



**ANIZOGRİD AĞLI YAPILARIN OPTİMİZASYONU**

**Reza MOHAMMADZADEH GHESHLAGHI**

**Doktora Tezi**  
**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**  
**Prof. Dr. Hamit AKBULUT**  
**2021**

(Her hakkı saklıdır.)

T.C.  
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**ANİZOGRİD AĞLI YAPILARIN OPTİMİZASYONU**  
(Optimization of Anisogrid Lattice Structures)

DOKTORA TEZİ

Reza MOHAMMADZADEH GHESHLAGHI

Danışman: Prof. Dr. Hamit AKBULUT

Erzurum  
Ocak, 2021

## KABUL VE ONAY TUTANAĞI

Reza MOHAMMADZADEH GHESHLAGHI tarafından hazırlanan “ANİZOGRİD AĞLI YAPILARIN OPTİMİZASYONU” başlıklı çalışması 14 / 01 / 2021 tarihinde yapılan tez savunma sınavı sonucunda başarılı bulunarak jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Mekanik Bilim Dalında DOKTORA tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı: Prof. Dr. Hamit AKBULUT .....  
*Atatürk Üniversitesi*

Danışman: Prof. Dr. Hamit AKBULUT .....  
*Atatürk Üniversitesi*

Jüri Üyesi: Prof. Dr. Sadri ŞEN .....  
*Atatürk Üniversitesi*

Jüri Üyesi: Prof. Dr. Habib UYSAL .....  
*Atatürk Üniversitesi*

Jüri Üyesi: Prof. Dr. Mehmet ZOR .....  
*Dokuz Eylül Üniversitesi*

Jüri Üyesi: Prof. Dr. Murat Demir AYDIN .....  
*Erzurum Teknik Üniversitesi*

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

**Prof. Dr. Mehmet KARAKAN**  
**Enstitü Müdürü**

Bu çalışma BAP projeleri kapsamında desteklenmiştir.  
Proje No: 2015/378

**Not:** Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

## ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU

DOKTORA Tezi olarak Prof. Dr. Hamit AKBULUT danışmanlığında sunulan “Anizogrid Ağlı Yapıların Optimizasyonu” başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

Tez Bölümleri	Tezin Benzerlik Oranı (%)	Maksimum Oran (%)
Giriş	% 7	30
Kuramsal Temeller	% 7	30
Materyal ve Yöntem	% 5	35
Bulgular	% 0	20
Tartışma	% 0	20
Tezin Geneli	% 3	25

*Not: Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının %5'den büyük olmaması gerekir.*

Beyan edilen bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ve beyan ederiz.

<b>Tez Yazarı (Öğrenci)</b>	<b>Tez Danışmanı</b>
Reza MOHAMMADZADEH GHESHLAGHI	Prof. Dr. Hamit AKBULUT
<b>16.12.2020</b>	<b>16.12.2020</b>
İmza:	İmza:

\* Tez ile ilgili YÖKTEZ’de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun ....../.../..... tarih ve ..... sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

Enstitü Yönetim Kurulunun ....../.../..... tarih ve ..... sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

## TEŞEKKÜR

Doktora tezi olarak sunduğum bu alışma Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakóltesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde hazırlanmıştır. Bu çalışmanın yürütölmesinde bilgilerin ve paha biçilmez tecrübelerini benimle paylaşan, yol gösteren, çalışma azmi veren, tez çalışmasında ilgi ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Sayın Prof. Dr. Hamit AKBULUT 'a teşekkürlerimi sunmaktan gurur duyuyorum. Sayın Prof. Dr. Sadri şEN ve Sayın Prof. Dr. Habib UYSAL'a bu tez alışmsındaki katkılarından dolayı şükranlarımı sunmaktan büyük mutluluk duyuyorum.

Laboratuvar çalışmalarında destek veren Ar. Gör. Volkan ACAR, Ar. Gör. Burak HÜLAGÜ ve atölye çalışmalarında emeği geçen Sayın tekneysen Erdal NEHRİ ve Abit CÖMERT'e teşekkür ederim. Sunmuř olduğum bu çalışmanın gerçekleşmesine imkân sağlayan Atatürk Mühendislik Fakóltesi Makine Mühendisliği Bölümünün değerli öğretim üyelerine ve her türlü manevi desteği sağlayan arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Hayatıma anlam veren, zor zamanlarımda arkamda olan ve her türlü desteğini esirgemeyen eşim ve iş arkadaşım Yüksek Mimar Öğretim Görevlisi Naiyer GHEşLAG SOFLA'ya yardımları ve Kızım Elay'a benim motivasyon kaynağım olması ve sabrından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Beni bu noktaya getiren hayatım boyunca yaptığım işlerde desteklerini esirgemeyen değerli anne ve babama ve aileme teşekkürlerimi sunarım.

Bu alışma BAP projesi kapsamında desteklenmiştir (Proje No:2015/378). Atatürk versitesi BAP projeler birimine teşekkürlerimi sunarım.

Reza MOHAMMADZADEH GHESHLAGHI

## ÖZET

### DOKTORA TEZİ

### ANİZOGRİD AĞLI YAPILARIN OPTİMİZASYONU

Reza MOHAMMADZADEH GHESHLAGHI

Danışman: Prof. Dr. Hamit AKBULUT

**Amaç:** Bu çalışmada, anizogrid ağılı yapıların optimizasyonu hedeflenmiştir. Hafif yapılar, havacılık, otomotiv, gemi yapımı, askeri sanayi gibi teknolojik uygulamalarda çok önemli hale gelmiştir. Anizogrid ağılı yapı terimi, anisotropik kafes yapılar anlamına gelir. Bu çalışmada temel olarak iki farklı anizogrid ağılı yapı incelenmiştir: Birincisi muntazam desenli mozaiklenmiş anizogrid ağılı yapılar; İkincisi gayrimuntazam desenli mozaiklenmiş anizogrid ağılı yapılar.

**Yöntem:** Anisogrid ağılı yapıların optimizasyonu üç aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada Klasik Laminasyon Teorisi'ne dayanarak anisogrid yapıların global burkulma davranışları incelenmiştir. İkinci aşamada bu yapılar numerik analizlerle incelenmiş ve genetik algoritma yöntemi ile optimizasyonu yapılmıştır. Son aşamada ise optimize edilen yapı üretilmiş, testlere tabi tutulmuş ve elde edilen veriler önceki aşamalarda elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Optimizasyon analizinden elde edilen yapıyı test etmek amacıyla 4 serbestlik derecesine sahip elyaf sarma cihazı tasarlanıp imal edilmiştir. Bununla beraber optimize edilmiş *Voronax* mozaiklemeli yapının iki numunesi fiber sarma yöntemi ile imal edilip basma testine tabi tutulmuştur.

**Bulgular:** Yatay ve dikey altıgen, dikdörtgen, üçgen, yıldız, elmas ve karışık üçgenden muntazam mozaiklemeli silindirik yapıların kritik burkulma yükleri ANSYS analiz programı ile elde edilmiştir. Gayrimuntazam basitleştirilmiş karışık üçgen ve yıldız desenli anizogrid yapıların optimizasyon öncesi ve sonrası kritik burkulma yükleri ve performansları karşılaştırılmıştır. *Voronax* desenli anizogrid yapının optimizasyonu gerçekleşmiş ve test numunelerinin basma test sonucu burkulma yükleri elde edilmiştir.

**Sonuç:** Optimize edilmiş gayrimuntazam desenli yapılardaki performans değerlerinin muntazam yapılardakinden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. *Voronax* desenli anizogrid yapıların optimizasyonu mümkün olmuştur. Numerik analiz sonuçları ve basma test sonuçlarının birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Anizogrid Ağılı Yapılar, optimizasyon, Kompozit, Algoritmik Modelleme, Genetik Algoritma.

**Ocak 2021, 144 sayfa**

## ABSTRACT

### DOCTORAL DISSERTATION

### OPTIMIZATION OF ANISOGRID LATTICE STRUCTURES

**Reza MOHAMMADZADEH GHESHLAGHI**

**Supervisor: Prof. Dr. Hamit AKBULUT**

**Purpose:** In this study, optimization of anisogrid lattice structures is aimed. Lightweight structures have become very important in technological applications such as aviation, automotive, shipbuilding, and military industry. The term anisogrid lattice structure refers to anisotropic lattice structures. In this study, two different types of anisogrid lattice structures are investigated. The first case is uniform tessellated anisogrid structures. The second case is anisogrid lattice structures with irregular patterns.

**Method:** Optimization of anisogrid lattice structures consists of three stages. In the first step, the global buckling behaviour of anisogrid structures has been investigated based on the Classical Lamination Theory. In the second step, these structures have been examined by numerical analysis, and optimization has been made with the genetic algorithm method. In the last step, the optimized structure has been produced, subjected to tests, and the data obtained have been compared with the previous steps' results. Four degrees of freedom filament winding device has been designed and built to produce test specimens obtained during the optimization procedure. Also, two samples of the optimized Voronax tessellated structure have been made and subjected to compression tests.

**Findings:** The critical buckling loads of horizontal and vertical hexagon, rectangle, triangle, star, diamond, and mixed triangle cylindrical structures with regular tessellation have been obtained using the ANSYS analysis program. Critical buckling loads and performances of the irregular tessellated simplified mixed triangle and star anisogrid structures before and after optimization have been compared. Optimization of the Voronax patterned anisogrid structure has been realized, and the test samples' buckling loads have been obtained

**Results:** It has been determined that the optimized, irregularly tessellated structures' performance is higher than the regular structures. Optimization of Voronax anisogrid structures has been done. The results of numerical analysis and compression tests have been compared, and according to the results, numerical and experimental results provide a fair agreement.

**Keywords:** Anisogrid Lattice Structures, Optimization, Composite, Algorithmic Modelling, Genetic Algorithm

**January 2021, 144 pages**

## İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY TUTANAĞI.....	i
ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU .....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
TABLolar DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	xiii
GİRİŞ.....	1
Literatür Özeti .....	4
KURAMSAL TEMELLER.....	12
Mozaikleme.....	12
Notasyon .....	12
Düzenli Mozaikleme .....	13
Yarı düzenli Mozaikleme.....	13
Demi-düzenli Mozaikleme.....	14
Delaunay Üçgenlemesi.....	15
Voronoi Mozaiklemesi.....	16
Voronax.....	17
Doğadaki yapılar .....	18
Klasik Laminasyon Teorisi .....	18
Tabakalı Silindirik Plakaların Stabilitesi .....	22
Yapısal denklemler.....	22
Basit mesnetli ortotropik plakalar .....	27
Anisogrid Ağılı Yapılar.....	29
Kompozitlerin düzlem içi elastik özelliklerinin ölçümü.....	35
Algoritmik Modelleme.....	39
Rhinoceros yazılımı .....	40
3D Grasshopper yazılımı.....	41
Genetik Algoritma Optimizasyonu .....	41

Üretim Yöntemi .....	43
MATERYAL ve YÖNTEM .....	45
Teorik Analiz .....	45
Nümerik Analiz.....	47
Algoritmik geometri.....	48
SEY analiz modeli.....	54
Optimizasyon .....	57
Deneysel Analiz .....	59
Elyaf sarma cihazı.....	59
Numune üretimi .....	64
Çekme testi numunesinin üretimi .....	66
Deneysel testler .....	68
ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	69
Teorik Analiz Sonuçları .....	69
Nümerik Analiz Sonuçları.....	76
Muntazam mozaikleme .....	76
Gayri Muntazam Mozaikleme ( <i>Irregular tessellation</i> ).....	94
Deneysel Analiz Sonuçları.....	101
SONUÇ ve ÖNERİLER .....	110
Sonuçlar.....	110
Öneriler .....	113
KAYNAKLAR.....	114
EKLER .....	118
EK 1. SSM yöntemi ile teorik analizler için geliştirilmiş MATLAB kodu .....	118
EK 2. Düzenli mozaiklemeli anizogrid yapıların modellenmesi için geliştirilmiş program. ....	120
EK 3. 1. Tip düzensiz mozaiklemeli anizogrid yapıların modellenmesi için geliştirilmiş program. ....	122
EK 4. 2. Tip düzensiz mozaiklemeli anizogrid yapıların modellenmesi için geliştirilmiş program. ....	124
ÖZGEÇMİŞ.....	126

## TABLolar DİZİNİ

<b>Tablo 1.</b> Yakınsama kontrolü hesaplama sonuçları .....	57
<b>Tablo 2.</b> Teorik ve SYE analizlerinde kullanılan yapının özellikleri .....	70
<b>Tablo 3.</b> Literatür ve bazı çalışma sonuçlarının karşılaştırması .....	76
<b>Tablo 4.</b> Çalışmada kullanılan modellerin malzeme özellikleri ve boyutları .....	77
<b>Tablo 5.</b> Çalışmada kullanılan modellerin malzeme özellikleri ve boyutları .....	95
<b>Tablo 6.</b> Basitleştirilmiş karışık üçgen anizogrid yapının optimizasyon önce ve sonrası değerleri .....	95
<b>Tablo 7.</b> Yıldız mozaiklemeli anizogrid yapının optimizasyon önce ve sonrası değerleri .....	97
<b>Tablo 8.</b> Voronax mozaiklemeli anizogrid yapının boyutları [mm] .....	99
<b>Tablo 9.</b> Voronax mozaiklemeli yapıda kullanılan malzeme özellikleri .....	99
<b>Tablo 10.</b> Voronax mozaiklemeli anizogrid yapının optimizasyon öncesi ve sonrası değerleri .....	100
<b>Tablo 11.</b> Maksimum ve minimum Poisson oranına göre kayma modülü ve kritik burkulma yükü hatası .....	105
<b>Tablo 12.</b> Testler sonucu elde edilen kompozit malzemenin elastik özellikleri .....	105
<b>Tablo 13.</b> Anizogrid yapının flanşız ve flaşlı kütleleri .....	105
<b>Tablo 14.</b> Numune Anizo-01 Voronax anizogrid yapının SEY ve basma testi analiz verileri .....	108
<b>Tablo 15.</b> Numune Anizo-02 Voronax anizogrid yapı için SEY ve basma testi sonuçlarının karşılaştırılması .....	109

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. İzogrid panel .....	1
Şekil 2. Kompozit izogrid uzay aracı reflektörü .....	2
Şekil 3. Proton-M roket adaptörü .....	3
Şekil 4. Eksenel basma testi .....	5
Şekil 5. Sertleştirilmiş kompozit silindir üzerinde test sonucu .....	6
Şekil 6. Konik kompozit kafes kabuk modeli .....	6
Şekil 7. (a) Burkulma öncesi test numunesi (b) Test numunesinin burkulma anı.....	7
Şekil 8. Silindirik kompozit ağı yapı.....	8
Şekil 9. (a) eksenel-helisel yapı (b) helisel-çevresel yapı .....	10
Şekil 10. Köşe notasyonu $3^2.4.3.4$ .....	13
Şekil 11. Düzenli mozaikleme türleri.....	13
Şekil 12. Yarı düzenli mozaikleme türleri.....	14
Şekil 13. Demi-düzenli mozaikleme türleri .....	15
Şekil 14. Delaunay üçgenleme .....	16
Şekil 15. Voronoi mozaikleme.....	16
Şekil 16. Voronoi diyagramı .....	17
Şekil 17. (a)Voronoi, (b) Voronax mozaikleme.....	17
Şekil 18. Sabun köpükleri .....	18
Şekil 19. Tabakalı kompozit bir plağın genel tanımlaması .....	19
Şekil 20. Tabakalı kompozit plakanın, (a) global koordinat sistemi, (b) global koordinat sistemine göre fiber açısı, 1 ve 2 yönü .....	19
Şekil 21. Kompozit plakanın genel yükleri .....	20
Şekil 22. Kompozit kabuk (silindirik plaka) .....	23
Şekil 23. Ortogrid yapı .....	30
Şekil 24. İzogrid yapı .....	30
Şekil 25. Bir grup paralel kaburga .....	31
Şekil 26. Yapı hücresinin geometrik parametreleri.....	34
Şekil 27. Yan destekle güçlendirilmiş $0^\circ$ elyaf takviyeli numune boyutları .....	36
Şekil 28. Yan destekle güçlendirilmiş $\theta$ takviye açısıyla takviye edilmiş numune boyutları.	36
Şekil 29. Yan destekle güçlendirilmiş $90^\circ$ takviye açılı numune boyutları .....	37

<b>Şekil 30.</b> $\pm 45^\circ$ çapraz takviyeli numune boyutları .....	37
<b>Şekil 31.</b> GA akış diyagramı .....	43
<b>Şekil 32.</b> Fiber sarma işlemi .....	44
<b>Şekil 33.</b> Birleşik kafes yapısı imalatı: (a) kaburga sarma, (b) kabuk sarma,(c) elastik kaplamanın kaldırılması ve (d) son mamul .....	44
<b>Şekil 34.</b> Algoritmik modelleme programının genel görüntüsü; (1) Geometrinin ebat değişkenleri, (2) Mozaik desenin oluşturma bloku (3) Silindirik geometri oluşturma bloku (4) SEY modelleme bloku (5) Genetik algoritma optimizasyon bloku.....	49
<b>Şekil 35.</b> Mozaik desenin oluşturma bloku; (1) Komut bloku, (2) Parametre kutusu, (3) Bloklar arasında veri taşıma tel bağlantısı.....	49
<b>Şekil 36.</b> Silindirik geometri oluşturma bloku .....	49
<b>Şekil 37.</b> SEY modelleme bloku .....	50
<b>Şekil 38.</b> 3D model görüntüsü.....	50
<b>Şekil 39.</b> APDL dosyasının bloku .....	51
<b>Şekil 40.</b> (a) Altıgen (Bal peteği), (b) Dikdörtgen (Ortho Grid), (c) Üçgen (Isogrid), (d): Yıldız (Kagome) ,(e): Elmas (Diamond), (f): Karışık üçgen mozaikleme (Mixed triangle).....	51
<b>Şekil 41.</b> Düzenli ağ desenleri (a) Altıgen (Bal peteği), (b) Dikdörtgen (Ortho Grid), (c) Üçgen (Isogrid), (d): Yıldız (Kagome) ,(e): Elmas (Diamond), (f): Karışık üçgen mozaikleme (Mixed triangle) mozaikleme.....	52
<b>Şekil 42.</b> Düzensiz ağ desenleri (a) Altıgen (Bal peteği), (b) Dikdörtgen (Ortho Grid), (c) Üçgen (Isogrid), (d): Yıldız (Kagome) ,(e): Elmas (Diamond), (f): Karışık üçgen mozaikleme (Mixed triangle) mozaikleme.....	53
<b>Şekil 43.</b> (a) <i>Voronoi</i> mozaikleme, (b) <i>Voronax</i> mozaikleme.....	54
<b>Şekil 44.</b> Sonlu eleman modelinin tel görünümü .....	55
<b>Şekil 45.</b> Sonlu eleman modelinin solid görünümü .....	56
<b>Şekil 46.</b> Modelde ortaya çıkan deplasmanlar .....	56
<b>Şekil 47.</b> <i>Galapagos</i> optimizasyon bloku .....	58
<b>Şekil 48.</b> $X_i$ ve $Y_j$ genomların değişkenleri .....	59
<b>Şekil 49.</b> Elyaf sarma cihazının görünümü .....	59
<b>Şekil 50.</b> Elyaf sarma cihazının hareket eksenleri.....	60
<b>Şekil 51.</b> Elyaf sarma cihazının kontrol yazılımının şeması .....	61
<b>Şekil 52.</b> Sabit şasinin görünümü .....	61
<b>Şekil 53.</b> Boyuna hareketli şasi .....	62
<b>Şekil 54.</b> Enine hareketli şasi .....	62

Şekil 55. Kalıp döndürücü ve tutucu .....	63
Şekil 56. Elyaf sarma başlığı .....	63
Şekil 57. Voronax desenli optimize edilmiş yapının 2B çizimi .....	64
Şekil 58. (a)Lazer kesimi ile yapılmış ahşap model, (b)Silikon dökülmüş kalıp (c)Kalıptan çıkarılan silikon kalıp, (d) Mandrel üzerine monte edilmiş silikon kalıbın hali.....	65
Şekil 59. (a) Kalıp ayırma işlemi, (b) Epoksi reçine küveti, (c) Elyaf sarma işlemi, (d) Şirink bant sarılmış numune.....	66
Şekil 60. Kalıptan çıkmış numuneler; (a) 1. Numune, (b) 2. Numune .....	66
Şekil 61. (a) 0° takviye açılı test numunesinin bitmiş hali, (b) 45° takviye açılı test numunesinin bitmiş hali, (c) 90° takviye açılı test numunesinin bitmiş hali.....	67
Şekil 62. (a) Çekme testi cihazı, (b) Çekme cihazının tutucu çeneleri, (c) Çekme esnasında numunenin görünüşü .....	67
Şekil 63. (a) Anizogrid numune için burkulma testi, (b) Alt flanş oturma lastiği, (c)Üst flanş üzerindeki lastik, ahşap ve metal plaka, (d) Burkulmuş numune.....	68
Şekil 64. Analiz modelinin görünümü; (a) 3B model, (b) Burkulma sonrası ön görünüm, (c) Burkulma sonrası üst görünüm, ( $N_r =$ Kaburga sayısı) .....	70
Şekil 65. Analiz modelinin görünümü; (a) 3B model, (b) Burkulma sonrası ön görünüm, (c) Burkulma sonrası üst görünüm, ( $N_r =$ Kaburga sayısı) .....	71
Şekil 66. Kaburga kalınlığı $h = 2mm$ olan yapının analiz sonuçları .....	72
Şekil 67. Kaburga kalınlığı $h = 4mm$ olan yapının analiz sonuçları .....	72
Şekil 68. Kaburga kalınlığı $h = 6mm$ olan yapının analiz sonuçları .....	73
Şekil 69. Kaburga kalınlığı $h = 8mm$ için analiz sonuçları .....	73
Şekil 70. Kaburga kalınlığı $h = 2mm$ olan yapının analiz hata oranı .....	74
Şekil 71. Kaburga kalınlığı $h = 4mm$ olan yapının analiz hata oranı .....	74
Şekil 72. Kaburga kalınlığı $h = 6mm$ olan yapının analiz hata oranı .....	75
Şekil 73. Kaburga kalınlığı $h = 8mm$ olan yapının analiz hata oranı .....	75
Şekil 74. Yıldız desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu .....	78
Şekil 75. Yıldız desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi.....	78
Şekil 76. Yıldız desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri .....	79
Şekil 77. Yıldız desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükü.....	79
Şekil 78. Üçgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu .....	80
Şekil 79. Üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi .....	81

<b>Şekil 80.</b> Üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri.....	81
<b>Şekil 81.</b> Üçgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri.....	82
<b>Şekil 82.</b> Karışık üçgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu .....	82
<b>Şekil 83.</b> Karışık üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi.....	83
<b>Şekil 84.</b> Karışık üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri.....	83
<b>Şekil 85.</b> Karışık üçgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri ...	84
<b>Şekil 86.</b> Elmas desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu .....	85
<b>Şekil 87.</b> Elmas desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi.....	85
<b>Şekil 88.</b> Elmas desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri .....	86
<b>Şekil 89.</b> Elmas desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri .....	86
<b>Şekil 90.</b> Dikdörtgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu.....	87
<b>Şekil 91.</b> Dikdörtgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi .....	87
<b>Şekil 92.</b> Dikdörtgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yüküleri.....	88
<b>Şekil 93.</b> Dikdörtgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri .....	88
<b>Şekil 94.</b> Dikey altıgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu .....	89
<b>Şekil 95.</b> Dikey altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi .....	90
<b>Şekil 96.</b> Dikey altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri.....	90
<b>Şekil 97.</b> Dikey altıgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri....	91
<b>Şekil 98.</b> Yatay altıgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu .....	91
<b>Şekil 99.</b> Yatay altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi .....	92
<b>Şekil 100.</b> Yatay altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri.....	92
<b>Şekil 101.</b> Yatay altıgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri..	93
<b>Şekil 102.</b> ANSYS analiz sonuçlarının karşılaştırması .....	94
<b>Şekil 103.</b> Basitleştirilmiş karışık üçgen desenli anizogrid ağı yapının optimizasyon sonrası, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu.....	96
<b>Şekil 104.</b> Basitleştirilmiş karışık üçgen desenli anizogrid ağı yapının optimizasyon sonrası, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu.....	96
<b>Şekil 105.</b> Yıldız desenli anizogrid ağı yapının optimizasyon öncesi, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu.....	98

<b>Şekil 106.</b> Yıldız desenli anizogrid ağı yapılarının optimizasyon sonrası, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu.....	98
<b>Şekil 107.</b> Voronax desenli anizogrid ağı yapılarının optimizasyon öncesi, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu.....	100
<b>Şekil 108.</b> Voronax desenli anizogrid ağı yapılarının optimizasyon sonrası, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu.....	101
<b>Şekil 109.</b> 0° 0° elyaf açılı numunenin orijinal yük-uzama grafiği.....	102
<b>Şekil 110.</b> 0° elyaf açılı numunenin gerilme-gerinim eğrisi ve elastisite modüllü için lineer fit doğrusu ve denklemi.....	102
<b>Şekil 111.</b> 90° elyaf açılı numunenin yük uzama grafiği.....	103
<b>Şekil 112.</b> 90° elyaf açılı numunenin gerilme-gerinim eğrisi ve elastisite modüllü için lineer fit doğrusu ve denklemi .....	103
<b>Şekil 113.</b> 45° elyaf açılı numunenin yük-uzama grafiği .....	104
<b>Şekil 114.</b> 45° elyaf açılı numunenin gerilme-gerinim eğrisi ve elastisite modüllü için lineer fit doğrusu ve denklemi .....	104
<b>Şekil 115.</b> Anizo-01 test numunesinin basma yükü-yer değişme grafiği.....	106
<b>Şekil 116.</b> Anizo-02 test numunesinin basma yükü-yer değişme grafiği.....	106
<b>Şekil 117.</b> Numune Anizo-01 basma deneyi, (a) Burkulma öncesi, (b) Burkulma sonrası ...	107
<b>Şekil 118.</b> Numune Anizo-02'nin basma deneyi, (a) Burkulma öncesi, (b) Burkulma sonrası .....	108

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

$N_{xy}$	$xy$ düzlemsel kesme kuvveti
$N_{xx}$	$x$ eksenini doğrultusunda birim üzgünlük kuvveti
$N_{yy}$	$y$ eksenini doğrultusunda birim üzgünlük kuvveti
$P$	Başlangıçta uygulanan basınç
$\psi_i$	Deplasmanların $i$ . özvektörüdür.
$\phi$	Helisel kaburga açısı
$n_s$	Tek yöndeki helisel kaburga sayısı
$p = p_0$	Yüzey basıncı
$K_{xs}$	$xs$ düzleminde burulma
$\tau_{xs}$	$xs$ düzleminde enine kayma gerilmi
$\tau_{zs}$	$zs$ düzleminde enine kayma gerilmi
$\varepsilon_{xs}$	$xs$ düzleminde enine kayma gerinimi
$\varepsilon_{zs}$	$zs$ düzleminde enine kayma gerinimi
$\varepsilon_{xz}$	$xz$ düzleminde kayma gerinim
$\gamma_{xz}$	$xz$ düzleminde mühendislik kayma gerinim
$M_{xy}$	$xy$ düzlemsel ve burulma momenti
$M_{xx}$	$x$ eksenini doğrultusunda eğilme momenti
$M_{yy}$	$y$ eksenini doğrultusunda eğilme momenti
$\varepsilon_x$	$x$ eksenini doğrultusunda gerinim
$\varepsilon_z$	$y$ eksenini doğrultusunda gerinim
$(\lambda_i)_{\min}$	Minimum özdeğer
$P_c$	Aksisimetrik kritik burkulma yükü
$B_{ij}$	Bağlantı matrisi
$A_{mn}$	Belirsiz katsayılarıdır
$B_{mn}$	Belirsiz katsayılarıdır

$C_{mm}$	Belirsiz katsayılarıdır
$\delta_r$	Çevresel kaburga genişliği
$a_r$	Çevresel kaburgaların aralığı
$a_c$	Çevresel kaburgaların aralığı
$E_r$	Çevresel kaburgaların elastiklik modülü
$b_c$	Çevresel kaburgaların genişliği
$T$	Dönüşüm (transformasyon) matrisi
$V$	Düzlem içi yüklerden kaynaklanan potansiyel enerji
$D_{ij}$	Eğilme ve burulma matrisi
$\kappa_x$	Eksenel eğrilik
$E_{11} = E_1$	Fiber yönünde elastisite modülü
$E_{22} = E_2$	Fiberlere dik yöndeki elastisite modülü
$A_{ij}$	Genişleme matrisi
$[S]$	Gerilme matrisi
$\delta_s$	Helisel kaburga genişliği
$a_s$	Helisel kaburgaların aralığı
$a_h$	Helisel kaburgaların aralığı
$E_s$	Helisel kaburgaların elastiklik modülü
$b_h$	Helisel kaburgaların genişliği
$\bar{Q}_{ij}$	Her tabaka için dönüştürülmüş indirgenmiş direngenlik matrisi
$L_F$	İnce meşli analizlerden elde edilen burkulma yükleri
$L_C$	Kaba meşli analizlerden elde edilen burkulma yükleri
$\varphi$	Kaburga açısı
$N_r$	Kaburga sayısı
$d$	Kaburgaların aralığı
$A$	Kaburgaların kesit alanı
$J$	Kaburganın burulma atalet momentleridir
$I$	Kaburganın eğilme atalet momentleridir
$G_{12}$	Kayma modülü

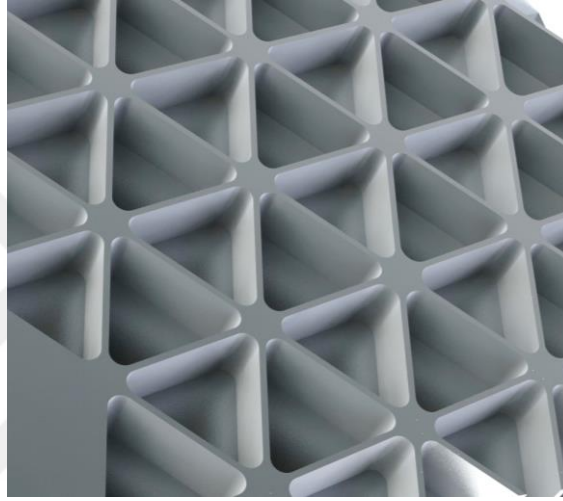
$N_0$	Kritik burkulma yükü
$P_{cr}$	Kritik burkulma yükü
$\nu_{12}$	Major Poisson oranı
$\nu_{21}$	Minor Poisson oranı
$u^0$	Orta düzlemin aksenal yer değiştirmesi
$v^0$	Orta düzlemin teğetsel yer değiştirmesi
$L_M$	Orta meşli analizlerden elde edilen burkulma yükleri
$\nu$	Ortotropik silindirin çevresel yer değişmesi
$u$	Ortotropik silindirin aksenal yer değişmesi
$b$	Ortotropik silindirin genişliği
$h$	Ortotropik silindirin kalınlığı
$w$	Ortotropik silindirin radyal yer değişmesi
$a$	Ortotropik silindirin üzgünlüğü
$R$	Ortotropik silindirin yarıçapı
$\lambda_i$	$i$ . özdeğer
$[K]$	Direngenlik matrisi
$H$	Silindirin uzunluğu
$U$	şekil değiştirme (gerinim) enerjisi
$\theta$	Takviye fiber elyafın global koordinatlara göre açısı
$\kappa_s$	Teğetsel eğrilik
$Q_{ij}$	Tek yönlü takviyelenmiş bir tabaka için direngenlik matrisi
$\Pi$	Toplam enerji değeri
$W$	Yüzey basıncından kaynaklanan potansiyel enerji

### Kısaltmalar

GA	Genetik Algoritma
SEY	Sonlu Elemanlar Yöntemi
SSM	<i>Smearred Stiffener Method</i>

## GİRİŞ

Yapılarda üçgen kafeslerin kullanılması verimliliği (mukavemet, direngenlik, vs.) arttıran ve göz önünde bulundurulması gereken önemli bir gerçektir. NASA-MSFC kapsamında, yapılan bir çalışmada Meyer *et al.* (1973), basınç yüklerine maruz silindirik yapılar için en uygun deseni (*pattern*) belirlemiştir. Bu yeni tür yapılara, izotropik malzeme gibi davrandıklarından dolayı “İzogrid” adı verilmiştir (Şekil 1).



Şekil 1. İzogrid panel

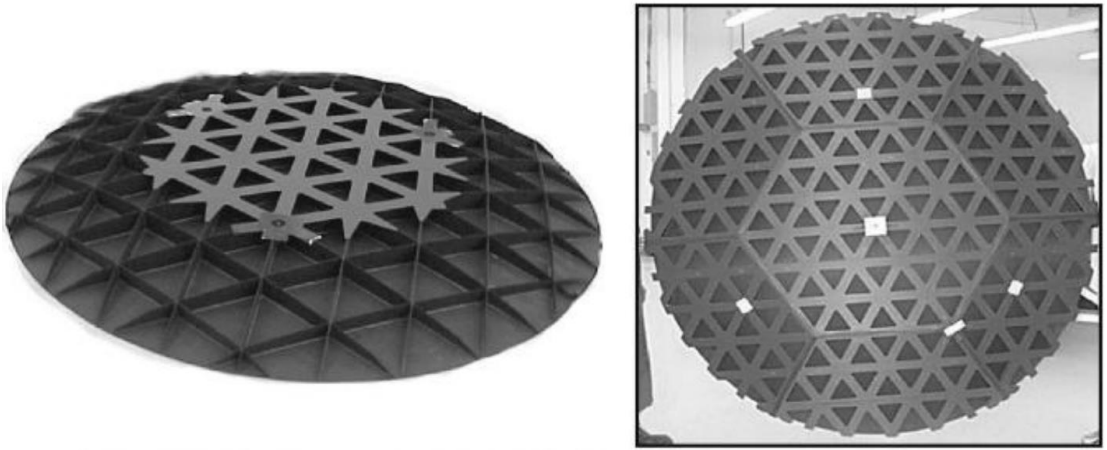
“İzogrid” aynı zamanda, sürekli takviyeli ve ızgaraların eşkenar üçgen şeklindeki kabuklara atıfta bulunmak için kullanılan bir isimlendirmedir. Söz konusu bu model, yapının özgül direngenlik ve özgül mukavemet özelliklerinde önemli avantajlar sağlamaktadır. Hem geleneksel imal yöntemleri ve hem de kimyasal öğütme yöntemleri izogrid yapıları imal etmek için kullanılmaktadır (Slysh 1976). Metal esaslı izogrid yapılar havacılık uygulamalarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar.

Hafiflik, direngenlik, mukavemet gibi bazı üstün avantajlara sahip olan kompozit malzemeler teknolojisindeki gelişmelerden dolayı, izogrid yapılarda kompozit malzeme kullanımı, bilhassa uzay sektöründe, ilgi çekici hale gelmiştir. Anizogrid ağı yapı terimi, Anizotropik kafes yapılar anlamına gelir (Vasiliev and Razin 2006). İzogrid yapıların aksine, anizogrid yapıların farklı desenleri olabilir ve eşkenar üçgenle sınırlı değildir. Başka bir deyişle, hem malzeme hem de yapısal model açısından anizotropik olmaktadır. Tasarım gereksinimlerine bağlı olarak, anizogrid yapılar kabuklu veya kabuksuz olabilmektedirler.

Gelişmiş anisogrid ağı yapıların formülü, ağırlık ve eğilme rijitliği ve önerilen imalat prosedürü NASA teknik notlarında tanımlanmıştır (Rhodes *et al.* 1975).

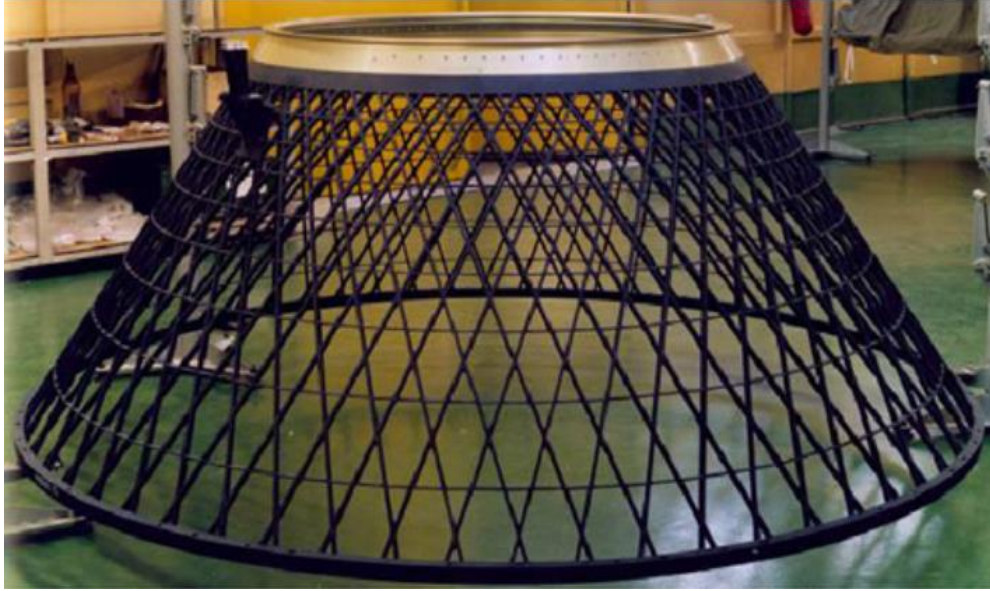
Anizogrid yapılarda, kaburga uzunluğu boyunca meydana gelen gerilmeler yönlendirilmiş oldukları için, bu yapılarda kompozit malzemelerin kullanımları büyük önem arz etmektedir. Anizogrid ağı yapılar genellikle uzay uygulamalarında kullanılan çok yüksek basma ve bükülme yüklerine maruz kalan silindirik ve konik ince cidarlı yapıların yapısal verimliliğini maksimize etmek için geliştirilen özel kompozit yapılardır. Bu yapılar; farklı genişliklerde düzenli, yoğun ve simetrik, kesişen halka ve helisel kaburgalara sahiptirler ve bazen dışarıdan sarılmış kabuklarla desteklenirler.

Anizogrid yapılar, ıslak elyaf sarma işlemiyle birbirlerine bağlanırlar. Halihazırda, uzay araçlarının ara kademeleri ve konik adaptörleri, ayrıca uçak gövdesi bölümleri gibi yapıların imalatında kullanılmaktadırlar ki burada hafiflik büyük önem arz etmektedir. Şekil 2’de görülen hassas reflektör ve diğer uzay aracı bileşenleri içinde, karbon elyaf takviyeli özel izogrid kompozit yapılar, üstün boyutsal değişim özellikleri için kullanılmaktadır. Karbon elyaf son derece düşük (ve bazı durumlarda negatif) termal genleşme katsayılarına sahiptir ki bu da mükemmel boyutsal stabiliteye sahip kompozit yapılar tasarlamasını mümkün kılmaktadır, (Gibson Ronald F. 2011).



**Şekil 2.** Kompozit izogrid uzay aracı reflektörü

Bu yapılarla ilgili çok sayıda örnek 1981 yılından bu yana, CRISM Rus teknoloji endüstriyel uygulamalarında kullanılmıştır. Anizogrid kafes yapıların en önemli uygulamalarından biri Rus uzay fırlatıcısı Proton-M yapısıdır (Şekil 3)(Vasiliev, Barynin, and Razin 2012).



**Şekil 3.** Proton-M roket adaptörü

Havacılık ve uzay çalışmalarında ağırlıklı yapı kompozitler, verimli yapılar tasarımında hayati bir rol oynamaktadırlar. Kompozit yapılar takviye ve matris fazlarından oluşmaktadır. Hafif yapıların dayanımları, tasarımları esnasındaki takviyelere bağlıdır. Bu yapılarda, genellikle  $T$ ,  $Z$  ve şapka gibi farklı takviye şekilleri kullanılmaktadır. Bu takviye şekilleri sayesinde, yük taşıma kabiliyetine sahip hafif yapılar elde edilebilmektedir. Hafiflik, üretim ve ekonomiklik açısından ağırlıklı yapı kompozitler, takviye edilmiş ve sandviç panellere göre daha avantajlıdır. Ağırlıklı yapıların karakteristik özellikleri, dirençlilikleri ve birbirine kilitlenmiş kafes kaburgaları ile belirlenmektedir. Bu yapılar içeren kaburgalar farklı şekillerde düzenlenmektedir. Kaburgalar genellikle aksel, helisel ve dairesel şekilde düzenlenebilir. Literatür araştırmalarına göre; yüksek darbe hasar toleransına sahip olan tek yönlü kaburga düzenine sahip yapılar, aynı zamanda, *delaminasyon* ve çatlak ilerlemesine karşı da dirençleri yüksektir. Anizogrid yapılar genellikle aksel yüklere maruz kaldıklarından dolayı fiberler kaburgaların ekseni doğrultusunda yönlendirilmiştir. Anizogrid yapıların temel avantajları, kararlı konfigürasyonları, yüksek yapı verimlilikleri ve düşük maliyetleridir (Mathew, Chacko, and Thomas 2013).

Bu tez çalışması kapsamında, istikrarlı ve verimli bir yapı oluşturmak amacıyla, anizogrid ağırlıklı yapıların optimizasyonu üzerinde çalışılmıştır. Bu amaç doğrultusunda, geometrik modelleme ortamı ile Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) yazılımı arasında bir bağlantı oluşturulmuştur. Genetik Algoritma (GA) bazlı optimizasyon işlemi kullanılarak anizogrid yapılarda gerilme ve yer değiştirme değerleri önemli ölçüde azaltılmış ve böylece malzemenin kararlılığının artırılması hedeflenmiştir. Bu amaçla, mozaikleştirilmiş silindirik yüzey üzerinde

statik bir optimizasyon gerçekleştirmek için geometrik modelleme ortamı ve statik analiz yazılımı birleştirilmiştir.

Optimal anizogrid yapıları teşkil etme amacıyla, genetik algoritma bazlı bir optimizasyon yöntemini ve ANSYS yazılımını otomatik olarak tekrarlayan ve tekrarlı çağrılarını kullanan Grasshopper 3D için bir program yazılmıştır. Bunu mümkün kılmak için, otomatik ağ desenleri üreten algoritmik modelleme yöntemleri geliştirilmiştir. Metodun etkinliğini ve güvenilirliğini teyit etmek için deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında, Genetik Algoritma optimizasyon yöntemi kullanılarak bir *CFRP* anizogrid silindirik ağı yapının optimum yapısal tasarımı amaçlanmıştır. Tek eksenli basınç yüküne maruz *CFRP* anizogrid silindirik yapı, burkulma hasarı oluşmama şartıyla kütlesi en aza indirmiştir. GA sürecinde, SEY hesaplamaları analiz yöntemi olarak kullanılmıştır. Ayrıca, sayısal analiz ve deneylerden elde edilen sonuçların birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

## **Literatür Özeti**

Konuyla alakalı literatürde ön plana çıkmış bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir:

*Kim(1999)* rijleştirilmiş kompozit izogrid silindirini imal etmiş ve bası testleri yapmıştır, (Şekil 4). Eksenel basma testinin amacı yapılardaki çeşitli hasar modellerini belirlemektir. Örneğin kaburga sarsılma, kabuk çökertme, genel istikrarsızlık vb. İzogrid silindir yapılar için kritik hasar modu olarak kaburganın kritik burkulma yüklerini belirlemiştir.



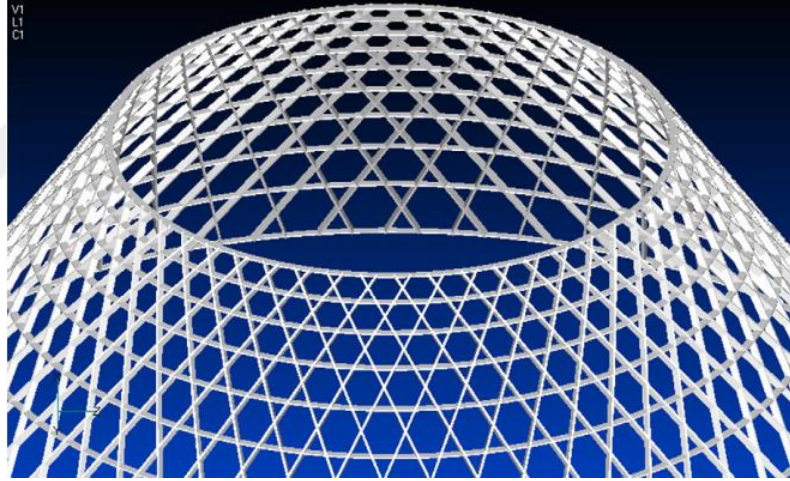
**Şekil 4.** Eksenel basma testi

*Kidane* ve ark. (2003) çalışmalarında genellikle çapraz ve yatay kaburgayla rijitleştirilmiş kompozit silindir için burkulma yükünü belirlemişler, (Şekil 5). Bu analizler sonucu, yapının genişleme ( $A$ ), kuplaj (*coupling*) ( $B$ ) ve ( $D$ ) burulma matrisi hesaplanarak yapının rijitlik matrisleri belirlenmiştir. Enerji yöntemi kullanılarak burkulma yükü belirli bir kaburga konfigürasyonu için çözülmüştür. Burkulma testi, sertleştirilmiş kompozit silindir üzerinde gerçekleştirilmiş ve analitik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.



**Şekil 5.** Sertleştirilmiş kompozit silindir üzerinde test sonucu

*Totaro ve Gürdal(2009)* eksenel bası yükler altında kompozit kafes kabuk yapılar için ön tasarım amaçlayan bir optimizasyon yöntemi önermişlerdir, (Şekil 6). Önerilen yöntem sayısal minimizasyonu uygulamalara optimum kütle için uygun bir yoldur.

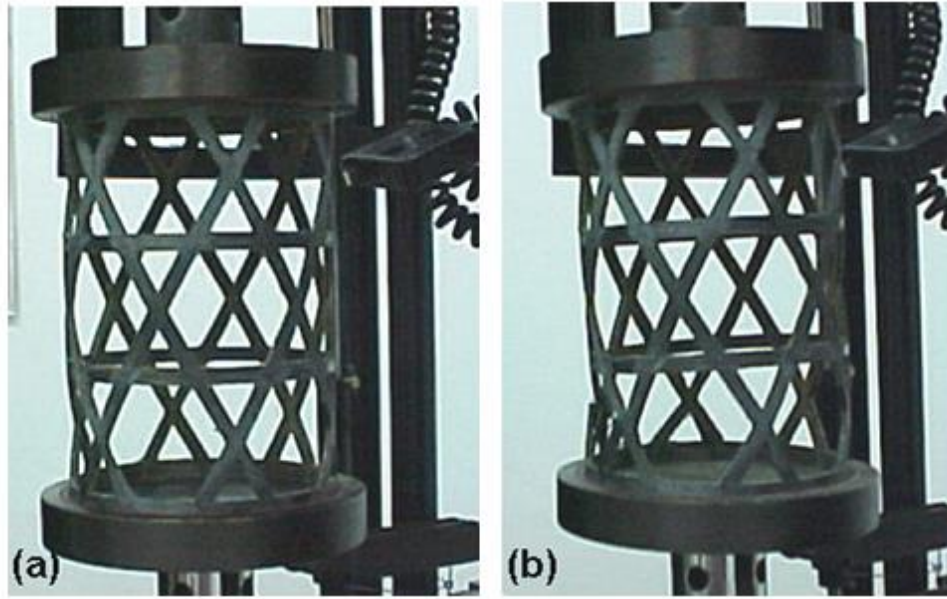


**Şekil 6.** Konik kompozit kafes kabuk modeli

*Morozov ve ark. (2011)* eksenel basınç, konsol eğilme, basit eğilme ve burulma altındaki anizogrid kompozit kafes silindirik kabukların burkulma davranışlarını incelemiştir. Üç boyutlu ağı yapıları iki düzlemde ve burulma-eğilme, çekme ve basıya maruz, eğrisel kaburgalardan oluşan kafes kabukları modellemiştir. Kabukların uzunluk değişiminin etkisini, helisel kiriş sayısı ve kafes yapıların yönlendirme (oryantasyon) açıları burkulma davranışları üzerinde analiz parametreleri olarak kullanılmıştır.

*Buragohain ve Velmurugan(2011)* üç farklı dairesel silindirik yapı modelini deneysel çalışma için değerlendirmişler. Bunlar rijitleştirilmemiş kabuk, kafes silindir (sadece kaburga) ve kaburgayla sertleştirilmiş kabuk (kabuk ve kaburga) dan ibarettir. Ayrıca, bu yapıları

basitleştirilmiş ve ucuz üretim süreci için adapte etmişler. Yapılar üzerinde aksenal basınç testleri yapılmış ve sonuçlar SEY ile karşılaştırılmıştır (Şekil 7).



**Şekil 7.** (a) Burkulma öncesi test numunesi (b) Test numunesinin burkulma anı

*Tom Mathew* ve ark. (2013) kompozit ağırlık kafes yapıları araştırmışlar ve en yüksek basma yükü taşıyan, en hafif ve verimli tasarımı elde etmeye çalışmışlardır. Ayrıca sonlu elemanlar yazılımı olan MSC Patran programını kullanarak parametrik çalışmalara dayanan yapıları analiz etmişlerdir. Silindirik ve konik modeller farklı yükleme koşulları altında araştırılmıştır, (Şekil 8). Kalınlık genişliğe oranı 2.5 ve 30°'lük helis açılı yapıların 400kN'a kadar yüke dayanımının mümkün olduğunu tespit etmişlerdir ki bu çok yüksek ağırlık-mukavemet oranı ve maliyet avantajıdır.



**Şekil 8.** Silindirik kompozit ağılı yapı

*Qing Zheng* ve ark. (2015) ağılı silindirlerin yapısal rijitliği ve kritik aksenal dayanımını eşdeğer süreklilik yöntemi ile (*equivalent continuum method*) teorik olarak analiz etmişlerdir. Literatüre göre, aksenal basma yükü altındaki ağılı silindir için, global burkulma, düzlem dışı kaburga burkulması, düzlem içi kaburga burkulması ve yetersiz mukavemet olmak üzere dört hasar modu vardır. Çalışmada boyutsuz değişkenlerin değişimi ile ilgili, yük kapasitesi eğimleri ve hasar grafikleri çizilmiştir. Hasar grafiklerine göre, büyük ebatlı ağılı silindirindeki hasarlarda genellikle, kaburgaların inceliğinden dolayı global burkulma söz konusudur. Elde edilen sonuçlara göre kaburga kalınlığı ve helisel kaburgaların sayısı, direngenlik ve kritik burkulma yük üzerinde nispeten büyük etkilere sahiptir. Çalışmaya göre kütle verimliliğini elde etmek için yatay kaburga sayısının azaltılması gerekmektedir.

*Huybrechts* ve ark. (1999) ızgara (*Grid*) takviyeli yapıları araştırmış ve mevcut başarılı analiz ve üretim yöntemlerini özetlemişlerdir. Izgara takviyeli yapılar, takviyelerden oluşan bir ızgara kafesi tarafından desteklenen kabuklar olup, son yıllarda monokok, kabuk-ızgara ve bal peteği sandviç yapılarının yerine alternatif olarak kullanılmışlardır. Bu araştırmaya göre, ızgara takviyeli yapıların, çevresel sağlamlık, düşük maliyetli üretim, yapısal verimlilik gibi avantajları bulunmaktadır. Bu yapıların dezavantajları, davranışlarının belirsizliği, ızgara deseninin karmaşıklığından dolayı üretiminin uzun süre alması ve doğaları gereği kalınlıktan dolayı bu yapıların asimetric olmalarıdır.

*WANG* ve *ABDALLA* (2014), homojenizasyon teorisini kullanarak ızgara takviyeli kompozit paneller için hem global hem de lokal yapısal dengesizlikleri araştırılmışlardır.

Ortograd ve izograd desenleriyle ilgili sertleştirilmiş kabuklarla takviye edilmiş paneli eşdeğer normal bir kabuğa eşleştirmek için, periyodik sınır şartlarına sahip bir karakteristik hücre konfigürasyonu kullanılmıştır. Klasik laminasyon teorisine göre homojenleştirilmiş özellikler, rijitleştirilmiş ve eşdeğer hücrelerin gerinim enerjisinin eşitlenmesiyle elde edilmiştir. Homojenleştirilmiş kabuk özelliklerine göre global burkulma analizi yapılmıştır. Bloch dalgası teorisi ile, bitişik hücrelerin etkisini tamamen hesaba katarak, ızgara ile rijitleştirilmiş kabukların lokal burkulma yükleri hesaplanmıştır. Ayrıca, kabuk burkulmasını ve kaburga hasarlarının ayrı ayrı ele almak yerine, yaygın olarak yapıldığı gibi, kabuk ve kaburgalar karakteristik hücre seviyesinde bir araya getirilmiştir.

