

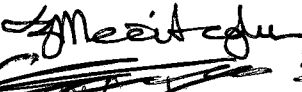
**KATMANLI KOMPOZİT PANELLERİN ANLIK BASINÇ
YÜKÜNE DİNAMİK CEVABI**

DOKTORA TEZİ

Y. Müh. Halit S. TÜRKMEN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 17 Temmuz 1997

Tezin Savunulduğu Tarih : 12 Aralık 1997

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU  **30.12.97**

Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. İhsan MÜNGAN  **30.12.97**

Prof. Dr. Gülay Aşkar ALTAY  **30.12.97**

Prof. Dr. Oğuz BORAT  **31.12.97**

Doç. Dr. Temel KOTİL  **30.12.1997**

ÖNSÖZ

Son yıllarda özellikle havacılık alanında kompozit panellerin kullanımı önem kazanmıştır. Bu nedenle bu yeni yapı elemanlarının maruz kalabilecekleri çeşitli yapısal yükler altındaki davranışlarının bilinmesi oldukça önem kazanmıştır. Özellikle söz konusu yapı elemanları ani yükler altında büyük oranda hasarlar görebilmektedir. En çok karşılaşılan ani yükler patlama olaylarının sonucu olarak meydana gelebilmektedir. Bu nedenle patlama yüklerinin kompozit paneller üzerindeki etkilerinin araştırılması önemli bir konu haline gelmiştir. Özellikle dizayn aşamasında söz konusu yüklerin etkilerinin önceden yaklaşık olarak tahmini gerekli olmaktadır. Gerek patlama yüklerinin modellenmesi gerek bu yüklerin paneller üzerindeki etkilerinin araştırılması konusunda farklı varsayımlara dayanan çeşitli çalışmalar yapılmakla birlikte deneysel çalışmalar olayın gizlilik içermesi bakımından literatürde pek fazla bulunmamaktadır.

Bu tez çalışmasında İ.T.Ü. Araştırma Fonu tarafından desteklenen “İç Şoka Maruz Tüplerdeki Olayların İncelenmesi” ve “Yüksek Hızlı Olaylarda Sıcaklık Ölçümü ve Değerlendirmesi” projeleri çerçevesinde alınan teçhizat kullanılmıştır. Bu desteklerinden dolayı İ.T.Ü. Araştırma Fonu’na teşekkür ederim.

Bu tezin hazırlanmasında beni yönlendiren Sayın Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU’na teşekkür ederim. Ayrıca deneysel çalışmalar sırasında yardımcı olan İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi Trisonik Laboratuvarı personeline ve kompozit panellerin imalatında yardımlarını esirgemeyen T.H.Y. Kabin Kalite Müdürü Ali ESER beye ve personeline teşekkür ederim.

İstanbul, Aralık 1997

Halit S. TÜRKMEN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	ii
SEMBOL LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	viii
TABLO LİSTESİ	x
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
1.1 Olay ve Önemi	1
1.2 Yapılan Çalışmalar	2
1.3 Amaç ve Kapsam	6
BÖLÜM 2 NONLİNEER KABUK DENKLEMLERİ	8
2.1 Giriş	8
2.2 Genel Hususlar	8
2.3 Yer Değiştirmeler	10
2.4 Birim Uzama-Yer Değiştirme İlişkileri	11
2.5 Gerilme-Birim Uzama İlişkileri	12
2.6 Kuvvet ve Moment Bileşenleri	14
2.7 Katmanlı Kompozit Kabuğun Hareket Denklemi	16
2.8 Sınır Şartları	21
2.9 Başlangıç Şartları	22
2.10 Anlık Basınç Yükünün İfade Edilmesi	22
BÖLÜM 3 ÇÖZÜM YÖNTEMİ	23
3.1 Giriş	23
3.2 Çözüm Fonksiyonları	23
3.3 Yaklaşık Çözüm Yöntemleri	26
3.3.1 Runge-Kutta Yöntemi	28

3.3.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi	29
BÖLÜM 4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR	32
4.1 Giriş	32
4.2 Deney Donanımı	33
4.3 Deney Donanımında Kullanılan Cihazlar	35
4.4 Deneylerin Yapılışı	39
BÖLÜM 5 DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLAR	43
5.1 Giriş	43
5.2 Geometri ve Malzeme	43
5.3 Basınç Ölçüm Sonuçları	43
5.4 Panel Deformasyon Ölçüm ve Analiz Sonuçları	51
BÖLÜM 6 SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	62
KAYNAKLAR	65
EK A	68
ÖZGEÇMİŞ	72

SEMBOL LİSTESİ

C	: sönüm matrisi
d	: hedef panelin tüpün açık ucundan itibaren uzaklığı
E_1, E_2	: Young modülü
E_f	: elyaf elastisite modülü
E_m	: matris elastisite modülü
F	: kuvvet vektörü
f	: elyaf yönlenme açısının kosinüsü
G_{12}	: kayma modülü
G_f	: elyaf kayma modülü
G_m	: matris kayma modülü
g	: elyaf yönlenme açısının sinüsü
h	: kabuk kalınlığı
h_k	: bir katmanın kalınlığı
J_e	: virtüel iş
K	: katılık matrisi
k_1, k_2, k_3, k_4	: Runge-Kutta değişkenleri
l_1, l_2, l_3, l_4	: Runge-Kutta değişkenleri
l, s_0	: kabuğun boyutları
M	: kütle matrisi
M_x, M_s, M_{xs}	: moment bileşkeleri

m, n	: terim sayısı
$\bar{m}$	: kabuğun birim alanının kütlesi
N_x, N_s, N_{xs}	: normal kuvvet bileşkeleri
$\bar{N}, \bar{T}, \bar{V}, \bar{M}$	: önceden belirli kuvvet ve moment değerleri
p	: basınç
p_c	: panel kenarlarında basıncın tepe değeri
p_b	: panelin hareketi sebebiyle izafi basınç
p_m	: basıncın tepe değeri
Q_{ij}	: katmanlı bir kompozit için elastik sabitler ($i = 1, 2, 6; j=1,2,6$)
$\bar{Q}_{ij}$	: katmanlı bir kompozit için elastik sabitler ($i = 1, 2, 6; j=1,2,6$)
q_x	: x yönündeki kuvvet bileşeni
q_s	: s yönündeki kuvvet bileşeni
q_z	: z yönündeki kuvvet bileşeni
r	: eğrilik yarıçapı
t	: zaman
t_p	: basıncın pozitif kısmının uygulanma süresi
U, V, W	: yerdeğiştirme bileşenlerinin zamana bağlı kısmı
$\mathbf{U}$	: yerdeğiştirme vektörü
$\dot{\mathbf{U}}$	: hız vektörü
$\ddot{\mathbf{U}}$	: ivme vektörü
u, v, w	: sırasıyla x, s ve z eksenleri yönlerindeki yer değiştirme bileşenleri
u^0, v^0, w^0	: sırasıyla x, s ve z eksenleri yönlerinde kabuğun orta yüzeyindeki yer değiştirme bileşenleri

$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	: önceden belirli hız değerleri
$\dot{u}, \dot{v}, \dot{w}$	: hız vektörleri
$\ddot{u}, \ddot{v}, \ddot{w}$	: ivme vektörleri
v_f	: elyaf hacim oranı
v_m	: matris hacim oranı
α	: dalga şekli parametresi
β	: elyaf yönlenme açısı
$\beta_x, \beta_\theta, \beta_z$	: dönmelerden dolayı gelen terimler
$\epsilon_x, \epsilon_s, \epsilon_{xs}$	: kabukta meydana gelen birim uzamalar
$\gamma_x, \gamma_\theta, \gamma_z$	: dönmelerden dolayı gelen terimler
η, δ	: Newmark integrasyon parametreleri
ν	: Poisson oranı
ν_f	: elyaf poisson oranı
ν_m	: matris poisson oranı
ρ	: yoğunluk
ρ_b	: yanma ürünlerinin yoğunluğu
$\sigma_x, \sigma_s, \sigma_{xs}$	: kabukta meydana gelen gerilmeler

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 Silindirik kabuğun geometrisi	10
Şekil 2.2 Katman koordinat sistemi ve genel koordinat sistemi	13
Şekil 3.1 Katmanlı kabuk eleman	30
Şekil 4.1 Deney dış donanımı	34
Şekil 4.2 Çelik çerçeveler	34
Şekil 4.3. Deney iç donanımı	36
Şekil 4.4 Strain-gauge	37
Şekil 4.5 Köprü devresi	37
Şekil 4.6 Filtre devresi	38
Şekil 4.7 Düz yüzeyde basınç ölçülen noktalar	40
Şekil 4.8 Eğrilikli yüzeyde basınç ölçülen noktalar	40
Şekil 4.9 Deneyleri kontrol eden bilgisayar programının akış diyagramı	42
Şekil 5.1 Plak üzerinde anlık basınç yükünün dağılımı (Deneyssel)	48
Şekil 5.2 Plak üzerinde anlık basınç yükünün dağılımı (Yaklaşım)	48
Şekil 5.3 Kabuk üzerinde anlık basınç yükünün dağılımı (Deneyssel)	49
Şekil 5.4 Kabuk üzerinde anlık basınç yükünün dağılımı (Yaklaşım)	49
Şekil 5.5 Anlık basınç yükünün zaman ile değişimi ($d=100$ cm)	50
Şekil 5.6 Anlık basınç yükünün zaman ile değişimi ($d=35$ cm)	50
Şekil 5.7 Tepe basıncının uzaklık ile değişimi	51

Şekil 5.8 Birinci yükleme şartı için 1 nolu plağın orta noktasının yer değiştirmesinin alınan terim sayısına bağlılığı	53
Şekil 5.9 Birinci yükleme şartı için 1 nolu plağın orta noktasının yer değiştirmesi için elde edilen analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması	53
Şekil 5.10 Birinci yükleme şartı için 1 nolu plağın orta noktasının x yönündeki birim uzaması	55
Şekil 5.11 Birinci yükleme şartı altında 1 nolu plağın orta noktasının yer değiştirmesini elde etmek için yapılan lineer ve nonlineer analiz sonuçlarının karşılaştırılması	55
Şekil 5.12 Birinci yükleme şartı için 2 nolu plağın orta noktasının yer değiştirmesi	56
Şekil 5.13 İkinci yükleme şartı için 1 nolu plağın orta noktasının yer değiştirmesi	56
Şekil 5.14 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının yer değiştirmesinin terim sayısına göre değişimi	57
Şekil 5.15 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının x yönündeki birim uzamasının terim sayısına göre değişimi	57
Şekil 5.16 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının s yönündeki birim uzamasının terim sayısına göre değişimi	58
Şekil 5.17 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının x yönündeki birim uzaması	59
Şekil 5.18 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının s yönündeki birim uzaması	60
Şekil 5.19 Birinci yükleme şartı için 4 nolu panelin orta noktasının x yönündeki birim uzaması	60
Şekil 5.20 Birinci yükleme şartı için 4 nolu panelin orta noktasının s yönündeki birim uzaması	61
Şekil 5.21 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının yer değiştirmesi	61

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 Diferansiyel denklemler için çözüm yöntemlerinin karşılaştırılması	28
Tablo 5.1 Deney ve analizlerde kullanılan katmanlı kompozitler	44
Tablo 5.2 Düz yüzey üzerinde, 100 cm uzaklıkta ölçülen tepe basınçları (bar)	46
Tablo 5.3 Düz yüzey üzerinde, 35 cm uzaklıkta ölçülen tepe basınçları (bar)	46
Tablo 5.4 Silindirik yüzey üzerinde, 100 cm uzaklıkta ölçülen tepe basınçları (bar)	47
Tablo 5.5 Silindirik yüzey üzerinde, 35 cm uzaklıkta ölçülen tepe basınçları (bar)	47
Tablo 5.6 Yükleme durumları	51

ÖZET

Bu çalışmada, kenarlarından ankastre olarak mesnetli katmanlı kompozit panellerin anlık basınç yükü altındaki dinamik davranışları deneysel ve teorik olarak araştırılmıştır. Anlık basınç yükü, genellikle, patlama olaylarının sonucu olarak meydana gelen çok kısa bir zaman sürecinde etkin olan bir kuvvettir. Bu basınç yükü çok kısa sürede bir pik değerine ulaşır ve ardından eksponansiyel olarak azalan bir nitelik taşımaktadır. Bu tür yükler, yüksek dinamik karakterlerinden dolayı, yapılar üzerinde etkili olmakta ve hasarlara neden olabilmektedirler. Dolayısıyla, son yıllarda uçak yapılarında kullanımı giderek artan katmanlı kompozit panellerin anlık basınç yüklerine cevaplarının incelenmesi oldukça önemlidir.

Teorik çalışmada, katmanlı kompozit kabuğun hareket denklemleri Love'un ince elastik kabuk teorisi çerçevesinde türetilmiştir. Geometrik nonlineerlik etkileri von Karman varsayımları ile hesaba katılmıştır. Hareket denklemleri virtüel iş prensibi kullanılarak çıkarılmıştır. Anlık basınç yükünün ifade edilmesi için Friedlander sönüm fonksiyonu, uygun değişiklikler yapılmak suretiyle, kullanılmıştır. Anlık basınç yükünü ifade eden bu fonksiyondaki parametrelerin değerleri deney bulgularından elde edilmiştir. Hareket denklemleri bir seri çözüm fonksiyonu seçilerek ve Galerkin yöntemi uygulanarak zamana bağlı nonlineer diferansiyel denklemler şeklinde elde edilmiştir. Bu denklemlerin yaklaşık çözümü için Runge-Kutta yönteminden faydalanılmıştır. Ayrıca problem sayısal bir çözüm tekniği olan sonlu elemanlar yöntemi ile çözülmüştür. Bu amaçla ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalarda anlık bir basınç yükü sağlayacak detonasyon tüpü ve gerekli donanım kurulmuştur. Detonasyon olayı LPG ve oksijen karışımının bir ucu kapalı bir tüp içine gönderilerek ateşlenmesi ile gerçekleştirilmiştir. Tüpün yakıt karışımı ile doldurulması ve ateşleme olayları bilgisayar kontrollu olarak yapılmıştır. Ateşleme sonucunda tüp içinde ses üstü hızlarda ilerleyen bir basınç dalgası geliştirilmiş ve bu tüpün açık olan ağzından atmosfere yayılmıştır. Bu basınç dalgası tüpün açık ucundan belirli uzaklığa yerleştirilen kompozit panellere çarptırılmıştır. Böylece paneller üzerinde bir anlık basınç yükü etkisi oluşturulmuştur.

Panellerin orta noktalarındaki birim uzama değerlerinin zaman ile değişimleri deneysel olarak elde edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen bu değerler birim uzama-yer değiştirme denklemlerinde kullanılarak yer değiştirme-zaman grafikleri oluşturulmuştur. Yaklaşık teorik analizler için seçilen çözüm fonksiyonlarının terim sayısı artırılarak analiz sonuçlarının belli bir değere yakınsadığı görülmüştür. Analizler düz paneller için çözüm fonksiyonlarının ilk teriminin alınmasının yeterli olmasına karşın eğrilikli paneller için daha fazla terimin alınmasının gerekli olduğunu göstermiştir. Yaklaşık teorik ve sayısal analiz sonuçları kullanılarak panellerin orta noktalarındaki birim uzama ve yer değiştirmelerin zaman ile değişimlerini gösteren grafikler oluşturulmuştur. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılarak aralarında iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

SUMMARY

DYNAMIC RESPONSE OF LAMINATED COMPOSITE PANELS SUBJECTED TO BLAST LOADING

In this thesis, laminated composite panels subjected to air blast loading are studied using experimental, approximate theoretical and numerical methods. Flat and cylindrically curved laminated composite panels are examined in the study. The panel is clamped at its all edges.

In the first chapter, the importance of the effects of air blast loading on the panel structures is discussed. In this chapter, composite panel applications are introduced. Also several studies related to the effects of air blast loading on the panel structures are reviewed. Isotropic plate structures subjected to air blast loading are investigated by Houlston et al. [3,4]. Numerical results obtained by using ADINA finite element code are compared with experimental results. A single degree of freedom elastodynamic analysis of the response of a rectangular plate subjected to an explosive blast has been conducted assuming a Navier form of displacement function and a modified Friedlander reflected blast overpressure which exponentially decays with time [5]. Analytical results are compared with ADINA results, and a good agreement is found for the linear elastic dynamic case. In the investigation of the dynamic response of steel cylindrical shell panels subjected to air blast loading, approximate theoretical solutions are presented for linear and nonlinear geometric behavior [16]. Theoretical results are compared with ADINA results for several panel rise cases. A numerical model for large deflection, elastoplastic analysis of cylindrical steel structures under air blast loading conditions is presented by Jiang and Olson [18,19]. The model is based on a transversely-curved finite strip formulation. The dynamic response of a steel toroidal shell panel subjected to blast loading is investigated by Redekop [17]. Numerical results are computed using the theory based on the Mushtari-Vlasov-Donnell assumptions. Response of laminated composite flat panels to blast loading is studied by Librescu and Nosier [6]. The results obtained within a higher order plate theory are compared with their first-order transverse shear deformation and classical counterparts. For thin plates, the results reveal that the response characteristics obtained within classical and shear deformable theories are in perfect agreement. In the present study, experimental results are obtained for thin laminated panels. The analytical expressions that can be used in preliminary design are obtained. These analytical expressions are correlated with experimental results.

In the second chapter, nonlinear dynamic equations of the cylindrically curved laminated composite panels are derived. The governing equations are classified in three sets: (i) Strain displacement relations, (ii) equations of equilibrium, and (iii) constitutive laws. The effects of geometrical nonlinearities are found in the first and

second sets of governing equations, and the effects of material nonlinearities are found in the third set of equations. The geometrical nonlinearities can be a result of large strains, rotations, and displacements of the fibers of a differential volume element that has undergone a transformation from some original configuration. Material nonlinearities are usually the result of straining beyond the limit of proportionality caused by large strains. Beyond this limit, the stress strain relationship is nonlinear; a special case is the material that has been strained beyond its yield point and plastic flow results. Therefore, it appears that nonlinearity is of two general types, geometrical and material, and each is treated independently. In this regard, Novozhilov categorizes four basic problems in the theory of elasticity:

- Geometrically/materially linear
- Materially nonlinear
- Geometrically nonlinear; and
- Geometrically/materially nonlinear.

The basic equations which describe the behavior of a thin elastic shell were originally derived by Love in 1888. These equations, together with the assumptions upon which they are based, form a theory of thin elastic shells which is commonly referred to as Love's first approximation. In this chapter, the nonlinear strain-displacement relations based on the von Karman assumption and Love shell theory are used. In the three dimensional theory of elasticity, the fundamental equations occur in three broad categories. Thus, it is recalled that in elasticity we have equations of motion which are obtained from a balance of the forces acting on some fundamental element of the medium considered, that we have strain-displacement relations which are obtained strictly geometrical consideration of the process of deformation, and that we have the constitutive law of elasticity which is introduced in order to provide a relationship between the stresses and the strains in the elastic medium. However, the solution of problems in the three-dimensional theory of elasticity involves vast complications. Thus, a group of simplifying assumptions that provide a reasonable description of the behavior of thin elastic shells is proposed by Love and is led to the development of a subclass of the theory of elasticity known as the theory of thin elastic shells.

Love's first approximation to the theory of thin elastic shells is based upon the following postulates:

- The shell is thin.
- The transverse normal stress is negligible.
- Normals to the reference surface of the shell remain normal to it and undergo no change in length during deformation.

In addition, some assumptions are used for laminated composite panels. It is assumed that the laminate thickness is small compared to its lateral dimensions. Therefore, stresses acting on the interlaminar planes in the interior of the laminate, that is, away from the free edges, are negligibly small. It is also assumed that there exists a perfect bond between any two laminae. That being so, the laminae are not capable of sliding over each other and there are continuous displacements across the bond.

Equations of motion are derived from the virtual work principle. Transverse shear stresses and in-plane inertias are ignored. Thus the virtual work principle is applied to the shell and the following equation is obtained:

$$\begin{aligned}
\delta J_e = & \int_T dt \iint_A [\sigma_x \delta \epsilon_x + \sigma_s \delta \epsilon_s + \sigma_{xs} \delta \epsilon_{xs}] dA \\
& - \iint_A [q_x \delta u + q_s \delta v + q_z \delta w] dA \\
& - \iint_A [\bar{m}(\dot{u} \delta \dot{u} + \dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{w})] dA = 0
\end{aligned} \tag{1}$$

Substituting the constitutive equations in equation (1), we obtain the equilibrium equations as follow

$$-\frac{\partial N_x}{\partial x} - \frac{\partial N_{xs}}{\partial s} - q_x - \bar{m}\ddot{u}^0 = 0 \tag{2}$$

$$-\frac{\partial N_s}{\partial s} - \frac{\partial N_{xs}}{\partial x} - \frac{1}{r} \frac{\partial M_s}{\partial s} - \frac{1}{r} \frac{\partial M_{xs}}{\partial x} - q_s - m\ddot{v}^0 = 0 \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 M_s}{\partial s^2} - 2 \frac{\partial^2 M_{xs}}{\partial x \partial s} + \frac{N_s}{r} - \left(\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{xs}}{\partial s} \right) \frac{\partial w^0}{\partial x} \\
& - \left(\frac{\partial N_s}{\partial s} + \frac{\partial N_{xs}}{\partial x} \right) \frac{\partial w^0}{\partial s} - \left(N_x \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} + N_{xs} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} + N_s \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right) \\
& - q_z - \bar{m}\ddot{w}^0 = 0
\end{aligned} \tag{4}$$

Using the constitutive equations and the strain-displacement relations, equations (4) can be written in terms of displacements as follow

$$\begin{aligned}
L_{11}u^0 + L_{12}v^0 + L_{13}w^0 + N_1(w^0) + \bar{m}\ddot{u}^0 - q_x &= 0 \\
L_{21}u^0 + L_{22}v^0 + L_{23}w^0 + N_2(w^0) + \bar{m}\ddot{v}^0 - q_s &= 0 \\
L_{31}u^0 + L_{32}v^0 + L_{33}w^0 + N_3(u^0, v^0, w^0) + \bar{m}\ddot{w}^0 - q_z &= 0
\end{aligned} \tag{5}$$

with the following boundary conditions

$$\begin{aligned}
u^0(0, s, t) = u^0(\ell, s, t) = u^0(x, 0, t) = u^0(x, s_0, t) &= 0 \\
\frac{\partial u^0}{\partial x}(0, s, t) = \frac{\partial u^0}{\partial x}(\ell, s, t) = \frac{\partial u^0}{\partial s}(x, 0, t) = \frac{\partial u^0}{\partial s}(x, s_0, t) &= 0 \\
v^0(0, s, t) = v^0(\ell, s, t) = v^0(x, 0, t) = v^0(x, s_0, t) &= 0 \\
\frac{\partial v^0}{\partial x}(0, s, t) = \frac{\partial v^0}{\partial x}(\ell, s, t) = \frac{\partial v^0}{\partial s}(x, 0, t) = \frac{\partial v^0}{\partial s}(x, s_0, t) &= 0
\end{aligned} \tag{6}$$

$$w^0(0,s,t) = w^0(\ell,s,t) = w^0(x,0,t) = w^0(x,s_0,t) = 0$$

$$\frac{\partial w^0}{\partial x}(0,s,t) = \frac{\partial w^0}{\partial x}(\ell,s,t) = \frac{\partial w^0}{\partial s}(x,0,t) = \frac{\partial w^0}{\partial s}(x,s_0,t) = 0$$

and initial conditions

$$\begin{aligned} u^0(x,s,0) &= 0 & v^0(x,s,0) &= 0 & w^0(x,s,0) &= 0 \\ \dot{u}^0(x,s,0) &= 0 & \dot{v}^0(x,s,0) &= 0 & \dot{w}^0(x,s,0) &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

Also the air blast loading approximation is presented in this chapter. Friedlander decay function is used to approximate the air blast loading with appropriate modifications [5].

$$p(x,s,t) = \left[(p_m - p_c) \sin(\pi x / \ell)^2 \sin(\pi s / s_0)^2 + p_c \right] (1 - t / t_p) e^{-\alpha t / t_p} \quad (8)$$

In the third chapter, approximate theoretical analysis and numerical analysis are presented. The solution methods for the nonlinear ordinary differential equations are presented. Some examples related to the solution of this type differential equations are reviewed.

Displacement functions for the clamped boundary conditions are assumed in the following form:

$$\begin{aligned} u^0 &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N U_{mn}(t) \left(1 - \cos \frac{2m\pi x}{\ell} \right) \left(1 - \cos \frac{2n\pi s}{s_0} \right) \\ v^0 &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N V_{mn}(t) \left(1 - \cos \frac{2m\pi x}{\ell} \right) \left(1 - \cos \frac{2n\pi s}{s_0} \right) \\ w^0 &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N W_{mn}(t) \left(1 - \cos \frac{2m\pi x}{\ell} \right) \left(1 - \cos \frac{2n\pi s}{s_0} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

The Galerkin method is used to obtain the nonlinear differential equations from the equations of motion which are derived in the second chapter. The three equations of motion are obtained by accounting the first terms of displacement functions. The panel is affected by normal blast pressure wave. In-plane inertias are ignored. Therefore U and V are calculated from the first two equations as zero. Thus the following equation is obtained:

$$\ddot{W} + c_1 \dot{W} + c_2 W^2 + c_3 W^3 = c_4 P_t \quad (10)$$

with the initial conditions

$$\begin{aligned} U(0) &= 0 & V(0) &= 0 & W(0) &= 0 \\ \dot{U}(0) &= 0 & \dot{V}(0) &= 0 & \dot{W}(0) &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

In this chapter, approximate solution techniques are discussed. The approximate approaches divide roughly into two categories. In the first category, a minimization of energy approach is used. The variational integral method, the Galerkin method, and the Rayleigh-Ritz method are of this type. The finite element and finite difference methods based discretizing techniques are in the second category.

