

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MİKROUYDU ÖN TASARIMI İÇİN
PARAMETRİK BİR ÇALIŞMA**

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Burak Mehmet KAYA
(514991006)**

104219

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 11 Haziran 2001
Tezin Savunulduğu Tarih : 29 Haziran 2001**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. A. Rüstem ASLAN
Diğer Jüri Üyeleri Dr. Vedat Z. DOĞAN**

Doç.Dr. Fırat Oğuz EDİS

Doç.Dr. Erol ŞENOCAK

HAZİRAN 2001

ÖNSÖZ

Uzay teknolojilerindeki gelişmeler, uydu sistemlerinin daha küçük ve bütünleşik yapılar olarak üretilmelerinin yolunu açmıştır. Bugün üniversiteler teknolojik birikimlerini kullanarak kendi uydu projelerini gerçekleştirmekte bilimsel araştırmaların deney ve gözlem olanaklarını genişletip uzaya taşımaktadır.

İstanbul Teknik Üniversitesi, ülkemizdeki gelişen teknolojiye öncülük etme yaklaşımını bir mikro-uydu geliştirerek uzay alanında da sürdürmek amacındadır. Bu çalışmamda mikro-uydu üretiminin temel konularından biri olan ön yapısal tasarım problemini ele almaya çalıştım. Uydu yapısal tasarımı, disiplinler arası bilgi birikimini gerektiren kapsamlı bir mühendislik çalışmasıdır.

Gerçekleştirdiğim çalışmada bana öncü olarak yol gösteren, değerli katkılarını hiç esirgemeyen çok değerli hocam Prof. Dr. Rüstem ASLAN'a, beraber çalışmaya başladığımız günden itibaren görüşleri ve birikimleri ile çalışmamın şekillenmesini sağlayan Dr. Vedat Ziya DOĞAN'a, çalışmamın telaşa düştüğüm, duraksadığım, ilerlediğim ve sonunda bitti dediğim her safhasında bana gönülden destek veren, başta annem olmak üzere, KAYA ve KOÇ ailesi bireylerine teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran, 2001

Burak Mehmet KAYA

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. UZAY ARACI YAPILARI	4
2.1. Uzay Araç Taşıyıcı Yapıları	4
2.2. Yapısal Tasarım Felsefesi	5
2.2.1. Modüler Üretim	5
2.2.2. Emniyet Faktörleri	6
2.2.3. Tasarım Özeti	6
2.3. Uzay Ortamı	7
2.3.1. Sublimleşme Ve Gaz Yayma	7
2.3.2. Sıcaklık Konusu	9
2.3.3. Işıma Etkisi	10
2.3.4. Oksidasyon Etkisi	10
2.3.5. Manyetik Özellikler	10
2.4. Malzeme Seçimi	11
2.4.1. Özgül Dayanım (S_y/ρ)	11
2.4.2. Özgül Rijitlik (E/ρ)	11
2.4.3. Gerilmeli Korozyon Direnci	13
2.4.4. Isıl Özellikler	14
2.4.5. Yorulma Ve Çatlak Direnci	14
2.4.6. Üretim Kolaylığı Ve Maliyet	15
2.5. Uzay Yapı Malzemeleri	15
2.5.1. Alüminyum	15
2.5.2. Çelik	16
2.5.3. Titanyum	16
2.5.4. Magnezyum	16
2.5.5. Berilyum	16
2.5.6. Kompozitler	17
2.5.7. Seramikler	18

2.6. Uydu Yapısal Elemanları	19
2.7. Uydunun Maruz Kalacağı Yüklemeler Ve Kısıtlamalar	20
2.7.1. Fırlatma Yüklemeleri	21
2.7.1.1. Statik Yüklemeler (g yüklemeleri)	21
2.7.1.2. Motor Ateşleme, Yakıt Kesme ve Kademe Ayırma Şokları	21
2.7.1.3. Titreşim ve Rezonans	22
2.7.1.4. Gelişigüzel ve Akustik Titreşim	22
2.7.1.5. Dinamik Yüklemeler	22
2.7.1.6. Taşıyıcı Roket Kısıtlamaları / Hacim Kısıtlamaları	22
2.7.2. Yörünge ve Görev Kısıtlamaları	23
2.7.2.1. Isıl Sıcaklık Farkları	23
2.7.2.2. Uzaydaki Parçacıklardan Korunma	24
2.7.2.3. Esnek Bağlantı Kısıtları	24
2.7.3. Uydu Tasarım Kriterleri	24
2.7.3.1. Kütle Dağılımı	24
2.7.3.2. Kütle Tahmini	25
2.7.3.3. Mikro Uyduların Taşıyıcı Araca Montajı	26
3. SANDVIÇ BİR YAPI ELEMANI İÇİN PARAMETRİK ÇALIŞMALAR	28
3.1. Sandviç Yapı Nedir ?	28
3.2. Ara Dolgu Nedir ?	28
3.3. Sandviç Yapı Elemanlarının Geleneksel Yapı Elemanlarına Göre Üstünlükleri	31
3.4. Kompozit Lamina Teorisi ve Analitik Formülasyon Çalışması	33
3.4.1. Kompozit Malzeme Laminası	34
3.4.2. Laminat Analizi	38
3.4.3. Sandviç Yapı İçin Plaka Denge Denklemleri	44
3.4.4. Laminalı Kompozit ve Sandviç Yapının Eğilmesi- Klasik Teori	47
3.4.5. Ortotropik Sandviç Plakalar İçin Eğilme Probleminin Navier Çözümü	50
3.4.6. Kesme Kayması Etkisi Katılarak Yerdeğiştirme Analizi	52
3.4.7. Kesme Kayması Etkisi Altında Statik Analiz	54
3.4.8. Sandviç Plakalar Üzerine Dinamik Etki	55
3.4.8.1. Giriş	55
3.4.8.2. Sandviç Yapıların Doğal Frekansları	56
3.4.8.3. Kesme Kayması Etkisi Katılarak Doğal Frekans Hesaplaması	57
3.4.9. Sandviç Yapılarda Isıl Burkulma	59
3.5. Parametrik Problemin Tanımlanması	62
3.6. Değişken Parametreler	62
3.7. Yapılan Kabuller	62
3.8. Yöntem	63
3.9. Çalışmanın Açıklaması	63
3.10. Orta Nokta Yerdeğiştirmelerinin Parametrik Çalışmaları	66

3.11.Doğal Frekans Parametrik Çalışmaları	66
3.12.Isıl Burkulma Parametrik Çalışmaları	66
4. FEA KULLANARAK MODEL UYDU ANALİZİ	68
4.1.Uydu Ön Yapısal Analizi	68
4.2. Genel Geometri	68
4.3. Taşıyıcı Yapı	68
4.4. Bağlantı Adaptörü	70
4.5. Yüklemeler	70
4.5.1 İtici (Boost) safhası	70
4.5.2. Eksenel Yükler	70
4.5.3 . Şok yükleri	71
4.5.4. Akustik Ve Geçici Yükler	71
4.5.5. Yörüngeye Ait Gereksinimler	76
5. SONUÇLAR	77
5.1. Çökme Davranışının İncelenmesi	77
5.2. Doğal Frekans Değerlendirmesi	78
5.3. Isıl Burkulma Analizi	78
5.4. Ansys Uydu Modellerinin Değerlendirilmesi	79
6. DEĞERLENDİRME	80
KAYNAKLAR	81
EKLER: PARAMETRİK ÇALIŞMALAR	86
ÖZGEÇMİŞ	130

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. : Değişik Elementler İçin Sublimasyon Sıcaklıkları.....	8
Tablo 2.2. : Malzeme Seçim Kriterleri.....	12
Tablo 2.3. : Uzay Yapı Malzeme Özellikleri	13
Tablo 2.4. : Çeşitli Ülkelere Ait Roketlerin Taşıma Kapasiteleri.....	23
Tablo 2.5. : Bazı Uzay Araçlarına Ait Yapısal ve Toplam Kütle Değerleri....	25
Tablo 2.6. : Uydu Taşıyıcı Yapı ve Altsistem Kütlelerinin Kıyaslanması	26
Tablo 3.1. : Parametrik Çalışmalarda Kullanılan Malzemelere Ait Özellikler	64
Tablo 4.1. : Taşıyıcı Roketlere Ait Şok Yükleri.....	71
Tablo 4.2. : GSY Grafik Değerleri ve İvmelenme Olarak Karşılıkları.....	73
Tablo 4.3. : Taşıyıcı Roket Doğal Frekansları ve Bu Frekanslardaki İvmelenmeler.....	74
Tablo 4.4. : Çeşitli Taşıyıcı Roketlere Ait Kritik Yük Tablosu.....	75

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Uzay Aracı Tasarım Metodolojisi.....	6
Şekil 2.2 : Uydu Yapılarında Sıklıkla Kullanılan Malzemelerin Sıcaklık Limitleri.....	9
Şekil 2.3 : Uydu Serbest Bırakma Düzenneği Çalışma Prensibi.....	27
Şekil 2.4 : Arianespace Roketlerine Ait İkincil Yük Taşıma Alternatifleri...	27
Şekil 3.1 : Sandviç Yapı	28
Şekil 3.2 : Sandviç Yapıdaki Gerilmeler.....	29
Şekil 3.3 : Rohacell Sandviç Yapı.....	30
Şekil 3.4 : Günümüzde Kullanılan Alternatif Ara Dolgu Çeşitleri.....	31
Şekil 3.5 : Sandviç Yapı ve Geleneksel Monokok Yapının Kıyaslanması....	32
Şekil 3.6 : Lamina Koordinat Sistemleri	34
Şekil 3.7 : Laminat Tabakaları.....	40
Şekil 3.8 : Gerilme Bileşenleri ve Gerilme Çiftleri.....	41
Şekil 4.1 : Uydu Taşıyıcı Yapısı İçin Tasarlanan Geometrik Modeller.....	69
Şekil 4.2 : Pegasus Güç Spektral Yoğunluk Grafiği	72
Şekil 4.3 : Pegasus Taşıyıcı Roketine Ait Frekans-İvmelenme Grafiği.....	74
Şekil A.1 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- [0/0/0]s....	86
Şekil A.2 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- [0/90/0]s..	87
Şekil A.3 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- [90/0/90]s	88
Şekil A.4 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm.....	89
Şekil A.5 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm.....	90
Şekil A.6 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm.....	91
Şekil A.7 : b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm.....	92
Şekil A.8 : b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm.....	93
Şekil A.9 : b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm.....	94
Şekil A.10 : Yüz Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	95
Şekil A.11 : Ara Dolgu Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	96
Şekil A.12 : b/a ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	97
Şekil B.1 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- [0/0/0]s....	98
Şekil B.2 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- [0/90/0]s..	99
Şekil B.3 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- [90/0/90]s	100
Şekil B.4 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm.....	101
Şekil B.5 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm.....	102
Şekil B.6 : Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz	