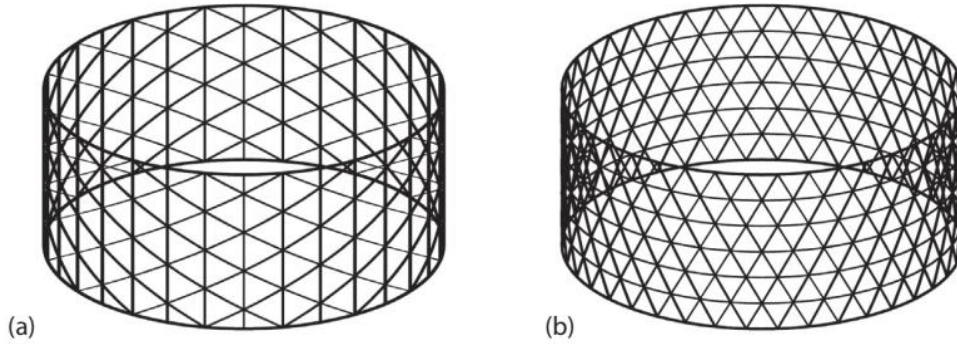
*Jaunky ve ark.* (1996) tarafından rijitleştirilmiş paneller için, kabuk-sertleştirici etkileşim etkileşimini içeren geliştirilmiş bir SSM (*smearred stiffener method*) teorisi sunulmuştur. Kabuk sertleştirici kombinasyonunun nötr yüzey profili, minimum potansiyel enerji prensibi ve statik denge şartları kullanılarak analitik olarak geliştirilmiştir. Eksenel olarak rijitleştirilmiş, ortograd ve genel ızgara ile rijitleştirilmiş paneller için burkulma yükleri, *Rayleigh-Ritz* yöntemi ile birleştirilen SSM kullanılarak bulunmuş ve sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

*Li ve Fan* (2018) araştırmalarında, elyaf sarma ile sertleştirme tekniğinin adaptasyonu ile karbon elyaf takviyeli kompozit izograd rijitleştirilmiş silindirler, tasarlanmış ve üretilmişlerdir. Deneyler sonuçlarına göre izograd rijitleştirilmiş silindirler, malzeme hasarı, global burkulma, lokal burkulma, kaburga dayanıksızlığı ve kenarların delaminasyonu olmak üzere çoklu hasar modlarına sahiptirler. İlk dört hasar modu için hasar kriterleri önerilmiş ve belirli izograd rijitleştirilmiş silindirin hasar yükünü tahmin etmek için uygulanmıştır. Kabuk kalınlığı, hücre boyutu, kaburga yüksekliği, kaburga kalınlığı ve kenarların güçlendirilmesi, yapının hasar modeline ve hasar yüküne etkimektedirler. Hafif yapının tasarımını optimize etmek için hasar haritaları çıkarılmıştır.

*Wodesenbet ve ark.* (2003) izograd rijitleştirilmiş kompozit silindirlerin burkulma problemini çözmek için bir SSM yöntemi geliştirmişlerdir. Bu modelde, kaburgaların rijitliğe katkıları bir birim hücre üzerindeki kuvvet ve moment etkisi analiz edilerek hesaplanmıştır. Kaburga-kabuk panelinin eşdeğer rijitliği, kaburgaların ve kabuğun üst üste getirilmesiyle rijitliğe katkıları hesaplanmıştır. Eşdeğer direngenlik parametreleri rijitleştirilmiş silindirin burkulma yükünü hesaplamak için kullanılmıştır. Kaburgaların ve kabuğun tam geometrik konfigürasyonunu ve ortotropik özelliklerini dikkate alan bir 3B sonlu eleman modeli geliştirilmiştir. Analitik yöntemle belirlenmiş rijitleştirilmiş silindirin burkulma yükü deney sonuçlarıyla teyit edilmiştir. Üç tür analiz yönteminin sonuçları karşılaştırılmıştır. Bir

parametrik çalışma gerçekleştirilmiş ve ızgara ile rijitleştirilmiş silindirin farklı parametrelerinin optimum konfigürasyonlarına ilişkin genel sonuçlar elde edilmiştir.

*Beerhorst ve Hühne* (2016) helisel-çevresel ızgaraların minimum kütle tasarımını yapmış ve aksenel-helisel ızgaralarla karşılaştırmışlardır, (Şekil 9). Çalışmada klasik laminasyon teorisine göre elde edilmiş analitik modeller, optimizasyon sonuçlarını çok kısa sürede (1 saniye gibi) sağlamıştır. Sonlu eleman modelleri kullanılarak elde edilen sonuçlar doğrulandıktan sonra ikinci bir optimizasyon adımına geçilmiştir. Kaburga yükseklikleri ve Young modülünün etkisi üzerine yapılan çalışmalar, aksenel-helisel tasarımın helisel-çevresel tasarıma göre daha hafif ızgaralar oluşturma potansiyeline sahip olduğunu göstermiştir. Bu sonuç orta uzunlukta silindirler için düşük yükler ve çok yüksek yükler seviyelerine kadar gösterilmiştir. Analitik modelin aksine, kaburgaların modellemesinde ikinci dereceden iki düğümlü ANSYS BEAM188 kiriş elemanları kullanılmıştır.



**Şekil 9.** (a) aksenel-helisel yapı (b) helisel-çevresel yapı

*Li ve ark.* (2020) tarafından yapılan bir araştırmada karbon elyaf takviyeli kompozit anizogrid ağı silindirlerin hasarlarını ortaya çıkarmak için, global burkulma, lokal düzlem içi burkulma, lokal düzlem dışı burkulma, *Euler* burkulma ve malzeme hasarı dahil olmak üzere birçok hasar teorisi önerilmiştir. Global burkulma yükü değerleri, eşdeğer süreklilik yöntemi ve *Ritz* yöntemi ile analiz edilmiş ve farklı temsili boyutları ve önceki deneysel sonuçları kapsayan sonlu elemanlar modellemesi ile doğrulanmıştır. Kaburga kalınlığının, kaburga yüksekliğinin ve helisel kaburgaların ve çevresel kaburgaların sayısının kritik yük ve hasar modları üzerindeki etkilerini ortaya çıkarmak için parametrik bir analiz gerçekleştirilmiştir. Hasar haritaları, hafif anizogrid silindirlerin tasarımına yönelik olarak optimizasyon için kullanılmıştır. Çalışmada önerilen teorinin yüksek özgül mukavemet ve direngenliğe sahip kompozit anizogrid ağı silindirlerin tasarımında bir referans görevi görmesi amaçlanmıştır.

*Buragohain ve Velmurugan* (2011) ızgara takviyeli silindirik yapıların tasarım ve analizleri için entegre bir hesap yöntemi sunmuşlardır. İki aşamalı bir yaklaşım kullanılmıştır; İlk aşamada, birkaç olası optimum konfigürasyona ulaşmak amacıyla, *SSM* yaklaşımı ile

parametrik analiz kullanılmıştır. Bir ızgara ile rijitleştirilmiş elyaf sarmalı yapıda, kaburgaların farklı konfigürasyonu sayısız tasarım seçenekleri sunmaktadır. Bu tasarım seçenekleri birkaç taneye indirgenmiştir. Nihai tasarımda ve analizde sonlu eleman modellemesi kullanılmıştır.



## KURAMSAL TEMELLER

### Mozaikleme<sup>1</sup>

Günlük hayatta kullanılan hafif yapılar (örneğin göçmen çadırları, sepetler vb.) ağıllı yapılardan ve bu yapılar çevresel yüzeylerden oluşmaktadır. Bu çevresel yüzeylerin kafes yapılarını oluşturulması için mozaikleme zaruridir denebilir. Mozaiklemenin temelinde, yüzeyin ayrı alanlara bölünmesiyle bir çokgen kafes oluşturulması bulunmaktadır. Çokgen ağ, bilgisayar grafiklerinde belirli bir yapı şeklindedir. Şimdiye kadar oluşturulan yapısal tasarımlarda, mozaiklerin boyutları ve şekilleri, malzeme özellikleri ve üretim olanakları nedeniyle oldukça kısıtlı olmasından bahsedebiliriz. Bu tür çalışmalarda kafes yapılı ince kabuklar optik olarak optimize edildikten sonra, pürüzsüz ve kabul edilebilir bir ağ elde edilmekte ve sonra kesitsel optimizasyon yavaş, otomatik olmayan iteratif bir süreçle gerçekleştirilmektedir. Araştırmalar çoğunlukla mevcut üçgen veya altıgen (yıldız) yapıların düğümlerinin küçük hareketi ve çerçeve elemanlarının yönlerinin değişimiyle gerçekleştiğini göstermektedir.

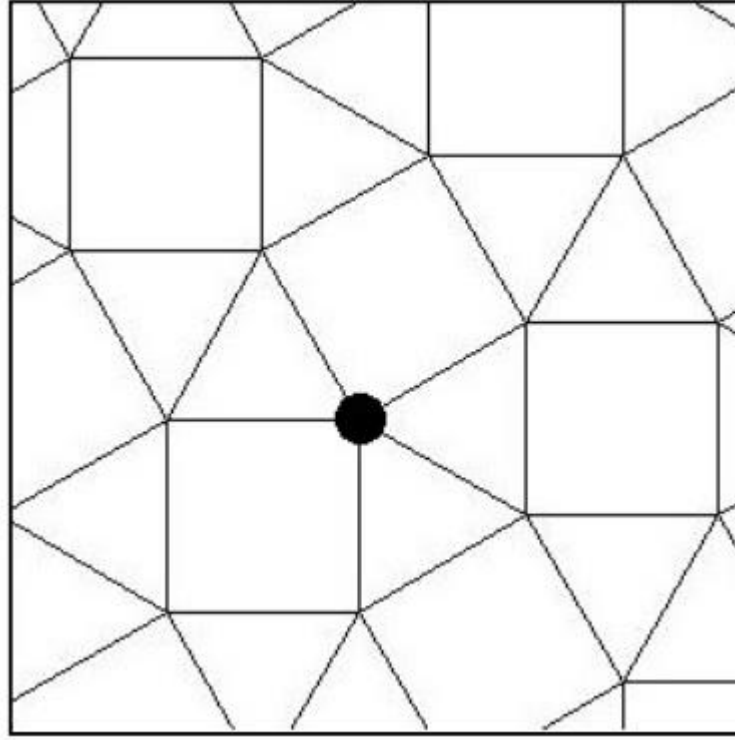
Bir düzlem mozaiklemede, bütün düzlemi kapsayacak şekilde sonsuz poligon dizisiyle kapama işlemi yapılır. Böylece bir poligon bazı kenarlarda civarındaki diğer bir poligonla ortaktır. Bu tez çalışması kapsamında, ağıllı yapılarda, mozaikleştirilmiş düz veya eğrisel ağlar teşkil edilmiştir. Yapı şekli olarak bir silindir seçilmiş ve mozaiklemeler sonucu elde edilen ağıllı yapı üzerinde analiz ve optimizasyon yapılmıştır. Analiz ve optimizasyonlar bu yapının en performanslı konfigürasyonun bulmayı hedeflemektedirler. Yapının aksenal yük taşıma kabiliyeti ve bununla beraber en hafif kütleyle sahip olması optimizasyon kriteri olarak seçilmiştir.

### Notasyon

*Ludwig Schläfi* (1814-1895) ilk kez 1852 yılında değişik geometrik şekillerin notasyonu üzerinde çalışmıştır. Notasyonlarda “ $p$ ” ve “ $q$ ” sembollerini kullanmış olup, “ $p$ ” yüzeylerin kenar sayısını ve “ $q$ ” ise bir köşede buluşan kenar sayısını göstermektedir. Örneğin bir küp 4.4.4 veya tercihen  $4^3$  şeklinde yazılmaktadır. Bir köşeye bağlı birden fazla farklı çokgen varsa, köşe notasyonu küçük çokgenin kenarlarının sayısı ile başlar (Şekil 10).

---

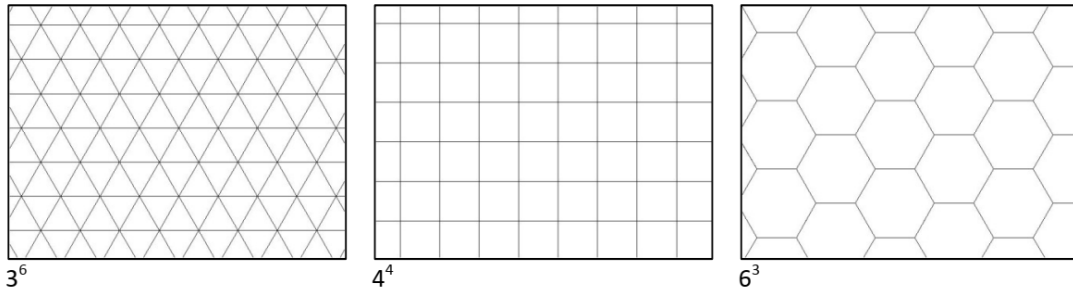
<sup>1</sup> Tessellations



Şekil 10. Köşe notasyonu  $3^2.4.3.4$

### Düzenli Mozaikleme<sup>2</sup>

Düzenli mozaikleme eşit düzenli poligonlardan oluşmakta olup  $3^6$ ,  $4^4$  ve  $6^3$  şeklinde üç çeşit düzenli mozaikleme imkanı bulunmaktadır. Çift  $4^4$   $4^4$  veya çift  $3^6$   $6^3$  şeklinde olmaktadır (Şekil 11). Bu şekilde elde edilmiş aynı boyut ve şekle sahip tek bir karo ile mozaiklemeye "*Monoedral*" denilmektedir.



Şekil 11. Düzenli mozaikleme türleri

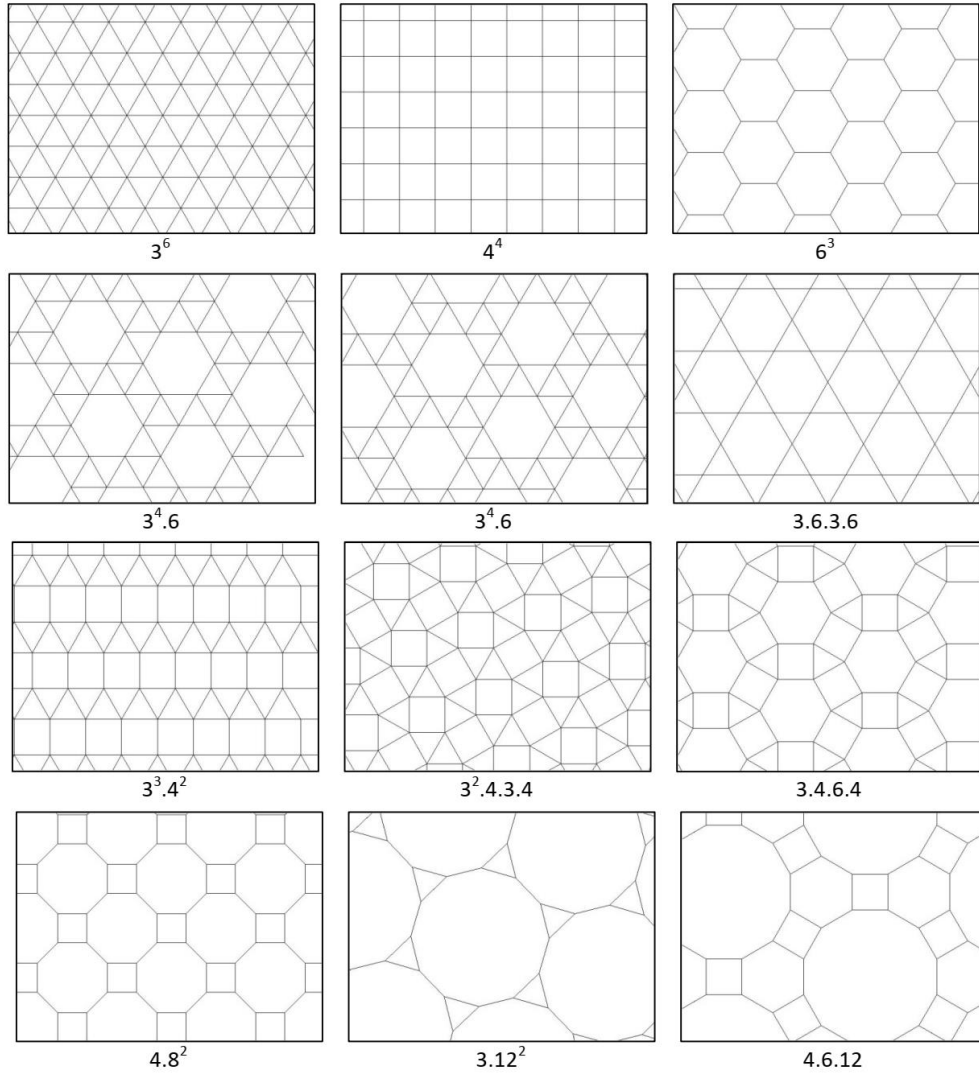
### Yarı düzenli Mozaikleme<sup>3</sup>

Yarı düzenli mozaikleme "*Homogeneous*", "*Archimedean*" ya da "1-düzenli mozaikleme" olarak adlandırılır. Burada sadece düzenli poligon ve bir tip köşe vardır. Köşelerde farklı tür mozaikleme kullanıldığında, K-düzenli mozaikleme söz konusu

<sup>2</sup> Regular tessellations

<sup>3</sup> Semi-regular tessellations

olmaktadır. Düzenli mozaiklemelerle birlikte, on bir yarı-düzenli mozaikleme ortaya çıkmaktadır (Şekil 12). Bazı yarı-düzenli mozaiklemeler düzenli mozaiklemelerin küçültülmesi, uzatılması veya kesilmesi ile elde edilmektedir. Kesilme işlemi sadece poligonun köşelerinin kesilmesi olup, bunun sonucunda iki tip düzenli çokgen ortaya çıkmaktadır.

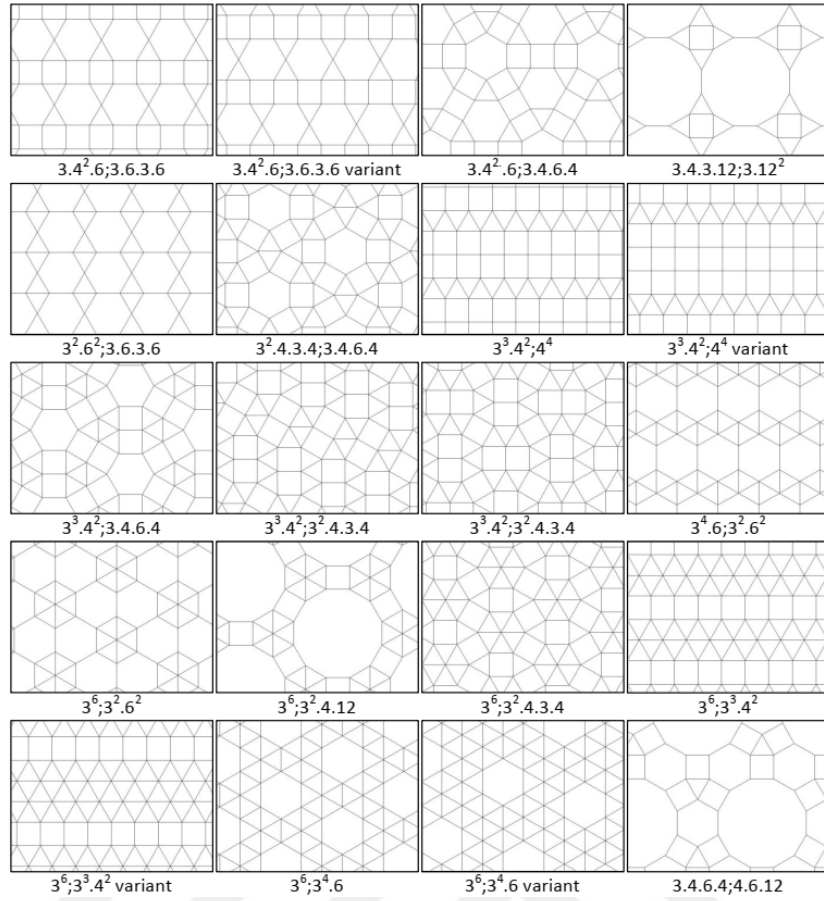


Şekil 12. Yarı düzenli mozaikleme türleri

#### Demi-düzenli Mozaikleme<sup>4</sup>

Demi-düzenli mozaikleme, ikinci mertebeden düzenli mozaikleme olarak adlandırılır. Burada sadece düzenli poligon ve 2 tip köşe vardır. Şekil 13’de tam 20 demi-düzenli mozaikleme görülmektedir.

<sup>4</sup> Demi-regular tessellations

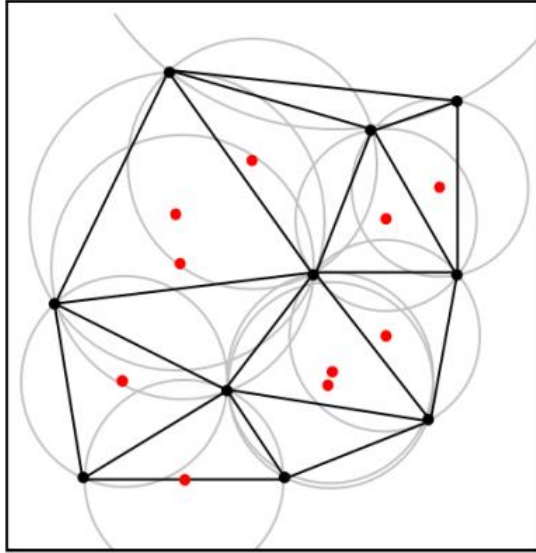


**Şekil 13.** Demi-düzenli mozaikleme türleri

### **Delaunay Üçgenlemesi<sup>5</sup>**

Düzenli, yarı-düzenli ve demi-düzenli mozaiklemelere ilaveten sonsuz sayıda düzensiz mozaikleme olasılığı da bulunmaktadır. Bu amaçla, Delaunay (1890-1980) Delaunay üçgenlemesi geliştirmiştir. Bu üçgenlemede bir düzlem herhangi bir üçgenin çevresel dairesi boş daire olacak şekilde üçgenlere bölünmektedir. Şekil 14’de bir Delaunay üçgenlemesinde bütün çevresel daireler gri ve merkezleri kırmızı ile gösterilmiştir. Delaunay üçgenlemesi sayesinde, dar üçgenlerin minimum açıları maksimize olur. Aynı daire üzerinde dört nokta olduğunda, iki Delaunay üçgenleme olasılığı bulunmaktadır. Delaunay üçgenleme genellikle sonlu elemanlar metodu çözümlerinde meşeri teşkil etmek için kullanılır.

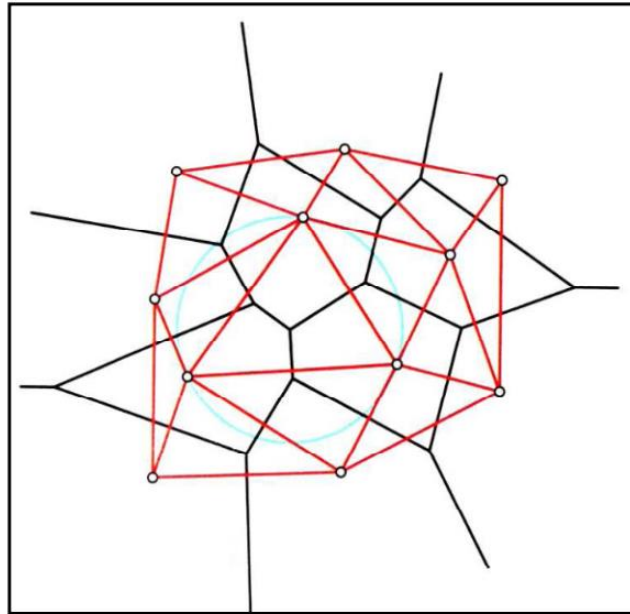
<sup>5</sup> Delaunay triangulation



Şekil 14. Delaunay üçgenleme

### Voronoi Mozaiklemesi<sup>6</sup>

Bir ikili Delaunay üçgenleme mozaiklemesi, "Voronoi mozaikleme" veya "Voronoi diyagramı" şeklinde, Voronoi (1908-1886) tarafından geliştirilmiştir. Her  $S$  alanından rastgele bir  $s$  noktası, bir başka noktadan kendi Voronoi hücreğine daha yakındır. Bir Voronoi hücresinin kenarındaki bir nokta, iki yakın  $s$  noktalarına eşit uzaklıktadır. Voronoi köşeleri, üç (veya daha fazla) en yakın  $s$  noktalarına eşit uzaklıktadır. Şekil 15’de Delaunay üçgenlemesi ve Voronoi diyagramı arasındaki ilişki görülmektedir (de Meijer 2012).

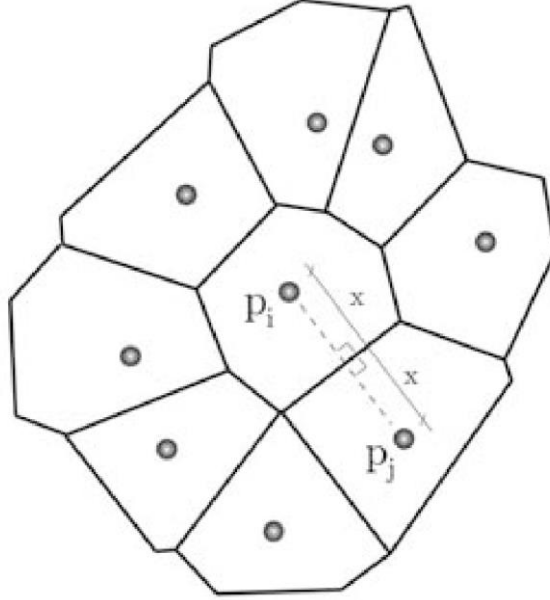


Şekil 15. Voronoi mozaikleme

<sup>6</sup> Voronoi tessellation

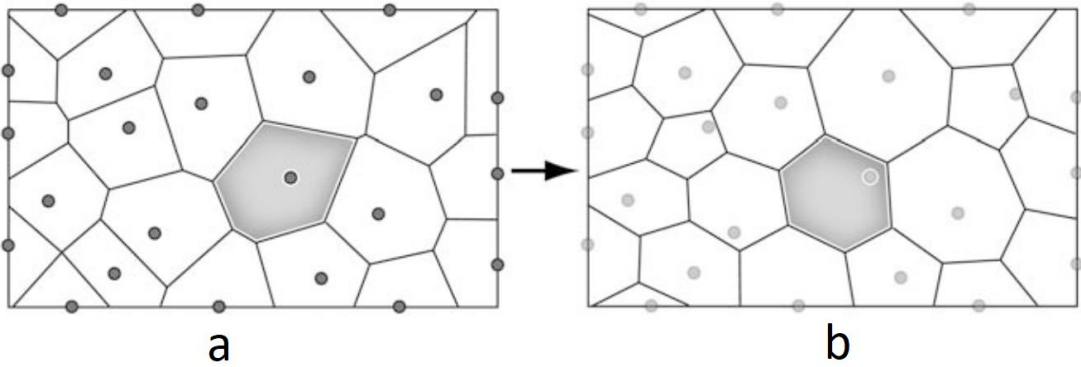
## Voronax

Voronoi diyagramı, *Voronoi decomposition* veya Voronoi mozaikleme olarak da bilinen bir uzay ayrıştırma sistemidir. Bu diyagramda her nokta iki komşu bölgeye, sınırından eşit uzaklıktadır (Şekil 16).



Şekil 16. Voronoi diyagramı

Voronax, gevşemiş bir Voronoi yapısı olarak tanımlanabilir (Şekil 17). Doğadaki temel kurallardan biri, denge ve minimum potansiyel enerji arayışıdır. Bunun sağlanma yollarından biri de gerilmenin düzgün dağılımıdır. Böylelikle çarpık poligonlar oluşmaz.



Şekil 17. (a) Voronoi, (b) Voronax mozaikleme

Voronoi diyagramı hücreleri dikkatle incelendiğinde bu hücrelerin ilginç bazı özelliklere sahip oldukları ortaya çıkmaktadır. Yani, bir Voronoi yapısındaki bir ortalama çokgen altı dan daha az kenar içermektedir. Voronax bu özelliği, kaynaklandığı Voronoi yapısının topolojisini değiştirmedikten dolayı korumaktadır. Voronoi hücreleri her zaman dışbükey çokgenlerdir. Bu da ızgara yapı tasarımı uygulamaları için bir avantaj olarak görünmektedir. Bununla birlikte, poligonlardaki açılar aynı değildir ve aralarında büyük farklar

ortaya çıkabilmektedir. Voronoi poligonlarının çarpık olduğu kolayca görünmektedir. Gevşeme sürecinde bu problem çözülür. Voronax yapıları çok daha düzgün açılı dışbükey çokgenlere sahip olmaktadır.

### **Doğadaki yapılar**

Tabiatta, insanoğlunun tarafından tasarlanması mümkün olmayan mükemmel tasarımlar bulunmaktadır. Bu tasarımlara bakılarak, insanoğlu çok yararlı tasarımlar gerçekleştirmiştir (yusufçuğa bakıp helikopter tasarlamak gibi). Bu bakış açısı, genellikle hayatın taklidi "Biyobenzetim"<sup>7</sup> ve "Biyomimikri"<sup>8</sup> olarak adlandırılır. Bu tez çalışması kapsamında da, 2B - 3B-mozaikler ve iskelet yapıları arasında benzeşim kurulmaktadır. 2B mozaikler bazı hayvanların derilerinin üzerindeki desenlerde görülebilir: Bunlara zürafa, yılan, kaplumbağa, leopar ve balı derileri vb. örnek verilebilir. 3B mozaikler ise petekler, sabun köpükleri (Şekil 18) ve kemik yapılarında görülebilir.



**Şekil 18.** Sabun köpükleri

### **Klasik Laminasyon Teorisi**

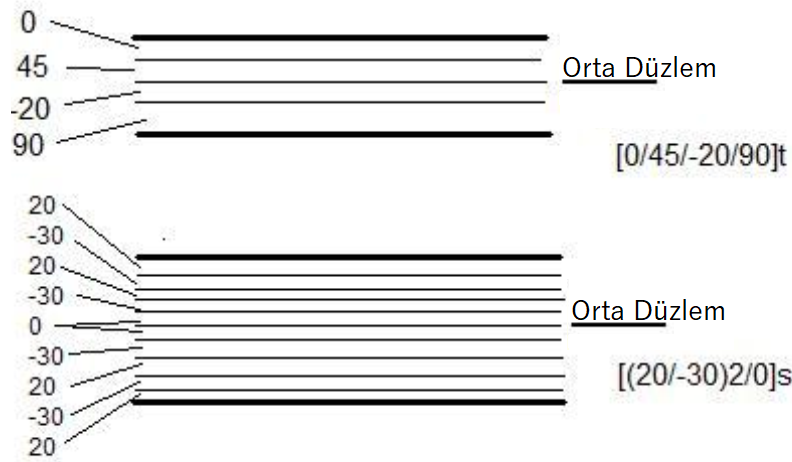
Klasik laminat teorisi, Kirchhoff – Love tarafından önerilen izotropik ve homojen malzeme için klasik plaka teorisinin doğrudan bir uzantısıdır. Laminasyon teorisinin amacı, tek tek katmanların malzeme özellikleri ve plaka geometrisi bilgisinden bir tabakalı kompozitin davranışını tahmin etmektir. Kompozit tabaka (laminat), tek yönlü elyaf takviyesiyle güçlendirilmiş ince bir kompozit plakadır. Kompozitlerin tipik bir yapısal uygulamasında, tek

---

<sup>7</sup> biomimetics

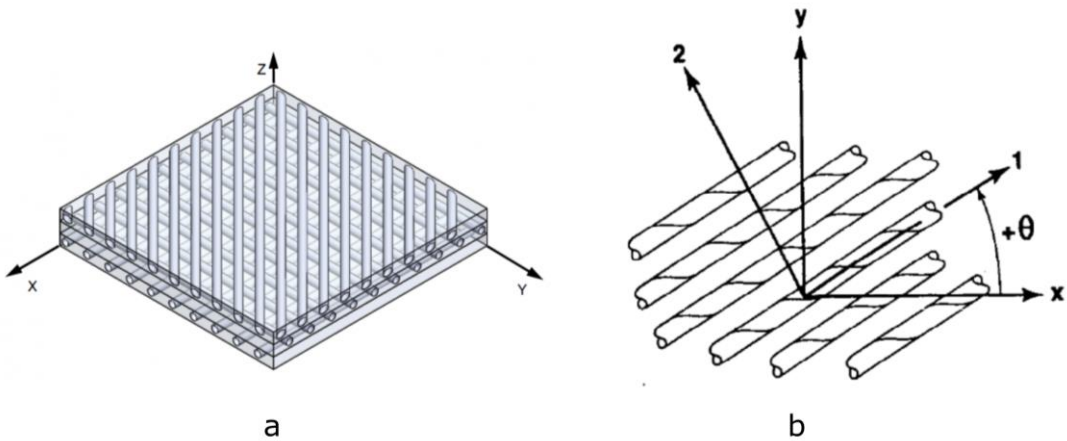
<sup>8</sup> biomimicry

yönlü kompozitler bir tabakalı plaka oluşturmak için çeşitli açılarda istiflenir. Bireysel katmanların istifleme sırası ve yönleri, plakaya, direngenlik, burkulmaya karşı dayanım, titreşim stabilitesi veya optimize etmek için ek serbestlik vermektedir.



**Şekil 19.** Tabakalı kompozit bir plağın genel tanımlaması

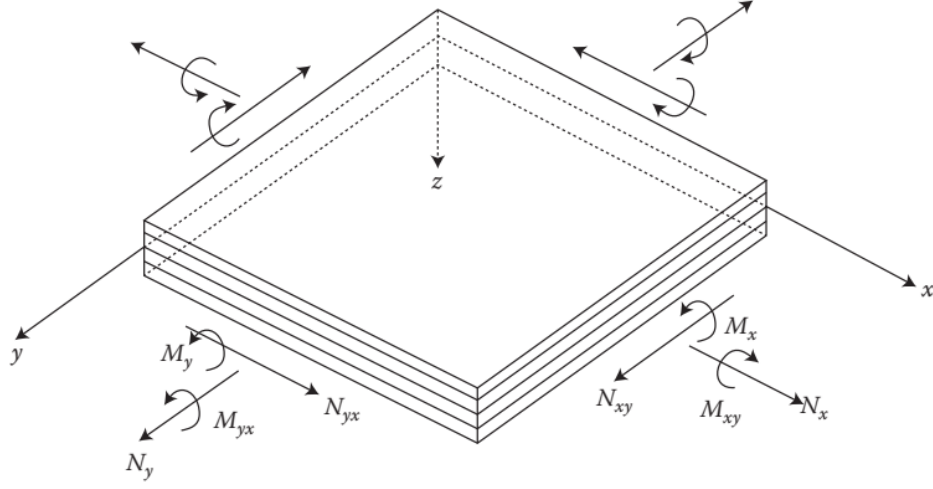
Kompozit plağın oryantasyon kodlamasıyla tanımlamasında Şekil 19’da görüldüğü gibi,  $t$  "toplam tabakalar" anlamına gelir,  $s$  "simetrik tabakalar" anlamına gelir ve parantezin dışındaki “2” dizinin iki kez tekrarlandığı anlamına gelir. İki ardı arda tabakanın açısı farklı ise “/” simgesiyle ayrılır. Kompozit plaka Şekil 20a’da görüldüğü gibi global  $x, y$  ve  $z$  koordinat sistemine göre tanımlanır ve fiber açıları, Şekil 20b’de tanımlanan plaka global koordinat sistemine göre belirlenir. Tabakalarda 1 yönü, fiber yönünü ve 2 yönü fibere dik yönü göstermektedir.



**Şekil 20.** Tabakalı kompozit plakanın, (a) global koordinat sistemi, (b) global koordinat sistemine göre fiber açısı, 1 ve 2 yönü

Tabaka istifleme sırasına ek olarak, kompozit tabakanın elastik özellikler sırayla fiber yönünde ve fiberlere dik yöndeki elastisite modülleri, kayma modülü, Poisson oranı  $E_{11}, E_{22}, G_{12}$  ve  $\nu_{12}$  değerleri gerekli olmaktadır. Bir plaktaki mekanik yükler; düzlemsel bileşke

yükler normal kuvvetler ve kesme kuvvetleri  $N_{xx}, N_{yy}, N_{xy}$  ve eğilme momentleri ve burulma momenti  $M_{xx}, M_{yy}, M_{xy}$  olarak tanımlanır (Şekil 21).



**Şekil 21.** Kompozit plakanın genel yükleri

Klasik laminasyon teorisi, aşağıdaki basitleştirilmiş mühendislik varsayımlara dayanmaktadır. (1) Her katman incedir ve makroskopik olarak homojen, ortotropik, lineer- elastik malzemedir yapılmıştır. (2) Tabakalı kompozit plakanın tamamı ve tek tek tüm katmanların bir düzlem gerilimi durumunda olduğu varsayılır. (3) Katmanlar birbirine mükemmel şekilde bağlanmıştır. (4) Kirchhoff hipotezine başvurulur, yani tüm plakanın kesitleri, düzlem kalır ve kalınlıkta değişiklik olmaz. ABD matrisi, bir plaktaki yükler ile şekil değiştirmeler arasındaki ilişkiyi sağlayan  $6 \times 6$  'lık bir matristir.  $A$ ,  $B$  ve  $D$  matrisleri simetrik olup sırasıyla tabakalı plakanın genişleme direngenlik matrisi, bağlantı direngenlik matrisi ve burulma direngenlik matrisi olarak bilinmektedirler.

1- Tek yönlü takviyelenmiş bir tabaka için direngenlik matrisi  $Q_{ij}$  hesaplanır. Direngenlik matrisi, bir tabakanın düzlemsel yüklemdeki elastik davranışını tanımlamaktadır.

$$Q_{ij} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Burada:

$$\nu_{21}E_{11} = \nu_{12}E_{22} \quad (2)$$

$$E_{11} = E_1, E_{22} = E_2 \quad (3)$$

$$Q_{11} = \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}, Q_{12} = \frac{\nu_{21}E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}, Q_{22} = \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}, Q_{66} = G_{12} \quad (4)$$

2-Her tabaka için dönüştürülmüş indirgenmiş indirgenmiş direngenlik  $\bar{Q}_{ij}$  matrisi, elyaf takviye açısı ve  $Q_{ij}$  direngenlik matrisi ile aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\bar{Q} = [T]^{-1} [Q] [T] \quad (5)$$

Burada  $[T]$  dönüşüm (transformasyon) matrisi olup aşağıdaki gibidir:

$$T = \begin{bmatrix} c^2 & s^2 & 2cs \\ s^2 & c^2 & -2cs \\ -cs & cs & c^2 - s^2 \end{bmatrix}, \quad c = \cos(\theta), \quad s = \sin(\theta) \quad (6)$$

İndirgenmiş direngenlik matrisinin elemanları aşağıda verilmektedir:

$$\bar{Q}_{11} = Q_{11} c^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) c^2 s^2 + Q_{22} s^4 \quad (7)$$

$$\bar{Q}_{12} = \bar{Q}_{21} = Q_{12} (c^4 + s^4) + (Q_{11} + Q_{22} + 4Q_{66}) c^2 s^2$$

$$\bar{Q}_{16} = \bar{Q}_{61} = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) c^3 \sin(\theta) - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66}) c s^3$$

$$\bar{Q}_{22} = Q_{11} s^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) c^2 s^2 + Q_{22} c^4$$

$$\bar{Q}_{26} = \bar{Q}_{62} = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) c s^3 - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66}) c^3 s$$

$$\bar{Q}_{66} = (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66}) c^2 s^2 + Q_{66} (c^4 + s^4)$$

$$\bar{Q}_{ij} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \quad (8)$$

3- Aşağıdaki işlemlerle  $A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}$  matrislerinin hesaplanır:

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n \bar{Q}_{ij} (z_k - z_{k-1})$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n \bar{Q}_{ij} (z_k^2 - z_{k-1}^2) \quad (9)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n \bar{Q}_{ij} (z_k^3 - z_{k-1}^3)$$

Burada  $z$ , bir tabakanın ortasının plağın orta düzlemine göre konumunu temsil etmektedir.

4- Düzlem içi kuvvet ve moment bileşkeleri, gerinimler ve eğrilikler arasında ilişki kurularak bir matris bağıntısı kurulur. Bu bağıntıya klasik laminasyon denklemi denilir ve aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{Bmatrix} N \\ \dots \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & \vdots & B \\ \dots & \vdots & \dots \\ B & \vdots & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon^0 \\ \dots \\ \kappa \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Bu bağıntı plağın, çeki-bası, kesme, eğilme ve burulma davranışlarını temsil eden üç matris bloğunu ihtiva etmektedir.

5-  $A$  matrisi düzleme paralel davranışı,  $D$  matrisi eğilme ve burulma davranışını ve  $B$  (bağlantı) matrisi ise her iki davranış arasındaki bağlantıyı (coupling) göstermektedir. Plaka orta düzleme göre simetrik istiflenmişse  $B$  matrisindeki tüm elemanlar sıfır olur.

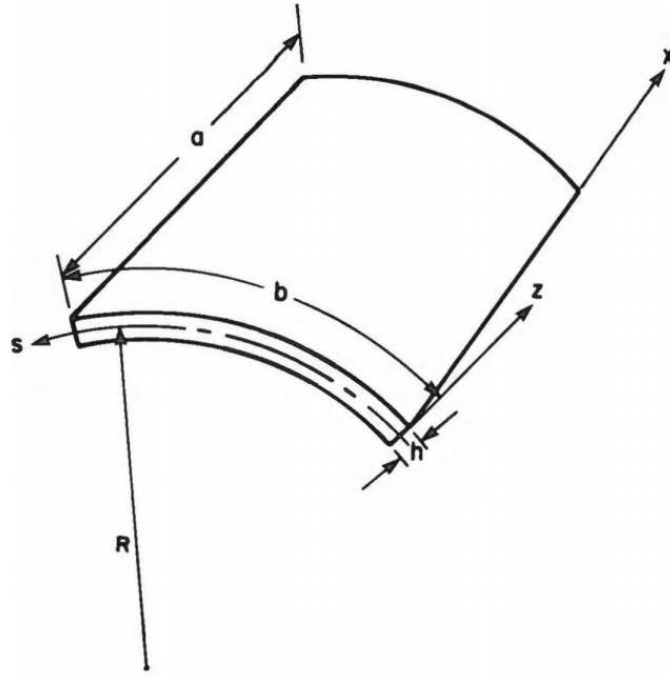
### **Tabakalı Silindirik Plakaların Stabilitesi**

Uçak yapıları gibi birçok pratik uygulamada, en az bir yönde yuvarlaklığı olan plakalarla karşılaşılabilmektedir. Temel denklemlerin geliştirilmesinde basitleştirici varsayımlar yapılarak eğri yüzeyli plakalar (kabuklar) kullanılabilir.

#### **Yapısal denklemler**

Şekil 22'de sabit  $R$  yarıçaplı silindirik bir kabuk görülmektedir. Kabuk kalınlığı ve diğer boyutlar sırasıyla  $h$ ,  $a$  ve  $b$  sembolleri ile gösterilmektedir.  $x$ ,  $s$  ve  $z$  yönlerindeki yer değiştirmeler sırasıyla  $u$ ,  $v$  ve  $w$  ile gösterilir. Silindirik kabuklar için aşağıdaki kabuller yapılır:

- 1- Plakalar (kabuklar), birbirine yapışık ortotropik tabakalardan oluşur. Bununla birlikte, bir tabakanın malzeme simetri (ortotropi) eksenlerinin, silindirik plakanın  $x - s$  eksenleri ile çakışmaları gerekmez.
- 2- Plaka incedir,  $h$  sabit kalınlığı diğer boyutlara göre çok küçüktür.
- 3-  $u$ ,  $v$  ve  $w$  yer değiştirmeleri plaka kalınlığına göre küçüktür.
- 4- Düzlem içi  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_z$  ve  $\varepsilon_{xz}$  veya  $\gamma_{xz}$  gerinimleri, bire kıyasla küçüktür.
- 5- Plakanın yarıçapı  $R$ , kalınlık  $h$ 'den çok daha büyüktür.



Şekil 22. Kompozit kabuk (silindirik plaka)

- 6- Düzlem içi kuvvetlerin etkilerini dâhil etmek için, gerilmelerin ve plaka eğimlerinin bileşenlerini içeren hareket denklemlerindeki lineer olmayan terimler korunur. Diğer tüm lineer olmayan terimler ihmal edilir.
- 7- Enine kayma  $\varepsilon_{xs}$  ve  $\varepsilon_{zs}$  gerinimleri önemsizdir.
- 8- Teğetsel  $u$  ve  $v$  yer değiştirmeler,  $z$  koordinatının lineer fonksiyonudur.
- 9-  $\varepsilon_z$  enine gerinim ihmal edilebilir.
- 10- Tabakalar *Hook* kanununa uymaktadır.
- 11- Dönme atalet terimleri ihmal edilebilir.
- 12- Bünye kuvvetleri ihmal edilir.
- 13-  $\tau_{xs}$  ve  $\tau_{zs}$  enine kayma gerilmeleri kabuk yüzeylerinde ( $z = \pm h/2$  'de) kaybolurlar.

Şekil 22'de görülen koordinat sistemine göre Elastisite Teorisinde gerinim-yer değiştirme ilişkileri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_z &= \frac{\partial u}{\partial x}, \varepsilon_z = \frac{1}{(1+z/R)} \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{w}{R}, \varepsilon_s = \frac{\partial w}{\partial s} \\
 \varepsilon_{zs} &= \frac{1}{(1+z/R)} \frac{\partial w}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{v}{R(1+z/R)} \\
 \varepsilon_{zx} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \varepsilon_{xs} = \frac{\partial v}{\partial x} \frac{1}{(1+z/R)} \frac{\partial u}{\partial s}
 \end{aligned} \tag{11}$$

Varsayım 7'den:

$$\begin{aligned} u &= u^0(x, s, t) + zF_1(x, s, t) \\ v &= v^0(x, s, t) + zF_2(x, s, t) \end{aligned} \quad (12)$$

Burada  $u^0$  ve  $v^0$  sırasıyla orta düzlemin aksenal ve teğetsel yer değiştirmeleridir. Denklem (12)'yi (11)' de verilen enine kayma gerinimi-yer değiştirme bağıntılarında ikame ederek aşağıdaki ilişkiler elde edilir:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xz} &= F_1 + \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \\ \varepsilon_{sz} &= \frac{1}{(1+z/R)} \left( \frac{\partial w}{\partial s} + F_2 - \frac{v^0}{R} \right) \end{aligned} \quad (13)$$

Böylece:

$$F_1 = -\frac{\partial w}{\partial x}, F_2 = -\frac{\partial w}{\partial s} + \frac{v^0}{R} \quad (14)$$

olur ve 9. kabule göre aşağıdaki eşitlik yazılır:

$$w = w(x, s, t) \quad (15)$$

(12) ve (14) denklemleri ile gerinim-yer değiştirme ilişkilerin (11) birleştirilerek aşağıdaki sonuçlar elde edilir:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u^0}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \varepsilon_s = \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} - \frac{z}{1+z/R} \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \\ \varepsilon_{xs} &= \left(1 + \frac{z}{R}\right) \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{\partial u^0}{\partial s} - z \left(2 + \frac{z}{R}\right) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \end{aligned} \quad (16)$$

( $R \gg h$ ),  $z/R$  bire kıyasla küçük olduğundan

$$(1+z/R) \approx 1 \quad (17)$$

alınır ve Denklem (16) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \varepsilon_x^0 + z \kappa_x \\ \varepsilon_s &= \varepsilon_s^0 + z \kappa_s \\ \varepsilon_{xs} &= \varepsilon_{xs}^0 + z \kappa_{xs} \end{aligned} \quad (18)$$

Burada:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x^0 &= \frac{\partial u^0}{\partial x}, \varepsilon_s^0 = \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R}, \varepsilon_{xs}^0 = \frac{\partial u^0}{\partial s} + \frac{\partial v^0}{\partial x} \\ \kappa_x &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \kappa_s = -\frac{\partial^2 w}{\partial s^2}, \kappa_{xs} = -2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \end{aligned} \quad (19)$$

(18) ve (19) denklemlerinde verilen kinematik ilişkiler *Donnell* tarafından türetilenlere eşdeğerdir. Tabakalardaki gerilme-gerinim ilişkileri matris formatında aşağıdaki gibi olur:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x^{(k)} \\ \sigma_s^{(k)} \\ \tau_{xs}^{(k)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11}^{(k)} & Q_{12}^{(k)} & Q_{16}^{(k)} \\ Q_{12}^{(k)} & Q_{22}^{(k)} & Q_{26}^{(k)} \\ Q_{16}^{(k)} & Q_{26}^{(k)} & Q_{66}^{(k)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_s \\ \varepsilon_{xs} \end{bmatrix} \quad (20)$$

$Q_{ij}$  düzlem gerilme durumu için indirgenmiş direngenlik matrisidir. Kuvvet ve moment bileşikleri ile gerilmeler arasındaki ilişkiler aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} (N_x, N_s, N_{xs}) &= \int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_x^{(k)}, \sigma_s^{(k)}, \tau_{xs}^{(k)}) dz \\ (M_x, M_s, M_{xs}) &= \int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_x^{(k)}, \sigma_s^{(k)}, \tau_{xs}^{(k)}) dz \end{aligned} \quad (21)$$

Denklem(18) ve (20) birleştirilip Denklem (21)'de ikame edilerek Denklem (10) ile aynı kısa formatta plaka temel matris denklemi elde edilir:

$$\begin{bmatrix} N \\ \dots \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & \vdots & B \\ \dots & \vdots & \dots \\ B & \vdots & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon^0 \\ \dots \\ \kappa \end{bmatrix} \quad (22)$$

Burada  $A_{ij}$ ,  $B_{ij}$  ve  $D_{ij}$  direngenlik matrisleri Denklem (9)'de tanımlanmıştır.

Düzlem gerilme durumu kabulüyle eğri plakalar için şekil değiştirme (gerinim) enerjisi  $U$  aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} \iiint (Q_{11}^{(k)} \varepsilon_x^2 + 2Q_{12}^{(k)} \varepsilon_x \varepsilon_s + 2Q_{16}^{(k)} \varepsilon_x \varepsilon_{xs} + 2Q_{26}^{(k)} \varepsilon_s \varepsilon_{xs} \\ &+ Q_{22}^{(k)} \varepsilon_s^2 + Q_{66}^{(k)} \varepsilon_{xs}^2) dx ds dz \end{aligned} \quad (23)$$

(18) ve (19) kinematik ilişkileri Denklem (23) ile değiştirilir ve  $z$ 'ye göre integral alınırsa, gerinim enerjisi aşağıdaki gibi olur:

$$\begin{aligned}
U = & \frac{1}{2} \iint \left\{ A_{11} \left( \frac{\partial u^0}{\partial x} \right)^2 + 2A_{12} \frac{\partial u^0}{\partial x} \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) + A_{22} \left[ \frac{\partial v^0}{\partial s} \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) \right. \right. \\
& + \left. \left. \left( \frac{w}{R} \right)^2 \right] + 2 \left[ A_{16} \frac{\partial u^0}{\partial s} + A_{26} \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) \right] \left( \frac{\partial u^0}{\partial s} + \frac{\partial v^0}{\partial x} \right) \right. \\
& + A_{66} \left( \frac{\partial u^0}{\partial s} + \frac{\partial v^0}{\partial x} \right)^2 - B_{11} \frac{\partial u^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - 2B_{12} \left[ \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right. \\
& + \left. \frac{\partial u^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \right] - B_{22} \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} - 2B_{16} \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \left( \frac{\partial u^0}{\partial s} + \frac{\partial v^0}{\partial x} \right) \right. \\
& + 2 \frac{\partial u^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \left. \right] - 2B_{16} \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \left( \frac{\partial u^0}{\partial s} + \frac{\partial v^0}{\partial x} \right) + 2 \frac{\partial u^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \right] \\
& - 2B_{26} \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \left( \frac{\partial u^0}{\partial s} + \frac{\partial v^0}{\partial x} \right) + 2 \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \right] \\
& - 4D_{66} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \left( \frac{\partial u^0}{\partial x} + \frac{\partial v^0}{\partial s} \right) + D_{11} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + 2D_{12} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \\
& + D_{22} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \right)^2 + 4 \left( D_{16} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + D_{26} \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \\
& + 4D_{66} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s} \right)^2 \left. \right\} dx ds
\end{aligned} \tag{24}$$

$p$  yüzey basıncı olmak üzere yüzey basıncından kaynaklanan potansiyel enerji:

$$W = - \iint p w dx ds \tag{25}$$

şeklinde olur.

