T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DALGALI BAL PETEKLERİN BASMA, EĞME VE ÇARPMA DURUMLARINDAKİ MEKANİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ

Alparslan SOLAK

DOKTORA TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon Programı

Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ

Eş-Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT

Şubat, 2023

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DALGALI BAL PETEKLERİN BASMA, EĞME VE ÇARPMA DURUMLARINDAKİ MEKANİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ

Alparslan SOLAK tarafından hazırlanan tez çalışması 17.02.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT
Yıldız Teknik Üniversitesi
Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Muharrem Erdem BOĞOÇLU, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Alperen ACAR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Nuri ERSOY, Üye
Boğaziçi Üniversitesi _____

Danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ ve eş danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Dalgalı Bal Peteklerin Basma, Eğme ve Çarpma Durumlarındaki Mekanik Davranışlarının İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Alparslan SOLAK

İmza

Bu çalışma Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir. Proje Numarası: FBA-2022-5106.

Aileme

TEŞEKKÜR

Doktora çalışmalarım kapsamında rehberlikleri ve yanımda olmaları ile beni destekleyen başta danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ ile eş danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT'a, tez izleme sürecinde sağladıkları katkılardan dolayı Dr. Öğr. Üyesi Muharrem Erdem BOĞOÇLU ile Prof. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ hocalarıma, BAP projesi kapsamındaki desteklerinden dolayı Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi'ne, deney numunelerinin hazırlanmasından dolayı Altıgen Uzay Havacılık firmasından Üretim Müdürü Şakir Yalçın Bey'e, 3D yazıcı ile dalgalı bal peteklerinin üretimindeki desteklerinden dolayı Teknopark bünyesindeki Prototip Atölyesi'ne, Ls-Dyna'da analizlerin oluşturulmasında danıştığım Ulusal Havacılık ve Uzay Dairesi (NASA)'dan Araştırma Uzay Mühendisi Kelly Carney'e, Python-makine öğrenmesi uygulamasındaki desteğinden dolayı kardeşim Yüksek Mühendis Orhan SOLAK'a ve her zaman yanımda olan, beni destekleyen, bugünlere gelmemi sağlayan ve hayatımda iyi ki varlar dediğim Aileme şükranlarımı sunuyorum.

Alparslan SOLAK

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xi

TABLO LİSTESİ xiv

ÖZET xv

ABSTRACT xvii

1 GİRİŞ 1

1.1 Tarihçe 1

1.2 Literatür Özeti 2

1.3 Tezin Amacı 10

1.4 Hipotez 10

2 ALÜMİNYUM VE NOMEX® BAL PETEKLERİNİN LS-DYNA VE PYTHON/SEABORN KULLANILARAK SIKIŞTIRMA DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ 11

2.1 Ls-Dyna İle Sonlu Eleman Modellerinin Kurulması 12

2.1.1 Alüminyum Bal Peteği Modeli 12

2.1.2 Nomex® Bal Peteği Modeli 18

2.2 Python/Seaborn Kullanılarak Korelasyon Matrisinin Kurulması 25

3 MAKİNE ÖĞRENMESİ ALGORİTMASI İLE DALGALI BAL PETEKLERİN SIKIŞTIRMA PERFORMANSININ TAHMİNİ 28

3.1 Basma Testi için Ls-Dyna Modellerinin Doğrulanması 29

3.1.1 Alüminyum Bal Peteği Modelinin Doğrulanması 29

3.1.2 Nomex®'den Üretilmiş Bal Peteği Modelinin Doğrulanması . . 31

3.2 Dalgalı Bal Petekleri 33

3.2.1 Dalga Sayısının Etkisi 34

3.2.2 Dalga Genliğinin Etkisi 34

3.2.3 Malzeme Etkisi 35
3.2.4 Hücre Boyutunun Etkisi 36
3.2.5 Duvar Kalınlığının Etkisi 37
3.3 Karar Ağacı Algoritması İle Sıkıştırma Performanslarının Tahmin Edilmesi 37

4 DALGALI BAL PETEĞİNİN SANDVİÇ YAPININ EĞİLME PERFORMANSINA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI 41
4.1 Sandviç Yapının Ls-Dyna'da Modellenmesi ve Doğrulanması 41
4.1.1 Analitik Yaklaşım ile Doğrulama 44
4.1.2 Deneysel Test Sonuçları ile Doğrulama 45
4.2 Bal Peteği Duvarlarının Dalgalı Olarak Modellenmesi 47
4.2.1 Dalga Sayısının Etkisinin İncelenmesi 48
4.2.2 Dalga Genliğinin Etkisinin İncelenmesi 49
4.2.3 N0A0 İle N4A1.8'in Karşılaştırılması 50

5 DALGALI BAL PETEĞİ YAPISINA SAHİP DİKEY KANAT HÜCUM KENARININ KUŞ ÇARPMASI ETKİSİNDEKİ MEKANİK DAVRANIŞININ NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ 53
5.1 Kuş Modelinin Doğrulanması 54
5.2 Dikey Hücum Kenarı Üzerine Kuş Çarpmasının Doğrulanması 56
5.3 Dikey Hücum Kenarında Dalgalı Bal Peteği Modelinin Kurulması 60

6 SONUÇ VE ÖNERİLER 65
6.1 Alüminyum ve Nomex® Bal Peteklerinin Ls-Dyna ve Python/Seaborn Kullanılarak Sıkıştırma Davranışlarının İncelenmesi 65
6.2 Makine Öğrenmesi Algoritması ile Dalgalı Bal Peteklerin Sıkıştırma Performansının Tahmini 66
6.3 Dalgalı Bal Peteğinin Sandviç Yapının Eğilme Performansına Etkisinin Araştırılması 66
6.4 Dalgalı Bal Peteği Yapısına Sahip Dikey Kanat Hücum Kenarının Kuş Çarpması Etkisindeki Mekanik Davranışının Nümerik Olarak İncelenmesi 67
6.5 Sonuç 68

KAYNAKÇA 69

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 74

SİMGE LİSTESİ

A	Aluminyum 2024-T3
G_s	Bal Peteği Hücre Duvar Malzemesinin Kayma Modülü
ρ_s	Bal Peteği Hücre Yoğunluğu
L	Bal Peteği Şerit Yönü
W	Bal Peteği Şerite Dik Yön
m	Bal Peteğin Kütlesi
E_a	Bir Yönü Elastisite Modülü
ε	Birim Şekil Değişimi
X_c	Boyuna (1 Yönü) Basma Dayanımı
X_t	Boyuna (1 Yönü) Çekme Dayanımı
H	Çekirdeğin Yüksekliği
λ	Dalga Boyu
A	Dalga Genliği
n	Dalga Sayısı
L	Eğilme Durumunda Destekler Arası Mesafe
u	Eğilmede Çökme Miktarı
a, b, c	Elyaf Katmanın Yönleri (Kaburga Yönü, Kaburgaya Dik Yön ve Düzlem Dışı Yön)
0, 90	Elyaf Serim Yönleri
Y_c	Enine (2 Yönü) Basma Dayanımı
Y_t	Enine (2 Yönü) Çekme Dayanımı
CRIT	Hasar Kriteri
D	Hücre Çapı
t, 2t	Hücre Duvar Kalınlığı ve Çift Duvar Kalınlığı

E_s	Hücre Duvar Malzemesinin Elastisite Modülü
θ	Hücre Genişleme Açısı
a, b, L	Hücrenin Bir Kenarı
E_b	İki Yönü Elastisite Modülü
®	Kayıtlı Ticari Marka Sembolü
S_c	Kayma Dayanımı (12 düzlemi) ab
G_{ab}	Kayma Modülü ab
G_{bc}	Kayma Modülü bc
G_{ca}	Kayma Modülü ca
T	LW Düzlemi Normali
ρ	Malzeme Yoğunluğu
K	Mukavemet Kat Sayısı
c	Petek Yüksekliği, Kalınlığı
PR_{ba}	Poison Oranı ba
PR_{ca}	Poison Oranı ca
PR_{cb}	Poison Oranı cb
h, l	Sandviç Yapıdaki Bal Peteğinin İki Farklı Kenar Uzunluğu
P	Sandviç Yapının Eğilme Durumundaki Tepki Kuvveti
b	Sandviç Yapının Eni, Derinliği
d	Sandviç Yapının Kalınlığı
G_c, G_{LT}	Sandviç Yapının LT Düzlemindeki Kayma Modülü
n	Sertleşme Üssü
E_c	Üç Yönü Elastisite Modülü
$\sigma_{el}{}^3, \sigma_t$	Üçüncü Yöndeki En Yüksek Elastik Dayanım
E_f	Yüzey Tabakanın Elastisite Modülü
t_f	Yüzey Tabakanın Kalınlığı

KISALTMA LİSTESİ

ALE	Arbitrary Lagrange Eulerian Approach
CPU	Central Processing Unit
DOE	Design of Experiment
EA	Absorbed Energy
FAA	Federal Aviation Administration
FML	Fiber Metal Laminate
HD	Honeycomb Density
IPCF	Initial Peak Crushing Force
K	Kütle
KD	Kütle Değişimi
NASA	National Aeronautics and Space Administration
RHA	Rolled Homogeneous Armour
SEA	Specific Absorbed Energy
SPH	Smooth Hydrodynamics Particles
STK	Spesifik Tepe Kuvveti
TK	Tepe Kuvveti

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Çeşitli bal petekleri 11
Şekil 2.2 (a) Petek yüzeyleri, (b) geometrik boyutlar, (c) test numunesi 12
Şekil 2.3 Alüminyum bal peteği için Ls-Dyna sonlu eleman modeli 13
Şekil 2.4 6 serbestlik dereceli kısıtlı ve serbest düğüm noktaları 14
Şekil 2.5 Ağ örgüsü boyutları ve Ls-Dyna sıkıştırma test sonuçları 15
Şekil 2.6 Alüminyum petek için deneysel [15] ve Ls-Dyna (1.21 mm ağ örgüsü için) gerilim-birim şekil değişimi eğrileri 16
Şekil 2.7 Ağ örgüsü boyutu 1.21 mm olan alüminyum petek modelinin sıkıştırma sırasındaki aşamaları 16
Şekil 2.8 Hücre boyutu ve hücre duvarı kalınlığın değerleri için alüminyum bal peteğinin basınç dayanımı değerleri 17
Şekil 2.9 Düz altıgen Nomex® bal peteği 18
Şekil 2.10 Tek plaka ortotropik yaklaşım [18] 19
Şekil 2.11 Nomex® bal peteği için sonlu eleman modeli 19
Şekil 2.12 C1-3.2-48 Nomex® bal peteğinin deneysel kırılma davranışı [19] . . 20
Şekil 2.13 Farklı ağ boyutları ve kırılma davranışları a) 0.92 mm, b) 0.62 mm, c) 0.46 mm, d) 0.31 mm, e) 0.21 mm 20
Şekil 2.14 Farklı ağ boyutları için sıkıştırma gerilmesi-birim şekil değişimi grafiği 21
Şekil 2.15 Nomex® bal peteğinin sıkıştırma davranışı için deneysel ve Ls-Dyna sonuçlarının karşılaştırılması 22
Şekil 2.16 0.46 mm ağ örgüsü boyutuna sahip Nomex® petek modelinin kademeli hasar görüntüleri; a) ε=0, b) ε=1.67, c) ε=15, d) ε=30, e) ε=45 , f) ε=60 22
Şekil 2.17 Hücre boyutuna ve hücre duvarı kalınlığına karşılık gelen Nomex® peteğin basınç dayanımı değerleri 23
Şekil 2.18 MAT26 Nomex® petek modeli 24
Şekil 2.19 Farklı ağ boyutları; a) 15mm, b) 7.5mm, c) 5mm 24
Şekil 2.20 Farklı eleman boyutları için MAT26 Nomex® petek modelinin sıkıştırma testi sonuçları 25
Şekil 2.21 Alüminyum ve Nomex® peteklerin karşılaştırılması 26
Şekil 2.22 Parametreler için korelasyon matrisi 26

Şekil 3.1 Alüminyum bal peteği ve rigidwall 30
Şekil 3.2 Alüminyum bal peteği için deneysel [16] ve Ls-Dyna gerilme-birim şekil değişimi eğrileri 30
Şekil 3.3 %80 sıkıştırılmış alüminyum bal peteği için (a) deneysel testin [16] ve (b) Ls-Dyna modelinin son hali 31
Şekil 3.4 Nomex® bal peteğin deneysel [60], Heimbs simülasyonu [19] ve Ls-Dyna eğrileri 32
Şekil 3.5 Nomex® bal peteğinin kademeli deformasyon modları (a) deneysel test [60] ve (b) Ls-Dyna modeli 32
Şekil 3.6 (a) Dalgalı bal peteği ve (b) dalgalı kenar 33
Şekil 3.7 (a) Bir dalgalı, (b) iki dalgalı ve (c) üç dalgalı bal peteği profilleri . . 34
Şekil 3.8 Dalga sayısının (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi 34
Şekil 3.9 (a) 0.06 mm, (b) 0.09 mm, (c) 0.12 mm ve (d) 0.15 mm 35
Şekil 3.10 Dalga genliğinin (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi 35
Şekil 3.11 Malzemenin (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi 36
Şekil 3.12 Hücre boyutunun (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi 36
Şekil 3.13 Duvar kalınlığının (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi 37
Şekil 3.14 (a) Dalgalı bal petekleri ve (b) düz altıgen petekler için tam faktöriyel 38
Şekil 3.15 (a) Dört malzemenin ve detaylı olarak (b) Nomex®'in IPCF sonuçları 38
Şekil 3.16 (a) Dört malzemenin ve detaylı olarak (b) Nomex®'in EA sonuçları 38
Şekil 3.17 (a) IPCF ve (b) EA için tasarım parametrelerinin korelasyonu 39
Şekil 3.18 Karar ağacı algoritması için akış şeması 39
Şekil 4.1 Üç noktalı eğme test düzeneği ve sandviç yapı 42
Şekil 4.2 Sandviç yapının (çeyrek model) deneysel [22], teorik yaklaşım [24] ve Ls-Dyna sonuçları (kuvvet-yer değiştirme grafikleri) 45
Şekil 4.3 Eğilme sırasında sandviç yapının deneysel [22] ve Ls-Dyna karşılaştırması 46
Şekil 4.4 (a) Birim dalgalı petek ve (b) sinüs dalgalı kenar 47
Şekil 4.5 (a) Dalga sayıları (1, 2, 3 ve 4) ve (b) dalga genlikleri (0.45 mm, 0.9 mm, 1.35 mm ve 1.8 mm) 47
Şekil 4.6 Dalga sayısının (a) özgül tepe kuvveti ve (b) SEA üzerindeki etkisi . 49
Şekil 4.7 Dalga genliğinin (a) özgül tepe kuvveti ve (b) SEA üzerindeki etkisi 49
Şekil 4.8 N0A0 ve N4A1.8 modellerinin kuvvet-yer değiştirme grafikleri 50
Şekil 4.9 Eğilme sırasında sandviç yapıların (N0A0 ve N4A1.8) kademeli olarak karşılaştırılması 51
Şekil 5.1 SPH kuş modeli ve çelik profilli kare plaka 54
Şekil 5.2 Çarpma sırasında deneysel testin [30] ve Ls-Dyna modelinin kademeli görüntüleri 55

Şekil 5.3 Deneysel test [30] ile Ls-Dyna modelinin (a) hız ve (b) çaptaki genişleme karşılaştırması 55
Şekil 5.4 Deneysel test [30] ile Ls-Dyna'nın basınç eğrilerinin karşılaştırılması (a) 1. gösterge, (b) 4. gösterge ve (c) 5. gösterge 56
Şekil 5.5 Kuş modeli ve dikey hücum kenarı modeli 56
Şekil 5.6 Alüminyum 2024-T3'e ait gerilme-birim şekil değişimi grafiği [72] . 58
Şekil 5.7 Çarpma sonrası deneysel test [32] ve Ls-Dyna sonucu 59
Şekil 5.8 Ls-Dyna'da hücum kenarına kuş çarpmasının kademeli görüntüleri . 60
Şekil 5.9 Dalgalı petek yapısına sahip dikey hücum kenarı ve kuş modeli . . . 61
Şekil 5.10 (a) Dalga sayıları (1, 2, 3 ve 4); (b) dalga genlikleri (1 mm, 2 mm, 3 mm ve 4 mm) 62
Şekil 5.11 Ağırlıktaki, deformasyondaki, kaburgalar arasındaki boşluktaki ve Z yönündeki reaksiyon kuvvetlerinin toplamındaki oransal değişimler 64

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Alüminyum bal peteğinin geometrik ve mukavemet değerleri [15] . 13
Tablo 2.2 MAT18 için malzeme parametreleri 14
Tablo 2.3 Farklı hız değerlerinde basınç dayanımları ve iç enerjiler 15
Tablo 2.4 Alüminyum bal peteği modellerinin teorik, deneysel ve Ls-Dyna için karşılaştırılması 15
Tablo 2.5 Alüminyum bal petekleri ve analiz sonuçları 17
Tablo 2.6 T-412 aramid kağıdı için birincil parametreler 18
Tablo 2.7 Farklı sıkıştırma hızlarında Nomex® peteğin değerleri 21
Tablo 2.8 Teorik, deneysel ve Ls-Dyna için Nomex® petek modellerinin karşılaştırılması 21
Tablo 2.9 Nomex® peteklerin analiz sonuçları 23
Tablo 2.10 Ağ boyutlarının basınç dayanımı değerleri 25
Tablo 3.1 Alüminyum 5052'nin mekanik özellikleri 29
Tablo 3.2 Aramid kağıdının mekanik özellikleri [17, 18] 31
Tablo 3.3 Tasarım parametreleri 33
Tablo 3.4 IPCF Sonuç, tahmin ve hata (%) değerleri 40
Tablo 3.5 EA Sonuç, tahmin ve hata (%) değerleri 40
Tablo 4.1 Sandviç yapı bileşenlerinin özellikleri 42
Tablo 4.2 Alüminyumun mekanik özellikleri 43
Tablo 4.3 Nomex®'in mekanik özellikleri 43
Tablo 4.4 Spesifik tepe kuvveti ve absorbe edilen spesifik enerji sonuçları . . . 48
Tablo 5.1 Cam elyaf katmanının mekanik özellikleri 57
Tablo 5.2 Alüminyum 2024-T3'ün mekanik özellikleri [72] 57
Tablo 5.3 Seçilen 3 verinin gerilme-birim şekil değişimi değerleri 58
Tablo 5.4 Yapıların ağırlıkları, çarpma sonrası deformasyon, kirişler arasındaki boşluk ve Z yönündeki reaksiyon kuvvetlerinin toplamı 63

ÖZET

Dalgalı Bal Peteklerin Basma, Eğme ve Çarpma Durumlarındaki Mekanik Davranışlarının İncelenmesi

Alparslan SOLAK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ
Eş-Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT

Bal petekleri dayanım/ağırlık oranının önemli olduğu mühendislik sistemlerinin vazgeçilmez unsurlarıdır. Bal petekleri rüzgar türbin kanatlarında, yelkenli gemiler ile kara-hava araçlarında yaygın olarak kullanılırlar. Bu çalışmanın temel amacı dalgalı bal peteklerin üstün mekanik özelliklerini ortaya koymaktır. Sıkıştırma, eğilme ve çarpma simülasyonları için modellerin doğrulanmasında literatürdeki deneysel test sonuçları ve teorik yaklaşımlar esas alınmıştır.

Bal peteklerin ilk tepe kırma kuvveti (IPCF) ve enerji absorbe etme (EA) değerleri karar ağacı algoritması ile tahmin edilmiştir. Literatürdeki deneysel sonuçlar kullanılarak altıgen peteklerin sonlu eleman modelleri Ls-Dyna'da doğrulanmıştır. Veri setindeki tasarım parametreleri (girdiler) ve performans değerleri (çıktılar), Python kullanılarak karar ağacı algoritmasını eğitmek ve doğrulamak için kullanıldı. Ls-Dyna ve algoritma sonuçları arasında %0.17 ile %14.65 arasında değişen oranlarda fark vardır.

Dalga parametrelerinin sandviç yapının eğilme davranışı üzerindeki etkisi Ls-Dyna'da incelendi. Deney ve Ls-Dyna'daki tepe kuvveti arasında %3.05 fark vardır. Kuvvet-deformasyon grafikleri uyumludur. Ayrıca teorik yaklaşımlar kullanılarak eğilme sırasındaki en yüksek dayanım ve yapıdaki sehim belirlenmiştir. Peteğin düz hücre duvarları sinüs dalgası şeklinde modellendi. IPCF ve SEA değerleri %7 ile %110 arasında artmıştır.

Dikey hücum kenarında kuş çarpmasına karşı mekanik dayanımı artırmak için

sinüs dalga formuna sahip bir bal peteği önerilmiştir. Sonlu eleman modelinin doğrulanması için, kuş modeli kare bir plakaya çarptığında çap, hız, basınç ve parçacıkların saçılmasındaki değişim deneysel verilerle karşılaştırıldı. İkinci aşamada kompozit sandviç malzemeden yapılmış dikey kanat üzerine çarpma yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre deformasyonda %9.79, kaburgaların yaklaşımında %28.58 ve reaksiyon kuvvetleri toplamında %5.02'ye varan iyileşmeler görüldü.

Anahtar Kelimeler: Bal peteği, sinüs dalgası, sandviç, Ls-Dyna, Python

ABSTRACT

Investigation of Mechanical Behaviors of Wavy Honeycombs in Compression, Bending and Impact

Alparslan SOLAK

Department of Mechanical Engineering
Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Asst. Prof. Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ
Co-supervisor: Asst. Prof. Berna BOLAT

Honeycombs are indispensable structures of engineering systems where the strength/weight ratio is essential. They are widely used in wind turbine blades, sailing ships, and land-air vehicles. The primary purpose of this study is to reveal the superior mechanical properties of wavy honeycombs. Experimental test results in the literature and theoretical approaches were used to validate the models for compression, bending, and impact simulations.

The decision tree algorithm estimated honeycombs' initial peak-breaking force (IPCF) and energy absorption (EA) values. The experimental results in the literature validated the finite element models of hexagonal honeycombs in Ls-Dyna. The dataset's design parameters (inputs) and performance values (outputs) were used to train and validate the decision tree algorithm using Python. There is a difference of 0.17% to 14.65% between the results of Ls-Dyna and the algorithm.

The effect of wave parameters on the bending behavior of the sandwich structure is investigated in Ls-Dyna. There is a 3.05% difference between the peak strength in the experimental and Ls-Dyna. The force-deformation plots are congruent. In addition, the maximum force and the amount of collapse during bending were determined using theoretical approaches. The flat cell walls of the honeycomb are modeled as sine waves. IPCF and SEA values increased between

A honeycomb with a sine waveform is proposed to increase impact resistance against

bird strike at the vertical leading edge. In order to validate the Ls-Dyna model, particles' diameter, velocity, pressure, and scattering variation were compared with experimental data when the bird model hit a square plate. In the second stage, an impact was made on the vertical wing made of composite sandwich material. According to the analysis results, improvements of 9.79% in deformation, 28.58% in the approach of the ribs, and up to 5.02% in total reaction forces were observed.

Keywords: Honeycomb, sine wave, sandwich, Ls-Dyna, Python

1
GİRİŞ

Arılar ürettikleri balı saklamak için bal mumundan yaptıkları düzgün altıgen formuna sahip petek kullanırlar. Bu form en az bal mumu ile en çok balı bünyesinde tutmak için yapılmış ideal bir form olup, birim ağırlıktaki dayanımları oldukça yüksektir. Bu nedenle bilim adamları arılardan esinlenerek günümüzdeki yapılarda bal peteklerinin kullanılmasını sağlamıştır. Rüzgar türbinlerinin pervanelerinde, deniz yatlarının gövdelerinde ve uçak panellerinde-kanat hücum kenarında bal petekleri kullanılmaktadır. Tarih boyunca 500'den fazla sayıda farklı tipli bal peteği üretilmiştir. Bal peteğinin ve bünyesinde bal peteği bulunan sandviç yapının tarihsel gelişimi şu şekildedir:

1.1 Tarihçe

Yunan mitolojisine göre ilk bal peteği altından Daedalus [1] tarafından 3000 yıldan daha eski bir zamanda yapılmıştır. Marcus Varro'nun raporuna göre Yunan geometriciler Euclid ve Zenodorus altıgen bal peteğinin alan ve yapı malzemesi için en verimli şekil olduğunu tespit etti. 2000 yıl önce Çinliler ince kağıtları bir araya getirerek yaptıkları bal peteklerini süs eşyası amaçlı kullandılar. Buna benzer şekilde bazı dini günlerde dekoratif amaçlı bu yapıya rastlanmaktadır. Eski Roma'daki [2] Pantheon'un kubbesindeki odalarda bulunan bal peteği farklı bir örnektir. Galileo Galilei [3] 1638'deki çalışmasında boşluklu katı yapılardan bahsetmiştir. Bu çalışmasında kuşların kemikleri gibi boşluğa sahip yapıların eğilmeye ve burulmaya karşı dayanıklı olduğu belirtilmiştir. 1665'de Robert Hooke [4] mantarın doğal iç yapısının arıların yaptığı bal peteğine benzer olduğunu keşfetmiştir. Charles Darwin [5] 1859'da arıların bal peteği yapımındaki işçiliğin ve petek malzemesinden (bal mumundan) tasarruf etmede mükkemmel olduklarını söylemiştir. 1878'de daha fazla bal hasadı için [6] kağıt tutkalı karışımının kullanıldığı petek kalıplama işlemi ile ilgili patent alındı. Benzer bir amaç için 1890'da oluklu metal yapıya [7] sahip bal peteği önerildi. 1901 yılında Almanya Halle/Saale'de Hans Heilbrun [8] dekoratif amaç için kağıt petekler ve genişleme üretim sürecini icat etmiştir. Kraft kağıdından

imal edilmiş petek için ilk patent 1905'te Almanya'da yayınlanan Budwig patentidir. Hugo Junkers [9] bal peteği yapısının yüzey malzemeleri ile bir araya getirilmesi yani sandviç yapının oluşturulması fikrini araştırdı. Uçaktaki bir uygulama için 1915'te bal peteğini kor malzemesi (çekirdek) olarak önerdi ve patentini aldı. Bu çalışmada yük altındaki metal levhaların üçgen, dikdörtgen ve altıgen yapıya sahip boşluklu petekler ile desteklenebileceğini önerdi. Yapısal anlamda ilk bal peteği uygulaması [10] 1914'te bina için uygulanmıştır. Uçak için ilk sandviç panel 1919'da üretilmiştir. Bunun için balsa ağacı kor olarak ve ince maun kaplama olarak kullanıldı. Bu yapı deniz uçağının dubalarının ana yapısında bulunmaktaydı. Birinci ve ikinci dünya savaşı zamanında İtalyan deniz uçakları için balsa ağacı (kor malzemesi) ve bu yapıya bağlanmış kontraplaklar (yüzey malzemesi) kullanıldı. 1938 yılında sandviç yapıların ilk yapıştırılma işlemi başarıyla gerçekleşmiştir. Aero Research Limited'den Norman de Bruyne yapıştırma işlemi için patent [11] almıştır. Bu çalışmada bal peteği üzerinde reçine filetoları oluşturmak için doğru vizkoziteye sahip yapıştırıcı kullanmıştır. İkinci dünya savaşı zamanında Glen L. Martin şirketi uçağın radom kısmında bulunan radar antenlerinin muhafazası için kağıt petek kullandı. Dayanım açısından iyi olsa da kağıttan yapıldığı için kor yapı nem tuttu. Bundan dolayı cam elyafı ve alüminyum folya malzemeli bal peteği ürettiler. Havilland Airplane şirketi Mosquito bomber uçağının gövdesinin bazı yerlerinde sadviç paneller kullandı. Uçağın gösterdiği üstün performans sayesinde İngiltere'deki bir çok uçak tasarımcısı sandviç yapının üstünlüğünü kabul etti. Sonuç olarak araştırmacılar sandviç yapı üretiminin daha iyi yollarını ve bal peteklerini kaplamak için daha iyi malzemeleri incelemeye başladılar.

1.2 Literatür Özeti

Bal peteği ve sandviç yapı ile ilgili Tom Bitzer [12] araştırmacılar için temel olabilecek bir eser ortaya koymuştur. Bu çalışmada bal peteklerinin tasarımı, üretimi, yapısal uygulamaları, test aşamaları ve onarılmasından bahsedilmiştir. Ek olarak bal peteği üreticileri ve uygulamalarda kullanılan petek ve sandviç yapıların katalogları da mevcuttur. Yapıların farklı yükleme durumlarında oluşan hasarlar, temel teorik denklemler ile dayanım ve ağırlığın bulunması da mevcuttur. Sandviç yapı temelde hafif bal peteği ve ince kaplama (yüzey) malzemesinin yapıştırıcı ile bir araya gelmesi sonucunda oluşur. Bal peteğinin dayanım/ağırlık oranının yüksek olması yanında yüksek çarpma dayanımı, düşük termal iletim katsayısı ve ses absorbe gibi özellikleri de vardır. Ayrıca altıgen görselliği sayesinde dekoratif amaçlı da kullanılmaktadır. Gibson ve Ashby'de [13] boşluklu yapıya sahip yapılar için temel bir eser oluşturmuştur. Bu eserde bal peteği yapısı başta olmak üzere köpük, ahşap, süngerimsi kemik ve mantardan bahsedilmiştir. Bal peteklerinin gözenekli yapısı,

mekanik davranışı, malzemesi, üretim yöntemleri ve sandviç yapıdaki durumları hakkında bilgiler verilmiştir. Bal peteğinin 1,2 ve 3 yönlerindeki sıkıştırma, çekme ve kayma davranışları incelenmiştir. Deneysel çalışmalar esas alınarak ortaya çıkarılan teorik formüller ile bal peteklerinin dayanımları ve enerji absorbe etme değerleri tespit edilmiştir. Bal peteği ve sandviç yapı çalışacak olan bir araştırmacı için Bitzer'in ve Gibson'ın eserleri başucu olması gereken kitaplardır.

Bu tez kapsamında sıkıştırma (compression) testi ile ilgili çalışılan eserler şu şekildedir: Bal peteklerinin sıkıştırma testi için ASTM C-365 [14] standardı esas alınır. Bal petekleri en yüksek dayanımı 3 yönünde gösterdikleri için genelde bu yönde test yapılır. Ancak 1 ve 2 yönleri için de testler mevcuttur. Basma kafası sabit 0.5 mm/dk hızı ile 3 yönünde aşağıya doğru hareket eder. Numune en fazla %80 sıkıştırılır. Numunenin 1 ve 2 yönlerinde burkulmaması veya kaymaması için yapıda en az 60 adet hücre olmalıdır. Testin kendi içindeki doğruluğu için en az 6 adet test (numune) yapılmalıdır. Her bir ölçümde test süresi eşit adımlara bölünerek 100 adet veri oluşacak şekilde ayarlanmalıdır. Khan ve arkadaşları [15] ditijal görüntü korelasyonu yöntemini kullanarak bal peteklerinin düzlem içi ve düzlem dışı ezilme davranışlarını inceledi. Ezilme boyunca en yüksek enerji absorbe etme değeri düzlem dışı yönde (3 yönü) görülmüştür. Deformasyon mekanizması sonuçları açısından deneysel ve dijital görüntü korelasyon yöntemi uyum göstermektedir. Meran ve arkadaşları [16] sıkıştırma testi için sonlu eleman yöntemini ve deneysel testi kullanarak alüminyum bal peteklerinin tasarım parametrelerini inceledi. Sonlu eleman yönteminin sonuçlarını doğrulamak için teorik denklemleri ve yaptıkları deneysel test sonuçlarını kullandılar. Duvar kalınlığı, hücre boyutu, hücre genişleme açısı ve sıkıştırma hızı incelenmiştir. Sonlu eleman yöntemi, teorik denklem ve deneysel test sonuçları birbirleri ile uyum göstermektedir. Foo ve arkadaşları [17] literatürde bulunan Nomex kağıdının ve bu malzemeden yapılmış bal peteklerinin doğrusal mekanik özelliklerini deneysel olarak araştırmıştır. Geliştirdikleri sonlu eleman modelleri deneysel test sonuçları ile uyuşmaktadır. Bu çalışma nomex malzemesi ile ilgili temel eserlerden biridir. Seemann ve Krause [18] hücre duvar malzemesi nomex olan bal petekleri üzerinde çalışmıştır. Bu eserde bal peteklerinin deneysel olarak çekme, basma ve kayma testleri yapılmıştır. Abaqus sonlu eleman programı kullanılarak geliştirdikleri modelleri deneysel test sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Sonlu eleman ortamında tek plaka ortotropik ve çok plaka (reçine kaplamalı) yaklaşımlarını karşılaştırmışlardır. Tek plaka yaklaşımında nomex kağıdı (T-412) ve fenolik reçine tek bir plaka (kabuk) olarak modellenir. Çok plaka yaklaşımında ise sandviç yapı benzeri 3 katmanda (reçine-kağıt-reçine) ayrı olarak modellenip bir araya getirilir. Deneysel test sonuçları açısından çok plaka yaklaşımı tek plaka yaklaşıma göre daha iyi uyum sağlar. Ancak sonlu eleman

analizinin daha kısa sürede çözülmesi ve yine de deneysel sonuçlara iyi uyum sağlaması açısından bu yöntem de tavsiye edilmektedir. Heimbs [19] hücresel kor malzeme tasarımı üzerine bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada klasik bal peteği ile beraber yenilikçi katlamalı yapıya sahip çekirdek yapısı incelenmiştir. Hücre duvarı malzemesi (nomex, kevlar ve karbon elyaf), ağ (mesh) boyutu ve hücre içi kusurların dayanıma etkisi incelenmiştir. Modellerin doğruluğu için deneysel test sonuçları kullanılmıştır. Deney esnasında oluşan katlanma şekilleri ve stress-strain (gerilme-birim şekil değişimi) grafikleri birbirleri ile iyi bir uyum göstermektedir. Roy ve arkadaşları [20] nomex malzemesinden yapılmış bal peteğinin mekanik davranışlarını derinlemesine incelemiştir. ASTM standartlarını esas alarak nomex kağıdı, reçine, reçine kaplanmış nomex kağıdı ve reçineli nomex kağıdından (nomex malzemesi) yapılmış bal peteği için deneysel testler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar üreticilerin katolog değerleri ile uyuşmaktadır. Sonlu eleman ortamında bu testleri analiz ettiler. Bu modellerin sonuçları katalog ve deneysel test sonuçları ile uyum göstermektedir.