For the approximate theoretical analysis of the laminated composite panels subjected to air blast loading, two different computer programs are utilized. In the first program, the nonlinear analysis is achieved. For this aim, a PASCAL program is written. In this program, the first term of displacement functions is used. The fourth order Runge-Kutta method is used to solve the nonlinear equation of motion. In the other program, linear analysis is realized using the 1, 4 and 9 terms of the displacement functions. The FORTRAN program which is used the fifth or six order Runge-Kutta-Verner method is utilized. The fourth order Runge-Kutta method is presented for the nonlinear differential equation of motion. Moreover, finite element method is utilized for obtaining the dynamic response of the panel. The ANSYS finite element software is used for this purpose. Panel structure is discretized to 64 eight noded layered shell elements. There are six degrees of freedom in each nodes. Application of the finite element method to the problem gives the equations of equilibrium in the matrix form as:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (12)$$

The Newmark integration technique is used in the finite element analysis. The Newmark integration scheme can also be understood to be an extension of the linear acceleration method. The following assumptions are used:

$$\dot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{U}}_t + [(1-\delta)\ddot{\mathbf{U}}_t + \delta\ddot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t}]\Delta t \quad (13)$$

$$\mathbf{U}_{t+\Delta t} = \mathbf{U}_t + \dot{\mathbf{U}}_t\Delta t + [(1/2-\eta)\ddot{\mathbf{U}}_t + \eta\ddot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t}]\Delta t^2 \quad (14)$$

In addition to above equations, for solution of the displacements, velocities, and accelerations at time $t+\Delta t$, the equilibrium equations at time $t+\Delta t$ are also considered:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t} + \mathbf{K}\mathbf{U}_{t+\Delta t} = \mathbf{F}_{t+\Delta t} \quad (15)$$

Finally, the equations of motion are obtained in the following form.

$$(\mathbf{e}_0\mathbf{M} + \mathbf{K})\mathbf{U}_{t+\Delta t} = \mathbf{F} + \mathbf{M}(\mathbf{e}_0\mathbf{U}_t + \mathbf{e}_2\dot{\mathbf{U}}_t + \mathbf{e}_3\ddot{\mathbf{U}}_t) \quad (16)$$

In the fourth chapter, the experimental studies are presented. First of all, the experimental setup is introduced. The experimental setup consists of two parts. These parts are external setup and internal setup. In the external setup, the detonation tube and the panel mounting frame exist. The internal setup consists of

the computer controlled combustion system together with the computer controlled measurement and data acquisition system. LPG and Oxygen tanks, solenoid valves, pressure manometers, flame arrester, air circulation pump, induction coil, a power supply, role driver card, PC 386 computer and PCL818 card are used in the combustion system. Piezo electric quartz crystal pressure transducer, strain-gauge, bridge circuit, charge amplifier, dynamic strain-meter, digital scope, RS232C serial interface, filter circuit are used in the measurement and data acquisition system.

Experiments are carried out in the two parts. In the first part, the experiments are carried out to obtain the air blast pressure magnitude and the air blast pressure distribution on the panel. In the other part, the experiments are carried out to obtain the strain-time history at the center point of the laminated composite panels subjected to air blast loading.

In the fifth chapter, the experimental and the analytical results are presented. Air blast peak pressure distribution on both flat and cylindrically curved panels which is obtained experimentally and its approximation are presented. Then the air blast pressure variation with time at the center point of the panel is presented for two different distances from the open end of the detonation tube. Furthermore, displacement-time history and strain-time history results are presented for the laminated flat panels subjected to air blast loading. It is found that there is a good agreement between the analysis and experiment results. In the analysis of cylindrically curved laminated panels subjected to air blast loading, displacement functions which include 1, 4 and 9 terms are selected. Strain-time history results are presented for the cylindrically curved laminated composite panels subjected to air blast loading. A good qualitative agreement between the analytical and experimental results are found.

A theoretical analysis and the correlation with numerical and experimental results of the displacement-time and strain-time histories of the laminated composite panels exposed to normal blast shock waves are achieved in this study. The blast wave is assumed to be exponentially decaying with time and either uniformly distributed on the panel surface or sinusoidal varying with coordinates.

The following conclusions apply to the case of laminated panels with fully fixed boundary conditions as considered herein:

The blast pressure measurements on the panel show that the character of the pressure variation is strongly dependent on the distance between the open end of tube and the target panel. For example, if we decrease this distance about three times, the peak pressure on the panel increases approximately ten times. Furthermore, the ratio of the positive peak pressure to the negative peak pressure increases with the increasing distance. The pressure distribution on the panel has a sinusoidal variation for the cases of low distance. On the other hand, the spatial variation of the pressure becomes more uniform as the distance increases.

From the time response curves for flat panels, one can conclude that experimental, theoretical and numerical results are in a good agreement during the first four msec. Afterwards, experimental results differ from the theoretical and numerical results. The discrepancy between experimental results and the others is more clear for the low distance case. Because, in this case, the plate moves rapidly due to the blast load with high velocity, and therefore the structural damping becomes a more significant factor restricting the plate response. Strain-time history curves obtained from the cylindrically curved laminated composite panels exposed to

blast wave show a qualitative agreement between the experimental and analytical results. On the other hand, if the frequencies are considered, a good agreement is found between experimental results and the others. It is important to note that the numerical solution procedure requires much more computer time than the approximate theoretical solution procedure. Thus the theoretical solution may be used for providing material in the preliminary design stage.

The effect of fiber orientation and loading conditions on the dynamic response of the laminated composite panel can be examined by this method. The structural damping and hygro-thermal effects may be interesting in the aspect of the dynamic response of the panel. The stiffener and cutout effects on the dynamic behavior of the panel can be studied using this method. These will be the topics of future studies.



BÖLÜM 1

GİRİŞ

Bu çalışma ile kompozit malzemeden yapılmış farklı eğrilikteki panellerin anlık basınç yüküne cevabı deneysel, analitik ve sayısal olarak incelenmiştir. Analitik çalışmalarda nonlineer kabuk teorisine dayalı bir matematik model kurulmuş ve Runge-Kutta yöntemi ile çözülmüştür. Sayısal çözüm için ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılmıştır. Basınç yükünün panel üzerinde düzgün yayılı olduğu ve koordinatlar ile değiştiği durumlar göz önüne alınmıştır. Bu bölümün ilk kısmında anlık basınç yükünün yapılar üzerindeki etkileri anlatılmış ve ikinci kısmında bu güne kadar konu ile ilgili olarak yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Son kısımda bu çalışmanın amacı ve kapsamı açıklanmıştır.

1.1 Olay ve Önemi

Anlık basınç yükleri patlama olayının sonucu olarak meydana gelmekte ve patlamanın şiddetine göre yakın veya uzak çevredeki yapılara değişik boyutlarda hasarlar verebilmektedir. Patlama sırasında çevreye dağılan parçacıkların yanısıra, oluşan basınç dalgası camların kırılmasına ve yakın çevredeki yapılarda hasarlara sebep olmaktadır. Patlama yapının yakınında olduğu zaman basınç dağılımının yapı üzerinde düzgün olmayacağı bilinmektedir. Ancak patlamadan yeteri kadar uzaklıkta basınç dağılımı düzgün yayılı olarak kabul edilebilir.

Patlama olayında ortaya çıkan anlık basınç yükü detonasyon denilen ve sesüstü hızlarda meydana gelen yanmanın sonucu oluşur. Bundan yararlanarak deneylerde patlamayı modellemek mümkündür. Burada prensip yakıt ve oksijen karışımının silindirik, bir ucu kapalı çelik bir tüp içerisinde ateşlenmesidir. Böylece tüp içerisinde bir detonasyon dalgası oluşur ve tüpün açık ucundan bir basınç dalgası olarak dışarıya çıkar. Bu prensip özellikle havacılık endüstrisinde scramjet

motorların temelini teşkil etmektedir. Ayrıca detonasyon ile malzemelerin kaplanması endüstride yaygın olarak uygulanmaktadır. Bu başlıbaşına bir konu olmakla birlikte, kaplanacak yüzeye basınç dalgasının çarpması sonucu yüzeyin cevabının bilinmesi açısından, bu çalışma ile de ilgilidir. Genellikle plak ve kabuk elemanlardan meydana gelen uçak yapılarının üzerindeki bileşenler de anlık basınç yüküne maruz kalabilmektedirler. Bu basınç özellikle motora ait bileşenler üzerinde etkili olmaktadır. Ayrıca, son yıllarda yüksek oranda kompozit malzemeden imal edilen uçak yapı elemanları herhangi bir şekilde meydana gelen patlama olayı sonucunda ortaya çıkan anlık basınç yüklerine maruz kalabilirler. Herhangi bir şekilde meydana gelen ses dalgası da yapılar üzerinde anlık bir basınç kuvveti etkisi oluşturmaktadır. Örnek olarak, alçaktan uçan sesüstü hızdaki bir uçağın oluşturduğu şok dalgası civardaki yapıların camlarının kırılmasına sebep olabilmektedir. Yüksek sesin canlıların kulak zarına da hasar verdiği bilinmektedir. Burada da anlık basınç yükü etkisi sözkonusudur.

İleri kompozit malzemelerin tarihi 1940'lı yıllarda gelişen cam elyafı takviyeli plastiklere dayanmaktadır. Dolayısıyla bunlar oldukça yeni malzemelerdir. Taşımacılık, inşaat, konstrüksiyon, gemi inşaatı, elektrik, elektronik gibi farklı alanlarda cam elyafı takviyeli plastiklerin kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Bu endüstriyel kompozitlerin çoğu maliyet bakımından metallere rakip olmaktadır. Korozyona dayanımlarının yüksek olması, yorulma ömürlerinin uzun olması, işleme maliyetlerinin metallere göre daha düşük olması ve imalatlarının daha ucuz olması, bir çok uygulamada cam elyafı takviyeli plastiklerin metallerin yerini almasına yol açmıştır. İleri kompozit malzemeler yüksek mukavemet ve katılık özelliklerine sahip olan elyafların kompozit içinde yüksek bir hacim oranında bulunmasıyla teşkil edilen kompozit malzemeler olarak tanımlanabilir. Düşük yoğunlukları sebebiyle, elyaf doğrultusunda yüksek özgül mukavemet ve katılık değerleri elde edilir [1].

1.2 Yapılan Çalışmalar

Plak ve kabuk yapıların anlık basınç yüküne cevabı konusunda şimdiye kadar bazı çalışmalar yapılmıştır. Konu ile ilgili olarak ilk yayınlardan Hopkinson'un [2] çalışması ölçekli modellerin kullanımı için ortaya bir teori koyması bakımından

önem taşımaktadır. Hopkinson bu teorisini aşağıdaki şekilde ifade etmiştir: “Boyutları haricinde benzer olan iki yapısal sistem, ağırlıkları itibariyle söz konusu iki yapının doğrusal boyutlarının oranının kübü ile orantılı olan patlayıcıların patlaması sonucu meydana gelen anlık basınç yüküne maruz kalırsa, iki yapının dinamik davranışı yer değiştirmeler doğrusal boyutların nisbeti ile orantılı olacak şekilde benzer olacaktır.” Çelik gemi panellerinin düzgün yayılı anlık basınç yüküne yapısal cevabının tahmini ve ölçümü Houlston ve arkadaşları [3] tarafından araştırılmıştır. Houlston ve arkadaşları çalışmalarında gemi panellerinin takviyeli olması durumunu da incelemişlerdir. Söz konusu çalışmada plağın orta noktasının ivmesinin zaman ile değişimi deneysel olarak elde edilmiştir. Hız ve yer değiştirme değerleri ivmelerin integrasyonu ile hesaplanmış ve ADINA sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak bulunan sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm sırasında lineer analiz için Newmark integrasyon tekniğinden yararlanılmış ve nonlinear analiz sırasında her zaman adımında Newton iterasyonu uygulanmıştır. Sonlu eleman sayısının artırılması ile deneysel ve sayısal sonuçlar arasında iyi bir uyum elde edilmiştir. Houlston ve arkadaşları [4] bir başka çalışmalarında savaş gemisi panellerinin modeli olarak kare şeklinde bir çelik plağın düzgün yayılı anlık basınç yüküne cevabını ADINA sonlu elemanlar yazılımı yardımıyla bulmuşlar ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Çözüm Newmark integrasyon tekniği ile yapılmıştır. Yazarlar yaptıkları analizlerin sonucunda geometrik nonlinearliklerin sonuçları etkilediğini görmüşlerdir. Basınç değerinin artırılması durumunda analiz sonuçları ve deneysel sonuçlar arasında ortaya çıkan farklılık sonlu eleman sayısının artırılması ile değişmemiştir. Söz konusu farklılık sonlu eleman modelinin sınır şartlarında yapılan bazı modifikasyonlar ile en aza indirilmiştir. Gupta ve arkadaşları [5] basit mesnetli çelik plağın düzgün yayılı anlık basınç yüküne cevabını araştırmışlardır. Araştırmacılar lineer bölgede kalmak suretiyle yaptıkları bu çalışmalarında plak üzerindeki anlık basınç yükünü zamanla exponansiyel olarak azalan düzgün yayılı bir yük olarak almış ve plak için Navier formunda bir yer değiştirme fonksiyonu kabul etmişlerdir. Araştırmacılar buldukları sonuçları ADINA sonlu elemanlar sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Sonlu eleman modelinde dört düğüm noktalı kabuk eleman kullanılması yapının cevabının elde edilmesinde yeterli doğrulukta sonuç vermiştir. Librescu ve Nosier [6] düzgün yayılı anlık basınç

yüküne maruz kalan simetrik katmanlı, kompozit, düz, dikdörtgen panellerin teorik analizinde, yanlamasına kayma deformasyonunu ve yanlamasına normal gerilmeleri hesaba katmışlardır. Librescu ve arkadaşı problemi integral dönüşüm tekniğini kullanarak çözmüşlerdir. Araştırmacılar buldukları sonuçları yanlamasına normal gerilme etkilerinin hesaba katılmadığı klasik plak teorisi çerçevesinde elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Elde edilen sonuçlardan kalın kompozit plakların analizinde yanlamasına normal gerilme etkilerinin hesaba katılmasının gerekli olduğu görülmüştür. Söz konusu çalışmada, araştırmacılar buldukları sonuçların doğruluk derecesini gösterecek bir kriter ile karşılaştırma yapmamışlardır. Beshara [7-8] patlamanın temel özelliklerini ve anlık basınç dalgası olayını incelemiş; patlamanın TNT olarak dengini ve anlık basınç ölçek yasasını tartışmıştır. Beshara bu çalışmasında rijit yapılar üzerine etki eden anlık basınç yükünü ele almış ve anlık basınç yükünün modellenmesi ile ilgili bir yaklaşım sunmuştur. Beshara diğer çalışmasında [8] sınırlanmış patlamaların, anlık basınç temasının ve patlamanın indüklediği yer şokunun tabiatını ve yapısal etkilerini araştırmıştır. Nurick ve arkadaşı [9] anlık basınç yüküne maruz takviyeli kare plakları deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Nurick ve arkadaşı bu çalışmalarında nonlineer geometri ve malzeme etkilerini içeren bir sonlu eleman formülasyonu kullanmışlardır. Sonlu elemanlar ile çözüm sırasında Newmark integrasyonu uygulanmıştır. Çelik plakların sünmesinin (large ductile deformation) ve kopmasının (tensile tearing) araştırıldığı bu çalışmada deney ve analiz sonuçları sünmenin hesabında uyumlu sonuç vermiştir. Kopma ile ilgili deneylerin azlığı analiz ve deney sonuçları arasında benzer bir ilişkinin kurulmasını önlemiştir. Anlık basınç yüküne maruz kalan sandviç panellerin dizayn metodları konusunda bir çalışma da Wiernicki ve arkadaşları [10] tarafından yapılmıştır. Söz konusu çalışmada öndizayn için kullanılabilecek analitik ifadeler yer almıştır. Singhal ve Larson [11] çeşitli havacılık yapılarının katılık ve kütle dağılımına dayanan dinamik indirgeme faktörlerini hesaba katan bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Anlık basınç yükünün hesaplanmasında kullanılan bu program yapının esnekliği, elastik modülü, kütle dağılımı ve farklı sınır şartlarının etkisini hesaba katmaktadır. Singhal ve arkadaşları [12] anlık basınç yüküne maruz çeşitli kalınlıklardaki esnek alüminyum panelleri farklı teknikleri kullanarak analiz etmişlerdir. Bu tekniklerden birisinde problem eşdeğer tek serbestlik dereceli olarak

modellenmekte ve çözümde Duhamel integrasyon tekniği kullanılmaktadır. Diğerinde ise probleme çok serbestlik derecesi ile yaklaşım yapan bir sonlu eleman programı kullanılmaktadır. Yazarlar basınç yükünün exponansiyel ve lineer olarak azaldığı durumları incelemişlerdir. Chapman ve arkadaşları [13] anlık basınç dalgası ile yapıların etkileşiminin simülasyonu konusunda parametrik bir çalışma yapmışlardır. Araştırmacılar bu konuda yazdıkları programın sonuçları ile deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Anlık basınç yükünün belirlenmesinde analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar oldukça uyumlu bulunmuştur. Son yıllarda, Türkmen ve Mecitoğlu [14] tüm kenarlarından ankastre olarak mesnetlenmiş tek katmanlı kompozit bir plağın anlık basınç yüküne dinamik cevabını teorik olarak incelemişlerdir. Söz konusu çalışmada geometrik nonlinearlikler hesaba katılmıştır. Elde edilen diferansiyel formdaki nonlinear hareket denkleminin çözümü için dördüncü mertebeden Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. Yine, Türkmen, Mecitoğlu ve Borat [15] düzgün yayılı anlık basınç yüküne maruz düz ve eğrilikli, katmanlı kompozit panellerin dinamik cevabını teorik olarak incelemiş ve ANSYS sonlu elemanlar yazılımını kullanarak buldukları sayısal sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Hareket denklemlerinin çözümü için dördüncü mertebeden Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. Sonlu elemanlar ile çözüm sırasında Newmark yönteminden yararlanılmıştır. Redekop ve Azar [16] çelik silindirik kabuk panellerin anlık basınç yüküne cevabını teorik olarak araştırmışlardır. Araştırmacılar bu çalışmalarında sınırlarından basit mesnetli olan farklı eğrilikteki paneller için lineer ve geometrik olarak nonlinear durumlarda teorik sonuçlar elde etmişler ve ADINA sonlu elemanlar yazılımını kullanarak buldukları sayısal sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Teorik sonuçlar ile sayısal sonuçlar arasında nitelik bakımından iyi bir uyum elde edilmiştir. Redekop [17] başka bir çalışmada çelik toroidal kabuğun anlık basınç yüküne lineer elastik dinamik cevabını Mushtari-Vlasov-Donnell yaklaşımları çerçevesinde sayısal olarak incelemiştir. Sonuçlar karşılık gelen silindirik kabuğun sonuçları ile karşılaştırıldığında yer değiştirmeler silindirik kabuğun yer değiştirme değerlerinden daha küçük bulunmuştur. Olson [18] takviyeli plakların ve silindirik kabukların anlık basınç yüküne nonlinear cevabını sayısal olarak elde etmiştir. Jiang ve Olson [19] izotropik ve takviyeli kabukların anlık basınç yüküne cevabını sonlu şeritler metodunu kullanarak sayısal olarak incelemiş

ve buldukları sonuçları önceki çalışmalarla ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasında maksimum yer değiştirme değerinin tahmini bakımından uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Araştırmacılar bu çalışmalarında geometrik ve malzeme nonlineerliklerini hesaba katmışlardır. Türkmen ve Mecitoğlu [20] katmanlı kompozit plakların anlık basınç yüküne cevabını teorik, deneysel ve sayısal olarak elde etmişlerdir. Söz konusu çalışmada anlık basınç yükünün plak üzerinde düzgün yayılı ve sinüsoidal olarak yayılı olduğu durumlar ele alınmış ve problem nonlineer çerçevede çözülmüştür. Yaklaşık teorik çözümler Runge-Kutta yöntemi ile yapılmıştır. Sayısal çözümler Newmark integrasyon tekniğinden yararlanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmıştır. Türkmen ve Mecitoğlu [21] katmanlı kompozit silindirik kabukların anlık basınç yüküne cevabını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Söz edilen çalışmada büyük yer değiştirme etkileri dikkate alınmıştır. Panellerin üzerindeki yüklemenin düzgün yayılı ve sinüsoidal olduğu durumlar incelenmiştir. Çözüm Newmark integrasyon tekniğinin kullanıldığı sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmıştır.

1.3 Amaç ve Kapsam

Literatürde katmanlı kompozit panellerin anlık basınç yüküne dinamik cevabının elde edilebilmesi için yapılan çalışmalar oldukça azdır. Bu konuda özellikle deneysel çalışmaya rastlanmamıştır. Böylece yapılan pek az sayıdaki çalışmanın analitik ya da sayısal olarak elde edilen sonuçlarının gerçekte ne kadar tutarlı olduğu da bilinmemektedir. Bu çalışmada tüm mühendislik uygulamalarında ve özellikle havacılıkta pek çok kullanım alanı olan kompozit panel yapıların dinamik yükler altındaki davranışlarının deneysel olarak incelenmesi ve gerek analitik gerek sayısal yöntemler ile elde edilebilecek sonuçlar ile deneysel sonuçların ne kadar uyumlu olduğunun gösterilmesi hedeflenmiştir. Böylece çalışmanın bir başka hedefi ön dizayn aşamasında kullanılabilecek, deneysel sonuçlar ile doğruluğu desteklenen analitik ifadelerin elde edilmesi olmuştur.

Bu çalışmada anlık basınç yüküne maruz kalan tüm kenarlarından ankastre olarak mesnetlenmiş kompozit panellerin dinamik davranışları (i) deneysel, (ii) analitik ve (iii) sayısal olarak incelenmiştir. Kullanılan kompozit panellerin

malzemesi grafit/epoxy ve cam/epoxy olarak seçilmiştir. Deneysel çalışmada patlama olayını modellemek için bir ucu kapalı detonasyon tüpü içerisinde geliştirilen bir detonasyon dalgasının tüpün açık ucundan atmosfere iletilmesi ile oluşan basınç dalgasından yararlanılmıştır. Detonasyon tüpü ile basınç dalgasının elde edilmesini sağlayan bilgisayar destekli bir deney donanımı kurulmuştur. Paneller tüpün açık ucundan itibaren belirli mesafelere yerleştirilmiş ve bu amaçla bir montaj çerçevesi kullanılmıştır. Kompozit panelin orta noktasında birim uzama değerleri deneysel olarak ölçülmüştür. Deneyle elde edilen bu basınç yüküne, teorik ve sayısal çalışmalarda kullanılmak üzere, bir fonksiyonla yaklaşım yapılmıştır. Teorik çalışmada Love'un ince kabuklar için birinci yaklaşımı, geometrik nonlinearlikler de hesaba katılarak, kullanılmıştır. Matematik model Runge-Kutta yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Ayrıca olay ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak modellenmiş ve çözülmüştür. Sonuçlar karşılaştırılarak belirli bir uyumun olduğu görülmüştür. Deneysel, teorik ve sayısal çalışmalarda panel geometrisinin, yükleme şartlarının ve malzeme özelliklerinin panelin dinamik davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

BÖLÜM 2

NONLİNEER KABUK DENKLEMLERİ

2.1 Giriş

Uçak yapılarının büyük bir bölümü kabuk yapılardan meydana gelmiştir. Uçağın tüm kaplamalarının yanı sıra motor yanma odası, çeşitli kapaklar, kokpit camı ve diğer aksesuar parçaları kabuk yapılara örnek verilebilir. Gemilerin tüm kaplamaları, uzay araçlarının ve otomobillerin çeşitli bileşenleri kabuk yapılar için birer örnek oluşturmaktadır. Bu bölümün ilk kısmında lineerlik ve nonlineerlik kavramı açıklanmış ve kabuk için yapılan kabuller anlatılmıştır. Kısım 2.3’de kabuğun yer değiştirme bağıntılarının elde edilmesinde yapılan kabuller anlatılmış ve yer değiştirme denklemleri elde edilmiştir. Birim uzama-yer değiştirme ilişkileri Kısım 2.4’de verilmiştir. Kısım 2.5’de katmanlı kompozitler için yapılan kabuller anlatılmış ve gerilme-birim uzama ilişkileri verilmiştir. Kısım 2.6’da katmanlı kompozitlerin gerilme ve moment bileşenleri verilmiştir. Virtüel iş prensibi ve katmanlı kompozit kabuğun hareket denklemlerinin elde edilmesi Kısım 2.7’de anlatılmıştır. Kısım 2.8 ve 2.9’da sırasıyla sınır şartları ve başlangıç şartları genel halde elde edilmiş ve son kısımda panellere etki eden basınç kuvvetinin ifadesi yer almıştır.

2.2 Genel Hususlar

Literatürde, lineer-nonlinear, çeşitli kabuk denklemleri farklı varsayımlar altında çıkarılmıştır. Bu çalışmada Love’un nonlinear kabuk denklemleri kullanılacaktır. Nonlineerlik iki tipte olabilmektedir. Birincisi malzeme nonlineerlikleridir. Bu genellikle büyük birim uzamaların sebep olduğu orantılılık sınırının ötesindeki gerilmenin sonucu olmaktadır. Söz konusu limitin ötesinde,

gerilme-birim uzama ilişkisi nonlineerdir. Dolayısıyla malzemeye uygulanan kuvvet ile uzama arasında nonlineer bir ilişki vardır. İkincisi geometrik nonlineerliklerdir. Geometrik nonlineerlikler büyük yer değiştirmelerin ve büyük dönmelerin sonucu olmaktadır. Burada da yapıya uygulanan kuvvet ile deformasyon arasında nonlineer bir ilişki sözkonusudur. Birçok mühendislik probleminde geometrik nonlineerlik küçük birim uzama değerlerini verir. Elastisite teorisinde nonlineer veya lineer olması bakımından dört temel problem Novozhilov tarafından aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır [22]:

1. Geometrik ve malzeme olarak lineer,
2. Malzeme olarak nonlineer,
3. Geometrik olarak nonlineer,
4. Geometrik ve malzeme olarak nonlineer.

Gerçekte, tüm mühendislik problemlerinde dördüncü maddedeki tanım geçerlidir. Bununla birlikte problemin matematik olarak modellenmesi de zor olmaktadır. Bu sebeple bazı özel durumlarda basitleştirici kabuller yapılabilir. En çok basitleştirici kabulün yapıldığı durum birinci maddededir. Burada denklemler elastisitenin klasik lineer denklemleridir. Birim uzamalar, yer değiştirmeler, dönmeler küçük kabul edilmiştir. Eğer dönmeler ve yer değiştirmeler küçük fakat birim uzamalar orantılılık sınırı aşılacak kadar büyük ise ikinci maddedeki malzeme nonlineerliği hesaba katılır. Eğer dönmeler ve yer değiştirmeler büyük fakat birim uzamalar orantılılık sınırını aşmıyor ise, o zaman sadece geometrik nonlineerlik düşünülür. Mühendislik problemlerinin bir çoğu sadece geometrik nonlineerlik hesaba katılarak çözülür. Havacılık, gemi inşaatı, uzay yapıları, otomotiv gibi alanlarda sözkonusu mühendislik problemleri için örnekler vardır.

