

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SU ALTI PATLAMA YÜKÜNE MARUZ SİLİNDİRİK
KOMPOZİT SANDVIÇ KABUKLARIN DİNAMİK ANALİZİ

Mustafa TAŞKIN

DOKTORA TEZİ
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Özgür DEMİR

Mart, 2021

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SU ALTI PATLAMA YÜKÜNE MARUZ SİLİNDİRİK KOMPOZİT
SANDVIÇ KABUKLARIN DİNAMİK ANALİZİ**

Mustafa TAŞKIN tarafından hazırlanan tez çalışması 18.03.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Özgür DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Özgür DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Eyup BAĞCI, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. İsmail BAYER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Aytaç ARIKOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Özgür DEMİR sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Su Altı Patlama Yüküne Maruz Silindirik Kompozit Sandviç Kabukların Dinamik Analizi 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.

Mustafa TAŞKIN

İmza

Oğluma

TEŞEKKÜR

Doktora tez çalışmamda bilgi ve tecrübesiyle daima yol gösterici olan danışman hocam Sn. Dr. Öğr. Üyesi Özgür DEMİR'e saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Bu süreçte yardımlarını esirgemeyen Sn. Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU, Sn. Prof. Dr. Eyup BAĞCI, Sn. Doç. Dr. Aytaç ARIKOĞLU ve değerli mesai arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmamı, uzun ve zorlu yolculuğumda sevgi ve desteğiyle bana güç veren eşim Arzu TAŞKIN'a, sevgili aileme ve varlığıyla hayatıma güneş gibi doğan oğlum Ahmet TAŞKIN'a adıyorum.

Mustafa TAŞKIN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	19
1.3 Hipotez	20
2 SU ALTI PATLAMASI	22
2.1 Katı-Sıvı Etkileşimi	24
3 SİLİNDİRİK KOMPOZİT SANDVIÇ KABUKLAR	31
3.1 Kinematik Bağıntılar	31
3.2 Bünye Bağıntılar	33
3.3 Hareketin Denklemi	35
3.4 Tsai-Wu Hasar Kriteri	40
3.5 Basma ve Kayma Gerilmesine Bağlı Hasar Kriteri	41
4 GENELLEŞTİRİLMİŞ DİFERANSİYEL KARELEME METODU (GDKM)	42
5 ZAMAN İNTEGRASYONU	45
5.1 Newmark-Beta Metodu	45
5.1.1 Doğrusal Sistemler	46
5.1.2 Doğrusal Olmayan Sistemler	47
6 SAYISAL ANALİZLER	51

6.1	Doğrulama Çalışmaları	52
6.1.1	Örnek 1	52
6.1.2	Örnek 2	57
6.1.3	Örnek 3	59
6.1.4	Örnek 4	62
6.2	Parametrik Analizler	66
6.2.1	Yakınsama Analizi	68
6.2.2	Çekirdek Kalınlığının Değişimi	68
6.2.3	Çekirdek Konumunun Değişimi	74
6.2.4	Eğrilik Açısının Değişimi	79
6.2.5	Elyaf Oryantasyon Açısının Değişimi	85
6.2.6	Patlayıcı Kütlesi ve Mesafesinin Değişimi	90
7	SONUÇ VE ÖNERİLER	96
	KAYNAKÇA	99
	TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	107

SİMGE LİSTESİ

$\hat{R}_i^{(j)}$	Artık yük
ε_R	Bağıl hata
t_d	Basıncın levhaya ulaşma süresi
$\gamma_{xr}^{(i)}, \gamma_{\theta r}^{(i)}, \gamma_{x\theta}^{(i)}$	Birim kayma şekil değiştirmesi bileşenleri
$\varepsilon_x^{(i)}, \varepsilon_\theta^{(i)}, \varepsilon_r^{(2)}$	Birim şekil değiştirme bileşenleri
$\bar{P}$	Boyutsuz basınç
$\bar{\omega}$	Boyutsuz doğal frekans
ϕ	Boyutsuz ters kütle sayısı
$\bar{t}$	Boyutsuz zaman
θ	Dağılma faktörü
$F(t)$	Dış kuvvet
δW	Dış kuvvetlerin enerjisinin virtüeli
ω	Doğal frekans
p_{EOS}	Durum denklemi
S_i	Durum denklemi parametreleri
E	Durum denklemi patlama enerjisi
V	Durum denklemi relatif hacim
$\hat{F}$	Efektif yük vektörü
$\hat{k}$	Efektif rijitlik matrisi
$\hat{k}_T^{(j)}$	Efektif tanjant rijitlik matrisi
X^T, X^C	Elyaf yönelimine paralel eksenlerdeki maksimum çekme ve basma dayanımı
Y^T, Y^C	Elyaf yönelimine dik eksenlerdeki maksimum çekme ve basma dayanımı
H_{mn}	Hasar kriteri bileşenleri

β_i	i. kompozit lamine katmanın elyaf oryantasyon açısı
δU	İç kuvvetlerin enerjisinin virtüeli
Z^C	Kalınlık yönündeki maksimum basma dayanımı
S	Kayma dayanımı
$\tau_{x\theta}^{(i)}, \tau_{\theta r}^{(i)}, \tau_{xr}^{(i)}$	Kayma gerilmesi bileşenleri
G_{mn}	Kayma modülü
δK	Kinetik enerjinin virtüeli
$\bar{Q}_{mn}^i$	Kompozit lamine katmanının indirgenmiş rijitlik bileşeni
Q_{mn}^i	Kompozit lamine katmanının uyum denklemi bileşeni
$\varphi_i, \theta_i, \phi_i$	Levha dönme serbestlikleri
P_s	Levha etrafında hareket eden su partiküllerinin oluşturduğu basınç
n_x, n_θ	Levha kenarlarının normal vektörleri
u_{0i}, v_{0i}, w_{0i}	Levha öteleme serbestlikleri
P_{top}	Levha üzerindeki toplam basınç
m	Levhanın birim alan kütlesi
a	Levhanın düz kenar uzunluğu
θ_0	Levhanın eğrilik açısı
c	Levhanın hızı
$\bar{I}_i^j$	Levhanın i. katmanının atalet momenti bileşenleri
$N_{mn}^i, M_{mn}^i, Q_{mn}^i$	Levhanın i. katmanının iç kuvvet ve moment bileşenleri
h_i	Levhanın i. katmanının kalınlığı
ρ_i	Levhanın i. katmanının malzeme yoğunluğu
R_i	Levhanın i. katmanının yarıçapı
u_i, v_i, w_i	Levhanın yer değiştirme bileşenleri
m_x^i, m_θ^i, m_r^2	Moment bileşenleri
β, γ	Newmark-Beta zaman adımına bağlı varyasyonları
$\sigma_x^{(i)}, \sigma_\theta^{(i)}, \sigma_r^{(2)}$	Normal gerilme bileşenleri
$E_m^{(i)}$	Ortotropik malzemenin i. katmanının m eksen yönündeki elastisite modülü

ν_{12}^i, ν_{21}^i	Ortotropik malzemenin Poisson oranı bileşenleri
P, p	Patlama basıncı
P_{maks}	Patlama basıncının maksimum değeri
W	Patlayıcı kütlesi
K_1, A_1, K_2, A_2	Patlayıcı parametreleri
R_0	Patlayıcının levhaya en yakın mesafesi
$R(x, y)$	Patlayıcının levhanın herhangi bir noktasına mesafesi
V	Plağın anlık hızı
$t_{V_{maks}}$	Plağın maksimum hıza ulaşacağı zaman
V_{maks}	Plağın maksimum hızı
$\delta \Pi$	Potansiyel enerjinin virtüeli
k	Rijitlik matrisi
x, θ, r	Silindirik koordinat eksen takımı
L_{yay}	Silindirik levhanın eğrisel kenar yay uzunluğu
$f_s(u)$	Sistemin iç kuvvetleri
C, c_s	Su içerisindeki ses hızı
ρ_s	Su yoğunluğu
N, M	x ve θ yönündeki GDKM nokta sayısı
p, r	x ve θ yönündeki türev dereceleri
$c_{ik}^{(p)}, d_{ik}^{(p)}$	x ve θ yönündeki türevlerin GDKM ağırlık katsayıları
Δu	Yer değiştirme adımı
$u_i, \dot{u}_i, \ddot{u}_i$	Yer değiştirme, hız ve ivme bileşenleri
q_x^i, q_θ^i, q_r^i	Yük bileşenleri
t	Zaman
Δt	Zaman adımı

KISALTMA LİSTESİ

ALE	Arbitrary Lagrangian-Eulerian
BEM	Sınır eleman yöntemi
ESL-FSDT	Birinci Mertebeden Kayma Deformasyon Teorisi
ESL-HSDT	Yüksek Mertebeden Kayma Deformasyon Teorisi
DKM	Diferansiyel Kuadratür Metodu
GDK	Genelleştirilmiş Diferansiyel Kareleme
GDKM	Genelleştirilmiş Diferansiyel Kareleme Metodu
HSAPT	Yüksek Mertebeden Sandviç Panel Teorisi
SEY	Sonlu Elemanlar Yöntemi
SF	Şok Faktörü
TNT	Trinitrotoluen

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Gemilerde eğrisel yapılara örnek	20
Şekil 2.1	Patlayıcının eğrisel levhanın herhangi bir noktasına mesafesi	23
Şekil 2.2	Boyutsuzlaştırılmış basınç-zaman grafiği	25
Şekil 2.3	Boyutsuzlaştırılmış hız-zaman grafiği	26
Şekil 2.4	Boyutsuzlaştırılmış yer değiştirme-zaman grafiği	27
Şekil 2.5	Boyutsuzlaştırılmış basınç-zaman grafiği	28
Şekil 2.6	Düzeltilme katsayısı grafiği [86]	29
Şekil 3.1	Silindirik kompozit sandviç kabuk geometrisi	32
Şekil 3.2	Koordinat sistemi ve katmanların yer değiştirmeleri	32
Şekil 4.1	Nokta dağılımı	44
Şekil 6.1	2 boyutlu su altı patlama modeli	53
Şekil 6.2	Mesh ağı detay görünüşü	53
Şekil 6.3	Şok dalgasının su içerisindeki ilerlemesi	55
Şekil 6.4	Ölçüm noktaları	56
Şekil 6.5	Basınç grafiği (– Hesaplanan, - - SEY)	56
Şekil 6.6	Eğrisel levhaya ulaşan basınç dalgasının değişimi	57
Şekil 6.7	GDKM nokta sayısının analiz sonuçlarına etkisi	59
Şekil 6.8	Eğrisel kompozit sandviç levhaların 1. mod şekilleri	60
Şekil 6.9	Zamana bağlı basınç değişimi	61
Şekil 6.10	Plak orta noktasının zamana bağlı yer değiştirmesi	62
Şekil 6.11	3 boyutlu sonlu elemanlar modeli kesit görünümü	63
Şekil 6.12	Su altı patlaması basınç dağılımı	64
Şekil 6.13	Su içerisindeki plağın konumu	64
Şekil 6.14	Plak orta noktasının zamana bağlı yer değiştirme grafiği	65
Şekil 6.15	Plak üzerindeki genel deformasyon	66
Şekil 6.16	Plak orta noktasının zamana bağlı yer değiştirmesi	69
Şekil 6.17	Çekirdek kalınlığının değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi	70
Şekil 6.18	Çekirdek kalınlığının değişiminin katman hasarlarına etkisi	70
Şekil 6.19	Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	71
Şekil 6.20	Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	72

Şekil 6.21 Çekirdek katmanı üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı	73
Şekil 6.22 Çekirdek konumunun değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi	74
Şekil 6.23 Çekirdek konumunun değişiminin katman hasarlarına etkisi	75
Şekil 6.24 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	76
Şekil 6.25 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	77
Şekil 6.26 Çekirdek katmanı üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı	78
Şekil 6.27 Eğrilik açısının değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi	80
Şekil 6.28 Eğrilik açısının değişiminin levha deformasyonuna etkisi	80
Şekil 6.29 Eğrilik açısının değişiminin katman hasarlarına etkisi	81
Şekil 6.30 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	82
Şekil 6.31 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	83
Şekil 6.32 Çekirdek katmanı üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı	84
Şekil 6.33 Elyaf oryantasyon açısının değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi	85
Şekil 6.34 Elyaf oryantasyon açısının değişiminin katman hasarlarına etkisi	86
Şekil 6.35 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	87
Şekil 6.36 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	88
Şekil 6.37 Çekirdek katmanı üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı	89
Şekil 6.38 Patlayıcı parametrelerinin değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi	91
Şekil 6.39 Farklı parametredeki patlayıcıların silindirik levha üzerindeki basınç dağılımı	91
Şekil 6.40 Patlayıcı basınç dalgasının silindirik levha üzerinde çeşitli koordinatlardaki dağılımı (– 0.1 kg, - - 4 kg)	92
Şekil 6.41 TNT patlayıcı kütlesi ve patlama mesafesinin değişiminin katman hasarlarına etkisi	92
Şekil 6.42 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	93
Şekil 6.43 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı	94
Şekil 6.44 Çekirdek katmanı üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı	95

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	TNT patlayıcı parametreleri [1, 82]	23
Tablo 2.2	Levha mod şekli katsayıları [86]	29
Tablo 3.1	Kenarların normal vektörleri	40
Tablo 6.1	TNT patlayıcının malzeme özellikleri [101]	54
Tablo 6.2	JWL durum denklemi parametreleri [101]	54
Tablo 6.3	Deniz suyunun özellikleri	55
Tablo 6.4	Geometrik ve malzeme özellikleri	58
Tablo 6.5	Boyutsuz doğal frekanslar	59
Tablo 6.6	Plağın geometrik ve malzeme özellikleri	60
Tablo 6.7	Basınç parametreleri ve analiz süresi	61
Tablo 6.8	Plağın geometrik ve malzeme özellikleri	63
Tablo 6.9	TNT patlayıcı kütlesi ve patlayıcının levha orta noktasına mesafesi .	63
Tablo 6.10	Malzeme özellikleri	67
Tablo 6.11	Silindirik sandviç levhanın geometrik özellikleri	67
Tablo 6.12	Silindirik sandviç levhanın geometrik özellikleri	68
Tablo 6.13	Eğrilik açısı ve eğrilik yarıçapı	79
Tablo 6.14	TNT patlayıcının kütlesi, mesafesi ve levhanın orta noktasındaki maksimum basıncı	90

Su Altı Patlama Yüküne Maruz Silindirik Kompozit Sandviç Kabukların Dinamik Analizi

Mustafa TAŞKIN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Özgür DEMİR

Su altı patlamalarının yapılar üzerindeki etkisinin hassasiyetle incelenmesi, özellikle askeri amaçlarla kullanılan yüzer yapıların, ayrıca savaş durumunda bir hedef haline gelebilecek açık deniz platformları gibi enerji üretim tesislerinin tasarım ve mühendislik hesaplarında büyük önem taşıyan bir konudur. Gemi ve denizaltı yapılarının büyük oranda eğrisel yüzeylerden oluştuğu göz önünde bulundurulursa su altı patlamalarının eğrisel yüzeyler üzerindeki yıkıcı etkilerinin incelenmesi son derece önemli ve ilgi çekicidir.

Bu çalışmada, anlık basınç yüküne maruz silindirik kompozit sandviç kabukların geometrik lineer olmayan dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Anlık basınç yükü, bir su altı patlaması şeklinde tanımlanmış ve sıvı ortamın etkileri hesaba katılmıştır. Literatürde su altı patlaması kaynaklı basınç yükü için verilmiş denklemler mevcuttur, ancak bu denklemler düz plaklar için elde edilmiştir. Bu sebeple analizlere geçmeden önce anlık basınç yükü denklemleri eğrisel yapılara uygun olacak şekilde düzenlenmiştir. Katı-sıvı etkileşiminde Taylor Plak Teorisi kullanılmıştır.

Silindirik kompozit sandviç kabuğun matematiksel modeli, alt ve üst katmanları kompozit lamine ve orta katmanı yumuşak çekirdek olacak şekilde oluşturulmuştur. Kabuğun geometrik doğrusal olmayan dinamik denklemleri von Kàrmàn büyük yer değiştirmeler teorisi dikkate alınarak, Hamilton prensibi ile elde edilmiştir. Ardından, elde edilen zamana bağlı geometrik doğrusal olmayan hareket denklemleri sınır koşulları da dikkate alınarak genelleştirilmiş diferansiyel kareleme metodu (GDKM) yardımıyla çözülmüş ve su altı patlamasına maruz silindirik kompozit sandviç

kabukların dinamik davranışı incelenmiştir. Çözüm için parametrik olarak çalışabilen bir algoritma tez kapsamında geliştirilmiştir.

Tez çalışması kapsamında, değişen geometrik parametrelere karşılık su altı patlama yüküne maruz silindirik kompozit sandviç kabukların dinamik davranışı detaylı olarak incelenmiş ve değişen parametrelerin dinamik davranışı nasıl etkilediği detaylandırılmıştır. Parametrik çalışmalarda patlayıcı mesafesi ve kütlesi, eğrilik yarıçapının değişimi, çekirdeğin kalınlığı ve konumu ile kompozit lamine yüzeylerin oryantasyon açıları incelenmiştir. Buna karşılık, sandviç kabuğun deformasyonu, kompozit lamine yüzey katmanlarının Tsai-Wu hasar hasar indeksi ve çekirdek katmanının basma ve kayma gerilmelerine bağlı hasar indeksi mukayese edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Su altı patlaması, Silindirik kompozit sandviç kabuklar, Geometrik doğrusal olmayan analiz, Dinamik analiz, Genelleştirilmiş diferansiyel kareleme metodu

ABSTRACT

Dynamic Analysis of Cylindrical Composite Sandwich Shells Subjected to Underwater Blast Load

Mustafa TAŞKIN

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Advisor: Asst. Prof. Özgür DEMİR

The precise study of the impact of underwater explosions on structures is of great importance in the design and engineering calculations of floating structures, especially those used for military purposes, as well as power generation facilities such as offshore platforms that can become a target in case of war. Considering that ship and submarine structures are mostly curved surfaces, it is extremely important and interesting to examine the destructive effects of underwater explosions on curvilinear surfaces.

In this study, geometric nonlinear dynamic analysis of cylindrical composite sandwich shells subjected to instantaneous pressure load is performed. The instantaneous pressure load is defined as an underwater explosion and the effects of the liquid medium are taken into account. There are equations in the literature for pressure due to underwater explosion, but these equations have been obtained for flat plates. For this reason, the instantaneous pressure load equations are arranged to be suitable for curvilinear structures before proceeding with the analyses. Fluid-solid interaction is defined by using Taylor's Plate Theory.

The lower and upper layers of the cylindrical composite sandwich shell are modeled as composite laminate and the middle layer consists of soft core. The geometric nonlinear dynamic equations of the shell are obtained by Hamilton's principle, taken into account the von Kàrmàn theory of large displacements. Then, time dependent geometric nonlinear equations of motion are solved with the help of generalized differential quadrature method (GDQM) considering the boundary conditions and dynamic behavior of cylindrical composite sandwich shells exposed to underwater

explosion is investigated. An algorithm that can work parametrically for the solution has been developed within the scope of the thesis.

Within the scope of the thesis, the effect of the change of various geometric properties of cylindrical composite sandwich shells subjected to underwater explosion load is investigated through parametric studies. In parametric studies, the distance and mass of the explosive, variation of the radius of curvature, thickness and position of the core and orientation angles of the composite laminated surfaces are examined. In contrast, the deformation of the sandwich shell, the Tsai-Wu damage index of the composite laminated surface layers, and the damage index due to the compression and shear stresses of the core layer are compared.

Keywords: Underwater explosion, Cylindrical composite sandwich shells, Geometric nonlinear analysis, Dynamic analysis, Generalized differential quadrature method

1.1 Literatür Özeti

Su altı patlamaları, çevresindeki gemiler ve denizaltılar gibi yüzer yapılara ağır hasarlar verebilir. Bu durum özellikle savaş gemilerinde büyük önem arz etmektedir. Su altı patlamalarının yapısal etkileri uzun yıllardır önemini koruyan bir konudur [1, 2]. Patlama olayının ve patlama yüklerine karşı yapı tepkilerinin detaylı bir şekilde anlaşılabilmesi, patlama yüküne karşı tasarım yapılabilmesi için oldukça gereklidir. Genel olarak patlayıcının mesafesine göre iki farklı tip patlama model yaklaşımı kullanılmaktadır. Bunlar üniform (uzak mesafe patlaması) ve üniform olmayan (yakın mesafe patlaması) şeklindedir. Ancak, yükün asıl etkisi patlama dalgasına ve hedef yüzeyin doğasına bağlıdır. Bu yüzden yer değişimi yaklaşım fonksiyonlarını seçerken plâğın fiziksel davranışının göz önünde bulundurulması büyük önem taşımaktadır [3]. Su altı patlamasına yönelik yapılan çalışmalar savaş gemilerinin şok dayanımlı tasarımlarında önemli yararlar sağlamıştır [4].

Gemilerin boyuna ve enine mukavemet hesaplarında, gemi yapısının bir boyutlu kiriş modeline indirgenerek incelenmesi uzun zamandır kullanılan bir yöntemdir [5, 6]. Su altı patlaması analizlerinde gemi, denizaltı, açık deniz platformu veya tünel gibi yüzer yapıların incelenmesinde yapı bir konsol kiriş olarak kabul edilebilir. İlk olarak Halperson [7] su altı patlaması yüklemesine maruz Bernoulli-Euler konsol kirişinin davranışı için matematiksel bir model önermiştir. Temel olarak bir denizaltı yapısı kiriş olarak kabul edilmiştir. Problem, homojen olmayan sınır koşullarına sahip homojen bir kısmi diferansiyel denklem ile homojen sınır koşullu homojen olmayan bir kısmi diferansiyel denklem ve klasik modal analiz arasındaki eşdeğerliği kullanan Mindlin-Goodman yönteminin evrişim integralleri cinsinden çözülür. Ardından, Zong [8, 9] suya daldırılmış uçları serbest bir kirişin su altı patlamasına dinamik plastik tepkisini incelemiştir. Kirişe etki eden akışkan kuvvetini bulmak için katı-sıvı etkileşimi analiz edilmiştir. Kirişin rijit, ve orta noktasının plastik malzemeden yapıldığı varsayılarak, kirişin dinamik plastik deformasyonunu yöneten bir analitik denklem elde edilmiştir. Sonuç olarak daha uzun kirişlerin daha

kısa kırıslara göre daha büyük plastik deformasyonlara maruz kaldığı, ancak daha kısa kırısların daha uzun kırıslara göre daha büyük rijit gövde hareketine maruz kaldığı gözlemlenmiştir. Enerjinin çoğunun, rijit gövde hareketinden ziyade plastik deformasyonda tüketildiği görülmüştür. Önerilen yöntemin dezavantajı ise, kırış üzerinde ikiden fazla mafsallın oluşturulamamasıdır. Lou ve arkadaşları [10] bir savaş gemisinin gövdesini, su üzerinde yüzen sert, mükemmel plastik tek tip bir kırış olarak basitleştirerek, kırışın patlamalar üzerinde nasıl davrandığını açıklamak için teorik bir yöntem önermiştir. Teorik model temel olarak bir gemi kesitinin yakın mesafe su altı patlamasına maruz kalması durumunda patlama koşulları ve gemi kesitinin ölçülerinin dinamik tepkilere etkisini incelemektedir. Sonuçlar, yaygın patlama koşullarında, kırışın plastik deformasyonunun önce yukarı, sonra aşağı doğru hareket ettiğini ve sonunda aşağıya doğru bükülme hasarı aldığını göstermektedir. Panciroli ve arkadaşları [11] kırış, levha ve kabuk yapılarının su altı patlamasına dinamik tepkilerini incelemişlerdir. Eğrisel, silindirik ve küresel yapıların modellenmesinde eğrisel koordinat sistemi kullanılmıştır. Su altı patlaması basınç fonksiyonu literatürde bulunan Friedlander fonksiyonu ile tanımlanmıştır. Uzak mesafe patlaması incelendiğinden patlayıcının oluşturduğu gaz baloncunun etkisi ve ayrıca suyun sönüm etkisi hesaba katılmamıştır. Seo ve arkadaşları [12] suya batırılmış bir tünelin su altı patlama yükü altında dinamik tepkilerini incelemişlerdir. Su altı patlaması basınç fonksiyonu deneysel verilerle elde edilmiş ve literatürde bulunan bir denklem ile tanımlanmıştır. Tünelin deniz tabanına zincirlerle bağlı olarak asılı durduğu düşünülmüş ve model uçlarından basit mesnetli, ve yay elemanlar ile bağlanmış bir kırış sistemi olarak oluşturulmuştur. Analizler sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar literatürde bulunan çalışmalarla kıyaslanmış ve uyumlu olduğu görülmüştür. Yöntemin hızlı ve doğru çözüm verdiği belirtilmiştir. Wang ve arkadaşları [13] açık deniz platformlarında sıklıkla kullanılan dikey silindirlerin su altı patlaması yükü altında zamana bağlı tepkilerini incelemek üzere bir metot geliştirmişlerdir. Uzak mesafe şok dalgası eksponansiyel değişen bir basınç fonksiyonu olarak alınmıştır. Frekans alanının, dinamik rijitlik katsayısının sürekli fraksiyon genişlemesine bağlı olarak, bir silindir üzerindeki dağılmış dalga basınçlarını çözmek için zamana bağlı bir model geliştirilmiştir. Ek su kütlesi şok dalgasının neden olduğu katı-sıvı etkileşimini tanımlamak için kullanılmıştır. Dikey silindirler Euler-Bernoulli kırışı olarak indirgenerek sistemin titreşim denklemi, su altı patlamasına tabi tutulan silindirin geçici tepkisini değerlendirmek için kullanılmıştır. Sonuç olarak önerilen çözüm metodunun hassas ve verimli bir şekilde doğru sonuçlar verdiği belirtilmiştir. Patlayıcı konumunun ve ağırlığının, özellikle ince silindirin zamana bağlı tepkisinde büyük rol oynadığı görülmüştür.

Su altı patlamasına maruz düzlemsel plakların incelenmesi üzerine pek çok çalışma

mevcuttur. Dyka ve arkadaşları [14] su altı patlamaları veya darbe etkisi gibi zamana bağlı yükleme koşullarında 1, 2 ve 3 boyutlu modellerdeki hasar gelişimini incelemişlerdir. Çözüm metodu olarak sonlu elemanlar metodu ve sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Kompozit malzemeye sahip modeller üzerinde hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Ayrıca 1 boyutlu modelde viskoelastik etkiler de hesaba katılmıştır. Parametrik analizler paket programlar yardımıyla uygulanmıştır. Sayısal analiz sonuçları deneyler ile karşılaştırılmıştır ve sonuçların tatmin edici yakınsaklıkta olduğu görülmüştür. Stoffel ve arkadaşları [15] çelik plakların şok dalgası yükü altında zamana bağlı yüksek genlikli titreşimlerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Geometrik doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi enine kayma ve dönme ataleti de hesaba katılarak yürütülmüştür. Çekme testine dayalı parametre belirleme işlemi Chaboche ve Bodner-Partom viskoplastik temel kanunları için gerçekleştirilmiştir. Rajendan ve Narasimhan [16] çelik malzemeye sahip dairesel levhanın yakın mesafe su altı patlaması yüklemesi altında dinamik davranışını sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. 2006 yılında yaptıkları bir çalışmada [17] ise su altı patlamasının doğası ve yapılara etkisini detaylı bir şekilde inceleyen bir çalışma ortaya koymuşlardır. Rajendan ve Lee [18] patlama yükü uygulanmış plaklar üzerine kapsamlı bir inceleme yazısı yayınlamışlardır. Bu çalışmada hava ve su altı patlama yüklerinin tanımı, levhalardaki hasar miktarının hesaplamasına dair yaklaşımlar ve sayısal analizler için kullanılan yöntemler ve paket programlar sunulmuştur. James L. O'Daniel ve arkadaşları [19] su altı patlamasına karşı yapıların tepkilerinin belirlenmesi amacıyla bir metodoloji geliştirmişlerdir. Çalışmanın temeli basitleştirilmiş yapısal bileşenlerin su altı patlama yüküne tepkilerinin, hassas darbe testleri ve sayısal simülasyonlar yardımıyla doğrulanabileceği düşüncesine dayanmaktadır. Geçmişte yapılmış su altı patlama çalışmaları, su altı patlaması sayısal simülasyon sonuçları ve darbe simülasyon sonuçları kullanılarak hassas darbe testleri için eşdeğer tepkiyi verecek parametreler belirlenmiştir. Hassas darbe testleri gerçekleştirilmiş ve darbe simülasyonları ile ilişkilendirilmiştir. Su altı patlama test sonuçları da doğrulanmış sayısal kod ile karşılaştırılıp doğrulanmıştır. Test ve analizleri yapılan model dikdörtgen bir düz levhadır. Su altı patlaması sırasında oluşan kavitasyon ve kabarcık etkisi bölgesel ve karmaşık olduğundan bu çalışmada göz ardı edilmiştir. Testler bir adet alüminyum levha ve iki adet kompozit levha üzerinde gerçekleştirilmiştir. Metodolojinin geliştirilmesi dört adımdan oluşmaktadır. İlk olarak hassas darbe testleri ile su altı patlama olayının sayısal eşdeğerliklerinin bulunması amacıyla bazı parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir. İkinci olarak türetilen darbe tepkisinin gerçekçi olduğu kesinleştirilmelidir. Bu adım hassas darbe testleri yardımıyla ve sayısal darbe analizleri ile doğrulanması yoluyla sonuçlandırılmıştır. Üçüncü adımda su altı patlama tepkileri sayısal analizler ve ölçeklendirilmiş testler yardımıyla ilişkilendirilmiştir. Son olarak da darbe ve su

altı patlaması çalışmalarının birbiriyle eşlenik olup olmadıkları değerlendirilmiştir. Sayısal analizler için ticari bir sonlu elemanlar kodu olan LS-Dyna kullanılmıştır. Çalışma sonunda sayısal analiz ve test sonuçlarının birbirleri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Darbe ve patlama çalışmalarının karşılaştırılması sonucunda geliştirilen metodolojinin bu çalışmanın odağına göre makul olduğu görülmüştür. Metodolojinin uygulanabilirliğinin artırılması amacıyla ileri çalışmalar gerçekleştirilmesi gerektiği belirtilmiştir. Hassan ve Batra [20] yaptıkları çalışmada elyaf destekli bir lamine kompozit plağın 4 adet baskın hasar modunun olduğunu kabul etmişlerdir. Bunlar elyaf kırılması, matris çatlaması, elyaf/matris ayrılması ve delaminasyon/kaymadır. İlk 3 hasar modu yapısal bağlantılar tarafından yönetilen iç değişkenler ile temsil edilmektedir. Delaminasyon/kayma hasar modunun ise iki komşu katman arasındaki yüzey üzerindeki bir noktada oluştuğu kabul edilmiştir. Sayısal analizler için Galerkin metodu ve sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Sonlu elemanlar metodu için FORTRAN programında bir kod yazılmıştır. Bu kod 8 nodlu 3 boyutlu elemanlar kullanmakta ve sayısal integrasyon için $2 \times 2 \times 2$ Gauss Kareleme Metodu kullanılmaktadır. Malzeme parametreleri ve bu çalışmada sunulan matematiksel modelin doğrulaması literatürde bulunan deney veri ve sonuçlarından elde edilmiştir. Bu çalışmanın devamı olarak Batra ve Hassan [21] tek eksenli elyaf takviyeli birbirine mükemmel şekilde bağlı katmanlardan oluşan birkaç lamine plağın patlama yükü altında zamana bağlı 3 boyutlu deformasyonlarının sonlu elemanlar analizini, kendileri tarafından geliştirdikleri ve doğrulanmış bir sonlu elemanlar FORTRAN kodu ile çözmüşlerdir. Bu kod zamana bağlı hasar gelişimini de içermektedir. Hasarın karakterizasyonu 3 değişkene göre tanımlanmıştır; elyaf/matris ayrılması, elyaf kırılması ve matris çatlaması. Delaminasyon, gerilme değerinin hasar kriterini aşması anında ortaya çıktığı ve eş zamanlı olarak birkaç noktada oluştuğu kabul edilmiştir. Katman birleşimleri arasındaki kayma nodal serbest bırakma (nodal release) tekniği ile simüle edilmiştir. Wang ve Shukla [22] bir şok tüpü deneyindeki gelen şok dalgası (gelen enerji) ve yansıyan şok dalgası (artık enerji) ile ilintili enerjinin hesaplanması için gaz dinamiği denklemleri kullanılarak analitik ifadeler geliştirilmişlerdir. Numunenin gerçek zamanlı deformasyon profili, deformasyon enerjisini hesaplamak için kullanılmıştır. Homojen izotropik bir alüminyum levha üzerine şok testi bu metotları sergilemek için kullanılmıştır. Enerjilerin tespiti, şok dalgası basınç profillerine ve deney sırasında elde edilen yüksek hızlı deformasyon görüntülerine dayanmaktadır. Bu metodun uygulaması, bir alüminyum levha üzerine şok dalgası yollanması suretiyle kontrollü bir deney üzerinden gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, gelen enerjinin sadece küçük bir kısmının numunenin deformasyonunda kullanıldığını ve kinetik enerjinin numuneye aktarıldığını göstermektedir. Gelen enerjinin büyük bir kısmı havanın içinde kalarak, sıcaklık, ses, ışık ve enerjinin diğer formları ve panelin kenarlarındaki kayıplar şeklinde dağılmıştır. LeBlanc

ve arkadaşları 2010 yılında yaptıkları bir çalışmalarında [23] Cam elyafı/Epoksi kompozit malzemeden üretilmiş plaklar üzerine uygulanan su altı şok dalgasının etkileri deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Kompozit plak çapraz katlı katmanlardan imal edilmiştir ve $0^{\circ}/90^{\circ}$ yöneliminde 13 ve 19 katmandan oluşan iki model oluşturulmuştur. Deney düzeneği, yatay şekilde konumlandırılmış içi su dolu konik bir tüpten oluşmaktadır. Koniklik açısı açık su ortamındaki dalga yayılımını temsil edecek şekilde 2.6° olarak seçilmiştir. Konik tüpün geniş açıklığına deney malzemesi ankastre mesnet koşullarını sağlayacak şekilde yerleştirilmiştir. Dar açıklığa ise TNT patlayıcı yerleştirilmiştir. Deney malzemesi yerleştirilen bölgenin arkasında sürgülü bir piston bulunmaktadır. Bu pistonun kullanım amacı, patlayıcının ağırlığının istenilen seviyeye düşürülebilmesi durumunda enerjiyi sönümleyerek yükü azaltmaktır. Bu sürgülü piston isteğe göre çıkarılabilir ve bu çalışmada iki durumda da deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar modeli LS-Dyna programında oluşturulmuştur. Malzeme modeli olarak MAT_059 Mat_Composite_Failure_Option_Model kullanılmıştır. Deney ve analiz sonuçları literatürde bulunan Russel hata tekniği ile karşılaştırılmıştır. Bu teknik iki zamana bağlı veri kümesinin genlik ve faz varyasyonlarını ölçerek aradaki farkı değerlendirmektedir. Çalışma sonuçları LS-Dyna programında kullanılan MAT_059 malzeme modelinin su altı patlama yükü altındaki kompozit plakları gerçekçi bir şekilde modelleyebildiğini göstermiştir. Çalışma bilgisayar simülasyonlarının test verilerini destekleyebileceği ve hatta alternatif olma konusunda umut verici olduğunu göstermiştir. LeBlanc ve arkadaşlarının 2013 yılında yaptıkları bir çalışmada [24] ise Epoksi cam/Vinil ester malzemeden oluşan eğrisel kompozit paneller üzerine poliüre kaplaması yapılmasının su altı patlama yüküne karşı dinamik tepkilerine etkisi incelenmiştir. Poliüre uygulamasının kalınlığı ve yeri değiştirilerek bu parametrelerin zamana bağlı tepkilerinin etkisi incelenmiştir. Konik tüp deney düzeneği kullanılmıştır. Zamana bağlı tepkiler 3 boyutlu dijital resim korelasyon tekniği ve yüksek hızlı kameralar yardımıyla ölçülmüştür. Deney sonuçları levhanın arka yüzüne uygulanan poliürenin kalınlığının performansa büyük etkisi olduğunu göstermiştir. LeBlanc ve arkadaşlarının 2016 yılında yaptıkları çalışmada [25] tek tarafı hava ile temas eden poliüre kaplamalı cam elyafı/epoksi kompozit plakların yakın mesafe su altı patlamalarına karşı dinamik tepkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler içi su dolu patlama havuzunda gerçekleştirilmiş ve deformasyon verileri yüksek hızlı kamera yardımıyla toplanmıştır. Deney sonuçları, plak veya poliüre kaplama kalınlığının artmasının su altı patlama tepkisine olumlu etki yarattığı gözlemlenmiştir. Deney sonuçları Ls-Dyna paket programında gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizleri ile doğrulanmıştır. Wei ve arkadaşları [26] yekpare ve sandviç kompozit panellerin deformasyon ve hasar mekaniklerinin anlaşılması amacıyla bir sonlu elemanlar katı-sıvı etkileşim modeli

geliştirmişlerdir. Gerinim hızının da (strain-rate) eklendiği yeni bir hasar kriteri formüle edilmiş ve tek yönlü cam elyafı/martis kompozitlerin değişik hasar modlarının simüle edilmeleri için eklenmiştir. Katmanlı model Hashin elyaf hasar kriteri ve modifiye Tsai-Wu hasar kriterini kullanmaktadır. Kompozit modülleri, bir enerji salınması kriteri tarafından yönetilen bir doğrusal yumuşama kanunu vasıtasıyla güncellenen hasar sonrası rejimi ile beş hasar değişkenine indirgenmiştir. Bu formülasyonun ana özelliği, elyaf yırtılması ve delaminasyon arasındaki ayrımın, boyuna normal gerilme ve efektif kayma gerilmesinin oranının bir fonksiyonu olarak, elyaf çekme dayanımından matris çekme dayanımına çeşitlenen bir modifiye kırılma dayanımı olarak sunulmasıdır. Katmanlar arasındaki delaminasyon, gerinim hızı hassasiyetli yapışma kuralına göre modellenmiştir. Sandviç plağın çekirdek katmanı sıkışabilir özelliğe sahiptir. Su altı patlamasına maruz kalmış yekpare ve sandviç kompozit plakların deformasyon, elyaf/matris hasarı ve katmanlar arası delaminasyon incelenmiştir. Sayısal analizler deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Burada açıklanan yeni orana bağlı (rate-dependent) kompozit hasar modeli, hasarın yapı üzerindeki dağılımı ve büyüklüğünü daha önce geliştirilen çözüm modellerinden çok daha isabetli bir şekilde vermektedir. Wang ve arkadaşları [27] sualtı patlamalarına bağlı katmanlı levhaların elastik dinamik tepkisiyle bağlantılı analitik bir teknik içeren özgün bir metot sunmuşlardır. Bu teknik Laplace Dönüşümü'nün sayısal olarak tersine çevrilmesi olan durum uzay metodu ve Taylor tarafından formüle edilmiş katı-sıvı etkileşimine dayanmaktadır. Laplace Dönüşümü'nü tersine çeviren iki özgün algoritma çalışmada sunulmuştur ve bu algoritmaların ilgili literatürde bulunan diğer algoritmalarından daha verimli olduğu belirtilmiştir. Bu metot yarı-analitik bir metot ve literatürde bulunan deney sonuçlarıyla karşılaştırılmış, ayrıca sonlu elemanlar analizi de yapılmıştır. Bu yeni metodun yarı-analitik ve sonlu elemanlar analiz sonuçlarından daha tutarlı olduğu görülmüştür. Katı-sıvı etkileşiminin etkisi rijit ve esnek levha kullanılarak yapılan analizler ile detaylı olarak incelenmiştir. Sonuçlar, katı-sıvı etkileşiminin lamine levhanın reaksiyonuna ciddi olarak etkisi olduğunu göstermiştir. Bu çözüm levhalardan oluşmuş su altı yapılarının elastik ve akustik tepkilerinin anlaşılmasında katkıda bulunabilir ve sonuçlar ileriki araştırmalarda benchmark çözüm olarak kullanılabilir. Bu çalışmada önerilen yöntem, diğer metotlar ile ve ayrıca konu üzerine yapılmış literatür sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Hesaplama verimliliğini karşılaştırmak amacıyla Laplace dönüşümünün tersini almak için iki özgün algoritma geliştirilmiştir. Bu algoritmalar literatür içerisinde sunulmuş bir çözüm ile kıyaslandığında, hassasiyetin aynı kalması koşuluyla yapılan çözümlerde bu yeni algoritmaların sırasıyla %48.09 ve %39.98 daha kısa sürede sonuç verdiği görülmüştür. Hava ve sualtı patlamaları gibi yüksek yoğunluklu, düşük olasılıklı vakalarda tepkinin maksimum değeriyle, tepkinin zamana bağlı parametrelerinden daha çok ilgilenilir. Bu çalışmanın sonuçları katı sıvı

etkileşiminin katmanlı levhaların tepkisine büyük etkisinin olduğunu önermektedir. Ayrıca hava destekli levhalar, su destekli levhalardan daha sağlamdır. Katı sıvı etkisinin tasarıma eklenmesi katmanlı levhaların dinamik tepkilerinin tam anlamıyla anlaşılmasında hayati önem taşır. Avachat ve arkadaşları [28, 29] 2015 yılında yaptıkları çalışmada su altı patlaması deneylerinde hava tabancası kullanarak şok dalgası oluşturmuşlardır. Basıncı hava ile itilen bir parça, içi su ile dolu bir tüpün bir ucundaki pistonu çarparak suya bir şok dalgası iletmektedir. Tüpün diğer ucunda bulunan deney numunesi üzerinden veriler toplanmaktadır. Kullanılan deney metodunun su altında patlayan bir patlayıcının etkisini yansıtabildiği belirtilmektedir. Liang ve arkadaşları [30] kalınlık boyunca malzeme özellikleri üstel olarak değişen levhaların su altı patlamalarına karşı elastik dinamik tepkilerinin incelenmesi için analitik bir çözüm önermişlerdir. Taylor'un tek boyutlu katı-sıvı etkileşim modeli, şekil değiştirebilen levhalar için genişletilerek 3 boyuta uyacak hale getirilmiştir. Genişletilmiş katı-sıvı etkileşim modeli ve Laplace dönüşümü, Laplace dönüşümünün sayısal tersi kullanılarak elde edilen zaman bölgesindeki anlık çözüm ile durum uzay metoduna entegre edilmiştir. Bu metod, literatürde bulunan diğer metodlar ve deneyler ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Levhanın arka tarafının sınır koşullarının ve ön ve arka taraf basınçları üzerindeki fonksiyona bağlı malzeme parametrelerinin etkisi, kavitasyonlar, yer değiştirmeler, gerilmeler ve yüzeyler boyunca etki eden toplam kuvvetler incelenmiştir. Kavitasyonun zamana bağlı dağılımı detaylı olarak incelenmiştir. Doğrulama işlemi iki aşamadan oluşmaktadır. Birinci aşamada sunulan metod katı-sıvı etkileşimi olmayan bir probleme uygulanarak literatürdeki bir örnek ile karşılaştırılmıştır. İkinci aşamada ise literatürde bulunan, bir tarafı hava ile temas eden su altı patlamasına maruz bir alüminyum levha deneyi ile kıyaslama yapılmıştır. Schiffer ve Tagarielli [31] dairesel, ankastre mesnetli, ortotropik elastik plakların düzlemsel, katlanarak azalan şok dalgalarına olan tepkileri için analitik modeller geliştirilmiştir. Bu modeller plaklar içindeki eğilme dalgasını ve önceden veya sonradan çıkan kavitasyona bağlı katı sıvı etkileşimini göz önünde bulundurmaktadırlar. Analitik öngörüler sonlu elemanlar analizleri ile karşılaştırılmış ve iki analitik modelin tatmin edici bir şekilde uyduğu görülmüştür. Görülmüştür ki yükün darbesel tanımlanması büyük hatalara sebep verebilmektedir. Çapraz katlı kompozitler ve izotropik benzeri (quasi-isotropic) plaklar arasında yapılan karşılaştırmalarda kompozit katmanların su altı patlama performansına düşük etkisi olduğu görülmüştür. Verilen kütle için su altı patlama direncini maksimum yapacak plak tasarımları için tasarım çizelgeleri oluşturulmuştur. Schiffer ve Tagarielli'nin 2015 yılında yaptıkları başka bir çalışmada [32] laboratuvar ortamında dairesel plakların dinamik deformasyonunun ve kırılmasının, aynı şekilde kavitasyonunun gözlemlenebileceği bir deney düzeneği önermişlerdir. Deney düzeneği izotropik benzeri cam/vinylester kompozitler ile dokuma karbon/epoksi plakların tepkilerini

ölçmek ve karşılaştırmak için kullanılmaktadır. Dinamik açık (explicit) sonlu elemanlar analizleri yapılarak deneylerle karşılaştırılmış ve uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Ölçümler ve sonlu elemanlar analizleri elastik ortotropik plakların su altı patlamalarına tepkisinin hesaplandığı yeni geliştirilen teorik modelin doğrulanması için kullanılmıştır. Imbalzano ve arkadaşları [33] yardımcı hücresel çekirdekler ve metal yüzlerden oluşan sandviç panellerin patlama etkisi altında dayanımını incelenmişlerdir. Bu hibrid kompozit yapının darbesel yüklere karşı performansı orana bağlı olarak sayısal incelenmiştir. Yüksek gerinim oranlarında kompozit modelin davranışında Johnson-Cook kuralı kullanılmıştır. Yardımcı hücre efektif Poisson oranı, malzeme karakteristikleri, yüzeylerin kesit kalınlığı, birim hücre çubuk elemanının kalınlığı gibi tasarım parametreleri göz önüne alınmıştır. Analiz süresini azaltmak amacıyla çeyrek model oluşturulmuş, kesitleri için kabuk eleman ve birim hücreler için de çubuk elemanlar kullanılmıştır. Değişik kompozit panel tasarımları eşdeğer yekpare paneller ile parametrik analizler yardımıyla karşılaştırılmıştır. Patlama durumlarında, yardımcı kompozit panellerin, yekpare modellere kıyasla darbesel yük enerjisini plastik şekil değiştirmeden dolayı iki kat daha fazla absorbe ettiği ve arka yüzeyin hızını %70 oranında düşürdüğü gözlemlenmiştir. Arka yüzeyin maksimum deformasyonu da çekirdek sıkışması ve plastik deformasyonundan ötürü %30 azalmıştır. Chen ve arkadaşları [34] su altı patlamasına maruz, farklı malzeme özelliklerine sahip plakların dinamik tepkisini incelemek için analitik bir metot olan Taylor çözümünü revize etmişlerdir. Malzeme özellikleri ve sınır şartlarının dinamik tepkiye etkisi sistematik biçimde incelenmiştir. Analitik sonuçlar sonlu elemanlar analizleri ile doğrulanmıştır. Çalışmanın sonunda geliştirilen modelin farklı malzeme özelliklerine sahip plakların su altı patlama analizlerinde doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. Jin ve arkadaşları [35] bir sandviç yapının temel özelliklerine sahip hareketli bir plak ile etkileşime giren bir su altı patlaması ile oluşan gaz kabarcığının dinamiklerini, sınır elemanı yöntemi kullanılarak sayısal olarak incelemişlerdir. Sandviç yapıların tepkisinin, belirli bir hız profiline sahip hareketli bir plak olduğu varsayılır. Plâğın hız profilinin, ayrılma mesafesinin ve plâğın ölçeğinin kabarcık davranışları üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Ren ve arkadaşları [36] tamamen suya batırılmış ve bir tarafı hava ile temaslı bal peteği çekirdekli sandviç plakların su altı patlamasına dinamik tepkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sandviç plâğın deformasyonu üç aşamada incelenmiştir, yapının katı-sıvı etkileşim evresi, çekirdek sıkışması evresi ve plâğın arka yüzünün sıvı ile etkileşimi. Sonuç olarak arka yüzü suyla temas eden plakların hasar/deformasyon performansının aynı özelliklerdeki arka yüzü hava ile temas eden plaklardan daha iyi olduğu görülmüştür. Chen ve arkadaşları [37] yakın mesafe sualtı patlamasına maruz poliüretan çekirdekli dairesel sandviç plakların dinamik tepkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada sandviç plâğın yüzey katman konfigürasyonlarının

hasar/deformasyon performansına etkisi üzerine yoğunlaştırılmıştır. Ayrıca poliüretanın yanında polivinil klorür (PVC) ve alüminyum köpük olmak üzere farklı çekirdek malzemelerinin etkileri de incelenmiştir. Sonuç olarak sandviç plağın arka yüzünün ağırlığının arttırılmasının hasar/deformasyon performansına olumlu etki yaptığı gözlemlenmiştir. Ayrıca çekirdek malzemesi olarak PVC köpüğün diğer alternatiflere nazaran daha yüksek sıkışma mukavemetine sahip olmasından dolayı tercih edilebileceği belirtilmiştir. Eğer şok dalgası plağın arka yüzünde delinme oluşturacak kadar yüksekse alüminyum köpüğün daha yüksek delinme direncine sahip olmasından ötürü daha iyi performans sergilediği gözlemlenmiştir. Zhou ve arkadaşları [38] metal yüzeyli ve PVC çekirdeğe sahip dairesel sandviç plakların yakın mesafe su altı patlaması deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Patlayıcı ağırlığı, katman kalınlıklarının değişimi, çekirdeğin ağırlığı ve çekirdek katmanının malzeme özelliklerinin değişimi hususları parametrik olarak incelenmiştir. Deney sonuçları, sandviç plağın ön yüzünün delinme hasarına uğradığını, PVC çekirdeğin örümcek ağı yapısında kırılmalara maruz kaldığını ve arka yüzün genel olarak hasar almadığını göstermiştir. Çekirdek kalınlığının artmasının enerji sönümünde büyük etkiye sahip olmasından dolayı hasar seviyesini azalttığı belirtilmiştir. Arka yüzü kalın, ön yüzü ince sandviç yapı konfigürasyonunun tam tersi duruma göre çok daha dayanıklı olduğu sunulmuştur. Buna ek olarak çekirdek malzeme yoğunluğunun arkadan öne doğru yüksekten düşüğe şeklinde tasarlanmasının mukavemet performansına olumlu katkı yapacağı belirtilmiştir. Sone Oo ve arkadaşları [39] su altı şok yüküne maruz bir tarafı hava ile temaslı plakların dinamik tepkisini analitik ve sayısal yöntemler yardımıyla incelemişlerdir. Taylor Plak Teorisi'nin levhanın erken zaman tepkisini, yani deformasyonun ilk pik bölgesini doğru bir şekilde tanımladığını, ancak geç zaman tepkisi, yani sönümlü ortamda serbest salınım hareketini doğru tanımlamadığını belirtmişlerdir.