Bu tez kapsamında eğilme (bending) testi ile ilgili çalışılan eserler şu şekildedir: Sandviç yapıların eğilme testi için ASTM C-393M [21] standardı esas alınır. Bu standarda göre dikdörtgen kesite sahip sandviç yapının derinliği sandviç yapının kalınlığına eşit olmalıdır. Genişlik toplam yapının kalınlığının iki katından az, bal peteğinin hücre boyutunun 3 katından az ve açıklığın yarısından fazla olmamalıdır. Deney ortamının sıcaklığı 23±3°C ve nemi %50±5 olmalıdır. Deney sonucunda elde edilen veriler standarttaki teorik ifadelerin sonuçları ile karşılaştırılmalıdır. Giglio ve arkadaşları [22] alüminyum alt ve üst kaplamaya sahip nomex bal peteği için deneysel ve sonlu eleman yöntemi kullanarak eğilme testleri gerçekleştirdi. Deneysel testler için ASTM C-393M standardı esas alındı. 70x200 mm taban ölçülerine sahip sandviç yapının eğilme grafiği (kuvvet-yer değiştirme) 3 bölgeye (elastik, plastik ve temas) ayrılabilir. Birinci bölgede sandviç yapı 1 mm'ye kadar elastik olarak eğilmektedir. Bu bölgede kuvvet kalktığı zaman yapı hasarsız bir şekilde ilk haline geri döner. Yapının en yüksek dayanımı gösterdiği bölge burasıdır. İkinci bölge 1 mm ile 25 mm arasıdır. Bu bölgede sandviç yapıda plastik deformasyonlar görülür. En çok hasar yapının orta üst bölgesindedir. Eğme kafasının (puncher) sağ ve sol bölgedeki kaplamalar birbirlerine yaklaşmaktadır. 25 mm'ye kadar yapının dayanımı azalmaktadır. Son bölge 25 mm'den 40 mm'ye kadar olan kısımdır. Bu bölgede ise kaplamalar birbirlerine temas edip destek olmaktadır. Bundan dolayı yapının eğilmeye karşı gösterdiği direnç artmaktadır. Deney boyunca en çok hasar orta bölgede olduğu için bu kısımda daha küçük boyutlu ağ elemanı kullanılmıştır. Deney sonuçlarına ve sonlu eleman analiz sonuçlarına ait eğilme esnasındaki görüntüler ve kuvvet-deformasyon grafikleri birbirleri ile uyum içerisindedir. Bu şekilde sonlu eleman modelinin doğrulandığı

söylenebilir. Ek olarak sürtünmenin ve eğme kafasının konumunun mekanik dayanım üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Xie ve arkadaşları [23] nomex bal peteğinin olduğu sandviç yapının pratikteki uygulaması için teorik, deneysel ve nümerik çalışmıştır. Bunun için eğilme testi esnasındaki kuvvet-deformasyon grafikleri, görüntüler ve dayanım değerleri üzerinde durulmuştur. Sonuçların birbirleri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Allen [24] sandviç panel yapıların analizi ve tasarımı için klavuz niteliğinde bir eser ortaya koymuştur. Bu çalışmada sandviç yapının eğilme durumu teorik denklemler ile ifade edilmiştir. Bal peteğinin ve yüzey kaplamalarının eğilme esnasında mekanik özellikleri (elastik, pik kuvvet ve dayanım) açıklanmıştır.

Bu tez kapsamında kuş çarpması ile ilgili çalışılan eserler şu şekildedir: Kuşların sıklıkla çarptığı uçak kısımları radom, motor ve kanattır. Kanata çarpma sonucu hücum kenarının iç kısmında bulunan elektronik aksanlar zarar görebilir. Daha da ötesinde iniş ve kalkış esnasında uçağın dengesi bozulup ölümcül sonuçlara sebep olabilir. FAA'in (Ulusal Havacılık İdaresi) 1990 ile 2020 yılları arasını kapsayan raporuna göre dünya genelinde kuş çarpması sonucu 271'den fazla uçak yok olmuş ve 293'den fazla insan ölmüştür [25]. Bu sebeplerden dolayı FAA uçakların kuş çarpmasına karşı dayanıklı olarak tasarlanmasını istemektedir. Bilim adamları kuş çarpmasının etkisini anlamak ve çarpmaya karşı dayanımı arttırmak için birçok çalışma yapmıştır. Kuş çarpması konusunda öncü araştırmacılardan biri de Wilbeck'dir [26]. Wilbeck kuş çarpma yüklerinin etkisini Amerikan Hava Kuvvetleri Malzeme Laboratuvarı'nda teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Bunun için kalın çelik malzemeden yapılmış levha üzerine yüksek hızda (286 m/s'ye kadar olan hızlar) gerçek kuş fırlatılmıştır. Çelik levhada oluşan basıncın ölçülmesi için birim şekil değişimi ölçerler (strain gauge) kullanıldı. Test esnasında çarpmanın ilk anında pik basınç görülür. Plakaya ilk çarpan parçalar geriye doğru sekerek yaklaşmakta olan arka kısımdaki parçalara çarpar. Böylece ilk pik anından sonra basınç azalır ve stabil bir şekilde devam eder. Çarpmanın son kısımlarına doğru basınç azalarak sıfırlanır. Gerçek kuş kullanımı maliyetli olduğu ve canlı kuş kullanımının uygun olmadığından dolayı jelatin ve kauçuk gibi malzemeler de denenmiştir. Test sonuçlarında gerçek kuş çarpması ile uyumlu grafikler elde edilmiştir. Malzemelerin çarpma esnasında sıvı gibi davrandığı görülmüştür. Bu çalışma ayrıca dolu hasarı, şiddetli yağmur ve kasırga gibi doğal felaket sonucu oluşan enkaz etkisi gibi olayların araştırılmasına da yardımcı olmaktadır. Arachchige ve arkadaşları [27] sandviç kompozit malzemeden yapılmış kanat hücum kenarı üzerine kuş çarpmasını sonlu eleman ortamında (Ls-Dyna) çalışmıştır. Sonlu eleman modelinin doğrulanması için literatürdeki deneysel veriler ile karşılaştırma yapılmıştır. SPH (smooth hydrodynamics particles) ve Lagrangian kuş modellerinin kullanıldığı bu çalışmada iki farklı kor malzemesinin (bal peteği ve köpük), farklı dizilimlerin ve ply

kalınlıklarının çarpmaya etkisi incelenmiştir. Bu çalışma uçak tasarımcılarının tasarım değişkenlerinin olası kombinasyonları arasında karar vermesi için yardımcı olacaktır. Bu çalışma ek olarak uygun maliyetli ve doğru bir sonlu eleman modeli sunmaktadır. Di Caprio ve arkadaşları [28] dikey bir kuyruk hücum kenarı üzerine kuş çarpmasını sonlu eleman ortamında (Abaqus) çalıştılar. FAR 25.631 kuş çarpması standardına [29] göre 3.68 kg ağırlığa sahip kuş 129 m/s hızında hedefe çarptırılmıştır. Temel amaç kanadın çarpmaya karşı dayanım kabiliyetini araştırmak ve kütle tasarrufunu göz önünde bulundurarak farklı malzeme kombinasyonların etkisini incelemektir. Abaqus'de modelin doğrulanması ikiye ayrılmaktadır. Birincisi kuş modelinin rijit malzeme üzerindeki çarpmasının doğrulanmasıdır. İkincisi ise gerçek bir kanat hücum kenarı üzerine çarpmanın doğrulanmasıdır. Kuş modelinin doğrulanması için çarpma esnasındaki çap ve hız değişimi ile farklı anlardaki dağılım görüntüleri deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Kanat hücum kenarının doğrulanması için ise çarpma sonrası kanadın merkezinde oluşan yer değiştirme ve kaburgaların birbirlerine yaklaşımı deneysel değerler ile karşılaştırılmıştır. Sonuçların birbirleri ile uyumlu olduğu ve diğer malzeme kombinasyonları için de kullanılabilir olduğu görülmüştür. Sonrasında farklı kalınlıklı çekirdek malzemesi (köpük ve bal peteği) ile farklı dizilimlere sahip karbon elyaf malzemeli dizilimler kullanılarak çarpmaya etkisi incelenmiştir. Lavoie ve arkadaşları [30] kuş çarpması sertifikasyon süreçleri için deneysel bir model önermiştir. Jelatin malzemesinin kullanıldığı bu çalışma sonlu eleman modellerinin doğrulanmasını ve deneyin tekrar yapılmaması açısından zaman ve maliyet tasarrufu sağlamaktadır. Jelatin modelin içerdiği elementler (sodyum karboksimetil selüloz vs) ve jelatinin hazırlanışı detaylı olarak paylaşılmıştır. Model %10 boşluklu yapıya, 950 kg/m^3 yoğunluğa ve 1 kg ağırlığa sahiptir. Kuş bir kenarı 0.305 m olan kare profilli RHA çelik malzemeli hedefe çarpmaktadır. Yapının 3 yönündeki kalınlığı ise 0.0127 m'dir. Çelik levhada çarpma esnasında oluşan basıncın ölçülmesi için piezoelektrik karbon malzemeli birim şekil değişimi ölçerler farklı yerlere bağlanmıştır. Çarpma deneyi boyunca kuşun çapı ve hızındaki değişim ile kuşun dağılımının fotoğrafları detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Ek olarak ALE ve SPH yöntemleri kullanılarak kuş farklı açılarda çelik levhaya çarptırılıp karşılaştırmalı fotoğraflar verilmiştir. Hedayati ve Ziaei-Rad [31] CT (bilgisayarlı tomografi) kullanarak yaban ördeğinin anotomisini çıkarmışlardır (bu işlem esnasında yaban ördeğine kısa bir zaman için uyuşturucu uygulanıp herhangi bir zarar verilmemiştir). Çıkarılan anotomi Ls-Dyna'ya aktarılmış ve SPH elemanlarından oluşan yaban ördeği şekline sahip model oluşturulmuştur. Dört farklı çarpma senaryosu düşünülmüş ve analiz edilmiştir. Bunlar alttan, baştan, kuyruktan ve kanat yanlarından gelen çarpmadır. Bu analizlerin her birinin oluşturduğu hedefe aktarılan etki, tepe ve durgunluk basınç değerleri karşılaştırılarak tartışılmıştır. Guida ve arkadaşları [32] sandviç malzemeden imal edilmiş kanat hücum kenarı üzerine kuş çarpmasını

deneysel ve nümerik (Ls-Dyna) olarak çalıştılar. Deneyde kullanılan sandviç yapı; alüminyum 2024-T3'den yapılmış bal peteği ve Glare'den (cam elyaf ve alüminyum katmanlı) imal edilen kaplamadan oluşmaktadır. Kuşun hızı 128 m/s (250 kts) ve ağırlığı 3.62 kg'dır (8 Ib). Bu çalışmanın temel amacı C27-J uçağının arka dikey yönlendirici kanat için onaylanmış bir kuş çarpması simülasyon metodolojisi geliştirmektir. Sonlu eleman modelinin sonuçları ile deneysel test sonuçları uyum içerisindedir. Sonlu eleman ortamında kuş için Lagrange ve SPH olmak üzere 2 farklı yöntem kullanılıp sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Bu tez kapsamında doğadan esinlenme ile ilgili çalışılan eserler şu şekildedir: Ha ve arkadaşları [33] ağaçkakanın gagasında bulunan mikro dalga yapısından esinlenerek yeni bir bal peteği çalışmıştır. Klasik bal peteğinin duvarları düzdür. Bu çalışmada ise peteğin duvarları sinüs dalgası şeklinde modellenmiştir. Sonlu eleman ortamında (Abaqus) düz modeller literatürdeki deneysel değerler ile karşılaştırmışlardır. Bal peteklerinin katlanma şekilleri ve kuvvet-birim şekil değişimi grafikleri uyumludur. Bu doğrulanma sayesinde sinüs dalgası modele uygulanmıştır. Aynı hücre boyutu, duvar kalınlığı ve yüksekliğe sahip klasik peteklere göre dalgalı bal peteklerinin enerji absorbsiyon kabiliyetleri daha yüksektir. Düz olanlara göre SEA değerleri (spesifik enerji absorbsiyonu) %63.7 ile %125 artmaktadır. Dalga sayısının ve dalga genliğinin mekanik davranışları üzerindeki etkisinin incelenmesi için parametrik çalışma yürütülmüştür. Bu sonuçlar birim kütlede daha dayanıklı ve enerji absorbe etme yeteneği daha yüksek sandviç yapı tasarımında kullanılabilir. He ve arkadaşları [34] örümcek ağından esinlenerek alüminyum 6060-T4 malzemeli yeni bir bal peteği çalışmıştır. Bu yapının klasik bal peteğinden farkı merkeze doğru yeni küçük boyutlu bal peteklerinin destekler ile ana hücreye bağlanması şeklindedir. İstenilen mekanik özelliklere göre iç kısımdaki petek sayısı arttırılabilir veya hücrenin konumu değiştirilebilir. Örümcek ağı bal peteğinin çarpma dayanımını ölçmek için öncelikle klasik düz peteklerin deneysel basma testleri yapılmıştır. Sonrasında sonlu eleman ortamında modeller oluşturulmuştur. Karşılaştırma sonucunda deneydeki katlanma şekillerinin sonlu eleman sonucu ile uyumlu olduğu görülmüştür. Test esnasındaki dayanım değerleri hem deneysel veriler ile hem de teorik denklem sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar uyum içerisinde olduğu için Ls-Dyna ortamında örümcek ağı bal peteğinin modellenmesine geçilmiştir. Yapılan analiz sonuçlarında, SEA değerlerinin %62.1 ile %82.4 arasında değişen oranlarda arttığı gözlemlenmiştir. Jiang ve arkadaşları [35] hindistan cevizi ağacındaki şekillerden ilham alarak negatif poison oranına sahip özgetik bal peteklerinin çarpma dayanımını incelemiştir. Bu yapının klasik bal peteğinden farkı karşılıklı iki köşenin iç kısımda olmasıdır. Örümcek ağı bal peteğinde olduğu gibi istenilen mekanik özellikler için iç içe altıgen profiller eklenerek yapının yoğunluğu artırılabilir. Bu yapıların özgül mukavemet

değerleri ve enerji absorbsiyon (EA) değerleri klasik peteklere göre yüksektir. Sonlu eleman modelinin doğrulanması için literatürdeki deneysel değerler kullanılmıştır. Gerilme-birim şekil değişimi grafikleri uyumludur. Duvar kalınlığının, eş merkezli duvarların sayısının ve duvarların arasındaki mesafenin çarpma dayanımı üzerinde etkisi vardır. Yang ve arkadaşları [36] at nalından ilham alarak yeni bir bal peteği yapısı geliştirdi. Öncelikle Ls-Dyna modelinin (düz bal peteği) sıkıştırma değerleri deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Sıkıştırma sonu görüntüler ve kuvvet-yer değiştirme grafikleri uyumludur. Bu sayede modele at nalı profili uygulanmıştır. Sonrasında bu profilin üçgen, kare, altıgen ve kagome yapıları modellenmiştir. At nalı profiline sahip bal peteği geleneksel profile sahip altıgen bal peteğine göre daha yüksek IPCF, plato dayanımı ve SEA değerlerine sahiptir. Tasarım parametrelerinin (dalga sayısı, dalga genliği ve hücre duvar kalınlığı) mekanik dayanıma etkisinin araştırılması için parametrik çalışma yürütülmüştür. Wen ve arkadaşları [37] Pomelo kabuğundaki gözeneklerden ilham alarak geliştirdikleri yeni petek yapısının sıkışma dayanımını ve enerji absorbe etme özelliklerini inceledi. Yeni modeli uygulamadan önce Abaqus ortamında kurdukları klasik bal peteğinin basma modelini deneysel model ile doğruladılar. Sıkıştırma sonu görüntüsü ve kuvvet-deformasyon grafikleri uyumludur. Sonrasında klasik bal peteğine pomelo kabuğundaki gözeneklere benzer şekilde küçük altıgenler eklendi. Yeni yapıların mekanik dayanım değerlerinin klasik bal peteğine göre %1.5 ile %2.5 arasında değişen oranlarda artışlar görüldü. Deformasyon esnasında 3 farklı mod (altıgen, geçiş ve madeni para) görülmüştür. Ek olarak yerel bandın V ve I modları da görülmektedir. Lazarus ve arkadaşları [38] doğadan ilham alınarak yapılmış, kuvvete karşı dayanımlı biyolojik yapıya sahip petekler için son zamanlarda ortaya konmuş tüm eserleri gözden geçirmiştir (review paper). Bu çalışmada malzeme özelliklerinden, enerji absorbe sistemlerinden ve diğer mekanik özelliklerden bahsedilmiştir. Bu yapılar katmanlı, boru şekilli, sandviç formlu ve dikişli olarak sınıflandırılabilir. Ek olarak bu yapıların gelecekteki potansiyellerinden de bahsedilmiştir. Zhang ve arkadaşları [39] doğadan ilham alınan yapıların dinamik davranışları ile ilgili tasarım, mekanizma ve model üzerine çalışmıştır. İlham alınan canlılar şunlardır: Ağaçkakan, peygamber devesi karidesi, böcek, kemik-kas, meyve kabuğu, bambu, sedef ve böcek. Etkileyici mimariye sahip bu canlılar araştırmacıların dikkatini çekmiştir. Mekanik özelliklerine bakıldığında bu canlıların üstün çarpma dayanımı ve enerji absorbe etme yetenekleri görülmektedir. Çalışmada bu özellikleri sağlayan mekanizmalar ve modelleme stratejileri çalışılmıştır. Birim enerji absorbe etme değerleri 60 j/g'ın üzerinde olduğundan dolayı mühendislik uygulamaları için iyi örneklerdir.

Bu tez kapsamında mekanik özelliklerin makine öğrenimi ile tahmin edilmesi ile ilgili çalışılan eserler şu şekildedir: Antony [40] öğrenciler, araştırmacılar ve şirketler

için deney tasarımı (DOE) üzerine kılavuz niteliğinde bir eser ortaya koymuştur. Deney tasarımı; var olan bir sistemin (herhangi bir üretim, analiz veya tasarım) giriş parametreleri ile çıkış değerleri arasındaki ilişkiyi açıklayan bir yöntemdir. Giriş değerlerinin değişmesi sonucu çıkış değerleri de değişeceği için sistemin anlaşılması esastır. Bu eser tasarlanmış bir deneyin giriş parametrelerinin ve sonuçlarının nasıl analiz edileceği ve yorumlanacağı hakkında düşünce tarzı açıklamaktadır. Bu yöntemin bir avantajı da giriş ve çıkış değerleri bilinen bir sistemin farklı giriş kombinasyonları ile çalıştırılmadan çıkış değerlerinin belli bir hata oranı ile tespit (tahmin) edilebilmesidir. Eserin içerdiği birçok vaka analizi ile iyileştirilmek istenen sistemler için de ilham kaynağı olmaktadır. Maimon ve Rokach [41] karar ağacı ile veri madenciliği hakkında kılavuz niteliğinde bir eser ortaya koymuştur. Bu eser temel olarak sınıflandırma durumları üzerinde durmuştur. Regresyon ve olasılık tahmini ile birlikte, sınıflandırma en çok kullanılan çözüm yöntemlerinden biridir ve büyük pratik ilgi düzeyine sahiptir. Bu yaklaşım, veri madenciliği ve diğer alanları etkilediğinden, sınıflandırmadaki ilerlemenin potansiyel faydaları yüksektir. García ve arkadaşları [42] makine öğrenimi yaklaşımını kullanarak yük altındaki mantarın dayanım değerlerini tahmin etmiştir. Karar ağacı, regresyon ve kümeleme yöntemleri ile mantarın elastisite modülü, birim şekil değiştirme değerinin 0.3 olduğu durumdaki gerilme değeri ve mantarın toparlanma hızı tahmin edilmiştir. Giriş parametreleri şunlardır: Test yönü, gözenek sayısı ve gözeneklilik durumu. Mekanik değerler %20'ye varan hata oranlarında tahmin edilmiştir. Hu ve arkadaşları [43] eklemeli imalat alanında isteğe bağlı katman kalınlığı için kaynak parametrelerinin tahmini üzerine çalışmıştır. Kaynak parametrelerinin belirlenmesi için deneme yanılma yöntemi gereklidir. Bu da yüksek oranda zaman ve maliyet gerektirir. Bunun için parametrelerin ilk değerleri ve boncuk geometrisi (sonuç değerleri) için tam faktöriyel tasarım matrisi uygulandı. Oluşturulan yapay sinir ağı ile değerler tahmin edildi. Sonrasında modelin gerçek deney sonuçları ile karşılaştırıldı ve düşük hata oranları elde edildi. Zhenchao [44] ve arkadaşları sonlu eleman ve makine öğrenimi yaklaşımlarını kullanarak karbon elyafın mekanik özelliklerini tahmin etmiştir. Karbon elyaf güçlendirme alanında yaygın olarak kullanılan bir malzemedir. Ancak tek bir filamentin mekanik özelliklerini saptamak zordur. Karar ağacı yöntemlerinden olan regresyon yaklaşımı kullanılarak tek bir filamentin değişkenleri ile kompozitlerin parametreleri arasında ilişki kurulmuştur. Öncelikle makine öğrenmesine veri sağlamak için karbon elyafın tek ve çok katmanlı halinin temsili modelleri oluşturulmuştur. Sonrasında karbon elyafın ve matrisin mekanik özellikleri arasında ilişki kurulmuştur. GUI olmayan mod, örnek verileri oluşturmak için Software Isight tarafından çağrılır. Aşırı uyum göstermeyi (over-fitting) önlemek için model eğitiminden önce öznitelik seçimi için L1 norm yöntemi kullanılır. Son olarak, karbon elyafın dört mekanik özelliği regresyon ağacı modeli ile analiz edildi.

Bir dizi parametre ayarlaması ve model seçiminden sonra genelleme performansı daha iyi olan model elde edilmiştir. Modellerin geçerliliği, doğrulama örnek seti ile doğrulanmıştır. Wagner [45] ve arkadaşları kompozit tabakalardan yapılmış silindirde en yüksek burkulma yükünü ve en az kusur hassasiyetini çok yönlü optimize etmek için karar ağacı tabanlı makine öğrenimi uygulamıştır. Günümüzde fırlatma aracı gibi önemli yapılarda kompozit ve sandviç model kullanımı artmaktadır. Bu tür bir yapı eksenel sıkıştırma (basma) yükü altında burkulma eğilimindedir. Tabaka tabaka istiflenmiş yapılarda istifleme sırası kusur hassasiyetini etkilemektedir. Tasarım önerisi için eğilme durumu, düzlem içi kesme ve eğilme dayanımı esas alınmıştır. Birkaç istifleme sıralaması oluşturulup literatürdeki diğer sıralamalar ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda daha iyi mekanik özellikler gösteren silindir yapılar elde edilmiştir. Bu eser hafifliğin önemli olduğu gelecekteki silindirlerin tasarımına katkı sunabilir.

1.3 Tezin Amacı

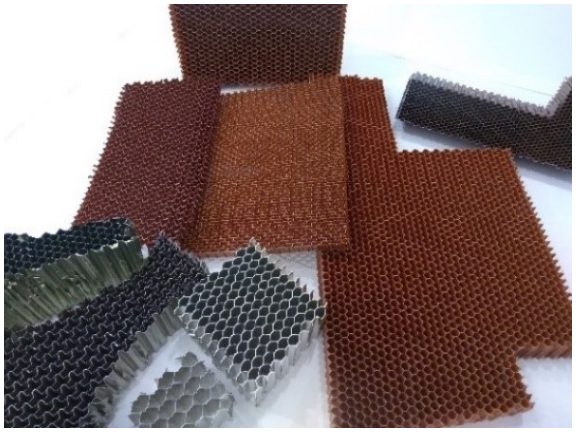
Bu tezin amacı dalgalı bal peteklerinin basma, eğilme ve çarpma durumundaki mekanik davranışlarını araştırmak ve klasik düz kenarlı bal peteklerine göre üstün yanlarını ortaya koymaktır.

1.4 Hipotez

Yaptığımız araştırmalara göre dalgalı bal peteklerinin klasik düz kenarlı bal peteklerine göre daha iyi mekanik performans gösterdiğini ve makine öğreniminin bu alanda kullanılabilir olduğunu varsaymaktayız. Çalışılan üç konu başlığı için literatüre katkımız şu şekilde olmuştur: İlk olarak, dalgalı bal peteklerinin basma dayanımlarını inceleyen eserler vardır. Ancak makine öğrenimi algoritması kullanılarak mekanik dayanımların analiz veya deney yapılmadan bulunmasını sağlayan çalışma yoktur. Bu çalışma sayesinde düşük hata oranlarında dalgalı bal peteklerin mekanik dayanımlarını tahmin etmiş olduk. İkinci olarak, klasik sandviç yapıların eğilmesi ile ilgili yapılan çalışmalarda dalgalı bal peteği kullanımı bulunmamaktadır. Ls-Dyna ortamında modellediğimiz dalgalı bal peteğine sahip sandviç yapıların dayanımı ve birim kütledeki enerji absorbe etme değerleri klasik sandviç yapıların değerlerine göre daha yüksektir. Bu şekilde mekanik performansta iyileştirme yapılmıştır. Son olarak, literatürdeki kuş çarpması makalelerini incelediğimizde çarpmaya karşı kullanılan sandviç yapılardaki bal peteklerin klasik düz kenarlı olduğunu gördük. Bu sandviç yapıda dalgalı bal peteğini kullandığımızda kuş çarpmasına karşı dayanımın arttığını tespit ettik.

2
ALÜMİNYUM VE NOMEX® BAL PETEKLERİNİN LS-DYNA VE PYTHON/SEABORN KULLANILARAK SIKIŞTIRMA DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ

Bal petekleri yapısal bütünlük ve ağırlığın en aza indirilmesi için dayanım/yoğunluk oranının önemli olduğu alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu parametre birçok analiz kullanılarak tasarım parametrelerinin optimum kombinasyonu ile elde edilir. Hücre boyutu, duvar kalınlığı ve malzeme seçimi petek tasarımındaki parametrelerden bazılarıdır. Peteklerin kalınlığının arttırılması sandviç yapının mukavemetini arttırır. Ancak mukavemetteki artış ağırlıktaki artış oranından daha fazladır [12, 13]. Sık kullanımının temel nedeni esnek yapısı, üretim kolaylığı, hafifliği ve yüksek mukavemetidir [12]. Çeşitli alanlarda kullanılan bal petekleri Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Çeşitli bal petekleri

Literatürde Ls-Dyna kullanılarak petek analizi ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Ayrıca Python/Seaborn programının kullanıldığı farklı alanlar da bulunmaktadır. Ancak Ls-Dyna ve Python/Seaborn'ün birlikte kullanıldığı petek parametrelerini değerlendiren bir çalışma bulunmamaktadır. Bu ikisini birlikte kullanarak, tasarım parametreleri arasındaki ilişkiyi anlamayı amaçlıyoruz [46]. Ayrıca bir amacımız da gelecekteki optimizasyon ve tasarım iyileştirme çalışmaları için bir referans kaynağı

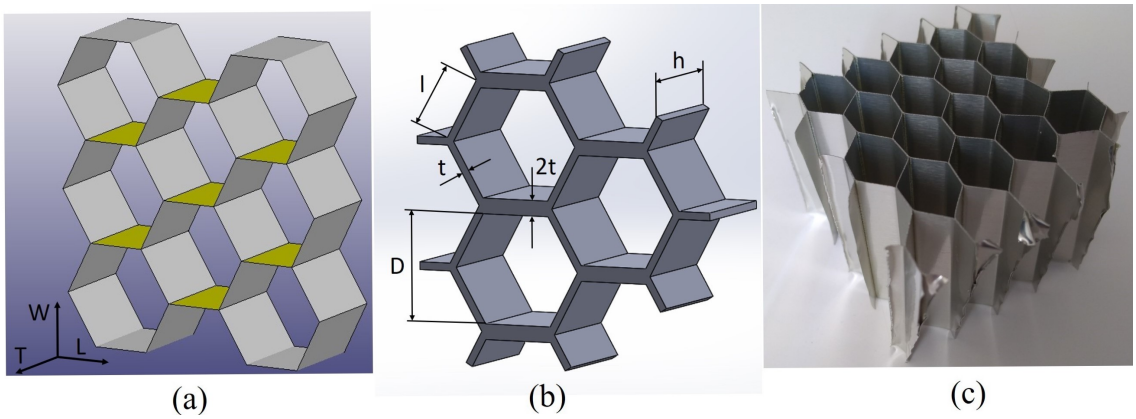
oluşturmaktır. Öncelikle, Ls-Dyna'daki alüminyum ve Nomex® bal peteklerinin basma test modelleri oluşturulmuştur. MAT18, MAT26 ve MAT54 malzeme modelleri kullanılmıştır. Deneysel verilere yaklaşmak için farklı ağ boyutları ve sıkıştırma hızları kullanıldı. Bu deneysel veriler, kırılma davranışı ve en yüksek basınç dayanımıdır. Ls-Dyna modelinin sonuçlarının deneysel ve teorik hesaplamalarla uyumlu olduğu görülmüştür. Doğrulamadan sonra, farklı hücre boyutları ve hücre duvarı kalınlıkları için bir dizi analiz yapıldı. Parametrik değişkenlerin kombinasyonları oluşturularak analiz veri tabanı oluşturulmuştur. Sonrasında bu veritabanı ile veri analizi yaklaşımına dayalı olarak Python/Seaborn [47] programı kullanılarak korelasyon matrisi oluşturulmuştur. Bu şekilde otuz iki Ls-Dyna analizi için sonucu etkileyen parametreler arasındaki ilişki anlaşılmıştır. Sonrasında alüminyum ve Nomex® bal peteklerinin karşılaştırması ve parametre etki katsayılarından bahsedilmiştir. Son bölümde ise Ls-Dyna ve Python/Seaborn'u birlikte kullanmanın yararları ve gelecek çalışmalar için öneriler tartışılmıştır.

2.1 Ls-Dyna İle Sonlu Eleman Modellerinin Kurulması

Ls-Dyna modellerini doğrulamak için deneysel değerler ve teorik formüller kullanıldı. Bu şekilde modellerin en büyük elastik basınç dayanım değerleri karşılaştırılmıştır.

2.1.1 Alüminyum Bal Peteği Modeli

Şekil 2.2 Ls-Dyna'daki alüminyum modelin yapı özelliklerini göstermektedir. Şekil 2.2(a)'da sarı renk çift kalınlığı, gri renk ise tek kalınlığı temsil eder. Şekil 2.2(b), bu bal peteğinin geometrik ifadelerini göstermektedir. Şekil 2.2(c) test numunesini göstermektedir. W ve L yönleri, düzlemin yönlerini temsil eder ve T, düzlemin normal yönünü temsil eder. Hücre çapı, hücrenin bir kenarı, hücre duvar kalınlığı, çift duvar kalınlığı, genişleme açısı ve çekirdek kalınlığı sırasıyla D, l, t, 2t, ve h ile temsil edilir.



Şekil 2.2 (a) Petek yüzeyleri, (b) geometrik boyutlar, (c) test numunesi

Deneysel testte kullanılan bal peteğinin geometrik özellikleri ve mukavemet değerleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1 Alüminyum bal peteğinin geometrik ve mukavemet değerleri [15]

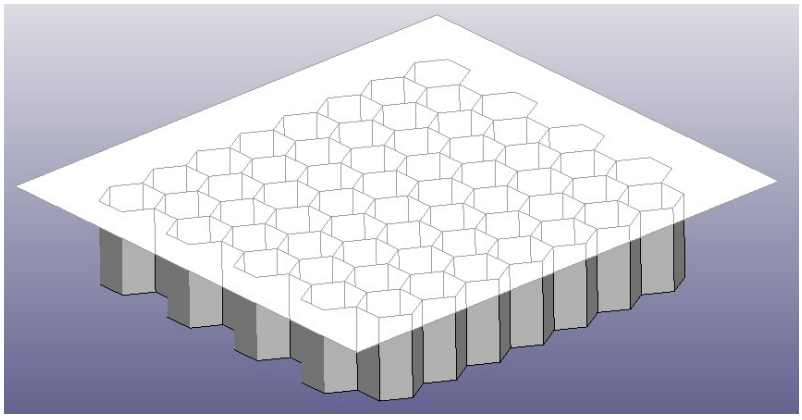
Malzeme	**E Modül**	**Kesit Alan**	**P Kalınlık**	**H Boyut**	**D Kalınlık**	**Dayanım**
-	GPa	mm^2	mm	mm	mm	MPa
Al 3003	68.94	33.5x62.4	10.2	6.3	0.064	2.15

Gibson ve Ashby'nin [13] teorik denklemi 2.1 kullanılarak karışılaştırma yapıldı. Alüminyum peteklerde elastik olarak uygulanabilecek maksimum mukavemet ifadesi şudur:

$$\left(\sigma_{el}^{3}\right) = 5.2E_s(t/l)^3 \tag{2.1}$$

Bu denklemde σ_{el}^{3} üçüncü yöndeki en yüksek elastik dayanımı, E_s malzemenin elastisite modülünü, t peteğin hücre duvar kalınlığını ve l bal peteğinin bir kenar uzunluğunu temsil etmektedir. Tablo 2.1'de verilen özellikler denklem 2.1 uygulandığında teorik basınç dayanım değeri 1.95 MPa olarak hesaplandı.

Sonlu eleman analizi için oluşturulan sıkıştırma testindeki model Şekil 2.3'te gösterilmiştir. ASTM C-365 [14] standardına göre Honeycomb-Creator [48] uzantısı kullanılarak ANSYS Workbench modülünde 60 hücre çizildi ve .step uzantısı kullanılarak Ls-Dyna'ya aktarıldı.



Şekil 2.3 Alüminyum bal peteği için Ls-Dyna sonlu eleman modeli

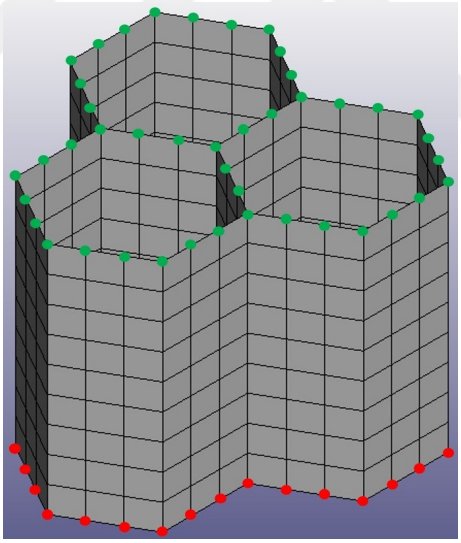
Deneysel testlerde, sıkıştırma başlığı (puncher) petekten daha dayanıklı olduğundan, sıkıştırma başlığı sonlu elemanlar ortamında rijit olarak kabul edilmiştir. Bu durumda, RIGIDWALL modeli için [49–51] PLANAR_MOVING_FORCES seçildi. ASTM C-365 [14] standardına göre kafa hızı 0.5 mm/dk olmalıdır. Sonlu elemanların doğası gereği, yarı statik yüklemelerde çözüm süresi bu tür hızlardan dolayı kabul edilemez

[52]. Çözüm için gereken süreyi kısaltmak için kafa hızı artırılabilir. Bu nedenle kafa hızı arttırılmıştır. Bal peteğindeki hücre duvarlarının yapısı için Belytschko-Tsay kabuk elemanı seçilmiştir [19]. Alüminyum 3003 [53, 54] malzeme modeli için MAT18-POWER_LOW_PLASTICITY seçilmiştir. Tablo 2.2 malzeme modeli için parametreleri göstermektedir.