Düzlem içi yüklerden kaynaklanan potansiyel enerji:

$$V = \iint \left( N_x^i \varepsilon'_x + N_s^i \varepsilon'_s + N_{xs}^i \varepsilon'_{xs} \right) dx ds \tag{26}$$

şeklinde yazılır. Burada  $N_x^i$ ,  $N_s^i$  ve  $N_{xs}^i$  plakaya burkulmadan önce uygulanan başlangıç düzlem içi kuvvetleri temsil ederler.  $\varepsilon'_x$ ,  $\varepsilon'_s$  ve  $\varepsilon'_{xs}$  büyük deformasyon analizi ile ilişkili düzlem ortası gerinimlerdir. *Green* gerinim tensörünü Şekil 22'de gösterilen koordinat sistemine göre sadece levha eğimlerini içeren lineer olmayan terimleri korunarak bulunabilir:

$$\begin{aligned}\varepsilon'_x &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \\ \varepsilon'_s &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial s} \right)^2 \\ \varepsilon'_{xs} &= \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial s}\end{aligned}\tag{27}$$

Denklemler; (26) ve (27) birleştirilerek aşağıdaki sonuca varabiliriz:

$$V = \frac{1}{2} \iint \left[ N_x^i \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + N_s^i \left( \frac{\partial w}{\partial s} \right)^2 + N_{xs}^i \left( \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial s} \right) \right] dx ds\tag{28}$$

### Basit mesnetli ortotropik plakalar

Silindirik plaklar (kabuklar) eğri oldukları için eğilme problemlerinde kuplaj olduğundan simetrik tabakalanma ile sınırlanamamak gerekir. Aksine, burada kayma kuplajı terimleri  $A_{16} = A_{26} = B_{16} = B_{26} = D_{16} = D_{26} = 0$  alınarak basit mesnetli plakaların iki eksenli yükleme altında stabilitesi ele alınmaktadır. Basit mesnet sınır şartları aşağıdaki gibidir:

$x = 0$  ve  $x = a$  da;

$$v^0 = N_x = A_{11} \frac{\partial u^0}{\partial x} + A_{12} \left( \frac{\partial v^0}{\partial y} + \frac{w}{R} \right) - B_{11} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - B_{12} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0\tag{29}$$

$$w = M_x = B_{11} \frac{\partial u^0}{\partial x} + B_{12} \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) - D_{11} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - D_{12} \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} = 0\tag{30}$$

$s = 0$  ve  $s = b$  de;

$$u^0 = N_s = A_{12} \frac{\partial u^0}{\partial x} + A_{22} \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) - B_{12} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - B_{22} \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} = 0\tag{31}$$

$$w = M_s = B_{12} \frac{\partial u^0}{\partial x} + B_{22} \left( \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w}{R} \right) - D_{12} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - D_{22} \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} = 0\tag{32}$$

Ritz yöntemi, sınır değeri (*boundary value*) problemlerine yaklaşık çözümler elde etmek için kullanılmaktadır. Bu yöntemle; eğilme, burkulma ve serbest titreşim problemleri çözülebilmektedir. Bu problemler aşağıda verilen enerji denklemleriyle çözümlenir:

$$\Pi(u^0, v^0, w) = \text{Sabit değer}\tag{33}$$

$$\Pi = U + W + V \text{ (Burkulma)}\tag{34}$$

Ritz yönteminde çözüme aşağıdaki yer değiştirme bağıntılarıyla başlanır:

$$\begin{aligned}
u^0 &= \sum_{m=1}^{M_1} \sum_{n=1}^{N_1} A_{mn} U_{mn}(x, y) \\
v^0 &= \sum_{m=1}^{M_2} \sum_{n=1}^{N_2} B_{mn} V_{mn}(x, y) \\
w &= \sum_{m=1}^{M_3} \sum_{n=1}^{N_3} C_{mn} W_{mn}(x, y)
\end{aligned} \tag{35}$$

Burada  $A_{mn}$ ,  $B_{mn}$  ve  $C_{mn}$  belirsiz katsayılarıdır.  $U_{mn}$ ,  $V_{mn}$  ve  $W_{mn}$  fonksiyonları bilinir ve genellikle  $X_m(x)Y_n(y)$ 'den ayrılabilen değişkenler içinde seçilir. Geometrik sınır şartları bu fonksiyonlarla karşılanmalıdır. Ayrıca diferansiyel denklemler, en azından aynı dereceden türevlerde sürekli olmalıdır. Denklem (35) Denklem (33)'de ikame edildiğinde, belirsiz katsayılar olan bir minimizasyon problemine yol açar. Özellikle  $\Pi$ , yalnızca  $A_{mn}$ ,  $B_{mn}$  ve  $C_{mn}$ 'nin bir fonksiyonu olup, Denklem (33) aşağıdaki denklemlere indirgenir:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Pi}{\partial A_{mn}} = 0 & \begin{cases} m = 1, 2, \dots, M_1 \\ n = 1, 2, \dots, N_1 \end{cases} \\
\frac{\partial \Pi}{\partial B_{mn}} = 0 & \begin{cases} m = 1, 2, \dots, M_2 \\ n = 1, 2, \dots, N_2 \end{cases} \\
\frac{\partial \Pi}{\partial C_{mn}} = 0 & \begin{cases} m = 1, 2, \dots, M_3 \\ n = 1, 2, \dots, N_3 \end{cases}
\end{aligned} \tag{36}$$

Burada sunulan formülasyon için,  $\Pi$  her zaman belirsiz katsayıları olan ikinci derece bir denklemdir. Böylece, (36) şartları bir  $\sum_{i=1}^3 = M_i \times N_i$  lineer eşzamanlı denklemlere dönüşür.

Burkulma ve serbest titreşim problemleri için (36) bir özdeğer (*eigenvalue*) denklemi olur. Yani burkulma yükleri ve serbest titreşim frekansları  $A_{mn}$ ,  $B_{mn}$  ve  $C_{mn}$  katsayılar matrisinin determinantı sıfıra eşitlenerek bulunur.

Kompleks eksenel yük ve iç basınç altındaki stabilite problemleri farklı burkulma modları ve statik yüklemeleri ihtiva eder:

$$u^0 = A_{mn} \cos \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi s}{b} \tag{37}$$

$$v^0 = B_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \cos \frac{n\pi s}{b} \tag{38}$$

$$w = C_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi s}{b} \tag{39}$$

Basınç yükünü  $k$  'nın sabit olduğu  $Rp_0 = kN_0$  biçiminde yazarak ve  $N_0$  'nun değerleri, katsayılar matrisinin determinantı sıfırlanarak Denklem (36) çözülür ve aşağıdaki sonuç elde edilir (Whitney 1987):

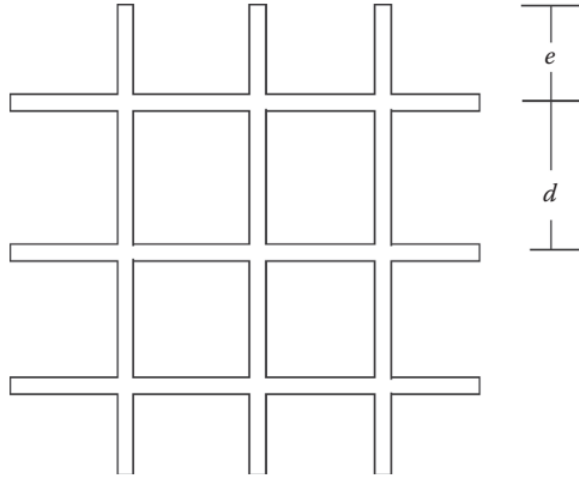
$$N_0 = \frac{F_{mn}}{(m^2 - kn^2R^2)(H_{11mn}H_{22mn} - H_{12mn}^2)} \quad (40)$$

Buradaki terimler aşağıda verildiği gibidir:

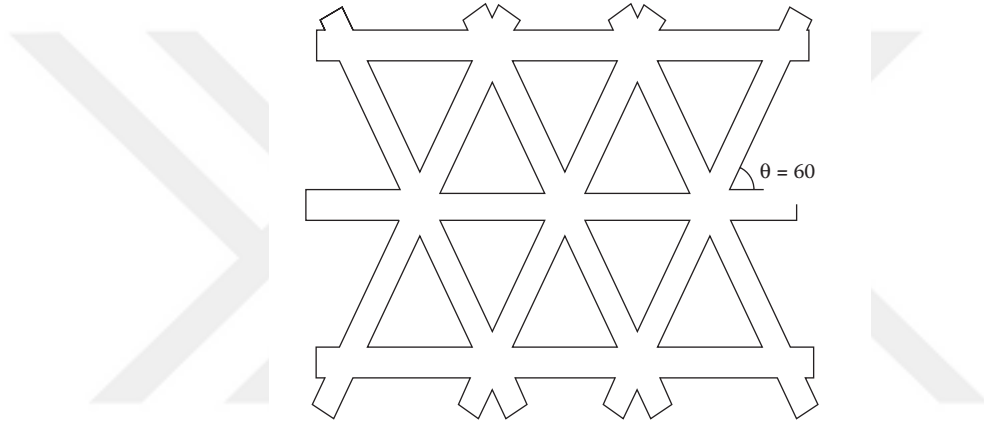
$$\begin{aligned} H_{11mn} &= A_{11}m^2 + A_{66}n^2R^2 \\ H_{12mn} &= (A_{12} + A_{66})mnR \\ H_{13mn} &= -\frac{m\pi}{a} \left[ A_{12} \frac{a^2}{\pi^2 R} + B_{11}m^2 + (B_{12} + 2B_{66})n^2R^2 \right] \\ H_{22mn} &= A_{66}m^2 + A_{22}n^2R^2 \\ H_{23mn} &= -\frac{nR\pi}{a} \left[ A_{22} \frac{a^2}{\pi^2 R} + (B_{12} + 2B_{66})m^2 + B_{22}n^2R^2 \right] \\ H_{33mn} &= \frac{\pi^2}{a^2} \left[ D_{11}m^4 + 2(D_{12} + 2D_{66})m^2n^2R^2 + D_{22}n^4R^4 \right] \\ F_{mn} &= H_{11mn}H_{22mn}H_{33mn} + 2H_{12mn}H_{13mn}H_{23mn} - H_{22mn}H_{13mn}^2 \\ &\quad - H_{33mn}H_{12mn}^2 - H_{11mn}H_{23mn}^2 \end{aligned} \quad (41)$$

### Anisogrid Ağlı Yapılar

Grid-sertleştirilmiş jeodezik yapıların, ilk kez bir metal ızgara ve kumaş ile uçak yapımında kullanılması 1920'lere dayanmaktadır. Bu yapılara sahip uçaklar, savaş hasarlarına karşı mükemmel toleranslarıyla bilinmektedir. Kompozit teknolojisinin gelişmesiyle birlikte, son yıllarda kompozit ağılı yapılara ilgi artmaktadır. En yaygın ağılı yapılar, ortogrid kaburgaları  $0^\circ$  veya  $90^\circ$ 'de (Şekil 23) ve izogrid kaburgaları  $0^\circ$  ve  $\pm 60^\circ$ ' de yönlendirilmiş yapılardır (Şekil 24).



**Şekil 23.** Ortogrid yapı



**Şekil 24.** İzogrid yapı

Kompozit ağılı yapılar; uzay aracı, uçak, otomobil, konteyner, köprü, gemi, pervane gibi sistemlerin ince cidar gerektiren kısımlarında kullanılmaları oldukça önem arz eder. Bu tür ağılı yapılar; panel, sandviç dolgu, çerçeve sistemlerine göre avantajlara sahiptirler. Kaburgalar tek yönlü sürekli elyaf takviyeli kompozitlerden yapıldığı için mukavemetleri, direngenlikleri ve delaminasyon dirençleri yüksektir. Ağılı yapılar açık yapılar olduğundan, incelenmesi kontrolleri ve onarımları kolaydır. Otomatik elyaf dökme, ekstrüzyon gibi üretim yöntemleriyle seri bir üretim süreciyle maliyet düşürülebilir.

Ağılı yapıların mekanik davranışının modellenmesinde tabaka analizinin kullanılması, (Chen and Tsai 1996) ve (S. Huybrechts and Tsai 1996) kaburgaların rijitliğine eşdeğer rijitliğe sahip bir tabaka kullanılması esasına dayanmaktadır. Ağ yapısı, paralel kaburga dizininin bir kombinasyonu olarak kabul edilebilir. Her bir paralel kaburga grubunun aksenal, eğilme ve burulma direngenlikleri hesaplanır ve ızgara yapısının eşdeğer (genel) rijitlikleri (süperpozisyon prensibi) belirlenir. *Chen* ve *Tsai* (1996) tarafından yapılan analiz, Şekil 25'teki  $N$  paralel kaburga dizininde merkezler arası mesafe  $d$  (Şekil 23), kesit alanı  $A$  ve aksenal elastisite

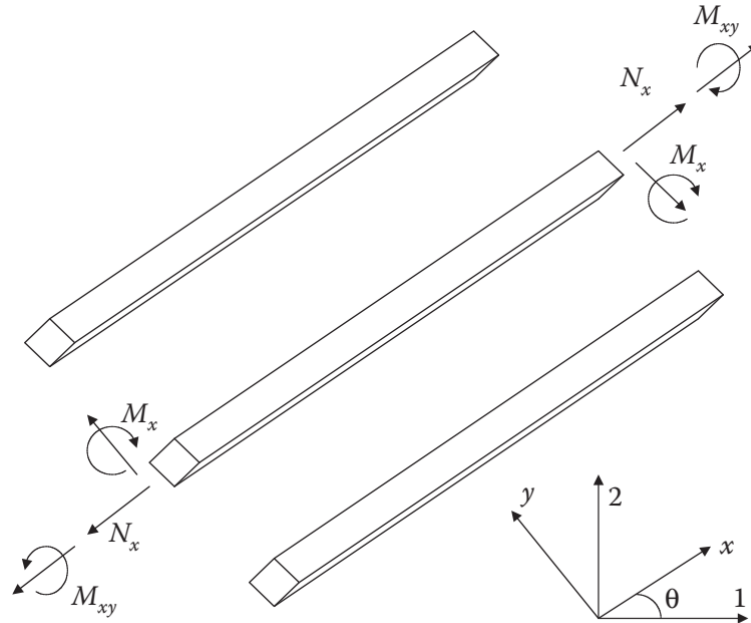
modülü  $E_x$  'tir. Lokal  $(x, y, z)$  koordinatları kaburga eksenlerine paralel ve diktirler. Lokal ve global  $(1, 2, 3)$  eksenler arasındaki açı  $\theta$  'dır.  $y$  yönündeki normal gerinim  $\varepsilon_y$  ve kayma gerinimleri  $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}$  ve kaburgaların  $k_y$  eğrilikleri değerlerinin dikkate alınmadığına dikkat edilmelidir. Tüm  $N$  kaburgalar aynı şekilde olursa, statik denge ve geometrik uyumluluk açısından,  $x$  eksenini boyunca birim uzunluk başına kuvvet ile  $\varepsilon_x$  gerinimi arasındaki ilişki aşağıdaki denklemlerle sağlanır:

$$N_x = \frac{AE_x \varepsilon_x}{d} \quad (43)$$

Bu durumda, birim uzunluk başına düşen kuvvet, paralel kaburga dizininde  $(N - 1)d + 2e$  etkin genişliğine düşen kuvvettir. Şekil 23'teki  $e$  mesafesi yaklaşık  $d/2$  olduğundan etkili genişlik  $Nd$  olur. Eşdeğer bir düz tabaka için hem birim uzunluk başına düşen kuvveti hem de gerinimi global koordinatlara dönüştürmek için  $A_{ij}$  direngenlik matrisi aşağıdaki gibi yazılır:

$$[A] = \frac{E_x A}{d} \begin{bmatrix} m^4 & m^2 n^2 & m^3 n \\ m^2 n^2 & n^4 & mn^3 \\ m^3 n & mn^3 & m^2 n^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{21} & A_{21} & A_{26} \\ A_{16} & A_{16} & A_{16} \end{bmatrix} \quad (44)$$

Burada  $m = \cos \theta$  ve  $n = \sin \theta$  'dır.



Şekil 25. Bir grup paralel kaburga

Paralel kaburga dizininin eğilmesi için benzer bir yaklaşım uygulandığında, eşdeğer bir düz tabaka için eğilme direngenlik matrisi aşağıdaki gibi bulunur:

$$[D] = \frac{1}{d} \begin{bmatrix} E_x I m^4 + G J m^2 n^2 & E_x I m^2 n^2 + G J m^2 n^2 & E_x I m^3 n - \frac{G J m n (m^2 - n^2)}{2} \\ E_x I m^2 n^2 - G J m^2 n^2 & E_x I n^4 + G J m^2 n^2 & E_x I m^3 n + \frac{G J m n (m^2 - n^2)}{2} \\ E_x I m^3 n - G J m^3 n & E_x I m^3 n + G J m^3 n & E_x I m^2 n^2 + \frac{G J m^2 (m^2 - n^2)}{2} \\ E_x I m^3 n + G J m n^3 & E_x I m^3 n - G J m n^3 & E_x I m^2 n^2 - \frac{G J n^2 (m^2 - n^2)}{2} \end{bmatrix} \quad (45)$$

$$= \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{21} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix}$$

Burada:

$$J = \frac{h w^3}{16} \left[ \frac{16}{3} - 3.36 \frac{w}{h} \left( 1 - \frac{w^4}{12 h^4} \right) \right] \quad (46)$$

$E_x$  ve  $G$  sırasıyla kaburgaların aksenal elastisite modülü ve kayma modülü,  $h$  kaburga kalınlığıdır.  $I$  ve  $J$  sırasıyla, kaburganın eğilme ve burulma atalet momentleridir.

Ortogrid durum için  $[D]$  matrisi,  $D_{16}$  ve  $D_{26}$  terimlerinin sıfır olduğu  $3 \times 3$  simetrik bir matristir ve  $A_{66}$  terimi dikkate alınmalıdır, çünkü orta düzleme teğet kaburgaların eğilme ve kayma etkileri ihmal edilemez ve bu terim aşağıdaki gibi olur:

$$A_{66} = \frac{1}{a_{66}} \quad (47)$$

Burada:

$$a_{66} = \frac{1}{12} \frac{d_{90}^2 d_0}{E_x I_0'} + \frac{1}{12} \frac{d_{90} d_0^2}{E_x I_{90}'} + \frac{d_0}{k G A_0} + \frac{d_{90}}{k G A_{90}} \quad (48)$$

$G$  kaburgaların kayma modülü,  $d_0$  ve  $d_{90}$  kaburgaların yatay ve dikey aralıkları, ve  $k = 5/6$  olarak alınan kayma düzeltme faktörüdür.

Izgaranın toplam rijitliği, her bir kaburga dizininin yönelimi hesaba katılarak paralel kaburga dizininin rijitliğinin toplanmasıyla elde edilir. Örneğin  $\theta$ 'nın  $0^\circ$  ve  $90^\circ$  değerlerinde iki benzer kaburga dizinine sahip ortogrid için  $[A]$  ve  $[D]$  matrisleri aşağıdaki gibi olur:

$$[A]_{orthogrid} = \begin{bmatrix} \frac{E_x A}{d} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{E_x A}{d} & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} \end{bmatrix} \quad (49)$$

$$[D]_{orthogrid} = \begin{bmatrix} E_x I & 0 & 0 \\ 0 & E_x I & 0 \\ 0 & 0 & \frac{GJ}{2} \end{bmatrix} \quad (50)$$

Benzer şekilde  $0^\circ$ ,  $60^\circ$  ve  $-60^\circ$  'de üç paralel kaburga dizinine sahip izogrid için aşağıdaki gibi yazılır:

$$[A]_{isogrid} = \frac{\sqrt{3}E_x A}{4d} \begin{bmatrix} 3 & 1 & 0 \\ 1 & 3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (51)$$

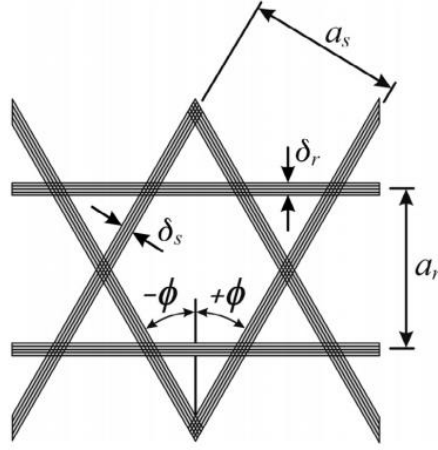
$$[D]_{isogrid} = \frac{\sqrt{3}E_x I}{4d} \begin{bmatrix} 3+\omega & 1+\omega & 0 \\ 1+\omega & 3+\omega & 0 \\ 0 & 0 & 1+\omega \end{bmatrix} \quad (52)$$

Burada;

$$\omega = \frac{GJ}{E_x I}, I = \frac{1}{12}wh^3 \text{ ve } J = \frac{hw^3}{16} \left[ \frac{16}{3} - 3.36 \frac{w}{h} \left( 1 - \frac{w^4}{12h^4} \right) \right] \quad (53)$$

Burada:  $h$  kaburga kalınlığı,  $d$  izogriddeki eşkenar üçgenlerin her iki tarafının uzunluğu,  $I$  ve  $J$  sırasıyla kaburganın eğilme ve burulma atalet momentleridir. Yukarıdaki denklemler, salt ızgara durumu için geçerlidir. Ancak, kaburgaların bir veya iki tarafta bulunan bir kompozit tabakaya da uygulanabilir (Gibson Ronald 2011).

Silindirik yapının eşdeğer direngenlik parametrelerini belirlemek için *smeared* yöntemi kullanılmaktadır. Analitik model geliştirilirken, ilk olarak yapının bir birim hücresi tanımlanmalıdır. Birim hücre, tüm ağ yapısının bu birim hücrenin tekrarlanmasıyla yeniden üretilebileceği şekilde seçilir (Şekil 26). Bu birim hücrenin eşdeğer direngenlik parametreleri belirlenir ve daha sonra tüm silindir panele uygulanır. Bu, yapının tamamı bu birim hücreden oluşturulabilir. Yapının genel (eşdeğer) rijitliği her birinin hacim fraksiyonuna göre kaburganın ve varsa kabuk direngenlik parametrelerinin üst üste getirilmesiyle hesaplanır.



**Şekil 26.** Yapı hücresinin geometrik parametreleri

Kabuk ve takviye elemanlarının ve direngenlik (uzama, kuplaj ve eğilme) matrislerinin üst üste binmesi için elde edilen bünye denkleminin orta düzlem şekil değiştirmelerinin ve eğriliklerinin bir fonksiyonu olması gerekmektedir. Bu analitik model için aşağıdaki varsayımlar yapılmaktadır:

1. Tek yönlü takviye elemanlarının enine modülü, aksel modülden daha küçük ve kesit boyutları da aksel boyuta kıyasla önemsizdir. Bu nedenle, kaburgaların yalnızca aksel yükü desteklediği varsayılır.
2. Kaburgaların kesit alanı boyunca gerilme dağılımlı düzgündür.
3. Yükler, kaburgalar ve kabuk arasında kayma gerilmelerine yol açar (Kidane *et al.* 2003).

Örneğin Şekil 26'da gösterilen ağı yapı, iki simetrik helisel kaburga sisteminden ve bir çevresel kaburga sisteminden oluşmaktadır. Helisel kaburgalar, çevresel segmentlerin orta noktalarından geçmektedir. Yapının karakteristik parametreleri aşağıda listelenmiştir:

$\phi$  = Helisel kaburga açısı

$n_s$  = Tek yöndeki helisel kaburga sayısı

$h$  = Kaburga kalınlığı

$\delta_s$  = Helisel kaburga genişliği

$\delta_r$  = Çevresel kaburga genişliği

$a_s$  = Helisel kaburgaların aralığı

$a_r$  = Çevresel kaburgaların aralığı

$E_s$  = Helisel kaburgaların elastiklik modülü

$E_r$  = Çevresel kaburgaların elastiklik modülü

Kafes yapının süreklilik modeli ve yukarıdaki varsayımlar göz önüne alınarak denklem (44)'den rijitlikler aşağıdaki gibi belirlenir:

$$C = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \cos^4 \phi_i & \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \cos^2 \phi_i \sin^2 \phi_i & \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \cos^3 \phi_i \sin \phi_i \\ \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \cos^2 \phi_i \sin^2 \phi_i & \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \sin^4 \phi_i & \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \cos \phi_i \sin^3 \phi_i \\ \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \cos^3 \phi_i \sin \phi_i & \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \cos \phi_i \sin^3 \phi_i & \sum_{i=1}^n \frac{E_i \delta_i}{a_i} \cos^2 \phi_i \sin^2 \phi_i \end{bmatrix} \quad (54)$$

Hücre parametreleri kullanıldığında;

$$C = \begin{bmatrix} 2E_s \frac{\delta_s}{a_s} \cos^4 \phi & 2E_s \frac{\delta_s}{a_s} \cos^2 \phi \sin^2 \phi & 0 \\ 2E_s \frac{\delta_s}{a_s} \cos^2 \phi \sin^2 \phi & 2E_s \frac{\delta_s}{a_s} \cos^4 \phi + E_r \frac{\delta_r}{a_r} & 0 \\ 0 & 0 & 2E_s \frac{\delta_s}{a_s} \cos^2 \phi \sin^2 \phi \end{bmatrix} \quad (55)$$

şeklinde olur. Denklem (9)'yi kullanarak  $A$ ,  $B$  ve  $D$  değerleri elde edilir:

$$A = hC \quad (56)$$

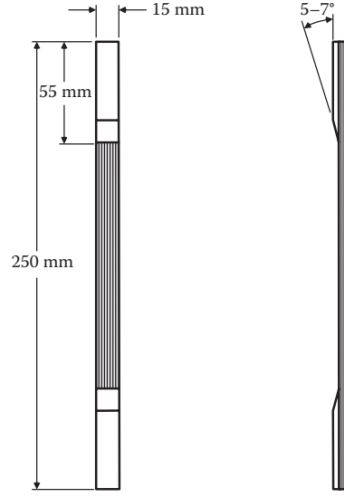
$$B = \frac{h^2}{4} C \quad (57)$$

$$D = \frac{h^3}{12} C \quad (58)$$

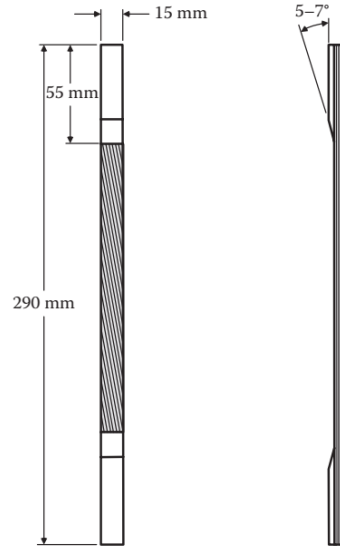
### Kompozitlerin düzlem içi elastik özelliklerinin ölçümü

Polimer matrisli kompozit malzemelerin mekanik özelliklerini belirlemek için en yaygın çekme testi numuneleri ASTM (D3039) standardına göre elde edilir. Bu standarda uygun tipik örnekler Şekil 27-30'de gösterilmiştir. Bu standarda göre çekme numuneleri yassı plaklardan dikdörtgen kesitli olarak üretilebilmekte ve çekme makinesinin numuneyi rahat kavraması için numunelerin uç kısımları yan desteklerle güçlendirilmektedir. Takviye açıları  $0^\circ$ ,  $\theta$  (keyfi) ve  $90^\circ$  olan numuneler Şekil 27, 28 ve 29'da görülmektedir. Yan desteklerin kullanımı numune hazırlama süresini ve maliyetini artırdığından, sadece gerektiğinde kullanılmalıdır. Yan desteklerin en önemli kullanım sebebi, hasarın (kırılmanın) nispeten numunenin orta kısımlarında olmasını sağlamaktır. Çekme makinesinin çenesinin numuneyi kavradığı uç bölgelerde karmaşık gerilmeler meydana gelirken, orta kısımlarında düzgün normal gerilmeler oluşmaktadır. Bundan dolayı bu bölgeden elde edilen sonuçlar daha güvenilir olmaktadır.

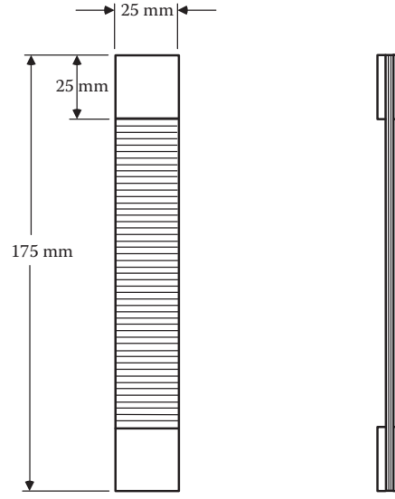
Yan desteklerin bitiminde gerilme yığılmalarını (*stress concentration*) önlemek için yan destekler ilgili standartlara göre Şekil 27 ve 28'de görülen  $0^\circ$  ve  $\theta$  açılarıyla takviye edilmiş numunelerde olduğu gibi pahlanarak eğim verilmelidir. Bu eğim, yükün kavrama bölgesinden numunenin *gage* bölgesine düzgün bir şekilde aktarılmasını sağlayacaktır. Yüksek mukavemetli (takviye açılı) numunelerde eğim açısı  $5^\circ$  ila  $7^\circ$  arasında alınırken, düşük mukavemetli numunelerde eğim açısı  $90^\circ$  alınabilir (Şekil 29).



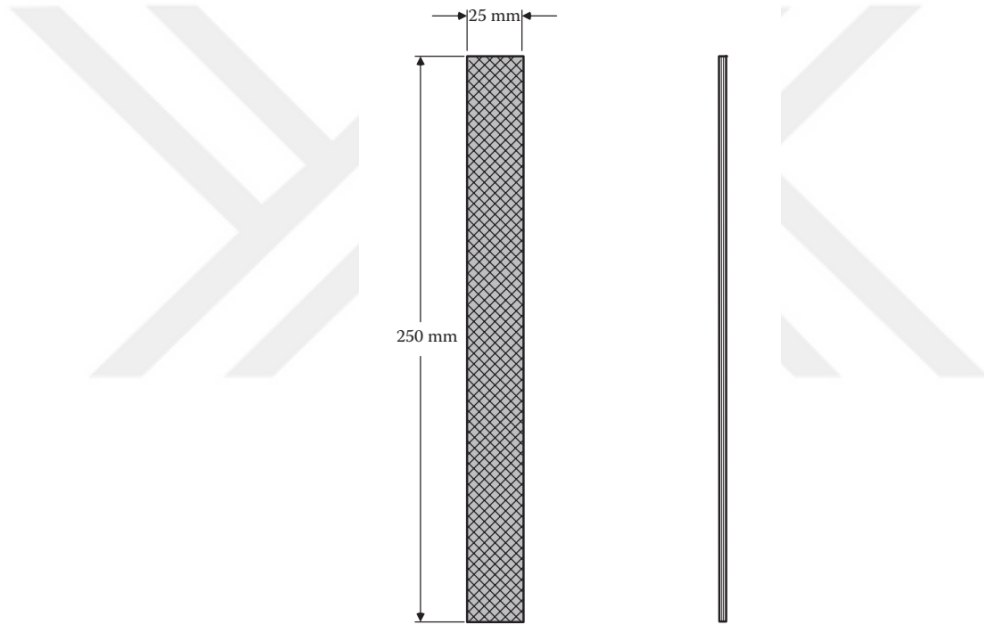
Şekil 27. Yan destekle güçlendirilmiş  $0^\circ$  elyaf takviyeli numune boyutları



Şekil 28. Yan destekle güçlendirilmiş  $\theta$  takviye açısıyla takviye edilmiş numune boyutları



**Şekil 29.** Yan destekle güçlendirilmiş  $90^\circ$  takviye açılı numune boyutları



**Şekil 30.**  $\pm 45^\circ$  çapraz takviyeli numune boyutları

Deneylemlerden daha doğru sonuçlar elde edebilmek için çekme testi numuneleri uzun (Numune uzunluğu *gage* bölgesinin uzunluğudur) ve dar, yani boy/en oranının yüksek olması gerekir. Yüksek mukavemetli kompozit numuneler, yüksek bir boy/en oranına sahip olmalıdır. Şekil 27 ve 28'de görülen  $0^\circ$  ve  $\theta$  takviye açılı numunelerin boy/en oranları sırasıyla 9.3 ve 12 şeklindedir. Buna karşılık, nispeten düşük mukavemetli Şekil 29'da görülen  $90^\circ$  takviye açılı numunenin önerilen boy/en oranı 5 olmalıdır. Şekil 30'da görülen  $\pm 45^\circ$  çapraz takviyeli simetrik ve dengeli oldukları için, test esnasında yan destekler genellikle gerekli değildir. Bu numunelerde yan destek yerine “sürtünme” kuvvetleri yükseltilmelidir. Makinenin çenesi ile numune arasındaki sürtünmeyi artırmak için zımpara (zımpara bezi) yerleştirilir. Yan destekler

yaygın olarak bir çapraz-kat E-cam  $0^\circ / 90^\circ$  polimer kompozit kullanılarak yapılır. Ancak çelik veya alüminyum levha kullanılarak yapılan yan desteler de kullanılabilir.

Çekme testi sırasında gerinimler, gerinim ölçerler (*strain gages*) veya ekstansometre (*extensometer*) kullanılarak ölçülür ve malzemelerin bazı mekanik özellikleri tespit edilebilir. 1 yönündeki *elastisite* modülü  $E_{11}$  ve majör *Poisson* oranı  $\nu_{12}$  değerleri  $0^\circ$  takviye açılı numune kullanılarak ölçülürken, 2 yönündeki *elastisite* modülü  $E_{22}$  ve minör *Poisson* oranı  $\nu_{21}$  değerleri  $90^\circ$  takviye açılı numune kullanılarak ölçülür. Örneğin, grafit/epoksi için major Poisson oranı  $\nu_{12} \approx 0.3$  iken minör Poisson oranı  $\nu_{21} \approx 0.01$  civarındadır.  $\nu_{21}$  ölçülen bu dört mekanik özellik arasında aşağıdaki teorik ilişki bulunmaktadır:

$$\nu_{21} = \nu_{12} \frac{E_{22}}{E_{11}} \quad (59)$$

$\nu_{21}$  tespit edilen dört özellik bu denklemde yerlerine konulduğunda eşitlik büyük oranda sağlanırsa ölçümlerin doğru olduğu sonucuna varılabilir.

Kayma modülü  $G_{12}$  'nin ölçülebildiği çeşitli teknikler mevcut olup, “off-axis” tekniği yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu teknikte  $\theta$  açısıyla takviye edilmiş bir tabakadan Şekil 28’deki bir numune çıkarılarak çekme testine tabi tutulur ve numunenin  $x$  yönündeki elastisite modülü  $E_{xx}$  ölçülür. Yukarıda açıklanan dört mekanik özellik ile  $E_{xx}$  arasında aşağıdaki ilişki bulunmaktadır:

$$E_{xx} = \frac{1}{(\cos^4(\theta)/E_{11}) + ((1/G_{12}) - (2\nu_{12}/E_{11}))\cos^2(\theta)\sin^2(\theta) + (\sin^4(\theta)/E_{22})} \quad (60)$$

Bu denklemde  $G_{12}$  değeri aşağıdaki gibi çekilir:

$$G_{12} = \frac{E_{xx} E_{11} E_{22} \cos^2(\theta) \sin^2(\theta)}{E_{11} E_{22} - E_{xx} [E_{22} \cos^4(\theta) + 2\nu_{12} E_{22} \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) - E_{11} \sin^4(\theta)]} \quad (61)$$

Denklem (61)’yi basitleştirmek amacıyla  $\theta = 45^\circ$  alınabilir ve bu durumda Denklem (61) aşağıdaki gibi olur:

$$G_{12} = \frac{E_{xx} E_{11} E_{22}}{4E_{11} E_{22} - E_{xx} [E_{22} + 2\nu_{12} E_{22} - E_{11}]} \quad (62)$$

$\pm 45^\circ$  çapraz takviyeli numunelerde tek eksenli bir gerilmenin ( $\sigma_{xx}$ ) sebep olduğu aksenal ve enine gerinimler ( $\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}$ ) genellikle çift eksenli gerinim ölçerler kullanılarak

ölçülür.  $+45^\circ$  katlarda kayma gerilmesi ( $\tau_{12}$ ) ile kayma gerginimi ( $\gamma_{12}$ ) arasında ilişki bulunmaktadır:

$$\begin{aligned}\tau_{12}|_{+45^\circ} &= -\sigma_{xx}/2 \\ \gamma_{12}|_{+45^\circ} &= -(\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy})\end{aligned}\quad (63)$$

$-45^\circ$  katlarda ise kayma gerilmesi ve gerinimi arasındaki ilişki şöyledir:

$$\begin{aligned}\tau_{12}|_{-45^\circ} &= \sigma_{xx}/2 \\ \gamma_{12}|_{-45^\circ} &= (\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy})\end{aligned}\quad (64)$$

Bu durumda  $+45^\circ$  istifleme düzeni için, kayma modülü:

$$G_{12} = \frac{\tau_{12}}{\gamma_{12}} = \frac{\sigma_{xx}}{2(\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy})}\quad (65)$$

şeklinde olur (Tuttle 2012).

### Algoritmik Modelleme

Optimizasyon esnasında analiz modelini teşkil edebilmek için geometri zorunlu olmaktadır. Optimizasyon iteratif bir prosedür olduğu için her tekrar adımında (döngüde) geometrik özellikler sürekli değişmektedir. Böylece, sayısı belli olmayan bir optimizasyon aşamasında sayısız farklı boyutlarda geometriler oluşturularak analiz tamamlanır. AUTOCAD gibi tasarım programları ile genellikle bilinen belirli geometrik boyutlara göre çizim yapılabilir. Buna göre, tasarımcı geometriyi manuel veya programlanmış bir skript yardımıyla otomatik olarak değiştirebilir. SOLID WORKS ve CATIA gibi programlar kullanıldığında, geometri parametrik olarak geliştirilebilir. Bu tür programlar yardımıyla, bir boyut değiştirilerek tüm geometri yenilenebilir ki buna parametrik modelleme denilmektedir. Bir geometri ve analiz modeli bazı ortak dosyalar yardımıyla çizilir ve analiz programları arasında transfer edilebilir. Ancak, bu prosedürü otomatik bir formata sokabilmek için kapsamlı bir ara yüzey programına ve kod yazılımına gerek bulunmaktadır.

Günümüzde Bilgisayar Destekli Çizim (CAD), farklı mühendislik alanlarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Dijital çizim ortamları, imalat ve analiz yazılımı içinde 2B ve 3B modelleri çizmek, düzenlemek, sunmak ve paylaşmak için çok çeşitli araçlar sağlayabilir. Geleneksel çizim yazılımını yalnızca sanal bir çizim ortamı olarak düşünülebilir. Bunlar modellerin malzeme özellikleri ve ağırlık gibi fiziksel özelliklerini simüle edemezler. Ayrıca, çizim alt nesnelerinin geometrik ilişkisi onlar tarafından sunulamaz. Buna karşılık, Pro / Engineering gibi parametrik modelleme yazılımları, çizim hiyerarşik geçişini yönetebilir. Bu

tür programlardaki bir 3B model, 2B veya 3B'deki alt nesne değişkenlerinden birinde bir değişim ile değiştirilebilir.

Algoritma, sınırlı bir birincil ve iyi tanımlanmış talimatlar listesi aracılığıyla bir probleme çözüm üretmek için kullanılan bir prosedürdür. Algoritmada, bir problemi hızlı bir şekilde yapılabilecek bir dizi basit adıma ayırmak için bir yol izlenir. Algoritmalar, geometriler oluşturmak için kullanılabilir. Örneğin, CAD veya modelleme yazılımında kullanılan bir birleşik düzenleyici varsa, yazılım tarafından sağlanan temel çizim nesnelere seti ile veya bir dizi komutlar işlenerek 3D geometri oluşturulabilir. Örneğin bir çizgi, başlangıç ve bitiş olmak üzere iki nokta ile tanımlanabilir. Noktalar ayrıca tanımlanmış  $(x, y, z)$  koordinatları ile de tanımlanabilir. Böyle yeni bir yaklaşım, sebep ile sonuç arasındaki bağlantıyı değiştirir. Yalnızca bir 'dijital işaret' yerine, nihai çıktı, sistem genelinde tepki vererek girdideki değişikliklere cevap veren etkileşimli bir dijital model olarak düşünülebilir.

Algoritmik tasarımda, kullanıcılar tek bir nesne yerine bir süreç tasarlayabilirler ve tasarımcıların geleneksel CAD yazılımı ve 3D modelleme sınırlamalarının ötesinde yeni çözümler bulması sağlanabilir. Son yıllarda birçok yazılım tasarımcısı, düşük programlama becerisine sahip kullanıcılar için özellikler sağlayan görsel araçlar geliştirmiştir. Değişkenlerin işlevleri ve bağımlılıkları, bir düğüm diyagramına dayalı grafiksel bir yapı kullanılarak temsil edilebilir. *McNeill* ve arkadaşları tarafından geliştirilen *Grasshopper* gibi düğüm tabanlı bir yazılım sistemi, kullanıcıların ilkel parametreleri kullanarak karmaşık modeller oluşturmalarını sağlayan bir araçtır. Görsel komut dosyası, iki noktalı nesnelere birleştirerek bir çizgi oluşturmaya veya dört çizgiyi birleştirerek bir dikdörtgen oluşturmaya izin verir. Parametrik diyagram, giriş parametrelerinde değişiklikler yaparak birden çok konfigürasyonla ilgili modeller oluşturabilir. Parametrik diyagram, mimari ve tasarım için akıllı bir ortam olarak düşünülebilir. Çünkü kolayca kontrol edilebilen bir grafik dilinde iç uyumluluk oluşturur ve tasarımcıların şekil bulmak için stratejiler bulmalarını sağlar. Bir *Rhinoceros* eklentisi olan *Grasshopper*, *Robert McNeel* ve *David Rotten* tarafından geliştirilen düğüm tabanlı bir yazılımdır.

### **Rhinoceros yazılımı**

Yukarıdaki bilgilere göre, farklı CAD programları araştırıldığında, bir algoritmik modelleme programı ve *Rhinoceros* 3D programının eklentisi olan *Grasshopper 3D* programı uygun bir seçim olarak değerlendirilebilir.

*Rhinoceros (Rhino) 3D*, özellikle endüstriyel kullanımlarda 3-Boyutlu (3B) modellemelerde ve prototip üretimlerinde kullanılan bir CAD/CAM tasarım yazılımıdır.

Modellemede, kafes (Mesh) modelleme yerine *NURBS* modelleme kullanıldığı için 3B prototip elde etmede daha uygundur. Ayrıca, *Rhinoceros 3D*, mimarlık, deniz araçları tasarımı, takı tasarımı, otomotiv tasarımı, tersine mühendislik, multimedya ve grafik tasarım alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle serbest formlu *NURBS* modellemede çok etkin olup, *Visual Basic* tabanlı *RhinoScript* isminde bir de kodlama programı bulunmaktadır. *Rhino 3D*, endüstride kullanım çeşitliliği, kullanışlı komutları ve düşük maliyeti nedeniyle tercih edilmektedir. Çok çeşitli içeri alma (*import*) ve dışarı verme (*export*) özelliği sayesinde, diğer programlar arasında bilgi alışverişi sağlanabilmekte ve çeşitli dosyalara destek vermesi, programlar arasında açık bulunan iş akışını hızlandırmaktadır.

### **3D Grasshopper yazılımı**

*Grasshopper*, *Rhino History* bilgisini kullanarak algoritmik modelleme imkânı sağlayan bir eklenti programıdır. *Rhino*'da oluşturulan bir loft yüzeye, daha sonradan başka bir eğri eklemek için yüzeyi silip tekrar oluşturmak gerekli iken, *Grasshopper* ara yüzeyi ise buna imkân sağlamaktadır. *Grasshopper*'da modelleme parçaları kullanılarak modelleme yapılır ve model oluşturulduktan sonra her bir parçanın kendi modelleme aşamaları tekrar kullanılabilir ve değiştirilebilir. Bununla birlikte, *Grasshopper* ile modellemede *Rhino* komutları kullanılamaz. Bunun yerine kullanıcı, geometrik modelleme (modelleme geçmişini *-history*) aşamalarını kendisi oluşturmak zorundadır.

Bu programın bazı avantajları aşağıda tadat edilmiştir:

- Modelleme aşamaları tekrar-tekrar kullanılabilir.
- Her bir aşama bağımsız olduğu için değiştirilebilir ve kaldırılabilir.
- İşlemler modelden bağımsızdır.
- Matematiksel ve mantıksal bağlantılar oluşturulabilir.
- *Rhino* dışındaki diğer programlardan veri alışverişi yapılabilmektedir.

*Grasshopper* programında, anizogrid yapılarının geometrileri algoritmik olarak tasarlanmaktadır.

### **Genetik Algoritma Optimizasyonu**

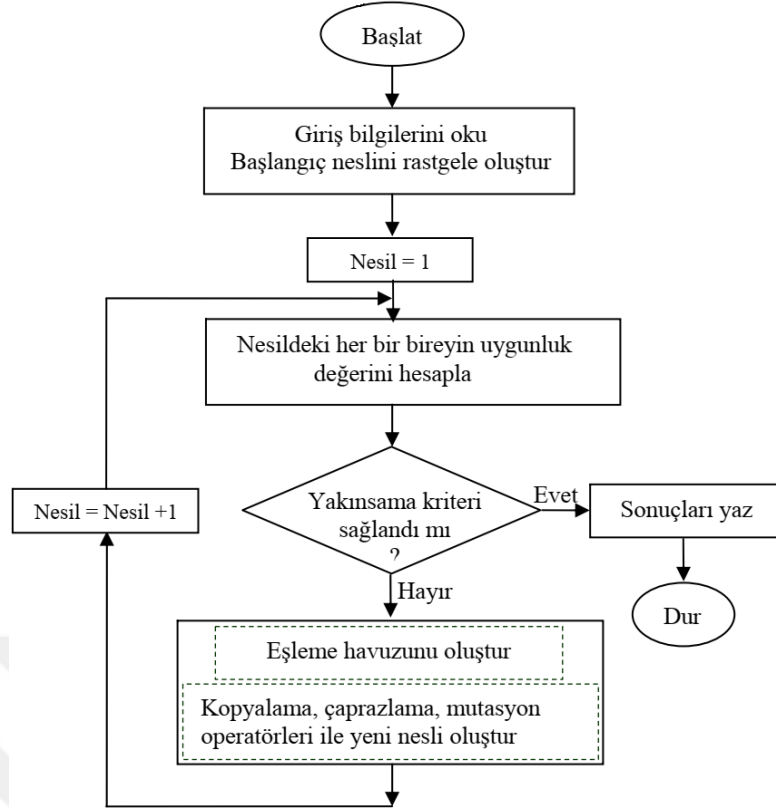
Yaklaşım ne olursa olsun, ağı yapıların her türlü tasarımı optimizasyon işlemini gerektirmektedir. Bazı hedeflere göre optimizasyonda her karar verme, seçilen ve değiştirilen bazı çözümlerin oluşturulması ve seçilmesi ile başlanır. Ağı yapıların tasarımında optimizasyon her zaman çok amaçlı olmalı ve sınırlandırılmalıdır. Optimizasyonun en zor

kısmı, mümkün olduğu kadar çok hedefi dâhil etmek ve mümkün olan en iyi şekilde bir dizi kabul edilebilir çözüm bulabilmek için arama alanını incelemektir.

Mühendislikte bir yapının taşıyabileceği yükün, yapının ağırlığına oranı yapının verimliliği olarak tanımlanmaktadır. Bu çalışma kapsamında, anizogrid yapıların optimizasyonları yapılarak, verimliliğin maksimize edilmesi hedeflenmiştir. Yapının taşıyabileceği yük; malzeme özellikleri, yapının fiziksel boyutları, konfigürasyonu gibi parametrelere bağlı matematiksel bir fonksiyonla tanımlanmaktadır. Optimum bir tasarıma ulaşabilmek için bu parametreleri en verimli hale sokmak gerekmektedir. Farklı matematiksel çözümlerden faydalanarak klasik yöntemlerle bir analitik cevap elde edilebilir. Ancak parametrelerin sayısı arttığında, problem karmaşık hale gelir ve analitik yöntemlerle çözülmesi oldukça zorlaşır.

Literatürde yapıların bazı optimizasyonlarda “*Simplex Method*” (SIMITSES and Ungbhakorn 1975), (Simitstes 1993), “*Gradient-Base Optimizer*” (Bushnell and Bushnell 1996), (Phillips and Gurdal 1990) ve “*Discrete Optimizer*” (Jaunkya, Knight, and Amburb 1998) gibi yöntemler kullanılmıştır. Bir başka optimizasyon yöntemi *Goldberg* tarafından geliştirilen Genetik Algoritma (GA) yöntemi olup, bu doğal biyolojik süreçleri taklit ederek sonuca ulaşan bir optimizasyon yöntemidir. Bu yöntem, ayrık tasarım değişkenli problemlere kolayca uygulanabilmesi, istatistik kullanılarak tekrarlı işlemlerle sonuca ulaşılması, türev bilgisi gerektirmemesi gibi nedenlerle pek çok alanda olduğu gibi mühendislikte de yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

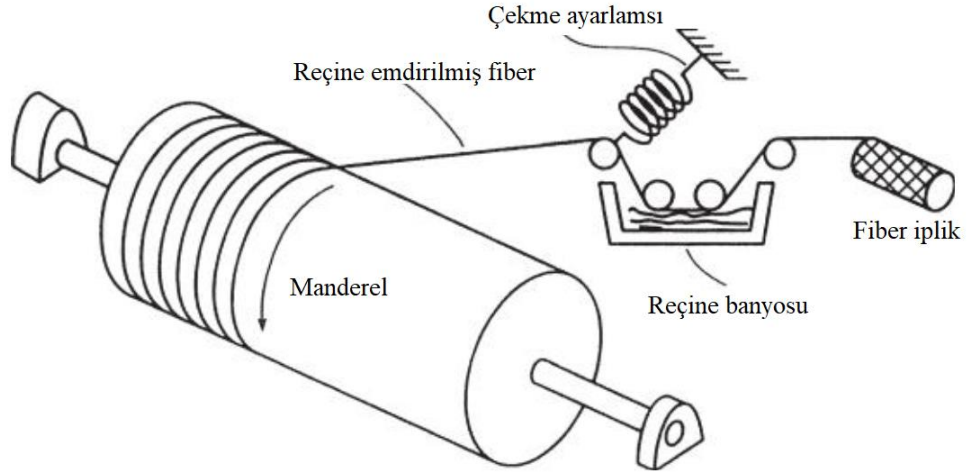
GA yönteminde, sistem rastgele bir jenerasyon ile başlatıldıktan sonra, analizler SEY ile yürütülerek, bulunan analiz sonuçlarının sınırlayıcılara uygunluğu tespit edilmektedir. Bu esnada, uygun olmayan jenerasyonlar çıkarılmakta, yerlerine en uygun jenerasyonlar kopyalanmaktadır. Daha sonra jenerasyonlar rastgele eşleştirilerek çaprazlanmakta ve sonrasında mutasyon operatörü uygulanmaktadır. GA yöntemindeki akış diyagramı Şekil 31’de görülmektedir (Artar and Daloğlu 2015).



**Şekil 31.** GA akış diyagramı

### Üretim Yöntemi

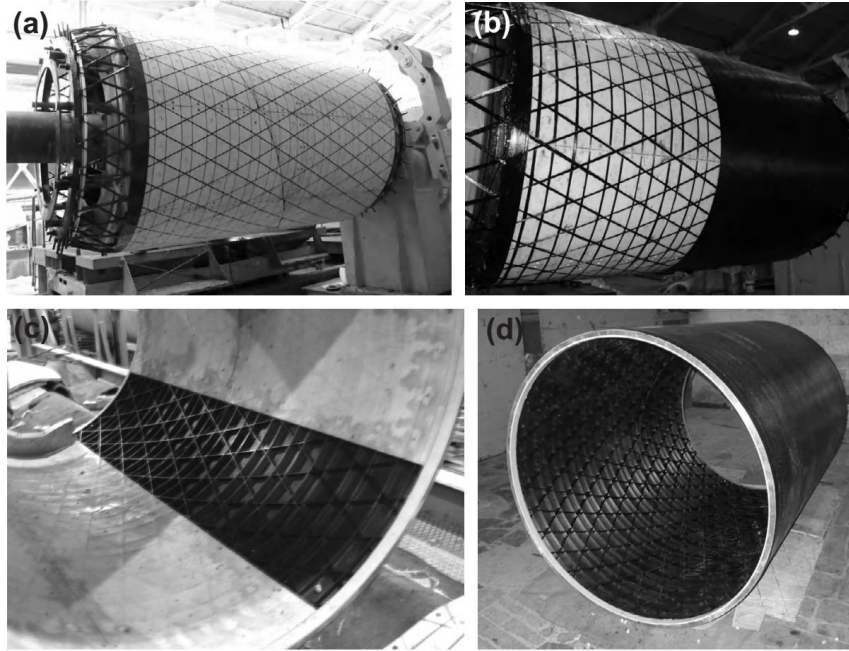
Elyaf sarma (Şekil 32), roket motoru kasaları, basınçlı kaplar, borular, güç aktarma milleri gibi ürünleri imal etmek için yaygın olarak kullanılmaktadır. *Prepreg* bantları genellikle elyaf sarma yöntemiyle ve bant sertleşmeden önce manderel kalıptan çıkarılarak üretilir. Elyaf sarma işlemindeki önemli değişiklikler sayesinde, otomotiv taşıtları için yaprak yaylar gibi çeşitli uzuvlar üretilmektedir. Elyaf sarma ile uçak ve otomobil gövdesi gibi büyük, karmaşık yapılar üretmek için deneysel programlar yürütülmektedir. Bu tür yapılar için elyaf sarma makineleri, bilgisayar kontrolü ve robot teknolojisinin kullanılmasını gerektirecektir. Elyaf sarma (veya tüp sarma) işlemi ayrıca bir kompozit tüp veya başka bir silindirik gövdeyi üretmek için reçine emdirilmiş elyaf silindirik bir manderel üzerine sarılır (Gibson 2011).



