



**POLİÜRETAN KÖPÜK İLE DOLDURULMUŞ BAL
PETEĞİ SANDVIÇ PLAKLARIN TİTREŞİM ANALİZİ**

Eric Thomas TRELEASE

Yüksek Lisans Tezi

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Makine Teorisi ve Dinamiği

Danışman: Doç. Dr. Orhan ÇAKAR

OCAK-2018

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POLİÜRETAN KÖPÜK İLE DOLDURULMUŞ BAL PETEĞİ SANDVIÇ
PLAKLARIN TİTREŞİM ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Eric Thomas TRELEASE
(151120102)

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği
Programı: Makine Teorisi ve Dinamiği

Danışman: Doç. Dr. Orhan ÇAKAR

OCAK-2018

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POLİÜRETAN KÖPÜK İLE DOLDURULMUŞ BAL PETEĞİ SANDVIÇ PLAKLARIN
TİTREŞİM ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Eric Thomas TRELEASE
(151120102)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 9.1.2018

Tezin Savunulduğu Tarih: 25.1.2018

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Orhan ÇAKAR (F.Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri: Doç. Dr. Mete Onur KAMAN (F.Ü.)

Prof. Dr. Şemsettin TEMİZ (İnönü Ünv.)

OCAK-2018

ÖNSÖZ

Bana yardım eden ve bana sabır gösteren hocam Doç. Dr. Orhan ÇAKAR' a teşekkür ederim. Bana zaman ayıran Doç. Dr. Mete Onur KAMAN'a teşekkür ederim. Bana çok yardım eden Arş. Gör. Murat ŞEN'e teşekkür ederim. Çalışmalarım boyunca bana destek olan eşime ve çocuklarıma teşekkürlerimi sunarım.

Eric Thomas TRELEASE

ELAZIĞ - 2018

İÇİNDEKİLER

Sayfa No:

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	vi
SEMBOLLER LİSTESİ.....	viii
KISALTMALAR LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	x
SUMMARY.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Problemin Tanımı.....	1
1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı.....	1
1.3 Literatür Araştırması.....	2
2. PLAK TİTREŞİMLERİ.....	6
2.1 İzotopik Plaklar İçin Hareket Denklemleri.....	6
2.2 Sandviç Plaklar İçin Hareket Denklemleri.....	6
3. BALPETEĞİ SANDVİÇ YAPILARI İÇİN EŞDEĞER PLAK TEORİLERİ.....	14
3.1 Gibson Yöntemi.....	14
3.2 Eşdeğer Plak Teorisi.....	15
4. MODAL ANALİZ.....	17
4.1 Modal Analiz Teorisi.....	17
4.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	19
4.3 Deneysel Modal Analiz (DMA).....	19
5. EŞDEĞER MODELİN DOĞRULANMASI.....	22
5.1 302 mm x 183 mm Boyutlarında Plak Örneği.....	22
5.2 290mm x 40mm Plak Örneği.....	28
6. DENEYSEL MODAL ANALİZ DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI.....	32
6.1 Diktörgen Kesitli Basit Bir Çubuğun Modal Analizi.....	34
6.1.1 ANSYS ile Çelik Çubuk Titreşim Analizi.....	34
6.1.2 DMA ile Çelik Çubuk Titreşim Analizi.....	35
6.1.3 Çelik Kiriş SE ve DMA Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	37

6.2	Alüminyum Kapak Titreşim Analizleri.....	38
6.2.1	ANSYS ile Alüminyum Kapak Titreşim Analizi.....	38
6.2.2	DMA ile Alüminyum Kapak Titreşim Analizi.....	39
6.2.3	Alüminyum Kapak SE ve DMA Sonuçlarının Karşılaştırması.....	40
7.	KÜÇÜK HÜCRELİ BAL PETEĞİ SANDVIÇ PLAKLAR İÇİN TİTREŞİM ANALİZLERİ.....	43
7.1	ANSYS ile Küçük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plaka Titreşim Analizi.....	44
7.2	DMA ile Küçük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak İçin Deneysel Modal Analiz...	46
7.3	Küçük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak Titreşim Analizleri Karşılaştırması.....	47
8.	BOŞ BÜYÜK HÜCRELİ BAL PETEĞİ SANDVIÇ PLAKLARIN TİTREŞİM ANALİZLERİ.....	49
8.1	ANSYS ile Boş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak Titreşim Analizi.....	50
8.2	Boş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak İçin DMA.....	51
8.2.1	Boş Bal Peteği Sandviç Plak, S-S Sınır Şartları.....	52
8.2.2	Boş Bal Peteği Sandviç Plak, A-S Sınır Şartları.....	57
8.3	Boş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak Titreşim Analizleri Karşılaştırması....	58
9.	PU KÖPÜK İLE DOLDURULMUŞ BAL PETEĞİ SANDVIÇ PLAK TİTREŞİM ANALİZLERİ.....	62
9.1	Köpük ile Doldurulmuş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak İçin ANSYS Titreşim Analizi.....	62
9.2	Köpük ile Doldurulmuş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak İçin DMA.....	63
9.2.1	Köpüklü Bal Peteği Sandviç Plak, S-S Sınır Şartları.....	63
9.2.2	Köpüklü Bal Peteği Sandviç Plak, A-S Sınır Şartları.....	65
9.3	Köpük ile Doldurulmuş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plaka Titreşim Analizleri Karşılaştırması.....	67
10.	SONUÇLAR.....	71
	KAYNAKLAR.....	76
	ÖZGEÇMİŞ.....	80

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No:

Şekil 2.1	Sandviç bir plağın yapısı.....	7
Şekil 3.1	Balpeteği hücre geometrisi ve boyutları.....	14
Şekil 3.2	Bal peteği sandviç yapı için Gibson eşdeğer modeli.....	15
Şekil 3.3	Bal peteği yapısının şekli.....	15
Şekil 3.4	Eşdeğer plak teorisi diyagramı.....	16
Şekil 4.1	Deneyisel modal analiz için ölçüm sistemleri.....	20
Şekil 4.2	Ölçümlerde kullanılan cihaz ve ekipmanlar.....	21
Şekil 5.1	302 mm x183 mm plak örenği için bal peteği hücre boyutları [14].....	23
Şekil 5.2	Gibson eşdeğer modeli, üç katmanlı bir model, kapak - çekirdek - kapak...	24
Şekil 5.3	Gibson eşdeğer modeli sınır şartları.....	24
Şekil 5.4	Gibson eşdeğer modeli, mod 1, eğilme, 145.85 Hz.....	25
Şekil 5.5	Gibson eşdeğer modeli, mod 2, burulma, 474.49 Hz.....	25
Şekil 5.6	Gibson eşdeğer modeli, mod 3, eğilme, 867.10 Hz.....	26
Şekil 5.7	Gibson eşdeğer modeli, mod 4, yanal, 1130.50 Hz.....	26
Şekil 5.8	Bal peteği yapısının gerçek modeli.....	27
Şekil 5.9	A-S-S-S sınır şartlarındaki bal peteği sandviç plaka.....	28
Şekil 5.10	ANSYS'teki bal peteği sandviç plaka basitleştirilmemiş SE modeli.....	29
Şekil 6.1	Rijit kütle testi.....	32
Şekil 6.2	Rijit kütle testi yapılarak bulunduğu -20dB FTF.....	33
Şekil 6.3	Çelik çubuk, elemanlar ve serbest sınır şartı.....	35
Şekil 6.4	Deneyisel modal analiz yapılan kiriş.....	36
Şekil 6.5	Çelik çubuk üzerinde ölçülen FTF'ler.....	37
Şekil 6.6	Deneyisel modal analiz yapılan alüminyum kapak ve ölçüm noktaları.....	39
Şekil 6.7	Alüminyum kapak üzerinde ölçülen FTF'ler.....	40
Şekil 7.1	Fabrikada yapılmış alüminyum bal peteği.....	43
Şekil 7.2	Küçük hücreli bal peteği boyutları.....	43
Şekil 7.3	Küçük hücreli bal peteği sandviç plakanın katmanları (kapak - yapıştırıcı - bal peteği - yapıştırıcı - kapak) ve ölçüleri (mm).....	44
Şekil 7.4	Deneyisel çalışma için asılan küçük hücreli bal peteği yapı.....	46
Şekil 7.5	Küçük hücreli bal peteği kiriş, deneyisel FTF.....	46

Şekil 8.1	Büyük hücreli bal peteği boyutları.....	49
Şekil 8.2	Büyük hücreli bal peteği sandviç plakanın katman ölçüleri (mm), kapak-yapıştırıcı-bal peteği-yapıştırıcı-kapak.....	50
Şekil 8.3	Büyük hücreli bal peteği alüminyum şekillendirilen kalıp.....	52
Şekil 8.4	Büyük hücreli bal peteği düğüm konumları.....	52
Şekil 8.5	Deneyisel çalışma için asılan büyük hücreli bal peteği yapı (S-S sınır şartları)	53
Şekil 8.6	Modal çekiç ile uygulanan kuvvet ve yapının ivme cevabı.....	53
Şekil 8.7	Modal çekiç ile uygulanan kuvvetin frekans spektrumu.....	54
Şekil 8.8	Boş bal peteği kiriş modal çekiç ile 1 noktadan elde edilen deneyisel FTF....	54
Şekil 8.9	Koherans fonksiyonu.....	54
Şekil 8.10	Boş bal peteği kiriş modal çekiç ile 7 noktadan elde edilen deneyisel FTF.....	55
Şekil 8.11	Tahrik sinyal, beyaz gürültü (white noise).....	55
Şekil 8.12	Boş bal peteği kiriş, sarsıcı ile 7 noktadan elde edilen deneyisel FTF.....	56
Şekil 8.13	Sarsıcı ile A-S testi için deney sistemi ve ölçüm noktaları.....	57
Şekil 8.14	A-S sınır şartları için boş bal peteği kiriş elde edilen deneyisel FTF.....	57
Şekil 9.1	Köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği.....	63
Şekil 9.2	Deney için asılan köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği.....	64
Şekil 9.3	Köpüklü bal peteği sandviç plaka, S-S sınır şartları, 1 noktadan modal çekiç FTF.....	64
Şekil 9.4	Köpüklü bal peteği sandviç plaka, S-S sınır şartları, 7 noktadan sarsıcı ile FTF.....	65
Şekil 9.5	Sarsıcı A-S testi için 7 ölçüm noktaları.....	66
Şekil 9.6	A-S sınır şartları için boş bal peteği kiriş elde edilen deneyisel FTF.....	66
Şekil 10.1	A-S sınır şartında boş ve dolu yapı için modal güvence grafiği.....	74

TABLÖLER LİSTESİ

Sayfa No:

Tablo 3.1	Gibson yöntemi için eşdeğer malzeme parametreleri formülleri [4].....	14
Tablo 3.2	Eşdeğer Plak Teorisi denklemleri [3].....	16
Tablo 5.1	Bal peteği yapısının özellikleri [14].....	22
Tablo 5.2	Bal peteği çekirdek kısmının Gibson yöntemi ile hesaplanan parametreleri...	23
Tablo 5.3	302 mm x 183 mm A-S-S-S Plak için doğal frekansların (Hz) karşılaştırılması.....	27
Tablo 5.4.	Alüminyum sandviç plaka boyutları [14].....	28
Tablo 5.5	Alüminyum malzeme özellikleri (bal peteği ve kapaklar için) [4].....	29
Tablo 5.6	Bal peteği çekirdek için hesaplanan Gibson eşdeğer parameter değerleri.....	30
Tablo 5.7	Eşdeğer plaka teorisi kullanılarak elde edilen eşdeğer parameter değerleri...	30
Tablo 5.8	Basitleştirmemiş model, eşdeğer plaka teorisi ve Gibson yöntemi sonuçlarının karşılaştırılması.....	31
Tablo 6.1	Çelik çubuk boyutları ve malzeme özellikleri.....	34
Tablo 6.2	Çelik çubuk ANSYS sonuçları ilk dört eğilme mod için.....	35
Tablo 6.3	Modal çekiç kullanılırken ölçüm parametreleri.....	36
Tablo 6.4	Çelik çubuk için deneysel sonuçlar.....	36
Tablo 6.5	Çelik çubuk, ANSYS ve deneysel mod şekilleri karşılaştırması.....	37
Tablo 6.6	Alüminyum alaşım 1050 H14 kapak boyutları ve malzeme özellikleri.....	38
Tablo 6.7	Alüminyum kapak için ANSYS'ten elde edilen doğal frekanslar.....	39
Tablo 6.8	Alüminyum kapak için deneysel doğal frekanslar.....	40
Tablo 6.9	Alüminyum kapak titreşim sayısal ve deneysel mod şekilleri karşılaştırılması.....	40
Tablo 7.1	3003 H14 alüminyum alaşım malzeme özellikleri ve boyutları.....	43
Tablo 7.2	Yapıştırıcı malzeme özellikleri.....	44
Tablo 7.3	Küçük hücreli bal peteği eşdeğer parametreleri hesaplanması.....	45
Tablo 7.4	Küçük hücreli bal peteği sandviç yapı kiriş ANSYS sonuçları.....	45
Tablo 7.5	Küçük hücreli bal peteği ANSYS ve deneysel mod şekilleri karşılaştırması...	47
Tablo 8.1	Büyük hücreli bal peteği alüminyum alaşım 3003 H14 malzeme özellikleri ve boyutları.....	49
Tablo 8.2	Büyük hücreli bal peteği eşdeğer parametreleri hesaplanması.....	50

Tablo 8.3	Büyük hücreli bal peteği kiriş ANSYS sonuçları.....	51
Tablo 8.4	S-S sınır şartları için boş bal peteği sandviç plaka elde edilen DMA sonuçlar.	56
Tablo 8.5	Boş bal peteği, sarsıcı A - S sınır şartları, DMA sonuçlar.....	58
Tablo 8.6	S-S sınır şartları için boş büyük hücreli bal peteği SE ve DMA (1 noktaya modal çekiç ile vuruldu) mod şekilleri karşılaştırması.....	59
Tablo 8.7	Boş bal peteği A-S sınır şartları için ANSYS ve sarsıcı DMA mod şekilleri karşılaştırması.....	60
Tablo 9.1	Poliüretan köpük malzeme özellikleri [18]	62
Tablo 9.2	Köpük ile doldurulmuş bal peteği sandviç plaka ANSYS doğal frekansları.....	62
Tablo 9.3	Köpüklü bal peteği sandviç plaka, S-S sınır şartları elde edilen DMA sonuçlar.....	65
Tablo 9.4	Köpüklü bal peteği sandviç plaka, sarsıcı A - S sınır şartları, DMA sonuçlar..	66
Tablo 9.5	S-S sınır şartları köpük ile doldurulmuş bal peteği ANSYS workbench ve 1 noktadan modal çekiç ile DMA mod şekilleri karşılaştırması.....	67
Tablo 9.6	Köpüklü bal peteği, A - S sınır şartları, sarsıcı DMA sonuçlar.....	69
Tablo 10.1	S-S sınır şartları için köpük ile doldurulmuş ve boş büyük hücreli bal peteği sandviç plak SE titreşim analizleri sonuçları karşılaştırması.....	73
Tablo 10.2	Köpük ile doldurulmuş ve boş bal peteği sandviç plakalarının DMA sonuçları karşılaştırması (1 noktadan, modal çekiç)	73
Tablo 10.3	A-S sınır şartları için boş ve köpüklü bal peteği plakaların SE sonuçları karşılaştırılması.....	74
Tablo 10.4	A - S sınır şartları köpüklü ve boş bal peteği sandviç plakaların sarsıcı DMA sonuçları karşılaştırılması.....	75

SEMBOLLER LİSTESİ

C:	Sönüm Matris
D:	Katılık
E:	Elastisite Modülü
G:	Kayma Modülü
$H_{sr}(\omega)$:	s ve r konumları için Frekans Tepki Fonksiyonu
h:	Kiriş yada plaka yüksekliği
j:	Sanal Numarası ($\sqrt{-1}$)
K:	Katılık Matris
M:	Kütle Matris
u:	Mod şekil vektörü
u_i:	“i.” doğal frekansa karşılık gelen “i.” mod şekli
w:	Deplasman
$\alpha(\omega)$:	Reseptans Matris (alpha)
ρ:	Yoğunluk (rho)
ω:	Doğal frekans, harmonik veri girişi ile bağlı olan (omega)
ω_i:	“i” doğal frekansı (omega)
ν:	Poisson oranı (nu)
ζ:	Sönüm katsayı (zeta)

KISALTMALAR LİSTESİ

- A:** Ankastre sınır şartı
- APDL:** ANSYS Parametric Design Language
- FTF:** Frekans Tepki Fonksiyonu
- MAC:** Modal Assurance Criterion
- PU:** Poliüretan Köpük
- S:** Serbest sınır şartı
- SE:** Sonlu Elemanlar

ÖZET

Poliüretan Köpük ile Doldurulmuş Bal Peteği Sandviç Plakların Titreşim Analizi

Bal peteği sandviç yapıları rijitliğin ve hafifliğin önemli olduğu yapıların tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yapıların dinamik davranışlarının yani doğal frekanslarının ve mod biçimlerinin bilinmesi de oldukça önemlidir. Bu özelliklerin belirlenmesi için sonlu elemanlar (SE) gibi sayısal yöntemlerin yanında deneysel yöntemler de kullanılabilir. SE yöntemi ile çözüm yaparken balpeteği yapısını birebir modellemek oldukça zor olduğu gibi çok fazla eleman kullanmak gerektiğinden çözüm süresi oldukça uzamaktadır. Bunun yerine balpeteği sandviç yapıların katmanlı plaka gibi modellenbildiği eşdeğer modeller geliştirilmiştir. Balpeteği sandviç yapıların mekanik özelliklerinin daha da iyileştirilmesi amacıyla içinin poliüretan köpük ile doldurulması önerilmiştir. Ancak bu durumda yapının dinamik özellikleri de etkilenmektedir. Bu çalışmada hem içi boş hem de içi poliüretan (PU) köpük ile doldurulmuş balpeteği sandviç yapıların titreşim analizleri hem SE hem de deneysel yöntemlerle incelenmiştir. SE yönteminde yapı hem birebir hem de eşdeğer modeller kullanılarak modellenmiş ve sonuçları karşılaştırılmıştır. Ayrıca deneysel çalışmalar için çeşitli balpeteği sandviç yapıları imal edilmiş ve deneysel modal analiz gerçekleştirilmiştir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar SE yöntemiyle bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Aynı analizler içi PU köpük ile doldurulmuş yapılar için de tekrarlanmıştır. Küçük hücreli balpeteği yapıların hücrelerini PU köpük ile doldurmadaki zorluklar nedeniyle daha büyük hücreli balpeteği yapıları imal edilmiş ve analizleri yapılmıştır. Küçük hücreli balpeteği sandviç yapıda deneysel ve SE sonuçları arasında %14.45 fark olmasına rağmen büyük hücreli olanda bu fark iki kattan daha büyük olmuştur. Bu büyük farkın balpeteği yapının imalatında karşılaşılan zorluklar nedeniyle imalat hatalarından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır. Boş ve köpük dolu balpeteği sandviç yapılar karşılaştırıldığında, köpük dolu yapının doğal frekansları düşük modlarda azalma eğiliminde iken yüksek modlarda arttığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeleri: Balpeteği, Poliüretan Köpük, Titreşim, Modal Analiz, Sonlu Elemanlar

SUMMARY

Vibration Analysis of Honeycomb Sandwich Plates Filled with Polyurethane Foam

Honeycomb sandwich structures are useful for designing structures that need to be rigid and light-weight. The dynamic properties of honeycomb sandwich structures is important knowledge that should be obtained. These dynamic properties include the honeycomb sandwich structure's natural frequencies and corresponding mode shapes. To confirm the obtained data is correct both experimental and numerical analyses should be performed. To reduce the complexity of the honeycomb layer for numerical analysis, equivalent models exist. This study confirmed the accuracy of the Gibson equivalent model by reproducing numerical analyses found in literature.

To improve the mechanical properties of honeycomb sandwich panels, it has been suggested that the honeycomb could be filled with foam. The dynamic properties would need to be found for a honeycomb panel that has been filled with foam. A large cell honeycomb sandwich structure was analyzed both experimentally and numerically. Only the first two natural frequencies could be obtained experimentally. Significant differences were found. The numerical results for the first two natural frequencies were over double the value for the experimental results. A large cell honeycomb sandwich structure was filled with foam and was analyzed both experimentally and numerically. Only the first two natural frequencies could be obtained experimentally. Significant differences were found. The numerical results for the first two natural frequencies were over double the value for the experimental results. A small cell honeycomb sandwich structure was analyzed both experimentally and numerically. Only the first natural frequency could be obtained experimentally. The difference between this result and the numerical result was 14.45%.

These two large cell honeycomb sandwich structure dynamic results for the empty and foam filled honeycombs were compared. The difference in the numerical results for the bending modes was minimal. The difference in the experimental results was minimal for the first bending mode.

Key Words: Honeycomb, Polyurethane Foam, Vibration, Modal Analysis, Finite Element

1. GİRİŞ

1.1 Problemin Tanımı

Bal peteği sandviç yapılı paneller, hafif ve rijit olmaları nedeniyle başta hava, uzay ve gemi araçları olmak üzere birçok mühendislik yapılarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu paneller, bal peteği yapısının iki tabaka arasına yerleştirilmesiyle elde edilmektedir. Alt ve üst tabakalar (kapaklar) ile bal peteği yapısı alüminyum veya kompozit malzemeden olabilmektedir. Bu panellerin mekanik özelliklerinin iyileştirilmesi için hücreleri PU köpük ile doldurulmaktadır. PU köpük mekanik özellikleri olumlu yönde etkilerken yapının dinamik özelliklerini de değiştirmektedir. Bu bakımdan içi boş ve PU köpük ile doldurulmuş bal peteği sandviç panellerin doğal frekansları, mod biçimleri ve sönüm özellikleri gibi titreşim karakteristiklerinin bilinmesi oldukça önemlidir.

1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tez çalışmasında, içi boş ve PU köpük ile doldurulmuş bal peteği sandviç yapılı plakların dinamik özellikleri (doğal frekansları, mod biçimleri ve sönümleme özellikleri) hem sayısal hem de deneysel olarak incelendi. Özellikle PU köpüğün dinamik özellikler üzerindeki etkisi araştırıldı.

Titreşim analizleri hem sayısal hem de deneysel olarak yapıldı. Sayısal analiz için ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanıldı. SE analizleri sandviç yapı birebir modellenerek yapıldığı gibi literatürden bilinen eşdeğer modeller kullanılarak da yapıldı. Deneysel çalışmalar için uygun boyutlarda deney numuneleri imal edildi. Aynı özellik ve boyutlardaki plaklar hem boş hem de PU köpük doldurularak üretildi ve farklı sınır şartları için deneysel modal analizleri yapıldı. Bunun için yapı üzerinde belirlenen noktalara sırayla modal çekiç ile darbe vuruldu ve bu darbe kuvveti çekiç üzerindeki kuvvetölçer ile ölçüldü. Yapının bu kuvvetlere karşı titreşim cevapları ise bir ivme ölçer yardımıyla ölçüldü ve frekans analizörü yardımıyla sistemin frekans tepki fonksiyonları (FTF) elde edildi. Elde edilen bu FTF'ler modal analiz yazılımı kullanılarak analiz edildi ve sisteme ait doğal frekanslar, mod biçimleri ve sönüm oranları elde edildi. Sonuçlar tablo ve grafikler halinde sunuldu ve karşılaştırma yapılarak PU köpüğün dinamik özellikler üzerindeki etkileri ortaya konuldu. Deneyler, Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Bölümü Makine Teorisi ve Dinamiği Laboratuvarında yapıldı ve ölçüm ve analizlerde OROS Modal Test Sistemi kullanıldı.

1.3 Literatür Araştırması

Kompozit çubukların modellenmesi için birkaç teori vardır. Örneğin, Hajianmaleki ve Qatu [1] kompozit çubukların matematiksel modeli için ince ve kalın çubuk teorilerini vermiştir. İnce çubuk teorisi klasik kiriş teorisi olarak da bilinmektedir ve bu teoride kesme deformasyonu ile dönme ataletleri dikkate alınmaz. Kalın çubuk teorisi kesme deformasyon çubuk teorisi olarak da bilinmektedir ve birinci teoride dikkate alınmayan etkiler bu teoride göz önüne alınmaktadır. Yazarlar çalışmalarında her iki teoriyi kullanarak statik ve dinamik analizler yapmışlardır. Doğal frekansların hesabı için Liessa [2]'dekine benzeyen bir doğal frekans formülü vermişlerdir. Örnek bir çubuk için her iki teori üzerinden analizler yapılmıştır. Ayrıca ANSYS sonlu elemanlar paket programı ile de analiz yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Genel olarak elde edilen sonuçların sayısal sonuçlar ile uyduğu görülmüştür.