Yukarıda söz konusu olan örneklerde kabuğun kalınlığı ile diğer boyutları arasındaki oran belli bir değerin altında kalmaktadır. Kabuk kalınlığı h ile kabuğun diğer boyutları (en, boy, eğrilik yarıçapı) arasında onda bir veya daha düşük bir oran değeri sözkonusu ise bu tip kabuklara ince kabuklar denilir. Kabuğun ince kabul edilmesi kabuk denklemlerinin çıkarılmasında bazı basitleştirme kabullerine imkan tanımaktadır.

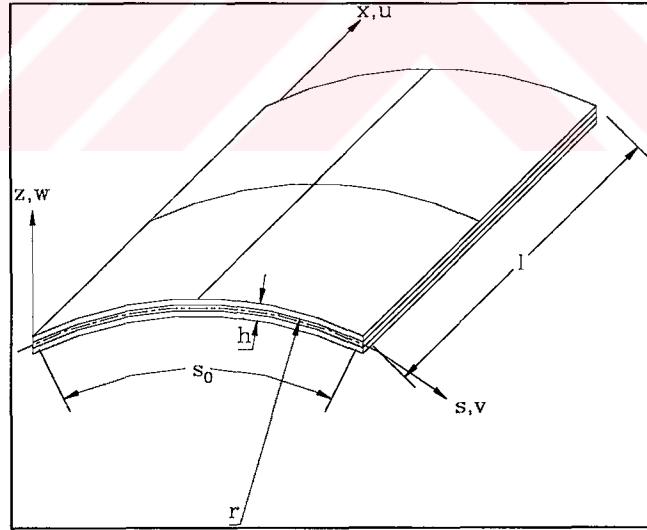
Bir önceki paragrafta adı geçen kabuk yapılar yüzeysel basınç yüklerine, çizgisel basınç yüklerine, tekil yüklere ve atalet yüklerine maruz kalabilmektedir.

Kabuk yapılara uygulanan yükler kaldırıldıktan sonra yer değiştirmeler sıfır değerini alarak yapı tekrar eski haline geri dönerse, malzemenin bu tür davranışı elastik olarak adlandırılır.

Love ince kabuk yapıların geometrik olarak nonlineer davranışları için bazı yaklaşımlarda bulunmuştur. Bu yaklaşımlar kısaca şu şekilde sıralanır [23]:

1. Kabuk incedir.
2. Yanlamasına normal gerilme ihmal edilir.
3. Kabuğun orta yüzeyinin normali deformasyon sırasında yüzeye normal kalır ve birim normal vektörün uzunluğunda değişme olmaz.

Bu kabuller hakkında şu açıklamalar yapılabilir: İncelik kabulü tüm teori için ilk ve esas basamağı oluşturur. İkinci ve üçüncü kabuller sadece ince kabuklar için uygundur. Normalin korunumu varsayımı referans yüzeye normal yöndeki birim uzama bileşenlerinin ihmal edildiğini gösterir. Dolayısıyla normal yönündeki gerilme sıfır olmaktadır. Bu çalışmada söz konusu olan silindirik kabuk ve koordinat sistemi Şekil 2.1’de görülmektedir.



Şekil 2.1 Silindirik kabuğun geometrisi

2.3 Yer Değiştirmeler

Weierstrass teoremine göre bir aralıkta sürekli olan herhangi bir fonksiyon bu aralıkta polinomlar ile ifade edilebilir. Böyle bir ifade, bir kabuk yapı için aşağıda görülmektedir [24]:

$$\begin{aligned}
u(x, \theta, z, t) &= u^0(x, \theta, t) + z\beta_x(x, \theta, t) + z^2\gamma_x(x, \theta, t) + \dots \\
v(x, \theta, z, t) &= v^0(x, \theta, t) + z\beta_\theta(x, \theta, t) + z^2\gamma_\theta(x, \theta, t) + \dots \\
w(x, \theta, z, t) &= w^0(x, \theta, t) + z\beta_z(x, \theta, t) + z^2\gamma_z(x, \theta, t) + \dots
\end{aligned} \tag{2.1}$$

Burada u , v ve w sırasıyla x , θ ve z yönündeki yer değiştirmeleri; u^0 , v^0 ve w^0 kabuk orta yüzeyindeki yer değiştirmeleri; x , θ ve z silindirik koordinatları; β ve γ eğilmelerden dolayı gelen terimleri göstermektedir. Genel bir kabuk yapıda, kabuk kalınlığı boyunca yer değiştirme alanı polinomlar veya trigonometrik seriler ile bir fonksiyon halinde ifade edilebilir. Kabuğun kalınlığı boyunca yer değiştirmeleri ifade edebilmek amacıyla u , v , w terimleri ile gösterilen yer değiştirmeler seriye açılır ve serinin ilk birkaç terimi dikkate alınırsa aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\begin{aligned}
u &= u^0 + u^a \frac{z}{h} + u^s \sin \frac{\pi z}{h} \\
v &= v^0 + v^a \frac{z}{h} + v^s \sin \frac{\pi z}{h} \\
w &= w^0 + w^a \frac{z}{h} + w^c \cos \frac{\pi z}{h}
\end{aligned} \tag{2.2}$$

Burada h kabuk kalınlığını; u^a, v^a, w^a, u^s, v^s ve w^c dönmeden dolayı gelen terimlerin değerlerini göstermektedir. Klasik silindirik kabuk teorisinde w^a terimi ve trigonometrik terimler ihmal edilir ve u^a/h ve v^a/h terimleri sırasıyla $-\partial w^0/\partial x$ ve $-\partial w^0/r\partial\theta + v^0/r$ terimleri ile değiştirilirse aşağıdaki ifadeler elde edilir [25]:

$$\begin{aligned}
u &= u^0 - z \frac{\partial w^0}{\partial x} \\
v &= v^0 - \frac{z}{r} \frac{\partial w^0}{\partial \theta} + z \frac{v^0}{r} \\
w &= w^0
\end{aligned} \tag{2.3}$$

2.4 Birim Uzama-Yer Değiştirme İlişkileri

Bu çalışmada, Love teorisine dayalı nonlinear kabuk denklemleri çıkarılırken geometrik olarak nonlinear etkiler von Karman varsayımları ile hesaba katılmıştır.

Love teorisine ve von Karman kabullerine dayanan nonlinear birim uzama-yer değiştirme ilişkileri silindirik kabuklar için silindirik koordinatlarda aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \\ \varepsilon_\theta &= \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r} + \frac{1}{2} \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial w}{\partial \theta} \right)^2 \\ \varepsilon_{x\theta} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial \theta}\end{aligned}\quad (2.4)$$

Burada, $\varepsilon_x, \varepsilon_\theta, \varepsilon_{x\theta}$ silindirik koordinatlardaki birim uzamaları; u, v, w sırasıyla x, θ ve z yönündeki yer değiştirmeleri; x ve θ silindirik koordinatları; r silindirik kabuğun eğrilik yarıçapını göstermektedir. (2.3) bağıntıları (2.4) denklemlerinde yerlerine konulursa birim uzama-yer değiştirme ilişkileri kabuğun orta noktasının yer değiştirmesi cinsinden aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u^0}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w^0}{\partial x} \right)^2 \\ \varepsilon_s &= \frac{\partial v^0}{\partial s} - z \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} + \frac{z}{r} \frac{\partial v^0}{\partial s} + \frac{w^0}{r} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \right)^2 \\ \varepsilon_{xs} &= \frac{\partial u^0}{\partial s} + \frac{\partial v^0}{\partial x} - 2z \frac{\partial^2 w^0}{\partial s \partial x} + \frac{z}{r} \frac{\partial v^0}{\partial x} + \frac{\partial v^0}{\partial x} + \frac{\partial w^0}{\partial x} \frac{\partial w^0}{\partial s}\end{aligned}\quad (2.5)$$

Yukarıdaki denklemlerin elde edilmesinde $s=r\theta$ dönüşümü yapılmıştır.

2.5 Gerilme-Birim Uzama İlişkileri

Bu çalışmada kompozit katmanları için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller şu şekilde sıralanabilir:

- (i) Katman kalınlığı diğer boyutlara göre çok küçük olduğundan ince kabuk teorisi kullanılmaktadır ve serbest kenarlardan uzakta katman içinde katmanlar arası düzleme etki eden gerilmeler ihmal edilecek kadar küçüktür.

(ii) İki katman arasında mükemmel bir yapıştırma olduğu kabul edilmiştir.

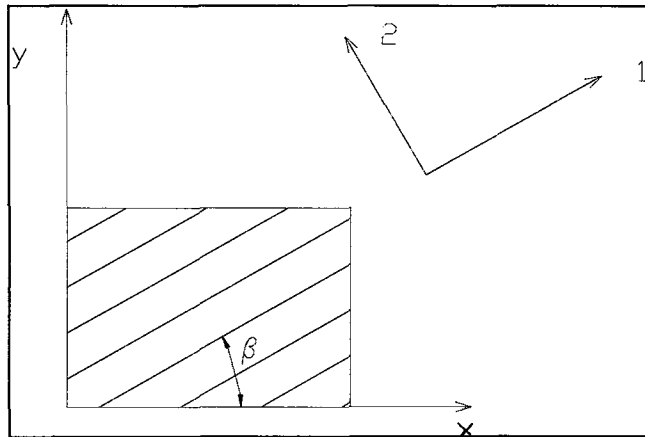
Böylelikle iki katman birbiri üzerinde kayma yapmaz ve yapışma bölgesi içinde yer değiştirmeler sürekli olarakdır.

Kompozit malzeme için düzlem gerilme halinde gerilme-birim uzama ilişkileri aşağıdaki gibi matris formunda yazılabilir [26]:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_s \\ \sigma_{xs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_s \\ \epsilon_{xs} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Burada $\bar{Q}_{ij}$ katmanlı kompozitin dönüşüm yapılmış indirgenmiş katılık matrisidir.

$\bar{Q}_{ij}$, indirgenmiş katılık matrisi Q_{ij} 'nin koordinat eksenlerine göre dönüşümünden elde edilir. Burada Q_{ij} katmanın elyaf yönü ve ona dik yöndeki özelliklerini göstermektedir. Şekil 2.2 'de görülen 1-2 sisteminin özelliklerinin, x-y sisteminde elde edilebilmesi için dönüşüm matrisi kullanılarak dönüşüm yapılır. Burada 1 ve 2 sırasıyla elyaf yönü ve ona dik yönü; x ve y genel koordinat eksenlerini göstermektedir. β elyaf yönlenme açısını gösterir. Dönüşüm matrisi kullanılarak elde edilen $\bar{Q}_{ij}$ ile Q_{ij} arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir:



Şekil 2.2 Katman koordinat sistemi ve genel koordinat sistemi

$$\begin{aligned}
\bar{Q}_{11} &= Q_{11}f^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})f^2g^2 + Q_{22}g^4 \\
\bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66})f^2g^2 + Q_{12}(f^4 + g^4) \\
\bar{Q}_{22} &= Q_{11}g^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})f^2g^2 + Q_{22}f^4 \\
\bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})f^3g + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})fg^3 \\
\bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})fg^3 + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})f^3g \\
\bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})f^2g^2 + Q_{66}(f^4 + g^4)
\end{aligned} \tag{2.7}$$

Burada

$$\begin{aligned}
Q_{11} &= E_1 / (1 - \nu_{12}\nu_{21}) & Q_{22} &= E_2 / (1 - \nu_{12}\nu_{21}) \\
Q_{12} &= Q_{21} = \nu_{12}E_2 / (1 - \nu_{12}\nu_{21}) & Q_{66} &= G_{66} = G_{12} \\
f &= \cos\beta & g &= \sin\beta
\end{aligned}$$

şeklinde dir. Bu eşitliklerdeki parametreler aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned}
E_1 &= E_f \nu_f + E_m (1 - \nu_f) & E_2 &= E_f E_m / E_f (1 - \nu_f) + E_m \nu_f \\
G_2 &= G_f G_m / G_f (1 - \nu_f) + G_m \nu_m & \nu_{12} &= \nu_f \nu_f + \nu_m \nu_m \\
\nu_{21} &= E_2 \nu_{12} / E_1 & G &= E / (2(1 + \nu)) \\
G_m &= E_m / (2(1 + \nu_m))
\end{aligned}$$

Burada sırasıyla E_f ve E_m elyafın ve matris malzemesinin elastisite modüllerini, G_f ve G_m elyafın ve matris malzemesinin kayma modüllerini, ν_f ve ν_m elyafın ve matrisin toplam hacimdeki oranlarını, ν_f ve ν_m elyafın ve matrisin Poisson oranlarını, E_1 , E_2 , G_{12} bir kompozit katmanının elyaf yönündeki, elyafa dik olan yöndeki elastisite modüllerini ve kayma modülünü, ν_{12} ve ν_{21} elyaf yönü ve ona dik olan yöndeki Poisson oranlarını göstermektedir.

2.6 Kuvvet ve Moment Bileşenleri

Katmanlı kompozit kabuğun kuvvet bileşenleri her bir katmandaki kuvvet bileşenlerinin toplamı olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir [26].

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} N_x \\ N_s \\ N_{xs} \end{bmatrix} &= \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_s \\ \sigma_{xs} \end{bmatrix}_k dz = \sum_{k=1}^n \left(\int_{h_{k-1}}^{h_k} \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_s^0 \\ \varepsilon_{xs}^0 \end{bmatrix} dz \right. \\
&\quad \left. + \int_{h_{k-1}}^{h_k} \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_s \\ \kappa_{xs} \end{bmatrix} z dz \right)
\end{aligned} \tag{2.8}$$

Malzeme özelliklerinin kalınlık boyunca değişimleri ihmal edilerek integrasyon işlemleri gerçekleştirilirse denklem (2.8) aşağıdaki biçimde elde edilir.

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_s \\ N_{xs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_s^0 \\ \varepsilon_{xs}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_s \\ \kappa_{xs} \end{bmatrix} \tag{2.9}$$

Burada κ_x , κ_s ve κ_{xs} dönmelerden dolayı gelen birim uzama terimlerini göstermektedir. (2.9) denklemlerini kapalı formda kısaca

$$[N] = [A][\varepsilon_0] + [B][\kappa] \tag{2.10}$$

şeklinde ifade etmek mümkündür. (2.9) denklemlerindeki matrislerin terimleri:

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n (Q_{ij})_k (h_k - h_{k-1}) \quad B_{ij} = 1/2 \sum_{k=1}^n (Q_{ij})_k (h_k^2 - h_{k-1}^2)$$

şeklinde verilmiştir. Aynı tarzda moment bileşenleri aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} M_x \\ M_s \\ M_{xs} \end{bmatrix} &= \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_s \\ \sigma_{xs} \end{bmatrix}_k z dz = \sum_{k=1}^n \left(\int_{h_{k-1}}^{h_k} \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_s^0 \\ \varepsilon_{xs}^0 \end{bmatrix} z dz \right. \\
&\quad \left. + \int_{h_{k-1}}^{h_k} \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_s \\ \kappa_{xs} \end{bmatrix} z^2 dz \right)
\end{aligned} \tag{2.11}$$

Malzeme özelliklerinin kalınlık boyunca değişimleri ihmal edilerek integrasyon işlemleri gerçekleştirilirse denklem (2.11) aşağıdaki biçimde elde edilir:

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_s \\ M_{xs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_s^0 \\ \epsilon_{xs}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_s \\ \kappa_{xs} \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

(2.12) denklemlerini kapalı formda kısaca

$$[M] = [B][\epsilon_0] + [D][\kappa] \quad (2.13)$$

şeklinde ifade etmek mümkündür. Burada $[D]$ matrisinin terimleri

$$D_{ij} = 1/3 \sum_{k=1}^n (Q_{ij})_k (h_k^3 - h_{k-1}^3)$$

şeklinde verilmiştir.

2.7 Katmanlı Kompozit Kabuğun Hareket Denklemi

Hareket denkleminin elde edilmesinde virtüel iş prensibi kullanılmıştır. Bir kuvvetin tasarlanan keyfi bir yer değiştirme esnasında yapacağı işe virtüel iş adı verilir. Virtüel iş prensibi, dengede olan bir sistemin, herhangi bir virtüel yer ve şekil değiştirmesinde, dış kuvvetlerin işi iç kuvvetlerin işine eşit olacaktır şeklinde tanımlanır. Bu tanım gereğince virtüel iş denklemi varyasyonel formda aşağıdaki bağıntı ile verilir [27]:

$$\begin{aligned} \delta J_e = & \int_t dt \iint_A [\sigma_x \delta \epsilon_x + \sigma_s \delta \epsilon_s + \sigma_{xs} \delta \epsilon_{xs}] dA \\ & - \iint_A [q_x \delta u + q_s \delta v + q_z \delta w] dA \\ & - \iint_A [\bar{m}(\dot{u} \delta \dot{u} + \dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{w})] dA = 0 \end{aligned} \quad (2.14)$$

Burada q_x , q_s ve q_z dış kuvvetleri; $\dot{u}$, $\dot{v}$ ve $\dot{w}$ hız bileşenlerini; $\bar{m}$ kabuğun birim alanının kütlesini göstermektedir. Denklem (2.10) ve (2.12), (2.14) ifadesinde kullanılarak aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\begin{aligned} \delta J_e = & \int_I dt \iint_A [N_x \delta \varepsilon_x^0 + N_s \delta \varepsilon_s^0 + N_{xs} \delta \varepsilon_{xs}^0 + M_x \kappa_x + M_s \kappa_s + M_{xs} \kappa_{xs}] dA \\ & - \iint_A [q_x \delta u + q_s \delta v + q_z \delta w] dA - \iint_A [\bar{m}(\dot{u} \delta \dot{u} + \dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{w})] dA = 0 \end{aligned} \quad (2.15)$$

Bu denklemdeki her bir terime kısmi integrasyon uygulanarak δu , δv ve δw varyasyonları üzerindeki türevler kaldırılır. Örnek olarak birinci terim için aşağıdaki işlem gösterilmiştir:

$$\iint_A N_x \frac{\partial \delta u^0}{\partial x} dx ds = N_x \delta u^0 \Big| - \iint_A \frac{\partial N_x}{\partial x} \delta u^0 dx ds \quad (2.16)$$

Elde edilen denklemlerde δu , δv ve δw varyasyonları keyfi bırakılarak katmanlı kompozit kabuğun hareket denklemleri diferansiyel formda elde edilir.

$$-\frac{\partial N_x}{\partial x} - \frac{\partial N_{xs}}{\partial s} - q_x - \bar{m} \ddot{u}^0 = 0 \quad (2.17)$$

$$-\frac{\partial N_s}{\partial s} - \frac{\partial N_{xs}}{\partial x} - \frac{1}{r} \frac{\partial M_s}{\partial s} - \frac{1}{r} \frac{\partial M_{xs}}{\partial x} - q_s - m \ddot{v}^0 = 0 \quad (2.18)$$

$$\begin{aligned} & -\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 M_s}{\partial s^2} - 2 \frac{\partial^2 M_{xs}}{\partial x \partial s} + \frac{N_s}{r} - \left(\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{xs}}{\partial s} \right) \frac{\partial w^0}{\partial x} \\ & - \left(\frac{\partial N_s}{\partial s} + \frac{\partial N_{xs}}{\partial x} \right) \frac{\partial w^0}{\partial s} - \left(N_x \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} + N_{xs} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} + N_s \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right) \\ & - q_z - \bar{m} \ddot{w}^0 = 0 \end{aligned} \quad (2.19)$$

Burada $\ddot{u}$, $\ddot{v}$ ve $\ddot{w}$ ivme bileşenlerini göstermektedir. (2.10) ve (2.12) ifadeleri (2.16) denkleminde yerlerine konulursa hareket denklemleri kabuğun orta yüzeyinin yer değiştirmeleri cinsinden aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\begin{aligned}
L_{11}u^0 + L_{12}v^0 + L_{13}w^0 + N_1(w^0) + \bar{m}\ddot{u}^0 - q_x &= 0 \\
L_{21}u^0 + L_{22}v^0 + L_{23}w^0 + N_2(w^0) + \bar{m}\ddot{v}^0 - q_s &= 0 \\
L_{31}u^0 + L_{32}v^0 + L_{33}w^0 + N_3(u^0, v^0, w^0) + \bar{m}\ddot{w}^0 - q_z &= 0
\end{aligned} \tag{2.20}$$

Burada

$$L_{11} = -A_{11} \frac{\partial^2}{\partial x^2} - 2A_{16} \frac{\partial^2}{\partial x \partial s} - A_{66} \frac{\partial^2}{\partial s^2}$$

$$\begin{aligned}
L_{12} = & -(A_{12} + A_{66} + B_{12}/r + B_{66}/r) \frac{\partial^2}{\partial x \partial s} \\
& - (A_{16} + B_{16}/r) \frac{\partial^2}{\partial x^2} - (A_{26} + B_{26}/r) \frac{\partial^2}{\partial s^2}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
L_{13} = & -A_{12} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} - A_{26} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial s} + 3B_{16} \frac{\partial^3}{\partial x^2 \partial s} \\
& + (B_{12} + 2B_{66}) \frac{\partial^3}{\partial x \partial s^2} + B_{11} \frac{\partial^3}{\partial x^3} + B_{26} \frac{\partial^3}{\partial s^3}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
L_{21} = & -(A_{12} + A_{66} + B_{12}/r + B_{66}/r) \frac{\partial^2}{\partial x \partial s} \\
& - (A_{16} + B_{16}/r) \frac{\partial^2}{\partial x^2} - (A_{26} + B_{26}/r) \frac{\partial^2}{\partial s^2}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
L_{22} = & -(A_{66} + 2B_{66}/r + D_{66}/r^2) \frac{\partial^2}{\partial x^2} \\
& - (A_{22} + 2B_{22}/r + D_{22}/r^2) \frac{\partial^2}{\partial s^2} \\
& - (2A_{26} + 4B_{26}/r + 2D_{26}/r^2) \frac{\partial^2}{\partial x \partial s}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
L_{23} = & -(A_{22}/r + B_{22}/r^2) \frac{\partial}{\partial s} + (B_{12} + 2B_{66} + D_{12}/r + 2D_{66}/r) \frac{\partial^3}{\partial s \partial x^2} \\
& + (B_{22} + D_{22}/r) \frac{\partial^3}{\partial s^3} + (3B_{26} + 3D_{26}/r) \frac{\partial^3}{\partial x \partial s^2} \\
& - (A_{26}/r + B_{26}/r^2) \frac{\partial}{\partial x} + (B_{16} + D_{16}/r) \frac{\partial^3}{\partial x^3}
\end{aligned}$$

$$L_{31} = -B_{11} \frac{\partial^3}{\partial x^3} - 3B_{16} \frac{\partial^3}{\partial x^2 \partial s} - B_{12} \frac{\partial^3}{\partial x \partial s^2} \\ - 2B_{66} \frac{\partial^3}{\partial x \partial s^2} - B_{26} \frac{\partial^3}{\partial s^3} + A_{12} / r \frac{\partial}{\partial x} + A_{26} / r \frac{\partial}{\partial s}$$

$$L_{32} = -(B_{16} + D_{16} / r) \frac{\partial^3}{\partial x^3} - (B_{12} + D_{12} / r + 2B_{66} + 2D_{66} / r) \frac{\partial^3}{\partial x^2 \partial s} \\ - (3B_{26} + D_{26} / r) \frac{\partial^3}{\partial x \partial s^2} - (B_{22} + D_{22} / r) \frac{\partial^3}{\partial s^3} \\ + (A_{26} / r + 2B_{26} / r) \frac{\partial}{\partial x} + (A_{22} / r + B_{22} / r) \frac{\partial}{\partial s}$$

$$L_{33} = D_{11} \frac{\partial}{\partial x^4} + 6D_{16} \frac{\partial^4}{\partial x^3 \partial s} + (2D_{12} + 4D_{66}) \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial s^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4}{\partial x \partial s^3} \\ - 2B_{12} / r \frac{\partial^2}{\partial x^2} - 2B_{22} / r \frac{\partial^2}{\partial s^2} - 4B_{26} / r \frac{\partial^2}{\partial x \partial s} + D_{22} \frac{\partial^4}{\partial s^4} + A_{22} / r$$

$$N_1(w^0) = -A_{11} \frac{\partial w^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} - (A_{12} + A_{66}) \frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} - A_{16} \frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \\ - 2A_{16} \frac{\partial w^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} - A_{26} \frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} - A_{66} \frac{\partial w^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2}$$

$$N_2(w^0) = -(A_{12} + A_{66} + B_{12} / r + B_{66} / r) \frac{\partial w^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \\ - (A_{22} + B_{22} / r) \frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} + (2A_{26} - 2B_{26} / r) \frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \\ - (A_{26} + B_{26} / r) \frac{\partial w^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} - (A_{16} + B_{16} / r) \frac{\partial w^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \\ - (A_{66} + B_{66} / r) \frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} - (A_{22} + B_{22} / r) \frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2}$$

$$\begin{aligned}
N_3(u^0, v^0, w^0) = & 2(B_{66} - B_{12}) \left(\frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \right)^2 + (B_{22} - B_{12}) \left(\frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right)^2 \\
& - 4B_{66} \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^3 w^0}{\partial s \partial x^2} \right) + (B_{22} - B_{12}) \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^3 w^0}{\partial s^3} \right) \\
& + 2(B_{12} - B_{66}) \left(\frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right) - A_{12} / 2r \left(\frac{\partial w^0}{\partial x} \right)^2 \\
& - A_{22} / 2r \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \right)^2 - A_{11} \left(\frac{\partial^2 u^0}{\partial x^2} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) - (3A_{11} / 2) \left(\frac{\partial w^0}{\partial x} \right)^2 \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \\
& - (A_{12} + A_{66} + B_{12} / r + B_{66} / r) \left(\frac{\partial^2 v^0}{\partial s \partial x} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) \\
& - 2(A_{12} + 2A_{66}) \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s \partial x} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) - 2A_{16} \left(\frac{\partial^2 u^0}{\partial s \partial x} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) \\
& - (A_{16} + B_{16} / r) \left(\frac{\partial^2 v^0}{\partial x^2} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) - 2A_{16} \left(\frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) \\
& - 3A_{16} \left(\frac{\partial w^0}{\partial x} \right)^2 \frac{\partial^2 w^0}{\partial s \partial x} - A_{26} \left(\frac{\partial^2 v^0}{\partial s^2} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) - 3A_{26} \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) \\
& - A_{66} \left(\frac{\partial^2 u^0}{\partial s^2} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) - (A_{66} + A_{12} / 2) \left(\frac{\partial w^0}{\partial x} \right)^2 \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \\
& - B_{26} \frac{1}{r} \left(\frac{\partial^2 v^0}{\partial s^2} \frac{\partial w^0}{\partial x} \right) - (A_{12} + A_{66}) \left(\frac{\partial^2 u^0}{\partial x \partial s} \frac{\partial w^0}{\partial s} \right) \\
& - (A_{22} + B_{22} / r) \left(\frac{\partial^2 v^0}{\partial s^2} \frac{\partial w^0}{\partial s} \right) - (3A_{22} / 2) \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \right)^2 \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \\
& - A_{26} \left(\frac{\partial^2 u^0}{\partial s^2} \frac{\partial w^0}{\partial s} \right) - 2(A_{26} + B_{26} / r) \left(\frac{\partial^2 v^0}{\partial x \partial s} \frac{\partial w^0}{\partial s} \right) - 4A_{26} \left(\frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \right) \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \right)^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -A_{16} \left(\frac{\partial^2 u^0}{\partial x^2} \frac{\partial w^0}{\partial s} \right) - A_{26} \frac{1}{r} \left(\frac{\partial w^0}{\partial x} \frac{\partial w^0}{\partial s} \right) - A_{66} \left(\frac{\partial^2 v^0}{\partial x^2} \frac{\partial w^0}{\partial s} \right) \\
& - (A_{66} + A_{12} / 2) \left(\frac{\partial w^0}{\partial s} \right)^2 \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} - B_{66} \frac{1}{r} \left(\frac{\partial^2 v^0}{\partial x^2} \frac{\partial w^0}{\partial s} \right) - A_{11} \left(\frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \frac{\partial u^0}{\partial x} \right) \\
& - (A_{12} + B_{12} / r) \left(\frac{\partial v^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \right) - A_{12} \frac{1}{r} \left(w^0 \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \right) - A_{16} \left(\frac{\partial u^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \right) \\
& - (A_{16} + B_{16} / r) \left(\frac{\partial v^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x^2} \right) - A_{12} \left(\frac{\partial u^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right) - (A_{22} + B_{22} / r) \left(\frac{\partial v^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right) \\
& - A_{22} \frac{1}{r} \left(w^0 \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right) - A_{26} \left(\frac{\partial u^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right) - (A_{26} + B_{26} / r) \left(\frac{\partial v^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial s^2} \right) \\
& - 2A_{16} \left(\frac{\partial u^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \right) - 2(A_{26} + B_{26} / r) \left(\frac{\partial v^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \right) - 2A_{26} \frac{1}{r} \left(w^0 \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \right) \\
& - 2A_{66} \left(\frac{\partial u^0}{\partial s} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \right) - 2(A_{66} + B_{66} / r) \left(\frac{\partial v^0}{\partial x} \frac{\partial^2 w^0}{\partial x \partial s} \right)
\end{aligned}$$

şeklinde verilir.