Su altı ve su üstü yapıları incelendiğinde neredeyse tamamında eğrisel yüzeylerin kullanıldığı görülmektedir. Eğrisel kabukların su altı patlamasına karşı tepkilerinin incelenmesi bu bakımdan büyük önem arz etmektedir. Literatürde eğrisel kabukların incelendiği çalışmalar mevcuttur. Wierzbicki ve Fatt [40] plastik silindirik kabukların zamana bağlı yapısal tepkisini incelemişlerdir. Önerilen model iki yapısal tepkiyi incelemektedir; aksel uzama ve çevresel eğilme. Analitik sonuçlara dayanarak mühendislik yaklaşımları da eklenmiştir. Deformasyon sonuçları kısıtlı deney verileriyle karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. McCoy ve Sun [41] çalışmalarında sonlu elemanlar analizi ve efektif modül teorisi kullanarak, kalın kesitli içi boş bir kompozit silindirin düzlem gerinim durumunda dıştan gelen bir patlama basıncına karşı dinamik tepkilerini, katı-sıvı etkileşimi kullanılarak ve kullanılmayarak incelemişlerdir. Patlama yükü, silindirden uzak bir mesafede su

altındaki bir patlamayı temsil edecek şekilde basınç yükü olarak uygulanmıştır. Sonlu elemanlar analizi ticari bir kod olan ABAQUS programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Efektif modül teorisinin dinamik gerilme analizi üzerindeki yakınsaklığı sunulmuştur. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarına bakıldığında, katı-sıvı etkileşiminin analize dahil edilmesinin yapı üzerindeki gerilme dağılımı konusunda büyük bir etki yarattığı görülmüştür. Katı-sıvı etkileşimsiz analizlerde gerilme değerlerinin katı-sıvı etkileşimli analizlere nazaran çok daha büyük olduğu görülmüştür. Bu fark sönüm etkisinden kaynaklanmaktadır. Kalın kesitli kompozit yapılarda radyal çekme gerilmesinin büyük olduğu durumlarda delaminasyon hasarı ortaya çıkmaktadır. Bu çalışmada katı-sıvı etkileşimsiz ve etkileşimli analizlerin ikisinde de maksimum radyal çekme gerilmesi hasar kriterinin üzerine geçmediğinden herhangi bir delaminasyon hasarı görülmemiştir. Hause ve Librescu [42] çift eğrilikli, alt ve üst yüzeyleri lamine panellerle destekli anizotropik kompozit sandviç plakların çeşitli tiplerdeki patlama yükü altındaki dinamik tepkileri incelemişlerdir. Çalışmada 3 farklı patlama yükü tanımı kullanılmıştır. Bunlar; hareket halindeki şok dalgası (tanjant darbesi), üçgen biçimli patlama darbesi, ve simetrik sonik patlamadır. Panel eğriliği, alt ve üst yüzeydeki panellerin anizotropisi ve katman sıralaması, çekirdeğin enine ortotropisi ve zamana bağlı yüklerdeki dinamik sönümler vurgulanmıştır. Çalışmada hava patlaması yükleri üzerinde durulmuştur. Hareket ve sınır şartı denklemleri için Hamilton prensibi kullanılmıştır. Çözüm metodolojisi genişletilmiş Galerkin metodunun Laplace dönüşümü tekniği ile bağlanmasına dayanmaktadır. Bu kombine çözüm metodolojisi iyi bir performansa sahiptir ve kesin sonuçlarla kıyaslandığında isabetli olduğu görülmüştür. Li ve arkadaşları [43] yaptıkları çalışmada küçük eğrilikteki ve sıkıştırılabilir çekirdeğe sahip bir sandviç kabuğun patlama yükü altındaki doğrusal olmayan tepkilerini incelemişlerdir. Literatürdeki deneysel ve sonlu elemanlar analiz sonuçları incelendiğinde sandviç panellerin darbesel yüke maruz kalması durumunda çekirdeğin gözardı edilemeyecek kadar sıkıştığı görülmüş ve bu durumu ele almak amacıyla yeni bir yüksek mertebeden doğrusal olmayan sıkıştırılabilir çekirdek modeli sunulmuştur. Yönetici denklem sistemi Reissner-Hellinger varyasyonel ilkesi ile Hamilton prensibinin kombinasyonuna dayanarak elde edilmiştir. Basit mesnetli sığ kabuğun analitik çözümü genişletilmiş Galerkin prosedürünün Laplace dönüşümü ile birleştirilmesi ile elde edilmiştir. Çalışmada sunulan sayısal çözümler yüksek mertebeden çekirdek modelinin patlamayı takip eden ilk anlarda şok dalgasından dolayı oluşan kavitasyonu yakalayabildiğini göstermiştir. Yao ve arkadaşları [44] su altı patlamasına maruz bir yapıda mukavemet ve darbesel ortamın karşılaştırılabilmesinin geliştirilmesi amacıyla yapıdaki enerjinin hareketine bağlı yeni bir şok faktörü ortaya sunmuşlardır. Sunulan yeni şok faktörünün doğrulanması amacıyla içten destekli bir silindirik kabuk yapının üzerine yeni şok faktörü ve iki ayrı standart şok faktörü kullanılarak su altı patlama yükü

uygulanmış ve sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler için ticari bir sonlu elemanlar kodu olan ABAQUS kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli akustik-katı etkileşimini kapsamaktadır. Kavitasyon ve kabarcık etkileri göz ardı edilmiştir. Yeni şok faktörü kullanılarak eşit şok faktörü değerinde ancak farklı yapısal özellikli modeller üzerindeki analizler karşılaştırıldığında potansiyel enerji, kinetik enerji ve yapının şok tepki spektrumları birbirleriyle gayet uyumlu çıkmışlardır. Ancak diğer iki standart şok faktörü ile yapılan karşılaştırmalarda farklılıklar görülmüştür. Sayısal sonuçlar incelendiğinde şok dalgasının hiper basıncına bağlı seçilen şok faktörünün silindirik kabuklar üzerindeki patlama ortamını doğru bir şekilde yansıtmasının zor olduğu görülmüştür. Yapının üzerine dalganın geliş perspektifine göre seçilen şok faktöründe uzak mesafe patlamalarının güzel temsil edildiği, ancak yakın mesafe patlamalarında ise gerçek dışı sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Çalışmada sunulan, yapının üzerindeki enerjiye göre seçilen yeni şok faktöründe ise yapısal kinetik enerji ve toplam potansiyel enerji uyumlu çıkmıştır ve şok spektrumunun averajı genel olarak özdeştir. LeBlanc ve arkadaşları 2011 yılında yaptıkları bir çalışmalarında [45] epoksi cam elyafı/vinil eğrisel kompozit plakların su altı patlamasına karşı tepkilerini incelemişlerdir. Deney düzeneği olarak içi su dolu konik bir şok tüpü kullanılmış ve deneysel sonuçlar LS-Dyna’da yapılan sonlu elemanlar analizleri ile karşılaştırılmıştır. Deney numuneleri 0°-90°yöneliminde ortası eğrisel olan dairesel kabuklardır. 0°ve 90°lik katmanlar birbirleriyle örülerek bağlanmak yerine dikilmiştir. Paneller vakum infüzyon yöntemi ile imal edilmişlerdir. Nihai deney numunesinin kalınlığı 1.37 mm’dir. Deney düzeneği olarak kullanılan konik tüpün koniklik açısı 2.6°dir. Numunelerin anlık tepkileri 3 boyutlu dijital görüntüleme korelasyon (DIC) sistemleri ile yüksek hızlı fotoğraflama yardımıyla incelenmiştir. Sonlu elemanlar analizi LS-Dyna ticari yazılımı ile yapılmıştır. Malzeme modeli olarak MAT_059 kullanılmıştır. DIC verileri ve sonlu elemanlar analizi sonuçları Russell hata ölçütü kullanılarak karşılaştırıldığında büyük oranda uyumlu oldukları görülmüştür. Bir başka çalışmalarında [46] kabuk eğriliği, kalınlık ve kalınlık dağılımının uzak mesafe su altı patlamasına maruz kalan eğrisel kabuklar üzerine etkisi sayısal analizler yardımıyla çalışılmıştır. Bu çalışmada eğriliği değişen 5 farklı panel kullanılmıştır. Her bir eğrilikteki panel için 3 farklı kalınlık kullanılarak kalınlığın etkisi de göz önünde bulundurulmuştur. Son olarak, üniform kalınlık dağılımına sahip bir kabuk ile, ağırlığı aynı ancak kenarlarda kalın ortalara doğru incelen bir kabuğun karşılaştırması yapılmıştır. Etkiler, levha ortasındaki noktasal çökme, tam alan deformasyon değişimi ve katı sıvı dalga etkileşimi kullanılarak hesaplanmıştır. Sonuçlar, başta belirtilen değişkenlerin patlama yüküne maruz levhaların mekaniğinde büyük öneme sahip olduğunu göstermiştir. Fatt ve arkadaşları [47] tek eğrilikli, eğriliğin olmadığı kenarlardan ankastre mesnetli, köpük çekirdekli sandviç panellerin patlama yükü altındaki tepkilerini elde edebilmek amacıyla elasto-plastik bir model geliştirmişlerdir.

Geliştirilen model çekirdek sıkışması ve kalınlık yönündeki kaymayı da kapsamaktadır. Çalışmada sunulan yeni model ABAQUS paket programı yardımıyla gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizleri ile kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonucunda sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Sirivolu ve Fatt [48] her tarafından ankastre mesnetli, çift eğrilikli kompozit kabukların dinamik darbe burkulmasını incelemişlerdir. Novozhilov doğrusal olmayan sığ ince kabuk teorisi ve Lagrange hareket denklemleri kullanılmıştır. Hareket denklemleri MATLAB programında ode23tb çözdürücüsü ve paralel hesaplama aracı kullanılarak çözdürülmüştür. Elde edilen sonuçlar ABAQUS paket programı yardımıyla yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçları ile karşılaştırılmış ve birbiriyle uyumlu oldukları görülmüştür. Kritik burkulma eğrileri Budiansky-Roth kriteri yardımıyla hesaplanmıştır. Çalışma sonunda kabuk eğriliğinin artmasının dinamik darbe burkulmasına karşı direncin de artmasına yol açabileceği görülmüştür. Kabuğun derinliğinin artması daha yüksek burkulma modlarının elde edilmesine sebep olmaktadır ve bu daha yüksek burkulma modları kabuğun daha yüksek eğilme direncine sahip olmasını sağlamaktadırlar. Fatt ve Sirivolu [49] çift eğrilikli, PVC köpük çekirdekli, ankastre mesnetlenmiş kompozit sandviç levhaların patlama tepkisini belirleyebilmek amaçlı analitik bir yöntem geliştirmişlerdir. Eğriliğin tanımı gerinim-yerdeğiştirme ifadeleri içerisinde yapılmıştır. Model oluşturulurken sandviç katmanlarının birbirlerine mükemmel bir şekilde bağlı olduğu kabul edilmiştir ve gerinim hızına bağlı olarak malzeme özelliklerindeki değişimler göz ardı edilmiştir. Donnell'in non-lineer sığ kabuk formulasyonuna dayalı olarak, PVC köpük izotropik ve enine izotropik elastik-plastik niteliklere göre modellenmiştir. Lagrange hareket denklemleri sandviç kabuğun tepkisinin açıklanmasında kullanılmıştır. Tahmin edilmiş enine tepki, izotropik köpük sıkışması kabulü yapıldığında sonlu elemanlar analizleri ile oldukça benzer çıkmıştır. Çekirdek ve yüzey katmanlarındaki enine kesme çatlaklarına bağlı panel hasarları hesaba katılmıştır. Parametrik bir çalışma göstermiştir ki, sandviç kabukların eğrilikleri azaldıkça patlama yüküne karşı dirençleri artmaktadır, çünkü kabuk yapılar membran etkisiyle daha yüksek enine yükler taşıyacak şekilde tasarlanmışlardır. Bu parametrik çalışma ayrıca göstermiştir ki, eğrilik azaldıkça, izotropik çekirdeğe sahip sandviç kabuk enine izotropik çekirdeğe sahip sandviç kabukta hesaplandan daha yüksek patlama dayanımı değerleri vermektedir. Bu sonuç göstermiştir ki; sandviç kabuğun çekirdeğinin enine izotropik yerine izotropik olarak modellenmesi, bazı sandviç kabuk geometrileri için patlama yüklerine dayanımlarının tahmininde tutarsızlıklar oluşturabileceğini göstermiştir. Hsiao ve Chahine [50] su altı patlaması sırasındaki şok dalgası ve kabarcık etkisinin pervane ve etrafındaki yapılar üzerindeki etkisini sayısal analizler yardımıyla incelemişlerdir. Akış modeli hem sıkıştırılmaz hem de sıkıştırılabilir akış olarak ayrı ayrı modellenmiş ve ilişkilendirilmiştir. Bu şekilde hem şok dalgası hem de kabarcık etkisi probleme eklenebilmiştir. Akış

analizlerinin her biri simültane olarak kompozit pervane kanadı sonlu elemanlar modeli üzerine uygulanmış ve tam akupple katı-sıvı etkileşiminde çalışarak yapısal etkileri incelenmiştir. Çeşitli katmanlardaki elyaf oryantasyonları üzerinde çalışmalar yapılarak hangi kombinasyonların eğilme ve burulmaya karşı en yüksek dayanıma sahip olduğu anlaşılmıştır. Sıkıştırılabilir akış ile şok dalgasının modellenmesinde sonlu farklar metodu ile Euler denklem çözücüsü Gemini kullanılmıştır. Şok dalgası hesaplanan bölgeden ayrıldığında akış sanal olarak sıkıştırılamaz akışa dönmektedir ve kabarcık etkisi ortaya çıkmaktadır. Bu faz potansiyel akış çözücüsü olan ve kabarcık etkisinin incelenmesinde çok verimli olan sınır eleman metodu (BEM) ile çözülmüştür. Sınır eleman çözümleri 3DynaFS isimli kod ile gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akış kodları, bir yapısal dinamik kodu olan Dyna3D kodu ile birleştirilmiştir. Sayısal yaklaşım denizcilik ile alakalı problemlerin tekrarlanması ile doğrulanmıştır. Daha sonra kompozit pervane modeli üzerine uygulanmıştır. Hem yakın mesafe su altı patlaması problemi hem de geleneksel uzak mesafe su altı patlaması problemi ayrı ayrı incelenmiştir. Pervane kanadının performansının incelenmesinde dinamik eğilme ve burulma tepkileri dikkate alınarak von Mises eşdeğer gerilmeleri ve Tsai-Wu hasar kriteri kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda kırılma bölgeleri ve dayanımı yüksek olan elyaf yerleşim düzenleri sunulmuştur. Kazancı [3] sunmuş olduğu değerlendirme yazısında patlama yüklerine maruz kalmış kompozit lamine plakların analizleri üzerinde durmuştur. Farklı lamine plak teorilerinin sınıflandırılması ve irdelenmesi ayrıca verilmiştir. Literatürde yaygın biçimde kullanılan zamana bağlı dış patlama darbe modelleri özetlenmiştir. Bu çalışmanın amacı geçmiş lamine plak teorilerinin karakterize edilmesi, geliştirilmesi ve sayısal yöntemlere uygulanması bağlamında genel bir kategorizasyon yapılmasıdır. Çalışmanın sonunda bazı sarıh modellerin çeşitli zorlukların üstesinden gelmekte faydalı olduğu görülmüştür. Ancak genel plak modelinde herhangi bir geometri, laminasyon düzeni ve malzeme tipinde statik veya dinamik tepkilerin hesaplama hassasiyeti konusunda hala bazı zorluklar mevcuttur. Analitik çözümler genelde özel yükleme, sınır şartı veya yalınlaştırılmış teoriler ile kısıtlanmıştır. Ancak sayısal metotlar çok daha çeşitli kriterlerin, tasarım zamanının ve maliyetin düşürülmesini de sağlayacak şekilde çözümlerini mümkün kılmak için geliştirilmiştir. Günümüzde kompozit lamine plakların statik veya dinamik çözümlerinde kullanılan en popüler çözüm yöntemi sonlu elemanlar metodudur. Ancak, ticari sonlu elemanlar kodlarının birçoğu sadece 2 boyutlu hasar kriterlerine sahiptirler ve kompozit malzemede yıkımsal etki göstermeyen nispeten yavaş darbelerin kalınlık yönündeki tepkileri hesaba katmazlar. Bu sebeple, 3 boyutlu hasar kriterlerinin uygun yüksek şekil değiştirme hızı tanımlarıyla eklenmesi gelecekte çalışılması gereken bir olgudur. Bir diğer önemli konu da kompozit lamine plakların patlama yüklerine karşı anlık tepkilerinin hesaplanmasıdır. Patlama olgusu ve patlama yüklerine karşı tepkilerin

detaylı bir şekilde anlaşılabilmesi, patlama yüküne maruz yapıların tasarımında oldukça gereklidir. Genel olarak patlama yükünün mesafesine göre iki farklı tip patlama model yaklaşımı kullanılmaktadır. Bunlar üniform (uzak mesafe patlaması) ve üniform olmayan (yakın mesafe patlaması) şeklindedir. Ancak, yükün asıl etkisi patlama dalgasına ve hedef yüzeyin doğasına bağlıdır. Bu yüzden yer değişimi yaklaşım fonksiyonlarını seçerken plağın fiziksel davranışının göz önünde bulundurulması büyük önem taşımaktadır. Gupta ve arkadaşları [51] silindirik yapıların su altı patlaması yükü altında dinamik burkulma stabilitesinin incelenmesi amacıyla deneysel çalışmalar yapmışlardır. Hidrostatik basınç ve dinamik şok basıncının değişiminin metal silindir kabuklara etkisi incelenmiştir. Deney sonuçları, hidrostatik basınç artışının yapının rijitliğinin azalmasının bir göstergesi olarak doğal frekansını azalttığı gözlemlenmiştir. Qu ve arkadaşları [52] su altı patlamasına maruz ince ve kalın duvarlı sandviç silindirlerin dinamik tepkilerinin incelenmesi amacıyla deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Özellikle kalın silindirlerin testlerinde kullanılmak üzere özgün bir deney düzeneği kurulmuştur. Deformasyon ve çekirdek sıkışması yüksek hızlı kameralar yardımıyla incelenmiştir. Deneyler sayısal analizler ile desteklenmiştir. Katı-sıvı etkisi ve malzemelerin hasar kriterleri analizlere dahil edilmiştir. Deney ve analiz sonuçları aynı ağırlığa sahip sandviç yapıların tek parçalı yapılardan daha iyi şok direncine sahip olduğunu göstermiştir. Brochard ve arkadaşları [53] uzak mesafe su altı patlamasına maruz bir silindirin dinamik tepkisinin incelenmesi amacıyla basitleştirilmiş bir yöntem geliştirmişlerdir. Yöntem Wierzbicki ve Fatt'ın [40] önerdiği yöntemi temel almaktadır. Su ve silindir arasındaki etkileşim iki farklı aşamaya ayrılmıştır. Birinci aşamada şok dalgasının silindire ilettiği kinetik enerji patlama parametrelerinden elde edilir. İkinci aşamada silindir deforme olur ve su ile deforme olan kabuk arasındaki etkileşimin yarattığı ek basınç hesaplanır. Kapalı form denklemler, kabuğun nihai deformasyonunu değerlendirmek için türetilmiştir ve ek su kütesinin silindir hasarı üzerindeki etkisini vurgulamak için kullanılmıştır. Önerilen yöntem çeşitli silindir ve patlayıcı özellikleri için sonlu elemanlar analizleri ile kıyaslanmıştır. Yüksek şok faktörleri için önerilen yöntemin uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Ancak şok faktörünün 1.5'tan düşük olduğu durumlarda kabuğun nihai deformasyonunun doğru hesaplanamadığı belirtilmiştir. 2020 yılında yaptıkları devam niteliğindeki çalışmada [54] hem yüksek hidrostatik basınca hem de patlama şok dalgasına maruz kalan derin suya daldırılmış silindirlere odaklanılmıştır. Hidrostatik basınç altında silindirin elastik deformasyon enerjisi hesaplanır ve dinamik problemin başlangıç koşullarını belirlemek için kullanılır. Daha sonra çeşitli daldırma derinlikleri için silindir deformasyonu ve plastik deformasyon enerjisi hesaplanır. Sayısal sonuçlarla karşılaştırıldığında, önerilen modelin daldırma derinliğiyle birlikte deformasyonun ve sönmölen enerji artışını doğru hesaplayamadığı görülmüştür. Ls-Dyna / USA sonlu eleman simülasyonlarından sonradan işlenen sonuçların

kapsamlı bir analizi, daldırılmış silindiri içe doğru itmeye devam eden hidrostatik basıncın etkisinden kaynaklanan yeni bir mekanizmayı vurgulamaktadır. Analitik modeli iyileştirmek için, hidrostatik basınç üzerinde bir düzeltme faktörü tanıtılmıştır, ancak sonunda hidrostatik basıncın geç etkisini hesaplayabilen yeni bir mekanizmanın geliştirilmesine ihtiyaç olduğu sonucuna varılmıştır. Yin ve arkadaşları [55] dışına kaplama uygulanmış stifnerli sandviç silindirlerin su altı patlaması altında dinamik tepkilerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Analizler bir dizi deney yardımıyla doğrulanmıştır. Üç farklı senaryo incelenmiştir; silindirin iç ve dış yüzeylerinin kaplama ile kaplanması, yalnızca iç yüzeyin kaplanması ve yalnızca dış yüzeyin kaplanması. Sudaki basınç dağılımı ve sandviç silindir üzerindeki deformasyonlar elde edilmiştir. Sonuçlar kaplama uygulamasının şok dayanımına olumlu etkileri oluşturduğunu göstermiştir. Sandviç yapının dış katmanına uygulanan kaplamanın şok darbesinin izolasyonunda ve iç katmana aktarımını azaltmada etkili olduğu, iç katmandaki kaplamanın ise kısıtlı etkiye sahip olduğu görülmüştür.

Deniz yapılarının su altı patlaması altında dinamik tepkilerinin incelenmesinde en doğru metot muhakkak ki yapının tam boyutlu olarak modellenip incelendiği çalışmalardır. Bu sayede örneğin yapının dış kabuğu üzerindeki deformasyon ve gerilme kaynaklı hasarın oluşmasında destek elemanlarının etkisi ve bunun yanında bir geminin kompartmanlarında şok ile oluşacak titreşimin insan üzerindeki yaralayıcı etkisi ve makinelerin titreşim kaynaklı hasar/arıza durumları incelenebilmektedir. Ancak su altı patlamasına maruz bir geminin incelenmesinde deneysel metotların kullanıldığı çalışmalar oldukça kısıtlıdır. Bunun sebebi öncelikle böyle bir test çalışmasının gerçek boyutlarda bir gemi veya deniz yapısı ile gerçekleştirilmesi gerektiğinden çok büyük maddi fonlamaya ihtiyaç duyulmasıdır. Diğer bir sebep ise su altı patlamalarının incelenmesi genellikle askeri amaçlarla yapıldığından gizlilik esasıyla tam boyutlu testlerin kamu ile paylaşılmamasıdır. Park ve arkadaşları [56] 1987 ve 2000 yıllarında gerçekleştirilmiş, bir mayın avlama gemisi ve mayın tarama/avlama gemisinin su altı patlaması test sonuçlarını yayınlamışlardır. Yapılan testler yardımıyla bir geminin taktik operasyonel güvenlik bölgesi belirlenmiştir.

Tam boyutlu deniz yapılarının deneysel olarak incelenmesine nazaran daha düşük bütçeler ile gerçekleştirilebilen model yapılar üzerinde yapılmış bazı çalışmalar mevcuttur. Wang ve arkadaşları [57] gemi benzeri kutu yapılar üzerinde dört adet su altı patlama testi gerçekleştirmişlerdir. Islak yüzey titreşim modları, ivmeler, sıvı basıncı ve hız değerleri ABAQUS sonlu elemanlar paket programında gerçekleştirilmiş simülasyonlar ile kıyaslanmıştır. Yapı üzerinde hasar oluşumu detaylı olarak incelenmiştir. He ve arkadaşları [58] su altı patlayıcı mesafesinin yapıda oluşturduğu hasarın incelenmesi amacıyla çelik dubalar üzerinde bir takım testler gerçekleştirmişlerdir. Deformasyonun oluşumu ve hasar şekilleri

incelenmiştir. Sonrasında yakın mesafe patlama analizleri sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizleri ile deney sonuçları birbiri ile uyumludur. Bu çalışmanın sonunda maksimum yapısal deformasyonun olduğu bir patlama mesafe bölgesi bulunmuştur. Su altındaki patlayıcının bu bölgeye göre daha yakın veya uzak olduğu durumda maksimum deformasyonun daha düşük olduğu görülmüştür.

Tam boyutlu deniz yapılarının sayısal olarak incelendiği çalışmalar, deneysel çalışmalara nazaran daha çoktur. Shin [59] 3 boyutlu gemi modeli ve su hacmini modelleyerek katı-sıvı etkileşimli sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirmiştir. 3 boyutlu şok analizleri Ls-Dyna/USA kodu kullanılarak yürütülmüştür. Sonuçlar literatürde bulunan gemi test verileri ile kıyaslanmış ve uyumlu olduğu görülmüştür. Sprague ve Geers [60] 31000 serbestlik dereceli gemi benzeri bir yapının sualtı patlamalarına karşı zamana bağlı sonlu elemanlar analizinin modern bir bilgisayarda çözümünün pratikliğini incelenmişlerdir. Akışkan modeli çeşitli düzenlerdeki hayali elemanları kullanmaktadır ve bu model, kavitasyonu bilineer esneklik katsayılı (bulk modulus) non-lineer akustik ortam olarak modellemektedir. Akışkan modelinin serbestlik derecesi 10^5 ile 10^7 arasında değişmektedir. Ayrıca prosedürün fizibilitesi açısından gerekli olan mesh boyutunun değiştirilmesi işlemi de ele alınmıştır. Çalışmada serbestlik derecesine göre çözüm süreleri incelenmiştir. Sonuçlar büyük ölçekli durum simülasyonlarında doğruluk ve pratiklik için iki kilit teknik olduğunu göstermiştir; akış alanının ayrımı, hayali akış elemanları, uyumsuz katı-sıvı etkileşimi, zaman adımı ve yansımasız sınır şartlarında mesh sayısının azaltılmasıdır. Analiz sonuçları, kavitasyon alanlarının karmaşık olduğunu ve bu sebeple ıslak yüzey sınır yaklaşımlarının problemli olabildiğini göstermiştir. Zong ve arkadaşları [4] tam boyutlu bir geminin su altı patlamalarına karşı dinamik tepkilerinin sonlu elemanlar analizi yardımıyla incelenmesi üzerine bir çalışma sunmuşlardır. Dikdörtgen bir levha ve destekli bir levhanın yakın mesafe su altı patlamalarına karşı deformasyon ve yırtılma simülasyonları yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizleri ABAQUS paket programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Su altı basınç dalgasının etkilerinin yanı sıra kabarcık etkisi de tek fazlı salınım olarak kabul edilerek hesaplara dahil edilmiştir. Simülasyon sonuçları literatürde bulunan test sonuçları ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Daha sonrasında aynı metot kullanılarak tam boyutlu bir geminin analizi yapılmıştır. Fathallah ve arkadaşları [61] denizaltı benzeri, su altında çalışan eliptik bir kompozit yapı üzerine gelen su altı patlama yükünün dinamik etkilerini incelemişlerdir. Şok dalgası ve kabarcık etkisi göz önünde bulundurulmuştur. Bazı kısıtlar konularak ANSYS programı içerisinde optimizasyon yapılmıştır. Katı-sıvı etkileşimini kapsayan sayısal analizler ticari bir sonlu elemanlar çözdürücüsü olan ABAQUS programında gerçekleştirilmiştir. Patlayıcı tipi olarak TNT seçilmiştir.

Performansın ölçümünde Tsai-Hill hasar kriteri kullanılmıştır. Analiz sonuçları hem basınç dalgası hem de kabarcık etkisinin deplasmanlarda, hızda ve Tsai-Hill hasar kriterinde büyük bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Bundan dolayı su altı patlamasına dayanacak bir sualtı aracı tasarımında mutlaka kabarcık etkisinin de incelenmesi gerekmektedir. Guo ve arkadaşları [62] SWATH tipi katamaran teknelerin su altı patlaması analizlerinde şok dalgasının enerjisini temel alarak yeni bir şok faktörü önermişlerdir. Bu yeni şok faktörü, bu tür bir gemiden gelen dinamik tepkileri açıklamak için bir parametre olarak kullanılır ve SWATH katamaran yapısının özelliklerine göre iki kategoriye ayrılır; patlamanın direk etkisi ve çift gövdeden kaynaklanan gölge alanının etkisindeki değişim. Analizler sonlu elemanlar paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu yeni şok faktörünün geçerliliği, toplam kinetik enerji, toplam gerinim enerjisi ve şok spektrumu dahil olmak üzere üç kategoride kanıtlanmıştır. Liu ve arkadaşları [63] serbest yüzeyli dalga oluşabilen deniz ortamındaki bir geminin su altı patlamalarına karşı tepkilerini sıvı ve katı çözücüler arasındaki doğrusal olmayan bağlantı dikkate alınarak sayısal olarak incelemişlerdir. Sıvı alan, sınır eleman yöntemi (BEM) ile modellenirken, potansiyel ayrışma teorisi yüzey dalgalarını hesaba katmak için benimsenmiştir. Gemi yapısının global tepkileri mod süperpozisyon yöntemi ile modellenmiştir. Ardından, etkileşimi göz önünde bulundurmak için ivme potansiyelinin mod ayrıştırma yöntemi kullanılarak bir katı-sıvı etkileşim modeli oluşturulmuştur. Analizler bir su altı patlaması deneyi ile doğrulanmıştır. Geminin global tepkileri ve dalgaların etkisinin kayda değer bir doğrusal olmayan durum ortaya çıkardığı görülmüştür.

Diferansiyel Kareleme Metodu (DKM) Bellman ve arkadaşları tarafından 1971 yılında doğrusal olmayan kısmi diferansiyel denklemlerin çözümü için ortaya konulmuş bir sayısal hesaplama yöntemidir [64]. DKM, ilk önerildiği şekliyle büyük sistemlerin çözümünde ağırlık katsayılarının elde edilmesinde kötü koşullu matrisler oluşturmaktaydı. Bu dezavantaj, ağırlık katsayılarının tespiti için açık bir cebirsel formül sunan, Shu ve arkadaşları tarafından sunulmuş Genelleştirilmiş Diferansiyel Kareleme Yönteminin (GDKM) tanıtılmasıyla aşılmıştır [65]. GDKM, yapısal ve titreşim analizlerinin çözümünde etkili biçimde kullanılmaktadır. Lin ve arkadaşları [66] doğrusal olmayan elastik sınır şartlarına sahip plakların deformasyonunun hesaplanmasında GDK yöntemini kullanmışlardır. Çözüm metodunun özellikle doğrusal olmayan problemlerin çözümünde oldukça verimli ve doğru sonuçlar verdiği belirtilmiştir. Yer değiştirme fonksiyonlarının türevlerinin hesaplanmasında kullanılan ağırlık katsayıları, çözüm noktaların seçilmesinde herhangi bir kısıtlama olmaksızın basitçe hesaplanabilmektedir. Moradi ve Taheri [67] genişlik boyunca delaminasyon bulunan kompozit lamine kirişlerin burkulma analizini DK metodu ile gerçekleştirmişlerdir. Kiriş modeli kayma deformasyon teorisi ile oluşturulmuştur.

Delaminasyon kiriş üzerinde belirli derinlik ve konuma göre değişebilmektedir. Çeşitli parametrelerin burkulma mukavemetine etkisi incelenmiştir. Sonuçlar DKM'nin etkili ve hassas sonuçlar verdiğini göstermektedir. Tornabene ve Viola [68] yarı küresel kubbelerin ve küresel kabuk panellerin doğal frekans analizlerini GDKM ile çözmüşlerdir. Birinci dereceden kayma teorisi kabukların hareketini tanımlamak için kullanılmıştır. Malzemenin lineer elastik izotropik olduğu kabul edilmiştir. Çeşitli sınır şartları incelenmiştir. GDKM analiz sonuçları sonlu elemanlar analizleri ile kıyaslanmış ve doğrulanmıştır. Farklı nokta sayısı ve dağılımının çözüm hassasiyetine etkisi incelenmiş ve sonuç olarak yöntemin doğal frekansları hesaplamada hızlı ve doğru sonuç verdiği görülmüştür. 2008 yılında yaptıkları bir çalışmada [69] parabolik kabukların iki boyutlu doğal frekans analizlerini GDKM ile gerçekleştirmişlerdir. Devam niteliğinde sayılabilecek bu çalışmada çeşitli sınır şartlarında parabolik geometriye sahip kabukların doğal frekans analizlerinde GDKM'nin hızlı ve efektif olduğu belirtilmiştir. Arıkoğlu ve Özkol [70] viskoelastik çekirdekli kompozit sandviç plakların doğal frekans analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Sandviç plağın alt ve üst yüzleri kompozit lamine, çekirdek katmanı ise 5 parametrelili Zener modeline dayalı viskoelastik çekirdekten oluşmaktadır. GDK analizleri literatürde bulunan çalışmalar ve sonlu elemanlar analizleri ile doğrulanmıştır. Sonrasında elyaf oryantasyon açısı, çekirdek kalınlığı, çekirdek malzemesi ve çekirdek katmanının konumunun değişiminin incelendiği parametrik çalışmalar yapılmıştır. Doğal frekans ve kayıp faktörü değişimi detaylı olarak incelenmiştir. Sonuç olarak GDKM'in sandviç plakların doğal frekans analizlerinde sonlu elemanlar metoduna rakip olabilecek bir alternatif olduğu görüşü belirtilmiştir. Ferreira ve arkadaşları [71] kompozit sandviç plakların lineer statik ve doğal frekans analizlerini çalışmışlardır. Katman teorisi sandviç plakların modellenmesinde kullanılmıştır. Basit mesnetli kompozit lamine plaklar çeşitli katman sayısı ve oryantasyon açısında incelenerek deformasyon ve doğal frekansa etkileri incelenmiştir. Sonuçlar analitik ve literatürde bulunan diğer çalışmalar ile kıyaslandığında GDKM'in hızlı ve doğru sonuç verdiği görülmüştür. Kurtaran [72–74] yaptığı çalışmalarında eğrisel kiriş ve levhaların geometrik doğrusal olmayan dinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çeşitli malzeme modeli ve sınır koşulları etkin biçimde uygulanmıştır. Çalışmalarında yükleme koşulu olarak zamana bağlı değişen trigonometrik basınç fonksiyonları kullandığı gibi, şok yüklemesi benzeri ani değişime uğrayan basınç fonksiyonlarının da çözümlerini gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonuçları literatürde bulunan çalışmalar ile doğrulanmıştır. Taşkın ve arkadaşları [75] silindirik kompozit sandviç kabukların doğal frekans analizlerini GDKM ile gerçekleştirmişlerdir. Alt ve üst katmanı kompozit lamine, çekirdek katmanı 10 parametrelili Zener modeline dayalı viskoelastik çekirdekten oluşan kabuk modelinin kinematik denklemleri birinci derece kayma deformasyonu teorisine göre katmanlı olarak modellenmiştir. Hareket denklemi ve sınır koşulları

Hamilton Prensibi ile türetilmiştir. GDKM sonuçları literatürde bulunan çalışmalar ve sonlu elemanlar analizleri ile kıyaslanmış ve doğrulanmıştır. Sonrasında elyaf oryantasyon açısı, eğrilik yarıçapı, çekirdek kalınlığı ve çekirdek konumunun doğal frekans ve kayıp faktörüne etkisi parametrik olarak incelenmiştir. Uyar ve arkadaşları [76] fonksiyonel derecelendirilmiş malzemeden oluşan volanların çok amaçlı optimizasyonunu incelemişlerdir. Volan yarıçapı boyunca değişen termal etkiler optimizasyon algoritmasına dahil edilmiştir. Hareketin termoelastik denklemi ve ısı fonksiyonu GDKM ile türetilmiş ve çözülmüştür. Sıcaklık dağılımı, radyal şekil değiştirme ve eşdeğer gerilme dağılımları sonlu elemanlar analizi sonuçları ile kıyaslanmış ve doğrulanmıştır. Minimum kütle ve maksimum kinetik enerjiyi sağlayan optimal kesit geometrisi ve malzeme dağılımı sunulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Malzeme ve üretim teknolojisindeki gelişmeler mühendislik uygulamalarında kullanılan malzemelerin çeşitliliğini artırmaktadır. Malzemelerin özelliklerinin iyileştirilmesi ve yeni üretim teknolojileri, kompozit malzemelerin kullanım alanlarını genişletmiştir. Kompozit malzemeler, metal malzemelere nazaran yüksek mukavemet, hafiflik, korozyona karşı dayanıklılık ve iyi şekillenebilme gibi özelliklerden dolayı uçak, uzay, otomobil ve gemi sanayisinde yaygın bir şekilde temel ya da yardımcı malzeme olarak kullanılmaktadır.

Eğrisel kabuklar uzay yapıları, hava, kara, deniz taşıtları, nükleer enerji tesisleri, inşaat yapıları gibi pek çok alanda kullanılmaktadırlar [77]. Bu kadar tercih edilmesinin sebebi dinamik davranış, mukavemet ve stabilite bakımından optimal özelliklere sahip olmasıdır. Üzerine uygulanan dış yükleri geometrik şekline göre oldukça verimli bir şekilde taşıyabilmektedirler. Hatta eğrisel kabuklar düz yapılardan çok daha sağlam olabilmektedir [78]. Bir geminin gövdesinin tamamı eğrisel kabuklardan oluştuğu gibi, pervane, dümen yekesi, sonar domu gibi birçok elemanı da yine eğrisel kabuklardan oluşmaktadır.

Özellikle savaş gemilerinde ve askeri denizaltılarda, su altından gelebilecek tehlikelere karşı alınacak önlemler hem gemi hem de içindeki mürettebatın güvenliği için hayati önem arz etmektedir. Su mayınları veya torpidolar yapının gövdesine büyük zararlar verebilirler. Bunun yanı sıra, sonar cihazları, torpido ateşleme mekanizmaları gibi elektronik aygıtları bozarak geminin saldırı ve savunma fonksiyonlarını azaltabilir, ayrıca pervane veya dümen gibi tahrik ve manevra organlarına zarar vererek gemi veya denizaltının hareket kabiliyetini de kısıtlayabilirler.

Bu çalışmada, su altı patlamasına maruz silindirik kompozit sandviç kabukların



(a) Sonar dom [79]



(b) Pervane [80]

Şekil 1.1 Gemilerde eğrisel yapılara örnek

dinamik tepkilerinin sayısal olarak araştırılması amaçlanmaktadır. Su altı patlama basıncı literatürde sıklıkla kullanılan Friedlander basınç fonksiyonu ile tanımlanmıştır. Katı-sıvı etkileşimi Taylor Plak Teorisi ile tanımlanmıştır. Silindirik kompozit sandviç kabukların yönetici denklemleri Hamilton Prensibi ile elde edilmiştir. Büyük yer değiştirme ifadeleri von Kàrmàn gerinim-yer değiştirme bağıntıları kullanılarak oluşturulmuştur. Sandviç kabuğun yüzey katmanları kompozit lamine malzeme özelliklerine sahiptir, orta katman ise sıkışabilir polipropilen bal peteği malzeme özelliklerine sahip yumuşak çekirdekten oluşmaktadır. Geometrik doğrusal olmayan zamana bağlı analizler Genelleştirilmiş Diferansiyel Kareleme Metodu (GDKM) ile yürütülmüştür. Çalışmada incelenen parametreler aşağıda verilmiştir:

- Çekirdek kalınlığının değişimi
- Çekirdek konumunun değişimi
- Eğrilik açısının değişimi
- Elyaf oryantasyon açısının değişimi
- Patlayıcı kütlesi ve mesafesinin değişimi

1.3 Hipotez

Bu tez çalışmasında aşağıdaki önermeler sınanacaktır.

- GDKM geometrik doğrusal olmayan dinamik analizlerde kullanılabilecek etkin bir çözüm metodudur.