Tablo 2.2 MAT18 için malzeme parametreleri

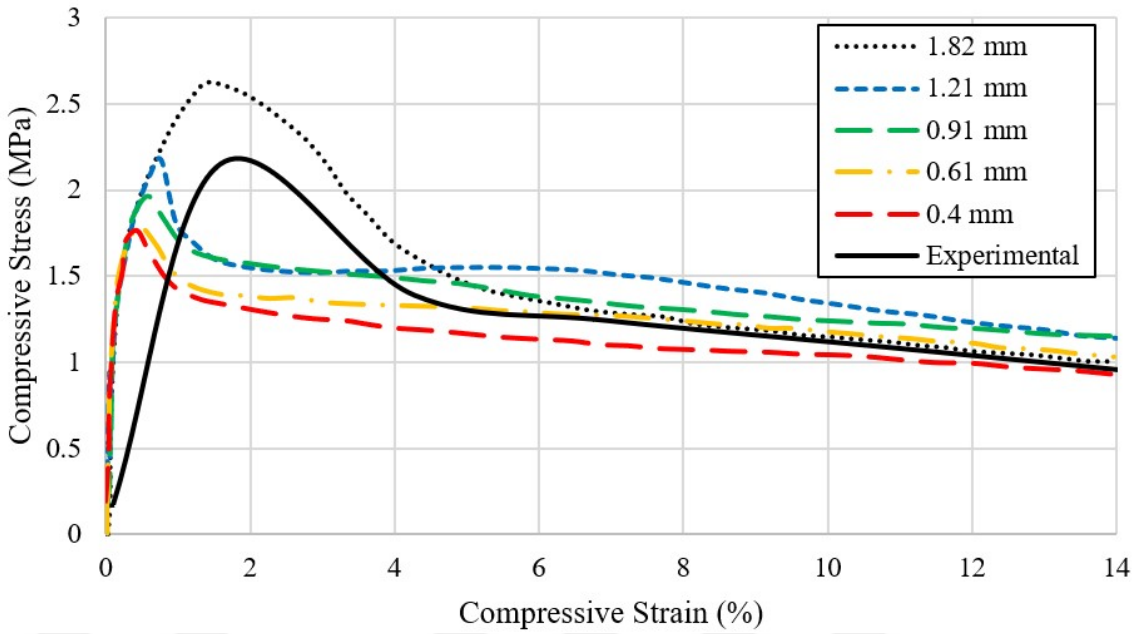
Yoğunluk	**E. Modül**	**Poison Oranı**	**Muk. Kat Sayısı**	**Sertleşme Üssü**
RO	E	PR	K	N
2.74E-06	68.94	0.33	0.20546	0.268771

Petek duvarları arasında AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE [20, 55] kontağı tanımlanmıştır. Bu sayede kabuk elemanlar arasında gerçekçi olmayan geçişler önlenmiştir. Bal peteğinin altındaki plaka deney sırasında sabitlenmiş olup, peteğin üst kısmı kafa ile birlikte aşağı doğru hareket etmektedir. Ls-Dyna ortamındaki sınır koşulları için, peteğin alt kenarlarındaki düğümlerin 6 serbestlik derecesi sınırlandırılmıştır [18]. Kısıtlı düğümler kırmızı, kısıtlanmamış düğümler yeşil olarak Şekil 2.4'de gösterilmiştir.



Şekil 2.4 6 serbestlik dereceli kısıtlı ve serbest düğüm noktaları

Ağ boyutunun seçimi önemlidir [19]. Çok küçük ağ boyutu, analiz süresini aşırı derecede uzatır. Yanlış ağ boyutu da benzer şekilde deneysel değerlerden sapmaya neden olur. Khan, yaptığı deneyde alüminyum peteklerin basınç dayanımını 2.15 MPa olarak buldu [15]. Bu çalışmada, deneysel değere yaklaşmak için 0.5 m/s hız uygulanarak beş farklı ağ boyutu test edilmiştir. Kullanılan ağın boyutu 0.4 mm ile 1.82 mm arasında değişmektedir. Çeşitli ağ boyutları için Ls-Dyna sıkıştırma test sonuçları Şekil 2.5'te gösterilmektedir.



Şekil 2.5 Ağ örgüsü boyutları ve Ls-Dyna sıkıştırma test sonuçları

Şekil 2.5'te gösterilen 1.21 mm ağ boyutunun sonucu diğerlerine göre deneysel test değerine (2.15 MPa) daha yakındır. Bu nedenle alüminyum için bu ağ boyutu ile analizler yapılmıştır. Modeli deneysel test değeri ile doğrulamak için 1.21 mm ağ boyutu için farklı hızlarda yarı statik bir analiz yapıldı. Sonuçlar Tablo 2.3'te gösterilmektedir.

Tablo 2.3 Farklı hız değerlerinde basınç dayanımları ve iç enerjiler

Hız (m/s)	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	1	2	5
Dayanım (MPa)	2.01	2.05	2.11	2.17	2.21	2.26	2.37	2.65	3.1
İç enerji (J)	1.39	1.4	1.43	1.43	1.43	1.45	1.47	1.6	2.04

0.5 m/s'lik sıkıştırma hızı diğer hızlara göre deneysel test değerine daha yakın olduğu için alüminyum analizleri bu hızda gerçekleştirilmiştir. Kafanın 1 m/s'ye kadar olan hızlarında iç enerji değişimleri birbirine benzerdir.

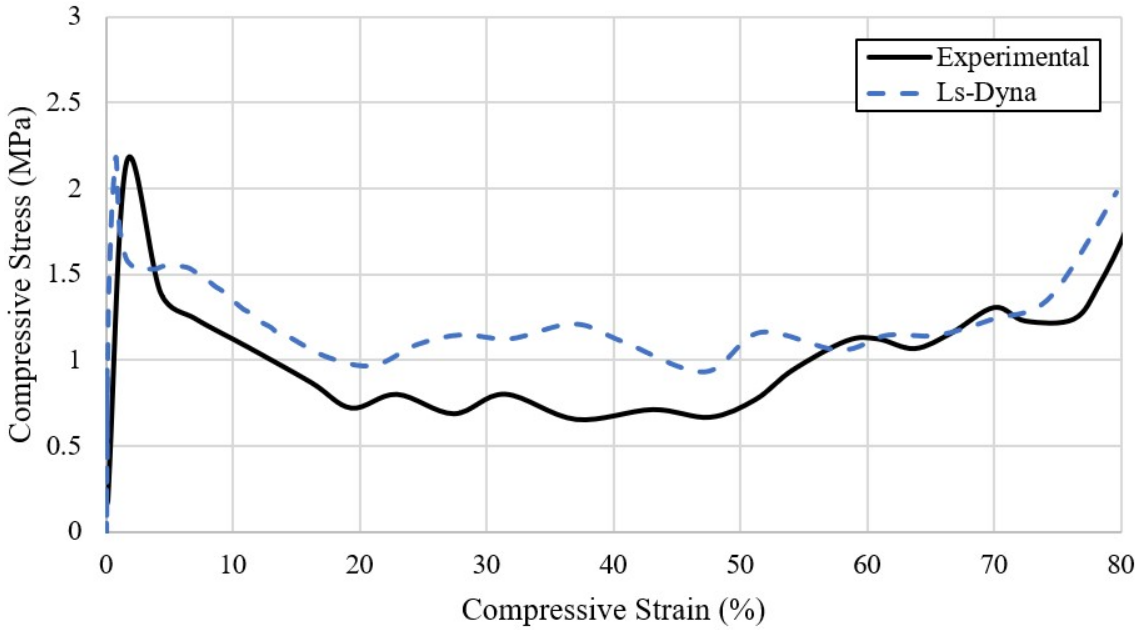
Hız arttıkça iç enerji değişim miktarı da artar. Bu bize sıkıştırma kafası için hız seçiminin önemli olduğunu ve değerin mümkün olduğunca ASTM standartlarına yakın seçilmesi gerektiğini göstermektedir. Teorik, deneysel ve Ls-Dyna sonlu eleman modeli sonuçları Tablo 2.4'te gösterilmektedir.

Tablo 2.4 Alüminyum bal peteği modellerinin teorik, deneysel ve Ls-Dyna için karşılaştırılması

Yaklaşım	Teorik	Deneysel	Ls-Dyna
Sıkıştırma Dayanımı (MPa)	1.95	2.15	2.17

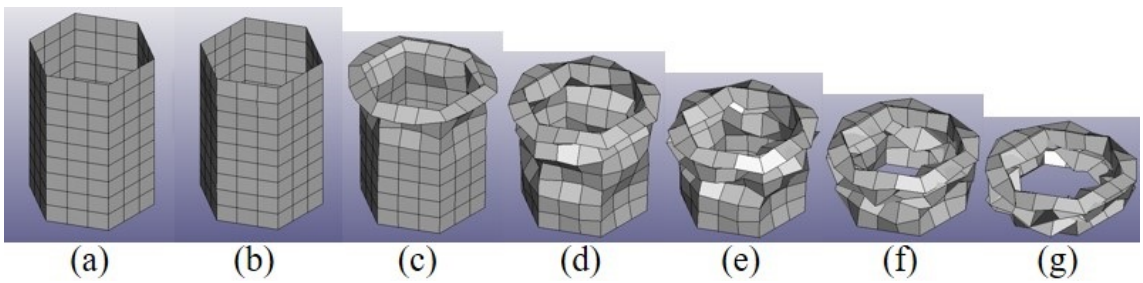
Tablo 2.4'e göre Ls-Dyna modeli ile teorik hesaplama arasında %10.1'lik fark bulunmaktadır. Ayrıca Ls-Dyna modeli ile deneysel test değeri arasında %0.92 fark bulunmaktadır. Ls-Dyna analizi ile deneysel sonuç birbirlerine yakındır.

Ls-Dyna'daki alüminyum bal peteğin sıkıştırma davranışı ve aşamaları Şekil 2.6'da gösterilmektedir. ε=0.74 olduğunda, en yüksek elastik dayanım değeri 2.17 MPa'dır. Bu noktaya kadar alüminyum petek elastik olarak sıkışır. Basma birim şekil değişimi değeri ε=%0.74 ile ε=%65 arasında olduğunda, bölge plato bölgesi olarak tanımlanır. Bu bölgede peteğin kenarlarında plastik katlanmalar vardır. ε=%65'ten itibaren kenarlarda plastik katlanma sona erer ve yoğunlaşma bölgesi başlar. Bu alandaki katlanmış kenarlar, kafanın aşağıya doğru olan hareketi ile sıkıştırılır ve bu da sıkıştırma basıncında artışa neden olur.



Şekil 2.6 Alüminyum petek için deneysel [15] ve Ls-Dyna (1.21 mm ağ örgüsü için) gerilim-birim şekil değişimi eğrileri

Kademeli sıkıştırma sırasında alüminyum bal peteğin adımları Şekil 2.7'de gösterilmektedir.



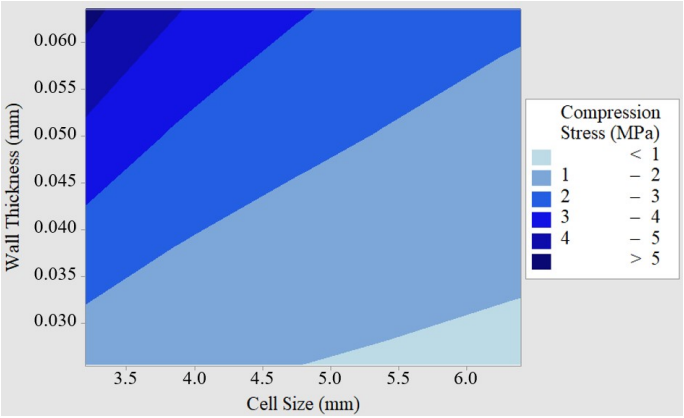
Şekil 2.7 Ağ örgüsü boyutu 1.21 mm olan alüminyum petek modelinin sıkıştırma sırasındaki aşamaları

Hücre çapının ve hücre duvarı kalınlığının en yüksek basınç dayanımı ve iç enerji üzerindeki etkisini görmek için farklı değerlerde bir dizi analiz yapılmıştır. Analiz sonuçları Tablo 2.5'te gösterilmiştir. Modellenen alüminyum bal petekleri için kodlama yapılmıştır. Kodlama için Hexcel firmasının kataloğu [56] esas alındı. MAT18_1/8_0.001 modelinde MAT18, 1/8 inç hücre boyutuna ve 0.001 inç hücre duvar kalınlığına sahip alüminyum malzeme modelidir.

Tablo 2.5 Alüminyum bal petekleri ve analiz sonuçları

H Boyutu	H Duvar Kalınlığı	Dayanım	İç Enerji	Kod
mm	mm	MPa	J	-
3.2	0.0254	1.23	1.521	MAT18_1/8_0.001
3.2	0.0381	2.58	3.055	MAT18_1/8_0.0015
3.2	0.0508	3.59	5.306	MAT18_1/8_0.002
3.2	0.0635	4.37	8.29	MAT18_1/8_0.0025
4	0.0254	0.85	1.704	MAT18_5/32_0.001
4	0.0381	1.71	3.386	MAT18_5/32_0.0015
4	0.0508	2.83	5.927	MAT18_5/32_0.002
4	0.0635	3.63	8.663	MAT18_5/32_0.0025
4.8	0.0254	0.65	1.927	MAT18_3/16_0.001
4.8	0.0381	1.26	3.83	MAT18_3/16_0.0015
4.8	0.0508	2.2	6.259	MAT18_3/16_0.002
4.8	0.0635	2.97	9.575	MAT18_3/16_0.0025
6.4	0.0254	0.47	2.247	MAT18_1/4_0.001
6.4	0.0381	0.87	4.518	MAT18_1/4_0.0015
6.4	0.0508	1.38	7.129	MAT18_1/4_0.002
6.4	0.0635	2.09	10.155	MAT18_1/4_0.0025

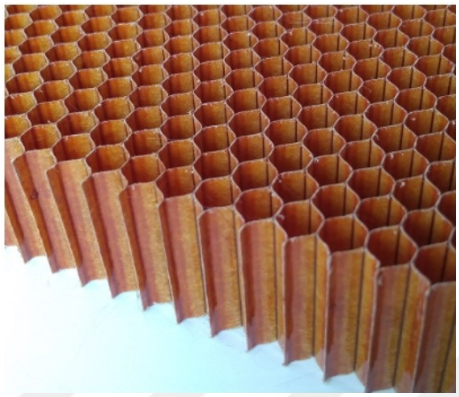
Tablo 2.5'te verilen sonuçlar Şekil 2.8'de Minitab [57] kullanılarak görselleştirilmiştir. Şekil 2.8'de görüldüğü gibi hücre boyutu arttıkça mukavemet değeri azalmaktadır. Ancak duvar kalınlığı arttıkça mukavemet artmaktadır.



Şekil 2.8 Hücre boyutu ve hücre duvarı kalınlığın değerleri için alüminyum bal peteğinin basınç dayanımı değerleri

2.1.2 Nomex® Bal Peteği Modeli

Nomex® modelini Ls-Dyna'da doğrulamak için deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırma yapıldı. Heimbs [19], ticari ürün Cormaster C1-3.2-48 petek (Şekil 2.9) Nomex® malzemesini kullanarak bir dizi deneysel test ve Ls-Dyna sonlu eleman analizi gerçekleştirdi. Bu testlerde düzgün altıgen bal peteklerin T yönündeki basınç dayanımı incelenmiştir.



Şekil 2.9 Düz altıgen Nomex® bal peteği

Şekil 2.9'da gösterilen C1-3.2-48'in hücre çapı 3.2 mm'dir ve hücre duvarı kalınlığı 0.0613 mm'dir. T-412 aramid kağıdı hücre duvar malzemesidir. Deneysel olarak elde edilen maksimum elastik dayanım 1.94 MPa'dır. Ls-Dyna'da Nomex® modelinin hücre duvar malzemesi için kullanılan parametreler Tablo 2.6'da [17, 18, 20, 58] gösterilmiştir.

Tablo 2.6 T-412 aramid kağıdı için birincil parametreler

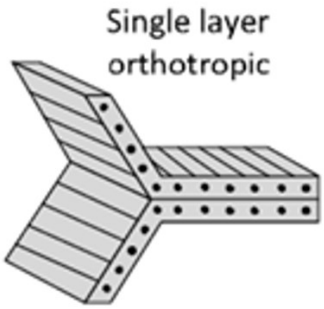
Tanım	Parametre	Birim	Değer
Yoğunluk	RO	$kg/(m^3)$	940
Bir yönü elastisite modülü	EA	GPa	3
İki yönü elastisite modülü	EB	GPa	1.7
Üç yönü elastisite modülü	EC	GPa	1.7
Poison oranı ba	PRBA	-	0.2
Poison oranı ca	PRCA	-	0.2
Poison oranı cb	PRCB	-	0.3
Kayma modülü ab	GAB	GPa	1.2
Kayma modülü bc	GBC	GPa	1.2
Kayma modülü ca	GCA	GPa	1.028
Boyuna basma dayanımı	XC	MPa	45
Boyuna çekme dayanımı	XT	MPa	90
Enine basma dayanımı	YC	MPa	30
Enine çekme dayanımı	YT	MPa	60
Kayma dayanımı ab	SC	MPa	55
Hasar kriteri	CRIT	-	55

Nomex® modeli için teorik olarak Zhang ve Ashby'nin [59] denklemi 2.2 kullanılmıştır. Bu denklem maksimum basınç dayanımını belirlemek için kullanılır.

$$\sigma_T \approx 6E_s(\rho/\rho_s)^3 \tag{2.2}$$

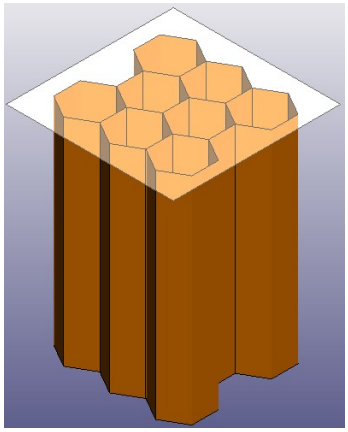
Bu denklemde, σ_T ifadesi üç yöndeki en yüksek elastik basınç dayanımını temsil eder. E_s Nomex® malzemesinin makine yönündeki esneklik modülünü, ρ Nomex® petek yoğunluğunu ve ρ_s Nomex® kağıdının yoğunluğunu temsil eder. Tablo 2.6'da verilen özellikler denklem 2.2'de uygulandığında teorik basınç dayanımı değeri 2.39 MPa olarak hesaplanmıştır.

Nomex® bal peteğinin modellenmesi için literatürde birçok yöntem bulunmaktadır. Analizler tek katmanlı ortotropik yaklaşım kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.10). Bu yaklaşım test sonuçları ile uyumludur ve analiz çözüm süresi için gereken süre kısadır.



Şekil 2.10 Tek plaka ortotropik yaklaşım [18]

Test edilecek minimum hücre sayısı ASTM C-365'e göre 60 hücre olmalıdır [14]. Ancak, deneysel test gibi 60 hücreyi modellemek analiz süresini uzatır. Bu nedenle numune küçültüldü ve Ls-Dyna'da 8 hücre olarak modellendi (Şekil 2.11) [18].



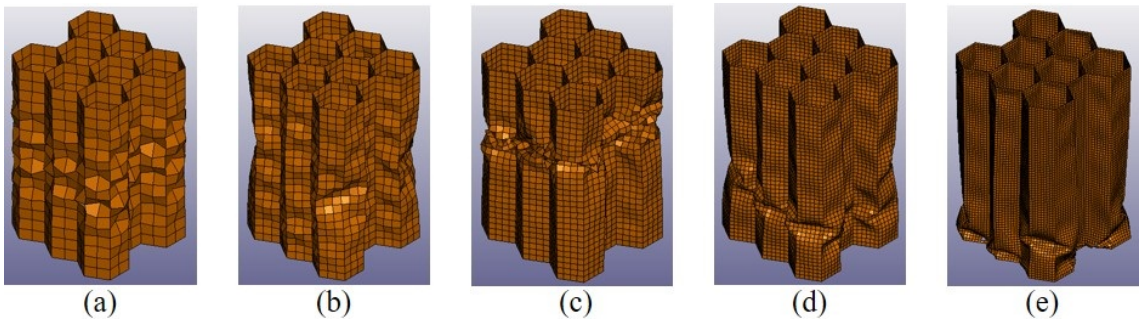
Şekil 2.11 Nomex® bal peteği için sonlu eleman modeli

Modelde sıkıştırma plakasının aşağı doğru hareket etmesi nedeniyle Nomex® peteğinde sıkıştırma basıncı oluşur. RIGIDWALL plakası için PLANAR_MOVING_FORCES seçilmiştir. Hücre duvarlarının modellenmesi için Belytschko-Tsay kabuk elemanı seçilmiştir [19]. Alüminyumdan farklı olarak Nomex® kağıdı mekanik olarak izotropik bir malzeme değildir. Boyuna yönde ve enine yönde farklı mekanik özelliklere sahiptir. Bu özellikler için ortotopik olarak elastik-mükemmel bir plastik kompozit malzeme modeli gereklidir. Hücre duvarı malzemesi izotropik olmadığı için MAT054/055-ENHANCED_COMPOSITE_DAMAGE malzeme kartı seçilmiştir [19]. AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE teması, hücre duvarlarının birbirinin içinden geçmesini önlemek için tanımlanmıştır. Deneysel test sonuçlarına yaklaşmak için Ls-Dyna'da bazı faktörlerin incelenmesi gerekir. Bu faktörler hücre duvarı malzemesinin modeli, sıkıştırma kafasının hızı ve ağ boyutudur. Gerçek sonuca yaklaşmak için kırılma davranışı ve dayanım değeri kontrol edilmiştir. C1-3.2-48 Nomex®'in deneysel kırılma davranışı Şekil 2.12'de gösterilmiştir.



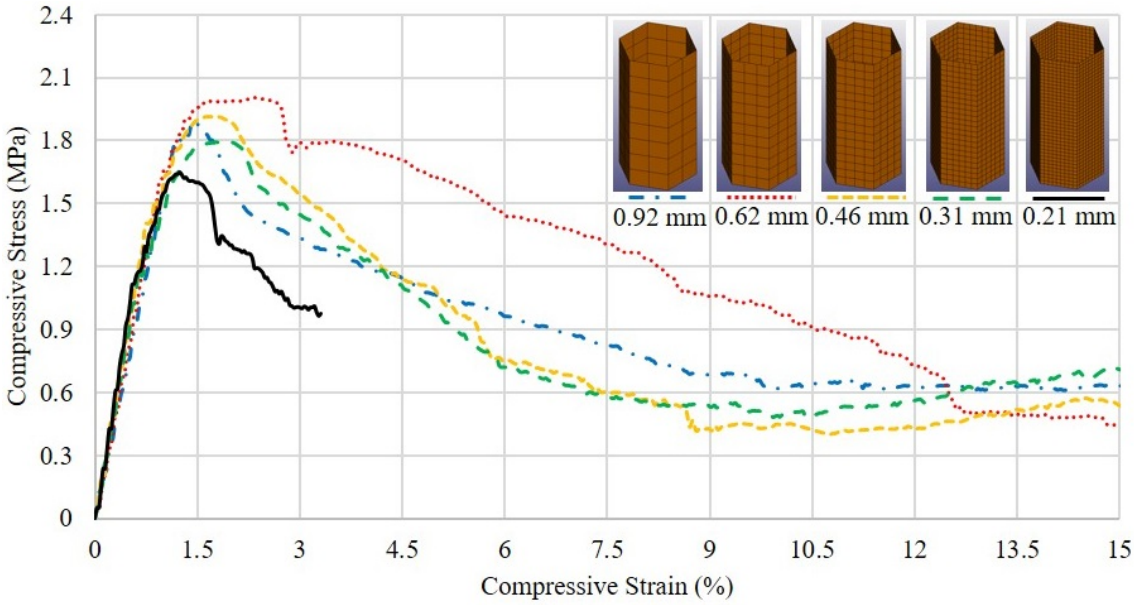
Şekil 2.12 C1-3.2-48 Nomex® bal peteğinin deneysel kırılma davranışı [19]

Farklı ağ boyutlarına sahip Nomex® peteklerin Ls-Dyna'daki kademeli kırılma davranışı Şekil 2.13'te gösterilmiştir.



Şekil 2.13 Farklı ağ boyutları ve kırılma davranışları a) 0.92 mm, b) 0.62 mm, c) 0.46 mm, d) 0.31 mm, e) 0.21 mm

C1-3.2-48 Nomex® bal peteği için deneysel maksimum sıkıştırma değeri 1.94 MPa'dır. Bu değere en yakın sonuç ağ boyutu 0.46 mm olan modeldir. Deneysel testteki Nomex® petekte oluşan hasar incelendiğinde test numunesinin ortasında olduğu görülmektedir. Ortadaki hasarın görülebildiği tek model 0.46 mm ağ boyutuna sahip olan modeldir. Bu nedenlerle, analiz için bu ağ boyutu seçilmiştir. Farklı ağ boyutlarının sıkıştırma stresi üzerindeki etkisi Şekil 2.14'te verilmiştir.



Şekil 2.14 Farklı ağ boyutları için sıkıştırma gerilmesi-birim şekil değişimi grafiği

Heimbs ve arkadaşları Nomex® bal peteğinin farklı sıkıştırma hızlarındaki davranışını inceledi [19]. Farklı hızlarda farklı basınç dayanımı değerleri elde edilmiştir. Bu durumda, Nomex® peteğinin hücre duvarlarının deneysel dayanım değeri ve burkulması tam olarak simüle edilmelidir. Heimbs ve arkadaşları deneysel değerlere yaklaşmak için farklı hızlarda bir dizi analiz yapmıştır. Analizlerde 0.7 m/s'de 1.92 MPa tespit edildi. Sonuçlar Tablo 2.7'de görülmektedir.

Tablo 2.7 Farklı sıkıştırma hızlarında Nomex® peteğin değerleri

Hız (m/s)	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	1	2	5
Dayanım (MPa)	1.9	1.9	1.9	1.92	1.92	1.9	2.06	2.45	2.71
İç Enerji (J)	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.13	0.14	0.16	0.18

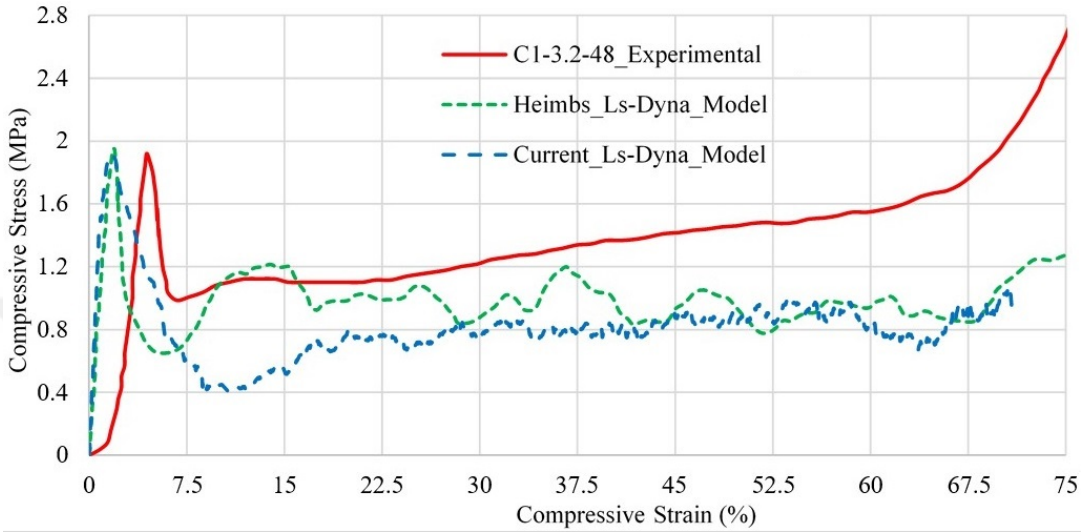
Alüminyum peteklere benzer şekilde, Nomex® peteklerde de sıkıştırma hızı etkili bir faktördür. Daha doğru değerler elde etmek için ASTM standartlarını uygulamak gerekir. Teorik, deneysel ve Ls-Dyna modelinin sonuçları Tablo 2.8'de gösterilmiştir.

Tablo 2.8 Teorik, deneysel ve Ls-Dyna için Nomex® petek modellerinin karşılaştırılması

Yaklaşım	Teorik	Deneysel	Ls-Dyna
Basma Dayanımı (MPa)	2.39	1.94	1.92

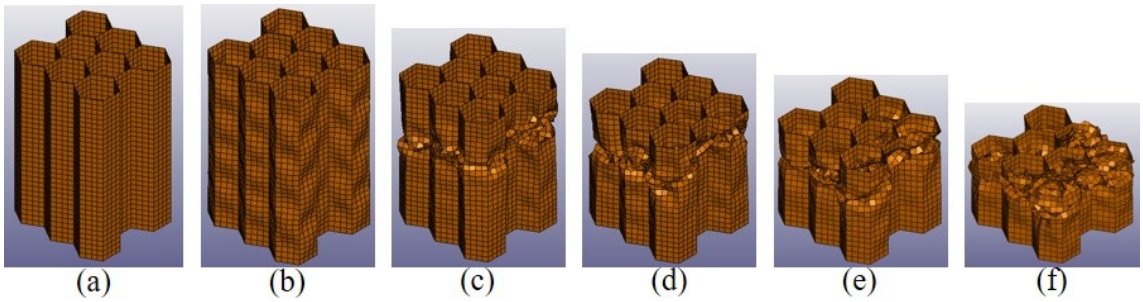
Tablo 2.8'e göre Ls-Dyna modeli ile teorik hesaplama arasında %19.6'lık bir fark bulunmaktadır. Ayrıca Ls-Dyna modeli ile deneysel test değeri arasında %1.03 fark bulunmaktadır. Ls-Dyna analizi sonucu ile deney sonucu arasında yakın bir uyum gözlemlenmektedir.

Deneysel test, Heimbs'in [60] Ls-Dyna analizi ve bu araştırma kapsamındaki Ls-Dyna analiz sonuçları Şekil 2.15'te gösterilmiştir. İki Ls-Dyna modelinin mukavemet değeri uyumludur. Öte yandan, plato bölgesi için modeller ile deneysel grafik arasında fark vardır [18]. Sonlu elemanlar analizinde tek katmanlı ortotropik yaklaşım kullanılarak en yüksek sıkıştırma değeri elde edilmiştir. Modellerin yoğunlaştırma bölgesi ile deneysel testte yoğunlaştırma bölgelerinin eğrileri birbirine benzerdir.



Şekil 2.15 Nomex® bal peteğinin sıkıştırma davranışı için deneysel ve Ls-Dyna sonuçlarının karşılaştırılması

Nomex® bal peteğinin Ls-Dyna'daki kademeli hasar görüntüleri Şekil 2.16'da gösterilmektedir. En yüksek basınç dayanımı değeri (1.92 MPa) ε=1.67'de görülmüştür. Bu basınç değerinde hücre duvarlarında burkulma meydana gelir. ε=15 ve diğer artan değerlerde katlanma ve ezilme gözlenmiştir.



Şekil 2.16 0.46 mm ağ örgüsü boyutuna sahip Nomex® petek modelinin kademeli hasar görüntüleri; a) ε=0, b) ε=1.67, c) ε=15, d) ε=30, e) ε=45 , f) ε=60

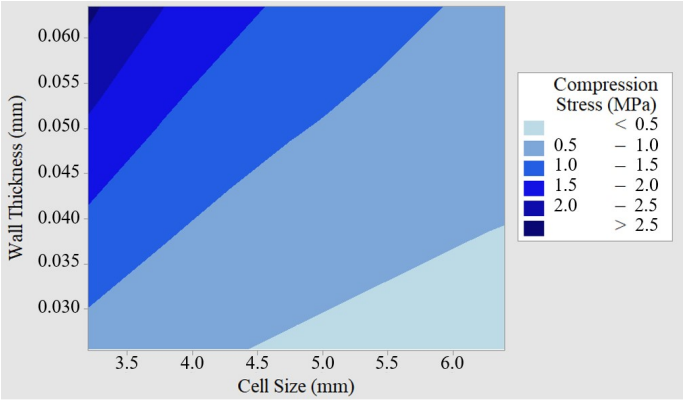
Hücre çapı ve hücre duvarı kalınlığının en yüksek dayanım ve iç enerji üzerindeki etkisini görmek için farklı değerlerde bir dizi analiz yapılmıştır. Analiz serisinin sonuçları (hücre boyutu, hücre duvar kalınlığı, dayanım, iç enerji ve kod) Tablo 2.9'da gösterilmiştir. Kodlama için Hexcel [56] şirketinin kataloğundan esinlenilmiştir.

MAT54_1/8_0.001 modelinde MAT54, Nomex® malzeme modeli, 1/8 hücre çapı ve inç cinsinden 0.001 hücre duvar kalınlığıdır.

