

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DARBE YÜKÜ ETKİSİNDEKİ SANDVIÇ PLAĞIN DİNAMİK DAVRANIŞININ
SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Namık Kemal ALPAYDIN

Disiplinlerarası Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Disiplinlerarası Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

EKİM 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DARBE YÜKÜ ETKİSİNDEKİ SANDVIÇ PLAĞIN DİNAMİK DAVRANIŞININ
SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Namık Kemal ALPAYDIN
(511091146)**

Disiplinlerarası Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Disiplinlerarası Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Halit S. TÜRKMEN

EKİM 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511091146 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Namık Kemal ALPAYDIN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**Darbe Yüğü Etkisindeki Sandviç Plağın Dinamik Davranışının Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Halit S. TÜRKMEN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Zahit MECİTOđLU**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Hasan KURTARAN

Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü

Teslim Tarihi : **04 Eylül 2012**

Savunma Tarihi : **11 Ekim 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Öncelikle hayatım boyunca yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Lisans ve yüksek lisans öğrenimim boyunca bana yol gösteren , tez danışmanın sayın Doç. Dr. Halit Süleyman Türkmen'e özellikle teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım boyunca özellikle test aşamalarında desteklerini esirgemeyen, Deniz Yazgaç, Fatih Özbakış ve Müslüm Çakır'a teşekkürü bir borç bilirim.

Ekim 2012

Namık Kemal Alpaydın
Uçak Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

| | |
|--|-----------|
| ÖNSÖZ..... | vii |
| İÇİNDEKİLER..... | ix |
| KISALTMALAR..... | xi |
| ÇİZELGE LİSTESİ..... | xiii |
| ŞEKİL LİSTESİ..... | xv |
| ÖZET..... | xvii |
| SUMMARY..... | xix |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Literatür Araştırması | 2 |
| 2. DARBE DENEYLERİ | 5 |
| 2.1 Amaç | 5 |
| 2.2 Deney Düzenegi | 5 |
| 2.3 Sandviç Plak Üretimi..... | 7 |
| 2.4 Deneyin Yapılışı..... | 8 |
| 2.5 Deney Sonuçları | 9 |
| 2.5.1 Alüminyum plak deney sonuçları..... | 9 |
| 2.5.2 Sandviç plak deney sonuçları..... | 11 |
| 3. SONLU ELEMAN ANALİZLERİ | 13 |
| 3.1 Alüminyum Plak Doğal Frekans Sonuçları | 14 |
| 3.1.1 Sonlu eleman modeli | 14 |
| 3.1.2 Malzeme özelliklerinin belirlenmesi | 15 |
| 3.2 Alüminyum Plak Çarpma Analizleri | 17 |
| 3.3 Sandviç Plak Çarpma Analizleri | 21 |
| 4. SONUÇLAR..... | 25 |
| 5. DEĞERLENDİRME..... | 27 |
| KAYNAKLAR..... | 29 |
| EKLER..... | 31 |
| ÖZGEÇMİŞ | 35 |

KISALTMALAR

| | |
|-------------|------------------------------------|
| SE | : Sonlu Elemanlar |
| İHA | : İnsansız Hava Aracı |
| MPa | : Megapascal |
| UUBF | : Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi |

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

| | |
|---|----|
| Çizelge 2.1 : Aramid elyaf ve balpeteği geometrik özellikleri. | 8 |
| Çizelge 2.2 : Alüminyum plak darbe deneyi sonuçları (Mikro Birimuzama).. | 10 |
| Çizelge 2.3 : Sandviç plak darbe deneyi sonuçları (Mikro Birimuzama)..... | 11 |
| Çizelge 3.1 : Çözüm ağı yakınsaması (Serbest-Serbest doğal frekans analizi). | 15 |
| Çizelge 3.2 : Anakstre sını şartı birinci doğal frekans..... | 16 |
| Çizelge 3.3 : Alüminyum malzeme özellikleri. | 16 |
| Çizelge 3.4 : Bilye analiz başlangıç hızları. | 19 |
| Çizelge 3.5 : Deney ve analiz sonuçları(mikrostrain). | 19 |
| Çizelge 3.6 : Düşme yüksekliğine göre oluşan maksimum birim uzama..... | 19 |
| Çizelge 3.7 : Aramid/epoksi ve balpeteği malzeme özellikleri. | 22 |
| Çizelge 3.8 : Düşme yüksekliğine göre oluşan maksimum birim uzama(Sandviç)... | 22 |
| Çizelge 3.9 : Maksimum Yerdeğiştirme(mm)(100mm düşme yüksekliği). | 24 |
| Çizelge 4.1 : Her iki plak için maksimum strain değerleri. | 25 |

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

| | | |
|------------|--|----|
| Şekil 2.1 | : Plak konumlandırması..... | 6 |
| Şekil 2.2 | : Rozet yapıştırılmış sandviç plak..... | 6 |
| Şekil 2.3 | : Deney düzeneği şematik gösterim..... | 7 |
| Şekil 2.4 | : Veri toplama sistemi..... | 7 |
| Şekil 2.5 | : Vakum masası..... | 9 |
| Şekil 2.6 | : Mikro birimuzamanın zamanla değişimi(Deney 1)..... | 10 |
| Şekil 2.7 | : Mikro birimuzamanın zamanla değişimi(Deney 1-Sandviç)..... | 12 |
| Şekil 3.1 | : S4R eleman geometrisi[8]..... | 14 |
| Şekil 3.2 | : Plak çözüm ağı..... | 15 |
| Şekil 3.3 | : Sınır koşulu..... | 16 |
| Şekil 3.4 | : Çarpma analizi bilye ve plak çözüm ağı..... | 17 |
| Şekil 3.5 | : Analiz başlangıç konumu..... | 18 |
| Şekil 3.6 | : Zamana bağlı strain enerji değişimi..... | 20 |
| Şekil 3.7 | : Zamana bağlı yer değiştirme değişimi..... | 20 |
| Şekil 3.8 | : Sandviç model katmanlı model..... | 21 |
| Şekil 3.9 | : Zamana bağlı strain enerji değişimi(sandviç)..... | 23 |
| Şekil 3.10 | : Zamana bağlı yer değiştirme değişimi (sandviç)..... | 23 |
| Şekil 3.11 | : Kabuk yapı yay açıları..... | 24 |
| Şekil 4.1 | : Yüksekliği bağlı strain değişimi..... | 25 |
| Şekil 4.2 | : Kabuk sandviç yapılarda yerdeğiştirme zaman grafiği..... | 26 |
| Şekil A.1 | : Serbest mod şekilleri..... | 32 |
| Şekil A.2 | : FTF 1..... | 33 |
| Şekil A.3 | : FTF 2..... | 33 |
| Şekil A.4 | : FTF 3..... | 33 |
| Şekil A.5 | : FTF 4..... | 34 |
| Şekil A.6 | : FTF 5..... | 34 |

DARBE YÜKÜ ETKİSİNDEKİ SANDVIÇ PLAĞIN DİNAMİK DAVRANIŞININ SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Sandviç yapılar, yüksek mukavemet/ağırlık oranı, yüksek enerji sönünleme ve yüksek eğilme momenti gibi özelliklere sahiptir. Bu avantajları nedeniyle sandviç malzemelerin kullanımı, özellikle havacılık sanayinde yaygın olarak tercih edilmektedir. Hava araçlarının bakımı ve operasyonu sırasında yabancı cisimlerin çarpması sonucu oluşabilecek hasarlar yüksek maddi zararlara ve hatta ölümlere neden olabilirler. Bu yüzden sandviç yapıların darbe yükü altında davranışının incelenmesi önem teşkil eder.

Bu çalışmada, yüzeyleri aramid elyaf çekirdek malzemesi balpeteği olan sandviç plakanın düşük hızlı darbe yükü etkisinde oluşan dinamik cevabı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler ve analizler öncelikle malzeme özellikleri bilinen alüminyum plaka ile gerçekleştirilmiştir. Burada amaç, mekanik özellikleri bilinen izotropik malzeme ile yapılan analizlerin doğrulanmasıdır. Ayrıca elde edilen sonuçlar sandviç yapının sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Deneylerde kullanılan sandviç plaka el yatırması tekniği ile üretilmiştir. Bu yöntemde elyaflar düz bir zemine konularak epoksi fırça yardımıyla her katmana aynı miktarda ve homojen olarak sürülmüştür. Plaka üretimi İTÜ-UUBF Kompozit Yapı Laboratuvarı'nda yapılmıştır.

Plaka tüm kenarlarında metal bir çerçeve ile civatalarla sabitlenmiş ve hareket etmeyecek şekilde düz bir zemin üzerine konulmuştur. Burada kullanılan metal çerçevenin plakaya göre çok daha rijit olmasına dikkat edilmiştir. Böylece darbe sırasında çerçevenin davranışının plakaya etkisi ihmal edilmiştir. Plakanın alt yüzey merkezine üç kanallı gerinim(strain) ölçer rozeti yapıştırılmış ve üst yüzey merkezine belirli yüksekliklerden serbest düşürülen çelik bilyenin çarpması sonucu oluşan birim uzama değerleri yüksek hızlı veri toplama sistemiyle dinamik olarak ölçülmüştür. Bu deney düzeneği ABAQUS yazılımıyla modellenmiş ve analizleri explicit(açık) çözücü kullanılarak Sonlu Elemanlar(SE) Metodu ile gerçekleştirilmiştir. Plaka kabuki elemanlarla modellenmiştir. Serbest düşürülen bilyenin elastik davranışı ihmal edilecek düzeyde olduğundan kaskatı(rigit) modellenmiştir. Elde edilen sonuçlar deney sonuçları ile uyumlu bulunmuştur. Ayrıca analizler farklı çarpma hızlarında gerçekleştirilmiş ve bu durumun birim uzama ve yerdeğiştirme üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Ayrıca yapıya verilecek eğriliğin etkisini incelemek amacı ile aynı malzemedan yapılmış farklı eğrilik yarıçaplarına sahip sandviç kabuk yapılar için aynı analizler tekrarlanmıştır. Böylece aynı yükleme durumu için kabuk ve plakaların dinamik cevapları karşılaştırılmıştır.

INVESTIGATION OF DYNAMIC RESPONSE OF THE SANDWICH PLATE SUBJECTED TO THE IMPACT LOAD EXPERIMENTALLY AND NUMERICALLY

SUMMARY

The sandwich structures are widely used in aerospace industry. This is because that they can resist against high bending moments. Also, these structures have several advantages as high strength/weight ratio, high energy absorption etc. Sandwich structures provide an efficient solution to increase bending stiffness without significant increase in structural weight.

Honeycomb composite structures are used in constructions that require high mechanical endurance, especially where the energy resulting from an impact is absorbed. In order to build considerably light systems, these honeycomb structures are placed between the inner and outer layers of sandwich structures. Putting a honeycomb between the layers increases the moment of inertia and bending strength of the structure.

Honeycombs are generally used as filling element in sandwich structures. A sandwich panel is made by covering both sides of the honeycomb structure with surface sheets using an adhesive. The main function of the surface sheets in sandwich panels is to bear the axial and shear loads. On the other hand, honeycomb augments the bending strength of the structure by increasing the sectional thickness and enables the transfer of loads along the thickness. These very light structures allow construction of systems that have the same strength as metals but are much lighter than them.

The aircraft control surfaces, interior sections, wing skins are made of sandwich structures. . Also, these structures have a broad area of use in other aircrafts such as unmanned aerial vehicles (UAV) and helicopters. Especially in UAVs, which are used frequently for military and civil purposes in recent years, sandwich composite materials are preferred. The flight time of small powered vehicles is much less than that of larger ones. So, decrease in weight becomes even more critical especially if payloads such as cameras or weapons are added in.

However, these structures are usually weak in the thickness direction. In service, the loads acting in the thickness direction can seriously harm the sandwich structures.

Particularly, the impact loads such as tool drops, bird strikes, and runway debris may cause delamination of these structures. An impact load might inflict more damage on composite and sandwich structures than on metals. These damages usually occur in the inner regions of the structure and cannot be seen by visual inspection. Due to these damages, the structural strength of the system decreases substantially. This could cause accidents resulting with loss of property and even life. For these reasons it is important to investigate the sandwich structures subjected to the impact load.

This study aims to demonstrate that the impact response of a composite plate to a low speed impact effect can be accurately projected with a numerical model that has been made for analyzing this case. Thus, by developing analysis methods it would be possible to examine the structural behavior of these materials with lower costs and less time.

In this study, the dynamic behavior of the isotropic aluminum and sandwich panels subjected to the impact load are investigated experimentally and numerically. The aluminum panel results are used for validation due to well-known mechanical properties.

The sandwich panel is manufactured using the honeycomb core material and laminated composite face sheets. The face sheet materials used in this study are manufactured using an aramid fabric and epoxy resin.

The wet hand lay-up technique is used to produce the sandwich panel. The curing is achieved by using a heated vacuum table. The panel is cured under a vacuum of about 720 mBar and a temperature of 50°C for 5-6 hours.

The panels are fixed at all edges and the impact load is applied on the panel. The dynamic response of the panel is measured using the strain gauges.

The panels are also modelled using Abaqus finite element software. The analysis of the impact test is achieved. The numerical and experimental results are compared. The results are found in an agreement. The final results are concluded.

The sandwich panel is manufactured using wet hand lay-up technique. Aramid fabric and aramid honeycomb materials are used for the face sheets and core, respectively. The aramid fabric used for the face sheet has a $\pm 45^\circ$ fiber orientation. Two layers are used for each face and the thickness of the one layer is 0.55 mm resulting in a face sheet thickness, $t_f=1.1$ mm.

The mechanical properties of the honeycomb used for the panel are given as $E_3=25$ MPa, $\rho=29$ kg/m³, $\nu=0.3$ and the thickness, $t_c=5$ mm.

The panels are fixed to the frame from all sides using ten bolts and a strain rosette is glued to the center of the panel at the back side.

The metal frame is more rigid than the panels so the behavior of frame may be neglected during the impact. The strain rosette is connected to a high speed data acquisition system.