**Şekil 32.** Fiber sarma işlemi

Anizogrid kompozit ağı yapılar, genellikle sürekli elyaf sarma ile oluşturulan helisel ve çevresel (çember) tek yönlü kompozit kaburgalardan oluşan silindirik veya konik bir kabuk şeklinde yapılır. Üretim sürecinde, Şekil 33'de görülen aşağıdaki adımlar takip edilir:

- Manderel kalıbı, silikon kauçuktan yapılmış ve kaburgalar için oluklara sahip elastik bir kaplama ile kaplanır (Şekil 33a bkz.)
- Reçine emdirilmiş tek yönlü karbon elyaf, helisel, çevresel ve bazı durumlarda aksenal kaburga sistemi oluşturacak şekilde sarılır ki bazen sarma ile yapılan ince kompozit kabuklar ile kaplanır.
- Sertleştikten sonra, mandrel çıkarılır ve elastik kaplama, Şekil 33c'de gösterildiği gibi çıkarılır ve böylece bütünlüklü bir kompozit yapı elde edilir (Bkz. Şekil 33d).



**Şekil 33.** Birleşik kafes yapısı imalatı: (a) kaburga sarma, (b) kabuk sarma,(c) elastik kaplamanın kaldırılması ve (d) son mamul

## MATERYAL ve YÖNTEM

Anizogrid yapılar yaygın olarak üçgen ve yıldız hücreler şeklinde tasarlanır ve analizleri yapılır. Literatür araştırmalarına göre, burkulma (stabilite) kriteri bu tür yapılarda en temel tasarım şartı olarak kabul edilmektedir. Anizogrid yapılar genellikle konik ve silindirik formlarda tasarlanmakta ve çoğunlukla elyaf sarma yöntemi ile silikon kalıplar kullanılarak üretilmektedir. Karbon epoksi malzemesi, hafifliği ve yüksek mukavemeti gibi üstün özelliklerinden dolayı, bu tür yapıların üretiminde tercih edilmektedir. Bu yapıların maruz kaldığı en önemli yükler eksenel bası yükleridir. Bu yüklerden dolayı yapı, burkulma etkisinde kalabilmektedir. Bunun için burkulma analizlerine ve testlerine gereksinim duyulmaktadır. Bu kapsamda; kaburgaların sarma açısı, hücrelerin şekli, malzeme özellikleri gibi parametreler göz önüne alınarak optimum yapıların elde edilmesi hedeflenmektedir. Bu tez kapsamında; teorik analiz, numerik analiz ve deneysel analiz olmak üzere üç şekilde analiz yapılmıştır. Deneyler zaman alıcı ve maliyetli olduğu için araştırma kapsamında sınırlı sayıda numune kullanılabilmiştir.

### Teorik Analiz

Silindirik Anizogrid ağı yapıların hasar modları; global burkulma, kaburganın dayanıksızlığı, düzlem içi lokal burkulma ve düzlem dışı lokal burkulmadan ibarettir. Global burkulma diğerlerine göre daha geniş bir hasar alanına sahip olduğu için araştırmalarda üzerinde daha çok durulmaktadır. Bu hasar modlarını tahmin etmek için birkaç yöntem geliştirilmiştir; (1) ayrık (*discrete*) yöntemi (2) dallı plaka ve kabuk (*branched plate and Shell*) yaklaşımı ve (3) *SSM* yaklaşımı. *SSM* diğer yöntemlere göre daha yaygın olup, bu araştırmada incelenmekte olan kabuksuz yapıları analiz etmek için uygun bir yaklaşımdır. Ayrık yaklaşımda, kaburgalar kabuk üzerinde eksenel yükleme, eğilme ve burulma direngenlik hatları olarak modellenmektedir. Silindir ikiden fazla yönde rijitleştirildiğinde ve kaburga kabuğun orta yüzeyi etrafında simetrik olmadığında bu yaklaşımın kullanılması zordur. Dallı plaka ve kabuk yaklaşımı daha esnek yaklaşım olup genellikle sonlu eleman analizinin kullanılmasını gerektirir. *SSM* yaklaşımında, sertleştiricileri eşdeğer bir kata dönüştürmek ve katın eşdeğer ortotropik direngenliğini belirlemek için matematiksel bir model kullanılmaktadır. *SSM* yaklaşımı, genel olarak lokal burkulma yükünün global burkulma yüküne eşit veya daha büyük olduğu rijitleştirilmiş silindirlerde uygulanabilmektedir. Burkulmaya dayanıklı bir tasarımın hedeflendiğinde, örneğin havacılık tasarımları için bu yaklaşım ön tasarım için uyumludur. Bu nedenle, *SSM* modelin lokal burkulma veya kaburga dayanıksızlığı gibi lokal hasar modlarını

tahmin etmek için kullanılmamalıdır (Jaunky *et al.* 1996). Bu tez çalışması kapsamında kompozit silindirik bir ağırlı yapı için global burkulma yükünü belirlemek amacıyla *SSM* bir model geliştirilmiştir. Anizogrid yapıya sahip bir kompozit silindirin global burkulma yükünü hesaplamak için öncelikle genel yapının eşdeğer direngenlik parametrelerinin belirlenmesi gerekir. Bu, ızgaranın (kaburganın) direngenlik katsayısının belirlenmesini gerektirir. Eşdeğer direngenlik modeli geliştirilirken, yapıdan bir temsili birim hücre çıkarılır ve kaburgaların toplam yapıya sağladığı direngenlik katkısı belirlenir. Bu hücre tekrarlanarak yapıyı inşa edildiği tüm yapıyı temsil eder.

Ritz enerji yöntemi, silindirin burkulma yükünü hesaplamak için kullanılmıştır. Şekil değiştirme enerjisi  $U$  ve harici kuvvetin yaptığı iş  $V$  olmak üzere silindirin toplam potansiyel enerjisi  $\Pi$  ( $\Pi = U + V$ ) şeklinde olur. Bu toplam enerji, sırasıyla  $z$  (radyal),  $x$  (eksenel) ve  $\theta$  (çevresel/teğetsel) yönlerindeki yer değiştirme bilinmeyen  $w$ ,  $u$  ve  $v$  parametrelerinin fonksiyonlarıdır. Bu parametreler, sınır şartı gereksinimini karşılayan bir çift *Fourier* serisi ile temsil edilir. Basit mesnet sınır şartları için aşağıdaki yer değişme fonksiyonları kullanılır:

$$\begin{aligned} u &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \cos(\bar{m}x) \sin(\bar{n}s) \\ v &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin(\bar{m}x) \cos(\bar{n}s) \\ w &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{mn} \sin(\bar{m}x) \sin(\bar{n}s) \end{aligned} \quad (66)$$

Burada  $\bar{m} = m\pi/L$ ,  $\bar{n} = n/r$ ,  $s = r\theta$ ,  $L =$  silindirin uzunluğu ve  $m, n = 1, 2, 3, \dots$

Ankastre sınır şartı için  $u$ ,  $v$  ve  $w$  için yer değişme fonksiyonları aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} u &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \cos(\bar{m}x) \sin(\bar{n}s) \\ v &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin(\bar{m}x) \cos(\bar{n}s) \\ w &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{mn} (1 - \cos(\bar{m}x)) \sin(\bar{n}s) \end{aligned} \quad (67)$$

Burada  $\bar{m} = m\pi/L$ ,  $\bar{n} = n/r$ ,  $s = r\theta$ ,  $L =$  silindirin uzunluğu ve  $m, n = 1, 2, 3, \dots$   $u$ ,  $v$  ve  $w$  kinematik fonksiyonlardır ve sınır şartlarını sağlamaları gerekir. Bu durumda, toplam potansiyel enerji  $\Pi$ ;  $A_{mn}$ ,  $B_{mn}$  ve  $C_{mn}$  bilinmeyen sabitlerinin bir fonksiyonu olmaktadır. Dengenin kararlı olması için toplam potansiyel enerji minimum olmalıdır ki bu, toplam potansiyel enerjinin  $A_{mn}$ ,  $B_{mn}$  ve  $C_{mn}$  sabitlerine göre türevini alıp sıfıra eşitleyerek sağlanabilir. Bu süreç bir özdeğer (*eigenvalue*) problemine evrilmektedir (Kidane *et al.* 2003).

Geliştirilen MATLAB yazılımı ile özdeğer problemi çözülmüş ve burkulma yüklerini belirlenmiştir. Çözümünden elde edilen sonsuz sayıdaki özdeğerler burkulma yüklerini ifade etmektedir. Bunlardan minimum olanı yapının kritik burkulma yüküdür. Geliştirilen MTLAB kodu EK 1’de verilmiştir.

### Nümerik Analiz

Teorik yöntemlerden elde edilen sonuçları değerlendirmek ve optimizasyon prosedürünü gerçekleştirmek için anizogrid ağı yapılar numerik yöntemlerle analiz edilmiştir. Bu çalışma kapsamında, kompozit malzeme özelliklerine haiz bu yapıların analizi için sonlu elemanlar metodu kullanılmış ancak, araştırmalarda MSC Nastran (Lai *et al.* 2014; Lopatin *et al.* Shatov 2016), HYPERMESH (Kim and Park 2020), ABAQUS (Shahgholian-Ghahfarokhi and Rahimi 2019), MSC Marc (Shitanaka *et al.* 2019), ANSYS (Beerhorst and Hühne 2016a; Li *et al.* 2020; Buragohain and Velmurugan 2009; Beerhorst and Hühne 2016b; Kidane *et al.* 2003; Zheng *et al.* 2015b; Fan *et al.* 2009; Buragohain and Velmurugan 2011a) gibi ticari yazılımların kullanıldığı görülmektedir. Bu tez çalışmasında çok amaçlı sonlu elmanlar analiz yazılımı olarak, ANSYS yazılımı numerik analizlerin gerçekleştirilmesi için seçilmiştir.

ANSYS sonlu elemanlar yazılımında lineer burkulma analizi iki adımda yapılmaktadır. İlk adımda yapıya statik çözüm yapılır ve yapının burkulma öncesi gerilmeler hesaplanır. İkinci adım, Denklem (68) ile verilen özdeğer problemini içermektedir. Bu denklem, ilk adımda hesaplanan burkulma öncesi gerilme etkisi matrisini  $[S]$  dikkate almaktadır.

$$([K] + \lambda_i [S]) \{\psi\}_i = 0 \quad (68)$$

Burada  $[K]$  = direngenlik matrisi,  $[S]$  = Gerilme matrisi,  $\lambda_i = i$ . özdeğer ( $[S]$  'i oluşturan yüklerin katsayısı için kullanılır) ve  $\psi_i$  = Deplasmanların  $i$ . özvektörüdür.

Denklem (68)'dan özdeğerleri elde etmek için *Blok Lanczos* yöntemi kullanılmıştır. Burkulma analizinden elde edilen özdeğerler, başlangıçta uygulanan birim kuvvetine çarpıldığı faktörlerdir. Sonuç olarak, kritik burkulma yükü aşağıdaki Denklem (69)'e göre hesaplanmaktadır.

$$P_{cr} = (\lambda_i)_{\min} AP \quad (69)$$

Burada:

$(\lambda_i)_{\min}$  = Minimum özdeğer

$A$  = Basıncın uygulandığı alan

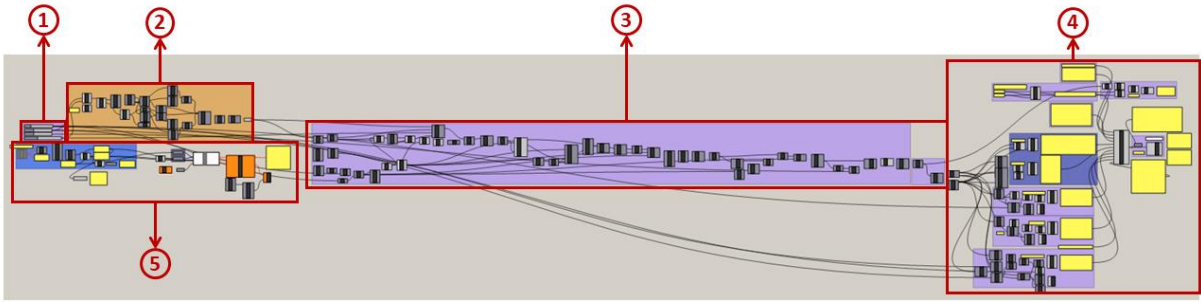
$P$  = Başlangıçta uygulanan basınç

SEY analizlerinin ilk adımında (*Pre-processing*) yapının geometrisi oluşturulur ve yazılım programı ile veya başka bir modelleme programı ile modellenerek SEY ortamına transfer edilir. Burada iki farklı tür modelleme yapılmaktadır; birincisinde anizogrid yapının geometrik boyutları belirlenerek mozaikleme yapısal olarak uygulanır, ikincisinde mekanik analiz için uygun matematiksel modelin teşkil edildiği bu aşamada, fiziksel boyutlara ilaveten malzeme özellikleri, yüklemeler ve sınır şartları bulunmaktadır. Bu tez kapsamında, birincisi geometri ve ikincisi ise model olarak adlandırılmaktadır.

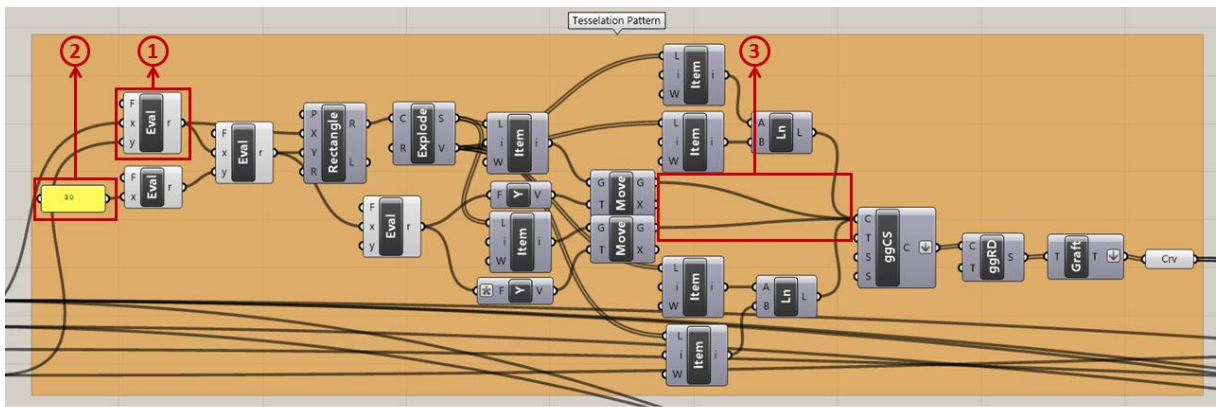
### **Algoritmik geometri**

Bu çalışma kapsamında, bir ilk olarak, Anizogrid ağı yapıların analizinde analiz modeli bir algoritmik modelleme ortamında gerçekleştirilmiştir. Algoritmik modelleme programı çeşitli komuta bloklarından oluşmuş olup, bu komutların bağlantıları teller vasıtasıyla yapılmıştır. Her komutun değişkenleri girdiler ve çıktılar şeklinde komut bloklarında tanımlanmıştır. Şekil 34 modelleme programının genel görüntüsünü verilmektedir. 3D Grasshopper'da geliştirilmiş algoritmik modelleme programı yardımıyla farklı desenli anizogrid yapıların geometrik modelleri teşkil edilmiştir. Bu modellemenin sonucunda yapının fiziği belirtilmiştir. Toplam üç tip modelleme yazılımı geliştirilmiştir. 1. Muntazam (düzenli) mozaiklemeli model (EK 2): modelin mozaikleme deseni olup sabit bir ebat oranına sahiptir. 2. Birinci tip gayrimuntazam (düzensiz) mozaikleme modelidir (EK 3) ki burada mozaiklemede deseninin ebat oranı değişken bir şekilde modellenmiştir. 3. İkinci tip gayrimuntazam mozaiklemedir (EK 4) ki burada model desenleri Voronoyi ve Voronax gibi doğa analogu hücreleri içermektedirler. Üç farklı yazılım, modellemede hemen hemen aynı prosedürü kullanmaktadır. Algoritmik modelleme yazılımı bir interaktif ortam sağlayarak farklı mozaiklemelerin geliştirilmesine izin vermektedir. Model parametrelerinin üzerinde gerçekleşen bir değişim, ani bir şekilde model üzerine yansımaktadır. Bu kabiliyet optimizasyonda tasarıma büyük ölçüde esneklik ve hız sağlamaktadır. Program temel olarak dört aşamada ANSYS APDL programına transfer etmek için uygun bir tekst dosyası teşkil etme görevi yapmaktadır. Birinci adımda; mozaik desen şekli düzlem üzerinde teşkil edilmektedir (Şekil 35). İkinci adımda; belirlenmiş desen silindirik kabuk üzerine uygulanarak, aynı zamanda SEY programına münasip bir şekilde elemanlara bölünmektedir (Şekil 36). Üçüncü adımda; elde edilen küçük çizgiler ve yaylardan oluşan bu model, analize uygun bir şekilde sokularak, malzeme özellikleri, kaburga kesit alanı ve profili, yükler ve sınır şartları uygulanmaktadır. Şekil 37 SEY modelleme blokunu ve Şekil 38 örnek üç boyutlu geometriyi göstermektedir. Son adımda; teşkil edilen model bir ANSYS APDL dosyası şeklinde

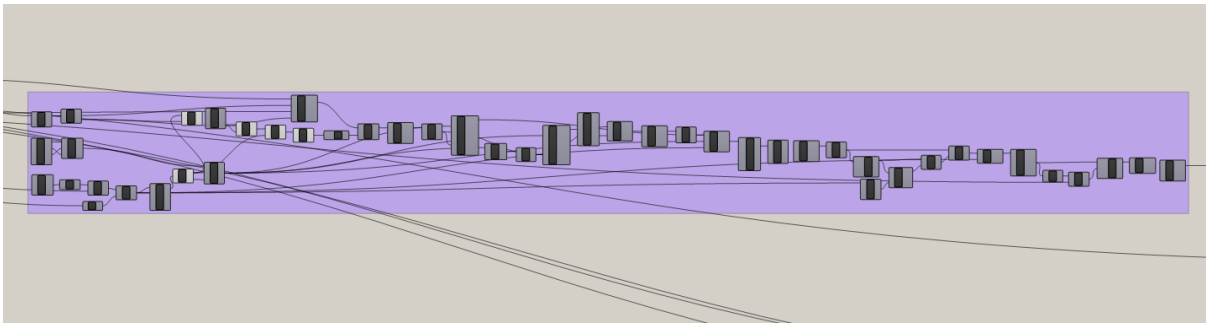
kaydedilmektedir. Bu dosya, analiz modelini ANSYS sonlu elmanlar analiz programına taşımaktadır. Şekil 39’da APDL dosyası görülmektedir.



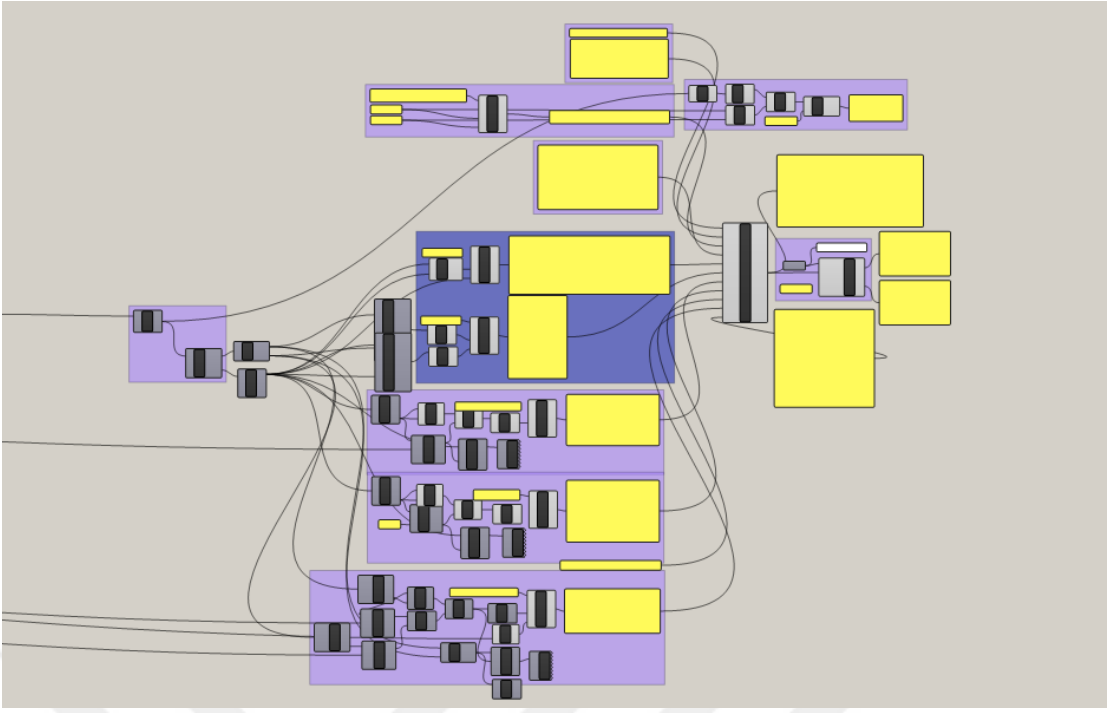
**Şekil 34.** Algoritmik modelleme programının genel görüntüsü; (1) Geometrinin ebat değişkenleri, (2) Mozaik desenin oluşturma bloku (3) Silindirik geometri oluşturma bloku (4) SEY modelleme bloku (5) Genetik algoritma optimizasyon bloku.



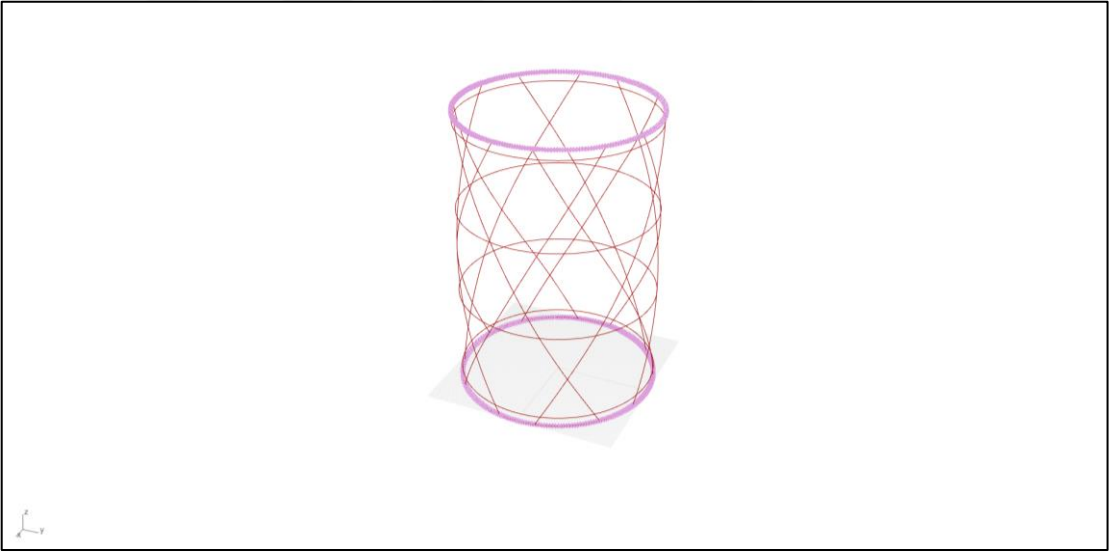
**Şekil 35.** Mozaik desenin oluşturma bloku; (1) Komut bloku, (2) Parametre kutusu, (3) Bloklar arasında veri taşıma tel bağlantısı.



**Şekil 36.** Silindirik geometri oluşturma bloku



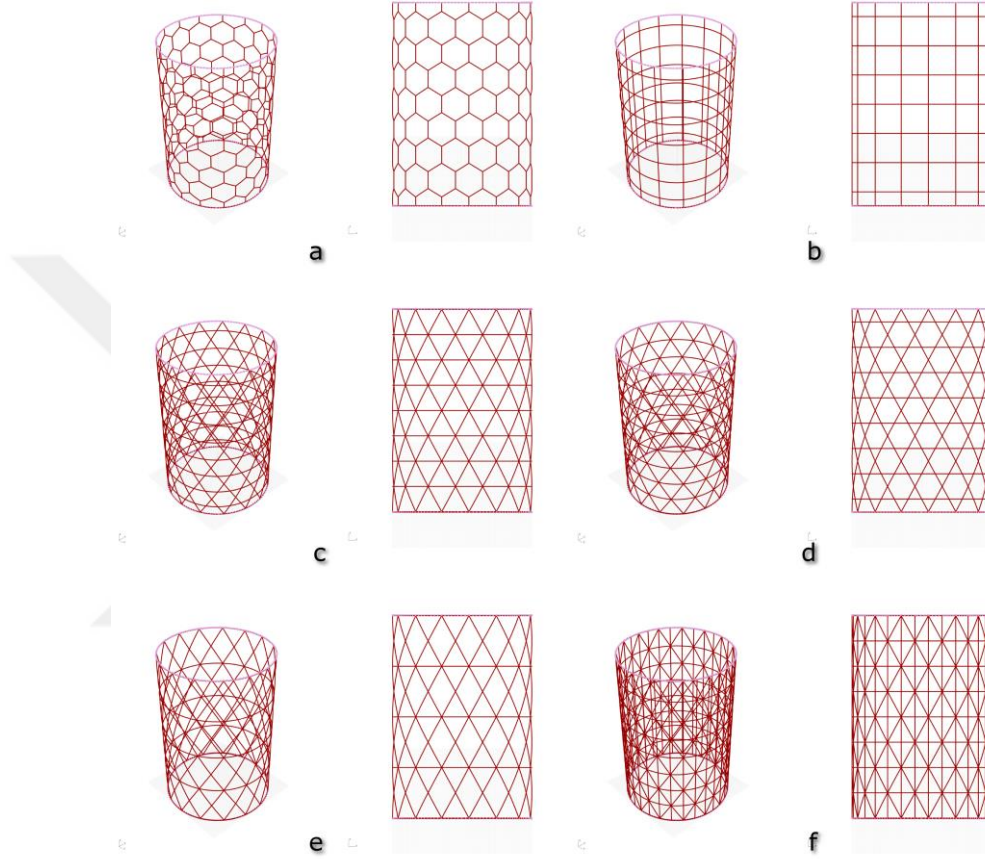
**Şekil 37.** SEY modelleme bloku



**Şekil 38.** 3D model görüntüsü



Analizlerde, düzenli ağı yapılar da kullanılan hücre şeklinin sabit bir uzunluk ve genişlik oranı vardır ve bu analiz boyunca değişmemektedir. Silindirik yapının yarıçapı, uzunluğu, malzeme özellikleri, kaburgaların kesit alanı ve profili de değişmemektedir. Bundan dolayı yazılım analiz için hücre sayısını değiştirerek, farklı yapılar inşa edilmekte ve yapının kütesine göre kritik burkulma yük sonuçları hesaplanmaktadır. Şekil 41'de düzenli ağ modelleri görülmektedir.

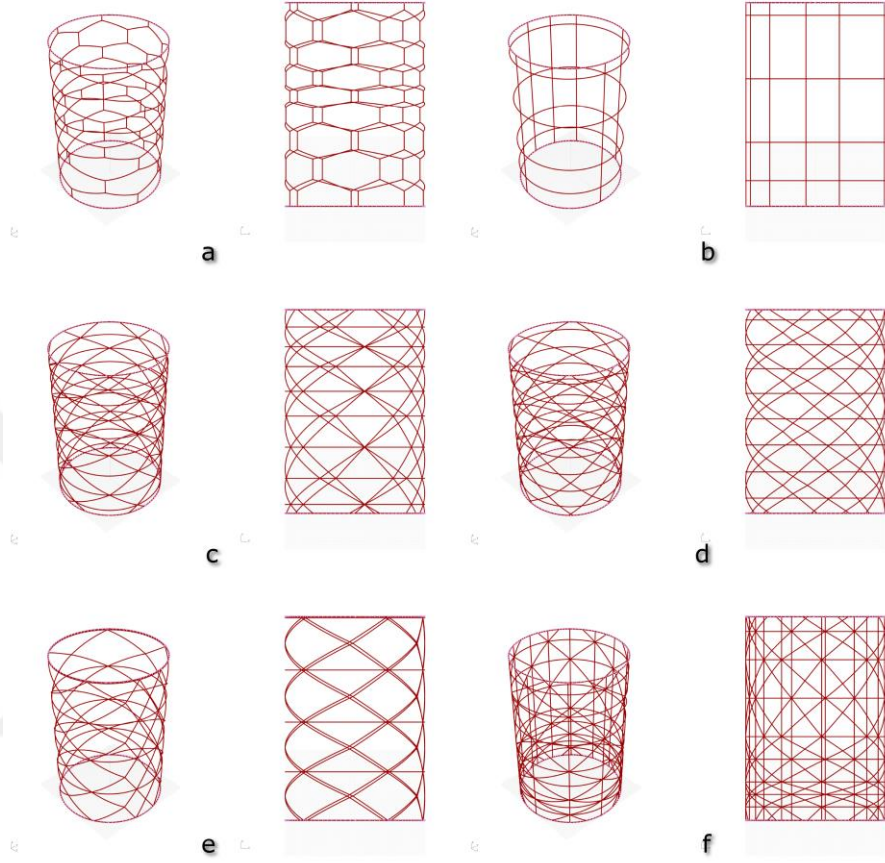


**Şekil 41.** Düzenli ağ desenleri (a) Altıgen (Bal peteği), (b) Dikdörtgen (Ortho Grid), (c) Üçgen (Isogrid), (d) Yıldız (Kagome), (e) Elmas (Diamond), (f) Karışık üçgen mozaikleme (Mixed triangle) mozaikleme

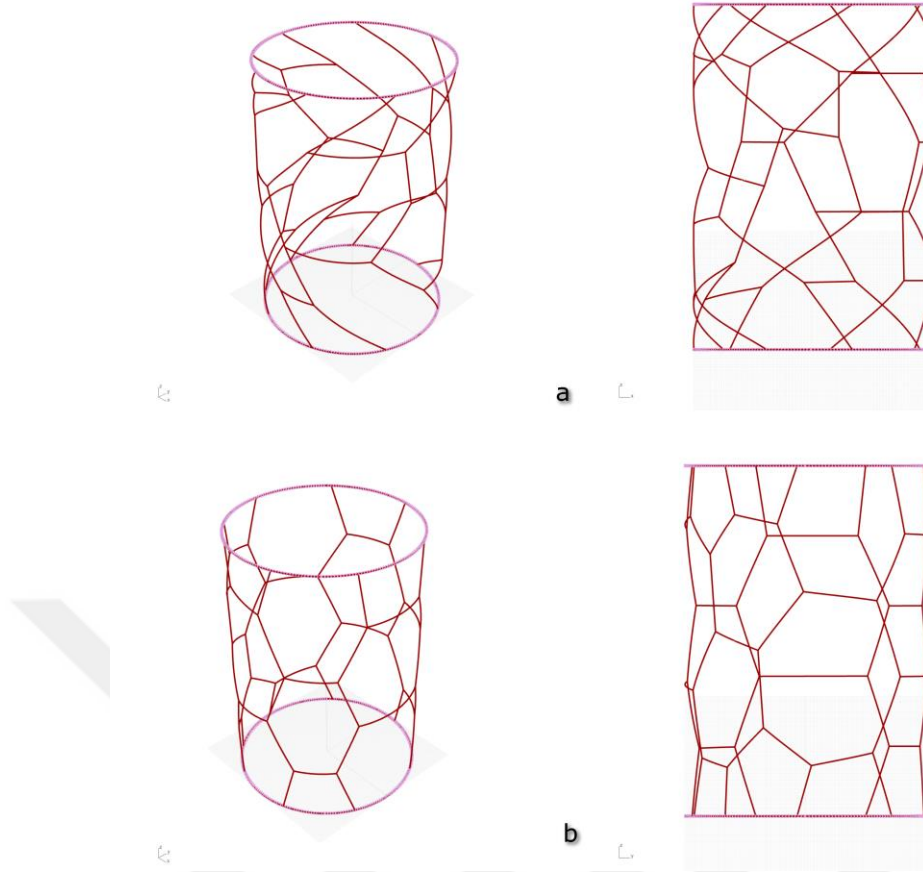
- Gayrimuntazam (*Irregular*) Mozaikleme

Bir ilk olarak anizogrid ağı yapıların araştırmasında gayrimuntazam yapıların analiz ve optimizasyonu bu tez kapsamında gerçekleştirilmiştir. Gayrimuntazam yapılar iki tipte sınıflandırılmaktadırlar. Birinci tip yapılar da mozaikleme muntazam yapılarla aynı, ama hücre ebat oranları değişken bir biçimde tasarlanmıştır. Birinci tip gayrimuntazam yapıların optimizasyonu esnasında iteratif prosedürle yapının hücrelerinin ebat ve boyut oranlarının değişmesi ile optimizasyon gerçekleştirilmiştir. İkinci tip düzensiz yapılar doğal ağ desenlerinden ilham alınarak tasarlanmış ve bunun için bir modelleme ve optimizasyon prosedürü geliştirilmiştir. Bu yazılımda, daha önceki aşamadaki yapılan çözüm kabiliyetine

ilaveten ikinci tip gayrimuntazam mozaiklemelerin modellenmesi de eklenmiştir ki bunlara *Voronoi* ve *Voronax* mozaikleme dâhildir. Bu yapıların optimizasyon sürecinde hücreler serbest bir şekilde davranıp, yer ve ebat değişmiştir. Şekil 42 ve 43’de bu yazılım yardımıyla oluşturulan bazı örnek modelleri görülmektedir.



**Şekil 42.** Düzensiz ağ desenleri (a) Altıgen (Bal peteği), (b) Dikdörtgen (Ortho Grid), (c) Üçgen (Isogrid), (d): Yıldız (Kagome) ,(e): Elmas (Diamond), (f): Karışık üçgen mozaikleme (Mixed triangle) mozaikleme



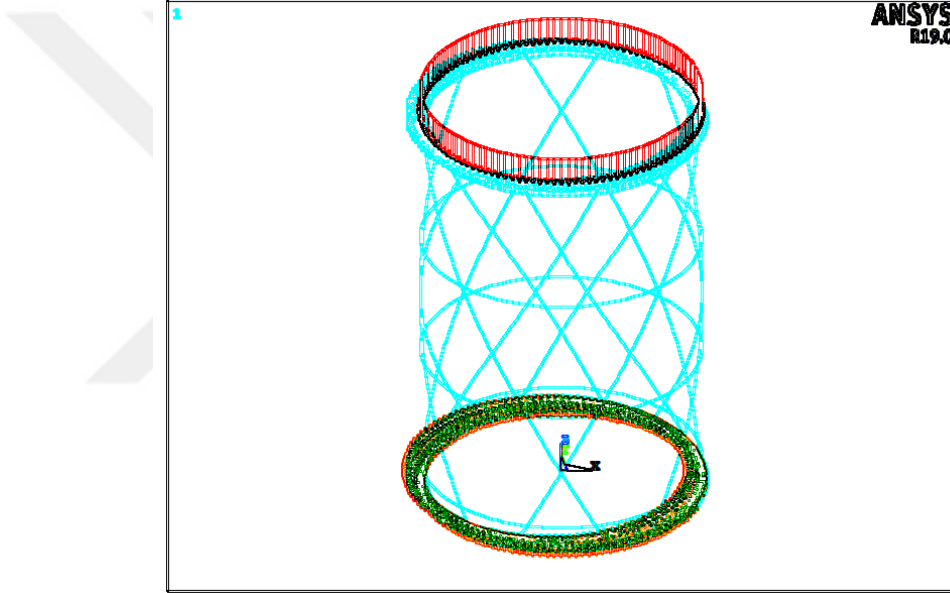
**Şekil 43.** (a) *Voronoi* mozaikleme, (b) *Voronax* mozaikleme

### **SEY analiz modeli**

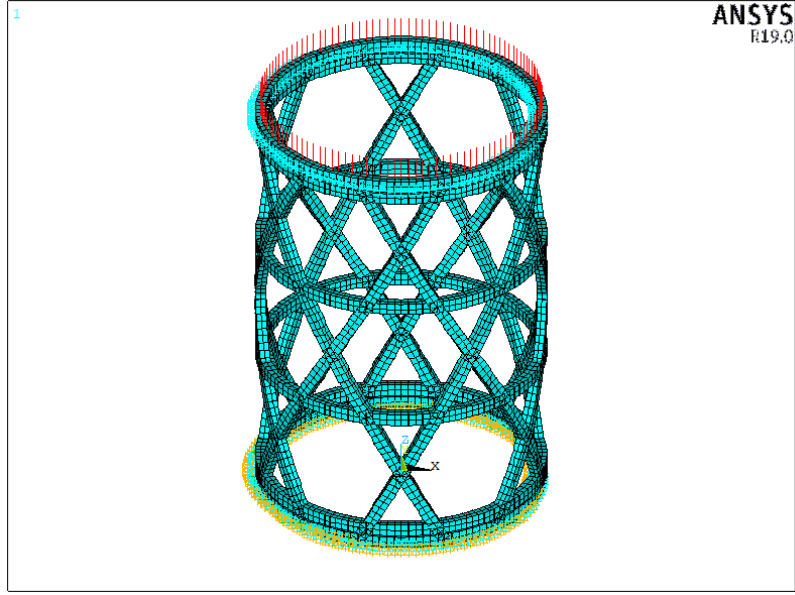
Bu çalışmada SEY yönteminin bazı analiz programları içerisinde etkin bir yazılım olan ANSYS *Mechanical APDL* modülü kullanılmıştır. Anizogrid yapılar genellikle otomatik olarak sürekli filaman sarma yöntemiyle üretilmektedir. Elyaf takviyeli kompozitten yapılan ve ince kaburgalardan oluşan bu yapılar hafif ve yüklere karşı dayanımları yüksektir. Literatürde farklı analiz elemanları olarak 3B katmanlı katı elemanlar (Buragohain and Velmurugan 2009), Shell (Wodesenbet *et al.* 2003) veya kiriş elemanları önerilmiştir (Beerhorst and Hühne 2016a; Li *et al.* 2020; Paper 2016; Beerhorst and Hühne 2016b; Zheng *et al.* 2015a; Morozov *et al.* 2011; Totaro and De Nicola 2012; Pereira *et al.* 2010). Bu çalışma kapsamında araştırılan yapılar sadece ince kesit alanına sahip kompozit kaburgalardan oluştuğu için, yapılan araştırmalara da dayanarak, 3B kiriş 188 analiz elemanı olarak seçilmiştir. 3B ve 6 serbestlik derecesine sahip bu eleman tipi Timoşenko kiriş teorisini esas almaktadır. Sınır şartları olarak silindirik yapının üst flanşına yayılı birim yük uygulanmış olup alt kısmı sabitlenmiştir.

Anizogrid yapının geometrisini ANSYS programına transfer etmek için *Grasshopper* programı kullanılmıştır. Bu programda algoritmik özellikler kullanılarak, kiriş elemanlarına uygun APDL dosyası yapılabilmektedir. *Grasshopper*de oluşturulan geometri modeli olarak

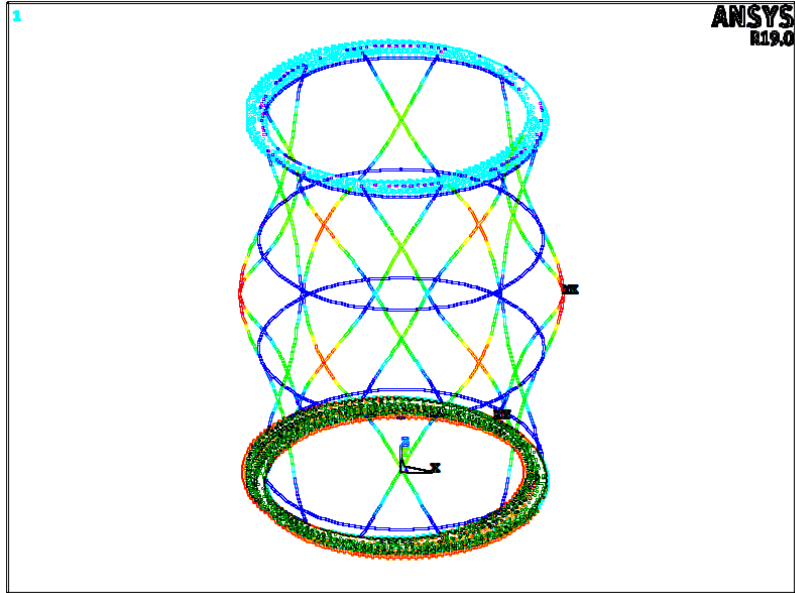
tanımlandıktan sonra, yüklemeler ve sınır şartları modele uygulanmıştır. Elde edilen model *Grasshopper* bağlantılarıyla ANSYS özel kodlama programına (APDL) çevrildikten sonra, bir tekst dosyasında kaydedilmiştir. Anizogrid yapının analizleri direkt olarak ANSYS yazılımında yapılabilmektedir. Komutlar *Grasshopper* ortamından kısa bir *Phyton* skripti vasıtasıyla ANSYS yazılımına aktarılmıştır. ANSYS'den alınan analiz sonuçları bir başka tekst dosyasında kaydedilmiştir. Elde edilen sonuçlar optimizasyon sürecinde değerlendirilmiştir. ANSYS programı BATCH madunda çalışmaktadır, yani otomatik olarak modeli tekst dosyası olarak teşkil ettikten sonra, sonuçlar başka bir dosyaya gönderilmektedir. Bu esnada, herhangi bir kullanıcıya veya yüzey komutuna ihtiyaç bulunmamaktadır. Bu analizde her modelin kritik burkulma yükleri birinci moda göre belirlenmiştir. Şekil 44, 45 ve 46 sırayla SEY modelinin tel, solid ve analiz sonucu deplasmanlarını göstermektedir.



**Şekil 44.** Sonlu eleman modelinin tel görünümü



Şekil 45. Sonlu eleman modelinin solid görünümü



Şekil 46. Modelde ortaya çıkan deplasmanlar

- Yakınsama

Sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçları doğrulamak için burkulma analizinin yakınsaması kontrol edilmiştir. Yakınsama kontrolü,  $\phi = 30^\circ$  açılı bir kaburga modeli üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu model için burkulma analizi, ince meşli (2 mm), orta meşli (3 mm) ve kaba meşli (4 mm) durumlar için yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen burkulma yükleri  $L_F$ ,  $L_M$  ve  $L_C$  ile gösterilmiştir. Bu yükler Denklem (70) ile verilen yakınsama kriterine göre kontrol edilmiştir.

$$|L_C - L_F| > |L_C - L_M| \quad (70)$$

Yakınsama kontrolü hesaplama sonuçları Tablo 1'de verilmiş olup son sütununda, geliştirilen model için analizin yakınsadığı sonucu elde edilmiştir.

**Tablo 1.** Yakınsama kontrolü hesaplama sonuçları

$L_C$	$L_M$	$L_F$	$ L_C - L_M $	$ L_C - L_F $	$ L_C - L_F  >  L_C - L_M $
78124.2 N	78105.7 N	78091.9 N	18.5 N	32.3 N	Doğrudur

Orta ve kaba meşli yapılar (3 mm ve 4 mm) için elde edilen burkulma yüklerinin birbirine çok yakın olduğu, dolayısıyla 3 mm ağ boyutuna sahip yapıların kullanılabileceğini göstermiştir

### Optimizasyon

Optimizasyon algoritması, *Grasshopper* yazılımı içerisinde mevcut olan genetik bir algoritmadır. Genomlar, genetik algoritma programı tarafından rastgele modifiye edilen hücre merkezlerinin  $X_i$  ve  $Y_j$  koordinatları olup, her bir çift genom bir merkez belirlemektedir. İyi genler bir sonraki jenerasyona aktarılmakta ve optimizasyonun devam etmesiyle birlikte maksimum burkulma yüküne ve minimum ağırlığa sahip yapılar bir sonraki nesil olarak seçilmektedir. Şekil 47 ve 48 sırayla optimizasyon bloku ve değişkenlerini göstermektedir. Burada, yapının gerilmelere karşı mukavemeti (güvenlik faktörü) ve kritik burkulma yükü önemli tasarım parametreleri olmasına rağmen, literatüre göre yapının kritik burkulma yükü en önemli parametre olarak değerlendirilmektedir (Xiaomin, Yuanming, and Decai 2006)(Li *et al.* 2005).

Optimizasyonun birinci amacı, yapının ağırlığı göz önüne alınarak burkulma yükünün optimize edilmesidir. Farklı ızgara modelleri üzerinde çalışarak, en büyük burkulma yüküne dayanabilecek en az kütleyle sahip optimum bir yapı elde edilmektedir. Yani Bu durumda maksimize edilecek  $f(X_i, Y_j)$  amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Max f(X_i, Y_j) = \frac{(P_{cr})_{max}}{(M)_{min}} \quad (71)$$

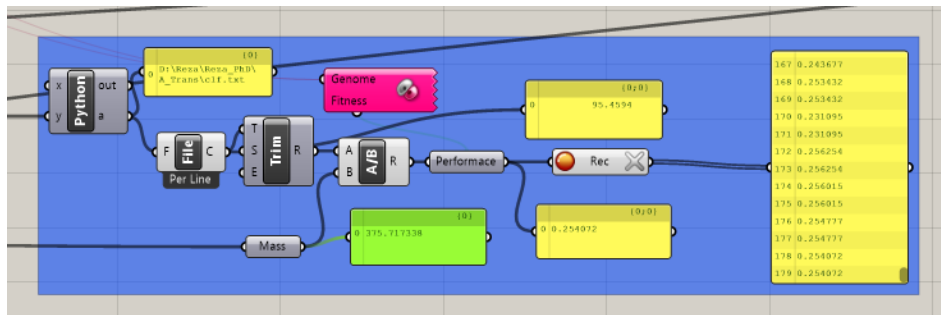
Burada  $f(x)$  özgül kritik burkulma yükü fonksiyonu,  $P_{cr}$  kritik burkulma yükü ve  $M$  anizogrid yapının kütesidir. Optimizasyon değişkenleri  $X_i$  ve  $Y_j$  olarak belirlenmiştir ki bu iki değişken silindirik yapı yüzeyinde serbestlikle yer değiştirebilmektedirler. Böylece amaç fonksiyonu değişkelerinin kısıtlama şartları aşağıdaki gibi olur:

$$\begin{aligned} 0 < X_i < 2\pi R \\ 0 < Y_j < L \end{aligned} \quad (72)$$

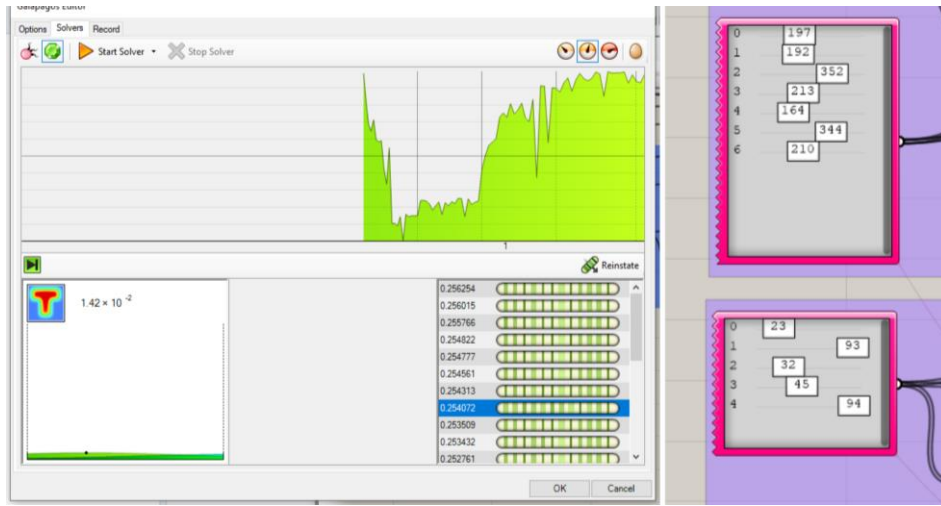
Modellerin hücre uzunluk/genişlik oranı değiştirilerek, yapı simetrik durumun dışına çıkartılabilir ve daha yaygın seçenekler elde edilebilir. Simetrik yükleme simetrik bir yapıyı gerektirir. Ancak yapının genel analizi ile önceki yapılardan farklı bir yapı olabileceği öngörülebilmektedir. İkinci hedef olarak, doğal yapıların genellikle düzensiz bir görünüme sahip olması ve optimizasyon sürecinin de buna benzer olması beklenmelidir. Voronax mozaiklemeli yapılarda hücrelerin dağılım şekline bağlı yük taşıma potansiyeli de değişmektedir. Optimizasyonun yapılmasının amacı burada en verimli yapıyı yansıtan hücre dağılımını bulmaktır. Bu tür yapılarda optimizasyon değişkenlerinin sayısı çok büyük rakamlara ulaşmaktadır. Bu sebeple klasik optimizasyon metotlarının yerine genetik algoritma gibi istatistiksel metotlar kullanılmaktadır. Üçüncü olarak, optimizasyon hedefine bağlı olarak, optimizasyon sonucunda farklı bir yapı elde edilebilir. Bu hedefler aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Minimum ağırlık ve maksimum burkulma yükü,
2. Minimum gerilme ve minimum ağırlık,
3. Estetik açıdan düzenli yapıya sahip yapılar için yapısal elemanların minimum ortalama boyutsal farkı.

Ayrıca, tasarım hedefini sağlayan farklı seçenekler kullanılarak farklı bir optimizasyon yapılabilir. Optimizasyonda çok sayıda değişken olduğu göz önüne alınarak, sabit sayıda hücre içeren bir yapı kullanılmakta ancak, bu sabit hücre sayısı, modelleme aşamasında değiştirilebilmektedir. Farklı yapıların karşılaştırılabilmesi için tasarım kriteri olarak burkulma yükünün yapının ağırlığına oranı ve hücre sayısındaki değişim yerine hücre boy oranı değişken olarak kullanılmaktadır. Yapısal elemanların kesit alanları ile profilleri ve kullanılan malzemeler değiştirilmemiştir.