Tablo 2.9 Nomex® peteklerin analiz sonuçları

H Boyutu	H Duvar Kalınlığı	Dayanım	İç Enerji	Kod
mm	mm	MPa	J	-
3.2	0.0254	0.45	0.029	MAT54_1/8_0.001
3.2	0.0381	0.88	0.061	MAT54_1/8_0.0015
3.2	0.0508	1.4	0.100	MAT54_1/8_0.002
3.2	0.0635	2.03	0.142	MAT54_1/8_0.0025
4	0.0254	0.31	0.030	MAT54_5/32_0.001
4	0.0381	0.61	0.066	MAT54_5/32_0.0015
4	0.0508	0.98	0.108	MAT54_5/32_0.002
4	0.0635	1.42	0.157	MAT54_5/32_0.0025
4.8	0.0254	0.24	0.031	MAT54_3/16_0.001
4.8	0.0381	0.47	0.068	MAT54_3/16_0.0015
4.8	0.0508	0.76	0.115	MAT54_3/16_0.002
4.8	0.0635	1.08	0.169	MAT54_3/16_0.0025
6.4	0.0254	0.18	0.036	MAT54_1/4_0.001
6.4	0.0381	0.32	0.075	MAT54_1/4_0.0015
6.4	0.0508	0.51	0.120	MAT54_1/4_0.002
6.4	0.0635	0.69	0.179	MAT54_1/4_0.0025

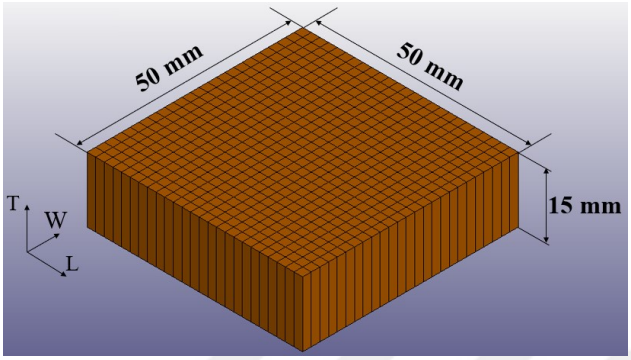
Tablo 2.9'da elde edilen değerler Şekil 2.17'de Minitab programı [57] kullanılarak üç boyutlu olarak gösterilmiştir. Alüminyum sonuçlarına benzer şekilde, hücrelerin boyutu arttıkça mukavemet azalır, ancak duvar kalınlığı arttıkça dayanım artar.



Şekil 2.17 Hücre boyutuna ve hücre duvarı kalınlığına karşılık gelen Nomex® peteğin basınç dayanımı değerleri

Nomex® bal peteğini modellemek için bir diğer malzeme kartıda MAT26_HONEYCOMB'dır. Petekteki hücre sayısı az olursa, bir başka deyişle model küçük olursa kabuk eleman deformasyonun makul bir şekilde tahmin edilmesi için kullanılabilir [61].

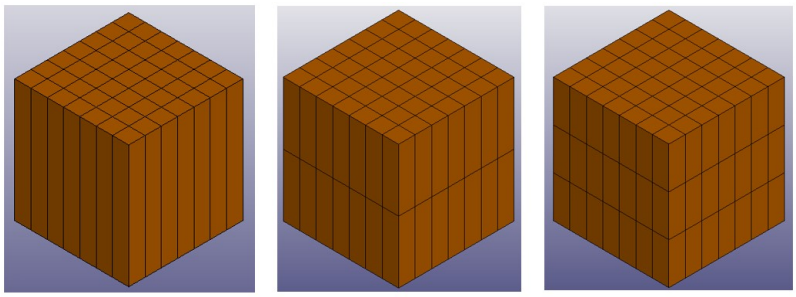
Büyük ölçekli modellerde hesaplama süresi uzun olduğu için kabuk eleman uygun değildir. Bu durumda katı elemanların homojenliğini koruması ve daha kısa sürede çözülmesi için MAT26_HONEYCOMB [62] malzeme modeli tanımlanır. Şekil 2.18, MAT26 malzeme modelinin Ls-Dyna'da tanımlandığı Nomex® petek modelini göstermektedir.



Şekil 2.18 MAT26 Nomex® petek modeli

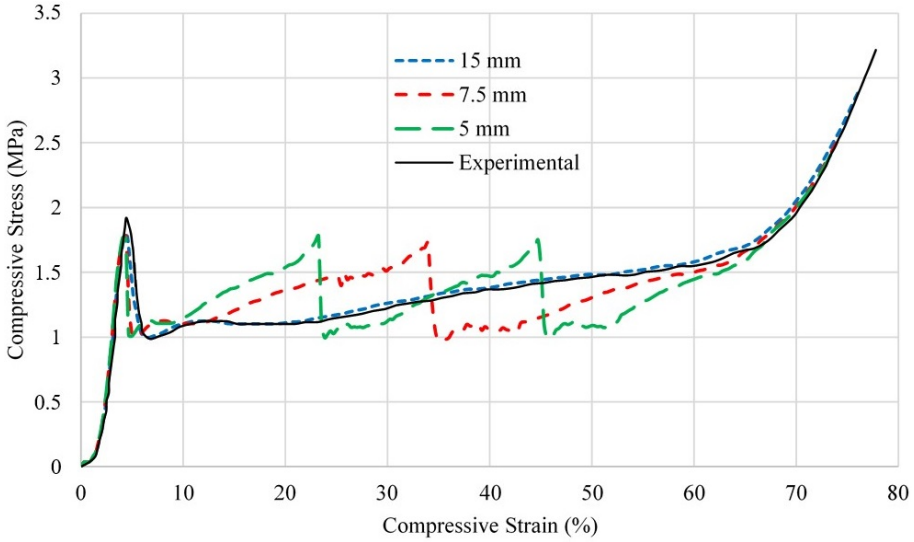
Nomex® C1-3.2-48 peteğin mekanik özellikleri için MAT26 malzeme modelinde 6 grafik tanımlanmalıdır. Deneysel olarak elde edilen 3 adet basma gerilmesi-birim şekil değişimi grafiği (T, W ve L yönleri) ve 3 adet kayma gerilmesi şekil değişimi grafiği (LT, WT ve LW düzlemleri) tanımlanmıştır [61].

Ağ boyutu bu kısımda da önemlidir. LW düzlemi için Şekil 2.18'de gösterilen modelde 2 mm boyutunda katı elemanlar kullanılmıştır. Sadece bu yönlerdeki elemanların ağ boyutlarının sonuca etkisi azdır. Ancak, T yönü bu model için önemlidir. Ağ boyutu T yönünde değiştikçe, basma gerilmesi-birim şekil değişimi eğrisinin trendi değişir ve maksimum elastik dayanım değeri de değişir. Deneysel değere yaklaşmak için farklı ağ boyutları kullanılmıştır (Şekil 2.19).



Şekil 2.19 Farklı ağ boyutları; a) 15mm, b) 7.5mm, c) 5mm

Şekil 2.20'deki analiz sonuçları göz önüne alındığında, her 3 modeldeki elastik sıkıştırma ve yoğunlaşma bölgeleri deneysel sonuçlarla uyumludur. Yalnızca 15 mm ağ boyutundaki model plato bölgesine uyar. Eleman sayısı arttıkça plato bölgesindeki dalga sayısı da artar. Ayrıca deneysel değerlerden de sapma vardır.



Şekil 2.20 Farklı eleman boyutları için MAT26 Nomex® petek modelinin sıkıştırma testi sonuçları

Şekil 2.20'de görüldüğü gibi en yüksek elastik basınç dayanım değerleri karşılaştırıldığında 15 mm ağ boyutuna sahip modelin değeri 1.85 MPa'dır. Deneysel değerle (1.94 MPa) arasında %4.63 fark vardır. Plato bölgesi ve maksimum elastik dayanım için karşılaştırıldığında, bu model diğer modellere göre daha uygundur. Farklı ağ boyutlarının basınç dayanımı değerleri Tablo 2.10'da gösterilmektedir.

Tablo 2.10 Ağ boyutlarının basınç dayanımı değerleri

Ağ Boyutu (mm)	15	7.5	5
Basma Dayanımı (MPa)	1.85	1.78	1.77

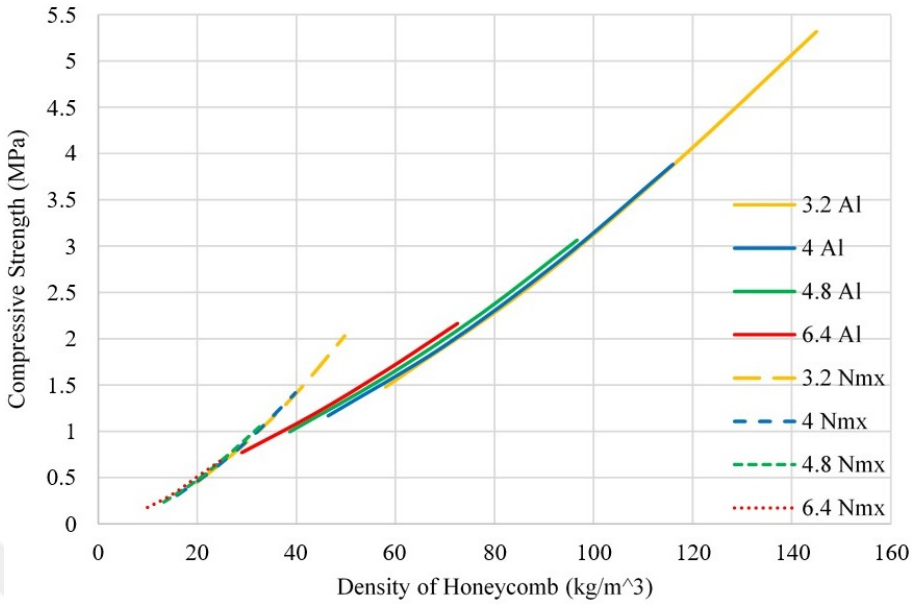
2.2 Python/Seaborn Kullanılarak Korelasyon Matrisinin Kurulması

Bitzer hücre yoğunluğunun bulunması için denklem 2.3'ü türetmiştir [12]. HD petek yoğunluğu, θ genişleme açısı, a ve b altıgenin kenarlarıdır. Uygulamalarda düzgün altıgenler kullanıldığı için θ=60^o ve a=b kullanılır.

$$HD = [2(b+a)t\rho]/[(b+a\cos\theta)(2a\sin\theta)] \tag{2.3}$$

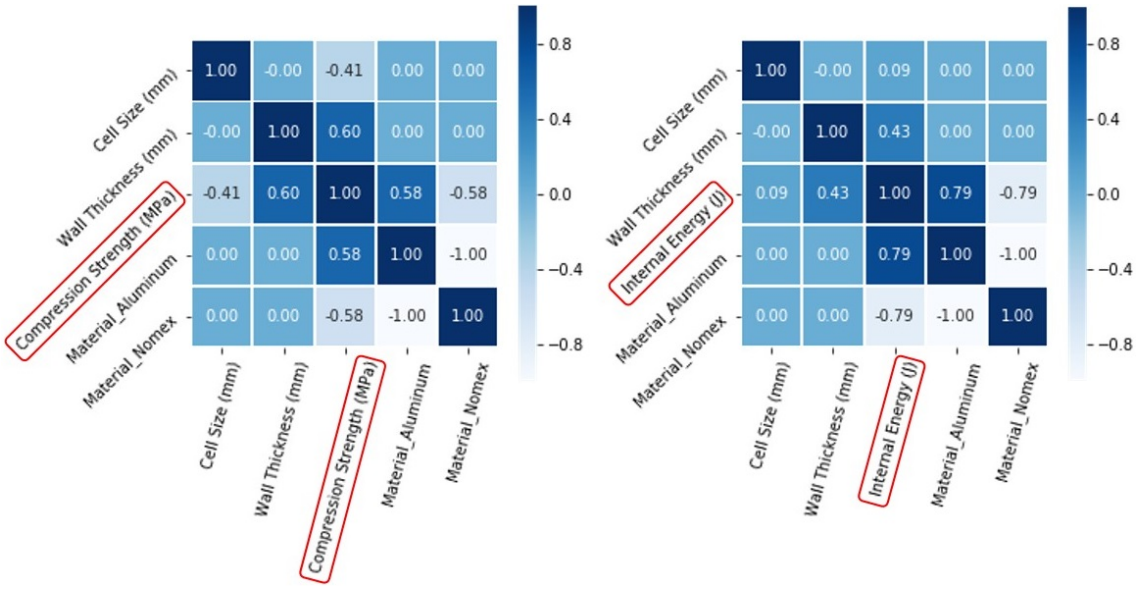
Bu ifade kullanılarak, alüminyum ve Nomex® petekler için Ls-Dyna analiz sonuçları arasında bir karşılaştırma yapılmıştır (Şekil 2.21). Alüminyum ve Nomex® peteklerinin yoğunluğu arttıkça basınç dayanımı da artar. Hücre çapı arttıkça peteğin basınç dayanımı/yoğunluk değeri de artar. Nomex® petekler, basınç

dayanımı/yoğunluk açısından karşılaştırıldığında, alüminyum peteklere göre daha yüksek performans gösterir. Peteğin yoğunluğu arttıkça farkın arttığı görülmektedir.



Şekil 2.21 Alüminyum ve Nomex® peteklerin karşılaştırılması

Alüminyum ve Nomex® peteklerin basınç dayanımı/yoğunluk sonuçlarını karşılaştırmak için Python Seaborn Library [47] kullanılarak bir korelasyon matrisi oluşturulmuş ve parametrelerin kendi aralarındaki korelasyon katsayıları Şekil 2.22'de gösterilmiştir. Böylece, yapılmayan analizlerin sonuçları az sayıda analiz yapılarak tahmin edilebilir. Bu matrise göre katsayı 1 ise, doğrusal ilişki tamamen pozitiftir. Katsayı 0 ise, iki parametre arasında bir ilişki yoktur. Katsayı -1 ise, tamamen negatif bir doğrusal ilişki vardır.



Şekil 2.22 Parametreler için korelasyon matrisi

Etki büyüklüğüne göre azalan sırada sıralanan Şekil 2.22'de verilen parametreler şu şekildedir: Hücre duvar kalınlığı, hücre boyutu ve malzeme. Bu parametreler birbirleri ile kesişen satır ve sütunlarda 0'dır. Başka bir deyişle, üç parametre birbirinden bağımsızdır. Et kalınlığı, basınç dayanımını en olumlu etkileyen parametredir. Hücre boyutu ise basınç dayanımını azalma yönünde etkiler. Çünkü hücre boyutu arttıkça basınç dayanımı azalır. Alüminyum iç enerjiyi en olumlu etkileyen parametredir. Nomex® malzemesinin etkisi ise en düşük seviyededir. İç enerjiyi etkileyen ikinci en önemli parametre ise duvar kalınlığıdır. Malzeme parametresi, hücre boyutu ve hücre duvar kalınlığından farklı olarak sayısal bir parametre değildir. Materyal parametresi sözlü bir ifade olduğu için literatürde kategorik olarak isimlendirilmiştir [47]. Bu nedenle etkisi Nomex® petekten daha iyi olduğu için alüminyumun işareti pozitiftir. Ayrıca Nomex®'in etkisi alüminyum kadar iyi olmadığı için Nomex®'in peteğin işareti negatiftir.

3
MAKİNE ÖĞRENMESİ ALGORİTMASI İLE DALGALI BAL PETEKLERİN SIKIŞTIRMA PERFORMANSININ TAHMİNİ

Literatürdeki çalışmalarda altıgen peteklere dalga yapısı eklenerek mekanik özelliklerin iyileştirildiği görülmüştür. Bu çalışmalarda dalgalı peteklerin sıkıştırma performansını iyileştirmek için küçük bir veri seti ve sadece alüminyum malzeme kullanılmıştır. Böylece tasarım parametrelerinin sıkıştırma performansı üzerindeki etkileri dar bir kapsamda belirlenmeye çalışılmıştır. Bu açığı kapatmak için bu çalışmada [63] büyük bir veri seti oluşturularak dalgalı peteklerin sıkıştırma performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu amaçla, parametrelerin etkisini daha geniş kapsamda incelemek için alüminyuma ek olarak Nomex®, cam elyaf ve karbon elyaf kullanılmıştır. Ayrıca 3 farklı dalga sayısı ve 4 farklı dalga genliği kullanılarak sıkıştırma analizleri çeşitlendirilmiştir. Ls-Dyna ortamındaki bal peteği modelleri, deneysel testlerden elde edilen gerilme-birim şekil değişimi eğrileri ve hasar görüntüleri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. En yüksek dayanım değerleri karşılaştırıldığında hata oranları sırasıyla %7.47 ve %6.26'dır. Ek olarak, deneysel ve nümerik sonuçların deformasyon şekilleri karşılaştırıldığında benzerdir. Böylece bu sonuçların kabul edilebilir olduğu ve bu modellerin dalgalı petekler için de kullanılabileceği görülmüştür. İncelenen tasarım parametreleri; malzeme, hücre boyutu, hücre duvar kalınlığı, dalga genliği ve dalga sayısıdır. Parametrelerin etkisini anlamak ve tahmin algoritmasını kurmak için tam faktöriyel yöntem kullanılarak farklı parametrik değerlere sahip 832 adet analiz hazırlanmıştır. Tasarım parametrelerinin IPCF (yapının ezilme sırasında elastik bölgedeki tepe kuvveti) ve EA (enerji absorbe) üzerindeki etkisini incelemek için korelasyon matrisi oluşturulmuştur. Karar ağacı algoritması, çok sayıda veriyi değerlendirmek için girdi değerleri (tasarım parametreleri) ve sonuç değerleri (IPCF ve EA) kullanılarak eğitildi ve doğrulandı. Algoritmanın öngörücü başarı oranını belirlemek için daha önce Ls-Dyna'da çözülmeyen 11 analizin sonuçları %15'e varan hata oranlarında tahmin edilmiştir.

3.1 Basma Testi için Ls-Dyna Modellerinin Doğrulanması

Bu bölümde Ls-Dyna'da modellenen altıgen bal petekleri deneysel testler ile doğrulanmıştır. Malzemenin mekanik performans üzerindeki etkisini incelemek için dört malzeme (alüminyum, Nomex®, karbon elyaf ve cam elyaf) [16, 19, 64, 65] kullanıldı. Alüminyum izotropik bir malzemedir, diğer malzemeler ise kompozittir. Bu nedenle altıgen bal petekleri için biri izotropik diğeri kompozit olmak üzere iki farklı malzemenin doğrulanması gerekmektedir. Dolayısıyla simülasyonun doğrulanması için alüminyum ve Nomex® seçilmiştir. Dalgalı peteklerin mekanik performansını incelemek için IPCF, SEA ve EA kullanılmıştır. SEA denklem 3.1 ile ifade edilebilir:

$$SEA = \frac{EA}{m} \tag{3.1}$$

Bu ifadede m dalgalı bal peteğinin kütlesidir. Enerji absorpsiyonu, dalgalı peteklerin sıkıştırma sırasında plastik deformasyon yoluyla kırılma enerjisini dağıtma yeteneğidir ve denklem 3.2 ile ifade edilebilir:

$$EA = \int_0^l F(x)dx \tag{3.2}$$

Bu ifadede F(x) rijit duvarın konum ifadesi olan x mesafesinin bir fonksiyonudur. l ise dalgalı bal peteğinin sıkıştırma uzunluğudur. Dalgalı petekler %80 (12 mm) sıkıştırılmıştır.

3.1.1 Alüminyum Bal Peteği Modelinin Doğrulanması

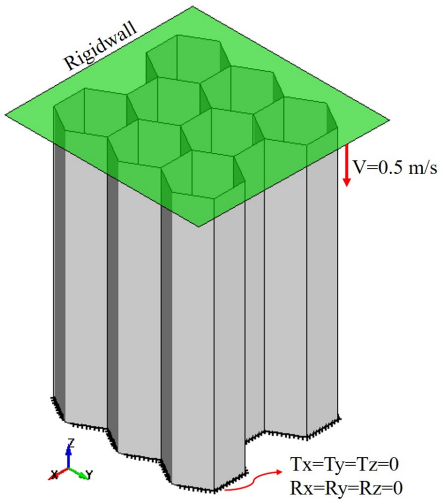
Deneylerde kullanılan altıgen petek [16] 3.175 mm hücre boyutuna, 20 mm yüksekliğe, 0.025 mm hücre duvar kalınlığına, 900 mm^2 kesit alanına sahip olup malzemesi alüminyum 5052'dir. Bu malzemenin mekanik değerleri Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1 Alüminyum 5052'nin mekanik özellikleri

Parametre	Sembol	Birim	Değer
Yoğunluk	RO	$kg/(m^3)$	2685
Elastisite Modülü	E	GPa	70.32
Poison Oranı	PR	-	0.33
Dayanım Kat Sayısı	K	-	0.3644
Sertleşme Üssü	N	-	0.099842

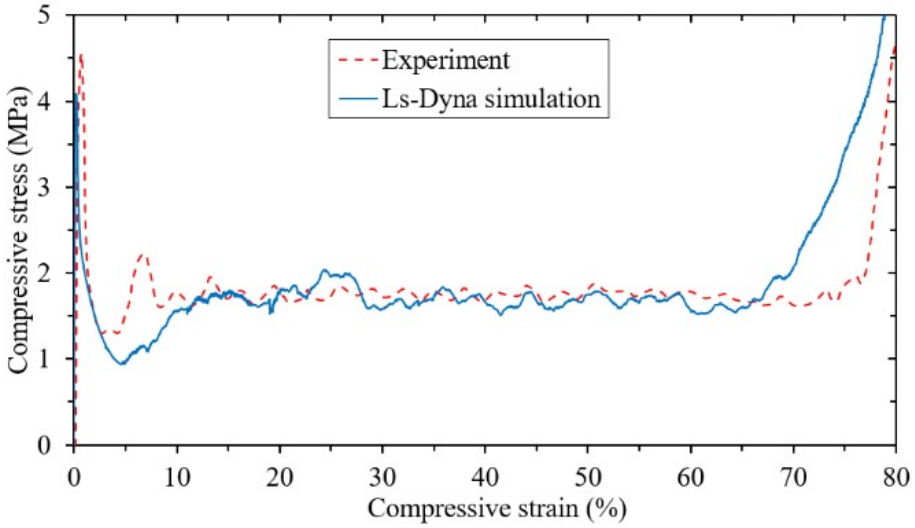
Plastik deformasyon için malzeme modeli MAT18 (Power_Low_Plasticity) seçildi.

Belytschko-Tsay'in [19] 0.11 mm ağ boyutuna sahip kabuk elemanları kullanıldı. Petek, daha kısa analiz süresi için [18] sekiz hücre olarak modellenmiştir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Alüminyum bal peteği ve rigidwall

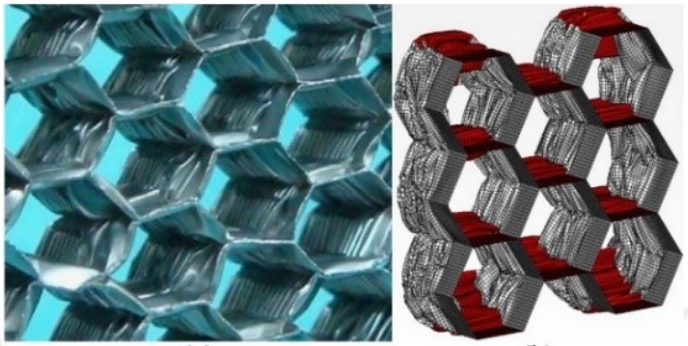
Ls-Dyna'daki genel kontak için Automatic_Single_Surface [66] tanımlanmıştır. Sürtünme katsayısı 0.2 olarak ayarlanmıştır [65]. Alt düğümlerin altı serbestlik derecesi kısıtlandı. Ayrıca, üstteki düğüm noktalarının sadece düzlem dışı yönde hareket etmesine izin verildi. Rigidwall [67], bal peteğini 0.5 m/s sabit hızla düzlem dışı yönde sıkıştırmaktadır. Şekil 3.2, %80 (12 mm/15 mm) sıkıştırılmış bal peteğinin gerilme-birim şekil değişimi eğrisini gösterir.



Şekil 3.2 Alüminyum bal peteği için deneysel [16] ve Ls-Dyna gerilme-birim şekil değişimi eğrileri

Alüminyum bal peteği maksimum seviyeye kadar elastik olarak sıkıştırılır ($\varepsilon = 0.33$). Bu noktadan sonra hücre duvarları bükülmeye başlar ve plastik katlanmalar ortaya çıkar. Bu bölüm plato bölgesidir ve neredeyse sabit bir sıkıştırma gerilimi vardır.

Plato bölgesinin bittiği noktadan ($\varepsilon = 75$) yoğunlaşma bölgesi başlar ve basınç yükselir. Deneysel ve sayısal basınç dayanımları sırasıyla 4.55 MPa ve 4.21 MPa'dır. En yüksek değerler arasında %7.47 fark vardır. Şekil 3.3'de Ls-Dyna ve deneydeki %80 sıkıştırılmış alüminyum bal peteklerinin görüntüleri mevcuttur. Deneysel testte ve Ls-Dyna modelinde 10 adet plastik katlanma bulunmaktadır. Ayrıca katlama şekilleri birbirine benzer.



Şekil 3.3 %80 sıkıştırılmış alüminyum bal peteği için (a) deneysel testin [16] ve (b) Ls-Dyna modelinin son hali

3.1.2 Nomex®'den Üretilmiş Bal Peteği Modelinin Doğrulanması

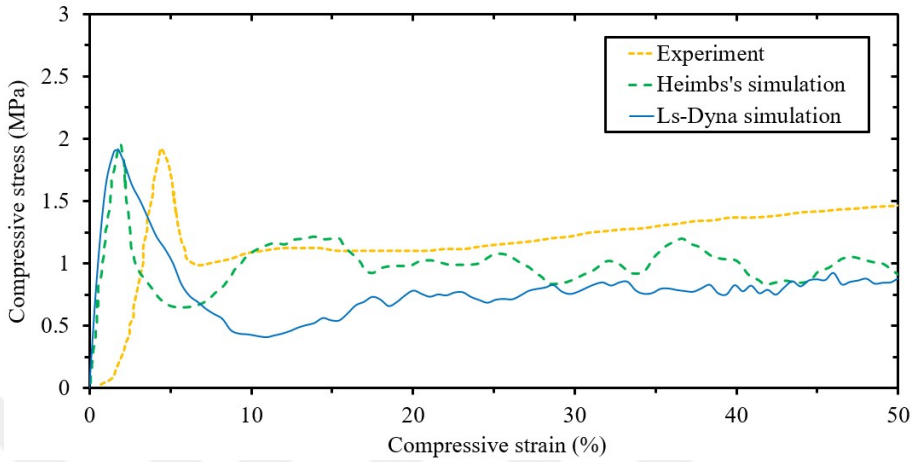
Kompozit malzeme modelini doğrulamak için bu bölümde Nomex® bal peteğinin sıkıştırma davranışı incelenmiştir. Deneyde, Nomex® peteğin hücre boyutu, yoğunluğu ve yüksekliği sırasıyla 3.2 mm, 48 kg/m^3 ve 15 mm'dir [60]. Nomex® bal peteği, Nomex® kağıdının altıgen formda yapıştırılması ile üretilir. Bu kağıt, fenolik reçine emdirilmiş bir aramid elyaftır. Bu aramid kağıdın mekanik özellikleri Tablo 3.2'de gösterilmektedir.

Tablo 3.2 Aramid kağıdının mekanik özellikleri [17, 18]

Parametre	Sembol	Birim	Değer
Yoğunluk	RO	$kg/(m^3)$	1100
Boyuna Elastisite Modülü	EA	GPa	3.13
Enine Elastisite Modülü	EB	GPa	0.955
Poison Oranı - ba	PRBA	-	0.2
Kayma Modülü - ab	GAB	GPa	1.45
Boyuna Sıkıştırma Dayanımı	XC	MPa	105
Boyuna Çekme Dayanımı	XT	MPa	90
Enine Basma Dayanımı	YC	MPa	90
Enine Çekme Dayanımı	YT	MPa	60
Kayma Dayanımı, ab	SC	MPa	44
Hasar Kriteri	CRIT	-	55

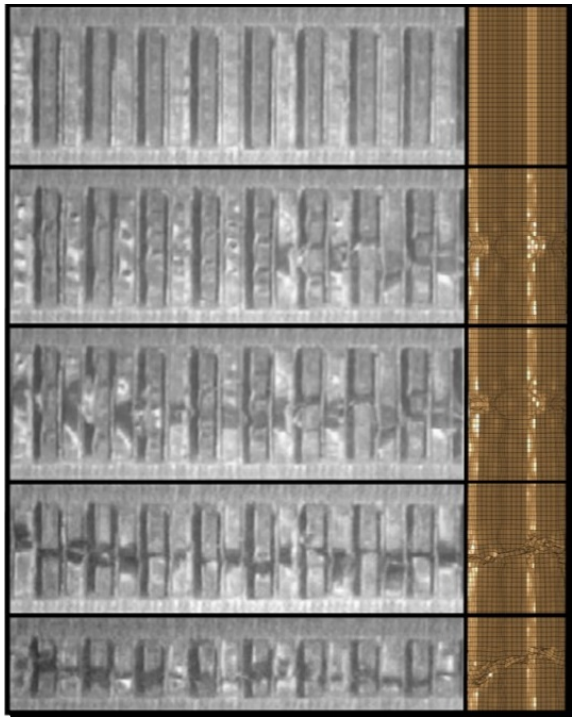
Nomex® bal peteği modeli için alüminyum bal peteği modelindekiyle aynı özellikler

(ağ boyutu, kontak, sınır koşulları) kullanılmıştır. Mekanik olarak farklı boyuna ve enine yön özelliklerine ek olarak, aramid kağıdın mekanik davranışı kırılgandır. Bu nedenlerle, tek katmanlı ortotropik yaklaşım özelliğine sahip [18] MAT54 (Enhanced_Composite_Damage) malzeme kartı seçilmiştir. Şekil 3.4, %80 sıkıştırılmış Nomex® bal peteğinin gerilim-birim şekil değiştirme eğrisini göstermektedir.



Şekil 3.4 Nomex® bal peteğin deneysel [60], Heimbs simülasyonu [19] ve Ls-Dyna eğrileri

Deneysel ve nümerik sıkıştırma basınç dayanımları sırasıyla 1.94 MPa ve 1.82 MPa'dır. En yüksek bu değerler arasında %6.26 fark var. Şekil 3.5'te, Ls-Dyna ve deneydeki %80 sıkıştırılmış bal peteklerinin görüntüleri mevcuttur.

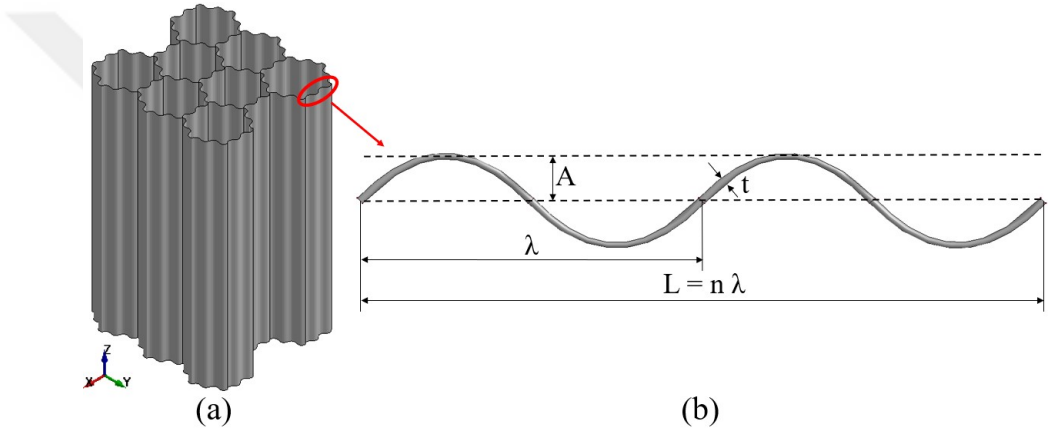


Şekil 3.5 Nomex® bal peteğinin kademeli deformasyon modları (a) deneysel test [60] ve (b) Ls-Dyna modeli

Bal peteklerinin deneydeki ve Ls-Dyna'daki deformasyon modları benzerdir. Ayrıca bu modellerin gerilme-birim şekil değişimi eğrileri de uyumludur. Sonuç olarak, bu petek modelleri kullanılarak dalgalı peteklerin mekanik özellikleri araştırılabilir.

3.2 Dalgalı Bal Petekleri

Bal peteklerinin duvarları, ağaçkakan gagasının mikro yapısından ve at nalı şeklinden biyoilham ile dalgalı olarak tasarlanmıştır [33, 36]. Dalgalı petekler, düz peteklere göre daha yüksek mukavemete ve spesifik enerji absorbe yeteneklerine sahiptir. Bu çalışmada hücre duvarları sinüs eğrisi şeklinde modellenmiştir. Ayrıca bu yapı için dalga sayısı (n), dalga genliği (A), dalga boyu (λ) ve duvar kalınlığı (t) tanımlanmıştır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 (a) Dalgalı bal peteği ve (b) dalgalı kenar

Tasarım parametrelerinin IPCF ve SEA üzerindeki etkilerini araştırmak için dört dalga sayısı, dört dalga genliği, dört malzeme, dört hücre boyutu ve dört duvar kalınlığı esas alınmıştır (Tablo 3.3).

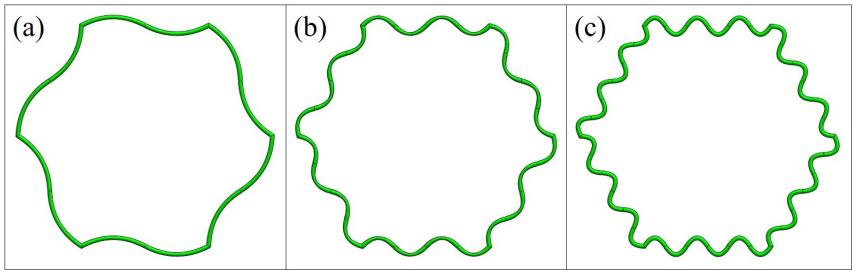
Tablo 3.3 Tasarım parametreleri

D Sayısı	D Genliği (mm)	Malzeme	H Boyutu (mm)	D Genliği (mm)
0	0.06	Alüminyum	3.175	0.0254
1	0.09	Nomex®	3.96875	0.0381
2	0.12	Karbon elyaf	4.7625	0.0508
3	0.15	Cam elyaf	6.35	0.0635

Çeşitli tasarım durumları için sırasıyla Tablo 3.3'deki ifadeler kullanılarak kodlama yapılmıştır. N, A, M, C ve T sırasıyla Na-Ab-Mc-Cd-Te kodundaki dalga sayısı, dalga genliği, malzeme, hücre boyutu ve duvar kalınlığıdır. Değerleri a, b, c, d ve e harfleridir. Örneğin, N2-A3-M2-C4-T1; dalga sayısının 2, dalga genliğinin 0.12 mm, malzemenin Nomex®, hücre boyutunun 6.35 mm ve duvar kalınlığının 0.0254 mm olduğunu ifade eder.