- Taylor Plak Teorisi levhaların katı-sıvı etkileşimli dinamik tepkilerinin incelenmesinde erken zaman tepkisini, yani su altı patlaması kaynaklı ilk şok dalgasının etkisiyle levhada oluşan deformasyonun ilk pik yaptığı bölgeyi doğru şekilde tanımlarken geç zaman tepkisini, yani şok dalgasının ortadan kalkmasından sonra sıvı ortamı içerisindeki sönümlü salınımı iyi şekilde tanımlayamamaktadır.

Bunun yanında su altı patlamasına maruz silindirik kompozit sandviç kabukların parametrik analiz sonuçları literatüre katkı sağlamak amacıyla sunulmaktadır.

2 SU ALTI PATLAMASI

Su altı patlaması, patlayıcının hedefe mesafesine göre temaslı patlama ve temassız patlama olarak ikiye ayrılır. Temassız patlama kabulü, patlayıcının hedefe olan mesafesinin, patlama sırasında oluşan kabarcığın yarıçapından on kat daha uzak olması durumunda yapılır. Bu durumda patlama sonucu oluşan gaz kabarcıklarının kavitasyon etkisi hedef yapıya ulaşmaz [81].

Su altı patlama basınç değeri, çok hızlı bir şekilde (yaklaşık 10^{-7} sn) maksimum değerine ulaştıktan sonra zaman içerisinde dağılarak azalır [17]. Bu azalma $\theta(x, y)$ dağılma faktörüne bağlı eksponansiyel bir fonksiyon şeklinde olur. Patlama yükünün zamana bağlı basınç denklemi Friedlander fonksiyonu ile tanımlanabilir ve bu fonksiyon aşağıdaki gibidir [1, 31]:

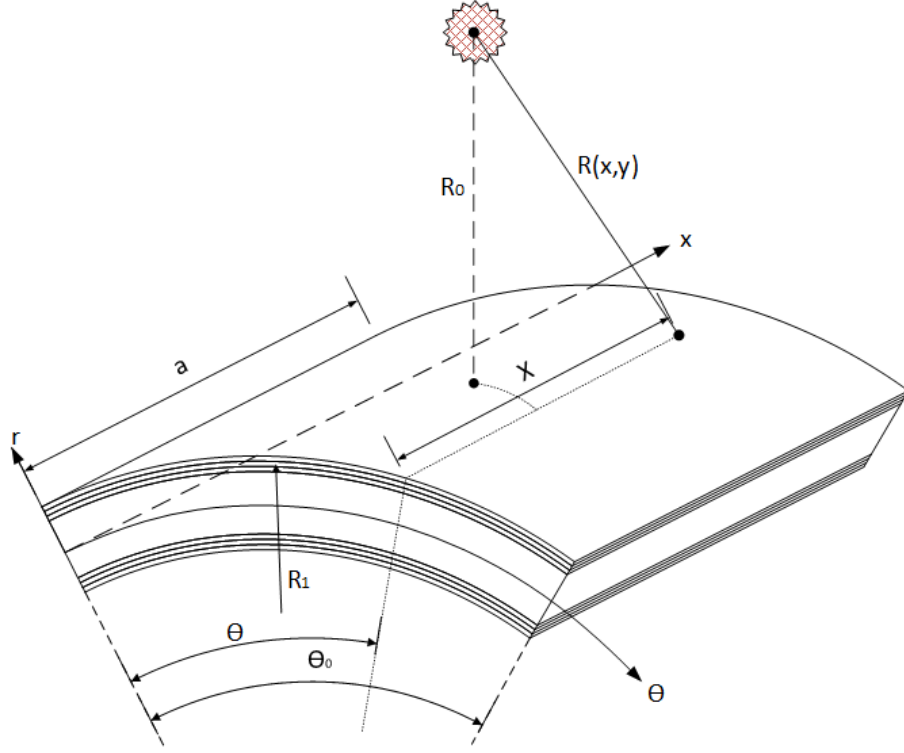
$$P(x, y, t) = \begin{cases} P_{maks}(x, y) e^{\frac{-(t-t_d)}{\theta(x, y)}} & t \geq t_d(x, y) \\ 0 & t < t_d(x, y) \end{cases} \quad (2.1)$$

Denklem 2.1'de basıncın kabuğun herhangi bir noktasına ulaşma süresi $t_d(x, y)$ patlayıcının kabuğun herhangi bir noktasına olan mesafesi $R(x, y)$ ve en yakın mesafesi R_0 'a göre belirlenir.

$$t_d(x, y) = \frac{R(x, y) - R_0}{c_s} \quad (2.2)$$

Denklem 2.2'de c_s ifadesi sesin su içerisindeki yayılım hızıdır. Patlama basıncının herhangi bir noktadaki zamana bağlı değeri kartezyen koordinat sistemine göre tanımlandığından, $R(x, y)$ Şekil 2.1'de tarif edildiği şekilde silindirik koordinat sistemine göre modellenmiş bir silindirik kabuk için aşağıdaki şekilde hesaplanmalıdır [13].

$$R(x, y) = \sqrt{\left(R_0 + R_1 \left(1 - \cos\left(\theta - \frac{\theta_0}{2}\right)\right)\right)^2 + \left(X - \frac{a}{2}\right)^2 + \left(R_1 \sin\left(\theta - \frac{\theta_0}{2}\right)\right)^2} \quad (2.3)$$



Şekil 2.1 Patlayıcının eğrisel levhanın herhangi bir noktasına mesafesi

Denklem 2.3'te R_1 patlayıcının olduğu taraftaki yüzeyin tarafsız ekseninin yarıçapıdır. Yüzeyin en üst noktasının yarıçapının kullanılması daha doğru bir yaklaşım olsa da katman kalınlığının çok küçük olmasından dolayı bu fark ihmal edilmiştir. Basıncın maksimum değeri P_{maks} ve dağılma faktörü θ , patlayıcının cinsine, ağırlığına ve hedefe olan mesafesine göre belirlenir [1].

$$P_{maks}(x, y) = K_1 \left(\frac{W^{1/3}}{R(x, y)} \right)^{A_1} \quad (2.4)$$

$$\theta(x, y) = K_2 W^{1/3} \left(\frac{W^{1/3}}{R(x, y)} \right)^{A_2} \quad (2.5)$$

Denklem 2.4 ve Denklem 2.5'de W patlayıcının ağırlığıdır (kg). K_1 , K_2 , A_1 ve A_2 ise patlayıcı parametreleridir. TNT patlayıcının parametreleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1 TNT patlayıcı parametreleri [1, 82]

Parametre	Değer
K_1 (MPa)	52.16
K_2 (μs)	96.5
A_1	1.13
A_2	-0.22

Su altı patlamasının şiddeti şok faktörü adı verilen ve patlayıcının kütlesi ve yapıya

olan mesafesine bağılı bir katsayı ile ifade edilmektedir ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır:

$$SF = \frac{\sqrt{W}}{R} \quad (2.6)$$

2.1 Katı-Sıvı Etkileşimi

Su altı patlamasına maruz bir yapının dinamik tepkisi incelenirken yapı ile içinde bulunduğu sıvının etkileşimi de göz önünde bulundurulmalıdır. Denklem 2.1 su altında patlayan bir patlayıcının zamana bağılı basınç değişimini ifade ederken, su altındaki yapının bünyesine gelen etkiyi inceleyebilmek için Taylor Plak Teorisi kullanılmaktadır [83].

Patlamanın basınç dalgası sıvı hacminin içerisinde hareket ederken beraberinde akışkanın da hareket etmesine sebep olur. Akışkanın hareketi de bir basınç oluşturur.

$$P_s(x, y, t) = \rho_s c_s \frac{\partial u(x, y, t)}{\partial t} \quad (2.7)$$

Burada ρ_s sıvının yoğunluğu ve $\frac{\partial u(x, y, t)}{\partial t}$ ise levha üzerindeki herhangi bir noktanın hızıdır. Patlamanın etkisiyle oluşan basınç dalgası levhaya ulaştığında iletilerek tekrar sıvı hacme yansıtılır. Yapı başlangıçta hareketsiz ise, çarpan basınç dalgasının etkisiyle bir başlangıç hızına sahip olacaktır. Yansıyan basınç dalgası sıvı parçacıklarına bir hız kazandıracaktır. Bu da levhanın hızına eşit olacaktır. Şok dalgasının levhaya çarpması sonucu yansımasıyla maksimum basınç iki katına çıkar. Levhanın hareket etmesiyle sıvı parçacıklarının da hareketi başlar ve ters yönde bir basınç oluşturarak toplam basıncın hızla düşmesine sebep olur. Bir tarafı sıvı, bir tarafı hava ile temas halindeki bir levhanın maruz kaldığı toplam basıncın zamana bağılı fonksiyonu aşağıdaki gibidir:

$$P_{top}(x, y, t) = 2P(x, y, t) - P_s(x, y, t) \quad (2.8)$$

Taylor Plak Teorisi'ne göre bir tarafı hava ile temaslı, yalnızca levhanın kendi ataletinin etki gösterdiği sonsuz boyuttaki bir rijit plağın analitik çözümü mevcuttur. Levhanın hareket denklemi aşağıdaki gibi gösterilir [1, 17, 18, 81]:

$$m \frac{\partial^2 u(t)}{\partial t^2} = 2P(t) - P_s(t) \quad (2.9)$$

Burada m plağın birim alan kütesidir. Denklemdeki $P_s(t)$ terimi; suyun virtüel kütesinden kaynaklanan sönüm etkisidir [84]. Levhanın $t = 0$ anında yer değiştirmesi ve hızının sıfır olduğu başlangıç koşulu ile denklem düzenlenirse plak üzerindeki

toplam basınç

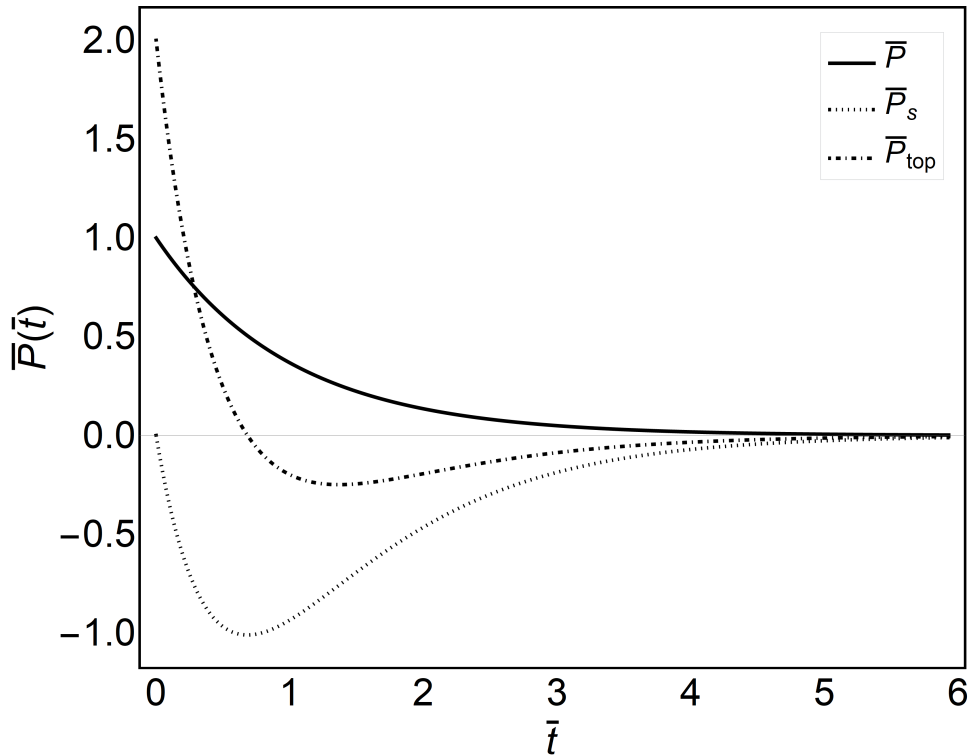
$$P_{Top}(t) = 2P_{maks}e^{-\frac{(t-t_d)}{\theta}} - \frac{2P_{maks}\psi}{\psi-1} \left(e^{-\frac{(t-t_d)}{\theta}} - e^{-\frac{\psi(t-t_d)}{\theta}} \right) \quad (2.10)$$

şeklinde ifade edilir. Burada $\psi(x, y)$ boyutsuz ters kütle sayısı olarak adlandırılır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\psi = \frac{\rho_s c_s \theta}{m} \quad (2.11)$$

Su altı patlamasına maruz, bir tarafı hava ile temaslı bir plağın orta noktasındaki basıncın Denklem 2.4'e göre boyutsuzlaştırılmış dağılımı $\bar{P}(\bar{t})$ Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Basınç ve zaman ifadelerin boyutsuzlaştırılması Denklem 2.12 ile gerçekleştirilmektedir.

$$\bar{t} = \frac{t}{\theta} \quad \bar{P}(\bar{t}) = \frac{P(t)}{P_{maks}} \quad (2.12)$$



Şekil 2.2 Boyutsuzlaştırılmış basınç-zaman grafiği

Plağın anlık hızı aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

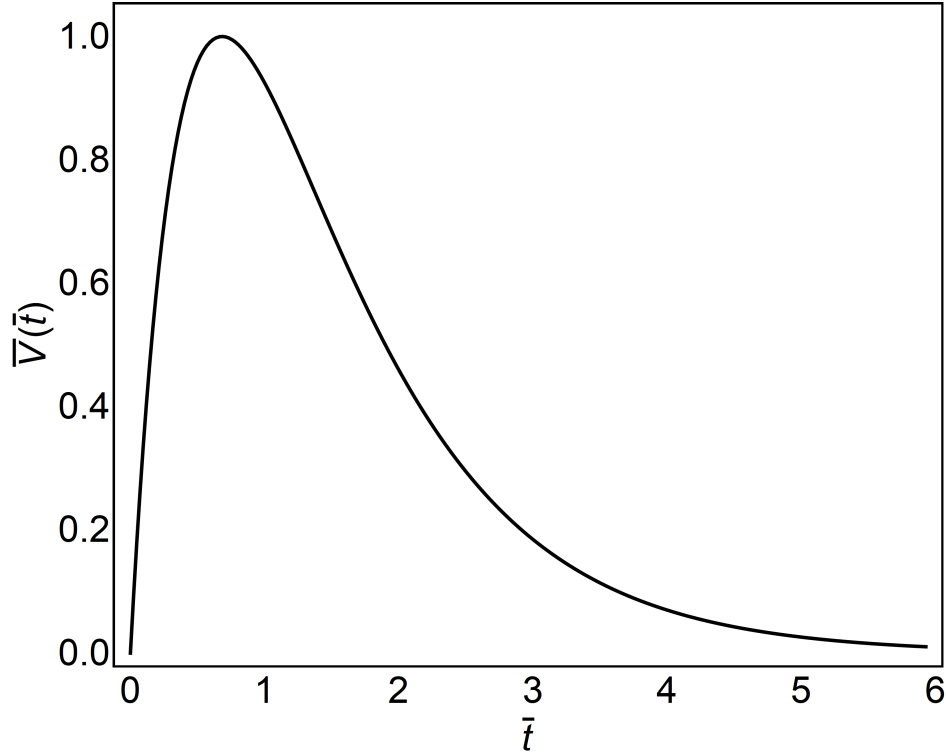
$$V(t) = \frac{\partial u(t)}{\partial t} = \frac{2P_{maks}\psi}{m(\psi-1)} \left(e^{-\frac{\psi t}{\theta}} - e^{-\frac{t}{\theta}} \right) \quad (2.13)$$

Plağın maksimum hızı ise

$$V_{maks} = \frac{2P_{maks}\theta}{m}\psi\left(\frac{\psi}{1-\psi}\right) \quad (2.14)$$

denklemini ile hesaplanır.

Plağın hız değişiminin boyutsuz hali $\bar{V}(\bar{t})$ Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Boyutsuzlaştırılmış hız-zaman grafiği

Plağın maksimum hıza ulaşacağı zaman

$$t_{V_{maks}} = \frac{\theta \ln \psi}{\psi - 1} \quad (2.15)$$

ile hesaplanır.

Plağın zamana bağlı yer değişimi $u(t)$ aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

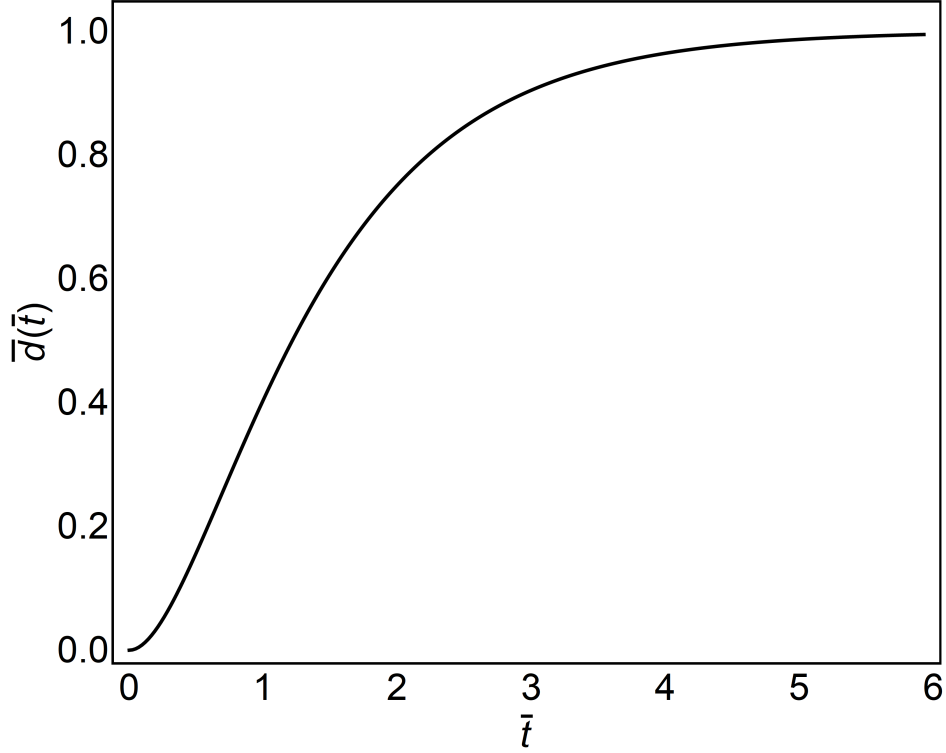
$$u(t) = \frac{2P_{maks}\theta^2}{m(1-\psi)} \left(\frac{1}{\psi} \left(1 - e^{-\frac{\psi t}{\theta}} \right) - \left(1 - e^{-\frac{t}{\theta}} \right) \right) \quad (2.16)$$

Yer değiştirmenin nihai; yani $t = \infty$ anındaki değeri ise

$$u_{final} = \frac{2P_{maks}\theta^2}{m\psi} = \frac{2P_{maks}\theta^2}{\rho_s c_s} \quad (2.17)$$

ile hesaplanır.

Plağın yer değiştirmesinin boyutsuzlaştırılmış halinin zamana bağlı değişimi Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4 Boyutsuzlaştırılmış yer değiştirme-zaman grafiği

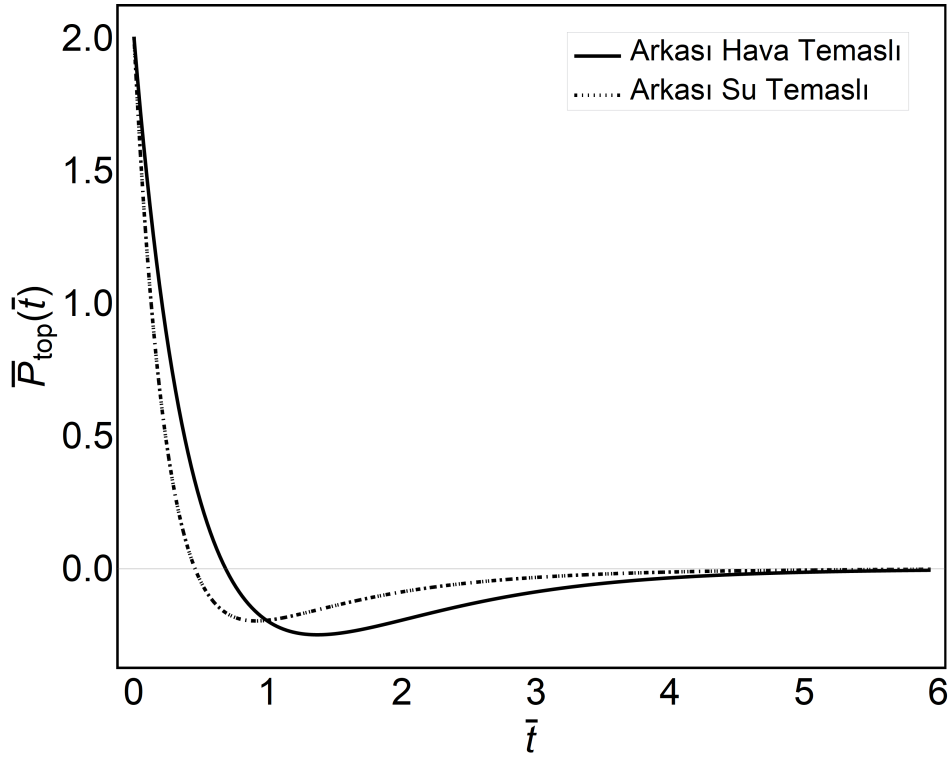
Levhanın tamamen sıvı içerisine dalmış olduğu durumda, yani levhanın arka yüzünün de sıvıyla temas halinde olduğu durumda ise; arka taraftaki sıvı da ilave bir direnç göstererek $\rho_s c \frac{\partial u(x,y,t)}{\partial t}$ kadar basınç oluşturacaktır. Buna göre tamamen suyun içerisine batırılmış bir levhanın maruz kaldığı toplam basıncın zamana bağlı fonksiyonu ise

$$P_{top}(x, y, t) = 2P(x, y, t) - 2P_s(x, y, t) \quad (2.18)$$

şeklinde yazılır.

Taylor Plak Teorisi'ne göre tamamen sıvı içerisine batırılmış bir plağın su altı patlaması yükünün hesabında ise basitçe Denklem 2.11 boyutsuz ters kütle sayısının ikiyle çarpılması ve Denklem 2.10-2.17 içerisine yerleştirilmesi yeterlidir.

Arkası hava ile temas halinde ve arkası su ile temas halindeki plakların üzerindeki toplam boyutsuzlaştırılmış basınç değişimi Şekil 2.5'de verilmiştir. Denklem 2.10'a göre levhanın hızına bağlı olan suyun sönüm etkisi, levhaya ulaşan ve yansıyan basıncı azaltıcı bir etki olarak toplam basınç denklemi içerisinde yer almaktadır. Şekil 2.5'de



Şekil 2.5 Boyutsuzlaştırılmış basınç-zaman grafiği

levhanın iki tarafının da suyla temas ettiği durumda toplam basınç tek tarafı hava ile temaslı duruma göre daha kısa sürede sıfır değerine ulaşmaktadır.

Rijit bir plağın hareket denkleminin tanımlandığı Taylor Plak Teorisi'nin şekil değiştirebilir ve sınır şartlarının etkili olduğu bir levhaya uygulanması için Denklem 2.9 içerisine rijitlik ifadeleri eklenir [85].

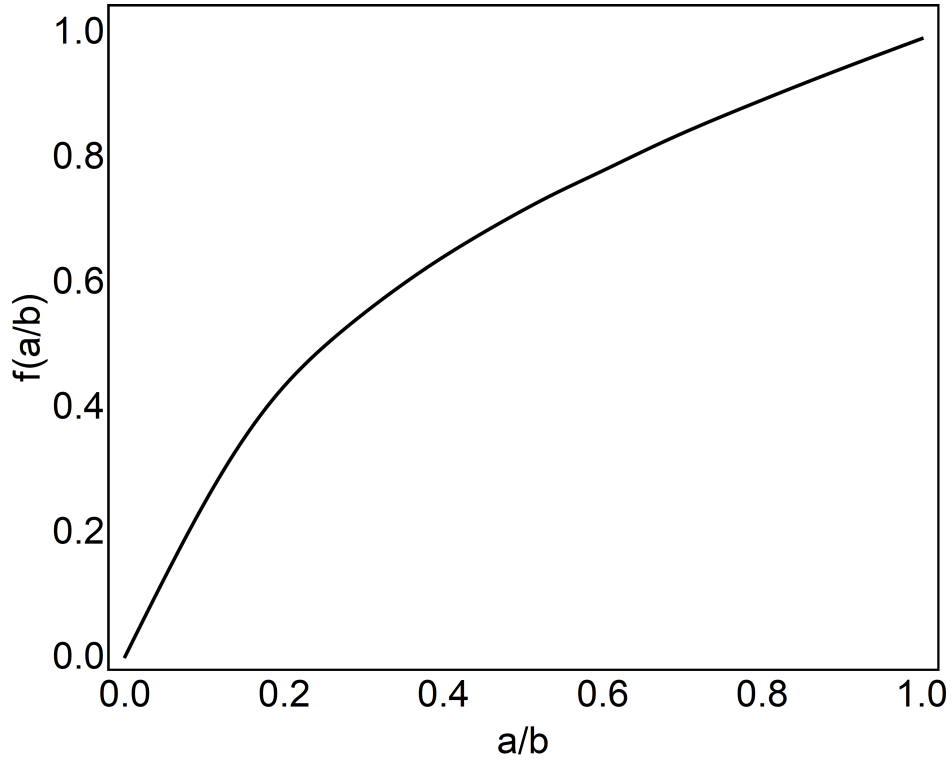
$$m \frac{\partial^2 u(t)}{\partial t^2} + ku(t) = 2P_{maks} e^{-\frac{(t-t_d)}{\theta}} - \frac{2P_{maks}\psi}{\psi - 1} \left(e^{-\frac{(t-t_d)}{\theta}} - e^{-\frac{\psi(t-t_d)}{\theta}} \right) \quad (2.19)$$

Su içerisinde hareket eden bir yapı etrafındaki su partiküllerini de hareket ettirmektedir. Su içerisinde salınım yapan levha ile beraber hareket eden su partikülleri bir ek su kütlesi oluşturarak levhanın salınım frekansını azaltıcı etki göstermektedir. Tamamen su içerisinde bulunan dikdörtgen bir levhanın ek su kütlesi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır [39, 86]:

$$m_{a_{mn}} = \frac{\rho_{su} b}{2} f \left(\frac{a}{b} \right) \frac{A_{mn}^2}{B_{mn}} \quad (2.20)$$

Burada a ve b sırasıyla dikdörtgen levhanın kısa ve uzun kenarlarını belirtmektedir. $f \left(\frac{a}{b} \right)$ Şekil 2.6'da verilmiş grafiğe göre elde edilen bir düzeltme katsayısıdır. A_{mn} ve B_{mn} ise salınım yapan levhanın mod şekline ve sınır şartlarına göre belirlenen ve Tablo

2.2’de verilmiş katsayılardır.



Şekil 2.6 Düzeltme katsayısı grafiği [86]

Tablo 2.2 Levha mod şekli katsayıları [86]

Mod Şekli		Ankastre Mesnet		Basit Mesnet	
		A_{mn}	B_{mn}	A_{mn}	B_{mn}
m=1	n=1	0.6904	1	0.4053	0.25
m=2	n=2	0	1	0	0.25
m=1	n=3	0.3023	1	0.1351	0.25
m=1	n=5	0.1924	1	0.0810	0.25
m=3	n=1	0.3023	1	0.1351	0.25
m=3	n=2	0	1	0	0.25
m=3	n=3	0.1324	1	0.0450	0.25

Su altı patlamasına maruz bir levhanın deformasyon şekli $m = n = 1$ durumuna uygun olduğundan ek su kütesinin hesabında Tablo 2.2’nin birinci satırı kullanılmaktadır.

Denklem 2.20’nin Denklem 2.19 içine eklenmesiyle su altı patlamasına maruz bir levhanın hareket denklemi tamamlanmış olur.

$$(m + m_a) \frac{\partial^2 u(t)}{\partial t^2} + ku(t) = 2P_{maks} e^{-\frac{(t-t_d)}{\theta}} - \frac{2P_{maks}\psi}{\psi - 1} \left(e^{-\frac{(t-t_d)}{\theta}} - e^{-\frac{\psi(t-t_d)}{\theta}} \right) \quad (2.21)$$

Denklem 2.21’e dikkat edilirse hareket denklemi içerisinde sönüm bileşeninin olmadığı görülmektedir. Taylor Plak Teorisi suyun sönüm etkisini denklemin sağ

tarafında bir basınç fonksiyonu olarak tanımladığından anlık şok basınç yükü ile şekil değiştirmeye uğrayan levhanın sönümsüz bir salınım yapacağı anlaşılır. Sone Oo ve arkadaşları Taylor Plak Teorisi'nin levhanın erken zaman tepkisini, yani deformasyonun ilk pik bölgesini doğru bir şekilde tanımladığını, ancak geç zaman tepkisi, yani sönümlü ortamda serbest salınım hareketini doğru tanımlamadığını belirtmişlerdir [39].

SİLİNDİRİK KOMPOZİT SANDVIÇ KABUKLAR

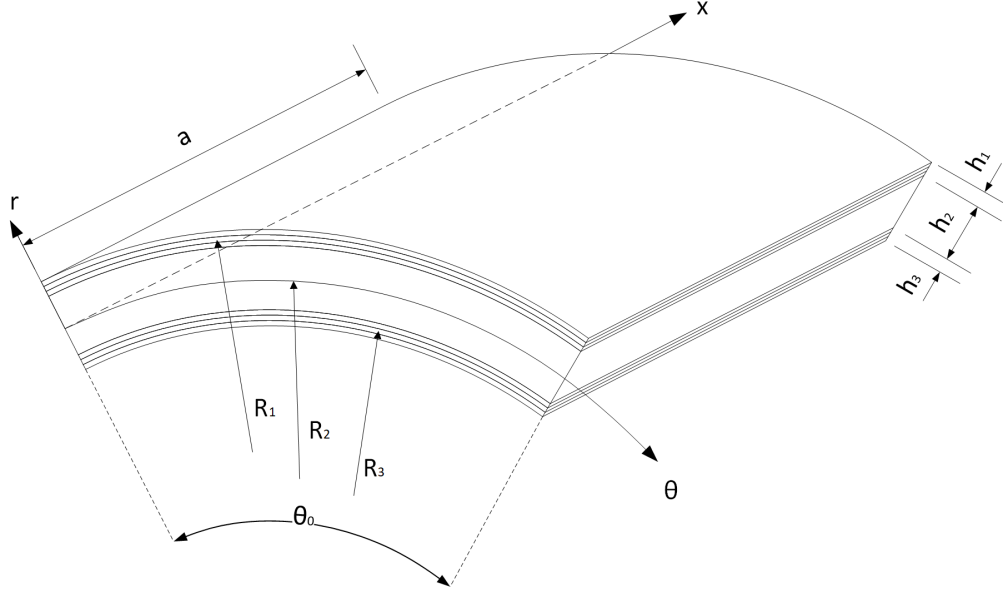
Kompozit yapılar; iki veya daha fazla katmanın birleştirilmesiyle oluşturulmuş, fiziksel ve mekanik özellikleri katmanların malzemesi, oryantasyon açısı, kalınlığı gibi parametrelere göre şekillenen yapılardır. Kompozit lamine levhalar matematiksel olarak her bir katmanın birleştirilmesi sonucu yekpare tek bir levha gibi davranırlar. Sandviç yapılar ise iki katman arasına yerleştirilen bir çekirdek katmanı ile oluşturulur. Genellikle çekirdek katmanı alt ve üst katmanlara nazaran daha yumuşak ve enerjiyi sönümleme kabiliyeti yüksek malzemelerden seçilir.

3.1 Kinematik Bağıntılar

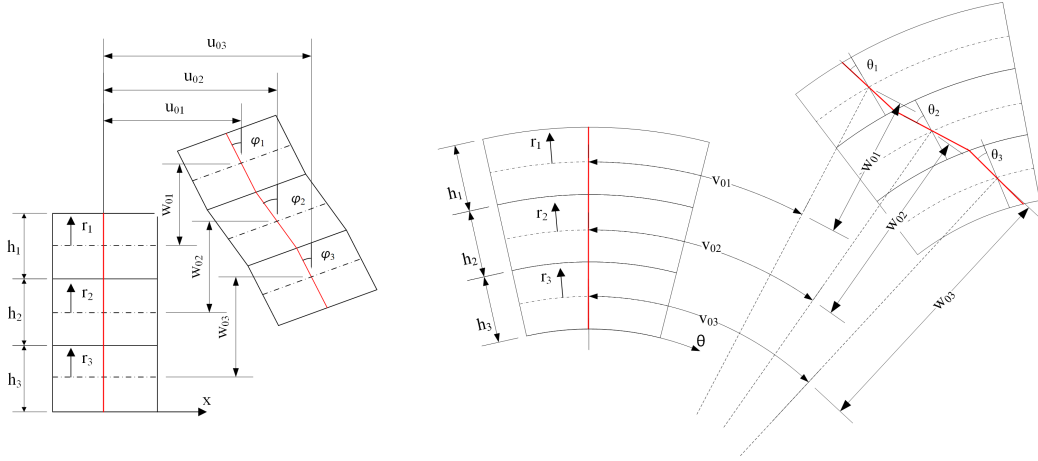
Silindirik kompozit sandviç kabukların hareket denklemleri oluşturulurken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Kabuk kalınlığı en ve boya göre çok küçüktür.
- Katmanlar arası bağlantı mükemmeldir ve katmanlar arasında kayma ve ayrılma (delaminasyon) oluşmaz.
- Kinematik bağıntılar birinci dereceden kayma deformasyon teorisine göre elde edilmektedir.
- Çekirdek katmanı kalınlık boyunca sıkıştırılabilir iken yüzey katmanları sıkıştırılamaz.
- Deformasyonlar büyük olduğundan von Kàrmàn geometrik doğrusal olmayan gerinim-şekil değiştirme denklemleri kullanılmaktadır.

Silindirik kompozit sandviç kabuğun geometrisi ve katmanların yer değiştirmeleri Şekil 3.1 ve Şekil 3.2 'de gösterilmektedir.



Şekil 3.1 Silindirik kompozit sandviç kabuk geometrisi



Şekil 3.2 Koordinat sistemi ve katmanların yer değiştirmeleri

Kinematik bağıntılar bölüm başında belirtilen kabullere dayanarak Şekil 3.2'ye göre aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\begin{aligned}
 u_i(x, \theta, r, t) &= u_{0i}(x, \theta, t) + r_i \varphi_i(x, \theta, t) \\
 v_i(x, \theta, r, t) &= v_{0i}(x, \theta, t) + r_i \theta_i(x, \theta, t) \\
 w_1(x, \theta, r, t) &= w_{01}(x, \theta, t) \\
 w_2(x, \theta, r, t) &= w_{02}(x, \theta, t) + r_2 \phi_r(x, \theta, t) \\
 w_3(x, \theta, r, t) &= w_{03}(x, \theta, t)
 \end{aligned}
 \quad \frac{-h_i}{2} \leq r_i \leq \frac{h_i}{2} \quad \text{ve} \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.1)$$

Burada u_i , v_i ve w_i sırasıyla kabuğun genel eksenel, çevresel ve radyal yer değiştirmelerini, u_{0i} , v_{0i} ve w_{0i} i. katmanın orta düzleminin yer değiştirmelerini, φ_i ve θ_i i. katmanın eksenel ve çevresel dönme açılarını, ϕ_r ise radyal enterpolasyon

fonksiyonunu belirtmektedir.

Katmanlar arası uyum denklemleri

$$\begin{aligned}
u_{02}(x, \theta, t) &= \frac{1}{2} (u_{01}(x, \theta, t) + u_{03}(x, \theta, t)) + \frac{1}{4} (h_3 \varphi_3(x, \theta, t) - h_1 \varphi_1(x, \theta, t)) \\
\varphi_2(x, \theta, t) &= \left(\frac{u_{01}(x, \theta, t) - u_{03}(x, \theta, t)}{h_2} \right) - \left(\frac{h_1 \varphi_1(x, \theta, t) + h_3 \varphi_3(x, \theta, t)}{2h_2} \right) \\
v_{02}(x, \theta, t) &= \frac{1}{2} (v_{01}(x, \theta, t) + v_{03}(x, \theta, t)) + \frac{1}{4} (h_3 \theta_3(x, \theta, t) - h_1 \theta_1(x, \theta, t)) \\
\theta_2(x, \theta, t) &= \left(\frac{v_{01}(x, \theta, t) - v_{03}(x, \theta, t)}{h_2} \right) - \left(\frac{h_1 \theta_1(x, \theta, t) + h_3 \theta_3(x, \theta, t)}{2h_2} \right) \\
w_{02}(x, \theta, t) &= \frac{1}{2} (w_{01}(x, \theta, t) + w_{03}(x, \theta, t)) \\
\phi_r(x, \theta, t) &= \frac{1}{h_2} (w_{01}(x, \theta, t) - w_{03}(x, \theta, t))
\end{aligned} \tag{3.2}$$

ile tanımlanmaktadır. Her bir katmanın silindirik koordinat sisteminde geometrik doğrusal olmayan gerinim-şekil değiştirme ilişkileri aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x^{(i)} &= \frac{\partial u_i}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x} \right)^2 \\
\varepsilon_\theta^{(i)} &= \frac{1}{R_i} \left(\frac{\partial v_i}{\partial \theta} + w_i \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_i} \frac{\partial w_i}{\partial \theta} \right)^2 \\
\gamma_{xr}^{(i)} &= \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial w_i}{\partial x} \\
\gamma_{\theta r}^{(i)} &= \frac{\partial v_i}{\partial r} + \frac{1}{R_i} \frac{\partial w_i}{\partial \theta} - \frac{v_{0i}}{R_i} \\
\gamma_{x\theta}^{(i)} &= \frac{\partial v_i}{\partial x} + \frac{1}{R_i} \frac{\partial u_i}{\partial \theta} + \frac{1}{R_i} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x} \frac{\partial w_i}{\partial \theta} \right) \\
\varepsilon_r^{(2)} &= \frac{\partial w_2}{\partial r} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_2}{\partial r} \right)^2
\end{aligned} \quad i = 1, 2, 3 \tag{3.3}$$

3.2 Bünye Bağlılıları

Kompozit lamine levhaların silindirik koordinat sisteminde gerilme-gerinim ilişkisi aşağıdaki gibi yazılır [87]:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x^{(i)} \\ \sigma_\theta^{(i)} \\ \tau_{x\theta}^{(i)} \\ \tau_{\theta r}^{(i)} \\ \tau_{xr}^{(i)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11}^{(i)} & \bar{Q}_{12}^{(i)} & \bar{Q}_{16}^{(i)} & 0 & 0 \\ \bar{Q}_{12}^{(i)} & \bar{Q}_{22}^{(i)} & \bar{Q}_{26}^{(i)} & 0 & 0 \\ \bar{Q}_{16}^{(i)} & \bar{Q}_{26}^{(i)} & \bar{Q}_{66}^{(i)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44}^{(i)} & \bar{Q}_{45}^{(i)} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{45}^{(i)} & \bar{Q}_{55}^{(i)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^{(i)} \\ \varepsilon_\theta^{(i)} \\ \gamma_{x\theta}^{(i)} \\ \gamma_{\theta r}^{(i)} \\ \gamma_{xr}^{(i)} \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

Burada $\bar{Q}_{mn}^{(i)}$ i. katmanın indirgenmiş rijitlik bileşenidir. İndirgenmiş rijitlik katsayısının malzemenin lokal koordinatlarına göre her bir katmanın rijitlik katsayısı ile ilişkisi aşağıdaki şekilde gibidir:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11}^{(i)} &= Q_{11}^{(i)} \cos^4 \beta_i + 2(Q_{12}^{(i)} + 2Q_{66}^{(i)}) \sin^2 \beta_i \cos^2 \beta_i + Q_{22}^{(i)} \sin^4 \beta_i \\ \bar{Q}_{12}^{(i)} &= (Q_{11}^{(i)} + Q_{22}^{(i)} - 4Q_{66}^{(i)}) \sin^2 \beta_i \cos^2 \beta_i + Q_{12}^{(i)} (\sin^4 \beta_i + \cos^4 \beta_i) \\ \bar{Q}_{22}^{(i)} &= Q_{11}^{(i)} \sin^4 \beta_i + 2(Q_{12}^{(i)} + 2Q_{66}^{(i)}) \sin^2 \beta_i \cos^2 \beta_i + Q_{22}^{(i)} \cos^4 \beta_i \\ \bar{Q}_{16}^{(i)} &= (Q_{11}^{(i)} - Q_{12}^{(i)} - 2Q_{66}^{(i)}) \sin \beta_i \cos^3 \beta_i + (Q_{12}^{(i)} - Q_{22}^{(i)} + 2Q_{66}^{(i)}) \sin^3 \beta_i \cos \beta_i \\ \bar{Q}_{26}^{(i)} &= (Q_{11}^{(i)} - Q_{12}^{(i)} - 2Q_{66}^{(i)}) \sin^3 \beta_i \cos \beta_i + (Q_{12}^{(i)} - Q_{22}^{(i)} + 2Q_{66}^{(i)}) \sin \beta_i \cos^3 \beta_i \\ \bar{Q}_{66}^{(i)} &= (Q_{11}^{(i)} + Q_{22}^{(i)} - 2Q_{12}^{(i)} - 2Q_{66}^{(i)}) \sin^2 \beta_i \cos^2 \beta_i + Q_{66}^{(i)} (\sin^4 \beta_i + \cos^4 \beta_i) \\ \bar{Q}_{44}^{(i)} &= Q_{44}^{(i)} \cos^2 \beta_i + Q_{55}^{(i)} \sin^2 \beta_i \\ \bar{Q}_{45}^{(i)} &= (Q_{55}^{(i)} - Q_{44}^{(i)}) \sin \beta_i \cos \beta_i \\ \bar{Q}_{55}^{(i)} &= Q_{55}^{(i)} \cos^2 \beta_i + Q_{44}^{(i)} \sin^2 \beta_i \end{aligned} \quad (3.5)$$

β_i i. katmanın elyaf oryantasyon açısıdır. Q_{mn} ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\begin{aligned} Q_{11}^{(i)} &= \frac{E_1^{(i)}}{1 - \nu_{12}^{(i)} \nu_{21}^{(i)}} & Q_{12}^{(i)} &= \frac{\nu_{12}^{(i)} E_2^{(i)}}{1 - \nu_{12}^{(i)} \nu_{21}^{(i)}} & Q_{22}^{(i)} &= \frac{E_2^{(i)}}{1 - \nu_{12}^{(i)} \nu_{21}^{(i)}} \\ Q_{44}^{(i)} &= G_{23}^{(i)} & Q_{55}^{(i)} &= G_{13}^{(i)} & Q_{66}^{(i)} &= G_{12}^{(i)} & \nu_{21}^{(i)} &= \frac{\nu_{12}^{(i)} E_2^{(i)}}{E_1^{(i)}} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Ortotropik malzeme özelliklerine sahip sıkıştırılabilir çekirdek katmanının

gerilme-gerinim ilişkisi

$$\begin{Bmatrix} \sigma_r^{(2)} \\ \tau_{\theta r}^{(2)} \\ \tau_{xr}^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\nu_{13} + \nu_{12} \nu_{23}}{E_1 E_2 \Delta} & \frac{\nu_{23} + \nu_{13} \nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta} & \frac{1 - \nu_{12} \nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G_{13} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^{(2)} \\ \varepsilon_\theta^{(2)} \\ \varepsilon_r^{(2)} \\ \gamma_{\theta r}^{(2)} \\ \gamma_{xr}^{(2)} \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

ile hesaplanır. Burada Δ aşağıdaki denklem yardımıyla bulunur:

$$\Delta = \frac{1 - \nu_{12} \nu_{21} - \nu_{23} \nu_{32} - \nu_{13} \nu_{31} - 2 \nu_{12} \nu_{23} \nu_{13}}{E_1 E_2 E_3} \quad (3.8)$$

3.3 Hareketin Denklemi

Silindirik kompozit sandviç kabuğun hareketinin yönetici denklemlerinin elde edilmesinde Hamilton prensibi kullanılmıştır [88]. Hamilton prensibi durağan sistemlerin çözülebildiği virtüel iş prensibinin dinamik sistemlere genişletilmiş halidir.

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta K - \delta \Pi) dt = 0 \quad (3.9)$$

Denklem 3.9'de δK kinetik enerjinin virtüelini ve $\delta \Pi$ potansiyel enerjinin virtüelini ifade etmektedir. Potansiyel enerji kendi içerisinde iç kuvvetlerin ve dış kuvvetlerin yaptığı işi barındırmaktadır.

$$\delta \Pi = \delta U - \delta W \quad (3.10)$$

Denklem 3.10'u denklem 3.9 içerisine yazarsak

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta K - (\delta U - \delta W)) dt = 0 \quad (3.11)$$

elde edilir.