	Kalınlığı: 1,5 mm.....	103
Şekil B.7	: b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm.....	104
Şekil B.8	: b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm.....	105
Şekil B.9	: b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm.....	106
Şekil B.10	: Yüz Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	107
Şekil B.11	: Ara Dolgu Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	108
Şekil B.12	: b/a ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	109
Şekil C.1	: Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak-.....	110
Şekil C.2	: Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm.....	111
Şekil C.3	: Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm.....	112
Şekil C.4	: Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm.....	113
Şekil C.5	: b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm.....	114
Şekil C.6	: b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm.....	115
Şekil C.7	: b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm.....	116
Şekil C.8	: Yüz Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	117
Şekil C.9	: Ara Dolgu Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	118
Şekil C.10	: b/a ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi.....	119
Şekil D.1	: Altıgen Prizma İçin Ansys Analiz Verileri.....	120
Şekil D.2	: Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g Yüklemleri Altında Yerdeğiştirme Dağılımı (<i>mm cinsinden</i>).....	120
Şekil D.3	: Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g Yüklemleri Altında Von Misses Gerilme Dağılımı (<i>N/mm2 cinsinden</i>).....	121
Şekil D.4	: Simetri Ekseninde 15 g ve Yanal Eksende 15 g Yükleme Altında Yerdeğiştirme ve Von Misses Gerilme Dağılımı.....	121
Şekil D.5	: 0,001 sn'de 2000 g Yükleme Altında Şok Analizi.....	122
Şekil D.6	: Doğal Frekans Analizi (<i>Hz Cinsinden</i>).....	122
Şekil E.1	: Kare Prizma İçin Ansys Analiz Verileri.....	123
Şekil E.2	: Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g Yüklemleri Altında Yerdeğiştirme Dağılımı (<i>mm cinsinden</i>).....	123
Şekil E.3	: Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g Yüklemleri Altında Von Misses Gerilme Dağılımı (<i>N/mm2 cinsinden</i>).....	124
Şekil E.4	: Simetri Ekseninde 15 g ve Yanal Eksende 15 g Yükleme Altında Yerdeğiştirme ve Von Misses Gerilme Dağılımı.....	124
Şekil E.5	: 0,001 sn'de 2000 g Yükleme Altında Şok Analizi.....	125
Şekil E.6	: Doğal Frekans Analizi (<i>Hz Cinsinden</i>).....	125
Şekil F.1	: Sekizgen Prizma İçin Ansys Analiz Verileri.....	126
Şekil F.2	: Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g Yüklemleri Altında Yerdeğiştirme Dağılımı (<i>mm cinsinden</i>).....	126
Şekil F.3	: Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g Yüklemleri Altında Von Misses Gerilme Dağılımı (<i>N/mm2 cinsinden</i>).....	127
Şekil F.4	: Simetri Ekseninde 15 g ve Yanal Eksende 15 g Yükleme Altında	

	Yerdeğiştirme ve Von Misses Gerilme Dağılımı.....	127
Şekil F.5	: 0,001 sn'de 2000 g Yükleme Altında Şok Analizi.....	128
Şekil F.6	: Doğal Frekans Analizi (<i>Hz Cinsinden</i>).....	128
Şekil G.1	: Yüz Kalınlığı ile Uydu Taşıyıcı Yapı Kütlesi Değışimi (Altıgen, Kare, Sekizgen).....	129



SEMBOL LİSTESİ

$[A]$	: Genişleme Katılık Matrisi
α	: Isıl Genleşme Katsayısı
α^-	: Yanal Yerdeğiştirmenin x Koordinatına Göre Türevi
$[B]$	: Dinamik Etkileşim Matrisi
β	: Bünye Nem Alma Katsayısı
β^-	: Yanal Yerdeğiştirmenin y Koorndinatına Göre Türevi
$[D]$	: Eğilme Rijitlik Matrisi
E_{ij}	: Değişik Yönlerdeki Elastisite Modülü
ϵ_{ii}	: Normal Birim Şekil Değiştirmeler
ϵ_{ij}	: Kayma Birim Şekil Değiştirmeleri
F_x, F_y, F_z	: Yapı üzerine etkiyen kuvvetler
h_k	: Vektörel Mesafe
N_x, N_y	: Kayma Bileşenleri
M_x, M_y	: Gerileme Çiftleri
Q_{ij}	: Değişik Yönlerdeki Rijitlik Matris Terimleri
Q^-	: Q_{ij} Bileşenleri ve Açıların Katılması ile Elde Edilen Matris Verileri
σ_1	: Fiber Doğrultusudaki Çekme/Basma Gerilmesi
σ_2	: Fiberin Normali Doğrultusundaki Çekme Basma Gerilmesi
t_f	: Yüz Kalınlığı
θ	: Eksen Dönme Açısı, Oryantasyon Açısı
u	: x Yönündeki Yapısal Yerdeğiştirme
u_o	: Ortadüzlem x Yönündeki Yerdeğiştirmesi
v	: y Yönündeki Yapısal Yerdeğiştirme
v_c	: Ara Dolgu Poisson Oranı
v_{ij}	: Değişik Yönlerdeki Poisson Oranları
v_o	: Ortadüzlem y Yönündeki Yerdeğiştirmesi
w	: z Yönündeki Yapısal Yerdeğiştirme

ÖZET

Bu tez çalışmasında, geliştirilmesi düşünülen bir mikro-uydu sisteminin ön yapısal tasarımı ele alınmıştır. Uzay aracı yapısı uzaya taşınması ve uzaydaki görevi sırasında çok çeşitli yüklemelere maruz kalmaktadır. Bu yüklemelerin iyi tespit edilmesi ve yapısal tasarım aşamasında ele alınması, maliyeti çok yüksek uydu operasyonları açısından büyük önem arzeder. Uydu, sandviç yapı elemanları kullanılarak tasarlanmıştır. Sandviç yapı elemanlarının yüklemeler altındaki davranışlarının belirlenmesi amacı ile plaka modeli analitik ve nümerik olarak incelenmiştir. Sandviç yapının değişkenleri kullanılarak, plaka eğilmesi, doğal frekans ve kritik burkulma sıcaklıklarının tespit edildiği parametrik bir çalışma yapılmıştır. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak değişken geometrilere sahip komple uydu yapı tasarımı test edilmiştir. Yapılan analizde, incelenen yüklemeler için uydu yapısının üstün mukavemet gösterdiği tespit edilmiştir.



A PARAMETRIC STUDY ON THE PRELIMINARY STRUCTURAL DESIGN OF MICROSATELLITES

SUMMARY

In this master study , the preliminary design of a microsatellite structural system has been studied. During its mission in the orbit and during the launch period, various loadings occur on the spacecraft structures. Because the satellite missions are very expensive operations , these loadings have to be well defined and considered in the structural design process. The satellite structure has been designed by using sandwich structural elements. In order to understand the behaviour of these sandwich elements under different loading conditions, the plate model has been studied both analitically and numerically. Plate bending properties, natural frequencies and critical buckling temperature differences have been determined with a parametric study of the sandwich variables. By using finite element methods a whole structural design of a microsatellite with different geometries has been tested. The final analyses show that the satellite structure has superior strenght properties.

1. GİRİŞ

Günümüzde, ülkelerin en önemli gelişmişlik ölçütlerinden biri uzay teknolojilerine ne kadar hakim olduklarıdır. Bilgi çağının en değerli ürünü olan bilgi, geleneksel ekonomiler ve bilgi çağı ekonomilerini artık birbirinden keskin çizgilerle ayırmaktadır. Bilgiyi elde etme ve yönetme yarışında ön safhalarda yer alabilmesi için, ülkemizin kendi kaynakları ile üreteceği ve kontrol altında tutacağı uydu sistemlerine sahip olması, stratejik bir öneme sahiptir.

Bu tez çalışması, ülkemizde üretilmesi düşünülen bir mikro-uydunun ön yapısal tasarımı ile ilgilidir.

Uydu yapıları gerek uzaya taşınmaları ve gerekse yörüngelerinde görevlerine devam etmeleri sırasında birçok yüklemeye maruz kalmaktadır. Taşıyıcı roket ve uzay ortamından kaynaklanan bu yükler tasarım ve analiz safhalarında gözönüne alınarak, uydu yapısının beklenmedik bir hasara uğraması önlenir.

Bir uydu yapısının tasarımına başlamadan önce uydunun görev, genel sistem ve altsistem gereksinimleri tespit edilmelidir. Uydu yapı tasarımı esnasında yürütülen çalışmalarının özeti aşağıda verilmiştir.

- 1- Uydu görevi ve genel sistem gereksinimlerine bağlı olarak altsistem tanımlamaları yapılır. Yani altsistemlerin geometrik, fonksiyonel, yapısal gereksinimleri önceden tespit edilir.
- 2- Tüm altsistem gereksinimlerini kapsayan ve bu altsistemler arası ilişkiyi tanımlayan bir konsept tasarımı oluşturulur.
- 3- Yapının maliyet analizi dahilinde belirlenen kütleyi aşıp aşmadığı kontrol edilir. Yapı toplam kütlesi bütçe hedefleri üzerinde ise dayanım / rijitlik analizi yapılarak yapı optimize edilir.
- 4- Yapının titreşim gereksinimleri doğal frekans analizi ile tespit edilir.
- 5- Yüklemeler nedeni ile ortaya çıkan dayanım gereksinimleri mukavemet hesapları ve malzeme testleri ile tespit edilir.

6- Uzay ışıma ortamında uydu malzemesinin ve yapının dayanımı hesaplanır.

Yapısal tasarım beş safhadan oluşur;

- Ön tasarım/analiz
- Ayrıntılı tasarım /analiz
- İmalat
- Montaj
- Test

Bu tez çalışması dahilinde bir mikro-uydu için ön tasarım yapılmıştır. Ön tasarım safhasında genel bir uydu konfigrasyonu belirlenmekte ve buradan yola çıkarak kütle, hacim gibi genel değişkenler belirlenmektedir. Bu şekilde başlangıçta yapılan yük tahminleri uydu ana yapısal elemanlarını boyutlandırmak için kullanılmaktadır. Uydu ve fırlatma aracı arası dinamik etkileşimlerin incelenmesi amacıyla doğal frekanslar analiz edilmiştir.

Ön tasarım çalışması için önce taşıyıcı yapının görev tanımı yapılmış ve uydu taşıyıcı yapıları gruplandırılmıştır. Taşıyıcı yapı uydunun iskeletini oluşturmaktadır. Uydu üzerine etkiyen yüklemeler gerek bilimsel yayınlar ve gerekse uyduları uzaya taşıyan roketleri üreten firmaların katalogları incelenerek tespit edilmiştir.