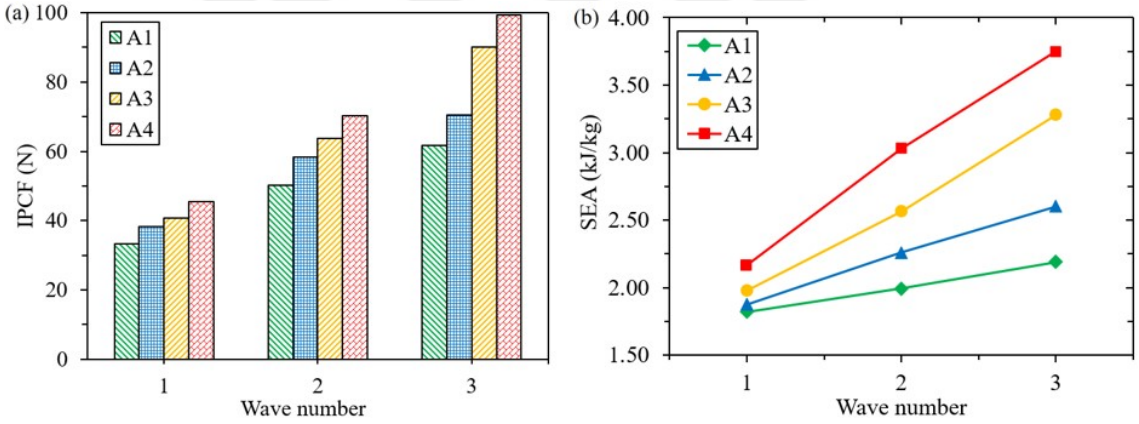
3.2.1 Dalga Sayısının Etkisi

Dalgalı bal peteğinin dalga sayısı sıkıştırma performansını etkiler [33, 36]. Bu nedenle dalga sayısının IPCF ve SEA üzerindeki etkisi bu bölümde incelenmiştir. Kullanılan dalga sayıları Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 (a) Bir dalgalı, (b) iki dalgalı ve (c) üç dalgalı bal peteği profilleri

Bu bölümde analiz edilmiş tüm dalgalı peteklerin malzemesi, hücre boyutu ve duvar kalınlığı aynıdır. Bu parametreler sırasıyla Nomex®, 6.35 mm ve 0.0254 mm'dir. Ek olarak, üç adet dalga sayısı kullanıldı. Dalga sayısının IPCF ve SEA üzerindeki etkisi Şekil 3.8'de gösterilmektedir.

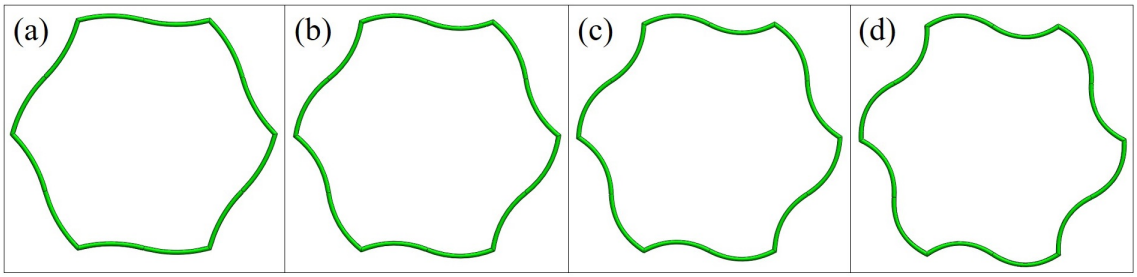


Şekil 3.8 Dalga sayısının (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi

A1 ve A2 dalga genlikleri için, dalga sayısı birden üçe çıktığında IPCF sırasıyla %84.81 ve %84.72 artar. Ayrıca, A3 ve A4 dalga genlikleri için IPCF, sırasıyla %121.59 ve %118.76 gibi daha yüksek bir oranda artar. A1 ve A2 dalga genlikleri için dalga sayısı birden üçe yükseldiğinde, SEA sırasıyla %20.23 ve %38.87 oranında yavaşça yükselir. Ayrıca, A3 ve A4 dalga genlikleri için SEA sırasıyla %65.73 ve %75.08 oranında hızla yükselir.

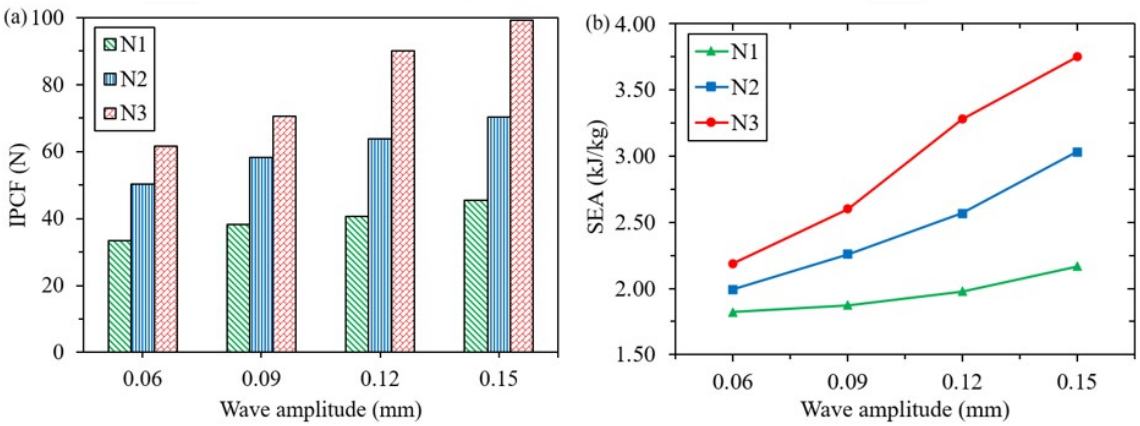
3.2.2 Dalga Genliğinin Etkisi

Dalgalı bal peteğinin dalga genliği sıkıştırma performansını etkiler [33, 36]. Bu nedenle dalga genliğinin IPCF ve SEA üzerindeki etkisi bu bölümde incelenmiştir. Şekil 3.9'da kullanılan çeşitli dalga genlikleri gösterilmektedir.



Şekil 3.9 (a) 0.06 mm, (b) 0.09 mm, (c) 0.12 mm ve (d) 0.15 mm

Bu bölümde analiz edilmiş tüm dalgalı peteklerin malzemesi, hücre boyutu ve duvar kalınlığı aynıdır. Bu parametreler sırasıyla Nomex®, 6.35 mm ve 0.0254 mm'dir. Ayrıca dört adet dalga genliği kullanılmıştır. Dalga sayısının IPCF ve SEA üzerindeki etkisi Şekil 3.10'da gösterilmektedir.



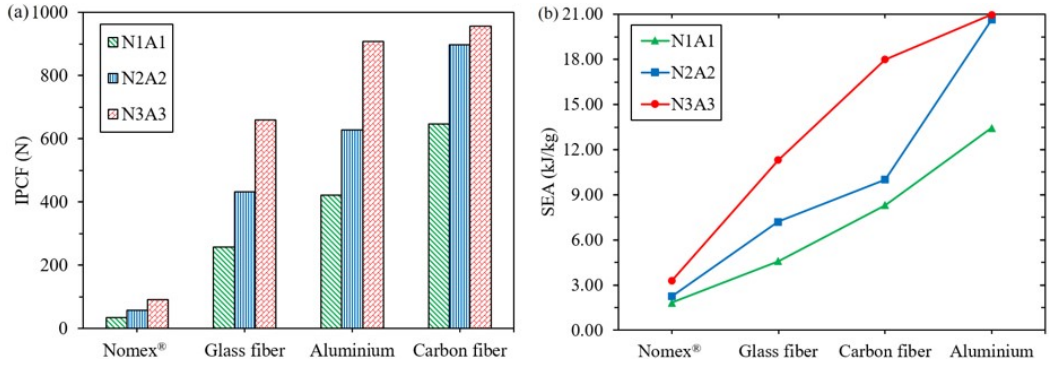
Şekil 3.10 Dalga genliğinin (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi

N1, N2 ve N3 dalga sayıları için, dalga genliği 0.06 mm'den 0.15 mm'ye yükseldiğinde IPCF sırasıyla %35.92, %40.13 ve %60.89 artar. N1 dalga numarası için, dalga genliği 0.06 mm'den 0.15 mm'ye yükseldiğinde SEA %18.99 artar. Ayrıca SEA, N2 ve N3 dalga sayıları için sırasıyla %52.19 ve %71.3 oranında hızla yükselir.

3.2.3 Malzeme Etkisi

Dalgalı petek malzemesi, sıkıştırma performansını etkiler [19]. Bu nedenle malzemenin IPCF ve SEA üzerindeki etkisi bu bölümde incelenmiştir. Bu amaçla üç dalgalı petek (N1A1, N2A2 ve N3A3) ve dört malzeme (alüminyum, Nomex®, karbon elyaf ve cam elyaf) düşünülmüştür. Ayrıca diğer tasarım parametreleri sırasıyla 6.35 mm ve 0.0254 mm'dir (hücre boyutu ve duvar kalınlığı). Üç dalgalı petek için de bu değerler aynıdır. Malzemenin IPCF ve SEA üzerindeki etkisi Şekil 3.11'de gösterilmektedir.

Karbon elyafın IPCF'si en yüksektir. Ayrıca, alüminyum en yüksek SEA'ya sahiptir.

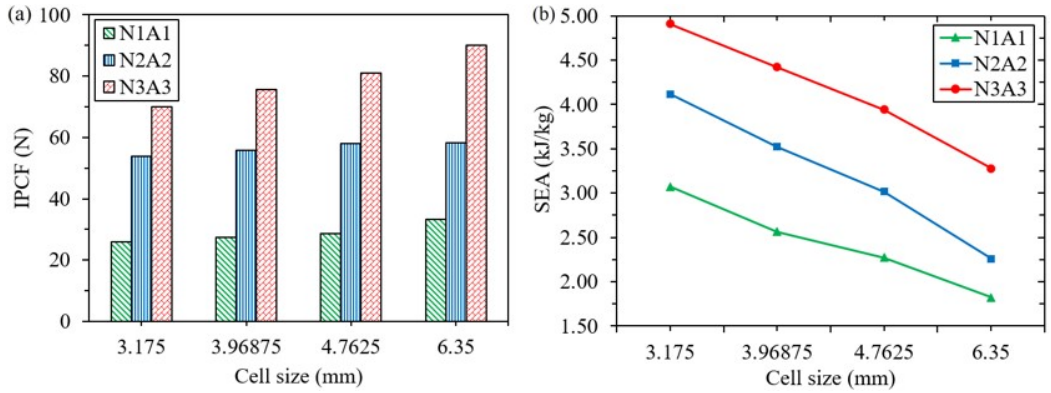


Şekil 3.11 Malzemenin (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi

Ancak, Nomex®'in iki değeri en düşüktür. Ayrıca dalga sayısı ve dalga genliği arttıkça bu değerler de artmaktadır. Bununla birlikte, karbon elyafın parametreleri yükseldiğinde (N2A2'den N3A3'e), IPCF %5.51 kadar yavaşça yükselir. Bu yavaş artış, artış oranı %16.48 olan alüminyum SEA'nın yükseliş eğilimine de benzerdir.

3.2.4 Hücre Boyutunun Etkisi

Sıkıştırma performansı, dalgalı bal peteğinin hücre boyutundan etkilenir [16]. Bu nedenle hücre boyutunun IPCF ve SEA üzerindeki etkisi bu bölümde incelenmiştir. Bu amaçla üç dalgalı petek (N1A1, N2A2 ve N3A3) ve dört hücre boyutu (3.175 mm, 3.96875 mm, 4.7625 mm ve 6.35 mm) düşünülmüştür. Ayrıca Nomex® ve 0.0254 mm sırasıyla diğer tasarım parametreleridir (malzeme ve duvar kalınlığı). Üç dalgalı petek için de bu değerler aynıdır. Malzemenin IPCF ve SEA üzerindeki etkisi Şekil 3.12'de gösterilmektedir.

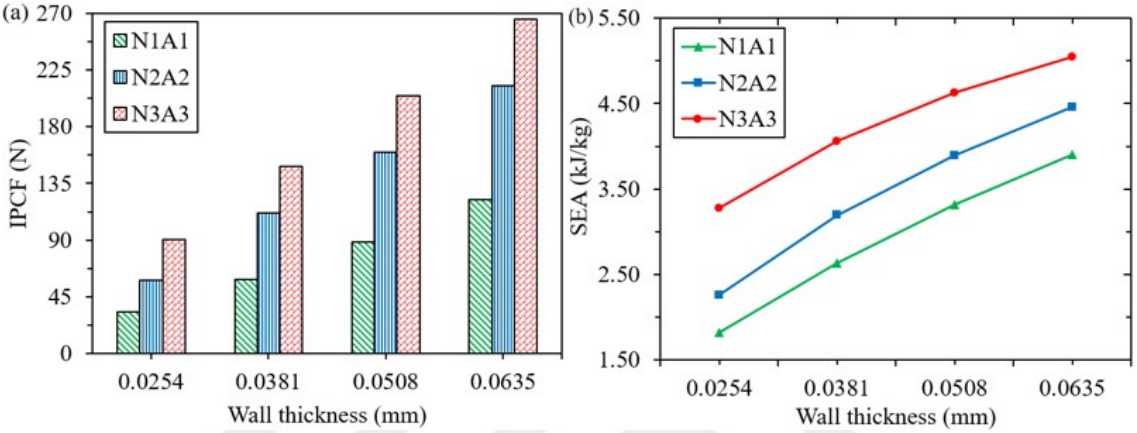


Şekil 3.12 Hücre boyutunun (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi

N2A2 için, hücre boyutu 3.175 mm'den 6.35 mm'ye yükseldiğinde IPCF %8.18 artar. Ayrıca IPCF, N1A1 ve N3A3 için sırasıyla %28.95 ve %28.65 oranında hızla yükselmektedir. IPCF'nin aksine hücre boyutu arttıkça SEA'da kademeli bir azalma olur.

3.2.5 Duvar Kalınlığının Etkisi

Sıkıştırma performansı, dalgalı bal peteğinin duvar kalınlığından etkilenir [16, 33, 36]. Bu nedenle duvar kalınlığının IPCF ve SEA üzerindeki etkisi bu bölümde incelenmiştir. Bu amaçla üç dalgalı petek (N1A1, N2A2 ve N3A3) ve dört et kalınlığı (0.0254 mm, 0.0381 mm, 0.0508 mm ve 0.0635 mm) dikkate alınmıştır. Ayrıca Nomex® ve sırasıyla 6.35 mm diğer tasarım parametreleridir (malzeme ve hücre boyutu). Üç dalgalı petek için bu değerler aynıdır. Duvar kalınlığının IPCF ve SEA üzerindeki etkisi Şekil 3.13'te görülmektedir.



Şekil 3.13 Duvar kalınlığının (a) IPCF ve (b) SEA üzerindeki etkisi

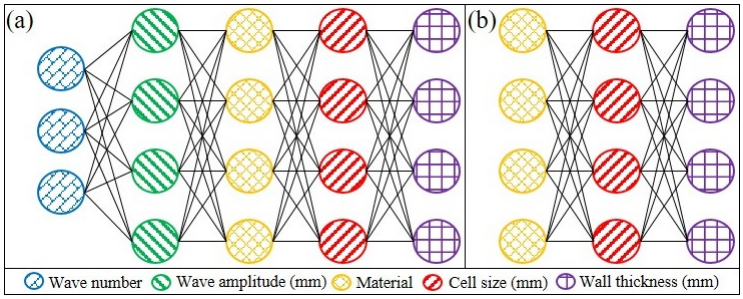
Benzer bir eğilimde, duvar kalınlığı arttıkça IPCF ve SEA da yükselir. Dalga sayısı ve dalga genliği yüksek olan dalgalı petekler için IPCF de daha fazla yükselir.

3.3 Karar Ağacı Algoritması İle Sıkıştırma Performanslarının Tahmin Edilmesi

Bu bölümde dalgalı peteklerin sıkıştırma yükü altındaki mekanik performansı için bir karar ağacı algoritması önerilmiştir. Karar ağacı kullanılarak oluşturulan tahmin modeli için veri setinin tanımlanması gerekmektedir.

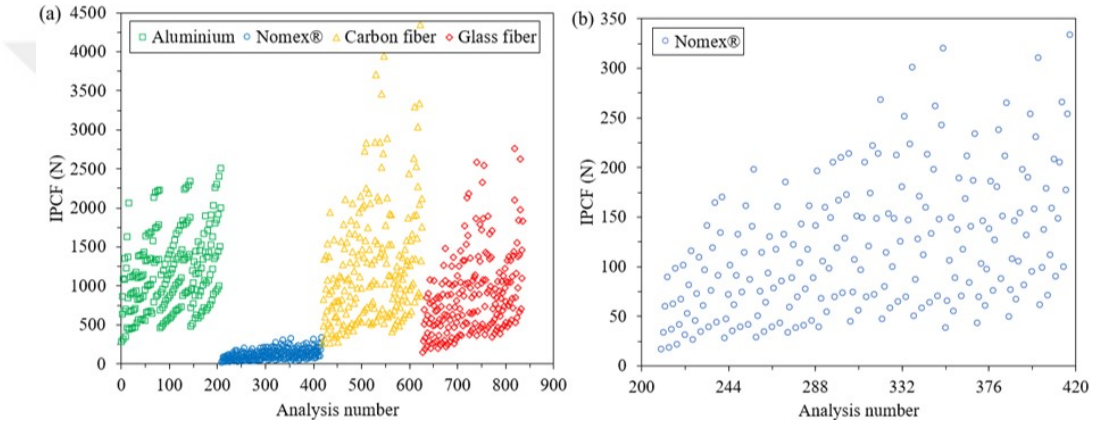
Verileri elde etmek için deneysel yöntemlerin (DOE) tasarımlarından tam faktöriyel yöntemi esas [40, 43] alınmıştır. Bu strateji için tüm tasarım parametrelerinin kombinasyonları oluşturuldu. Bu şekilde tasarım parametrelerinin sonuçlara etkisini (IPCF ve EA) incelemek mümkündür.

Kombinasyonları oluşturmak için Tablo 3.3'teki tasarım parametreleri kullanıldı. Dalgalı peteklerin beş tasarım parametresi vardır, ancak normal peteklerde sinüs dalgası olmadığı için üç tasarım parametresi vardır. Bu nedenle veri seti ikiye bölünmüş ve Şekil 3.14'te gösterilmiştir.



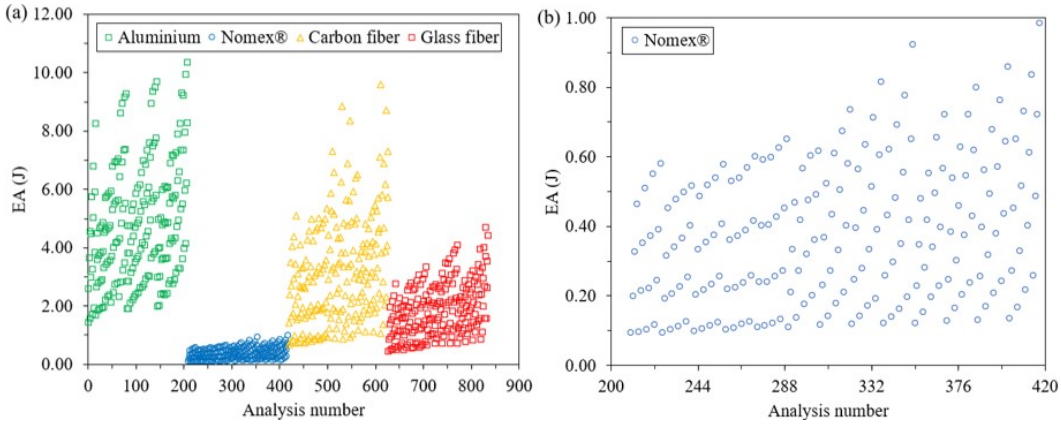
Şekil 3.14 (a) Dalgalı bal petekleri ve (b) düz altıgen petekler için tam faktöriyel

Şekil 3.14'e göre dalgalı petekler için 768 (3x4x4x4x4) ve düz altıgen petekler için 64 (4x4x4) olmak üzere toplam 832 kombinasyon bulunmaktadır. Şekil 3.15 dört malzemenin IPCF'sini gösterir.



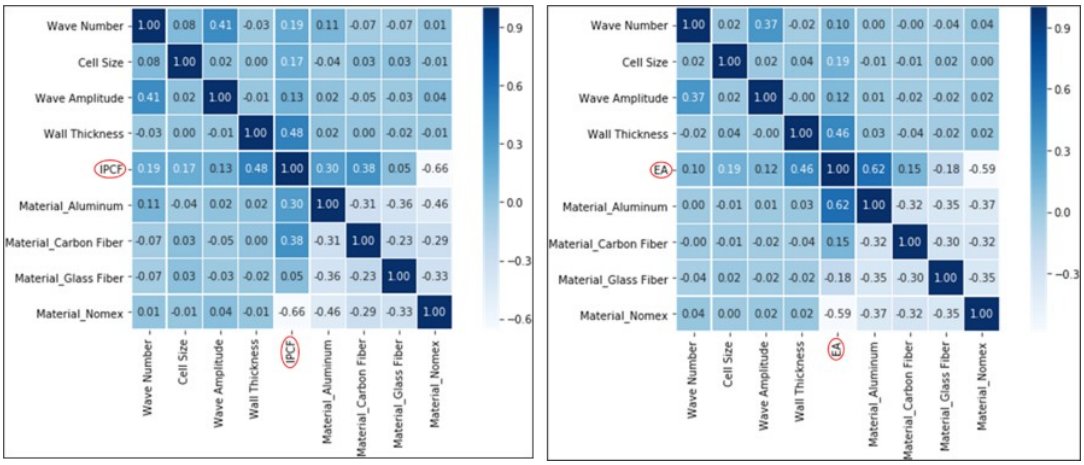
Şekil 3.15 (a) Dört malzemenin ve detaylı olarak (b) Nomex®'in IPCF sonuçları

Karbon elyaf değerleri genel dağılımda diğer malzemelere göre daha yüksektir. Ayrıca alüminyum ve cam elyaf için değerler birbirine yakındır. Öte yandan Nomex® için değerler en düşük değerlerdir. Şekil 3.16 dört malzemenin EA'sını gösterir.



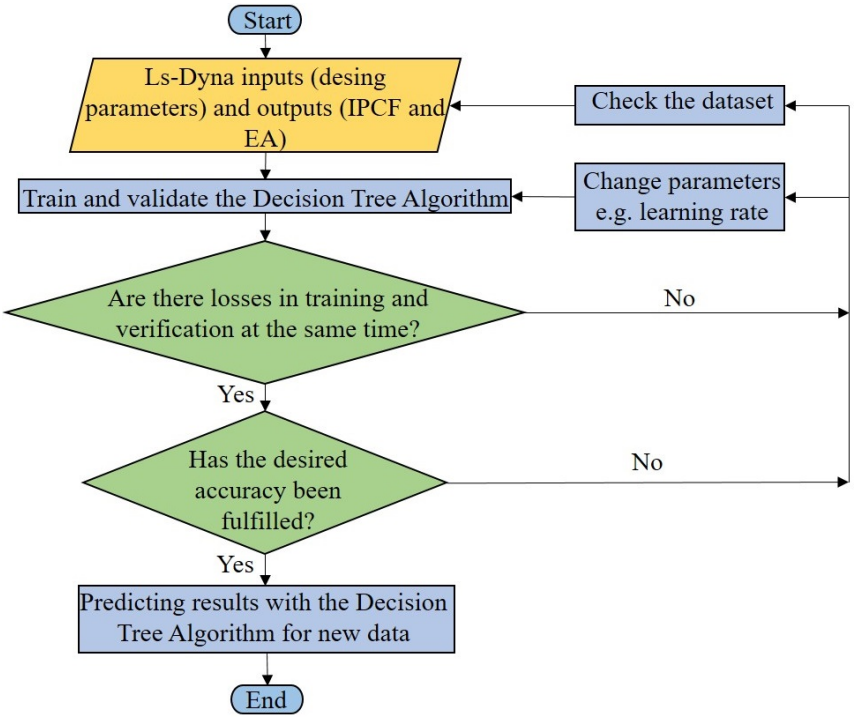
Şekil 3.16 (a) Dört malzemenin ve detaylı olarak (b) Nomex®'in EA sonuçları

Alüminyumun değeri en yüksektir. Sonrasında sırasıyla karbon ve cam elyaf gelir. Şekil 3.17'de tasarım parametreleri ile sonuçlar arasındaki ilişki görülmektedir.



Şekil 3.17 (a) IPCF ve (b) EA için tasarım parametrelerinin korelasyonu

Katsayılar 1 ile -1 arasında değişmektedir. Değer 1 ise, parametreler arasında güçlü bir doğrusal ilişki vardır. Ancak değer -1 ise güçlü bir ters oran vardır. Değer 0 ise ilişki yoktur, yani iki değişken birbirini etkilemez. IPCF üzerinde en fazla etkiye sahip parametreler duvar kalınlığı ve karbon elyaf iken, Nomex® ve cam elyaf en az etkiye sahiptir. Dalga sayısı ile dalga genliği arasında güçlü bir ilişki vardır. Öte yandan dalga parametresi ile malzeme parametresi arasındaki ilişki 0'a yakındır. Bir başka deyişle parametreler birbirlerinden bağımsızdır. EA, alüminyum ve duvar kalınlığından güçlü bir şekilde etkilenir. Nomex® ve cam elyafın etkisi, IPCF'ye olan etkideki gibi en azdır. Şekil 3.18, Python kullanılarak geliştirilen karar ağacı algoritmasının akış şemasını göstermektedir.



Şekil 3.18 Karar ağacı algoritması için akış şeması

Bu akış şemasına göre öncelikle tasarım parametreleri (girdiler) ve analiz sonuçları (çıktılar) tanımlanır. Verilerin %30'u kullanılarak algoritma eğitilir ve %70'i kullanılarak doğrulama yapılır. Bir sonraki aşamada eğitim ve doğrulama kayıplarının aynı anda olup olmadığına karar verilir. Cevap hayır ise karar ağacı algoritmasının öğrenme hızı ve derinliği değiştirilir ve veri seti kontrol edilir. İstenilen doğruluğun elde edilip edilmediğine bu aşamadan sonra karar verilir. Ls-Dyna ile algoritmada tanımlı olmayan 11 analiz önce çözülmüş, ardından tahmin modeli ile sonuçlar tahmin edilmiştir. Tablo 3.4 ve Tablo 3.5 yeni veriler için tasarım parametrelerini, sonuçları, tahmini değerleri ve hata oranlarını (%) göstermektedir.

Tablo 3.4 IPCF Sonuç, tahmin ve hata (%) değerleri

No	N	A	M	C	T	Sonuç	Tahmin	Hata (%)
1	2	0.07	Nomex®	4.5	0.036	80.65	80	0.81
2	3	0.07	K. Elyaf	5.5	0.036	855	751	12.12
3	3	0.1	K. Elyaf	4.5	0.06	3222	3040	5.64
4	2	0.1	Nomex®	3.5	0.052	165	149	9.44
5	1	0.07	C. Elyaf	3.5	0.052	969	827	14.65
6	2	0.1	Al	3.5	0.06	1250	1190	4.8
7	2	0.13	Al	5.5	0.036	1130	1060	6.19
8	1	0.13	K. Elyaf	4.5	0.036	795	873	9.81
9	1	0.1	C. Elyaf	3.5	0.052	813	741	8.81
10	1	0.07	Nomex®	3.5	0.06	112	101	9.82
11	3	0.13	Al	5.5	0.052	1770	1520	14.12

Tablo 3.5 EA Sonuç, tahmin ve hata (%) değerleri

No	N	A	M	C	T	Sonuç	Tahmin	Hata (%)
1	2	0.07	Nomex®	4.5	0.036	0.24	0.25	2.3
2	3	0.07	C. Elyaf	5.5	0.036	1.49	1.43	3.91
3	3	0.1	K. Elyaf	4.5	0.06	6.6	5.66	14.2
4	2	0.1	Nomex®	3.5	0.052	0.46	0.42	8.82
5	1	0.07	K. Elyaf	3.5	0.052	2.7	2.7	0.17
6	2	0.1	Al	3.5	0.06	5.18	4.73	8.64
7	2	0.13	Al	5.5	0.036	4.7	4.39	6.55
8	1	0.13	K. Elyaf	4.5	0.036	1.71	1.9	10.94
9	1	0.1	C. Elyaf	3.5	0.052	1.85	1.69	8.73
10	1	0.07	Nomex®	3.5	0.06	0.44	0.47	7.38
11	3	0.13	Al	5.5	0.052	7.34	6.3	14.21

IPCF için hata oranları Tablo 3.4'e göre %0.81 ile %14.65 arasında değişmektedir. Ayrıca Tablo 3.5'e göre EA hata oranları %0.17 ile %14.21 arasında değişmektedir. Algoritma daha fazla veri ile eğitildiğinde bu hata oranları azaltılabilmektedir ancak aşırı uyum göstermeye (over-fitting) dikkat edilmelidir.

4
DALGALI BAL PETEĞİNİN SANDVİÇ YAPININ EĞİLME PERFORMANSINA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Çekirdek formuna sahip dalgalı peteklerin kullanıldığı birçok çalışma bulunmaktadır. Ancak sandviç yapılarda peteklerin kenarları düzdür. Literatürdeki sandviç yapılar incelendiğinde dalgalı petekler kullanılmamıştır. Düz kenarlı peteklerin üretimi şu şekildedir: Alüminyum plaka yarım altıgen profiline sahip iki silindir arasında haddelenir. Sonrasında bu yarım altıgenler uygun yapıştırıcı ile birbirlerine yapıştırılır. Yapışan bölgelerde yaklaşık olarak çift duvar kalınlığı olurken, yapıştırılmayan bölgelerde tek duvar kalınlığı olur. Bu işlem gibi, dalgalı hücre duvarları iki sinüzoidal silindir arasında haddelenerek üretilebilir. Sinüs formunun kullanılması üretim süresini ve maliyetini arttırır. Ancak, özgül tepe kuvvetinde ve özgül emilen enerjide bir artış vardır. Bu nedenle geleneksel peteklere göre daha yüksek özgül mukavemet isteniyorsa dalgalı petekler kullanılmalıdır. Dalgalı bal peteğinin sıkıştırma davranışını araştıran çalışmalardan esinlenerek, dalga formunun sandviç yapıların eğilmesi üzerindeki etkisini inceledik [68]. İlk olarak, Allen ve Gibson'ın teorik denklemleri kullanılarak tepe kuvveti (elastik bölgedeki en yüksek dayanım değeri) ve sehim hesaplanarak Ls-Dyna sonuçları ile karşılaştırıldı. Ayrıca klasik sandviç yapının deneysel eğilme test sonuçları ile Ls-Dyna model sonuçları karşılaştırılmıştır. Eğilme testi sırasındaki kademeli görüntüler ve kuvvet-deformasyon grafikleri uyumludur. Sonuç olarak model doğrulanmıştır. İkinci olarak, peteğin düz hücre duvarları sinüs dalgası olarak modellenmiştir. Parametrelerin etkisini incelemek için dört farklı dalga sayısı ve dalga genliği kullanılarak bir test seti hazırlanmıştır. Son olarak, yeni sandviç yapının eğilmeye karşı direncinin ve spesifik enerji absorbe etme kabiliyetinin arttığı gözlemlendi.

4.1 Sandviç Yapının Ls-Dyna'da Modellenmesi ve Doğrulanması

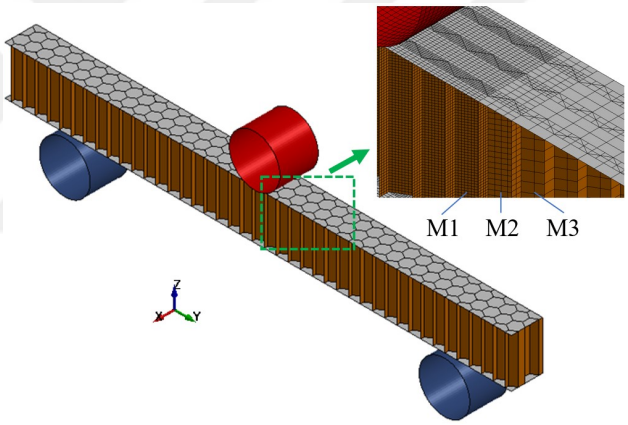
Bu bölümde üç nokta eğilme testi ve sandviç yapı Ls-Dyna kullanılarak modellenmiştir. Modeli doğrulamak için deneysel test sonuçları [22] kullanıldı. Deneylerde kullanılan

sandviç yapı, Nomex® petek (çekirdek) ve alüminyum yüzey levhası (yüzey malzemesi) kombinasyonu ile oluşturulmuştur. Sandviç yapı elemanlarının geometrik özellikleri Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1 Sandviç yapı bileşenlerinin özellikleri

Bileşen	Tanım	Değer	Birim
Bal peteği	Ticari adı	HRH 10-3/16-2	-
Bal peteği	Malzeme	Nomex®	-
Bal peteği	Kalınlık	19.05	mm
Bal peteği	Hücre boyutu	4.7625	mm
Bal peteği	Tek duvar kalınlığı	0.0608	mm
Yüzeyler	Malzeme	Alüminyum 2024-T3	-
Yüzeyler	Yukarı plaka kalınlığı	0.25	mm
Yüzeyler	Aşağı plaka kalınlığı	0.447	mm

Şekil 4.1 Ls-Dyna'da modellenen sandviç yapı ve eğilme test düzeneğini göstermektedir.



Şekil 4.1 Üç noktalı eğme test düzeneği ve sandviç yapı

Eğilme analizleri ASTM C 393/C 393M standardı esas alınarak [21] modellenmiştir. Bu standarda göre mavi sabit destekler arasında 150 mm mesafe vardır. Mavi renkli destekler ve kırmızı renkli eğme silindiri (puncher) 20 mm çapa ve 15 mm uzunluğa sahiptir. Analiz süresini kısaltmak için deneyde kullanılan sandviç yapının dörtte biri modellenmiştir [22]. Ls-Dyna modelinin boyutları 12.37x200.25x19.75 mm'dir. Eğme silindiri -Z yönünde hareket etmektedir. Eğme sırasında silindirin hızı düşüktür; ayrıca analizin zaman adımlarını daha iyi incelemek gerekir. Bu nedenle, modeli çözmek için implicit formülasyon seçilmiştir. Analiz 0.04 saniye sürmektedir. Analiz süresi 200'e bölünmüştür. Böylece, zaman adımı 0.2 milisaniye olmuştur.