A metal pipe, which is 0.50 m in length, is fixed to a table over the panels using a clamp. This pipe is used as a guide to be able to drop the steel ball on the center of the panel. So, leaving the steel ball from the upper end or lower end of the pipe resulted in a 1.0 or 0.5 m drop height.

A spherical steel ball is dropped from certain heights on the front side of the sandwich panel. Considering the natural frequency of the sandwich panel is high, the data collection frequency is selected as 10000 Hz.

The steel ball is dropped three times for each drop height (0.5 m and 1.0 m). The strain is digitized and transferred to a computer by using a data acquisition system.

The panels and steel ball are modeled using Abaqus finite element software. The panels and steel ball are discretized using S4R and R3D4 elements, respectively. The steel ball elastic behavior is negligible so it is modeled rigid elements. The S4R

element has 4 nodes and each node has 6 degrees of freedom, which are translation and rotation in x, y and z directions.

Impact analysis are performed by using Abaqus/Explicit solver. The explicit dynamics analysis procedure is based upon the implementation of an explicit integration rule together with the use of diagonal element mass matrices. The equations of motion for the body are integrated using the explicit central-difference integration rule.

The analysis is started near the impact time to shorten the CPU time. For this purpose, the velocity corresponding to the related drop height is calculated and is applied as an initial velocity to the steel ball. The analysis are performed for ten different drop height from 0.1m to 1.0m.

The strain is measured and calculated at the center on the back side of the sandwich panel. The peak strain is predicted well for both 'drop height' cases. It is shown that a vibration occurs as a result of the impact load.

The test side of this study is used for validation of FE analysis. Good agreement is obtained between numerical and experimental results.

The strain increased as the drop height is increased as expected. It is shown that the increase in the strain is a linear function of the drop height. However, it is necessary to perform experiments for more than two 'drop height' cases to give a solid decision about relation between 'drop height' and peak strain.

The experimental results show that there is a discrepancy between strain values in 0° and 90° channel directions. Some faults during production of the panel and drop test related to the symmetry may cause this discrepancy between strains measured in 0° and 90° channel directions.

In addition, in order to examine the effect of curvature, the sandwich shells with different curvatures are modeled and re-perform the analysis in same load conditions. The obtained results are compared with the panel results. The increase in curvature provides decrease in peak displacements and peak strains. Under the same loading conditions, use of sandwich structures are provide significant decrease in weight by comparison with metals. Also analysis show that correct numerical model can provide good prediction of low velocity impact response.

In this study, the tests and analyses are conducted on an aluminum plate with known material properties and the consistency of the results showed that the developed analysis method is correct. Therefore, the analyses made with sandwich plates and shells are considered as accurate. With a bowing, a sandwich structure could be more impact resistant compared to a flat sandwich structure which is made with same materials and has a same mass. Furthermore, the analyses showed that compared to sandwich plate, impact causes higher amounts of unit elongation on aluminum plate which has the same mass as the sandwich plate but thinner than it. By using sandwich structures, lighter and high strength systems can be made. Impact tests are made by free falling steel shots from defined heights on to the plates. Two plates are used in the tests which are aluminum plate that have isotropic material properties and composite sandwich plate. Impact tests are first conducted on the aluminum plate. Data obtained by measurements are compared to finite element analysis results. This aims to verify the developed analysis methodology with a material that has more easily determinable mechanical properties.

1. GİRİŞ

Petekli kompozit yapılar, özellikle çarpma sonucu ortaya çıkan enerjinin absorbe edildiği yüksek mekanik dayanım gerektiren konstrüksiyonlarda kullanılır. Oldukça hafif sistemler elde etmek için, sandviç yapıların iç ve dış tabakaları arasında bu petekli yapılar yerleştirilir. Tabakalar arasında petekli yapının yerleştirilmesi, yapının atalet momentinin ve eğilme dayanımının artmasını sağlar. Petekli yapılar genellikle sandviç yapılarda dolgu elemanı olarak kullanılırlar. Bir sandviç panel, petekli yapının alt ve üst yüzeylerin yapıştırıcı kullanılarak yüzey örtüleri ile yapıştırılması sonucu elde edilir. Burada yüzey elemanlarının ana fonksiyonu aksel ve kesme yüklerini taşımaktır. Petekli yapı ise kesit kalınlığını artırarak yapının eğilme mukavemet direncini artırır ve kalınlık boyunca yük aktarımını sağlar. Çok hafif olan bu yapılar sayesinde, metallerle aynı dirence sahip çok daha hafif sistemler elde edilir.

Sandviç yapılar, sahip olduğu avantajları nedeniyle birçok sektörde olduğu gibi havacılık sanayiinde de yaygın olarak kullanılırlar. Havacılık için daha çok hafiflik ve rijitlik özellikleri önem taşıyan sandviç yapılar, genellikle uçağın kontrol yüzeyleri, kanat ve kuyruk parçalarında kullanılırlar. Ayrıca bu yapıların insansız hava araçları(İHA) ve helikopterler gibi diğer hava araçlarında da yaygın kullanım alanı vardır. Özellikle son yıllarda askeri ve sivil amaçlı yaygın olarak kullanılan İHA'larda sandviç kompozit malzemeler tercih edilmektedir.

Sandviç yapılar genellikle kalınlık yönünde zayıftırlar. Bu yüzden, bu yapılar üzerine düşük hızlı çarpma etkisi (bakım sırasında düşen aletler, kuş çarpması vb.) bile yapı üzerinde önemli hasarlar meydana getirebilir. Kompozit ve sandviç yapılarda, aynı çarpma yükü altında metallerle göre daha fazla hasar oluşma olasılığı vardır. Genellikle bu hasarlar yapının iç bölgelerinde oluşur ve görsel incelemeyle görülmezler. Oluşan bu hasarlar sonucu yapının yapısal dayanımı önemli derecede düşer. Bunun sonucu oluşabilecek kazalarda maddi kayıplar ve hatta can kayıpları yaşanabilir. Bu yüzden kompozitlerde düşük hızlı da olsa darbe yükü etkisinin incelenmesi önem teşkil eder.

1.1 Literatür Araştırması

Literatürde darbe yükü etkisi altındaki sandviç yapıların dinamik davranışını inceleyen çalışmalar bulunmaktadır.

Qiao ve Yang [1], fiber destekli petekli sandviç kompozit kirişin darbe yükü etkisinde, dinamik cevabını incelemiştir. Kiriş üzerine atılan cismin kütlesi ve ilk hızı gibi etkilerin yanısıra sandviç kirişin serbest doğal frekanslarının darbe davranışına etkisini göstermiştir. Kullandıkları teorik modelden elde ettikleri sonuçların doğrulamasını, SE analiz sonuçları ile karşılaştırarak yapmışlardır.

Dear ve diğ. [2], kompozit lamina ve petekli sandviç yapının, darbe yükü etkisinde hasar durumunu incelemiştir. Farklı kompozit malzemelerin darbe yükü altında dayanımı ve enerji sönümlenme özelliklerini göstermiştir.

Wang [3], petekli yapının darbe yükü üzerindeki etkisini incelemiştir. Bu çalışmada Wang, petekli yapının yoğunluğunun arttırılarak yapının enerji absorbe etme yeteneğinin arttırabileceğini belirtmiştir.

Foo ve diğ. [4], alüminyum petekli sandviç plağın düşük hızlı darbe yükü etkisindeki davranışı deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Foo, petekli yapının yoğunluğunun darbe davranışı üzerindeki etkisini araştırmış ve daha kalın ve yüksek yoğunluklu petekli yapının hasar toleransının daha yüksek olduğunu göstermiştir.

Leijten ve diğ. [5], sandviç yapılarda düşük hızlı darbe yükünü deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarında, kullandıkları numunelerin darbe sonrası basma dayanımlarını incelemişler ve çekirdek malzeme hasarının basma dayanımı üzerinde önemli bir değişime neden olmadığını göstermiştir.

Anderson ve Madenci [6], düşük hızlı darbeye maruz kalan, çekirdek malzemesi köpük olan sandviç yapıları incelemiştir. Yüzey malzeme kalınlığı ve/veya çekirdek malzeme yoğunluğu arttırılarak yapının darbe dayanıklılığının geliştirilebileceğini göstermiştir.

Meo ve diğ. [7], düşük hızlı darbe etkisine maruz bırakılan sandviç yapının darbe enerji sönümlenmesini ve darbe hasarını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlar ve sayısal sonuçlarla deneysel sonuçların uyumlu olduğunu göstermiştir. Böylece, yapı tarafından sönümlenen darbe

enerjisinin ve darbe hasarının SE analizleri ile doğru bir şekilde hesaplanabileceğini göstermişlerdir.

Bu çalışmada düşük hızlı darbe etkisine maruz bırakılan kompozit plağı incelemek amacıyla oluşturulan sayısal model ile darbe cevabının doğru olarak öngörülebileceği gösterilmek istenmiştir. Böylece geliştirilecek analiz yöntemleri ile testlere göre daha az zaman ve daha düşük maliyetler ile bu malzemelerin yapısal davranışları incelenebilecektir.

2. DARBE DENEYLERİ

2.1 Amaç

Darbe deneyleri plakların üzerine çelik bilyenin belirli yüksekliklerden serbest düşürülmesi ile gerçekleştirilmiştir. Deneylerde izotropik malzeme özelliklerine sahip alüminyum ve kompozit sandviç olmak üzere iki plak kullanılmıştır. Darbe deneyleri öncelikle alüminyum plak üzerinde gerçekleştirilmiştir. Ölçümler sonucu elde edilen veriler sonlu elemanlar analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Buradaki amaç, geliştirilen analiz metodolojisinin, mekanik özellikleri daha kolay belirlenen bir malzeme ile doğrulanmasıdır.

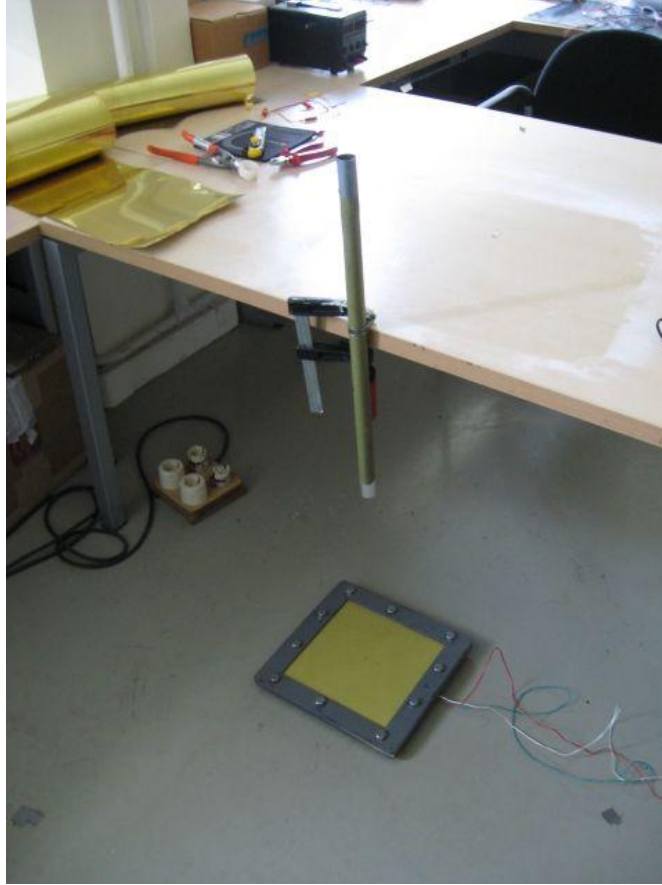
Çelik bilye, tüm kenarlarından sabitlenmiş olan plağın üst yüzey geometrik merkezine serbest düşürülmüş ve alt yüzey geometrik merkezinden strain-gauge ile ölçüm yapılmıştır. Böylece darbe etkisiyle plak üzerinde oluşan birim uzama değerleri elde edilmiştir. Burada elde edilen sonuçlar ile SE analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların uyumu yapılacak olan darbe analizlerinin doğruluğu hakkında bilgi verecektir.

2.2 Deney Düzenegi

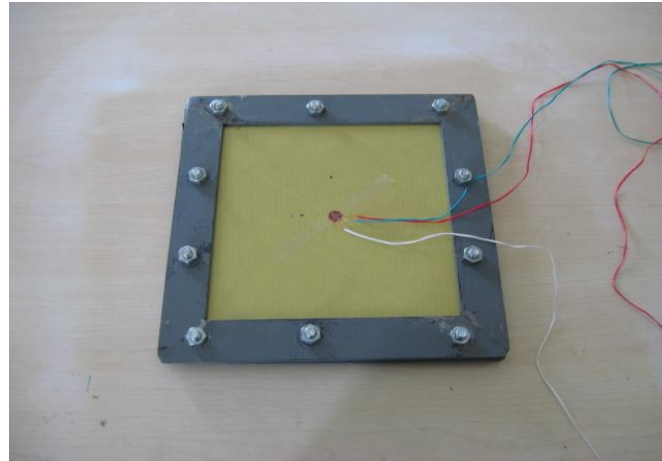
Plaklar tüm kenarlarından, iki metal çerçeve kullanılarak 10 tane civatayla tutturulmuştur. Burada kullanılan metal çerçevelerin plaklara oranla çok daha rijit olmasına dikkat edilmiştir. Buradaki amaç, darbe etkisi ile oluşan sistem cevabına, çerçevelerin etkisinin minimize edilmesidir. Bu şekilde mesnetlenmiş olan plaklar düz bir zemin üzerine, düşey yönde hareket etmeyecek şekilde yerleştirilmiştir. İçinden çelik bilyenin geçebileceği bir boru masaya işkence ile sabitlenmiştir. Bu boru ile bilyenin merkezden sapmasını minimuma indirmek amaçlanmıştır. Şekil 2.1'de plak ile borunun konumlandırılması gösterilmiştir.