2.8 Sınır Şartları

Genel olarak x değerinin sabit olması durumunda aşağıdaki sınır şartları sağlanmalıdır.

$$N_x = \bar{N}_x \text{ veya } u^0 = \bar{u}$$

$$N_{xs} + \frac{M_{xs}}{r} = \bar{T}_{xs} \text{ veya } v^0 = \bar{v} \quad (2.21)$$

$$N_x \frac{\partial w^0}{\partial x} + N_{xs} \frac{\partial w^0}{\partial s} + \frac{\partial M_x}{\partial x} = \bar{V}_x \text{ veya } w^0 = \bar{w}$$

$$M_x = \bar{M}_x \text{ veya } \beta_x^0 = \bar{\beta}_x$$

Genel olarak s değerinin sabit olması durumunda aşağıdaki sınır şartları elde edilir.

$$N_{xs} = \bar{T}_{xs} \text{ veya } u = \bar{u}$$

$$N_s + \frac{M_s}{r} = \bar{N}_s \quad \text{veya} \quad v = \bar{v} \quad (2.22)$$

$$N_s \frac{\partial w^0}{\partial s} + N_{xs} \frac{\partial w^0}{\partial x} + \frac{\partial M_s}{\partial s} + 2 \frac{\partial M_{xs}}{\partial x} = \bar{V}_s \quad \text{veya} \quad w^0 = \bar{w}$$

$$M_s = \bar{M}_s \quad \text{veya} \quad \beta_s^0 = \bar{\beta}_s$$

Burada $\bar{N}$, $\bar{V}$, $\bar{T}$, $\bar{M}$, $\bar{u}$, $\bar{v}$, $\bar{w}$ ve $\bar{\beta}$ önceden belirlenmiş değerleri göstermektedir.

2.9 Başlangıç Şartları

Panelin başlangıçta statik durumda olması sebebiyle tüm ilk yer değiştirme ve hız bileşenleri sıfır olacaktır. Böylece panelin herhangi bir noktasında $t=0$ anındaki yer değiştirme ve hız değerleri sıfır değerini alacaktır. Bu aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\begin{aligned} u(x, s, 0) &= 0 & v(x, s, 0) &= 0 & w(x, s, 0) &= 0 \\ \dot{u}(x, s, 0) &= 0 & \dot{v}(x, s, 0) &= 0 & \dot{w}(x, s, 0) &= 0 \end{aligned} \quad (2.23)$$

2.10 Anlık Basınç Yükünün İfade Edilmesi

Şok veya patlama dalgası kendisini çevreleyen atmosferin patlama kaynağından üretilen sıcak gazlar tarafından kuvvetli bir şekilde geri itilmesiyle meydana gelir. Dalganın ön tarafı sıkıştırılmış bir hava duvarı gibidir ve arka tarafındaki basınçtan daha yüksek basınçtır. Bu yüksek basınç hızlı bir şekilde azalır. Kısa bir süre sonra bu basınç atmosfer basıncının altına düşer. Böyle bir negatif basınç sırasında kısmi bir vakum meydana gelir ve hava emilir. Patlama basıncının zamanla değişimi aşağıdaki ifade ile verilmiştir [5]:

$$p(x, s, t) = \left[(p_m - p_c) \sin(\pi x / l)^2 \sin(\pi s / s_0)^2 + p_c \right] (1 - t / t_p) e^{-\alpha t / t_p} \quad (2.24)$$

Burada p_m basıncın zaman içindeki maksimum değerini, p_c basıncın maksimum değerine ulaştığı anda panelin kenarlarındaki basınç değerini, t_p basıncın etki süresini ve α basınç dalga formu parametresini göstermektedir.

BÖLÜM 3

ÇÖZÜM YÖNTEMİ

3.1 Giriş

Diferansiyel formdaki, nonlinear, başlangıç değer problemlerinin çözümünde çeşitli teknikler kullanılmaktadır. Bu bölümün ikinci kısmında Bölüm 2’de elde edilen hareket denklemlerinin çözümü için bazı kabuller yapılacak ve hareket denklemleri zamana bağlı nonlinear diferansiyel denklemler olarak elde edilecektir. Bu denklemlerin yaklaşık çözüm teknikleri iki grupta toplanabilmektedir: Kapalı formda çözüm veren yöntemler [5,6,14-16,20] ve ayrıklaştırma prensibine dayanan sayısal yöntemler [3-5,9,10,15-21]. Bu çözüm teknikleri hakkında kısa bilgi üçüncü kısımda verilecektir. Bu çalışmada kullanılan Runge-Kutta yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemi yine bu kısımda alt başlıklar halinde ele alınmıştır.

3.2 Çözüm Fonksiyonları

Burada problemin çözümünün koordinatlara bağlı bir fonksiyonla zamana bağlı bir fonksiyonun çarpımı şeklinde ifade edilebileceği kabulü kullanılmıştır. Bu kabulün ışığı altında Bölüm 2’de elde edilen katmanlı kompozit kabuğun hareket denklemlerinin çözümü için geometrik sınır şartlarını sağlayan çözüm fonksiyonları seçilmiştir. Bu çalışmada paneller dört kenarından ankastre olarak mesnetlenmiştir. Ankastre olarak mesnetlenen sınırlarda yer değiştirme ve dönme değerleri sıfıra eşit olacaktır. Böylece dört kenarından ankastre tutturulmuş paneller için sınır şartları (2.21) ve (2.22) denklemlerinden aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\begin{aligned}
u^0(0,s,t) &= u^0(\ell,s,t) = u^0(x,0,t) = u^0(x,s_0,t) = 0 \\
\frac{\partial u^0}{\partial x}(0,s,t) &= \frac{\partial u^0}{\partial x}(\ell,s,t) = \frac{\partial u^0}{\partial s}(x,0,t) = \frac{\partial u^0}{\partial s}(x,s_0,t) = 0 \\
v^0(0,s,t) &= v^0(\ell,s,t) = v^0(x,0,t) = v^0(x,s_0,t) = 0 \\
\frac{\partial v^0}{\partial x}(0,s,t) &= \frac{\partial v^0}{\partial x}(\ell,s,t) = \frac{\partial v^0}{\partial s}(x,0,t) = \frac{\partial v^0}{\partial s}(x,s_0,t) = 0 \\
w^0(0,s,t) &= w^0(\ell,s,t) = w^0(x,0,t) = w^0(x,s_0,t) = 0 \\
\frac{\partial w^0}{\partial x}(0,s,t) &= \frac{\partial w^0}{\partial x}(\ell,s,t) = \frac{\partial w^0}{\partial s}(x,0,t) = \frac{\partial w^0}{\partial s}(x,s_0,t) = 0
\end{aligned} \tag{3.1}$$

Burada ℓ ve s_0 silindirik panelin boyutlarıdır (Şekil 2.1).

(3.1) denklemlerindeki sınır şartlarını sağlayan yer değiştirme fonksiyonları aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\begin{aligned}
u^0 &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N U_{mn}(t) \left(1 - \cos \frac{2m\pi x}{\ell}\right) \left(1 - \cos \frac{2n\pi s}{s_0}\right) \\
v^0 &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N V_{mn}(t) \left(1 - \cos \frac{2m\pi x}{\ell}\right) \left(1 - \cos \frac{2n\pi s}{s_0}\right) \\
w^0 &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N W_{mn}(t) \left(1 - \cos \frac{2m\pi x}{\ell}\right) \left(1 - \cos \frac{2n\pi s}{s_0}\right)
\end{aligned} \tag{3.2}$$

Hareket denklemlerinin zamana bağlı diferansiyel denklem sistemi olarak elde edilmesi için Galerkin yöntemi uygulanmıştır [28]. Galerkin yönteminin (2.17-2.19) denklemlerine uygulandığı (3.3) bağıntıları ile verilmiştir.

$$\begin{aligned}
\iint_A (L_{11}u^0 + L_{12}v^0 + L_{13}w^0 + N_1(w^0) + \bar{m}\ddot{u}^0 - q_x)u^0 dA &= 0 \\
\iint_A (L_{21}u^0 + L_{22}v^0 + L_{23}w^0 + N_2(w^0) + \bar{m}\ddot{v}^0 - q_s)v^0 dA &= 0 \\
\iint_A (L_{31}u^0 + L_{32}v^0 + L_{33}w^0 + N_3(u^0, v^0, w^0) + \bar{m}\ddot{w}^0 - q_z)w^0 dA &= 0
\end{aligned} \tag{3.3}$$

Basınç kuvveti kabuğun normali yönünde etki etmektedir. Dolayısıyla sadece kabuğun normali doğrultusunda bir kuvvet söz konusu olacaktır. Düzlem içi ve dönel atalet kuvvetleri ihmal edilmiştir. (3.2) bağıntılarıyla verilen çözüm fonksiyonlarının ilk terimi hesaba katılarak (3.3) denklemlerinde kullanılmış ve yukarıdaki kabuller dikkate alınarak kabuğun hareketi için aşağıdaki denklem sistemi elde edilmiştir.

$$\begin{aligned}
 a_1 U + a_2 V &= 0 \\
 b_1 U + b_2 V &= 0 \\
 \ddot{W} + c_1 W + c_2 W^2 + c_3 W^3 &= c_4 P_t
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

Burada

$$\begin{aligned}
 a_1 &= \frac{3\pi^2 (A_{66}\ell^2 + A_{11}s_0^2)}{\ell s_0} \\
 a_2 &= \frac{3\pi^2 (B_{26}\ell^2 + A_{26}\ell^2 r + B_{16}s_0^2 + A_{16}rs_0^2)}{\ell rs_0^2} \\
 b_1 &= \frac{3\pi^2 (B_{26}\ell^2 + A_{26}\ell^2 r + B_{16}s_0^2 + A_{16}rs_0^2)}{\ell rs_0} \\
 b_2 &= \frac{3\pi^2 (2B_{11}\ell^2 + A_{11}\ell^2 r + D_{11}\ell^2 r + 2B_{66}s_0^2 + A_{66}rs_0^2 + D_{66}rs_0^2)}{\ell rs_0} \\
 c_1 &= \frac{4}{9\overline{m}\ell s_0} \left(\frac{9A_{11}\ell s_0}{4r^2} + \frac{12D_{22}\pi^4 \ell}{s_0^3} + \frac{8D_{12}\pi^4}{\ell s_0} + \frac{16D_{66}\pi^4}{\ell s_0} + \frac{12D_{11}\pi^4 s_0}{\ell^3} \right) \\
 &\quad + \frac{4}{9\overline{m}\ell s_0} \left(\frac{6B_{22}\ell\pi^2}{rs_0} + \frac{6B_{12}s_0\pi^2}{r\ell} \right) \\
 c_2 &= \frac{4}{9\overline{m}\ell s_0} \left(\frac{15A_{12}\pi^2 s_0}{2\ell r} + \frac{15A_{22}\pi^2 \ell}{2s_0 r} \right) \\
 &\quad + \frac{4}{9\overline{m}\ell s_0} \left(\frac{16(2B_{12} + B_{66})\pi^4}{\ell s_0} + \frac{20B_{12}\pi^4 \ell}{s_0^3} - \frac{20B_{26}\pi^4 s_0}{\ell^3} \right) \\
 c_3 &= \frac{4}{9\overline{m}\ell s_0} \left(\frac{25A_{12}\pi^4}{4\ell s_0} + \frac{105A_{11}\pi^4 s_0}{8\ell^3} + \frac{105A_{22}\pi^4 \ell}{8s_0^3} + \frac{25A_{66}\pi^4}{2\ell s_0} \right)
 \end{aligned}$$

$$c_4 = \frac{(7p_c + 9p_m)p_t}{36\overline{m}}$$

şeklindedir. (3.4) denklemleri zamana bağlı hareket denklemleri olup, denklemlerin çözülebilmesi için hareketin başlangıçtaki durumunun bilinmesi gereklidir. Olayın fiziğine bakıldığında başlangıçta panelin herhangi bir noktasında yer değiştirme ve hızın sıfır olduğu bilinmektedir. Bunun sağlanabilmesi için yer değiştirmelerin ve hızların zamana bağlı kısımlarının $t=0$ anında sıfır olması gereklidir. Böylece başlangıç şartları (2.23) ifadesinden aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\begin{aligned} U(0) &= 0 & V(0) &= 0 & W(0) &= 0 \\ \dot{U}(0) &= 0 & \dot{V}(0) &= 0 & \dot{W}(0) &= 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

(3.4) denklem takımında ilk iki denklem birbirine bağlı, üçüncü denklem ise ilk iki denklemden bağımsızdır. Dolayısıyla bu denklem takımının çözümü için ilk iki denklem lineer bir denklem takımı olarak düşünülmüştür. Bu lineer denklem takımı çözülmüşse U ve V yer değiştirme bileşenleri sıfır olarak elde edilir. Bu da düzlem içi herhangi bir dış yük bileşeninin mevcut olmamasının tabii bir sonucudur. Üçüncü denklem nonlinear bir diferansiyel denklemdir. Bu denklemin çözümü hareketin z yönündeki bileşeni olan W yer değiştirmesini verecektir.

3.3 Yaklaşık Çözüm Yöntemleri

Yaklaşık çözüm yöntemleri kapalı formda çözüm veren yöntemler ve sayısal yöntemler olmak üzere iki kategoride toplanabilir. Kapalı formda çözüm veren yöntemler Taylor serileri ve bu yönteme dayanan bir grup yöntemden oluşmaktadır. Sayısal yöntemler ise sonlu elemanlar yöntemi, sonlu farklar yöntemi vb. olarak sıralanabilir.

Kapalı formda yaklaşık çözüm veren teknikler genellikle Taylor serisi açılımına dayanmaktadır. Bunlardan biri Taylor serileri yöntemidir. Yöntemin temeli fonksiyonun Taylor serisine açılmasıdır. Başlangıç şartlarının uygulanması ile sonuca ulaşılır. Diğer bir çözüm tekniği olan Euler yönteminde bir başlangıç noktasından itibaren istenilen değere kadar iteratif olarak hesaplama yapılır. Bu

hesapta fonksiyonun bir önceki noktadaki Taylor serisi kullanılır. Bu yöntemde sonucun doğruluğu adımların küçük olmasına oldukça bağlıdır. Yöntemde yapılan bir geliştirme ile bu problem bir parça giderilir. Bu amaçla fonksiyonun türevleri kullanılırken aralığın başındaki ve sonundaki değerlerinin ortalaması alınır. Buna modifiye edilmiş Euler yöntemi denilir [29].

Birim bilgisayar zamanına karşı en fazla doğruluğu veren bir seri yöntem Alman matematikçiler Runge ve Kutta tarafından geliştirilmiştir. Bu yöntemlerden ilki ikinci mertebe Runge-Kutta yöntemidir. İkinci mertebe Runge-Kutta yönteminin geliştirilmesiyle dördüncü mertebe Runge-Kutta yöntemi elde edilmiştir. Diğer yöntemler ile karşılaştırıldığında dördüncü mertebe Runge-Kutta yöntemi daha az bir bilgisayar zamanı kullanımı ile daha hassas sonuçlar vermektedir. Bu sebeple dördüncü mertebe Runge-Kutta yöntemi oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Runge-Kutta tipi yöntemler tek adımlı yöntemler ismi ile ifade edilir. Çünkü bu yöntemlerde bir önceki adımın sonucu bir sonraki adımın başlangıcı olarak kullanılır [29].

Çözüm için geliştirilmiş bir takım çok adımlı yöntemler de mevcuttur. Bu yöntemler, çözüm başladıktan sonra fonksiyon ve türevleri hakkında elde edilen bilgileri de kullanarak sonuca daha hızlı bir şekilde ulaşma prensibine dayanmaktadır. Bu yöntemler Adams yöntemi, Milne yöntemi ve Adams-Moulton yöntemi şeklinde sıralanır. Diferansiyel denklemlerin çözümü için sıklıkla kullanılan çözüm yöntemlerinin karşılaştırılabilmesi için Tablo 3.1 teşkil edilmiştir. Tablodan dördüncü mertebeden Runge-Kutta yöntemi ve Adams-Moulton yöntemi kullanıldığında diferansiyel denklemlerin çözümü için daha iyi sonuçlar elde edileceği görülmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada dördüncü mertebeden Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır.

Tablo 3.1 Diferansiyel denklemler için çözüm yöntemlerinin karşılaştırılması [29]

Yöntem	Modifiye edilmiş Euler	Dördüncü mertebe Runge-Kutta	Milne	Adams Moulton
Tip	Tek adımlı	Tek adımlı	Çok adımlı	Çok adımlı
Yerel hata	$0(\Delta t^3)$	$0(\Delta t^5)$	$0(\Delta t^5)$	$0(\Delta t^5)$
Toplam hata	$0(\Delta t^2)$	$0(\Delta t^4)$	$0(\Delta t^4)$	$0(\Delta t^4)$
Bir adımdaki işlem sayısı	2	4	2	2
Kararlılık	İyi	İyi	Zayıf	İyi
Adım boyutu değiştirmenin kolaylığı	İyi	İyi	Zayıf	Zayıf
Önerilir mi?	Hayır	Evet	Hayır	Evet

3.3.1 Runge-Kutta Yöntemi

Bu çalışmada (3.4) ve (3.5) denklemlerinin çözümü için dördüncü mertebeden Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. (3.4) denkleminde elde edilen yer değiştirmenin zamana bağlı kısmı (3.2) denkleminde yerine konularak katmanlı silindirik kabuğun yer değiştirmesi elde edilir. Burada dördüncü mertebeden Runge Kutta yöntemi çözüm fonksiyonlarının ilk teriminin alınması durumunda (3.4) bağıntısındaki nonlinear denklem için yazıldığında aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$k_1 = \Delta t \dot{W}$$

$$\ell_1 = \Delta t (-c_1 W - c_2 W^2 - c_3 W^3 + c_4 p(t))$$

$$k_2 = \Delta t (\dot{W} + 1/2 \ell_1)$$

$$\ell_2 = \Delta t (-c_1 (W + 1/2 k_1) - c_2 (W + 1/2 k_1)^2 - c_3 (W + 1/2 k_1)^3 + c_4 p(t + \Delta t / 2))$$

$$k_3 = \Delta t (\dot{W} + 1/2 \ell_2) \quad (3.6)$$

$$\ell_3 = \Delta t \left(-c_1(W + 1/2 k_2) - c_2(W + 1/2 k_2)^2 - c_3(W + 1/2 k_2)^3 + c_4 p(t + \Delta t / 2) \right)$$

$$k_4 = \Delta t (\dot{W} + \ell_3)$$

$$\ell_4 = \Delta t \left(-c_1(W + k_3) - c_2(W + k_3)^2 - c_3(W + k_3)^3 + c_4 p(t + \Delta t) \right)$$

$$W = W + 1/6 (k_1 + 2(k_2 + k_3) + k_4)$$

$$W = W + 1/6 (\ell_1 + 2(\ell_2 + \ell_3) + \ell_4)$$

Dördüncü mertebeden Runge-Kutta yönteminin (3.4) denkleminde uygulanması ile elde edilen (3.6) ifadeleri uygun Δt değerleri alınarak çözülür. Böylece W yer değiştirme bileşeninin zaman ile değişimi elde edilir.

3.3.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Panellerin modellenmesinde katmanlı kabuk elemanlar kullanılmıştır. Söz konusu kabuk elemanlar sekiz düğüm noktalıdır (Şekil 3.1). Her bir düğüm noktasında üç ötelenme ve üç dönme olmak üzere 48 serbestlik derecesi vardır.

Ankastre sınır şartları uygulanarak etki eden yük altında yapının transient analizi yapılmıştır. Analiz için ANSYS sonlu eleman yazılımı kullanılmıştır. Bir sonlu eleman sistemi için hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir [30].

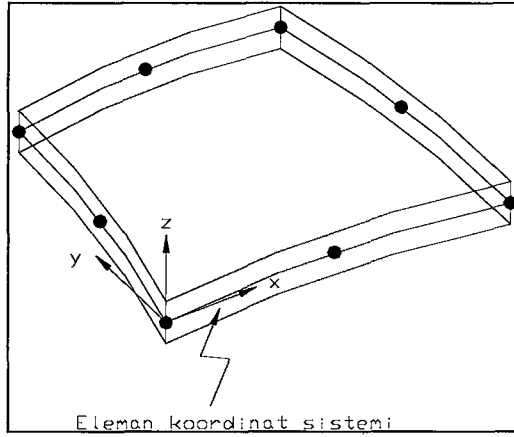
$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F \quad (3.7)$$

Burada M , C ve K sırasıyla kütle, yapısal sönüm ve katılık matrislerini; F kuvvet vektörünü; U , $\dot{U}$ ve $\ddot{U}$ sırasıyla yer değiştirme, hız ve ivme vektörlerini göstermektedir.

Çözüm Newmark yöntemi ile yapılmıştır. Newmark integrasyonu lineer ivmelenme yönteminin bir uzantısı olarak da anlaşılır. Bunun için aşağıdaki kabuller kullanılmıştır:

$$\dot{U}_{t+\Delta t} = \dot{U}_t + [(1-\delta)\ddot{U}_t + \delta\ddot{U}_{t+\Delta t}]\Delta t \quad (3.8)$$

$$U_{t+\Delta t} = U_t + \dot{U}_t\Delta t + [(1/2-\eta)\ddot{U}_t + \eta\ddot{U}_{t+\Delta t}]\Delta t^2 \quad (3.9)$$



Şekil 3.1 Katmanlı kabuk eleman

Burada η ve δ integrasyon doğruluğunu ve kararlılığını elde etmek için saptanacak parametrelerdir. Hareket denklemi $t+\Delta t$ anında aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t} + \mathbf{K}\mathbf{U}_{t+\Delta t} = \mathbf{F}_{t+\Delta t} \quad (3.10)$$

$t+\Delta t$ anındaki yer değiştirmeyi elde edebilmek için (3.8) ve (3.9) denklemleri tekrar düzenlenir ve böylece aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\ddot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t} = e_0(\mathbf{U}_{t+\Delta t} - \mathbf{U}_t) - e_2\dot{\mathbf{U}}_t - e_3\ddot{\mathbf{U}}_t \quad (3.11)$$

$$\dot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{U}}_t + e_6\ddot{\mathbf{U}}_t + e_7\ddot{\mathbf{U}}_{t+\Delta t} \quad (3.12)$$

Burada

$$\begin{aligned} e_0 &= \frac{1}{\eta\Delta t^2} & e_1 &= \frac{\delta}{\eta\Delta t} \\ e_2 &= \frac{1}{\eta\Delta t} & e_3 &= \frac{1}{2\eta} - 1 \\ e_4 &= \frac{\delta}{\eta} - 1 & e_5 &= \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\eta} - 2 \right) \\ e_6 &= \Delta t(1 - \delta) & e_7 &= \delta\Delta t \end{aligned}$$

şeklinde verilmiştir. Böylece $t+\Delta t$ anındaki yer değiştirmeyi veren denklem sistemi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} (\mathbf{e}_0 \mathbf{M} + \mathbf{e}_1 \mathbf{C} + \mathbf{K}) \mathbf{U}_{t+\Delta t} = & \mathbf{F} + \mathbf{M}(\mathbf{e}_0 \mathbf{U}_t + \mathbf{e}_2 \dot{\mathbf{U}}_t + \mathbf{e}_3 \ddot{\mathbf{U}}_t) \\ & + \mathbf{C}(\mathbf{e}_1 \mathbf{U}_t + \mathbf{e}_4 \dot{\mathbf{U}}_t + \mathbf{e}_5 \ddot{\mathbf{U}}_t) \end{aligned} \quad (3.13)$$

Bu denklem sistemi iteratif olarak her bir zamandaki yer değiştirmenin elde edilebilmesini temin eder.



BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Giriş

Bu bölüm anlık basınç yüküne maruz kalan katmanlı kompozit panellerin dinamik davranışlarının incelenebilmesi için yapılan deneysel çalışmalara ayrılmıştır. Deneysel çalışmalara, anlık bir basınç yükü sağlayacak detonasyon tüpünün ve gerekli donanımın kurulması ile başlanmıştır. Detonasyon olayı LPG ve oksijen karışımının bir ucu kapalı bir tüp içine gönderilerek ateşlenmesi ile gerçekleştirilmiştir. Tüpün yakıt karışımı ile doldurulması ve ateşleme olayları bilgisayar kontrollu olarak yapılmıştır. Ateşleme sonucunda tüp içinde sesüstü hızlarda ilerleyen bir basınç dalgası geliştirilmiş ve bu tüpün açık olan ağzından atmosfere yayılmıştır. Bu basınç dalgası tüpün açık ucundan belirli uzaklığa yerleştirilen kompozit panellere çarptırılmıştır. Böylece paneller üzerinde bir anlık basınç yükü etkisi oluşturulmuştur.