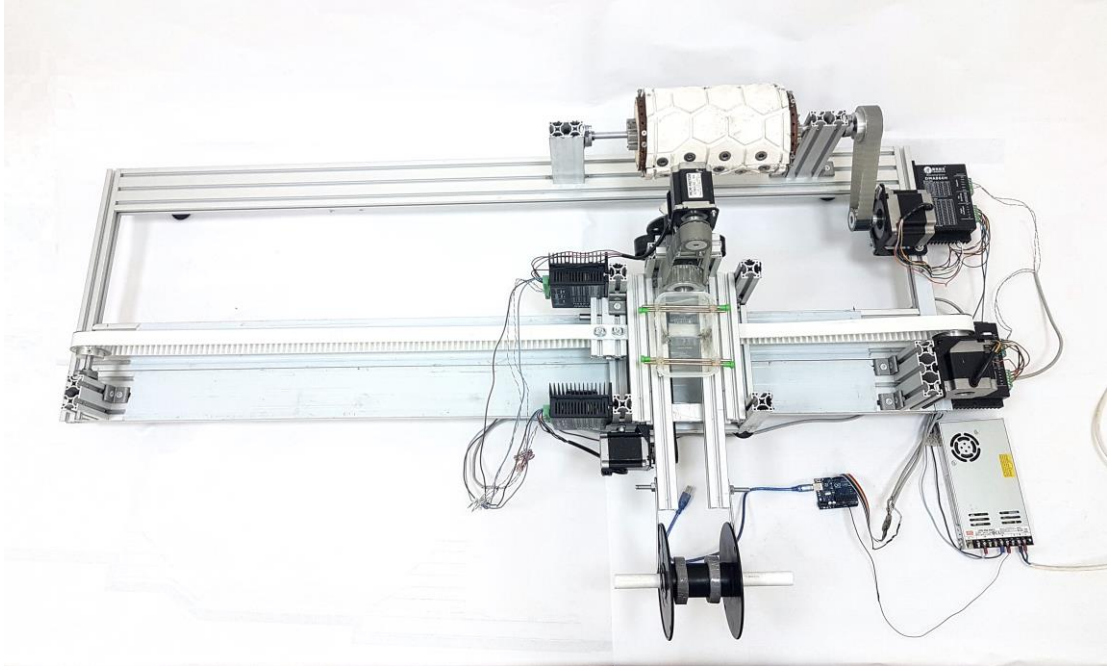
Şekil 47. Galapagos optimizasyon bloku



Şekil 48.  $X_i$  ve  $Y_j$  genomların değişkenleri

### Deneysel Analiz

Optimizasyon sürecinin sonuçları teyit amaçlı, deneylere ihtiyaç duyulmuş olup, deney numunelerinin üretimi bir elyaf sarma aparatında belirli bir deseni olan silindirik kalıp üzerinde elyaf sarma işlemi ile gerçekleştirilmiştir. Bir bilgisayar programı ile kontrol edilen aparat sayesinde, silindirik kalıbın üzerindeki oluklarda reçine emdirilmiş lifler mütemediyen sarılarak yapının desen şekli elde edilmiştir. Aparat Şekil 49’da görülmektedir.



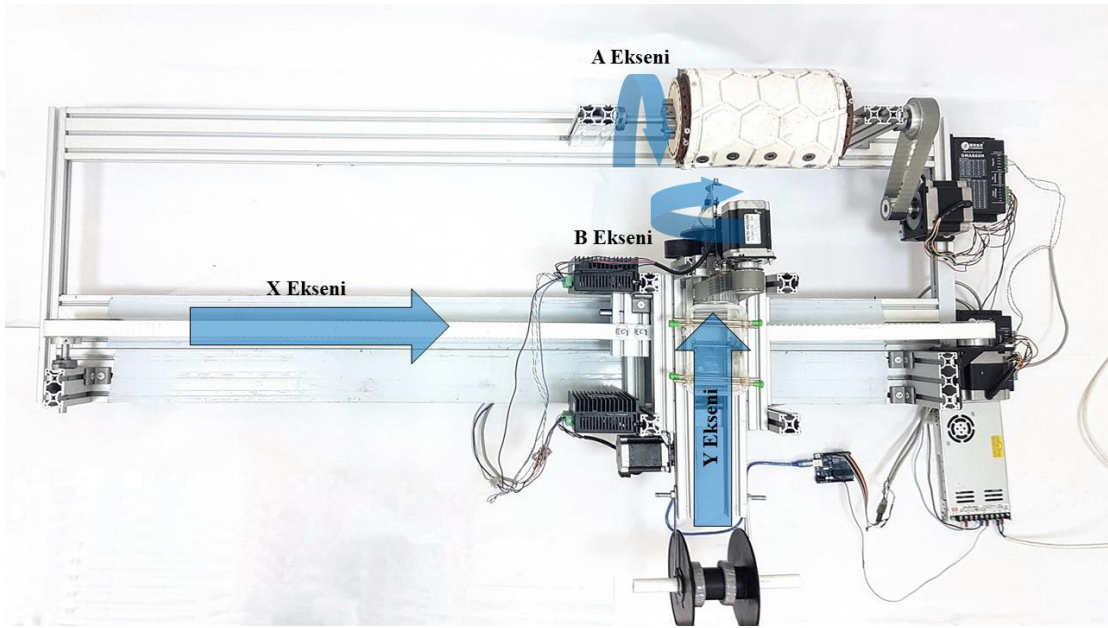
Şekil 49. Elyaf sarma cihazının görünümü

### Elyaf sarma cihazı

Anizogrid ağı yapıların üretimi için yaygın bir yöntem, yapının desenine uygun oluklara sahip bir kalıp üzerine elyaf sarma cihazı ile bir elyaf sarma tekniğidir. Bu çalışma kapsamında, numuneleri üretmek için dört derece serbestliğe sahip bir elyaf sarma cihazı

tasarlanıp üretilmiştir. Bu cihaz, silindirik, konik, küresel, parabolik vb. yüzeylerde keyfi bir sarım işlemi gerçekleştirme özelliğine sahiptir. Ayrıca, kanat profilleri veya hidrofoiller gibi eksenel simetrisi olmayan yüzeyler de tek ve iki parça olarak bu cihazla üretilebilmektedir. Makinenin dört hareket eksenini aşağıdaki gibidir (Şekil 50);

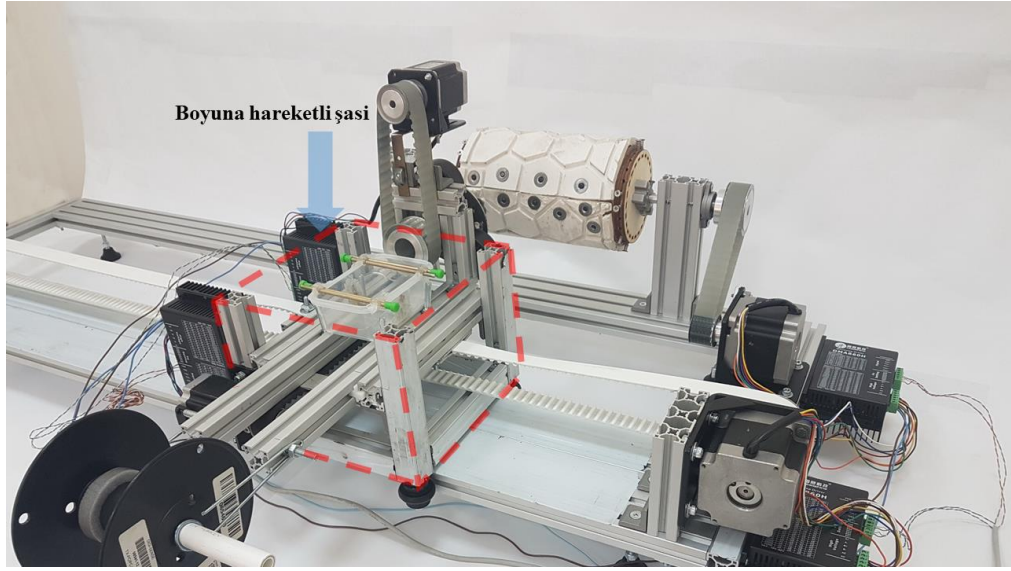
- Boyuna *X* eksenini
- Enine *Y* eksenini
- Dönme *A* eksenini
- Dönme *B* eksenini



**Şekil 50.** Elyaf sarma cihazının hareket eksenleri

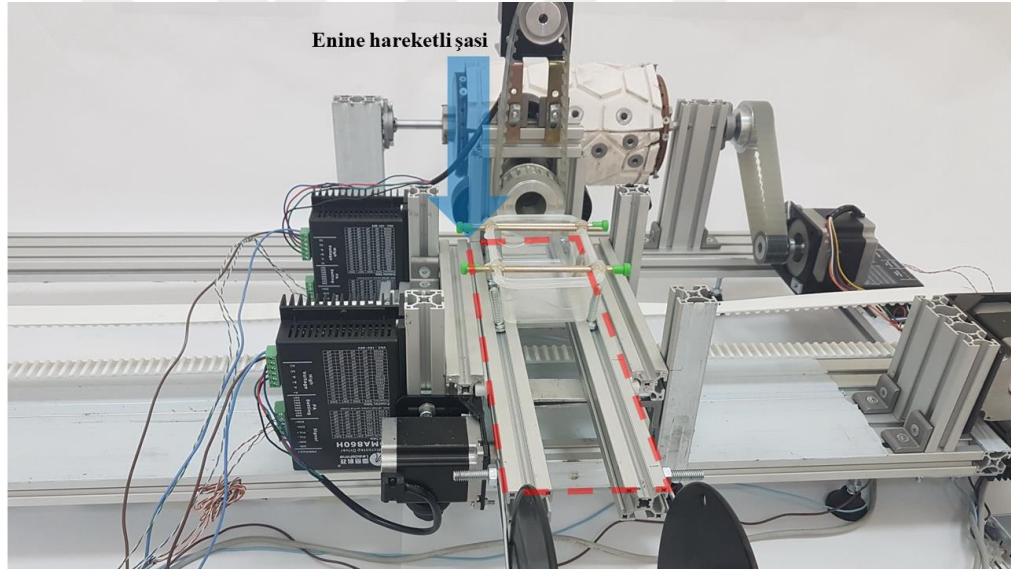
Temel olarak sistem aşağıdaki gibi yazılım ve donanım bileşenlerini içermektedir. Yazılım; makinenin tasarımı ve yapımı bu çalışma kapsamında yapılacak olan numunelerin üretimi için özel olarak tasarlanmış olup ticari kontrol programına sahip değildir. Gerekli kontrol yazılımı, elyaf sarma işlemine uygun bir şekilde kodlanmakta, program 3D modelden hareketin koordinatlarını almakta ve komutu mikro kontrolöre göndererek motorların yapı tasarımına uygun bir biçimde hareket etmesini sağlamaktadır. Program *3D Grasshopper* ortamında geliştirilmiştir (Şekil 51).





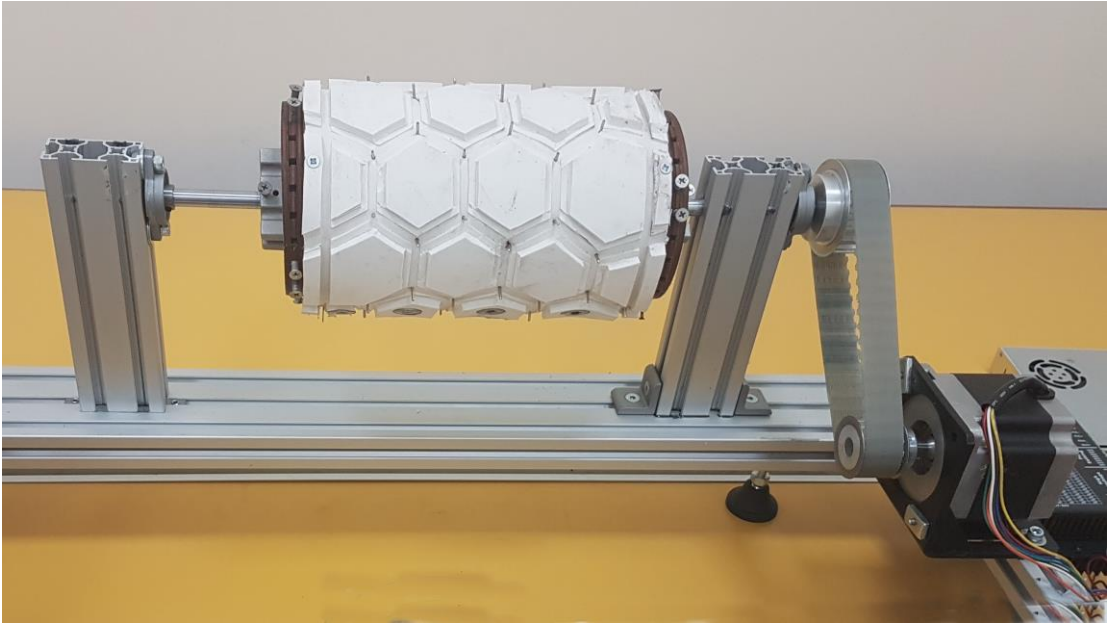
Şekil 53. Boyuna hareketli şasi

**Enine hareketli şasi;** alüminyum raylar yardımı ile sabit şasinin eksenine dik şekilde hareket eden bu blok elyaf sarma başlığını da taşımaktadır (Şekil 54).



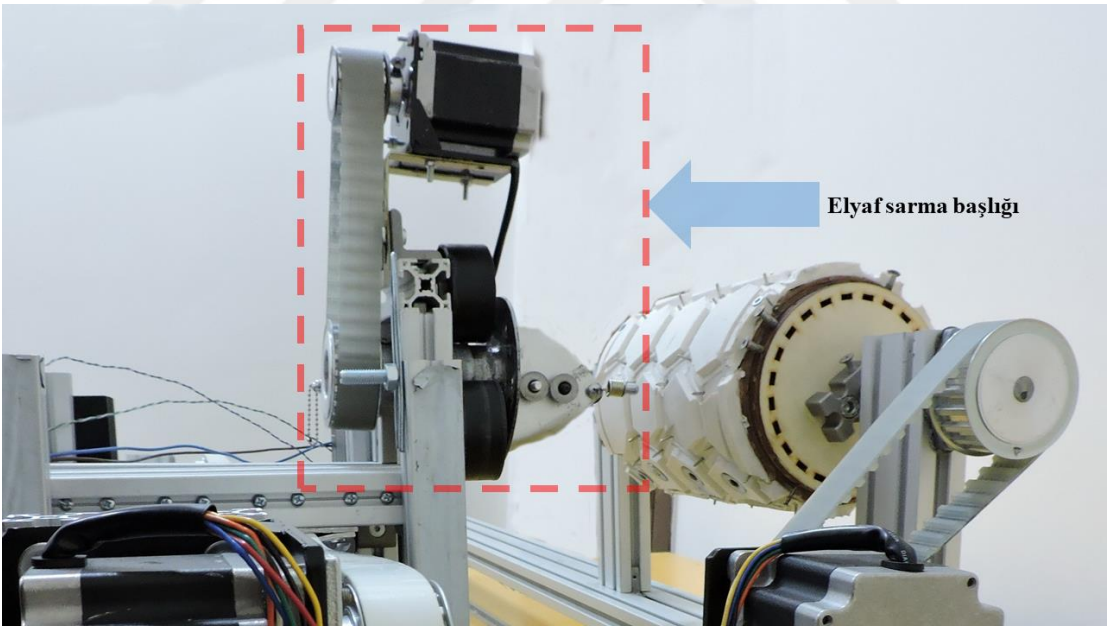
Şekil 54. Enine hareketli şasi

**Kalıp döndürücü ve tutucu;** bu blok mandereli taşır ve dönmesini sağlamaktadır (Şekil 55). Kalıbın dönmesi bir step motor, dişli bir kayış ve kasnak vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Manderel yatay olarak  $X$  eksenine paralel şekilde monte edilmiştir. Reçine emdirilmiş elyaf, sarma başlığı vasıtası ile kalıbın oluklarına yerleştirilmiştir. Step motor elyafın çekme kuvvetini de sağlamaktadır.



Şekil 55. Kalıp döndürücü ve tutucu

**Elyaf sarma kafası;** bu blok, manderelin olukları içerisinde elyafın doğru yönde yerleşmesine yardımcı olur (Şekil 56). Blokun dönme hareketi step motor, kasnak ve dişli kayış yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Reçine emdirilmiş elyaf, kafanın borusundan geçer ve manderele sarılmaktadır.



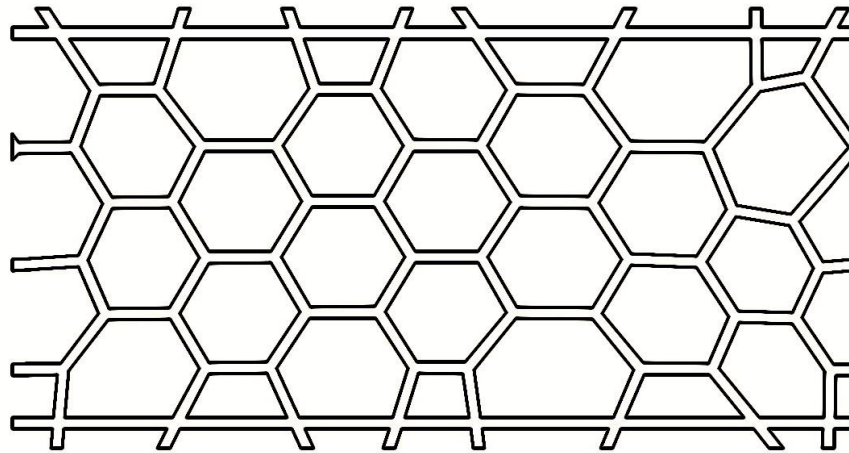
Şekil 56. Elyaf sarma başlığı

**Elektrik ve kontrol bloku;** bu blok step motorları, motorların sürücülerin, kontroller kartı ve DC güç kaynağını içermektedir. *X* step motoru Nema 32 tipi, *Y* step motoru Nema 23 tipi, *A* step motoru Nema 32 tipi ve *B* step motoru Nema 23 tipi olarak dört eksen hareketini sağlamaktadır. DMA860H hibrid step motor sürücüsü motorları hareket ettirmek için

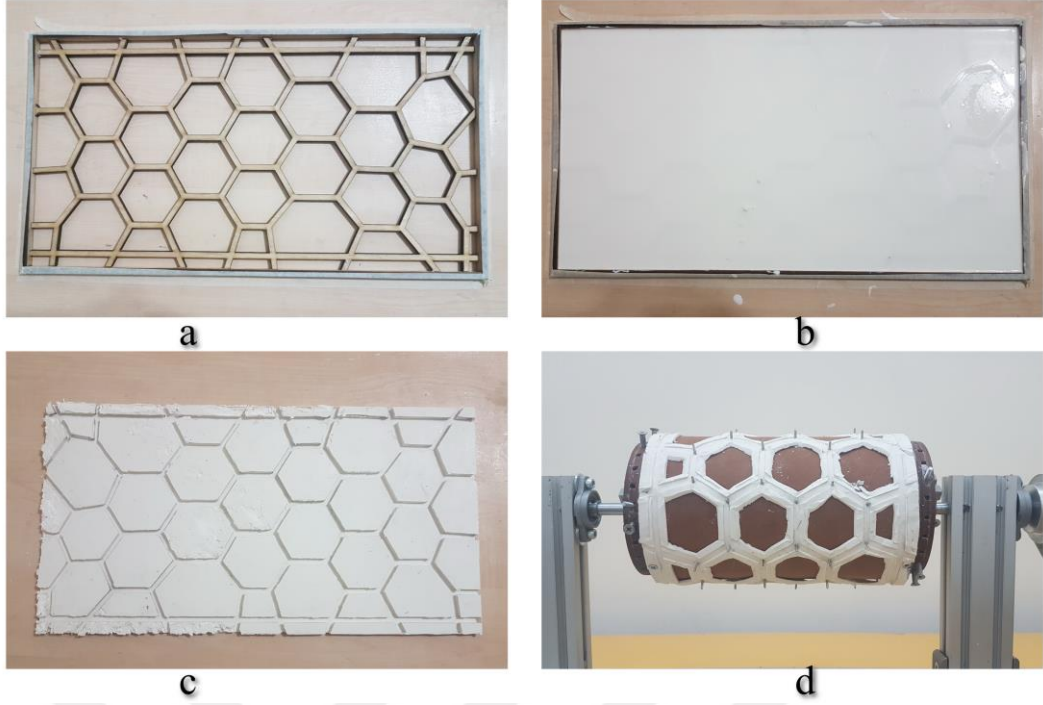
kullanılmıştır. Ana kontroller olarak bir ARDUINO UNO kontroller kartı kullanılmıştır. Cihaz, 48 V - 7.3 A DC elektrik kaynağı ile çalışmaktadır.

### Numune üretimi

Anizogrid yapının burkulma davranışını deneysel olarak incelemek amacıyla test numunelerinin üretilmiştir. Hem üretim sürecinin otomasyonu hem de üretim maliyetlerinin düşürülmesi için elyaf sarma yöntemi seçilmiştir. Elyaf sarma metodunun en önemli avantajı otoklav ihtiyacını en az olması, elyafın sürekli olarak sarılması ile nihai ürünün yüksek elyaf hacmine ulaşması ve düşük boşluk oranının olmasıdır. Ayrıca, daha düşük fiyatlı reçinelerin ve fiberlerin kullanılması *prepreglere* göre maliyeti azaltmaktadır. Numuneyi üretmek için gerekli olan oluklu silindirik kalıp silikon RTV2'den üretilmiştir. Bu kalıbı gerçek boyutlara göre yapmak için parçanın düz modeli bir plaka üzerinde oluşturulmuştur. Seçilen parça *Veronax* desenli optimize edilmiş yapı olup deneysel analizler için üretilmiştir. Şekil 57'de 2-boyutlu çizimi görülmektedir. İlk adımda, lazer kesme yöntemi ile pozitif model 6mm kalınlığında ahşap levhalardan üretilmiştir. Silikon kalıplamayı yapabilmek için ızgarayı örten dikdörtgen bir çerçeve yapılmıştır. Bir sonraki adımda, pozitif model düz bir yüzeye sabitlenmiş ve silikon kalıbın kolayca ayrılması için, model ince bir kalıp ayırıcı vaks tabakası ile kaplanmıştır. Silikon ile aktivatör karışımı modele dökülmüş ve silikon sertleştikten sonra modelden çıkarılmıştır. Bu kalıp manderelin üzerine yerleştirilmiş ve sabitleme vidaları ile bağlanmıştır. Son aşamada, manderel sarma cihazı üzerine monte edilmiştir. Şekil 58'de silikon kalıbın üretim prosedürü görülmektedir.

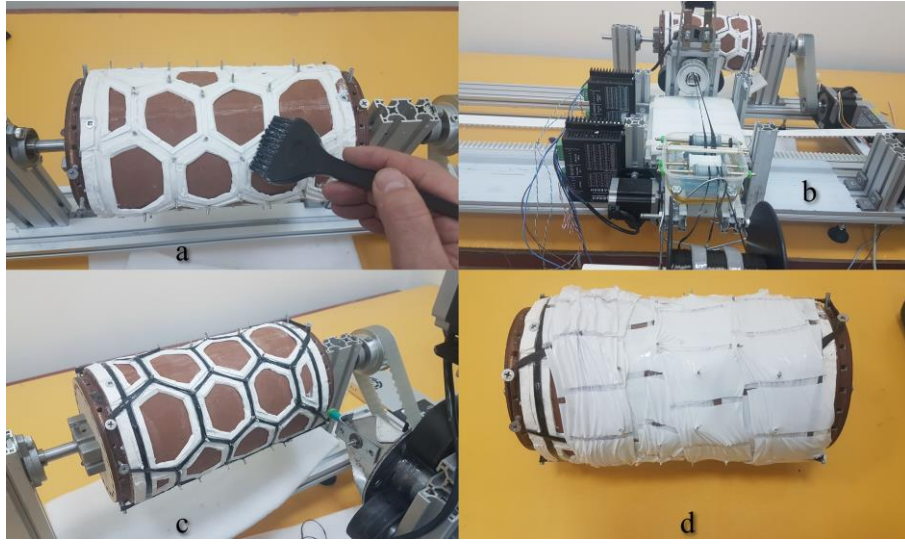


Şekil 57. Voronax desenli optimize edilmiş yapının 2B çizimi

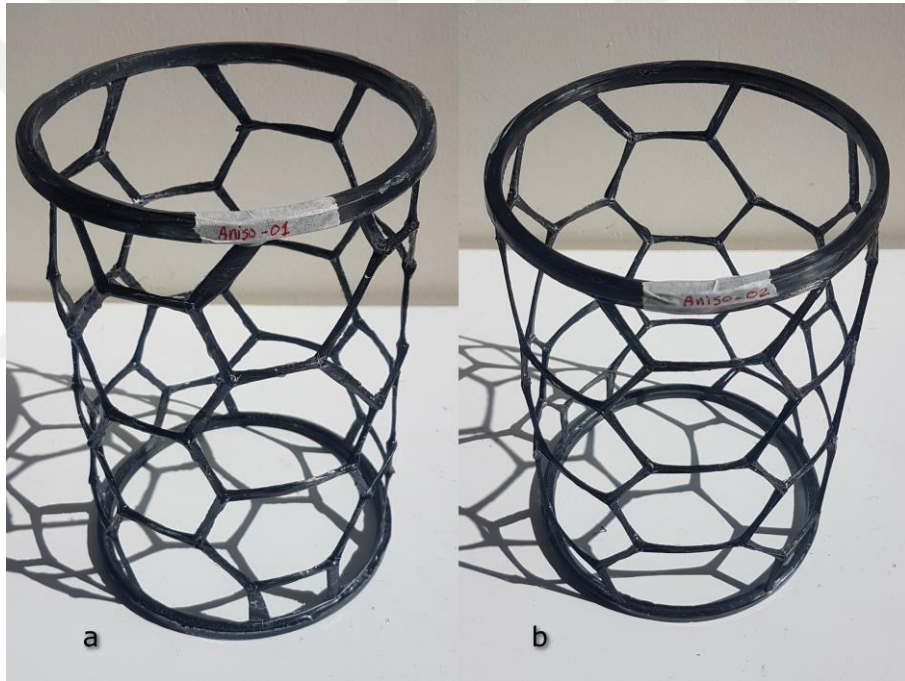


**Şekil 58.** (a)Lazer kesimi ile yapılmış ahşap model, (b)Silikon dökülmüş kalıp (c)Kalıptan çıkarılan silikon kalıp, (d) Manderel üzerine monte edilmiş silikon kalıbın hali

Numune üretimi için 3k karbon elyafı kullanılmıştır. Üretim prosedüründe, makaraya sarılan karbon lifler epoksi reçine banyosundan geçirilerek silikon kalıba yerleştirilmiştir. Numuneyi kalıptan ayırmak amacıyla kalıp ayırıcı vaks tabakası ile kaplanmıştır. Elyaf sarma kafası, bilgisayar kontrolü ile kalıp olukları boyunca hareket ederken karbon elyafı manderelin oluklarına sarılmıştır. Numune kalınlığı kafi miktara vardığında işlem durdurulmuştur. Manderel ve numune birkaç kat şirink bant katmanıyla sarılmıştır. Şirink bantı sıkıştırmak için kalıp ısıtılmış ve lifler yeterli oranda yoğunlaştırılmıştır. Böylece fazla reçine ve hava kabarcıkları numenelerden çıkarılmıştır. Kürleşme bittiğinde silikon kalıbı tutan vidalar açılarak manderelden çıkarılmış ve numunenin fazlalıkları kesilmiştir. Şekil 59’da numune üretim prosedürü ve Şekil 60’da üretilmiş numuneler görülmektedir.



**Şekil 59.** (a) Kalıp ayırma işlemi, (b) Epoksi reçine küveti, (c) Elyaf sarma işlemi, (d) Şirink bant sarılmış numune



**Şekil 60.** Kalıptan çıkmış numuneler; (a) 1. Numune, (b) 2. Numune

### **Çekme testi numunesinin üretimi**

Test numunelerinin üretimi elyaf sarma yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. Bu metot sürecinde, karbon lifler reçine emdirilmiş ve dönen bir plaka üzerine sarılmıştır. Lifler  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $90^\circ$  açılarıyla sarılmıştır. Plaka üzerindeki sarma yönü bilgisayar programı vasıtasıyla, enine ve boyuna koordinatlarda motorlara iletilerek kontrol edilmiştir. Sarma işleminden sonra kompozit malzeme sertleşmeye bırakılmıştır. Maksimum elyaf/reçine hacim oranına ulaşmak için reçinenin fazlalığı parçadan çıkarılmalıdır. Numunede boşluk ve kabarcık oluşumunun önlenmesi de gerekmektedir. Bu amaçla vakum torbası kullanılmıştır. Sarma işlemi bittikten sonra, malzemenin etrafına birkaç kat teflon bant sarılarak vakum torbasına konulmuş hava

boşlukları giderilmiştir. Kürleşme tamamlandıktan sonra malzemeler çıkarılmış ve standartlara uygun bir şekilde kesilerek cam elyaftan üretilmiş olan yan destekler yapıştırılmıştır. Şekil 61’de çekme testi numuneleri görülmektedir.



**Şekil 61.** (a) 0° takviye açılı test numunesinin bitmiş hali, (b) 45° takviye açılı test numunesinin bitmiş hali, (c) 90° takviye açılı test numunesinin bitmiş hali

Numunelerin çekme testleri *Shimadzu* model AG-IC/100kN üniversal test cihazıyla gerçekleştirilmiştir. Numunelerin çekme gerilmelerine karşı gerinim (birim uzama) değerleri ile gerilme-gerinim eğrileri çizildikten sonra mekanik elastik özellikler belirlenmiştir. Şekil 62’de çekme test cihazı ve test prosedürü görülmektedir.



**Şekil 62.** (a) Çekme testi cihazı, (b) Çekme cihazının tutucu çeneleri, (c) Çekme esnasında numunenin görünüşü

## Deneysel testler

Optimize edilmiş Voronax desenli anizogrid ağı yapıdan elde edilmiş iki farklı numune elyaf sarma yöntemiyle üretilmiştir. Bu numuneler, kritik burkulma yüklerin belirlenmesi amacıyla aksel basma testine tabi tutulmuştur. Basma testi mezkûr Shimadzu üniversal test cihazıyla yapılmıştır. Basma kuvvetinin eşit şekilde yayılmasını sağlamak için numunenin alt ve üst flanşı üzerine ince bir lastik tabakası konulmuştur. Numunenin, maruz kaldığı yüke adapte olabilmesi için basma hızı  $0.3 \text{ mm/dak}$  seçilmiştir. Test esnasında basma kuvvetine karşı deformasyon değerleri kaydedilmiş ve kritik burkulma yükleri belirlenmiştir. Şekil 66'de anizogrid numunenin burkulma deney prosedürü görülmektedir.



**Şekil 63.** (a) Anizogrid numune için burkulma testi, (b) Alt flanş oturma lastiği, (c)Üst flanş üzerindeki lastik, ahşap ve metal plaka, (d) Burkulmuş numune

## ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında ulaşılmaması hedeflenen anisogrid ağı yapıların optimizasyonu üç aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada Klasik Laminasyon Teorisi'ne dayanarak anisogrid yapıların global burkulma davranışları incelenmiştir. İkinci aşamada bu yapılar numerik analizlerle incelenmiş ve genetik algoritma yöntemi ile optimizasyonu yapılmıştır. Son aşamada ise optimize edilen yapı üretilmiş, testlere tabi tutulmuş ve elde edilen veriler önceki aşamalarda elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

### Teorik Analiz Sonuçları

Anizogrid yapıların teorik analizleri, Klasik Laminasyon Teorisi ve SSM metoduna dayanmaktadır. Teorik analizler için bir MATLAB kodu geliştirilmiştir. Bu kodlamada ilk adım olarak yapının birim hücresinin  $A$  ve  $D$  direngenlik matrisinin bileşenleri belirlenmiştir. Kompozit malzemenin simetrik olması nedeniyle direngenlik matrisinin  $B$  bileşenleri sıfır olmaktadır. İkinci adımda yapının yer değişme alanı Denklem (66)'de verildiği gibi belirlenmiştir. Üçüncü aşamada yer değişme sonucu, gerinime ve yüklerin enerji değerleri hesaplanmıştır. Dördüncü adımda ise toplam enerji değerinin  $A_{nn}$ ,  $B_{nn}$  ve  $C_{nn}$  bilinmeyen katsayılarına göre türevi alınmış ve elde edilen üç denklem sıfıra eşitlenmiştir. Bu denklem bir öz değer problemidir. Minimum öz değer kritik burkulma yükü olarak kabul edilmektedir. Anizogrid yapıların aksisimetrik burkulması için literatürde Denklem (73) kullanılmaktadır (Zheng *et al.* 2015a; Totaro and Gürdal 2009; Paschero and Hyer 2009).

$$P_c = 2\pi H^2 \cos^2 \varphi \sqrt{E_{11}^2 \frac{2b_h b_c}{3a_h a_c}} \quad (73)$$

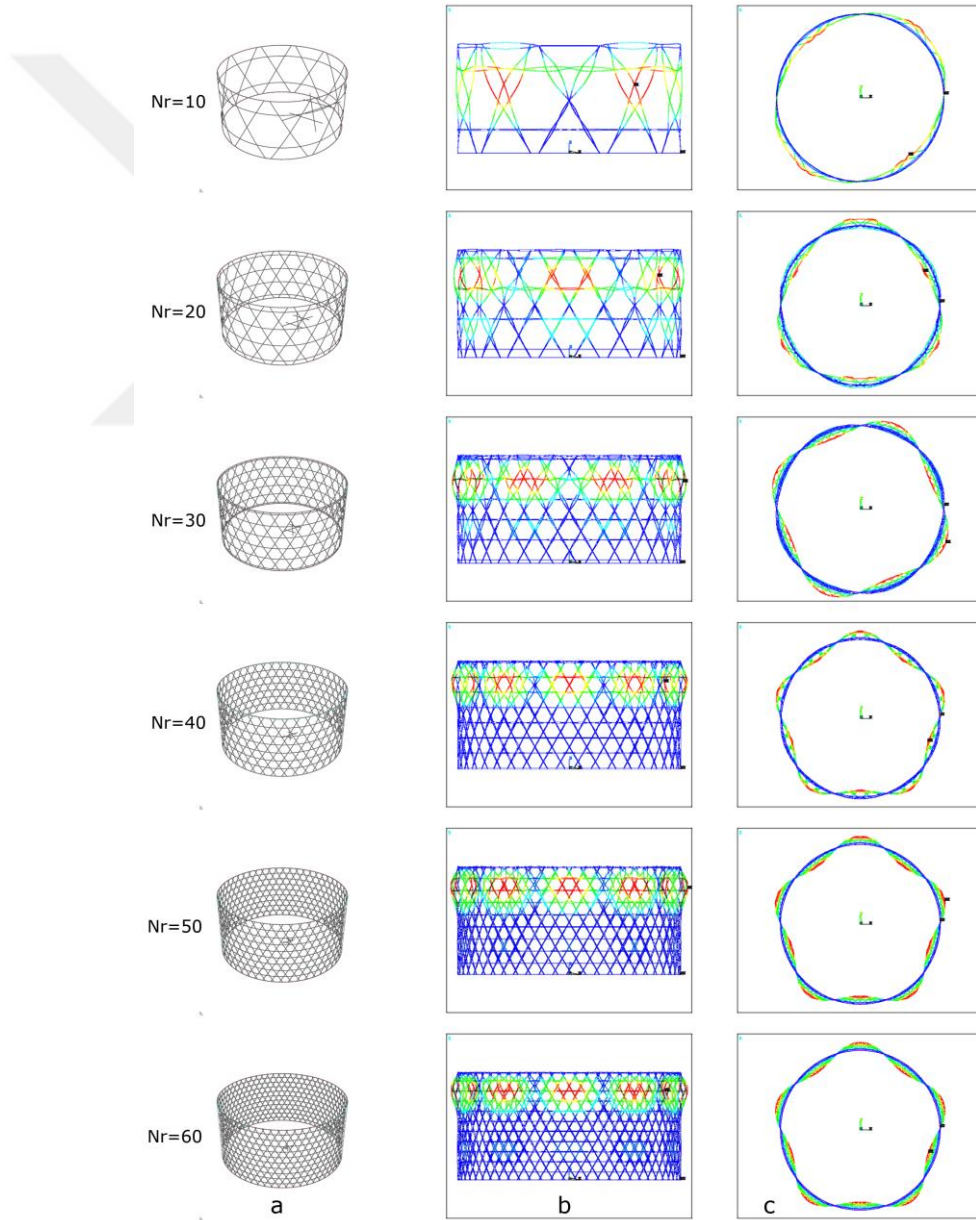
Burada;  $P_c$  = Aksisimetrik kritik burkulma yükü,  $H$  = Silindirin uzunluğu,  $\varphi$  = Kaburga açısı,  $E_{11}$  = Takviye elyaf yönünde elastisite modülü,  $b_h$  = Helisel kaburgaların genişliği,  $b_c$  = Çevresel kaburgaların genişliği,  $a_h$  = Helisel kaburgaların aralığı ve  $a_c$  = Çevresel kaburgaların aralığıdır.

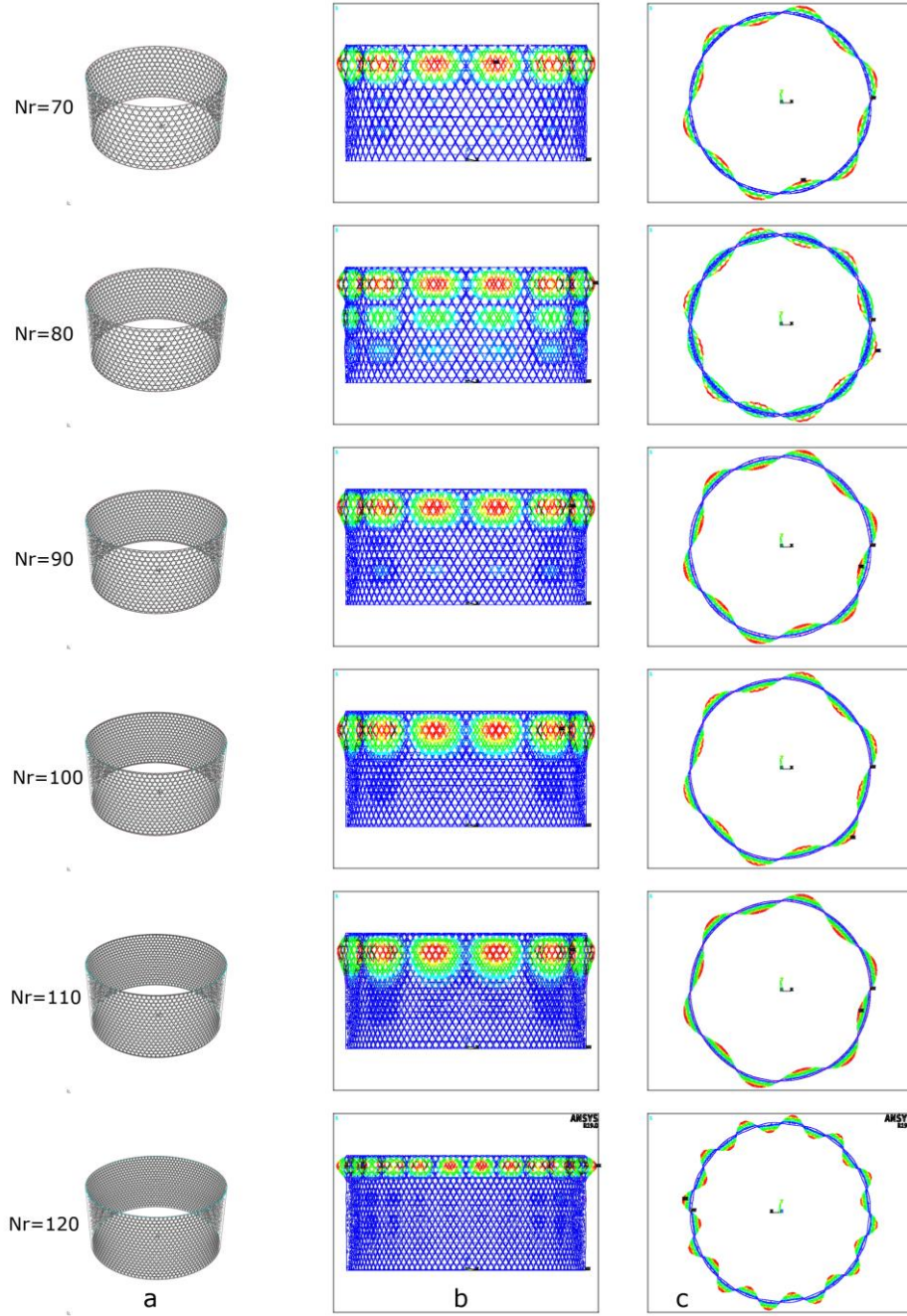
Anizogrid yapıların burkulma yükünü belirlemek için kullanılan SSM metodu ve aksisimetrik burkulma yük denkleminde elde edilen sonuçlar SEY yöntemi ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu amaçla bir yıldız mozaiklemeli silindirik yapı incelenmiştir. Analizlerde kullanılan yapının ebat ve malzeme özellikleri Tablo 2'de verilmiştir.

**Tablo 2.** Teorik ve SYE analizlerinde kullanılan yapının özellikleri

Model Boyutları (mm)		Malzeme Özellikleri	
Çap	500	Karbon fiber-Epoksi	
Yükseklik	480		
Kaburga boyutları	2.0×4.0	$E_{11}$	108 GPa
	4.0×4.0	$E_{22}$	8.0 GPa
	6.0×4.0	$G_{12}$	4.8 GPa
	8.0×4.0	$\nu_{12}$	0.21

Farklı kaburga kalınlıklarına ve kaburga sayısına sahip yapı bu analizlerde kullanılmıştır. Kaburga kalınlıkları  $h \in [2-8]$  arası ve kaburga sayısı  $N_r \in [10-120]$  arasında değişmektedir. Toplam 48 farklı yapı analiz edilmiştir. Şekil 64 ve 65’de yapıların burkulma öncesi ve sonrası görünümünü vermiştir.

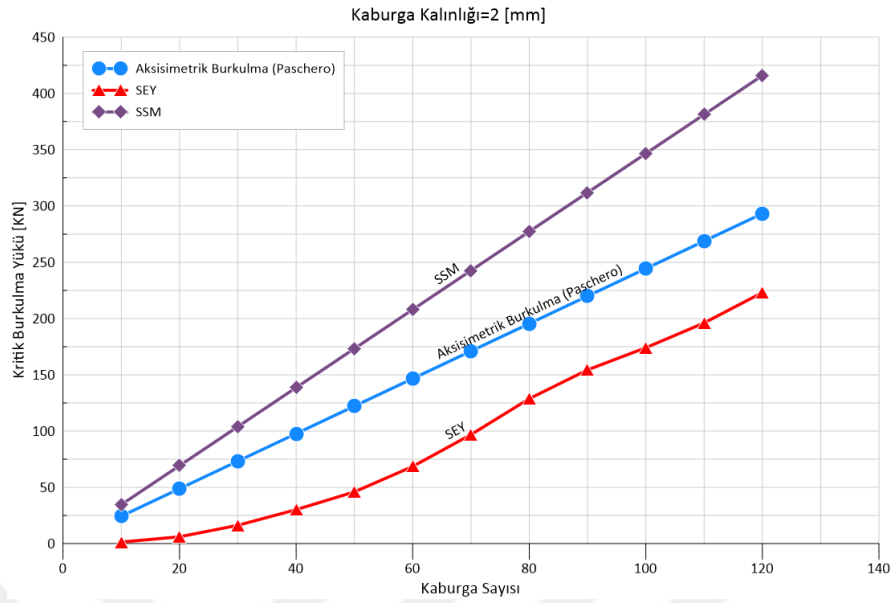
**Şekil 64.** Analiz modelinin görünümü; (a) 3B model, (b) Burkulma sonrası ön görünüm, (c) Burkulma sonrası üst görünüm, ( $N_r =$  Kaburga sayısı)



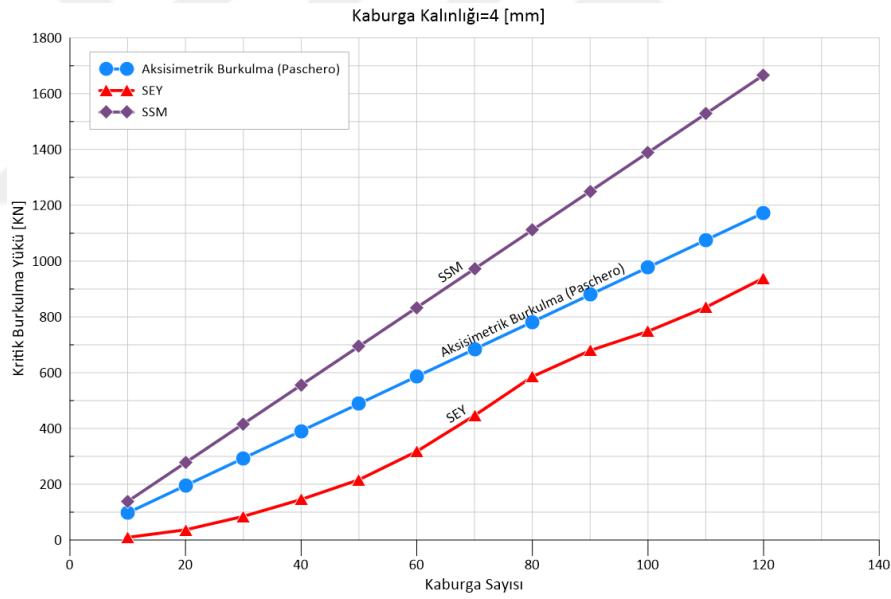
**Şekil 65.** Analiz modelinin görünümü; (a) 3B model, (b) Burkulma sonrası ön görünüm, (c) Burkulma sonrası üst görünüm, ( $N_r$  = Kaburga sayısı)

Şekil 66-69 farklı kaburga kalınlığına sahip olan yapıların üç yöntem ile analiz sonucu elde edilen burkulma yüklerini göstermektedir. Görüldüğü üzere SSM yöntemi ve aksisimetrik burkulma denklemi ile elde edilen sonuçlar SEY'den elde edilen sonuçlara göre daha yüksek ölçülerdedir. SSM yöntemi temel olarak yapının sürekli bir kabuk gibi davranışı ya da kaburgaların bir dış kabukla desteklenmesi varsayımına dayanmaktadır. Böylece kaburgaların yer değiştirmeleri dış kabuk davranışı gibi olup, kaburgalar yapıyı sadece rijitleştirmektedir. Hâlbuki bu çalışmada incelenmiş olan dış kabukla desteklenmeyen yapılarda bu varsayım geçerli değildir. Diğer taraftan Şekil 64 ve 65'de görüldüğü gibi, yapıların burkulma davranışı

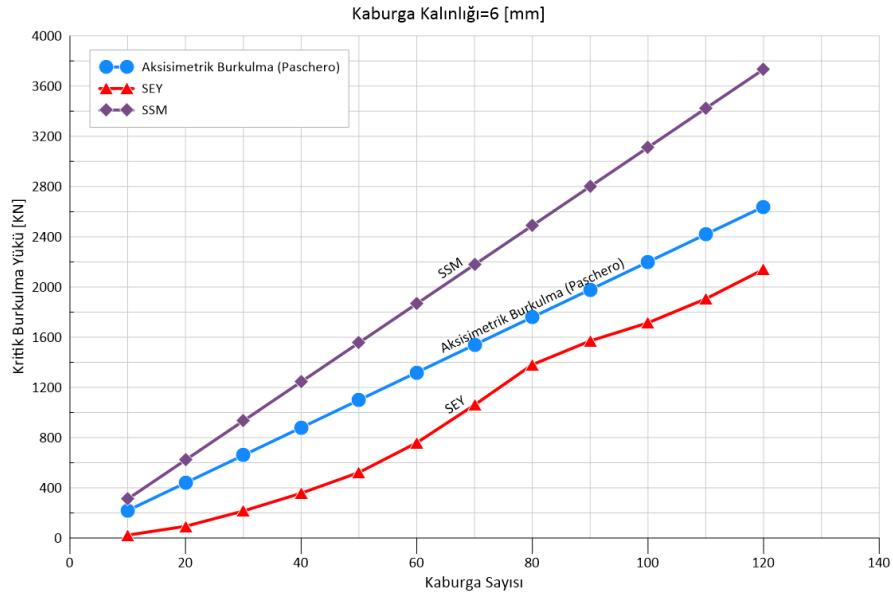
aksisimetrik bir davranış değildir. Yapılarda hem aksenel hem de çevresel dalgalar görülmektedir.



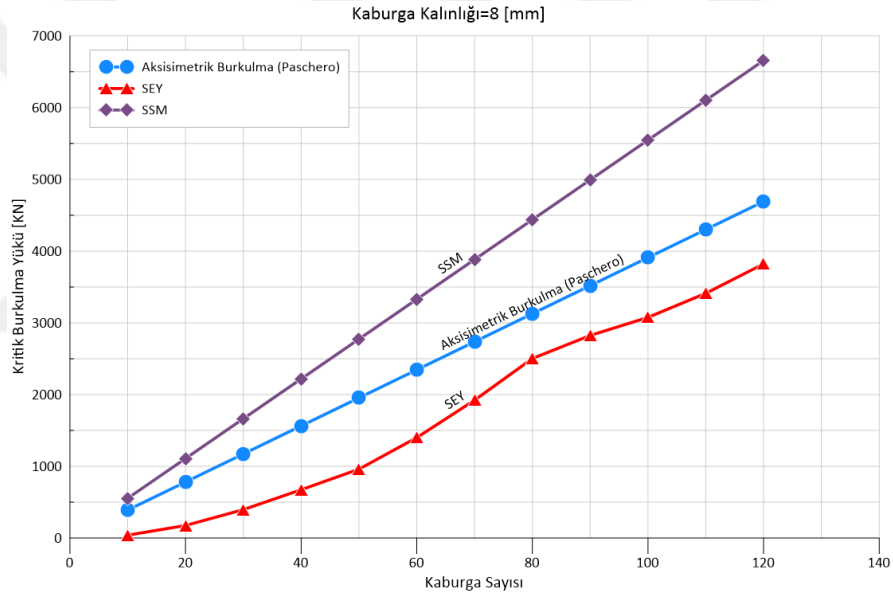
Şekil 66. Kaburga kalınlığı  $h = 2\text{ mm}$  olan yapının analiz sonuçları



Şekil 67. Kaburga kalınlığı  $h = 4\text{ mm}$  olan yapının analiz sonuçları



Şekil 68. Kaburga kalınlığı  $h = 6\text{ mm}$  olan yapının analiz sonuçları

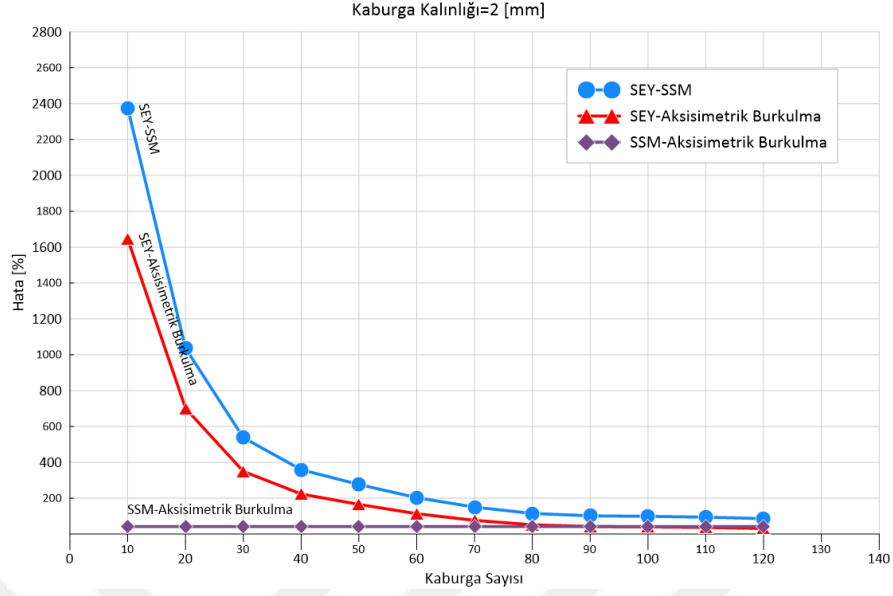


Şekil 69. Kaburga kalınlığı  $h = 8\text{ mm}$  için analiz sonuçları

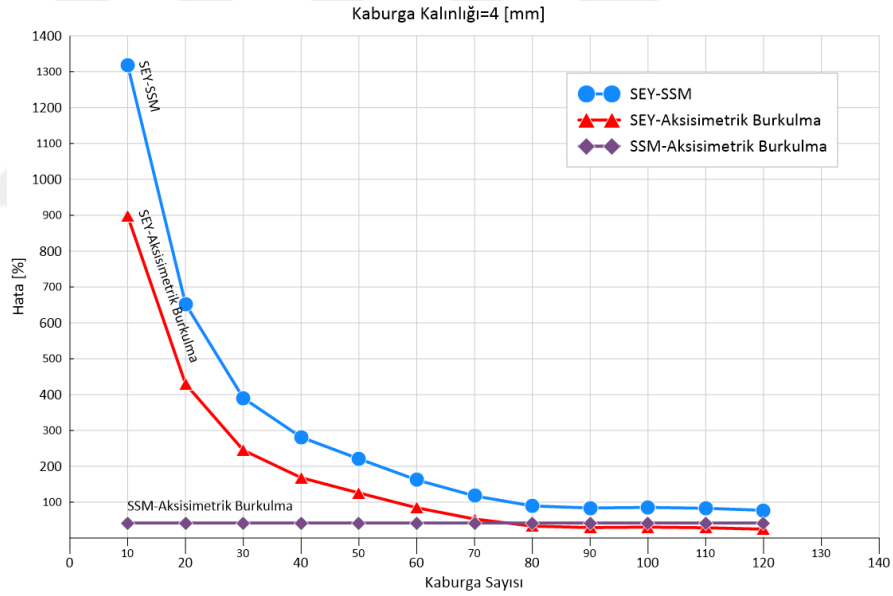
Kaburga kalınlığı şekillerde görüldüğü gibi yapının kritik burkulma yükünü artırmaktadır. Yapının davranışı ve elde edilen sonuçlara da herhangi bir etkisi yoktur.