Silindirik kompozit sandviç kabuğun iç kuvvetlerinin yaptığı işin virtüeli, kinetik enerjinin virtüeli ve dış kuvvetlerin yaptığı işin virtüeli silindirik koordinat sisteminde sırasıyla aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\begin{aligned}
\delta U = & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{k_{ust}} \int_0^a \int_0^{\theta_0} \int_{h_i}^{h_{i+1}} \left(\sigma_x^{(i)} \delta \varepsilon_x^{(i)} + \sigma_\theta^{(i)} \delta \varepsilon_\theta^{(i)} + \tau_{x\theta}^{(i)} \delta \gamma_{x\theta}^{(i)} + \tau_{\theta r}^{(i)} \delta \gamma_{\theta r}^{(i)} + \tau_{xr}^{(i)} \delta \gamma_{xr}^{(i)} \right) dr R_1 d\theta dx \\
& + \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^{\theta_0} \int_{-h_2/2}^{h_2/2} \left(\sigma_r^{(2)} \delta \varepsilon_r^{(2)} + \tau_{\theta r}^{(2)} \delta \gamma_{\theta r}^{(2)} + \tau_{xr}^{(2)} \delta \gamma_{xr}^{(2)} \right) dr R_2 d\theta dx \\
& + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{k_{alt}} \int_0^a \int_0^{\theta_0} \int_{h_i}^{h_{i+1}} \left(\sigma_x^{(i)} \delta \varepsilon_x^{(i)} + \sigma_\theta^{(i)} \delta \varepsilon_\theta^{(i)} + \tau_{x\theta}^{(i)} \delta \gamma_{x\theta}^{(i)} + \tau_{\theta r}^{(i)} \delta \gamma_{\theta r}^{(i)} + \tau_{xr}^{(i)} \delta \gamma_{xr}^{(i)} \right) dr R_3 d\theta dx
\end{aligned} \tag{3.12}$$

$$\begin{aligned}
\delta K = & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{k_{ust}} \int_0^a \int_0^{\theta_0} \int_{h_i}^{h_{i+1}} \rho^{(1)} \left(\frac{\partial u_1}{\partial t} \frac{\partial \delta u_1}{\partial t} + \frac{\partial v_1}{\partial t} \frac{\partial \delta v_1}{\partial t} + \frac{\partial w_1}{\partial t} \frac{\partial \delta w_1}{\partial t} \right) dr R_1 d\theta dx \\
& + \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^{\theta_0} \int_{-h_2/2}^{h_2/2} \rho^{(2)} \left(\frac{\partial u_2}{\partial t} \frac{\partial \delta u_2}{\partial t} + \frac{\partial v_2}{\partial t} \frac{\partial \delta v_2}{\partial t} + \frac{\partial w_2}{\partial t} \frac{\partial \delta w_2}{\partial t} \right) dr R_2 d\theta dx \\
& + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{k_{alt}} \int_0^a \int_0^{\theta_0} \int_{h_i}^{h_{i+1}} \rho^{(3)} \left(\frac{\partial u_3}{\partial t} \frac{\partial \delta u_3}{\partial t} + \frac{\partial v_3}{\partial t} \frac{\partial \delta v_3}{\partial t} + \frac{\partial w_3}{\partial t} \frac{\partial \delta w_3}{\partial t} \right) dr R_3 d\theta dx
\end{aligned} \tag{3.13}$$

$$\begin{aligned}
\delta W = & \sum_{j=1}^3 \int_0^a \int_0^{\theta_0} \left(q_x^{(j)} \delta u_j + q_\theta^{(j)} \delta v_j + q_r^{(j)} \delta w_j \right) R_j d\theta dx \\
& + \sum_{j=1}^3 \int_0^a \int_0^{\theta_0} \left(m_x^{(j)} \delta \varphi_j + m_\theta^{(j)} \delta \theta_j \right) R_j d\theta dx \\
& + \int_0^a \int_0^{\theta_0} m_r^{(2)} \delta \phi_j R_2 d\theta dx
\end{aligned} \tag{3.14}$$

Denklem 3.14'te $q_x^{(j)}$, $q_\theta^{(j)}$ ve $q_r^{(j)}$ sırasıyla eksenel, çevresel ve radyal yayılı kuvvetleri ifade ederken $m_x^{(j)}$, $m_\theta^{(j)}$ ve $m_r^{(2)}$ eksenel, çevresel ve radyal yayılı momentleri tanımlamaktadır. Kabuğun her bir katmanının iç kuvvet ve momentleri

$$\begin{aligned}
N_{mn}^{(i)} &= \int_{-h_i/2}^{h_i/2} \sigma_{mn}^{(i)} dr^{(i)} \\
M_{mn}^{(i)} &= \int_{-h_i/2}^{h_i/2} r^{(i)} \sigma_{mn}^{(i)} dr^{(i)} \quad , i = 1, 2, 3 \\
Q_{mn}^{(i)} &= \int_{-h_i/2}^{h_i/2} \tau_{mn}^{(i)} dr^{(i)}
\end{aligned} \tag{3.15}$$

şeklinde yazılır. Burada $N_{mn}^{(i)}$ normal kuvvet, $M_{mn}^{(i)}$ moment ve $Q_{mn}^{(i)}$ kesme kuvvetidir. Atalet momentleri ise

$$\bar{I}_i^{(j)} = \sum_{k=1}^{k_j} \int_{h_k}^{h_{k+1}} \rho^{(j)} \times r^i dr, \quad i = 0, 1, 2, \quad j = 1, 2, 3 \tag{3.16}$$

şeklinde yazılır.

3.12, 3.13 ve 3.14 denklemleri 3.11 içerisine yazıldıktan sonra kısmi integrasyon uygulanarak silindirik kompozit sandviç kabuğun hareket ve sınır koşulu denklemleri elde edilir.

Hareketin yönetici denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned}
\delta u_{01} : & R_1 \frac{\partial N_x^{(1)}}{\partial x} + \frac{\partial Q_{x\theta}^{(1)}}{\partial \theta} - R_2 \frac{Q_{xr}^{(2)}}{h_2} - 2R_1 \bar{I}_0^{(1)} \ddot{u}_{01} - 2R_1 \bar{I}_1^{(1)} \ddot{\varphi}_1 \\
& - \frac{1}{4} R_2 \bar{I}_0^{(2)} (2\ddot{u}_{01} + 2\ddot{u}_{03} - h_1 \ddot{\varphi}_1 + h_3 \ddot{\varphi}_3) + \frac{R_2}{h_2} \bar{I}_1^{(2)} (h_1 \ddot{\varphi}_1 - 2\ddot{u}_{01}) \\
& + \frac{R_2}{h_2^2} \bar{I}_2^{(2)} (2\ddot{u}_{03} - 2\ddot{u}_{01} + h_1 \ddot{\varphi}_1 + h_3 \ddot{\varphi}_3) - q_x^{(1)} = 0
\end{aligned} \tag{3.17}$$

$$\begin{aligned}
\delta u_{03} : & R_3 \frac{\partial N_x^{(3)}}{\partial x} + \frac{\partial Q_{x\theta}^{(3)}}{\partial \theta} + R_2 \frac{Q_{xr}^{(2)}}{h_2} - 2R_3 \bar{I}_0^{(3)} \ddot{u}_{03} - 2R_3 \bar{I}_1^{(3)} \ddot{\varphi}_3 \\
& - \frac{1}{4} R_2 \bar{I}_0^{(2)} (2\ddot{u}_{01} + 2\ddot{u}_{03} - h_1 \ddot{\varphi}_1 + h_3 \ddot{\varphi}_3) + \frac{R_2}{h_2} \bar{I}_1^{(2)} (h_3 \ddot{\varphi}_3 + 2\ddot{u}_{03}) \\
& + \frac{R_2}{h_2^2} \bar{I}_2^{(2)} (2\ddot{u}_{01} - 2\ddot{u}_{03} - h_1 \ddot{\varphi}_1 - h_3 \ddot{\varphi}_3) - q_x^{(3)} = 0
\end{aligned} \tag{3.18}$$

$$\begin{aligned}
\delta v_{01} : & \frac{\partial N_{\theta}^{(1)}}{\partial \theta} + R_1 \frac{\partial Q_{x\theta}^{(1)}}{\partial x} + Q_{\theta r}^{(1)} + \left(\frac{1}{2} - \frac{R_2}{h_2} \right) Q_{\theta r}^{(2)} - 2R_1 \bar{I}_0^{(1)} \ddot{v}_{01} - 2R_1 \bar{I}_1^{(1)} \ddot{\theta}_1 \\
& - \frac{1}{4} R_2 \bar{I}_0^{(2)} (2\ddot{v}_{01} + 2\ddot{v}_{03} - h_1 \ddot{\theta}_1 + h_3 \ddot{\theta}_3) + \frac{R_2}{h_2} \bar{I}_1^{(2)} (h_1 \ddot{\theta}_1 - 2\ddot{v}_{01}) \\
& + \frac{R_2}{h_2^2} \bar{I}_2^{(2)} (2\ddot{v}_{03} - 2\ddot{v}_{01} + h_1 \ddot{\theta}_1 + h_3 \ddot{\theta}_3) - q_{\theta}^{(1)} = 0
\end{aligned} \tag{3.19}$$

$$\begin{aligned}
\delta v_{03} : & \frac{\partial N_{\theta}^{(3)}}{\partial \theta} + R_3 \frac{\partial Q_{x\theta}^{(3)}}{\partial x} + Q_{\theta r}^{(3)} + \left(\frac{1}{2} + \frac{R_2}{h_2} \right) Q_{\theta r}^{(2)} - 2R_3 \bar{I}_0^{(3)} \ddot{v}_{03} - 2R_3 \bar{I}_1^{(3)} \ddot{\theta}_3 \\
& - \frac{1}{4} R_2 \bar{I}_0^{(2)} (2\ddot{v}_{01} + 2\ddot{v}_{03} - h_1 \ddot{\theta}_1 + h_3 \ddot{\theta}_3) + \frac{R_2}{h_2} \bar{I}_1^{(2)} (h_3 \ddot{\theta}_3 + 2\ddot{v}_{03}) \\
& + \frac{R_2}{h_2^2} \bar{I}_2^{(2)} (2\ddot{v}_{01} - 2\ddot{v}_{03} - h_1 \ddot{\theta}_1 - h_3 \ddot{\theta}_3) - q_{\theta}^{(3)} = 0
\end{aligned} \tag{3.20}$$

$$\begin{aligned}
\delta w_{01} : & -N_{\theta}^{(1)} - \frac{R_2}{h_2} N_r^{(2)} + \frac{1}{h_2} \frac{\partial M_{\theta r}^{(2)}}{\partial \theta} + \frac{\partial Q_{\theta r}^{(1)}}{\partial \theta} + \frac{1}{2} \frac{\partial Q_{\theta r}^{(2)}}{\partial \theta} + \frac{R_2}{h_2} \frac{\partial M_{xr}^{(2)}}{\partial x} \\
& + R_1 \frac{\partial Q_{xr}^{(1)}}{\partial x} + \frac{1}{2} R_2 \frac{\partial Q_{xr}^{(2)}}{\partial x} - \frac{1}{2} R_2 \bar{I}_0^{(2)} (\ddot{w}_{01} + \ddot{w}_{03}) - 2 \frac{R_2}{h_2} \bar{I}_1^{(2)} \ddot{w}_{01} \\
& + 2 \frac{R_2}{h_2^2} (\ddot{w}_{03} - \ddot{w}_{01}) - 2R_1 \bar{I}_0^{(1)} \ddot{w}_{01} - q_r^{(1)} \\
& + \frac{1}{R_1} \frac{\partial N_{\theta}^{(1)}}{\partial \theta} \frac{\partial w_{01}}{\partial \theta} + \frac{N_{\theta}^{(1)}}{R_1} \frac{\partial^2 w_{01}}{\partial \theta^2} + \frac{\partial Q_{x\theta}^{(1)}}{\partial x} \frac{\partial w_{01}}{\partial \theta} + \frac{\partial Q_{x\theta}^{(1)}}{\partial \theta} \frac{\partial w_{01}}{\partial x} \\
& + R_1 \frac{\partial N_x^{(1)}}{\partial x} \frac{\partial w_{01}}{\partial x} + 2Q_{x\theta}^{(1)} \frac{\partial^2 w_{01}}{\partial x \partial \theta} + R_1 N_x^{(1)} \frac{\partial^2 w_{01}}{\partial x^2} = 0
\end{aligned} \tag{3.21}$$

$$\begin{aligned}
\delta w_{03} : & -N_{\theta}^{(3)} + \frac{R_2}{h_2} N_r^{(2)} - \frac{1}{h_2} \frac{\partial M_{\theta r}^{(2)}}{\partial \theta} + \frac{1}{2} \frac{\partial Q_{\theta r}^{(2)}}{\partial \theta} + \frac{\partial Q_{\theta r}^{(3)}}{\partial \theta} - \frac{R_2}{h_2} \frac{\partial M_{xr}^{(2)}}{\partial x} \\
& + R_3 \frac{\partial Q_{xr}^{(3)}}{\partial x} + \frac{1}{2} R_2 \frac{\partial Q_{xr}^{(2)}}{\partial x} - \frac{1}{2} R_2 \bar{I}_0^{(2)} (\ddot{w}_{01} + \ddot{w}_{03}) + 2 \frac{R_2}{h_2} \bar{I}_1^{(2)} \ddot{w}_{03} \\
& + 2 \frac{R_2}{h_2^2} \bar{I}_2^{(2)} (\ddot{w}_{01} - \ddot{w}_{03}) - 2R_3 \bar{I}_0^{(3)} \ddot{w}_{03} - q_r^{(3)} \\
& + \frac{1}{R_3} \frac{\partial N_{\theta}^{(3)}}{\partial \theta} \frac{\partial w_{03}}{\partial \theta} + \frac{N_{\theta}^{(3)}}{R_3} \frac{\partial^2 w_{03}}{\partial \theta^2} + \frac{\partial Q_{x\theta}^{(3)}}{\partial x} \frac{\partial w_{03}}{\partial \theta} + \frac{\partial Q_{x\theta}^{(3)}}{\partial \theta} \frac{\partial w_{03}}{\partial x} \\
& + R_3 \frac{\partial N_x^{(3)}}{\partial x} \frac{\partial w_{03}}{\partial x} + 2N_{x\theta}^{(3)} \frac{\partial^2 w_{03}}{\partial x \partial \theta} + R_3 N_x^{(3)} \frac{\partial^2 w_{03}}{\partial x^2} = 0
\end{aligned} \tag{3.22}$$

$$\begin{aligned}
\delta \varphi_1 : & -R_1 Q_{xr}^{(1)} + R_2 \frac{h_1}{2h_2} Q_{xr}^{(2)} + \frac{\partial M_{x\theta}^{(1)}}{\partial \theta} + R_1 \frac{\partial M_x^{(1)}}{\partial x} - 2R_1 \bar{I}_1^{(1)} \ddot{u}_{01} \\
& + \frac{1}{8} h_1 R_2 \bar{I}_0^{(2)} (2\ddot{u}_{01} + 2\ddot{u}_{03} - h_1 \ddot{\varphi}_1 + h_3 \ddot{\varphi}_3) - R_2 \frac{h_1}{2h_2} \bar{I}_1^{(2)} (h_1 \ddot{\varphi}_1 - 2\ddot{u}_{01}) \\
& - 2R_1 \bar{I}_2^{(1)} \ddot{\varphi}_1 - \frac{h_1}{2h_2^2} \bar{I}_2^{(2)} (2\ddot{u}_{03} - 2\ddot{u}_{01} + h_1 \ddot{\varphi}_1 + h_3 \ddot{\varphi}_3) - m_x^{(1)} = 0
\end{aligned} \tag{3.23}$$

$$\begin{aligned}
\delta \varphi_3 : & -R_3 Q_{xr}^{(3)} + R_2 \frac{h_3}{2h_2} Q_{xr}^{(2)} + \frac{\partial M_{x\theta}^{(3)}}{\partial \theta} + R_3 \frac{\partial M_x^{(3)}}{\partial x} - 2R_3 \bar{I}_1^{(3)} \ddot{u}_{03} \\
& - \frac{1}{8} h_3 R_2 \bar{I}_0^{(2)} (2\ddot{u}_{01} + 2\ddot{u}_{03} - h_1 \ddot{\varphi}_1 + h_3 \ddot{\varphi}_3) + R_2 \frac{h_3}{2h_2} \bar{I}_1^{(2)} (h_3 \ddot{\varphi}_3 - 2\ddot{u}_{03}) \\
& - 2R_3 \bar{I}_2^{(3)} \ddot{\varphi}_3 - \frac{h_3}{2h_2^2} \bar{I}_2^{(2)} (2\ddot{u}_{03} - 2\ddot{u}_{01} + h_1 \ddot{\varphi}_1 + h_3 \ddot{\varphi}_3) - m_x^{(3)} = 0
\end{aligned} \tag{3.24}$$

$$\begin{aligned}
\delta \theta_1 : & -\frac{1}{4} h_1 Q_{\theta r}^{(2)} - R_1 Q_{\theta r}^{(1)} + \frac{h_1}{2h_2} R_2 Q_{\theta r}^{(2)} + \frac{\partial M_\theta^{(1)}}{\partial \theta} + R_1 \frac{\partial M_{x\theta}^{(1)}}{\partial x} \\
& + \frac{1}{8} h_1 R_2 \bar{I}_0^{(2)} (2\ddot{v}_{01} + 2\ddot{v}_{03} - h_1 \ddot{\theta}_1 + h_3 \ddot{\theta}_3) - 2R_1 \bar{I}_1^{(1)} \ddot{v}_{01} - 2R_1 \bar{I}_2^{(1)} \ddot{\theta}_1 \\
& - \frac{h_1}{2h_2} R_2 \bar{I}_1^{(2)} (h_1 \ddot{\theta}_1 - 2\ddot{v}_{01}) - \frac{h_1}{2h_2^2} R_2 \bar{I}_2^{(2)} (2\ddot{v}_{03} - 2\ddot{v}_{01} + h_1 \ddot{\theta}_1 + h_3 \ddot{\theta}_3) - m_\theta^{(1)} = 0
\end{aligned} \tag{3.25}$$

$$\begin{aligned}
\delta \theta_3 : & \frac{1}{4} h_3 Q_{\theta r}^{(2)} - R_3 Q_{\theta r}^{(3)} + \frac{h_3}{2h_2} R_2 Q_{\theta r}^{(2)} + \frac{\partial M_\theta^{(3)}}{\partial \theta} + R_3 \frac{\partial M_{x\theta}^{(3)}}{\partial x} \\
& - \frac{1}{8} h_3 R_2 \bar{I}_0^{(2)} (2\ddot{v}_{01} + 2\ddot{v}_{03} - h_1 \ddot{\theta}_1 + h_3 \ddot{\theta}_3) - 2R_3 \bar{I}_1^{(3)} \ddot{v}_{03} - 2R_3 \bar{I}_2^{(3)} \ddot{\theta}_3 \\
& + \frac{h_3}{2h_2} R_2 \bar{I}_1^{(2)} (h_1 \ddot{\theta}_1 + 2\ddot{v}_{01}) - \frac{h_3}{2h_2^2} R_2 \bar{I}_2^{(2)} (2\ddot{v}_{03} - 2\ddot{v}_{01} + h_1 \ddot{\theta}_1 + h_3 \ddot{\theta}_3) - m_\theta^{(3)} = 0
\end{aligned} \tag{3.26}$$

Doğal sınır şartlarının genelleştirilmiş yazımı aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned}
\delta u_{01} (n_x N_x^{(1)} R_1 + n_\theta Q_{x\theta}^{(1)}) &= 0 \\
\delta u_{03} (n_x N_x^{(3)} R_3 + n_\theta Q_{x\theta}^{(3)}) &= 0 \\
\delta v_{01} (n_x Q_{x\theta}^{(1)} R_1 + n_\theta N_\theta^{(1)}) &= 0 \\
\delta v_{03} (n_x Q_{x\theta}^{(3)} R_3 + n_\theta N_\theta^{(3)}) &= 0 \\
\delta w_{01} \left(n_x \left(Q_{xr}^{(1)} R_1 + \frac{R_2}{h_2} M_{xr}^{(2)} + \frac{R_2}{2} Q_{xr}^{(2)} + Q_{x\theta}^{(1)} \frac{\partial w_{01}}{\partial \theta} + R_1 N_x^{(1)} \frac{\partial w_{01}}{\partial x} \right) \right. \\
&\quad \left. + n_\theta \left(\frac{1}{h_2} M_{\theta r}^{(2)} + Q_{\theta r}^{(1)} + \frac{1}{2} Q_{\theta r}^{(2)} + \frac{N_\theta^{(1)}}{R_1} \frac{\partial w_{01}}{\partial \theta} + Q_{x\theta}^{(1)} \frac{\partial w_{01}}{\partial x} \right) \right) = 0 \\
\delta w_{03} \left(n_x \left(Q_{xr}^{(3)} R_3 - \frac{R_2}{h_2} M_{xr}^{(2)} + \frac{R_2}{2} Q_{xr}^{(2)} + Q_{x\theta}^{(3)} \frac{\partial w_{03}}{\partial \theta} + R_3 N_x^{(3)} \frac{\partial w_{03}}{\partial x} \right) \right. \\
&\quad \left. + n_\theta \left(-\frac{1}{h_2} M_{\theta r}^{(2)} + Q_{\theta r}^{(3)} + \frac{1}{2} Q_{\theta r}^{(2)} + \frac{N_\theta^{(3)}}{R_3} \frac{\partial w_{03}}{\partial \theta} + Q_{x\theta}^{(3)} \frac{\partial w_{03}}{\partial x} \right) \right) = 0 \\
\delta \varphi_1 (n_x M_x^{(1)} R_1 + n_\theta M_{x\theta}^{(1)}) &= 0 \\
\delta \varphi_3 (n_x M_x^{(3)} R_3 + n_\theta M_{x\theta}^{(3)}) &= 0 \\
\delta \theta_1 (n_x M_{x\theta}^{(1)} + n_\theta M_\theta^{(1)}) &= 0 \\
\delta \theta_3 (n_x M_{x\theta}^{(3)} + n_\theta M_\theta^{(3)}) &= 0
\end{aligned} \tag{3.27}$$

Denklem 3.27'daki n_x ve n_θ silindirik kabuğun kenarlarının normal vektörleridir. Kabuğun her bir kenarındaki doğal sınır şartını elde edebilmek için normal vektörler Tablo 3.1'de gösterildiği gibi düzenlenir.

Tablo 3.1 Kenarların normal vektörleri

Kenar	n_x	n_θ
$x=0, 0<\theta<\theta_0$	-1	0
$x=a, 0<\theta<\theta_0$	1	0
$\theta=0, 0<x<a$	0	-1
$\theta=\theta_0, 0<x<a$	0	1
$x=0$ ve $\theta=0$	-1	-1
$x=a$ ve $\theta=0$	1	-1
$x=0$ ve $\theta=\theta_0$	-1	1
$x=a$ ve $\theta=\theta_0$	1	1

3.4 Tsai-Wu Hasar Kriteri

Tsai-Wu hasar kriteri anizotropik malzemelerin hasar kriterinin belirlenmesinde basit bir yöntem olarak 1971 yılında Tsai ve Wu tarafından önerilmiştir [89]. Tsai-Wu hasar kriteri kompozit malzemelerin analizinde en çok kullanılan yöntemlerden biridir [90].

Bir kompozit lamine katmanının hasar analizi aşağıdaki denklem yardımıyla yapılır [91]:

$$H_1\sigma_1 + H_2\sigma_2 + H_6\tau_{12} + H_{11}\sigma_1^2 + H_{22}\sigma_2^2 + H_{66}\tau_{12}^2 + 2H_{12}\sigma_1\sigma_2 < 1 \quad (3.28)$$

Eğer Denklem 3.28 1'e eşit veya büyük çıkarsa lamine katmanının hasara uğradığı söylenebilir. $H_1, H_2, H_6, H_{11}, H_{22}, H_{12}$ ve H_{66} hasar kriteri bileşenleridir ve aşağıdaki denklemler ile hesaplanır:

$$H_1 = \frac{1}{X^T} - \frac{1}{X^C} \quad (3.29)$$

$$H_2 = \frac{1}{Y^T} - \frac{1}{Y^C} \quad (3.30)$$

$$H_6 = 0 \quad (3.31)$$

$$H_{11} = \frac{1}{X^T X^C} \quad (3.32)$$

$$H_{22} = \frac{1}{Y^T Y^C} \quad (3.33)$$

$$H_{66} = \frac{1}{S^2} \quad (3.34)$$

H_{12} 'nin belirlenmesinde deneysel metotlar kullanılmalıdır. Ancak bazı ampirik yaklaşımlarla H_{12} için yaklaşık bir değer hesaplanabilir [91]:

$$H_{12} = -\frac{1}{2} \sqrt{H_{11}H_{22}} \quad (3.35)$$

Tsai-Wu hasar kriterinin genel olarak tercih edilmesinin sebebi katmanlarda oluşan hasarın çekme veya basma kaynaklı olduğunun ayrımının yapılabilmesidir.

3.5 Basma ve Kayma Gerilmesine Bağlı Hasar Kriteri

Silindirik kompozit sandviç levhanın çekirdek katmanının basma ve kayma gerilmelerine bağlı hasar indeksleri sırasıyla Denklem 3.36 ve Denklem 3.37 ile verilmektedir.

$$\sqrt{\frac{\sigma_r^2}{Z_c^2}} < 1 \quad (3.36)$$

$$\sqrt{\frac{\tau_{xr}^2 + \tau_{\theta r}^2}{S^2}} < 1 \quad (3.37)$$

GENELLEŞTİRİLMİŞ DİFERANSİYEL KARELEME METODU (GDKM)

Diferansiyel Kareleme Metodu (DKM) Bellman ve arkadaşları tarafından 1971 yılında lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemlerin çözümü için ortaya konulmuş bir sayısal hesaplama yöntemidir [64]. Yöntem temel olarak belirli bir ayrık noktadaki uzay değişkenine göre bir fonksiyonun kısmi türevlerini, o değişkenin genel alanındaki tüm ayrık noktalardaki tüm fonksiyonel değerlerin ağırlıklı doğrusal toplamı olarak yaklaştırır. Bu çözüm metodunun geliştirilmesindeki temel motivasyon, diferansiyel denklemlerin çözümünde birkaç nokta üzerinden hızlı ve ortalama hassasiyette bir çözüm alma beklentisidir. Genel olarak standart sonlu farklar yöntemlerinde tatmin edici hassasiyette sonuçlar elde edebilmek için çok sayıda nokta üzerinden hesaplamalar yapılması gerektiğinden bu durum emek ve zaman açısından maliyetli olmaktadır. DKM ile ise diğer yöntemlere kıyasla daha az nokta üzerinden yapılan hesapla hassas çözümler elde edilebilmektedir [92–95].

DKM, ilk önerildiği şekliyle [64] büyük sistemlerin çözümünde ağırlık katsayılarının elde edilmesinde kötü koşullu matrisler oluşturmaktaydı. Bu dezavantaj, ağırlık katsayılarının tespiti için açık bir cebirsel formül sunan, Shu ve arkadaşları tarafından sunulmuş Genelleştirilmiş Diferansiyel Kareleme Yönteminin (GDKM) tanıtılmasıyla aşılmıştır [65]. GDKM, yapısal ve titreşim analizlerinin çözümünde etkili biçimde kullanılmaktadır [66–69, 75].

Ayrık bir noktadaki uzamsal değişkenlere göre bir fonksiyonun türevi, çözüm alanındaki tüm ayrık noktalardaki fonksiyon değerlerinin ağırlıklı doğrusal toplamı ile yaklaşık olarak tahmin edilir. Bir x, θ silindirik koordinat düzlemindeki bir $w(x, \theta)$ fonksiyonun kısmi türevleri için aşağıdaki ilişkiler geçerlidir [75].

$$\frac{\partial^p}{\partial x^p} w(x_i, \theta_j) = \sum_{k=1}^N c_{ik}^{(p)} w(x_k, \theta_j) \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial^r}{\partial \theta^r} w(x_i, \theta_j) = \sum_{m=1}^M d_{jm}^{(r)} w(x_i, \theta_m) \quad (4.2)$$

burada N ve M sırasıyla x ve θ koordinatları üzerindeki nokta sayısıdır. Ayrıca $c_{ik}^{(p)}$ ve $d_{jm}^{(r)}$ ağırlık katsayılarını ifade etmektedir. Birinci dereceden kısmi türev ifadesinin ağırlık katsayıları aşağıdaki gibi elde edilir:

$$c_{ik}^{(1)} = \begin{cases} \frac{\bar{M}_x^{(1)}}{(x_i - x_k) \bar{M}_x^{(1)}(x_k)} & i \neq k \text{ ve } i, k = 1, 2, \dots, N \\ - \sum_{s=1, s \neq i}^N c_{is}^{(1)} & i = k \text{ ve } i, k = 1, 2, \dots, N \end{cases} \quad (4.3)$$

$$d_{jm}^{(1)} = \begin{cases} \frac{\bar{M}_\theta^{(1)}}{(\theta_j - \theta_m) \bar{M}_\theta^{(1)}(\theta_m)} & j \neq m \text{ ve } j, m = 1, 2, \dots, M \\ - \sum_{s=1, s \neq j}^M d_{js}^{(1)} & j = m \text{ ve } j, m = 1, 2, \dots, M \end{cases} \quad (4.4)$$

4.3 ve 4.4'teki $\bar{M}$ ifadesi

$$\bar{M}_x(x) = \prod_{s=1}^N (x - x_s), \quad \bar{M}_\theta(\theta) = \prod_{s=1}^M (\theta - \theta_s) \quad (4.5)$$

şeklinde gösterilir. $\bar{M}$ 'in ayrık x_i ve θ_j noktalarındaki türevi ise

$$\bar{M}_x^{(1)}(x_i) = \prod_{s=1, s \neq i}^N (x_i - x_s), \quad \bar{M}_\theta^{(1)}(\theta_j) = \prod_{s=1, s \neq j}^M (\theta_j - \theta_s) \quad (4.6)$$

olarak yazılır. Yüksek mertebeden türev ifadelerinin ağırlık katsayılarını hesaplamak için aşağıdaki denklemler kullanılır.

$$c_{ik}^{(p)} = \begin{cases} p \left(c_{ii}^{(p-1)} c_{ik}^{(1)} - \frac{c_{ik}^{(p-1)}}{x_i - x_k} \right) & i \neq k \text{ ve } i, k = 1, 2, \dots, N \\ - \sum_{s=1, s \neq i}^N c_{is}^{(p)} & i = k \text{ ve } i, k = 1, 2, \dots, N \end{cases} \quad (4.7)$$

$$d_{jm}^{(r)} = \begin{cases} r \left(d_{jj}^{(r-1)} d_{jm}^{(1)} - \frac{d_{jm}^{(r-1)}}{\theta_j - \theta_m} \right) & j \neq m \text{ ve } j, m = 1, 2, \dots, M \\ - \sum_{s=1, s \neq j}^M d_{js}^{(r)} & j = m \text{ ve } j, m = 1, 2, \dots, M \end{cases} \quad (4.8)$$

$w(x, \theta)$ fonksiyonunun birleşik türevinin GDK formülasyonu cinsinden ifadesi aşağıdaki gibi bulunur.

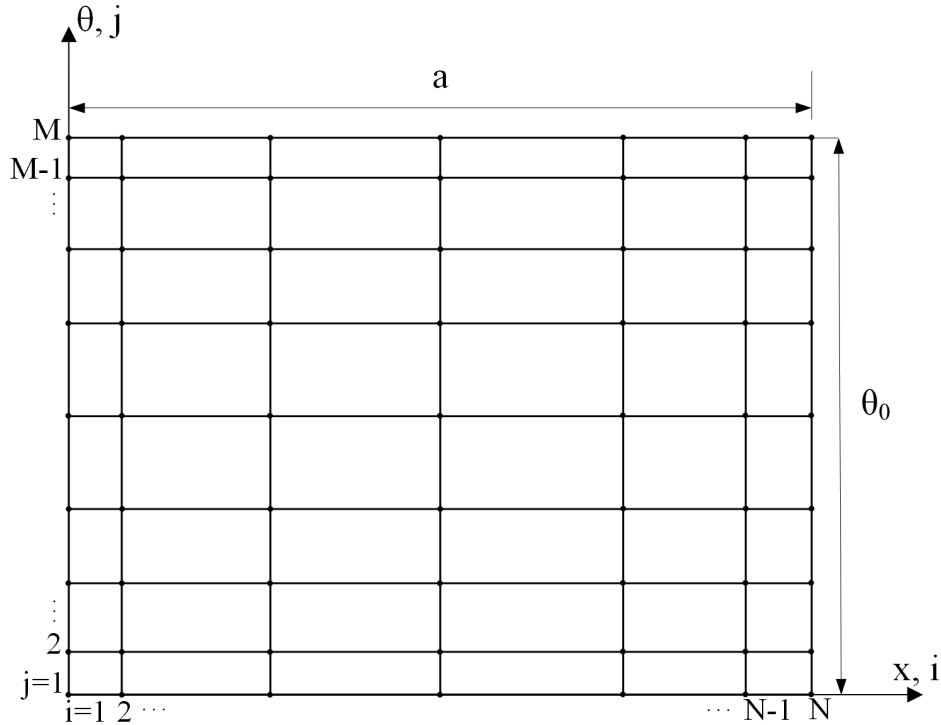
$$\frac{\partial^{p+r}}{\partial x^p \partial \theta^r} w(x_i, \theta_j) = \sum_{k=1}^N c_{ik}^{(p)} \sum_{m=1}^M d_{jm}^{(r)} w(x_k, \theta_m) \quad (4.9)$$

Kısmi diferansiyel denklemlerin GDKM ile çözümünde noktaların sayısı ve konumu çözüm hassasiyetinde oldukça etkilidir. Nokta dağılımının eşit aralıklarla seçilmesi, polinomun entegrasyonunda sınır noktalarında salınımlara sebep olan Runge fenomeni ismi verilen bir olguya sebep olabilmektedir [96]. Runge fenomenini aşabilmek amacıyla sınırlarda daha yoğun nokta dağılımı sağlayan Chebyshev-Gauss-Lobatto nokta dağılımı uygulanmaktadır [97].

$$x_i = \frac{a}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{i-1}{N-1} \pi\right) \right] \quad i = 1, 2, \dots, N$$

$$\theta_j = \frac{\theta_0}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{j-1}{M-1} \pi\right) \right] \quad j = 1, 2, \dots, M$$
(4.10)

Denklem 4.10'a göre integrasyon noktalarının dağılımı Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Nokta dağılımı

5

ZAMAN İNTEGRASYONU

Fiziksel bir sistemin hareketi, konumunun zamana bağlı değişimi olarak tanımlanır ve genel hareket denklemi aşağıdaki şekilde yazılır:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + f_s(u) = F(t) \quad (5.1)$$

Burada $f_s(u)$ sistemin iç kuvvetleri ve $F(t)$ uygulanan dış kuvvettir. Dış kuvvet, zamana bağlı ayrıklaştırılmış değerlerden oluşan $F_i = F(t_i)$ şeklinde yazılabilir. Her bir zaman adımı

$$\Delta t_i = t_{i+1} - t_i \quad (5.2)$$

ile ifade edilir. Denklem 5.1 i zaman adımına göre ayrıklaştırılırsa

$$m\ddot{u}_i + c\dot{u}_i + (f_s)_i = F_i \quad (5.3)$$

şekline dönüşür. $(f_s)_i$ i zaman adımındaki iç kuvvettir ve lineer bir sistem için aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$(f_s)_i = ku_i \quad (5.4)$$

$u_{i+1}, \dot{u}_{i+1}$ ve $\ddot{u}_{i+1}$ 'in hesabında çeşitli zaman integrasyon metotları kullanılmaktadır. Bu metotların seçiminde üç ana hedef gözetilir. Bunlar yakınsama kabiliyeti, yöntemin stabilitesi ve doğruluk hassasiyetidir. Newmark–Beta Metodu bu zaman integrasyon metotlarından biridir.

5.1 Newmark-Beta Metodu

Newmark–Beta Metodu; diferansiyel denklemlerin zamana bağlı hesaplamalarında sıklıkla kullanılan bir zaman integrasyon şemasıdır [98]. Darbe, patlama veya titreşim gibi dinamik yüklemelerin uygulandığı yapıların analizi ve elastik veya elastik olmayan malzeme davranışının incelenmesi gibi çok geniş bir mühendislik uygulama alanında

kullanılmaktadır. Yöntem aşağıdaki iki denklem üzerine kurulmuştur [99].

$$\dot{u}_{i+1} = \dot{u}_i + [(1 - \gamma) \Delta t] \ddot{u}_i + (\gamma \Delta t) \ddot{u}_{i+1} \quad (5.5)$$

$$u_{i+1} = u_i + (\Delta t) \dot{u}_i + \left[\left(\frac{1}{2} - \beta \right) (\Delta t)^2 \right] \ddot{u}_i + [\beta (\Delta t)^2] \ddot{u}_{i+1} \quad (5.6)$$

Burada β ve γ ivmenin zaman adımına bağlı varyasyonunu tanımlamaktadır ve Newmark–Beta Metodu’nun stabilite ve hassasiyetini belirlemektedir. $\gamma = 0.5$ ve $\beta = 0.25$ seçimi ortalama ivme metodu olarak isimlendirilir ve zaman adımının boyutundan bağımsız olarak stabilitesi bozulmaz. Ancak çözümün stabilitesinin bozulmaması her zaman doğru sonuç alındığı anlamına gelmemektedir. Bu sebeple Δt yeterince küçük seçilmelidir.

5.1.1 Doğrusal Sistemler

Doğrusal bir sistemin başlangıç değer probleminin çözümünde $i + 1$ zaman adımı için hareket denklemi

$$m\ddot{u}_{i+1} + c\dot{u}_{i+1} + ku_{i+1} = F_{i+1} \quad (5.7)$$

şeklinde yazılır. Denklem 5.6 düzenlenerek $i + 1$ zaman adımındaki ivme aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\ddot{u}_{i+1} = \frac{1}{\beta(\Delta t)^2} (u_{i+1} - u_i) - \frac{1}{\beta\Delta t} \dot{u}_i - \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \ddot{u}_i \quad (5.8)$$

Denklem 5.8 Denklem 5.5’ün içine yazılırsa

$$\dot{u}_{i+1} = \frac{\gamma}{\beta\Delta t} (u_{i+1} - u_i) + \left(1 - \frac{\gamma}{\beta} \right) \dot{u}_i + \Delta t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \ddot{u}_i \quad (5.9)$$

elde edilir. Denklem 5.8 ve Denklem 5.9 hareketin denklemi Denklem 5.7’de yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\hat{k}u_{i+1} = \hat{F}_{i+1} \quad (5.10)$$

Burada

$$\hat{k} = k + \frac{\gamma}{\beta\Delta t} c + \frac{1}{\beta(\Delta t)^2} m \quad (5.11)$$

ve

$$\begin{aligned}\hat{F}_{i+1} = & F_{i+1} + \left[\frac{1}{\beta(\Delta t)^2} m + \frac{\gamma}{\beta \Delta t} c \right] u_i + \left[\frac{1}{\beta \Delta t} m + \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1 \right) c \right] \dot{u}_i \\ & + \left[\left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) m + \Delta t \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1 \right) c \right] \ddot{u}_i\end{aligned}\quad (5.12)$$

şeklinde tanımlanır. $\hat{k}$ efektif rijitlik matrisi ve $\hat{F}$ efektif yük vektörü olarak adlandırılır. $i + 1$ zaman adımındaki yer değiştirme ise şu şekilde bulunur:

$$u_{i+1} = \frac{\hat{F}_{i+1}}{\hat{k}} \quad (5.13)$$

u_{i+1} elde edildikten sonra $\dot{u}_{i+1}$ ve $\ddot{u}_{i+1}$ Denklem 5.8 ve Denklem 5.9 yardımıyla hesaplanabilir. $i = 0$ zaman adımındaki başlangıç ivmesi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\ddot{u}_0 = \frac{F_0 - c\dot{u}_0 - ku_0}{m} \quad (5.14)$$

5.1.2 Doğrusal Olmayan Sistemler

Doğrusal olmayan sistemlerin hesaplamalarında rijitlik matrisi k bilinmeyen bir u_{i+1} yer değiştirmesine bağlıdır. u_{i+1} iteratif olarak hesaplanarak k matrisinin lineerleştirilmesi gerekir. Newton–Raphson Metodu doğrusal olmayan sistemlerin lineerleştirilmesinde kullanılmaktadır.

5.1.2.1 Newton-Raphson Metodu

Doğrusal olmayan bir sistemin hareket denklemi Denklem 5.7'e göre düzenlenirse

$$(\hat{f}_s)_{i+1} = F_{i+1} \quad (5.15)$$

şeklinde yazılabilir.

$$(\hat{f}_s)_{i+1} = m\ddot{u}_{i+1} + c\dot{u}_{i+1} + ku_{i+1} \quad (5.16)$$

Denklem 5.15'e Taylor seri açılımı uygulanarak $(\hat{f}_s)_{i+1}$ ifadesi u_{i+1} 'e bağlı şekilde gösterilebilir.

$$(\hat{f}_s)_{i+1}^{(j+1)} \simeq (\hat{f}_s)_{i+1}^{(j)} + \frac{\partial \hat{f}_s}{\partial u_{i+1}} \Delta u^{(j)} = F_{i+1} \quad (5.17)$$

Burada

$$\frac{\partial \hat{f}_s}{\partial u_{i+1}} = \hat{k}_T^{(j)} \quad (5.18)$$

olarak ifade edilir ve $\hat{k}_T^{(j)}$ efektif tanjant rijitlik matrisi olarak adlandırılır. $\Delta u^{(j)}$ yer değişimi u 'daki değişimdir ve

$$\Delta u^{(j)} = u_{i+1}^{(j+1)} - u_{i+1}^{(j)} \quad (5.19)$$

olarak ifade edilir. Denklem 5.18 Denklem 5.17 içine yazılarak aşağıdaki denklem elde edilir:

$$(\hat{f}_s)_{i+1}^{(j+1)} \simeq (\hat{f}_s)_{i+1}^{(j)} + \hat{k}_T^{(j)} \Delta u^{(j)} = F_{i+1} \quad (5.20)$$

Denklem 5.16'nın u_{i+1} 'e göre türevi alınır:

$$\frac{\partial \hat{f}_s}{\partial u_{i+1}} = m \frac{\partial \ddot{u}}{\partial u_{i+1}} + c \frac{\partial \dot{u}}{\partial u_{i+1}} + \frac{\partial f_s}{\partial u_{i+1}} \quad (5.21)$$

Burada ivme ve hızın türev ifadeleri Denklem 5.8 ve Denklem 5.9 kullanılarak aşağıdaki ifadelere dönüştürülür.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \ddot{u}}{\partial u_{i+1}} &= \frac{1}{\beta(\Delta t)^2} \\ \frac{\partial \dot{u}}{\partial u_{i+1}} &= \frac{\gamma}{\beta \Delta t} \end{aligned} \quad (5.22)$$

Denklem 5.22 ve Denklem 5.18 kullanılarak Denklem 5.20 düzenlenirse

$$(\hat{k}_T)_{i+1}^{(j)} = \frac{\partial \hat{f}_s}{\partial u_{i+1}} = \frac{1}{\beta(\Delta t)^2} m + \frac{\gamma}{\beta \Delta t} c + (k_T)_{i+1}^{(j)} \quad (5.23)$$

elde edilir. Denklem 5.23'e göre Denklem 5.20 düzenlenirse aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$(\hat{k}_T)_{i+1}^{(j)} \Delta u^{(j)} = F_{i+1} - (\hat{f}_s)_{i+1}^{(j)} \equiv \hat{R}_{i+1}^{(j)} \quad (5.24)$$

Burada $\hat{R}_{i+1}^{(j)}$ artık yük olarak isimlendirilir. Denklem 5.8 ve Denklem 5.9 Denklem 5.16 içine yazılır Denklem 5.24'ün sağ tarafı ile birleştirilirse artık yük aşağıdaki denkleme

dönüşür.

$$\begin{aligned}\hat{R}_{i+1}^{(j)} = & F_{i+1} - (f_s)_{i+1}^{(j)} - \left(\frac{1}{\beta(\Delta t)^2} m + \frac{\gamma}{\beta \Delta t} c \right) u_{i+1}^{(j)} + \left(\frac{1}{\beta(\Delta t)^2} m + \frac{\gamma}{\beta \Delta t} c \right) u_i \\ & + \left(\frac{1}{\beta \Delta t} m + \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1 \right) c \right) \dot{u}_i + \left(\left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) m + \Delta t \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1 \right) c \right) \ddot{u}_i\end{aligned}\quad (5.25)$$

$\hat{R}^{(j)}$ 'nin yeni değerinin her bir j iterasyonunda kontrolü gerçekleştirilir ve belirlenen hata/yakınsama toleransının altına düşene kadar Newton–Raphson iterasyonları devam ettirilir. Yakınsama kriteri aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$|R^{(j)}| \leq \varepsilon_R \quad (5.26)$$

Yakınsama kriteri sağlandıktan sonra $i + 1$ zaman adımındaki yer değiştirme, hız ve ivme değerleri elde edilmiş olur ve bir sonraki zaman adımına geçilir. Doğrusal olmayan sistemlerin zamana bağlı çözümlerinde Newmark–Beta Metodu'nun uygulama adımları aşağıda listelenmiştir.