Plakların alt yüzeylerine strain-gauge yapıştırılmıştır. Sandviç plağa yapıştırılan strain-gauge'in kanallarının lif yönleriyle uyumlu olmasına dikkat edilmiştir. Yapıştırılan bölgenin temiz ve pürüzsüz olması sonuçların hassaslığı nedeniyle

önemlidir. Alüminyum plağa iki kanallı, sandviç plağa ise üç kanallı (0° - 45° - 90°) strain-gauge rozeti yapıştırılmıştır. Alüminyum plakta oluşan birim uzama değerleri yöne bağlı olarak değişmeyecektir (izotropik malzeme özelliği nedeniyle). Ancak kompozit yüzeyde liflerin yönüne göre sonuçlar farklılık gösterecektir. Bu yüzden üç kanallı rozet ile üç yönde sonuçlar elde edilecektir. Şekil 2.2’de sandviç plağa yapıştırılarn üç kanallı rozet gösterilmiştir.

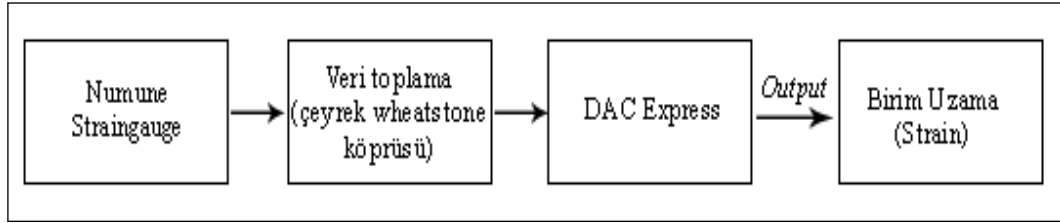


Şekil 2.1 : Plak konumlandırılması.



Şekil 2.2 : Rozet yapıştırılmış sandviç plak.

Çarpma sonucu oluşan gerinimleri elde etmek için, 120 ohm'luk strain-gauge'ten yüksek hızlı veri toplama sistemine aktarılan voltaj bilgisi dijitalleştirilip bilgisayara aktarılmıştır. Burada DAC Express yazılımı ile sonuçlar "mikrostrain" cinsinden elde edilmiştir. Kullanılan yüksek hızlı veri toplama sistemi çeyrek Wheatstone köprüsüne sahip 48 kanal içermektedir. Veri toplama cihazının örnekleme hızı 10000Hz'dir. Şekil 2.3'te deney düzeneği şematik olarak gösterilmiştir. Yüksek hızlı veri toplama sistemi ile bilgisayar bağlantısı Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.3 : Deney düzeneği şematik gösterim.



Şekil 2.4 : Veri toplama sistemi.

2.3 Sandviç Plak Üretimi

Darbe deneyi yapılan sandviç plak İTÜ-UUBF Kompozit Yapı Laboratuvarında üretilmiştir. Plak üretiminde el-yatırması(hand layup) tekniği kullanılmıştır. Bu

teknikte serilen kumaşlar üzerine fırça veya benzeri bir aletle epoksi homojen olarak sürülmesi esastır. Her bir katman arasına sürülen epoksinin miktarı ve dağılımı önem teşkil etmektedir. Kullanılan kumaş kütlesi ve özelliğine göre epoksi miktarı belirlenir. Bu şekilde hazırlanan yapı belli bir sıcaklık ve basınçta vakumlanır.

Bu çalışmada kullanılan sandviç plağın yüzey ve çekirdek malzemeleri sırasıyla aramid elyaf ve balpeteği(honeycomb)'dir. Kullanılan katmanların geometrik özellikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Aramid elyaf ve balpeteği geometrik özellikleri.

| Malzeme | Kenar Boyutları(mm) | Kalınlık (mm) | Fiber Oryantasyonu |
|-------------------------------|---------------------|---------------|----------------------|
| Aramid Elyaf(yüzey malzemesi) | 300 | 0.55 | ± 45(bi-directional) |
| Balpeteği(çekirdek malzemesi) | 300 | 5 | - |

Her bir yüzey için iki katman aramid elyaf kullanılmıştır. Sonuç olarak plak toplam kalınlığı 7.2mm'dir. Plak üretilirken kullanılan epoksi miktarı hesaplanırken aramid elyafın emilim özelliği göz önünde bulundurulmuştur. Kullanılan kumaşın kuru kütlesi ölçülmüş ve emilim özelliği gereği bu değer 1.5 katı alınarak kullanılan epoksi miktarı hesaplanmıştır. Balpeteğinin emilim özelliği olmadığına bu hesaba dahil edilmemiştir.

Epoksi her bir katmanda eşit miktarda olmasına dikkat edilerek bir fırça yardımıyla sürülmüştür. Daha sonra iki alüminyum levha arasına sıkıştırılan yapı vakum masasında(Şekil 2.5) 50° sıcaklık 720mBar basınç altında 5-6 saat vakum işlemine tutulmuştur. Daha sonra vakumdan çıkarılan plak yaklaşık bir gün boyunca oda sıcaklığında bekletilmiştir.

2.4 Deneyin Yapılışı

Çelik bilye iki farklı yükseklikten plak merkezine serbest düşürülmüştür. Burada hedefleme sistemi olarak kullanılan boru ile çarpma noktasındaki sapmalar minimize edilmiştir. Kullanılan çelik bilyenin kütlesi 24g'dır. Serbest düşmenin başladığı nokta ile plak yüzeyi arasındaki mesafeler 500mm ve 1000mm olarak seçilmiştir. Ölçüm sonuçları toplanırken bilyenin plağa çarpma anının yakalanması önemlidir.

Bu yüzden veri toplama frekansının seçilmesi çok önemlidir. Bu seçim için birçok yaklaşım bulunmasına rağmen bu deneyler için sistemin izin verdiği maksimum veri toplama frekansı olan 10000Hz seçilmiştir. Bu değer sonuçların hassasiyeti ile ilgili yeterlidir. Kullanılan strain-gauge'lerden veriler mV cinsinden aktarılmaktadır. Bu verilerin işlenmesi için önemli olan iki parametre kullanılan strain-gauge'in direnci ve gauge faktörüdür. Bu deneyler için seçilen gauge'lerin bu değerleri sırasıyla 120ohm ve 2.1'dir.



Şekil 2.5 : Vakum masası.

2.5 Deney Sonuçları

2.5.1 Alüminyum plak deney sonuçları

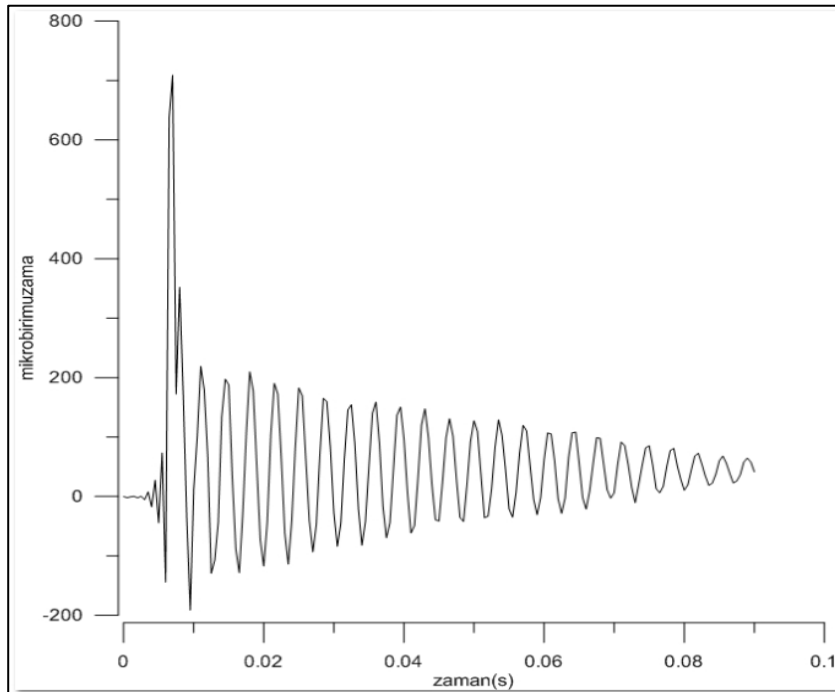
Yapılan deneyler sonucu birim uzama değerleri birbirine dik iki eksen den okunmuştur. Bu eksenler plak kenarlarına dik doğrultudadır (0° ve 90°). Teorik olarak, izotropik malzeme özelliklerine sahip alüminyum için her iki eksen de sonuçların aynı çıkması gerekmektedir. Ancak deneylerde bir takım farklılıklar söz konusudur. Her ne kadar çelik bilye tam merkeze hedeflense de çarpma noktasında sapmalar meydana gelmiştir. Ayrıca ölçüm sistemindeki bir takım elektriksel

gürültüler her bir kanalda farklı veri toplanmasına neden olmaktadır. Ancak sonuçlar incelendiğinde kanallar arası farklılık kabul edilebilir seviyededir. Çizelge 2.2’de elde edilen mikro birim uzama değerleri iki kanala göre verilmiştir. Sonuçlar birbirine çok yakın olmakla birlikte bahsedilen etmenlerden dolayı oluşan farklılıklar göz ardı edilebilecek seviyededir.

Çizelge 2.2 : Alüminyum plak darbe deneyi sonuçları (Mikro Birimuzama).

| Düşme Yüksekliği(mm) | Maksimum Mikro Birim Uzama | | | | | |
|-------------------------|----------------------------|-----|---------|-----|---------|-----|
| | Deney 1 | | Deney 2 | | Deney 3 | |
| | 0° | 90° | 0° | 90° | 0° | 90° |
| 500 | 494 | 541 | 496 | 481 | 514 | 548 |
| 1000 | 717 | 757 | 709 | 692 | 740 | 762 |

Bilyenin plakaya çarpması etkisiyle plağının dinamik cevabı, çarpma anından itibaren yaklaşık 100 ms boyunca plak üzerinde meydana birim uzama değerlerindeki değişim göz önünde bulundurularak incelenmiştir. Şekil 2.6 deney 1 için 1000 mm yükseklikten yapılan serbest düşme sonucu oluşan birim uzama değerleri gösterilmiştir.



Şekil 2.6 : Mikro birimuzamanın zamanla değişimi(Deney 1).

2.5.2 Sandviç plak deney sonuçları

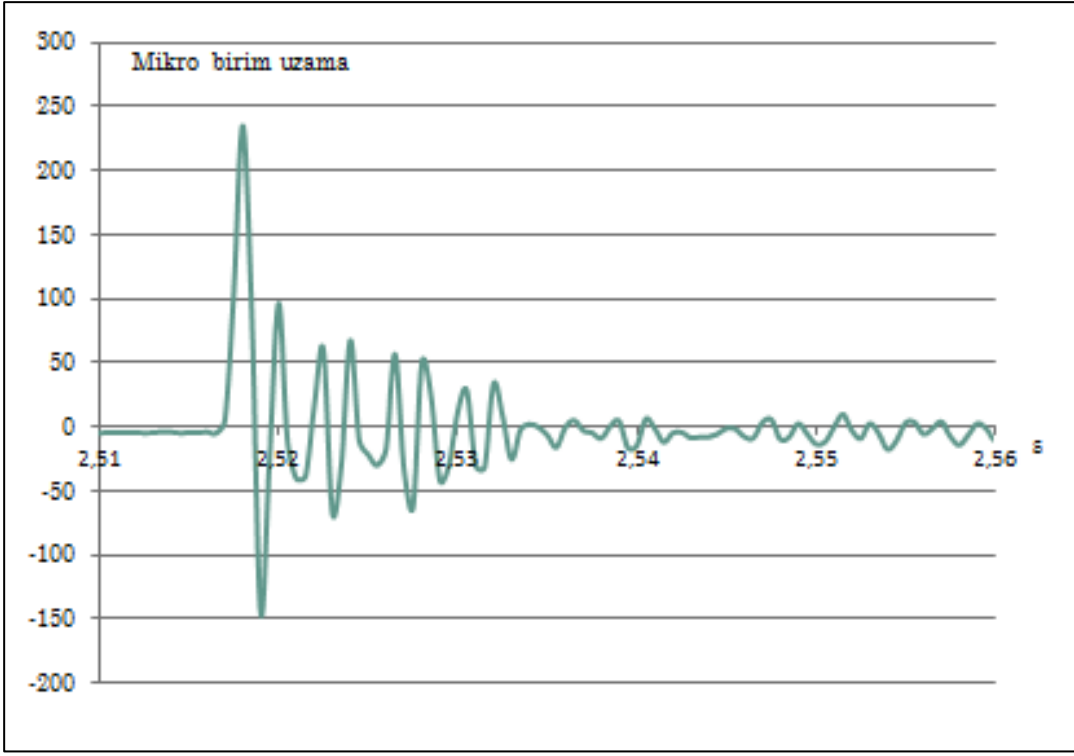
Yapılan deneyler sonucu oluşan birim uzama değerleri birbirine dik iki (0° ve 90°) ve bu eksenlere 45° lik açı yapan eksen olmak üzere üç farklı eksen için elde edilmiştir. Plakada kullanılan kumaşlar bi-directional olup fiber oryantasyonu $\pm 45^\circ$ 'dir. Birbirine dik olan iki strain gauge kanalının bu fiber doğrultularında olmasına dikkat edilmiştir. Bu yüzden elde edilen sonuçlarda teorik olarak bu iki eksenin aynı değerlere sahip olması gerekir. Ancak daha önce bahsedildiği üzere çarpma noktasındaki sapmalar, elektriksel gürültüler ve bu plaka için üretimden kaynaklanan etmenlerden (fiberlerin kayması, epoksi homojenliğinin sağlanamaması vb.) dolayı sonuçlarda bir takım farklılıklar vardır. Tüm bunlar gözönünde bulundurulduğunda bu farklılıklar kabul edilebilir seviyededir.

Çizelge 2.3 : Sandviç plak darbe deneyi sonuçları (Mikro Birimuzama).

| Düşme Yüksekliği(mm) | Maksimum Mikro Birim Uzama | | | | | | | | |
|-------------------------|----------------------------|------------|------------|-----------|------------|------------|-----------|------------|------------|
| | Deney 1 | | | Deney 2 | | | Deney 3 | | |
| | 0° | 90° | 45° | 0° | 90° | 45° | 0° | 90° | 45° |
| 500 | 235 | 244 | 37 | 203 | 169 | 44 | 197 | 268 | 26 |
| 1000 | 677 | 612 | 369 | 380 | 481 | 120 | 467 | 325 | 197 |

Bilyenin plakaya çarpması etkisiyle plakanın dinamik cevabı, çarpma anından itibaren yaklaşık 50 ms boyunca plaka üzerinde meydana birim uzama değerlerindeki değişim göz önünde bulundurularak incelenmiştir. Şekil 2.7'da 500 mm yükseklikten serbest düşürülen bilye için plakada meydana gelen birim-uzama'nın zamanla değişimi yer almaktadır. Görüldüğü üzere yapıdaki yüksek sönüm nedeniyle genlikler çok kısa sürede sönümlenmiştir.