Şekil 70-73 farkı metotlar arasındaki hata oranlarını vermektedir. Şekillerde görüldüğü üzere SEY yöntemi ve diğer iki yöntem arasındaki hata değeri, kaburga sayısından yüksek seviyede etkilenmektedir. Kaburga sayısı 70'den az olan yapılarda hata oranı logaritmik değişim göstermekte ve bu noktadan sonra da küçük bir açıyla lineer bir düşüş göstermektedir. SSM ve aksisimetrik denklem varsayımları yapının süreklilik ve simetrik davranışına dayanmaktadır ki buda kaburga sayısının artmasıyla temin edilmektedir. Yani kaburga sayısı 70'den fazla olduğunda yapı bir kafes gibi değil bir kabuk gibi davranış göstermeye daha yakın

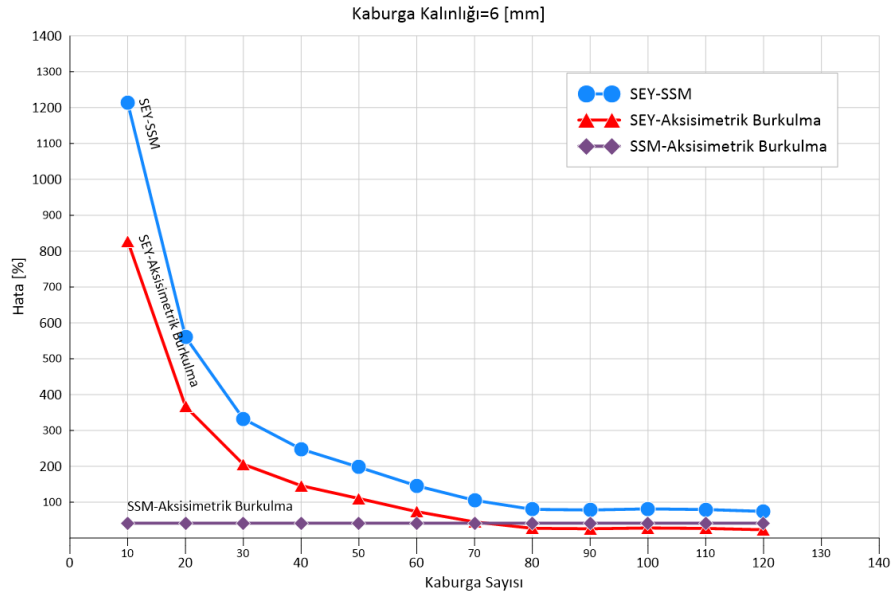
olmaktadır. SSM yöntemi ve aksisimetrik denklem arasındaki hata oranı sabit bir değer olup yaklaşık %40-%43 arasında olmakla birlikte kaburga kalınlığına da bağlıdır.



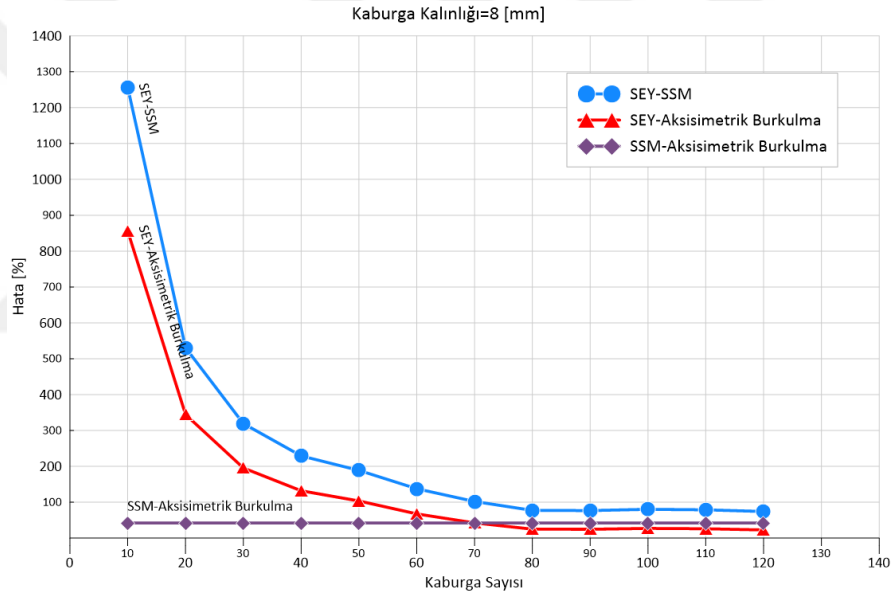
Şekil 70. Kaburga kalınlığı  $h = 2\text{ mm}$  olan yapının analiz hata oranı



Şekil 71. Kaburga kalınlığı  $h = 4\text{ mm}$  olan yapının analiz hata oranı



Şekil 72. Kaburga kalınlığı  $h = 6mm$  olan yapının analiz hata oranı



Şekil 73. Kaburga kalınlığı  $h = 8mm$  olan yapının analiz hata oranı

Şekiller göstermektedir ki SEY ve SSM yöntemi arasındaki fark %86 ve %74 arasında olmakla birlikte kaburga kalınlığı arttıkça bu değer düşmektedir. SEY ve aksisimetrik denklem arasındaki minimum fark ise %31.22 ve %22.77 olmakla birlikte kaburga kalınlığı arttıkça bu değer düşmektedir. Yukarıdaki sonuçlara göre kaburga sayısı düşük yapılarda SSM ve aksisimetrik denklem ciddi hatalar göstermektedir. Kaburga sayısı yüksek yapılarda ise hata değeri düşüktür. Ön tasarım için aksisimetrik denklem %25 arası bir hata payıyla hızlı bir yöntem sayılabilmektedir.

## Numerik Analiz Sonuçları

Çalışma kapsamındaki numerik analizlerde iki farklı mozaikleme yapı grubu incelemiştir. Bunlardan birincisi; muntazam mozaiklemeli yapılarıdır. İkincisi ise; gayrimuntazam mozaiklemeli yapılarıdır ki bu grup kapsamında birinci tip ve ikinci tip gayrimuntazam mozaiklemeli yapılar yer almıştır. Ayrıca altıgen mozaiklemeler ve gayrimuntazam ızgaralı yapılar numerik yöntemle analiz edilmiştir. Genetik algoritma yöntemi ile her iki gayrimuntazam yapı grupları optimize edilmiştir. Ayrıca optimize edilmiş Voronax desenli anizogrid yapı konfigürasyonu üzerinde deneysel burkulma testi yapılmış ve sonuçlar numerik analizden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Optimizasyon sonrasında bazı muntazam mozaiklemeler gayrimuntazam şekle dönüştükleri için bu grup yapılar gayrimuntazam yapılar arasında yer alırlar. Muntazam desenli yapılarda mozaiklemelerin şekil ve ebat oranı değiştirilmemiş sadece hücre sayıları değiştirilmiştir.

Tablo 3'te Buragohain and Velmurugan (2011) çalışmasından alınmış bazı sonuçlar ve bu çalışmadan elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Sonuçlar arasında % 2.45 civarında farklılıklar görülmüş olup farkın, bu çalışmada teşkil edilen modellerin farklı bir yöntemle yapılmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu çalışmada kullanılan modellerde doğrusal çizgiler yerine eğrisel çizgiler kullanıldığı için literatürdeki çalışmalara göre daha gerçekçi sonuçların elde edildiği değerlendirilmiştir (Hou and Gramoll 1998). Çalışma kapsamında göz önüne alınan algoritmik modelleme yöntemi çalışmanın önemli özgün değerlerinden biridir.

**Tablo 3.** Literatür ve bazı çalışma sonuçlarının karşılaştırması

Model Boyutları (mm)		Malzeme Özellikleri		Kritik Burkulma Yüğü (KN)		
Çap	140	Karbon fiber(T300), Epoksi (LY55/HY5200)		Literatür	Bu çalışma	Sapma %
Yükseklik	204	E <sub>11</sub>	44.2 GPa			
Kaburga boyutları	3.2×6	E <sub>22</sub>	5.0 GPa	30.2	29.46	2.45
	4.0×6	G <sub>12</sub>	2.4 GPa	50.9	50.17	1.43
	4.8×6	v <sub>12</sub>	0.194	78.6	78.1	0.63

### Muntazam mozaikleme

3D Grasshopper'da geliştirilmiş algoritmik modelleme programı yardımı ile yedi farklı desenli anizogrid yapının geometrik modelleri teşkil edilmiştir. Bu modellerin 2 ila 10 hücre sayısı olup, modellerin kritik burkulma yükleri ANSYS analiz programı ile elde edilmiş ve

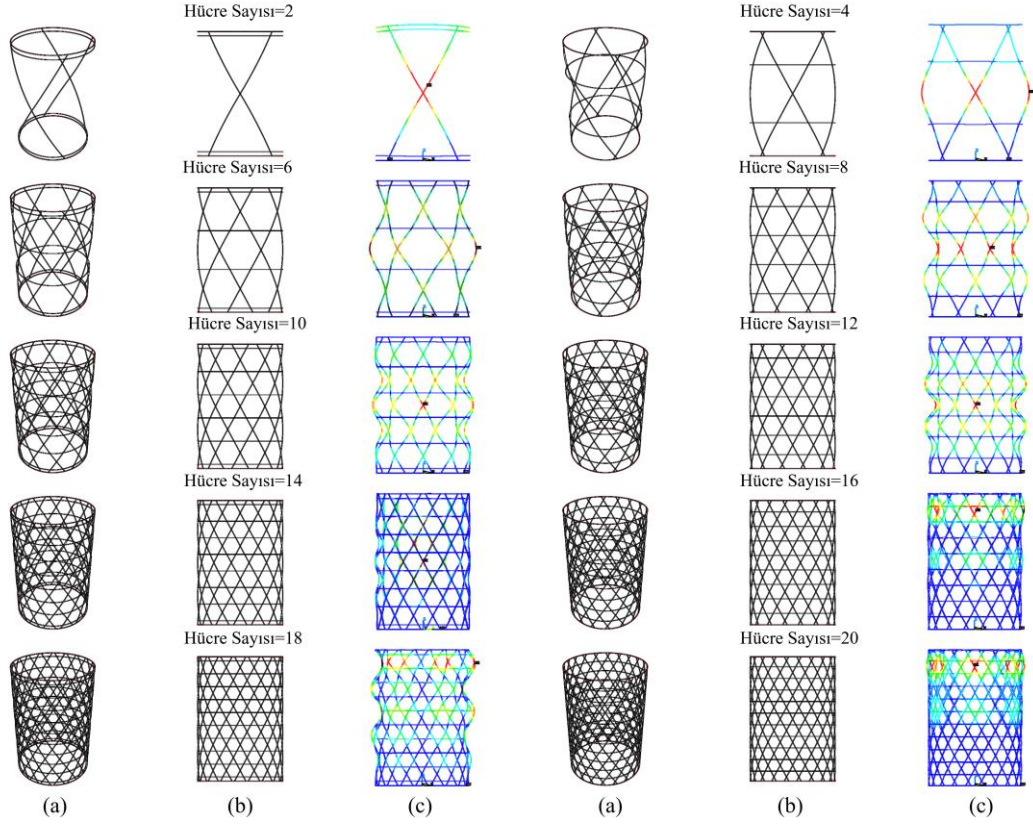
hücre sayısına göre üç adet grafik çizilmiştir. Bunlar hücre sayısına göre ağırlık, kritik burkulma yükü ve özgül kritik burkulma yükünden ibarettir. Modellerde BEAM 188 elemanı kullanılmıştır. Eleman uzunluğu  $3mm$  alınmış ve burkulma analizi birinci moda göre hesaplanmıştır. Tablo 4’de analiz edilen silindirik yapıların fiziksel ebadı ve karbon elyaf takviyeli kompozit malzemenin elastik özellikleri verilmiştir. Malzeme elyaf sarma yöntemiyle üretilmiş olup (Buragohain and Velmurugan 2011b) tarafından yapılan çalışmadan alınmıştır.

**Tablo 4.** Çalışmada kullanılan modellerin malzeme özellikleri ve boyutları (Buragohain and Velmurugan 2011b)

Model Boyutları (mm)		Malzeme Özellikleri	
Çap	140	Karbon fiber-Epoksi	
Yükseklik	204	E <sub>11</sub>	44.2 GPa
Kaburga boyutları	4.0×6.0	E <sub>22</sub>	5.0 GPa
		G <sub>12</sub>	2.4 GPa
		v <sub>12</sub>	0.194

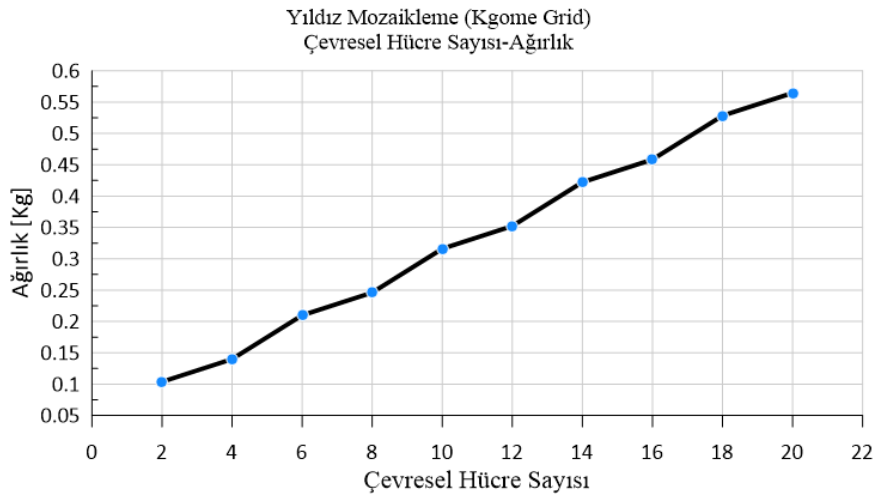
- Yıldız Mozaiklemeli yapı (Kagome Grid )

Yıldız desenli anizogrid ağırlı yapı temel olarak iki grup helisel ve çevresel kaburgadan oluşmaktadır. Çevresel kaburgalar birim hücredeki helisel kaburgaların tam orta noktasından geçmektedir ve helisel kaburgalar farklı açılarda tasarlanabilir. Bu çalışmada analiz edilen yapıların helisel kaburgaları silindir eksenine göre  $30^\circ$ ’lik bir açıya sahiptir. Yıldız desenli anizogrid yapının önden görünümü Şekil 74b’de, 3B şeması Şekil 74a’da ve burkulma modu Şekil 74c’de gösterilmiştir. Burkulma analizi on farklı hücre sayısına sahip yapı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Hücre sayısı ise 2 ile 20 arasında ikişer ikişer artmaktadır.



**Şekil 74.** Yıldız desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu

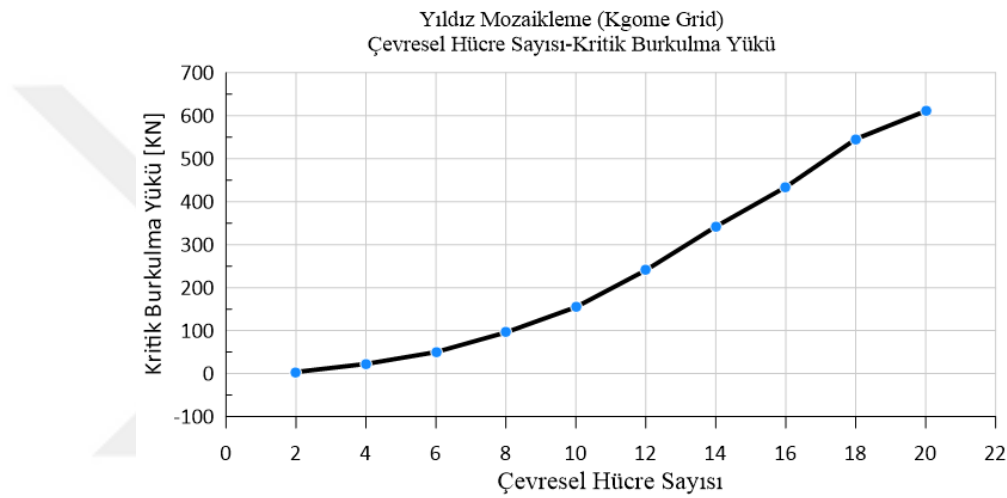
Şekil 75, yıldız desenli yapının hücre sayısına göre kütle değerini göstermektedir. Grafiğe göre yapının kütlesi 2 hücreli yapı da  $0.104Kg$  'dan başlayıp 20 hücreli yapıda  $0.565Kg$  'a ulaşmıştır. Grafiğin lineer olmaması, yapının çevresel halkalarda hücre sayılarındaki artıştan kaynaklandığı değerlendirilebilir.



**Şekil 75.** Yıldız desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi

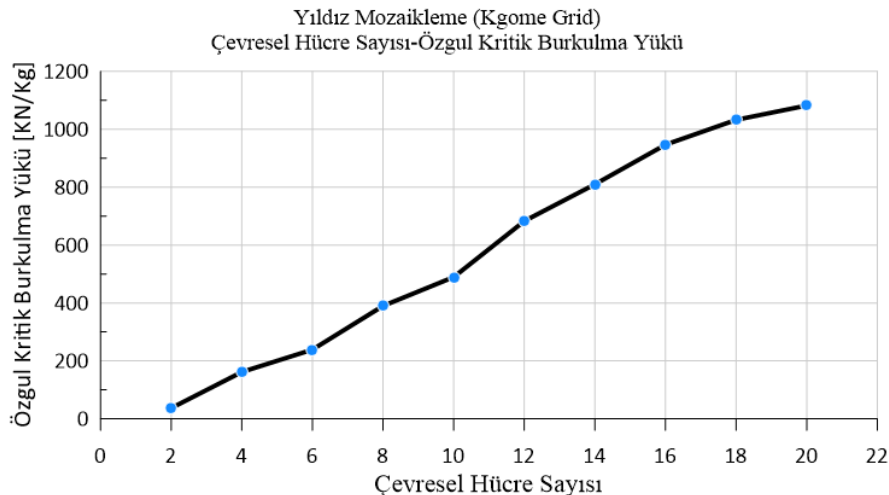
Şekil 76'da yapının hücre sayısına bağlı olarak kritik burkulma yükü görülmektedir. Şekle göre hücre sayısı artarken burkulma yükü artışı düşük bir açıyla yükselmektedir. Grafiğin

orta kısmında 18 hücre sayısına yaklaştığında burkulma yükü daha yüksek oranda artmaktadır. Bu noktadan sonra burkulma yükü tekrar azalmaktadır. Bu davranışın sebebi, Şekil 74’de görüldüğü üzere başlangıçta yapının bir kafes gibi davranması, üst flanşın yeterince desteklenmemesi ve burkulmaya maruz kalması olarak düşünülebilir. Hücre sayısının artmasıyla birlikte yapı bir ince kabuk gibi davranmış ve burkulma yükü artmıştır. Hücre sayısının artmaya devam etmesi ile yapının burkulma davranışı sürekli bir kabuğun davranışını sergilemektedir. Buna göre, burkulma yükünün etkisinde kalan bölgelerde lokal Şekil değiştirmeler gerçekleşmekte ve yapı uygulanan yüklere karşılık verememektedir. Şekil 77’de yapının hücre sayısına bağlı olarak özgül kritik burkulma yükleri verilmiş olup hücre sayısı arttıkça özgül burkulma yükü de artmaktadır.



**Şekil 76.** Yıldız desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri

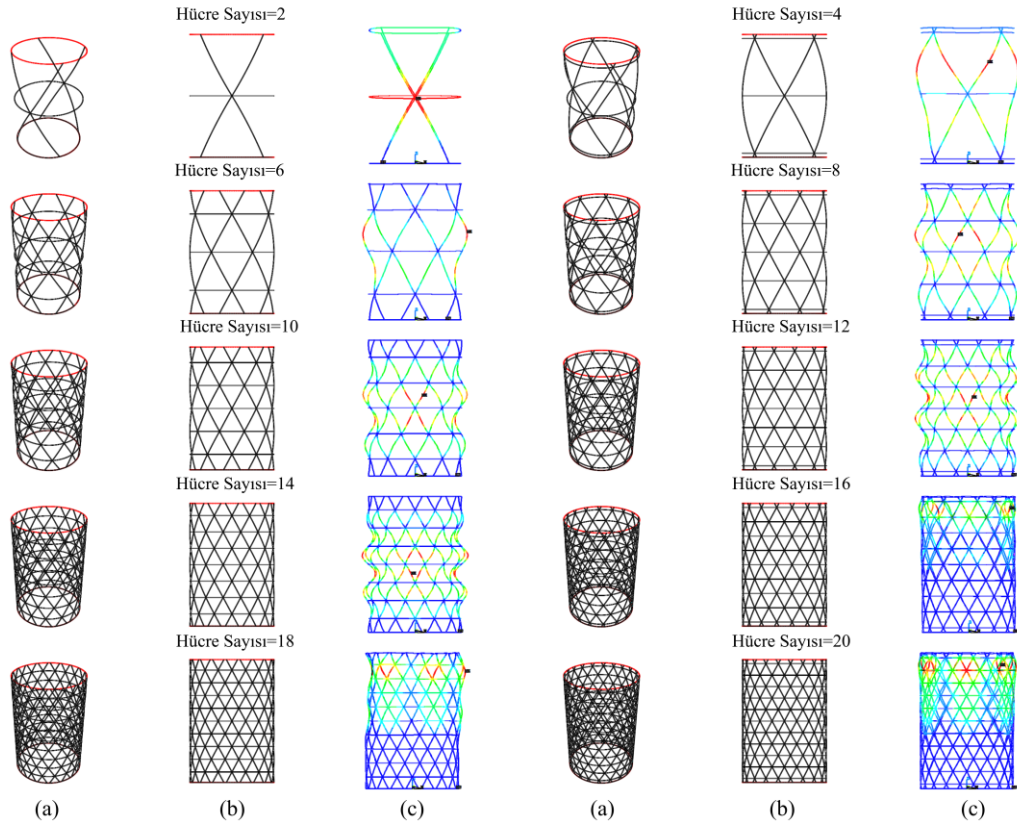
Şekil 75 ve 77’ye bakıldığında ağırlığın artması ile (çevresel halka eklenince) özgül burkulma yükü azalmaktadır Bu durum literatürde verildiği gibi- helisel kaburgaların çevresel kaburgalara göre yapının yük taşıma kabiliyetinde daha etkin olmasından kaynaklandığı (Li *et al.* 2020) söylenebilir.



**Şekil 77.** Yıldız desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükü

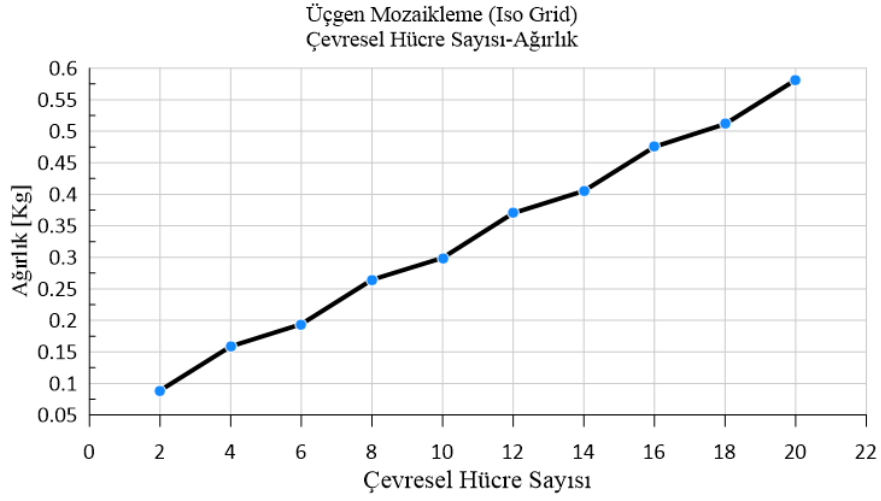
- Üçgen mozaiklemeli yapı (Iso Grid)

Üçgen desenli anizogrid ağı yapı, yıldız yapı gibi temel olarak iki grup helisel ve çevresel kaburgadan oluşmaktadır. Çevresel kaburgalar birim hücredeki helisel kaburgaların tam kesişme noktasından geçmektedir. Bu çalışmada analiz edilen yapıların helisel kaburgaları silindirin eksenine göre  $30^\circ$ 'lik bir açıya sahiptir. Şekil 78'de üçgen desenli anizogrid yapı, Şekil 78b'de yapının önden görünümü, Şekil 78a'da 3B şeması ve Şekil 78c'de burkulma modu gösterilmiştir. Burkulma analizi, yıldız desenli yapıdakine benzer bir şekilde gerçekleşmiştir.



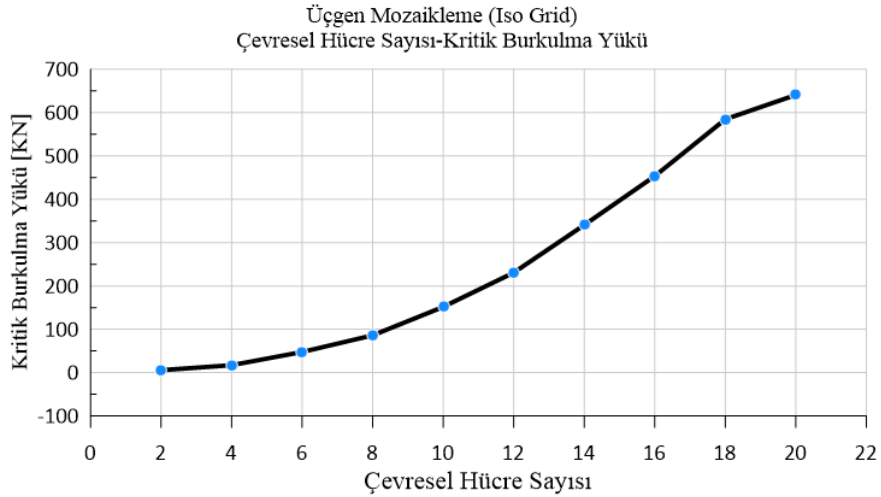
**Şekil 78.** Üçgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu

Şekil 79 üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değerini göstermektedir. Grafiğe göre yapının kütlesi 2 hücreli yapıda  $0.089Kg$  ile başlayıp 20 hücreli yapıda  $0.581Kg$ 'a ulaşmıştır. Grafiğin lineer olmamasının sebebi ise aynı yıldız yapı gibi yapının çevresel halkalarının farklı hücre sayılarındaki artıştır.

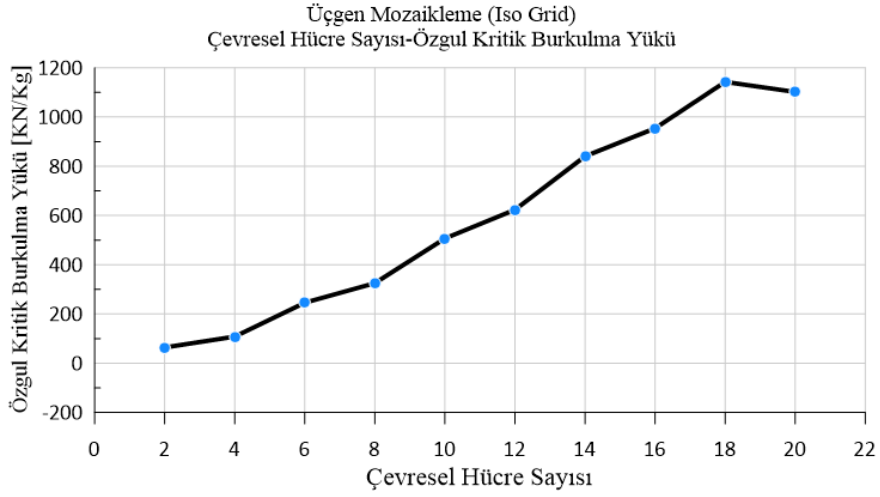


**Şekil 79.** Üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi

Şekil 80’de yapının hücre sayısına bağlı olarak kritik burkulma yükleri görülmektedir ve aynı yıldız desenli yapı gibi hücre artışıyla birlikte burkulma yükü başlarda yavaş bir şekilde artmaktadır. Grafiğin orta kısmında burkulma yükü daha hızlı bir şekilde artmaktadır. Bu noktadan sonra tekrar burkulma yükü azalmaktadır. Yapının davranışı aynı yıldız yapının davranışı gibidir. Sadece burkulma yükünün artışı ve düşüşü daha yumuşak bir tarzda olmakta ve maksimum ve minimum burkulma yükleri benzerlik göstermektedir. Şekil 81 yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükünü göstermektedir ve hücre sayısının artışıyla birlikte özgül burkulma yükü de artmaktadır. Buna göre üçgen yapı, yıldız yapının muadili olarak kabul edilebilir.



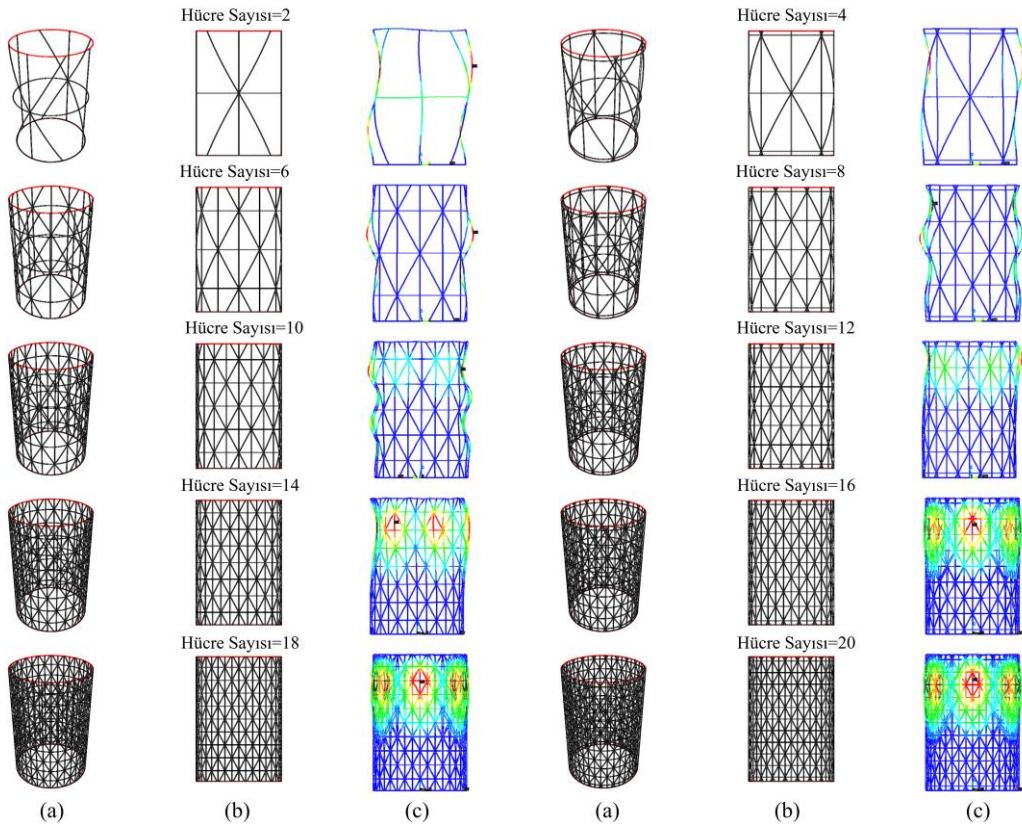
**Şekil 80.** Üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri



**Şekil 81.** Üçgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri

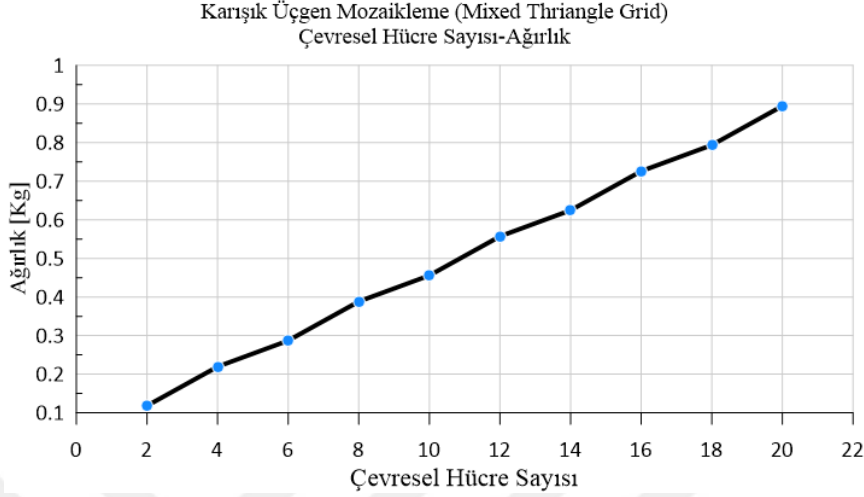
- Karışık üçgen mozaiklemeli yapı (Mixed triangle grid)

Karışık üçgen desenli anizogrid ağı yapı; helisel, çevresel ve aksel kaburga grubundan oluşmaktadır. Çevresel ve aksel kaburgalar birim hücredeki helisel kaburgaların kesişme noktasından geçmektedir. Bu çalışmada analiz edilen yapıların helisel kaburgaları silindirin eksenine göre 30°'lik bir açıya sahiptir. Şekil 82'de anizogrid yapı, Şekil 82b'de yapının önden görünüşü, Şekil 82a'da 3B şeması ve Şekil 82c'de burkulma modu gösterilmiştir.



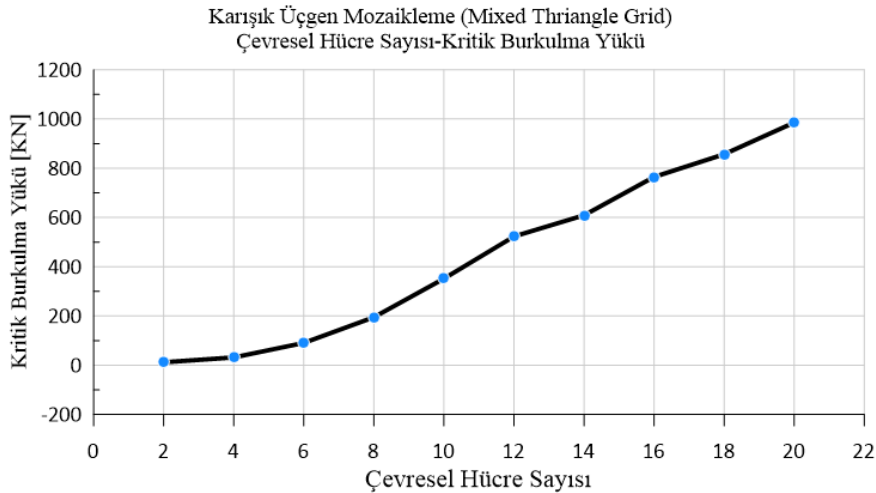
**Şekil 82.** Karışık üçgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu

Şekil 83 karışık üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi verilmektedir. Grafiğe göre yapının kütlesi 2 hücreli yapıda 0.118Kg ile başlayıp 20 hücreli yapıda 0.895Kg'ya ulaşmıştır ki bu yapı yukarıda bahsi geçen diğer yapılara göre kütlesi daha fazladır. Grafik nispeten lineer bir davranış sergilemektedir.

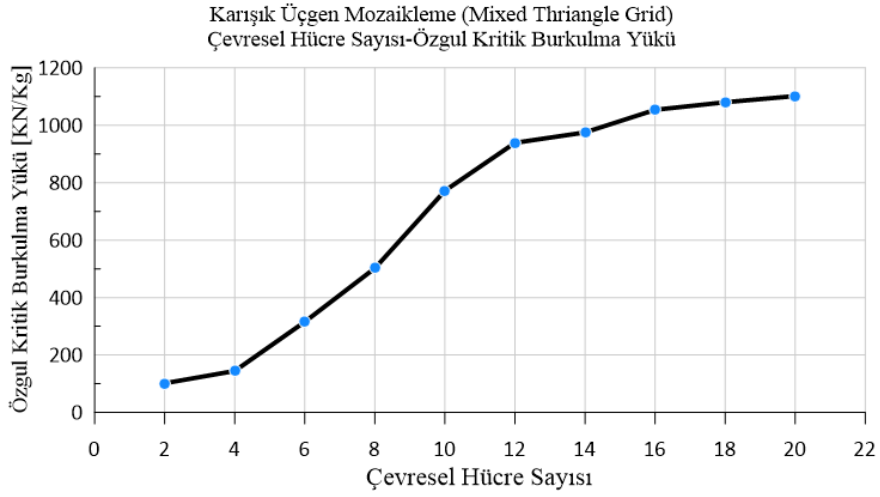


**Şekil 83.** Karışık üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kütlesinin değişimi

Yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükünü verildiği Şekil 84'e göre bu yapıda aynı yıldız desenli yapıda olduğu gibi hücre artışıyla birlikte burkulma yükü artışı başlarda düşük bir eğimle yükselirken grafiğin orta kısmından itibaren burkulma yükü daha yüksek oranda artmaktadır. Yapının davranışı yıldız ve üçgen modellerdeki gibi olmaktadır. Ayrıca maksimum burkulma yükü diğer iki yapıdan daha küçüktür. Şekil 85 yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükü değişimi görülmektedir. Burada, hücre sayısı arttıkça özgül burkulma yükü de yüksek bir eğimle artmaktadır. Ancak grafiğin orta kısımlarında bir miktar düşüş olmaktadır.



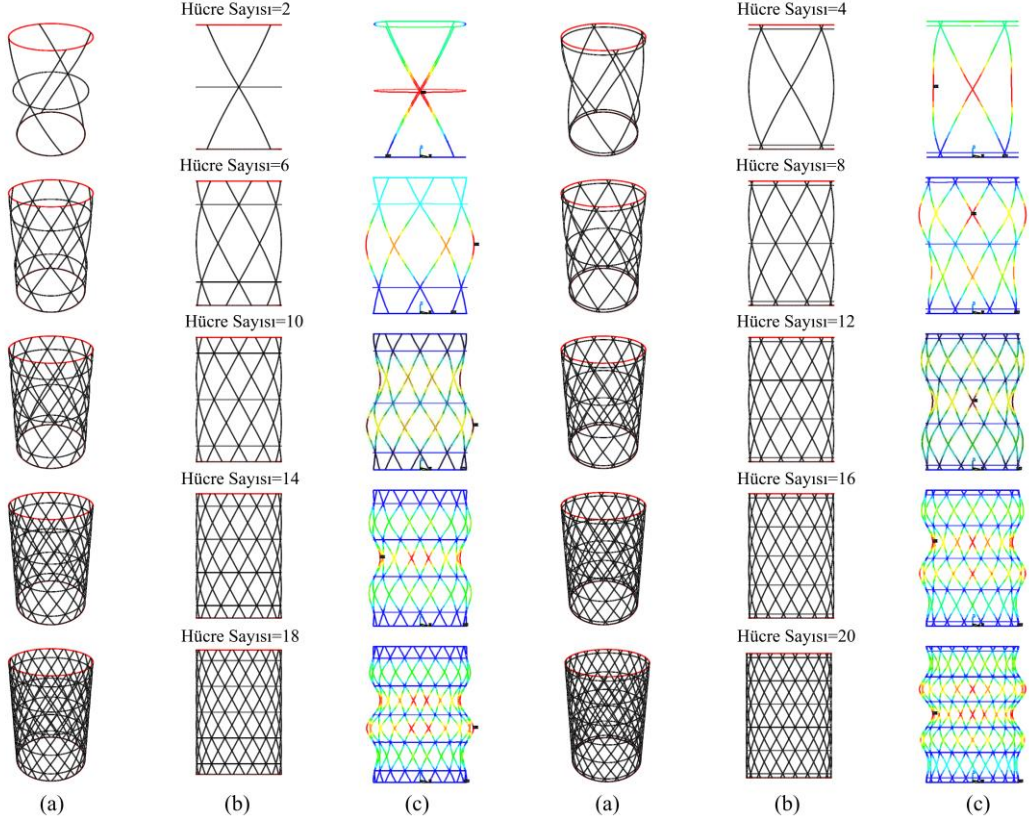
**Şekil 84.** Karışık üçgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri



**Şekil 85.** Karışık üçgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri

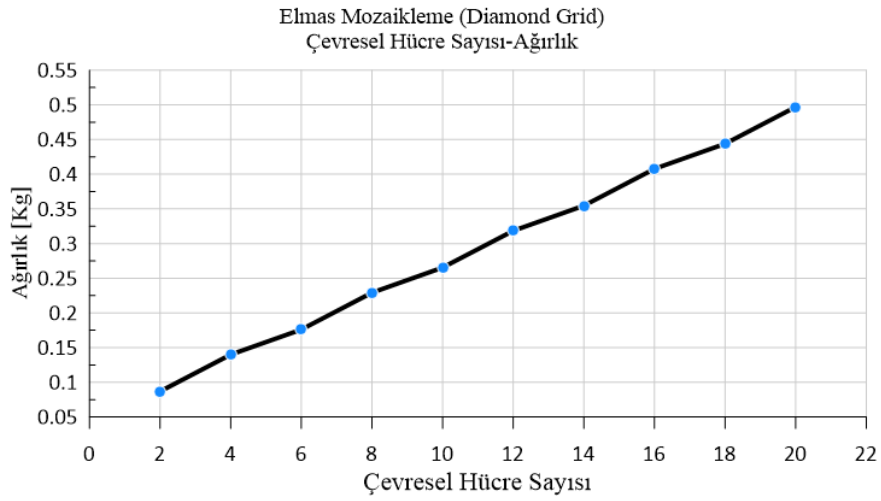
- Elmas mozaiklemeli yapı (Diamond Grid)

Helisel ve çevresel kaburga gruplarından oluşan elmas desenli anizogrid ağı yapı, yukarıda bahsedilen yapılardan farkı çevresel kaburgaların yarıya düşmesidir. Çevresel kaburgalar, birim hücredeki helisel kaburgaların kesişme noktasından geçmektedir. Bu çalışmada analiz edilen yapıların helisel kaburgaları silindirin eksenine göre 30°'lik bir açığa sahiptir. Şekil 86'da anizogrid yapı, Şekil 86b'de yapının önden görünüşü, Şekil 86a'da 3B şeması ve Şekil 86c'de burkulma modu verilmiştir.



**Şekil 86.** Elmas desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu

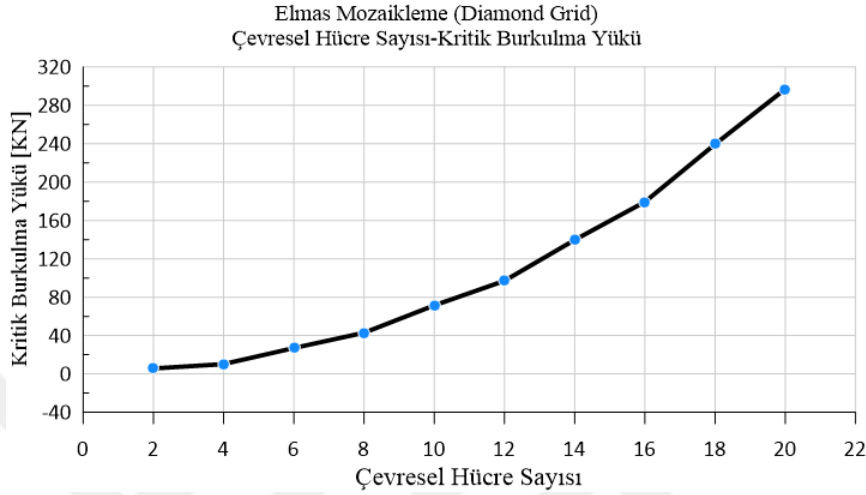
Şekil 87’de elmas desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi görülmektedir. Yapının kütlesi 2 hücreli yapıda 0.087Kg ile başlayıp 20 hücreli yapıda 0.497Kg ’a ulaşarak, grafiğin nispeten lineer davranış sergilediği görülmektedir.



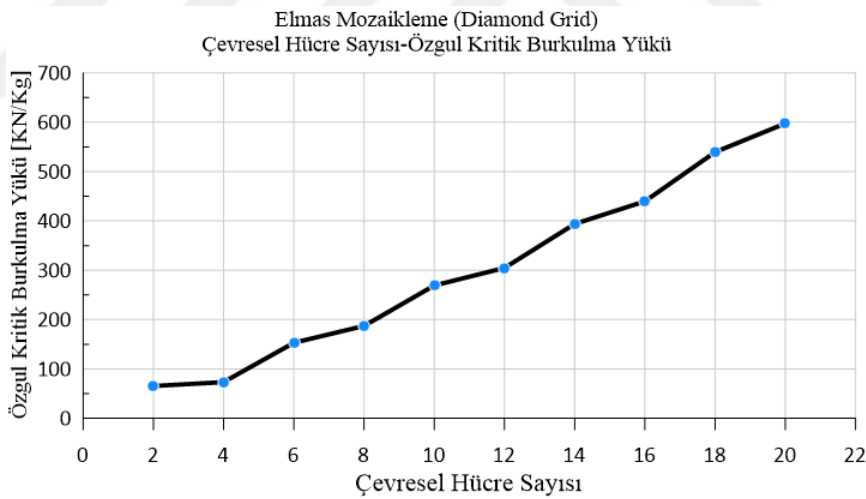
**Şekil 87.** Elmas desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi

Şekil 88 yapının hücre sayısına bağlı kritik burkulma yüklerini göstermektedir. Burada, hücre artışı ile birlikte burkulma yükünün parabolik bir şekilde arttığı görülmektedir. Ayrıca

maksimum burkulma yükü diğer iki yapıya göre daha düşüktür. Bunun nedeni ise çevresel kaburgaların olmadığı bölgelerde kaburga uzunluğunun diğer yapılara göre ikiye katlanması olarak düşünülebilir. Şekil 89’da yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükünün değişimini göstermektedir. Bu grafiğe göre hücre sayısı arttıkça özgül burkulma yükü de artmaktadır. Ancak, nihai değer diğer üç yapının yarısı kadardır ki elmas yapının diğer yapılara göre daha zayıf bir yük taşıma kabiliyeti sergilediği söylenebilir.



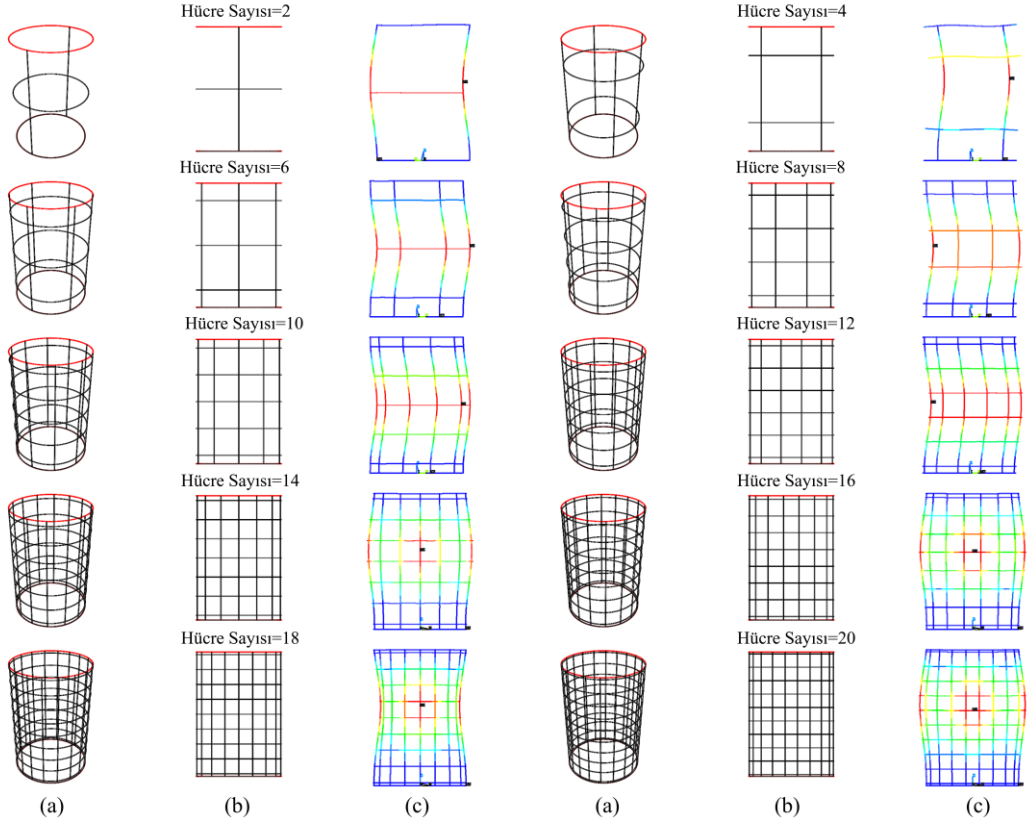
**Şekil 88.** Elmas desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri



**Şekil 89.** Elmas desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri

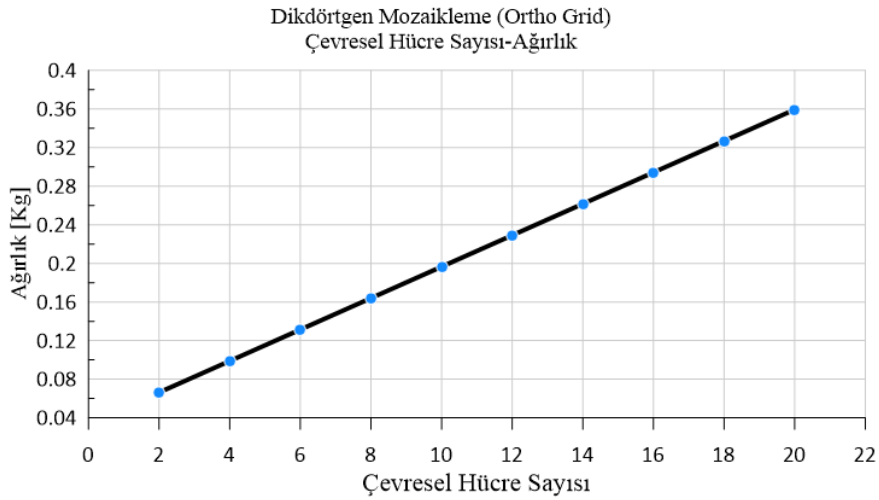
- Dikdörtgen mozaiklemeli yapı (Ortho Grid)

Dikdörtgen desenli anizogrid ağılı yapı sadece eksenel ve çevresel kaburga gruplarından oluşmaktadır. Bu yapının diğer -yukarıdaki bahsi geçen- yapılardan farkı, helisel kaburgaların olmamasıdır. Bu çalışmada analiz edilen yapıların birim hücre şekli bir kare oluşturacak şekilde düzenlenmiştir. Şekil 90’da anizogrid yapı, Şekil 90b’de yapının önden görünümü, Şekil 90a’da 3B şeması ve Şekil 90c’de burkulma modu görülmektedir.



**Şekil 90.** Dikdörtgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu

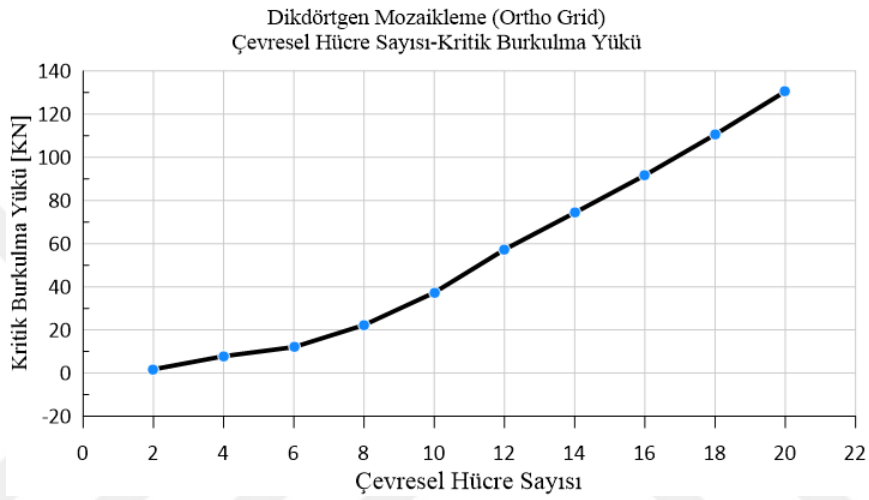
Dikdörtgen desenli yapının hücre sayısına bağlı olarak kütle değişiminin verildiği Şekil 91'e göre, yapının kütlesi 2 hücreli yapıda 0.066Kg 'dan başlayarak 20 hücreli yapıda 0.359Kg 'a ulaşmış ve grafik yukarıda bahsi geçen yapıların aksine tam lineer davranış sergilemiştir. Bu durumun, çevresel halkalarının adım-adım artışı kaynaklandığı değerlendirilebilir.