Mikro-uydu taşıyıcı yapısında, sandviç elemanların kullanılması tasarlanmıştır. Sandviç yapılar, iki kompozit plaka arasına hafif bir ara dolgunun yerleştirilmesiyle imal edilmiş oldukça hafif ve rigid yapılarıdır. Ancak mikro-uydu tasarımlarında yaygın olarak kullanılan sandviç yapı elemanları birçok parametrik değişkene sahip olduğundan parametrelerdeki değişimlere bağlı olarak yükler altındaki davranışlar da değişmektedir. Bu nedenle bu değişkenlere bağlı parametrik bir çalışma yapılmıştır.

Bu amaçla uydu taşıyıcı yapısını oluşturan düzlemsel sandviç bir plakanın eğilme davranışı, doğal frekans ve kritik ısıl burkulma sıcaklıklarının tespit edilmesine yönelik analitik bir çalışma yapılmıştır. Analitik sonuçlar; ticari sonlu elemanlar programı (ANSYS) analizinin sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Daha sonra bütün bir uydu taşıyıcı yapısının tasarımına geçilmiştir. Uydu yapısı üç ayrı geometride (sekizgen, altıgen ve kare prizma) tasarlanmıştır. Altsistemlerin yapıya monte edilmesini sağlayan alüminyum saç bağlantılar ve uydunun roket yük taşıma bölmesine tutturulması için kullanılan bağlantı adaptörleri de taşıyıcı yapıya dahil edilmiştir.

Tasarımı yapılan uydu taşıyıcı yapısına, sonlu elemanlar programı (ANSYS) kullanılarak statik yükleme ve şok yüklemesi yapılmıştır. Yapının doğal frekansları her üç geometri için de belirlenmiş ve parametrelere bağlı değişimleri incelenmiştir.



2. UZAY ARACI YAPILARI

2.1. Uzak Araç Taşıyıcı Yapıları

Bir uzay aracının taşıyıcı yapısı çok değişik fonksiyonları yerine getirmektedir. Öncelikle kalkıştan yörüngeye yerleştirme safhasına kadar açığa çıkan ivmelenme, akustik titreşim, ısıl şoklar gibi yüklere dayanmalı, yörüngesinde görevi için ihtiyaç duyduğu fonksiyonel performansı göstermelidir. Ayrıca, altsistemler için bir iskelet oluşturmakta ve bu sistemlerin entegre çalışmalarını sağlayacak tamamlayıcı bir yapı meydana getirmektedir.

Ön tasarımında yukarıda belirtilen yük ve kısıtlar önceden tespit edilmeli ve taşıyıcı yapıda kullanılacak malzemenin seçim safhasında saptanmış olmalıdır. Bir uydu projesinde toplam maliyetin büyük bir kısmı uydunun uzaya yerleştirilme safhasına ait olmaktadır. Bu nedenle yapısal tasarımın ana hedefi, yapısal kütleyi, güvenilirlik beklentilerine göre minimize ederken aynı zamanda hasar ihtimalini de ortadan kaldırmaktır.

Uzak araç taşıyıcı yapıları görevleri bakımından üç gruba ayrılırlar [4]:

a) Ana Taşıyıcı Yapı: Görevi, uydunun maruz kaldığı yükleri özel tasarlanmış yapı elemanları vasıtası ile uydu tabanına iletmektir. Yararlı yük ve ilgili yapı elemanları arasında birleştirme görevi vardır. Ana yapıda meydana gelebilecek bir hasar tüm uydunun da hasarı anlamına gelir.

b) İkincil Taşıyıcı Yapılar: Isıl izolasyonlar ve güneş panelleri gibi yapılar sadece kendi yapılarını destekleyen elemanlardır ve ana taşıyıcı yapıya monte edilirler. İkincil taşıyıcı yapıda oluşabilecek bir hasar, yapısal denge için bir problem teşkil etmez. Ancak ısıl altsistem kontrolünü önlemesi veya elektrik iletimini kesmesi halinde bu hasarlar temel uydu görevini olumsuz etkiler.

c) Esnek Bağlantılar: Bu yapılara örnek olarak anten yansıtıcılar gösterilebilir. Bu tip yapılar düşük doğal frekansa sahip olup uydunun dinamik davranışlarından direk etkilenmektedir.

2.2. Yapısal Tasarım Felsefesi

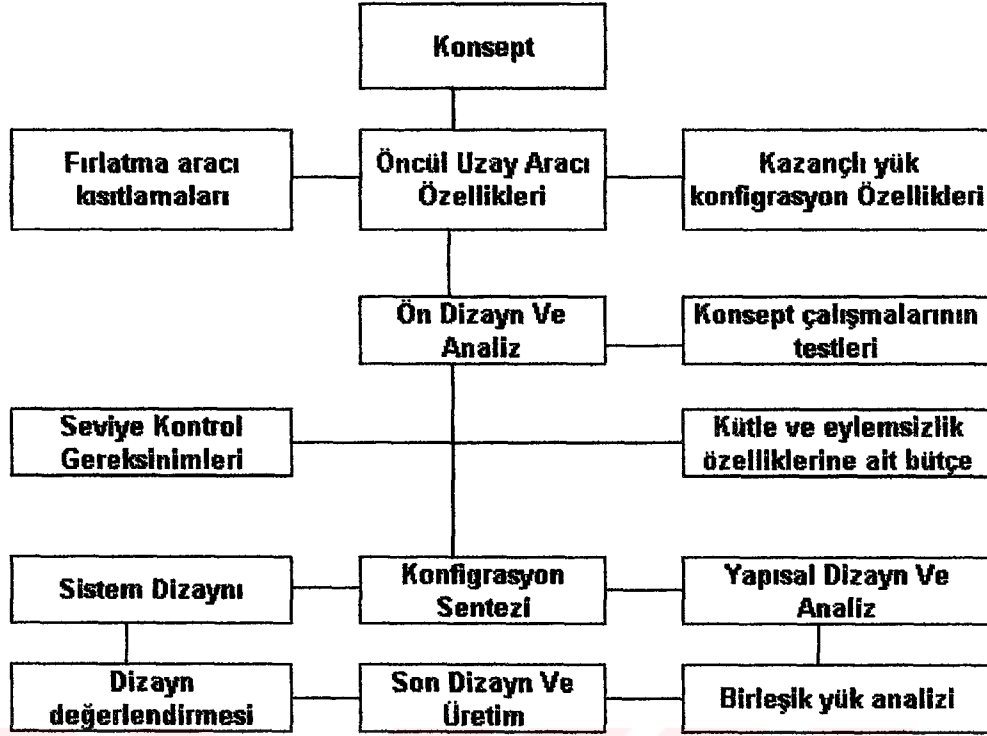
Uzay aracı yapısal tasarımı; malzeme seçimi, yapı tasarımı, yapı analizi ve güvenilirlik doğrulamasını içeren karmaşık ve tekrarlı bir süreçtir. Bu süreç; ısı koruma, itki, haberleşme ve güç vb. altsistemlerin tasarım gereksinimlerine oldukça bağlıdır. Tasarım süreci, görev tanımına bağlı tasarım özelliklerinin tespit edilmesi ile başlar. Yararlı yükün ve altsistemlerin yapıya yerleştirilmesi, fırlatma gereksinimleri, çevresel koruma, ısı ve elektriksel iletim yolları ve yapısal rijitlik gibi konular tasarım aşamalarında temel konulardır. Yapısal tasarımın asıl zor kısmı ise kütleli verimlilik ve yüksek güvenilirlik hedeflerinin tutturulabilmesidir.

Yapısal tasarımda kullanılan geometrilerin çoğuna ait kütleli, hacimsel ve yapısal davranış karakterleri iyi bilinmekte ve yeni geometrik tasarım yada test yapılmasını gereksiz kılmaktadır. Aerodinamik sürüklenme kuvvetinin az olması nedeni ile uzayda kübik, silindirik, oktahedral ve polihedral konfigürasyonlar yüksek rijitlik ve hacimsel kapasite sağlayabilmektedir. Uzay aracının durum ve yörünge kararlılığı için yapısal simetri ve uygun yuvarlanma / yunuslama eylemsizlik oranları gerekmektedir. Daha nadir malzeme kullanımı ve literatürde mevcut geometrik tasarım verileri ile çalışma sayesinde maliyetler oldukça düşürülebilir.

2.2.1. Modüler Üretim

Modüler üretim bir modülün inşasında kullanılan elemanların, yapı içindeki diğer modüllerde de kullanılabilmesidir. Modüler üretim, uzay yapılarının inşa hızını arttıran ve üretim maliyetini düşüren bir tekniktir. Ayrıca teknik bakımı ve herhangi bir sistem elemanına ulaşmayı da kolaylaştırmaktadır.

Bu tekniğin tek dezavantajı özel arayüz kullanımından kaynaklanan yapısal ağırlık artışıdır. Modüler olmayan bir uzay aracı üretim modeli ağırlıktan çok daha fazla kazanç sağlayabilir. Ayrıca pahalı malzemelerin daha verimli kullanıma imkan da verebilir. Aşağıdaki akım şemasında bir uzay aracı tasarımı için önerilen tasarım metodolojisi verilmiştir.



Şekil 2.1. Uzay Aracı Tasarım Metodolojisi [4]

2.2.2. Emniyet Faktörleri

Emniyet faktörleri uzay aracı tasarımında birçok nedenle değişkendir. Yapısal gereksinimler belirlenirken eğer bir yapısal elemanın hasarı önemsiz ve üzerindeki yükün bir kısmı diğer yapısal elemanlar tarafından alınıyorsa, bu elemana ait emniyet faktörü düşük seçilir. Görevin önemi de bu faktör için belirleyici olmaktadır. Örneğin uydunun çalışması esnasında yapıya monte edilmiş olan tekrarlı elemanlardan birinin hasara uğraması diğer tekrarlı elemanlar görevine devam ettiği sürece genel görev için önemsiz olabilir.

2.2.3. Tasarım Özeti

Yapısal tasarımda uyulması gerekli kıstaslar aşağıda verilmiştir;

- Uzay ortamın iyi bilimesi gereklidir (Fırlatma ve Yörünge)
- Basit fonksiyonlara sahip basit yapısal elemanlar kullanılmalıdır.
- Modüler üretim tercih edilmeli, yapısal elemanlara kolaylıkla ulaşılabilmesi ve montajları yapılabilir olmalıdır.