Basınç dalgasının panele çarpması sonucunda panel üzerindeki basınçların ve birim uzamaların ölçülmesi amacıyla basınç duyargası ve birim uzama ölçer kullanılmıştır. Elde edilen sinyaller osiloskopa ve oradan da bilgisayara gönderilmiştir. Ölçme işlemleri de bilgisayar kontrollu olarak yapılmıştır.

Bu bölümün ilk kısmında deney iç ve dış donanımı tanıtıldıktan sonra, ikinci kısımda deneyde kullanılan cihazlar hakkında kısa bilgi verilmiştir. Numuneler üzerindeki basınç dağılımlarının ve panellerin orta noktalarındaki birim uzamaların ölçümünde takip edilen yol kısım 4.4'de açıklanmıştır.

4.2 Deney Donanımı

Giriş kısmında ana hatlarıyla tanıtılan, bilgisayar kontrollu detonasyon ve ölçme kısımlarını içeren, deney sistemi bulundukları yer itibariyle dış ve iç donanım olmak üzere iki kısma ayrılmıştır.

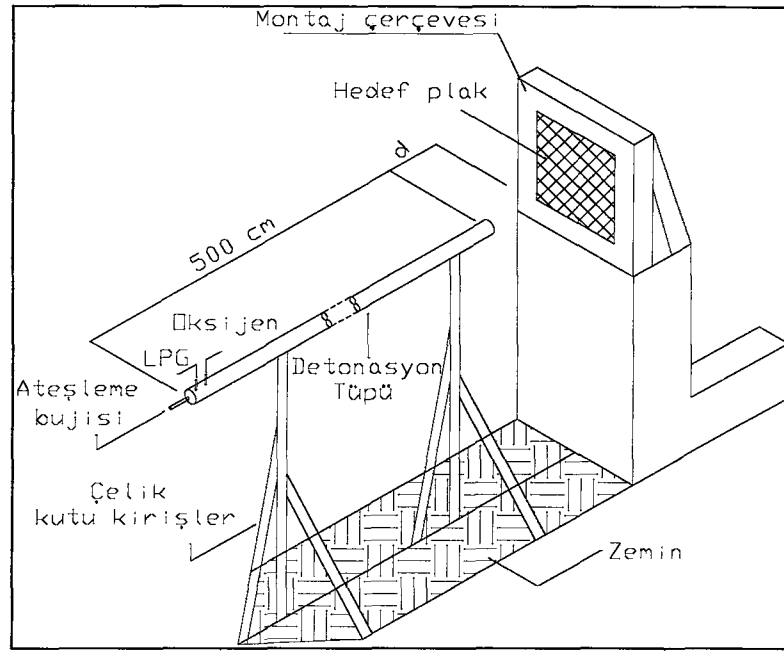
(i) Deney dış donanımı

Deney dış donanımı esas olarak detonasyon tüpü ve panel montaj çerçevesinden meydana gelmektedir (Şekil 4.1). Detonasyon tüpü olarak 5 metre uzunluğunda 28 mm iç çapında ve 3 mm cidar kalınlığında bir ucu açık silindirik çelik çekme boru kullanılmıştır. Söz konusu detonasyon tüpü iki çelik ayak ile beton zemine sabitlenmiştir. Çelik tüpün kapalı ucu tarafına takılan bağlantı adaptörleri ile yakıt, oksijen ve temizleyici hava girişleri sağlanmıştır. Ayrıca tüpün kapalı ağzına bir ateşleme bujisi monte edilmiştir. Tüpün açık olan ağzından 1 m mesafede bir iyonizasyon elektrodu yerleştirilmiştir. Bu elektrodun görevi sinyal alınması sırasında osiloskopun tetiklenmesi (triggering) için gerekli olan sinyali üretmek ve basınç dalgası panele ulaşmadan osiloskopu tetiklemektir.

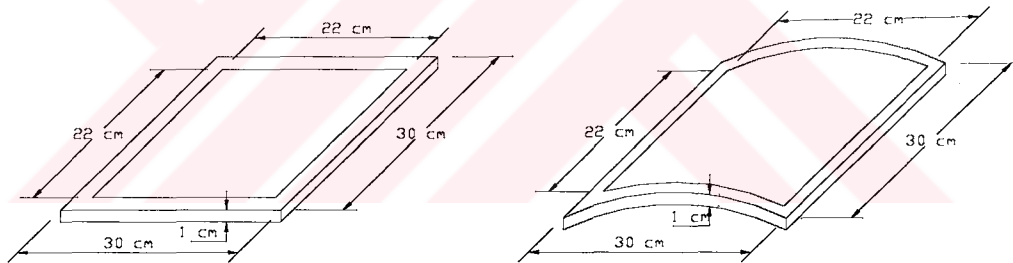
Panel montaj çerçevesi U profillerden imal edilmiş bir gövde ve panellerin tutturulacağı bir çelik çerçeveden oluşmaktadır. Çelik çerçeve gövde üzerine kaynak yapılmak suretiyle sabitlenmiştir. Gövde tüpün açık olan ağzından belli bir mesafe uzaklıkta beton zemin üzerine sabitlenmiştir. Sınır şartlarını gerçeklemek için düz paneller ve eğrilikli paneller için iki farklı çelik çerçeve kullanılmıştır. Detonasyon tüpü ve panel montaj çerçevesinden oluşan deney dış donanımı Şekil 4.1’de görülmektedir. Düz ve eğrilikli paneller için kullanılan çelik çerçeveler Şekil 4.2’de verilmiştir.

(ii) Deney iç donanımı

Deney iç donanımı başlıca yakıtın detonasyon tüpü içine gönderilmesini ve ateşlenmesini sağlayan bilgisayar kontrollu bir yanma sistemi ve gelen sinyallerin yükseltilerek ölçülmesini ve bu dataların toplanmasını sağlayan bilgisayar destekli bir ölçme ve data transfer sisteminden meydana gelmektedir. Deney iç donanımı Şekil 4.3’ de görülmektedir.



Şekil 4.1 Deney dış donanımı



Şekil 4.2 Çelik çerçeveler

Yanma sistemi yanıcı ve yakıcıların bulunduğu tüpler, basınç manometreleri, valfler, bağlantı boruları, bağlantı adaptörleri, alev kesici, hava pompası ve indüksiyon bobininden oluşmaktadır. Yanıcı olarak LPG ve yakıcı olarak oksijen kullanılmıştır. Bu amaçla bir LPG ve bir oksijen tüpü iç donanıma konulmuştur. LPG ve oksijen tüplerinden gelen gazların kontrollü olarak belli bir süre detonasyon tüpü içine gönderilebilmesi için LPG ve oksijen tüplerinin çıkışına birer adet solenoid valf bağlanmıştır. LPG ve oksijen tüplerinden çıkan gazların basıncının ölçülebilmesi için tüplere birer manometre takılmıştır. Solenoid valfler ile detonasyon tüpü arasına, detonasyon sırasında geri tepme sonucu alevin geri gelmesini önlemek amacıyla bir alev kesici yerleştirilmiştir. Detonasyon sonucunda

tüp içerisinde artık kalan gazların atılması için bir hava pompası kullanılmıştır. Tüp içine doldurulan gaz karışımının ateşlenmesi için bir indüksiyon bobininden yararlanılmıştır. Solenoid valflerin ve indüksiyon bobininin beslenmesi için 24 V luk bir güç kaynağı kullanılmıştır. Hava pompası 110 V luk bir güç kaynağından beslenmiştir. Solenoid valflerin, hava pompasının ve indüksiyon bobininin bilgisayar ile kontrolü için bir röle sürücü devresi tasarlanmış ve dizayn edilmiştir. Yanma olayının kontrolü için bir PC 386 bilgisayar ve PCL818 kart kullanılmıştır.

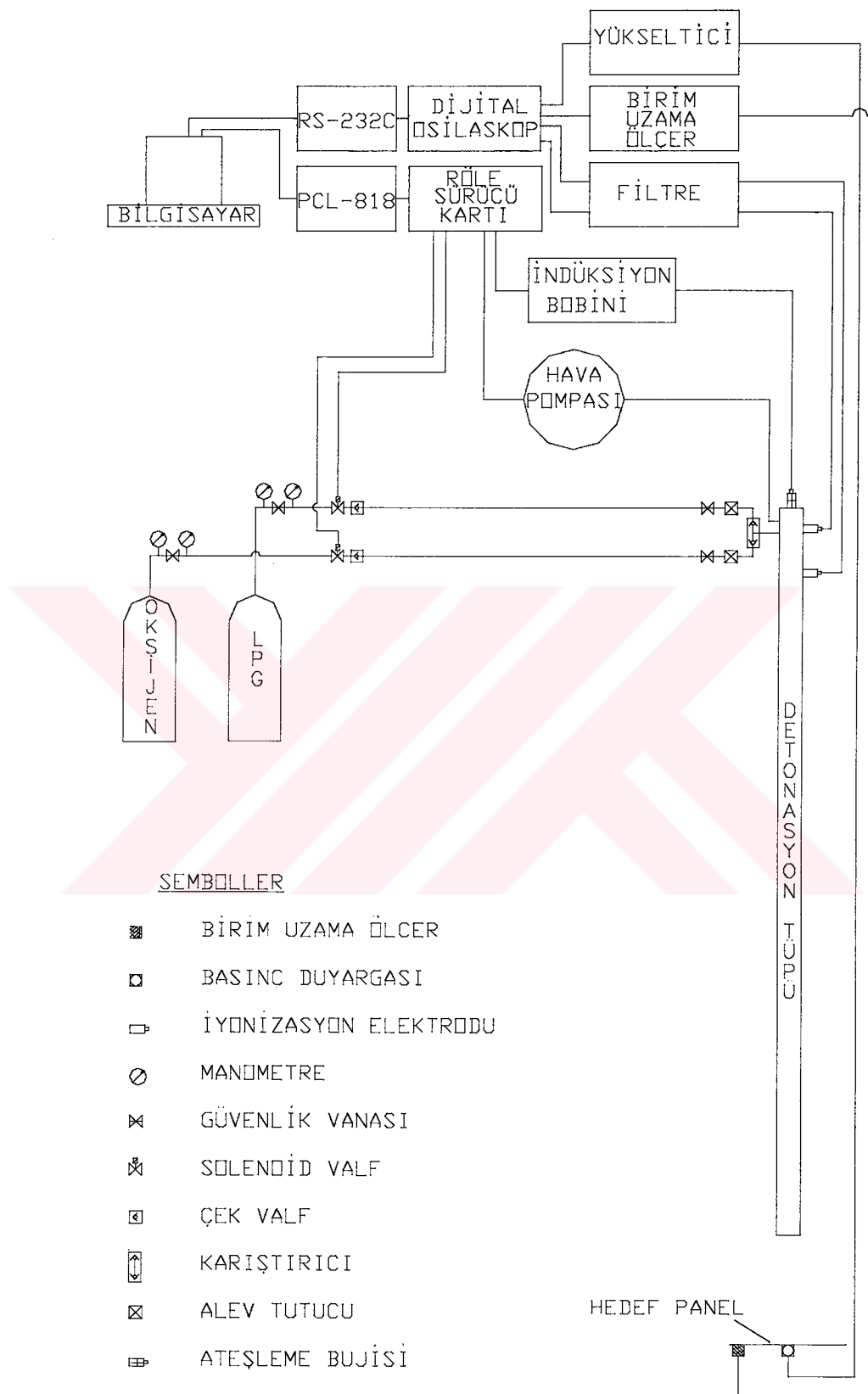
Ölçme ve data transfer sisteminde ise anlık basınç yükünün elektrik sinyallerine çevrilmesi için piezo elektrik quartz kristal basınç duyargası, birim uzamaların elektrik sinyallerine çevrilmesi için strain-gauge (Şekil 4.4), birim uzama ölçer ve köprü devresi (Şekil 4.5) kullanılmıştır. Basınç duyargasından gelen sinyallerin yükseltilmesi için Kistler Type 5011 şarj yükselticisi kullanılmıştır. Köprü devresinden gelen elektrik sinyalleri ise dinamik birim uzama ölçerde yükseltilip kalibre edilmektedir. Yükseltilen basınç duyargası ve köprü devresi sinyallerinin ölçülmesi için 100 MHz lik bir dijital osiloskop kullanılmıştır. Dijital osiloskopta toplanan datalar bir RS232C seri ara yüzeyi ile bilgisayara transfer edilmiştir. Anlık basınç yükünün panel üzerine ulaşmasından önce osiloskopun tetiklenerek ölçmeye hazır duruma gelmesini sağlamak amacıyla iyonizasyon elektrodu yardımıyla elde edilen sinyali osiloskopa gönderen bir filtre devresi tasarlanmış ve dizayn edilmiştir (Şekil 4.6). Osiloskopun kontrolü ve dataların toplanması için bir PC386 bilgisayar kullanılmıştır.

4.3 Deney Donanımında Kullanılan Cihazlar

Deney donanımında kullanılan cihazlar hakkında genel bilgiler aşağıda verilmiştir:

Basınç duyargası: Burada piezoelektrik kuvars duyargası kullanılmıştır. Bu duyargalar küçük boyutlarda yapılabilmekte ve oldukça hassas ölçüm sonuçları vermektedir. Duyarga hassasiyeti 15.3 pC/bar değerindedir.

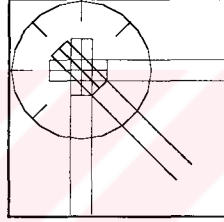
Yükseltici: Basınç duyargasından gelen elektrik sinyallerini yükselten bir cihazdır. Deneylerde mikroişlemci kontrollu bir kanallı Kistler Tip 5011 yükseltici kullanılmıştır. Cihazın ölçüm aralığı $\pm 10 \dots 9990.000$ M.U./V, frekans aralığı 0.....200 kHz, çıkış voltajı ± 10 V. dur.



Şekil 4.3 Deney iç donanımı

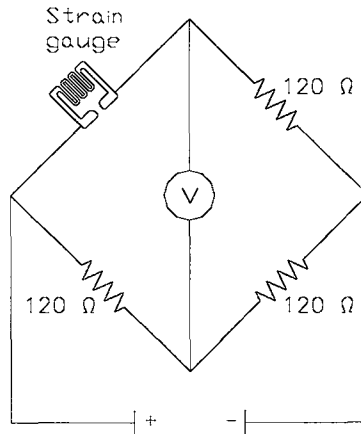
Strain-Gauge (Birim uzama ölçer): Malzemedeki birim uzama değerini elektrik direnci değişimine çeviren bir bileşendir. Şekil 4.4’de bu çalışmada kullanılan strain-gauge görülmektedir. Strain-gauge üzerindeki birim uzamaların ölçüleceği malzemeye yapıştırılır. Malzemedeki birim uzama etkin ızgarada boy değişimine yol açar. Izgaradaki boy değişimi strain-gauge direncinin değişimine sebep olur. Deneylerde alüminyum yaprağı denilen foil gaugeler kullanılmıştır. Kullanılan strain-gauge ve özellikleri aşağıda sunulmuştur:

Tip	:FRA-3	Çap	:11 mm
Gauge uzunluğu	:3 mm	Nominal direnç	: $120 \pm 5 \Omega$
Gauge kalınlığı	:1.8 mm	Gauge faktörü	:2.1



Şekil 4.4 Strain-gauge

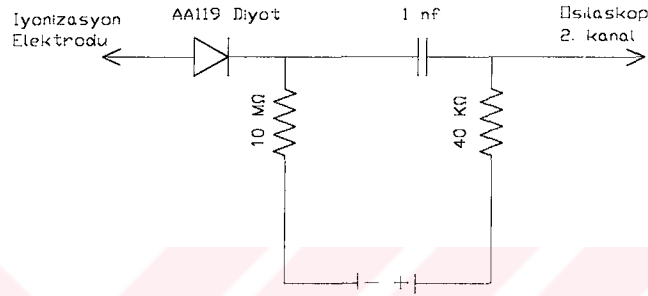
Köprü devresi: Strain-gauge’deki direnç değişimi sonucu akım dengesinin bozulup üzerinden değişen direnç değeri ile orantılı bir akım geçen devredir. Şekil 4.5’de bir köprü devresi görülmektedir.



Şekil 4.5 Köprü devresi

İyonizasyon elektrodu: Aleve maruz kaldığı zaman iyonlaşma sebebiyle elektrod uçları arasında kısa devrenin olduğu bir bileşendir. İyonizasyon elektrodu olarak buji kullanılmıştır.

Filtre devresi: İyonizasyon sebebiyle kısa devre olan elektrodun bağlandığı bu elektronik devre bir güç kaynağı ile beslenir ve iyonizasyon sonucu üzerinden bir akım geçer. Bu akım deneylerde tetikleme sinyali olarak kullanılmıştır. Şekil 4.6'da söz konusu elektronik devre görülmektedir.



Şekil 4.6 Filtre devresi

Osiloskop: Elektrik sinyalini şekil ve değer olarak gösteren cihazdır. Deneylerde HP54600A dijital osiloskop kullanılmıştır. Kullanılan osiloskop 4-kanallı, hafızalı ve 100 MHz hızlıdır.

RS232C Ara birimi: Osiloskopa gelen sinyallerin osiloskop üzerinden bilgisayara aktarımını sağlayan elektronik devredir.

Bilgisayar: Verilerin toplanması, detonasyon ve ölçme olaylarının kontrolü için 386 DX 2-66 PC bilgisayar kullanılmıştır.

Röle devresi: Bilgisayar destekli yanma, detonasyon ve ölçme olaylarının gerçekleştirilmesi için kullanılan elektronik devre.

Solenoid valfler: Sistemde LPG ve O₂ için ayrı ayrı solenoid valfler kullanılmıştır. Kullanılan solenoid valfler paslanmaz çelik gövde ve 30 PSI çalışma basıncındadır. Solenoid valfler elektriki olarak kumanda edilir. Elektrik sinyali ile valf açılır ve akışkan geçer. Elektrik sinyali kesildiği zaman valf kapanır ve akışkan geçişi durur.

Hava pompası: Detonasyon tüpü içinde artık kalan gazların atılması ve soğutma için kullanılır.

İndüksiyon bobini: Ateşleme bujisi için gereken yüksek gerilimin oluşturulduğu cihazdır.

Ateşleme bujisi: LPG-O₂ karışımının ateşlenmesi için kullanılır.

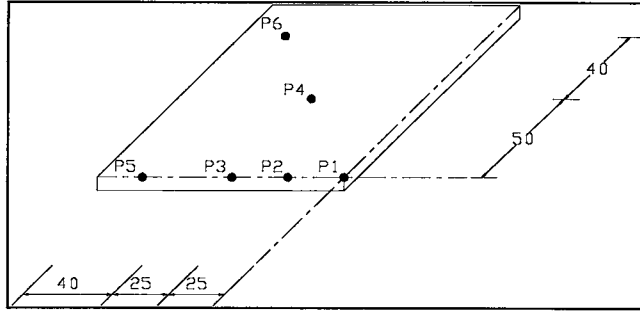
Detonasyon tüpü: Beş metre uzunluğunda 28 mm iç çapında 3 mm cidar kalınlığında bir ucu kapalı silindirik St 35 çelik çekme borudur.

4.4 Deneylerin Yapılışı

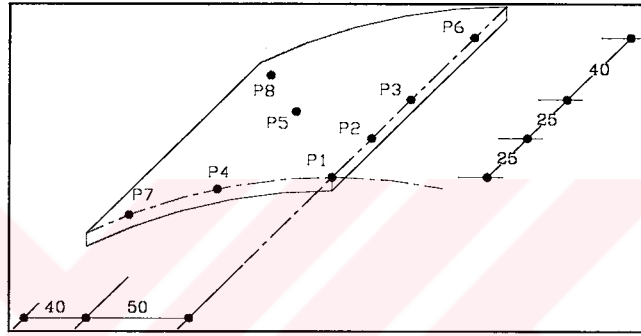
Bundan önceki kısımlarda deneylerin yapılması için gerekli olan deney donanımlarının kurulması anlatılmış ve donanımlarda kullanılan cihazlar tanıtılmıştır. Burada deneylerin yapılışı sırasıyla anlatılacaktır. Bu çalışmada esas olarak iki farklı deney birden fazla durum için yapılmıştır. Söz konusu iki deney basınç ölçme ve birim uzama ölçme deneyleridir.

(i) Basınç Ölçme Deneyleri

Bu deneylerin amacı düz ve eğrilikli katmanlı kompozit panellerin üzerine uygulanacak olan anlık basınç yükünün ölçülmesi ve söz konusu basınç yükünün panel üzerindeki dağılımının elde edilmesidir. Bu amaçla kullanılacak panellerle aynı eğriliklere sahip olan tahta modeller düşünülmüş ve imal edilmiştir. Bu modellerden birisi düz yüzeyli, diğeri 25 cm eğrilik yarıçapında silindirik yüzeylidir. Tahta modellerin boyutları 22x22 cm dir. Tahta modeller uygulanacak basınç yüküne göre simetrik olduğu için dörtte birlik kısımlarda ölçümler yapılmıştır. Simetri sebebiyle diğer kısımlarda basınç dağılımının aynı olduğu düşünülmüştür. Düz yüzeyli modelin dörtte birlik kısımlarda 6 farklı noktada basınç ölçümü yapılmıştır (Şekil 4.7). Eğrilik yarıçapı 25 cm olan modelin dörtte birlik kısmının 8 farklı noktasından basınç ölçümü yapılmıştır (Şekil 4.8). Her ölçüm üç kere tekrarlanarak elde edilen sonuçların ortalaması alınmıştır. Deneyler anlık basınç yükünün iki farklı durumu için yapılmıştır. Bunlardan birincisinde tahta model detonasyon tüpünün açık ucundan 100 cm uzaklığa yerleştirilmiştir. Diğerinde tahta model detonasyon tüpünün açık olan ucundan 35 cm uzaklığa yerleştirilmiştir.



Şekil 4.7 Düz yüzeyde basınç ölçülen noktalar (boyutlar mm olarak verilmiştir)



Şekil 4.8 Eğrilikli yüzeyde basınç ölçülen noktalar (boyutlar mm olarak verilmiştir)

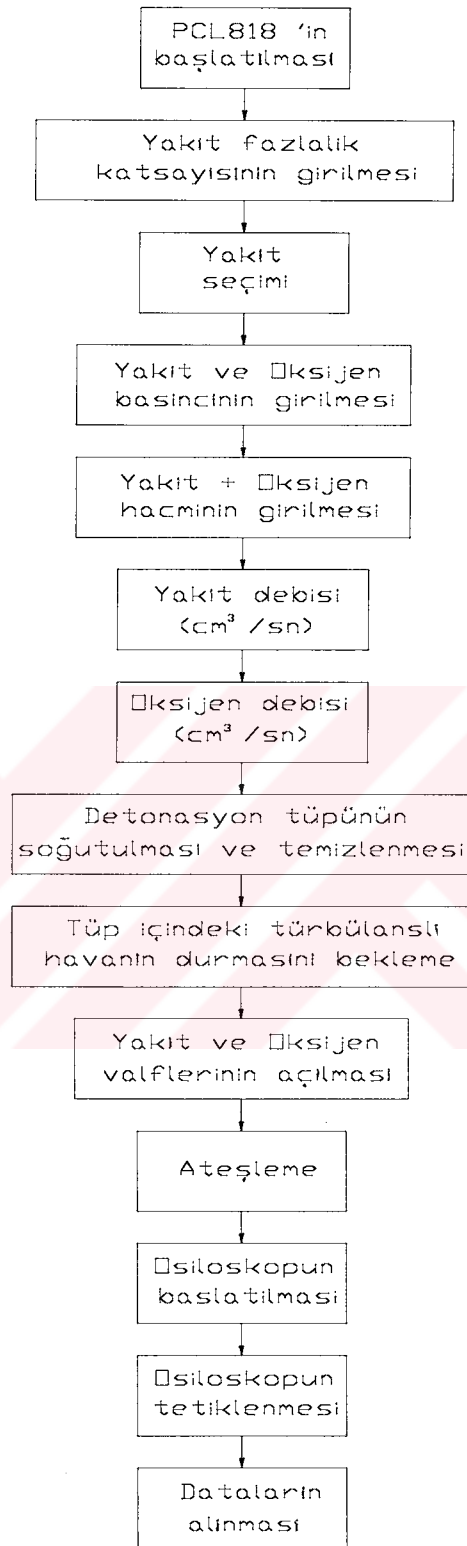
Bir başka deney basıncın uzaklık ile değişimini incelemek amacıyla yapılmıştır. Bunun için eğriliği yarıçapı 25 cm olan model detonasyon tüpünün açık ucundan 15, 25, 35 ve 100 cm mesafeye yerleştirilerek yüzey orta noktasındaki basınç ölçülmüştür. Bulunan değerler bir grafik ile gösterilmiştir.

(ii) Birim Uzama Ölçme Deneyleri

Bu deneylerin amacı anlık basınç yüküne maruz kalan katmanlı kompozit panellerin üzerindeki birim uzama miktarlarının ölçülmesidir. Bu amaçla eğrilik, panel kalınlığı, malzeme ve elyaf yönlenme açısı bakımından farklı paneller kullanılmıştır. Söz konusu paneller Tablo 5.1'de listelenmiştir. Dört kenarından ankastre olan panellerin orta noktalarındaki yer değiştirmelerin maksimum olacağı düşünülerek panellerin orta noktalarına iki yönlü birer strain-gauge yapıştırılmıştır. Her panel için orta noktadaki birim uzama değerleri panelin iki farklı yönünde daha önce sözü edilen yükleme durumları için elde edilmiştir.

Deneyler için kullanılan sistemde, detonasyon tüpünün LPG ve O₂ ile doldurulması, yakıt karışımının ateşlenmesi ve verilerin bilgisayara aktarılması tamamen bilgisayar kontrollü olarak yapılmıştır. Bu amaçla bir bilgisayar programı yazılmıştır. Bilgisayar programının akış diyagramı Şekil 4.9'da görülmektedir.





Şekil 4.9 Deneyleri kontrol eden bilgisayar programının akış diyagramı

BÖLÜM 5

DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLAR

5.1 Giriş

Bu bölümde düz ve eğrilikli kompozit paneller ile yapılan deney ve analiz sonuçları sunulacaktır. Öncelikle kompozit panellerin üzerindeki basınç dağılımının elde edilebilmesi için kompozit paneller ile aynı eğrilikte tahta modeller kullanılmıştır. Basınç dağılımları şok tüpünün ucundan itibaren iki farklı mesafe için elde edilmiştir. Daha sonra farklı kalınlıkta ve farklı elyaf yönlenme açısına sahip katmanlı kompozit paneller ankastre mesnetlenerek orta noktalarındaki birim uzama değerleri ölçülmüştür.