Bal peteği sandviç panellerin matematiksel modelinin oluşturulması nispeten daha zordur. Bunların birebir olarak modellenmesi oldukça zor ve zahmetli olmakla birlikte eleman sayısı arttığından çözüm süresi de oldukça uzamaktadır. Bu yapıların basit bir plak gibi modellenmesine imkan tanıyan literatürde bir kaç teori geliştirilmiştir. Xia vd. [3] sandviç panelleri modellemek için üç tane eşdeğer yöntem incelemiştir. Bunlar; sandviç teorisi, bal peteği plak teorisi ve eşdeğer plak teorisidir. SE yöntemi ile MSC.Nastran programı kullanılarak dört tane farklı boyuttaki bal peteği plakalarının iki farklı sınır şartı için doğal frekansları %10'dan daha küçük bir fark ile bulunmuştur. Gibson [4], bal peteği sandviç panellerinde eş değer elastisite modülü, kayma modülü ve Poisson oranını hesaplamak için formüller geliştirmiştir. Bu eş değerler kullanılarak bal peteği yapılar ortotropik bir plak olarak modellenip ANSYS gibi bir programda sayısal analiz yapılabilmektedir. Bal peteği sandviç plakalar ile modal, sönüm ya da termal analiz yapıldığında genelde Gibson eşdeğer modeli kullanılmaktadır [5, 6, 7]. Li ve Zhu [8] bal peteğinin modellenmesinde Reddy [9]'nin üçüncü dereceden plak teorisini kullanmışlardır. Fakat özellikle klasik plak teorisinin iyi sonuçlar vermediği görülmüştür.

Bal peteği panellerin doğal frekanslarının hesabı için eşdeğer modeller bulunmaktadır. Boudjemai [10] bir bal peteği plağının doğal frekanslarını A-S-S-S sınır şartı için eşdeğer model alıp sonlu elemanlar ve deneysel yöntemlerle hesaplayarak karşılaştırma yapmıştır. İlk iki frekans için aradaki farkın %4 civarında olduğu görülmüştür. Ancak nc doğal frekansta bu fark %10 civarındadır. Bu farkın yapıştırıcıdan kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca çalışmada bal peteği yapısının kalınlığı ile malzeme özelliklerinin doğal frekanslar üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Bunun yanısıra, Penado [11] sandviç panellerin ortasındaki bal peteği yapısının eşdeğer elastisite modüllerini elde etmek için daha kolay bir yöntem önermiştir. Sandviç panelin ortasının bal peteği alüminyum yerine elyaf takviyeli kompozit olması ve kapakların da kompozit olmasıyla panelin ağırlığı azalacak, buna karşın rijitliği artacaktır.

Bal peteğinin boyutları değiştirildikçe modal analiz sonuçları da değişmektedir. Harish ve Sharma [12] bal peteği yapısının kalınlığının doğal frekanslar üzerindeki etkisini sayısal ve deneysel modal analiz yöntemleriyle incelemiş ve kalınlığa bağlı olarak ilk doğal frekansın çok değiştiğini göstermişlerdir. Uygulamalar 8 mm ve 18 mm kalınlıktaki kare panellerin A-S-A-S ve A-A-A-A sınır şartları için yapılmıştır. Sayısal analizde eşdeğer elastisite modülü ve kayma modülü kullanılmıştır. Shrigandhi [13] bal peteği çubuğun kapak ve petek kalınlığının doğal frekanslar üzerindeki etkisini incelemiştir. SE ve deneysel sonuçları %10 dan daha az hata ile elde etmiştir. İlaveten, Boudjemai [14] A-S-S-S sınır şartlarıyla bal peteği yapılı çubuk ve plakanın modal analizini hem SE hem de deneysel modal analiz yöntemleri ile yapmıştır. Bal peteği kalınlığını ve kapakların kalınlığını değiştirip sonuçları karşılaştırmıştır. Sandviç kapakların kalınlığı ya da bal peteği kalınlığı artırıldıkça her modun doğal frekansı da artmıştır. şakar ve Bolat [15] A-S-S-S sınır şartında alüminyum bal peteği için hem deneysel hem de sayısal analiz yapıp doğal frekansları ve mod biçimlerini elde etmiştir. Birden çok parametre, yani petek gözünün çapı, açısı, duvar kalınlığı ve yüksekliği değiştirilip ilk doğal frekansın nasıl etkilendiği incelenmiştir. Bunlardan petek gözü yüksekliğinin doğal frekansı en çok etkileyen parametre olduğu görülmüştür.

Bal peteği sandviç panellerinin mekanik özelliklerinin iyileştirilebilmesi için paneller, poliüretan (PU) ile doldurulabilmektedir. Bu dolgu panelin dinamik özelliklerini de değiştirmektedir. Bal peteğinin kapakları ile olan bağının zayıflık problemini çözmek

için Burlayenko ve Sadowski [16, 17] bal peteğinin peteklerini köpük ile doldurulmayı teklif etmiştir. Doldurulmuş köpük daha büyük bir bağlama alanı sağlamış, fakat yapısal özelliklerini değiştirmiştir. Modelde köpük olarak polyvinyl klorid (PVC) kullanılmıştır. Köpük eklendiğinden dolayı doğal frekanslarda da azalma olmuştur. Sonrasında Sadowski ve Bec [18], PU köpük ile doldurulmuş bal peteği sandviç plakların statik ve dinamik analizlerinde kullanılmak üzere üç boyutlu sonlu elemanlar modeli önermişlerdir.

Şen ve Çakar [19, 20, 21], PU takviyeli plakların dinamik özelliklerini incelemiştir. Özellikle PU takviye kalınlığının plağın dinamik özellikleri üzerindeki etkisini araştırmışlardır. PU köpüğünün sistemin doğal frekanslarını ve titreşim sönümleme özelliğini etkilediği görülmüştür.

Jweeg [22], bal peteği sandviç yapılar için analitik bir çözüm önermiştir. Doğal frekansları bulunabilen bir hareket denklemi bulmuştur. Sayısal analiz yaparak sonuçları literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırmıştır. Nilsson [23] Hamilton prensibini kullanarak bal peteği veya köpük çekirdek sandviç plakaların hareket denklemini elde etmiştir. Bal peteği sandviç plaklar farklı parametreler için analizler yapılmış, sayısal ve deneysel analiz sonuçları karşılaştırılmıştır [24, 25].

Bal peteği sandviç yapıların kapak malzemesi genelde alüminyum ya da kompozit olmaktadır. Alüminyum ve kompozit kapaklar için enerji sönümleme sonuçları yakın bulunmuştur [26]. Bal peteği sandviç panellerinin mekanik özelliklerini optimize etmek için ideal bir ağırlık oranı bulunmaktadır. Bu ağırlık oranına göre bal peteği katmanının ağırlığı plaka ağırlığının %50-66.7 arasında olması gerekmektedir [27]. Kayma esnekliği ve ana diferansiyel denklemleri kullanılarak bal peteği panellerinin mod yoğunluğu elde edilir [28]. Bal peteği sandviç panellerinde hareket denklemini elde etmek için Hamilton prensibi kullanılabilir [29]. Bal peteği sandviç panellerin süreç modelleri sayısal analiz kullanılarak doğrulanmıştır [30, 31].

Yukarıda bal peteği sandviç çubuk ve panellerin titreşim analizleri ile ilgili yapılan çalışmalar özetlenmiştir. Bu çalışmalarda bal peteği hücrelerinin yükseklik ve duvar kalınlığı gibi tasarım parametrelerinin doğal frekanslar üzerindeki etkileri hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir. Bu panellerin içi PU köpük ile doldurulduğunda rijitliğinin arttığı ve kapak ile bal peteği arasındaki bağın kuvvetlendiği görülmüştür. Ancak bu durumda sistemin doğal frekansları da değişmektedir. Yapılan araştırmada PU

köpük ile doldurulmuş bal peteği sandviç yapıların titreşim analizleri ile ilgili çok az sayıda çalışmaya rastlanmıştır. Özellikle titreşim sönümleme etkisinin incelenmesi üzerine bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu nedenle PU köpük ile doldurulmuş bal peteği yapılarının dinamik özelliklerinin incelenmesi üzerine bu araştırma gerçekleştirilmiştir.

2. PLAK TİTREŞİMLERİ

2.1 İzotopik Plaklar İçin Hareket Denklemleri

Liessa [2] yirmi bir farklı sınır şart için analitik bir titreşim modeli oluşturmuş ve başarılı sonuçlar elde etmiştir. Çalışmada özellikle iki sınır şartına odaklanılmıştır: S-S-S-S ve A-S-S-S. Yirmi bir farklı sınır şartı için boyutsuz frekans parametresi elde edilmiştir. Farklı sınır şartlarına sahip dikdörtgen plakaların serbest titreşimine ait hareket denklemi:

$$D \nabla^4 w + \rho \partial^2 w / \partial t^2 = 0 \quad (2.1)$$

olarak ifade edilir. Bu denklemde $\nabla^2 = \partial^2 / \partial x^2 + \partial^2 / \partial y^2$ kartezyen koordinatlar için, w yer değiştirme, ρ kütle yoğunluğu ve D eğilme rijitliğidir. Eğilme rijitliği denklem (2.2) kullanılarak hesaplanır. E elastisite modülü, h plakanın kalınlığı ve ν Poisson oranıdır.

$$D = Eh^3 / 12 (1 - \nu^2) \quad (2.2)$$

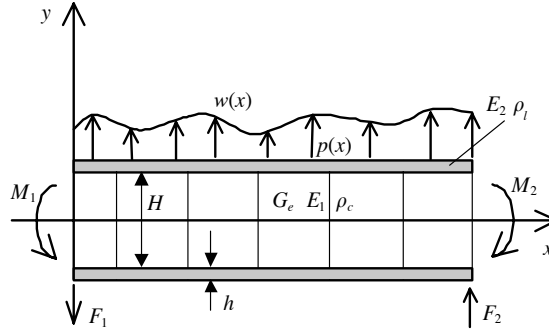
Bu denklemler kullanılarak frekans parametresi λ aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\lambda = \omega a^2 \sqrt{(\rho / D)} \quad (2.3)$$

Bu denklemde a dikdörtgen plakanın x yönündeki boyutudur.

2.2 Sandviç Plaklar İçin Hareket Denklemleri

Şekil 2.1de iki kapak ve bir çekirdek kısımdan oluşan üç katmanlı bir yapı verilmiştir [23]. Alt ve üst kapakların elastisite modülü E_2 ve yoğunluğu ρ_l tır. Orta katmanın eşdeğer yoğunluğu ρ_c , ve kayma modülü G_e ve elastisite modülü E_l dir. Orta katmanın yüksekliği H , kapakların kalınlığı ise h ile ifade edilmektedir.



Şekil 2.1 Sandviç bir plağın yapısı

Toplam yanal yer değiştirme (w) bir sandviç kiriş için iki yer değiştirme toplanarak bulunmaktadır. Orta yapının eğilmesi (β) ile kayma gerilmesinden dolayı olan açısıl yer değiştirmenin (γ) toplamı yanal yer değiştirmeye eşittir (w).

$$\partial w / \partial x = \gamma + \beta \quad (2.4)$$

Hamilton prensibi kullanılarak w , β ve γ 'nin diferansiyel denklemleri elde edilmektedir.

$$\delta \int (U - T + A) dx dt = 0 \quad (2.5)$$

Birim uzunluktaki eleman için, U potansiyel enerji, T kinetik enerji ve A etki eden dış kuvvetlerden meydana gelen potansiyel enerjisidir. Orta katmanın x yönünde katılığının çok az olduğu tahmin edilmektedir. Orta yapının eğilme katılığı D_1 olmaktadır.

$$D_1 = E_1 H^3 / 12 + E_2 (H^2 h / 2 + H h^2 + 2 h^3 / 3) \quad (2.6)$$

Aslında $E_2 \gg E_1$ dir. Kapakların eğilme katılığı D_2 ile ifade edilir.

$$D_2 = E_2 h^3 / 12 \quad (2.7)$$

Birim genişlik başına göre kütle atalet momenti I_p

$$I_p = \rho_c H^3/12 + \rho_t (H^2 h/2 + H h^2 + 2h^3/3) \quad (2.8)$$

olarak yazılır. Birim başına kütle ise denklem (2.9)'da verilmiştir.

$$\mu = 2h\rho_t + H\rho_c \quad (2.9)$$

Hamilton prensibine göre bir yapı için kinetik ve potansiyel enerjilerin yer değiştirmeye göre (w , β ve γ) tanımlanması gerekmektedir. Sandviç yapının potansiyel enerjisi bal peteği katmanının eğilmesi, kapakların eğilmesi ve orta kısmın kaymasından ortaya çıkan potansiyel enerjilerin toplamıyla hesaplanır. Buna göre genişliği b ve uzunluğu L olan bir kirişin potansiyel enerjisi aşağıdaki bağıntıdan faydalanılarak hesaplanır.

$$U = \frac{b}{2} \int_0^L \left(D_1 \left(\frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + 2D_2 \left(\frac{\partial \gamma}{\partial x} \right)^2 + G_e H \gamma^2 \right) dx \quad (2.10)$$

Ayrıca bal peteği panellerin toplam kinetik enerjisi kirişin dikey hareketi ile dönmesinden meydana gelen enerjilerin toplamından oluşur.

$$T = \frac{b}{2} \int_0^L \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 + I_p \left(\frac{\partial \beta}{\partial t} \right)^2 \right) dx \quad (2.11)$$

Dış kuvvetlerin etkisinden meydana gelen toplam potansiyel enerji

$$\begin{aligned} -A &= b \int_0^L p w dx + b [F_2 w(L) - F_1 w(0) - M_2 \beta(L) + M_1 \beta(0)] \\ &= b \int_0^L p w dx + b [F w - M \beta]_0^L, \end{aligned} \quad (2.12)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemdeki F birim genişlik başına düşen kuvveti, M birim genişlik başına düşen momentini ve p kirişe gelen dış basıncı ifade etmektedir. Momentler

ve kuvvetler Şekil 2.1'e göre tanımlanmaktadır. γ 'nın tanımına göre, denklem (2.4) ve denklemler (2.10), 2.11), 2.12)'i denklem (2.5)'de kullanılarak denklem (2.13) elde edilir.

$$\begin{aligned} & \delta \iint \left\{ D_1 \left(\frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + 2D_2 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + G_e H \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \beta \right)^2 - \mu \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 - I_\rho \left(\frac{\partial \beta}{\partial t} \right)^2 \right\} \frac{dx dt}{2} \\ & - \delta \iint p w dx dt - \delta \int [F w - M \beta]_0^L dt = 0 \end{aligned} \quad (2.13)$$

Zamana göre t_0 'dan t_1 'e ve uzunluğa göre integrasyon yapılmaktadır. Yer değişme w ve açısal değişme β denklem (2.14) ve (2.15)'i sağlamak zorundadır.

$$- G_e H \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + 2D_2 \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - \frac{\partial^3 \beta}{\partial x^3} \right) + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - p = 0 \quad (2.14)$$

$$- D_1 \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} + 2D_2 \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} - \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} \right) + I_\rho \frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} - G_e H \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \beta \right) = 0 \quad (2.15)$$

β denklemlerden elenerek w 'nin ana denklemi oluşturulur (2.16).

$$\begin{aligned} & - 2D_1 D_2 \frac{\partial^6 w}{\partial x^6} + 2D_2 I_\rho \frac{\partial^6 w}{\partial x^4 \partial t^2} - (D_1 \mu + 2D_2 \mu + I_\rho G_e H) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} + G_e H \left(D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right) \\ & + I_\rho \mu \frac{\partial^4 w}{\partial t^4} = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} (D_1 + 2D_2) - G_e H p - I_\rho \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Benzer bir şekilde, w elenerek β 'nin ana denklemi oluşturulmaktadır (2.17).

$$\begin{aligned} & - 2D_1 D_2 \frac{\partial^6 \beta}{\partial x^6} + 2D_2 I_\rho \frac{\partial^6 \beta}{\partial x^4 \partial t^2} - (D_1 \mu + 2D_2 \mu + I_\rho G_e H) \frac{\partial^4 \beta}{\partial x^2 \partial t^2} + G_e H \left(D_1 \frac{\partial^4 \beta}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} \right) \\ & + I_\rho \mu \frac{\partial^4 \beta}{\partial t^4} = - 2D_2 \frac{\partial^3 p}{\partial x^3} + G_e H \frac{\partial p}{\partial x} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Sınır şartlarını sağlamak için denklem (2.13) kullanılır ve aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$F = G_e H \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \beta \right) - 2D_2 \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} - \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} \right), w = 0, \quad (2.18)$$

$$M = -D_1 \frac{\partial \beta}{\partial x} + 2D_2 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right), \beta = 0, \quad (2.19)$$

$$0 = \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) \text{ yada } \partial w / \partial x = 0 \quad (2.20)$$

(2.18), (2.19) ve (2.20) denklemleri kirişin sınır şartlarını sağlar. (2.16) ve (2.17) denklemleri altı sınır şartı ile kullanılarak, yer değişmeyi ifade eden w ve β elde edilir. Serbest titreşimler için $p = 0$ olarak kabul edilir.

Ankastre sınır şartı için yer değiştirme ve açısal değişim sıfır olması gerekmektedir. Bundan dolayı, (2.18) ve (2.20)'i sağlamak için $w = \partial w / \partial x = 0$ olması gerekmektedir. İlaveten, $M \neq 0$ olarak kabul edilir. Denklem (2.19)'u sağlamak için $\beta = 0$ olmalıdır.

Serbest bir kenarda F ve M , denklemler (2.18) ve (2.19)'da gösterildiği gibi, sıfıra eşit olması gerekmektedir. Ancak dönme için $\partial w / \partial x \neq 0$ olmalıdır. Bu nedenle, denklem (2.20)'yi sağlamak için $\partial^2 w / \partial x^2 = \partial \beta / \partial x$ olması gerekmektedir. Bu şart ve $M = 0$ ile birlikte ankastre kenarın sınır şartı şöyle tanımlanmaktadır: $\partial \beta / \partial x = 0$ ve $\partial^2 w / \partial x^2 = 0$. Fakat, $F = 0$ için, denklem (2.18) ile F 'i tanımlayıp denklem (2.15)'e koyarak serbest kenar için $D_1 \partial^2 \beta / \partial x^2 = I_p \partial^2 \beta / \partial t^2$ şeklinde tanımlanır.

Basit mesnet sınır şartı için kirişin tarafsız eksen üzerinde olduğu kabulü ile yer değiştirme ve eğilme momenti bu noktada sıfıra eşittir. $\beta \neq 0$ ve $\partial w / \partial x \neq 0$ için (2.19) ve (2.20) basit mesnetli kenarda $\partial \beta / \partial x = 0$ ve $\partial^2 w / \partial x^2 = 0$ sonucunu vermektedir.

Denklem (2.16) için bir çözüm olan $w = \exp[i(\omega t - k_x x)]$ ve basınç $p = 0$ olarak kabul edilerek, dalga numarası k_x denklem (2.21)'yi sağlaması gerekmektedir.

$$2D_2 k_x^6 - \frac{2D_2}{D_1} I_p k_x^4 \omega^2 - \left(\mu + \frac{2D_2}{D_1} \mu + \frac{I_p G_e H}{D_1} \right) k_x^2 \omega^2 + G_e H \left(k_x^4 - \frac{\mu}{D_1} \omega^2 \right) + \frac{I_p \mu}{D_1} \omega^4 = 0. \quad (2.21)$$

Denklem (2.21)'in altı çözümü şöyle verilmektedir: $k_x = \pm\kappa_1$, $\pm i\kappa_2$ ve $\pm i\kappa_3$. κ_1 ve κ_3 gerçekte ve κ_2 sanal ya da gerçekte olabilir. Frekanslar arttıkça ve $f = f_p$ için κ_2 sıfıra yaklaşmaktadır.

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G_e H}{I_\rho}}. \quad (2.22)$$

f_p 'den daha düşük olan frekanslar için dalga numarası $kx = \pm i\kappa_2$ sanaldır. Fakat daha büyük frekanslar için $kx = \pm i\kappa_2$ gerçektir. Atalet momenti azaldıkça f_p de azalır kalınlığı artmaktadır. Çok kalın köpüğe sahip olan kirişler için genelde f_p küçüktür.

Özet olarak dalga numaralarının sınırlı değerleri şöyle gözükmektedir.

$$\begin{aligned} \lim_{f \rightarrow 0} |\kappa_1| = \lim_{f \rightarrow 0} |\kappa_2| &= \left[\frac{\mu \omega^2}{D_1} \right]^{1/4}, \quad \lim_{f \rightarrow 0} |\kappa_3| = \left[\frac{G_e H}{2D_2} \right]^{1/2}, \\ \lim_{f \rightarrow \infty} |\kappa_1| = \lim_{f \rightarrow \infty} |\kappa_3| &= \left[\frac{\mu \omega^2}{2D_2} \right]^{1/4}, \quad \lim_{f \rightarrow \infty} |\kappa_2| = \left[\frac{I_\rho \omega^2}{D_1} \right]^{1/2}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

X yönlü olan bal peteği kirişi için yer değiştirme w ve açısal değişim β diferansiyel denklemleri (2.16) ve (2.17)'yi sağlaması gerekmektedir. Yer değiştirme w 'nın dalga numaraları (κ_1 , κ_2 , κ_3) olan bir fonksiyon olarak tanımlanması gerekmektedir. Sonuç olarak aşağıdaki denklem elde edilir:

$$w = (A_1 \sin \kappa_1 x + A_2 \cos \kappa_1 x + A_3 e^{-\kappa_2 x} + A_4 e^{\kappa_2(x-L)} + A_5 e^{-\kappa_3 x} + A_6 e^{\kappa_3(x-L)}) e^{i\omega t} \quad (2.24)$$

A_1 - A_6 katsayıları sınır şartlarından ve dış kuvvetlerden faydalanılarak tanımlanır. Kirişin eğilmesinden gelen açısal değişim β , kiriş için $p = 0$ şartını sağlar. Açısal değişim, w 'ya benzer bir şekilde ifade edilir.

$$\beta = (B_1 \sin \kappa_1 x + B_2 \cos \kappa_1 x + B_3 e^{-\kappa_2 x} + B_4 e^{\kappa_2(x-L)} + B_5 e^{-\kappa_3 x} + B_6 e^{\kappa_3(x-L)}) e^{i\omega t} \quad (2.25)$$

Denklemdaki κ_1 , κ_2 ve κ_3 denklem (2.21) için olan çözümlerdir. Bir kiriş için yer (w) ve açısal (β) değişimi tam olarak tanımlayabilmek için A_i ve B_i parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Fakat A_i ve B_i katsayıları birbirlerinden bağımsız değildir. (2.24) ve (2.25)'i denklem (2.15)'te koyarsak çıkacak olan sonuçlar $\sin\kappa_1x$, $\cos\kappa_2x$ vs. olmaktadır. Bütün ifadeler herhangi bir x için doğru olması gerekmektedir. Bundan dolayı fonksiyonların genişlikleri $\sin\kappa_1x$, $\cos\kappa_2x$ vs. = 0 olması gerekmektedir. B_i ve A_j katsayıları fonksiyonlar olarak belirlenebilmektedir.

$$\begin{aligned} B_1 &= -A_2 \frac{(2D_2\kappa_1^3 + G_e H \kappa_1)}{(D_t \kappa_1^2 + \Omega)} = A_2 X_2, & B_2 &= A_1 \frac{(2D_2\kappa_1^3 + G_e H \kappa_1)}{(D_t \kappa_1^2 + \Omega)} = A_1 X_1, \\ B_3 &= -A_3 \frac{(2D_2\kappa_2^3 - G_e H \kappa_2)}{(D_t \kappa_2^2 - \Omega)} = A_3 X_3, & B_4 &= A_4 \frac{(2D_2\kappa_2^3 - G_e H \kappa_2)}{(D_t \kappa_2^2 - \Omega)} = A_4 X_4, \\ B_5 &= -A_5 \frac{(2D_2\kappa_3^3 - G_e H \kappa_3)}{(D_t \kappa_3^2 - \Omega)} = A_5 X_5, & B_6 &= A_6 \frac{(2D_2\kappa_3^3 - G_e H \kappa_3)}{(D_t \kappa_3^2 - \Omega)} = A_6 X_6. \end{aligned} \quad (2.26 - 2.31)$$

Burada ($D_t = D_1 + 2D_2$ ve $\Omega = G_e H - \omega^2 I_p$) olarak tanımlanır. $X_1 = -X_2$, $X_3 = -X_4$ ve $X_5 = -X_6$ 'dır. Sonlu bir kiriş için üç sınır şartının sağlanması gerekmektedir. Bu sınır koşulları, kirişin öz frekanslarının yanı sıra A_2/A_1 , vb. bağıl amplitütlerinin belirlenmesi için de yeterlidir.