- d) Analitik tahminler kolay yapılabilirdir.
- e) Statik, dinamik ve ısı yükleri sürekli göz önünde bulundurulmalıdır.
- f) Yapının ihtiyaca göre değiştirilme olasılığı gözönüne alınmalıdır.
- g) Malzeme seçimi uygun yapılmalıdır. (Özgül mukavemet, gaz yayma, ısı iletkenlik, elektrolitik korozyon, elektromanyetik uyum, bulunabilirlik, maliyet, radyasyon direnci, nemden etkilenme gibi hususlar gözönünde bulundurulmalıdır.)

2.3. Uzay Ortamı

Uzay ortamı, uzay aracı yapısında kullanılan malzemelerde fonksiyon bozukluğuna ve hatta hasara yol açabilecek kadar tehlikeli ve değişken bir ortamdır. Bu ortamdan kaynaklanan en belirgin problemler süblimleşme, gaz yayma, ısı etkileri, ısıma etkileri, oksidasyon olarak sayılabilir.

2.3.1. Süblimleşme ve Gaz Yayma

Süblimleşme, kendi buhar basıncına nispeten yakın bir yerel basınç altında malzemelerin yüzey atomlarının buharlaşması olarak izah edilir. Sıcaklık artışı ile süblimleşme oranında artış meydana gelmektedir.

Uzaydaki basınç değeri Dünya'ya yakın yörüngeler için 1.3×10^{-7} kpa (200 km) ile 1.3×10^{-12} kpa (6500 km) arasında değişmektedir. Bu koşullar altında yapısal polimerlerin birleşimi bozulabilir ve metaller süblimleşmeye uğrayabilir. Süblimleşme oranı aşağıdaki formül ile bulunabilir [10];

$$G = 5.04 \times 10^3 P \sqrt{\frac{M}{T}} \quad (2.1)$$

Burada;

G = Süblimleşmeye uğramış metal miktarı (gram/cm³-gün)

P = Süblimleşen malzemenin buhar basıncı (mmHg)

M = Malzemenin moleküler ağırlığı (kg/kmol)

T = Mutlak Sıcaklık (K)

olarak verilmektedir.

Süblimleşme malzeme içindeki tane büyümesine yol açarak, kısa devrelere, optik ve ısı sistem yapılarında malzeme ayrılmalarına yol açabilir. Böylece aşırı ısınma veya veri iletişiminin kesilmesi ile uzay aracı parçalanabilir. Bazı elementler düşük sıcaklıklarda yüksek süblimasyon oranlarına sahiptir ve bu nedenle uzay uygulamalarında kullanımlarından kaçınılması gereklidir. Çinko, Magnezyum ve Kadmiyum bu tip elementlere örnektir. Ayrıca kompozit matrisler, metallere nazaran daha yüksek süblimasyon oranına sahiptir. Bu yüzden kompozitler uzun süreli görevlerde daha az tercih edilirler. Aşağıdaki tabloda uzay uygulamalarında kullanılan bazı elementlere ait değişik süblimleşme oranları için gerekli sıcaklıklar verilmiştir;

Tablo 2.1. Değişik Elementler İçin Süblimasyon Sıcaklıkları

Element	0.1 $\mu\text{m}/\text{yıl}$	10 $\mu\text{m}/\text{yıl}$	1mm/yıl
Cd	38	77	122
Zn	71	127	177
Mg	110	171	233
Au	660	800	950
Ti	920	1070	1250
Mo	1380	1630	1900
W	1870	2150	2480

Gaz yayma; Dünya’da bünyeye emilen gazların uzay ortamında açığa çıkması olayıdır. Açığa çıkan partiküller, diğer yapısal elemanlar üzerine yoğunlaşırlar ve yüzeyin kirlenmesine veya ısı kaplamaların yüzeyden kalkmasına neden olurlar. Gaz yayma problemi, yapı uzaya gönderilmeden önce vakum ortamında yüksek sıcaklık odalarına tutularak ortadan kaldırılır[10].

Uzay otamında hareketli mekanizmalarda kullanılan yağların yüksek gaz yayındırma oranına sahip olması, bu yağlayıcıların özelliklerini kaybederek sürtünmenin yüksek oranlara çıkmasına ve malzemeler arasında soğuk kaynak meydana gelmesine neden

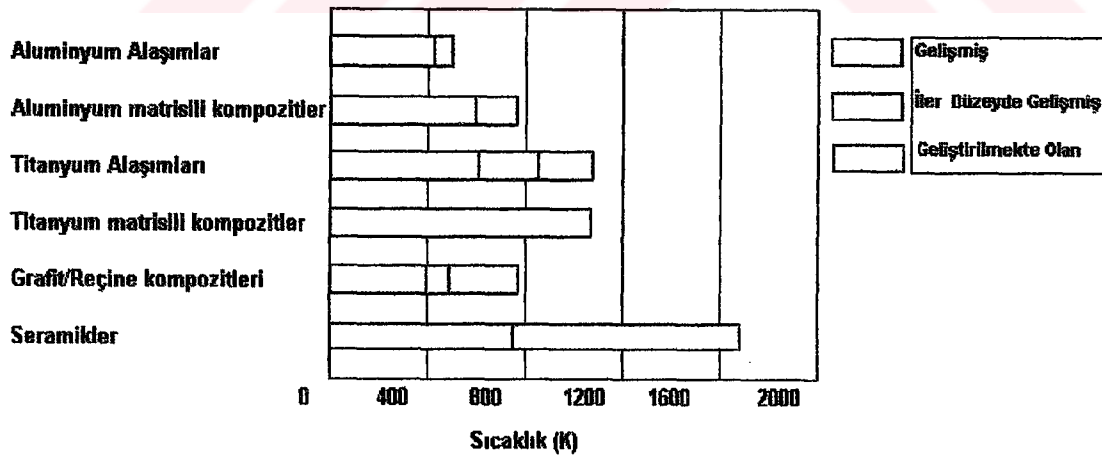
olur. Ayrıca kompozitler bünyelerine yüksek oranda nem alabildiklerinden gaz yayındırma ihtimali altında yapısal performansları düşer.

2.3.2. Sıcaklık Konusu

Süblimleşme oranının sıcaklık nedeni ile artması ve yapısal özelliklerin sıcaklık değişimlerine duyarlı olması nedeni ile uzay ortamında oluşabilecek sıcaklık farkları ve limit sıcaklık değerleri çok önemlidir. Isı enerjisi uzayda sadece ısı iletim ve ışıyım ile transfer edilir. Isı transferi, uydu için durum denge oranı(uydunun kendi eksenini etrafında dönme oranı) ve ısı kontrol sistem tipine bağlı olarak değişecektir. Isıl kontrol sistemleri aktif ve pasif olmak üzere iki türdür. Pasif ısı kontrol sistemleri yüzeye ait yutma (α) ve yayma (ϵ) özelliklerinin kullanılmasını sağlarlar. Örneğin anodize olmuş bir alüminyum veya beyaz yüzeyler düşük (α/ϵ) oranına sahipken siyah cisimler yüksek (α/ϵ) oranına veya birim orana sahiptir.

Uzaydaki soğuk ortamlar malzemenin genelde akma ve çekme dayanımı ile poisson oranını artıran bir etki gösterir. Bu soğuk ortamların malzemenin süneklik ve tokluk özellikleri üzerine olan etkisi, malzemelere bağlı olarak değişir. Soğuk ortamların mevcut olması halinde anten ve uydu kontrol üniteleri için uygun malzemelerin seçilmesi gereklidir.

Aşağıda bazı yapısal malzemelere ait sıcaklık limitleri yer almaktadır.



Şekil 2.2. Uydu Yapılarında Sıklıkla Kullanılan Malzemelerin Sıcaklık Limitleri

2.3.3. Işıma Etkisi

Işınım kemerleri ve kozmik ışıma gibi kaynaklardan yayılan proton ve elektron parçacıkları ile elektromanyetik ışıma yapısal malzemeyi eritebilir. Normalde bu erime miktarı 1 mg/cm^2 mertebesinde ve çoğu yapı malzemesi için önemsiz bir değerdir. Uydu yapısında yer alan güneş yelkeni gibi ince filmler bu etki gözönüne alarak tasarlanmalıdır. Işıma aynı zamanda malzemelerin sünekliliklerini de azaltır. Uyduların uzun dönem görevlerinde bu etki büyük önem teşkil eder.

2.3.4. Oksidasyon Etkisi

Dünyaya yakın yörüngelerde mevcut bulunan atomik oksijen (ATO) bu seviyelerde atmosferin önemli bir bileşenidir. Atomik oksijen mevcudiyeti ve ionizasyon ışıma ortamında, polimerik malzemeler, organik moleküller ile reaksiyona girerek işlevsiz hale gelir. Bu olay, yalnızca kimyasal aktivite nedeni ile değil aynı zamanda atomik oksijenin yapı içinde çok hızlı hareket etmesi nedeni ile de gelişir. Gümüş, atomik oksijen oksidasyonuna yoğun olarak maruz kalan elementlere örnektir. Bu nedenle gümüşün güneş panellerinde yoğun kullanılması halinde bu yörünge seviyeleri için oksidasyonu önleyici tedbirler almak gereklidir.

Oksijen atomları ve uzay aracı yapı yüzeylerinin birbiri ile tepkimeye girmesi sonucu aşınma, kararlı oksit oluşumu gibi tepkimeler meydana gelir.

Aşınma yüzeyde girintilere neden olan bir tepkimedir. Atomik oksijen yoğunluğu, Dünya'dan 200 km uzaklıkta güneş aktivitesine bağlı olarak 2×10^9 ile 8×10^9 atom/cm³ aralığında değişir. ATO ayrıca yapıdan gaz çıkışına da sebep olabilir ve bu etki fırlatma öncesinde ortadan kaldırılamaz. Ancak yapılan araştırmalar silika türü yüzey kaplamalarının bu etkiyi azalttığını kanıtlamıştır.

Kararlı oksit tepkimesi ise yapı yüzeyinde bir oksit tabakasının ortaya çıkmasına neden olur. Örneğin yağlayıcı olarak kullanılan Molibdendisülfat da bu durum görülür. Benzer olarak Gümüş üzerinde bu tabakanın oluşması malzeme kalkmalarına ve dökülmelere yol açabilir.

2.3.5. Manyetik Özellikler

Dünya etrafında dönen bir uydunun konumu, dünya tarafından oluşturulan manyetik alandan etkileneceği için bu araçlarda manyetik malzeme kullanması konusunda özel bir dikkat gereklidir. Hareket nedeni ile manyetik alan boyunca meydana gelen

manyetik kutupsal kuvvet, uyduda bir konum değişimine neden olabilir. Yapıda manyetik malzeme kullanımı durumunda konum kararlılığını sağlamak için itki sistemleri kullanılır.