5.2 Geometri ve Malzeme

Deneylerde ve analizlerde düz ve 25 cm eğrilikli silindirik paneller kullanılmıştır. Panellerin boyutları 22x22 cm dir. Söz konusu paneller kumaş kompozitlerden imal edilmiştir. Katmanlı kompozit panellerin imalatı için ilk olarak panelin şekline uygun kalıplar yapılmıştır. Kalıp yüzeyine yağ sürülmüş ve elyaflar yağlanmış olan kalıp yüzeyine serilmiştir. Epoxy reçine fırça ile elyafların üzerine sürülmüştür. Daha sonra 18-26 °C sıcaklıkta fırınlanmıştır. Kullanılan kompozit paneller hakkında detaylı bilgi Tablo 5.1’de görülmektedir.

5.3 Basınç Ölçüm Sonuçları

Deneylerde kullanılacak kompozit paneller ince olduğu için basınç duyargasının paneller üzerine monte edilmesi mümkün olmamıştır. Ayrıca duyarganın da belli bir ağırlığı olduğu için, duyarganın panele monte edilmesi halinde panelin kütle

Tablo 5.1 Deney ve analizlerde kullanılan katmanlı kompozitler

No	1	2	3	4
Malzeme	Cam elyafı kumaş	Cam elyafı kumaş	Cam elyafı kumaş	Karbon elyafı kumaş
Elyaf Yönlenmesi	90°/0°	45°/-45°	90°/0°	90°/0°
Katman Kalınlığı (mm)	0.28	0.24	0.28	0.40
Katman Sayısı	7	5	5	3
E ₁ (GPa)	24.14	24.14	24.14	59.32
E ₂ (GPa)	24.14	24.14	24.14	59.32
G ₁₂ (GPa)	3.79	3.79	3.79	3.86
ν_{12}	0.11	0.11	0.11	0.06
ρ (kg/m ³)	1800	1800	1800	1430
r (cm)	---	---	25	25

dağılımı değişecektir. Kütle dağılımının değişmesi panelin dinamik cevabı üzerinde önemli ölçüde etkili olacaktır. Anlık basınç yükünün panele çarpması durumunda panelin hareketi basınç üzerinde bir miktar değişmeye sebep olacaktır. Ancak bu basınç değişikliğinin yapılan hesaplar sonucunda çok az olduğu görülmüştür. Burada panelin hareketinin izafi bir basınca sebep olacağı düşünülmüştür. Yapılan deneyler sonucunda tüpün açık ucundan itibaren 35 cm mesafede yerleştirilen panelin orta noktasının hızı Şekil 5.13'deki yer değiştirme-zaman grafiğinin eğiminden 22 m/s olarak hesaplanmıştır. Detonasyon sonucu oluşan basınç dalgasının yoğunluğu ise yanmamış gazların yoğunluğunun en fazla 2.6 katı olabilmektedir. Yanmamış gazların yoğunluğu ise havanın yoğunluğunun 2 katı olarak hesaplanmıştır. Bu değerler dikkate alınarak panelin hareketi sebebiyle meydana gelen dinamik basınç $p_b = 1/2 \rho_b \dot{w}^2$ denklemi yardımıyla 1541 N/m² olarak hesaplanmıştır. Burada ρ_b yanma ürünlerinin yoğunluğunu, $\dot{w}$ panelin orta noktasının hızını göstermektedir. Hesaplanan izafi basınç değeri panel basınca zıt yönde hareket ettiği zaman toplam

basınca ilave edilecek basıncın uygulandığı yönde hareket ettiğinde toplam basınçtan çıkarılacaktır. Söz konusu izafi basınç değeri tüpün açık ucundan itibaren 35 cm mesafede tahta modelin orta noktasında ölçülen basınç değeri olan 291600 N/m^2 'den oldukça küçüktür.

Yukarıdaki sebepler ve hesaplamalar dikkate alınarak panellerin üzerindeki basınç dağılımının elde edilebilmesi için kompozit paneller ile aynı eğrilikte tahta modeller kullanılmıştır. Düz yüzeye etki eden anlık basınç yükünün ölçülebilmesi için tahta model kullanılmıştır (Şekil 4.7). Düz yüzey üzerindeki basınç dağılımını elde etmek üzere, geometri ve yüklemenin iki eksene göre simetrik olması nedeniyle, modelin bir çeyreği üzerindeki altı farklı noktaya basınç sensörü yerleştirilmiştir. Düz yüzey halinde basınç ölçümleri tüpün açık ucundan itibaren iki farklı mesafe için yapılmıştır. Söz konusu mesafeler sırasıyla 100 cm ve 35 cm dir. Her bir deney üç kere tekrarlanmak suretiyle ortalama pik basınç değerleri elde edilmiştir. Elde edilen basınç değerleri Tablo 5.2 ve 5.3'de görülmektedir.

Silindirik yüzey üzerindeki anlık basınç yükünün dağılımının elde edilebilmesi için eğrilik yarıçapı 25 cm olan tahta model kullanılmıştır. Yine simetri nedeniyle, söz konusu tahta modelin bir çeyreği üzerindeki sekiz farklı noktaya basınç duyargası yerleştirilmiştir (Şekil 4.8). Silindirik yüzey için basınç dağılımı 100 cm ve 35 cm mesafeler için gerçekleştirilmiştir. Her deney üçer kere tekrarlanmak suretiyle ortalama tepe (peak) basıncı değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen basınç değerleri Tablo 5.4 ve 5.5'de görülmektedir.

Tablo 5.2'de 5 numaralı duyargada orta noktaya göre bir miktar daha yüksek basınç değeri bulunmuştur. Tablo 5.4'de de 6 numaralı duyargada bir miktar yüksek basınç değeri elde edilmiştir. Ancak ortalama değerler dikkate alındığında bu fark %6 mertebesinde dir. Dolayısıyla Tablo 5.2 ve 5.4'deki ortalama basınç değerleri dikkate alındığında 100 cm uzaklıkta basınç dağılımının düzgün yayılı olduğu kabul edilmiştir. Tablo 5.3'deki ortalama basınç değerlerinin dikkate alınması ile elde edilen düz yüzey üzerindeki basınç dağılımı Şekil 5.1'de görülmektedir. Basıncın orta noktadaki tepe değeri kenarlara doğru bir azalma göstermiştir. Şekil 5.2'de deney sonuçlarına bir sinüs fonksiyonu ile yaklaşım yapılarak elde edilen basınç dağılımı görülmektedir. Söz konusu basınç dağılımı (2.24) denklemi ile ifade edilmiştir.

Tablo 5.5'deki ortalama basınç değerlerinin dikkate alınması ile elde edilen silindirik yüzey üzerindeki basınç dağılımı Şekil 5.3'de görülmektedir. Burada basıncın tepe değeri orta noktadan kenarlara doğru uzaklaştıkça s yönünde x yönüne göre daha keskin bir azalma göstermiştir. Bunun nedeni eğriliğin olduğu s yönünde hızın teğetsel bileşeninin daha fazla olması ve bu sebeple basıncın az olmasıdır. Şekil 5.4'de bir sinüs fonksiyonu ile yaklaşım yapılarak elde edilen basınç dağılımı görülmektedir. Bu çalışmada eğrilikli yüzeyin basınç dağılımının düz yüzey üzerindeki basınç dağılımına göre farklılığı ihmal edilebilecek mertebede olduğu için, düz yüzey için elde edilen basınç değişim fonksiyonu eğrilikli yüzey için de kullanılmıştır.

Tablo 5.2 Düz yüzey üzerinde, 100 cm uzaklıkta ölçülen tepe basınçları (bar)

	Deney no			
Basınç sensörü	1	2	3	P _{ort}
1	0,287	0,290	0,289	0,289
2	0,286	0,302	0,285	0,291
3	0,289	0,277	0,311	0,292
4	0,267	0,285	0,298	0,283
5	0,312	0,288	0,322	0,307
6	0,254	0,297	0,295	0,282

Tablo 5.3 Düz yüzey üzerinde, 35 cm uzaklıkta ölçülen tepe basınçları (bar)

	Deney no			
Basınç sensörü	1	2	3	P _{ort}
1	3,047	2,578	3,281	2,968
2	2,344	2,262	2,237	2,281
3	1,406	1,406	1,406	1,406
4	0,938	0,938	0,911	0,929
5	0,938	0,859	0,937	0,911
6	0,703	1,016	0,703	0,807

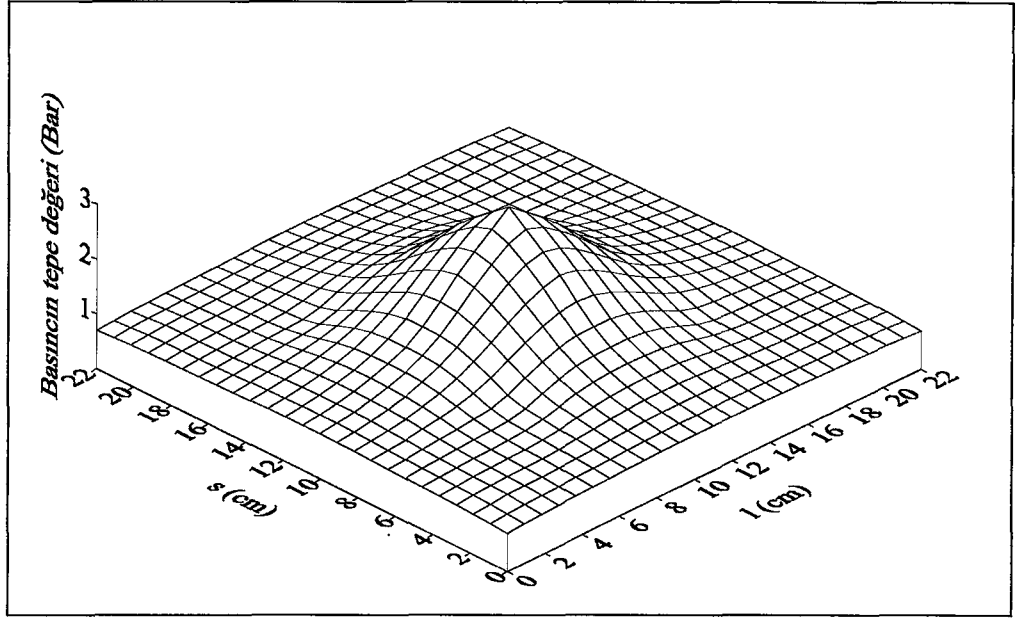
Basıncın zaman ile değişimi için detonasyon tüpünün açık ucundan 100 cm uzaklıkta yerleştirilen modelin orta noktasındaki basınç duyargasından alınan değerler ve Friedlander sönüm fonksiyonu kullanılarak yapılan bir yaklaşım Şekil 5.5’de görülmektedir. Şekil 5.6’da 35 cm uzaklıkta yerleştirilen modelin orta noktasındaki basınç duyargasından elde edilen basınç değerlerinin zaman ile değişimi ve bu değerler için yapılan bir yaklaşım verilmiştir. Şekil 5.5 ve Şekil 5.6’da yapılan yaklaşımlarda kullanılan değerler Tablo 5.6’da sunulmuştur.

Tablo 5.4 Silindirik yüzey üzerinde, 100 cm uzaklıkta ölçülen tepe basınçları (bar)

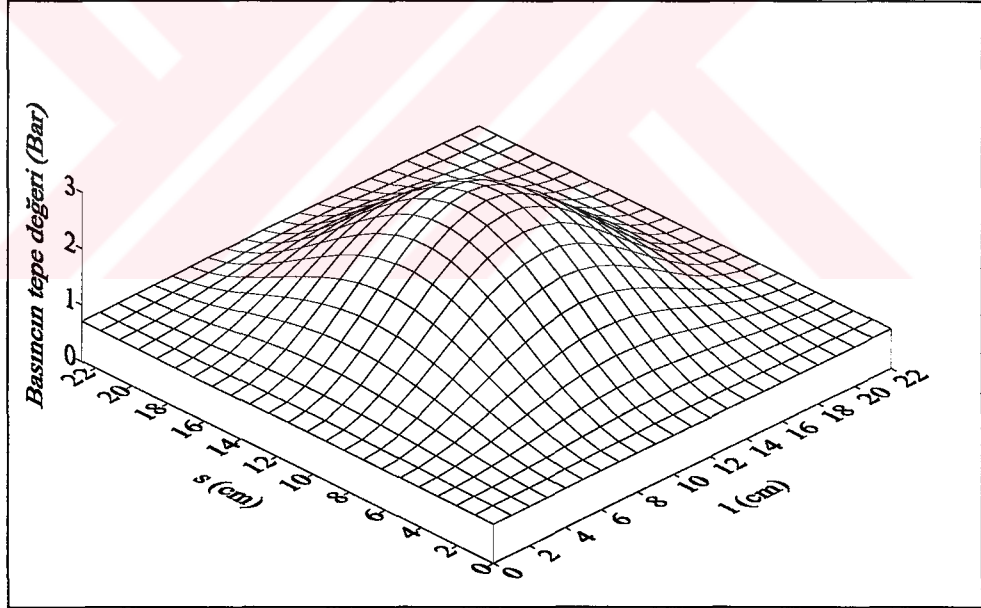
	Deney no			
Basınç sensörü	1	2	3	P _{ort}
1	0,293	0,288	0,287	0,289
2	0,287	0,290	0,301	0,293
3	0,267	0,297	0,292	0,285
4	0,296	0,288	0,299	0,294
5	0,298	0,264	0,305	0,289
6	0,297	0,304	0,286	0,296
7	0,299	0,267	0,298	0,288
8	0,295	0,287	0,288	0,290

Tablo 5.5 Silindirik yüzey üzerinde, 35 cm uzaklıkta ölçülen tepe basınçları (bar)

	Deney no			
Basınç sensörü	1	2	3	P _{ort}
1	2,813	2,656	3,281	2,916
2	2,343	2,295	2,342	2,325
3	0,938	1,172	1,719	1,276
4	1,719	2,187	1,122	1,676
5	1,484	1,484	1,111	1,360
6	1,172	1,406	1,312	1,297
7	1,172	1,016	1,150	1,113
8	0,625	0,703	0,751	0,693

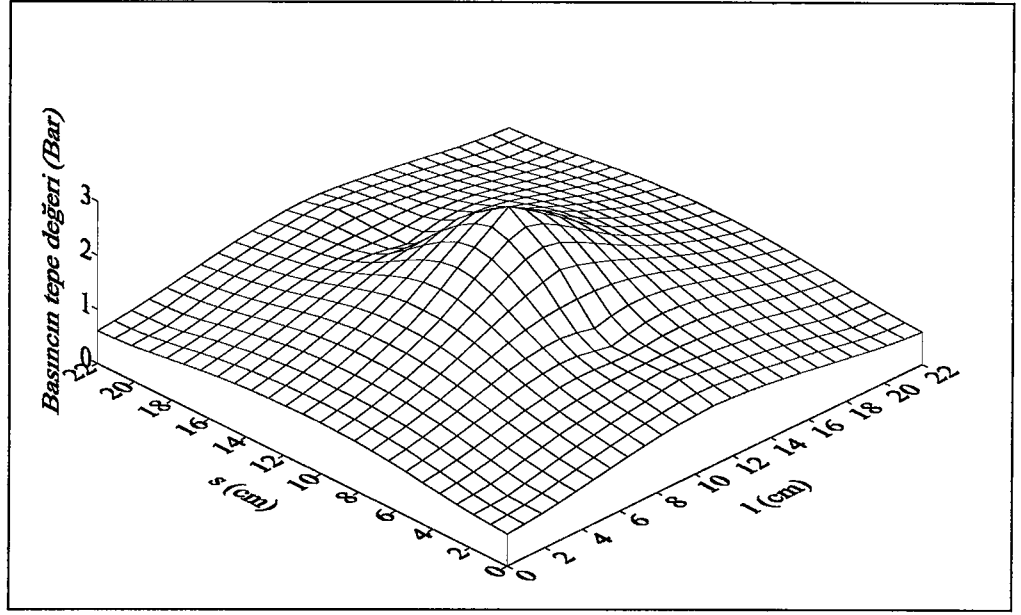


Şekil 5.1 Plak üzerinde anlık basınç yükünün dağılımı (Deneysel)

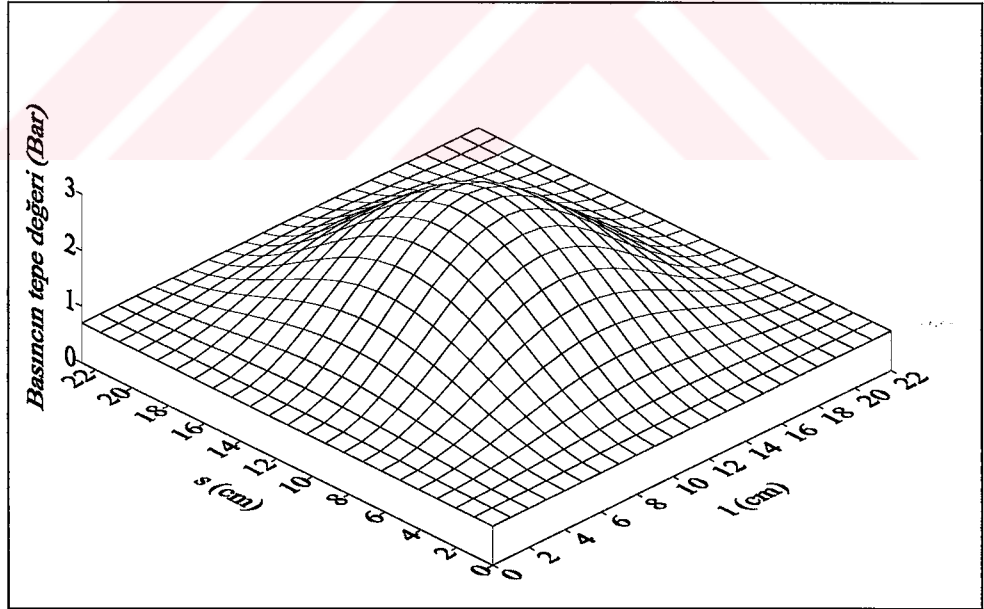


Şekil 5.2 Plak üzerinde anlık basınç yükünün dağılımı (Yaklaşım)

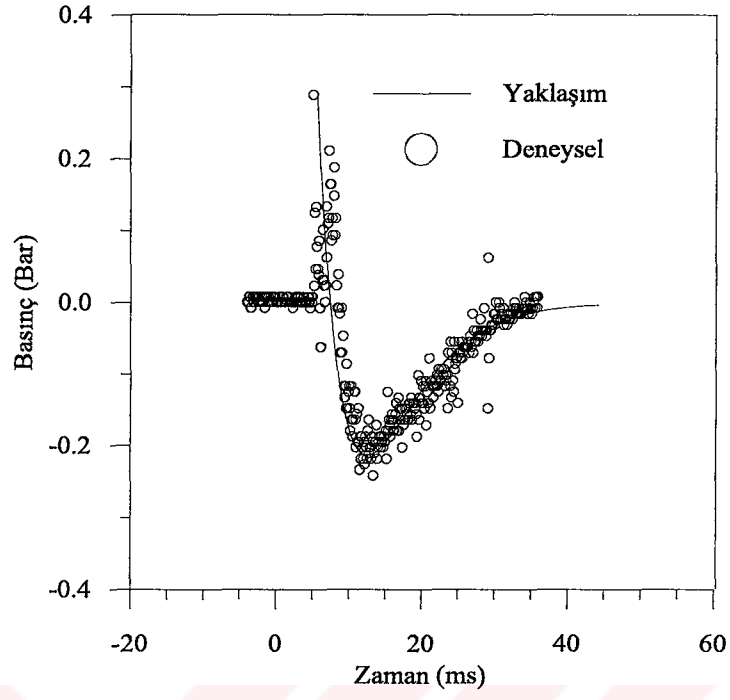
Basıncın uzaklık ile değişimini incelemek amacıyla tahta model tüpün açık ucundan itibaren sırasıyla 15, 25, 35 ve 100 cm mesafelere yerleştirilerek her bir uzaklık için yüzeyin orta noktasındaki basıncın zaman ile değişimi ölçülmüştür. Bu ölçümlerden elde edilen tepe basınçlarının uzaklık ile değişimi Şekil 5.7’de görülmektedir.



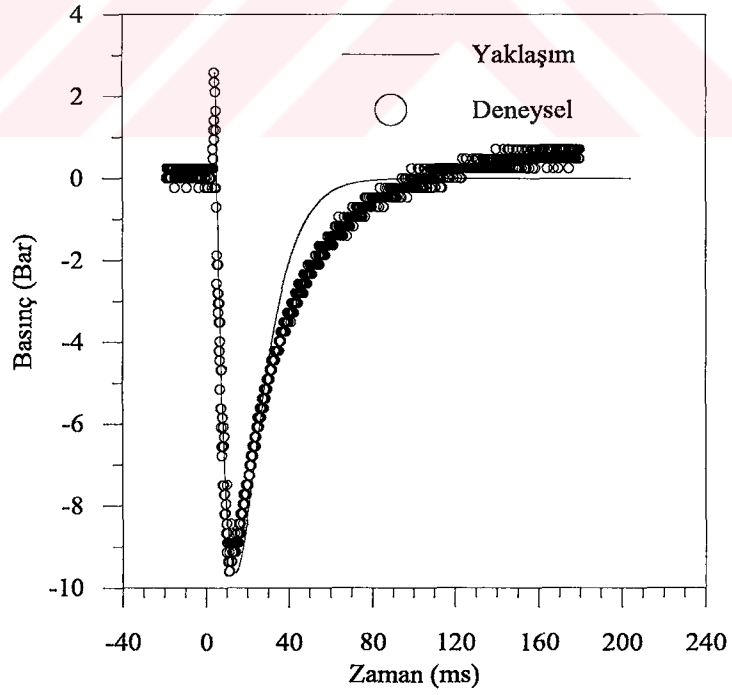
Şekil 5.3 Kabuk üzerinde anlık basınç yükünün dağılımı (Deneyssel)



Şekil 5.4 Kabuk üzerinde anlık basınç yükünün dağılımı (Yaklaşım)



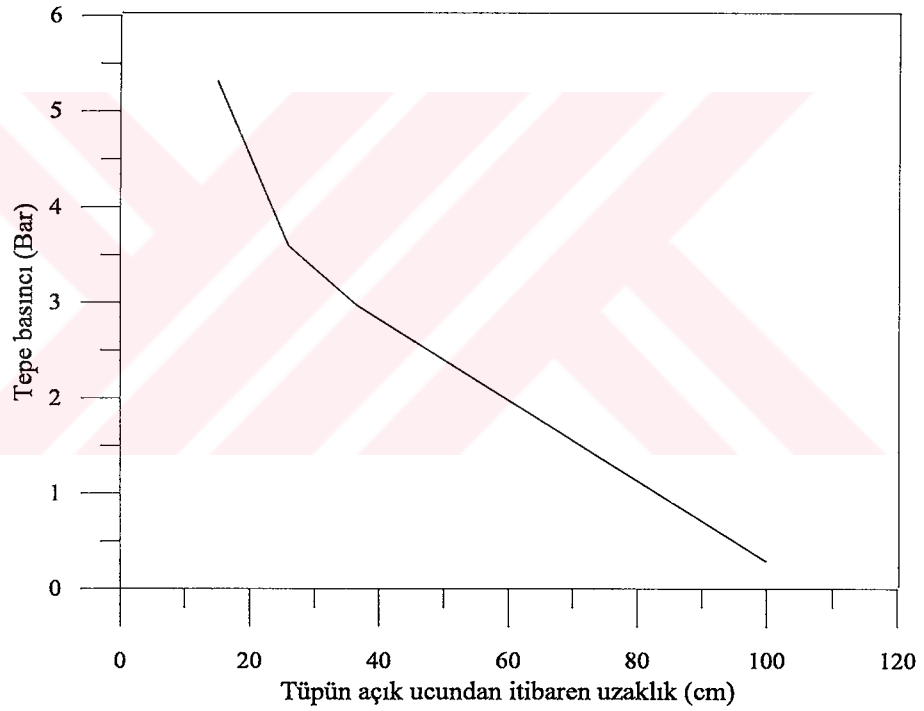
Şekil 5.5 Anlık basınç yükünün zaman ile değişimi (d=100 cm)



Şekil 5.6 Anlık basınç yükünün zaman ile değişimi (d=35 cm)

Tablo 5.6 Yükleme durumları

Parametreler	1. yükleme	2. yükleme
p_m (N/m ²)	28906	296875
p_c (N/m ²)	0	70000
d (cm)	100	35
α	0.35	0.06
t_p (sn)	0.0018	0.0009
Basınç dağılımı	Düzgün yayılı	Sinüsoidal



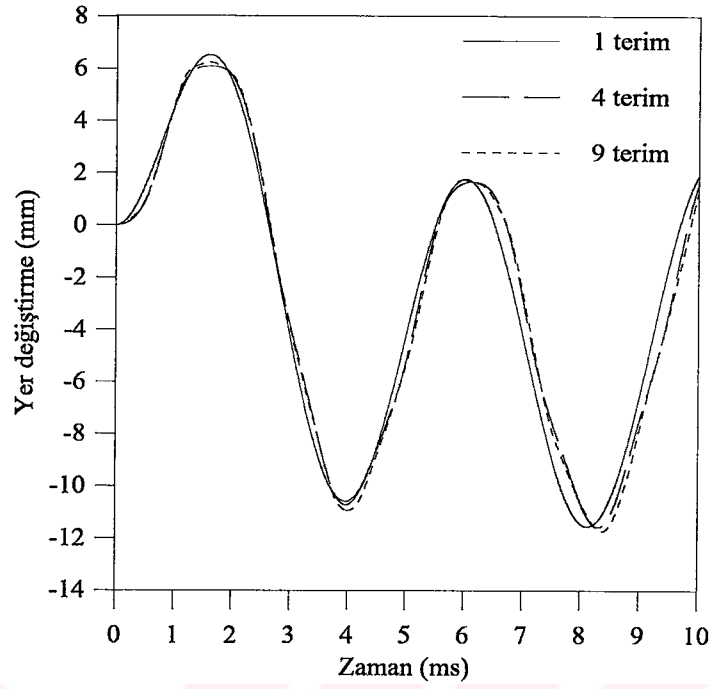
Şekil 5.7 Tepe basıncının uzaklık ile değişimi

5.4 Panel Deformasyon Ölçüm Ve Analiz Sonuçları

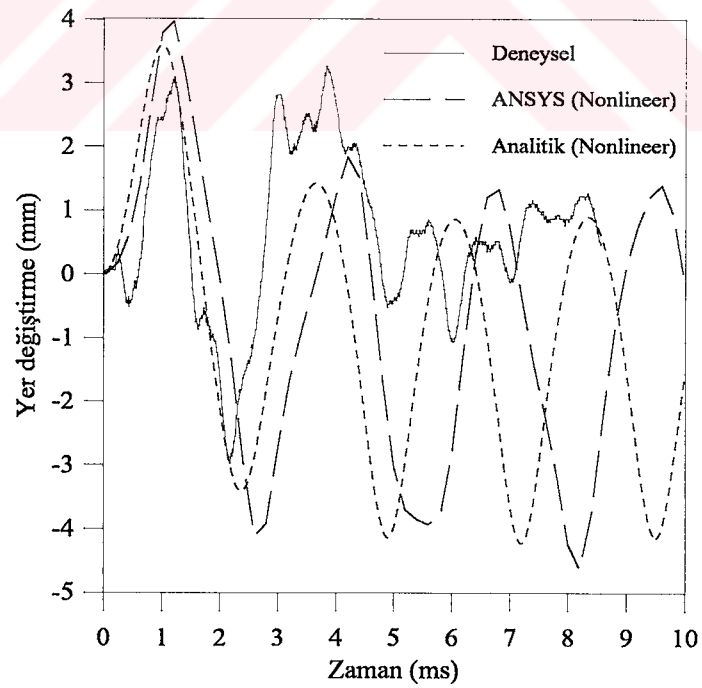
Yer değiştirme-zaman ve birim uzama-zaman grafiklerinde zamanın sıfır olduğu nokta basıncın maksimuma ulaştığı nokta olarak alınmıştır. İlk olarak anlık basınç yüküne maruz kalan kompozit plağın diferansiyel formdaki lineer hareket denklemleri birinci yükleme durumu için çözüm fonksiyonları sırasıyla 1, 4 ve 9 terimli olacak şekilde seçilerek Runge-Kutta-Verner yönteminin kullanıldığı bir FORTRAN programı yardımıyla çözülmüştür. Programda zaman adımı 0.002 ms

olarak seçilmiştir. Seçilen üç farklı çözüm fonksiyonu için Şekil 5.8’de yedi katmanlı plağın orta noktasındaki yer değiştirmelerin zaman ile değişimi görülmektedir. Terim sayısının arttırılması sonuçlarda önemli bir değişiklik yapmamıştır. Böylece çözümün yakınsadığı ve bir terim alınarak yeteri kadar doğru bir sonuç elde edilebileceği görülmüştür. Anlık basınç yüküne maruz kalan cam elyafı takviyeli yedi katmanlı kompozit plağın (Tablo 5.1, No.1) yaklaşık teorik analiz, sayısal analiz ve deney sonuçları birinci yükleme şartı için elde edilmiştir. Yaklaşık teorik analizde (3.4) ile verilen nonlinear diferansiyel denklem, dördüncü mertebe Runge-Kutta yöntemiyle çözülmüştür. Kullanılan çözüm programı PASCAL dilinde yazılmıştır (Ek A). Bu analizde zaman adımı, yakınsamanın gerçekleştiği, 0.016 ms olarak seçilmiştir.