Automatic_Surface_to_Surface teması (sürtünme katsayısı 0.15'tir) destekler-alt yüz levha teması ve eğme silindiri-üst yüz levha teması için tanımlanmıştır. Automatic_Single_Surface kontağı [66, 69] hücre duvarları arasındaki temas olarak

tanımlandı. Bu sayede elemanların birbirinin içinden geçmesi engellenmiştir. Hızlı ve güvenilir sonuçlar elde etmek için yapıdaki tüm elemanlar Belytschko-Tsay kabuk elemanları olarak tanımlanmıştır [19]. Destekler ve silindir deneysel test sırasında deforme olmamaktadır. Bu nedenle bu yapılar için MAT20 Rigid malzeme kartı tercih edilmiştir. Alüminyum sünek bir malzemedir. Bu nedenle, malzeme modelinin elastik ve plastik davranışı iyi göstermesi gerekir. Bunun için MAT18 Power_Low_Plasticity seçilmiştir. MAT18'de tanımlanan mekanik özellikler Tablo 4.2'de gösterilmektedir.

Tablo 4.2 Alüminyumun mekanik özellikleri

Tanım	**Değer**	**Birim**
Yoğunluk	2768	kg/m^3
Elastisite modülü	73.08	GPa
Poison oranı	0.33	-
Mukavemet kat sayısı (K)	$7.089x10^8$	-
Genleşme üstü (n)	0.139071	-
Plastik kopma için birim şekil değişimi	0.2578	-

Nomex® malzemesi gevrektir. Ek olarak, bu malzeme alüminyumdan farklı olarak ortotropiktir. MAT54 Enhanced_Composite_Damage malzeme kartı, kompozit malzeme davranışını iyi bir şekilde gösterdiği için seçilmiştir. MAT54'te tanımlanan mekanik özellikler [19, 20] Tablo 4.3'te gösterilmektedir.

Tablo 4.3 Nomex®'in mekanik özellikleri

Tanım	**Değer**	**Birim**
Yoğunluk	940	kg/m^3
Boyuna elastisite modülü	5.2	GPa
Enine elastisite modülü	3.6	GPa
Poisson oranı (ba)	0.24	-
Kayma modülü ab	1015	MPa
Boyuna sıkıştırma dayanımı	45	MPa
Boyuna çekme dayanımı	108.5	MPa
Enine basma dayanımı	30	MPa
Enine çekme dayanımı	54.23	MPa
Kayma dayanımı	55	MPa
Hasar teorisi	Tsai-Wu	-

Eğilme sırasında sandviç yapının orta kısmı (M1) deformasyonun en fazla olduğu ve incelenmesi gereken en önemli kısımdır. Bu nedenle sandviç yapının orta bölgesinde 0.34 mm ağ boyutu kullanılmıştır. Ayrıca diğer bölgelerde (M2 ve M3) 0.68 mm ve 1.32 mm boyutlarında kabuk elemanlar seçilmiştir. Deneysel test sırasında yüzey plakaları ile petek arasında ayrılma olmamıştır. Bu nedenle Ls-Dyna'da kesişen düğüm noktaları dublicate (aynı düğüm elemanının iki farklı eleman tarafından kullanılması) edildi.

4.1.1 Analitik Yaklaşım ile Doğrulama

Allen [24] ve Gibson'ın [13] teorik denklemleri Ls-Dyna modelini doğrulamak için kullanıldı. 3 nokta eğilme testi için Allen'ın yaklaşımı kullanıldı. Buna göre, sandviç yapının ortasında P kuvvetine karşı çökme ifadesi (u) şu şekildedir:

$$u = \frac{PL}{4(AG)_{eq}} + \frac{PL^3}{48(EI)_{eq}} \tag{4.1}$$

$(AG)_{eq}$ ifadesi eş değer kesme rijitliğidir. Bu ifade şu şekildedir:

$$(AG)_{eq} \approx bdG_c \tag{4.2}$$

Bu denklemde $(EI)_{eq}$ ifadesi ise eğilme rijitliğidir. Bu ifade şu şekildedir:

$$(EI)_{eq} \approx \frac{E_f b t_f d^2}{2} \tag{4.3}$$

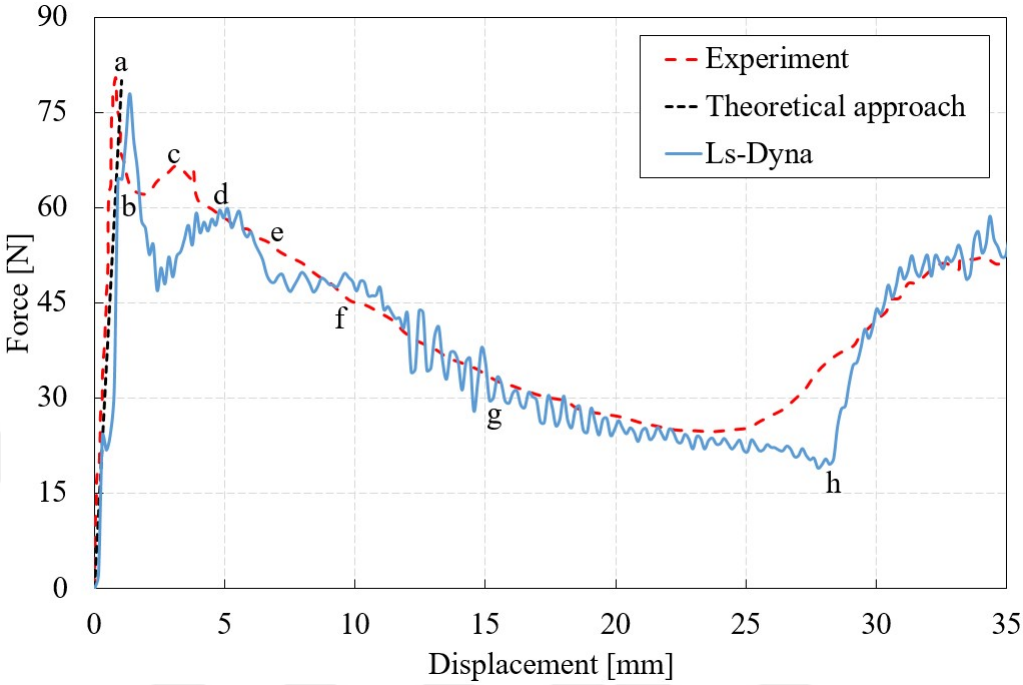
L destekler arasındaki mesafeyi, b sandviç yapının genişliğini, d sandviç yapının genişliğini (d=c+tf), c petek yüksekliğini, t_f yüzey tabakasının kalınlığını, E_f yüzey tabakasının elastisite modülünü temsil eder. G_c peteğin W yönündeki kayma modülünü temsil eder. G_c dışındaki tüm parametrelerin değerleri verildi. Bu parametrenin değeri, Gibson'ın teorik denklemi ile elde edilir:

$$G_{LT} = G_S \left(\frac{t}{l}\right) \frac{\cos\theta}{\frac{h}{l} + \sin\theta} \tag{4.4}$$

Bu ifadede G_s, peteğin hücre duvarı malzemesinin kesme modülü (Nomex® malzemesinin kesme modülü 1015 MPa'dır), t hücre duvar kalınlığı, h-l hücrenin 2 farklı kenarın uzunlukları (düzgün altıgen kullanıldığı için bu ifadeler birbirine eşittir) ve θ hücre açılma açısıdır (düzgün bir altıgen için bu değer 30 derecedir). Ls-Dyna modelinde tepe kuvveti 78.03 N'dur. Bu kuvvet sırasında sandviç yapının orta kısmının z eksenindeki sehim miktarı 1.0015 mm'dir. 4.4 numaralı denklemde ifadeler yerine konulduğunda peteğin kesme modülü 3.24 MPa olarak elde edilmektedir. Bu değer denklem 4.2'ye yazılır ve ardından denklem 4.1 çözülür. Burada teorik olarak 1.0015 mm çökme için 75.66 N hesaplanmıştır. Teorik yaklaşım eğrisi Şekil **??**'deki kuvvet-yer değiştirme grafiğinde gösterilmiştir. Ls-Dyna ile teorik tepe kuvvetleri arasında %3.1'lik bir fark vardır. Bu sonuca göre elastik bölge için Ls-Dyna modeli teorik denklemlerle doğrulanmıştır.

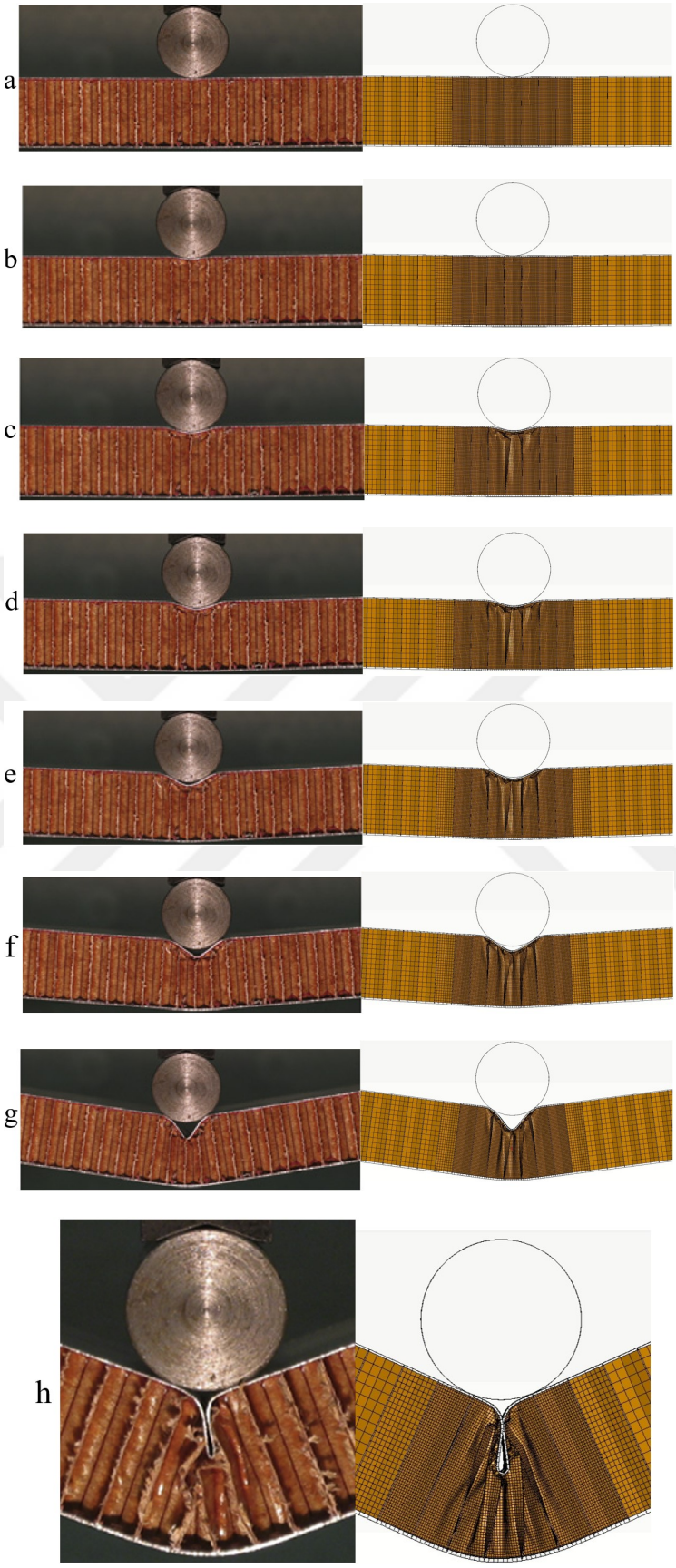
4.1.2 Deneysel Test Sonuçları ile Doğrulama

Çeyrek modeli doğrulamak için kullanılan deneysel ve teorik değerler ile Ls-Dyna sonuçları Şekil 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Sandviç yapının (çeyrek model) deneysel [22], teorik yaklaşım [24] ve Ls-Dyna sonuçları (kuvvet-yer değiştirme grafikleri)

Deneysel tepe kuvveti (80.49 N) ile Ls-Dyna modelinin (78.03 N) tepe kuvveti arasında %3.05'lik bir fark vardır. Eğriler birbiriyle uyumludur. Ayrıca karşılaştırmalı görüntüler (Şekil 4.3) birbirine benzer. Sonuç olarak Ls-Dyna modeli kullanılabilir. Genel olarak, kuvvet-yer değiştirme grafiği dörde bölünebilir. İlk bölge 0'dan a'ya kadar olan kısımdır. Bu bölgede sandviçteki petek elastik olarak sıkıştırılır. Sıkıştırma sonunda sandviç yapının en yüksek tepe kuvveti gözlenir. Yük plastik deformasyon veya kopma olmadan kaldırıldığında, yapı elastik olarak ilk durumuna geri döner. İkinci bölge, a'dan g'ye kadar olan kısımdır. Bu kısımda petekteki hücre duvarlarının burkulmasından dolayı katlanmalar oluşur. Bu bölgede plastik deformasyon olduğu için kuvvet kaldırılsa bile yapıda kalıcı hasar oluşur. Üçüncü bölge g'den h'ye kadar olan kısımdır. Bu kısımda bal peteğinde yeni kıvrımlar oluşmaz ve yapı sıkıştırılmaya devam eder. Ayrıca yapının ortasında oluşan çentik daha belirgin hale gelir. Çentik nedeniyle yapının dayanımı daha da azalır. Bu bölge literatürde yoğunlaşma bölgesi olarak da tanımlanır. Dördüncü bölge h ve ötesidir. Bu bölgede çentiğin kenarları birbirine temas eder. Temas sonucunda yapı eğilme esnasında ani direnç gösterir ve dayanımda kısmi bir artış gözlenir. Bu bölümde bahsedilen sekiz bölge ile ilgili deneysel ve Ls-Dyna modelinin karşılaştırmalı görüntüleri Şekil 4.3'te verilmiştir.

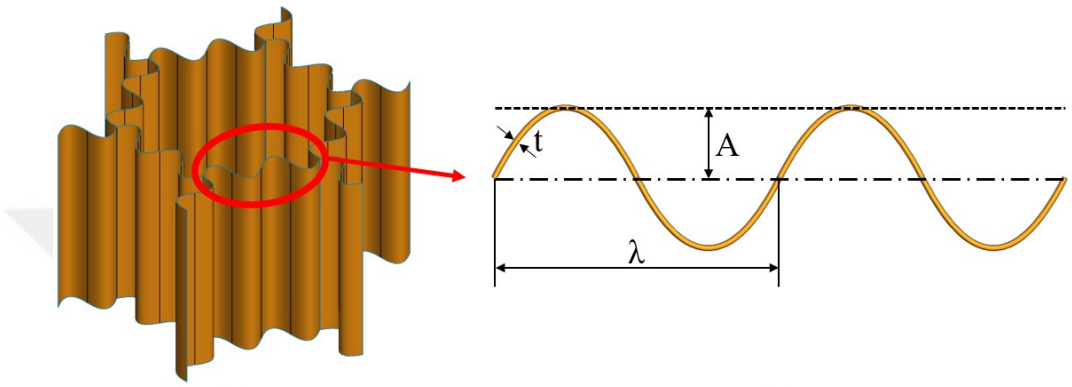


Şekil 4.3 Eğilme sırasında sandviç yapının deneysel [22] ve Ls-Dyna karşılaştırması

4.2 Bal Peteği Duvarlarının Dalgalı Olarak Modellenmesi

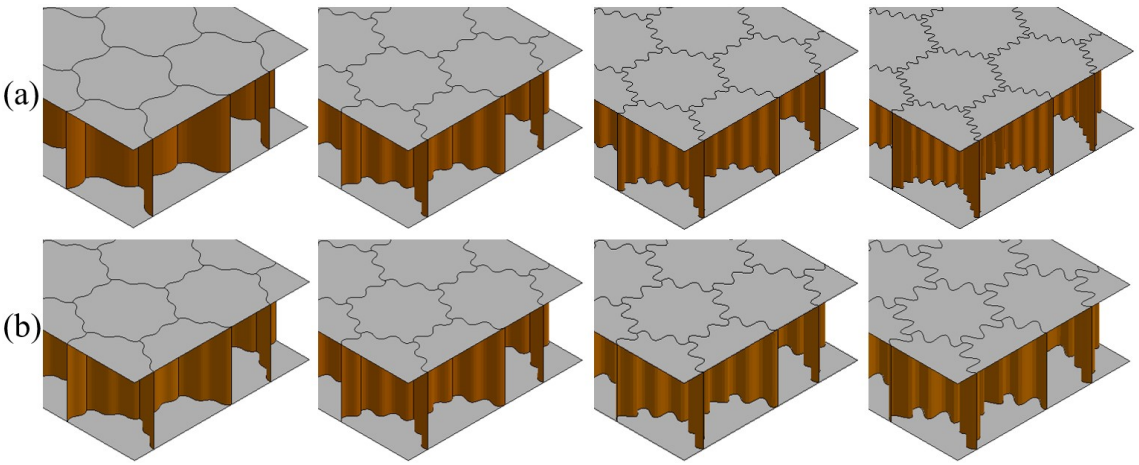
Ağaçkakanın gagasındaki mikrodalgadan esinlenilen bal peteklerinin duvarları dalgalı olarak tasarlanmıştır [33]. Dalga formu sayesinde yapının sıkıştırmaya karşı dayanımı ve özgül enerji absorbe yetenekleri artmaktadır.

Benzer şekilde, bal peteğinin sandviç yapıdaki düz kenarları dalgalı (sinüs dalgası) olarak modellenirse eğilmeye karşı direncin ve özgül enerjiyi absorbe yeteneklerinin de artacağı düşünülmektedir. Şekil 4.4 birim dalgalı peteği ve kenarını göstermektedir.



Şekil 4.4 (a) Birim dalgalı petek ve (b) sinüs dalgalı kenar

A, λ ve t sırasıyla; dalga genliği, dalga boyu ve hücre duvar kalınlığıdır. Tasarım parametreleri olan dalga sayısı ve dalga genliğinin sandviç yapının özgül tepe kuvveti ve özgül enerji absorbe etme yeteneği üzerindeki etkisini incelemek için bir test seti oluşturulmuştur. Bu sette kullanılan dalga sayıları ve dalga genlikleri Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.5 (a) Dalga sayıları (1, 2, 3 ve 4) ve (b) dalga genlikleri (0.45 mm, 0.9 mm, 1.35 mm ve 1.8 mm)

Test setindeki analizler kodlanmıştır. Bu kodlamaya göre, N dalga sayısını, A ise dalga genliğini temsil etmektedir. Örneğin, N3A1.8 kodu, 3 dalga sayısını ve 1.8

mm dalga genliğini temsil eder. Doğrulanmış modelin hücre boyutu 3/16 inçtir (4.76 mm). Bu modelin hücre duvarlarının dalgalı modellenmesi durumunda mekanik etki üzerindeki etkisini gözlemlemek yetersizdir. Çünkü bal peteğinin uzunluğu hücre çapından oransal olarak büyüktür. Bu nedenle, düz kenarlı peteğin hücre boyutu için 3/4 inç (19.05 mm) seçilmiş ve doğrulanmış modelden farklı olarak dalgalı petek Ls-Dyna'da analiz edilmiştir. Test setinin kütle değişimi (%), spesifik tepe kuvveti ve spesifik enerji absorpsiyon sonuçları Tablo 4.4'te verilmiştir.

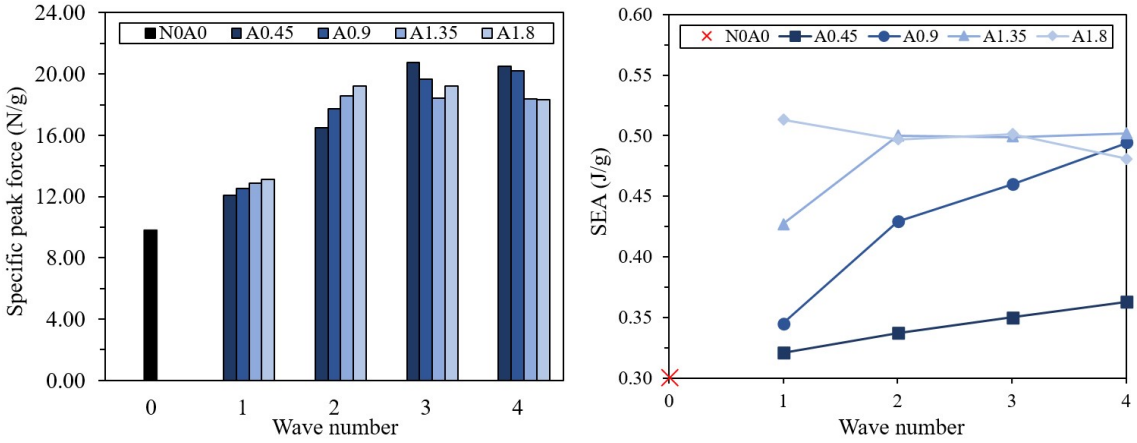
Tablo 4.4 Spesifik tepe kuvveti ve absorbe edilen spesifik enerji sonuçları

A (mm)	Kod	K (g)	KD (%)	TK (N)	STK (N/g)	EA (J)	SEA (J/g)
0	N0A0	6.25	-	61.43	9.83	1.87	0.299
0.45	N1A0.45	6.27	0.32	75.83	12.09	2.01	0.321
0.9	N1A0.9	6.35	1.6	79.45	12.51	2.19	0.345
1.35	N1A1.35	6.46	3.36	83.07	12.86	2.76	0.427
1.8	N1A1.8	6.6	5.6	86.69	13.13	3.39	0.514
0.45	N2A0.45	6.35	1.6	104.82	16.51	2.14	0.337
0.9	N2A0.9	6.59	5.44	117	17.75	2.83	0.429
1.35	N2A1.35	6.93	10.88	128.86	18.59	3.49	0.504
1.8	N2A1.8	7.31	16.96	140.35	19.2	3.63	0.497
0.45	N3A0.45	6.46	3.36	134	20.74	2.26	0.35
0.9	N3A0.9	6.94	11.04	136.5	19.67	3.19	0.46
1.35	N3A1.35	7.51	20.16	138.35	18.42	3.75	0.499
1.8	N3A1.8	8.15	30.4	156.78	19.24	4.08	0.501
0.45	N4A0.45	6.59	5.44	134.99	20.48	2.39	0.363
0.9	N4A0.9	7.31	16.96	147.77	20.21	3.61	0.494
1.35	N4A1.35	8.15	30.4	149.82	18.38	4.09	0.502
1.8	N4A1.8	9.03	44.48	165.46	18.32	4.34	0.481

N0A0 kodu, geleneksel düz kenarlı bal peteğini temsil eder. Bu petek 0 dalga genliğine sahiptir ve sinüs dalgası yoktur. Başka bir deyişle, hücre duvarları düzdür. Genel olarak dalga sayısı ve dalga genliğinin arttırılması mekanik performansı arttırır. Ancak hücre duvarlarının dalgalı modellenmesi ile yapının toplam ağırlığı da artmaktadır. Ağırlıktaki artıştan dolayı enerji absorbesi de artar. Bu nedenle absorbe edilen enerji için spesifik absorbe enerji değerleri (SEA) incelenmelidir. SEA değeri daha yüksek tasarımın mekanik olarak diğerlerine göre daha verimli olduğu söylenebilir.

4.2.1 Dalga Sayısının Etkisinin İncelenmesi

Peteklerde düz kenarların dalga şeklinde modellenmesi ve dalga sayısının artması bu yapıların mekanik performansını etkiler [33, 36]. Sandviç yapılar için de benzer bir etki mümkündür. Bu bölümde dalga sayısının spesifik tepe kuvveti ve SEA üzerindeki etkisi incelenecektir (Şekil 4.6).



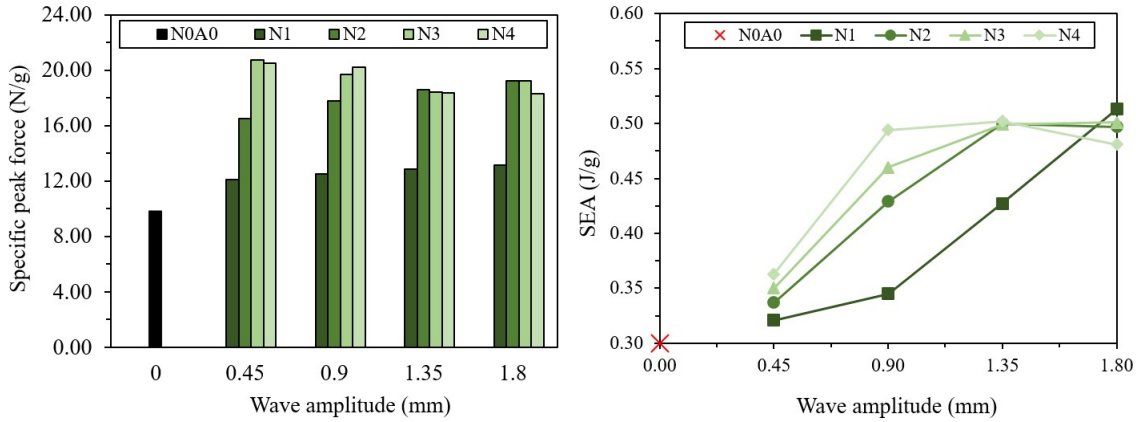
Şekil 4.6 Dalga sayısının (a) özgül tepe kuvveti ve (b) SEA üzerindeki etkisi

Genelde dalga sayısı arttıkça peteğin eğilmeye karşı direnci de artar. Düz kenarlı petek ile karşılaştırıldığında: 0.45 mm dalga genliği için artışlar %23 ile %110 arasındadır. Benzer bir yükseliş eğilimi SEA için de geçerlidir. Dalga sayısı arttıkça SEA da artmaktadır. SEA dalga sayısı 1'den 2'ye ve 3'ten 4'e yükseldikçe sadece 1.8 mm'lik dalga genliği için azalır.

Dalga sayısı arttıkça SEA da artmaktadır, ancak bazı durumlarda düşüş olabilir. Bu durum, istenilen SEA değerine göre uygun tasarım parametrelerinin seçilmesinin önemli olduğunu göstermektedir. 0.45 mm dalga genliği için dalga sayısı arttıkça SEA %7 ile %21 arasında artmaktadır. Ayrıca 1.8 mm'lik dalga genliği için SEA %60 ile %71 arasında artmaktadır.

4.2.2 Dalga Genliğinin Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde dalga genliğinin özgül tepe kuvveti ve SEA üzerindeki etkisi incelenmektedir (Şekil 4.7).



Şekil 4.7 Dalga genliğinin (a) özgül tepe kuvveti ve (b) SEA üzerindeki etkisi

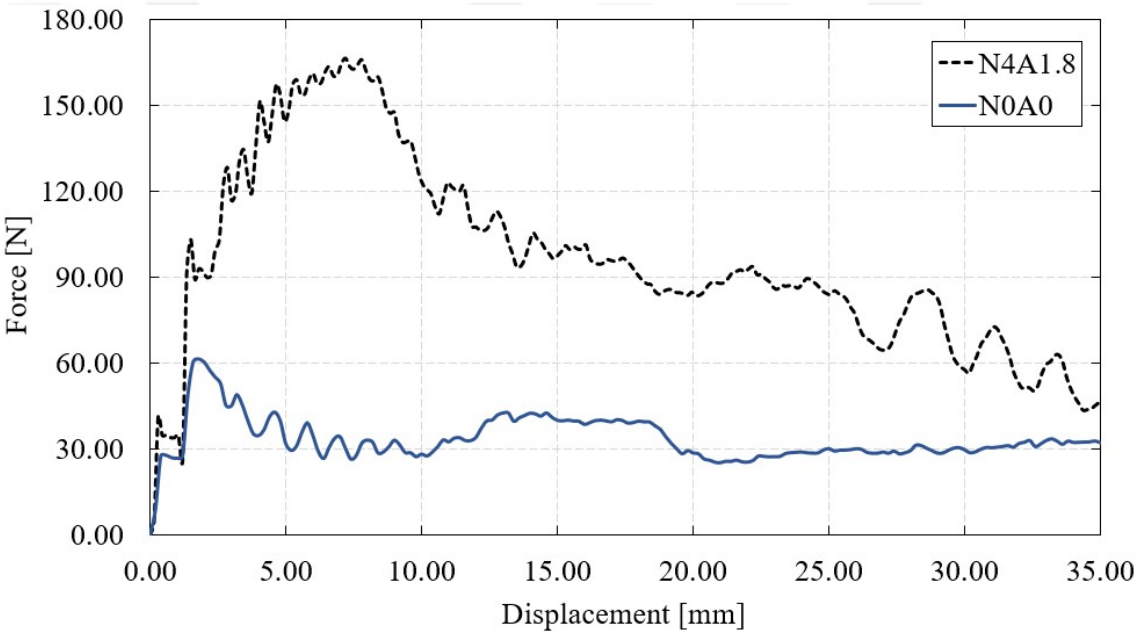
Genel eğilim dalga genliği arttıkça bal peteğinin eğilmeye karşı direncinin de

artmasıdır. Düz kenarlı petek yapısıyla karşılaştırıldığında: Artışlar dalga sayısı için %23 ile %33 arasındadır. En yüksek artışlar dört dalga sayısı içindir. Buna göre artışlar %86 ile %108 arasında değişmektedir.

Benzer şekilde, SEA da artan dalga genliği ile beraber artar. Dalga genliği arttığında SEA %7 ile %71 arasında artar. Dalga genliği 1.35 mm'den 1.8 mm'ye yükseldiğinde, SEA sadece bir dalga sayısında (1) artar. Diğer üç dalga sayısı için SEA değerleri genlik 1.35 mm'den 1.8 mm'ye yükseldikçe azalır.

4.2.3 N0A0 İle N4A1.8'in Karşılaştırılması

N0A0 ve N4A1.8'in karşılaştırmalı kuvvet-yer değiştirme grafikleri Şekil 4.8'de görülmektedir.

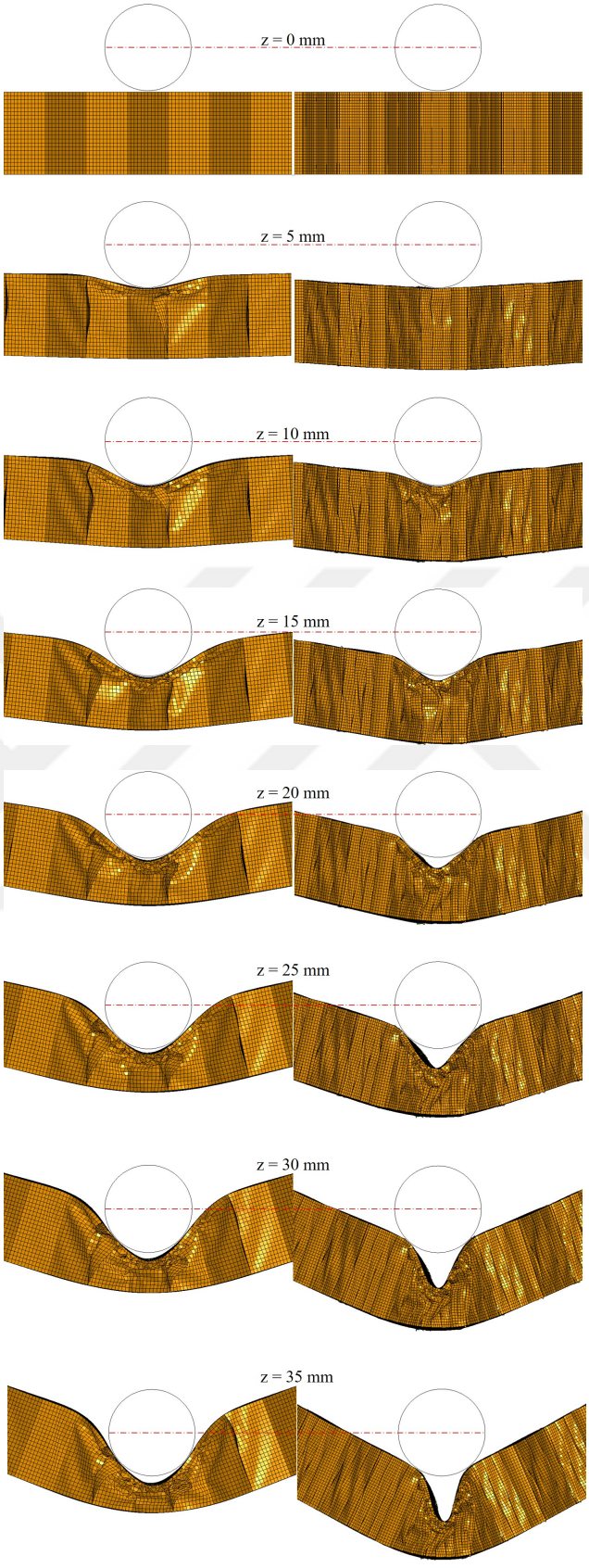


Şekil 4.8 N0A0 ve N4A1.8 modellerinin kuvvet-yer değiştirme grafikleri

Silindir –Z yönünde hareket ettikçe sandviç yapının uyguladığı tepki kuvveti artar. N0A0 modelinde hücre duvarları düz olduğundan reaksiyon kuvveti aniden en yüksek değerine (elastik olarak) ulaşır ve hücre duvarlarının katlanması nedeniyle sonrasında bu değerden itibaren düşer.

Düz modelin aksine, N4A1.8 dört dalgaya sahiptir. Dalgalar kademeli olarak katlanırken, reaksiyon kuvveti yavaşça en yüksek değerine yükselir ve bu değerden yavaşça azalır. Bu sayede dalgalı petek düz modele göre daha fazla direnç gösterir. Şekil 4.9, eğilme sırasında N0A0 ve N4A1.8'in Ls-Dyna'daki karşılaştırmalı görüntülerini göstermektedir.

Deneysel modelde (Şekil 4.3) sandviç yapı 35 mm eğilmiş ve çentik oluşumu



Şekil 4.9 Eğilme sırasında sandviç yapıların (N0A0 ve N4A1.8) kademeli olarak karşılaştırılması

gözlenmiştir. N0A0 ve N4A1.8 modellerinin hücre çapı deneysel modele göre daha büyük olduğu için deneysel modeldeki çentik oluşumu diğer modellere göre daha keskin görünmektedir. Dalgalı ve dalgasız peteklerin tasarımları birbirinden farklıdır. Bu nedenle, z ekseni üzerindeki belirli mesafeler için yapıların mekanik davranışları da farklıdır. N4A1.8 modelinin alt kısmı N0A0 modeline göre z ekseninde daha fazla hareket etti. Analiz sonunda N0A0 modelinin orta kısmında N4A1.8'e göre daha fazla deformasyon görülmektedir. Dalgalı duvarları katlamak, düz duvarları katlamaktan daha zor olduğu için, analiz sonunda N0A0 modelinde daha fazla deformasyon meydana geldi. Bir başka deyişle yapıda 4 dalganın olması modelin mekanik değerlerine katkıda bulunmuştur.