Bu itki sistemleri çalışma esaslarına göre ikiye ayrılır;

Birinci itki sistemi olan elektromanyetik itki sistemi Dünya'nın manyetik alanından yararlanır. Uydunun gövdesinde bulunan mıknatıslar ilerinden geçen akımın şiddeti ile orantılı bir kuvvet reter. Bu kuvvetin yarattığı dönme momenti çok zayıf konum bozucu etkenlere karşı kullanılır.

İkinci itki sistemi de, Güneş ışınlarının basıncını kullanan güneş yelkenidir. Bu sistem, mevcut güneş panellerini bir yelken gibi kullanan ve panelleri istenilen kuvveti yaratmak için döndüren bir sistemdir .

2.4. Malzeme Seçimi

Tasarım işleminin en hassas noktası malzeme seçimidir. Geleneksel yapıların tasarımında dayanım / yoğunluk oranlarını kullanarak yapılan malzeme seçimi uzay yapıları için yetersiz kalır. Rijitlik, gerilmeli korozyon dayanımı, kırılma tokluğu, yorulma direnci, ısıl karakteristikler, süblimasyon eğilimi, elektriksel ve manyetik özellikler, üretim kolaylığı, bulunabilirlik ve maliyet gibi birçok husus seçim esnasında gözönüne alınır.

2.4.1. Özgül Dayanım (S_y/ρ)

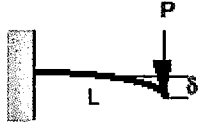
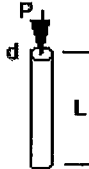
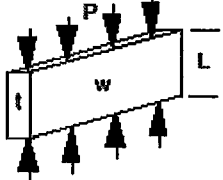
Malzemenin zgl dayanımı; yapıda % 0.2 uzamaya yol açan gerilmenin malzeme yoğunluğuna oranıdır. Titanyum alaşımları, fiber katkılı kompozitler (keklar, HT karbon) tipik olarak yüksek özgül dayanıma sahip malzemelerdir. Tek yönlü iseler aşında kompozitlerin çoğu yüksek özgül dayanıma sahiptir. İzotropik bir kompozit, lifleri ynlemiş bir kompozite nazaran yaklaşık % 30 daha düşük bir özgül dayanıma sahiptir.

2.4.2. Özgül Rijitlik (E/ρ)

Malzemenin zgl rijitliği malzeme Young modülünün malzeme yoğunluğuna bölünmesi ile elde edilir. Bu katsayı, malzeme verimliliğini belirler. Aşağdaki tabloda üç adet yaygın yükleme koşulu için malzeme verimliliği verilmiştir. Malzeme zellikleri ise bir sonraki tabloda verilmiştir. Örneğin Titanyum ve Alüminyum aynı

malzeme verimliliğine sahipken (Sırasıyla 25 ve 24); Titanyumun(187.5) özgül dayanımı Alüminyumun(98.6) iki katı olmaktadır.

Tablo 2.2. Malzeme Seçim Kriterleri

Yükleme Durumu	Kiriş Eğilmesi 	Kolon burkulması 	Panel Burkulması 
Karakteristik Esitlikler	$\delta = \frac{PL^3}{3EI}$ $I = \frac{wt^3}{12}$ $\text{kütle} = Lwtp$	$P_e = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$ $I = \frac{\pi d^4}{64}$ $\text{kütle} = \frac{\pi d^2}{4} L \rho$	$P = \text{sabit} \frac{E}{1-\sigma^2} \left(\frac{t}{w} \right)^2 tw$ $\text{kütle} = Lwtp$
Verimlilik $\left(\frac{\text{Yük}}{\text{kütle}} \right)$	$\frac{P}{\text{kütle}} = \text{sabit} \left(\frac{\delta t^2}{L^4} \right) \frac{E}{\rho}$	$\frac{P}{\text{kütle}} = \text{sabit} \left(\frac{P_e}{L^4} \right)^{1/2} \frac{E^{1/2}}{\rho}$	$\frac{P}{\text{kütle}} = \text{sabit} \left(\frac{P_e}{L^4} \right)^{2/3} \frac{E^{2/3}}{\rho}$
Malzeme Verimliliği	$\frac{E}{\rho}$	$\frac{E^{1/2}}{\rho}$	$\frac{E^{2/3}}{\rho}$
Yükleme Katsayısı	$\frac{\delta t^2}{L^4}$	$\left(\frac{P_e}{L^4} \right)^{1/2}$	$\left(\frac{P_e}{L^4} \right)^{2/3}$

Tablo 2.3. Uzay Yapı Malzeme Özellikleri

Malzeme	Yoğunluk ρ (kg/m ³)	Young Modülü E (GPa)	Akma Dayanımı Sy (MPa)	E ρ	E ^{1/2} ρ	E ^{1/3} ρ	Sy ρ	Isıl Genleşme ($\mu\text{m/m K}$)	Isıl İletim (W/m K)	Kırılma Tokluğu (MPa-m)	Yorulma Dayanımı (MPa)
Aluminyum Alaşımı											
6061 T6	2800	68	276	24	2.9	1.5	98.6	23.6	167	186	97
7075 T6	2700	71	503	26	3.1	1.5	186.3	23.4	130	24	159
Magnezyum Alaşımı											
AZ31B	1700	45	220	26	3.9	2.1	129.4	26	79		
Titanyum Alaşımı											
Ti - 6Al - 4V	4400	110	825	25	2.4	1.1	187.5	9	75	500	
Berilyum Alaşımı											
S 65 A	2000	304	207	151	8.7	3.4	103.5	11.5			
S R 200E			345								
Demir Esaslı Alaşımlar											
INVAR		150						1.66			
AM 350	7700	200	1034	26	1.84	0.8	134.3	11.9	40/60	550	
304L Ann	7800	193	170	25	1.8	0.7	21.8	17.2			
Fiber Katkılı Kompozitler											
Kevlar 49 0	1380	76	1240	55	6.3	3.1	898.5	-4			
/Epoksi 90	1380	5.5	30	4	1.7	1.3	21.7	57			
Graphite 0	1640	220	760	134	9.0	3.7	463.4	-11.7			
/Epoksi 90	1640	6.9	28	4.2	1.6	1.16	17.1	29.7			

2.4.3. Gerilmeli Korozyon Direnci

Gerilmeli korozyon, mekanik ve kimyasal faktörlerin aynı anda etkiyerek yol açtıkları bir hasar türü olarak ifade edilir. Bu hasar, parça yüzeyinde mevcut mikro çatlaklarda veya pitting çukurlarında oluşmaktadır. Gerilme nedeni ile kayma düzlemlerinde hareket eden dislokasyonların yüzeylerde meydana getirdikleri kayma basamakları koruyucu oksit tabakasının sürekliliğini bozar.

Uzay ortamında çoğu metalin gerilmeli korozyona maruz kalma ihtimali yüksektir. Statik veya dinamik yüklemeler ile malzeme tane sınırlarında oluşan küçük çatlaklar korozif bir ortam etkisinde ilerleyebilir.

Çekme gerilmeleri, yapının depolanması, kendi ağırlığı veya montaj esnasında oluşabilir. Gerilmeli korozyonun tehlikeli yanı normalde güvenli kabul edilen gerilme değerlerinin altında hasar oluşturma ihtimalidir.

Gerilmeli korozyonda elektro-kimyasal çözülme ana rolü oynar. Bir uzay yapısında gerilmeli korozyonun ortaya çıkması için şu etkenler varolmalıdır:

- Duyarlı bir malzeme
- Etkin korozif ortam
- Çekme gerilmesi
- Zaman

Gerilmeli korozyon oluşumunu önlemek için şu tedbirler alınır

- Daha az duyarlı bir malzeme alaşımı seçilir
- Kabul edilir gerilmeler kullanılır
- Kaynak ve kaplama bölgelerinde daha dikkatli muayene yapılır
- Galvanik korozyona neden olabilecek malzeme çiftlerinden sakınılır.
- Korozyona sebebiyet verebilecek atmosferik ortama karşı malzeme yalıtılır.

2.4.4. Isıl Özellikler

Isıl iletkenlik ve ısıl genleşme katsayıları malzeme seçiminde önemli bir unsurdur;

Isıl iletim, birbiri ile temas halinde olan parçacıklardan (atom veya molekül) yüksek sıcaklıkta olandan düşük sıcaklıkta olana geçen enerji iletimidir[2]. İyi bir ısı iletimi, uydu yapısının ikincil bir görevi olabilir. Uydu altsistemlerinde meydana çıkan ısı enerjisi yapı aracılığıyla dışarı atılacağından uydu yapısının ısıl iletkenlik katsayıları dikkatle incelenir.

Genleşmesi kısıtlanmış bir malzemede sıcaklık değişimlerinde gerilmeler oluşur. Bu gerilemler ısıl genleşme katsayısı denilen katsayı ile orantılıdır. Uydu yapılarında farklı genleşme katsayılarına sahip iki malzemenin aynı yapı üzerinde kullanılması sonucu yüksek ısıl gerilmeler oluşacaktır. Isıl genleşme probleminin çözümü içim pozitif ve negatif ısıl genleşme katsayısına sahip kompozitler kullanılmaktadır. (Kevlar 49 ve UHM Karbon bu amaçla kullanılır)

2.4.5. Yorulma ve Çatlak Direnci

Tekrarlı yüklemeler altında malzemelerin mukavemeti azalır ve çekme gerilmelerinin çok altındaki gerilmelerde kırılma oluşabilir. Bunun sebebi yorulma olayıdır. Yorulma, malzeme iç yapı kusurları ve malzeme yüzeylerindeki çatlaklar nedeniyle oluşmaktadır. Bu çatlaklar yapıda yerel gerilme yığılmalarına sebep olur.

Yorulma ve çatlak direnci, emniyet katsayısının düşük tutulduğu uydu tasarımlarında büyük önem arz eder. İmalat sırasında, uydu yapı elemanında mikro çatlak oluşma ihtimali yüksektir. Tasarım mühendisi, uydunun görevi boyunca bu mikro çatlakların lokal gerilmeler etkisinde ilerlemeyeceğini garanti etmelidir.

Mikro-uydu görevlerinin kısa olması nedeni ile çoğu ticari uygulamada, yorulma, tasarım boyutlandırmasında değişken bir parametre olarak kullanılmamaktadır.

2.4.6. Üretim Kolaylığı ve Maliyet

Uydu tasarlanırken, yapısal elemanların maliyeti ve üretim teknikleri, önemli bir konu olarak ortaya çıkar.

Örneğin kompozit veya seramik yapı elemanları kademeli üretim teknikleri nedeni ile oldukça pahalıdır. Bu yapılarda kullanılan hammaddelerinin istenilen formlara getirilmesi dikkat ve özen gerektiren bir iştir.

Berilyum ve Alüminyum-Lityum gibi metal alaşımları ise üretimleri esnasında toksik atık çıkışına neden olmaktadır. Bu nedenle özel güvenlik tedbirleri altında üretilmektedirler.