Sayısal analiz ANSYS sonlu eleman yazılımı yardımıyla yapılmıştır. Bu amaçla kenarlarından ankastre mesnetli kompozit plak, katmanlı kabuk elemanlar (Şekil 3.1) kullanılarak modellenmiş ve anlık basınç yükü bir fonksiyon olarak tatbik edilmiştir. Yakınsamayı kontrol etmek üzere plak sırasıyla 16, 64 ve 256 elemana bölünmüştür. Sözkonusu üç model kullanılarak plağın modal analizi yapılmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. 16 elemanlı model ile 64 elemanlı model kullanılarak yapılan analiz sonuçlarına bakıldığında doğal frekanslarda önemli ölçüde değişim olmasına karşın, 64 ve 256 elemanlı modeller ile yapılan analizler karşılaştırıldığında doğal frekansların değişmediği görülmüştür. Böylece plağın modellenmesinde 64 eleman kullanmanın yeterli doğrulukta sonuç vereceği görülmüştür. Plağın geçici (transient) analizi geometrik nonlinearlikler de hesaba katılarak yapılmıştır. Bu analizde Newmark yöntemi kullanılmış ve zaman adımı 0.2 ms seçilmiştir. Anlık basınç yüküne maruz yedi katmanlı kompozit plağın orta noktasının yer değiştirmesi ve x yönündeki birim uzaması sırasıyla Şekil 5.9 ve 5.10’da görülmektedir. Deneylerde birim uzamalar ölçüldüğü için, bunlardan plak orta noktasındaki yer değiştirmelerin zaman ile değişimini elde etmek üzere, (2.5) ve (3.2) denklemleri kullanılmıştır. Nonlinear geometrik teori (NLG) kullanılarak elde edilen sonuçlar ANSYS (nonlinear) ve deney sonuçları ile karşılaştırıldığında ilk dört ms için aralarında nitelik bakımından iyi bir uyum görülmüştür. İlk dört ms den sonra, sönüm etkileri analizlerde ihmal edildiği için teorik ve sayısal analiz sonuçları deneysel sonuçlardan farklılık göstermektedir.



şekil 5.8 Birinci yükleme şartı için 1 nolu plağın orta noktasının yer değiştirmesinin alınan terim sayısına bağlılığı

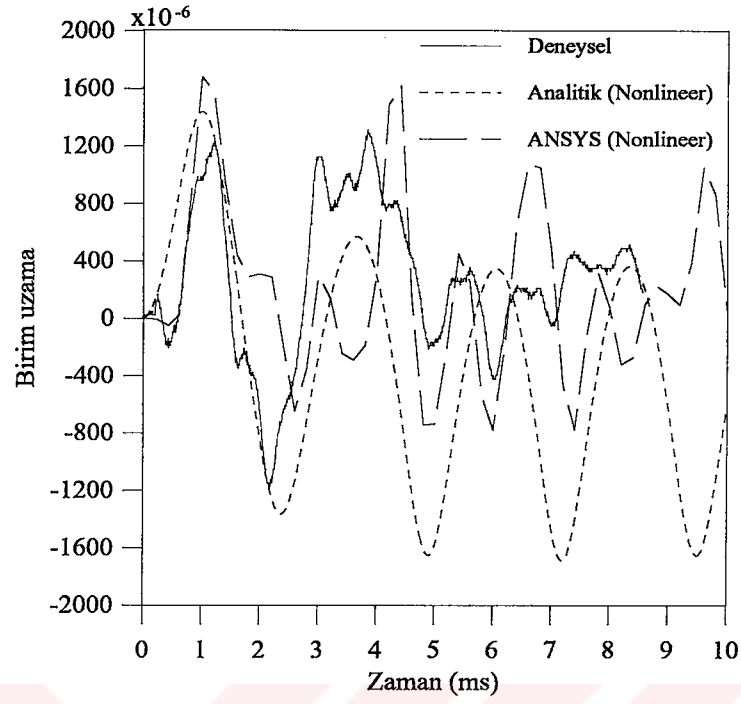


şekil 5.9 Birinci yükleme şartı için 1 nolu plağın orta noktasının yer değiştirmesi için elde edilen analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması

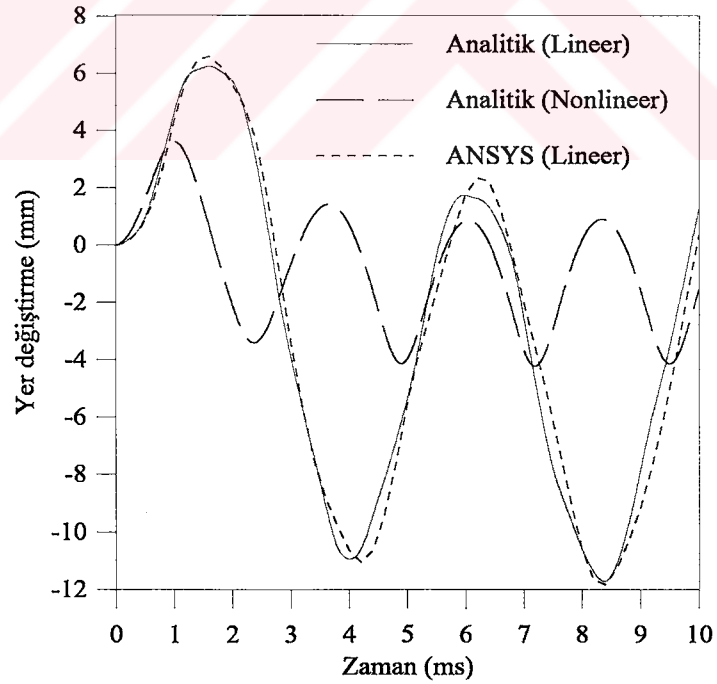
Çözüm fonksiyonları bir terimli seçilerek, NLG teori, lineer teori ve ANSYS (lineer) ile elde edilen plak orta noktasının yer değiştirmesinin zaman ile değişimi Şekil 5.11’de görülmektedir. Nonlineer ve lineer analiz sonuçları arasındaki farka bakıldığında büyük yer değiştirmelerin meydana geldiği söylenebilir. Ayrıca bu şekilde analitik sonuçların ANSYS ile elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu söylenebilir.

Farklı elyaf yönlenme açısına sahip olan beş katmanlı kompozit panelin (Tablo 5.1, No.2) NLG ve deneysel sonuçları Şekil 5.12’de görülmektedir. Analiz ve deney sonuçları arasında ilk 4 ms için iyi bir uyum görülmektedir. Burada da analizlerde hesaba katılmayan sönüm etkileri sebebiyle 4 ms den sonra analiz ve deney sonuçları farklılaşmaktadır. İkinci yükleme durumu için elde edilen yedi katmanlı plağın NLG ve deneysel sonuçları Şekil 5.13’de verilmiştir. Bu şekilde NLG ve deney sonuçlarından elde edilen maksimum yer değiştirmeler arasında iyi bir uyum görülmektedir. İkinci yükleme durumunda basıncın yüzeye çarpma hızı birinci yükleme durumuna göre daha yüksek olduğu için yapısal sönüm olay üzerinde daha etkili olmuştur.

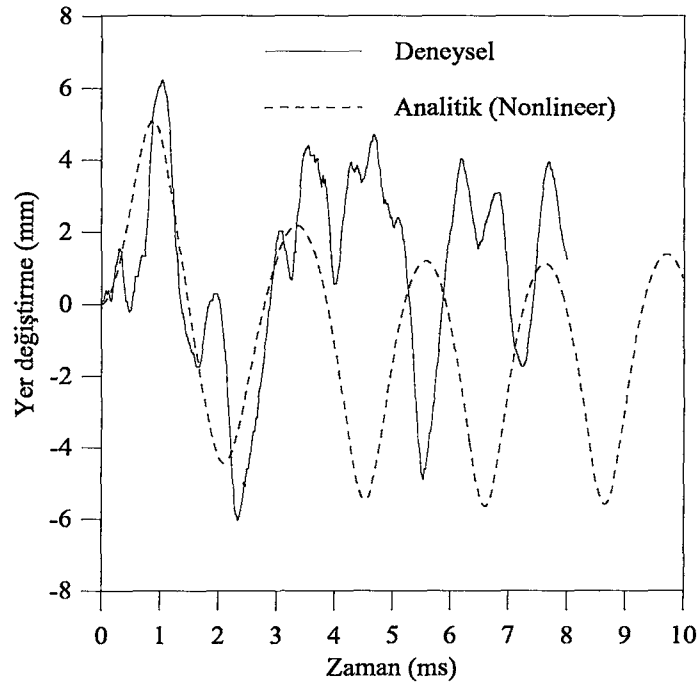
Birinci yükleme durumu için beş katmanlı, 25 cm eğrilik yarıçapındaki cam elyafı takviyeli kompozit kabuklar (Tablo 5.1, No.3) kullanılarak yapılan çalışmalarda ilk olarak sayısal çözüm tekniğinin yakınsamasının gösterilmesi amacıyla çözüm fonksiyonları sırasıyla 1, 4 ve 9 terim alınarak kabuk orta noktasının anlık basınç yüküne cevabı FORTRAN dilinde yazılmış bir program yardımıyla elde edilmiştir. Bu analizlerde zaman adımı 0.002 ms seçilmiştir. Söz konusu analizlerin sonucunda sırasıyla kabuk orta noktasının yer değiştirmesi ve kabuk orta noktasındaki x ve s yönü birim uzama değerleri elde edilmiştir (Şekil 5.14-5.16). Terim sayısının arttırılması ile kabuk orta noktasının yer değiştirmesinin artarak bir değere yakınsadığı Şekil 5.14’de görülmektedir. Şekil 5.15’de x yönündeki birim uzama değerlerinin terim sayısının 1’den 4’e çıkarılması ile arttığı ve bu artış miktarının 4 terimden 9 terime çıkarılması ile azaldığı görülmektedir. Böylece terim sayısının arttırılması ile sonuçlar bir değere yakınsamıştır. Yine, s yönündeki birim uzama değerleri için terim sayısının arttırılması ile yakınsamanın elde edildiği görülmüştür (Şekil 5.16).



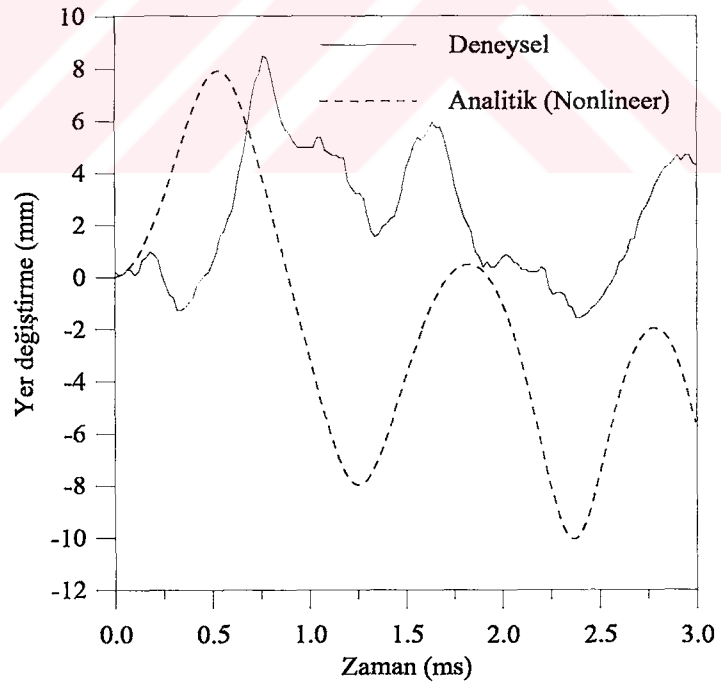
Şekil 5.10 Birinci yükleme şartı için 1 nolu plağın orta noktasının x yönündeki birim uzaması



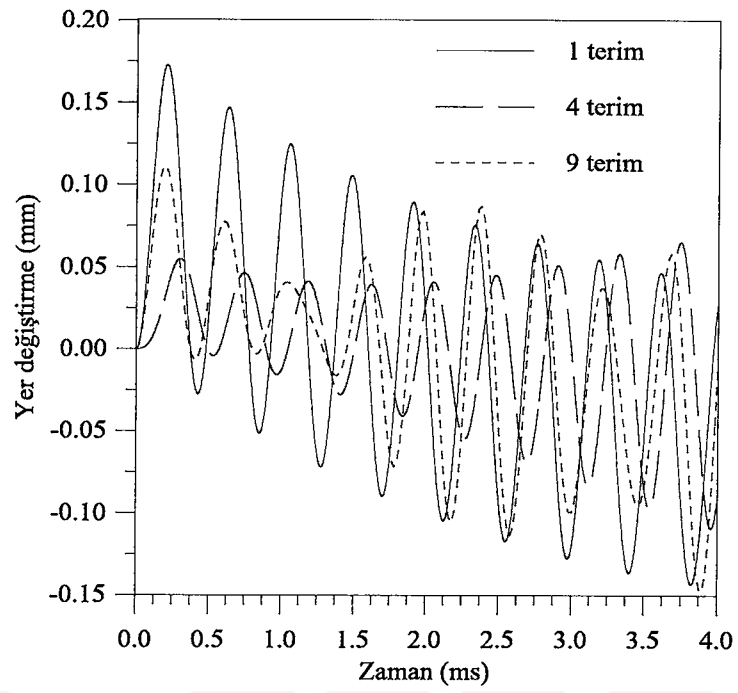
Şekil 5.11 Birinci yükleme şartı altında 1 nolu plağın orta noktasının yer değiştirmesini elde etmek için yapılan lineer ve nonlineer analiz sonuçlarının karşılaştırılması



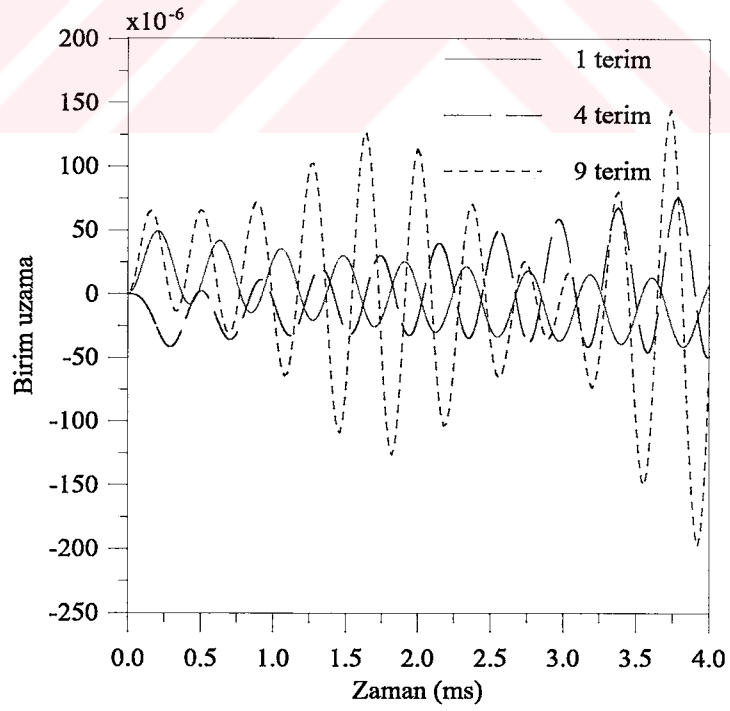
şekil 5.12 Birinci yükleme şartı için 2 nolu plağın orta noktasının yer değişirmesi



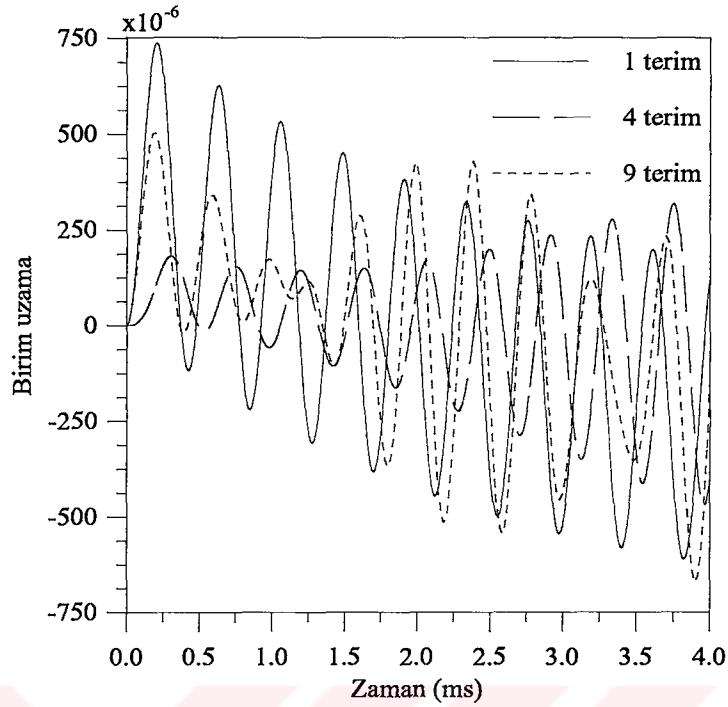
şekil 5.13 İkinici yükleme şartı için 1 nolu plağın orta noktasının yer değişirmesi



Şekil 5.14 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının yer değiştirmesinin terim sayısına göre değişimi



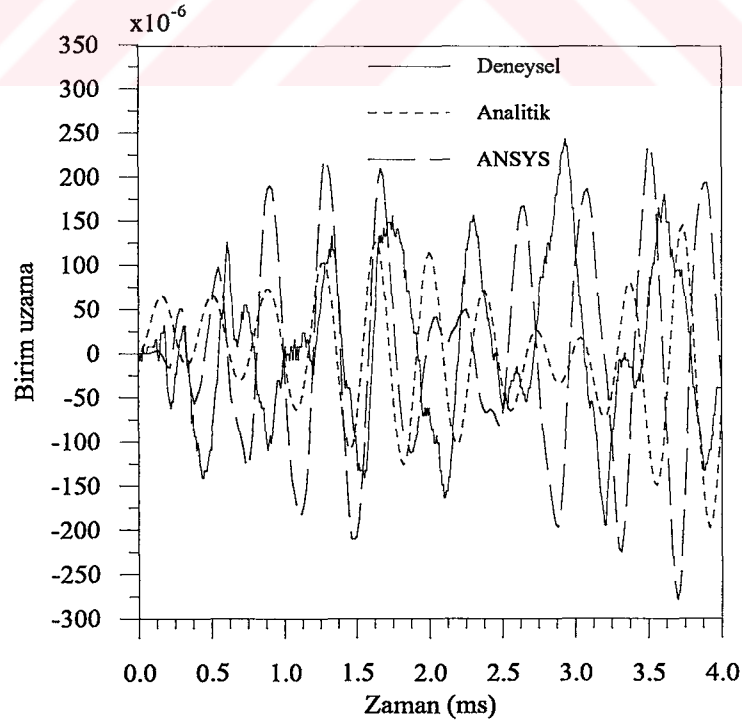
Şekil 5.15 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının x yönündeki birim uzamasının terim sayısına göre değişimi



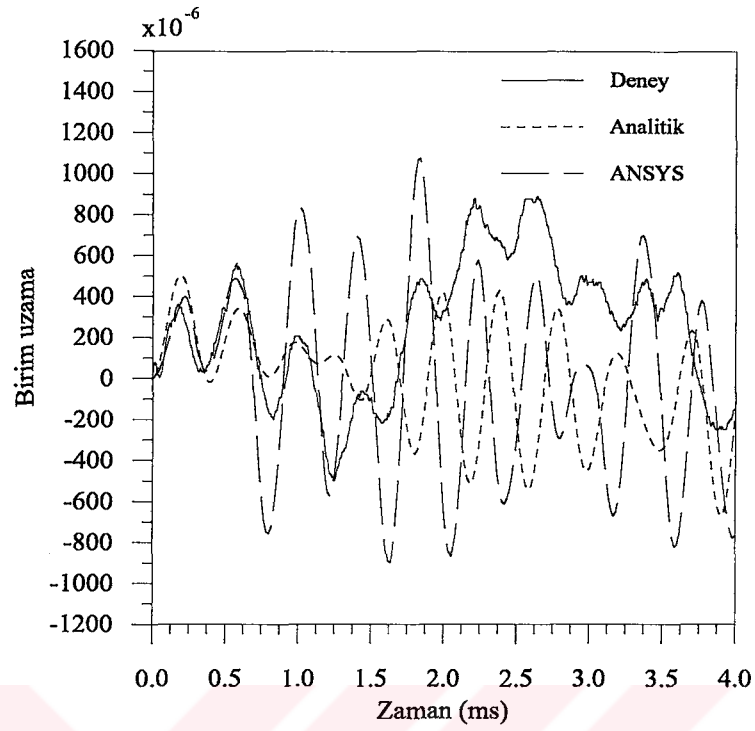
Şekil 5.16 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının s yönündeki birim uzamasının terim sayısına göre değişimi

Silindirik paneller kullanılarak birinci yükleme durumu için yapılan deney ve analizlerden elde edilen birim uzama-zaman grafikleri Şekil 5.17-5.20’de verilmiştir. Silindirik kabuklar kullanılarak yapılan analiz sonuçlarından bir terim alınmasının yeteri kadar doğru sonuç vermediği anlaşılmaktadır. Bu sebeple panellerin orta noktasında ölçülen birim uzama değerlerinin kullanılmasıyla yer değiştirmeler hesaplanamamış ve deney ve analiz sonuçları birim uzama-zaman grafikleri olarak teşkil edilmiştir. Cam elyafı takviyeli katmanlı silindirik kompozit panel (Tablo 5.1, No.3) kullanılarak yapılan deney ve analiz sonuçlarından elde edilen panelin orta noktasının birim uzama-zaman grafikleri Şekil 5.17 ve 5.18’de görülmektedir. Söz konusu analizlerde geometrik nonlineerliklerin etkisi hesaba katılmamıştır. Bunun sebebi birinci yükleme durumunda geometrik nonlineerlik etkisinin görülmemesidir. Teorik analiz FORTRAN programı yardımıyla zaman adımı 0.002 ms seçilerek yapılmıştır. Sayısal analiz ANSYS yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmıştır. Bu amaçla panel katmanlı kompozit kabuk elemanlar kullanılarak ankastre sınır şartlarını sağlayacak tarzda modellenmiştir. Katmanlı kompozit silindirik panel için üç ayrı model kurularak bu modellerin modal analizleri yapılmıştır. Yine, sırasıyla 16, 64 ve 256 eleman ile modellenen panelin modal analiz sonuçları karşılaştırıldığında 64 elemanlı modelin yeterli doğrulukta sonuç

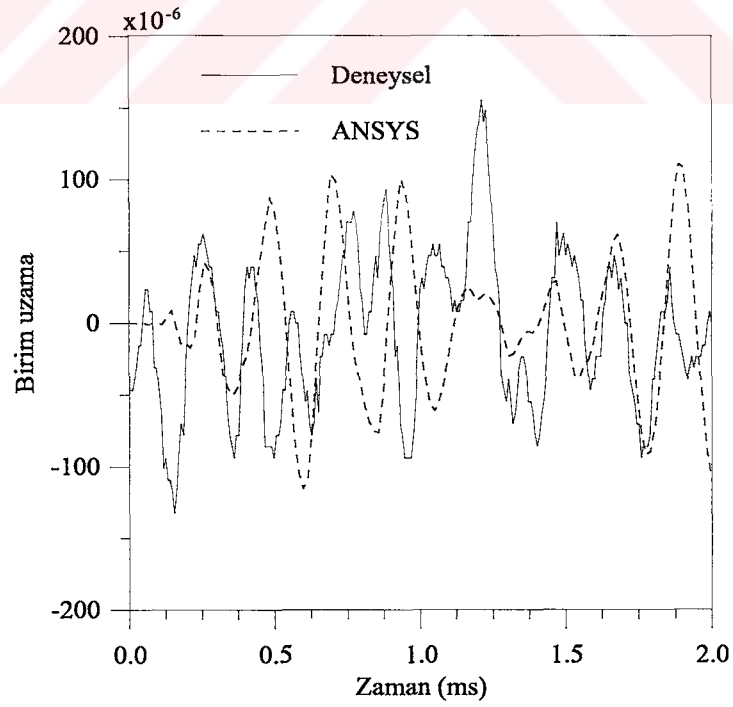
vereceği görülmüştür. Sayısal analiz sırasında zaman adımı 0.016 ms seçilmiştir. Deney ve teorik analiz sonuçları karşılaştırıldığında ilk bir ms için sayısal olarak bir farklılık görülmekte, bir ms'den sonra analiz sonuçları deney sonuçlarına yakınsamaktadır. Frekanslar göz önüne alındığında deney ve analiz sonuçları arasında nitelik bakımından bir uyum görülmektedir. Karbon elyafı takviyeli üç katmanlı silindirik kompozit panel (Tablo 5.1, No.4) kullanılarak birinci yükleme durumunda yapılan deney ve sayısal analizlerden elde edilen panel orta noktasının anlık basınç yüküne cevabı Şekil 5.19 ve 5.20'de görülmektedir. Analizler ANSYS sonlu eleman yazılımından yararlanarak yapılmıştır. Geçici analiz yapılırken zaman adımı 0.016 ms seçilmiştir. Deney ve sayısal analiz sonuçları arasında frekanslar bakımından bir uyum görülmektedir. Beş katmanlı, cam elyafı takviyeli kabuğun orta noktasının yer değiştirmesini elde etmek için lineer teoride 9 terim alınarak yapılan analiz ile ANSYS lineer analiz sonuçlarının karşılaştırması Şekil 5.21'de sunulmuştur. Teorik analiz ve ANSYS ile elde edilen kabuk orta noktasının maksimum yer değiştirmeleri arasında iyi bir uyum görülmüştür. Teorik analiz ve ANSYS sonuçları karşılaştırıldığında, kabuğun anlık basınç yüküne cevap frekansları arasında da iyi bir uyum görülmektedir.