Darbe deneyleri sonucunda izotropik alüminyum ve sandviç plak üzerinde çarpma etkisiyle oluşan birim uzama değerleri elde edilmiştir. Sandviç plak üzerinde oluşan birim-uzama değerlerinin daha düşük sonuçlar olduğu gözlenmiştir. Ayrıca yine sandviç plağın çarpma nedeniyle oluşan enerjiyi daha kısa sürede absorbe ettiği görülmüştür. Çarpma yüküne dayanım konusunda karşılaştırıldığında kullanılacak kompozit sandviç yapılar ile çok daha hafif ve dayanıklı sistemler elde edilebilir.



Şekil 2.7 : Mikro birimuzamanın zamanla değişimi(Deney 1-Sandviç).

3. SONLU ELEMAN ANALİZLERİ

Çarpma deneylerinde kullanılan plaklar ABAQUS sonlu elemanlar(SE) analiz programı ile modellenmiş ve çarpma analizleri yapılmıştır. Elde edilen analiz sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Plakların SE modellerinin öncelikle doğal frekans analizleri yapılmış ve modal çekiç testleri ile belirlenen doğal frekanslar referans alınarak modellerin doğrulaması yapılmıştır. Doğal frekans hesabında önemli olan iki parametre kütle ve katılıktır. Burada plakların kütlesi ölçümler ile belirlenebilmektedir. SE modellerinde kütle eşitliği sağlandıktan sonra deneysel olarak elde edilen doğal frekanslar göz önünde bulundurularak plakların katılık değerleri belirlenmiştir. Model doğrulaması yapıldıktan sonra çarpma analizleri gerçekleştirilmiştir. Çarpma analizleri sonucu belirlenen noktalardaki birim uzama ve yer değiştirme değerleri elde edilmiş ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Çarpma analizleri, ABAQUS/Explicit SE çözücüsü kullanılarak yapılmıştır. Bu çözücüde, explicit(açık) dinamik analiz prosedürü, köşegen eleman kütle matrisi kullanılarak, açık integrasyon kuralı uygulanmasına dayanır. Sistem için hareket denklemleri merkezi sonlu farklar yöntemi kullanılarak hesaplanır((3.1),(3.2)).

$$\dot{u}_{(i+\frac{1}{2})} = \dot{u}_{(i-\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t_{(i+1)} + \Delta t_{(i)}}{2} \ddot{u}_{(i)} \quad (3.1)$$

$$u_{(i+1)} = u_{(i)} + \Delta t_{(i+1)} \dot{u}_{(i+\frac{1}{2})} \quad (3.2)$$

Burada \dot{u} hız, \ddot{u} ivmedir. "i" alt indisi artım numarasıdır. Bir önceki adımdan bilinen $\dot{u}_{(i-\frac{1}{2})}$ ve $\ddot{u}_{(i)}$ değerleri ile kinematik durum hesaplanır. Başlangıç koşulu olarak hız ve ivme tanımlanmalıdır. Aksi halde sıfır olarak alınır. Bu hesaplama yönteminin verimliliğinde etkili olan önemli nokta eleman kütle matrisinin kullanımındadır. Çünkü kütle matrisinin tersi başlangıç adımında, ivmelerin hesabı için kullanılır (3.3).

$$\ddot{u}_{(i)} = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{F}_{(i)} - \mathbf{I}_{(i)}) \quad (3.3)$$

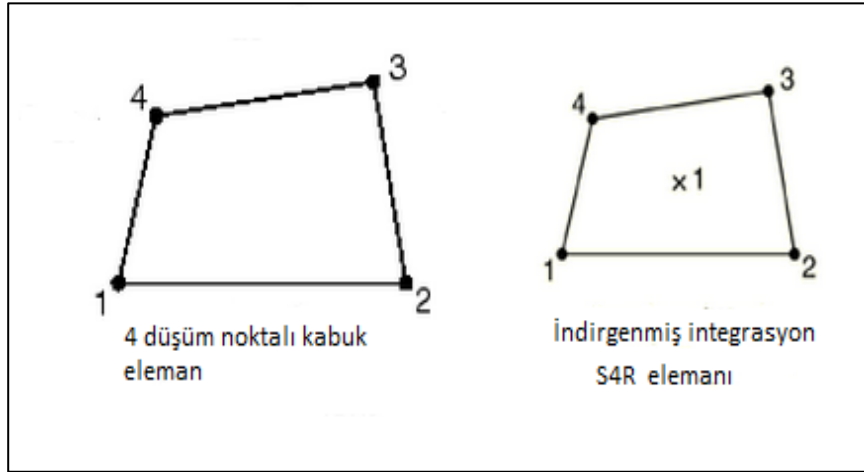
Burada \mathbf{M} köşegen kütle matrisi, \mathbf{F} uygulanan kuvvet vektörü ve \mathbf{I} iç kuvvet vektörüdür.

Açık(explicit) çözümde, küçük zaman adımları kullanılarak, zamana göre integrasyon alınır. Burada küçük zaman adımlarının kullanımı, çözümün iterasyona gerek kalmadan ilerlemesi ve kontak davranışının basitleştirilmesi gibi avantajlar sağlar.

3.1 Alüminyum Plak Doğal Frekans Sonuçları

3.1.1 Sonlu eleman modeli

Plak SE modelinde kabuk(shell) elemanlar kullanılmıştır. Doğal frekans analizleri ABAQUS/Standart SE çözücüsü kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan eleman tipi her biri 6 serbestlik derecesine(3 öteleme ve 3 dönme) sahip 4 düğüm noktalı S4R(Şekil 3.1) kabuk elemandır.



Şekil 3.1 : S4R eleman geometrisi[8].

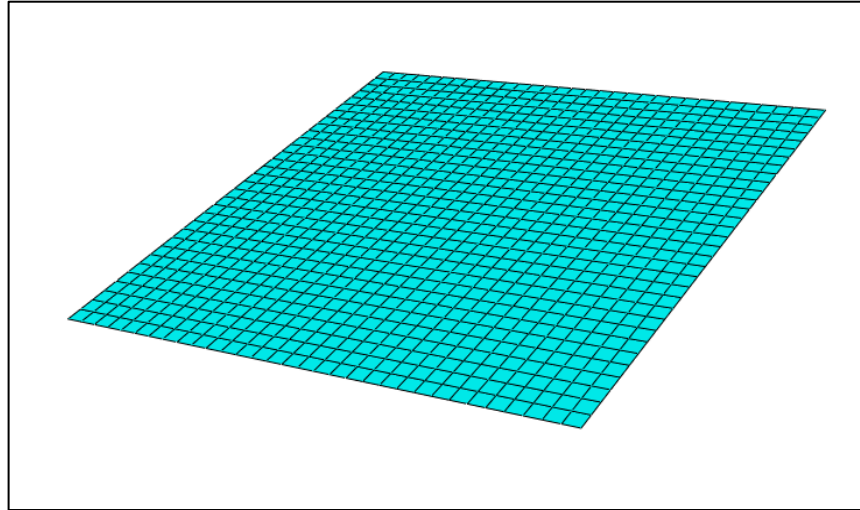
S4R elemanı bir integrasyon noktasına sahiptir(indirgenmiş integrasyon). Katılık matrisinin indirgenmiş integrasyon ile oluşturulması özellikle üç boyutlu modellerde önemli derecede zaman kazancı sağlar. Ancak lineer(doğrusal) elemanlarla indirgenmiş integrasyon kullanılacaksa, “hourglass” kontrolü gerekmektedir.

220x220x2mm boyutlarındaki plağın çözüm ağı(mesh) oluşturulurken öncelikle elde edilecek olan sonuçların bu çözüm ağından bağımsız olmasına dikkat edilmiştir. Bunun için çözüm ağı yakınsaması yapılmıştır. Çizelge 3.1’de farklı boyutlardaki elemanlar için frekans analizleri yapılmış ve ilk 5 mod için serbest-serbest sınır koşulunda doğal frekans sonuçları listelenmiştir. Buna göre incelenen 5 mod için de sonuçların değişiminin kabul edilebilir seviyeye düştüğü eleman boyutu (6.875x6.875mm) seçilmiştir. Buna göre plak SE modeli (Şekil 3.2) toplamda 1024

kabuk eleman ve 1089 düğüm noktası (node) içermektedir. Serbest-Serbest sınır koşulu için elde edilen ilk beş doğal frekansın mod şekilleri Ek A'da yer almaktadır.

Çizelge 3.1 : Çözüm ağı yakınsaması (Serbest-Serbest doğal frekans analizi).

| Mod No | Eleman Sayısı | | |
|--------|----------------------|----------------|-----------------|
| | 400 (20x20) | 900 (30x30) | 1024 (32x32) |
| | Doğal Frekanslar(Hz) | | |
| 1 | 94.2 | 94.2 | 94.2 |
| 2 | 137.9 | 137.7 | 137.7 |
| 3 | 175.1 | 174.6 | 174.6 |
| 4 | 245.3 | 244.9 | 244.8 |
| 5 | 245.3 | 244.9 | 244.8 |



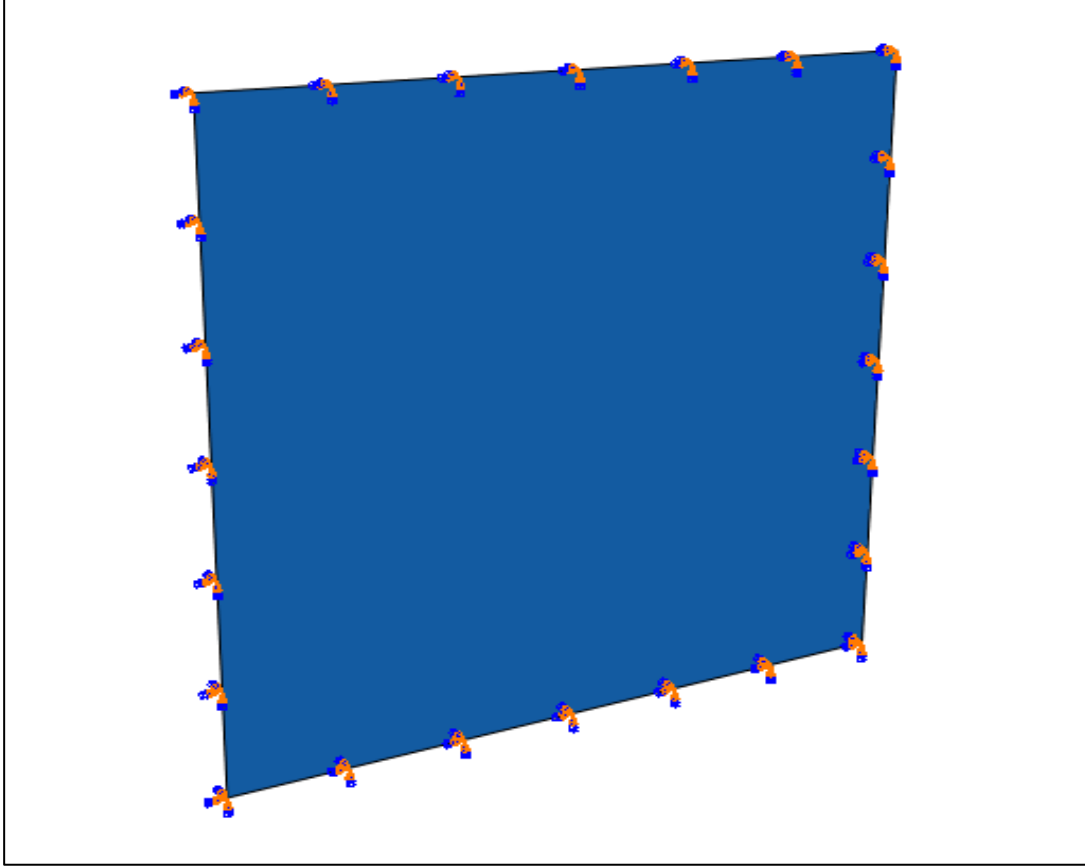
Şekil 3.2 : Plak çözüm ağı.

3.1.2 Malzeme özelliklerinin belirlenmesi

Kullanılan alüminyum plağın kütlesi 280g olarak ölçülmüştür. Buna göre boyutları belli olan alüminyum plağın yoğunluk değeri hesaplanmıştır. Böylece doğal frekans değerlerini etkileyen parametrelerden biri sabitlenmiştir. Modal çekiç testi ile ölçülen doğal frekans değerleri referans alınarak analizler gerçekleştirilmiş ve bu frekans değerleri ile uyumlu analiz sonucu elde edilene kadar elastisite modülü güncellenmiştir.

Burada çekiç testleri mesnetlenmiş plak için yapılmıştır. Bu yüzden malzeme özelliklerini belirlemek için yapılan analizlerde plak sonlu elemanlar modeli tüm kenarlarından sabitlenmiştir(Şekil 3.3). Böylece yapılan testler ile uyumlu SE modeli

hazırlanmıştır. Sırasıyla Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3'te elde edilen ilk doğal frekans ve belirlenen malzeme özellikleri verilmiştir. Modal çekiç testi ile elde edilen Frekans Tepki Fonksiyon (FTF) grafikleri Ek A'de yer almaktadır.



Şekil 3.3 : Sınır koşulu.

Çizelge 3.2 : Anakstre sınırı şartı birinci doğal frekans.

| | Deney | Analiz | Fark (%) |
|------------------------|-------|--------|----------|
| İlk Doğal Frekans (Hz) | 267.8 | 263.2 | 1.71 |

Çizelge 3.3 : Alüminyum malzeme özellikleri.