2.5. Uzay Yapı Malzemeleri

2.5.1. Alüminyum

Alüminyum alaşımları çoğu uydu yapısı için ana yapısal malzeme grubunu oluşturur. Bu malzemelerin yüksek rijitlik/yoğunluk oranı, mükemmel işlenebilirlik, düşük maliyet, yüksek süneklik, korozyon direnci ve çok çeşitli şekillerde üretilebilme gibi özellikleri vardır. Tek dezavantajları olarak ise akma dayanımlarının düşük olması gösterilebilir.

Yeni malzeme gruplarından olan Alüminyum-Lityum alaşımları yapı ağırlıklarını geleneksel Alüminyum alaşımlarına nazaran % 30 düşürme imkanı vermektedir. Bu malzemelerin kaynak edilebilme özelliği çok iyidir. Ayrıca soğuk ortamlarda herhangi bir alüminyum alaşımından daha yüksek bir dirence sahip olduğundan uydu yakıt tanklarında önemli bir kullanım alanı vardır[10].

Alüminyum-Lityum saçlar ve fiber-epoksi takviyesi ile üretilen kompozit malzemeler uzay teknolojisinin kullanımına en yeni giren ürünlerdir. Fiber-epoksi

katkısı sayesinde Alüminyum Lityum alaşımlarının düşük olan yorulma direnç ve mukavemet değerleri yükseltilmiştir.

2.5.2. Çelik

Çelik malzemeler, dayanımı oldukça yüksek bir malzeme grubudur. Ancak manyetik olmaları nedeni ile uzay sanayinde kullanımı tercih edilmez. İşlenmesinin zor olduğu geometrilere sahip yapı elemanlarının üretiminde, manyetik olmayan Östenitik paslanmaz çelikler, titanyum yerine alternatif olarak kullanılabilir. Östenitik çelikler ayrıca düşük sıcaklıklara da oldukça dayanıklıdır. Bu nedenle itki ve sıvı yakıt sistemlerinde kullanım alanları vardır.

2.5.3. Titanyum

Titanyum malzemeler özellikle Alüminyum'un gerekli mukavemeti sağlamadığı durumlarda tercih edilirler. İşlenmesi zor bir malzeme grubudur ancak rijitlik/yoğunluk oranı yüksektir ve çok düşük sıcaklıklarda kullanılabilir.

Uzay sanayinde son zamanlarda uygulamaya sunulmuş bir titanyum bazlı malzeme grubu da intermetalik titanyum alüminat veya titalüminat'lardır. Çok düşük yoğunluktaki bu malzemeler 700° C'den yüksek sıcaklıklarda yüksek dayanımlara ulaşırken her sıcaklıkta oksidasyona direnç gösterirler. Temelde sandviç yapı elemanlarında kompozit matris malzemesi olarak kullanılırlar. Ancak Hidrojen'le tepkimeye girip kırılgan hale gelme gibi bir dezavantajı vardır[10].

2.5.4. Magnezyum

Alüminyumunkine yakın rijitlik/yoğunluk oranı olmasına rağmen magnezyum ve alaşımları gevrek kırılganlığa müsait bir malzeme grubudur. Bu nedenle kullanım alanı düşük sıcaklıkta iyi bir mekanik davranış veya yüksek akma dayanımının istendiği yerlerle sınırlıdır. Vakum ortamında hızlı bir şekilde süblimasyona uğrar. 250° C'nin altındaki sıcaklıklarda statik dayanımını kaybedebilir.

2.5.5. Berilyum

Berilyum, Alüminyum'a yakın bir yoğunluğa sahiptir ve Alüminyum ile Titanyuma nazaran 6 kat daha yüksek rijitlik/ağırlık oranı ile çoğu uygulamada potansiyel bir malzemedir. Diğer malzemelerden daha rijit olması sayesinde fırlatıcı ve uydu arasındaki frekans çakışmalarının önlenmesini sağlayabilir. Manyetik değildir ve yüksek akma dayanımına sahiptir. Alüminyum yerine Berilyum kullanımı ile ağırlık

belirgin bir şekilde azalmaktadır. Ayrıca yüksek ısı iletkenlik özelliği sayesinde Berilyum ısı iletim yollarında aranan bir malzeme olmaktadır.

Fakat berilyum tüm pozitif özelliklerine rağmen anizotropik bir malzemedir ve Alüminyumdan iki kat daha kırılğan olup hasara daha müsaittir. Ayrıca üretimi sırasında oluşan tozlarının toksik olması nedeni ile özel tesis ve tedbirler gerektirmekte bu nedenle pahalı bir malzeme olmaktadır.

2.5.6. Kompozitler

Kompozit malzemeler hızla uzay uygulamalarında en aranan malzemeler olmaktadır. Tüm metallerden daha yüksek rijitlik/ağırlık oranına sahiptirler ve bu nedenle istenmeyen titreşimlerin sönümlenmesinde oldukça yararlıdırlar. Negatif ısı genleşme katsayıları sayesinde uzaydaki limit sıcaklık değerlerinde dayanımı sağlarlar. Rijitliğin önemli olduğu tekeskop, antenler, ve yansıtıcılar gibi yapılarda karbon-fiber kompozitleri önemli bir alt grubu oluştururken karbon-karbon, metal-matris, seramik-matris kompozitler yüksek sıcaklık uygulamaları için en iyi malzemelerdir ve 2500° F'ye varan sıcaklıklara aktif soğutma olmadan dahi dayanabilirler.

Tüm belirtilen avantajlarına rağmen kompozitlerin de kendine özgü birtakım dezavantajları vardır. Özellikle büyük yapılar halinde kullanılabilmeleri için oksidasyona karşı daha gelişmiş kaplamalar ve yeni üretim teknikleri geliştirilmelidir. Çentikler ve küçük çatlakların kompozit yapılarda varolmaları fiber sürekliliğini bozabilir ve yapısal özelliklerin bozulmasına neden olabilir[10]. Ayrıca sıcaklık altındaki davranışlarının iyi belirlenmesi gereklidir. Örneğin tabakalar ile üretilmiş kompozit yapı elemanlarında sıcaklık değişimleri altında yapıdaki fiber ve matris farklı ısı genleşmelere maruz kalabilir ve yapıda iç gerilme oluşabilir.

Aşağıda bazı fiber takviyeli kompozitlerin uzay sanayindeki uygulama alanlarına örnekler verilmiştir.

- a) Cam Lifi Katkılı Kompozitler: Yüksek dayanımlı, düşük maliyetli ve yorulmaya duyarsız bir malzemedir.
- Roket motor muhafazalarında
- Basınç tanklarında kullanılır.

b) Kevlar Lifi Katkılı Kompozitler: Yüksek dayanıma, düşük maliyete ve yüksek darbe direncine sahiptir.

- Roket motor muhafazaları
- Basınç tankları
- Yansıtıcı antenler
- Yararlı yük muhafazalarında kullanılır.

c) HT-CFRP: Yüksek dayanıma, ve düşük maliyete sahiptir.

- Taşıyıcı roket arabömleri'nde kullanılır.

d) HM-CFRP: Rijit, yüksek dayanıma sahip ve maliyeti düşük bir kompozit malzeme grubudur.

- Güneş panelleri
- Anten yansıtıcılarında kullanılır.

e) UHM-CFRP: Yüksek rijitliğe, düşük ısı genleşme katsayısına ve yüksek bir maliyete sahiptir.

- Karmaşık termoelastik kararlılığa sahip yapı elemanları
- Teleskop
- Anten yansıtıcı
- Dalga ileticilerde kullanılır.

2.5.7. Seramikler

Seramik malzemelerin en önemli özellikleri mükemmel refrakter olmaları, kimyasal kararlılıklarının yüksek, metallerden daha hafif, eroziv ortamlara karşı dayanıklı ve sürtünme katsayılarının düşük olmasıdır. Uzay çalışmalarında kullanılan seramikler iki grupta incelenir:

a) Yapısal Seramikler: Uzay mekiklerinin yapısında kullanılan seramik plakalar bu gruba örnektir. Bu plakalar, çok ince üzeri kaplanmış silika fiberlerinden oluşmaktadır. Fiberlerin gevşek dokuda olması sayesinde içinde % 95 hava ihtiva etmekte dolayısıyla son derece hafif olmaktadır. Aynı zamanda ısı yalıtkan olan bu

malzemeler özellikle atmosfere girişte sürtünmeden kaynaklanan 1500° C sıcaklıkla rahatlıkla dayanabilmektedir[8].

Yapı seramiklerinin önemli bir dezavantajı yüksek gevrekliğe sahip olmasıdır. Bu nedenle bu malzeme grubu ancak ikincil taşıyıcı uydu yapılarında kısıtlı olarak kullanılmaktadır.

b) Isıl Bariyer Amaçlı Seramik Kaplamalar: Bir ısıl seramik bariyerde aranan temel özellikler, düşük ısıl iletkenlik, ısıl genleşme katsayısının ana metal ile yakın olması ve mekanik gerilmelere dayanması olarak sıralanabilir. Isıl bariyer seramikleri hakkındaki ilk araştırmalar 1950'li yıllara gitmektedir. Bu yıllarda uçak yapıları ve roket motorlarının yüzeylerinin ısıdan korunmasını hedefleyen çalışmalar, uzay sanayinin gelişmesi ile uzay yapılarına yönelmiştir.

Günümüzde bu gruba dahil olan zirkonya kaplamalar uzay çalışmalarında kullanılmak üzere yoğun olarak araştırılan malzemelerdir [8].

2.6. Uydu Yapısal Elemanları

Uydu yapılarında yaygın olarak kullanılan yapısal elemanlar; kolonlar, çerçeveler, plakalar ve kabuklar ve basınçlı tanklar olmaktadır.

Kolonlar, uydunun maruz kaldığı aksel statik yüklemelerine karşı kullanılan elemanlardır. Ancak uydu yapısal ağırlık kısıtlamaları nedeni ile kolonların kesit alanları küçük olmak zorundadır. Eksantrik kaçıklığa neden olmadan aksel yüklere dayanabilmek için kesitleri aksel simetriye ve geniş bir çapa sahip olmalıdır. Bu nedenle ince et kalınlığına sahip boru kesitli kolonlar, yüksek burulma dirençlerinden yararlanmak için uydu yapılarında sıkça kullanılır.

Çerçeveler, dökümle veya diğer imalat yöntemleri ile üretilen, mikro ve nano uydu yapılarında kullanılan yapı elemanlarıdır. Tek parça olarak imal edilen küçük çerçeveler bağlantı elemanları ile daha büyük çerçeveler haline getirilebilirler.