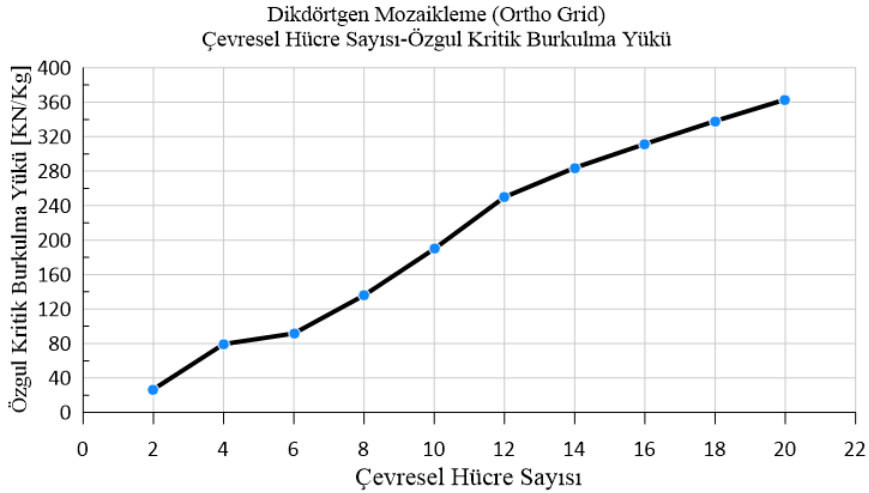
**Şekil 91.** Dikdörtgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi

Şekil 92'de, yapının hücre sayısına bağlı kritik burkulma yükü değişimi görülmektedir. Grafığe göre hücre sayısı artarken burkulma yükü artışı başlarda düşük bir açıyla eğimle

seyretmekte daha sonra yük değeri, nispeten lineer sayılabilecek sürekli bir artış göstermektedir. Maksimum burkulma yükü diğer yapılara göre daha küçük olup, maksimum burkulma yükü 130.48[KN]'dur ki elmas yapının 296.99[KN]'luk değerinin yarısı bile değildir. Bu sonuç, helisel kaburgaların olmamasına ve kaburga uzunluğunun diğer yapılara göre daha fazla olmasına atfedilebilir. Şekil 94 yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükünün değişimini göstermektedir. Bu şekle göre, hücre sayısı artarken özgül burkulma yükü artmakla birlikte nihai değerin, diğer yapılara göre en düşük değer olduğu görülmektedir ki bu yapının diğerlerine göre en zayıf yük taşıma kabiliyeti sergilediği söylenebilir.



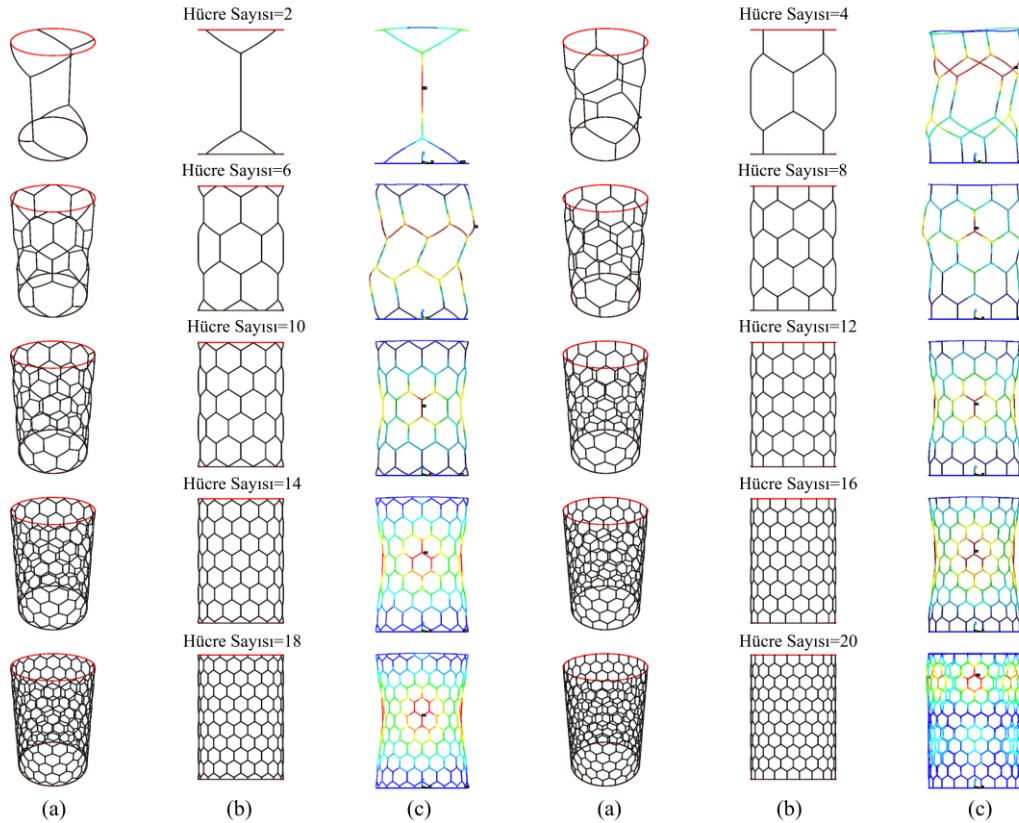
**Şekil 92.** Dikdörtgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri



**Şekil 93.** Dikdörtgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri

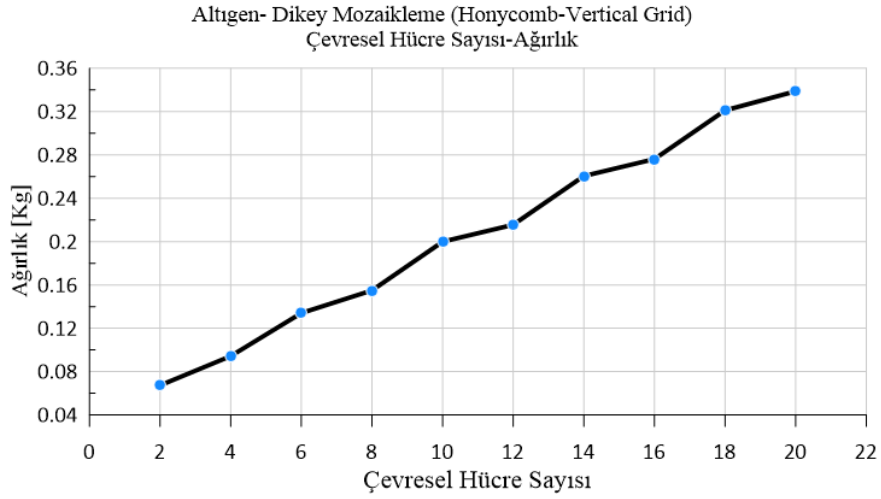
- Dikey altıgen mozaiklemeli yapı (Honeycomb Grid Vertical)

Dikey altıgen desenli anizogrid ağı yapı, sürekli aksel ve çevresel kaburga gruplarını kapsamaktadır. Birim hücre yapısı muntazam altıgenlerden oluşturmaktadır ki kenarlarından biri silindirik yapının eksenine paraleldir. Bu yapının üretimi diğer yapılar gibi elyaf sarma yöntemi ile mümkün değildir. Altıgen yapı darbeye karşı gösterdiği iyi özelliklerden dolayı çoğu zaman hafif sandviç panellerde dolgu olarak kullanılmaktadır. Şekil 94'de anizogrid yapı, Şekil 94b'de yapının önden görünümü, Şekil 94a'da 3B şeması ve Şekil 94c'de burkulma modu sunulmuştur.



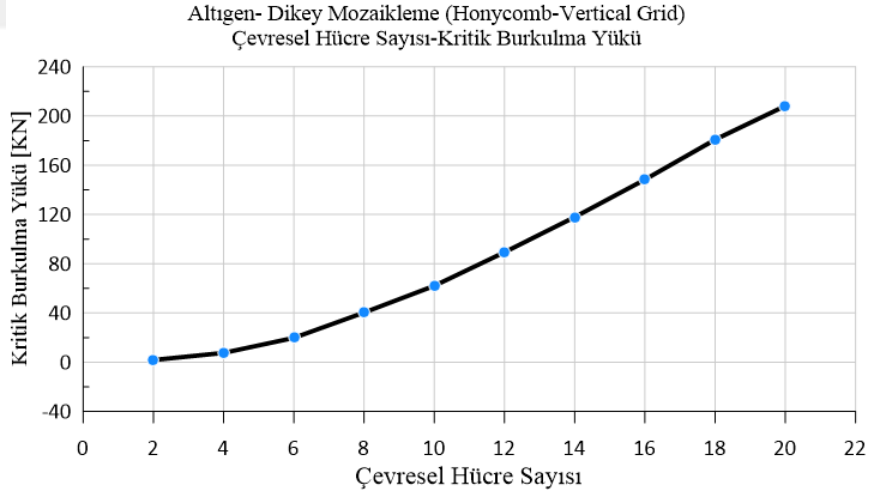
**Şekil 94.** Dikey altıgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu

Şekil 95'de dikey altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi verilmiştir. Şekle göre, yapının kütlesi 2 hücreli yapıda 0.07Kg ile başlayıp 20 hücreli yapıda 0.339Kg 'a ulaşmıştır ki kütle artışının zikzaklı bir şekilde olduğu görülmektedir.

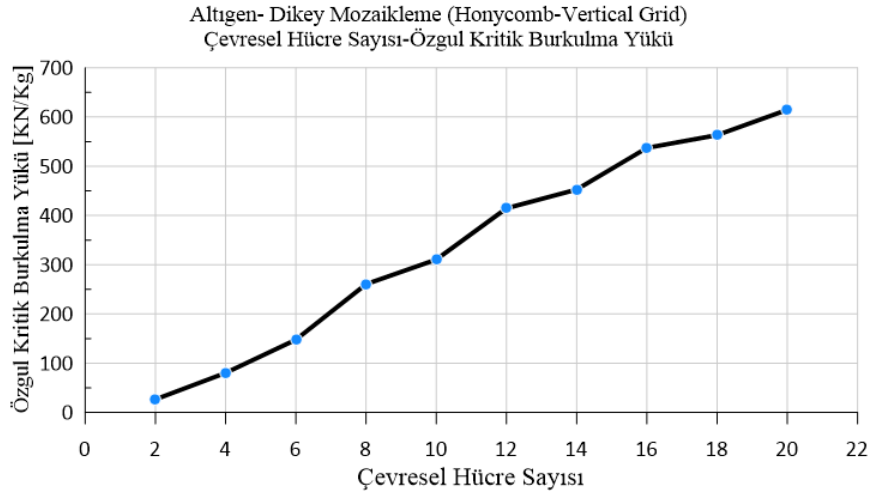


**Şekil 95.** Dikey altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi

Hücre sayısına bağlı olarak kritik burkulma yükünün verildiği Şekil 96'ya göre, grafiğin başlangıcın eğimin düşük olduğu sonra artarak devam ettiği görülmektedir. Nihai burkulma yükü  $208.22[KN]$  'dur olup nispeten düşük bir değer sayılabilir. Bunun muhtemel nedeni, sürekli kaburgaların olmaması ve yapının kabuksu bir ağ yapı gibi davranış sergilemesi olabilir. Şekil 97, yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükünü göstermektedir. Şekle göre, hücre sayısı artarken özgül burkulma yükü de yükselmekte olup elmas desenli yapıya bir davranış sergilemektedir.



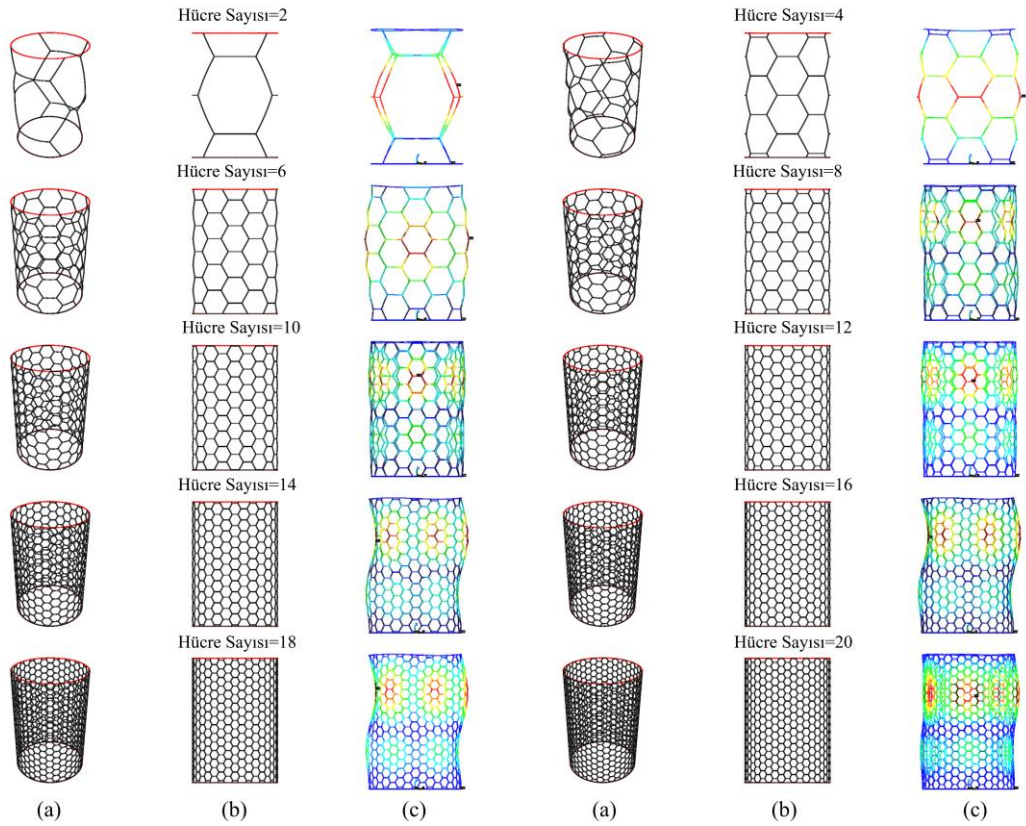
**Şekil 96.** Dikey altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri



**Şekil 97.** Dikey altıgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri

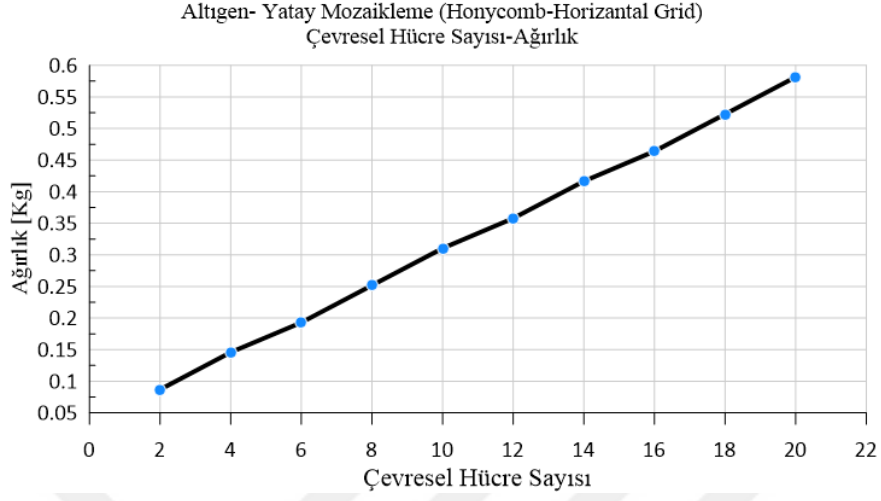
- Yatay altıgen mozaiklemeli yapı (Horizontal Honeycomb Grid)

Yatay altıgen desenli anizogrid ağı yapı, sürekli aksenal ve çevresel kaburga gruplarını içermektedir. Burada birim hücre yapısı muntazam bir altıgendir. Bu yapının dikey altıgen anizogrid yapıdan farkı, birim hücrelerin kenarlarından birinin yatay olmasıdır. Şekil 98 anizogrid yapıyı, Şekil 98b’de yapının önden görünümü, Şekil 98a’da 3B şeması ve Şekil 98c’de burkulma modu görülmektedir.



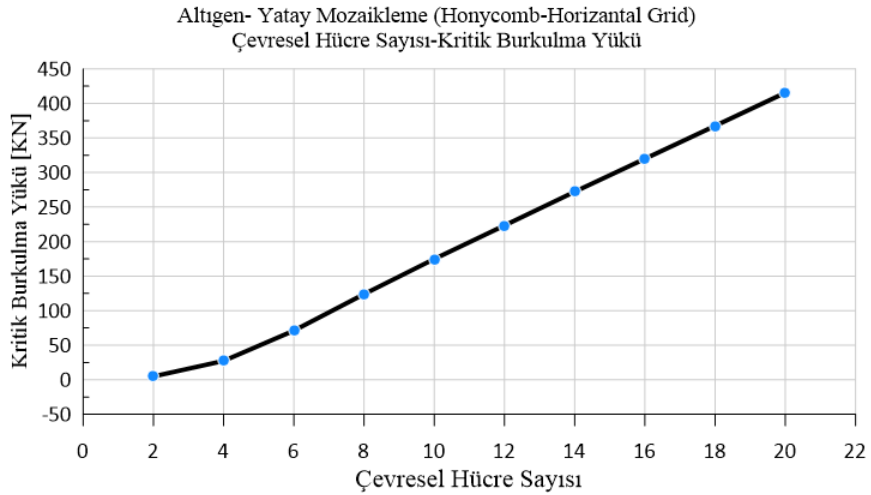
**Şekil 98.** Yatay altıgen desenli anizogrid yapının görünümü, (a) 3B model, (b) Önden görünüm, (c) Burkulma modu

Yatay altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişiminin verildiği Şekil 99'e göre, yapının kütlesi 2 hücreli yapıda 0.09Kg ile başlayıp 20 hücreli yapıda 0.581Kg 'a ulaşmış olup, doğrusal bir değişim söz konusudur.

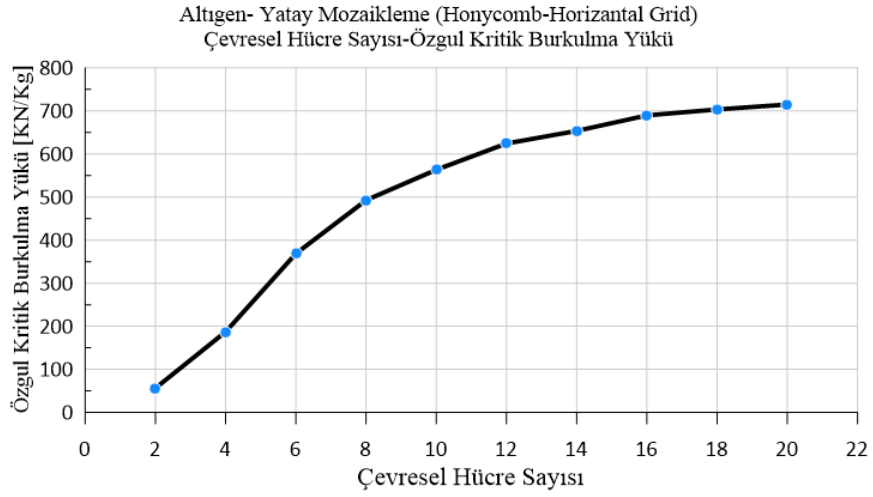


**Şekil 99.** Yatay altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kütle değişimi

Yapının hücre sayısına bağlı kritik burkulma yükünün verildiği Şekil 100'e göre, hücre sayısı artarken burkulma yükü başlangıçta düşük bir eğimle artmakta, daha sonra nispeten doğrusal bir şekilde artış devam etmektedir. Nihai burkulma yükü 415.56[KN] 'dur ki dikey altıgen yapıdan daha yüksek bir değerdir. Bununla birlikte, bu yapının daha ağır bir yapı (özellik burkulma yükünün daha küçük) olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Yapının burkulma davranışı başlangıçta kabuksu ama hücre sayısı arttıkça kıssa bir kolon davranışı sergilemektedir. Şekil 101'de yapının hücre sayısına özgül kritik burkulma yükü değerlerini göstermektedir. Şekle göre özgül burkulma yükü, hücre sayısı 6'ya kadar yüksek bir eğimle artarken daha sonra artış eğimi düşmektedir.



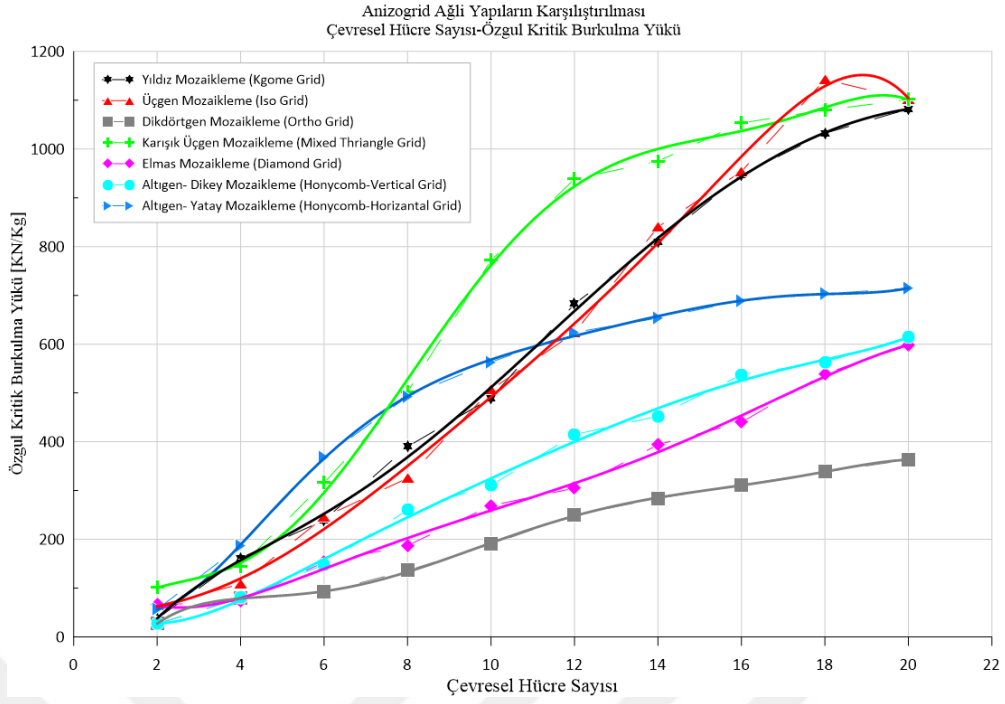
**Şekil 100.** Yatay altıgen desenli yapının hücre sayısına göre kritik burkulma yükleri



**Şekil 101.** Yatay altıgen desenli yapının hücre sayısına göre özgül kritik burkulma yükleri

Özgül kritik burkulma yükü, yapının verimliliğini gösteren önemli bir faktördür. Şekil 102’de yukarıda bahsi geçen yapıların özgül kritik burkulma yük değerleri mukayeseli olarak verilmiştir. Şekil 102’de 70 farklı modele ait sonuçlar sunulmuştur. Grafiğe göre 2–8 arası hücre sayılı yapılarda en verimli yapının yatay altıgen desenli silindirik yapı olduğu söylenebilir. Karışık üçgen yapı 2 ve 8 hücreli sayısında küçük bir farkla yüksek değerler göstermiş, ancak 4–6 hücre sayılarında düşük değerler göstermiştir. Yatay altıgen yapı bir istisna olarak düşünülürse diğer yapılar arasında karışık üçgen yapının analizlerde en verimli olduğu sonucu çıkarılabilir. 18 hücrelik üçgen yapı, farklı bir davranışla ani bir artışla daha yüksek bir değere ulaşmaktadır. Üçgen ve yıldız yapıların davranışı birbirine çok yakın, dikey altıgen ve elmas yapılar ise birbirlerine nispeten yakın bir davranış sergilemektedir.

En verimsiz yapının dikdörtgen (kare) desenli yapı olduğu anlaşılmaktadır. Karışık üçgen, üçgen ve yıldız yapıların nihai değerlerinin aynı olduğu görülmektedir. Karışık üçgen yapının diğer yapılardan daha yüksek değerler göstermesinin sebebi, bu yapıların helisel ve çevresel sürekli kaburgalara ilaveten aksenal kaburgalar da içermesi olarak düşünülebilir.



Şekil 102. ANSYS analiz sonuçlarının karşılaştırması

### Gayri Muntazam Mozaikleme (*Irregular tessellation*)

Çalışmanın bu bölümünde, düzensiz ağ yapılı birkaç yapı modellenmiş ve geliştirilen optimizasyon programıyla optimize edilmiştir. Aynı desene sahip muntazam ve gayrimuntazam yapıların verimlilikleri özgül kritik burkulma yükü şeklinde gösterilmiştir. Geometrik şekil ve simetrik yükleme göz önüne alındığında, ilk bakışta düzenli geometriye sahip yapılarda daha yüksek performans beklenebilir. Ancak optimizasyon sonuçları muntazam desenli olmayan yapıların daha iyi performans gösterdiğini ortaya koymuştur. Örnek olarak aşağıdaki iki farklı yapı desenine sahip model incelenmiştir.

- Basitleştirilmiş karışık üçgen desenli anizogrid ağlı yapılar

Karışık üçgen desenli yapının benzeri bu yapıda sürekli helisel, çevresel ve eksenel kaburgalardan oluşmakta ve önerilen bu yeni yapıda çevresel ve eksenel kaburgaların sayıları yarıya indirilmiştir. Böylece yapıdaki kaburga kesişmesi daha az seviyeye indirilmiş olup elde edilen yapı elmas ve dikdörtgen yapının bir karışımıdır. Böylelikle yapı hem üçgen yapının hem de karışık üçgen yapının özelliklerine sahip olmaktadır. İzotropik malzemelerden yapılan bu yapı dikey basma kuvvetler altında hafif yapı olarak burkulmaya karşı yüksek direnç göstermektedir. Tekrarlanan üçgen desen yapının üretim sürecinin filaman sarma yöntemiyle daha hızlı ve ekonomik olarak yapılabilir. Basitleştirilmiş karışık üçgen desenli bir silindirik anizogrid ağlı yapı Tablo 5’de verilmiştir. Ebat ve malzeme özelliklerine göre modellenerek optimum desen düzenini bulmak için analiz edilmiştir. Bulunan sonuçlara göre, muntazam desenli yapının kütlesi 0.201 Kg , kritik burkulma yükü 19.37 KN ve özgül burkulma

yükü  $96.19 \text{ KN/Kg}$  'dır. Genetik algoritma yöntemi ile optimizasyon işlemine göre Tablo 6'da verildiği gibi en performanslı yapının analiz değerleri sırayla  $0.208 \text{ Kg}$  ağırlık için kritik burkulma yükü  $27.76 \text{ KN}$  ve özgül kritik burkulma yükü ise  $133.23 \text{ KN/Kg}$  şeklinde bulunmuştur.

**Tablo 5.** Çalışmada kullanılan modellerin malzeme özellikleri ve boyutları

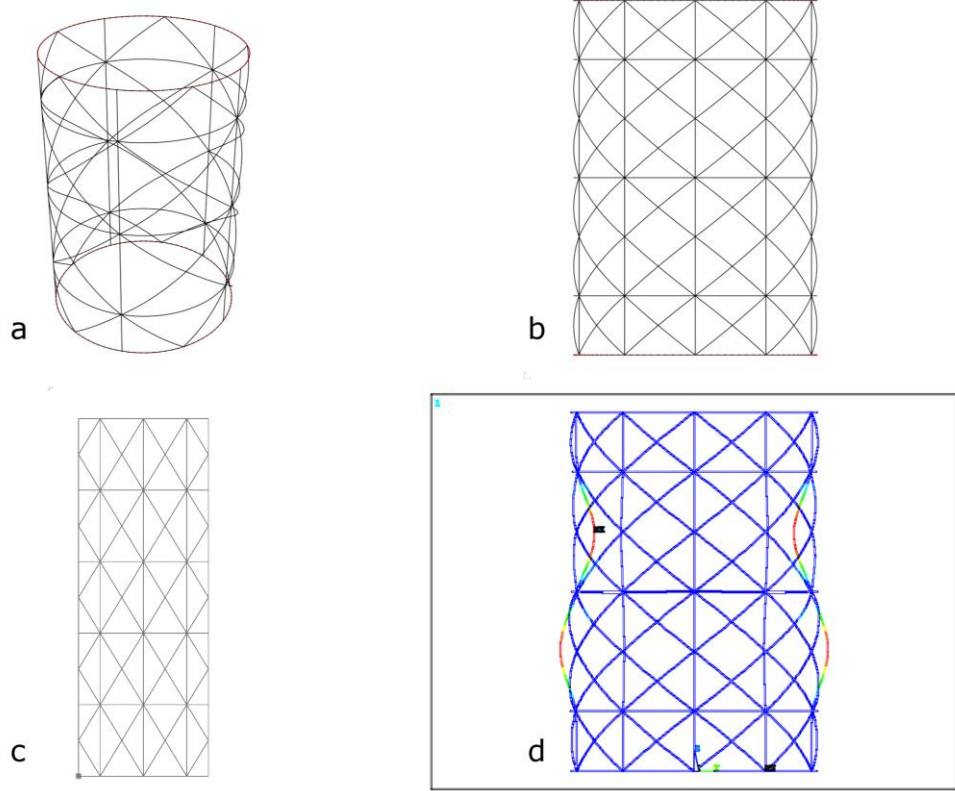
Model Boyutları [mm]		Malzeme Özellikleri	
Çap	140	Karbon fiber-Epoksi	
Yükseklik	204	E <sub>11</sub>	44.2 GPa
Kaburga boyutları	3.2×6.0	E <sub>22</sub>	5.0 GPa
Kalınlık × Genişlik		G <sub>12</sub>	2.4 GPa
		v <sub>12</sub>	0.194

Optimizasyon sonucunda ağırlıkta %3.48 artış ve kritik burkulma yükünde %43.31'lik bir artış görülmüştür. Başka bir deyişle en performanslı olacağı düşünülen yapıda ağırlıkta  $0.007 \text{ Kg}$  bir artışa karşılık kritik burkulma yükünde  $8.39 \text{ KN}$ 'luk bir artış olmuştur ki bu da özgül kritik burkulma yükünde %38.51'lik bir artışa sebep olmuştur.

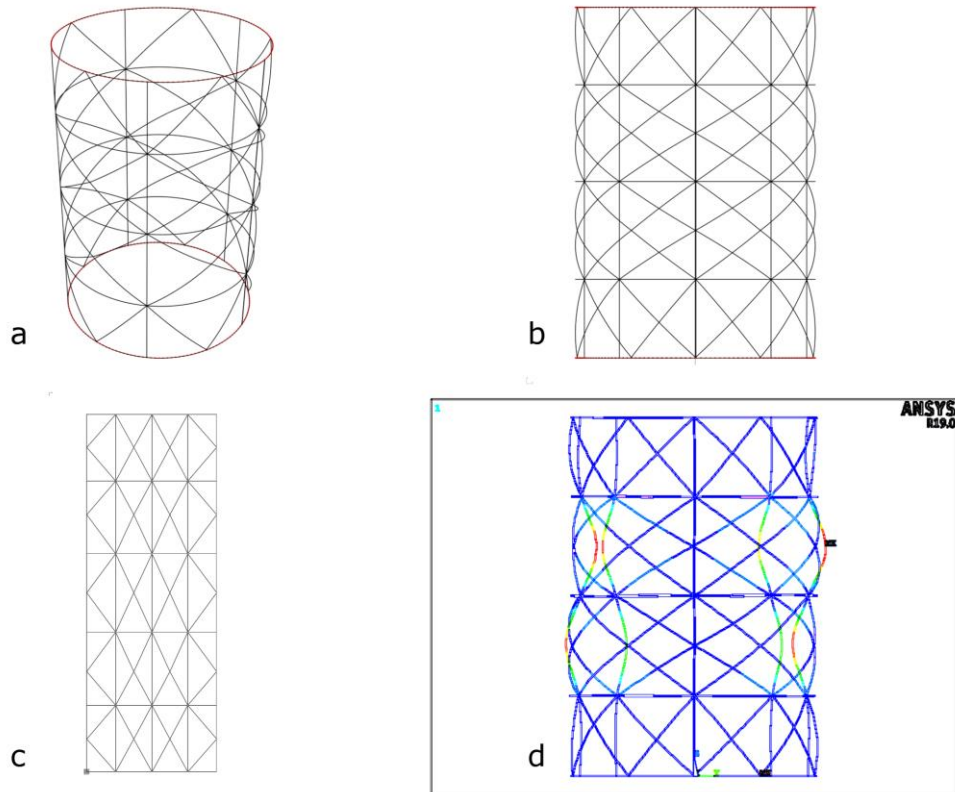
**Tablo 6.** Basitleştirilmiş karışık üçgen anizogrid yapının optimizasyon önce ve sonrası değerleri

Basitleştirilmiş karışık üçgen anizogrid yapı				
		Kütle [Kg]	Kritik burkulma yükü [KN]	Özgül kritik burkulma yükü [KN/Kg]
Optimizasyon	Öncesi	0.201	19.37	96.19
	Sonrası	0.208	27.76	133.23
Fark		0.007	8.39	37.04
%Fark		3.48	43.31	38.51

Tablo 6'da verilen bilgilere göre gayrimuntazam desenli yapının daha iyi performansa sahip olduğu teyit edilmiştir. Şekil 103'de yapının optimizasyon öncesi, Şekil 104'te ise anizogrid yapının optimizasyon sonrası görünüşleri verilmiştir.



**Şekil 103.** Basitleştirilmiş karışık üçgen desenli anizogrid ağı yapılarının optimizasyonu sonrası, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu



**Şekil 104.** Basitleştirilmiş karışık üçgen desenli anizogrid ağı yapılarının optimizasyonu sonrası, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu

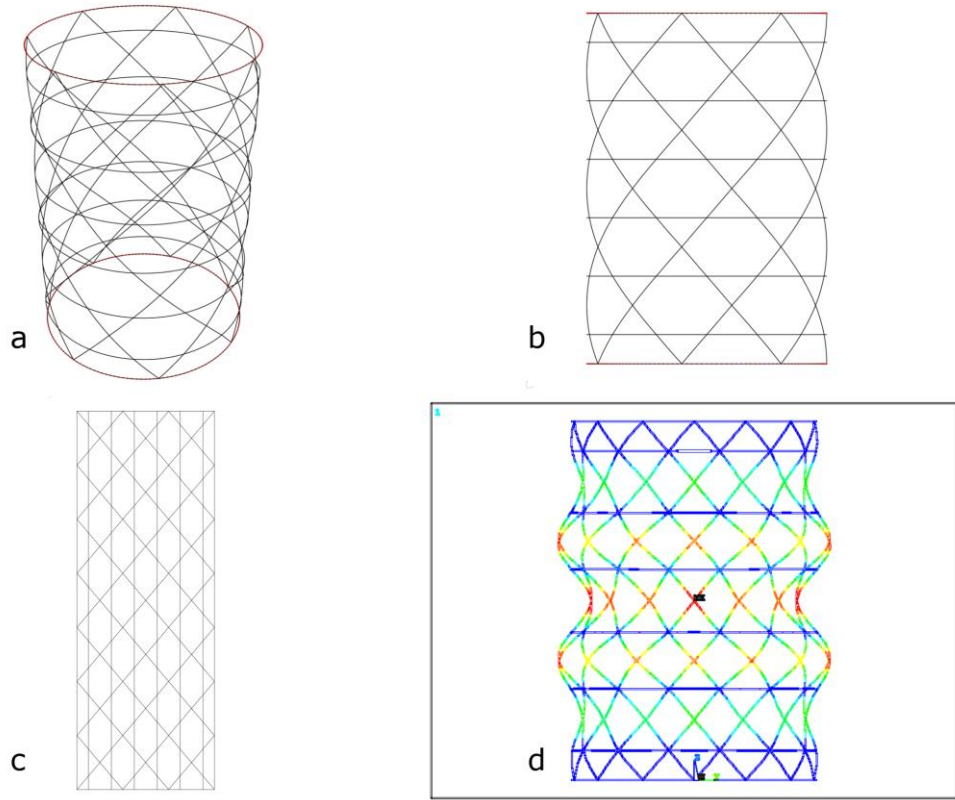
- Yıldız desenli anizogrid ağılı silindirik yapılar

Yıldız desenli anizogrid yapılar üzerinde çok sayıda araştırma ve uygulama çalışmaları bulunmaktadır. Yüksek mekanik özelliklerinden dolayı bu tür yapıların birçok tasarımda kullanıldığını ortaya koymaktadır. Tablo 5'teki ebat ve malzeme özelliklerine göre, bir muntazam yıldız anizogrid yapıdan yola çıkarak genetik algoritma optimizasyon analizini yaptıktan sonra gayrimuntazam yıldız hücrelere sahip yapının daha iyi mekanik özellikler gösterdiği ifade edilebilir. Tablo 7'de görüldüğü gibi muntazam desenli yapının kütlesi  $0.228\text{ Kg}$ , kritik burkulma yükü  $58.08\text{ KN}$  ve özgül burkulma yükü  $236.64\text{ KN/Kg}$  şeklindedir. Genetik algoritma yöntemi ile gerçekleştirilen optimizasyon işlemi ile bulunan en performanslı yapı analiz değerleri sırayla kütlenin  $0.228\text{ Kg}$ , kritik burkulma yükünün  $57.07\text{ KN}$  ve özgül kritik burkulma yükünün  $249.90\text{ KN/Kg}$  olarak belirlenmiştir. Optimizasyon sonucu sıfır kütle değişimi olup kritik burkulma yükünde %5.47 artış görülmüştür ki en performanslı olduğu düşünülen yapıdan yola çıkarak kütlede  $0.00\text{ Kg}$  'lık bir değişim, kritik burkulma yükünde  $2.96\text{ KN}$  'lık artış sağlanmıştır. Bu da gayrimuntazam desenli yapının daha iyi performansa sahip olduğunu göstermektedir.

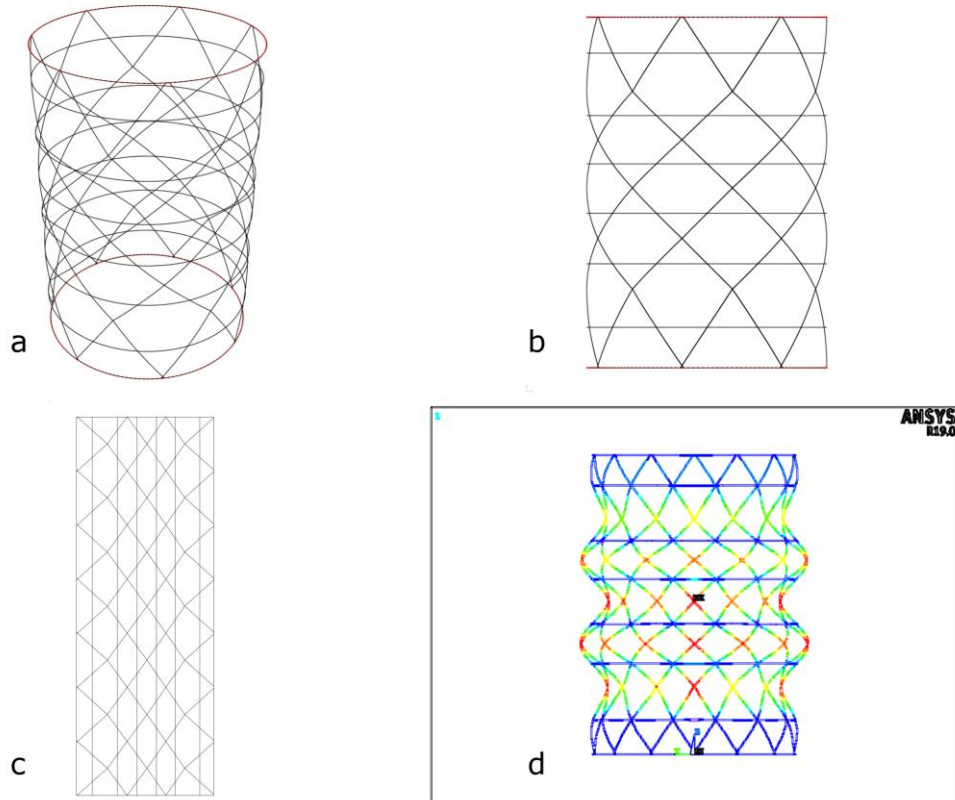
**Tablo 7.** Yıldız mozaiklemeli anizogrid yapının optimizasyon önce ve sonrası değerleri

		Yıldız mozaiklemeli anizogrid yapı		
		Kütle [Kg]	Kritik burkulma yükü [KN]	Özgül kritik burkulma yükü [KN/Kg]
Optimizasyon	Öncesi	0.228	54.08	237.64
	Sonrası	0.228	57.04	249.90
Fark		0.00	2.96	12.26
%Fark		0.00	5.47	5.16

Şekil 105'de yıldız yapının optimizasyon öncesi, Şekil 106'da ise yıldız mozaiklemeli anizogrid yapının optimizasyon sonrası görünümü verilmiştir.



**Şekil 105.** Yıldız desenli anizogrid ağı yapının optimizasyon öncesi, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu



**Şekil 106.** Yıldız desenli anizogrid ağı yapının optimizasyon sonrası, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu

- *Voronax* desenli anizogrid ağılı silindirik yapılar

Doğadaki en bilinen altıgen yapı, muhtemelen bal peteğidir. Muntazam altıgen yapılar, karbon kristal yapılarda, karbon nano borular ve grafen gibi yapılarda yer almaktadır. Doğadaki stabil ve iyi özelliklere sahip bu yapılardan ilham alınarak mühendislikte bu tür yapılar uçak gövdesi, uçak kanatları gibi bir çok alanda kullanılmaktadır. Her ne kadar yapı muntazam yapılar arasında sınıflandırılırsalar da bir Voronoi mozaiklemesinin bir özel durumudurlar. Başka bir deyişle Voronoi mozaikleme ile bir çok düzenli mozaikleme yapmak mümkündür. Bu şekilde mozaikleme, anizogrid yapıların optimizasyonunda hücrelere fazladan hareket ve ebat değişme kabiliyeti sağlamaktadır. Böylece optimizasyon sürecinde hücreler sadece yerlerinde ebat ve oran değişmek yerine tamamen serbest bir şekilde silindirik yüzey üzerinde hareket ederek şekil değiştirebilmektedir. Bundan dolayı bu teknikle yapılan optimizasyon belirli bir yapı hücre şekli ile sınırlı değildir. Voronoi mozaiklemesinde kenarlar birer yay gibi düşünüldüğünde ve yaylar serbest bırakıldığında tüm mozaikleme iç enerjisini minimum seviyeye indirmek için gevşeyecektir. Bu yapı bir *Voronax* yapısı olup bu yapıya en yakın örnek sabun köpüğüdür. Bunlardan ilham alarak Tablo 8’de verilen malzeme ve Tablo 9’da verilmiş ebat özelliklerine göre rastgele *Voronax* anizogrid yapıdan yola çıkarak genetik algoritma yöntemi ile optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

**Tablo 8.** *Voronax* mozaiklemeli anizogrid yapının boyutları [*mm*]

Model	Çap	Yükseklik	Kaburga kalınlığı	Kaburga genişliği
Aniso-01	142.7	204	2.0	3.6
Aniso-02	146	204	1.9.	2.7

**Tablo 9.** *Voronax* mozaiklemeli yapıda kullanılan malzeme özellikleri

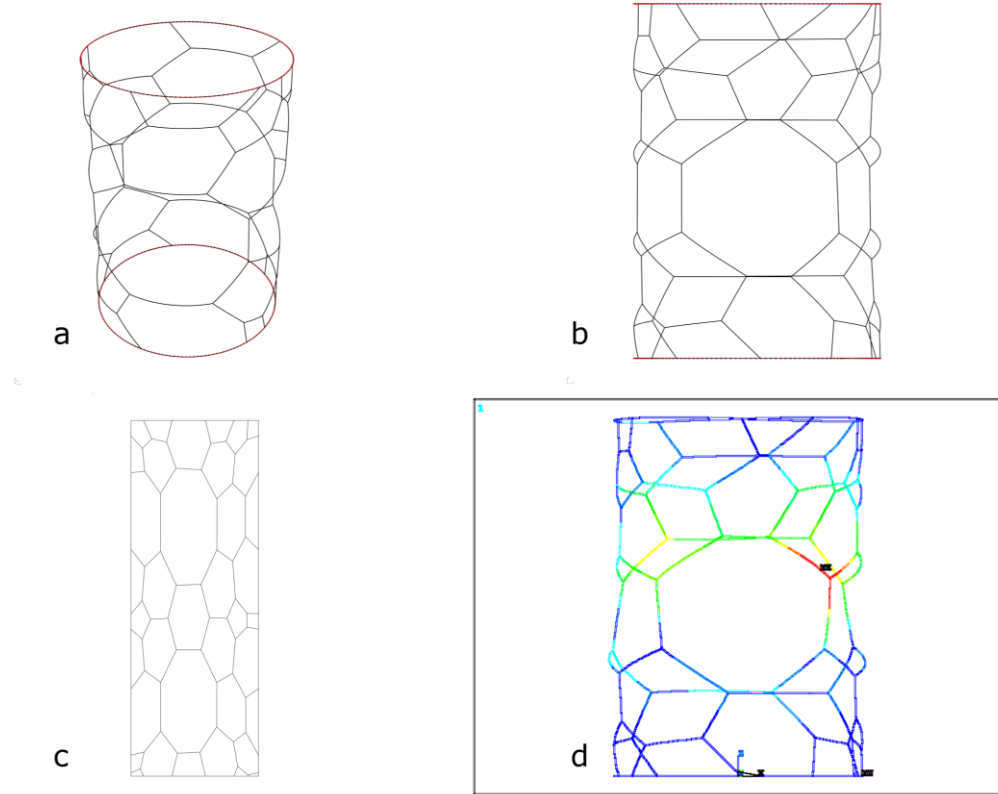
Karbon fiber-Epoksi Malzeme Özellikleri			
$E_{11}$ [GPa]	$E_{22}$ [GPa]	$G_{12}$ [GPa]	$\nu_{12}$
44.639	2.570	0.605	0.194

Yapı için optimizasyondan önce ve sonra elde edilen kritik burkulma yükü ve özgül kritik burkulma yükü sonuçları aşağıdaki gibidir;

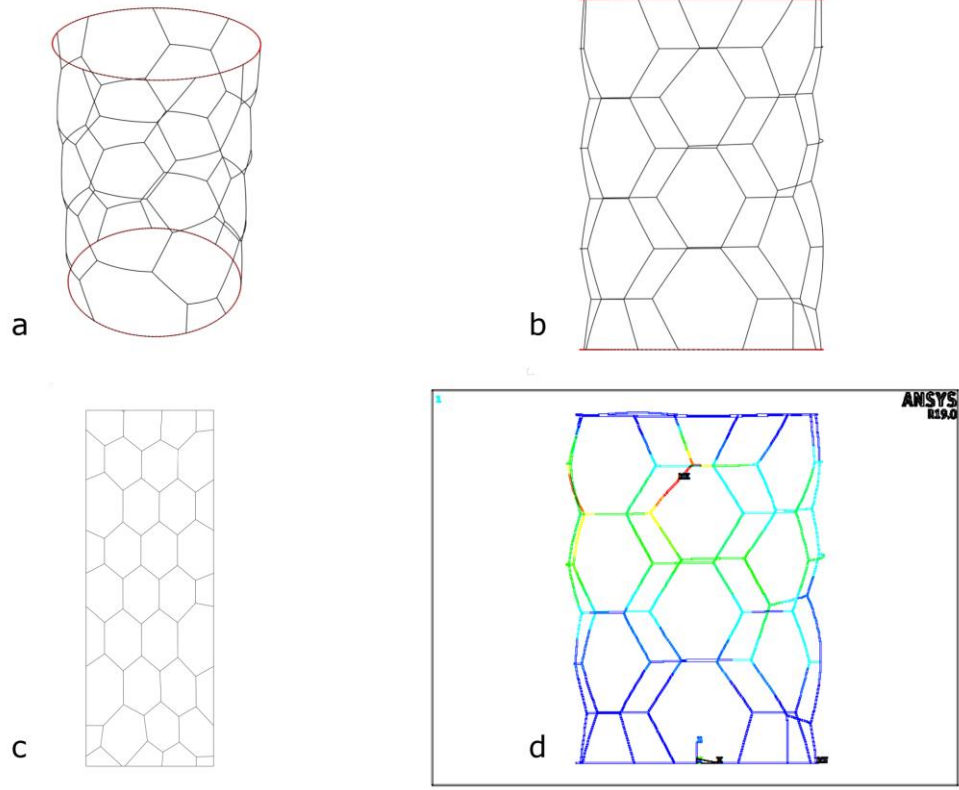
**Tablo 10.** Voronax mozaiklemeli anizogrid yapının optimizasyon öncesi ve sonrası değerleri

Voronax mozaiklemeli anizogrid yapı				
		Kütle [Kg]	Kritik burkulma yükü [KN]	Özgül kritik burkulma yükü [KN/Kg]
Model durumu	Rastgele	0.039	0.74	18.96
	Optimum	0.039	1.42	36.31
Fark		0.00	0.68	17.35
%Fark		0.00	91.89	91.51

Rastgele desenli yapının kütlesi  $0.039\text{ Kg}$ , kritik burkulma yükü  $0.74\text{ KN}$  ve özgül burkulma yükü  $18.96\text{ KN/Kg}$  olarak bulunmuştur. Genetik algoritma optimizasyon işlemi ile analiz değerleri sırayla kütlesi  $0.039\text{ Kg}$ , kritik burkulma yükü  $1.42\text{ KN}$  ve özgül kritik burkulma yükü  $36.31\text{ KN/Kg}$  şeklinde belirlenmiştir. Rastgele modelin optimizasyonu sonucunda kütle değişmemiş, kritik burkulma yükü %91.89 oranında ve performans ise %91.51 oranında artmıştır. Şekil 107’de Voronax mozaiklemeli yapının optimizasyon öncesi, Şekil 108’da ise optimizasyon sonrası görünümü verilmiştir.