Sonlu bir kiriş için öz frekansları ve mod şekillerini tanımlayabilen yöntem basit mesnetli sınır şartı için aşağıda gösterilmektedir. Basit mesnetli kiriş için sınır şartları $x = 0$ ve $x = L$ iken $w = 0$, $\partial\beta/\partial x = 0$ ve $\partial^2 w/\partial x^2 = 0$ 'dır. Yer değiştirme w , denklem (2.24) ile ve açısal değişim β denklem (2.25) ile tanımlanmaktadır. Sınır şartları ve denklemler (2.26 - 2.31) kullanılarak bir denklem sistemi matris formunda aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\begin{bmatrix}
0 & 1 & 1 & e^{-\kappa_2 L} & 1 & e^{-\kappa_3 L} \\
\sin \kappa_1 L & \cos \kappa_1 L & e^{-\kappa_2 L} & 1 & e^{-\kappa_3 L} & 1 \\
0 & X_2 \kappa_1 & -X_3 \kappa_2 & X_4 \kappa_2 e^{-\kappa_2 L} & -X_5 \kappa_3 & X_6 \kappa_3 e^{-\kappa_3 L} \\
-X_1 \kappa_1 \sin \kappa_1 L & X_2 \kappa_1 \cos \kappa_1 L & -X_3 \kappa_2 e^{-\kappa_2 L} & X_4 \kappa_2 & -X_5 \kappa_3 e^{-\kappa_3 L} & X_6 \kappa_3 \\
0 & -\kappa_1^2 & \kappa_1^2 & \kappa_2^2 e^{-\kappa_2 L} & \kappa_3^2 & \kappa_3^2 e^{-\kappa_3 L} \\
-\kappa_1^2 \sin \kappa_1 L & -\kappa_1^2 \cos \kappa_1 L & \kappa_2^2 e^{-\kappa_2 L} & \kappa_2^2 & \kappa_3^2 e^{-\kappa_3 L} & \kappa_3^2
\end{bmatrix}
\begin{bmatrix}
A_1 \\
A_2 \\
A_3 \\
A_4 \\
A_5 \\
A_6
\end{bmatrix} = 0 \quad (2.32)$$

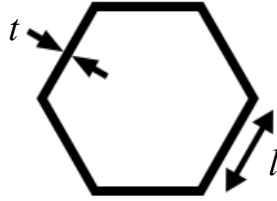
İlk satır için $x = 0$ 'ken $w = 0$ olarak ve ikinci satır $x = L$ olarak çözülür. Üçüncü ve dördüncü satır için $\partial\beta/\partial x = 0$ olarak $x = 0$ 'da ve $x = L$ 'de çözülür. Çözümler, yani öz frekanslarını elde edebilmek için matrisin determinantı sıfıra eşitlenmelidir. $A_I = 1$ yazılarak diğer katsayıların oranları (2.32)'den elde edilir. Daha sonra (2.26 - 2.31) denklemleri kullanılarak B_i katsayıları elde edilebilmektedir.

3. BALPETEĞİ SANDVIÇ YAPILARI İÇİN EŞDEĞER PLAK TEORİLERİ

Balpeteği sandviç yapıların SE çözümleri için birebir olarak modellenmesi oldukça zor ve zahmetli olmakla birlikte eleman sayısı arttığından çözüm süresi de oldukça uzamaktadır. Bu bakımdan bu yapıların basit bir plak gibi modellenmesini sağlayan eşdeğer modeller bulunmaktadır. Bu bölümde literatürdeki mevcut iki eşdeğer model hakkında bilgi verilecektir.

3.1 Gibson Yöntemi

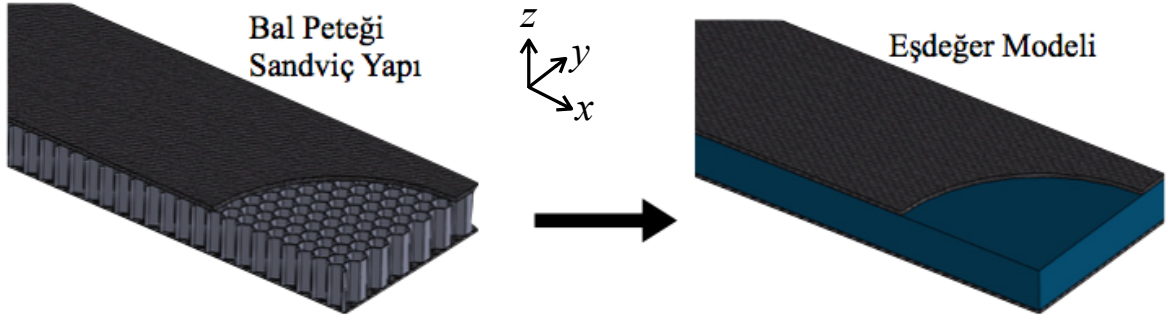
Gibson [4] balpeteği yapısının ortotropik bir plak olarak modellenenebilmesini sağlayan bir yöntem sunmuştur. Bu yöntemde eşdeğer modelin elastisite modülleri ve yoğunluk gibi malzeme parametreleri balpeteği yapının hücre boyutları (Şekil 3.1) ve malzeme özelliklerine bağlı olarak hesaplanabilmektedir. Eşdeğer malzeme parametrelerinin hesaplanması için gerekli denklemler Tablo 3.1’de verilmiştir, [4].



Şekil 3.1 Balpeteği hücre geometrisi ve boyutları

Tablo 3.1 Gibson yöntemi için eşdeğer malzeme parametreleri formülleri [4]

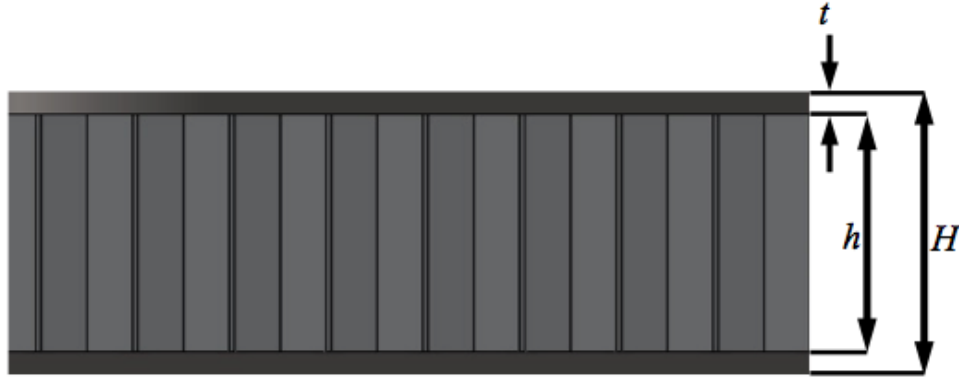
Eşdeğer x yönündeki Elastisite modülü	$E_{x_{eq}}$	$2.3 (t / l)^3 E$
Eşdeğer y yönündeki Elastisite modülü	$E_{y_{eq}}$	$2.3 (t / l)^3 E$
Eşdeğer z yönündeki Elastisite modülü	$E_{z_{eq}}$	$(t / l) E$
Eşdeğer Kayma modülü, xy	$G_{xy_{eq}}$	$0.57 (t / l)^3 E$
Eşdeğer Kayma modülü, yz	$G_{yz_{eq}}$	$0.577 (t / l) G$
Eşdeğer Kayma modülü, xz	$G_{xz_{eq}}$	$0.577 (t / l) G$
Eşdeğer Poisson oranı, xy	$\nu_{xy, eq}$	0.99
Eşdeğer Poisson oranı, yz	$\nu_{yz, eq}$	0
Eşdeğer Poisson oranı, xz	$\nu_{xz, eq}$	0
Eşdeğer Yoğunluk	ρ_{eq}	$1.155 (t / l) \rho$



Şekil 3.2 Bal peteği sandviç yapı için Gibson eşdeğer modeli

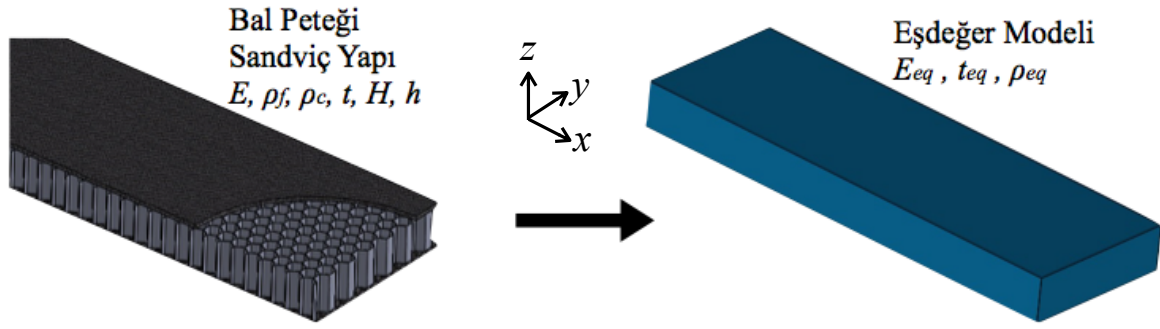
3.2 Eşdeğer Plak Teorisi

Balpeteği sandviç yapıları için diğer bir eşdeğer model Xia vd. [3] tarafından önerilen eşdeğer plak teorisidir. Bu teoride sandviç yapının alt ve üst katmanları (kapaklar) ile çekirdeği oluşturan balpeteği katmanının malzemesi aynı olmak koşulu ile ortotropik sandviç plak izotropik bir plak olarak modellenebilir.



Şekil 3.3 Bal peteği yapısının şekli

Eşdeğer plak teorisinde h bal peteği kalınlığı, t kapak kalınlığı, H sandviç yapı kalınlığı, E elastisite modülü, ρ_f kapakların yoğunluğu ve ρ_c çekirdek malzemenin yoğunluğudur (Şekil 3. 4).



Şekil 3.4 Eşdeğer plak teorisi diyagramı

Tablo 3.2'deki denklemlere göre yeni modellenen izotropik eşdeğer modelin özellikleri bulunur.

Tablo 3.2 Eşdeğer plak teorisi denklemleri [3]

E_{eq} (Elastisite modülü)	$2Et / t_{eq}$
ρ_{eq} (Yoğunluk)	$(2 \rho_f t + 2 \rho_c (H - t)) / t_{eq}$
t_{eq} (Kalınlık)	$(t^2 + 12h^2)^{1/2}$

Eşdeğer elastisite modülü, yoğunluk ve kalınlık hesaplandıktan sonra balpeteği ile alt ve üst katmanlardan oluşan üç katmanlı sandviç yapı izotropi bir plak gibi dikkate alınır ve analizler buna göre yapılabilir.

4. MODAL ANALİZ

Modal analiz yöntemi, yapıların titreşim karakteristiklerinin yani doğal frekanslarının, mod biçimlerinin ve sönüm oranlarının belirlenmesi için oldukça kullanışlı bir yöntemdir. Modal analiz sayısal olarak yapılabildiği gibi mevcut yapılar üzerinde deneysel olarak da icra edilebilmektedir. Bu bölümde modal analiz teorisi ve deneysel modal analiz yöntemi ile ilgili bilgiler verilmektedir.

4.1 Modal Analiz Teorisi

Bu kısımda özellikle Inman'ın [32] kitabından faydalanılarak modal analiz teorisi açıklanmıştır. Çok serbestlik dereceli sistem için matris formundaki hareket denklemi

$$M\ddot{\mathbf{x}} + C\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = \mathbf{f}e^{j\omega t} \quad (4.1)$$

şeklinde yazılır.

Denklem (4.1)'i çözmek için denklem (4.2) gibi bir çözüm önerilmektedir ve denklem (4.3) elde edilir.

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{u}e^{j\omega t} \quad (4.2)$$

Bu çözüm önerisi ve türevleri Denklem (4.1) de kullanıldığında,

$$(K - \omega^2 M + j\omega C)\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (4.3)$$

elde edilir. Bu dx ve aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\mathbf{u} = (K - \omega^2 M + j\omega C)^{-1}\mathbf{f} \quad (4.4)$$

Kuvvet önündeki katsayı $\alpha(\omega)$ reseptans matrisi olarak tanımlanır:

$$\alpha(\omega) = (K - \omega^2 M + j\omega C)^{-1} \quad (4.5)$$

Reseptans matrisi modların toplamı biçiminde de yazılabilmektedir.

$$\alpha(\omega) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\mathbf{u}_i \mathbf{u}_i^T}{(\omega_i^2 - \omega^2) + (2\zeta_i \omega_i \omega)j} \right] \quad (4.6)$$

Eğer $\mathbf{u}$ bir $1 \times n$ boyutlu vektör ise reseptans $n \times n$ boyutlu bir matris halini alır. Reseptans matrisinde s satır numarasını ve r sütun numarasını temsil etmek üzere bir elemanı

$$\alpha_{sr}(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{[\mathbf{u}_i \mathbf{u}_i^T]_{sr}}{(\omega_i^2 - \omega^2) + (2\zeta_i \omega_i \omega)j} \quad (4.7)$$

şeklinde yazılır. α_{sr} ; r noktasında uygulanan tahrik kuvvetine karşı yapının s koordinatında vereceği tepkiyi ifade eder ve frekans tepki fonksiyonu (FTF) olarak adlandırılır. Deneysel uygulamalardan tahrik r noktasında uygulanır ve tepki s noktasından ölçülür (Denklem (4.8)).

$$\frac{u_s}{f_r} = [\alpha(\omega)]_{sr} = H_{sr}(\omega) \quad (4.8)$$

FTF ilgilenilen frekans aralığında her bir tahrik frekansı için hesaplanır. Tahrik frekansı doğal frekansa yaklaştıkça ($\omega_i = \omega$) karakteristik kök sıfıra yaklaşır ve FTF grafiğinde bir zirve oluşturur (Denklem (4.9)).

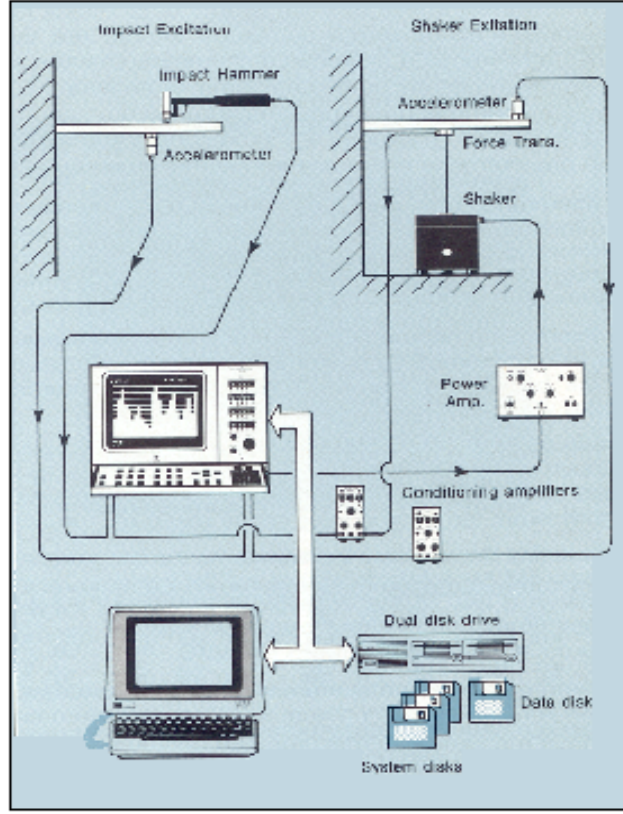
$$|\alpha_{sr}(\omega_i)| = \frac{|\mathbf{u}_i \mathbf{u}_i^T|_{sr}}{|(\omega_i^2 - \omega_i^2) - 2\zeta_i \omega_i \omega_i j|} = \frac{|\mathbf{u}_i \mathbf{u}_i^T|_{sr}}{2\zeta_i \omega_i^2} \quad (4.9)$$

4.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Yapıların sayısal yöntemi ile titreşim analizinde SE yöntemi yaygın olarak kullanılır. SE yöntemi ile yapılar incelenirken yapı çok sayıdaki düğümlerden oluşan elemanlara bölünür ve yapının kütle ve rijitlik matrisleri elde edilir. Serbest titreşim için yani sistemde herhangi bir kuvvet yok iken özdeğer probleminin çözülmesiyle yapıya ait özdeğerler ve özvektörler elde edilir. Bu özdeğerlerin karesi doğal frekanslara ve özvektörler de mod biçimlerine karşılık gelmektedir. Gerek duyulursa harmonik kuvvetler uygulanarak yapının frekans cevapları da elde edilebilir.

4.3 Deneysel Modal Analiz (DMA)

Deneysel modal analizde (DMA) incelenen yapı bilinen kuvvet veya kuvvetlerle tahrik edilir ve bu kuvvetlere karşı cevapları ölçülerek bir frekans analizörü yardımıyla yapının frekans tepki fonksiyonları (FTF) elde edilir. Bu FTF'ler çeşitli yöntemlerle analiz edilerek yapıya ait doğal frekanslar ve mod biçimleri elde edilir. DMA için genel olarak gerekli ekipmanlar Şekil 4.1'de verilmiştir. Test yapısı önce uygun sınır şartı sağlanacak biçimde mesnetlenir. Çoğunlukla serbest sınır şartlarını sağlayacak şekilde elastik kordonlarla asılırlar. Test yapısı üzerinde SE yönteminde olduğu gibi bir ağ yapısı oluşturulur. Bu ağ yapısındaki düğüm noktaları tahrik ve cevap noktalarını oluşturur. Tahrik uygulamak için modal çekiç veya sarsıcı kullanılabilir. Yapıya uygulanan kuvvet çekiç ucunda bulunan kuvvet ölçer yardımıyla ölçülür. Yapının cevaplarını ölçmek için de ivme ölçerler kullanılır. Sarsıcı kullanılması durumunda genelde sarsıcıya bağlı itici çubuk ile yapı arasına yerleştirilen bir empedans ölçerden faydalanılır. Bu empedans ölçer ile tahrik noktasındaki kuvvet ve ivme birlikte ölçülebilmektedir. Tahrik için gerekli kuvvet bilgisayarda üretilerek bir güç yükselticiden geçirilip sarsıcıya gönderilmektedir. Tahrik kuvveti belirli frekanslarda tek bir sinüs, belli frekans aralığındaki birçok sinüsün toplamı, kuş cıvıltısı (chirp), rastlantısal sayılardan oluşan beyaz gürültü (white noise) gibi formlarda olabilmektedir.



Şekil 4.1 Deneysel modal analiz için ölçüm sistemleri

Bu çalışmada modal çekiç ve sarsıcı DMA için OROS OR36 kanal analizör ve Dytran model 3097A2 ivme ölçerler, yapıyı tahrik etmek için Kistler 9724A2000 modal çekiç, MB Dynamics Modal 50 sarsıcı, MB Dynamics model MB500VI güç yükseltici ve Dytran 5860B empedans ölçer kullanılmıştır. Bu cihaz ve ekipmanlar Şekil 4.2 de görülmektedir.



Şekil 4.2 Ölçümlerde kullanılan cihaz ve ekipmanlar

5. EŞDEĞER MODELİN DOĞRULANMASI

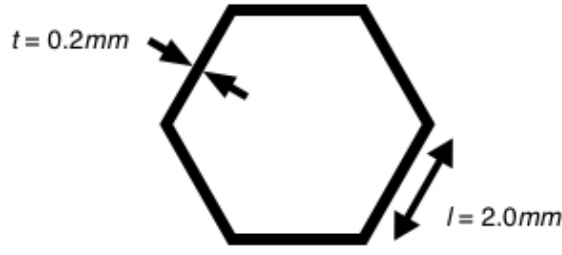
Bu bölümde, sonradan yapılacak analizlerin güvenilirliği için öncelikle Gibson eşdeğer modelinin doğrulanması amaçlanmıştır. Bu amaçla, literatürden alınan iki tane farklı örnek için uygulamalar yapılmıştır. Birinci uygulamada Gibson eşdeğer modeli ve basitleştirilmemiş model kullanılarak analizler yapılmış ve [14] ile karşılaştırılmıştır. İkinci uygulamada ise Gibson eşdeğer modeli, Eşdeğer plak modeli ve basitleştirilmemiş model kullanılarak analizler yapılmış ve [14] ile karşılaştırılmıştır. Aşağıda iki farklı sandviç plak için yapılan uygulamalar verilmiştir.

5.1 302 mm x 183 mm Boyutlarında Plak Örneği

Gibson eşdeğer modeli kullanılarak literatürdeki bir çalışmanın doğrulanması amaçlanmıştır. Boudjemai [14] A-S-S-S sınır şartlarındaki bal peteği yapılı plakanın modal analizini sayısal analiz yöntemi ile yapmıştır. Kapaklar ve bal peteği aynı alüminyum malzemeden yapılmıştır. Tablo 5.1 debal peteği sandviç yapının geometrik boyutları ve malzeme özellikleri verilmiştir. Hücre geometrisi ve ölçüleri de Şekil 5.1’de verilmiştir.

Tablo 5.1 Bal peteği yapısının özellikleri [14]

Kapakların Kalınlığı	1 mm
Bal Peteği Kalınlığı	10 mm
Sandviç Yapı Uzunluğu	302 mm
Sandviç Yapı Genişliği	183 mm
Elastisite Modülü, E	72 GPa
Kayma Modülü, G	27 GPa
Yoğunluk, ρ	2800 kg/m ³



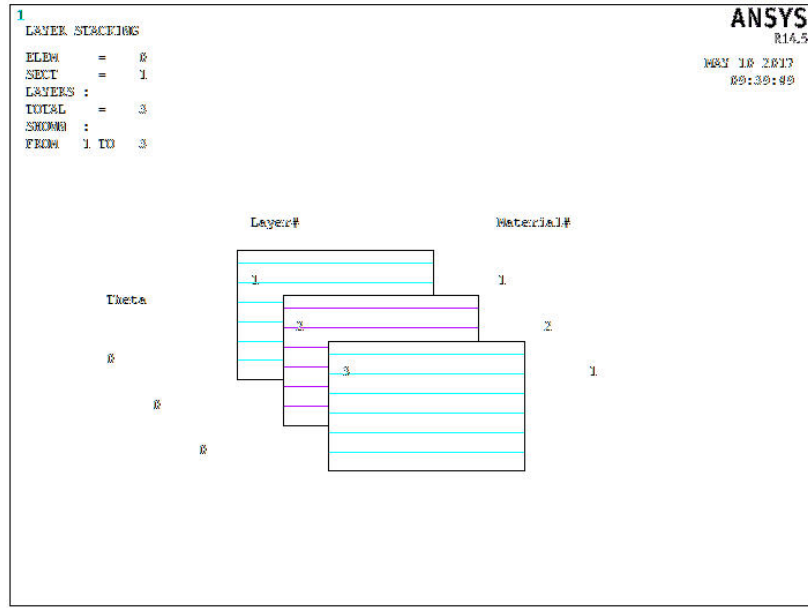
Şekil 5.1 302 mm x183 mm plak öreği için bal peteği hücre boyutları [14]

İlk önce Gibson eşdeğer denklemleri kullanılarak bu bal peteği çekirdek kısmının eşdeğer parametreleri elde edilmiştir. Bu parametreler sadece bal peteği çekirdek kısmı için ortotropik bir katı model tanımlar. Tablo 5.2’de hesaplanan parametrelerin değerleri verilmiştir.

Tablo 5.2 Bal peteği çekirdek kısmının Gibson yöntemi ile hesaplanan parametreleri

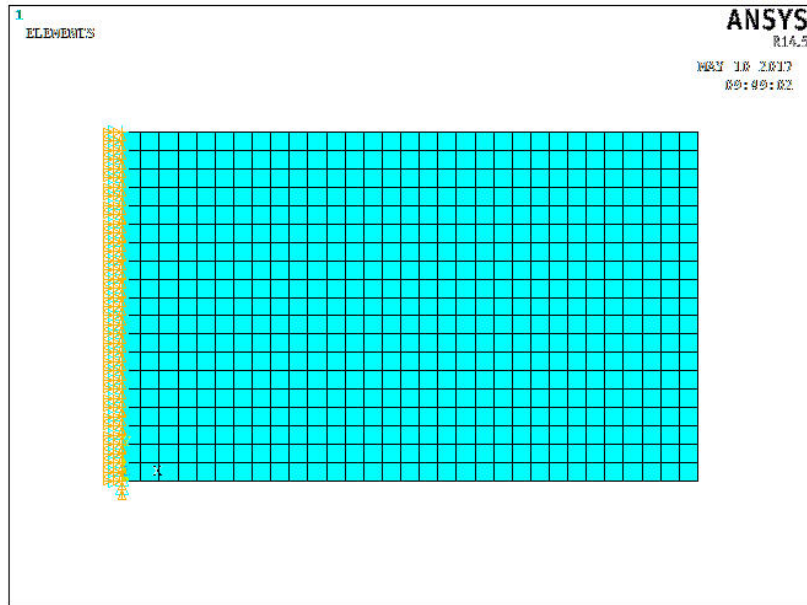
Bal peteği çekirdek kısmı için malzeme özellikleri	Eşdeğer parametre denklemleri	Hesaplanan değerler
E_x	$2.3 (t/l)^3 E$	165.6 MPa
E_y	$2.3 (t/l)^3 E$	165.6 MPa
E_z	$(t/l) E$	7200 MPa
G_{xy}	$0.57 (t/l)^3 E$	41.04 MPa
G_{yz}	$0.577 (t/l) G$	1557.9 MPa
G_{xz}	$0.577 (t/l) G$	1557.9 MPa
ν_{xy}	1	1
ν_{yz}	0	0
ν_{xz}	0	0
ρ	$1.155 (t/l) \rho$	323.316 kg/m ³

ANSYS APDL (ANSYS Parametric Design Language)’de Shell 281 eleman seçilerek üç katmanlı (kapak, çekirdek ve kapak) bir model oluşturulmuştur (Şekil 5.2). Shell 281 elemanı 8 düğümlüdür ve her düğümü 6 serbestlik derecelidir. Modeldeki eleman sayısı 589 ve düğüm sayısı 1868 dir.