Kabuk ve plakalarda; şerit destek ve sandviç türü uygulamalar, ağırlığı azaltırken yük iletimini de sağlarlar. Balpeteği formundaki ara dolguya sahip sandviç kesit genelde şerit desteklere göre burkulmaya daha mukavimdir. Özellikle ara dolgunun köpükten imal edildiği durumlarda sandviç yapı elemanları mikrometeor çarpmalarına daha dayanıklı yapı elemanlarıdır. Ayrıca köpük ara dolgulu yapıların titreşim sönümleme kabiliyetleri oldukça iyidir. Ancak sandviç yapı elemanlarının

üretimleri oldukça karmaşık bir süreçtir. Çünkü açılacak olan delikler ve kenar kaplamaları özel bir tasarım gerektirir.

Bir diğer hassas yapı elemanı da yakıt tankıdır. Yakıt tankları çoğunlukla ince saçtan imal edilen ve diğer yapı elemanlarından farklı olarak kaynak ile birleştirilen elemanlardır. Tank ağırlığı, toplam ağırlığın (yakıt + tank) % 10'unu geçmeyecek şekilde tasarlanır.

En sık kullanılan yakıtlar Hidrojen, Oksijen, Helyum ve Hidrazin'dir. İlk üç yakıt yapısal elemanlar ile reaksiyona girmez fakat düşük sıcaklıkta depolanmaları gereklidir. Bu nedenle düşük sıcaklığa maruz kalacak tank çeperlerinin kırılma davranışları bilinmelidir. Isı geçişini azaltmak için yüksek hacim/alan oranına sahip geometriler kullanılır(örneğin küre). Ayrıca tankın dış çeperine köpük tipi bir izolasyon uygulaması yapılır. Eğer yalıtım yeterince iyi yapılmaz ise sıcaklığa çok duyarlı olan Hidrojen hemen kaynamaya başlar.

Hidrazin, bu üç yakıttan farklı olarak soğuk ortam depolamasına ihtiyaç duymaz bu nedenle kaynama sonucu yoğun ağırlık kaybı olmaz. Hidrazin depolamak için Magnezyum ve bazı Alüminyum alaşımları uygun değildir.

2.7. Uydunun Maruz Kalacağı Yüklemeler ve Kısıtlamalar

Uydu yapılarının maruz kaldığı temel yüklemeler fırlatma öncesi, fırlatma sırasında ve fırlatma sonrasındaki yüklemeler olarak sınıflandırılabilir. Aşağıda bu gruplar detaylı verilmiştir.

a) Fırlatma Öncesi Yükleme Durumları

- Malzeme ve Araç Test Aşamaları
- Taşıma ve Depolama Esnasında oluşan yüklemeler
- Kalkış anındaki yüklemeler

b) Roket kademelerinin ayrılması esnasında maruz bırakılan yüklemeler

c) Uydunun son kademedan ayrılışı ile ortaya çıkan yüklemeler

d) Dönme ve mekanizmaların açılması

e) Konum Kontrol Sistemi ateşlemeleri

Yukarıda belirtilen yüklemeler yapıda ivmelenme, ısı, şok ve titreşimlere yol açar. Yapıdaki yük dağılımının tasarım esnasında tespit edilebilmesi için roket fırlatıcı şirketlerin tasarım kitapçıklarından yararlanılır. Tasarımı yapılan modelin dayanımının kanıtlanması için tasarım sonrası test aşamaları da belirlenmektedir. Uçuş kabulü için aranan şart yapı ve ekipmanların tüm tasarım değerlendirme seviye testlerinden geçmiş olmasıdır.

2.7.1. Fırlatma Yüklemeleri

2.7.1.1. Statik Yüklemeler (g yüklemeleri)

G yüklemeleri, yarıstatik tabir edilen ve geniş bir zaman aralığında etkiyen yüklerdir. Bu yükler, uydu ağırlığı ve taşıyıcı roket ivmelenmelerin oluşturduğu atalet yükleridir. G yüklemelerinin doğası, taşıyıcı roketlerde kullanılan itki sistemi ile yakından alakalıdır. Her taşıyıcı roket farklı tasarıma sahip olduğundan farklı roketler için farklı g yüklemeleri söz konusudur.

2.7.1.2. Motor Ateşleme, Yakıt kesme ve Kademe Ayırma Şokları

Bu tip yüklemeler genelde ikiye ayrılır:

a) Fırlatma ve Kademe Ayrılma Safhalarında Ortaya Çıkan Şoklar: Taşıyıcı roket motorlarının ateşlenmesi, yararlı yük bölmesi koruyucu muhafazasının en son kademedan ayrılması ve yükün son kademeyi terketmesi esnasında ortaya çıkan şoklar bu gruba girer. Bu şoklar sıvı yakıtla çalışan roket motorlarında gaz kesme mekanizmaları vasıtası ile bir miktar azaltılabilir[10].

b) Yörünge şok yüklemeleri: Bu yüklemeler, uydu konum kontrol sisteminin uydu yörüngesinde devreye girmesi sırasında ortaya çıkar. Her ne kadar motor kaynaklı şok yüklemelerine nazaran düşük genlikli bir şok olsa da, yörünge şokları etkime konumları nedeni ile önem kazanabilir.

Uydu yapılarının maruz kaldıkları şok yüklemelerinin konumları yapı elemanları tasarımı açısından önemli bir konudur. Bir yapı elemanı, uydu simetri eksenine doğrultusunda maruz kalacağı şok yüklemelerine dayanıklı olarak imal edilebilir. Ancak yörüngede iken farklı doğrultularda oluşabilecek şok yükleri nedeniyle hasara uğrayabilir. Malzemenin mukavemeti bu durumda önem kazanmakta, yörünge şokları sonucu farklı birçok hasar da (elektriksel problemler, güneş panel açılma hataları, kalıcı yerel geometrik deformasyon) ortaya çıkabilmektedir.

2.7.1.3. Titreşim ve Rezonans

Titreşim esnasında aşırı yapısal çökme oluşmasını önlemek için, uydunun doğal frekansları, fırlatma aracının rezonans oluşturuu frekans değerklerinden farklı tasarlanmalıdır. Aksi takdirde uyduda hasar oluşturabilecek olan dinamik etkileşimler ortaya çıkacaktır. Tasarım safhasında taşıyıcı roket firmasının verdiği spektrumlar kullanılmalıdır.

2.7.1.4. Gelişigüzel Ve Akustik Titreşim

Gelişigüzel titreşim; yanma reaksiyonları, rüzgar cerayanı veya akustik ortamdan etkilenen roket yapısal elemanları tarafından oluşturulur. Bu yükler roket gövdesi ve mekanik elemanlar aracılığı ile uydu gövdesine taşınır. Kalkış ve tırmanma safhalarındaki bu titreşimler daha etkindir.

Akustik titreşim, motor ve aerodinamik gürültü nedeni ile oluşur. Kalkış ve transonik uçuş hızlarında bu titreşim seviyesi oldukça belirgindir.

2.7.1.5. Dinamik Yüklemeler

Kalkışta ve kademe ayrılmalarda ortaya çıkan itki yüklerine ek olarak taşıyıcı roketler, tırmanma koşulları ve aerodinamik kuvvetler nedeni ile dinamik yüklemelere maruz kalacaktır. Silindirik bir rokette tırmanma sırasında yanal kuvvetler meydana gelecektir.

Uçuş esnasında taşıyıcı roket ağırlığında azalma ve ağırlık merkezinde değışme oluşur. Ağırlık merkezi yerdeğıştirmeleri, kademe ayrılmaları, yakıt azalması ve tanklar arası yakıt transferi gibi nedenlerle meydana gelir. Araç içindeki yükleme iletim noktalarının belirlenmesi açısından taşıyıcı roket ağırlık merkezi değışmeleri iyi analiz edilmelidir.

2.7.1.6. Taşıyıcı Roket Kısıtlamaları / Hacim Kısıtlamaları

Taşıyıcı roketlerdeki her taşıma bölmesinde, yararlı yükler için bir hacim sınırlaması mevcuttur. Güneş panelleri, manyetik sensörler, yüksek ısı yayan elemanlar, antenler ve diğerk geniş geometriye sahip parçalar genelde taşıyıcı roket yükleme bölmeleri için bir problem oluşturmaktadır. Uzay aracı tasarımı esnasında yükleme bölmesinin hacmi de gözönüne alınmalıdır. Aşağıdaki tabloda bazı fırlatma roketleri için taşıma kapasiteleri yeralmaktadır[10].

Tablo 2.4. Çeşitli Ülkelere Ait Roketlerin Taşıma Kapasiteleri

Ülke	Araç	Yük Bölme Muhafazası Çap (m)/Uzunluk(m)	Yörüngeye Taşınabilecek Kazançlı Yük Ağırlığı (kg)			
			CEO/LEO	GTO	GEO	Gezegenler Arası
Çin	Long March 1-D	1.9/2.8	860	200	100	
	Long March 3	2.3/3.1	5.000	1.500	730	
Avrupa	Ariane III	3.2 / 8.6	3.350	1.600		
	Ariane IV-40	3.6/12.4	4.900	1.900		
	ArianeV	3.6/13.7	20.000	7.400		
Japonya	Mu 3S II	1.64	840			
	N 2	2.4	2.200	300		
	II-1A	2.2/6.5	3.200	1.100	550	
	II-2	3.7/10	10.500	4.000	2.500	
A.B.D.	Atlas Centaur	2.9/7.7	5.580	2.250	450	1.300
	ALS (1 booster)	8.3	16.800			
	ALS (2 booster)	10.6	88.200			
	Delta 3910/PAM	2.4	2.475			
	Delta 3920/PAM	2.4	2.600	1.200		
	Delta 3924	2.4	1.090			
	HLV	12.37/29.7	126.000			
	Saturn 1 B	6.6	18.000			
	Saturn 5	6.7	83.000			12.000 (Ay)
	Scout D	1.2	270	51		
	Mekik	1.6/18.3	24.400			
	Mekik C	4.6/24.7	64.000			20.400 (Ay)
	Titan 3	3.6/12.4	14.400	5.000	1.360	
	Titan 4	4.5/17	17.700	6.350	4.540	

2.7.2. Yörünge ve Görev Kısıtlamaları

2.7.2.1 Isıl Sıcaklık Farkları

Uydu yapılarında uzay ortamında iken hem iç hem de dış sıcaklık farkları meydana gelebilir. Yapı içindeki ısı farkları genelde itki, elektronik, güç ve iletişim gibi altsistemler nedeni ile meydana gelirken dış sıcaklık farkları için en büyük kaynak güneştir. Uydu yapısının, sıcaklık farklarına maruz kalması yapıyı oluşturan elemanlarda ısıl gerilmelere ve geometrik bozulmalara yol açar. Görev tasarımı sırasında bu sıcaklık farkları gözönüne alınmazsa, bazı yapısal elemanlarda deformasyonlar veya algılayıcı sensörlerde sinyal kararsızlığı oluşabilir. Bu nedenle oluşan ısıнын bir şekilde yapıdan uzaklaştırılması gereklidir. Genelde uydu ısı kontrol altsistemleri ile bu problem önlenmektedir. Ayrıca yapısal tasarım sırasında, ısı yayan elemanlar ısıl iletkenlikleri yüksek bağlantılarla monte edilerek, oluşabilecek ısıнын uzay araç yüzeyine taşınması sağlanır.