1. Başlangıç değerlerinin girilmesi

I. $(f_s)_0$ ve $(k_T)_0$ 'ın belirlenmesi

II. $u_0 = 0$, $\dot{u}_0 = 0$, $\ddot{u}_0 = \frac{F_0 - c\dot{u}_0 - (f_s)_0}{m}$

III. Δt 'nin seçimi

IV. $a_1 = \frac{1}{\beta(\Delta t)^2} m + \frac{\gamma}{\beta \Delta t} c$, $a_2 = \frac{1}{\beta \Delta t} m + \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1 \right) c$
 $a_3 = \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) m + \Delta t \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1 \right) c$

2. Her bir zaman adımı $i = 0, 1, 2, \dots$ için

I. $j = 1$, $u_{i+1}^{(j)} = u_i$, $(f_s)_{i+1}^{(j)} = (f_s)_i$, $(k_T)_{i+1}^{(j)} = (k_T)_i$

II. $\hat{F}_{i+1} = F_{i+1} + a_1 u_i + a_2 \dot{u}_i + a_3 \ddot{u}_i$

3. Her bir Newton–Raphson iterasyonu $j = 1, 2, 3, \dots$ için

I. $\hat{R}_{i+1}^{(j)} = \hat{F}_{i+1} - (f_s)_{i+1}^{(j)} - a_1 u_{i+1}^{(j)}$

II. $\hat{R}_{i+1}^{(j)}$ için yakınsama kriterinin kontrolü. Eğer j iterasyonunda yakınsama sağlanmazsa 3.III'ten 3.VI'ya kadar devam et. Yakınsama sağlanmışsa 4'e geç

III. $(\hat{k}_T)_{i+1}^{(j)} = (k_T)_{i+1}^{(j)} + a_1$

IV. $\Delta u^{(j)} = \hat{R}_{i+1}^{(j)} \div (\hat{k}_T)_{i+1}^{(j)}$

V. $u_{i+1}^{(j+1)} = u_{i+1}^{(j)} + \Delta u^{(j)}$

VI. $(f_s)_{i+1}^{(j+1)}$ ve $(k_T)_{i+1}^{(j+1)}$ ’ın belirlenmesi

VII. j ’yi $j + 1$ ile değiştir ve 3’ü baştan hesapla. Yakınsama sağlandıktan sonra u_{i+1} ’in değerini tut

4. Hız ve ivmenin hesabı

$$\text{I. } \dot{u}_{i+1} = \frac{\gamma}{\beta \Delta t} (u_{i+1} - u_i) + \left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right) \dot{u}_i + \Delta t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right) \ddot{u}_i$$

$$\text{II. } \ddot{u}_{i+1} = \frac{1}{\beta(\Delta t)^2} (u_{i+1} - u_i) - \frac{1}{\beta \Delta t} \dot{u}_i - \Delta t \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right) \ddot{u}_i$$

5. i ’yi $i + 1$ ile değiştir ve 2’den 4’e kadar işlem adımlarını bir sonraki zaman adımı için gerçekleştir

6 SAYISAL ANALİZLER

Bu bölümde, silindirik kompozit sandviç levhanın geometrik doğrusal olmayan dinamik analizini GDKM ile hesaplayan çözdürücü kodun doğrulama çalışmaları ve sonrasında su altı patlaması yüküne maruz levhanın parametrik analizleri gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında hareket denklemlerinin geometrik doğrusal olmayan dinamik çözümlerinde zamandan bağımsız kısım için GDKM kullanılmıştır. Denklemlerin zamana bağlı kısmı için Newmark-Beta metodu tercih edilmiştir. Bu amaçla bir algoritma geliştirilmiştir. Bu algoritma MATHEMATICA programında oluşturulmuştur.

İlk örnekte su altı patlaması sonucu oluşan basıncın zamana bağlı değişimi Denklem 2.1 ile hesaplanmış ve sonuçlar Ls-Dyna sonlu elemanlar paket programı ile kıyaslanmıştır. Basıncın maksimum değeri P_{Max} ve patlayıcıya herhangi bir mesafedeki bir noktanın üzerindeki basınç değişimi $P(x, y, t)$ incelenmiştir. İkinci örnekte silindirik kompozit sandviç bir levhanın doğal frekans analizi GDKM ile gerçekleştirilmiş, literatürde var olan sonuçlar ve sonlu elemanlar analizleri ile kıyaslanmıştır. Bu örnekte eğrisel kompozit sandviç levhanın matematiksel modeli doğrulanmıştır. Üçüncü örnekte ise anlık basınç yüküne maruz bir düz plağın zamana bağlı geometrik doğrusal olmayan analizi GDKM yardımıyla incelenmiş ve sonlu elemanlar analizi ile kıyaslanmıştır. Zaman integrasyonu Newmark–Beta Metodu ile gerçekleştirilirken geometrik doğrusal olmayan denklemlerin lineerleştirme işlemi Newton–Raphson iterasyonu ile yapılmıştır. Bu örnekle, geometrik doğrusal olmayan zamana bağlı analizlerde uygulanan iteratif işlemlerin doğrulaması yapılmıştır. Dördüncü ve son örnekte çeşitli patlayıcı ağırlığı ve mesafelerinde su altı patlama yüküne maruz elastik izotropik malzeme özelliğine sahip bir plağın Taylor Plak Teorisi’ne göre katı-sıvı etkileşimi altında dinamik tepkisi GDKM ile hesaplanmış ve ALE metodu ile katı-sıvı etkileşimi kullanılarak modellenen sonlu elemanlar analizleri ile kıyaslanmıştır.

Doğrulama çalışmalarının sonrasında su altı patlamasına maruz eğrisel kompozit sandviç levhanın parametrik analizleri gerçekleştirilmiştir. Parametrik analizler

sırasında aşağıda sıralanan parametrelerin değişiminin levha dinamik davranışı üzerindeki etkileri detaylı olarak irdelenmiştir.

- Çekirdek kalınlığının değişimi
- Çekirdek konumunun değişimi
- Eğrilik açısının değişimi
- Elyaf oryantasyon açısının değişimi
- Patlayıcı kütlesi ve mesafesinin değişimi

Buna göre ilgili parametrelerin değişimine karşılık, levhada oluşan orta nokta deformasyonu, yüzey katmanlarında oluşan gerilmelerin Tsai-Wu hasar kriterine göre kontrolü ve çekirdek katmanının basma ve kayma gerilmesine bağlı hasar indeksi incelenmiştir.

6.1 Doğrulama Çalışmaları

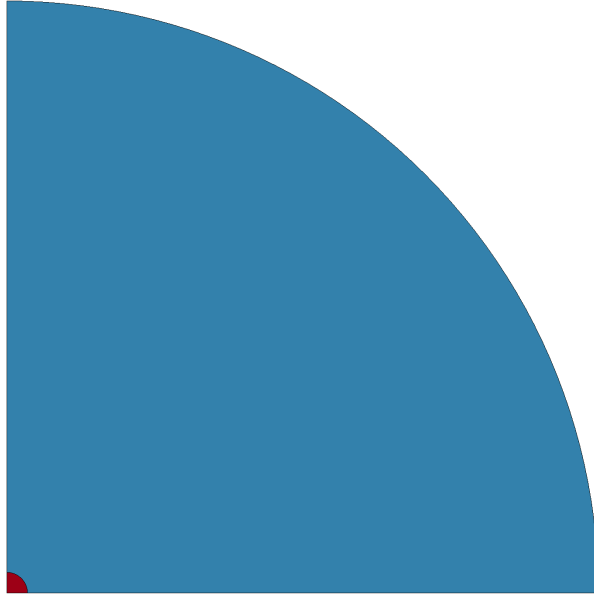
Bu bölümde eğrisel kompozit sandviç levhaların doğrusal olmayan zamana bağlı analizini GDKM ile hesaplayan, tez kapsamında yazılmış çözdürücü kodun doğrulama çalışmaları açıklanmıştır.

6.1.1 Örnek 1

İlk olarak, su altında patlayan bir TNT patlayıcının eğrisel levhaya ulaştığı anda levha üzerindeki basınç dağılımının zamana bağlı değişimi incelenmiştir. Denklem 2.1’de verilmiş olan zamana bağlı basınç fonksiyonu eğrisel levha üzerindeki herhangi bir noktaya ulaşan basıncın zamana bağlı değişimini vermektedir. Bu denklem yardımıyla hesaplanan basınç, Ls-Dyna sonlu elemanlar paket programında oluşturulmuş bir su altı patlama modeli ile kıyaslanmıştır.

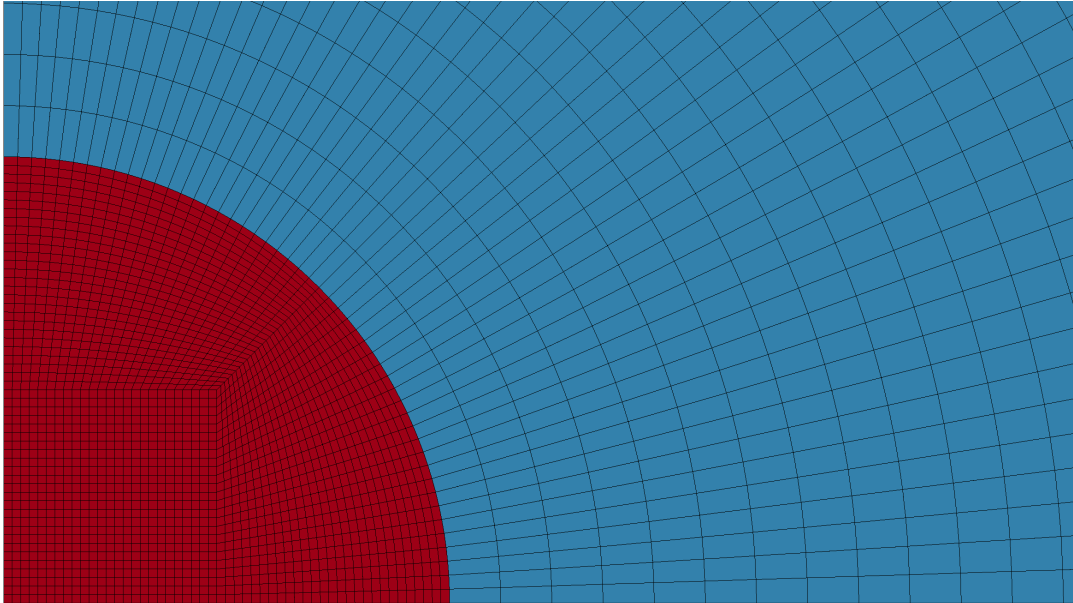
Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması

Derin deniz suyu içerisinde asılı duran 1 kg ağırlığındaki küresel bir TNT patlayıcının dinamik analiz modeli oluşturulurken patlama ile oluşan basınç dalgasının küresel olması ve her yönde simetrik olması sebebiyle iki boyutlu bir model hazırlanması yeterlidir. Aynı sebepten iki boyutlu sonlu elemanlar modeli hazırlanırken de dairesel analiz bölgesinin çeyreğini kullanmak yeterli olacaktır. Şekil 6.1’de hazırlanan model verilmiştir.



Şekil 6.1 2 boyutlu su altı patlama modeli

Sonlu elemanlar modelinde görülen kırmızı bölge TNT patlayıcıyı, mavi bölge ise deniz suyunu temsil etmektedir. Analiz bölgesinin yarıçapı 1.5 m'dir. Tüm model birinci dereceden dörtgen elemanlardan (QUAD4) oluşturulmuştur. TNT patlayıcının mesh ağı oluşturulurken patlama sonucu ortaya çıkan basınç dalgasının doğru bir şekilde hesaplanabilmesi amacıyla 1 mm eleman boyutu kullanılmıştır. Su bölgesinin eleman boyutu ise 6 mm'dir. TNT patlayıcı modeli 1975 eleman, su modeli ise 12100 eleman olmak üzere toplam 14015 eleman kullanılmıştır. Şekil 6.2'de mesh ağının detay görünüşü verilmiştir.



Şekil 6.2 Mesh ağı detay görünüşü

TNT patlayıcının malzeme modeli Ls-Dyna paket programı içerisinde bulunan MAT_HIGH_EXPLOSIVE_BURN kartı ile tanımlanmıştır. Patlayıcının ateşlenmesiyle açığa çıkan kimyasal enerjinin oluşturduğu yanma fraksiyonları F , Jones-Wilkins-Lee (EOS_JWL) durum denklemi p_{EOS} ile çarpılarak patlamanın oluşturduğu basınç p hesaplanmaktadır [100]. p patlama basınç denklemi ve JWL durum denklemi sırasıyla Denklem 6.1 ve Denklem 6.2’de verilmiştir.

$$p = F p_{EOS}(V, E) \quad (6.1)$$

$$p_{EOS} = A \left(1 - \frac{\omega}{R_1 V} \right) e^{-R_1 V} + B \left(1 - \frac{\omega}{R_2 V} \right) e^{-R_2 V} + \frac{\omega E}{V} \quad (6.2)$$

Burada E patlama enerjisini ve V relatif hacmi tanımlamaktadır. TNT patlayıcının malzeme özellikleri ve JWL durum denklemi parametreleri sırasıyla Tablo 6.1 ve Tablo 6.2’de verilmiştir.

Tablo 6.1 TNT patlayıcının malzeme özellikleri [101]

Özellikler	TNT
Yoğunluk (g/mm^3)	1630
Detonasyon Hızı (m/s)	6930
Chapman-Jouget Basıncı(MPa)	2.1E+4

Tablo 6.2 JWL durum denklemi parametreleri [101]

Özellikler	TNT
A (MPa)	3.37E+5
B (MPa)	3231
R_1	4.15
R_2	0.95
ω	0.3
E (MPa)	7000
V	1

Su modellenirken Ls-Dyna içerisinde bulunan MAT_NULL malzeme modeli ve Gruneisen durum denklemi (EOS_GRUNEISEN) kullanılmıştır. Null malzeme modeli elemanın hacim değişimine sebep olan hidrostatik basıncını hesaplarken şekil değiştirmeye sebep olan deviatorik basıncı hesaba katmamaktadır [100]. Gruneisen durum denklemi ile sıkışabilir malzemelerin basınç denklemi aşağıdaki gibidir:

$$p = \frac{\rho_0 C^2 \mu \left[1 + \left(1 - \frac{\gamma_0}{2} \right) \mu - \frac{a}{2} \mu^2 \right]}{\left[1 - (S_1 - 1) \mu - S_2 \frac{\mu^2}{\mu + 1} + S_3 \frac{\mu^3}{(\mu + 1)^2} \right]} + (\gamma_0 + a \mu) E \quad (6.3)$$

Burada a birinci dereceden hacim düzeltme katsayısı, E iç enerji, V relatif hacim, C su içerisindeki ses hızı, S_i $v_s(v_p)$ 'nin eğimi ve γ_0 Gruneisen gamasıdır. μ ise aşağıdaki denklem ile tanımlanmaktadır:

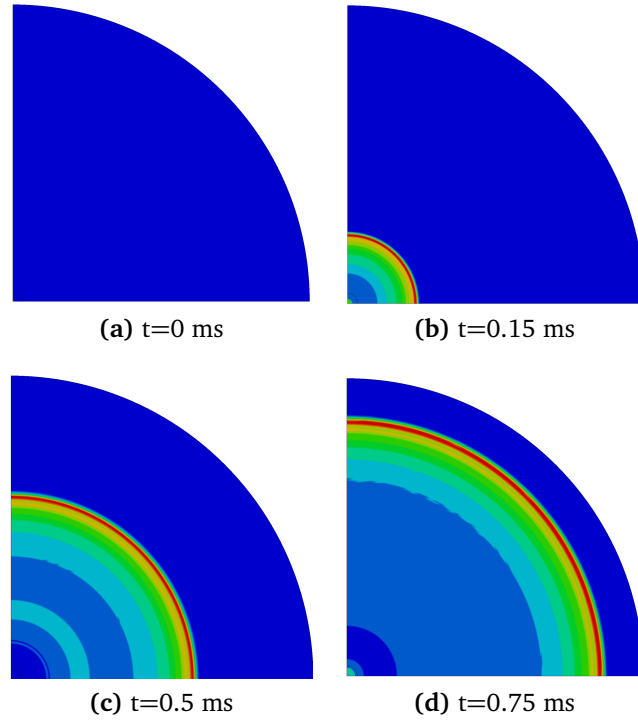
$$\mu = \frac{\rho}{\rho_0} - 1 \quad (6.4)$$

Deniz suyunun malzeme ve Gruneisen parametreleri Tablo 6.3'te verilmiştir.

Tablo 6.3 Deniz suyunun özellikleri

Özellikler	Deniz Suyu
Yoğunluk (kg/m^3)	1025
C (m/s)	1480
S_1	1.92
S_2	0
S_3	0
γ_0	0.1
a	0
E (MPa)	0
V	1

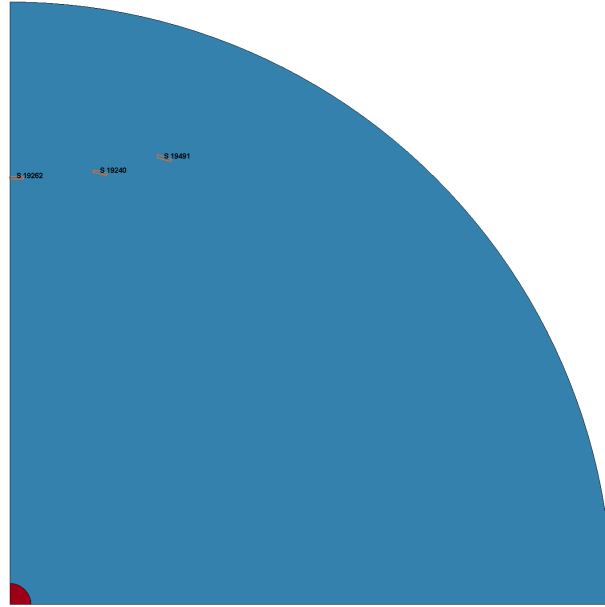
İki boyutlu sonlu elemanlar modelinin şekil değiştirmeye uğramayan bir akış bölgesi olduğu tanımı Ls-Dyna içerisinde bulunan SECTION_ALE2D kartı ile tanımlanmaktadır. Analiz süresi 1.2 ms'dir. Analiz süresince su bölgesindeki basınç değişimi Şekil 6.3'te görülmektedir.



Şekil 6.3 Şok dalgasının su içerisindeki ilerlemesi

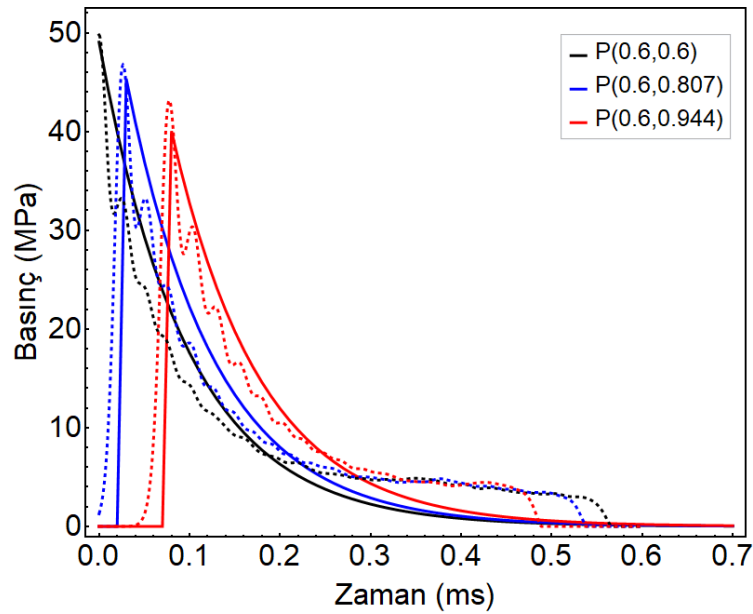
Analiz Sonuçları

Patlayıcıdan 1 m uzakta bulunan, yay uzunluğu 1.2 m ve eğrilik açısı 60° olan bir levhanın üzerine gelen basıncı test edebilmek amacıyla levhanın hayali konumu üzerinde birkaç elemanın basınç değişimi grafiği çizdirilmiştir. Model üzerinde ölçüm alınan elemanlar Şekil 6.4'te verilmiştir.



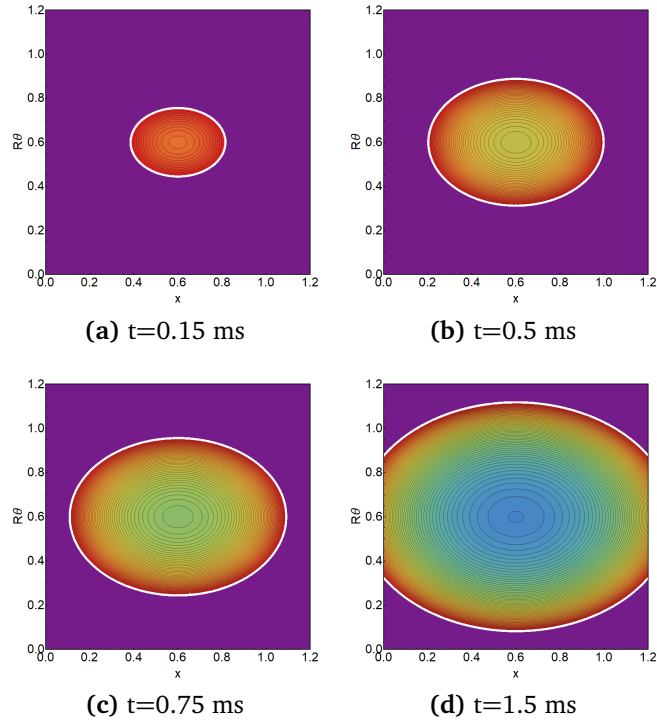
Şekil 6.4 Ölçüm noktaları

Denklem 2.1 ile hesaplanmış basınç $P(x, y, t)$ değerleri ile sonlu elemanlar analiz sonuçları Şekil 6.5'te görülmektedir.



Şekil 6.5 Basınç grafiği (– Hesaplanan, - - SEY)

Denklem 2.1 ile hesaplanan, eğrisel levha üzerinde herhangi bir noktanın zamana bağlı basınç denklemi sonlu elemanlar analizi ile uyumludur.



Şekil 6.6 Eğrisel levhaya ulaşan basınç dalgasının değişimi

Basınç dalgası patlama merkezinden uzaklaştıkça maksimum değeri azalmaktadır. Ayrıca kartezyen koordinat sistemine göre bakılırsa eğrisel levhanın patlayıcıya en yakın noktası olan orta noktasına basınç dalgasının en önce ulaşması, kenarlara doğru gittikçe daha geç ulaşması gerektiği beklenmektedir. Sonlu elemanlar analizi kartezyen koordinat sistemine göre modellendiğinden bu etki açıkça görülür. Silindirik koordinat sistemine göre düzenlenen Denklem 2.1’de de aynı etki görülebilmektedir. Denklem 2.1 ile hesaplanan ilk basıncın eğrisel bir levha üzerindeki zamana bağlı değişimi şematik olarak Şekil 6.6’da verilmiştir.

6.1.2 Örnek 2

İkinci örnekte 5 katmandan oluşan silindirik kompozit sandviç bir levhanın doğal frekans analizi GDKM ve SEY ile gerçekleştirilmiştir. Levhanın tüm kenarları basit mesnetlidir. Mesnet şartları Denklem 6.5’de verilmiştir.

$$\begin{aligned} x = 0, a \quad \text{ve} \quad 0 < \theta < \theta_0 : v_{0i} = w_{0i} = \theta_i = N_x = M_x = 0 \\ \theta = 0, \theta_0 \quad \text{ve} \quad 0 < x < a : u_{0i} = w_{0i} = \varphi_i = N_\theta = M_\theta = 0 \end{aligned} \quad i = 1, 3 \quad (6.5)$$

Silindirik levha kare planformludur; yani levhanın izdüşümü kare şeklini verir ve bu sebeple eğrilik yarıçapına göre düz kenarın uzunluğu değişmektedir. Kompozit katman oryantasyonları ve yerleşimi ($0^\circ/90^\circ/\text{Çekirdek}/90^\circ/0^\circ$) şeklindedir. Çekirdek kalınlığının kompozit lamine katman kalınlığına oranı ($h_{\text{çekirdek}}/h_{\text{yüzey}} = 10$) olarak belirlenmiştir ve çeşitli eğrilik açısı ve çekirdek kalınlıkları dikkate alınmıştır. Boyutsuz doğal frekans $\bar{\omega}$ aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır [102, 103].

$$\bar{\omega} = \omega(L_{\text{yay}})^2 \frac{\sqrt{\rho/E_{2\text{yüzey}}}}{h_{\text{toplaml}}} \quad (6.6)$$

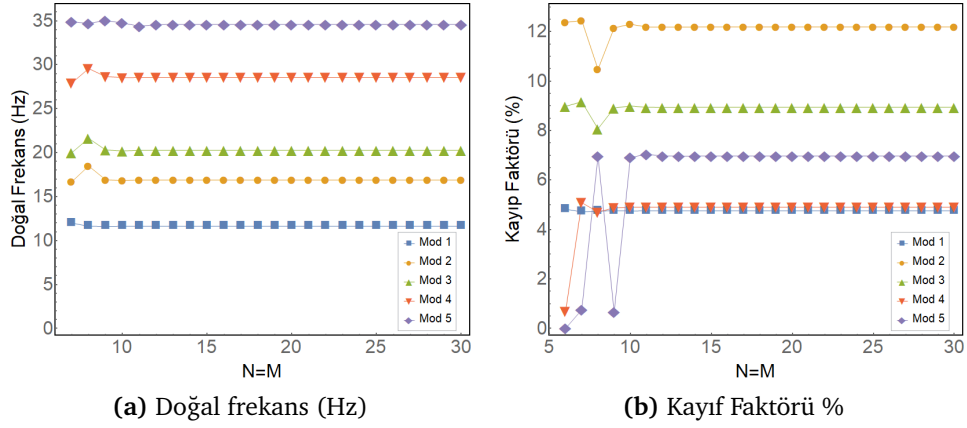
Denklem 6.6'da L_{yay} levhanın silindirik kenarının tarafsız eksen yay uzunluğudur, E_2 ortotropik malzemenin lokal y eksen elastisite modülüdür ve h_{toplaml} silindirik kompozit sandviç levhanın toplam kalınlığıdır. Silindirik kompozit sandviç levhanın malzeme ve geometrik özellikleri Tablo 6.4'de verilmiştir.

Tablo 6.4 Geometrik ve malzeme özellikleri

Yüzey Katmanları (1. ve 3. Katman)	
Elastisite Modülü	$E_{11} = 131 \text{ GPa}, E_{22} = 10.34 \text{ GPa}$
Kayma Modülü	$G_{12} = G_{13} = 6.895 \text{ GPa}, G_{23} = 6.205 \text{ GPa}$
Yoğunluk	$\rho_1 = \rho_3 = 1580 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Poisson Oranı	$\nu_{12} = 0.22$
Kalınlık	$h_1 = h_3 = \frac{h_2}{10}$
Çekirdek Katmanı (2. Katman)	
Elastisite Modülü	$E_2 = 6.895 \text{ MPa}$
Yoğunluk	$\rho_2 = 94.195 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Poisson Oranı	$\nu_{12} = 0$
Kalınlık	$h_2 = \text{Değişken}$
Eğrilik Yarıçapı	$R_2 = \text{Değişken}$
Yay Uzunluğu	$L_{\text{yay}} = 1.2 \text{ m}$

GDKM hesaplamalarında yapı üzerindeki nokta sayısı analizin doğruluğu hususunda oldukça etkilidir. Eğer yetersiz sayıda nokta ile hesaplama yapılırsa yanlış sonuçlar elde edilebileceği gibi çok fazla nokta kullanılması da analiz süresini gereksiz yere uzatacaktır. Şekil 6.7'de Taşkın ve arkadaşlarının çalışmalarında gerçekleştirilmiş olan doğal frekans analizleri sırasında levha üzerindeki nokta sayısının doğal frekans ve kayıf faktörüne etkisi verilmiştir [75]. Buna göre 15×15 nokta kullanılması analizin doğruluğu için yeterlidir.

Şekil 6.8'de çeşitli eğrilik ve kalınlıktaki eğrisel kompozit sandviç levhaların 1. mod şekillerinin GDKM ve SEY sonuçları verilmiştir. Burada h levhanın toplam kalınlığıdır. Analiz sonuçları Tablo 6.5'de verilmiştir. Burada m ve n ifadeleri x ve θ koordinat eksenlerindeki mod şekillerinin tepe sayılarını ifade etmektedirler. Sonuçlar



Şekil 6.7 GDKM nokta sayısının analiz sonuçlarına etkisi

arasında bazı tutarsızlıklar görülse de Rahmani'nin silindirik kabukların analizi için yüksek mertebeden sandviç panel teorisini (HSAPT) kullandığı çalışmasının sonuçlarıyla iyi uyum göstermektedir [102]. Garg ve arkadaşları aynı problemi birinci mertebeden kayma deformasyon teorisi (ESL–FSDT) ve yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisi (ESL–HSDT) ile çözmüşlerdir [103]. Çalışmalarında, çekirdek katman sıkıştırılamaz kabul edildiğinden sonuçlar diğer çalışmalara nazaran daha yüksek çıkmıştır. Analiz sonuçlarına göre GDKM ve SEY sonuçları birbirleriyle uyum göstermişlerdir.

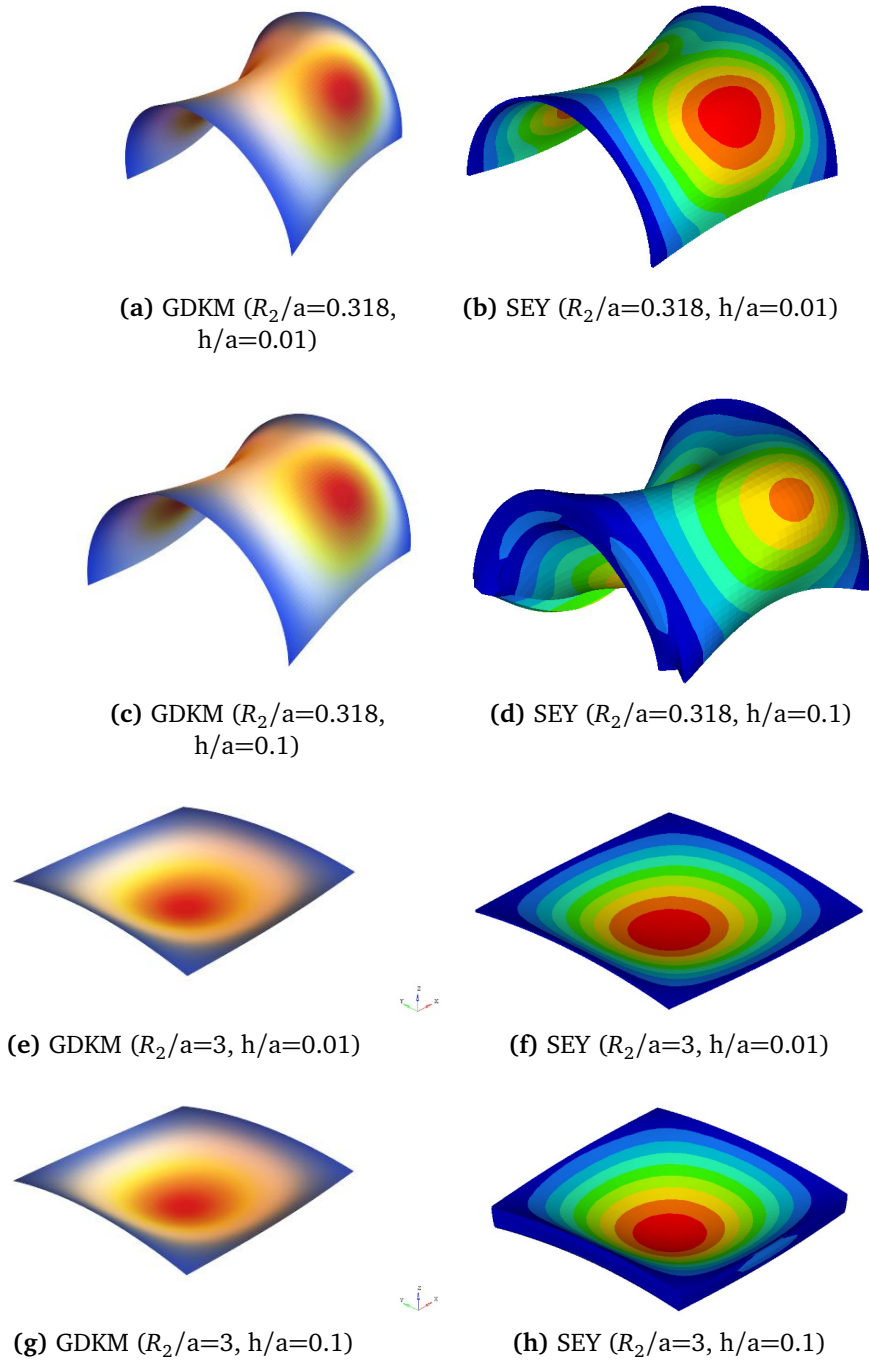
Tablo 6.5 Boyutsuz doğal frekanslar

$\frac{R}{L_{yay}}$	$\frac{h_{toplam}}{L_{yay}}$	Mod (m,n)	GDKM	SEY	HSAPT [102]	ESL–FSDT [103]	ESL–HSDT [103]
0.318	0.01	(2,1)	145.942	146.509	—	—	—
	0.1	(2,1)	14.796	14.393	—	—	—
1	0.01	(1,1)	66.759	67.275	63.269	64.640	64.802
	0.1	(1,1)	6.818	6.849	5.652	7.713	14.164
2	0.01	(1,1)	34.907	35.018	33.866	35.901	36.214
	0.1	(1,1)	3.761	3.759	2.964	5.825	14.026
3	0.01	(1,1)	24.916	25.011	24.168	26.695	27.120
	0.1	(1,1)	2.861	2.842	2.195	5.365	14.004

6.1.3 Örnek 3

Üçüncü örnekte, bir anlık basınç yüküne maruz, çelik malzeme özelliklerine sahip bir izotropik plağın geometrik doğrusal olmayan dinamik tepkisi incelenmiştir. Plak tüm kenarlarından ankastre mesnetlidir. Plağın geometrik ve malzeme özellikleri Tablo 6.6'da gösterilmektedir.

Plak yüzeyinin tamamına uniform şekilde uygulanan, zamana bağlı basınç fonksiyonu



Şekil 6.8 Eğrisel kompozit sandviç levhaların 1. mod şekilleri

Tablo 6.6 Plağın geometrik ve malzeme özellikleri

En×Boy	500× 500 mm
Kalınlık	2 mm
E	210000 MPa
ρ	7800 $\frac{kg}{m^3}$
ν	0.3

aşağıdaki denklem ile gösterilmektedir.

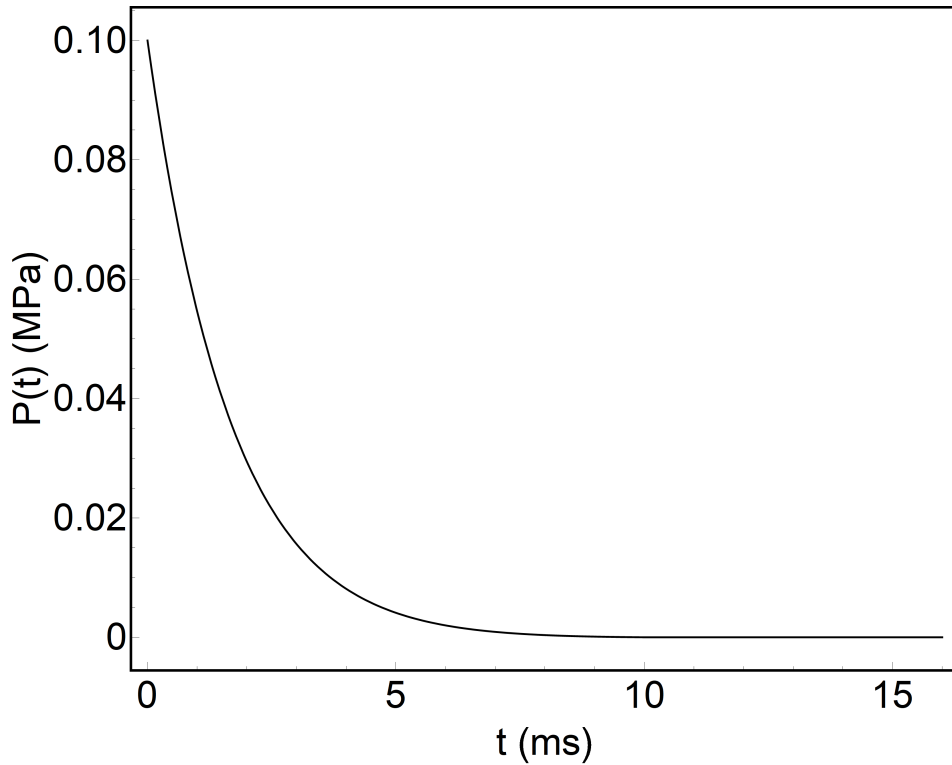
$$P(t) = \begin{cases} P_{Max} \left(1 - \frac{t}{t_L}\right) e^{\left(-\alpha \frac{t}{t_L}\right)} & t \leq t_L \\ 0 & t > t_L \end{cases} \quad 0 \leq t \leq t_F \quad (6.7)$$

Yukarıdaki denklemde P_{Max} zamana bağlı basınç yükünün maksimum değeri, t_L yüklemenin yapıldığı süre, t_F analiz süresi ve α basınç parametresidir. Basınç fonksiyonu parametreleri ve analiz süresi Tablo 6.7’de verilmiştir.

Tablo 6.7 Basınç parametreleri ve analiz süresi

P_{Max}	0.1 MPa
α	5
t_L	10 ms.
t_F	16 ms.

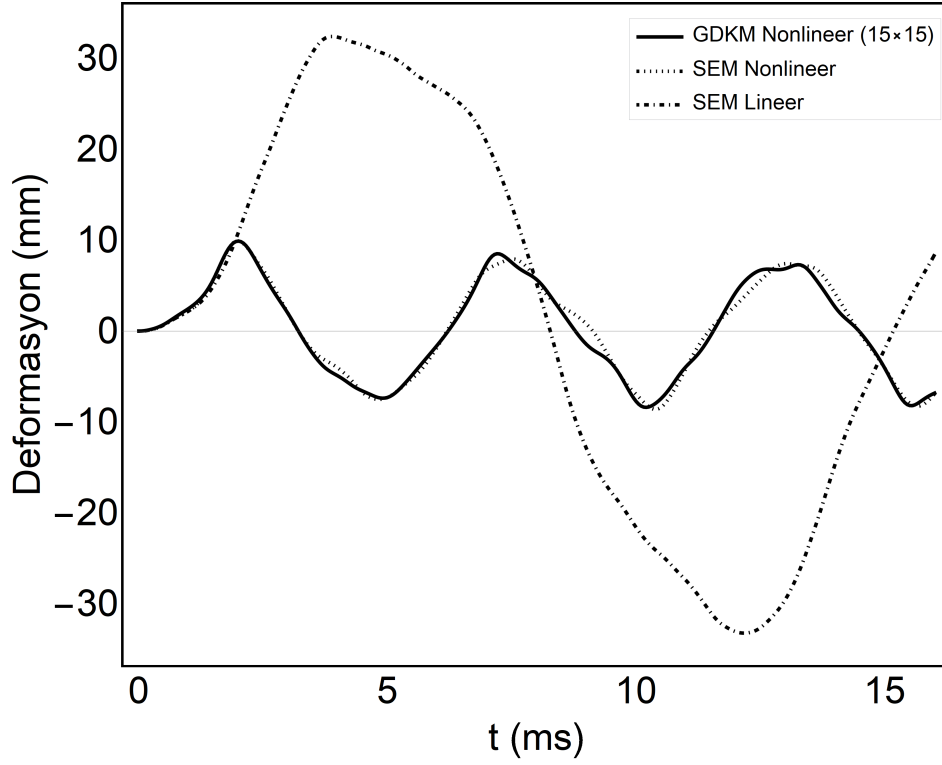
Tablo 6.7’ye göre uygulanan basınç yükünün zamana bağlı değişimi Şekil 6.9’da görülmektedir.



Şekil 6.9 Zamana bağlı basınç değişimi

Geometrik doğrusal olmayan dinamik analizler GDKM ile yürütülmüştür. 15×15 nokta sayısı kullanılarak çözüm gerçekleştirilmiştir. Plâğın orta noktasının zamana bağlı yer değiştirmesi sonlu elemanlar analizleri ile kıyaslanmıştır. Sonlu elemanlar analizleri Ansys APDL paket programı yardımıyla yürütülmüştür. Şekil 6.10’da GDKM ve SEY

sonuçları kıyaslanmıştır. Geometrik doğrusal olmayışın baskın olduğunun görülmesi amacıyla Ansys APDL paket programı ile gerçekleştirilen doğrusal dinamik analiz sonuçları da şekil içerisine eklenmiştir.



Şekil 6.10 Plak orta noktasının zamana bağlı yer değiştirmesi

Analiz sonucundan görüldüğü üzere yükleme koşulları ve geometrik özellikleri sebebiyle baskın şekilde geometrik doğrusal olmayan bir sistemin dinamik GDKM analizi SEY ile uyum sağlamıştır. Doğrusal dinamik yer değiştirmenin maksimum değeri doğrusal olmayan durumun yaklaşık 3 katıdır. Ayrıca salınım hareketinin periyodu da geometrik doğrusal olmayan durumda büyük oranda azalmaktadır.

6.1.4 Örnek 4

Dördüncü ve son örnekte su altı patlama yüküne maruz, tamamen suyun içerisine daldırılmış olan, izotropik malzeme özelliğine sahip bir plağın dinamik tepkisi incelenmiştir. Geometrik doğrusal olmayan dinamik analizler GDKM ile yürütülmüştür. Sonuçlar Ls-Dyna sonlu elemanlar paket programı yardımıyla gerçekleştirilen analiz sonuçları ile kıyaslanmıştır. Plak tüm kenarlarından ankastre mesnetlidir. Plağın geometrik ve malzeme özellikleri Tablo 6.8'de verilmiştir.

Plak çeşitli kütle ve mesafelerdeki TNT patlayıcının basınç etkisiyle şekil değiştirmektedir. TNT patlayıcının kütle ve mesafeleri Tablo 6.9'da verilmiştir.

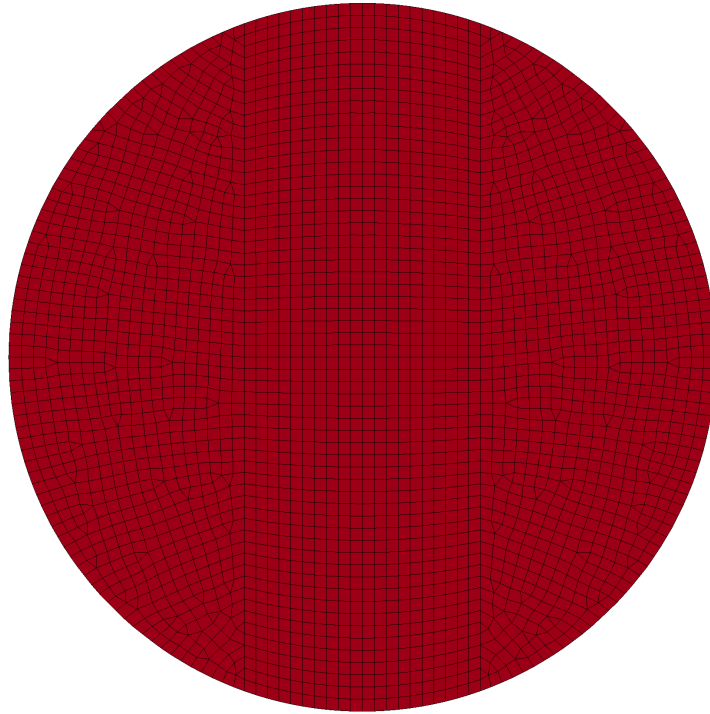
Tablo 6.8 Plâğın geometrik ve malzeme özellikleri

En×Boy	250× 300 mm
Kalınlık	4 mm
E	210000 MPa
ρ	7800 $\frac{kg}{m^3}$
ν	0.3

Tablo 6.9 TNT patlayıcı kütlesi ve patlayıcının levha orta noktasına mesafesi

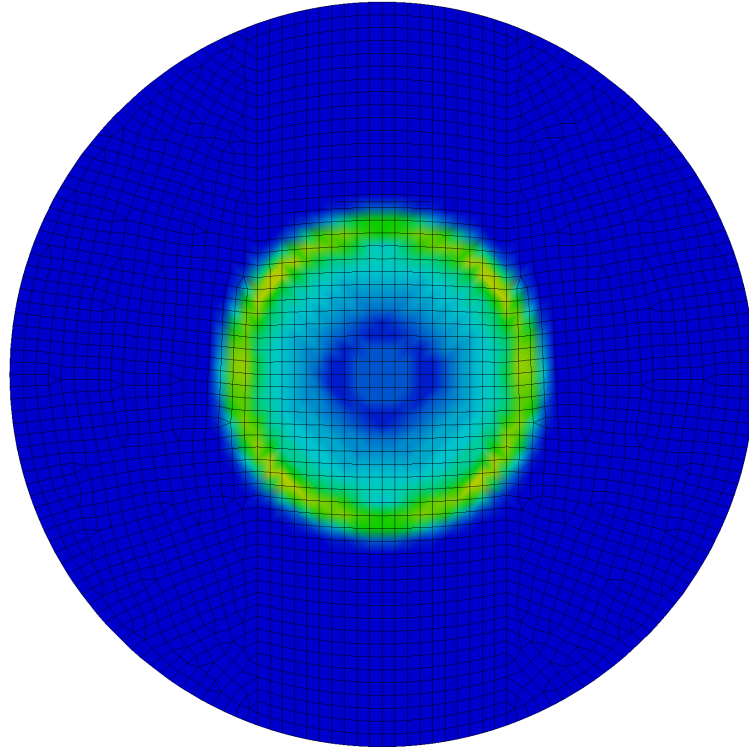
TNT kütlesi (gr)	Patlama mesafesi (cm)
5	15
50	15
200	50

GDKM modelinde 21×21 nokta kullanılmıştır. Şekil 6.7 göz önünde bulundurulduğunda 21×21 nokta sayısı yeterli bulunmuştur.