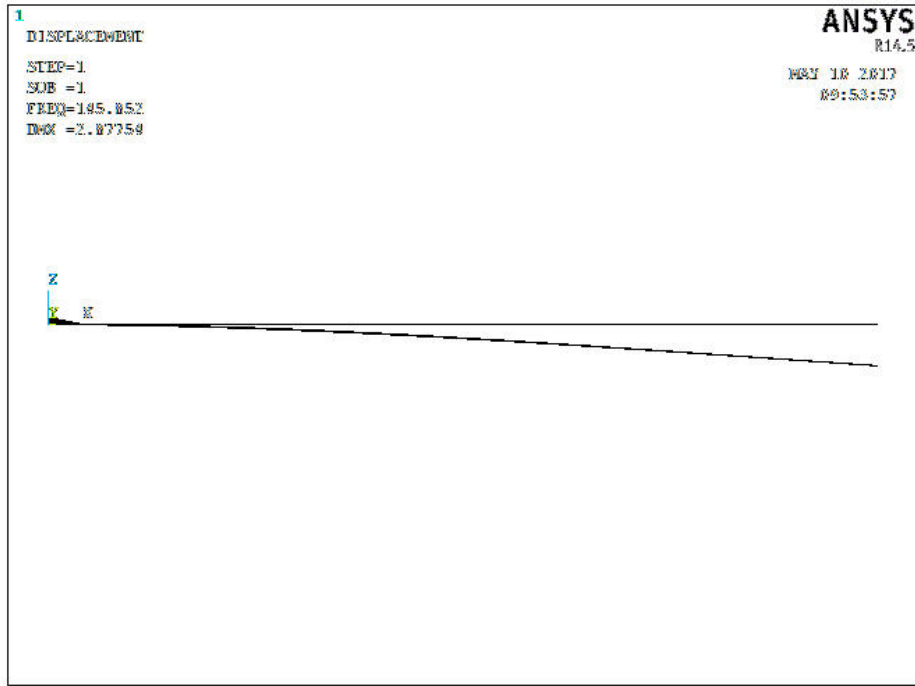
Şekil 5.2 Gibson eşdeğer modeli, üç katmanlı bir model, kapak - çekirdek - kapak

Şekil 5.3'te görüldüğü gibi plak bir kenarından ankastre ve diğer kenarlarından serbest (A-S-S-S) olarak mesnetlenmiştir.

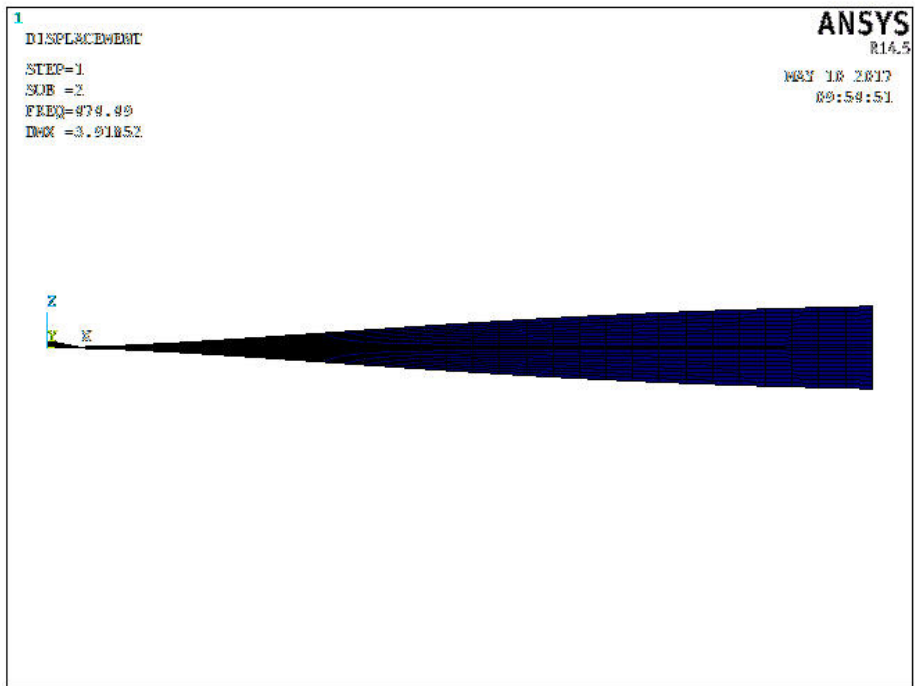


Şekil 5.3 Gibson eşdeğer modeli sınır şartları

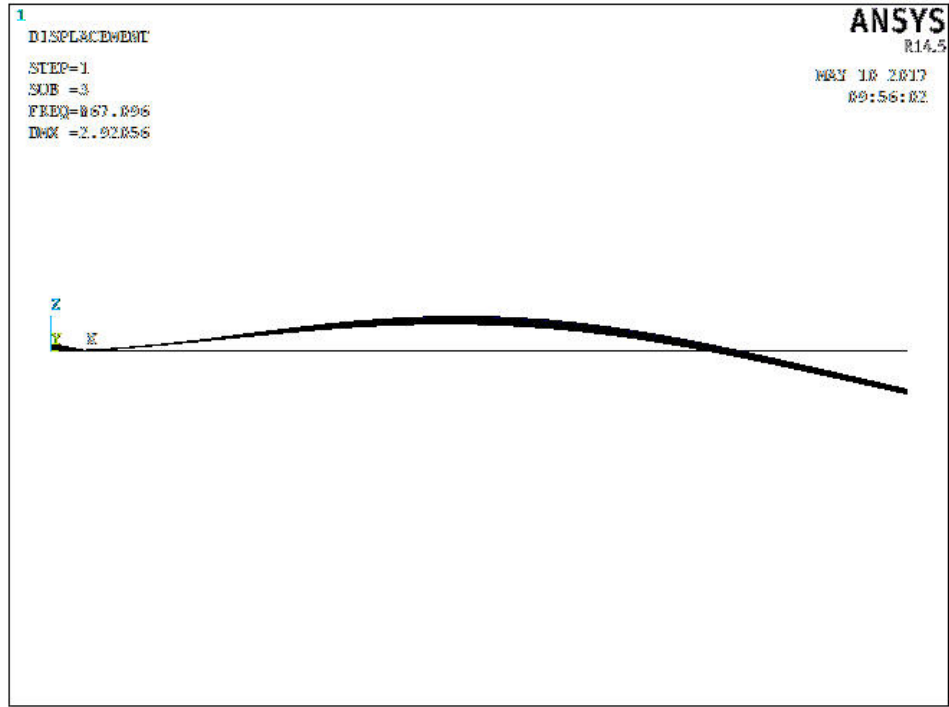
İlk dört mod için doğal frekanslar ve karşılık gelen mod biçimleri elde edilmiştir. Mod biçimleri Şekil 5.4 - 5.7'de verilmiş ve doğal frekanslar [14] deki sonuçlarla Tablo 5.3'te karşılaştırılmıştır.



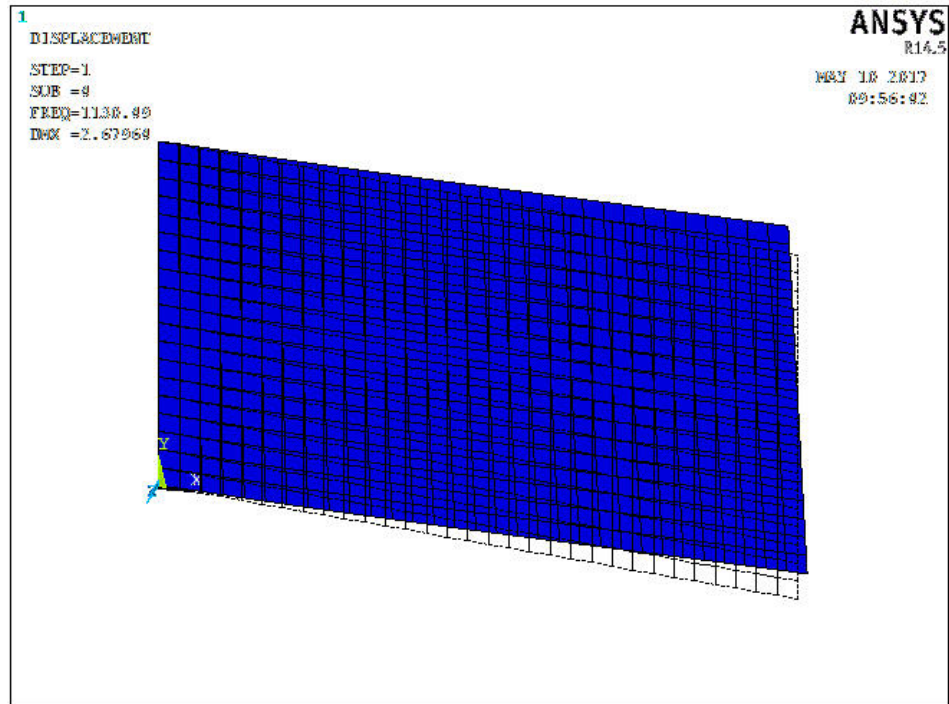
Şekil 5.4 Gibson eşdeğer modeli, mod 1, eğilme, 145.85 Hz



Şekil 5.5 Gibson eşdeğer modeli, mod 2, burulma, 474.49 Hz

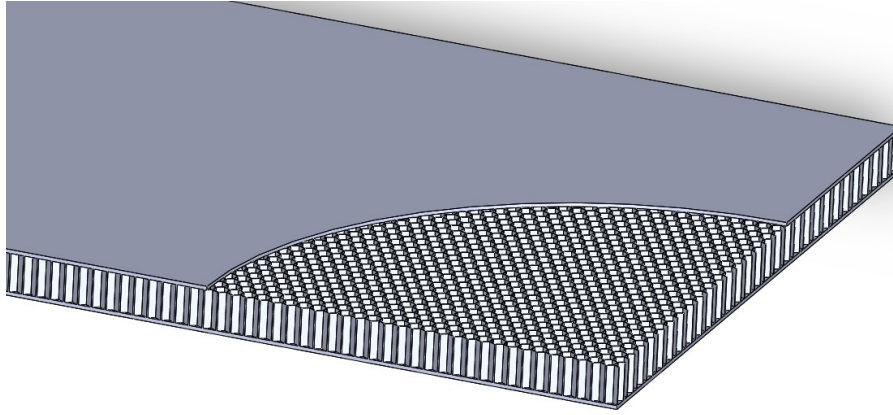


Şekil 5.6 Gibson eşdeğer modeli, mod 3, eğilme, 867.10 Hz



Şekil 5.7 Gibson eşdeğer modeli, mod 5, yanal, 1130.50 Hz

Ayrıca bu çalışmada Şekil 5.1 ve Tablo 5.1 de özellikleri verilen aynı yapının birebir gerçek (basitleştirilmemiş) modeli Solidworks'ta oluşturulmuştur (Şekil 5.8). Bu gerçek model ANSYS Workbench'e yüklenip analizi yapılarak doğal frekanslar elde edilmiştir. İlk dört mod için doğal frekanslar Tablo 5.3'te (gerçek model) verilmiştir.



Şekil 5.8 Bal peteği yapısının gerçek modeli

Tablo 5.3 302 mm x 183 mm A-S-S-S Plak için doğal frekansların (Hz) karşılaştırılması

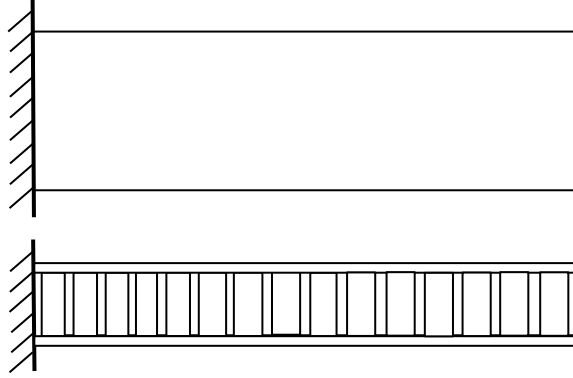
Mod Şekilleri	Mod 1 (eğilme)	Mod 2 (burulma)	Mod 3 (eğilme)	Mod 4 (yanal)
Literatürden [14], Hz	143.55	462.57	854.76	1190.80
Gibson Eşdeğer Modeli, Hz	145.85	474.49	867.10	1130.50
Fark %	1.60	2.58	1.44	5.06
Gerçek Modeli, Hz	147.44	494.96	882.69	1162.50
Fark %	2.71	7.00	3.27	2.38

Tablo 5.3'te ilk modun doğal frekansı için fark %3.0'ten; ikinci, üçüncü ve dördüncü modlar için fark %7.0'den daha düşüktür. Buna göre Gibson eşdeğer modelinin güvenilir bir yöntem olduğu söylenebilir.

5.2 290 mm x 40 mm Plak Örneği

Bu kısımda, Gibson eşdeğer modeli kullanılarak literatürdeki bir çalışmanın doğrulanması amaçlanmıştır. A-S-S-S sınır şartlarındaki alüminyum bal peteği sandviç plakanın doğal frekanslarını saptamak için titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizde, Gibson'un ve Xia'nın sandviç plakalarının sadeleştirilmiş modelleri ve eşdeğer plaka yaklaşımları kullanılmıştır. Ayrıca basitleştirme yapmadan birebir model kullanılarak da analizler yapılmış ve elde edilen sonuçlar Boudjemai'nin [14] çalışmasıyla karşılaştırılmıştır.

Sandviç plaka Şekil 5.9'da görüldüğü gibi bir kenarından ankastre ve diğer kenarlarından serbest olacak şekilde mesnetlenmiştir.



Şekil 5.9 290 mm x 40 mm plak örneği için A-S-S-S sınır şartlarındaki bal peteği sandviç plaka

Sandviç plakanın boyutları Tablo 5.4'de ve malzeme özellikleri ise Tablo 5.5'te verilmiştir.

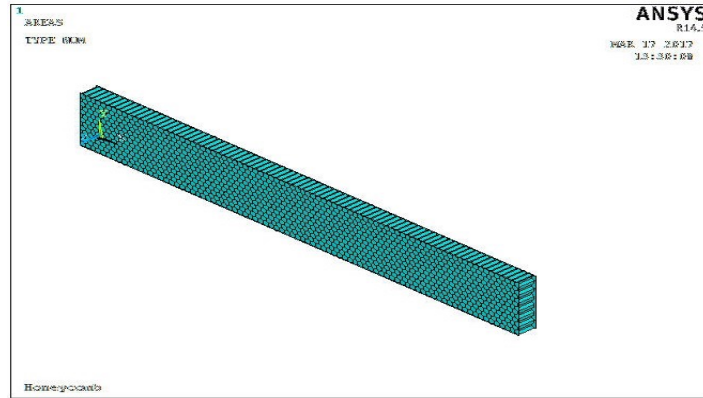
Tablo 5.4. Alüminyum sandviç plaka boyutları [14]

Uzunluk X Genişlik	290mm X 40mm
İçi Yükselliği (h_c)	9.0mm
Kapak Kalınlığı (t_f)	1.0mm
Bal Peteği Hücre Duvarının Kalınlığı (t)	0.2mm
Bal Peteği Hücre Duvarının Uzunluğu (l)	2.0mm

Tablo 5.5. Alüminyum malzeme özellikleri (bal peteği ve kapaklar için) [4]

Elastisite Modülü, E	72 GPa
Kayma Modülü, G	27 GPa
Yoğunluk, ρ	2800 kg/m ³

İlk olarak sandviç yapı ANSYS ile basitleştirilmeden modellenmiştir. ANSYS'te oluşturulan basitleştirilmemiş bal peteği sandviç yapı modeli Şekil 5.10'de görülmektedir. İlk beş doğal frekans elde edilip, sonuçlar Tablo 5.8'de literatür [14] ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu örnekte bal peteği ve kapaklar için Shell 93 eleman tipi kullanılmıştır.



Şekil 5.10 ANSYS'teki bal peteği sandviç plaka basitleştirilmemiş SE modeli

İkinci olarak, Gibson [4] yöntemi kullanılarak Boudjemai'nin [14] kullandığı bal peteği yapısı için eşdeğer malzeme özellikleri ortotropik bal peteği çekirdek elde edilmiştir. Gibson yöntemi kullanılarak elde edilen eşdeğer malzeme parametrelerinin değerleri Tablo 5.6'da verilmiştir.

Tablo 5.6 Bal peteği çekirdek için hesaplanan Gibson eşdeğer parameter değerleri

Bal Peteği katı eşdeğer malzeme özellikleri	Gibson eşdeğer değerleri
E_x	165.6 MPa
E_y	165.6 MPa
E_z	7200 MPa
G_{xy}	41.04 MPa
G_{yz}	1557.9 MPa
G_{xz}	1557.9 MPa
ν_{xy}	0.99
ν_{yz}	0
ν_{xz}	0
ρ	323.316 kg/m ³

Tablo 5.7'deki değerler, ANSYS SE analizinin ortotropik çekirdek tabakası için kullanılmıştır. ANSYS SE programında “Shell Lay-Up” modeli ve Shell 281 eleman tipi kullanılmıştır. Titreşim analizi sonuçları Tablo 5.8’de listelenmiştir.

Son olarak aynı balpeteği sandviç plakayı modellemek için Xia ve ark. [3] tarafından önerilen Eşdeğer Plaka Teorisi kullanılmıştır. Bu teoride ortotropik sandviç plaka izotropik plaka olarak modellenir. Plakanın analizi için literatürden [14] alınan eşdeğer parametreler kullanılmıştır ve Tablo 5.7’de verilmiştir.

Tablo 5.7 Eşdeğer plaka teorisi kullanılarak elde edilen eşdeğer parametre değerleri

Eşdeğer Özellikleri	Eşdeğer Parametreler
Eşdeğer Elastisite Modülü, E	6.29 GPa
Kalınlığı, kapaklar dahil, t_{eq}	0.01716m
Eşdeğer Yoğunluğu, ρ_{eq}	428.12 kg/m ³

Bu plaka ANSYS APDL’de tek katmanlı katı model olarak Shell 281 eleman tipi kullanılarak oluşturulmuştur (Shell 281’in 8 düğümü ve her düğümünde 6 serbestlik derecesi vardır). Bu şekilde model 415 düğüm ve 116 elemandan meydana gelmiştir. Elde edilen sonuçlar, literatürde MSC.Nastran [14] kullanılarak elde edilmiş sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak Tablo 5.8’de verilmiştir.

Bu çalışmada basitleştirilmemiş model kullanılarak elde edilen sonuçlar Gibson yöntemi ve Eşdeğer Plaka Teorisi kullanılarak elde edilen sonuçlar ile Tablo 5.8’de karşılaştırılmıştır.

Tablo 5.8 Basitleştirmemiş model, eşdeğer plaka teorisi ve Gibson yöntemi sonuçlarının karşılaştırılması

Mod	Basitleştirilmemiş modeli		Eşdeğer plaka teorisi		Bu Çalışma, ANSYS, Gibson yöntemi, (Hz)
	MSC. Nastran [14], (Hz)	Bu Çalışma, ANSYS, (Hz)	MSC. Nastran [14], (Hz)	Bu Çalışma, ANSYS, (Hz)	
1 (eğilme)	130.66	147.29	130.98	126.75	140.05
2 (yanal)	304.67	310.34	300.91	291.26	337.51
3 (eğilme)	790.34	885.84	807.69	781.09	850.20
4 (burulma)	1278	1417.40	1449.9	1388.7	1332.60
5 (yanal)	-	1794.00	-	1685.4	1936.70

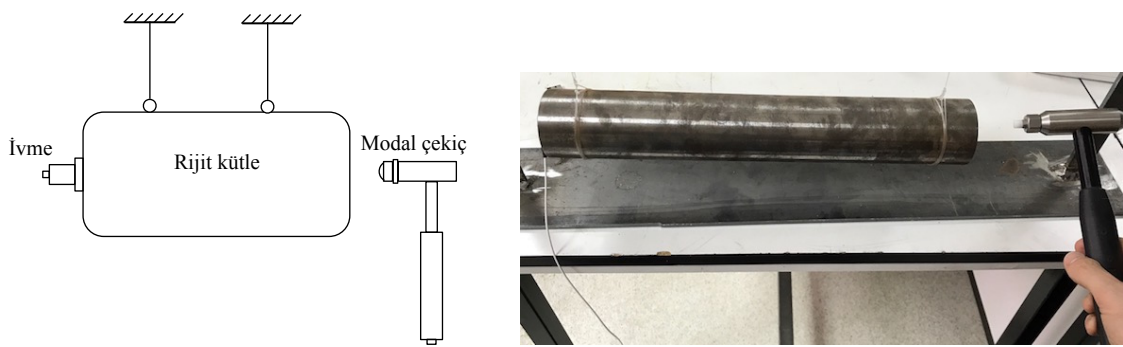
6. DENEYSEL MODAL ANALİZ DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

Yapıların dinamik özelliklerinin belirlenmesinde SE yönteminden yaygın bir şekilde faydalanılmaktadır. Ancak malzeme özellikleri genelde homojen kabul edilmektedir. Cıvata veya kaynak gibi bağlantıların modellenmesindeki güçlükler ve kullanılan eleman sayısı da sonuçları oldukça etkilemektedir. Diğer taraftan deneysel titreşim ölçümleri doğrudan doğruya incelenen yapı üzerinde yapıldığı için test düzeneğinin doğru kurulması halinde deneysel sonuçların sayısal yöntemlerden elde edilen sonuçlardan daha doğru olduğu kabul edilir. Bu bakımdan deneysel ölçümlerin güvenilirliğini artırmak için genel olarak aşağıda verilen üç kontrol testi uygulanmaktadır.

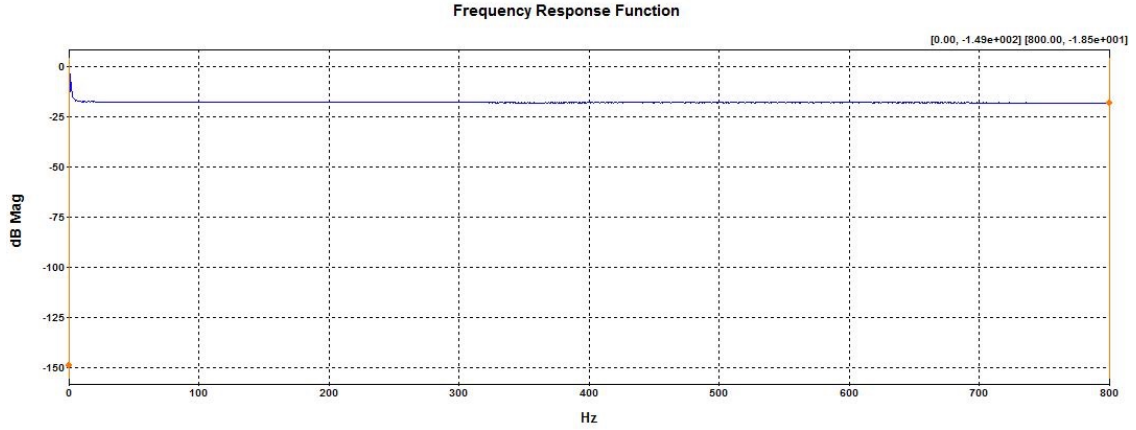
- i) Rijit kütle testi: Bu testte genelde 10 kg lık rijit bir kütle asılarak bir yüzüne çekiç ile vurulur ve diğer yüzünden ivme cevabı ölçülür (Şekil 6.1). Bu durumda FTF genliğinin tüm frekanslarda sabit olarak -20 dB olarak okunması beklenir. Bu çalışmada yapılan rijit kütle testinden elde edilen FTF Şekil 6.2 ‘de görülmektedir.

$$F = ma \quad \rightarrow \quad H = \frac{a}{F} = \frac{1}{m}$$

$$H(dB) = 20 \log \left(\frac{1}{10} \right) = -20 \text{ dB} \quad (6.1)$$



Şekil 6.1 Rijit kütle testi



Şekil 6.2 Rijik kütle testi yapılarak bulunduğu -20dB FTF

ii) Tekrarlanabilirlik testi

Bu testte ölçülen bir FTF farklı zamanlarda tekrar ölçülerek birbiri ile uyduğu kontrol edilir.

iii) Karşılıklılık testi (reciprocity check)

Bilindiği üzere p ve q koordinatları arasındaki FTF ler arasında $H_{pq}=H_{qp}$ eşitliği vardır. İlk ölçümde p koordinatında tahrik uygulanıp q koordinatında cevap ölçülür. Sonra q koordinatında kuvvet uygulanıp p koordinatında cevap ölçülür. Bu iki durum için ölçülen FTF'ler üstüste çizdirilerek karşılaştırılır. Karşılıklılık teorisi gereği bu ikisinin üstüste örtüşmesi beklenir.

Bu çalışmada deneysel çalışmalar için çeşitli balpeteği sandviç yapıları hazırlanacaktır. Ancak el becerisi ile yapılmaya çalışılacak olan bu test numunelerinin herbirinin düzgün bir şekilde herbirinin aynı özellikte hazırlanması mümkün olmayacağı açıktır. Bal peteği gözlerinin aynı ölçüde homojen bir şekilde oluşturulması, kapakların tüm yüzey boyunca homojen bir şekilde yapıştırılması, PU köpüğün homojen bir şekilde uygulanması numune hazırlamada karşılaşılabilecek problemlerdendir. Diğer taraftan SE analizleri için bu düzensizliklerin modellenmesi mümkün olmayacağından deneysel sonuçlarla SE sonuçlarının birbiri ile örtüşmemesi kaçınılmazdır. Deneysel ölçümler doğrudan test numuneleri üzerinde yapılacağından deneysel sonuçların tam olarak test numunesinin özelliklerini yansıtması beklenmektedir. Ancak bunun için de deney sisteminin doğru kurulması ve kalibrasyonunun yapılması gerekir.