**Şekil 107.** Voronax desenli anizogrid ağı yapının optimizasyon öncesi, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu



**Şekil 108.** Voronax desenli anizogrid ağı yapılarının optimizasyon sonrası, (a) 3B modeli, (b) önden görünümü, (c) 2B profili, (d) SEY analiz sonucu

### Deneysel Analiz Sonuçları

Genetik algoritma yöntemi ile optimize edilmiş Voronax mozaiklemeli anizogrid yapının test numuneleri elyaf sarma yöntemi ile üretilmiş ve aksenal burkulma testine tabi tutulmuştur. Numunelerin test sonuçlarını SYE analizleri ile karşılaştırmak için kompozit malzemenin mekanik özelliklerinin belirlenmesi amacıyla ASTM D3039/ D3039M standardına uygun test numuneleri üretilmiş ve çekme testlerine tabi tutulmuştur. Üretilmiş olan test numuneleri anizogrid yapıda olduğu gibi elyaf sarma yöntemi ile üretilmiştir. Standart test numunelerinde  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  ve  $45^\circ$  olmak üzere üç farklı elyaf takviye açısı kullanılmıştır. Testler *Shimadzu* AG-IC/100kN üniversal test cihazıyla gerçekleştirilmiştir. Çekme deneyi sonuçları çekme yükü-uzama grafikleri şeklinde elde edilmiştir. Bu grafikler gerilme-gerinim grafiklerine dönüştürülerek kompozit malzemenin mekanik özellikleri belirlenmiştir. Hesaplamalarda kullanılan bağıntılar aşağıdaki gibidir:

$$A = b \times t \quad (74)$$

Burada  $b$  = test numunesinin genişliği [ $mm$ ] ve  $t$  = test numunesinin kalınlığı [ $mm$ ]

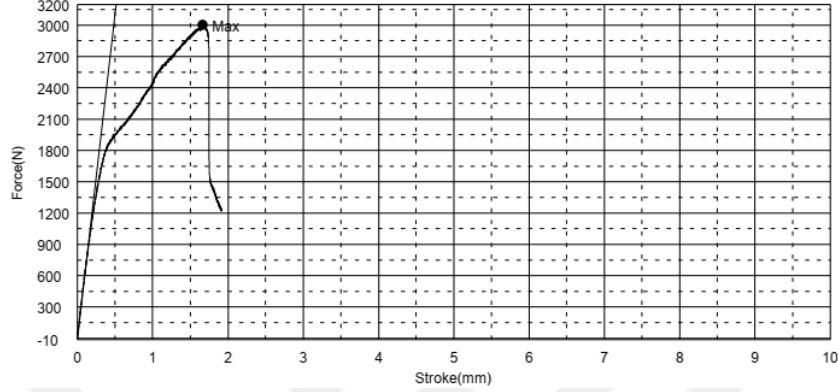
$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (75)$$

Burada  $\sigma$  = Gerilme [ $N/mm^2$ ] ve  $F$  = Çekme Yüğü [ $N$ ]

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (76)$$

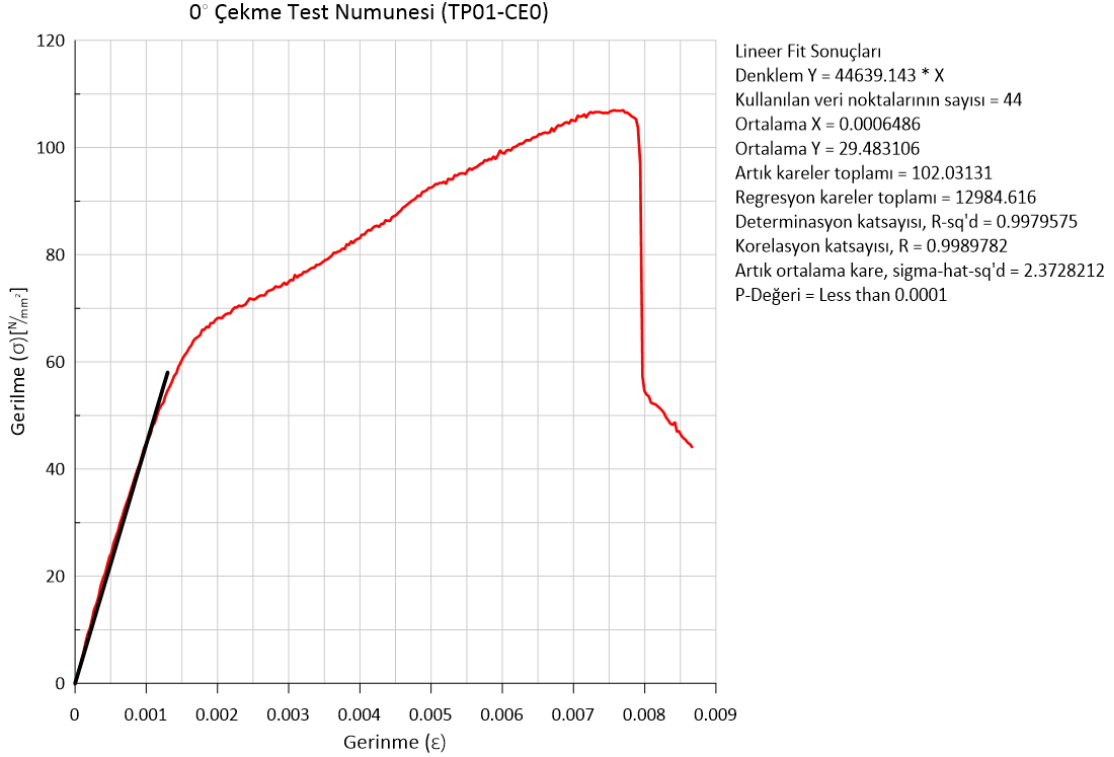
Burada  $\Delta L = \text{Uzama [mm]}$  ve  $L = \text{Numune uzunluğunu}$  göstermektedir.

Numunelerin gerilme-gerinim eğrisinin elastik bölgedeki eğimi numunenin elastisite modülüdür. Şekil 109  $0^\circ$  elyaf açılı numunenin grafiği görülmektedir.



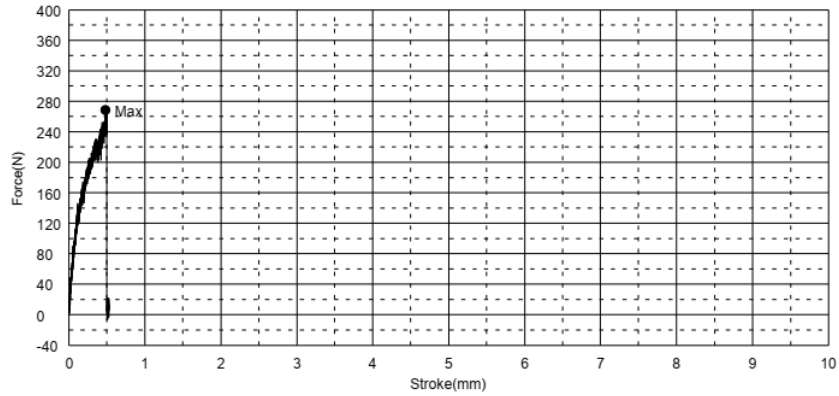
Şekil 109.  $0^\circ$  elyaf açılı numunenin orijinal yük-uzama grafiği

Şekil 110  $0^\circ$  elyaf açılı numunenin gerilme-gerinim eğrisinde elastisite modülü için lineer fit doğrusu görülmektedir. Bu doğrunun eğimi kompozitin elyaf doğrultusundaki elastisite modülü  $E_{11}$  olmaktadır ve  $E_{11} = 44.639[GPa]$  şeklinde belirlenmiştir.

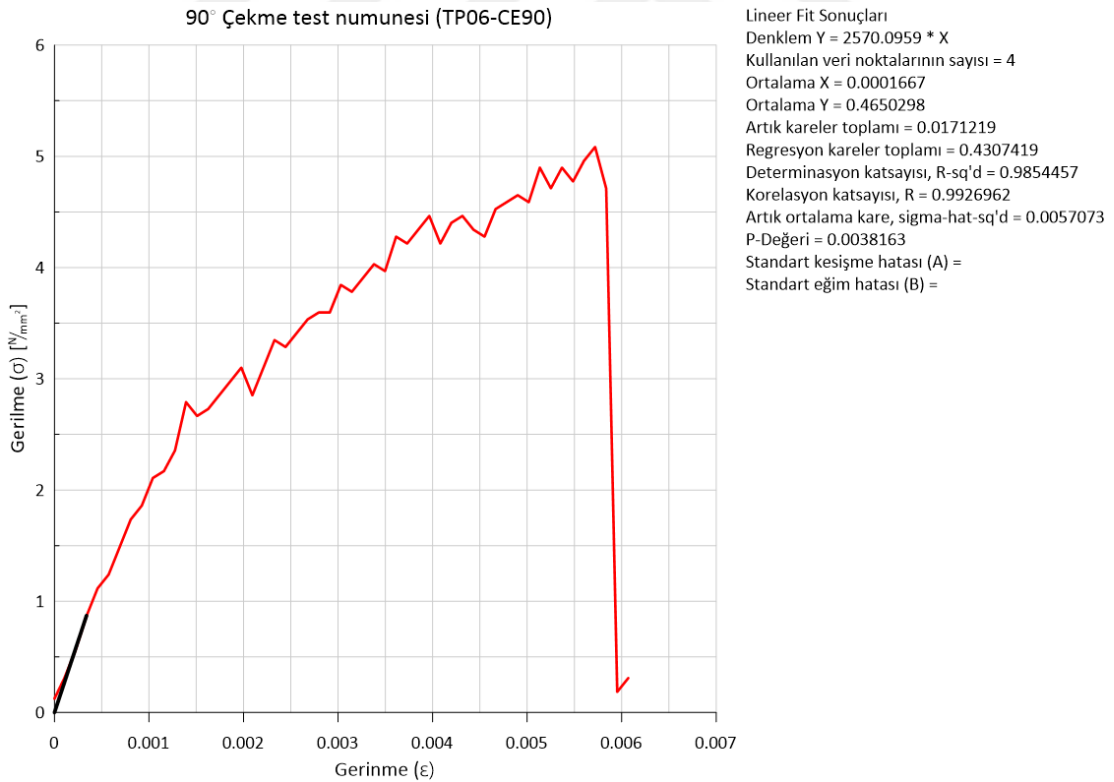


Şekil 110.  $0^\circ$  elyaf açılı numunenin gerilme-gerinim eğrisi ve elastisite modülü için lineer fit doğrusu ve denklemi

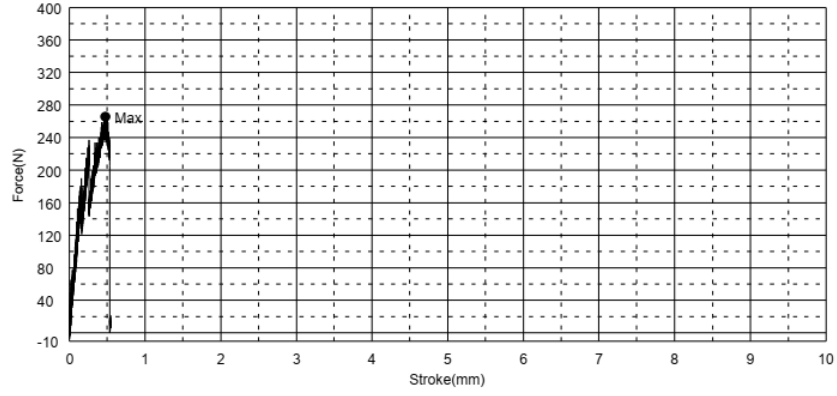
Yukarıda bahsedilen yöntemlere benzer olarak 90° ve 45° elyaf açılı numunelerin elastisite modülü değerleri elde edilmiştir. Bu numunelerin gerilme-gerinim eğrilerinden 90° elyaf açılı numune için elastisite modülünü  $E_{22} = 2.57[GPa]$  ve 45° açılı numune için elastisite modülü  $E_{45} = 3.09[GPa]$  şeklinde bulunmuştur. Şekil 111 ve 112 sırayla 90° ve 45° açılı numunelerin cihazdan elde edilen grafiği ve Şekil 113 ve 114 sırasıyla 90° ve 45° gerilme-gerinim ve elastisite modülü için linear fit doğrusu ve denklemini göstermektedir.



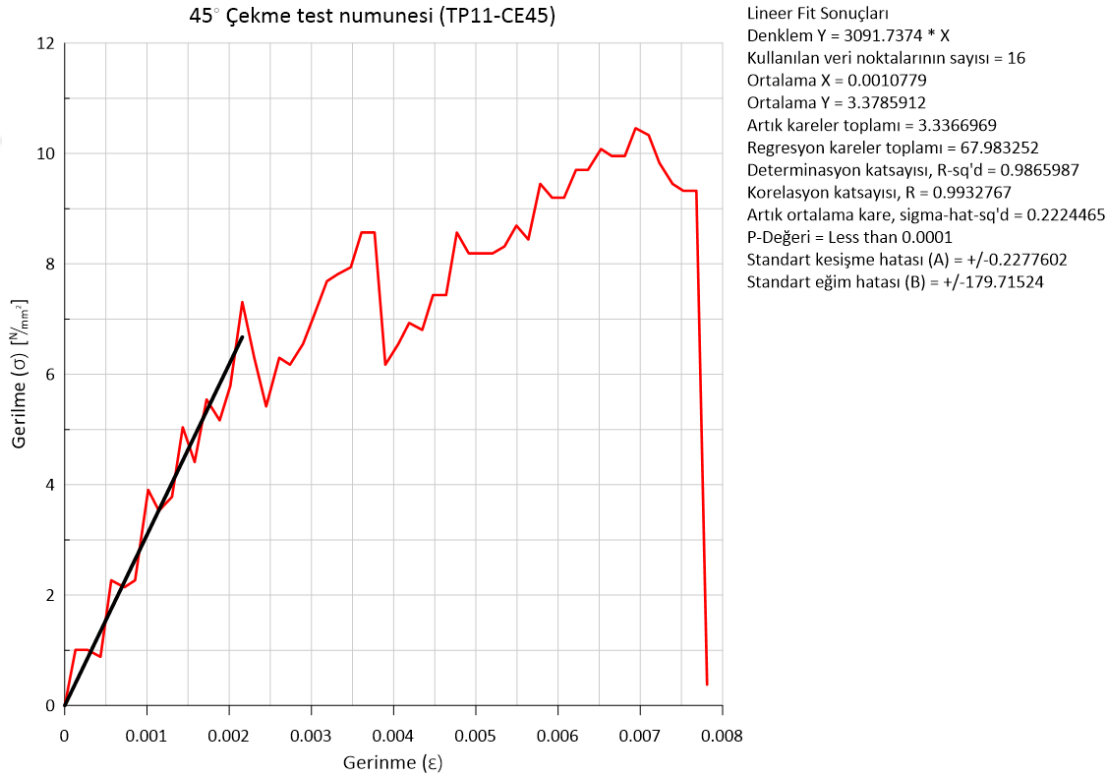
Şekil 111. 90° elyaf açılı numunenin yük uzama grafiği



Şekil 112. 90° elyaf açılı numunenin gerilme-gerinim eğrisi ve elastisite modülü için linear fit doğrusu ve denklemini



Şekil 113. 45° elyaf açılı numunenin yük-uzama grafiği



Şekil 114. 45° elyaf açılı numunenin gerilme-gerinim eğrisi ve elastisite modüllü için lineer fit doğrusu ve denklemi

$G_{12}$  kayma modülü Denklem (62)'e göre hesaplanabilir. Bu modülü bulmak için Poisson oranı  $\nu_{12}$  gereklidir. Literatüre göre elyaf sarma yöntemi ile üretilen kompozit malzemelerde Poisson oranı maksimum 0.333 (Wang and Abdalla 2014) ve minimum 0.194 (Buragohain and Velmurugan 2011a) arasında değişmektedir. Tablo 9'da maksimum ve minimum Poisson oranlarından elde edilen  $G_{12}$  kayma modülleri arasında %0.38'lik fark bulunmaktadır. Örnek bir yapı analizinde, maksimum ve minimum kayma modülünü kullanarak elde edilen kritik burkulma yükleri arasında %0.03'lük fark olmuştur. Bundan dolayı, malzemenin Poisson oranı literatürden bu çalışmaya en yakın olan (Buragohain and Velmurugan 2011a) kaynağa

kullanılan değer  $\nu_{12} = 0.194$  seçilerek hesaplamalar yapılmıştır. Minör Poisson oranı  $\nu_{21}$  ve kayma modülü  $G_{21}$  Denklem (59) ve (77)'e göre hesaplanmıştır.

$$G_{21} = \frac{E_{22}}{2(1+\nu_{21})} \quad (77)$$

**Tablo 11.** Maksimum ve minimum Poisson oranına göre kayma modülü ve kritik burkulma yükü hatası

	$\nu_{12}$	$G_{12}$ [GPa]	Fark%	Kritik burkulma yükü [KN]	Fark%
Minimum	0.194	0.60758	0.38	71.11	0.03
Maximum	0.333	0.60529		71.08	

Tablo 12’de yapılan testler sonucu elde edilen kompozit malzemenin elastik özellikleri verilmiştir.

**Tablo 12.** Testler sonucu elde edilen kompozit malzemenin elastik özellikleri

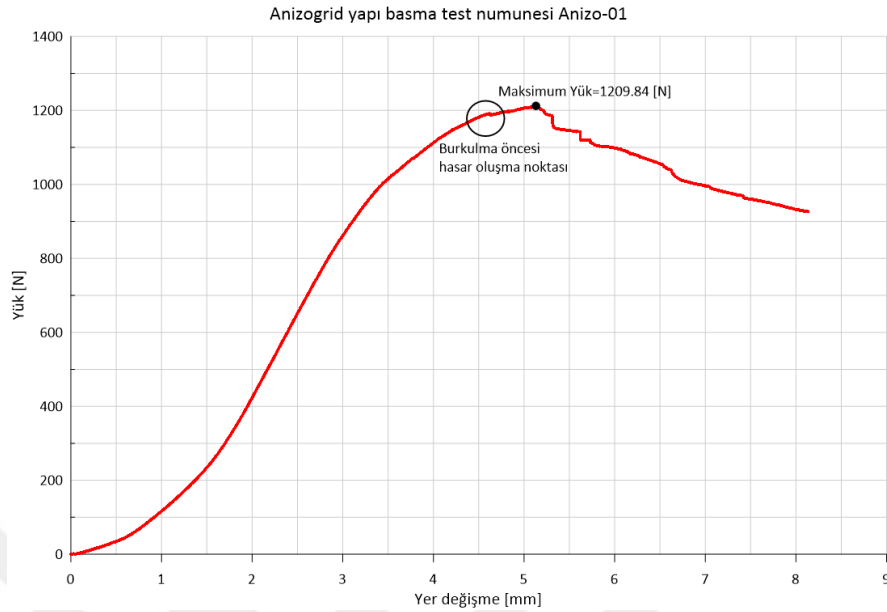
$E_{11}$ [GPa]	$E_{22}$ [GPa]	$E_{45}$ [GPa]	$G_{12}$ [GPa]	$G_{21}$ [GPa]	$\nu_{12}$	$\nu_{21}$
44.639	2.57	3.092	0.605	1.271	0.194	0.011

Genetik algoritma yöntemi ile optimize edilmiş Voronax mozaiklemeli anizogrid yapıdan iki numune üretilmiş ve kritik burkulma yüklerin hesaplamak amacıyla basma testine tabi tutulmuştur. Numune Anizo-01’in üretiminde vakum torbası kullanılırken numune Anizo-02 serbest olarak kürleşmeye bırakılmıştır. Numuneler 4 serbestlik derecesine sahip olup elyaf sarma cihazıyla üretilmiştir. Basma testini mümkün kılmak amacıyla üretim bittikten sonra üst ve alt kısma iki flanş eklenmiştir. Destek amaçlı flanşların yapının burkulma yükü üzerinde herhangi bir etkisi olmamaktadır. Tablo 13’de test numunelerinin flanş eklenmeden önce ve sonra belirlenmiş kütle değerleri verilmiştir.

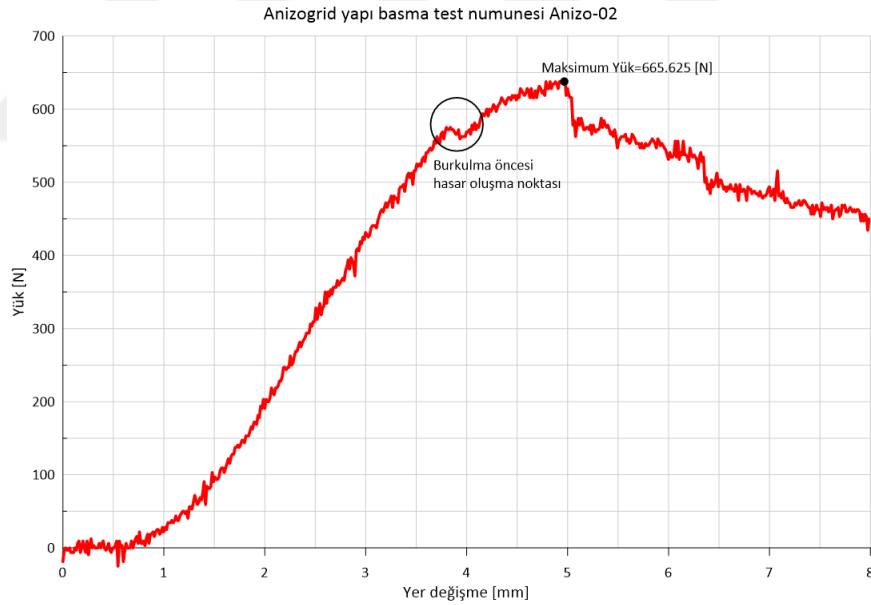
**Tablo 13.** Anizogrid yapının flanşsız ve flaşlı kütleleri

Test numunesi	Kütle [Kg]	
	Flanş olmadan	Flanşla beraber
Anizo-01	0.04065	0.07351
Anizo-02	0.03007	0.06293

Test prosedürü deneysel testler bölümünde açıkladığı gibi gerçekleştirilmiştir. Test cihazında elde edilen test sonuçlarının grafiği numune Anizo-01 için Şekil 115 ve numune Anizo-02 için Şekil 116'da verilmiştir.

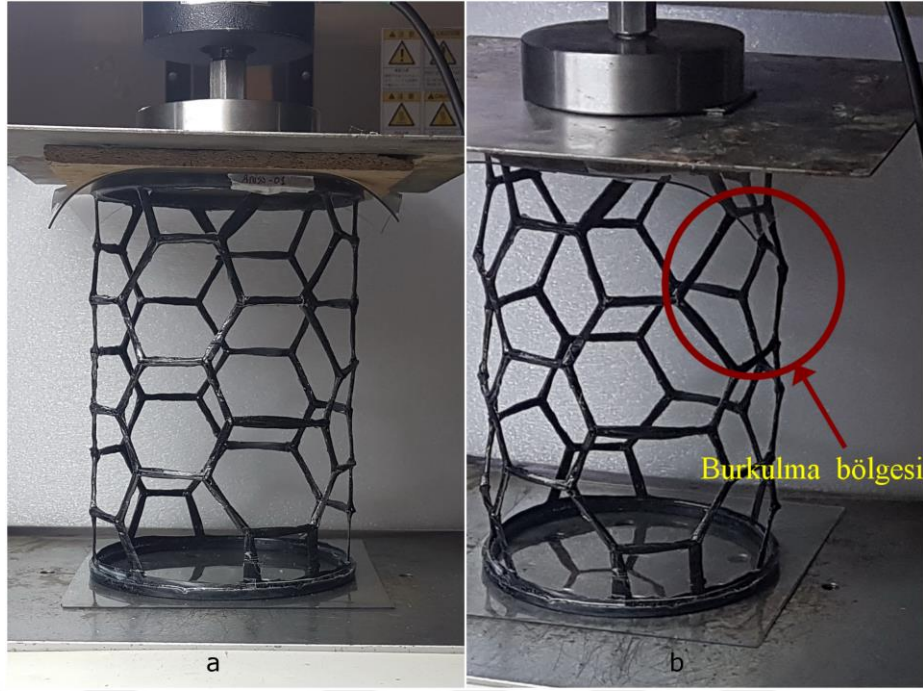


Şekil 115. Anizo-01 test numunesinin basma yükü-yer değişme grafiği



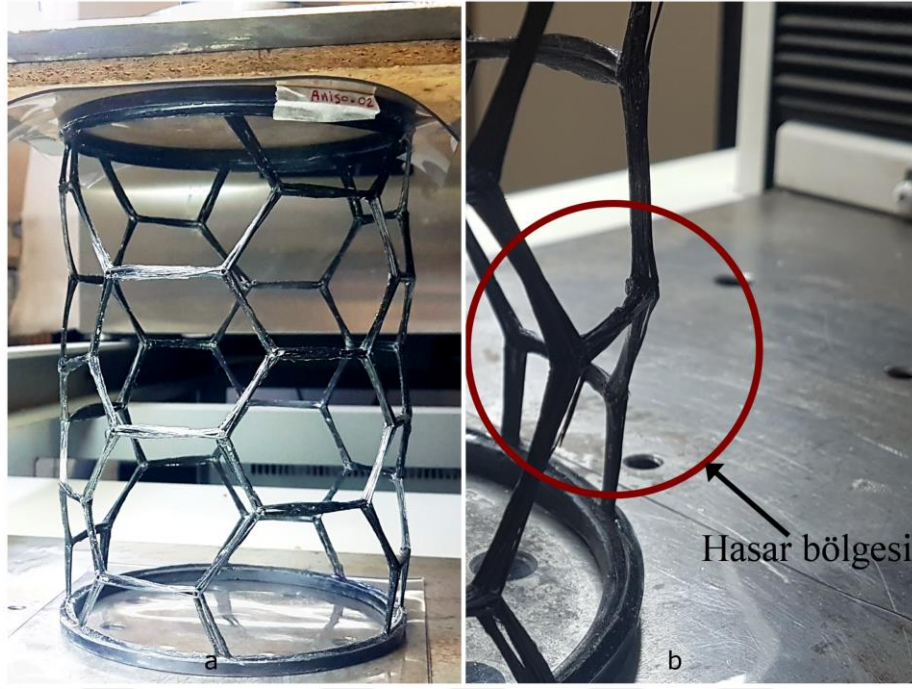
Şekil 116. Anizo-02 test numunesinin basma yükü-yer değişme grafiği

Numune Anizo-01'in sonuçlarına göre, yapının kritik burkulma yükü değerine kadar eğri bir sinüs şeklinde davranış göstermektedir. Maksimum yükten önce, oluşan malzeme içi hasarlardan dolayı bir kırılma noktası görülmektedir. Maksimum yük değerinden sonra yük değerinde ani bir düşüş olmaktadır. Makro mekanik açıdan, yapıda hasar veya kırılma görülmemiştir. Yük uygulama hızının düşük olmasından dolayı, burkulmadan sonra eğrinin eğim açısı dik bir şekilde olmamıştır. Şekil 117'de numune Anizo-01'in test safhaları görülmektedir.



**Şekil 117.** Numune Anizo-01 basma deneyi, (a) Burkulma öncesi, (b) Burkulma sonrası

Numune Anizo-02 basma testine maruz bırakıldığında, numune Anizo-01'e benzer davranışlar sergilediği görülmüştür. Ancak kritik burkulma yükünden önce eğimdeki kırılma daha erken gerçekleşmiş ve ayrıca numunenin bazı kaburgalarında elyaf tabakaları ayrılmaya başlamıştır. Kritik burkulma yükünün daha düşük olduğu bu numunenin üretiminde vakum torbası kullanılmadığı için elyaflar arasında boşluklar olduğu görülmüştür. Özellikle bu boşluklar kaburgaların kesişme noktalarında daha belirgin bir şekilde kendini göstermektedir. Diğer numunede vakum etkisinden dolayı elyafın bu bölgelerde daha yoğun olmasına ve fazla reçinenin giderilmesine sebep olmuştur. Şekil 118 numune Anizo-02'nin test esnasında gerçekleşen hasarları ve yapıdaki hasarları göstermektedir.



**Şekil 118.** Numune Anizo-02'nin basma deneyi, (a) Burkulma öncesi, (b) Burkulma sonrası

Tablo 14'de numune Anizo-01 için basma testi ve SEY yöntemi ile elde edilen analiz sonuçları verilmiş olup, sonuçlar arasında %14.79'lük bir fark bulunmaktadır. Özgül kritik burkulma yük değerleri arasında ise %18.72'lik bir fark olmuştur. Bu farkın üretim hatalarından ve deney hatalarından kaynaklandığı düşünülmektedir. Yapının performansına bakıldığında ağırlığının yaklaşık 295.1 katı yük taşıyabildiği görülmektedir.

**Tablo 14.** Numune Anizo-01 Voronax anizogrid yapının SEY ve basma testi analiz verileri

Voronax mozaiklemeli anizogrid yapı numunesi Anizo-01				
		Kütle [Kg]	Kritik burkulma yükü [KN]	Özgül kritik burkulma yükü [KN/Kg]
Analiz	SEY	0.039	1.42	36.31
	Basma testi	0.041	1.21	29.51
Fark		0.002	0.21	6.8
%Fark		5.12	14.79	18.72

Tablo 15'de numune Anizo-02 için basma testi ve SEY yöntemi ile elde edilen sonuçları verilmiştir. Kritik burkulma yükleri arasında %22.99'lük bir fark olup, görülmektedir. Özgül kritik burkulma yük değerleri arasında ise %24.5'lik bir fark bulunmaktadır. Numune Anizo-02 hem kritik burkulma yükü hem de özgül kritik burkulma yükü açısından numune Anizo-01'den düşük sonuçlar vermiştir. Üretimde vakum torbasının kullanılmamasından dolayı test esnasında kaburgalar hasara uğramış ve bunun da yapının düşük performans göstermesine

sebepe olduğu düşünölmektedir. Yapının performansına bakıldığında ise ağırlığının yaklaşık 223.3 katı yük taşıdığı görölmektedir.

**Tablo 15.** Numune Anizo-02 Voronax anizogrid yapı için SEY ve basma testi sonuçlarının karşılaştırılması

Voronax mozaiklemeli anizogrid yapı numunesi Anizo-02				
		Kütle [Kg]	Kritik burkulma yükü [KN]	Özgöl kritik burkulma yükü [KN/Kg]
Analiz	SEY	0.03	0.87	29.58
	Basma testi	0.03	0.67	22.33
Fark		0.00	0.20	7.25
%Fark		0.00	22.99	24.5

Yukarıda verilen sonuçlar ve SEY yöntemi ile elde edilen sonuçlara göre, bu yeni optimizasyon yönteminin güvenilir sonuçlar sergilediğı değerlendirilebilir.

## SONUÇ ve ÖNERİLER

### Sonuçlar

Bu çalışma kapsamında anizogrid ağı yapıların çeşitli konfigürasyonları incelenmiş, analiz edilmiş ve genetik algoritma yöntemi ile optimizasyonları üzerinde çalışılmıştır. Bu amaçla, kritik burkulma yükü ve özgül kritik burkulma yükü değerleri optimizasyonun kriterleri olarak göz önüne alınmıştır. Çalışmada teorik, numerik ve deneysel analiz yöntemleri kullanılmıştır. Optimizasyon sonucu elde edilen yapı numuneleri üretilmiş ve basma testine tabi tutulmuştur. Numune üretimi için dört serbestlik dereceli bilgisayar kontrollü elyaf sarma cihazı tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu tez çalışması kapsamında elde edilen bazı önemli bulgular aşağıda sıralanmıştır:

1. Klasik Laminasyon Teorisi'ne dayanan SSM metodu, aksisimetrik burkulma denklemi ve SYE yöntemi ile 48 farklı yıldız mozaiklemeli anizogrid yapı analiz edilmiştir. Yapılar 2–8mm arası değişen 4 farklı kaburga kalınlığı grubu ve her grupta 10–120 arasında değişen çevresel kaburga sayısı kapsamında incelenmiştir. SSM yöntemi analizi için bir MATLAB kodu yazılmıştır. Numerik analizler 3D Grsshopper algoritmik modelleme ortamında geliştirilen program ve ANSYS SEY analiz ortamında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlara göre SEY ve SSM yöntemi arasındaki fark %86 ve %74 arasında olup, kaburga kalınlığı arttıkça bu oran düşmektedir. SEY ve aksisimetrik denklem arasındaki minimum fark %31.22 ve %22.77 olmakla birlikte, kaburga kalınlığı arttıkça bu oran da düşmektedir. Kaburga sayısı az olan yapılarda SSM ve aksisimetrik denklem sonuçlarında önemli hatalar bulunmaktadır. Kaburga sayısı yüksek olan yapılarda ise hata oranı daha düşüktür. Ön tasarım için aksisimetrik denklemin %25'lik bir farkla daha hızlı bir yöntem olduğu değerlendirilebilir.

2. Numerik analizleri sürdürmek için Grasshopper 3D programında bazı yapı örnekleriyle ilgili modeller teşkil edilmiştir. Bu modelleri ANSYS yazılımına transfer etmek amacıyla, APDL formatına uygun algoritmik modelleme programı geliştirilmiştir. APDL kodunu ANSYS programına transfer etmek ve Grasshopper programında komuta etmek için bir Python kodu yazılmıştır. Grasshopper'da geliştirilmiş algoritmik modelleme programı yardımıyla farklı desenli anizogrid yapıların geometrik modelleri teşkil edilmiş ve yapının fiziği belirlenmiştir. Geliştirilen üç farklı modelleme yazılımı üç farklı tip geometri modelleme görevi yapmaktadır. 1. Muntazam mozaiklemeli modelde mozaikleme deseni sabit bir ebat oranına sahiptir. 2. Birinci tip gayrimuntazam mozaiklemeli modelde mozaiklemede deseninin ebat

oranı değişken bir şekilde tertiplenmiştir. 3. İkinci tip gayrimuntazam mozaiklemede model desenleri Voronoyi ve Voronax gibi doğal hücreler içermektedir. Son iki tip model, anizogrid yapıların araştırıldığı bu çalışmada ilk defa kullanılmıştır.

3. Bu çalışmada geliştirilmiş olan algoritmik modelleme ve analiz programının sonuçlarını teyit etmek amacıyla literatürden alınan bazı sonuçlar kullanılarak karşılaştırılmış olup, sonuçlar arasında %2.45 civarında fark görülmüştür. Bu fark, çalışmada teşkil edilen modellerde farklı bir yöntem kullanılmasından kaynaklanabilir. Modellerde doğrusal çizgiler yerine eğrisel çizgilerin kullanılmasından dolayı, literatürdeki çalışmalara göre daha gerçekçi sonuçlar elde edildiği düşünülmektedir.

4. 3D Grasshopper'da geliştirilmiş algoritmik modelleme programı yardımı ile yedi farklı muntazam mozaiklemeli anizogrid yapının geometrik modelleri teşkil edilmiştir. Bunlar sırayla yatay ve dikey altıgen (Bal peteği), dikdörtgen (Ortho Grid), üçgen (Isogrid), yıldız (Kagome), elmas (Diamond) ve karışık üçgenden (Mixed triangle) ibarettir. Bu modellerde 2 ila 10 arası hücre olup kritik burkulma yükleri ANSYS analiz programı ile elde edilmiştir. Yapıların hücre sayılarına göre üç grafik çizilmiştir. Bunlar hücre sayısına göre kütle, kritik burkulma yükü ve özgül kritik burkulma yükü değerleridir. 70 farklı anizogrid yapı analizinden elde edilen sonuçlara göre 2–8 arası hücre sayılı yapılarda en verimli yapı yatay altıgen desenli silindirik yapıdır. Karışık üçgen yapı 2 ve 8 hücre sayısında küçük bir farkla yüksek değerler olmasına rağmen 4–6 hücre sayılarında ise düşük değerler elde edilmiştir. Sonuçlara göre yatay altıgen yapı dışındaki karışık üçgen analizlerinde en verimli sonuçlar sergilenmiştir. Üçgen ve yıldız yapıların davranışının birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Dikey altıgen ve elmas yapılar da nispeten yakın davranış sergilemişlerdir. Bununla birlikte, en verimsiz yapının dikdörtgen (kare) desenli yapı olduğu tespit edilmiştir.

5. Gayri muntazam mozaiklemeli yapıların oluşturulması için 3D Grasshopper'da bir yazılım geliştirilmiş ve bazı modeller teşkil edilmiştir. Bu modeller tamamen algoritmik olup, boyutlar ve boyut oranları değiştirilebilir bir biçimde tasarlanmıştır. Bu amaçla en performanslı yapıyı elde etmek için genetik algoritma optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Optimizasyon kriteri olarak yapının özgül kritik burkulma yükü seçilmiştir. Optimizasyon sonucunda basitleştirilmiş üçgen desenli yapının kütlede %3.48, kritik burkulma yükünde %43.31 ve özgül kritik burkulma yükünde de %38.51'lik artışlar olduğu görülmüştür. Yıldız desenli anizogrid yapının optimizasyonunda, kütle değişmezken, kırık burkulma yükünde %5.47'lik bir artış olmuştur. Sonuçlara göre, optimize edilen gayri muntazam desenli yapılardaki performans değerleri muntazam yapılardan daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

6. Anizogrid yapıların optimizasyon sürecinde yeni bir yöntem kullanılmış olup, hücrelerin ebat ve oran değişmek yerine serbest bir şekilde silindirik yüzey üzerinde hareket ederek şekil değiştirebilecekleri bir program geliştirilmiştir. Bu programda doğadan ilham alınarak Voronax desenli bir anizogrid ağı yapı modellenerek optimize edilmiştir. Rastgele bir Voronax anizogrid yapıdan yola çıkarak genetik algoritma yöntemi ile optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonucunda kütlede herhangi değişim olmazken kritik burkulma yükü %91.89 ve performans %91.51 oranında artmıştır.

7. Optimizasyon sonucunda elde edilen yapıyı test amaçlı üretmek için 4 serbestlik dereceli elyaf sarma cihazı tasarlanmış ve üretilmiştir. Cihaz bir bilgisayar programı ile kontrol edilerek, yapının desen şekli silindirik kalıbın üzerinde takip edilerek kalıp oluklarında mütemadiyen reçine emdirilmiş lifler yerleştirilmiştir. Elyaf sarma işlemi için gerekli kontrol yazılımı Grasshopper ortamında tasarlanarak kodlanmıştır.

8. Anizogrid kompozit yapı numunelerinin mekanik özelliklerini belirlemek için ASTM D3039/ D3039M standardına uygun test numuneleri üretilmiş ve çekme testlerine tabi tutulmuştur. Test numuneleri anizogrid yapı gibi elyaf sarma yöntemi ile üretilmiştir. Numuneler  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  ve  $45^\circ$  elyaf açılı olmak üzere üç farklı tipte üretilmiştir. Çekme testleri Shimadzu AG-IC/100kN üniversal test cihazıyla gerçekleştirilmiş, 1 ve 2 yönlerindeki elastisite modülleri sırasıyla  $E_{11} = 44.639[GPa]$ ,  $E_{22} = 2.57[GPa]$  ve  $45^\circ$  açılı numune için  $E_{45^\circ} = 3.09[GPa]$  olarak belirlenmiştir.

9. Genetik algoritma yöntemi ile optimize edilmiş Voronax mozaiklemeli anizogrid yapının iki test numunesi elyaf sarma yöntemi ile üretilmiş ve eksenel burkulma testine tabi tutulmuş ve test sonuçları SYE analizleri ile karşılaştırmıştır. Anizo-01 için basma testi ve SEY yöntemi ile elde edilen analiz sonuçları; Anizo-01'de SEY yöntemi ve basma testi ile elde edilen kritik burkulma yükleri arasında %14.79'lık bir fark olmuştur ki, uyumlu bir sonuç olduğu değerlendirilebilir. Ayrıca yapının özgül kritik burkulma yük değerleri arasında %18.72 oranında bir fark bulunmuştur. Aradaki bu farkın, üretim hatalarından ve deneylerdeki hatalardan kaynaklanabilir. Yapının performansına bakıldığında ağırlığının yaklaşık 295.1 katı yük taşımaktadır. Anizo-02'de SEY yöntemi ve basma testi ile elde edilen kritik burkulma yükleri arasında %22.99'lik bir fark görülmektedir ki, sonuçların uyumlu olduğu söylenebilir. Ayrıca yapının özgül kritik burkulma yük değerleri arasında %24.5 oranında bir fark bulunmaktadır. Numune Anizo-02 hem kritik burkulma yükü hem de özgül kritik burkulma yükü açısından numune Anizo-01'den düşük sonuçlar vermiştir. Üretimde vakum torbasının kullanılmamasından dolayı test esnasında kaburgalar hasara uğramıştır. Bunun da yapının düşük performans göstermesine sebep olduğu düşünülmektedir ki bu SEY ve basma testi

sonuçları arasındaki farkı da açıklamaktadır. Yapının performansına bakıldığında ağırlığının yaklaşık 223.3 katı yük taşıdığı görülmüştür.

10. Yukarıdaki bilgilere dayanarak, bu çalışma kapsamında, anizogrid yapıların modelleme ve analizleri için algoritmik modelleme kullanılması ve SYE analizi ile entegre edilmesinin iyi sonuçlar verdiği belirtilebilir.

11. Gayrimuntazam yapılardan elde edilen verilerin anizogrid yapıların tasarımları için ilham kaynağı olma potansiyeline sahip olduğu düşünülmektedir.

## **Öneriler**

Gelecekte yapılacak araştırmalarda göz önünde bulundurması gereken bazı önemli öneriler aşağıda listelenmiştir;

1. Muntazam anizogrid yapıların farklı mozaiklemeleri araştırmalara dâhil edilebilir.
2. Gayrimuntazam yapılar için teorik yöntemler üzerinde araştırmalar gerçekleştirilebilir.
3. Anizogrid yapıların performansı eksenel yükler dışında başka yüklere maruz kalma durumunda da araştırılabilir. Örneğin bunlar eğilme momentleri ve darbe yükleri olabilir.
4. Anizogrid yapıların titreşimi yeni bir çalışma konusu olarak göz önünde bulundurulabilir.
5. Deneysel analizlerden daha iyi sonuçlar almak amacıyla farklı üretim yöntemlerine başvurulabilir. Örneğin üretim robot kolu yardımı ile yapılabilir.
6. Silindirik yapı dışındaki yapılar için de araştırmalar yapılabilir. Örneğin eliptik veya konik yapılar, vs.

## KAYNAKLAR

- Artar, Musa, And Daloğlu, Ayşe . 2015. “Çok Katlı Kompozit Çelik Çerçevelerin Genetik Algoritma Ile Dinamik Sınırlayıcı Optimizasyonu.” *İmo Teknik Dergi* 26 (2): 7077–98.
- Beerhorst, M., And C. Hühne. 2016a. “Optimization Of Axially Compressed Cylindrical Grid Structures Using Analytical And Numerical Models.” *Composite Structures* 157: 155–62. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2016.08.022>.
- Beerhorst, M., And C. Hühne. 2016b. “Weight Reduction Of Cylindrical Grid Structures Using Axial-Helical-Design.” *30th Congress Of The International Council Of The Aeronautical Sciences, Icas 2016* 2: 1–7.
- Buragohain, M., And R. Velmurugan. 2009. “Buckling Analysis Of Composite Hexagonal Lattice Cylindrical Shell Using Smeared Stiffener Model.” *Defence Science Journal* 59 (3): 230–38. <https://doi.org/10.14429/dsj.59.1516>.
- Buragohain, M., And Velmurugan, R., 2011a. “Optimal Design Of Filament Wound Grid-Stiffened Composite Cylindrical Structures.” *Defence Science Journal* 61 (1): 88–94. <https://doi.org/10.14429/dsj.61.482>.
- Buragohain, M., And R. Velmurugan. 2011b. “Study Of Filament Wound Grid-Stiffened Composite Cylindrical Structures.” *Composite Structures* 93 (1): 1031–38. <https://doi.org/10.14429/dsj.61.482>.
- Bushnell, David, And William D Bushnell. 1996. “Approximate Method For The Optimum Design Of Ring And Stringer Stiffened Cylindrical Panels And Shells With Local, Inter-Ring, And General Buckling Modal Imperfections.” *Computers & Structures* 59 (3): 489–527.
- Chen, Hong-Ji, And Stephen W. Tsai. 1996. “Analysis And Optimum Design Of Composite Grid Structures.” *Journal Of Composite Materials* 30 (4): 503–34. <https://doi.org/10.1177/002199839603000405>.
- Fan, Hualin, Fengnian Jin, And Daining Fang. 2009. “Uniaxial Local Buckling Strength Of Periodic Lattice Composites.” *Materials And Design* 30 (10): 4136–45. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2009.04.034>.
- Gibson Ronald F. 2011. *Principles Of Composite Material Mechanics*. Isbn0070234515 9780070234512. Crc Press. <https://doi.org/10.1074/jbc.M409278200>.
- Hou, An, And Kurt Gramoll. 1998. “Compressive Strength Of Composite Lattice Structures.” *Journal Of Reinforced Plastics And Composites* 17 (5): 462–83.
- Huybrechts, Steven M, Steven E Hahn, And Troy E Meink. 1999. “Grid Stiffened Structures: A Survey Of Fabrication Analysis And Design Methods.” *International Conference On Composite Materials*.
- Huybrechts, Steven, And Stephen W. Tsai. 1996. “Analysis And Behavior Of Grid Structures.” *Composites Science And Technology* 56 (9): 1001–15. <https://doi.org/10.1016/0266-114>

3538(96)00063-2.

- Jaunky, Navin, Norman F. Knight, Damodar R. Ambur, Norman F Knight Jr, And Damodar R. Ambur. 1996. "Formulation Of An Improved Smeared Stiffener Theory For Buckling Analysis Of Grid-Stiffened Composite Panels." *Composites Part B: Engineering* 27 (5): 519–26. [https://doi.org/10.1016/1359-8368\(96\)00032-7](https://doi.org/10.1016/1359-8368(96)00032-7).
- Jaunkya, N, N F Knight, And D R Amburb. 1998. "Composite Structures Optimal Design Of General Stiffened Composite Circular Cylinders For Global Buckling With Strength Constraints." *Composite Structures* 41 (98): 243–52. [https://doi.org/10.1016/S0263-8223\(98\)00020-8](https://doi.org/10.1016/S0263-8223(98)00020-8).
- Kidane, Samuel, Guoqiang Li, Jack Helms, Su-Seng Pang, And Eyassu Woldeesenbet. 2003. "Buckling Load Analysis Of Grid Stiffened Composite Cylinders." *Composites Part B: Engineering* 34 (1): 1–9. [https://doi.org/10.1016/S1359-8368\(02\)00074-4](https://doi.org/10.1016/S1359-8368(02)00074-4).
- Kim, Thomas D. 1999. "Fabrication And Testing Of Composite Isogrid Stiffened Cylinder." *Composite Structures* 45 (1): 1–6. [https://doi.org/10.1016/S0263-8223\(98\)00124-X](https://doi.org/10.1016/S0263-8223(98)00124-X).
- Kim, Yongha, And Jungsun Park. 2020. "An Approximate Approach On The Buckling Analysis Of A Composite Lattice Cylindrical Panel." *Advanced Composite Materials* 18 (3): 450–66. <https://doi.org/10.1080/09243046.2020.1755100>.
- Lai, Changliang, Junbiao Wang, And Chuang Liu. 2014. "Parameterized Finite Element Modeling And Buckling Analysis Of Six Typical Composite Grid Cylindrical Shells." *Applied Composite Materials* 21 (5): 739–58. <https://doi.org/10.1007/S10443-013-9376-X>.
- Li, Ming, And Hualin Fan. 2018. "Multi-Failure Analysis Of Composite Isogrid Stiffened Cylinders." *Composites Part A: Applied Science And Manufacturing* 107 (September 2017): 248–59. <https://doi.org/10.1016/J.Compositesa.2018.01.010>.
- Li, Ming, Changliang Lai, Qing Zheng, And Hualin Fan. 2020. "Multi-Failure Analyses Of Carbon Fiber Reinforced Anisogrid Lattice Cylinders." *Aerospace Science And Technology* 100: 105777. <https://doi.org/10.1016/J.Ast.2020.105777>.
- Li, Shuo, Yuanming Xu, And Jun Zhang. 2005. "Composite Structural Optimization Design Based On Neural Network Response Surfaces." *Fuhe Cailiao Xuebao(Acta Materiae Compositae Sinica)* 22 (5): 134–40.
- Lopatin, A. V., E. V. Morozov, And A. V. Shatov. 2016. "Axial Deformability Of The Composite Lattice Cylindrical Shell Under Compressive Loading: Application To A Load-Carrying Spacecraft Tubular Body." *Composite Structures* 146: 201–6. <https://doi.org/10.1016/J.Compstruct.2016.03.021>.
- Mathew, Tom, Vivek Chacko, And Tobin Thomas. 2013. "Parametric Study Of Lattice Conical Adaptor." *International Journal Of Scientific & Engineering Research* 4 (8).
- Meijer, J H M De. 2012. "Lateral Stiffness Of Hexagrid Structures." *Eindhoven University Of Technology*.
- Meyer, R. R., O. P. Harwood, M. B. Harmon, And J. I. Orlando. 1973. *Isogrid Design Handbook*.

- Morozov, E. V., A. V. Lopatin, And V. A. Nesterov. 2011. "Finite-Element Modelling And Buckling Analysis Of Anisogrid Composite Lattice Cylindrical Shells." *Composite Structures* 93 (2): 308–23. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2010.09.014>.
- Paper, Conference. 2016. "Buckling Optimization Of Steering Stiffeners For Grid-Stiffened Composite Structures," No. January: 19–24.
- Paschero, Maurizio, And Michael W. Hyer. 2009. "Axial Buckling Of An Orthotropic Circular Cylinder: Application To Orthogrid Concept." *International Journal Of Solids And Structures* 46 (10): 2151–71. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2008.08.033>.
- Pereira, Anderson, Cameron Talischi, Ivan F M Menezes, And Glaucio H Paulino. 2010. "Checkerboard-Free Topology Optimization Using Polygonal Finite Elements." *Asociación Argentina De Mecánica Computacional Xxix*: 15–18.
- Phillips, J L, And Z Gurdal. 1990. "Structural Analysis And Optimum Design Of Geodesically Stiffened Composite Panels. Report Nasa Ccms-90-50."
- Rhodes, Marvin D., Jr Mikulas, M. M., M M Mikulas Jr, And T M X-. 1975. "Composite Lattice Structure."
- Shahgholian-Ghahfarokhi, Davoud, And Gholamhossein Rahimi. 2019. "New Analytical Approach For Buckling Of Composite Sandwich Pipes With Iso-Grid Core Under Uniform External Lateral Pressure." *Journal Of Sandwich Structures And Materials*. <https://doi.org/10.1177/1099636218821397>.
- Shitanaka, Atsushi, Takahira Aoki, And Tomohiro Yokozeki. 2019. "Comparison Of Buckling Loads Of Hyperboloidal And Cylindrical Lattice Structures." *Composite Structures* 207 (January 2018): 877–88. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2018.09.052>.
- Simitses, George J. 1993. "Optimisation Of Stiffened Cylindrical Shells Subjected To Destabilizing Loads." In *Structural Optimisation: Status And Promise*. Vol. 150. A1aa Edition.
- Slmitses, G J, And V Ungbhakorn. 1975. "Minimum-Weight Design Of Stiffened Cylinders Under Axial Compression." *Aaaa Journal* 13 (6): 750–55.
- Slysh, P. 1976. "Isogrid Structures Technology And Applications." *35th Annual Conference, Society Of Allied Weight Engineers, Inc.*
- Totaro, G., And Z. Gürdal. 2009. "Optimal Design Of Composite Lattice Shell Structures For Aerospace Applications." *Aerospace Science And Technology* 13 (4–5): 157–64. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2008.09.001>.
- Totaro, G., And F. De Nicola. 2012. "Recent Advance On Design And Manufacturing Of Composite Anisogrid Structures For Space Launchers." *Acta Astronautica* 81 (2): 570–77. <https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2012.07.012>.
- Tuttle, Mark E. 2012. *Structural Analysis Of Polymeric Composite Materials*. Crc Press.
- Vasiliev, V. V., V. A. Barynin, And A. F. Razin. 2012. "Anisogrid Composite Lattice Structures - Development And Aerospace Applications." *Composite Structures* 94 (3): 1117–27. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2011.10.023>.

- Wang, Dan, And Mostafa Abdalla. 2014. "Buckling Analysis Of Grid-Stiffened Composite Shells." *11-Th World Congress On Computational Mechanics*, No. Wccm Xi: 4173–90.
- Whitney, James M. 1987. *Structural Analysis Of Laminated Anisotropic Plates*. Crc Press.
- Wodesenbet, Eyassu, Samuel Kidane, And Su Seng Pang. 2003. "Optimization For Buckling Loads Of Grid Stiffened Composite Panels." *Composite Structures* 60 (2): 159–69. [https://doi.org/10.1016/S0263-8223\(02\)00315-X](https://doi.org/10.1016/S0263-8223(02)00315-X).
- Xiaomin, R, X Yuanming, And W Decai. 2006. "Computational Intelligence Technology For Optimal Design Of Grid-Stiffened Composite Structure." *Journal-Beijing University Of Aeronautics And Astronautics* 32 (8): 926.
- Zheng, Qing, Dazhi Jiang, Chunfang Huang, Xinlong Shang, And Su Ju. 2015a. "Analysis Of Failure Loads And Optimal Design Of Composite Lattice Cylinder Under Axial Compression." *Composite Structures* 131: 885–94. <https://doi.org/10.1016/J.Compstruct.2015.06.047>.



## ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
<b>Adı Soyadı:</b>	Reza MOHAMMADZADEH GHESHLAGHI
<b>Doğum tarihi:</b>	23.09.1971
<b>Doğum Yeri:</b>	SHAHROOD
<b>Uyruğu:</b>	İRAN
<b>Adres:</b>	Atatürk Üniversitesi, Mimarlık ve Tasarım Fakültesi, Mimarlık Bölümü
<b>Tel:</b>	04422316171
<b>E-mail:</b>	reza.mohammadzadeh@gmail.com
Eğitim	
<b>Lise:</b>	Matematik ve Fizik
<b>Lisans:</b>	Makine Mühendisliği – Katı Cisimler Tasarımı
<b>Yüksek lisans:</b>	Makine Mühendisliği – Uygulamalı Tasarım
<b>Doktora:</b>	Makine Mühendisliği – Mekanik
Yabancı Dil Bilgisi	
<b>İngilizce:</b>	İyi
<b>Almanca:</b>	
<b>Rusça:</b>	
<b>Diğer</b>	Farsça (Çok İyi)
Üye Olunan Mesleki Kuruluşlar	
İran bina mühendisliği organizasyonu İran resmi yargı bilirkişiler yüksek kurulu	
Tezden Üretilmiş Yayınlar	
1. R. Mohammadzadeh Gheshlaghi, H. Akbulut, Modeling and Analysis of Anisogrid Lattice Structures Using an Integrated Algorithmic Modelling Framework, Computational Research Progress In Applied Science & Engineering (CRPASE): Transactions of Mechanical Engineering 6 (2020) dergisi.	