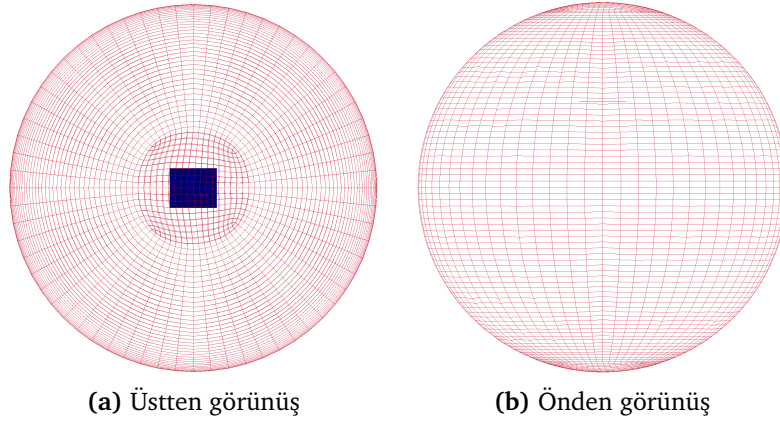
Şekil 6.11 3 boyutlu sonlu elemanlar modeli kesit görünümü

Sonlu elemanlar modeli Ls-Dyna paket programında hazırlanmıştır. Su altı patlaması sonucu sıvı bölgesi içerisinde ilerleyen basınç Bölüm 6.1.1’de açıklandığı şekilde iki boyutlu olarak modellenmiş, sonrasında 3 boyutlu analiz ortamına aktarılmıştır.



Şekil 6.12 Su altı patlaması basınç dağılımı

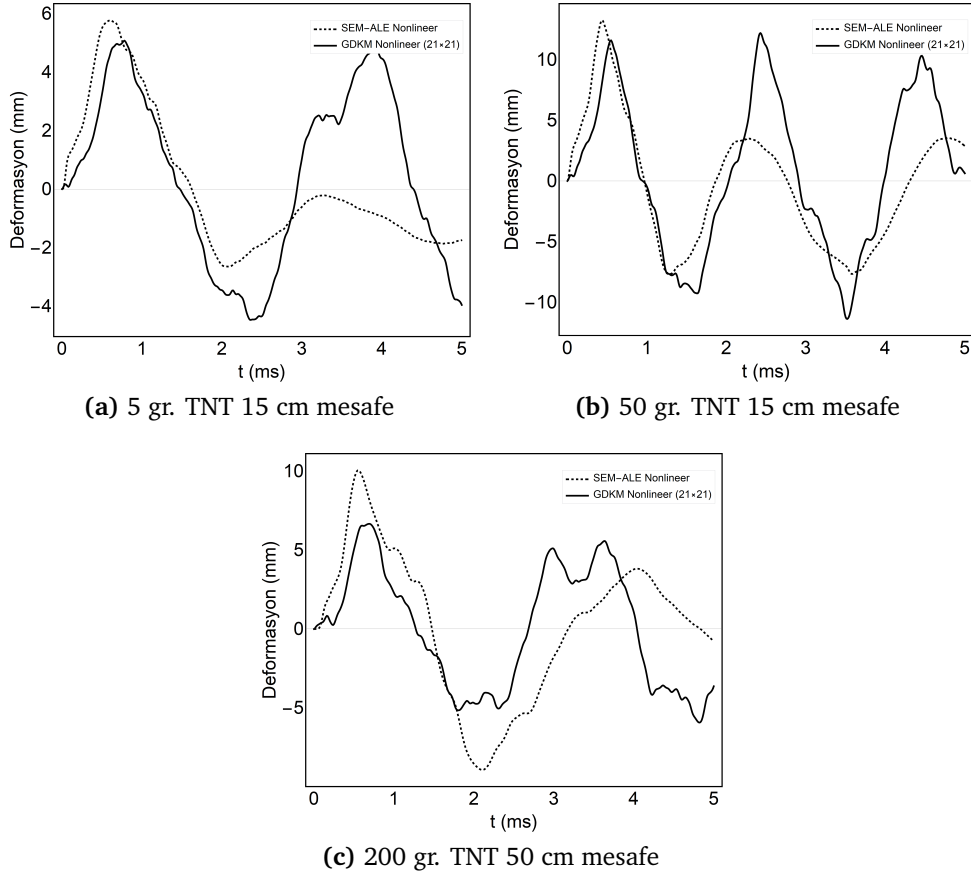
TNT patlayıcı bir küre olarak modellenen su bölgesinin merkezine yerleştirilmiştir. Şekil 6.11 ve 6.12’de sırasıyla 3 boyutlu modelin kesit görünüşü ve basınç dağılımı verilmektedir.



Şekil 6.13 Su içerisindeki plağın konumu

Tablo 6.8’de boyutları belirtilmiş olan levha Tablo 6.9’da verilen patlama mesafelerine göre konumlandırılmıştır. Şekil 6.13’te patlayıcıya 50 cm mesafede bulunan plağın sonlu elemanlar modeli görülmektedir.

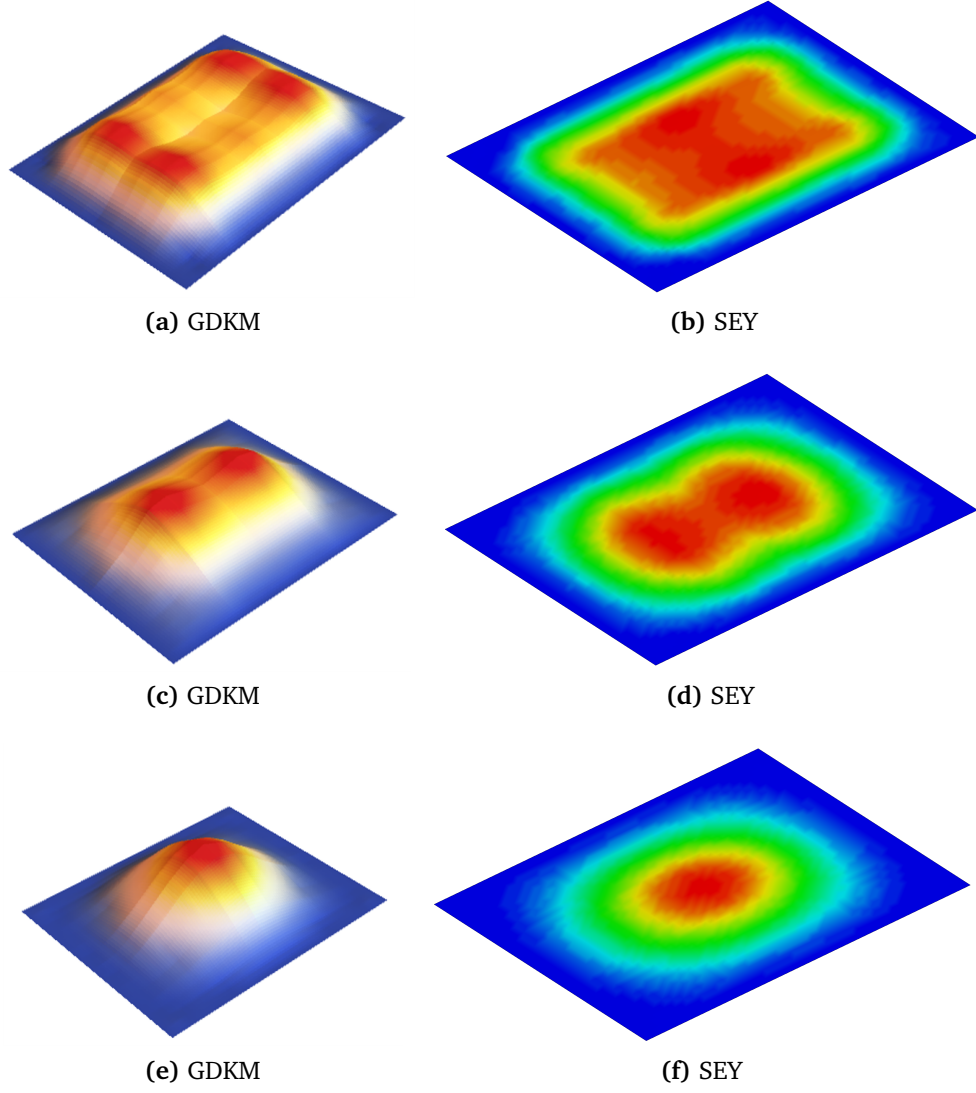
Tablo 6.9’a göre gerçekleştirilmiş analiz sonuçları Şekil 6.14’te verilmiştir.



Şekil 6.14 Plak orta noktasının zamana bağlı yer değiştirme grafiği

GDKM analiz sonuçları ALE metodu ile modellenmiş sonlu elemanlar analiz sonuçları ile kıyaslandığında Taylor Plak Teorisi ile tanımlanmış olan katı-sıvı etkileşiminin plağın erken zaman tepkisini iyi bir şekilde tanımladığı görülmektedir. Su altı patlaması şok basıncının etkisiyle şekil değiştirmeye başlayan plağın orta noktasının ulaştığı ilk maksimum şekil değiştirme değeri sonlu elemanlar analiz sonuçlarıyla uyumludur. Ancak Taylor Plak Teorisi'ne göre oluşturulmuş hareket denklemlerinde suyun sönüm etkisinin bir basınç ifadesi olarak plak üzerine uygulanan toplam basınca eklenmesinden dolayı plağın salınımını sönümleyecek hıza bağlı bir sönüm bulunmamaktadır [39]. Bu sebeple GDKM sonuçlarında plak sönümsüz bir şekilde salınım yapmaya devam etmektedir. Sonlu elemanlar analizinde ise su bölgesi modellenmekte ve plak yapısı ile anlık olarak etkileşim içerisinde bulunmaktadır. Bu sayede plağın salınım hareketi sudan kaynaklı sönüm etkisi ile azalmaktadır.

Şekil 6.15'de 5 gr TNT patlayıcının 15 cm uzaklıkta patlaması sonucu çeşitli zamanlarda plağın genel deformasyon şekli sunulmaktadır.



Şekil 6.15 Plak üzerindeki genel deformasyon

6.2 Parametrik Analizler

Su altı patlamasına maruz, tüm kenarları ankastre mesnetli, tamamen su içerisine daldırılmış 3 katmandan oluşan kompozit sandviç silindirik levhaların parametrik analizleri bu bölümde incelenmiştir. Katmanlar kompozit lamine yüzey/yumuşak çekirdek/kompozit lamine yüzey şeklinde modellenmiştir. Kompozit lamine yüzey katmanı karbon elyaf malzeme özelliklerine sahiptir [75, 101]. Ortotropik malzeme özelliklerine sahip çekirdek katmanı ise polipropilen bal peteğinden oluşmaktadır [104, 105]. İncelenen parametreler şu şekildedir:

- Çekirdek kalınlığının değişimi
- Çekirdek konumunun değişimi
- Eğrilik açısının değişimi

- Elyaf oryantasyon açısının değişimi
- Patlayıcı kütlesi ve mesafesinin değişimi

Tablo 6.10 Malzeme özellikleri

Özellik	Yüzey Katmanları (1. ve 3. katman)[75, 101]	Çekirdek Katmanı (2. katman)[104, 105]
E_{11}, E_1 (GPa)	131	0.04
E_{22}, E_2 (GPa)	10.34	0.04
E_3 (GPa)		0.097
G_{12} (GPa)	6.895	0.05
G_{23} (GPa)	6.895	0.0128
G_{13} (GPa)	6.205	0.0128
ν_{12}	0.22	0.35
ν_{23}	0.22	0.15
ν_{13}	0.22	0.15
ρ ($\frac{kg}{m^3}$)	1580	80
X^T (MPa)	1500	
X^C (MPa)	900	
Y^T (MPa)	27	
Y^C (MPa)	200	
Z^C (MPa)		65
S (MPa)	80	11.7

Parametrelerdeki değişimin levha orta noktasının yer değiştirmesine, Tsai-Wu hasar kriterine göre kompozit lamine katmanlardaki hasar miktarına ve çekirdek katmanındaki basma ve kayma gerilmelerine göre hasar indeksine etkisi incelenmiştir. Kullanılan malzeme özellikleri ve silindirik kompozit sandviç levhanın geometrik özellikleri sırasıyla Tablo 6.10 ve Tablo 6.11’de verilmiştir.

Tablo 6.11 Silindirik sandviç levhanın geometrik özellikleri

Boy	$a=0.4$ m
Eğrilik Yarıçapı	$R_2=\text{Değişken}$
Eğrilik Açısı	$\theta_0=\text{Değişken}$
Yay Uzunluğu	$L_{yay}=R_2 \times \theta_0=0.4$ m
1. Katman Kalınlığı	$h_1=\text{Değişken}$
2. Katman Kalınlığı	$h_2=\text{Değişken}$
3. Katman Kalınlığı	$h_3=\text{Değişken}$
1. Katman Oryantasyon Açısı	$\beta_1=\text{Değişken}$
3. Katman Oryantasyon Açısı	$\beta_3=\text{Değişken}$

Patlayıcı olarak TNT kullanılmıştır. Denklem 2.1’de ihtiyaç duyulan katsayılar TNT patlayıcı için Tablo 2.1’den elde edilmiştir. Patlama şok faktörü 0.1 alınmıştır.

TNT patlayıcının kütlesinin değişimi, Denklem 2.6'da hesaplanan şok faktörüne göre patlayıcının levhaya mesafesini de değiştirmektedir.

6.2.1 Yakınsama Analizi

Su altı patlamasına maruz silindirik kompozit sandviç levhanın geometrik doğrusal olmayan GDKM analizleri gerçekleştirilirken kullanılan nokta sayısı sonuçların hassasiyeti üzerinde çok etkilidir. Parametrik analizlerin analizinde kullanılacak yeterli nokta sayısını bulmak amacıyla bir yakınsama analizi gerçekleştirilmiştir.

Tablo 6.12 Silindirik sandviç levhanın geometrik özellikleri

Boy	$a=0.4$ m
Eğrilik Yarıçapı	$R_2=0.764$ m
Eğrilik Açısı	$\theta_0 = 30^\circ$
Yay Uzunluğu	$L_{yay}=R_2 \times \theta_0=0.4$ m
1. Katman Kalınlığı	$h_1=7.5$ mm
2. Katman Kalınlığı	$h_2=5$ mm
3. Katman Kalınlığı	$h_3=7.5$ mm
1. Katman Oryantasyon Açısı	$\beta_1 = 0^\circ$
3. Katman Oryantasyon Açısı	$\beta_3 = 0^\circ$

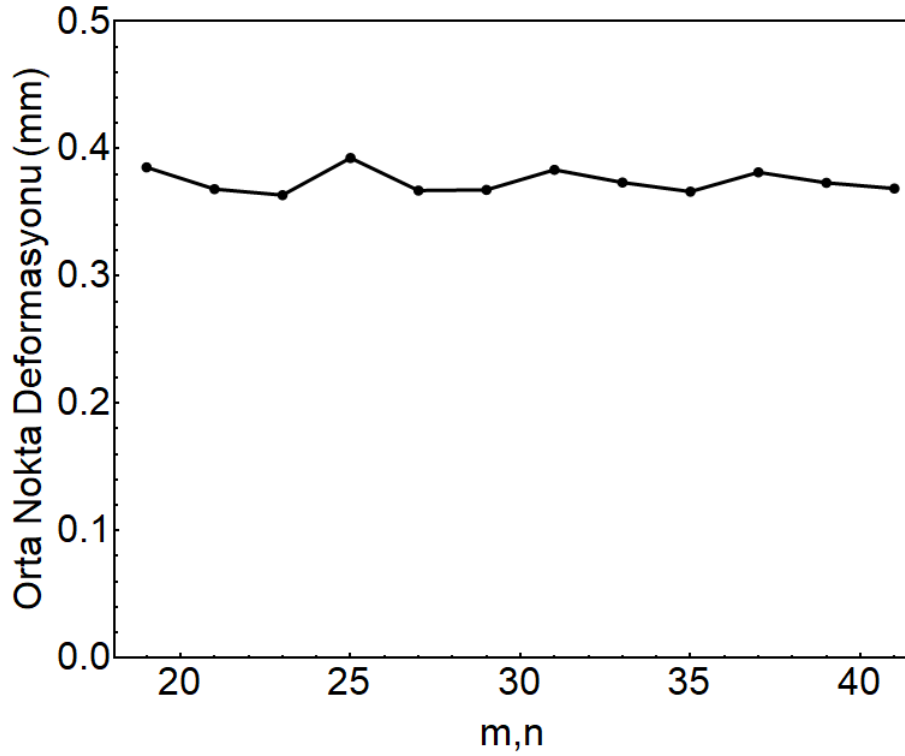
Malzeme ve geometrik özellikleri sırasıyla Tablo 6.10 ve Tablo 6.12'de verilmiş, tüm kenarlarından ankastre mesnetli silindirik kompozit sandviç levhanın 1 kg TNT patlayıcının levha orta noktasından 10 m uzakta patlaması sonucu oluşan dinamik tepkisi nokta sayısı 19×19 'dan 41×41 'e kadar arttırılarak hesaplanmıştır.

Levhanın orta noktasının maksimum yer değiştirmesinin nokta sayısına göre değişimi Şekil 6.16'da verilmiştir. Buradan görülebileceği üzere nokta sayısının analiz yakınsaklığına etkisine bakıldığında 21×21 nokta yeterli seviyededir. Geometrik doğrusal olmayan dinamik GDKM analizleri levha üzerinde 21×21 nokta kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

6.2.2 Çekirdek Kalınlığının Değişimi

Bu bölümde silindirik kompozit sandviç levhanın çekirdek katman kalınlığının değişiminin orta nokta yer değiştirmesine, yüzey katmanlarında Tsai-Wu hasar indeksine ve çekirdek katmanında basma ve kayma gerilmesi hasar indekslerine etkisi incelenmiştir.

Levhanın yüzey katmanları $h_1 = h_3 = 7.5$ mm'dir. Çekirdek katmanının kalınlığı $h_2 = 2, 5, 8, 10, 14, 18$ mm olacak şekilde 6 senaryo olarak uygulanmıştır. Eğrilik

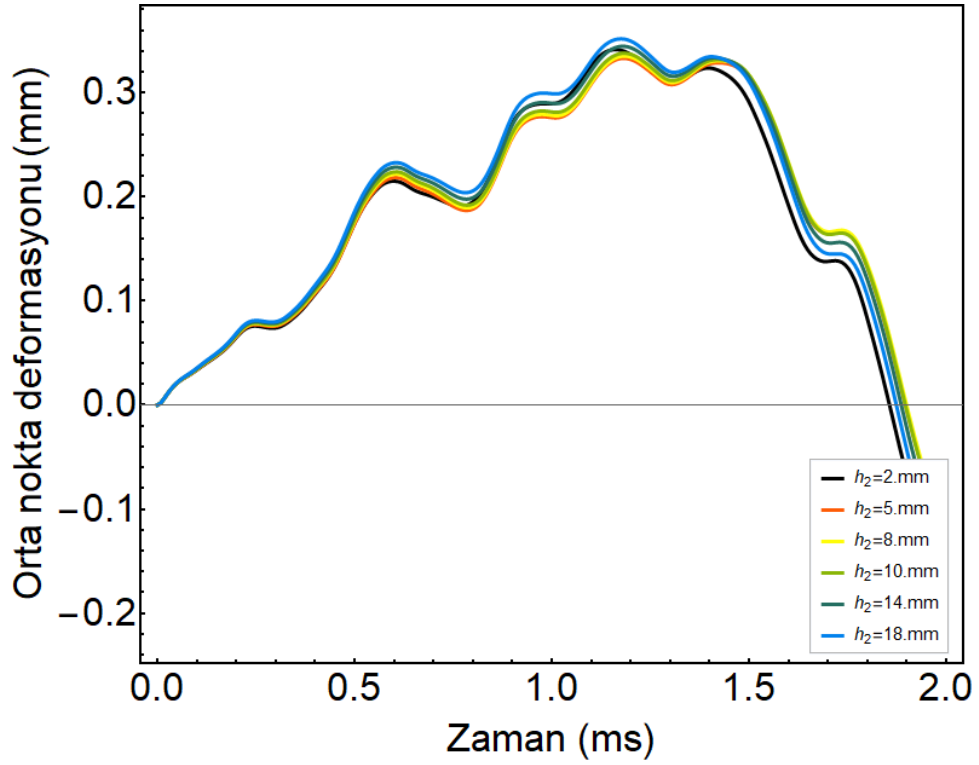


Şekil 6.16 Plak orta noktasının zamana bağlı yer değiştirmesi

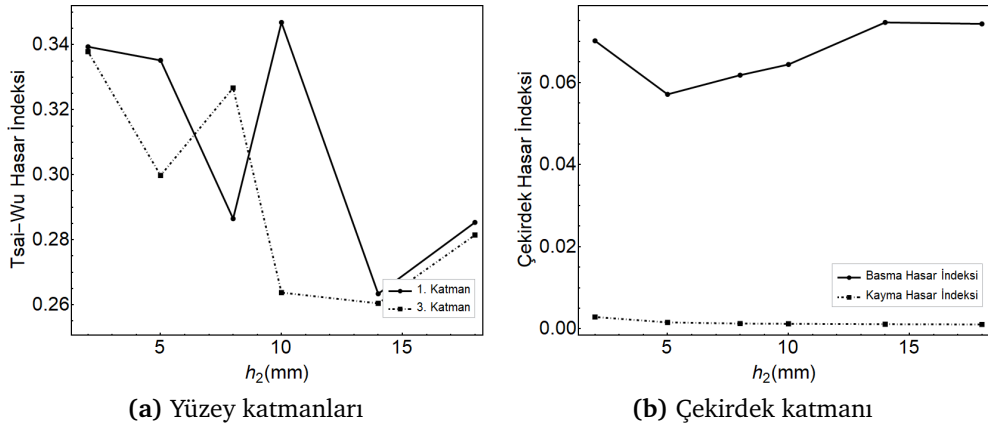
açısı $\theta_0 = 30^\circ$ dir ve levha yay uzunluğu Tablo 6.11'e göre sabit kalacak şekilde eğrilik yarıçapı $R_2 = 0.764$ m'dir. Yüzey katmanları tek katmanlı kompozit lamine levhadan oluşmaktadır ve elyaf oryantasyon açıları $\beta_1 = \beta_3 = 0^\circ$ dir. 1 kg kütleli TNT patlayıcının levhanın ortasından 10 m uzakta patlaması sonucu oluşan basınç levhaya etki etmektedir. Analiz süresi 2 ms'dir ve 0.008 ms zaman aralıklarıyla geometrik doğrusal olmayan dinamik analiz gerçekleştirilmiştir.

Şekil 6.17'de silindirik kompozit sandviç levhanın orta noktasının zamana bağlı yer değiştirmesi verilmiştir. Çekirdek kalınlığının artmasının levha orta nokta deformasyonuna etkisinin az olduğu görülmektedir. Sandviç yapılarda çekirdek katman kalınlığı arttıkça maksimum deformasyonun azalması beklenmektedir. Ancak bu çalışmada incelenen senaryolarda yüzey katmanlarının toplam kalınlığı ve çekirdek katmanının kalınlığı kıyaslandığında yüzey katman kalınlıklarının büyük olmasından dolayı şekil değiştirmede baskın olan faktörün yüzey katmanları olduğu görülmektedir. Ayrıca kompozit lamine yüzey katmanlarının mekanik özellikleri ortotropik malzeme özelliklerine sahip polipropilen bal peteği çekirdeğin mekanik özelliklerine kıyasla daha yüksek direngenliğe sahiptir. Bu sebeple katman kalınlığı arttıkça maksimum deformasyonda gözle görülür bir değişim meydana gelmemektedir.

Silindirik kompozit sandviç levhanın orta noktasının maksimum şekil değiştirmeye



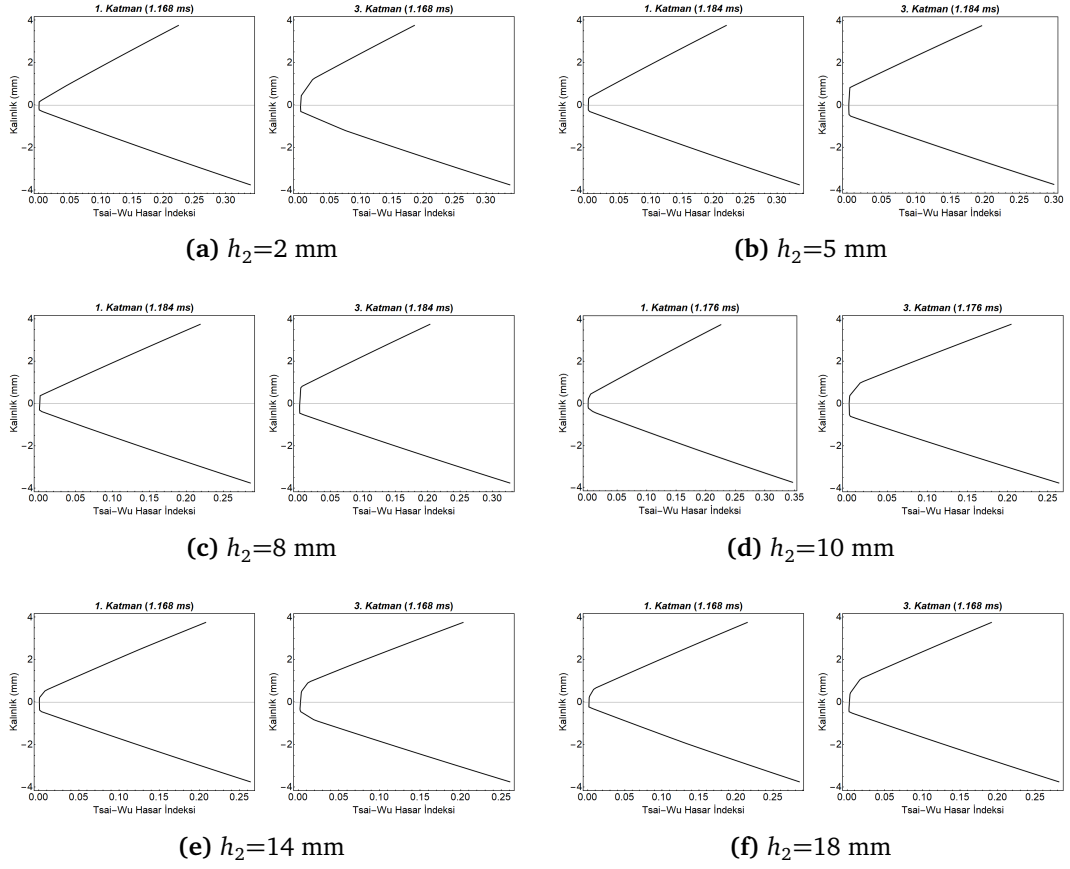
Şekil 6.17 Çekirdek kalınlığının değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi



Şekil 6.18 Çekirdek kalınlığının değişiminin katman hasarlarına etkisi

uğradığı zamanda katmanların kalınlıkları boyunca değişen Tsai-Wu hasar indeksinin ve çekirdek katmanı üzerindeki basma ve kayma gerilmesi kaynaklı hasar indeksinin maksimum değerinin değişimi Şekil 6.18'de verilmiştir. Çekirdek kalınlığının artması yüzey katmanlarının hasar indeksinin genel olarak azalmasına sebep olmaktadır. Ancak levha maksimum deformasyon değişiminin çok az olmasından da anlaşılacağı üzere çekirdek katman kalınlığının artışının mukavemete etkisi azdır. Bu sebeple yüzey katmanlarındaki Tsai-Wu hasar indeksinin değişimi de baskın bir azalma şeklinde çıkmamıştır. Aynı şekilde yüzey katmanlarının rijitliğinin baskın olmasından dolayı çekirdek katmanının basma hasar indeksi küçük bir miktar artış gösterse de

bu artış düşük seviyede kalmaktadır. Kalınlık arttıkça çekirdek katmanının kayma gerilmesi hasar indeksinde bir miktar azalma gözlenmektedir.

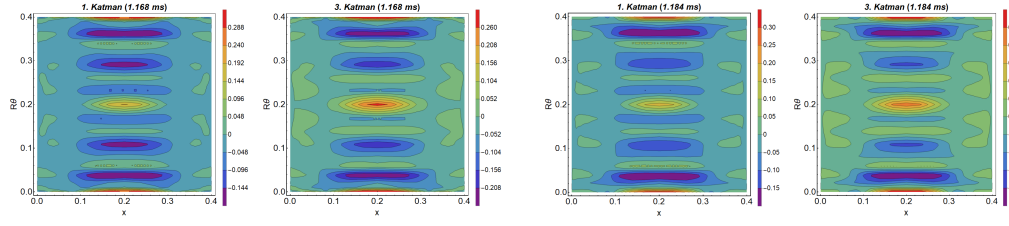


Şekil 6.19 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı

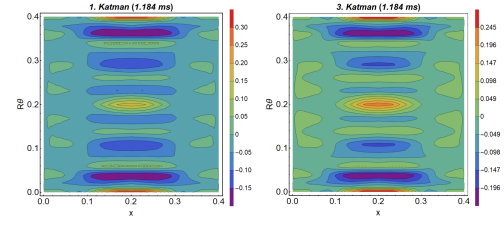
Her bir çekirdek kalınlığı için levhanın 1. ve 3. yüzeylerindeki Tsai-Wu hasar dağılımının kalınlık boyunca değişimi ve yüzey katmanları üzerindeki dağılımı sırasıyla Şekil 6.19 ve Şekil 6.20’de gösterilmiştir.

Şekil 6.20’den görülmektedir ki hasar levha yüzey katmanlarının düz kenarları üzerinde ortaya çıkmaktadır. Tsai-Wu hasar indeksinin maksimum değeri 1. yüzey katmanında 3. yüzey katmanına göre bir miktar daha yüksek çıkmaktadır. Su altı patlaması basınç yükü 1. yüzey katmanına uygulandığından bu durum beklenen bir sonuçtur.

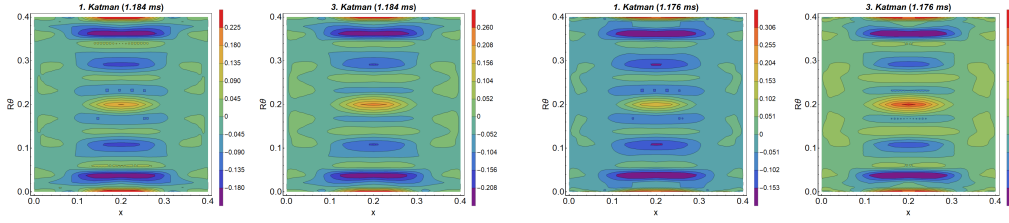
Çekirdek katmanı üzerindeki basma gerilmesi ve kayma gerilmesi hasarının dağılımı Şekil 6.21’de verilmiştir. Çekirdek kalınlığı arttıkça basma gerilmesi levhanın orta noktasında lokal bir bölgede yoğunlaşmaktan çıkarak tüm yüzeye yayılmaktadır.



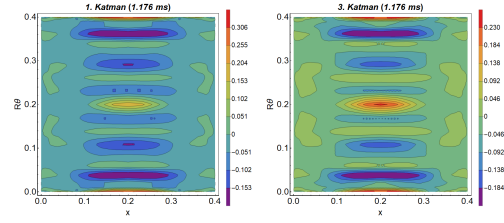
(a) $h_2=2$ mm.



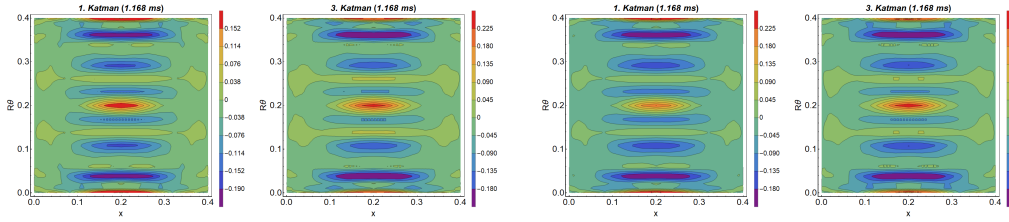
(b) $h_2=5$ mm.



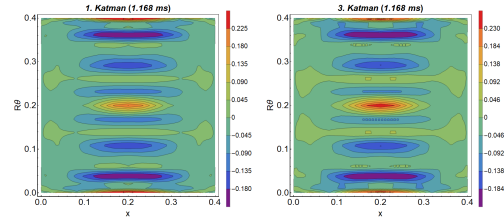
(c) $h_2=8$ mm.



(d) $h_2=10$ mm.

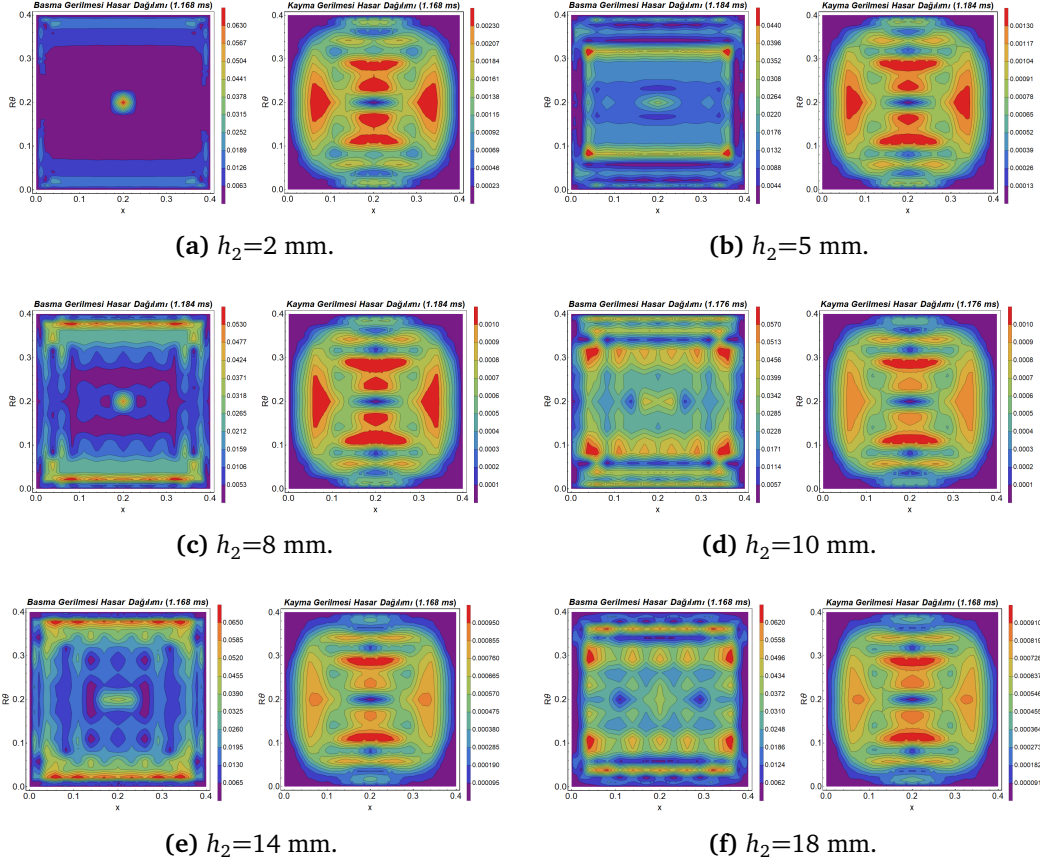


(e) $h_2=14$ mm.



(f) $h_2=18$ mm.

Şekil 6.20 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı

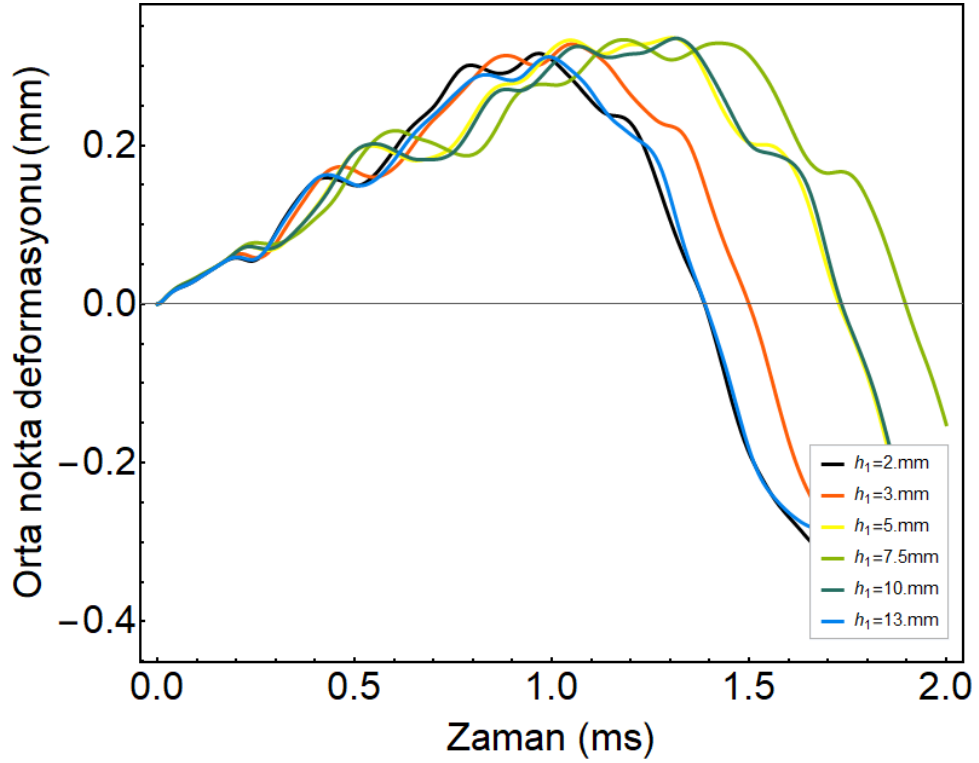


Şekil 6.21 Çekirdek katmanını üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı

6.2.3 Çekirdek Konumunun Değişimi

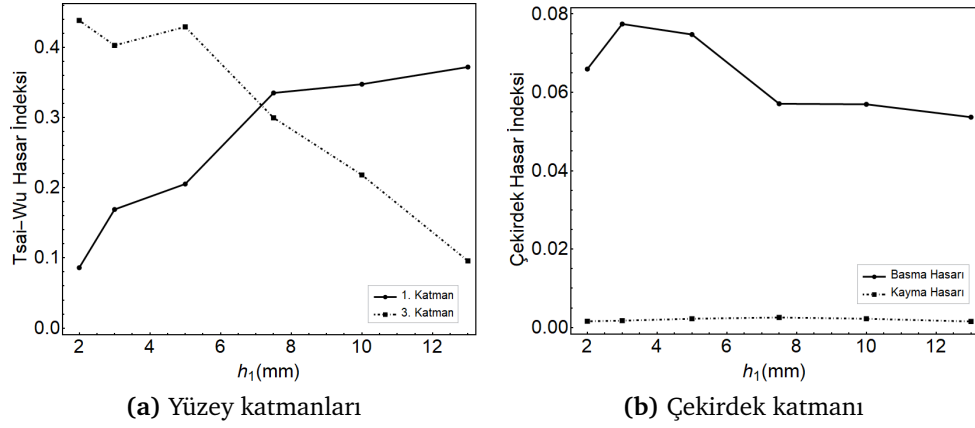
Çekirdek konumunun değişimi 1. ve 3. katmanların kalınlıklarının değiştirilmesi ile, yani kesitte asimetri oluşturulmasıyla sağlanmaktadır. Çekirdek katmanı $h_2 = 5 \text{ mm}$ iken yüzey katmanlarının kalınlıkları toplamı $h_1 + h_3 = 15 \text{ mm}$ 'dir ve $h_1 = 2, 3, 5, 7.5, 10, 13 \text{ mm}$. şeklinde kademeli olarak arttırılmıştır. Eğrilik açısı $\theta_0 = 30^\circ$ 'dir ve levha yay uzunluğu Tablo 6.11'e göre sabit kalacak şekilde eğrilik yarıçapı $R_2 = 0.764 \text{ m}$ 'dir. Şok faktörü $SF = 0.1$ 'dir ve buna uygun şekilde 1 kg TNT patlayıcı 10 m uzakta patlatılmaktadır. Yüzey katmanlarının elyaf oryantasyon açıları $\beta_1 = \beta_3 = 0^\circ$ 'dir. Analiz süresi 2 ms'dir ve GDKM analizi 250 zaman adımında gerçekleştirilmiştir.

Levhanın toplam kalınlığı sabit kalacak şekilde 1. katmanın kalınlığının değişimiyle levhanın orta nokta yer değiştirmesi ve katmanların hasar indeksleri sırasıyla Şekil 6.22 ve 6.23'de verilmiştir.



Şekil 6.22 Çekirdek konumunun değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi

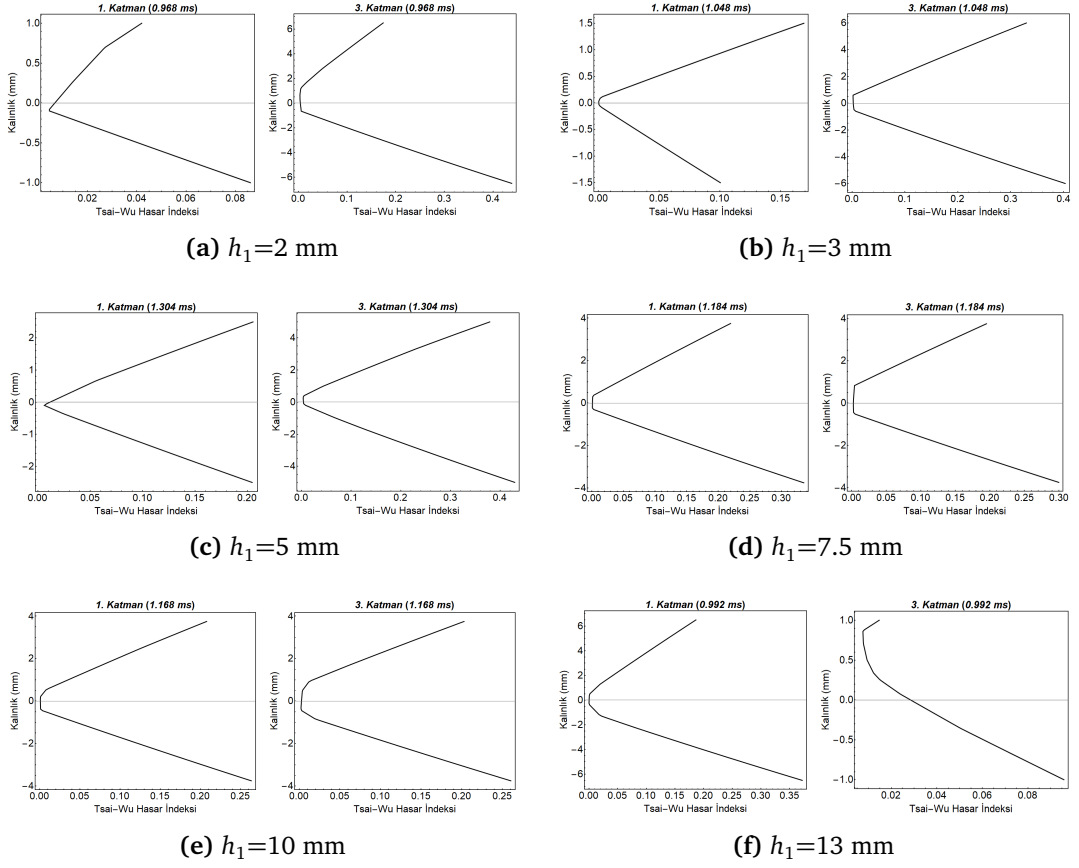
Şekil 6.22 incelendiğinde 1. yüzey katman kalınlığı arttıkça levha orta noktasının maksimum deformasyonunun önce arttığı, sonra azaldığı görülmektedir. Yüzey katman kalınlıklarının eşit olduğu durumda ise en yüksek deformasyon ortaya çıkmaktadır. Bunun sebebi, bir yüzey katmanının kalınlığı arttıkça rijitliği de arttığından maksimum deformasyonu azalmaktadır.



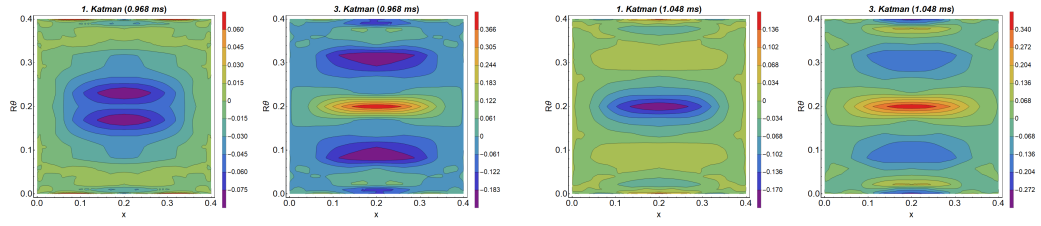
Şekil 6.23 Çekirdek konumunun değişiminin katman hasarlarına etkisi

Şekil 6.23 incelendiğinde 1. yüzey katman kalınlığı arttıkça kayma deformasyonu da arttığından Tsai-Wu hasar indeksinin arttığı gözlemlenmektedir. Aynı şekilde 3. yüzey katman kalınlığının azalmasıyla beraber hasar indeksinde de azalma oluşmaktadır. 1. yüzey katman kalınlığı arttıkça dış kuvvetten kaynaklanan enerjinin büyük kısmı bu katmanın şekil değiştirmesine harcadığından çekirdek katmanının basma gerilmesi hasar indeksi bir miktar azalmaktadır. Kayma gerilmesi hasar indeksi ise levha yüzey katman kalınlıklarının eşit olduğu durumda maksimum değerine ulaşmaktadır.