Bu çalışmada deneysel ölçümler yapılırken yukarıda bahsedilen üç kalibrasyon testi yapılarak ölçümlerin güvenilirliği sağlanmıştır. Ayrıca bu kontrollerin yanında deneysel ölçümlerin doğruluğunu göstermek amacıyla sonuçları literatürde bilinen ve doğrulanmış biri diktörtgen kesitli çubuk diğeri kare bir plak olmak üzere iki temel sistemin hem SE yöntemi hem de DMA ile titreşim analizi yapılarak sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

6.1. Diktörtgen Kesitli Basit Bir Çubuğun Modal Analizi

Deney sisteminin güvenilirliğini göstermek için ölçüleri ve malzeme özellikleri Tablo 6.1 de verilen diktörtgen kesitli bir çubuğun hem SE hem de deneysel modal analiz ile titreşim analizi yapılmıştır. Deneysel uygulamalarda kolay ve daha doğru sonuçlar verdiğinden serbest sınır şartları gözönüne alınmıştır.

Tablo 6.1 Çelik çubuk boyutları ve malzeme özellikleri

Uzunluk X Genişlik	856mm x 25mm
Kalınlık	12mm
Elastisite Modülü, E	205 GPa
Poisson Oranı, ν	0.33
Yoğunluk, ρ	7860 kg/m ³

6.1.1 ANSYS ile Çelik Çubuk Titreşim Analizi

Çelik çubuğun sayısal modal analizi için ANSYS APDL kullanıldı. Shell 8node281 eleman tipi seçildi. Ağ yapısı 429 düğüm ve 120 elemandan (Şekil 6.3) oluşmuştur. S-S sınır şartları uygulanmıştır. İlk dört doğal frekans Tablo 6.2’de verilmiştir. Eğilme modu ve şekli Tablo 6.2 ve 6.5 görülmektedir. Mod biçimleri de Tablo 6.5’te karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.



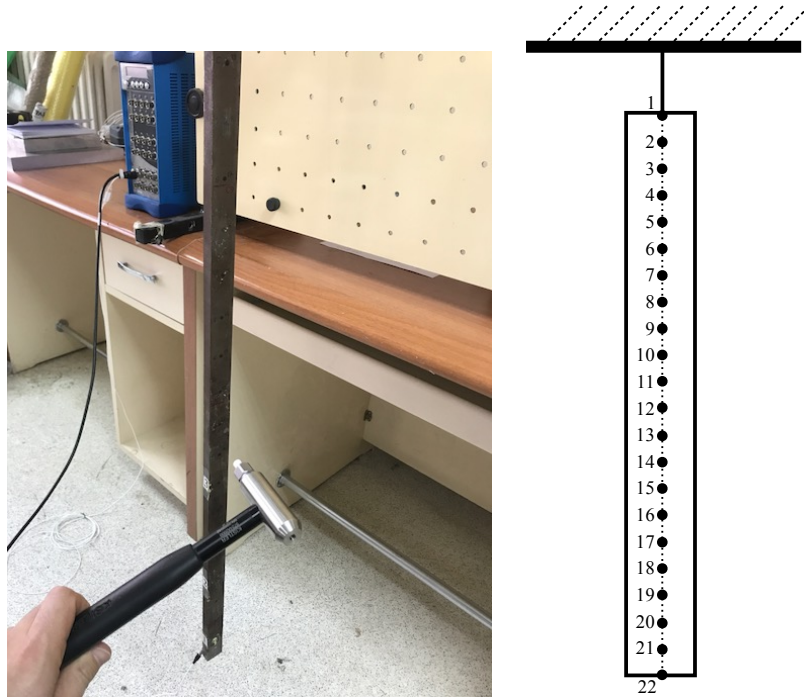
Şekil 6.3 Çelik çubuk, elemanlar ve serbest sınır şartı

Tablo 6.2 Çelik çubuk ANSYS sonuçları ilk dört eğilme mod için

Eğilme Modları	ANSYS Sonuç, (Hz)
1 (eğilme)	85.913
2 (eğilme)	236.52
3 (eğilme)	462.82
4 (eğilme)	763.22

6.1.2 DMA ile Çelik Çubuk Titreşim Analizi

SE ile analizi yapılan aynı çubuğun serbest sınır şartlarında 0-1 kHz frekans aralığında deneysel modal analizi yapılmıştır (Şekil 6.4). Ölçümlerde OROS marka OR36 model 8 kanallı frekans analizörü kullanılmış olup ölçüm parametreleri Tablo 6.3'te verilmiştir. Deneysel modal analiz yapmak için çubuk boyunca 22 ölçüm noktası belirlendi. Serbest sınır şartını sağlamak için çubuk bir ucundan misina ile asıldı. Alt uca (22 nolu düğüm) bir ivmeölçer (Daytran 3097A2) bağlandı ve modal çekiç (Kistler model 9724A2000, S/N 2069942) ile sırayla 22 noktadan vurularak FTF'ler ölçüldü. Ölçülen FTF'ler Şekil 6.5'te görülmektedir. FTF'lerdeki tepe noktalar çubuğun doğal frekanslarına karşılık gelmektedir. Oros Modal analiz yazılımında "BroadBand" yöntemi kullanılarak modal analiz yapıldı ve çubuğun doğal frekansları ve mod biçimleri elde edildi. Doğal frekanslar Tablo 6.4'te verilmiştir.



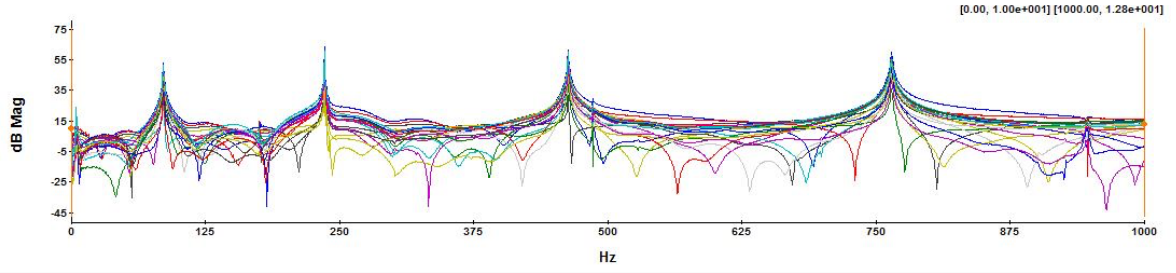
Şekil 6.4 Deneysel modal analiz yapılan kiriş

Tablo 6.3 Modal çekiç kullanılırken ölçüm parametreleri

Parametre	Değer/Ayar
Frekans Aralığı	0 - 800 Hz
Frekans aralığı	0.5 Hz
Adım Sayısı	1601
Pencereleme fonksiyonu	yok

Tablo 6.4 Çelik çubuk için deneysel sonuçlar

Modlar	Doğal frekanslar, (Hz)
1 (eğilme)	85.95
2 (eğilme)	236.19
3 (eğilme)	463.29
4 (eğilme)	764.73



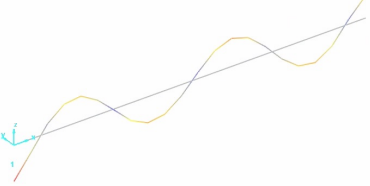
Şekil 6.5 Çelik çubuk üzerinde ölçülen FTF'ler

6.1.3 Çelik Kiriş SE ve DMA Sonuçlarının Karşılaştırılması

Tablo 6.5'te sayısal ve deneysel modal analiz sonuçları karşılaştırıldı. Deneysel ve SE çözümden elde edilen sonuçların birbirleriyle uyduğu ve aralarındaki farkın %0.04 - %0.20 arasında olduğu görülmektedir. Bu da deney sisteminin doğru kurulduğunu, ölçümlerin ve analiz sonuçlarının güvenilir olduğunu göstermektedir.

Tablo 6.5 Çelik çubuk, ANSYS ve deneysel mod şekillerinin karşılaştırması

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
1 (eğilme)	85.913	85.95	%0.04
2 (eğilme)	236.52	236.19	%0.14
3 (eğilme)	462.82	463.29	%0.10

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	DeneySEL Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
4 (eğilme)	763.22 	764.73 	%0.20

6.2 Alüminyum Kapak Titreşim Analizleri

Deney sisteminin güvenilirliğini göstermek için ikinci bir test sandviç plakların üst ve alt katmanlarını oluşturan alüminyum plak üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada kapak olarak 1050 H14 alüminyum alaşımlı levhalar kullanıldı (bir kapağın boyutu ve malzeme özellikleri Tablo 6.6’te verilmiştir). Bu kapak için de analizler SS sınır şartları için yapıldı.

Tablo 6.6 Alüminyum alaşım 1050 H14 kapak boyutları ve malzeme özellikleri

Uzunluk X Genişlik	801 mm X 79.5 mm
Kalınlık	0.85 mm
Elastisite Modülü, E	69 GPa
Poisson Oranı, ν	0.33
Yoğunluk, ρ	2705 kg/m ³
Kayma Modülü, G	26.0 GPa

6.2.1 ANSYS ile Alüminyum Kapak Titreşim Analizi

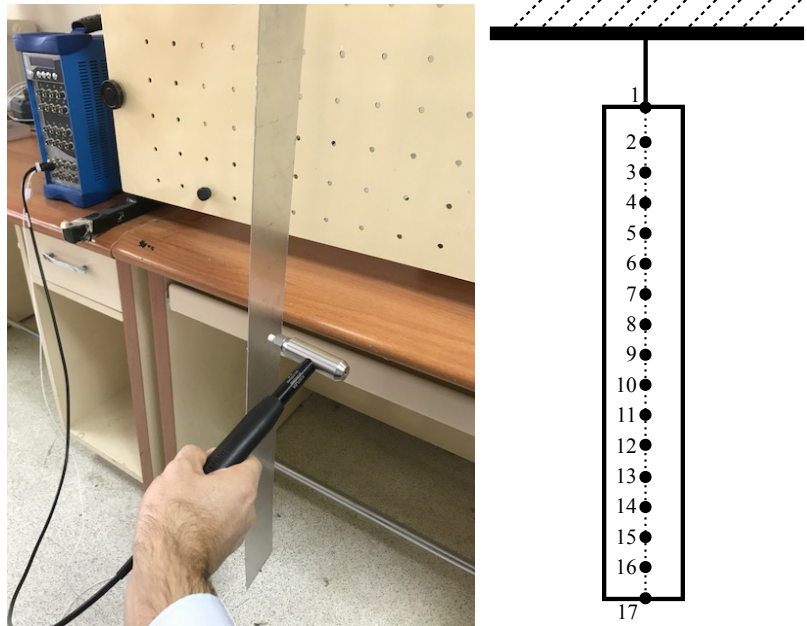
Bu alüminyum kapak için ANSYS APDL’de Shell 281 eleman tipi seçildi. Shell 281’in 8 düğümü ve her düğümünde 6 serbestlik derecesi vardır. “Shell Lay-Up” modeli bir kat için kullanıldı. Ağ yapısı 429 düğüm ve 120 elemandan oluşmuştur. İlk yedi mod için elde edilen doğal frekanslar Tablo 6.7’de verilmiştir. Mod şekilleri Tablo 6.9’de görülmektedir.

Tablo 6.7 Alüminyum kapak için ANSYS'ten elde edilen doğal frekanslar

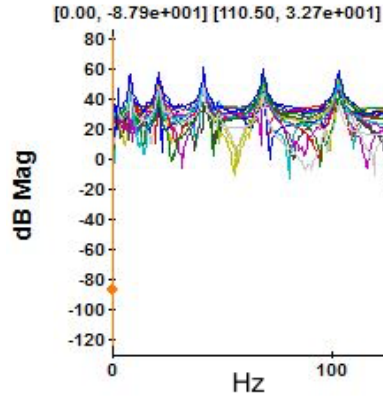
Modları	ANSYS Sonucu, (Hz)
1 (eğilme)	8.0975
2 (eğilme)	22.362
3 (eğilme)	43.952
4 (burulma)	48.681
5 (eğilme)	72.876
6 (burulma)	98.111
7 (eğilme)	109.22

6.2.2 DMA ile Alüminyum Kapak Titreşim Analizi

Alüminyum kapağa deneysel modal analiz yapıldı (Şekil 6.6). S-S sınır şartlarını sağlamak için kapak bir ucundan misina ile asıldı ve modal çekiç ile kuvvet bilgi elde edildi. Kapak üzerinde 17 ölçüm noktası belirlendi. Ölçülen FTF'ler Şekil 6.7'de görülmektedir. Analizde ilk beş eğilme modu elde edilerek doğal frekanslar Tablo 6.8'de ve mod şekilleri Tablo 6.9'da verildi.



Şekil 6.6 Deneysel modal analiz yapılan alüminyum kapak ve ölçüm noktaları



Şekil 6.7 Alüminyum kapak üzerinde ölçülen FTF'ler

Tablo 6.8 Alüminyum kapak için deneysel doğal frekanslar

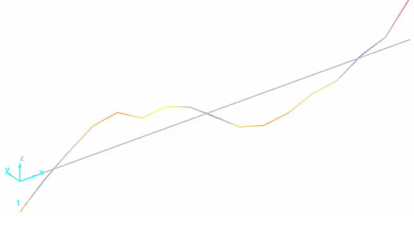
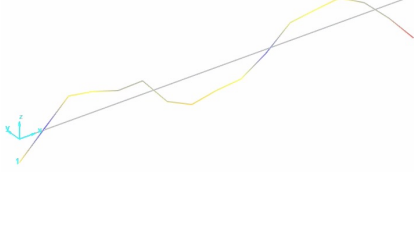
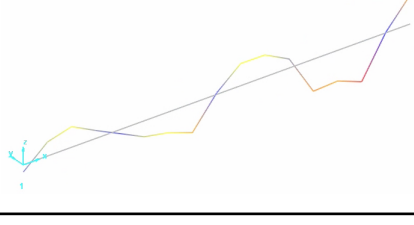
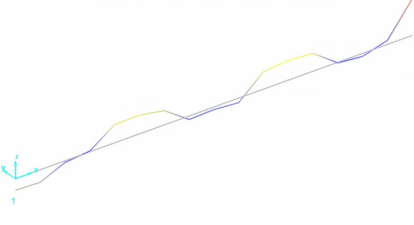
Modlar	Doğal frekans, (Hz)
1 (eğilme)	8.31
2 (eğilme)	21.2
3 (eğilme)	41.47
5 (eğilme)	68.65
7 (eğilme)	103.00

6.2.3 Alüminyum Kapak SE ve DMA Sonuçlarının Karşılaştırması

Alüminyum kapak için sayısal ve deneysel modal analiz sonuçları Tablo 6.9'da karşılaştırıldı. Fark %2.56 - %6.16 arasındadır ve sonuçlar oldukça güvenilirdir.

Tablo 6.9 Alüminyum kapak titreşim sayısal ve deneysel mod şekilleri karşılaştırılması

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
1 (eğilme)	8.0975 	8.31 	%2.56

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
2 (eğilme)	22.362 	21.20 	%5.48
3 (eğilme)	43.952 	41.47 	%5.99
4 (burulma)	48.681 	-	-
5 (eğilme)	72.876 	68.65 	%6.16
6 (burulma)	98.111 	-	-
7 (eğilme)	109.22 	103.00 	%6.04

Bu bölümde yapılan doğrulama çalışmalarından sonra bu tezin konusu olan bal peteği sandviç yapıların titreşim analizlerine geçilmiştir. Bal peteği sandviç yapıları oluşturmak için öncelikle piyasadan alüminyum malzemeli balpeteği levhalar temin

edilmiş ve bunların alt ve üst yüzleri alüminyum levhalarla kapatılarak sandviç yapı oluşturulmuştur. Bu sandviç yapıların analizlerinden sonra PU köpüğün bu yapılar üzerindeki etkilerini göstermek amacıyla balpeteği hücreleri PU köpük ile doldurulmaya çalışılmıştır. PU köpük piyasadan tüpler içerisinde hazır olarak temin edilmiştir. PU köpük bilindiği gibi hava ile temasa geçtiğinde hacimce genişleyerek kabarmakta ve gözenekli bir yapı oluşmaktadır. Bu özelliğinden dolayı hazır tüplerin kullanılması halinde küçük hücreli balpeteğinin hücrelerinin PU köpük ile doldurulmasında sorun yaşanmış ve başarısız olunmuştur. Çözüm olarak daha geniş hücreli balpeteği levhalarının el yordamı ile üretilmesine karar verilmiştir. Bunun için alüminyum levhalar ölçüsünde kesilip kalıpta şekil verildikten sonra yapıştırılarak balpeteği levhalar hazırlanmıştır. Bu sayede hem hücreler PU köpük ile doldurulabilmiş hem de FE analizlerinde daha az eleman sayısı ile çalışılarak analiz süresi kısaltılmıştır.

Bu nedenlerle bal peteği sandviç yapıların titreşim analizleri küçük hücreli ve büyük hücreli olmak üzere iki ayrı bölüm altında incelenmiştir. PU köpük çalışmaları ise sadece büyük hücreli balpeteği yapı üzerinde gerçekleştirilmiştir.

7. KÜÇÜK HÜCRELİ BAL PETEĞİ SANDVIÇ PLAKLAR İÇİN TİTREŞİM ANALİZLERİ

Piyasadan hazır olarak temin edilen alüminyum bal peteği yapısı Şekil 7.1’de görülmektedir. Hücreler için iki önemli boyut bulunmaktadır: duvarın kalınlığı (t) ve duvarın uzunluğu (l), (Şekil 7.2). Duvar uzunluğu boyutuna göre bal peteği küçük ya da büyük hücreli olarak isimlendirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan bal peteği malzemesi alüminyum alaşım 3003 H14 olup malzeme özellikleri Tablo 7.1’de verilmiştir.



Şekil 7.1 Fabrikada yapılmış alüminyum bal peteği



Şekil 7.2 Küçük hücreli bal peteği boyutları

Tablo 7.1 3003 H14 alüminyum alaşım malzeme özellikleri ve boyutları

Elastisite Modülü, E	69.1 GPa
Poisson Oranı, ν	0.33
Yoğunluk, ρ	2730 kg/m ³
Kayma Modülü, G	25.0 GPa
Bal Peteği Yükselliği	0.018m

Bir sandviç plaka kapak-çekirdek-kapak olmak üzere üç katmandan oluşmaktadır. Bal peteği sandviç yapıda çekirdek katı fabrika yapımı alüminyum bal peteği (Şekil 7.2 ve Tablo 7.1) ve kapaklar Tablo 6.5’de verilen malzemeden oluşturulmuştur. Pattex kontakt yapıştırıcı kullanılarak kapaklar alüminyum bal peteğine yapıştırılmıştır (Tablo 7.2).

Tablo 7.2 Yapıştırıcı malzeme özellikleri [37]

Elastisite Modülü, E	7.0 GPa
Poisson Oranı, ν	0.35
Yoğunluk, ρ	862 kg/m ³

Küçük hücreli bal peteği sandviç plakanın katman ölçüleri Şekil 7.3’te verilmiştir. Sandviç plakanın uzunluğu 0.801 m ve genişliği 0.0795 m dir.



Şekil 7.3 Küçük hücreli bal peteği sandviç plakanın katmanları (kapak - yapıştırıcı - bal peteği - yapıştırıcı - kapak) ve ölçüleri (mm)

7.1 ANSYS ile Küçük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plaka Titreşim Analizi

Sayısal modal analizi yapılmak için ANSYS APDL kullanıldı. Sandviç yapının çekirdeğini oluşturan bal peteği katının eşdeğer parametreleri Gibson yöntemi kullanılarak hesaplandı ve bulunan değerler Tablo 7.3’de verildi.

Tablo 7.3 Küçük hücreli bal peteği eşdeğer parametreleri hesaplanması

Malzeme Özellikleri	Eşdeğer Parametre Denklemleri	Bulunan değerler
E_x	$2.3 (t/l)^3 E$	0.5429 MPa
E_y	$2.3 (t/l)^3 E$	0.5429 MPa
E_z	$(t/l) E$	1039 MPa
G_{xy}	$0.57 (t/l)^3 E$	0.1346 MPa
G_{yz}	$0.577 (t/l) G$	217.5 MPa
G_{xz}	$0.577 (t/l) G$	217.5 MPa
ν_{xy}	0,99	0.99
ν_{yz}	0	0
ν_{xz}	0	0
ρ	$1.155 (t/l) \rho$	47.54 kg/m ³

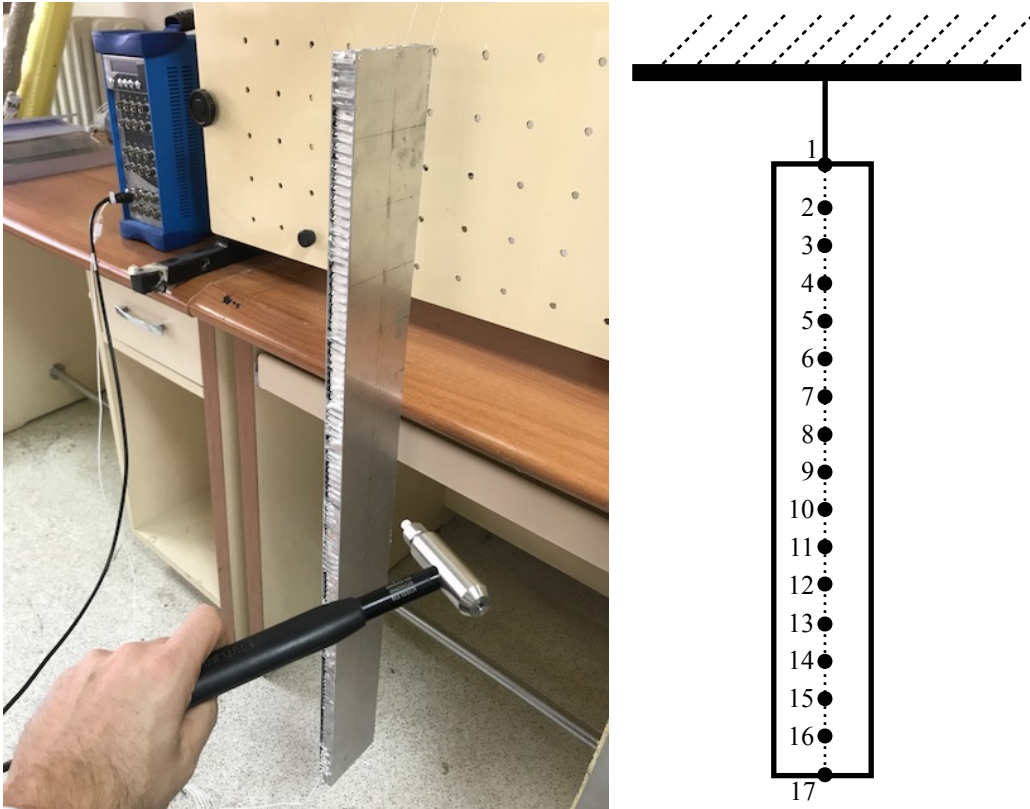
Bu küçük hücreli bal peteği sandviç plaka için ANSYS APDL’de Shell 281 eleman tipi seçildi. “Shell Lay-Up” modeli ve üç kat kullanıldı (kapak - bal peteği - kapak). Ağ yapısı 429 düğüm ve 120 elemandan oluşmuştur. İlk sekiz mod için doğal frekanslar elde edildi ve Tablo 7.4’de verildi. Mod şekilleri ise Tablo 7.5’te görülmektedir.

Tablo 7.4 Küçük hücreli bal peteği sandviç yapı giriş ANSYS sonuçları

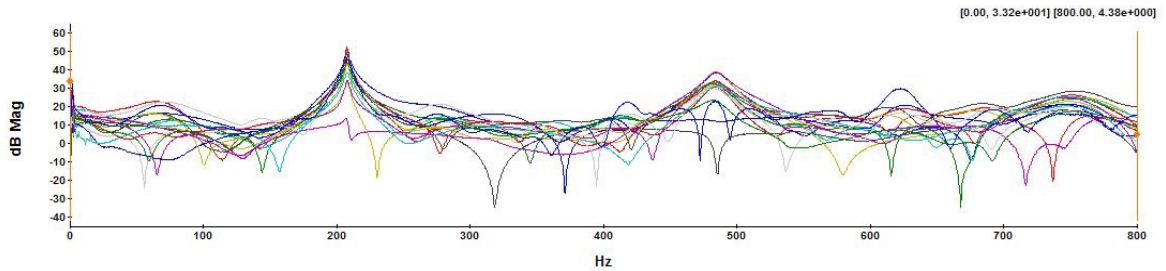
Mod	ANSYS Sonuç, (Hz)
1 (eğilme)	240.43
2 (yanal)	578.27
3 (eğilme)	618.68
4 (burulma)	769.47
5 (eğilme)	1108.3
6 (yanal)	1506.3
7 (burulma)	1532.9
8 (eğilme)	1655.3

7.2 DMA ile Küçük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plaka Titreşim Analizi

Küçük hücreli bal peteği sandviç plaka için serbest sınır şartlarında deneysel modal analiz yapıldı (Şekil 7.4). Çubuk üzerinde 17 ölçüm noktası belirlenmiştir. Ölçüm için bir ivmeölçer 17 düğümüne yerleştirilmiş ve tüm noktalardan modal çekiç ile vurularak 17 FTF ölçülmüştür. Ölçülen FTF'ler Şekil 7.5'te görülmektedir. Deneysel modal analizde ilk eğilme modu sağlıklı olarak elde edilebildi. İlk eğilme modu 210.08 Hz olarak bulunmuştur.