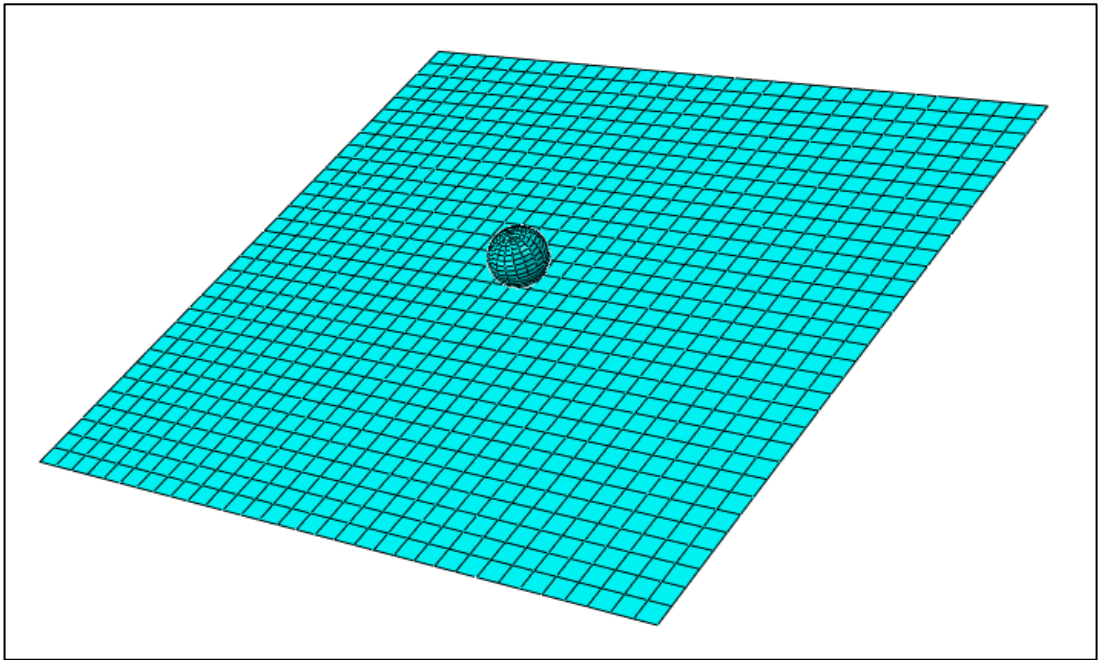
| | Yoğunluk (kg/m ³) | Elastisite Modülü (MPa) | Poisson Oranı |
|----------------|-------------------------------|-------------------------|---------------|
| Alüminyum Plak | 2900 | 68000 | 0.33 |

3.2 Alüminyum Plak Çarpma Analizleri

Frekans Analizleri ile doğrulaması yapılan plak SE modeline küresel kütle kütlenin düşürülmesi ile çarpma analizleri gerçekleştirilmiştir.. Burada küresel kütle kaskatı olarak modellenmiş ve sadece çelik bilyenin kütlesi olan 24g kütle değeri atanmıştır. Çelik bilyenin elastik özellikleri göz ardı edilmiştir. Analizler açık(explicit) çözüm yöntemi ile yapılmıştır. Analizlerde plağın dört kenarından tüm serbestlik dereceleri kısıtlanmıştır. İki yüzey arasında(bilye ve plak) genel kontak algoritması tanımlanmıştır. Analiz sonuçlarında ilk çarpma anında oluşan maksimum değerler deney sonuçları ile karşılaştırıldığından plağın sönüm değeri kullanılmamıştır. Analiz programının varsayılan değeri kullanılmıştır.

Analizler çarpma gerçekleşmeden önceki son 1 mm mesafeden başlatılmıştır. Buradaki amaç analiz süresini kısaltmaktır. Şekil 3.4'te çarpma analizleri için hazırlanan sistemin çözüm ağı sunulmuştur.

Analizlerde kullanılan zaman adımları ABAQUS programında kullanıcı tarafından belirlenememektedir. Burada çözüm ağı sıklığına göre otomatik olarak program tarafından belirlenmektedir. Burada esas olan çözüm ağında bulunan en küçük elemandır. Buna göre, analizler için hesaplanan zaman adımı $1.013E-6$ 'dır. Analizlerin gerçekleştiği toplam süre 0.025s'dir. Bilye düşme doğrultusunda yer çekimi ivmesi 9810mm/s^2 olarak girilmiştir.

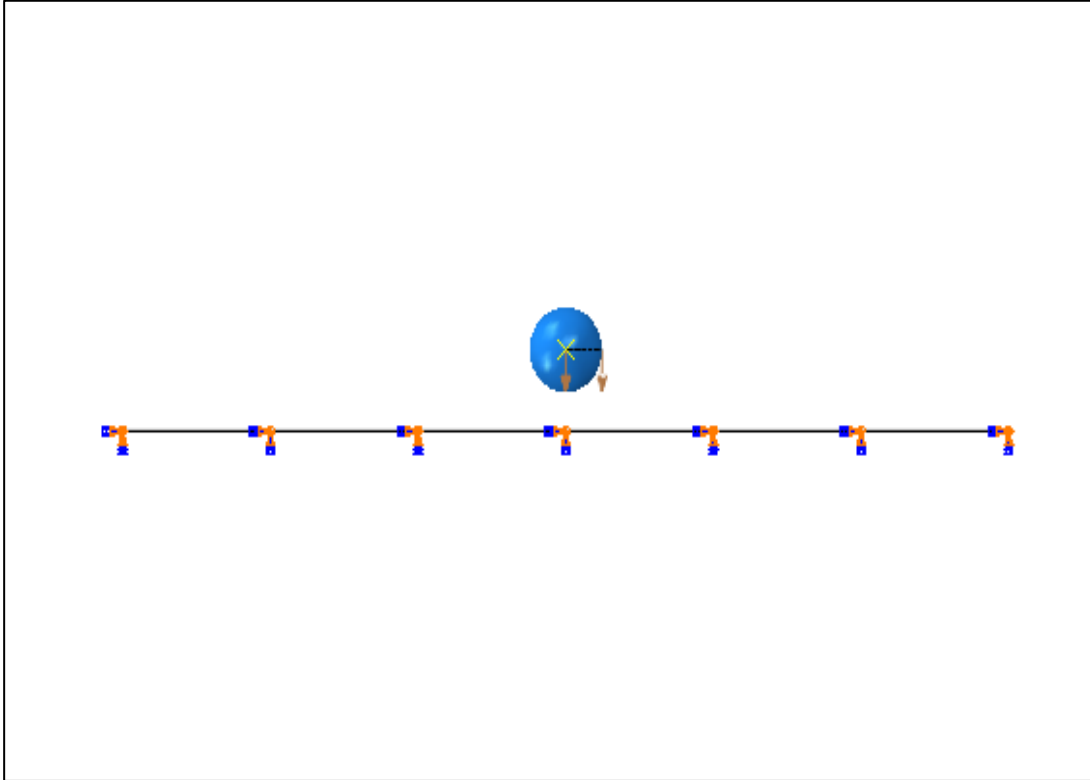


Şekil 3.4 : Çarpma analizi bilye ve plak çözüm ağı.

Çözüm ağıında kullanılan eleman tipleri, plak için S4R kabuk eleman, bilye için R3D4 rigid elemandır. Sistemin toplam eleman sayısı 1330, toplam düğüm noktası sayısı 1397'dir.

Analizler çarpma anından hemen önce başlatıldığından dolayı bilyeye düşme yüksekliğine göre hesaplanan ilk hızlar tanımlanmıştır (Şekil 3.5). Burada hızlar enerji denklemlerinden (3.4) sürtünme ihmal edilerek hesaplanmıştır.

$$V_0 = \sqrt{2g(h_1 - h_0)} \quad (3.4)$$



Şekil 3.5 : Analiz başlangıç konumu.

Çizelge 3.4'te yüksekliğe bağlı olarak hesaplanan ilk hızlar listelenmiştir. Analizler, deneylerden farklı olarak 1000 mm ye kadar her 100mm için yapılmıştır. Analizler sonucu, plak merkezinde oluşan birim-uzama ve yerdeğiştirme değerleri elde edilmiştir. Deneylerin gerçekleştirildiği yüksekliklerle sonuçlar karşılaştırılmış ve uyumlu bulunmuştur(Çizelge 3.5). Burada sonuçlar arasındaki %10 luk bir fark görülmektedir. Deney sırasında oluşabilecek hatalar göz önünde bulundurulduğunda bu fark kabul edilebilir seviyededir. Çizelge 3.6'da her bir yükseklik için oluşan maksimum birim uzama değerleri listelenmiştir. Beklenildiği gibi yüksekliğe bağlı olarak birim uzama değerleri yaklaşık doğrusal olarak değişmektedir.

Çizelge 3.4 : Bilye analiz başlangıç hızları.

| Serbest Düşme Yüksekliği(mm) | Bilye Analiz Başlangıç Hızı(V_0) (mm/s) |
|------------------------------|---|
| 100 | 1394 |
| 200 | 1976 |
| 300 | 2422 |
| 400 | 2798 |
| 500 | 3129 |
| 600 | 3428 |
| 700 | 3703 |
| 800 | 3959 |
| 900 | 4200 |
| 1000 | 4427 |

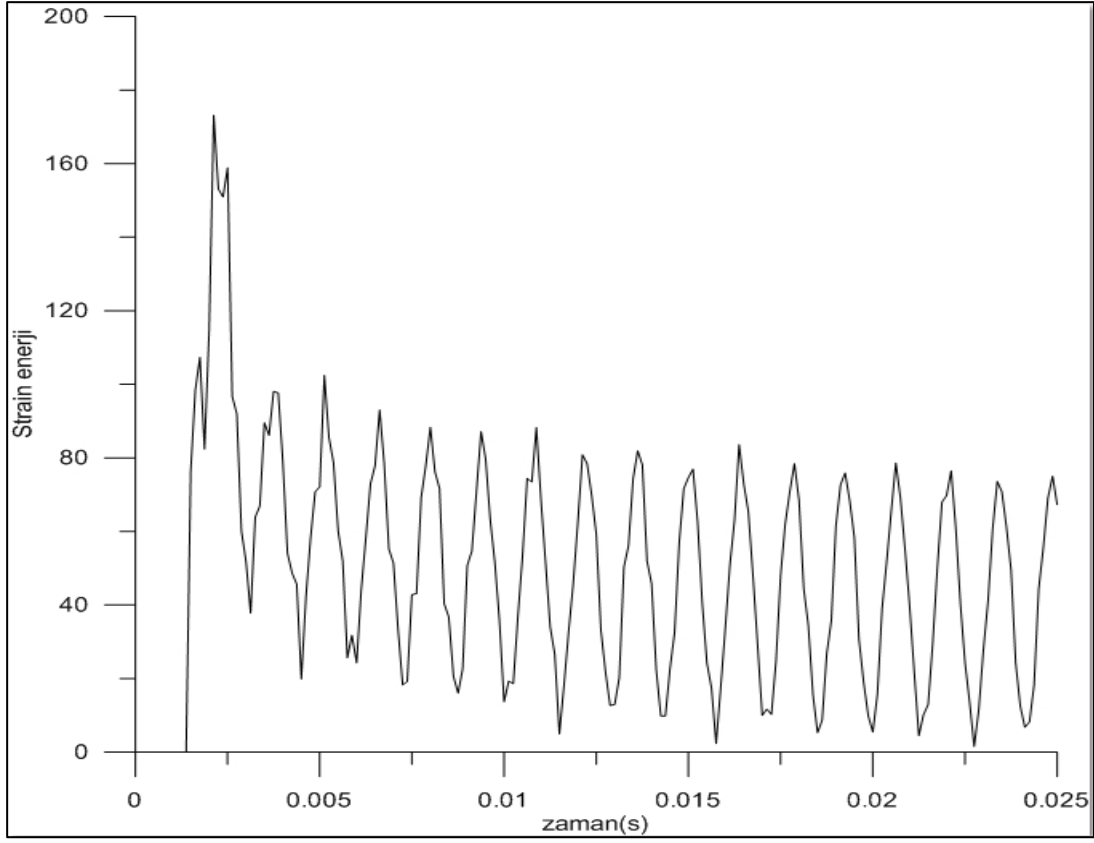
Çizelge 3.5 : Deney ve analiz sonuçları(mikrostrain).

| Yükseklik(mm) | Deney | Analiz | Fark(%) |
|---------------|-------|--------|---------|
| 500 | 512 | 571 | 10.3 |
| 1000 | 730 | 811 | 10.0 |

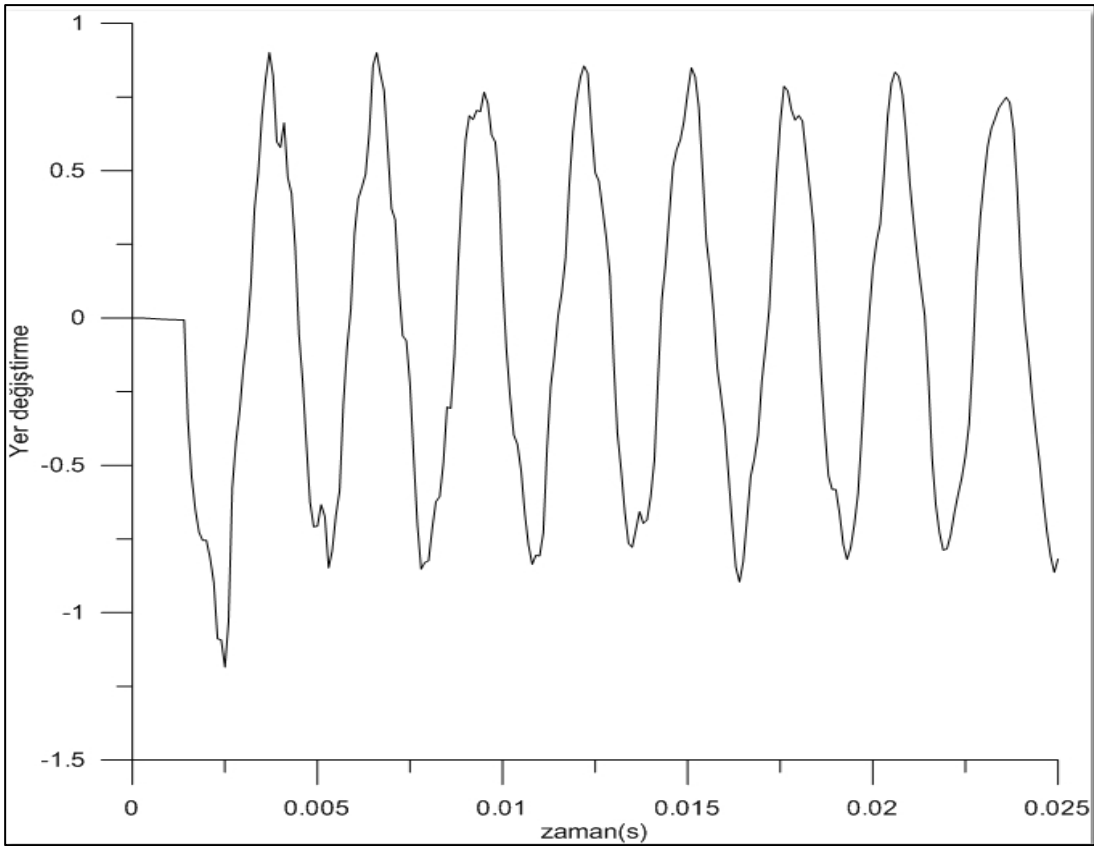
Çizelge 3.6 : Düşme yüksekliğine göre oluşan maksimum birim uzama.