Şekil 6.24'te silindirik levhanın yüzey katmanlarındaki hasarın katman kalınlığına göre dağılımı verilmiştir. Şekil 6.25 ve Şekil 6.26'da ise sırasıyla hasarın yüzey ve çekirdek üzerindeki dağılımları görülmektedir.

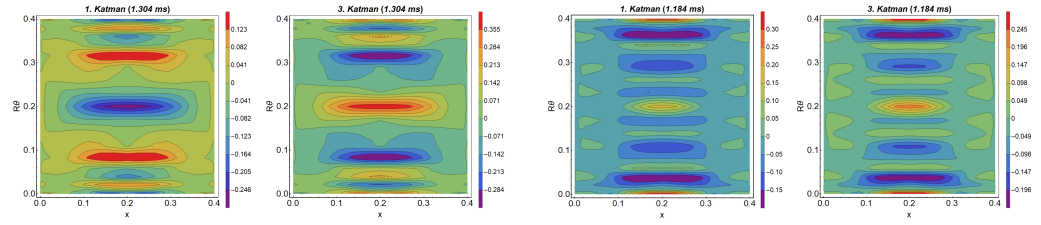


Şekil 6.24 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı



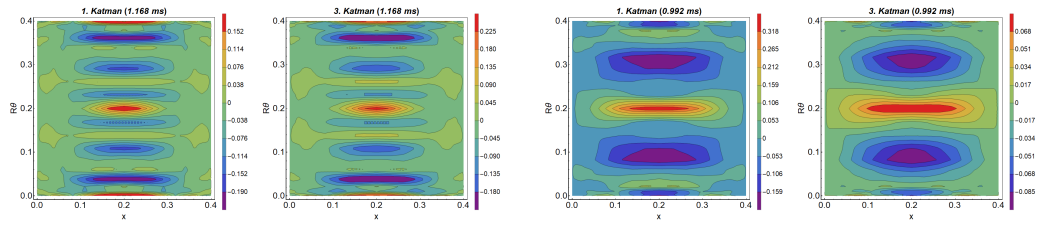
(a) $h_1 = 2$ mm

(b) $h_1 = 3$ mm



(c) $h_1 = 5$ mm

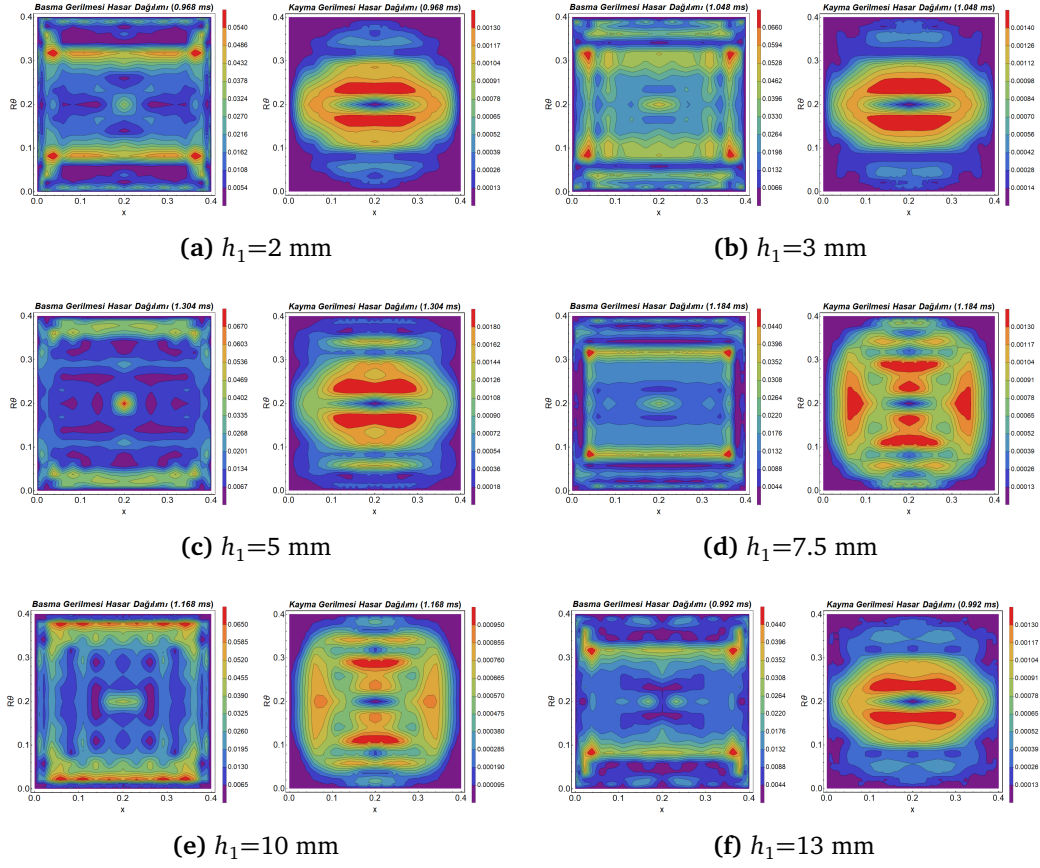
(d) $h_1 = 7.5$ mm



(e) $h_1 = 10$ mm

(f) $h_1 = 13$ mm

Şekil 6.25 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı



Şekil 6.26 Çekirdek katmanını üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı

6.2.4 Eğrilik Açısının Değişimi

Silindirik kompozit sandviç levhanın eğri kenarının yay uzunluğu sabit kalacak şekilde eğrilik açısı θ_0 parametrik olarak değiştirilerek levha yüzey katmanlarının orta nokta yer değiştirmesinin ve katmanlardaki hasarın değişimi incelenmiştir.

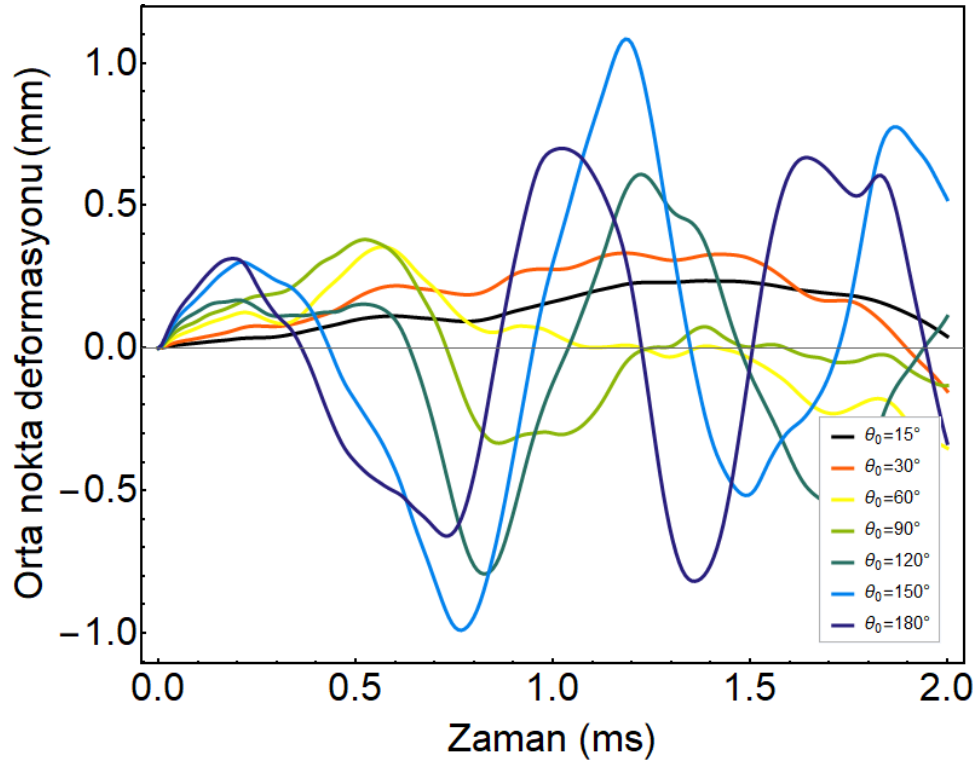
Tablo 6.13 Eğrilik açısı ve eğrilik yarıçapı

Parametre	θ_0°	R_2 (m)
1	15	1.528
2	30	0.764
3	60	0.382
4	90	0.255
5	120	0.191
6	150	0.153
7	180	0.127

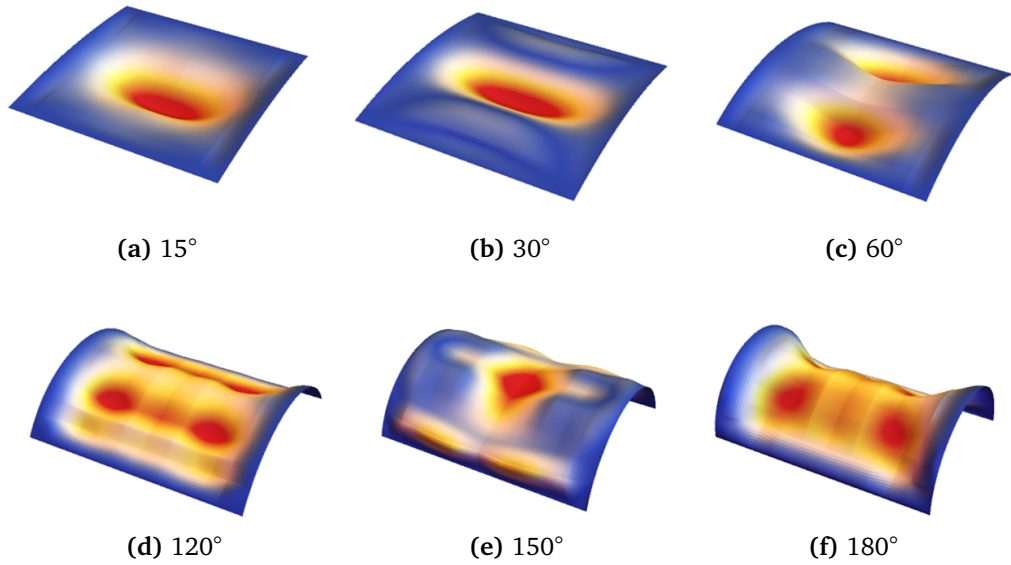
Levhanın yüzey katmanları $h_1 = h_3 = 7.5 \text{ mm}$ ve polipropilen bal peteği çekirdek katman kalınlığı $h_2 = 5 \text{ mm}$ 'dir. Eğrilik açısı θ_0 ve levha yay uzunluğu Tablo 6.11'e göre sabit kalacak şekilde eğrilik yarıçapı R_2 Tablo 6.13'te verilmiştir. Yüzey katmanları tek katmanlı kompozit lamine levhadan oluşmaktadır ve elyaf oryantasyon açıları $\beta_1 = \beta_3 = 0^\circ$ 'dir. 1 kg kütleyle sahip TNT patlayıcının levhanın ortasından 10 m uzakta patlaması sonucu oluşan basınç levhaya etki etmektedir. Analiz süresi 2 ms'dir ve 0.008 ms zaman aralıklarıyla geometrik doğrusal olmayan dinamik analiz gerçekleştirilmiştir.

Şekil 6.27'de silindirik kompozit sandviç levhanın orta noktasının zamana bağlı yer değiştirmesi verilmiştir. Taylor Plak Teorisi'ne göre erken zaman tepkisi, yani levha orta nokta deformasyonunun ilk pik yaptığı bölge incelenmektedir. Silindirik levhanın eğriliği arttıkça rijitliği de artmaktadır. Bu sebeple maksimum deformasyona daha çabuk ulaşmaktadır. Eğrilik açısının artması yapının deformasyon trendini değiştirmektedir. Yani levhanın salınımı esnasında oluşan tepe noktalarının sayısı ve konumu değişmektedir. Bu sebeple orta nokta maksimum deformasyonunun levha eğrilik açısının değişimi ile ilişkisi öngörülebilir değildir. Şekil 6.28'de silindirik levhanın deformasyona uğramış halleri verilmiştir. Eğriliğin az olduğu durumda deformasyon trendi levhanın ortasında maksimuma ulaşan bir tek tepeli forma sahip iken eğrilik arttıkça maksimum deformasyon levhanın orta noktası dışındaki bölgelerde görülebilmektedir.

Şekil 6.29'da eğrilik açısının değişimiyle levha katmanlarında oluşan maksimum hasar değerinin değişimi grafiği verilmiştir. Levhanın eğrilik açısı artarken kayma deformasyonları da arttığından sistemin rijitliği olumsuz etkilenmektedir. Bu sebeple yüzey katmanlarının Tsai-Wu hasar indeksi artmaktadır. Belli bir eğrilik açısının



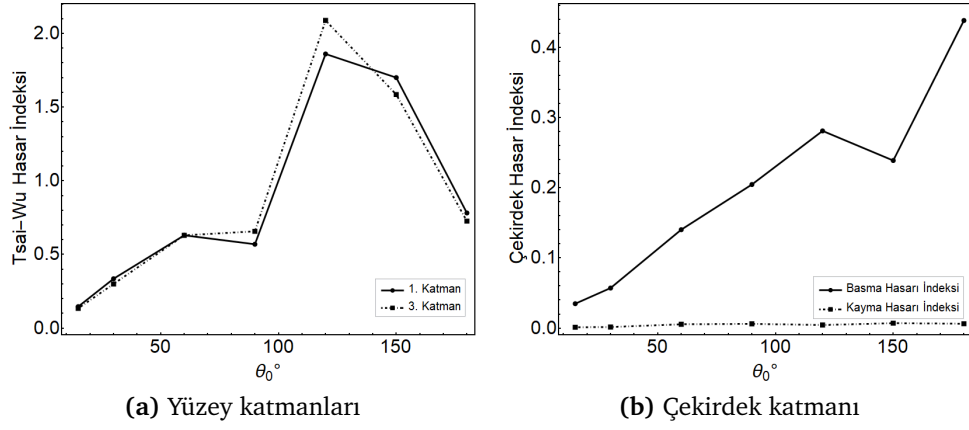
Şekil 6.27 Eğrilik açısının değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi



Şekil 6.28 Eğrilik açısının değişiminin levha deformasyonuna etkisi

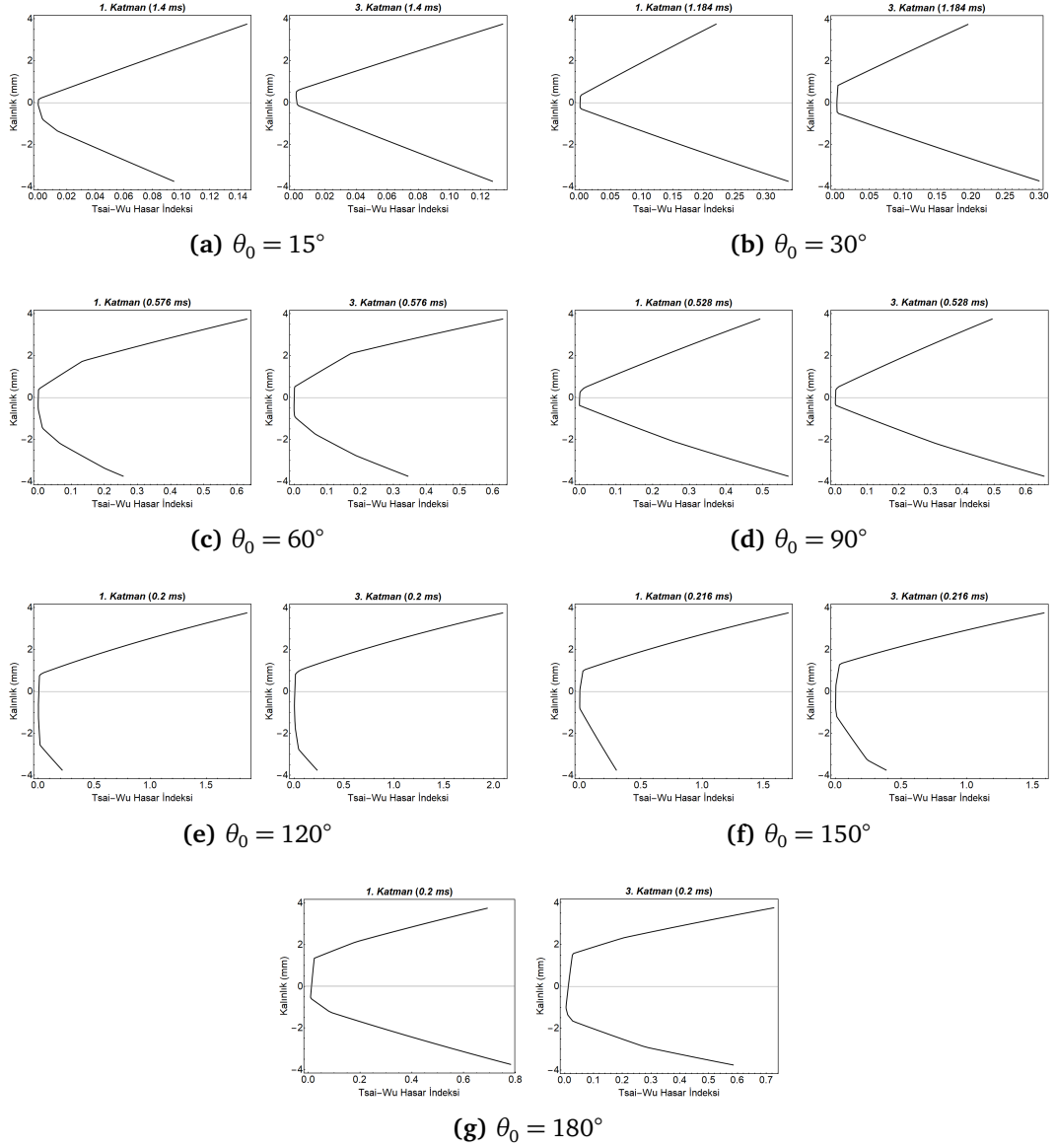
üzerine çıkıldığında ise bu sefer yüzey katmanlarının geometrik rijitliği artarak baskın hale gelmekte, böylelikle yüzey katmanlarının hasar indeksinde azalma meydana gelmektedir.

Levha eğrilik açısının artması çekirdek katmanının daha yüksek basma gerilmelerine maruz kalmasına sebep olmaktadır. Aynı zamanda levhanın eğriliği arttıkça daha fazla

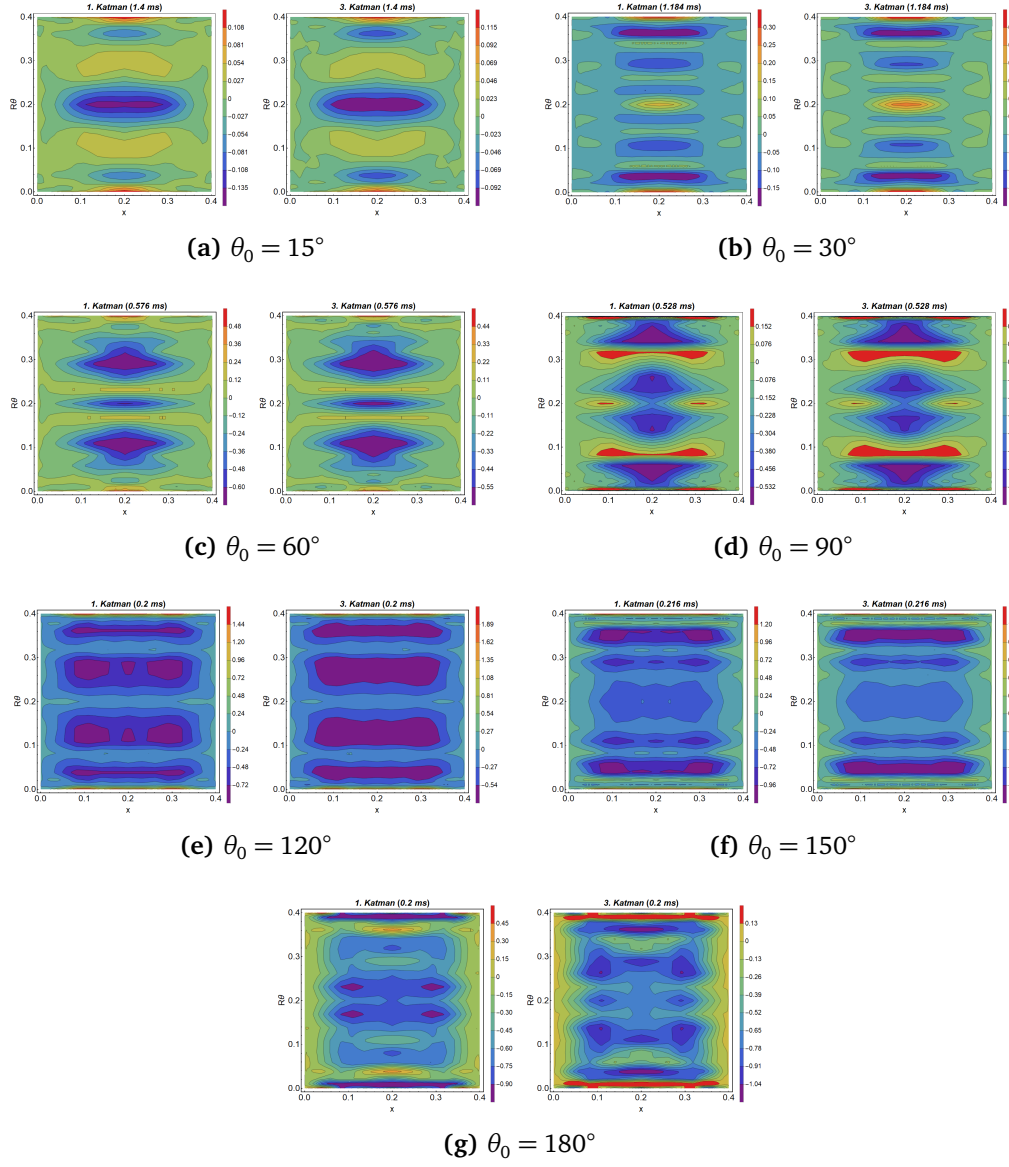


Şekil 6.29 Eğrilik açısının değişiminin katman hasarlarına etkisi

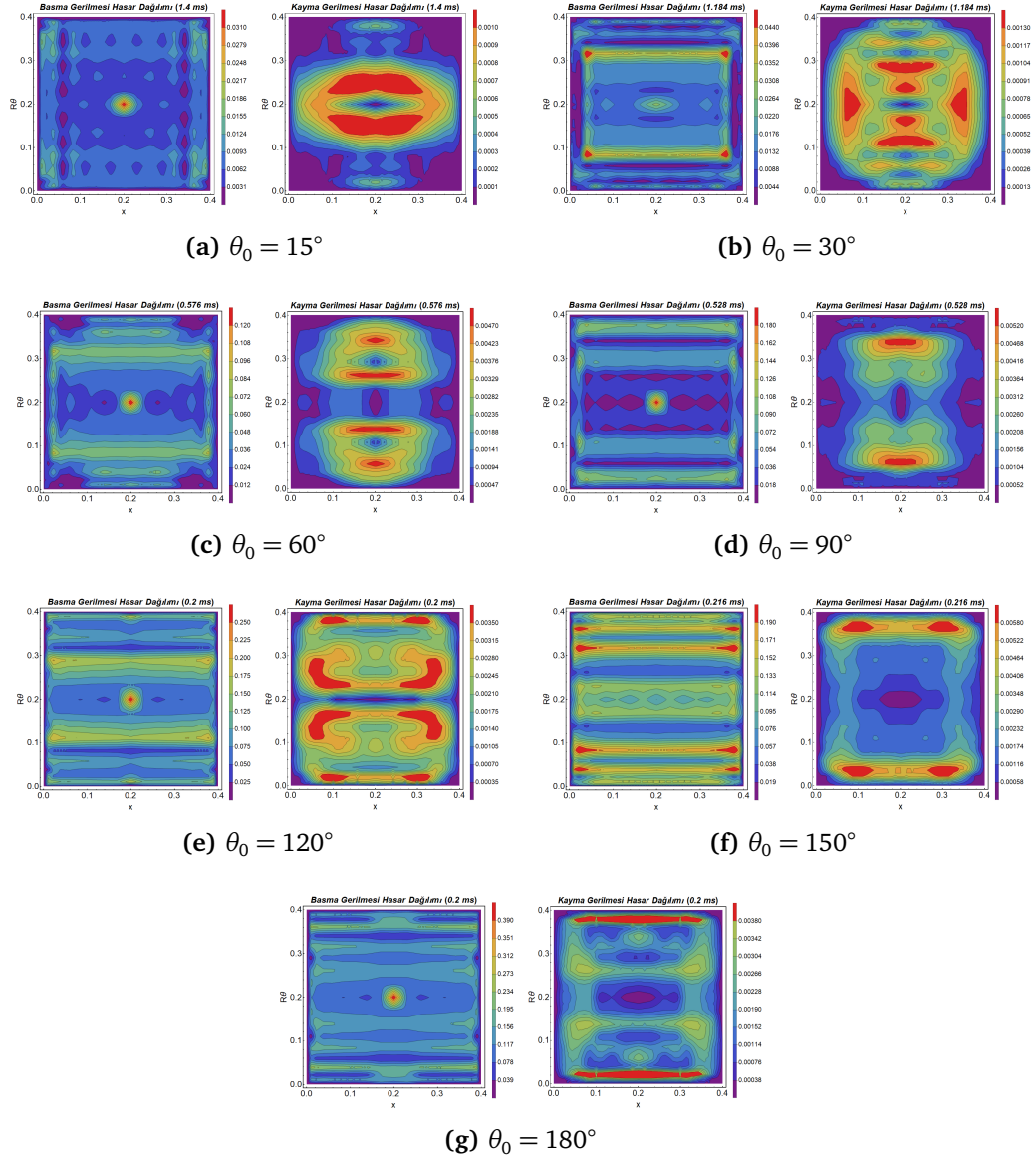
kayma deformasyonuna uğradığından kayma hasar indeksi de bir miktar artmaktadır. Yüzeylerin katman kalınlığı boyunca maksimum hasar değişimi ve yüzeyler üzerindeki hasar dağılımı sırasıyla Şekil 6.30 ve Şekil 6.31’de verilmiştir. Şekil 6.32’de ise çekirdek katmanının hasar dağılımı görülmektedir.



Şekil 6.30 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı



Şekil 6.31 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı

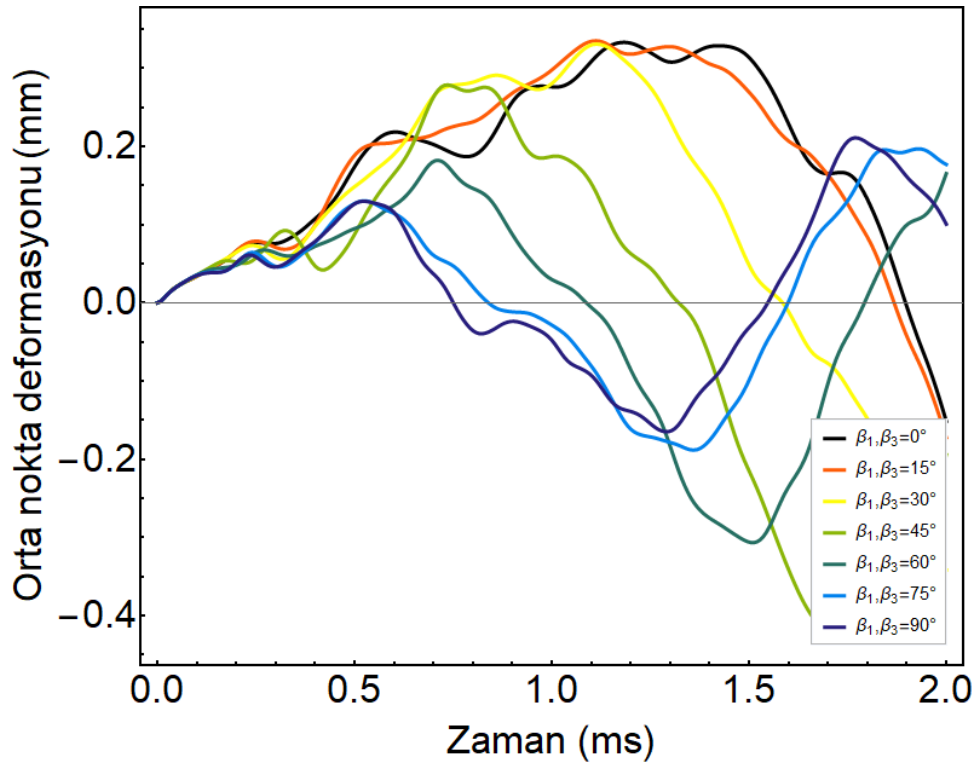


Şekil 6.32 Çekirdek katmanını üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı

6.2.5 Elyaf Oryantasyon Açısının Değişimi

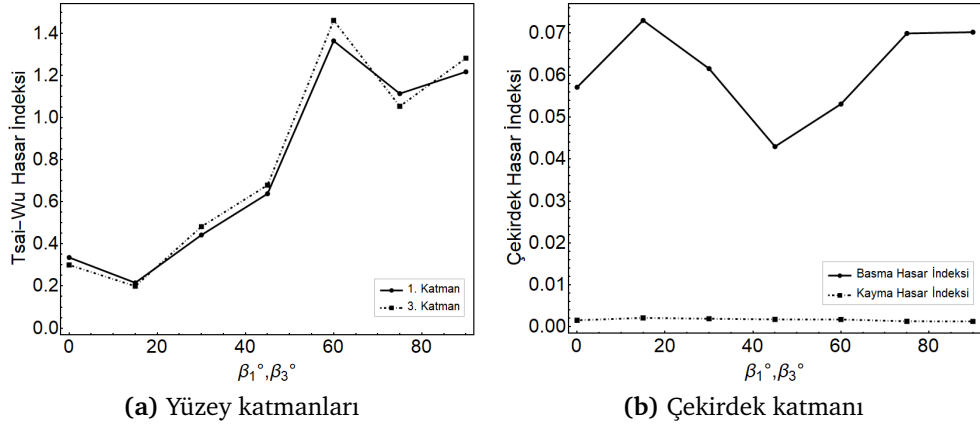
Bu bölümde silindirik kompozit sandviç levhanın yüzey katmanlarının elyaf oryantasyon açısındaki değişiminin orta nokta yer değiştirmesine ve katmanların hasar indeksine etkisi incelenmiştir.

Levhanın yüzey katmanları $h_1 = h_3 = 7.5 \text{ mm}$ ve çekirdek katmanının kalınlığı $h_2 = 5 \text{ mm}$ 'dir. Eğrilik açısı $\theta_0 = 30^\circ$ 'dir ve levha yay uzunluğu Tablo 6.11'e göre sabit kalacak şekilde eğrilik yarıçapı $R_2 = 0.764 \text{ m}$ 'dir. Yüzey katmanları tek katmanlı kompozit lamine levhadan oluşmaktadır ve elyaf oryantasyon açıları $\beta_1 = \beta_3 = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$ olacak şekilde 7 parametrede analizler gerçekleştirilmiştir. Elyaf oryantasyon açısının 0° olduğu durumda elyaf iplikleri x koordinatına paralel iken 90° durumunda ise silindirik θ koordinatına paraleldir. 1 kg kütleyle sahip TNT patlayıcının levhanın ortasından 10 m uzakta patlaması sonucu oluşan basınç levhaya etki etmektedir. Analiz süresi 2 ms'dir ve 0.008 ms zaman aralıklarıyla geometrik doğrusal olmayan dinamik analiz gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.33 Elyaf oryantasyon açısının değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi

Şekil 6.33'te silindirik kompozit sandviç levhanın orta noktasının zamana bağlı yer değiştirme grafiği verilmiştir. Elyaf oryantasyon açısının 0° 'den 90° 'ye değişmesi esnasında levhanın rijitliği arttığından maksimum deformasyonun azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda rijitliğin artışı maksimum deformasyona ulaşma zamanını da kısaltmaktadır.

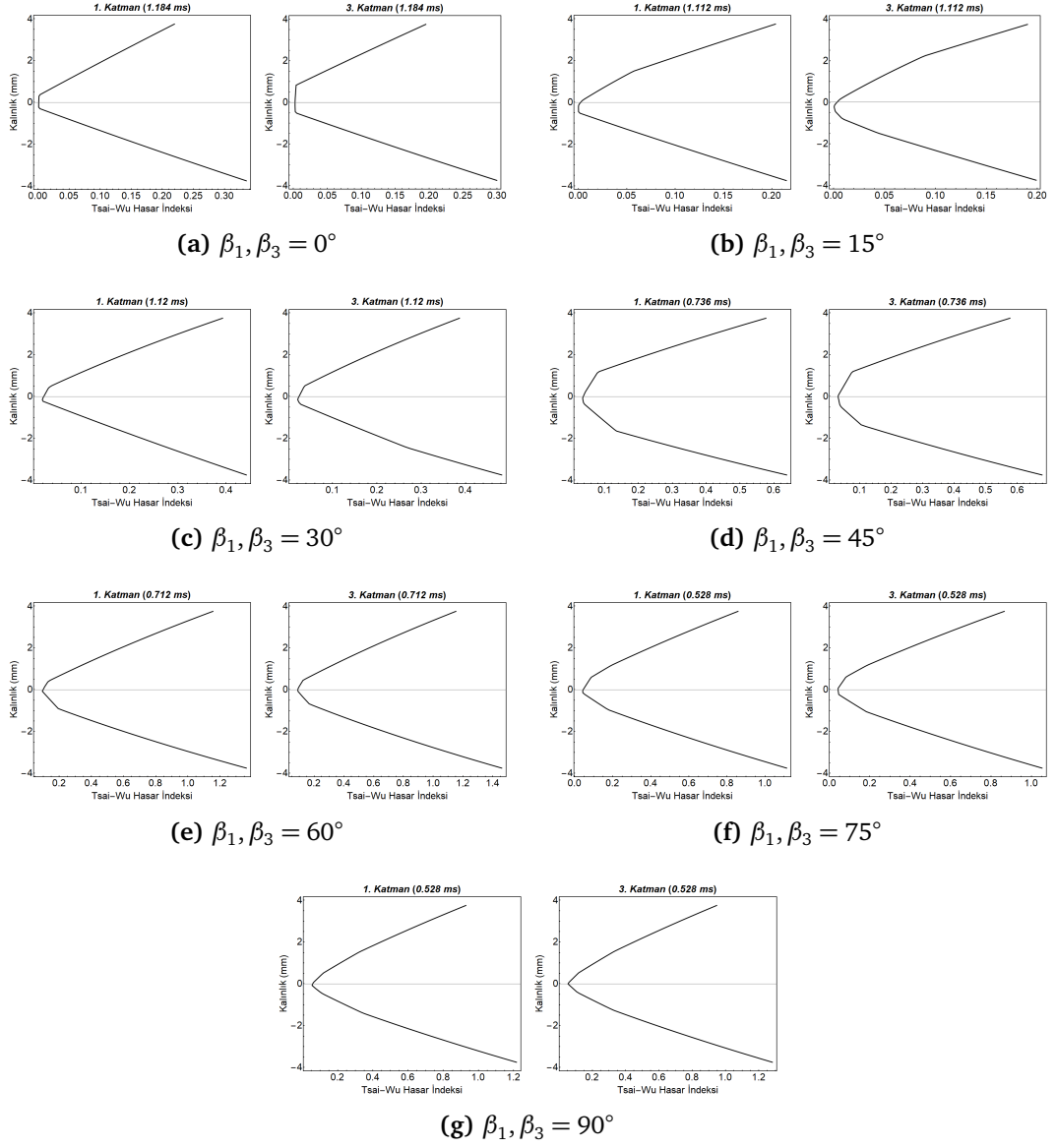


Şekil 6.34 Elyaf oryantasyon açısının değişiminin katman hasarlarına etkisi

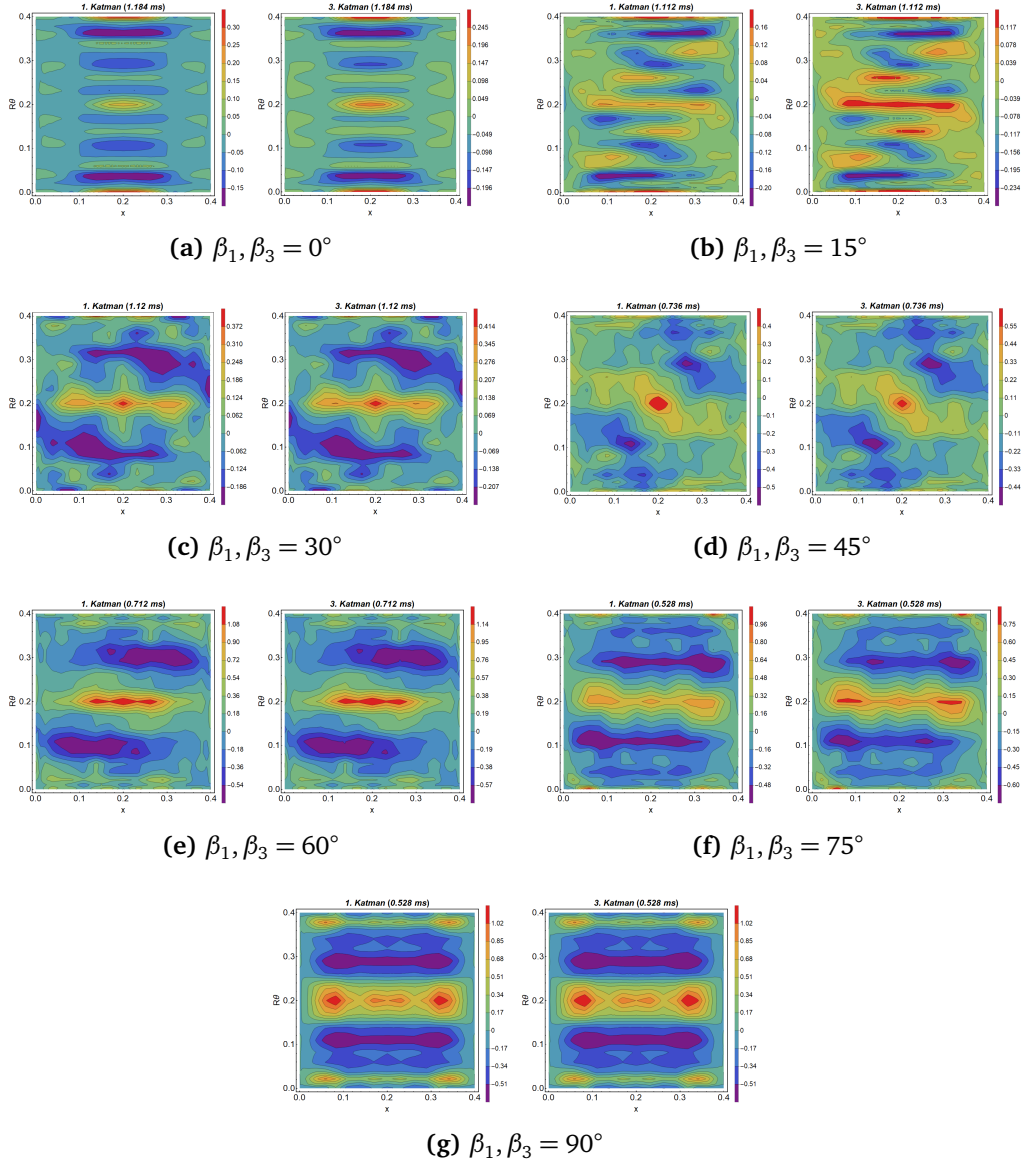
Şekil 6.34'te eğrilik açısının değişimiyle levha katmanlarında oluşan maksimum hasar değerinin değişimi grafiği verilmiştir. Elyaf oryantasyon açısı levhanın düz kenarına paralel olan 0° durumundan levhanın silindirik kenarına paralel 90° durumuna doğru değişirken yüzey katmanlarının rijitliği artmaktadır. Ancak levhanın yüzey katmanlarının rijitliği artmasına rağmen kayma deformasyonlarının artması, ayrıca levha üzerinde simetrinin bozulması Tsai-Wu hasar indeksinde artışa sebep olmaktadır. Elyaf oryantasyon açısının 60° olduğu durumda maksimum hasar görülürken 90° 'ye bakıldığında rijitliğin baskınlığının artması ve levhanın elyaf yöneliminde simetri yakalanmasından ötürü hasarın azaldığı görülmektedir.

Elyaf oryantasyon açısı arttıkça sistemin simetrikliği bozulduğundan çekirdek katmanı üzerinde düzensiz basma ve kayma gerilmeleri meydana gelmektedir. Genel olarak kayma gerilmesi sistemin simetrik olduğu 0° ve 90° durumunda daha düşük iken simetrinin bozulduğu bölgede bir miktar artış görülmektedir. Basma gerilmesi hasarında ise genel olarak hasarın miktarında daha düzensiz bir değişim görülmektedir.

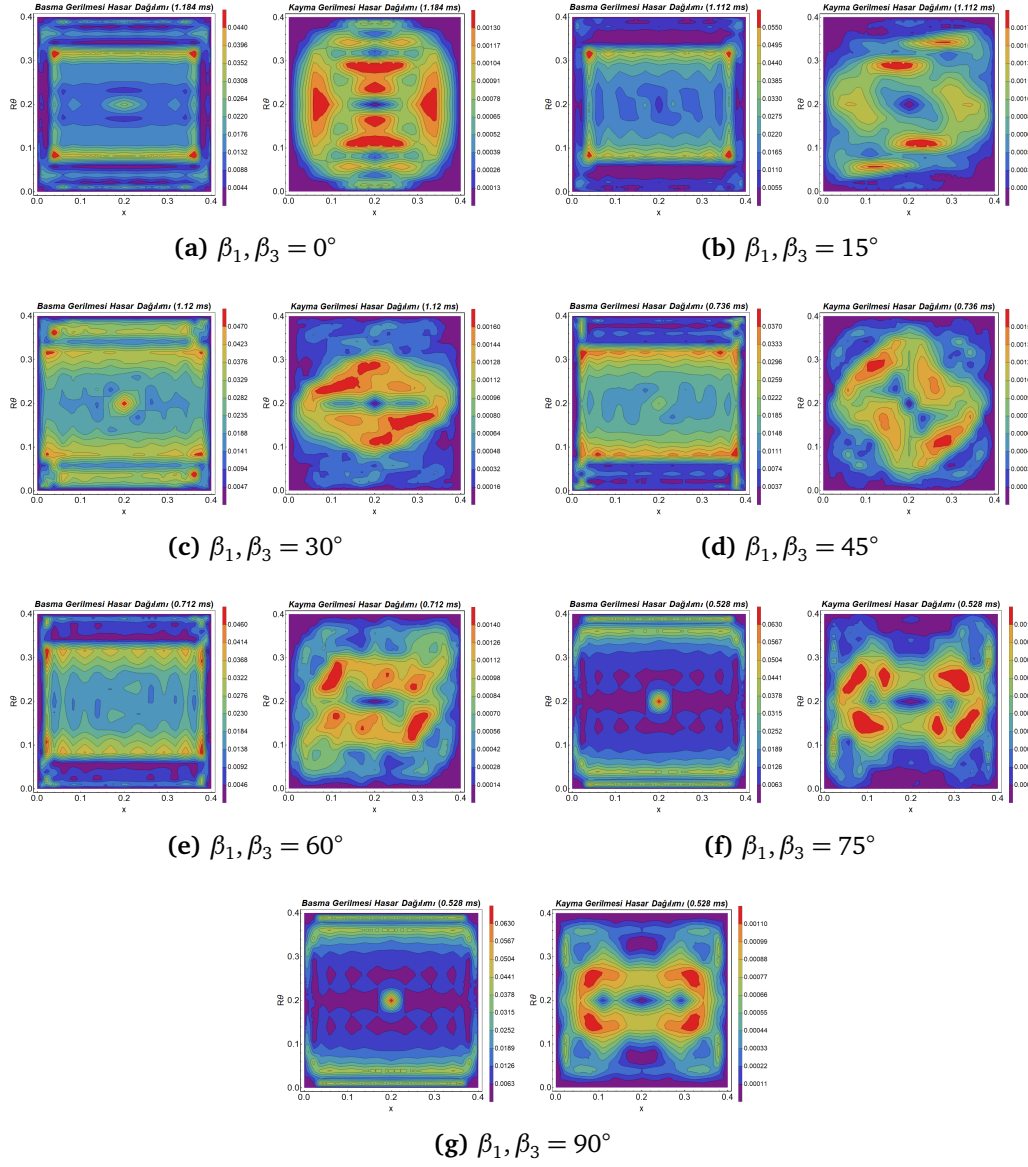
Yüzeylerin katman kalınlığı boyunca maksimum hasar değişimi ve yüzeyler üzerindeki hasar dağılımı sırasıyla Şekil 6.35 ve Şekil 6.36'da verilmiştir. Çekirdek katmanı üzerindeki basma ve kayma gerilmesi hasar dağılımı Şekil 6.37'de görülmektedir.



Şekil 6.35 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı



Şekil 6.36 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı



Şekil 6.37 Çekirdek katmanını üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı

6.2.6 Patlayıcı Kütlesi ve Mesafesinin Değişimi

Bu bölümde patlama şok faktörü $SF = 0.1$ olacak şekilde TNT patlayıcının kütlesi ve levha orta noktasına olan mesafesinin silindirik kompozit sandviç levhanın yerdeğiştirme ve hasarına etkisi parametrik olarak incelenmiştir.