Şekil 7.4 Deneysel çalışma için asılan küçük hücreli bal peteği yapı

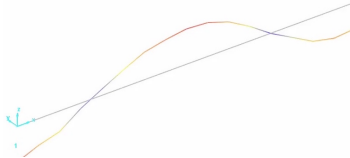
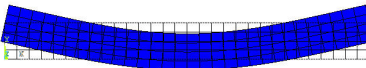
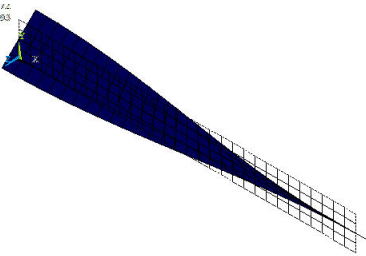


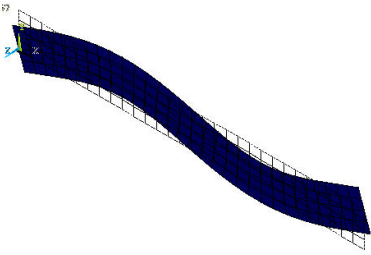
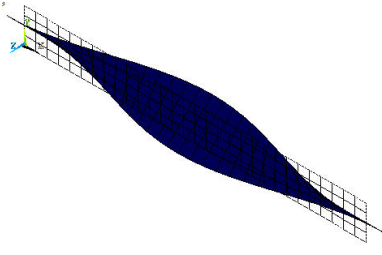
Şekil 7.5 Küçük hücreli bal peteği kiriş, deneysel FTF

7.3 Küçük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plaka Titreşim Analizleri Karşılaştırması

Küçük hücreli bal peteği sandviç plaka için sayısal ve deneysel modal analiz sonuçları Tablo 7.5'te karşılaştırıldı. Deneysel çalışmada sadece iki mod iyi bir şekilde elde edilebildiğinden sadece bu modlar verilmiştir. Aradaki fark %14.45 olmakla beraber mod şekilleri benzerdir. Diğer modlardaki uyumsuzluğun imalat hatalarından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Tablo 7.5 Küçük hücreli bal peteği ANSYS ve deneysel mod şekilleri karşılaştırması

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
1 (eğilme)	240.43 	210.08 	%14.45
2 (yanal)	578.27 	-	-
3 (eğilme)	618.68 	490.00 	%26.26
4 (burulma)	769.47 	-	-
5 (eğilme)	1108.3 	-	-

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
6 (yanal)	1506.3 	-	-
7 (burulma)	1532.9 	-	-
8 (eğilme)	1655.3 	-	-

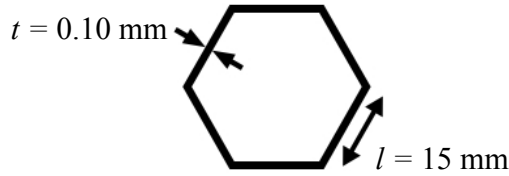
8. BOŞ BÜYÜK HÜCRELİ BAL PETEĞİ SANDVIÇ PLAKLARIN TİTREŞİM ANALİZLERİ

Daha önce de ifade edildiği gibi iki nedenden dolayı büyük hücreli bal peteği yapılmasına gerek duyulmuştur. Birincisi, büyük hücreleri köpük ile doldurmak daha kolaydır. İkincisi de, bu durumda SE modelde daha az sayıda eleman ve düğüm kullanıldığından çözüm süresi önemli ölçüde azalmaktadır.

Büyük hücreli bal peteği malzemesi 3003 H14 alüminyum alaşım olup malzeme özellikleri ve çubuk boyutları Tablo 8.1’de verilmiştir. Hücre ölçüleri Şekil 8.1’de ve sandviç plaka katmanlarının ölçüleri de Şekil 8.2 ’de verilmiştir. Bu plak için S-S ve A-S sınır şartları için hem ANSYS hem de DMA kullanılarak modal analiz yapılmıştır.

Tablo 8.1 Büyük hücreli bal peteği 3003 H14 alüminyum alaşım malzeme özellikleri ve boyutları

Elastisite Modülü, E	69.1 GPa
Poisson Oranı, ν	0.33
Yoğunluk, ρ	2730 kg/m ³
Kayma Modülü, G	25.0 GPa
Bal Peteği Yükselliği	0.014 m
Kiriş Uzunluğu (S-S)	0.800 m
Kiriş Uzunluğu (A-S)	0.720 m



Şekil 8.1 Büyük hücreli bal peteği boyutları



Şekil 8.2 Büyük hücreli bal peteği sandviç plakanın katman ölçüleri (mm), kapak-yapıştırıcı-bal peteği-yapıştırıcı-kapak

8.1 ANSYS ile Boş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak Titreşim Analizi

Bu plak için de yine çekirdek katın eşdeğer parametrelerinin bulunması için Gibson yöntemi kullanıldı. Hesaplanan değerler Tablo 8.2 de verilmiştir.

Tablo 8.2 Büyük hücreli bal peteği eşdeğer parametreleri hesaplanması

Malzeme özellikleri	Eşdeğer parametre denklemleri	Bulunan değerler
E_x	$2.3 (t/l)^3 E$	0.04709 MPa
E_y	$2.3 (t/l)^3 E$	0.04709 MPa
E_z	$(t/l) E$	460.67 MPa
G_{xy}	$0.57 (t/l)^3 E$	0.01167 MPa
G_{yz}	$0.577 (t/l) G$	96.167 MPa
G_{xz}	$0.577 (t/l) G$	96.167 MPa
ν_{xy}	1	0,99
ν_{yz}	0	0
ν_{xz}	0	0
ρ	tartılarak hesaplandı	121.01 kg/m ³

Bu büyük hücreli bal peteği sandviç plaka için ANSYS APDL’de Shell 281 eleman tipi seçildi. “Shell Lay-Up” modeli beş kat olarak kullanıldı (kapak - yapıştırıcı - bal peteği - yapıştırıcı - kapak). Ağ yapısı 429 düğüm ve 120 elemandan oluşmuştur. İki sınır

şartı için sonuçları elde edilmiştir. İlk altı mod için elde edilen doğal frekanslar Tablo 8.3’de verilmiştir. Mod şekilleri de Tablo 8.4’te görülmektedir.

Tablo 8.3 Boş büyük hücreli bal peteği kiriş ANSYS sonuçları

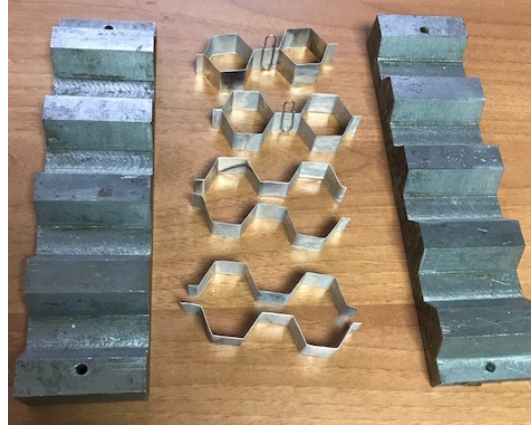
Mod	S - S sınır şartları için (Hz)	A - S sınır şartları için (Hz)
1	173.27 (eğilme)	34.506 (eğilme)
2	432.95 (eğilme)	104.85 (yanal)
3	497.92 (burulma)	194.79 (eğilme)
4	526.23 (yanal)	279.98 (burulma)
5	751.49 (eğilme)	479.28 (eğilme)
6	992.24 (burulma)	622.60 (yanal)

8.2 Boş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak İçin DMA

Deneysel titreşim çalışmaları için büyük hücreli alüminyum bal peteği üretimi el yordamı ile yapılmıştır. Bunun için alüminyum levhadan 15 mm genişliğindeki şeritler kesildikten sonra Şekil 8.3 de gösterilen kalıpta şekil verildi. Bunlar uygun düzende bir araya getirilerek yapıştırıldı. Daha sonra üst ve alt kapaklar balpeteğine yapıştırılarak sandviç yapı oluşturuldu.

Burada şunu belirtmek gerekir ki, DMA da tek bir FTF kullanılarak doğal frekansları belirlemek mümkün olmakla beraber mod biçimlerini ve özellikle yüksek frekanslı mod biçimlerini elde etmek için mümkün olduğunca çok sayıda ölçüm noktası almak gerekir. Modal çekiç ile yapılacak ölçümler bu iş için oldukça elverişli olmasına rağmen test yapısının yapısı nedeniyle her noktada istenilen darbe kuvvetini uygulamak mümkün olmamıştır. Birçok noktada çift vuruş (double hit) olarak bilinen sorun ile karşılaşılmıştır. Bu durumdan kurtulmak için sarsıcı kullanılarak da test yapılmasına karar verilmiştir. Bunun için yapı üzerine sarsıcı ucundaki empedans ölçere ilave olarak 6 ivme ölçer yerleştirilip 7 FTF birlikte ölçülmüştür. Ancak bu durumda her biri 5 g olan ivme ölçerlerin kütlelerinin 409 g olan yapının modal özelliklerini etkilemesi kaçınılmaz olacaktır. Buna rağmen mod biçimleri yanında ivmeölçerlerin kütle etkisini ve sarsıcı ucundaki itici çubuğun etkisini de görebilmek amacıyla boş büyük hücreli bal peteği

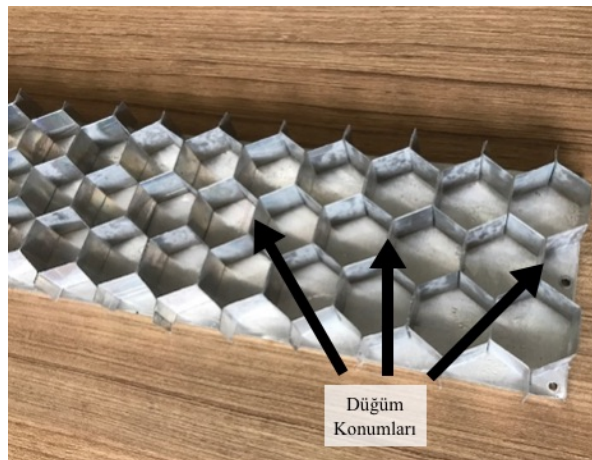
sandviç plaka için 4 farklı test yapılmıştır: (i) tek noktadan çekiç ile tahrik ve aynı noktadan cevap ölçümü, (ii) 7 noktadan çekiç ile tahrik ve tek noktadan cevap ölçümü (iii) sarsıcı ile tek noktadan tahrik ve cevap ölçümü ve (iv) sarsıcı ile tahrik ve 7 noktadan cevap ölçümü. Aşağıda içi boş balpeteği sandviç yapı için S-S ve A-S sınır şartları için yapılan testler ve sonuçları sunulmuştur.



Şekil 8.3 Büyük hücreli bal peteği alüminyum şekillendirilen kalıp

8.2.1 DMA: Boş Bal Peteği Sandviç Plak, S-S Sınır Şartları

Modal çekiç ile vuruş yaparken ölçüm kalitesini artırmak için vuruş noktaları büyük hücreli bal peteği sandviç yapının hücre duvarlarına gelecek şekilde seçildi (Şekil 8.4). Böylece vuruşlarda enerjinin bal peteğine düzgün bir şekilde yayılması sağlanmıştır. Bu plaka için ölçüm noktaları Şekil 8.5 'de görülmektedir.

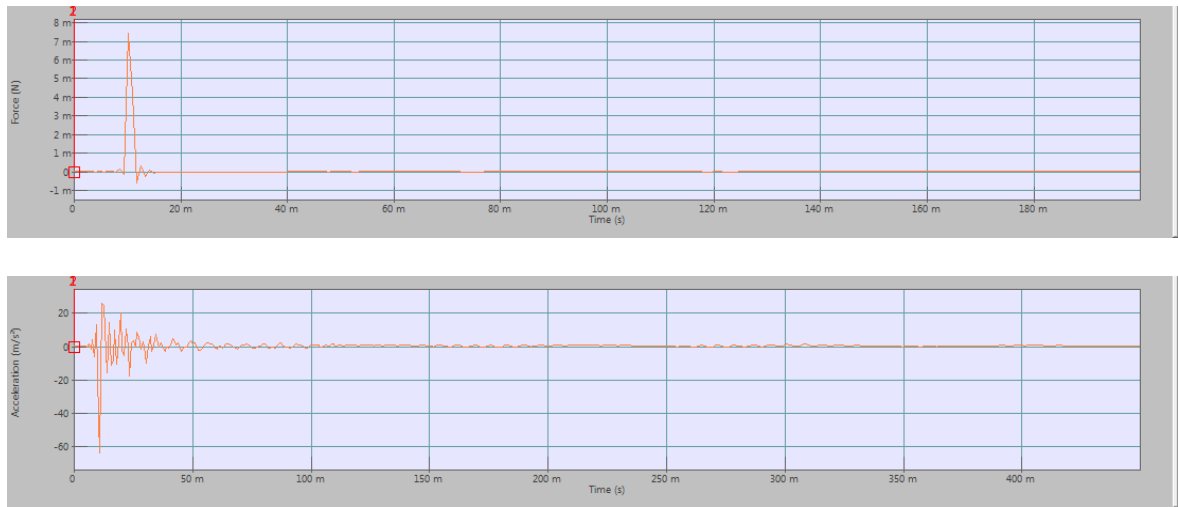


Şekil 8.4 Büyük hücreli bal peteği düğüm konumları



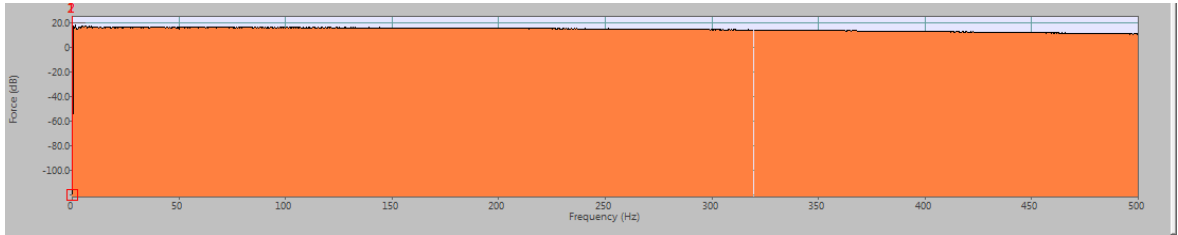
Şekil 8.5 Deneysel çalışma için asılan büyük hücreli bal peteği yapı (S-S sınır şartları)

İlk olarak bir ivme ölçer plakanın bir ucuna yani birinci düğüme tutturuldu ve 7 noktadan modal çekiç ile vuruş yapılarak FTF'ler ölçüldü. Ölçümler 0-500 Hz frekans aralığında yapılmıştır. Frekans çözünürlüğü 0.625 Hz dir. Bu durumda bir ölçüm periyodu 1.6 s dir. Uygulanan tahrik kuvveti ve yapının ivme cevabı Şekil 8.6 de görülmektedir. Titreşim 1.6 s sonunda yeterince sönümlendiği için pencereleme (windowing) fonksiyonu uygulanmamıştır.



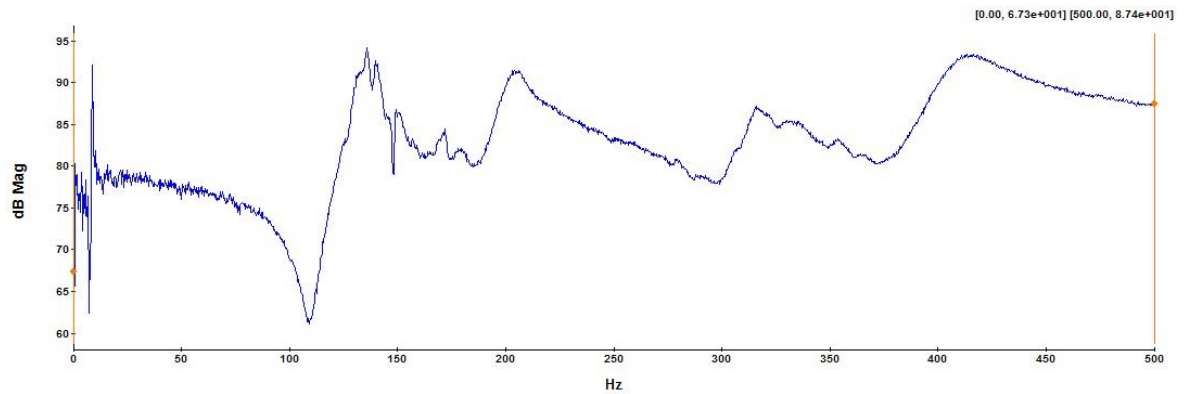
Şekil 8.6 Modal çekiç ile uygulanan kuvvet ve yapının ivme cevabı

Uygulanan kuvvetin frekans spektrumu Şekil 8.7’de verilmiştir. Frekans spektrumunda çekiç ile uygulanan kuvvetin ilgilenen frekans aralığında yapıya yeterince enerji verdiği görülmektedir.

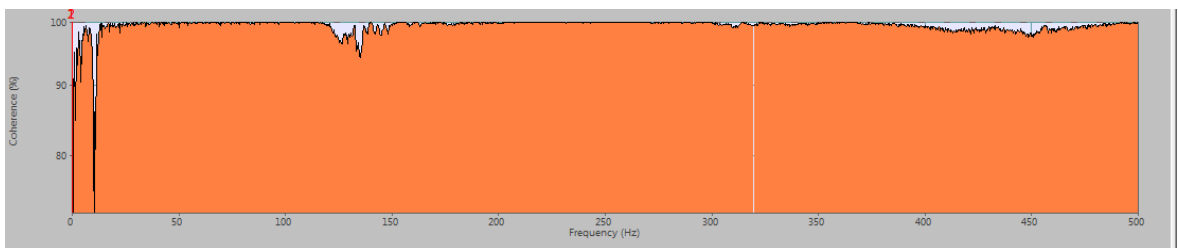


Şekil 8.7 Modal çekiç ile uygulanan kuvvetin frekans spektrumu

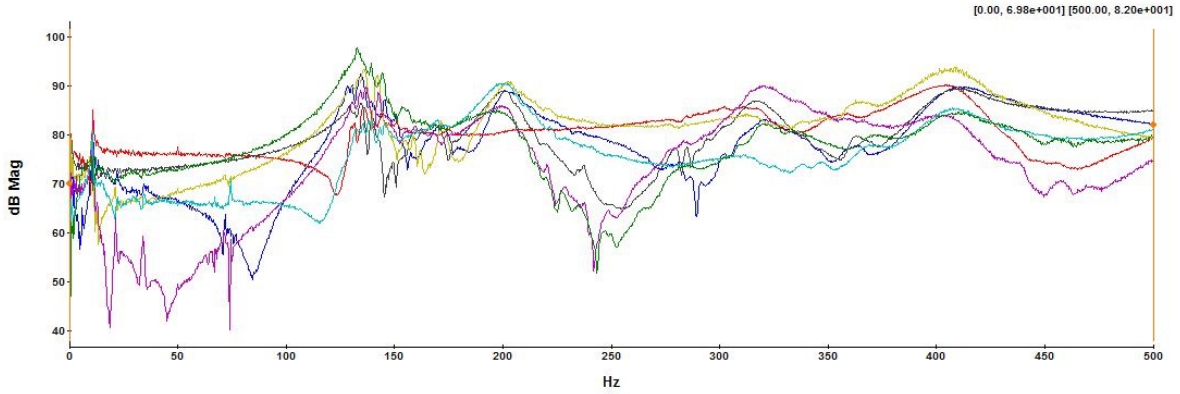
Ölçülen noktasal FTF ve koherans fonksiyonu da sırasıyla Şekil 8.8 ve 8.9’da verilmiştir. Ayrıca ölçülen tüm FTF’ler Şekil 8.10’da görülmektedir. Bu durumda 0-500 Hz aralığında dört doğal frekans elde edildi ve bunlar Tablo 8.4’te verildi. Tablonun ilk kolonundaki sonuçlar tek bir FTF’nin analizinden elde edilmiştir.



Şekil 8.8 Boş bal peteği giriş modal çekiç ile 1 noktadan elde edilen deneysel FTF

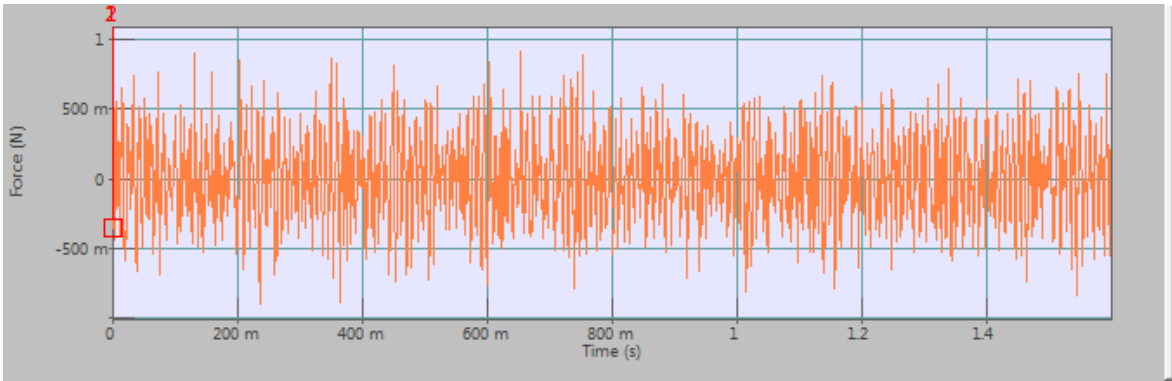


Şekil 8.9 Koherans fonksiyonu



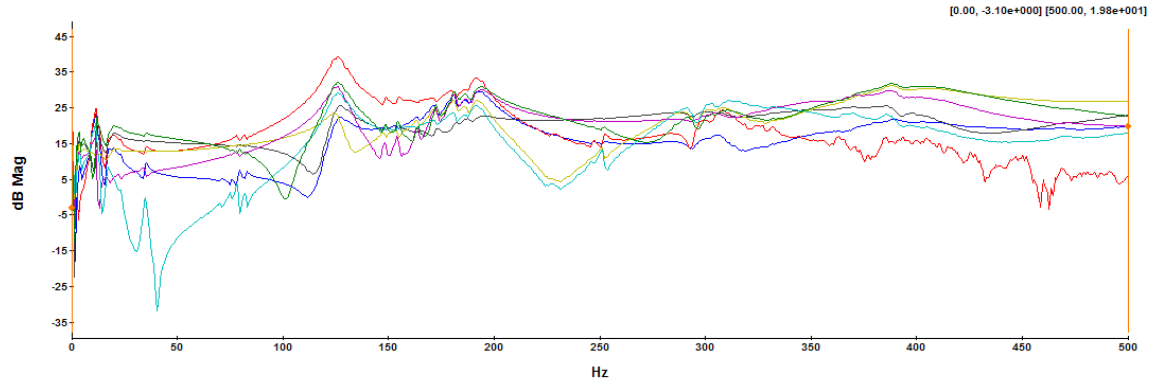
Şekil 8.10 Boş bal peteği kiriş modal çekiç ile 7 noktadan elde edilen deneysel FTF

İkinci olarak tahrik için sarsıcı kullanılmıştır. Bu testte yine frekans aralığı 0-500 Hz ve çözünürlüğü 0.625 Hz olarak alınmıştır. Tahrik kuvveti olarak beyaz gürültü (White noise kullanılmıştır (Şekil 8.11)).



Şekil 8.11 Tahrik sinyal, beyaz gürültü (white noise)

Sarsıcı testinde hem tek ivme ölçer hem de 7 ivme ölçer kullanılarak ölçümler yapılmıştır. 7 noktadan elde edilen FTF'ler Şekil 8.12'de verildi. Bu durumda 0-500 Hz aralığında dört doğal frekans elde edildi ve bunlar Tablo 8.4'te verildi. Tabloda görülebileceği gibi ivme ölçerlerin kütle etkisinin doğal frekansları azaltıcı yönde bir etkisi vardır. Özellikle sarsıcı ile tahrik durumunda 7 ivme ölçer kullanılarak ölçüm yapıldığında doğal frekanslar hissedilir bir şekilde düşmektedir.