| Serbest Düşme Yüksekliği(mm) | Mikro birim uzama |
|------------------------------|-------------------|
| 100 | 285 |
| 200 | 359 |
| 300 | 426 |
| 400 | 510 |
| 500 | 571 |
| 600 | 627 |
| 700 | 675 |
| 800 | 696 |
| 900 | 741 |
| 1000 | 811 |

1000mm yükseklikten serbest düşürülen bilyenin çarpması sonucu alüminyum plakta depo edilen strain enerjinin zamana bağlı değişimi Şekil 3.6' da gösterilmiştir. Burada analiz başlangıcından itibaren 25ms boyunca olan değişim yer almaktadır. Çarpma anında 173.2Nmm strain enerji depolanmıştır. Ayrıca Şekil 3.7' de yine 1000mm yükseklik için zamana bağlı plak düzlemine dik yönde yer değiştirme eğrisi yer almaktadır. Bu analizlerde sönümün etkisi göz ardı edilmiştir. Çarpma anında oluşan maksimum yer değiştirme değeri 1.18mm dir.



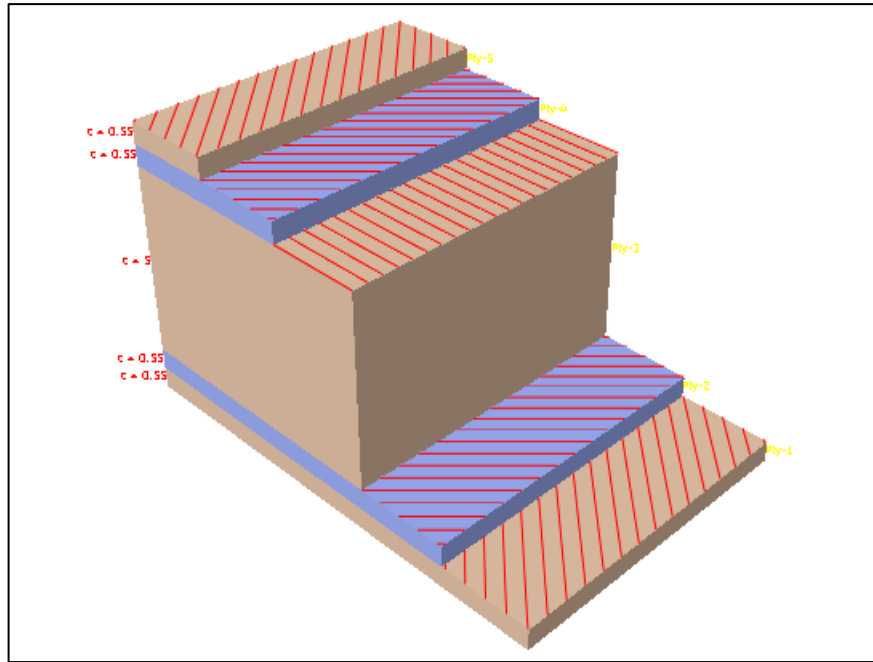
Şekil 3.6 : Zamana bağlı strain enerji değişimi.



Şekil 3.7 : Zamana bağlı yer değiştirme değişimi.

3.3 Sandviç Plak Çarpma Analizleri

Sandviç plak için SE Modeli ABAQUS SE programında katmanlı kompozit olarak modellenmiştir. Alüminyum plak için hazırlanan çözüm ağı aynen kullanılmış malzeme özellikleri ve katmanlı yapı sandviç plak için güncellenerek son haline getirmiştir. Analiz sınır koşulları ve yükleme durumu alüminyum plak için kullanılanlara aynıdır. Burada çözüm ağı aynı olması rağmen farklı malzeme özelliği nedeniyle hesaplanan zaman adımı $5.27E-7$ s olarak hesaplanmıştır. Şekil 3-8'te katmanlı olarak modellenen yüzeyleri iki katman aramid, çekirdeği balpeteği olan sandviç plak gösterilmiştir.



Şekil 3.8 : Sandviç model katmanlı model.

Burada fiber yönleri tek yönlü (unidirectional) gibi görünmesine rağmen her katman için malzeme özellikleri iki yönlü (bidirectional) olarak girilmiştir. Yüzeye dik olan eksendeki özelliği ihmal edilebilecek düzeyde alınmıştır. Balpeteğinin malzeme özelliği tanımlanırken de sadece yüzeye dik olan eksendeki mekanik özelliği dikkate alınmıştır. Düzlem içi yönlerdeki özellikleri ihmal edilebilecek düzeyde seçilmiştir. Çizelge 3.7'de aramid elyaf ve balpeteği için kullanılan mekanik özellikler listelenmiştir. Aramid elyaf malzeme modeli lamina olarak girilmiştir. Balpeteği malzeme modeli de lamina olarak girilmiştir. Aramid/epoksi ve balpeteği yoğunlukları sırasıyla 1250 kg/m^3 ve 29 kg/m^3 olarak alınmıştır. Buna göre plak toplam ağırlığı 164 g 'dır. Analizler, alüminyum plak analizlerinde olduğu gibi yine

plak yüzeyine 1mm kala başlatılmıştır. Dolayısıyla Çizelge 3.4'te belirtilen ilk hızlar bu analizler için de kullanılmıştır. Çizelge 3.8' de sandviç plak için düşme yüksekliğine bağlı olarak elde edilen maksimum birim-uzama değerleri listelenmiştir. Buradaki sonuçlar plak alt yüzeyinden alınan değerlerdir.

Çizelge 3.7 : Aramid/epoksi ve balpeteği malzeme özellikleri.

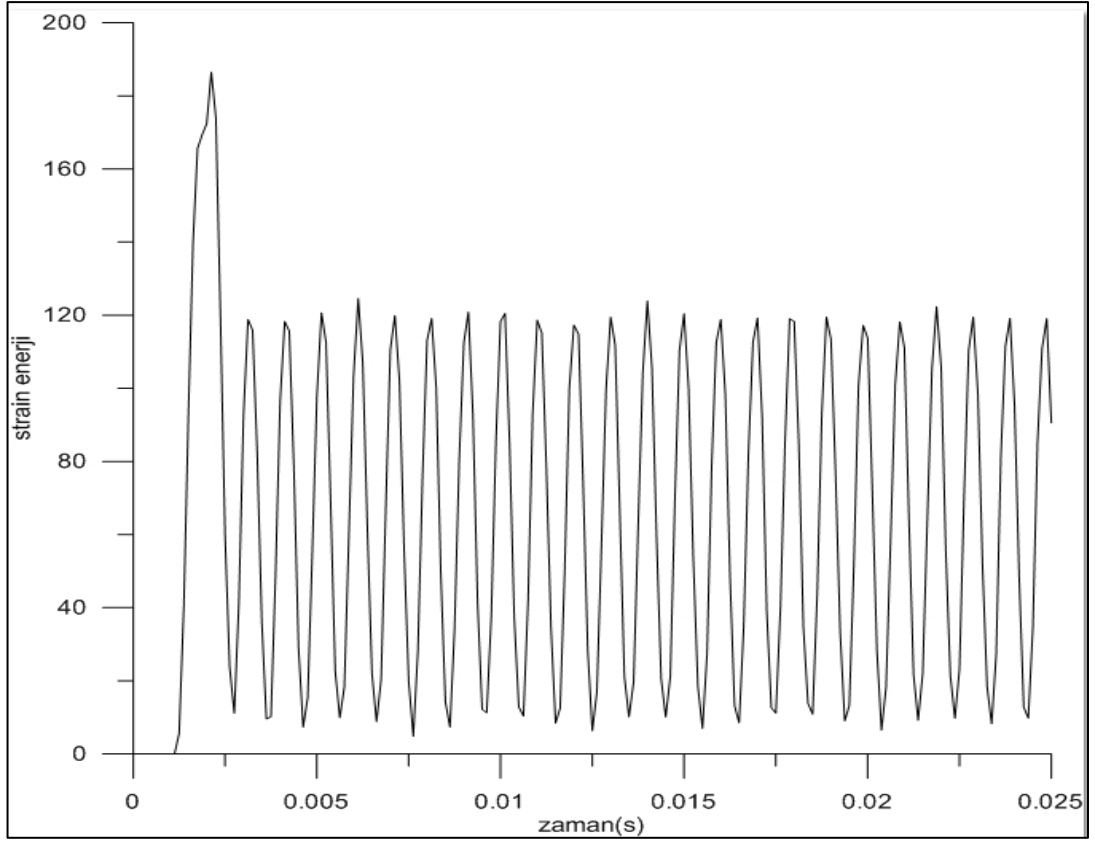
| Malzeme | E ₁ (MPa) | E ₂ (MPa) | G ₁₂ (MPa) | G ₁₃ (MPa) | G ₂₃ (MPa) |
|---------------|----------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Aramid/epoksi | 64800 | 64800 | 4000 | 2000 | 2000 |
| Balpeteği | 7.6 | 7.6 | 1 | 24 | 14 |

Çizelge 3.8 : Düşme yüksekliğine göre oluşan maksimum birim uzama(Sandviç).

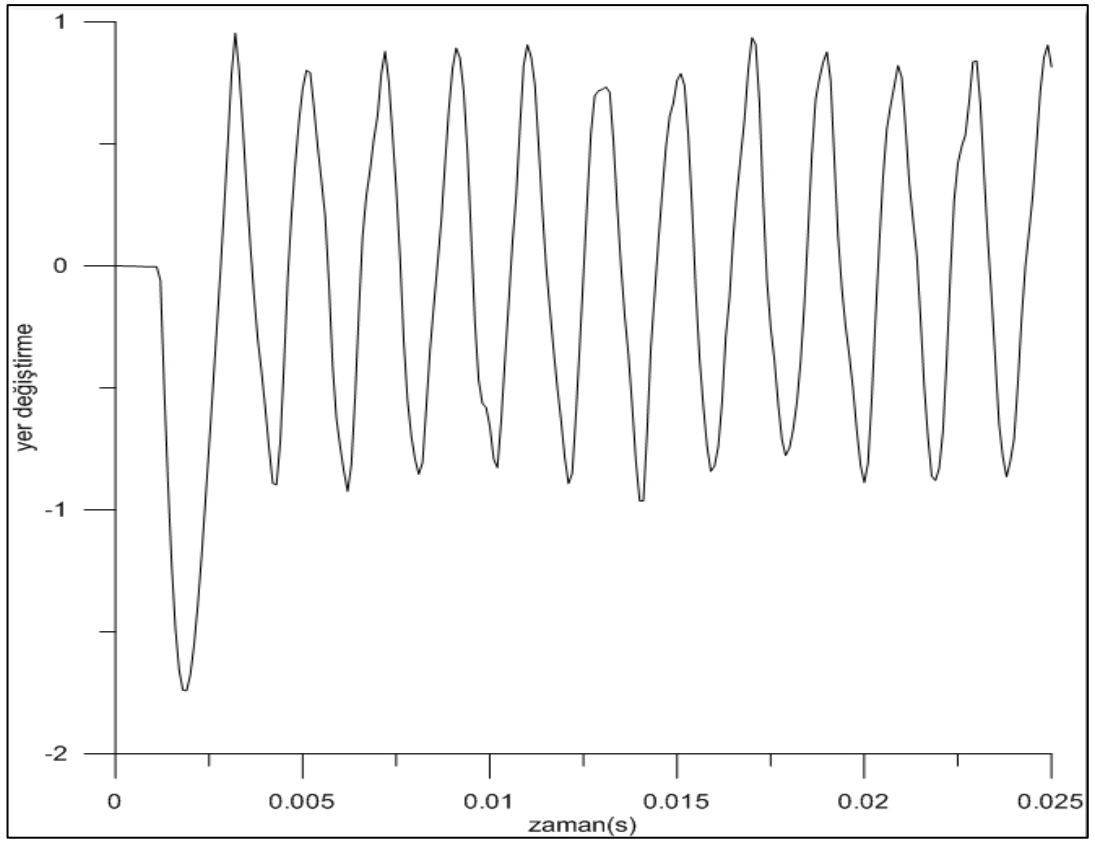
| Serbest Düşme Yüksekliği (mm) | Mikro birim uzama |
|-------------------------------|-------------------|
| 100 | 112 |
| 200 | 159 |
| 300 | 199 |
| 400 | 238 |
| 500 | 261 |
| 600 | 300 |
| 700 | 314 |
| 800 | 348 |
| 900 | 359 |
| 1000 | 374 |

1000mm yükseklikten serbest düşürülen bilyenin çarpması sonucu sandviç plakta depo edilen strain enerjinin zamana bağlı değişimi Şekil 3.9' da gösterilmiştir. Burada analiz başlangıcından itibaren 25ms boyunca olan değişim yer almaktadır. Çarpma anında 186.5Nmm strain enerji depolanmıştır. Ayrıca Şekil 3.10' de yine 1000mm yükseklik için zamana bağlı plak düzlemine dik yönde yer değiştirme eğrisi yer almaktadır. Bu analizlerde sönümün etkisi göz ardı edilmiştir. Çarpma anında oluşan maksimum yer değiştirme değeri 1.74mm dir.