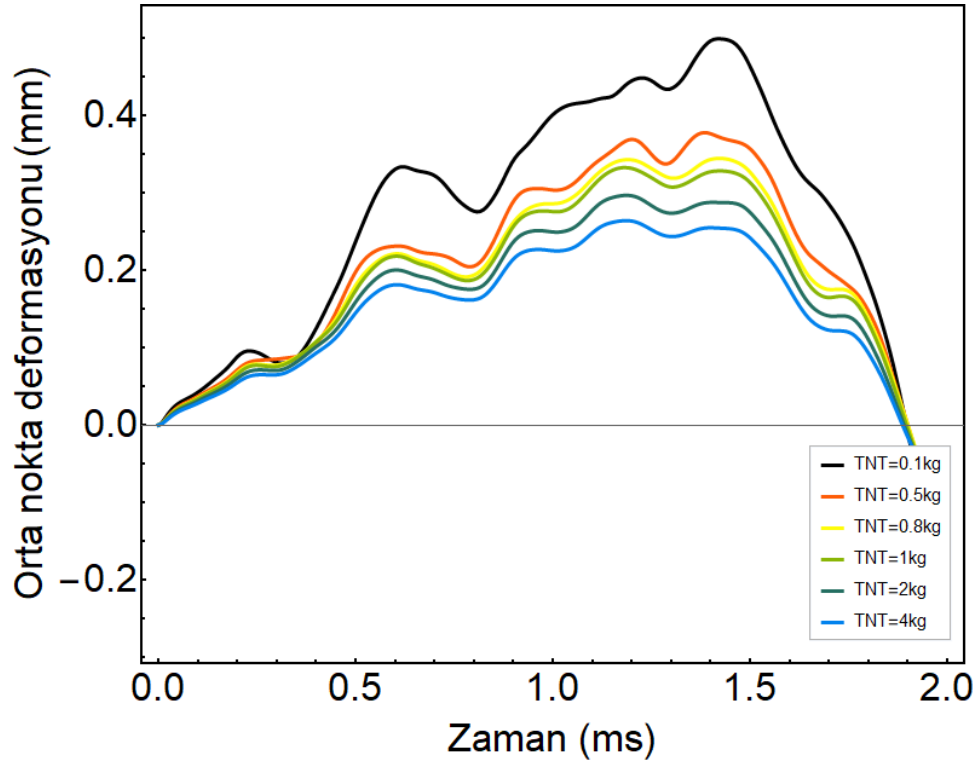
Tablo 6.14 TNT patlayıcının kütlesi, mesafesi ve levhanın orta noktasındaki maksimum basıncı

TNT kütlesi (kg)	Patlama uzaklığı (m)	P_{Max} (MPa)
0.1	3.162	5.966
0.5	7.071	4.406
0.8	8.944	4.033
1	10	3.867
2	14.142	3.393
4	20	2.978

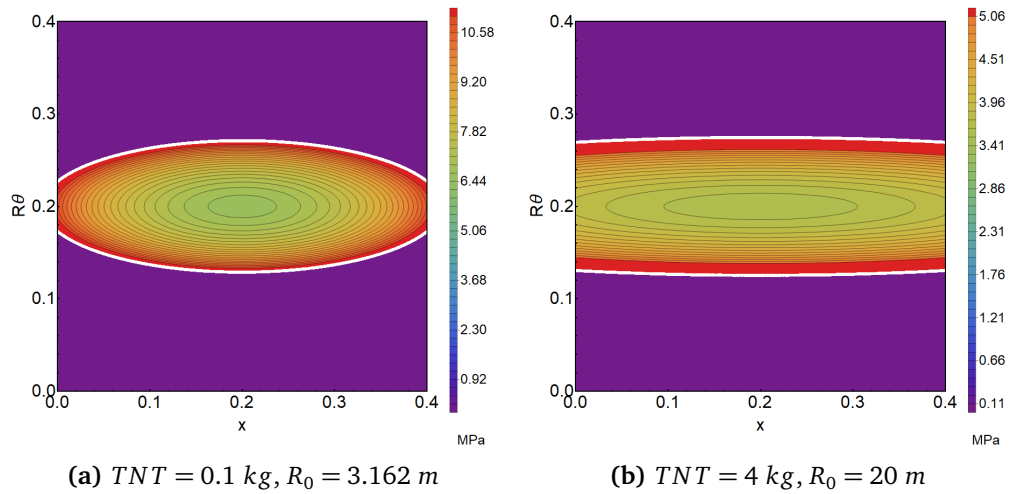
Levhanın yüzey katmanları $h_1 = h_3 = 7.5 \text{ mm}$ ve çekirdek katman kalınlığı $h_2 = 5 \text{ mm}$ 'dir. Eğrilik açısı $\theta_0 = 30^\circ$ 'dir ve levha yay uzunluğu Tablo 6.11'e göre sabit kalacak şekilde eğrilik yarıçapı $R_2 = 0.764 \text{ m}$ 'dir. Yüzey katmanları tek katmanlı kompozit lamine levhadan oluşmaktadır ve elyaf oryantasyon açıları $\beta_1 = \beta_3 = 0^\circ$ 'dir. TNT patlayıcının kütlesi ve levhanın ortasından uzaklığı Denklem 2.6'da verilen şok faktörü $SF = 0.1$ değeri sabit kalacak şekilde Tablo 6.14'te verilmiştir. Analiz süresi 2 ms 'dir ve 0.008 ms zaman aralıklarıyla geometrik doğrusal olmayan dinamik analiz gerçekleştirilmiştir.

Silindirik kompozit sandviç levhanın orta nokta yer değiştirme grafiği Şekil 6.38'de verilmiştir.

Tablo 6.14 incelendiğinde TNT patlayıcının kütlesin artarken levhaya olan mesafesi de arttığından levhanın orta noktasına ulaşan basıncın maksimum değeri azalmaktadır. Bununla beraber patlayıcı kütlesinin artımıyla levhanın yüzey katmanlarının orta nokta yerdeğiştirmesinin maksimum değeri de azalmaktadır. Şekil 6.39'da verilen 0.1 kg ve 4 kg patlayıcının 0.05 ms 'de levha üzerindeki basınç dağılımı incelendiğinde, daha uzakta patlatılmış patlayıcının oluşturduğu basınç dalgasının daha büyük bir yüzey alanına etkidiği görülmektedir. Şekil 6.40'da silindirik levhanın üzerindeki çeşitli noktalara uygulanan basıncın değişimi verilmiştir. 4 kg patlayıcının maksimum basınç değeri 0.1 kg 'a göre daha azdır ve levha yüzeyine daha üniform dağılmaktadır. Şekil 6.41'de TNT patlayıcının kütlesi ve mesafesinin değişimiyle levha katmanlarında oluşan maksimum hasar değerinin değişimi grafiği verilmiştir. Patlayıcı kütlesi artmasına rağmen levha üzerindeki maksimum basınç azaldığından ve levha yüzeyine daha üniform dağıldığından yüzey katmanlarındaki maksimum Tsai-Wu hasar indeksi azalmaktadır.



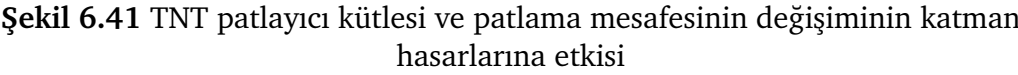
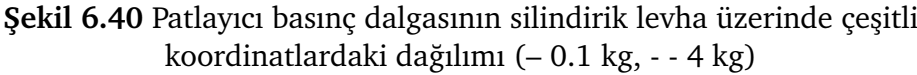
Şekil 6.38 Patlayıcı parametrelerinin değişiminin orta nokta deformasyonuna etkisi



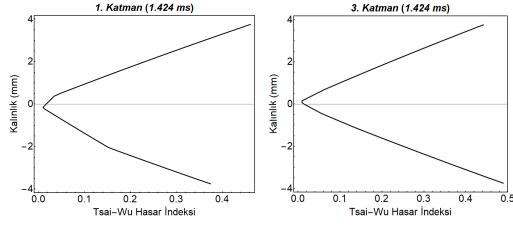
Şekil 6.39 Farklı parametredeki patlayıcıların silindirik levha üzerindeki basınç dağılımı

Patlayıcı kütlesi ve mesafesi artarken basıncın maksimum değerinin azalması ve patlayıcının mesafesinin artmasından dolayı basıncın levhaya daha üniform dağılması gerilmelerin lokal bir bölgede yoğunlaşmasını önleyip yüzeyin tamamına yayılmasını sağlamaktadır. Bu sebeple çekirdek katmanının basma ve kayma gerilmelerine bağlı hasar indekslerinde de azalma meydana gelmektedir.

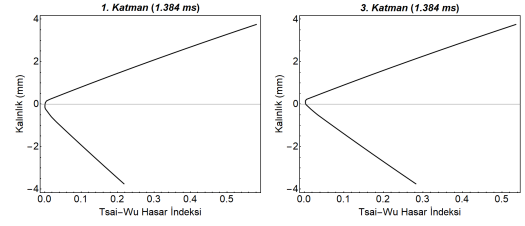
Yüzeylerin katman kalınlığı boyunca maksimum hasar değişimi ve yüzeyler üzerindeki



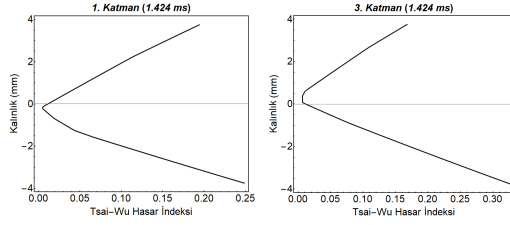
92



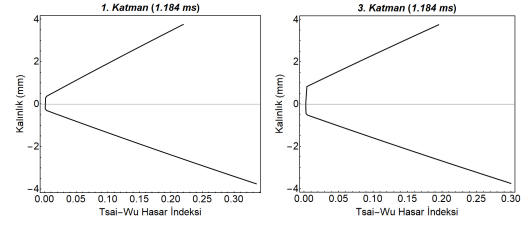
(a) $TNT = 0.1 \text{ kg}$, $R_0 = 3.162 \text{ m}$



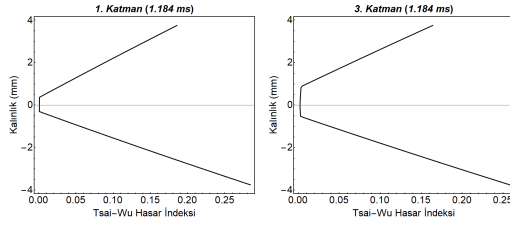
(b) $TNT = 0.5 \text{ kg}$, $R_0 = 7.071 \text{ m}$



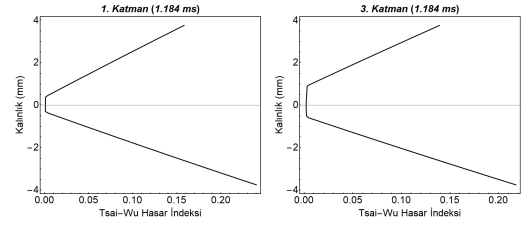
(c) $TNT = 0.8 \text{ kg}$, $R_0 = 8.944 \text{ m}$



(d) $TNT = 1 \text{ kg}$, $R_0 = 10 \text{ m}$

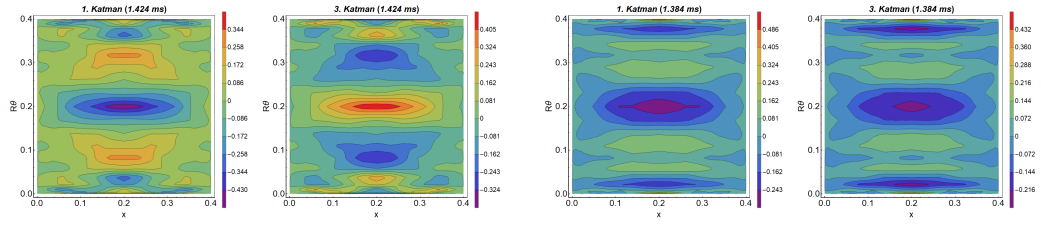


(e) $TNT = 2 \text{ kg}$, $R_0 = 14.142 \text{ m}$



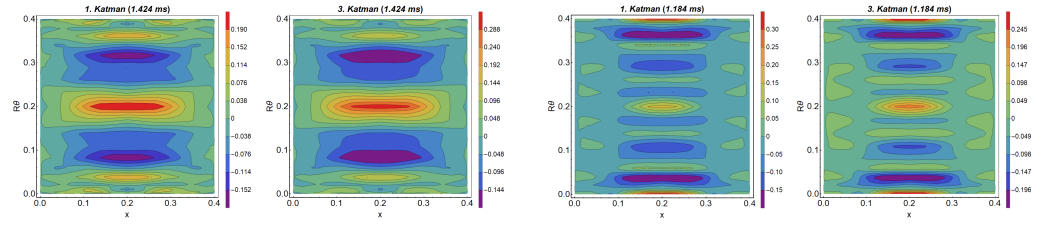
(f) $TNT = 4 \text{ kg}$, $R_0 = 20 \text{ m}$

Şekil 6.42 Katman kalınlığı boyunca Tsai-Wu hasar değeri dağılımı



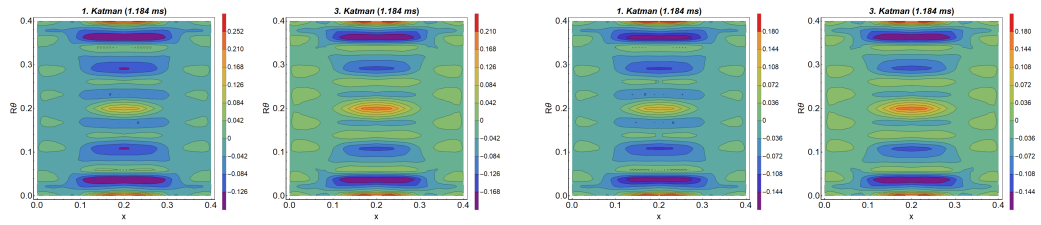
(a) $TNT = 0.1 \text{ kg}$, $R_0 = 3.162 \text{ m}$

(b) $TNT = 0.5 \text{ kg}$, $R_0 = 7.071 \text{ m}$



(c) $TNT = 0.8 \text{ kg}$, $R_0 = 8.944 \text{ m}$

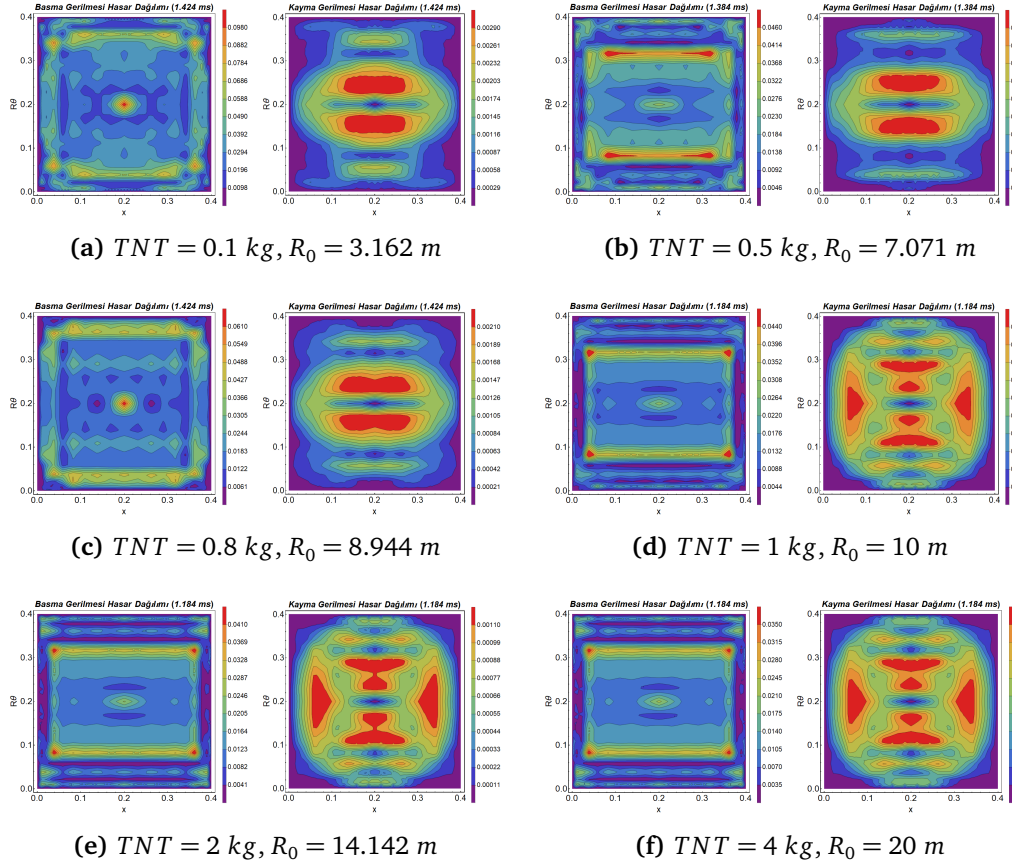
(d) $TNT = 1 \text{ kg}$, $R_0 = 10 \text{ m}$



(e) $TNT = 2 \text{ kg}$, $R_0 = 14.142 \text{ m}$

(f) $TNT = 4 \text{ kg}$, $R_0 = 20 \text{ m}$

Şekil 6.43 Katman yüzeyleri üzerinde Tsai-Wu hasar değeri dağılımı



Şekil 6.44 Çekirdek katmanı üzerinde basma ve kayma gerilmesi hasar değeri dağılımı

7 SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, su altı patlaması yüküne maruz silindirik kompozit sandviç levhaların geometrik doğrusal olmayan dinamik tepkileri parametrik olarak incelenmiştir. Levha üç katmanlı olarak modellenmiştir. Alt ve üst yüzeyleri ortotropik malzeme özelliğine sahip tek katmanlı kompozit lamine katmandan, orta katmanı ise izotropik malzeme özelliğine sahip yumuşak çekirdekten oluşmaktadır. Levhanın kinematik bağıntıları silindirik koordinat sistemine göre oluşturulmuştur. Levhanın orta katmanı kendi içinde kalınlık yönünde çökmeye maruz kalacak şekilde düzenlenmiştir. Geometrik doğrusal olmayan gerinim-şekil değiştirme bağıntıları von Kàrmàn denklemleri ile elde edilmiştir. Silindirik koordinat dönüşümü $y = R \times \theta$ denklemi ile gerçekleştirilmiştir. Bünye ve sınır şartı denklemleri dinamik sistemlerin çözümünde kullanılan Hamilton prensibi yardımıyla elde edilmiştir. Bünye denklemleri genelleştirilmiş diferansiyel kareleme metodu (GDKM) ile çözülmüştür. Su altı patlaması kaynaklı küresel basınç yükünün zamana bağlı ifadesinde Friedlander basınç fonksiyonu kullanılmıştır. TNT patlayıcı parametreleri kullanılarak basıncın maksimum değeri elde edilmiştir. Levha ile su arasındaki katı-sıvı etkileşimi Taylor Plak Teorisi yardımıyla modellenmiş ve levha etrafındaki suyun sönüm etkisi toplam basıncı azaltıcı bir etki olarak dikkate alınmıştır. Levha etrafında kavitasyon oluşmadığı kabulü ile levha üzerindeki toplam basıncın negatife döndüğü bölge hesaba katılmamıştır. Geometrik doğrusal olmayan diferansiyel denklem sisteminin lineerleştirilmesi Newton Raphson metodu ile gerçekleştirilmiş ve zamana bağlı ifadeler Newmark-Beta metodu ile iteratif olarak hesaplanmıştır. Analizlerin sonucunda zamana bağlı yer değiştirme ve gerilme bileşenleri elde edilmiştir. Tsai-Wu hasar kriterine göre levhanın kompozit lamine yüzey katmanlarında hasar kontrolü yapılmıştır. Ortotropik malzeme özelliklerine sahip sıkıştırılabilir çekirdek katmanında basma gerilmesi ve kayma gerilmesine bağlı hasar kontrolü gerçekleştirilmiştir. Geometrik doğrusal olmayan dinamik analizlerin GDKM ile çözümünde Mathematica paket programıyla yazılmış bir kod kullanılmıştır.

Tez kapsamında oluşturulan, silindirik kompozit sandviç bir levhanın su altı

patlama yükü altındaki geometrik doğrusal olmayan dinamik tepkisinin GDKM ile çözüldüğü kodun doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. Sonrasında silindirik kompozit sandviç levhanın geometrik özellikleri ve TNT patlayıcının kütle ve mesafesi parametrik olarak değiştirilerek yapının dinamik tepkisi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Parametrik çalışmalar sonucunda geometrik özellikler ve patlayıcının özelliklerinin etkisi açıklanmıştır.

Genelleştirilmiş diferansiyel kareleme metodu ile gerçekleştirilen geometrik doğrusal olmayan dinamik analizler, bu metodun su altı patlamasına maruz silindirik kompozit sandviç levhaların çözümünde kullanıma uygun bir çözüm yöntemi olduğunu göstermiştir. Sonlu elemanlar analizine kıyasla çok daha az nokta dağılımıyla hızlı ve doğru sonuçlar elde edilebilmektedir. Ortotropik malzeme özelliğine sahip tek yönlü elyaf yönelimli kompozit lamine katmanların elyaf oryantasyon açılarının değişmesi sırasında yer değiştirme sonuçları doğru bir şekilde elde edilmekte iken gerilme dağılımlarının daha detaylı olarak incelenmesi önerilmektedir. GDKM geometrik doğrusal olmayan dinamik analizlerde kullanılabilecek güçlü bir çözüm metodudur.

Katı-sıvı etkileşiminin modellenmesinde Taylor Plak Teorisi'nin kullanılması yalnızca belirli koşullar için uygundur. Uzak mesafe patlamalarında kaviteasyon etkisinin hesaba katılmadığı, deniz dibi ve yüzeyinden basınç dalgalarının yansımadağı ve su altı patlaması sonucu oluşan gaz kabarcığının salınımı ile oluşan ikincil şok dalgalarının ilk şok dalgasına nazaran hesaba katılmayacak kadar düşük olduğu durumlarda ilk şok dalgasının etkisiyle yapıda oluşan erken zaman tepkisine bağlı hasar analizlerinde kullanımının uygun olduğu görülmüştür. Su modelinin yürütücü denklemlerinin katı yapının hareket denklemleriyle etkileşimli olarak çözülmesi, suyun sönüm etkisinin dikkate alındığı ve yapının sönümlü ortamda yaptığı titreşim hareketinin doğru biçimde hesaplanabildiğı bir yöntem olmaktadır. Ancak Taylor Plak Teorisi suyun sönüm etkisini levha üzerindeki toplam basıncı azaltıcı bir etki olarak modellediğinden, yalnızca şok dalgasının etkisiyle levhada oluşacak ilk deformasyon pik bölgesini yakalayabilmekte, sonrasındaki salınım hareketi sönümsüz ortamda gerçekleştiğinden su altında salınım yapan bir levhanın hareketini doğru biçimde hesaplayamamaktadır. Yakın mesafe patlamalarının ve levhanın sönümlü serbest titreşiminin önem arz ettiği problemlerin çözümünde SEY-ALE metodunun kullanılması önerilmektedir.

Gelecek Çalışmalar

Su altı patlamasının yapılar üzerindeki dinamik etkisi özellikle askeri amaçlarla kullanılan deniz yapılarının tasarımında mutlaka göz önünde bulundurulması

gereken bir husustur. Bu sebeple patlamanın ve yapının içerisinde bulunduğu su ortamıyla etkileşiminin doğru bir şekilde modellenebilmesi büyük önem arz etmektedir. Tez kapsamında oluşturulan matematiksel model ile silindirik kompozit sandviç bir levhanın uzak mesafe su altı patlaması esnasındaki dinamik tepkisi hesaplanabilmektedir. Çözüm kabiliyetinin genişletilmesi amacıyla gelecekte yapılması planlanan çalışmalar aşağıda listelenmiştir.

- Katı-sıvı etkileşim modelinin yakın mesafe patlamalarında görülen kavitasyon etkilerini de kapsayacak şekilde genişletilmesi amacıyla levha etrafındaki su ortamının sınır eleman metodu ile modellenmesi planlanmaktadır.
- Gemilerin inşasında posta, tülani gibi destek elemanları kullanılmaktadır. Levha üzerine destek kirişlerinin de eklenmesi ile gemi yapısına daha benzer bir model hazırlanması planlanmaktadır.

- [1] R. H. Cole, *Underwater explosions*. Dover Publications, 1965.
- [2] M. M. Swisdak Jr, "Explosion effects and properties. part ii. explosion effects in water," Naval Surface Weapons Center White Oak Lab Silver Spring MD, Tech. Rep., 1978.
- [3] Z. Kazancı, "A review on the response of blast loaded laminated composite plates," *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 81, pp. 49–59, 2016.
- [4] Z. Zong, Y. Zhao, H. Li, "A numerical study of whole ship structural damage resulting from close-in underwater explosion shock," *Marine Structures*, vol. 31, pp. 24–43, 2013.
- [5] M. Savcı, *Gemilerin boyuna mukavemeti*. İ T Ü Gemi İnş. ve Deniz Bil. Fak., 1988.
- [6] M. Savcı, *Gemi kirişleri mukavemeti*. İ T Ü Gemi İnş. ve Deniz Bil. Fak., 1988.
- [7] S. Halperson, *Beam appendage subjected to undex loading*, 1975.
- [8] Z. Zong, "Dynamic plastic response of a submerged free-free beam to an underwater gas bubble," *Acta mechanica*, vol. 161, no. 3-4, pp. 179–194, 2003.
- [9] Z. Zong, "A hydroplastic analysis of a free-free beam floating on water subjected to an underwater bubble," *Journal of fluids and structures*, vol. 20, no. 3, pp. 359–372, 2005.
- [10] L. H. Z. X. b Lou, J. Z. Zhenhaia, "Effects of parameters on plastic deformation of hull girder subjected to underwater explosion shock wave," *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, no. 10, p. 30, 2010.
- [11] R. Panciroli, S. Abrate, "Dynamic response of sandwich shells to underwater blasts," *Central European Journal of Engineering*, vol. 2, no. 4, pp. 509–522, 2012.
- [12] S.-i. Seo, M. Sagong, S.-w. Son, "Global response of submerged floating tunnel against underwater explosion," *KSCE Journal of Civil Engineering*, vol. 19, no. 7, pp. 2029–2034, 2015.
- [13] P. Wang, Z. Zhang, Q. Yan, C. Zhang, "A substructure method for the transient response of vertical cylinders subjected to shock wave of underwater explosion," *Ocean Engineering*, vol. 218, p. 108 128, 2020.
- [14] C. Dyka, R. Badaliane, "Damage in marine composites caused by shock loading," *Composites science and technology*, vol. 58, no. 9, pp. 1433–1442, 1998.

- [15] M. Stoffel, R. Schmidt, D. Weichert, "Shock wave-loaded plates," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 38, no. 42-43, pp. 7659–7680, 2001.
- [16] R. Rajendran, K. Narasimhan, "Damage prediction of clamped circular plates subjected to contact underwater explosion," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 25, no. 4, pp. 373–386, 2001.
- [17] R. Rajendran, K. Narasimhan, "Deformation and fracture behaviour of plate specimens subjected to underwater explosion—a review," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 32, no. 12, pp. 1945–1963, 2006.
- [18] R. Rajendran, J. Lee, "Blast loaded plates," *Marine Structures*, vol. 22, no. 2, pp. 99–127, 2009.
- [19] J. L. O'Daniel, T. Krauthammer, K. L. Koudela, L. H. Strait, "An undex response validation methodology," *International journal of impact engineering*, vol. 27, no. 9, pp. 919–937, 2002.
- [20] N. M. Hassan, R. Batra, "Modeling damage in polymeric composites," *Composites Part B: Engineering*, vol. 39, no. 1, pp. 66–82, 2008.
- [21] R. Batra, N. Hassan, "Blast resistance of unidirectional fiber reinforced composites," *Composites Part B: Engineering*, vol. 39, no. 3, pp. 513–536, 2008.
- [22] E. Wang, A. Shukla, "Analytical and experimental evaluation of energies during shock wave loading," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 37, no. 12, pp. 1188–1196, 2010.
- [23] J. LeBlanc, A. Shukla, "Dynamic response and damage evolution in composite materials subjected to underwater explosive loading: An experimental and computational study," *Composite Structures*, vol. 92, no. 10, pp. 2421–2430, 2010.
- [24] J. LeBlanc, N. Gardner, A. Shukla, "Effect of polyurea coatings on the response of curved e-glass/vinyl ester composite panels to underwater explosive loading," *Composites Part B: Engineering*, vol. 44, no. 1, pp. 565–574, 2013.
- [25] J. LeBlanc, C. Shillings, E. Gauch, F. Livolsi, A. Shukla, "Near field underwater explosion response of polyurea coated composite plates," *Experimental Mechanics*, vol. 56, no. 4, pp. 569–581, 2016.
- [26] X. Wei, A. De Vaucorbeil, P. Tran, H. D. Espinosa, "A new rate-dependent unidirectional composite model—application to panels subjected to underwater blast," *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 61, no. 6, pp. 1305–1318, 2013.
- [27] Z. Wang, X. Liang, A. Fallah, G. Liu, L. Louca, L. Wang, "A novel efficient method to evaluate the dynamic response of laminated plates subjected to underwater shock," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 332, no. 21, pp. 5618–5634, 2013.
- [28] S. Avachat, M. Zhou, "High-speed digital imaging and computational modeling of dynamic failure in composite structures subjected to underwater impulsive loads," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 77, pp. 147–165, 2015.

- [29] S. Avachat, M. Zhou, "Compressive response of sandwich plates to water-based impulsive loading," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 93, pp. 196–210, 2016.
- [30] X. Liang, Z. Wang, L. Wang, B. A. Izzuddin, G. Liu, "A semi-analytical method to evaluate the dynamic response of functionally graded plates subjected to underwater shock," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 336, pp. 257–274, 2015.
- [31] A. Schiffer, V. Tagarielli, "The dynamic response of composite plates to underwater blast: Theoretical and numerical modelling," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 70, pp. 1–13, 2014.
- [32] A. Schiffer, V. L. Tagarielli, "The response of circular composite plates to underwater blast: Experiments and modelling," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 52, pp. 130–144, 2015.
- [33] G. Imbalzano, P. Tran, T. D. Ngo, P. V. Lee, "A numerical study of auxetic composite panels under blast loadings," *Composite Structures*, vol. 135, pp. 339–352, 2016.
- [34] Y.-y. Chen, X.-l. Yao, W. Xiao, "An analytical solution for dynamic response of the plate with different impedances subjected to underwater explosion," *China Ocean Engineering*, vol. 30, no. 3, pp. 329–342, 2016.
- [35] Z. Jin, C. Yin, Y. Chen, H. Hua, "Numerical study on the interaction between underwater explosion bubble and a moveable plate with basic characteristics of a sandwich structure," *Ocean Engineering*, vol. 164, pp. 508–520, 2018.
- [36] L. Ren, H. Ma, Z. Shen, Y. Wang, "Blast response of water-backed metallic sandwich panels subject to underwater explosion—experimental and numerical investigations," *Composite Structures*, vol. 209, pp. 79–92, 2019.
- [37] G. Chen, Y. Cheng, P. Zhang, J. Liu, C. Chen, Y. Zhao, H. Wang, "Contact underwater explosion response of metallic sandwich panels with different face-sheet configurations and core materials," *Thin-Walled Structures*, vol. 157, p. 107 126, 2020.
- [38] T. Zhou, Y. Cheng, Y. Zhao, L. Zhang, H. Wang, G. Chen, J. Liu, P. Zhang, "Experimental investigation on the performance of pvc foam core sandwich panels subjected to contact underwater explosion," *Composite Structures*, vol. 235, p. 111 796, 2020.
- [39] Y. S. Oo, H. Le Sourne, O. Dorival, "On the applicability of taylor's theory to the underwater blast response of composite plates," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 145, p. 103 677, 2020.
- [40] T. Wierzbicki, M. S. H. Fatt, "Damage assessment of cylinders due to impact and explosive loading," *International journal of impact engineering*, vol. 13, no. 2, pp. 215–241, 1993.
- [41] R. McCoy, C. Sun, "Fluid-structure interaction analysis of a thick-section composite cylinder subjected to underwater blast loading," *Composite Structures*, vol. 37, no. 1, pp. 45–55, 1997.
- [42] T. Hause, L. Librescu, "Dynamic response of doubly-curved anisotropic sandwich panels impacted by blast loadings," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 44, no. 20, pp. 6678–6700, 2007.

- [43] R. Li, G. A. Kardomateas, G. J. Simites, "Nonlinear response of a shallow sandwich shell with compressible core to blast loading," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 75, no. 6, 2008.
- [44] X.-l. Yao, J. Guo, L.-h. Feng, *et al.*, "Comparability research on impulsive response of double stiffened cylindrical shells subjected to underwater explosion," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 36, no. 5, pp. 754–762, 2009.
- [45] J. LeBlanc, A. Shukla, "Dynamic response of curved composite panels to underwater explosive loading: Experimental and computational comparisons," *Composite Structures*, vol. 93, no. 11, pp. 3072–3081, 2011.
- [46] J. LeBlanc, A. Shukla, "Underwater explosion response of curved composite plates," *Composite Structures*, vol. 134, pp. 716–725, 2015.
- [47] M. S. H. Fatt, Y. Gao, D. Sirivolu, "Foam-core, curved composite sandwich panels under blast," *Journal of Sandwich Structures & Materials*, vol. 15, no. 3, pp. 261–291, 2013.
- [48] D. Sirivolu, M. S. H. Fatt, "Dynamic stability of double-curvature composite shells under external blast," *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 77, pp. 281–290, 2015.
- [49] M. S. H. Fatt, D. Sirivolu, "Blast response of double curvature, composite sandwich shallow shells," *Engineering Structures*, vol. 100, pp. 696–706, 2015.
- [50] C.-T. Hsiao, G. L. Chahine, "Dynamic response of a composite propeller blade subjected to shock and bubble pressure loading," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 54, pp. 760–783, 2015.
- [51] S. Gupta, H. Matos, J. M. LeBlanc, A. Shukla, "Shock initiated instabilities in underwater cylindrical structures," *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 95, pp. 188–212, 2016.
- [52] T. Qu, S. Avachat, M. Zhou, "Response of cylindrical composite structures subjected to underwater impulsive loading: Experimentations and computations," *Journal of Engineering Materials and Technology*, vol. 139, no. 2, 2017.
- [53] K. Brochard, H. Le Sourne, G. Barras, "Extension of the string-on-foundation method to study the shock wave response of an immersed cylinder," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 117, pp. 138–152, 2018.
- [54] K. Brochard, H. Le Sourne, G. Barras, "Estimation of the response of a deeply immersed cylinder to the shock wave generated by an underwater explosion," *Marine Structures*, vol. 72, p. 102786, 2020.
- [55] C. Yin, Z. Jin, Y. Chen, H. Hua, "Effects of sacrificial coatings on stiffened double cylindrical shells subjected to underwater blasts," *International Journal of Impact Engineering*, vol. 136, p. 103412, 2020.
- [56] I.-K. Park, J.-C. Kim, C.-W. An, D.-S. Cho, "Measurement of naval ship responses to underwater explosion shock loadings," *Shock and Vibration*, vol. 10, no. 5, 6, pp. 365–377, 2003.

- [57] H. Wang, X. Zhu, Y. S. Cheng, J. Liu, "Experimental and numerical investigation of ship structure subjected to close-in underwater shock wave and following gas bubble pulse," *Marine Structures*, vol. 39, pp. 90–117, 2014.
- [58] Z. He, Z. Chen, Y. Jiang, X. Cao, T. Zhao, Y. Li, "Effects of the standoff distance on hull structure damage subjected to near-field underwater explosion," *Marine Structures*, vol. 74, p. 102 839, 2020.
- [59] Y. S. Shin, "Ship shock modeling and simulation for far-field underwater explosion," *Computers & Structures*, vol. 82, no. 23-26, pp. 2211–2219, 2004.
- [60] M. A. Sprague, T. L. Geers, "A spectral-element/finite-element analysis of a ship-like structure subjected to an underwater explosion," *Computer methods in applied mechanics and engineering*, vol. 195, no. 17-18, pp. 2149–2167, 2006.
- [61] E. Fathallah, H. Qi, L. Tong, M. Helal, "Numerical investigation of the dynamic response of optimized composite elliptical submersible pressure hull subjected to non-contact underwater explosion," *Composite Structures*, vol. 121, pp. 121–133, 2015.
- [62] J. Guo, X.-b. Ji, Y.-y. Wen, X.-w. Cui, "A new shock factor of swath catamaran subjected to underwater explosion," *Ocean Engineering*, vol. 130, pp. 620–628, 2017.
- [63] Y. Liu, A. Zhang, Z. Tian, S. Wang, "Numerical investigation on global responses of surface ship subjected to underwater explosion in waves," *Ocean Engineering*, vol. 161, pp. 277–290, 2018.
- [64] R. Bellman, B. Kashef, J. Casti, "Differential quadrature: A technique for the rapid solution of nonlinear partial differential equations," *Journal of computational physics*, vol. 10, no. 1, pp. 40–52, 1972.
- [65] C. Shu, B. E. Richards, "Application of generalized differential quadrature to solve two-dimensional incompressible navier-stokes equations," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 15, no. 7, pp. 791–798, 1992.
- [66] R. Lin, M. Lim, H. Du, "Deflection of plates with nonlinear boundary supports using generalized differential quadrature," *Computers & structures*, vol. 53, no. 4, pp. 993–999, 1994.
- [67] S. Moradi, F. Taheri, "Differential quadrature approach for delamination buckling analysis of composites with shear deformation," *AIAA journal*, vol. 36, no. 10, pp. 1869–1873, 1998.
- [68] F. Tornabene, E. Viola, "Vibration analysis of spherical structural elements using the gdq method," *Computers & Mathematics with Applications*, vol. 53, no. 10, pp. 1538–1560, 2007.
- [69] F. Tornabene, E. Viola, "2-d solution for free vibrations of parabolic shells using generalized differential quadrature method," *European Journal of Mechanics-A/Solids*, vol. 27, no. 6, pp. 1001–1025, 2008.
- [70] A. Arikoglu, I. Ozkol, "Vibration analysis of composite sandwich plates by the generalized differential quadrature method," *AIAA journal*, vol. 50, no. 3, pp. 620–630, 2012.

- [71] A. Ferreira, E. Viola, F. Tornabene, N. Fantuzzi, A. Zenkour, "Analysis of sandwich plates by generalized differential quadrature method," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2013, 2013.
- [72] H. Kurtaran, "Geometrically nonlinear transient analysis of thick deep composite curved beams with generalized differential quadrature method," *Composite Structures*, vol. 128, pp. 241–250, 2015.
- [73] H. Kurtaran, "Geometrically nonlinear transient analysis of moderately thick laminated composite shallow shells with generalized differential quadrature method," *Composite Structures*, vol. 125, pp. 605–614, 2015.
- [74] H. Kurtaran, "Large displacement static and transient analysis of functionally graded deep curved beams with generalized differential quadrature method," *Composite Structures*, vol. 131, pp. 821–831, 2015.
- [75] M. Taskin, A. Arikoglu, O. Demir, "Vibration and damping analysis of sandwich cylindrical shells by the gdqm," *AIAA Journal*, vol. 57, no. 7, pp. 3040–3051, 2019.
- [76] A. Uyar, A. Arikoglu, G. Komurgoz, I. Ozkol, "Thermoelastic analysis and multi-objective optimal design of functionally graded flywheels for energy storage systems," *Engineering Optimization*, vol. 52, no. 10, pp. 1682–1699, 2020.
- [77] G. Jin, T. Ye, X. Wang, X. Miao, "A unified solution for the vibration analysis of fgm doubly-curved shells of revolution with arbitrary boundary conditions," *Composites Part B: Engineering*, vol. 89, pp. 230–252, 2016.
- [78] F. Tornabene, N. Fantuzzi, M. Baccocchi, E. Viola, "A new approach for treating concentrated loads in doubly-curved composite deep shells with variable radii of curvature," *Composite Structures*, vol. 131, pp. 433–452, 2015.
- [79] H.-S. Han, K.-H. Lee, "Root cause analysis of the fracture of a sonar window caused by hydrostatic, hydrodynamic, and transient forces around a ship," *Engineering Failure Analysis*, vol. 48, pp. 218–235, 2015.
- [80] S.-S. Lim, T.-W. Kim, D.-M. Lee, C.-G. Kang, S.-Y. Kim, "Parametric study of propeller boss cap fins for container ships," *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, vol. 6, no. 2, pp. 187–205, 2014.
- [81] R. Rajendran, "Numerical simulation of response of plane plates subjected to uniform primary shock loading of non-contact underwater explosion," *Materials & Design*, vol. 30, no. 4, pp. 1000–1007, 2009.
- [82] L. Bjorno, P. Levin, "Underwater explosion research using small amounts of chemical explosives," *Ultrasonics*, vol. 14, no. 6, pp. 263–267, 1976.
- [83] G. Taylor, "The pressure and impulse of submarine explosion waves on plates," *The scientific papers of G.I. Taylor*, vol. 3, pp. 287–303, 1963.
- [84] R. Rajendran, "Effective shock factors for the inelastic damage prediction of clamped plane plates subjected to non-contact underwater explosion," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, vol. 44, no. 3, pp. 211–220, 2009.
- [85] N. Fleck, V. Deshpande, "The resistance of clamped sandwich beams to shock loading," *J. Appl. Mech.*, vol. 71, no. 3, pp. 386–401, 2004.

- [86] J. E. Greenspon, "Vibrations of cross-stiffened and sandwich plates with application to underwater sound radiators," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 33, no. 11, pp. 1485–1497, 1961.
- [87] J. N. Reddy, *Mechanics of laminated composite plates and shells: theory and analysis*. CRC press, 2003.
- [88] J. N. Reddy, *Energy principles and variational methods in applied mechanics*. John Wiley & Sons, 2017.
- [89] S. W. Tsai, E. M. Wu, "A general theory of strength for anisotropic materials," *Journal of composite materials*, vol. 5, no. 1, pp. 58–80, 1971.
- [90] J. Brauns, K. Rocens, "Reinforced materials: Elastic properties and strength prediction," 2006.
- [91] A. K. Kaw, *Mechanics of composite materials*. CRC press, 2005.
- [92] S. K. Jang, C. W. Bert, A. G. Striz, "Application of differential quadrature to static analysis of structural components," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 28, no. 3, pp. 561–577, 1989.
- [93] H. Du, M. Lim, R. Lin, "Application of generalized differential quadrature method to structural problems," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 37, no. 11, pp. 1881–1896, 1994.
- [94] R. Jiware, S. Pandit, R. Mittal, "A differential quadrature algorithm to solve the two dimensional linear hyperbolic telegraph equation with dirichlet and neumann boundary conditions," *Applied Mathematics and Computation*, vol. 218, no. 13, pp. 7279–7294, 2012.
- [95] R. Mittal, R. Bhatia, "A numerical study of two dimensional hyperbolic telegraph equation by modified b-spline differential quadrature method," *Applied Mathematics and Computation*, vol. 244, pp. 976–997, 2014.
- [96] H. Lin, L. Sun, "Searching globally optimal parameter sequence for defeating runge phenomenon by immunity genetic algorithm," *Applied Mathematics and Computation*, vol. 264, pp. 85–98, 2015.
- [97] A. Arikoglu, "Multi-objective optimal design of hybrid viscoelastic/composite sandwich beams by using the generalized differential quadrature method and the non-dominated sorting genetic algorithm ii," *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 56, no. 4, pp. 885–901, 2017.
- [98] N. M. Newmark, "A method of computation for structural dynamics," *Journal of the engineering mechanics division*, vol. 85, no. 3, pp. 67–94, 1959.
- [99] A. K. Chopra *et al.*, *Dynamics of structures*. Pearson Education Upper Saddle River, NJ, 2012.
- [100] L. S. T. Corporation, *Ls-dyna keyword user's manual version 971*, 2007.
- [101] Ö. Demir, "Su altı patlaması altında gemi panelinin davranışının sayısal yöntemler ile incelenmesi ve optimizasyonu," Doktora, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.
- [102] O. Rahmani, S. Khalili, K. Malekzadeh, "Free vibration response of composite sandwich cylindrical shell with flexible core," *Composite Structures*, vol. 92, no. 5, pp. 1269–1281, 2010.

- [103] A. K. Garg, R. K. Khare, T. Kant, “Higher-order closed-form solutions for free vibration of laminated composite and sandwich shells,” *Journal of Sandwich Structures & Materials*, vol. 8, no. 3, pp. 205–235, 2006.
- [104] D. Balkan, Ö. Demir, A. Arıkoğlu, “Dynamic analysis of a stiffened composite plate under blast load: A new model and experimental validation,” *International Journal of Impact Engineering*, vol. 143, p. 103 591, 2020.
- [105] M. Bulut, “Low-velocity impact tests on basalt fiber/polypropylene core honeycomb sandwich composites,” *Mechanics of Composite Materials*, pp. 1–10, 2020.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makale

1. M. Taskin, A. Arikoglu, O. Demir, "Vibration and damping analysis of sandwich cylindrical shells by the gdqm," AIAA Journal, vol. 57, no. 7, pp. 3040-3051, 2019.

Konferans Bildirisi

1. M. Taskin, O. Demir, "Free vibration analysis of composite laminated curved beams by using generalized differential quadrature method," in 3rd International Symposium on Naval Architecture and Maritime, INT-NAM 2018, Istanbul, pp. 231-239.