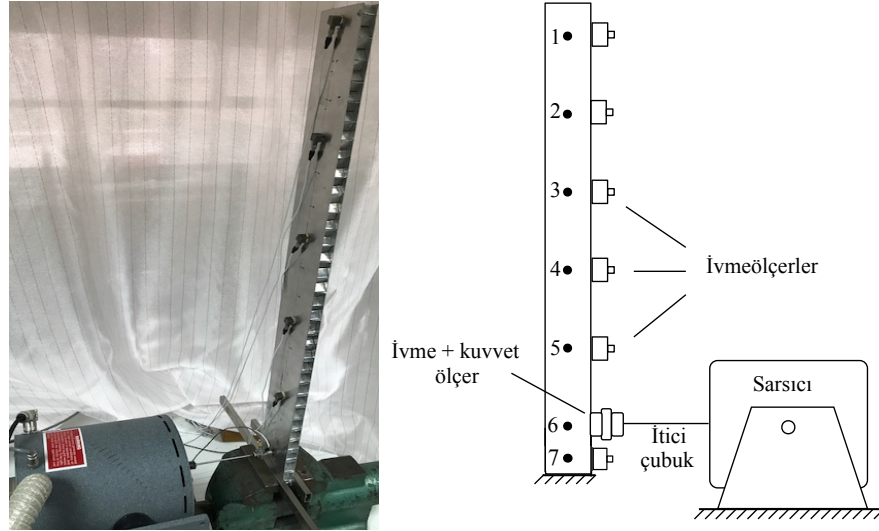
Şekil 8.12 Boş bal peteği kiriş, sarsıcı ile 7 noktadan elde edilen deneysel FTF

Tablo 8.4 S-S sınır şartları için boş bal peteği sandviç plaka elde edilen DMA sonuçlar

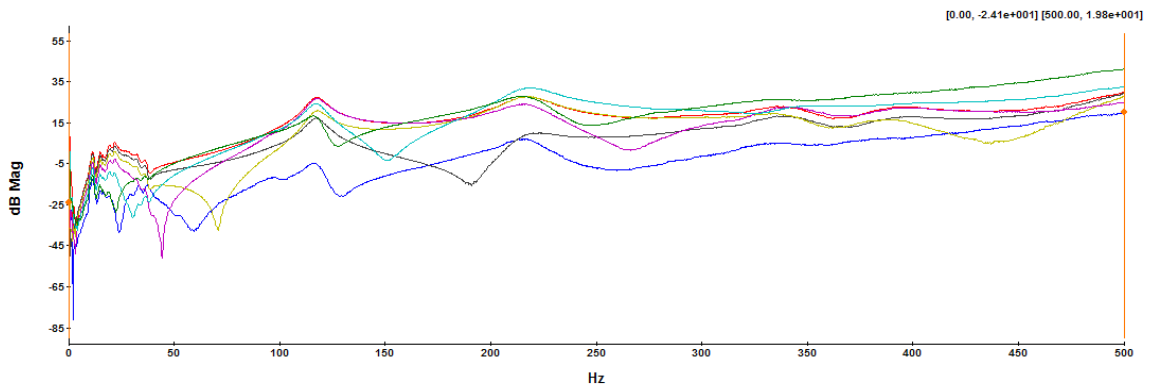
Mod	Modal Çekiç ile				Sarsıcı ile			
	1 Noktadan		7 Noktadan		1 Noktadan		7 Noktadan	
	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı
1	134.52	%4.23	132.73	%4.08	132.88	%3.04	125.69	%3.30
2	202.08	%3.66	200.09	%3.95	198.55	%4.21	183.99	%2.93
3	314.80	%3.23	318.83	%3.61	312.67	%3.02	293.11	%1.72
4	409.42	%3.87	367.28	%0.80	410.59	%4.46	394.43	%0.23

8.2.2 DMA: Boş Bal Peteği Sandviç Plak, A-S Sınır Şartları

Ankastre sınır şartı durumunda modal çekiç ile yapılan ölçümlerde çift vuruş sorunu yaşandığından sarsıcı ile tahrik tercih edilmiştir. Ölçüm konumları ve deney sistemi Şekil 8.13’de görülmektedir. 0-500 Hz frekans aralığında ölçülen FTF’ler Şekil 8.14’de ve analiz sonucunda elde edilen doğal frekanslar ve sönüm oranları Tablo 8.6 ‘da verilmiştir.



Şekil 8.13 Sarsıcı ile A-S testi için deney sistemi ve ölçüm noktaları



Şekil 8.14 A-S sınır şartları için boş bal peteği kiriş elde edilen deneysel FTF

Tablo 8.6 Boş bal peteği, sarsıcı A - S sınır şartları, DMA sonuçlar

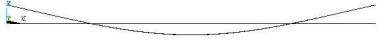
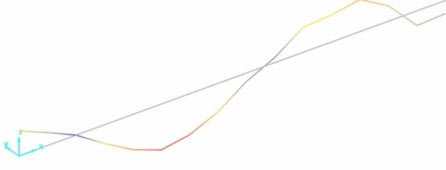
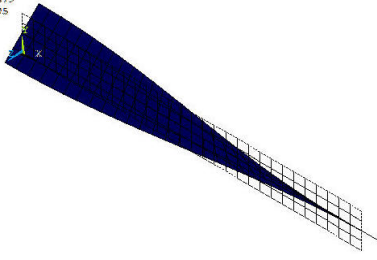
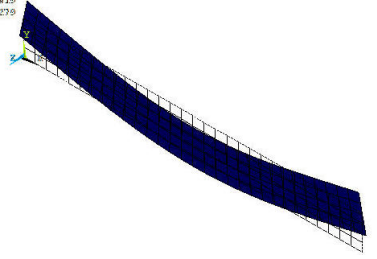
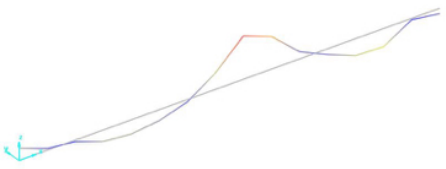
Mod	Deneysel Sonuçları (Hz)	Sönüm Oranı
1	31.44	%4.42
2	97.61	%5.34
3	117.36	%3.56
4	217.47	%4.72
5	303.45	%2.10
6	339.65	%4.76
7	388.82	%4.81

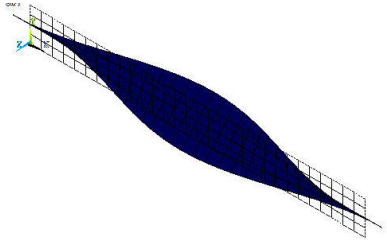
8.3 Boş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak Titreşim Analizleri Karşılaştırması

Büyük hücreli bal peteği sandviç plaka için sayısal ve deneysel modal analiz sonuçları elde edilip Tablo 8.7’de karşılaştırıldı. Yeterli sayıda ölçüm noktası olmadı için yüksek frekanslı mod biçimleri tam olarak elde edilememiştir. Bundan dolayı deneysel sonuçlar için sadece üç mod verildi. Deneysel ölçümlerde tek eksenli ivme ölçer kullanıldığından sadece eğilme yönündeki modların elde edilebildiğini de hatırlatmak gerekir. Bu mod şekilleri düzgün çıkmasına rağmen sayısal sonuçlar ile karşılaştırıldığında aralarında bir iki kat fark olduğu görülmektedir. Bu farkın imalat hatalarından kaynaklandığı düşünülmekle birlikte test edilen numuneler için deneysel sonuçların daha doğru olduğu söylenebilir. Çünkü SE model imalat hatalarını içermemektedir.

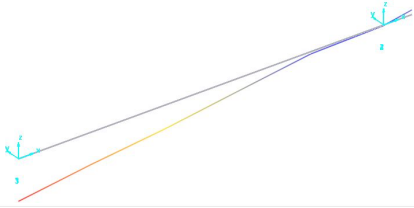
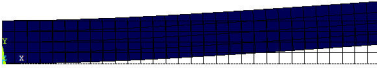
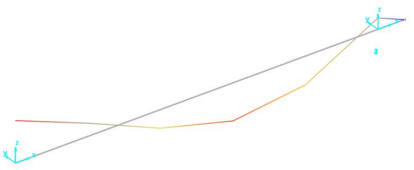
A-S sınır şartları SE ve DMA sonuçları Tablo 8.8’de karşılaştırıldı. Birinci eğilme, yanal ve burulma frekanslarındaki ve mod biçimlerindeki fark %10’dan daha küçüktür.

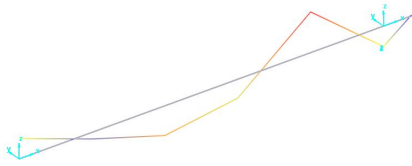
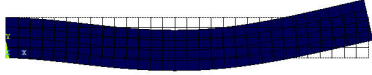
Tablo 8.7 S-S sınır şartları için boş büyük hücreli bal peteği SE ve DMA (1 noktaya modal çekiç ile vuruldu) mod şekilleri karşılaştırması

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
1 (eğilme)	173.27 	134.52 	%28.80
2 (eğilme)	432.95 	202.08 	%114.2
3 (burulma)	497.92 	-	-
4 (yanal)	526.23 	-	-
5 (eğilme)	751.49 	314.80 	%138.7

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
6 (burulma)	992.24 	-	-

Tablo 8.8 Boş bal peteği A-S sınır şartları için ANSYS ve sarsıcı DMA mod şekilleri karşılaştırması

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
1. Eğilme	34.506 	31.44 	%9.75
2. Yanal	104.85 	97.61	%7.41
3. Eğilme	194.79 	117.36 	%65.98
4. Burulma	279.98 	303.45	%-7.73
-	-	339.65 	-

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	DeneySEL Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
5. Eğilme	479.28 	217.47 	%120.7
6. Yanal	622.60 	388.82	%60.31

9. PU KÖPÜK İLE DOLDURULMUŞ BAL PETEĞİ SANDVİÇ PLAK TİTREŞİM ANALİZLERİ

Bu bölümde PU köpüğün balpeteği sandviç yapının dinamik özelliklerine etkisi incelenmiştir. PU köpük piyasadan hazır sprey olarak temin edilmiştir. Küçük hücreye köpük doldurmak zor olduğundan sadece büyük hücreli bal peteği yapısı PU köpük ile doldurulmuş ve hem sayısal hem de deneysel modal analiz icra edilmiştir. Poliüretan köpüğünün malzeme özellikleri Tablo 9.1’de verilmiştir.

Tablo 9.1 Poliüretan köpük malzeme özellikleri [18]

Elastisite Modülü, E	2.0 MPa
Poisson Oranı, ν	0.25
Yoğunluk, ρ	15.0 kg/m ³

9.1 Köpük ile Doldurulmuş Bal Peteği Sandviç Plak için ANSYS Titreşim Analizi

ANSYS Workbench’te öncelikle gerçek bir model yani basitleştirilmemiş bir model kullanılarak titreşim analizi yapıldı. Dört farklı malzeme atandı: poliüretan köpük, alüminyum bal peteği, alüminyum kapak ve yapıştırıcı. İki farklı sınır şartları için ANSYS Workbench’ten elde edilen doğal frekanslar Tablo 9.2’de verilmiştir.

Tablo 9.2 Köpük ile doldurulmuş bal peteği sandviç plaka ANSYS doğal frekansları

Modları	S - S sınır şartları için (Hz)	A - S sınır şartları için (Hz)
1	200.88 (eğilme)	39.80 (eğilme)
2	520.04 (eğilme)	116.64 (yanal)
3	582.72 (yanal)	233.43 (eğilme)
4	694.26 (burulma)	393.43 (burulma)
5	939.4 (eğilme)	600.17 (eğilme)
6	1381.2 (burulma)	692.57 (yanal)
7	1414.6 (eğilme)	1062.6 (eğilme)
8	1516.8 (yanal)	1172.0 (burulma)
9	-	1580.9 (eğilme)

9.2 Köpük ile Doldurulmuş Büyük Hücreli Bal Peteği Sandviç Plak İçin DMA

Büyük hücreli bal peteği poliüretan spreyci köpük ile dolduruldu. Köpük hücrelerin içinde kuruduktan sonra bazı hücrelerde beklendiği gibi boşluklar olduğu görülmektedir (Şekil 9.1). Bu nedenle köpüğün yoğunluğunun hücreden hücreye biraz değiştiği tahmin edilmektedir.

Köpüklü bal peteği sandviç plakanın hem S-S hem de A-S sınır şartları için ölçüm ve analizler yapılmıştır. Bu deneylerde de yine sarsıcı ve modal çekiç kullanılarak farklı ölçme teknikleri uygulanmıştır.



Şekil 9.1 Köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği

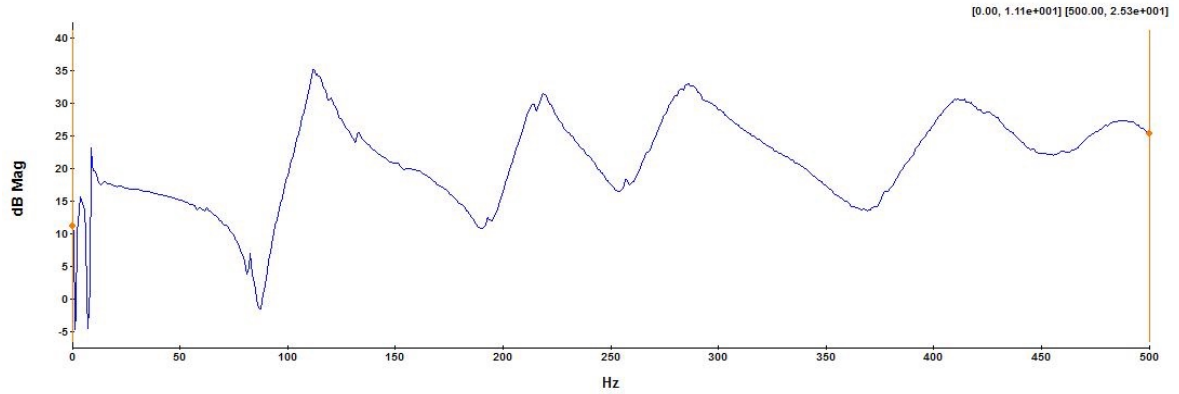
9.2.1 DMA: Köpüklü Bal Peteği Sandviç Plak, S-S Sınır Şartları

Test edilen büyük hücreli balpeteği sandviç yapı Şekil 9.2’de görülmektedir. Büyük hücreli bal peteği olduğu için ölçüm noktaları dikkatli seçildi. Şekil 8.4’e göre vurulacak düğümler seçildi. İvme ölçer plakanın alt ucuna yani birinci düğüme yerleştirilmiştir.

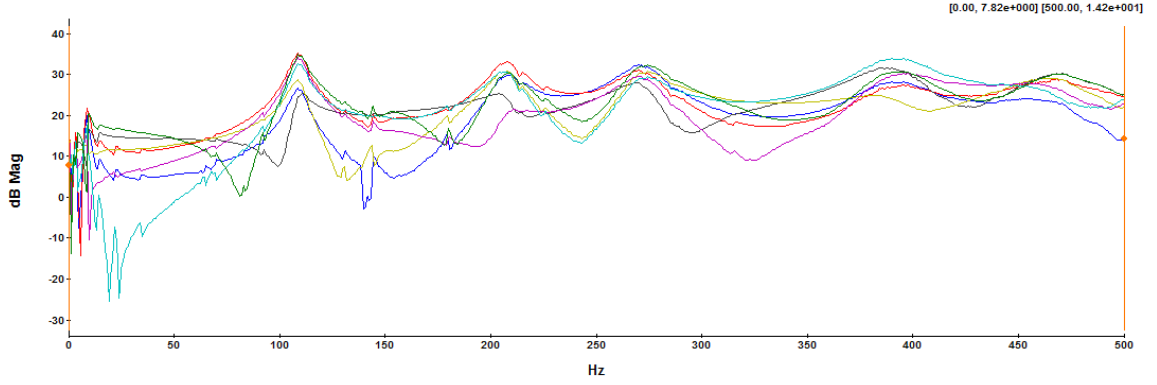


Şekil 9.2 Deney için asılan köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği

Köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği plaka için çekic ve sarsıcı kullanılarak ölçülen FTF'lerden bazıları Şekil 9.3 ve 9.4'te, analiz sonuçları da Tablo 9.3 de verilmiştir.



Şekil 9.3 Köpüklü bal peteği sandviç plaka, S-S sınır şartları, 1 noktadan modal çekic FTF



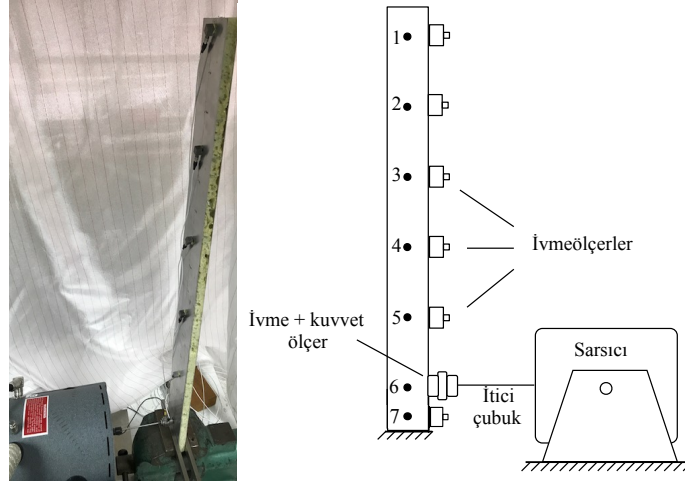
Şekil 9.4 Köpüklü bal peteği sandviç plaka, S-S sınır şartları, 7 noktadan sarsıcı ile FTF

Tablo 9.3 Köpüklü bal peteği sandviç plaka, S-S sınır şartları elde edilen DMA sonuçları

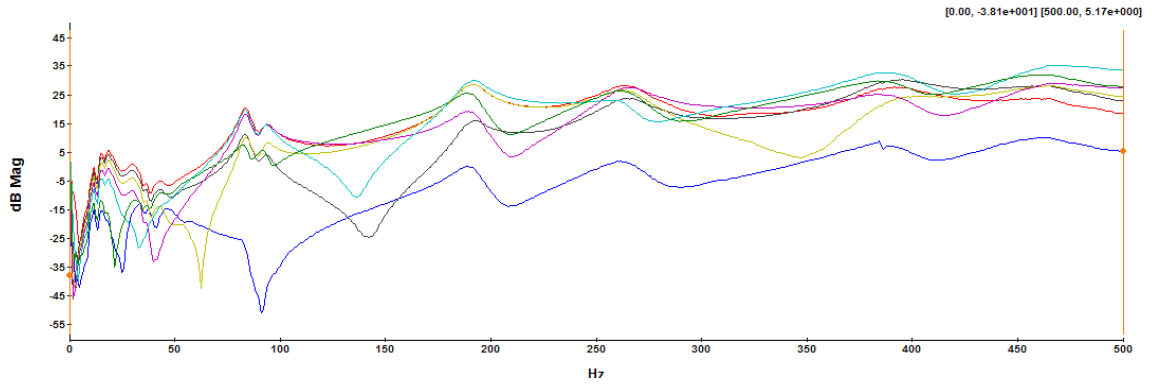
Mod	Modal Çekiç ile				Sarsıcı ile			
	1 Noktadan		7 Noktadan		1 Noktadan		7 Noktadan	
	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı
1	117.96	%0.98	112.18	%1.42	112.92	%3.59	109.04	%3.49
2	210.93	%4.80	149.07	%1.24	156.08	%2.61	149.53	%3.03
3	275.42	%5.25	206.84	%0.83	217.56	%2.86	207.02	%3.72
4	288.66	%0.53	275.63	%0.62	284.29	%3.40	271.45	%3.63
5	397.02	%4.94	365.19	%6.55	410.37	%3.42	391.55	%4.09
6	475.10	%3.83	430.70	%5.03	481.47	%3.27	465.26	%4.26

9.2.2 DMA: Köpüklü Bal Peteği Sandviç Plak, A-S Sınır Şartları

PU köpük doldurulmuş sandviç yapının A-S sınır şartlarındaki testleri ve analizleri yapılmıştır. Sarsıcı kullanılarak yapılan teste ait resim ve ölçüm noktaları Şekil 9.5 de görülmektedir. Ölçülen FTF'ler Şekil 9.6'da ve analiz sonucunda elde edilen doğal frekanslar Tablo 9.5 de verilmiştir.



Şekil 9.5 Sarsıcı A-S testi için 7 ölçüm noktaları



Şekil 9.6 A-S sınır şartları için boş bal peteği kiriş elde edilen deneysel FTF

Tablo 9.4 Köpüklü bal peteği sandviç plaka, sarsıcı A - S sınır şartları, DMA sonuçlar

Mod	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Sönüm Oranı (%)
1	32.50	%4.24
2	83.46	%2.97
3	92.63	%3.40
4	161.05	%1.11
5	190.63	%3.92
6	196.2	%0.91
7	263.55	%4.28
8	314.70	%3.01
9	389.79	%4.19

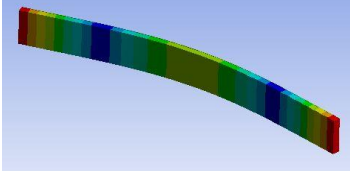
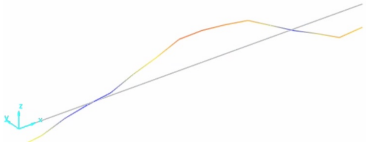
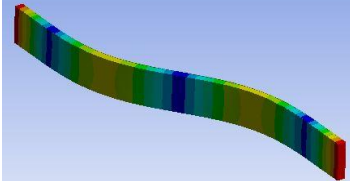
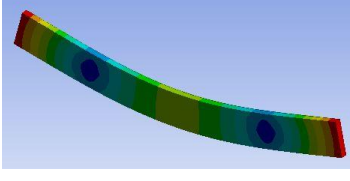
9.3 Köpük ile Doldurulmuş Bal Peteği Sandviç Plak Titreşim Analizleri

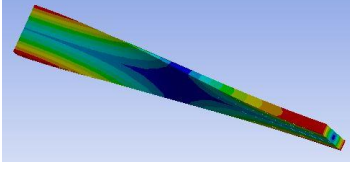
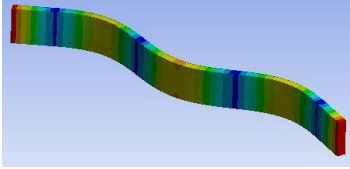
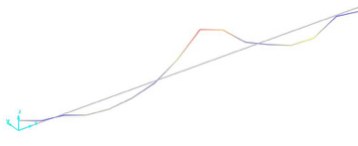
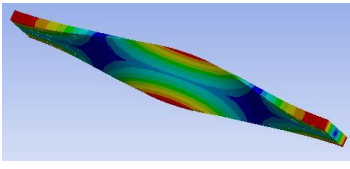
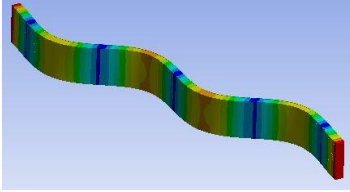
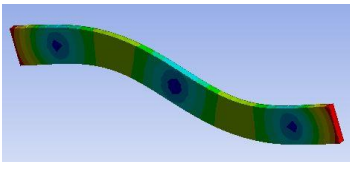
Karşılaştırması

PU köpük dolu balpeteği yapının S-S sınır şartları SE ve DMA ile elde edilen sonuçları Tablo 9.5'te karşılaştırıldı. Deneysel çalışmada sadece üç mod iyi bir şekilde elde edilebildiğinden sadece bu üç mod verilmiştir. Deneysel mod şekilleri ANSYS ile bulunanlarla uyuşmasına rağmen doğal frekanslar arasındaki fark bir iki kat olmuştur. Bu farkın daha önce de belirtildiği gibi imalat hatalarından kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

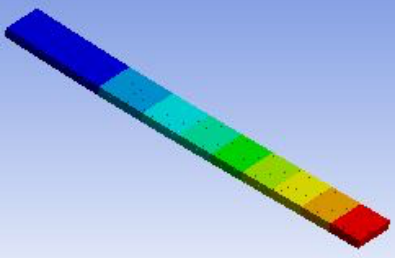
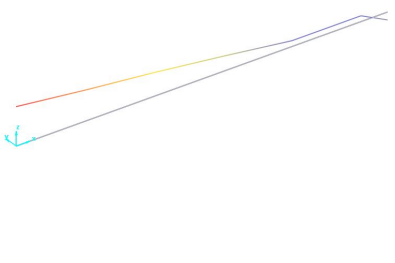
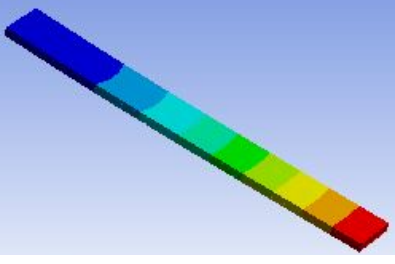
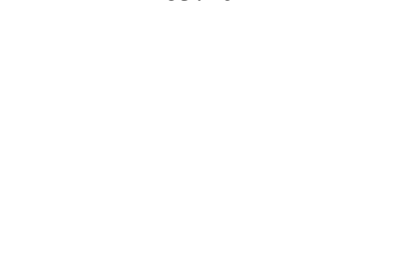
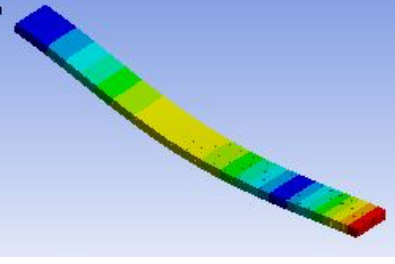
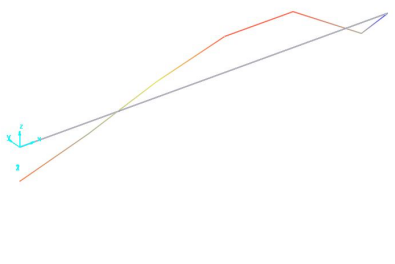
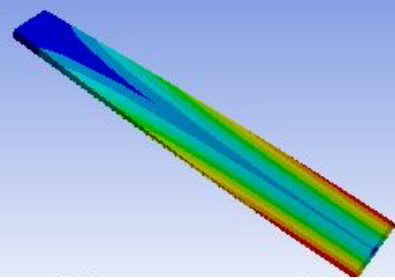
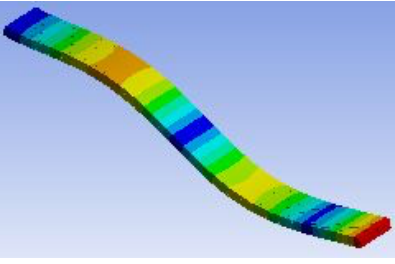
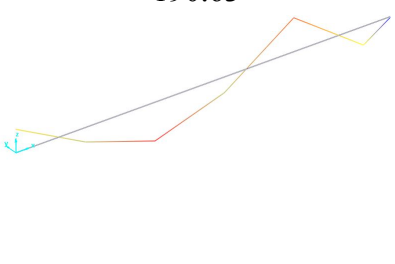
A-S sınır şartları SE ve DMA sonuçları da Tablo 9.6'da karşılaştırıldı. Birinci eğilme mod biçimdeki fark %22.46'dır.