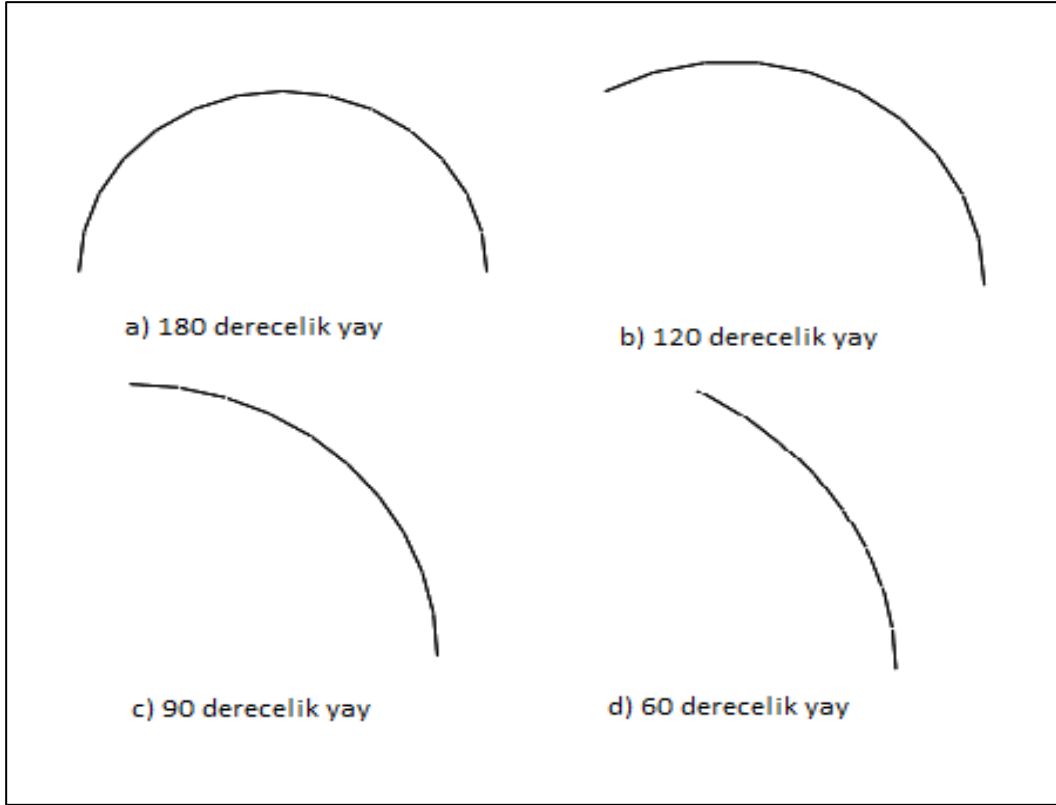
Farklı eğrilik yarıçaplarına sahip kabuk yapılar için maksimum birim uzama ve yer değiştirme sonuçları incelenmiştir. Burada kenar boyutları yine 220x220 mm olacak şekilde silindirik kabuk yapılar modellenmiştir(Şekil 3.11). 4 farklı eğrilik yarıçapı için analizler yapılmıştır. Burada silindirin 60,90,120 ve 180 derecelik yaylarında denk gelecek şekilde kabuk yapılar ele alınmıştır. Kabuk yapıların malzeme özellikleri plak ile aynı alınmıştır. Burada ki amaç aynı malzeme ve kalınlıktaki plağa eğriliğin etkisini incelemektir. Bilye yine yapının geometrik merkezine çarptırılmış ve merkez noktadan maksimum yer değiştirme değerleri elde edilmiştir.



Şekil 3.9 : Zamana bağlı strain enerji değişimi(sandviç).



Şekil 3.10 : Zamana bağlı yer değiştirme değişimi (sandviç).



Şekil 3.11 : Kabuk yapı yay açıları.

Kabuk yapılarda geometriden kaynaklı sönüm gerçekleşirken, plakada bu sönümün çok düşük kaldığı görülmektedir. Burada bahsedilen geometriden kaynaklı sönümdür. Malzeme özelliği olarak bir sönüm tanımlanmamıştır. Çizelge 3.9'da 100mm yükseklikten serbest düşürülen bilyenin çarpması ile oluşan maksimum yer değiştirme değerleri listelenmiştir. Görüldüğü gibi eğrilik arttıkça oluşan maksimum yer değiştirme değeri azalmaktadır. Burada eğrilikten dolayı düzlem içi normal kuvvetlerin etkisiyle yapının direngenliği artmaktadır. Analizler sonucu elde edilen yer değiştirme grafikleri karşılaştırmalı olarak sonuçlar bölümünde verilmiştir.

Çizelge 3.9 : Maksimum Yerdeğiştirme(mm)(100mm düşme yüksekliği).

| Yay Açısı | 180 | 120 | 90 | 60 | 0 (Plak) |
|--------------------|------|------|------|------|-------------|
| Yer değiştirme(mm) | 0.57 | 0.60 | 0.62 | 0.63 | 0.66 |

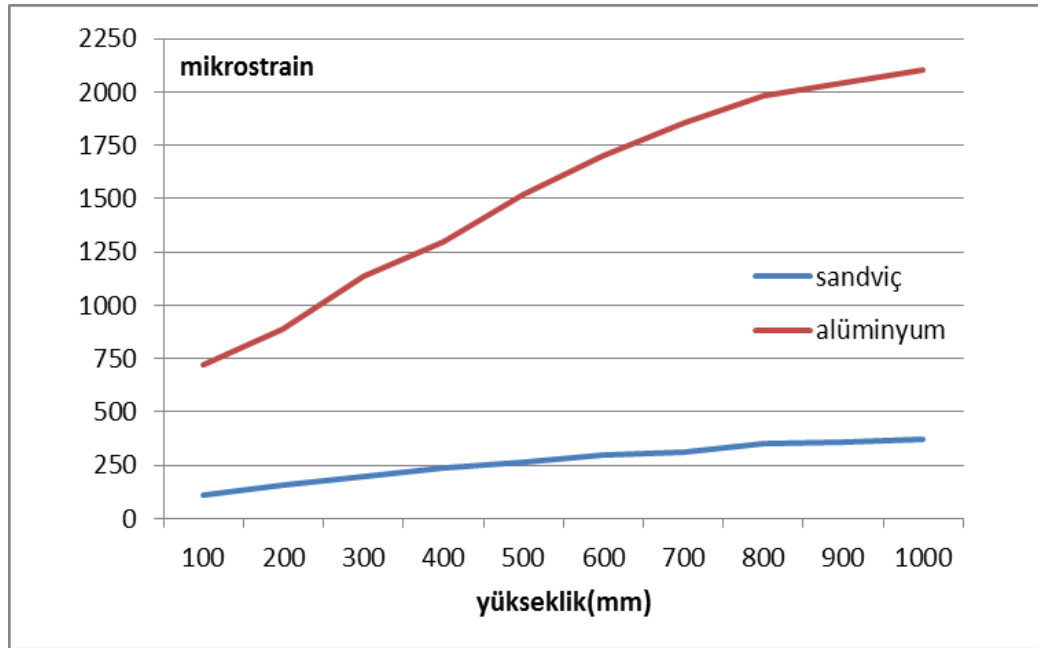
Ayrıca sandviç plak ile aynı kütleye sahip aynı boyutlarda(220x220) alüminyum plak için analizler yapılmıştır. Buradaki amaç aynı kütleye sahip iki farklı malzemeden plağın karşılaştırılmasının yapılmasıdır. Buradaki tek değişken plağın kalınlığıdır. Sandviç plak ile aynı kütleye sahip alüminyum plağın kalınlığı 1.17mm'dir.

4. SONUÇLAR

Elde edilen analiz sonuçları, yüksekliğe bağlı oluşan maksimum birim uzama değerleri grafiksel olarak alüminyum ve sandviç plak için Şekil 4.1’de gösterilmiştir. İkisi için elde edilen değerler birlikte Çizelge 4.1’de listelenmiştir. Görüldüğü üzere her iki plaka için de sonuçlar yükseklik ile yaklaşık lineer olarak değişmektedir. Sandviç ve alüminyum plak eşit kütlelidir.

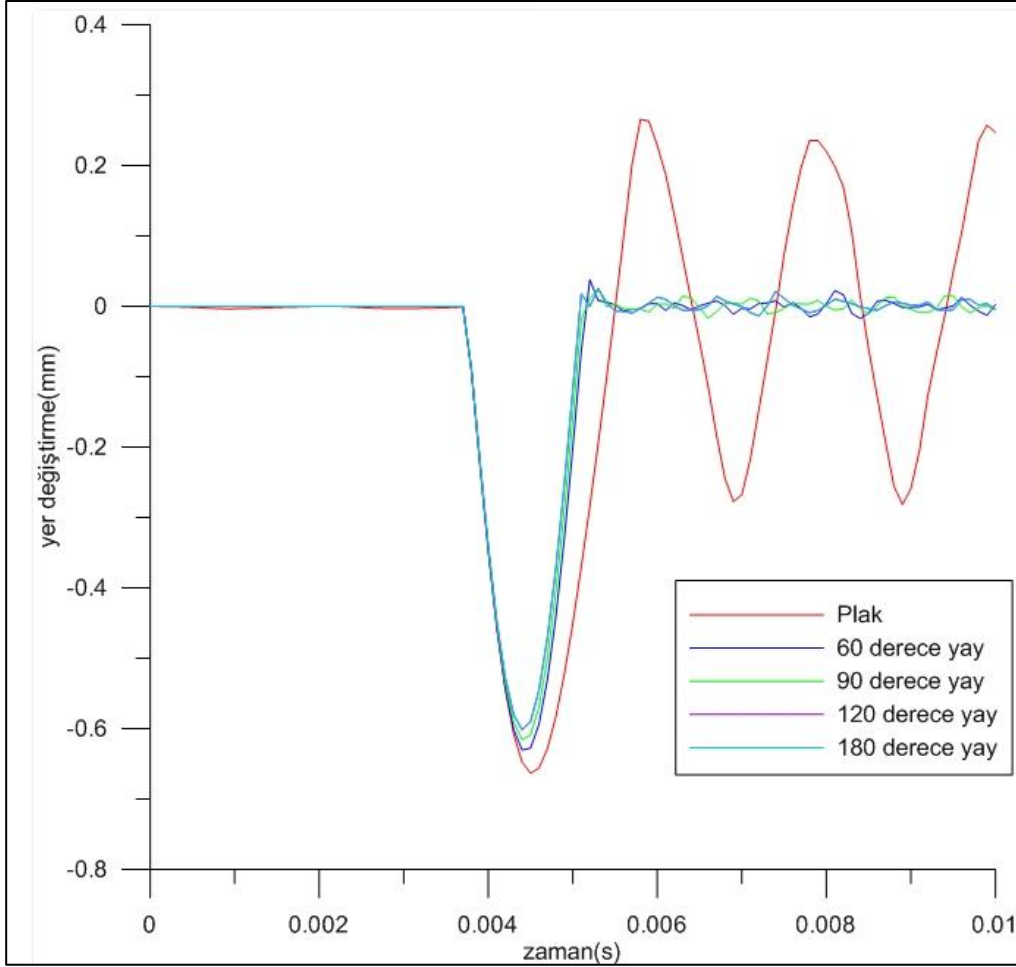
Çizelge 4.1 : Her iki plak için maksimum strain değerleri.

| Serbest Düşme Yüksekliği (mm) | Sandviç Plak | Alüminyum Plak |
|----------------------------------|--------------|----------------|
| 100 | 112 | 719 |
| 200 | 159 | 890 |
| 300 | 199 | 1136 |
| 400 | 238 | 1297 |
| 500 | 261 | 1517 |
| 600 | 300 | 1700 |
| 700 | 314 | 1853 |
| 800 | 348 | 1983 |
| 900 | 359 | 2042 |
| 1000 | 374 | 2103 |



Şekil 4.1 : Yüksekliği bağlı strain değişimi.

Şekil 4.2’da 100mm yükseklikten serbest düşürülen bilyenin çarpması ile oluşan maksimum yer değiştirme değerleri listelenmiştir. Görüldüğü gibi eğrilik arttıkça oluşan maksimum yer değiştirme değeri azalmaktadır. Burada eğrilikten dolayı düzlem içi normal kuvvetlerin etkisiyle yapının direngenliği artmaktadır.



Şekil 4.2 : Kabuk sandviç yapılarda yerdeğiştirme zaman grafiği.

5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada öncelikle malzeme özellikleri bilinen alüminyum plak ile deney ve analizler yapılmış ve elde edilen sonuçların uyumlu olması geliştirilen analiz yönteminin doğruluğunu göstermiştir. Böylece sandviç plak ve kabuklar için yapılan analizlerin doğru olduğu kabul edilmiştir. Aynı malzemedan yapılmış aynı kütleyle sahip sandviç yapılara verilecek eğrilik ile darbe dayanımı daha yüksek yapılar elde edilebilir. Ayrıca sandviç plak ile aynı kütlede alüminyum plak analizlerine bakıldığında çok daha ince olan alüminyum plakta darbe sonucu birim uzama değerlerinin daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Sandviç yapı kullanımı ile daha hafif ve dayanımı yüksek sistemler elde edilebilir.