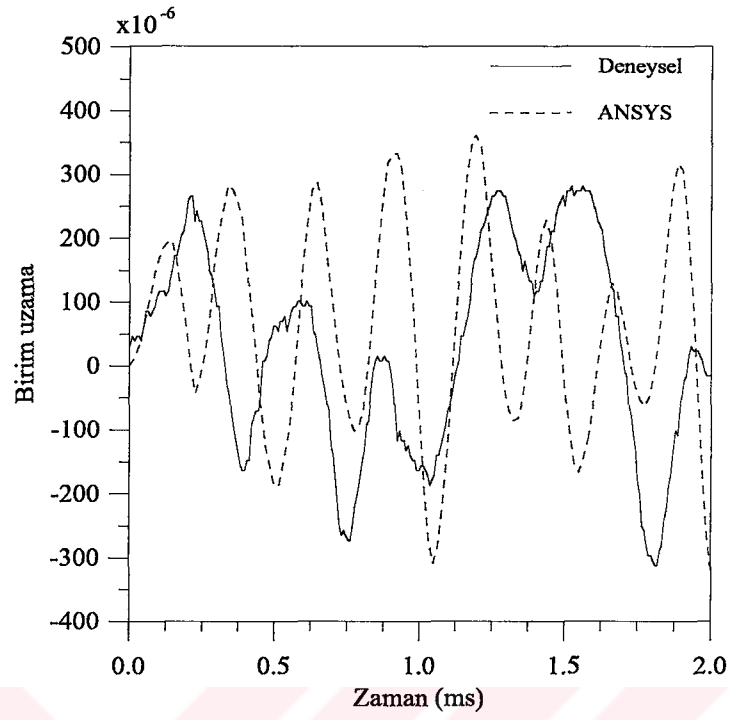
Şekil 5.17 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının x yönündeki birim uzaması



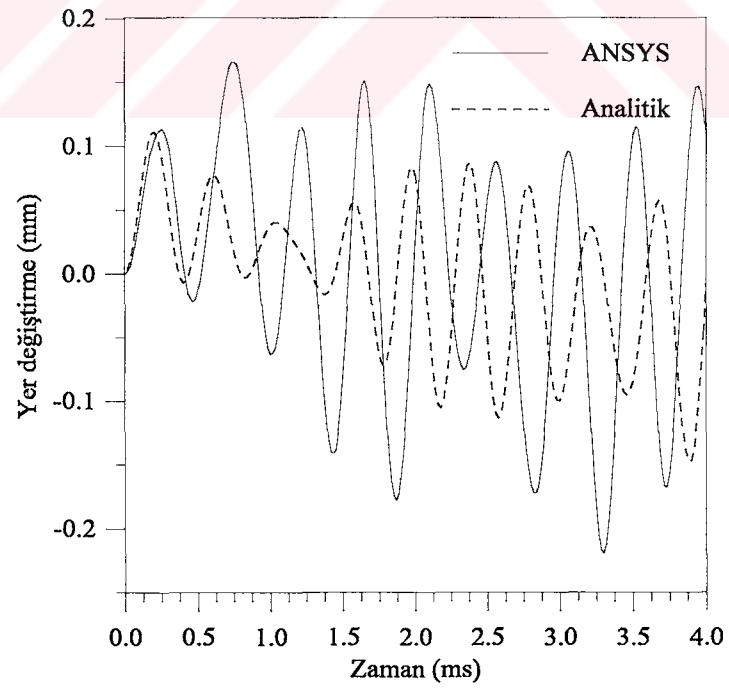
Şekil 5.18 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının s yönündeki birim uzaması



Şekil 5.19 Birinci yükleme şartı için 4 nolu panelin orta noktasının x yönündeki birim uzaması



Şekil 5.20 Birinci yükleme şartı için 4 nolu panelin orta noktasının s yönündeki birim uzaması



Şekil 5.21 Birinci yükleme şartı için 3 nolu panelin orta noktasının yer değiştirmesi

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada katmanlı kompozit panellerin anlık basınç yüküne dinamik cevabı deneysel, analitik ve sayısal olarak araştırılmıştır. Deneysel çalışmalar için anlık basınç yükünün elde edileceği, kompozit panellerin yüzeyi üzerindeki basınç dağılımının ve panellerin orta noktalarındaki birim uzama değerlerinin ölçüleceği bir deney sistemi kurulmuştur. Deneylerde düz ve silindirik paneller kullanılmıştır. Paneller ankastre olarak mesnetlenmiş ve iki farklı basınç yükü ile test edilmiştir. Teorik çalışmada, kompozit kabukların diferansiyel formdaki temel denklemleri, geometrik nonlineerlik etkilerinin de hesaba katıldığı Love ince kabuk teorisi çerçevesinde elde edilmiştir. Denklemlerin türetilmesinde virtüel iş prensibi kullanılmıştır. Bu denklemleri, zamana bağlı nonlineer denklemlere indirgemek amacıyla geometrik sınır şartlarını sağlayan bir seri çözüm fonksiyonu seçilmiş ve Galerkin yöntemi kullanılmıştır. Hareket denklemlerinin çözümü için Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. Çözüm fonksiyonlarının ilk teriminin alınması durumunda lineer ve nonlineer analizler dördüncü mertebe Runge-Kutta yönteminin kullanıldığı PASCAL dilinde bir program yazılarak yapılmıştır. Çözüm fonksiyonlarının ilk dört terimi ve ilk dokuz terimi hesaba katılarak yapılan analizlerde beşinci ve altıncı derece Runge-Kutta-Verner yönteminin kullanıldığı bir FORTRAN programından faydalanılmıştır. Ayrıca ANSYS sonlu eleman yazılımı kullanılarak kompozit panellerin anlık basınç yüküne cevabı lineer ve nonlineer durumlarda sayısal olarak elde edilmiştir.

Paneller üzerinde yapılan anlık basınç yükü ölçümleri basınç dağılımının plağın şok tüpünden olan uzaklığına bağlı olduğunu göstermiştir. Uzaklığın artması ile basıncın pozitif pik değerine ulaşma zamanı azalırken, pozitif pik basıncının

negatif pik basıncına oranı artmaktadır. Panel üzerindeki basınç dağılımı düşük mesafeli durumlarda bir sinüs fonksiyonu halinde değişim göstermektedir. Diğer taraftan, uzaklığın artması ile basınç dağılımı düzgün yayılı bir hale gelmektedir.

Kompozit plakların anlık basınç yüküne cevabının yaklaşık teorik yöntem ile elde edilmesinde çözüm fonksiyonlarının ilk teriminin alınması yeterli doğrulukta sonuç vermiştir. Terim sayısının arttırılması plak orta noktasının yer değiştirmesini veya birim uzamasını değiştirmemiştir. Bu kompozit plağın nonlinear dinamik cevap frekansının modal analiz sonuçlarından elde edilen plağın birinci titreşim modunun doğal frekansı ile aynı olmasının bir sonucudur. Böylece hareket üzerinde birinci titreşim modunun etkin olduğu sonucuna ulaşılır. Nonlinear geometrik teori kullanılarak elde edilen sonuçlar ANSYS (nonlinear) ve deney sonuçları ile karşılaştırıldığında ilk dört milisaniye için aralarında nitelik bakımından iyi bir uyum görülmüştür. İlk dört milisaniyeden sonra, sönüm etkileri analizlerde ihmal edildiği için analitik ve sayısal sonuçlar deneysel sonuçlardan farklılık gösterir. Deneysel ve diğer sonuçların belli bir süreden sonra farklılaşması ikinci yükleme durumunda daha belirgindir. Bunun sebebi anlık basınç yükünün plağa daha hızlı etkimesi sonucu yapısal sönüm faktörünün plağın cevabı üzerinde daha etkin rol oynamasıdır.

Silindirik paneller kullanılarak yapılan deneylerin sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında frekanslar bakımından iyi bir uyum elde edilmiştir. Sadece ilk terim hesaba katılarak yapılan yaklaşık teorik analizlerin sonuçlarına bakıldığında yeteri kadar doğru bir sonucun elde edilemediği görülmüştür. Terim sayısının arttırılması ile sonuçların yakınsadığı görülmektedir. Böylece panelin hareketi üzerinde birden fazla titreşim modunun etkin olduğu ve silindirik paneller için teorik çözümlerde birden fazla terim kullanmanın gerekliliği anlaşılmıştır.

Burada sunulan analitik çözüm yöntemi ile ön dizayn aşamasında ankastre mesnetli panellerin anlık basınç yüküne cevabını elde etmek mümkün olabilecektir. Böylece sonlu elemanlar yöntemi gibi ayrıklaştırma prensibine dayanan yöntemlere göre çok daha az bir bilgisayar zamanı kullanımı ile katmanlı kompozit panellerin anlık basınç yüküne cevabı elde edilmiştir.

Bu çalışmada yapısal sönümün ve sıcaklığın dinamik cevap üzerindeki etkileri hesaba katılmamıştır. Söz konusu etkiler bundan sonraki çalışmaların konusu olabilecektir. Panellerin üzerinde takviye veya delik bulunmasının dinamik cevap

üzerindeki etkileri birer araştırma konusu olabilecektir. Ayrıca kompozitler için oldukça önemli olan nem-ısı (hygro-thermal) etkisi ileriki çalışmaların konusu olabilecektir.



KAYNAKLAR

- [1] **PILATO, LOUIS, A. AND MICHNA, MICHAEL, J.**, Advanced Composite Materials, Springer-Verlag, New York, (1994)
- [2] **B. HOPKINSON**, British ordnance board minutes, Report No. 13565 (1915)
- [3] **HOULSTON, R., SLATER, J. E., PEGG, N. AND DESROCHERS, C. G.**, On Analysis of Structural Response of Ship Panels Subjected to Air Blast Loading, Computers and Structures, Vol. 21, No. 1/2, pp. 273-289, November (1985)
- [4] **HOULSTON, R. AND DESROCHERS, C. G.**, Nonlinear Structural Response of Ship Panels Subjected to Air Blast Loading, Computers and Structures, Vol. 26, No. 1/2, pp. 1-15, August (1987)
- [5] **GUPTA, AARON. D., GREGORY, FREDERICK. H., BITTING, ROBERT. L. AND BHATTACHARYA, SUJAN**, Dynamic Analysis of an Explosively Loaded Hinged Rectangular Plate, Computers and Structures, Vol. 26, No. 1/2, pp. 339-344, August (1987)
- [6] **LIBRESCU, L. AND NOSIER, A.**, Response of Laminated Composite Flat Panels to Sonic Boom and Explosive Blast Loadings, AIAA Journal, Vol. 28, No. 2, pp. 345-352, February (1990)
- [7] **BESHARA, F. B. A.**, Modelling of Blast Loading on Aboveground Structures-I. General Phenomenology and External Blast, Computers and Structures, Vol. 51, No. 5, pp. 585-596, June (1994)
- [8] **BESHARA, F. B. A.**, Modelling of Blast Loading on Aboveground Structures-II. Internal Blast and Ground Shock, Computers and Structures, Vol. 51, No. 5, pp. 597-606, June (1994)
- [9] **NURICK, G. N., OLSON, M. D., FAGNAN, J. R., AND LEVIN, A.**, Deformation and Tearing of Blast-Loaded Stiffened Square Plates, International Journal of Impact Engineering, Vol. 16, No.2, pp. 273-291, April (1995)
- [10] **WIERNICKI, C. J., LIEM, F., WOODS, G. D., FURIO, A. J.**, Structural Analysis Methods for Lightweight Metallic Corrugated Core Sandwich Panels Subjected to Blast Loads, Naval Engineers Journal, pp. 192-203, May (1990)

- [11] **SINGHAL, A. C. AND LARSON, D. S.**, Computer Simulation of Weapon Blast Pressures on Flexible Surfaces, *Computers and Structures*, Vol. 41, No.2, pp. 325-330, (1991)
- [12] **SINGHAL, C. AND LARSON, D., GOVIL, S. VE KARMAKAR, V.**, Simulation of Blast Pressure on Flexible Panel, *Journal of Structural Engineering*, Vol. 120, No. 7, pp. 2011-2020, July (1994)
- [13] **CHAPMAN, T. C., ROSE, T. A. VE SMITH, P. D.**, Blast Wave Simulation Using Autodyn2D: A Parametric Study, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 16, No. 5/6, pp. 777-787, October (1995)
- [14] **TÜRKMEN, H. S. AND MECİTOĞLU, Z.**, Dynamic Behavior of Laminated Composite Plate Subjected to Shock Loading, *First International Aerospace and Advanced Technologies Symposium*, Istanbul Technical University, Istanbul, pp. 475-484, March (1995)
- [15] **TÜRKMEN, H. S., MECİTOĞLU, Z. AND BORAT, O.**, Nonlinear Structural Response of Laminated Composite Panels Subjected to Blast Loading, *Mathematical and Computational Applications*, Vol. 1, No. 1, pp. 126-133, November (1996)
- [16] **REDEKOP, D. AND AZAR, P.**, Dynamic Response of a Cylindrical Shell Panel to Explosive Loading, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 113, pp.273-278, July (1991)
- [17] **REDEKOP, D.**, Dynamic Response of A Toroidal Shell Panel, *Computers and Structures*, Vol.51, No. 3, pp. 126-133, May (1994)
- [18] **OLSON, M. D.**, Efficient Modelling of Blast Loaded Stiffened Plate and Cylindrical Shell Structures, *Computers and Structures*, Vol. 40, No. 5, pp.1139-1149, August (1991)
- [19] **JIANG, J. VE OLSON, M. D.**, Nonlinear Dynamic Analysis of Blast Loaded Cylindrical Shell Structures, *Computers and Structures*, Vol. 41, No. 1, pp. 41-52, (1991)
- [20] **TÜRKMEN, H. S. AND MECİTOĞLU, Z.**, Nonlinear Structural Response of Laminated Composite Plates Subjected to Blast Loadings”, *AIAA* (incelenmekte).
- [21] **TÜRKMEN, H. S. AND MECİTOĞLU, Z.**, Dynamic Response of A Laminated Composite Shell Under Blast Load, *International Symposium on Aviation*, 10-14 March, Anadolu Üniversitesi Sivil Havacılık Meslek Yüksekokulu, Eskişehir, (1997)
- [22] **PALAZOTTO, ANTHONY, N., DENNIS, SCOTT, T.**, Nonlinear Analysis of Shell Structures, *AIAA*, Washington, pp.21-23, (1992)

- [23] **KRAUS, HARRY**, Thin Elastic Shells, John Wiley and Sons, New York, pp. 25-26, (1967)
- [24] **MECİTOĞLU, Z.**, Governing Equations of a Stiffened Laminated Inhomogeneous Conical Shell, AIAA Journal, Vol. 35, No. 6, June (1997)
- [25] **STEIN, M.**, Nonlinear Theory for Plates and Shells Including the Effects of Transverse Shearing, AIAA Journal, Vol. 24, No. 9, pp. 1537-1544, September (1986)
- [26] **CHAWLA, K. K.**, Composite Materials, Springer-Verlag, New York, (1987)
- [27] **DYM, CLIVE, L.**, Introduction to the Theory of Shells, Pergamon Press, New York, pp. 29-32, (1967)
- [28] **SOEDEL, WERNER**, Vibrations of Shells and Plates, Marcel Dekker, New York, 151-160, (1993)
- [29] **GERALD, CURTIS, F.**, Applied Numerical Analysis, Addison-Wesley, pp.250-277, (1980)
- [30] **BATHE, KLAUS-JÜRGEN AND WILSON, EDWARD L.**, Numerical Methods in Finite Element Analysis, Prentice-Hall, New Jersey, pp. 322-326, (1982)

EK A Katmanlı Kompozit Panelin Anlık Basınç Yüküne Nonlineer Cevabı İçin Yazılan PASCAL Program

“Bu programda kullanılan değerler yedi katmanlı cam elyafı takviyeli kompozit plak içindir”

program polhod;

const

teta=90*pi/180;
eta=0;
e11=24.14e9;
e22=24.14e9;
g12=3.79e9;
nu12=0.11;
nu21=0.11;
h1=0.000016;
a=0.22;
b=0.22;
h=1.96e-3;
r=10000;
ap=0.35;
tp=0.0018;
gama=ap/tp;
pm=28906;
cm=1800*h;
x=a/2;
y=b/2;

var

p,q,u,o,q11,q12,q22,q21,q66,ex : real;
p4,q4,p3,q3,p2,q2,u4,o4,u3,o3,u2,o2,a4,b4,a2,b2,t : real;
m,n : integer;
s1,s2,s3,s4,s,s11,s22,s33,s44,s111,s222,sn,sn1,sn2,sn3 : real;
a3,b3,pi4,pi2,h3,r2,w,w2,alfa,beta,ro,delta,c1,c2,c : real;
cq11,cq12,cq22,cq66,cq1190,cq1290,cq2290,cq6690 : real;
d11,d12,d22,d66,k11,k12,k22,k66 : real;
m4,n4,m2,n2 : real;
y1,y2 : real;
k1,k2,k3,k4 : real;
l1,l2,l3,l4 : real;

```

ff:text;

function f(y2 : real ):real;
begin
  f:=y2;
end;
function g(t,y1 :real ):real;
begin
  g:=-sn1*y1-sn2*y1*y1-sn3*y1*y1*y1+pm*(4/(9*cm))*(1-t/tp)*exp(-gama*t);
end;

Procedure On_Hesap;
begin
  p:=cos(teta);
  q:=sin(teta);
  u:=cos(eta);
  o:=sin(eta);
  q11:=e11/(1-nu12*nu21);
  q22:=e22/(1-nu12*nu21);
  q12:=nu12*e22/(1-nu12*nu21);
  q66:=g12;

  p4:=p*p*p*p;
  q4:=q*q*q*q;
  p2:=p*p;
  q2:=q*q;
  p3:=p*p*p;
  q3:=q*q*q;

  u4:=u*u*u*u;
  o4:=o*o*o*o;
  u2:=u*u;
  o2:=o*o;
  u3:=u*u*u;
  o3:=o*o*o;

  h3:=h*h*h;
  r2:=r*r;
  pi4:=pi*pi*pi*pi;
  pi2:=pi*pi;

```

```

cq11:=q11*p4+2*(q12+2*q66)*q2*p2+q22*q4;
cq12:=(q11+q22-4*q66)*q2*p2+q12*(q4+p4);
cq22:=q11*q4+2*(q12+2*q66)*q2*p2+q22*p4;
cq66:=(q11+q22-2*q12-2*q66)*p2*q2+q66*(p4+q4);

```

```

cq1190:=q11*u4+2*(q12+2*q66)*o2*u2+q22*o4;
cq1290:=(q11+q22-4*q66)*o2*u2+q12*(o4+u4);
cq2290:=q11*o4+2*(q12+2*q66)*o2*u2+q22*u4;
cq6690:=(q11+q22-2*q12-2*q66)*u2*o2+q66*(u4+o4);

```

```

d11:=cq11;
d12:=cq12;
d22:=cq22;
d66:=cq66;

```

```

k11:=cq1190;
k12:=cq1290;
k22:=cq2290;
k66:=cq6690;

```

```

a4:=a*a*a*a;
a2:=a*a;
b4:=b*b*b*b;
b2:=b*b;
a3:=a*a*a;
b3:=b*b*b;

```

```

for m:=1 to 1 do

```

```

begin

```

```

  for n:=1 to 1 do

```

```

  begin

```

```

    m4:=m*m*m*m;

```

```

    n4:=n*n*n*n;

```

```

    m2:=m*m;

```

```

    n2:=n*n;

```

```

    s1:=(244*d11*h3*pi4*b/(343*a3))+(99*h3*pi4*b*k11/(343*a3));

```

```

    s2:=(488*d12*h3*pi4/(1029*a*b))+(66*h3*pi4*k12/(343*a*b));

```

```

    s3:=((244*d22*h3*a*pi4)/(343*b3))+(99*h3*k22*a*pi4/(343*b3))
      +((3*(9*k22+12*d22)*h*a*b)/(28*r2));

```

```

    s4:=(976*d66*h3*pi4/(1029*a*b))+(132*k66*h3*pi4/(343*a*b));

```

```

    sn1:=4*(s1+s2+s3+s4)/(9*cm*a*b);

```

```

s11:=(30*d11*h*pi4*b/(4*a3))+(45*k11*h*pi4*b/(8*a3));
s22:=3.57142*d12*h*pi4/(a*b)+(2.67858*k12*h*pi4/(a*b));
s33:=(30*d22*h*a*pi4/(4*b3))+(45*k22*h*a*pi4/(8*a3));
s44:=(50*d66*h*pi4/(7*a*b))+(75*k66*h*pi4/(14*a*b));

sn3:=4*(s11+s22+s33+s44)/(9*cm*a*b);

s111:=(4.28572*d12*h*pi2*b/(a*r))+(3.21428*k12*h*pi2*b/(a*r));
s222:=(4.28571*d22*h*a*pi2/(r*b))+(3.21429*k22*h*a*pi2/(r*b));

sn2:=4*(s111+s222)/(9*cm*a*b);

end;
end;

end; {On_Hesap prosedurunun sonu}

begin {Ana program }
t:=0 ;
On_Hesap;
assign(ff,'plakw.dat');
rewrite(ff);
repeat
    k1:=h1*f(y2);
    l1:=h1*g(t,y1);

    k2:=h1*f(y2+l1*0.5);
    l2:=h1*g(t+h1/2,y1+k1*0.5);

    k3:=h1*f(y2+l2*0.5);
    l3:=h1*g(t+h1/2,y1+k2*0.5);

    k4:=h1*f(y2+l3);
    l4:=h1*g(t+h1,y1+k3);
    ex:=4000;

    y1:=y1+0.16666666667*(k1+2*(k2+k3)+k4);
    y2:=y2+0.16666666667*(l1+2*(l2+l3)+l4);
    writeln(ff, 1000*t:15:8,' ',ex*y1:15:8);

    t:=t+h1;
until (t>0.01);
close(ff);
end.
end;

```

ÖZGEÇMİŞ

Halit S. Türkmen 1967 yılında Kütahya’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini orada tamamladı. 1985 yılında İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi’nde Uçak mühendisliği öğrenimine başladı. 1989 yılında 77 not ortalaması ile beşinci olarak mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Uçak Mühendisliği Ana Bilim Dalı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Temmuz 1993’de yüksek lisans öğrenimini “Bir Uçak Dış Yüğü Yapısının Dinamik Davranışlarının İncelenmesi” isimli tezi ile tamamlayarak, Ekim 1993’de İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Uçak Mühendisliği Ana Bilim Dalı’nda Doktora öğrenimine başladı. 1990-1992 yıllarında birer yıl özel sektörde ve E.İ.B.M.’nde (Eskişehir İkmal ve Bakım Merkezi) görev yaptıktan sonra Haziran 1992’de İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi Uçak İnşaatı Ana Bilim Dalı’nda araştırma görevlisi oldu. Halen bu göreve devam etmektedir. Yayınlarından bazıları aşağıda sunulmuştur.

1. Halit S. TÜRKMEN ve Zahit MECİTOĞLU, “Bir Bomba Adaptörünün Titreşim Analizi”, 8. Ulusal Mekanik Kongresi, Antalya, Eylül 1993.
2. Halit S. TÜRKMEN ve Zahit MECİTOĞLU, “Bir Uçak Dış Yüğü Yapısının Statik ve Dinamik Analizi”, Birinci Havacılık Sempozyumu, İstanbul, Haziran 1994.
3. Halit S. TÜRKMEN ve Zahit MECİTOĞLU, “Şok Yüğüne Maruz Katmanlı Bir Kompozit Plâğın Dinamik Davranışı”, Birinci Uluslararası Havacılık ve İleri Teknolojiler Sempozyumu, İstanbul, Mart 1995.
4. Halit S. TÜRKMEN, Zahit MECİTOĞLU ve Doğan ÇELİK, “Transient Response of A Thick Cylindrical Shell Subjected to Detonation Load”, Dördüncü Uluslararası Yanma Sempozyumu, Bursa, Temmuz 1995.
5. Halit S. Türkmen and Zahit Mecitoğlu, “Nonlinear Structural Response of Laminated Composite Panels Subjected to Blast Loadings”, Mathematical and Computational Applications in Science and Engineering Journal, Vol. 1, No. 1, pp. 126-133, 1996.