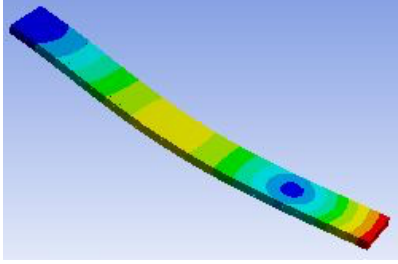
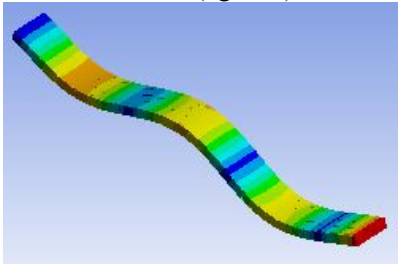
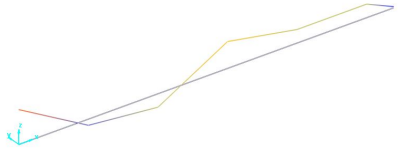
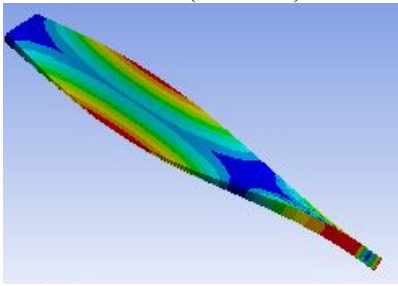
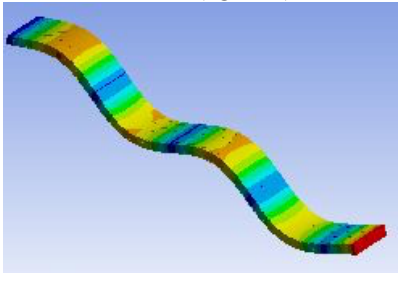
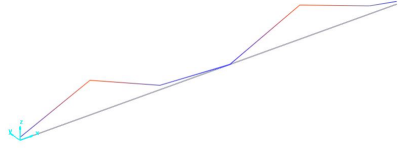
Tablo 9.5 S-S sınır şartları köpük ile doldurulmuş bal peteği ANSYS workbench ve 1 noktadan modal çekiç ile DMA mod şekilleri karşılaştırması

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
1 (eğilme)	200.88 	117.96 	%70.29
2 (eğilme)	520.04 	210.93 	%146.5
3 (yanal)	582.72 	-	-

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	DeneySEL Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
4 (burulma)	694.26 	-	-
5 (eğilme)	939.4 	288.66 	%225.4
6 (burulma)	1381.2 	-	-
7 (eğilme)	1414.6 	-	-
8 (yanal)	1516.8 	-	-

Tablo 9.6 Köpüklü bal peteği, A - S sınır şartları, sarsıcı DMA sonuçlar

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
1	39.80 (eğilme) 	32.50 	%22.46
2	116.64 (yanal) 	83.46 	%39.70
3	233.43 (eğilme) 	92.63 	%152.0
4	393.43 (burulma) 	161.05 	%144.1
5	600.17 (eğilme) 	190.63 	%215.7

Mod	ANSYS Sonuçları, (Hz)	Deneysel Sonuçları, (Hz)	Fark (%)
6	692.57 (yanal) 	196.2	%252.9
7	1062.6 (eğilme) 	263.55 	%303.8
8	1172.0 (burulma) 	314.70	%272.1
9	1580.9 (eğilme) 	389.79 	%305.1

10. SONUÇLAR

Bal peteği sandviç yapıların dinamik karakteristiklerinin bilinmesi pratik açıdan önem arz etmektedir. Bu çalışmada bu yapıların titreşim analizleri hem sayısal hem de deneysel olarak yapıp karşılaştırılmıştır. Balpeteği yapıların SE modellerinin oluşturulması zor olduğundan ve çözüm süresi oldukça uzun olduğundan literatürde eşdeğer modeller önerilmiştir. Bu çalışmada literatürdeki iki eşdeğer model teorisi doğrulanmaya çalışılmıştır. Alüminyum kapak, küçük hücreli bal peteği sandviç plaka, büyük hücreli bal peteği sandviç plaka ve PU köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği sandviç plaka yapıları olmak üzere dört farklı yapının sayısal ve deneysel titreşim analizi sonuçları elde edilip karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmada, öncelikle eşdeğer modellerden biri olan Gibson yöntemi doğrulandı. Literatürden iki bal peteği sandviç plakaya Gibson yöntemi uygulanıp sonuçları karşılaştırıldı. Tablo 5.3'e bakarak Gibson yöntemi için %1.60 - 5.06 arasında bir fark olduğu söylenebilir. Diğer plaka için bu çalışmadaki basitleştirilmemiş model ve Gibson modeli Tablo 5.16'da karşılaştırılmıştır. Doğal frekanslar arasında %4.02 - 8.75'lik bir fark ortaya çıkmıştır. Bundan dolayı Gibson yönteminin doğru bir eşdeğer model olduğu söylenebilir.

Deneysel çalışmaların güvenilirliğini ortaya koymak için basit bir çubuk ve bir plak için doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Bu yapıların deneysel ve SE yöntemleri ile titreşim analizleri yapılarak sonuçları karşılaştırıldı. Çelik çubuk için Tablo 6.4'teki karşılaştırılmaya göre %0.04-%0.20 arasında bir fark ortaya çıkmıştır. Alüminyum kapak için Tablo 6.8'de yapılan karşılaştırmada ilk beş frekans için fark %2.56 - 6.16 arasındadır. Bu farkın kabuledilebilir sınırlar içerisinde olması her iki yöntemin de gerçeğe yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir.

Üç farklı bal peteği sandviç plaka için hem sayısal hem de deneysel titreşim analizi yapıldı. Küçük hücreli bal peteği sandviç plakanın deneysel analizi için sadece ilk mod şekli doğru çıktı. Tablo 7.4'te deneysel sonuçlar sayısal sonuçlar ile karşılaştırıldı. İlk mod için %14.45'lik bir fark ortaya çıktı. Bu hata kaynağının yapıştırıcı olması yüksek ihtimaldir. Yapıştırıcının yeterli olmadığı yerlerde kapaklar balpeteği katmanına iyi yapışmamıştır. Yapıştırıcı tüm yüzey boyunca homojen olmadığında da plakanın rijitliği düğünden düğüme değişecektir.

Küçük hücreli bal peteğinin hücreleri kullanılan PU köpüğün özelliğinden dolayı tam olarak doldurulamadı. Ayrıca küçük hücreli bal peteğinin gerçek modeli ile yapılan ANSYS analizleri sırasında çok büyük hafızaya ve hıza ihtiyaç duyulması nedeniyle bilgisayarda zaman sorunu yaşanmış ve analizler gerçekleştirilememiştir. Bu sorunu aşabilmek için daha büyük hücrelere sahip bal petekleri el yordamı ile imal edilmiş ve analiz gerçekleştirilmiştir.

Boş büyük hücreli bal peteği sandviç plakanın sayısal ve deneysel titreşim analizi sonuçları karşılaştırılınca bir iki kat fark ortaya çıktığı görülmüştür (Tablo 8.6). Benzer biçimde köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği sandviç plakasının sayısal ve deneysel titreşim analizi sonuçları karşılaştırılınca da iki üç kat fark ortaya çıktı (Tablo 9.6). Bu farkın nedeni şöyle açıklanabilir: Büyük hücreli bal peteği yapısı alüminyum levhadan el ile kesilen şeritlerin yapıştırılmasıyla elde edilmiştir. Kesme işlemi el ile yapıldığı için her yerde düzgün bir boyut elde edilememiştir. Kesildikten sonra şeritlerin yüksekliğinin $14,5 \pm 0,5$ mm olduğu görülmüştür. Bundan dolayı yapıştırıcı bal peteğinin tüm kenarlarını düzgün dağıtılamadığı gibi kapaklar da düzgün bir şekilde yapıştırılamadı. Bundan dolayı kapaklar ve balpeteği arasında istenmeyen boşluklar oluşmuştur. Ek olarak yapıştırıcı düzgün sürülemediğinden malzeme özelliklerinin düğümünden düğüme değişmesi kaçınılmazdır. Ayrıca köpük ile doldurulmuş sandviç plaka için köpüğün içinde boşluklar meydana gelmektedir. Bu nedenle köpüğün yoğunluğu bal peteğinin her hücresinde farklıdır. İmalat hataları enaza indirildikten sonra model güncelleme yöntemleri kullanılarak sonlu elemanlar çözümlerinin deneysel sonuçlara uydurulmasına çalışılabilir.

Bu çalışmada PU köpüğün balpeteği sandviç yapının dinamik özellikleri üzerindeki etkisi de incelenmiştir. İçi boş bal peteği sandviç plaka ve PU köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği sandviç plaka sayısal analiz sonuçları Tablo 10.1’de karşılaştırıldı. Buna göre köpük ile doldurulmuş bal peteği sandviç plakanın doğal frekansları boş plakaninkilerden %20 - %40 oranında daha büyük çıktı.

Tablo 10.1 S-S sınır şartları için köpük ile doldurulmuş ve boş büyük hücreli bal peteği sandviç plak SE analizi sonuçlarının karşılaştırması

Modları	Köpük ile, (Hz)	Boş bal peteği, (Hz)	Fark (%)
1	200.88 (eğilme)	173.27 (eğilme)	%27.61
2	520.04 (eğilme)	432.95 (eğilme)	%20.11
3	582.72 (yanal)	497.92 (burulma)	-
4	694.26 (burulma)	526.23 (yanal)	-
5	939.4 (eğilme)	751.49 (eğilme)	%25.00
6	1381.2 (burulma)	992.24 (burulma)	%39.20
7	1414.6 (eğilme)	-	-
8	1516.8 (yanal)	-	-

Büyük hücreli bal peteği sandviç plaka ve PU köpük ile doldurulmuş büyük hücreli bal peteği sandviç plaka deneysel analiz sonuçları Tablo 10.2’de karşılaştırıldı.

Tablo 10.2 S-S Sınır şartı için köpük ile doldurulmuş ve boş bal peteği sandviç plakalarının DMA sonuçlarının karşılaştırması (1 noktadan, modal çekiç)

Modları	Köpük ile, (Hz)	Boş bal peteği, (Hz)	Fark (%)
1 (eğilme)	117,96	134,52	%-12,31
2 (eğilme)	210,93	202,08	%4,38
3 (eğilme)	288,66	314,80	%8,30
4 (eğilme)	397,02	409,42	%3,03

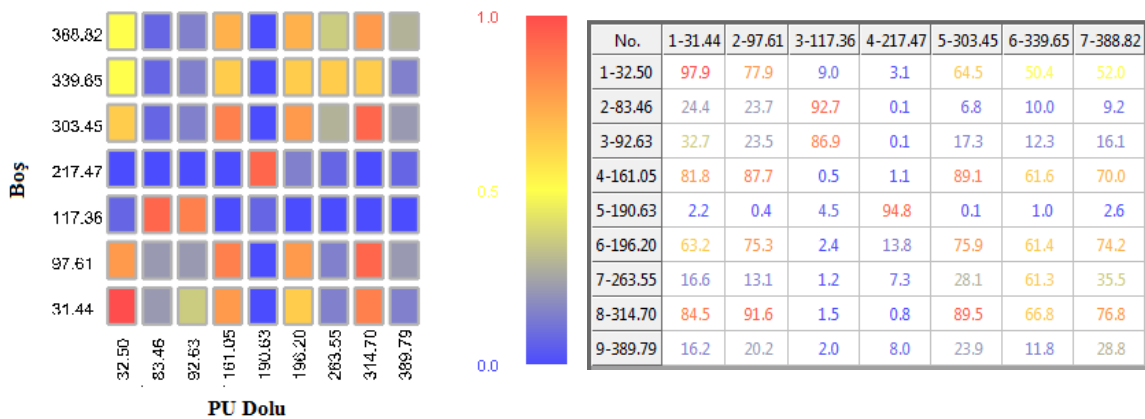
Köpük ile doldurulduğunda ilk dört eğilme doğal frekansı için fark %10’dan daha düşük olarak elde edilmiştir.

A-S sınır şartları için boş ve köpüklü bal peteği plakaların SE sonuçları Tablo 10.3’te karşılaştırıldı. Doğal frekansların arasındaki farkı %11.24 - 40.52 oldu.

Tablo 10.3 A-S sınır şartları için boş ve köpüklü bal peteği plakaların SE sonuçları karşılaştırılması

Mod	Köpüklü (Hz)	Boş (Hz)	Fark (%)
1 (eğilme)	39.80	34.506	%15.34
2 (yanal)	116.64	104.85	%11.24
3 (eğilme)	233.43	194.79	%19.84
4 (burulma)	393.43	279.98	%40.52
5 (eğilme)	600.17	479.28	%25.22
6 (yanal)	692.57	622.60	%11.24
7 (eğilme)	1062.6	-	
8 (burulma)	1172.0	-	
9 (eğilme)	1580.9	-	

A - S sınır şartı için köpüklü ve boş bal peteği sandviç plakaların sarsıcı ile yapılan DMA sonuçları Tablo 10.4’da karşılaştırıldı. Birinci doğal frekans için sadece %3.37 iken diğer frekanslardan %30’un üzerindedir. Bu durum için modal modların uyumunu gösteren MAC (Modal Assurance Criteria) grafiği de çizilmiştir (Şekil 10.1). Bu grafikte anlaşıldığı üzere doğal frekansların değerlerinin ve sırasının değiştiği görülmektedir.



Şekil 10.1 A-S sınır şartında boş ve dolu yapı için modal güvence grafiği

Tablo 10.4 A - S sınır şartları köpüklü ve boş bal peteği sandviç plakaların sarsıcı DMA sonuçları karşılaştırılması

	Köpüklü		Boş		Fark
Mod	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Doğal Frekans (Hz)
1	32.50	%4.24	31.44	%4.42	%3.37
2	83.46	%2.97	97.61	%5.34	%-14.49
3	92.63	%3.40	117.36	%3.56	%-21.07
4	161.05	%1.11	217.47	%4.72	%-25.94
5	190.63	%3.92	303.45	%2.10	%-37.18
6	196.2	%0.91	339.65	%4.76	%-42.24
7	263.55	%4.28	388.82	%4.81	%-32.22
8	314.70	%3.01	-	-	-
9	389.79	%4.19	-	-	-

Sonuçlar özetlenecek olursa, balpeteği sandviç yapıların hücre içlerinin poliüretan köpük ile doldurulması durumunda yapının doğal frekans, mod biçimleri ve sönüm oranları değişmektedir. Bu bakımdan bu yapılar PU köpük doldurulması gerektiğinde şayet dinamik özelliklerin etkilenmesi istenmiyorsa dikkat edilmesi gerekir. Böyle bir durumda bir optimizasyon çalışması yapılarak kısmi doldurma yapılması önerilmektedir. Balpeteği sandviç yapının titreşim analizlerinde deneysel sonuçların SE sonuçlarından farklı olduğu görülmüştür. Bu farkın en aza indirilmesi sonraki çalışmalar için faydalı olacaktır. Bu bakımdan modal güncelleme teknikleri kullanılarak SE modelin deneysel sonuçlara uydurulması sağlanmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] **Hajianmaleki, Mehdi and Qatu, Mohammad S.**, 2011. Mechanics of Composite Beams, Advances in Composite Materials - Analysis of Natural and Man-Made Materials, Dr. Pavla Tesinova (Ed.), ISBN: 978-953-307-449-8, 527-546.
- [2] **Liessa A.W.** 1973. The Free Vibration of Rectangular Plates, Journal of Sound and Vibration, 31, 257-293.
- [3] **XIA Li-juan, JIN Xian-ding, WANG Yang-bao**, 2001. The Equivalent Analysis of Honeycomb Sandwich Plates for Satellite Structure, Shanghai Jiaotong University, 140-144.
- [4] **Gibson LJ, Ashby MF.**, 1997. Cellular Solids: Structure and Properties. New York: Cambridge University Press, 93-174.
- [5] **Liu, Donghuan, Jin, Lei, Shang, Xinchun**, 2012. Comparisons of equivalent and detailed models of metallic honeycomb core structures with in-plane thermal conductivities, Procedia Engineering, 31, 967-972.
- [6] **Aumjaud, P., Smith, C.W., Evans, K.E.**, 2015. A novel viscoelastic damping treatment for honeycomb sandwich structures, Journal of Composite Structures, 119, 322-332.
- [7] **Aumjaud, P., Fieldsend, J.E., Boucher, M.A., Evans, K.E., Smith, C.W.**, 2015. Multi-objective optimisation of viscoelastic damping inserts in honeycomb sandwich structures, Journal of Composite Structures, 132, 451-463.
- [8] **Li Yongqiang, Zhu Dawei**, 2009. Free flexural vibration analysis of symmetric rectangular honeycomb panels using the improved Reddy's third-order plate theory, Composite Structures, 88, 33-39.
- [9] **Reddy, J.N.**, 2004. Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells Theory and Analysis, 2nd Edition, CRC Press, 671-721.
- [10] **Boudjemai, A., Bouanane, M.H., Mankour, Amri, R., Salem, H., Chouchaoui, B.**, 2012 MDA of Hexagonal Honeycomb Plates used for Space Applications, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering Vol:6, No:6, 1061-1069.

- [11] **Penado, F. Ernesto**, 2013. Effective Elastic Properties of Honeycomb Core with Fiber-Reinforced Composite Cells, *Open Journal of Composite Materials*, 3, 89-96.
- [12] **Harish R., Ramesh S Sharma**, 2013. Vibration response analysis of honeycomb sandwich panel with varying core height, *IJETCAS*, 582-586.
- [13] **Shrigandhi, G.D. and Deshmukh, Pradip**, 2016. Modal Analysis of Composite Sandwich Panel, *IJCET Special Issue-4*, 259-264.
- [14] **Boudjemai, A., Bouanane, M.H., Mankour, Amri, R., Salem, H., Chouchaoui, B.**, 2012. Modal analysis and testing of hexagonal honeycomb plates used for satellite structural design, *Materials and Design*, 35, 266-275.
- [15] **Şakar, G., Bolat, F.Ç.**, 2015. The Free Vibration Analysis of Honeycomb Sandwich Beam Using 3D and Continuum Model, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Mechatronic and Manufacturing Engineering Vol:9, No:6*, 1077-1081.
- [16] **Burlayenko, Vyacheslav N., Sadowski, Tomasz**, 2010. Effective elastic properties of foam-filled honeycomb cores of sandwich panels, *Composite Structures*, 92, 2890-2900.
- [17] **Burlayenko, Vyacheslav N., Sadowski, Tomasz**, 2009. Analysis of structural performance of sandwich plates with foam-filled aluminum hexagonal honeycomb core, *Computational Materials Science*, 45, 658-662.
- [18] **Sadowski, T., Bec, J.**, 2011. Effective properties for sandwich plates with aluminum foil honeycomb core and polymer foam filling - Static and dynamic response, *Computational Material Science* 50, 1269 - 1275.
- [19] **ŞEN, Murat., ÇAKAR, Orhan**, 2016. Experimental Modal Analysis of a Polyurethane Sandwich Panel, *ICENS, Sarajevo, Bosnia*, 1-7.
- [20] **ÇAKAR, Orhan, ŞEN, Murat**, 2016. Investigation of modal properties of a plate reinforced by polyurethane foam with different thicknesses, *ICENS, Sarajevo, Bosnia*, 1-8.
- [21] **ŞEN, Murat.**, 2016. Poliüretan Köpük Kaplı Plaklarda Takviye Kalınlığının Sistemin Dinamik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, 1-109.

- [22] **Jweeg, Muhsin J.**, 2016. A Suggested Analytical Solution for Vibration of Honeycombs Sandwich Combined Plate Structure, IJMME-IJENS, 16, 9-17.
- [23] **Nilsson, E., Nilsson, A.C.**, 2002. Prediction and Measurement of Some Dynamic Properties of Sandwich Structures with Honeycomb and Foam Cores, Journal of Sound and Vibration 251, 409-430.
- [24] **Mohammed, D.F., Ameen, H.A., Mashloosh, K.M.**, 2015. Experimental and Numerical Analysis of AA3003 Honeycomb Sandwich Panel with Different Configurations, American Journal of Scientific and Industrial Research, 6, 25-32.
- [25] **Şakar, G., Yaman, M., Bolat, F.Ç.**, 2010. Bal Petegli Sandviç Kompozit Yapıların Dinamik Analizi, Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi, 2, 531-540.
- [26] **Renji, K., Narayan, S.**, 2002. Loss Factors of Composite Honeycomb Sandwich Panels, Journal of Sound and Vibration, 250, 745-761.
- [27] **He, Meifeng, Hu, Wenbin**, 2008. A study on composite honeycomb sandwich panel structure, Journal of Materials and Design 29, 709-713.
- [28] **Renji, K., Nair, P.S., Narayan, S.**, 1996. Modal Density of Composite Honeycomb Sandwich Panels, Journal of Sound and Vibration, 195, 687-699.
- [29] **Luo, Y., Xie, S., Zhang, X.**, 2008. Vibration control of honeycomb sandwich panel using multi-layer piezoelectric actuator, Journal of Computers and Structures, 86, 744-757.
- [30] **Kayran, A., Aydınçak, İ.**, 2009. Assessment of Effective Elastic Properties of Honeycomb Cores by Finite Element Analysis of Sandwich Panels, Proceedings of 17th International Conference on Composite Materials- ICCM-17, Edinburgh, United Kingdom, 26-31 July 2009.
- [31] **Burton, W.S., Noor, A.K.**, 1997. Assessment of continuum models for sandwich panel honeycomb cores, Journal of Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 145, 341-360.
- [32] **Inman, Daniel J.** “Engineering Vibrations” 4th Edition, Pearson Education Inc. 2014.
- [33] **Lopatin, A.V., Morozov, E.V.**, 2010. Symmetrical Vibration Modes of Composite Sandwich Plates, Journal of Sandwich Structures and Materials, 0, 1-23.

- [34] **Backstrom, D., Nilsson, A.C.,** 2007. Modelling the vibration of sandwich beams using frequency-dependent parameters, *Journal of Sound and Vibration*, 300, 589-611.
- [35] **Fotsing, E.R., Sola, M., Ross, A., Ruiz, E.,** 2012. Lightweight damping of composite sandwich beams: Experimental analysis, *Journal of Composite Materials*, 47, 1501-1511.
- [36] **Tanimoto, Y., Nishiwaki, T., Shiomi, T., Maekawa, Z.,** 2016. A numerical modeling for eigenvibration analysis of honeycomb sandwich panels, *Journal of Composite Interfaces*, 8, 393-402.
- [37] **Wang, J.T., Wang, C.J., Zhao, J.P.,** 2016. Frequency response function-based model updating using Kriging model, *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, 1, 1-11.
- [38] **Li, Zhuang, Crocker, Malcolm J.,** 2006. Effects of thickness and delamination on the damping in honeycomb-foam sandwich beams, *Journal of Sound and Vibration*, 294, 473-485.
- [39] **Yu, S.D., Cleghorn, W.L.,** 2005. Free flexural vibration analysis of symmetric honeycomb panels, *Journal of Sound and Vibration*, 284, 189-204.
- [40] **Nia, A. Alavi., Sadeghi, M.Z.,** 2010. The effects of foam filling on compressive response of hexagonal cell aluminum honeycombs under axial loading-experimental study, *Journal of Materials and Design*, 31, 1216-1230.
- [41] **Jiang, D., Zhang, D., Fei, Q., Wu, S.,** 2014. An approach on identification of equivalent properties of honeycomb core using experimental modal data, *Journal of Finite Elements in Analysis and Design*, 90, 84-92.
- [42] **Hugon, J., Laduree, G., Maheri, M.R., Adams, R.D.,** 2005. Finite Element Predictions of Vibration Damping in Honeycomb Sandwich Panels, *European Space Agency*, SP-581, 1-10.

ÖZGEÇMİŞ

Eric TRELEASE 1984 yılında New York'ta doğdu ve 2006 yılında Clarkson Üniversitesi Makine Mühendisliği'nden mezun oldu. Barkod tarayıcı cihazları ve aksesuarlarını dizayn eden Honeywell şirketinde 6 sene çalıştı. TRELEASE, 2014 yılında Ankara Üniversitesi Tömer programı kapsamında Türkçe dil sertifikası aldı ve 2015 yılında Fırat Üniversitesi'nde Yüksek Lisans eğitimine başladı. TRELEASE, evli ve dört çocuğa sahibidir.