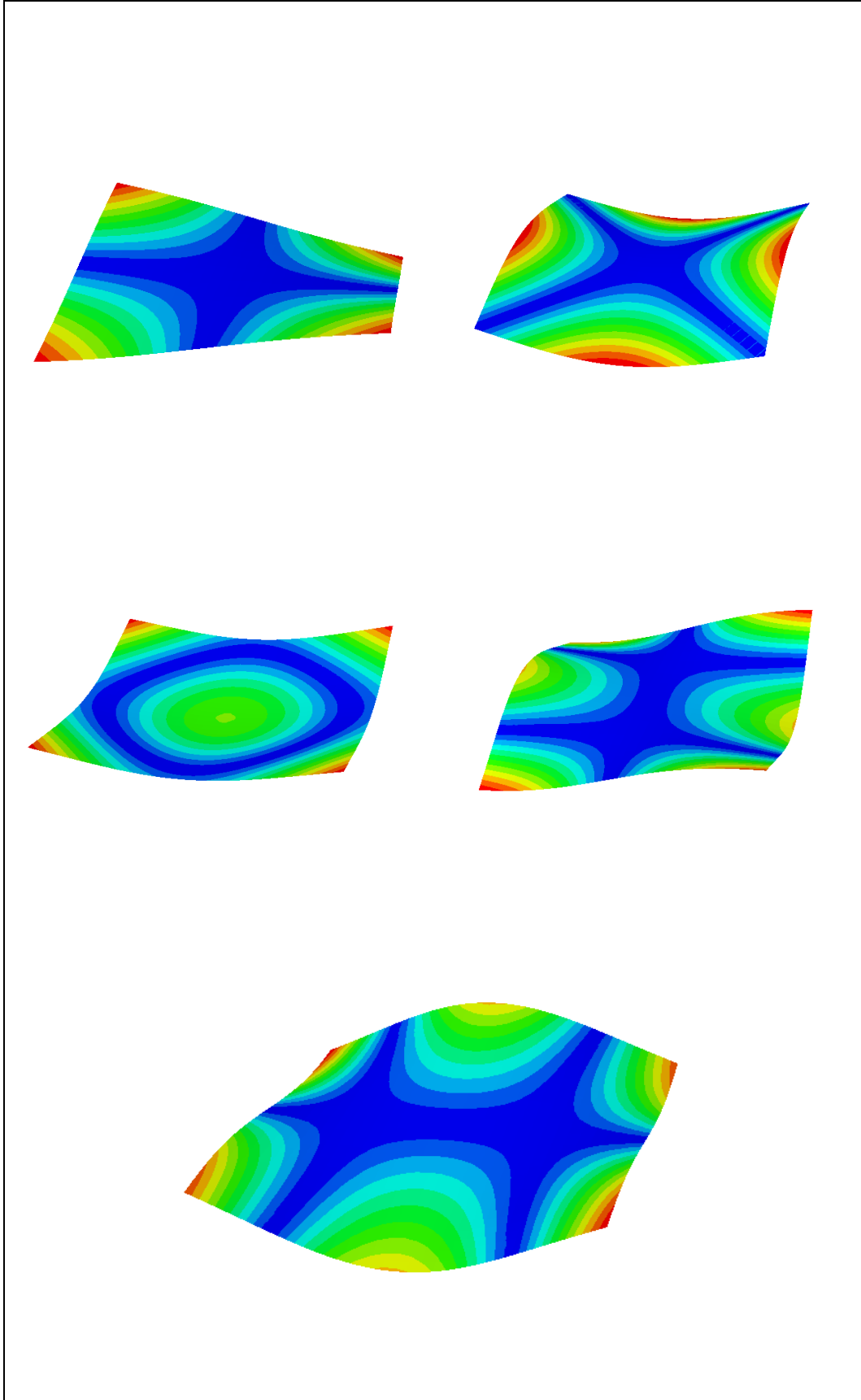
KAYNAKLAR

- [1] **Pizhong Qiao and Mijia Yang**, “Impact analysis of fiber reinforced polymer honeycomb composite sandwich beams,” *Composites: Part B*, 2007, 38, 739-750
- [2] **J.P. Dear, H. Lee and S.A. Brown**, “Impact damage processes in composite sheet and sandwich honeycomb materials ,” *International Journal of Impact Engineering*, 2005, 32, 130-154.
- [3] **Dongmei Wang**, “Impact behavior and energy absorption of paper honeycomb sandwich panels,” *International Journal of Impact Engineering*, 2009, 36, 110-114.
- [4] **C.C. Foo, L.K. Seah and G.B. Chai**, “Low-velocity impact failure of aluminium honeycomb sandwich panels,” *Composite Structures*, 2008, 85, 20-28.
- [5] **Joris Leijten, Harald E.N. Bersee, Otto K. Bergsma and Adriaan Beukers**, “Experimental study of the low-velocity impact behaviour of primary sandwich structures in aircraft,” *Composites: Part A*, 2009, 40, 164-175.
- [6] **T. Anderson, E. Madenci**, Experimental investigation of low-velocity impact characteristics of sandwich composites ,*Compos Struct*, 50 (3) (2000), pp. 239–247
- [7] **M. Meoa, A.J. Morrissa, R. Vignjevica, and G. Marengob**, “Numerical simulations of low-velocity impact on an aircraft sandwich panel”, 2003, 62, 353-360
- [8] ABAQUS v6.11 Documetation

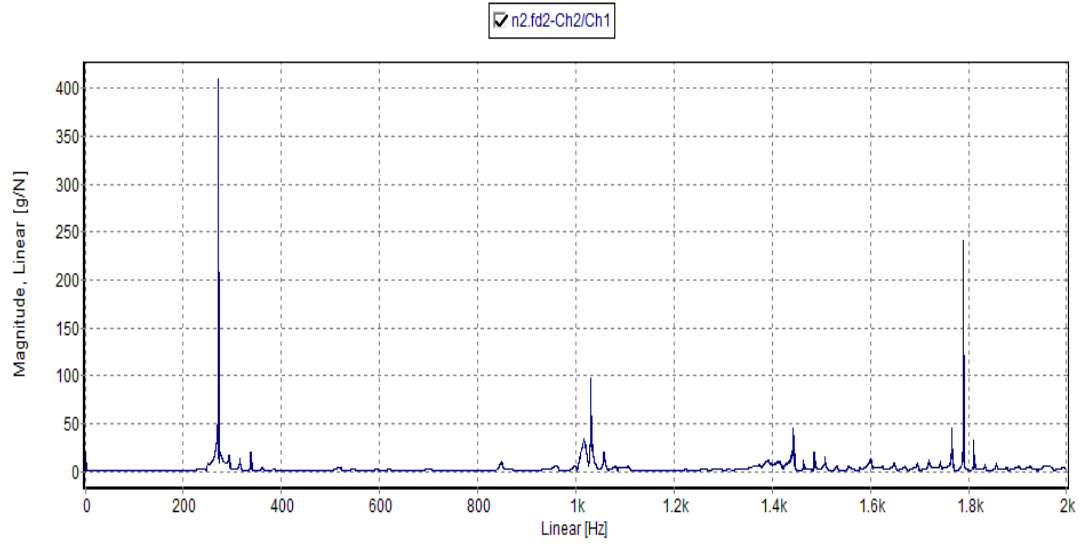
EKLER

EK A: Mod Şekilleri ve FTF

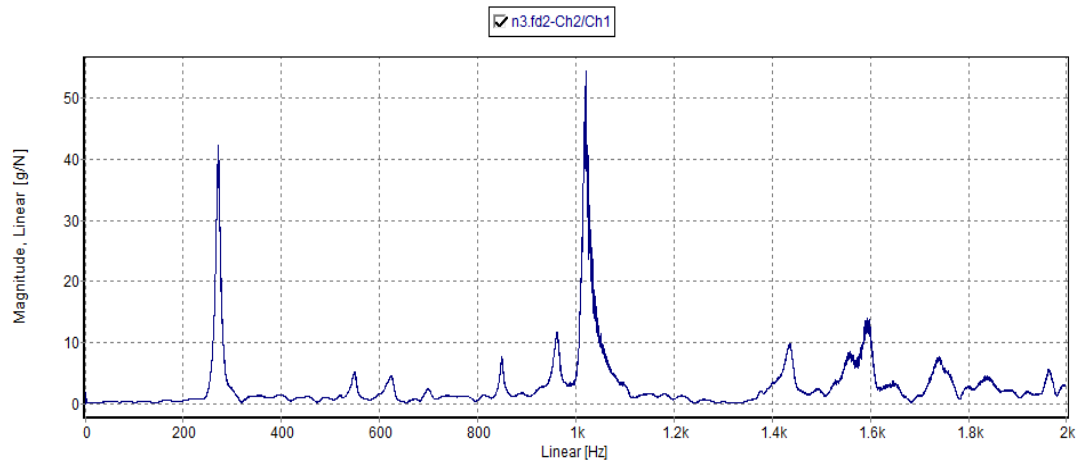
EK A



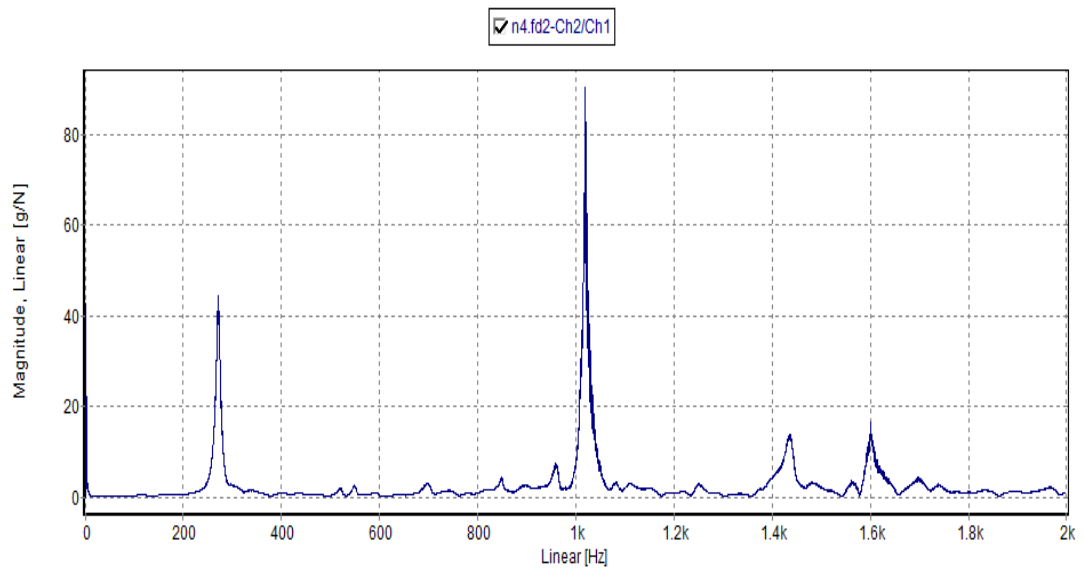
Şekil A.1 : Serbest mod şekilleri.



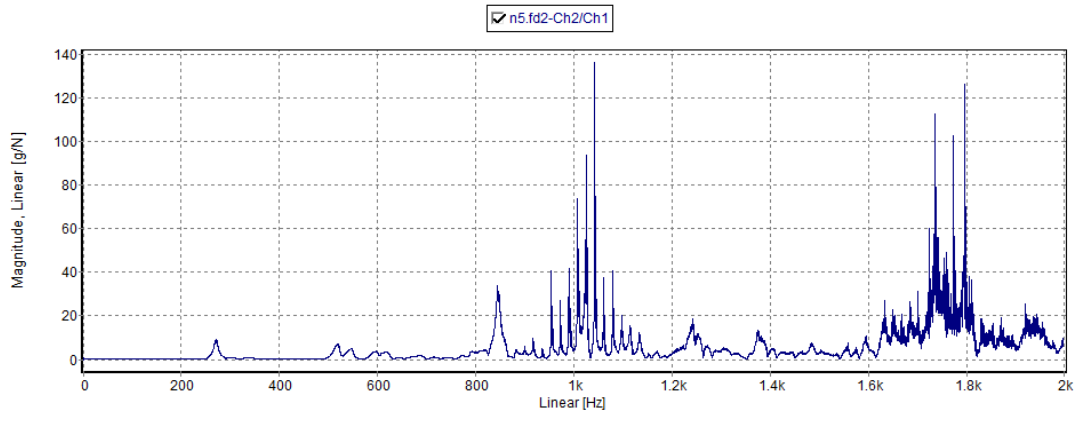
Şekil A.2: FTF 1



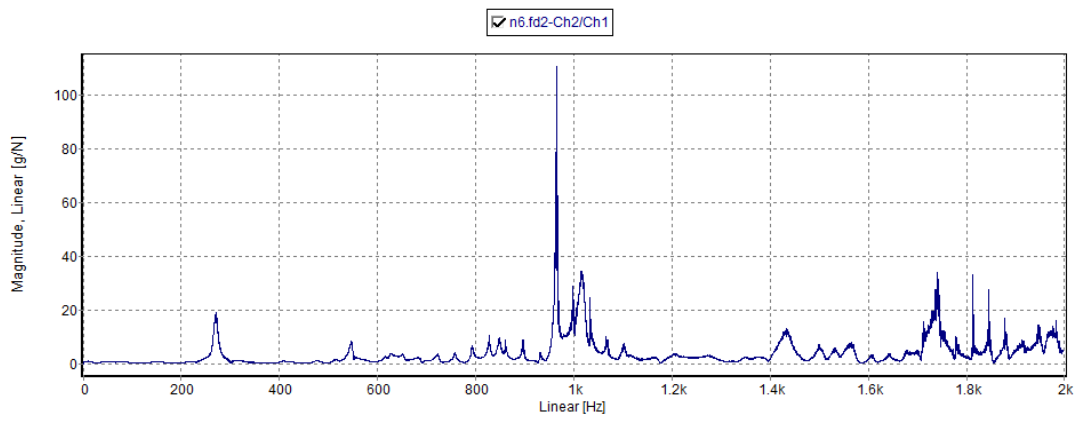
Şekil A.3: FTF 2



Şekil A.4: FTF 3



Şekil A.5: FTF 4



Şekil A.6: FTF5

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Namık Kemal ALPAYDIN

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul/25.03.1984

E-Posta: alpaydinn@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi- Uçak Mühendisliği (2009)

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- **N.K. Alpaydın and H.S. Türkmen,** The Dynamic Response of the Sandwich Panel Subjected to the Impact Load, Recent Advances in Space Technologies, Istanbul, Turkey, June 11-13, 2009, pp. 176-180.