5
DALGALI BAL PETEĞİ YAPISINA SAHİP DİKEY KANAT HÜCUM KENARININ KUŞ ÇARPMASI ETKİSİNDEKİ MEKANİK DAVRANIŞININ NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Kuş çarpmalarına karşı mekanik olarak daha iyi kanat hücum kenarı elde etmek için yapılan birçok çalışma bulunmaktadır. Uçakların hücum kenarlarında kullanılan sandviç yapılardaki peteklerin duvarları genelde düzdür. Literatürde araştırıldığı kadarıyla kuş çarpmalarına karşı direnci artırmak için dalgalı petek kullanıldığı bir çalışma bulunmamaktadır. Bu bölümde [70] kuş modeli ile kompozit yapıdan yapılmış kanat hücum kenarı için iki aşamalı doğrulama yapılmıştır. İlk olarak, kuş modeli doğrulandı. Bunun için literatürdeki deneysel değerlerle (kuş modelinin hızındaki azalma, çapındaki artış ve plaka üzerinde oluşturduğu basınç) karşılaştırma yapılmıştır. Deneysel test sonuçları ve Ls-Dyna'daki kuş modelinin değerleri iyi bir uyum göstermektedir. Çarpma sırasındaki kademeli görüntülerde iyi uyum sağlamaktadır. İkinci olarak dikey hücum kenarı üzerindeki kuş çarpması modeli doğrulanmıştır. Buna göre kanat merkezinde meydana gelen Z yönündeki deformasyonlar arasında %10.3'lük bir fark vardır. Kaburgalar arası yaklaşımda %1.1 fark vardır. Ek olarak, dikey hücum kenarının çarpma sonrası görüntüleri deneysel test sonuçları ile iyi bir uyum göstermektedir. Sonuç olarak, sonraki aşamalarda hem kuş modeli hem de kompozit dikey hücum kenarı modeli beraber kullanılacaktır.

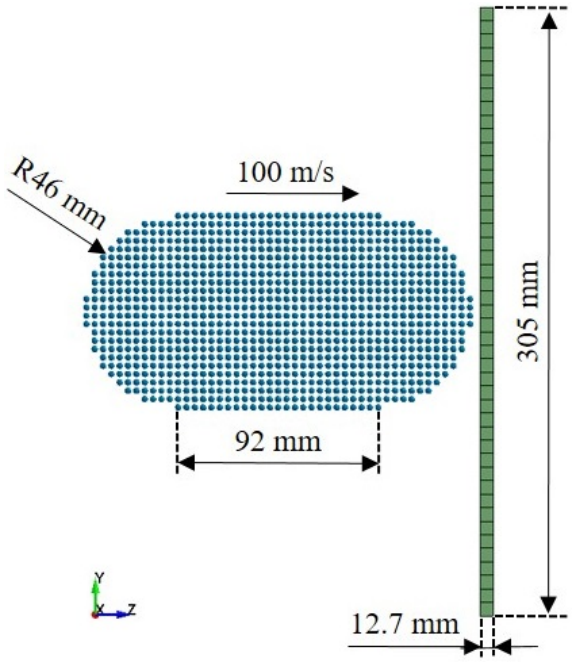
Bir sonraki adımda, düz peteklerin kenarları sinüs dalgası olarak modellendi. Tasarım parametrelerinin çarpma üzerindeki etkisini incelemek için 1, 2, 3 ve 4 dalga sayıları ile 1 mm, 2 mm, 3 mm ve 4 mm dalga genlikleri kullanıldı. Dalga sayısı ve genliği arttıkça yapıda daha fazla malzeme olmaktadır. Çünkü sinüs dalgası düz bir çizgiden daha uzundur. Bu durum sandviç yapının ağırlığını artırmaktadır. Böylece yapının ağırlığı, düz modele kıyasla %23.7'ye varan oranlarda arttı (bu değer tüm uçak için ihmal edilebilir bir değer olup yalnızca hücum kenarındaki ağırlık artış oranıdır). Kanat merkezindeki deformasyon değerinde %9.79'a varan iyileşmeler

görüldü. Kaburgaların yakınsamasında %28.58'e varan bir iyileşme sağlandı. Ayrıca Z yönündeki reaksiyon kuvvetlerinin toplamında %5.02'lik bir iyileşme görüldü. Bu çalışma dalgalı bal peteklerin kuş çarpmasına karşı direnci artırmak için iyi bir potansiyel göstermektedir.

5.1 Kuş Modelinin Doğrulanması

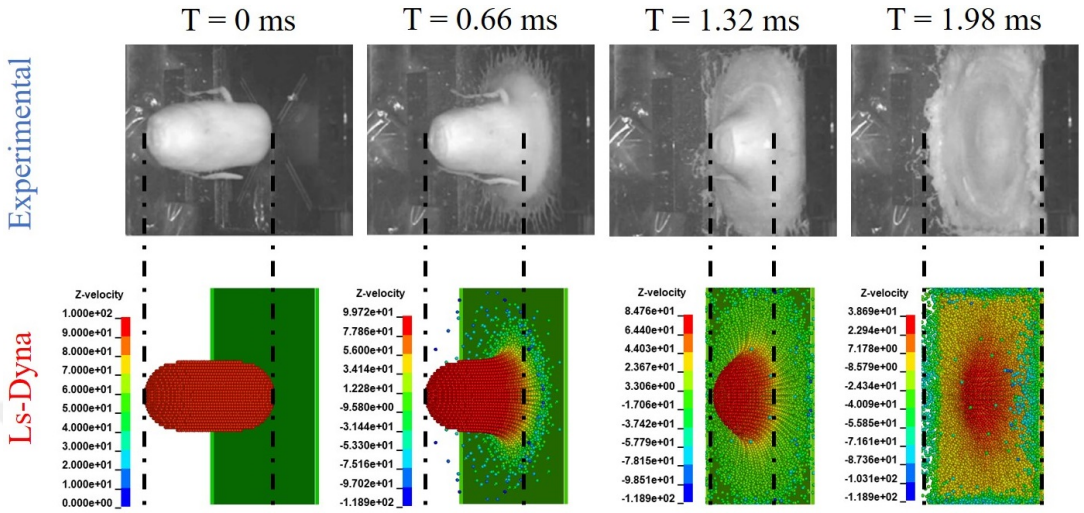
Kuş modelini oluşturmak için kuşun gaga, kanat ve tüy gibi kısımlarını ayrı ayrı modellemek yerine Ls-Dyna'da su formlu SPH elemanları tercih edilmiştir. Doğal kuş şekli için yarım küre uçlu silindir form kullanılmıştır. 46 mm yarıçaplı kuş modeli deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır [30]. Model her biri 0.0608 gr ağırlığında 16616 adet SPH elemanından oluşmaktadır. Kuşun mekanik özellikleri için değerler literatürde ilgili çalışmadan alınmıştır [31].

Eroding_Nodes_to_Surface kontağı [71] kuş modeli ve plaka arasında tanımlandı. Bu kontak, kuş modelinin SPH elemanlarından oluştuğu ve plakanın eleman tipinin kabuk olduğu için seçilmiştir. Plaka arkadaki desteklere bağlı olduğu için deneysel testte hareket etmemektedir. Bunun için plakanın kenarlarındaki düğüm noktaları sabitlendi (6 derece serbestlik kısıtlandı). Ayrıca kuşun çarptığı plaka RHA çeliğidir (Rolled homogeneous armour). Bu nedenle plaka için MAT18_Power_Low_Plasticity seçilmiştir. Z yönünde 100 m/s başlangıç hızına, 1 kg ağırlığa sahip kuş modeli ile kare profilli (305 mm genişlik x 12.7 mm kalınlık) çelik plakaya sahip çarpma modeli Şekil 5.1'de gösterilmektedir.



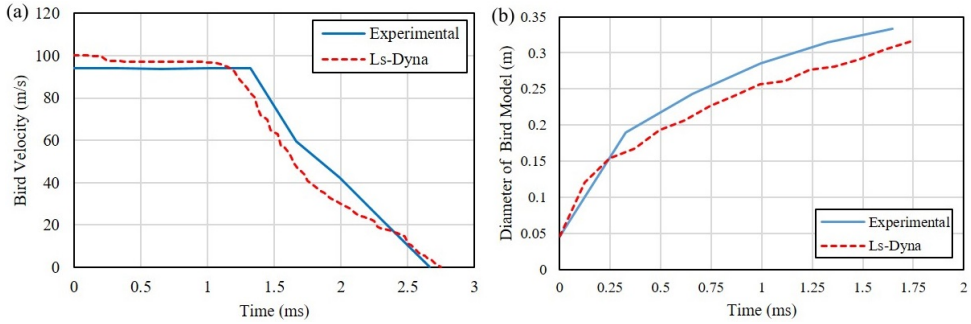
Şekil 5.1 SPH kuş modeli ve çelik profilli kare plaka

Kuş modelini doğrulamak için çarpma sırasında dört parametre (parçacık dağılımı, modelin çapındaki artış, arka kısmın azalan hızı ve basınç eğrileri) deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır. t = 0 ms, 0.66 ms, 1.32 ms ve 1.98 ms'deki deneysel sonuçlar ile Ls-Dyna modelinin kademeli görüntüleri Şekil 5.2'de görülmektedir.



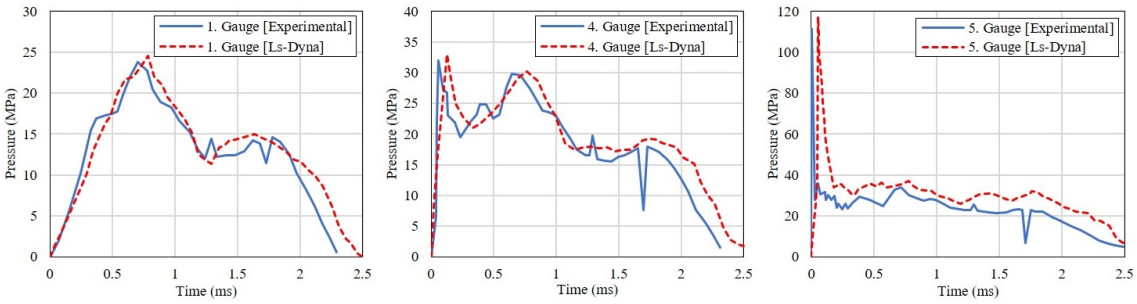
Şekil 5.2 Çarpma sırasında deneysel testin [30] ve Ls-Dyna modelinin kademeli görüntüleri

Deneysel testteki yapay kuş gibi, Ls-Dyna'daki kuş modelinin de bir sıvı gibi dağıldığı görüldü. Ek olarak, farklı zaman adımlarındaki saçılma görüntüleri de iyi bir uyum içindedir. Kuş modelinin çarpma anındaki hız ve çapının karşılaştırmalı grafikleri Şekil 5.3'te verilmiştir.



Şekil 5.3 Deneysel test [30] ile Ls-Dyna modelinin (a) hız ve (b) çaptaki genişleme karşılaştırması

Ls-Dyna'daki hız için modelin arkasındaki SPH parçacığının hız değerleri çizildi. Çaptaki değişim için, birbirinden en uzak iki SPH parçacığı arasındaki mesafe (çarpma önceki mesafe 0.046 m'dir) çizildi. Ayrıca plakanın [30] farklı yerlerindeki basınç ölçerlerin değerleri ile Ls-Dyna'daki basınç değerleri ile karşılaştırılmıştır. 1, 4 ve 5 basınç göstergelerinin karşılaştırmalı sonuçları Şekil 5.4'te görülmektedir (1-2 ve 3-4 eğrilerinin sonuçları çok benzer olduğundan, 2 ve 3 eğrilerinin sonuçları verilmemiştir).

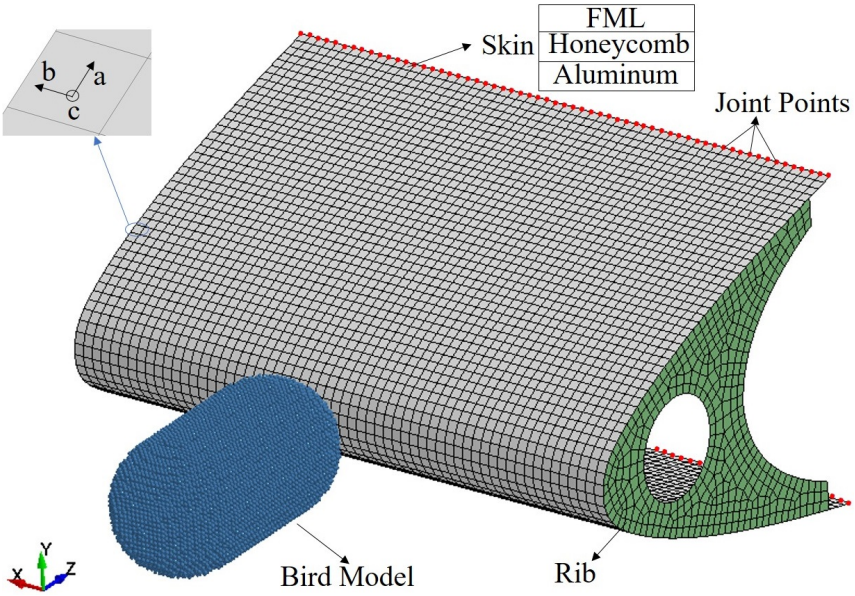


Şekil 5.4 Deneysel test [30] ile Ls-Dyna'nın basınç eğrilerinin karşılaştırılması (a) 1. gösterge, (b) 4. gösterge ve (c) 5. gösterge

Ölçülen basınç değerleri birbirine yakındır. Çizgilerin eğilimleri benzerdir. Sonuç olarak, deneysel ve Ls-Dyna sonuçları arasında iyi bir uyum vardır. Bu sonuçlara göre kuş modeli doğrulanmıştır ve sonraki adımlarda kullanılabilir.

5.2 Dikey Hücum Kenarı Üzerine Kuş Çarpmasının Doğrulanması

Kanatlar kullanım amacına bağlı olarak yatay ve dikey kanat olmak üzere ikiye ayrılır. Öndeki yatay kanatlar, uçağın pistte hızlanma sırasında kalkış yapmasını sağlar. Ayrıca uçağın havada tutunmasını sağlar. Arkadaki dikey kanat bir tür dümendir. Bu sayede uçağın sağa ve sola yönlenmesini sağlar. Radomlar ve motorlar ile birlikte yatay-dikey kanatlar, uçağın kuş çarpmalarına en çok maruz kalan kısımlarıdır. Ls-Dyna modelinin geçerli olması için, kuş modeli ile birlikte dikey hücum kenarının da doğrulanması gerekir. Deneyde [32] test edilen dikey hücum kenarı, dış plaka (kaplama) ve kaburga olmak üzere 2 parçadan oluşmaktadır. Ls-Dyna modeli Şekil 5.5'te gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Kuş modeli ve dikey hücum kenarı modeli

Dış plaka 3 katmandan oluşur; Dışta FML (Fiber metal tabaka), ortada alüminyum bal peteği ve içte alüminyum yüzey. Toplam kalınlığı 1.4 mm olan FML'in dizilimi A/0/90/A/90/0/A'dır. A harfi alüminyum 2024-T3 malzemesini temsil eder. 0 ve 90 derece cam elyaf katmanı (S2-Glass-FM94) [65] ve istifleme açılarını temsil eder. Cam elyaf katman için MAT54_Enhanced_Composite_Damage seçilmiştir. Alüminyum izotropik bir malzemedir. Cam elyaf katman alüminyumdan farklı olarak ortotopik bir malzemedir. Bu nedenle bu malzeme kartı cam elyaf için düşünülmüştür. a, b ve c harfleri, her bir sonlu elemandaki cam elyaf katının yönünü temsil eder. Boyuna ve enine yönler sırasıyla a ve b'dir. Başka bir deyişle, a yönü kaburga yönüdür. b yönü ise kaburgaya dik olan yöndür. Ek olarak, c yönü düzlem dışı yönü temsil eder. Cam elyaf katmanının mekanik özellikleri Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Cam elyaf katmanının mekanik özellikleri

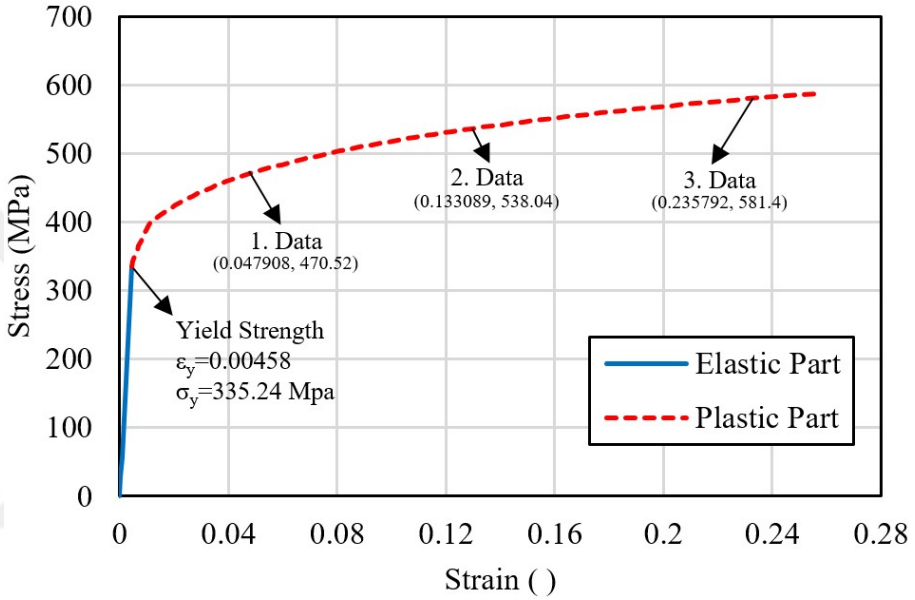
Tanım	**Değer**	**Birim**
Yoğunluk	1980	kg/m^3
Boyuna elastisite modülü	50.6	GPa
Enine elastisite modülü	9.9	GPa
Poison oranı (ba)	0.062	-
Kayma modülü (ab)	3.7	GPa
Kayma modülü (bc)	1.65	GPa
Boyuna sıkıştırma dayanımı	2	GPa
Boyuna çekme dayanımı	2.5	GPa
Enine basma dayanımı	0.15	GPa
Enine çekme dayanımı	50	GPa
Kayma dayanımı	75	MPa
Hasar teorisi	Tsai-Wu	-

Cam elyaf ve alüminyum kalınlığı sırasıyla 0.125 mm ve 0.3 mm'dir. Ortada 6.35 mm kalınlığında alüminyum malzemeden yapılmış petek bulunmaktadır. Hücum kenarının iç yüzeyinde 0.3 mm kalınlığında alüminyum yüzey bulunmaktadır. Sağda ve solda 2 mm kalınlığında alüminyum kaburgalar da dış kaplamayı desteklemektedir. Alüminyum sünek bir malzeme olduğu için MAT18_Power_Low_Plasticity seçilmiştir. Alüminyumun mekanik özellikleri Tablo 5.2'de verilmiştir.

Tablo 5.2 Alüminyum 2024-T3'ün mekanik özellikleri [72]

Tanım	**Değer**	**Birim**
Yoğunluk	2768	kg/m^3
Elastisite modülü	73.08	GPa
Poison oranı	0.33	-
Mukavemet kat sayısı (K)	7.089x108	-
Genleşme üssü (n)	0.139071	-
Plastik kopma için birim şekil değişimi	0.2578	-

Elastisite modülü (E) akma dayanımından önce Hooke yasasına göre lineer bölgeyi tanımlar. Benzer şekilde, mukavemet katsayısı (K) akma mukavemetinden sonraki plastik bölgeyi tanımlar. Bu değer elastisite modülü gibi sabit bir değerdir ve malzemeye özeldir. Sertleşme üssü (n) bir metalin sertleşme kabiliyetini simgeleyen parametredir. n ne kadar yüksek olursa sertleşme o kadar yüksek olur. Bu parametre K gibi sabit bir değerdir ve malzemeye özeldir. Alüminyum için tanımlanan kırılma birim şekil değişimi değeri, gerçek kırılma birim şekil değişimi değeridir. Alüminyum 2024-T3 malzemesine ait gerçek gerilme-birim şekil değişimi grafiği Şekil 5.6'da gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Alüminyum 2024-T3'e ait gerilme-birim şekil değişimi grafiği [72]

Mavi düz çizgi ve kırmızı kesikli çizgi sırasıyla elastik ve plastik bölgeyi temsil etmektedir. Gerilme-birim şekil değişimi grafiğindeki değerler Power Law [73] ile uyumlu olmalıdır. Bu teoreme göre elastik bölge için σ_e=Eε ifadesi geçerli iken plastik bölge için σ_p=Kε^n ifadesi geçerlidir. Şekil 5.6'daki değerler ile Power Law'ın uygun olup olmadığını kontrol etmek için plastik bölgeden 3 farklı veri seçilmiştir. Bu noktaların grafikteki değerleri ve Power Law'a göre hesaplanan değerleri (σ_p) Tablo 5.3'de görülmektedir.

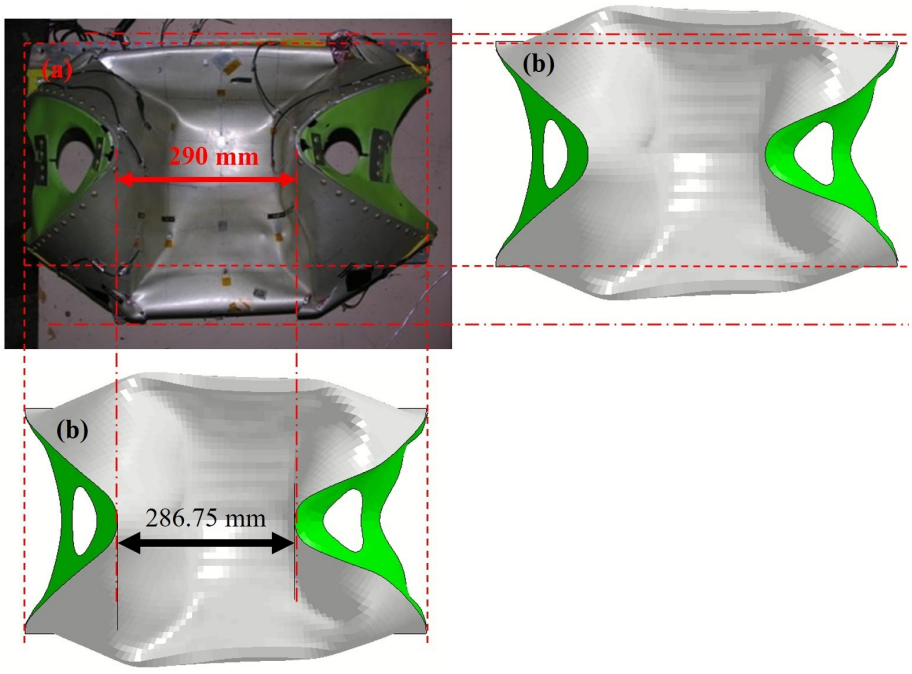
Tablo 5.3 Seçilen 3 verinin gerilme-birim şekil değişimi değerleri

Veri	ε **(Şekil 5.6)**	σ_p **(Şekil 5.6)**	σ_p **(Power Law)**	**Fark (%)**
1. Veri	0.047908	470.52	464.58	-1.28
2. Veri	0.133089	538.04	535.52	-0.47
3. Veri	0.235792	581.4	579.85	-0.27

Gerilme değerleri arasında %-1.28'e varan fark vardır. Bu sonuçlar Figür 5.6'daki değerlerin analizlerde kullanılabilir olduğunu göstermektedir.

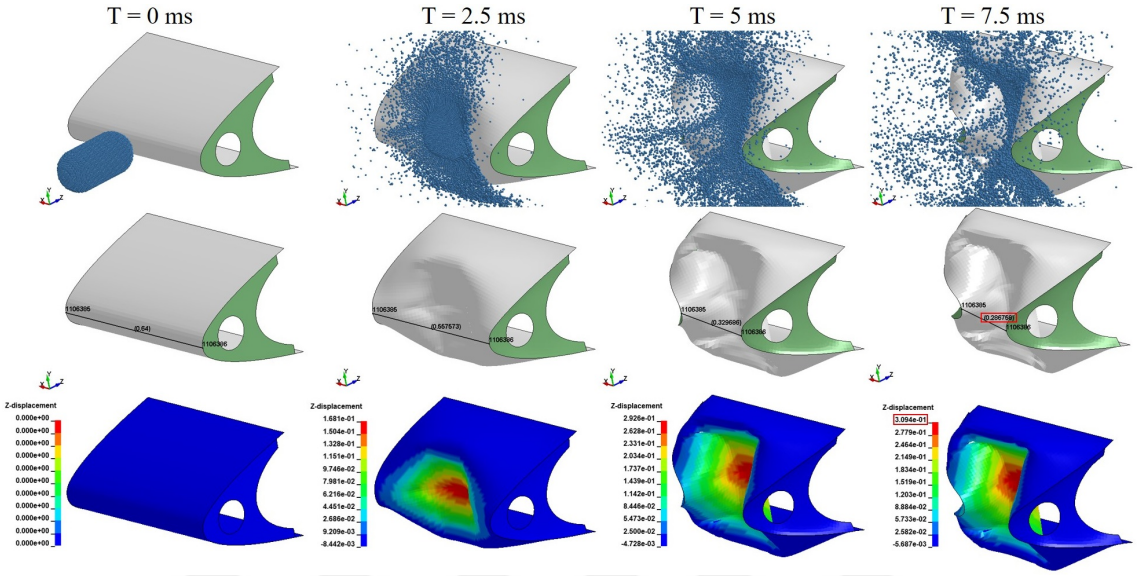
Part_Composite hibrit yapılı kompozitleri modellemek için kullanılan bir komuttur. Katmanların istenilen sırada istiflenmesini sağlar. Bu komut, dış kaplamayı oluşturan üç katmanı oluşturmak için kullanıldı (kanat yapısı için istifleme). Bu şekilde farklı malzemeler (cam elyaf ve alüminyum) ve yapılar (yüzey plaka ve bal peteği) kabuk elemanları olarak birleştirilir. Part_Composite'in bir başka avantajı da elyaf açılarının istenildiği gibi yönlendirilebilmesidir. Bu şekilde cam elyaf katmanının 0° ve 90° açıları tanımlanır. Çarpma modeli için de kuşun doğrulama bölümündeki kuş modelinin aynısı (aynı mekanik özellikler) kullanılır. Tek farkı SPH elemanlarının sayısı ve kuş modelinin büyüklüğüdür.

Sertifikasyon gereksinimlerini karşılamak için dikey hücum kenarındaki kuş çarpmaları FAR 25.631'e [29] dayanmalıdır. Buna göre kuşun hızı ve ağırlığı sırasıyla 129 m/s ve 3.62 kg'dır. Eroding_Nodes_to_Surface kontağı kuş modeli ve hücum kenarı arasında tanımlandı. Çarpma sırasında hücum kenarının üst ve alt yüzeyleri katlanır ve birbiriyle temas eder (Şekil 5.7a). Ls-Dyna'da yüzeyler arasında temas tanımlanmadıysa, birbirlerini görmezler ve birbirlerinin içinden geçerler. Başka bir deyişle, penetrasyon yoktur. Bu durumdan kaçınmak için Automatic_Single_Surface [74] kontağı tanımlanmıştır. Ayrıca kompozit yüzeyin arka kenarlarındaki bağlantı noktaları ön kenarın hareket etmemesi için sabitlenmiştir. Çarpma esnasında kaburgalar ve kaplama yüzeyi birbirlerinden ayrılmamıştır. Bu nedenle kaburgaların ve kaplama yüzeyinin temas noktaları dublicate (iki düğüm noktasının tek düğüm noktası gibi davranması) edildi. Çarpma sonrası deneysel test ve Ls-Dyna sonuçları Şekil 5.7'de görülmektedir.



Şekil 5.7 Çarpma sonrası deneysel test [32] ve Ls-Dyna sonucu

Deneysel testte ve Ls-Dyna modelinde çarpma sonrası kaburgalar arasındaki mesafe sırasıyla 290 mm ve 286.75 mm'dir. Aralarında %1.1 fark vardır. Deneysel testte Z yönündeki deformasyon miktarı 344.81 mm iken Ls-Dyna modelinde 309.4 mm olmuştur. Aralarında %10.3 fark vardır. Ortaya çıkan görüntüler birbirine benzerdir. Analizin kademeli görüntüleri ve nümerik sonuçlar (kaburgalar arasındaki mesafe ve deformasyon miktarı) Şekil 5.8'de gösterilmiştir.

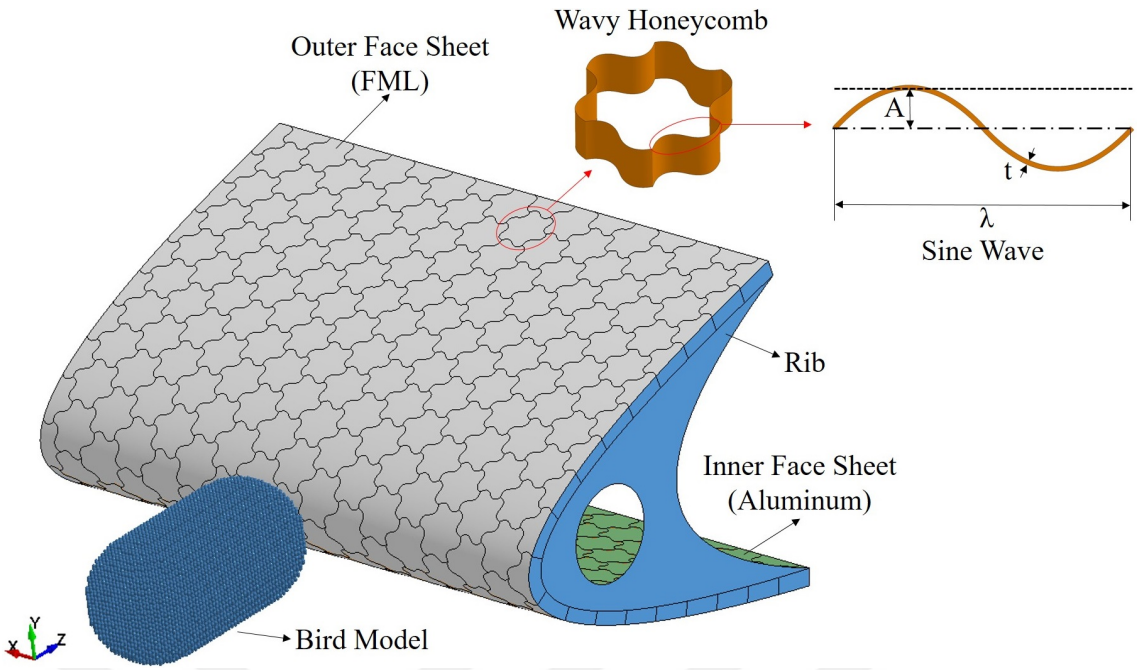


Şekil 5.8 Ls-Dyna'da hücum kenarına kuş çarpmasının kademeli görüntüleri

Kuş hareket ettikçe hücum kenarının merkezi Z yönünde hareket eder. Çarpma öncesi ve sonrası kaburgalar arasındaki mesafe sırasıyla 640 mm ve 286.75 mm'dir. Kaburgaların yaklaşımı çarpmadan önceki mesafenin %55.2'si kadardır. Ls-Dyna'da 'measure' komutu kullanılarak iki düğüm noktası arasındaki mesafe ölçümü yapıldı. Ölçüm işlemi için bu komut seçildikten sonra sırasıyla mesafe ölçümü istenen iki düğüm noktası seçilir. Sonrasında Ls-Dyna mesafeyi gösterir. Sonuçlar bir bütün olarak değerlendirildiğinde, çarpma modelinin doğrulandığı ve dalgalı peteklerin olduğu hücum kenarının analizleri için de kullanılabileceği söylenebilir.

5.3 Dikey Hücum Kenarında Dalgalı Bal Peteği Modelinin Kurulması

Ağaçkakanın gagasındaki mikro yapılardan esinlenerek bal peteğinin düz duvarı dalgalı olarak modellenmiştir [33]. Bu sayede basma testinde daha yüksek mekanik özellikler elde edilmiştir. Aynı şekilde kuş çarpmalarına karşı dalgalı (sinüs dalgalı) petek kullanılmasının da çarpmaya karşı mekanik dayanımı artıracağını düşünüyoruz. Dalgalı petek içeren dikey hücum kenarının detaylı görüntüsü Şekil 5.9'da görülmektedir.



Şekil 5.9 Dalgalı petek yapısına sahip dikey hücum kenarı ve kuş modeli

Hücum kenarının doğrulanması bölümünde kontak olarak sadece 1 kontak (kuş ile hücum kenarı arasında Eroding_Nodes_to_Surface kontağı) tanımlanmıştı. Ancak hücum kenarı 3 kısımdan (dış yüz, dalgalı petek ve iç yüz) oluştuğu için ek olarak başka kontaklara da ihtiyaç vardır.

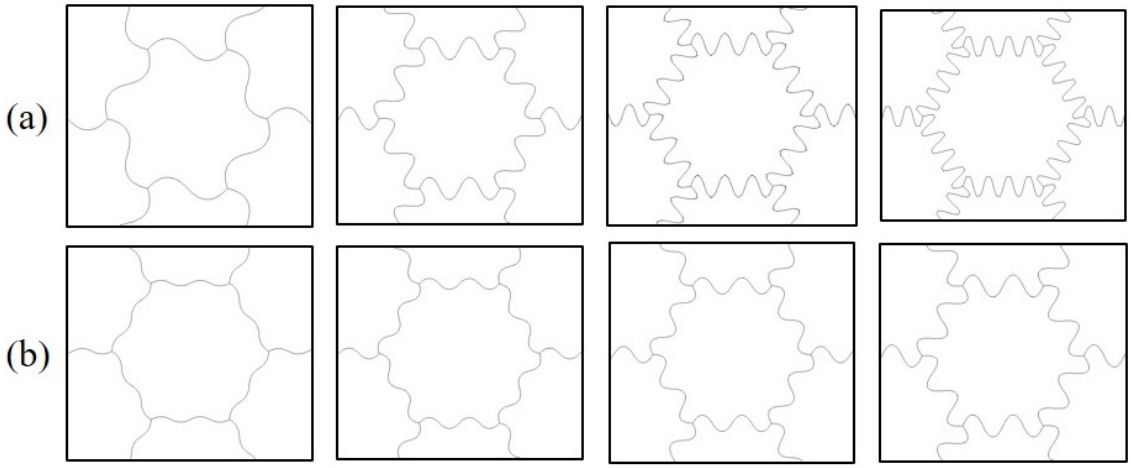
Deneysel testte [32] dış yüzey tabakasında delinme yoktur. Yani kuş ortadaki petek ve iç kısımdaki alüminyum yüzeye temas etmez. Bu nedenle analiz süresini kısaltmak için, kuş modeli ile dış yüzey plakası arasında yalnızca Eroding_Nodes_to_Surface kontağı tanımlandı.

Automatic_Surface_to_Surface [75] kontağı hücum kenarının parçalarının birbirinden geçmesini (iç penetrasyon) önlemek için kullanılır. Bu temas dış yüzey tabakası-dalgalı petek, dış yüz tabakası-iç yüz tabakası ve dalgalı petek-iç yüzey tabakası olarak tanımlanır. Ayrıca parçaların (üç parça için) kendi içinden geçmesini önlemek için Automatic_Single_Surface kontağı tanımlanmıştır. Bu bölümde, ön yüzeyin arkasındaki düğüm noktalarının hareketi hücum kenarının doğrulanması bölümündeki gibi sabittir (6 serbestlik derecesi sınırlıdır).

Hücum kenarına çarpmanın doğrulanmasında kullanılan dış yüz (FML) ve iç yüz (alüminyum) bu bölümde aynı şekilde kullanılmaktadır. Farklı olarak düz bir petek yerine düzlem dışı yönde (kaburga yönlenmesine dik) duvar yüksekliği 20 mm olan dalgalı bir petek kullanıldı.

Sinüs formlu petek duvar; Dalga genliği A, hücre duvar kalınlığı t ve dalga boyu λ

ile tanımlandı. Tüm analizlerde hücre duvar kalınlığı (t) ve dalga boyu (λ) sabit olup değerleri sırasıyla 0.5 mm ve 28.86 mm'dir. Dalga genliği ve dalga sayısının kuş çarpması üzerindeki etkisini incelemek için test seti oluşturulmuştur. Kullanılan dalga sayıları ve dalga genlikleri Şekil 5.10'da gösterilmiştir.



Şekil 5.10 (a) Dalga sayıları (1, 2, 3 ve 4); (b) dalga genlikleri (1 mm, 2 mm, 3 mm ve 4 mm)

Dört farklı dalga sayısı ve genliği kullanılarak 4x4'ten 16 adet kuş çarpması analizi yapılmıştır. Düz model ile beraber 17 analiz yapılmıştır. Analizler için kodlama yapılmıştır. Buna göre N ve A, sırasıyla dalga sayısını ve genliğini temsil eder. Örneğin, N3A4 kodu; üç dalga ve 4 mm dalga genliğine sahip dalgalı bal peteğini temsil eder. N0A0 kodu klasik, sinüs dalgası olmayan düz bir petektir.

Toplam analiz süresi 8.75 ms'dir. Analizin detaylı olarak incelenebilmesi için süre 250 adıma bölünmüştür. Her adım 0.035 ms'dir. Çarpma anında toplam reaksiyon kuvvetini (Z yönünde) hesaplamak için her adımdaki kuvvet değerleri toplandı (MN cinsinden).

Yapının kuş çarpmalarına karşı daha dayanıklı olması için yapının merkez noktasının çarpmadan dolayı Z yönünde daha az hareket etmesi gerekir. Başka bir deyişle, deformasyon daha az olmalıdır. Ek olarak çarpma sonunda kaburgalar birbirinden daha uzakta olmalıdır. Başka bir deyişle kaburgalar birbirine ne kadar yakınsa yapı o kadar az dirençlidir.

Dikkate alınması gereken bir diğer husus, çarpma sırasında Z yönünde meydana gelen reaksiyon kuvvetlerinin toplamının daha az olması gerektiğidir. Bu değerin yüksek olması durumunda sınır koşullarından diğer uçak parçalarına iletilen kuvvet de yüksek olacaktır. Bu durumda ciddi hasarlar meydana gelebilir. Yapıların ağırlıkları, deformasyon, kaburgalar arası mesafe ve z yönündeki tepki kuvvetlerinin toplamı Tablo 5.4'te gösterilmektedir.

Tablo 5.4 Yapıların ağırlıkları, çarpma sonrası deformasyon, kirişler arasındaki boşluk ve Z yönündeki reaksiyon kuvvetlerinin toplamı

Kod	Ağırlık (kg)	Def. (mm)	Mesafe (mm)	Toplam Kuvvet (MN)
N0A0	4.72	444.5	203.3	12.74
N1A1	4.73	453.3	175.1	12.63
N1A2	4.75	463.7	143.5	12.48
N1A3	4.79	465.3	145.4	12.38
N1A4	4.85	460.1	163.7	12.44
N2A1	4.75	448.1	172.7	12.66
N2A2	4.85	454.2	152	12.18
N2A3	4.98	454.5	172.3	12.32
N2A4	5.13	441.7	207.9	12.73
N3A1	4.79	472.6	121.5	12.13
N3A2	4.98	453.3	156.7	12.23
N3A3	5.21	418.1	231.3	12.96
N3A4	5.47	407.7	256.9	13.23
N4A1	4.85	401	261.4	12.1
N4A2	5.13	440.7	175.9	12.39
N4A3	5.47	415	229.2	13.45
N4A4	5.83	450	157	14.2

Dış yüzey tabakası, iç yüzey tabakası ve kaburga (2 adet) ağırlıkları sırasıyla 2.62 kg, 0.71 kg ve 0.66 kg'dır. Dalgalı olmayan (klasik düz) petek ağırlığı 0.73 kg'dır. Düz modelin toplam ağırlığı 4.72 kg'dır. Dalga sayısı ve genliği arttıkça peteğin ağırlığı da artar ve buna bağlı olarak hücum kenarının ağırlığı da artmaktadır.

Deformasyon ve kaburgalar arası boşluk açısından sırasıyla 6 adet ve 5 adet modelde iyileşme vardır. Z yönünde toplam tepki kuvveti açısından 12 modelde iyileşme vardır. Genel olarak iyileşme olmasına rağmen dalga sayısı ve genliği arttıkça yapıda daha fazla malzeme olduğu için yapının toplam ağırlığı da artmaktadır. Dolayısıyla yeni modelin düz modelden daha iyi olduğunu söylemek için aşağıdaki üç koşulun da sağlanması gerekir:

Deformasyondaki azalma oranı ağırlıktaki artış oranından büyük olmalıdır. Ayrıca kaburgaların yaklaşımındaki artış oranı, ağırlıktaki artış oranından büyük olmalıdır. Son olarak, Z yönündeki tepki kuvvetlerinin toplamındaki azalma oranı, ağırlık artış oranından büyük olmalıdır.

Düz modele göre yapıların ağırlıklarındaki (sarı sütunlar), deformasyondaki (turuncu sütunlar), kaburgalar arası mesafedeki (yeşil sütunlar) ve tepki kuvvetlerinin toplamındaki (mavi sütunlar) oransal değişimler Şekil 5.11'de verilmiştir. Düz modele kıyasla üç parametrede de gelişme gösteren model kalın harflerle gösterilmiştir.

W-D-R-F change rates (%)		Wave Amplitude															
		1 mm				2 mm				3 mm				4 mm			
Wave Number	1	0.2	1.98	-13.87	-0.86	0.77	4.32	-29.41	-2.04	1.65	4.68	-28.48	-2.83	2.77	3.51	-19.48	-2.35
	2	0.77	0.81	-15.05	-0.63	2.77	2.18	-25.23	-4.4	5.55	2.25	-15.25	-3.3	8.77	-0.63	2.26	-0.08
	3	1.65	6.32	-40.24	-4.79	5.55	1.98	-22.92	-4	10.5	-5.94	13.77	1.73	15.97	-8.28	26.36	3.85
	4	**2.77**	**-9.79**	**28.58**	**-5.02**	8.77	-0.85	-13.48	-2.75	15.97	-6.64	12.74	5.57	23.7	1.24	-22.77	11.46

Şekil 5.11 Ağırlıktaki, deformasyondaki, kaburgalar arasındaki boşluktaki ve Z yönündeki reaksiyon kuvvetlerinin toplamındaki oransal değişimler

Modellerde bazı parametreler iyileşirken bazı parametrelerde kötüleşme görülmüştür. Tüm parametreler açısından en iyi iyileşmenin görüldüğü model N4A1 modelidir. Bu modelin ağırlık artış oranı %2.77 iken, Z yönündeki deformasyonun değişim oranı %-9.79 ve reaksiyon kuvvetleri toplamının değişim oranı %-5.02'dir. Ayrıca kaburgalar arası yaklaşma oranındaki artış %28.58'dir.

6
SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Alüminyum ve Nomex® Bal Peteklerinin Ls-Dyna ve Python/Seaborn Kullanılarak Sıkıştırma Davranışlarının İncelenmesi

Python/Seaborn kullanılarak sıkıştırma performansları incelenen bal petekleri için sonuçlar şu şekildedir: Sonlu elemanlar ortamında alüminyum ve Nomex® peteklerin modellenmesine odaklanılmıştır. Deneysel, teorik ve Ls-Dyna değerleri arasında iyi bir uyum vardır. MAT18 alüminyum modeli ile deneysel değer arasında (basınç dayanımı) %0.92 fark vardır. Ayrıca MAT54 Nomex® modeli ile deneysel değer arasında %1.03 fark vardır. MAT26 Nomex® modeli ile deneysel değer arasında %4.63 fark vardır.

MAT26 modeli homojen bir yapıya sahip olduğu ve çözüm süresini kısalttığı için MAT54 modelinden farklı olarak daha büyük yapılarda kullanılabilir. Nomex® petek değerleri değerlendirildiğinde deneysel ve Ls-Dyna sonuç grafikleri plato bölgesinde paralel olmasına rağmen aralarında fark bulunmaktadır. Bu fark, gelecekteki çalışmalar için model geliştirilmesi ile aşılabilir.

Temel olarak aynı geometriler kullanıldığında, alüminyum petek Nomex® petekten daha yüksek dayanıma sahiptir. Ancak, tasarım sırasında basınç dayanımı/yoğunluk (özgül dayanım) değeri dikkate alınmalıdır. Bu orana göre Nomex® petekler alüminyum peteklerden daha dayanıklıdır.

Parametrelerin etkisini anlamak için, farklı hücre boyutlarına ve hücre duvarı kalınlığına sahip alüminyum ve Nomex® peteklerin bir dizi analizi yapılmıştır. Bu analizlere göre hücre duvarı kalınlığı arttıkça mukavemet artmakta, hücre boyutu arttıkça mukavemet azalmaktadır. Duvar kalınlığı ve hücre çapı ne kadar yüksek olursa, sıkıştırma sırasında peteğin iç enerji değişimi o kadar yüksek olur. Alüminyumun enerji absorbe kapasitesi Nomex®'ten daha yüksektir. Elde edilen analiz sonuçları kullanılarak Python/Seaborn ile korelasyon matrisi oluşturulmuş ve parametrelerin etki katsayıları incelenmiştir. Bu matrise göre basınç dayanımını en

çok etkileyen parametre duvar kalınlığı iken, iç enerjiyi en çok etkileyen parametre ise alüminyumdur.

6.2 Makine Öğrenmesi Algoritması ile Dalgalı Bal Peteklerin Sıkıştırma Performansının Tahmini

Makine öğrenmesi algoritmasının kullanımı ile ilgili şu maddeler tespit edilmiştir: Tasarım parametrelerinin (dalga sayısı, dalga genliği, malzeme, hücre boyutu ve hücre duvar kalınlığı) sıkıştırma performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Ayrıca, bir makine öğrenmesi algoritması kullanılarak performans değerleri tahmin edilmiştir. İlk olarak altıgen düz peteklerin analizleri Ls-Dyna'da kuruldu. Bu modelleri doğrulamak için alüminyum ve Nomex®'in deneysel sıkıştırma test sonuçları kullanıldı. Deneysel ve nümerik sonuçlar karşılaştırıldığında, gerilme-birim şekil değişimi eğrilerinin oldukça uyumlu olduğu ve deformasyon şekillerinin benzer olduğu görülmüştür. Bu da modellerin dalgalı petekler için de kullanılabileceğini göstermiştir. Tasarım parametrelerinin mekanik performans üzerindeki etkisini incelemek için çeşitli analizler yapılmıştır. Analiz sonuçları, sıkıştırma performansı açısından dalgalı peteklerin düz altıgen peteklere göre daha iyi olduğunu göstermektedir. Buna göre dalga sayısı 3 olduğunda, aynı geometrik özelliklere sahip petekler için IPCF ve SEA değerleri sırasıyla %121.59 ve %75.08 artmaktadır. Ayrıca dalga genliği 0.15 mm olduğunda IPCF ve SEA sırasıyla %60.89 ve %71.3 artmaktadır. Malzeme etkisi göz önüne alındığında, mukavemetin önemli olduğu tasarımlarda karbon elyaf, enerji emiliminin önemli olduğu alanlarda alüminyum tercih edilebilir. Tam faktöriyel yöntemi kullanılarak 832 farklı kombinasyon oluşturulmuştur. Bu analizlerin tasarım parametreleri ve mekanik performansı, karar ağacı algoritmasının eğitiminde ve doğrulanmasında kullanılmıştır. IPCF ve EA, %0.17 ile %14.65 arasında değişen düşük hata oranlarında tahmin edilmiştir. Karar ağacı algoritması sayesinde, Ls-Dyna analizinin sonuçları daha küçük bir merkezi işlem birimi (CPU) kullanılarak daha kısa sürede tahmin edilebilir. Sonuç olarak, dalgalı petekler için makine öğrenmesinin uygulanabilirliği bu çalışma ile kanıtlanmıştır. Bu metodoloji, gelecekteki çalışmalarda sandviç yapı performansı için de kullanılabilir.

6.3 Dalgalı Bal Peteğinin Sandviç Yapının Eğilme Performansına Etkisinin Araştırılması

Dalgalı bal peteğine sahip sandviç yapının eğilme durumu ile ilgili şu maddeler tespit edilmiştir: Tasarım parametrelerinin (dalga sayısı ve dalga genliği) eğilme sırasında dalgalı bir bal peteğinin özgül tepe kuvveti ve özgül enerji absorpsiyonu

üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ls-Dyna kullanılarak üç noktalı bir eğilme test düzeneği modellenmiştir. Bu model, literatüre dayalı teorik yaklaşım ve deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır. Teorik yaklaşım ile Ls-Dyna modeli arasında %3.1'lik bir fark vardır. Ayrıca deneysel ve Ls-Dyna modelinin tepe kuvvetleri arasında %3.05'lik bir fark vardır. Kuvvet-deformasyon grafikleri birbiri ile uyumludur. Ayrıca deneydeki sandviç panelin eğilmesi sırasındaki kademeli görüntüler ve Ls-Dyna sonuçları benzerdir. Böylece Ls-Dyna modeli doğrulanmıştır. Bir sonraki adımda modeldeki düz peteğin kenarları dalgalı olarak modellenmiştir. Özgül tepe kuvveti ve özgül enerji absorpsiyonu üzerindeki etkiler, dört dalga sayısı ve dalga genliği kullanılarak araştırıldı. Özgül tepe kuvveti değerleri %23 ile %110 arasında değişen oranlarda artarken, özgül enerji absorpsiyon değerleri %7 ile %71 arasında artmaktadır. Ancak bazı durumlarda dalga sayısı ve dalga genliği arttıkça SEA düşebilir. Bu nedenle ağırlık artışı ve mekanik performans değerlerinin optimize edilmesi esastır. Bunun için tasarımda gerekli mekanik performans kriterlerine göre uygun parametre değerleri seçilmelidir. Bu sonuçlar, sandviç yapı tasarımında dalgalı petek kullanımının önemini ortaya koymaktadır. Gelecekteki rüzgar türbinlerinin sandviç tasarımlarında dalga formu kullanılarak yapılar daha üstün olacaktır. Bu sayede daha fazla enerji üretim imkanı yaratılmış olacaktır.

6.4 Dalgalı Bal Peteği Yapısına Sahip Dikey Kanat Hücum Kenarının Kuş Çarpması Etkisindeki Mekanik Davranışının Nümerik Olarak İncelenmesi

Dalgalı bal peteği yapısına sahip dikey kanat hücum kenarının çarpma durumundaki mekanik davranışı ile ilgili şu maddeler tespit edilmiştir: Dalgalı petek yapısına sahip hücum kenarı için kuş çarpmasının etkisi araştırılmıştır. İlk olarak, literatürdeki deneysel değerler kullanılarak Ls-Dyna'da 2 adımlı doğrulama yapıldı. İlk adımda kuş modelinin kare plakaya çarpması sırasında hız, çap, basınç ve parçacıkların saçılmasındaki değişim karşılaştırdı. İkinci aşamada, bir sandviç yapıya sahip hücum kenarına kuş çarpması yapıldı. Kanadın merkezindeki deformasyon ve kaburgalar arasındaki yakınsama karşılaştırıldı. Ls-Dyna modeli sonucunun deneysel değerlerle uyumlu olduğu göz önünde bulundurularak, kanadın hücum kenarındaki bal peteği duvarları sinüs dalgası olarak modellendi. Dört farklı dalga sayısı ve genliği kullanılarak parametrik bir çalışma yapılmıştır. Her üç parametre açısından da en iyi sonuçları veren N4A1 modelidir. Bu modelin Z yönündeki tepki kuvvetlerinin toplamındaki azalma oranı (%-5.02) ve deformasyonun azalma oranı (%-9.79) kütle artış oranından (%2.77) yüksektir. Ayrıca kaburgaların yaklaşımındaki artış oranı (%28.58), kütle artış oranından fazladır. Bazı modellerde dalga sayısı ve genliği

artsa da düz modele göre daha kötü değerlere sahiptir. Bu nedenle dalga sayısını ve genliğini artırmanın her zaman kuş çarpmasına karşı direnci arttırdığı ifadesi yanlıştır. Bu nedenle sonuçlar birbirinden bağımsız olarak değerlendirilmelidir. Bu sonuçlar kanat hücum kenarı tasarımını, birim ağırlık başına dayanımın önemli olduğu kuş çarpmasına karşı daha dayanıklı hale getirebilir.

6.5 Sonuç

Bu tez kapsamında dalgalı bal peteği yapısının basma, eğilme ve çarpma durumundaki davranışları incelenmiştir. Ls-Dyna modelleri literatürde bulunan deneysel test değerleri ve teorik yaklaşımlar ile doğrulanmıştır. Analiz sonuçlarına göre dalgalı yapılar düz yapılara göre birim ağırlıkta daha yüksek mekanik performans göstermektedir. Başka bir deyişle daha hafif daha dayanıklı yapılardır. Ek olarak birim kütledeki enerji absorbe etme değerleri de düz modellere göre daha yüksektir. Bu maddeler göz önünde bulundurulduğunda dalgalı bal petekleri gelecekteki mühendislik yapıları için önemli unsurlar olacaktır.

KAYNAKÇA

[1] D. Siculus, G.-F. P. Bracciolini, *Diodorus Siculus*. Denis Roce, 1933.

[2] P. WEEK, "Special feature-oktoberfest," 1976.

[3] G. Galilei, *Discorsi e dimostrazioni matematiche*. Elsevier, 2013.

[4] R. Hooke, "Micrographia. london: J. martyn and j. allestry, 1665," in *Vision of a Collector: The Lessing J. Rosenwald Collection in the Library of Congress*, Library of Congress, 1991, p. 409.

[5] C. Darwin, *The origin of species by means of natural selection*. EA Weeks, 1859, vol. 247.

[6] B. Ganesh, B. Kumar, D. Muppala, "Design and structural analysis of aircraft floor panel," *International Journal of Advanced Engineering and Global Technology*, vol. 3, no. 12, pp. 1451–1460, 2015.

[7] K. Murlak, "Expanding wood: Developing and validating a new material," *Craft Research*, vol. 13, no. 1, pp. 109–136, 2022.

[8] A. T. Haka, "Entwicklung hybrider werkstoffsysteme in der zweiten hälfte des 20. jahrhunderts," in *Konstruierte Stabilität*, Springer, 2022, pp. 237–297.

[9] H. Junkers, "Abdeckung für flugzeugtragflächen und dergleichen," *DE310040*, 1915.

[10] R. Höfler, S. Renyi, "Plattenförmiger baukörper," *DE355036*, 1914.

[11] L. F. M. da Silva, A. Öchsner, R. D. Adams, *et al.*, *Handbook of adhesion technology*. Springer, 2011, vol. 1.

[12] T. Bitzer, *Honeycomb technology: materials, design, manufacturing, applications and testing*. Springer Science & Business Media, 1997.

[13] L. J. Gibson, "Cellular solids," *Mrs Bulletin*, vol. 28, no. 4, pp. 270–274, 2003.

[14] A. ASTM, "C365/c365m-16 standard test methodsf flatwise compressive properties of sandwich cores," *ASTM: West Conshohocken, PA, USA*, 2016.

[15] M. Khan, "Compressive and lamination strength of honeycomb sandwich panels with strain energy calculation from astm standards," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, vol. 220, no. 5, pp. 375–386, 2006.

[16] A. P. Meran, T. Toprak, A. Muğan, "Numerical and experimental study of crashworthiness parameters of honeycomb structures," *Thin-Walled Structures*, vol. 78, pp. 87–94, 2014.

[17] C. C. Foo, G. B. Chai, L. K. Seah, "Mechanical properties of nomex material and nomex honeycomb structure," *Composite structures*, vol. 80, no. 4, pp. 588–594, 2007.

[18] R. Seemann, D. Krause, "Numerical modelling of nomex honeycomb sandwich cores at meso-scale level," *Composite Structures*, vol. 159, pp. 702–718, 2017.

[19] S. Heimbs, "Virtual testing of sandwich core structures using dynamic finite element simulations," *Computational Materials Science*, vol. 45, no. 2, pp. 205–216, 2009.

[20] R. Roy, S.-J. Park, J.-H. Kweon, J.-H. Choi, "Characterization of nomex honeycomb core constituent material mechanical properties," *Composite Structures*, vol. 117, pp. 255–266, 2014.

[21] C. Astm, "393, standard test. method for flexural properties of sandwich constructions," *American Society for Testing and Materials Annual Book of ASTM Standards: West Conshohocken, PA, USA*, 2000.

[22] M. Giglio, A. Gilioli, A. Manes, "Numerical investigation of a three point bending test on sandwich panels with aluminum skins and nomex™ honeycomb core," *Computational Materials Science*, vol. 56, pp. 69–78, 2012.

[23] S. Xie, Z. Feng, H. Zhou, D. Wang, "Three-point bending behavior of nomex honeycomb sandwich panels: Experiment and simulation," *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, vol. 28, no. 18, pp. 1917–1931, 2021.

[24] H. G. Allen, *Analysis and design of structural sandwich panels: the commonwealth and international library: structures and solid body mechanics division*. Elsevier, 2013.

[25] R. A. Dolbeer, S. E. Wright, J. Weller, M. J. Begier, *et al.*, "Wildlife strikes to civil aircraft in the united states, 1990-2008," United States. Department of Transportation. Federal Aviation Administration, Tech. Rep., 2009.

[26] J. S. Wilbeck, *Impact behavior of low strength projectiles.* Texas A&M University, 1977.

[27] B. Arachchige, H. Ghasemnejad, M. Yasaee, "Effect of bird-strike on sandwich composite aircraft wing leading edge," *Advances in Engineering Software*, vol. 148, p. 102 839, 2020.

[28] F. Di Caprio, D. Cristillo, S. Saputo, M. Guida, A. Riccio, "Crashworthiness of wing leading edges under bird impact event," *Composite Structures*, vol. 216, pp. 39–52, 2019.

[29] C. EASA, *Certification specifications for large aeroplanes*, 2009.

[30] M. Lavoie, A. Gakwaya, M. N. Ensan, D. Zimcik, D. Nandlall, "Bird's substitute tests results and evaluation of available numerical methods," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 36, no. 10-11, pp. 1276–1287, 2009.

[31] R. Hedayati, S. Ziaei-Rad, "Effect of bird geometry and orientation on bird-target impact analysis using sph method," *International Journal of Crashworthiness*, vol. 17, no. 4, pp. 445–459, 2012.

[32] M. Guida, F. Marulo, M. Meo, A. Grimaldi, G. Olivares, "Sph–lagrangian study of bird impact on leading edge wing," *Composite Structures*, vol. 93, no. 3, pp. 1060–1071, 2011.

[33] N. S. Ha, G. Lu, X. Xiang, "Energy absorption of a bio-inspired honeycomb sandwich panel," *Journal of materials science*, vol. 54, no. 8, pp. 6286–6300, 2019.

[34] Q. He, J. Feng, Y. Chen, H. Zhou, "Mechanical properties of spider-web hierarchical honeycombs subjected to out-of-plane impact loading," *Journal of Sandwich Structures & Materials*, vol. 22, no. 3, pp. 771–796, 2020.

[35] H. Jiang, Y. Ren, Q. Jin, G. Zhu, Y. Hu, F. Cheng, "Crashworthiness of novel concentric auxetic reentrant honeycomb with negative poisson's ratio biologically inspired by coconut palm," *Thin-Walled Structures*, vol. 154, p. 106 911, 2020.

[36] X. Yang, Y. Sun, J. Yang, Q. Pan, "Out-of-plane crashworthiness analysis of bio-inspired aluminum honeycomb patterned with horseshoe mesostructure," *Thin-Walled Structures*, vol. 125, pp. 1–11, 2018.

[37] W. Zhang, S. Yin, T. Yu, J. Xu, "Crushing resistance and energy absorption of pomelo peel inspired hierarchical honeycomb," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 125, pp. 163–172, 2019.

[38] B. S. Lazarus, A. Velasco-Hogan, T. Gómez-del Rıo, M. A. Meyers, I. Jasiuk, "A review of impact resistant biological and bioinspired materials and structures," *Journal of Materials Research and Technology*, vol. 9, no. 6, pp. 15 705–15 738, 2020.

[39] W. Zhang, J. Xu, T. Yu, "Dynamic behaviors of bio-inspired structures: Design, mechanisms, and models," *Engineering Structures*, vol. 265, p. 114 490, 2022.

[40] J. Antony, *Design of experiments for engineers and scientists*. Elsevier, 2014.

[41] O. Z. Maimon, L. Rokach, *Data mining with decision trees: theory and applications*. World scientific, 2014, vol. 81.

[42] Á. Garcıa, O. Anjos, C. Iglesias, H. Pereira, J. Martınez, J. Taboada, "Prediction of mechanical strength of cork under compression using machine learning techniques," *Materials & Design*, vol. 82, pp. 304–311, 2015.

[43] Z. Hu, X. Qin, Y. Li, M. Ni, "Welding parameters prediction for arbitrary layer height in robotic wire and arc additive manufacturing," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 34, no. 4, pp. 1683–1695, 2020.

[44] Z. Qi, N. Zhang, Y. Liu, W. Chen, "Prediction of mechanical properties of carbon fiber based on cross-scale fem and machine learning," *Composite Structures*, vol. 212, pp. 199–206, 2019.

[45] H. Wagner, H. Köke, S. Dähne, S. Niemann, C. Hühne, R. Khakimova, "Decision tree-based machine learning to optimize the laminate stacking of composite cylinders for maximum buckling load and minimum imperfection sensitivity," *Composite Structures*, vol. 220, pp. 45–63, 2019.

[46] A. Solak, B. Aşçıoğlu Temiztaş, B. Bolat, "Virtual testing of aluminum and nomex® honeycomb core structures using ls-dyna and python/seaborn," *SIGMA JOURNAL OF ENGINEERING AND NATURAL SCIENCES*, vol. 40, no. 4, 2022.

[47] M. Waskom *et al.*, *Seaborn: V0. 5.0 zenodo*, 2014.

[48] C. A. TD, *Ls-dyna user's guide*, 2010.

[49] L. Xiao, W. Song, X. Xu, "Experimental study on the collapse behavior of graded ti-6al-4v micro-lattice structures printed by selective laser melting under high speed impact," *Thin-Walled Structures*, vol. 155, p. 106 970, 2020.

[50] Y. Chen, Z. Bai, L. Zhang, Y. Wang, G. Sun, L. Cao, "Crashworthiness analysis of octagonal multi-cell tube with functionally graded thickness under multiple loading angles," *Thin-Walled Structures*, vol. 110, pp. 133–139, 2017.

[51] C. Shu, S. Zhao, S. Hou, "Crashworthiness analysis of two-layered corrugated sandwich panels under crushing loading," *Thin-Walled Structures*, vol. 133, pp. 42–51, 2018.

[52] S. Heimbs, P. Middendorf, S. Kilchert, A. F. Johnson, M. Maier, "Experimental and numerical analysis of composite folded sandwich core structures under compression," *Applied Composite Materials*, vol. 14, no. 5, pp. 363–377, 2007.

[53] Q. Liu, X. Xu, J. Ma, J. Wang, Y. Shi, D. Hui, "Lateral crushing and bending responses of cfrp square tube filled with aluminum honeycomb," *Composites Part B: Engineering*, vol. 118, pp. 104–115, 2017.

[54] A. Barman, R. Adhikari, G. Bolar, "Evaluation of conventional drilling and helical milling for processing of holes in titanium alloy ti6al4v," *Materials Today: Proceedings*, vol. 28, pp. 2295–2300, 2020.

[55] J. Hallquist, "Ls-dyna–keyword user's manual, version 971, livermore soft," *Technology Corporation (LSTC), California, USA*, 2007.

[56] C. Hexcel, "Hexweb honeycomb attributes and properties," 1999.

[57] M. 17, *Getting started with minitab 17*, 2013.

[58] Y. Tsujii, K. Tanaka, Y. Nishida, "Analysis of mechanical properties of aramid honeycomb core," *Trans Jpn Soc Mech Eng*, vol. 61, no. 587, pp. 1608–14, 1995.

[59] J. Zhang, M. Ashby, "The out-of-plane properties of honeycombs," *International journal of mechanical sciences*, vol. 34, no. 6, pp. 475–489, 1992.

[60] S. Heimbs, "Sandwichstrukturen mit wabenkern: Experimentelle und numerische analyse des schädigungsverhaltens unter statischer und kurzzeitdynamischer belastung," 2008.

[61] S. Heimbs, P. Middendorf, M. Maier, *et al.*, "Honeycomb sandwich material modeling for dynamic simulations of aircraft interior components," in *9th international LS-DYNA users conference*, vol. 20, 2006, pp. 1–13.

[62] C. Menna, A. Zinno, D. Asprone, A. Prota, "Numerical assessment of the impact behavior of honeycomb sandwich structures," *Composite Structures*, vol. 106, pp. 326–339, 2013.

[63] A. Solak, B. A. Temiztaş, B. Bolat, "Estimation of wavy honeycombs' compression performance via a machine learning algorithm," *Latin American Journal of Solids and Structures*, vol. 18, 2021.

[64] Y. Zhou, Y. Sun, T. Huang, "Bird-strike resistance of composite laminates with different materials," *Materials*, vol. 13, no. 1, p. 129, 2019.

[65] C. Soutis, G. Mohamed, A. Hodzic, "Modelling the structural response of glare panels to blast load," *Composite Structures*, vol. 94, no. 1, pp. 267–276, 2011.

[66] K. Hou, J. Yang, H. Liu, Y. Sun, "Energy absorption behavior of metallic staggered double-sine-wave tubes under axial crushing," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 29, no. 6, pp. 2439–2449, 2015.

[67] Y. Zhang *et al.*, “Identification of material parameters for aluminum foam at high strain rate,” *Computational Materials Science*, vol. 74, pp. 65–74, 2013.

[68] A. Solak, B. A. Temiztaş, B. Bolat, “Investigation of the effect of wavy honeycomb on the bending performance of the sandwich structure,” *Journal of Sandwich Structures & Materials*, vol. 24, no. 5, pp. 1905–1919, 2022.

[69] A. Solak, B. Aşçıoğlu Temiztaş, B. Bolat, “Çelik top çarpmasına maruz kalan dalgalı bal petekli sandviç yapıların enerji absorbe etme davranışlarının incelenmesi,”

[70] A. Solak, B. Aşçıoğlu Temiztaş, B. Bolat, “Numerical investigation of the mechanical behavior of the vertical stabilizer leading edge with wavy honeycomb sandwich structure under bird strike,” *Journal of Sandwich Structures & Materials*, p. 10 996 362 221 146 124, 2022.

[71] V. Goyal, C. Huertas, T. Leutwiler, J. Borrero, T. Vasko, “Robust bird-strike modeling based on sph formulation using ls-dyna,” in *47th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference 14th AIAA/ASME/AHS Adaptive Structures Conference 7th*, 2006, p. 1878.

[72] A. Harral, “Https://www.varmintal.com/aengr.htm,” 2022.

[73] J. H. Hollomon, “Tensile deformation,” *Aime Trans*, vol. 12, no. 4, pp. 1–22, 1945.

[74] H. Yin, G. Wen, S. Hou, K. Chen, “Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of honeycomb-filled single and bitubular polygonal tubes,” *Materials & Design*, vol. 32, no. 8-9, pp. 4449–4460, 2011.

[75] S. Li, X. Li, Z. Wang, G. Wu, G. Lu, L. Zhao, “Finite element analysis of sandwich panels with stepwise graded aluminum honeycomb cores under blast loading,” *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 80, pp. 1–12, 2016.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makale

1. A. Solak, B. A. Temiztaş, B. Bolat, “Estimation of wavy honeycombs’ compression performance via a machine learning algorithm” Latin American Journal of Solids and Structures, vol. 18, 2021.

2. A. Solak, B. A. Temiztaş, B. Bolat, “Investigation of the effect of wavy honeycomb on the bending performance of the sandwich structure” Journal of Sandwich Structures Materials, vol. 24, no. 5, pp. 1905–1919, 2022.

3. A. Solak, B. Aşçıoğlu Temiztaş, B. Bolat, “Numerical investigation of the mechanical behavior of the vertical stabilizer leading edge with wavy honeycomb sandwich structure under bird strike” Journal of Sandwich Structures Materials, p. 10 996 362 221 146 124, 2022.

4. A. Solak, B. Aşçıoğlu Temiztaş, B. Bolat, “Virtual testing of aluminum and nomex® honeycomb core structures using ls-dyna and python/seaborn,” SIGMA JOURNAL OF ENGINEERING AND NATURAL SCIENCES, vol. 40, no. 4, 2022.

Konferans Bildirisi

1. Çelik top çarpmasına maruz kalan dalgalı bal petekli sandviç yapıların enerji absorbe etme davranışlarının incelenmesi

Proje

1. Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Arastırma Projeleri Koordinasyon Birimi. Proje Numarası: FBA-2022-5106.