2.7.2.2. Uzaydaki Parçacıklardan Korunma

Uyduların görevleri esnasında, mikrometeorlar veya uzayda serbestçe gezinen herhangi bir katı parçacıktan darbe görme olasılığı vardır. Uydu yapısı bu parçacıkların darbelerine dayanacak şekilde tasarlanmalıdır. Uzay parçacıklarının bir uzay sistemine çarpma ihtimali gazların kinetik teori esasları ile aşağıda verilmiştir[10];

$$PC = 1 - e^{(-UPD.KA.T.V)} \quad (2.2.)$$

Burada UPD uzaya ait parçacık yoğunluğunu, KA kesit alanını V göreceli hızı, T ise görev süresini vermektedir. Bu formül daha çok dünyaya yakın yörüngeler için geçerlidir.

Uzaysal parçacıkların darbelerinden uydu yapısını korumak için bazı yapısal uygulamalar mevcuttur. Örneğin dış yapıya esnek tamponlar monte edilerek parçacıkların yapıdan uzaklaştırılması sağlanabilir. İkinci bir yöntem olarak ısı koruma ve parçacık darbe korumasını birleştiren tabakalı bir yüzey uygulamasına gidilebilir. Bu uygulamada ısı iletimi yüksek ısı koruma tabakaları arasına ısı iletimi düşük ama darbe direnci yüksek tabakalar yerleştirilir.

2.7.2.3. Esnek Bağlantı Kısıtları

Uzay aracının güneş ışınım eksenine dik bir ekseninde kendi etrafında dönmesi sonucu oluşan ısı enerji değişimleri, yapıda titreşime yol açar. Özellikle uzak bir mesafedeki bir noktaya odaklanan bir sensörde bu küçük yapısal titreşimler büyük görev hataları oluşturabilir. Benzer şekilde anten bağlantıları, kayıt cihazları ve mekanik döngüler ile soğutma yapan soğutma döngüleri aynı problem ile karşı karşıyadır ve tasarımlarında ısı titreşimleri dikkatlice incelenmelidir.

2.7.3. Uydu Tasarım Kriterleri

2.7.3.1. Kütle Dağılımı

Altsistem elemanlarının uydu içinde dağılımının yapılması tüm yapı eylemsizlik momenti ve ağırlık merkezinin belirlenmesi açısından kritiktir. Optimum konum kontrol karakteristiklerinin elde edilebilmesi için kütle dağılımı, minimum eylemsizlik momenti verecek şekilde olmalıdır. Kritik elemanlara örnek olarak bilimsel amaçlı sensörler verilebilir. Bazen bu sensörler görüş alanını geniş tutabilmek için uzun desteklere ihtiyaç duyarlar. Aynı şekilde güneş pillerinin hücreleri de geniş görüş alanı için geniş yüzeylere monte edilirler.

2.7.3.2. Kütle Tahmini

Bir uydunun tasarımı sonrasında, sahip olacağı taşıyıcı yapı kütesinin belirlenmesi oldukça önemli bir husustur. Ön tasarım esnasında değişik uydu görev parametreleri ve altsistem analiz çıktıları kullanılarak uydu taşıyıcı kütesinin tahmin edilmesi mümkün olmaktadır.

Diğer altsistemler, kütlelerine bağlı olarak statik kuvvetler ve momentler yaratarak yapısal tasarımı etkiler. Bu nedenle yapısal kütle tahmininde ana faktör altsistemlerin toplam kütle değerleri olacaktır. Bilimsel çalışmalar incelendiğinde, bağlantı parçaları, destekler, hareket mekanizmaları vb. çok çeşitli elemanların ikincil kütleler olarak taşıyıcı yapı birincil kütesine dahil edildiği görülmüştür [10]. Aşağıda bazı uydular için taşıyıcı yapı ve toplam uydu kütlesi değerleri verilmiştir;

Tablo 2.5. Bazı Uzay Araçlarına Ait Yapısal ve Toplam Kütle Değerleri

Uzay Aracı	Yapısal Kütle (kg)	Toplam Kütle (kg)	Yorumlar
ATS-6	212.1	1.297.30	
Mariner 5	30.999	244.563	
Pioneer 6	17.46	137.94	Sensör desteklerini içerir
Pioneer 9	18.10	147.20	Sensör desteklerini içerir
Intelsat V	183.1	749.80	Termal koruma kaplamalarını içerir
Magellan	246.3	1.046.0	
Galileo	255.2	1.051.8	
Mars Observer	231.21	1.011.09	Hareket mek. içerir

Aşağıdaki tabloda ise bazı uydulara ait taşıyıcı yapı kütleleri, uydu altsistem kütleleri ile kıyaslanmıştır.

Tablo 2.6. Uydu Taşıyıcı Yapı ve Altsistem Kütlelerinin Kıyaslanması

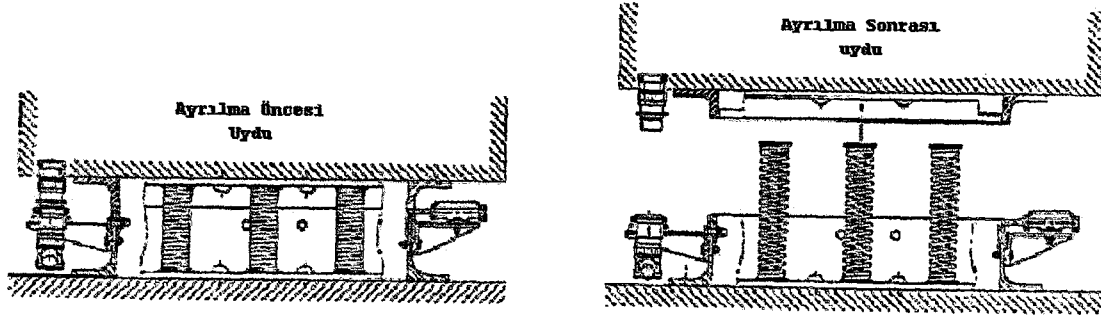
Uydu	Altsistem Kütleleri (kg)					
	Yapısal Ağırlık	Telemetry & data	Güç	Deneyler	Pozisyon Kontrol	Toplam
Ranger 6-9	120	40	114	27	47	356
Ranger 1-5	88	30	73.5	24	56	277
IMP A-C	19.5	6	18	1	16.5	61
IMP D-E	17	7.5	19	1	9.5	93
Mariner-R	60.5	38	46.5	24	21.5	198
Mariner-64	62	51	70.5	37	20.5	252
OGO A-E	182	71.5	81.5	49	86	470
RELAY	20.5	20.5	35	1.5	5.5	83
SYNCOM	9	14.5	6	4	0	38
SURVEYOR 1-7	133.5	24.5	45	38	12	356
OSO	70	19.5	23.5	28	113	254
ESRO-II	24.5	10	14	5	21.5	75
ESRO-I A	34	12.5	16	2.5	20	85
HEOS A-1	40	8.5	17	8.5	27	101
ESRO-I B	34	12.5	16	2.5	20	85
HEOS A-2	41	9	18.5	11	25.5	105
TD	184	33	35.5	86.5	116	455
ESRO IV	22	11.5	20	8.5	32	94

2.7.3.3. Mikro Uyduların Taşıyıcı Araca Montajı

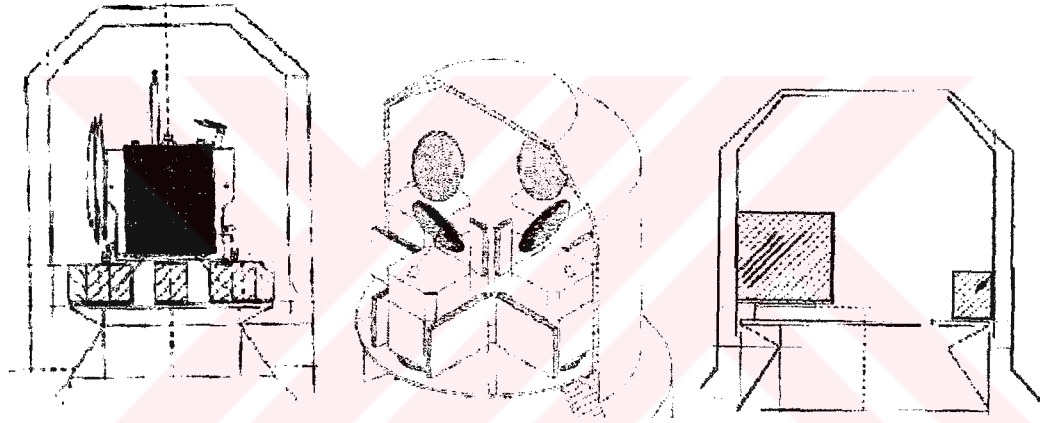
Taşıyıcı roket firmaları, birincil ve ikincil yararlı yükleri taşımak üzere araçlarına ait özellikleri kataloglar halinde kullanıcıların bilgilerine sunarlar. Bundan amaç uydu tasarımını yaparken standart tasarıma sahip ve güvenilirlik faktörleri yüksek taşıyıcı roketlerin hacim kriterlerine uyulmasını sağlamaktır. Taşıyıcı firmalar, mikro-uyduları taşımak için çeşitli bağlantı alternatifleri kullanmaktadır. Bu alternatiflerden biri, ana uydu üzerine diğer küçük uyduları monte etmektir. Yada uydular bir mikro uydu ağına ait bir öbek biçiminde ana yük bölmesinde taşınabilirler.

Uydunun boyutları taşıyıcı roket ile nasıl bir arabağlantı düzeneğinin gerekli olduğunu belirler. Örneğin Arianespace şirketi mini ve mikro uydular için çeşitli bağlantı platform alternatifleri sağlayan yeni bir yük muhafaza yapısı geliştirmiştir. Bu yapı içinde aynı anda 8 mikro uydu yada 4 mini uydu bir arada taşınabilmektedir. Bir üçüncü taşıma alternatifi 2 adet mini uydu ile 6 mikro uyduyu taşımaktır[40].

Arianespace, uyduların roket üst kademesine bağlanabilmesi için görev süresi boyunca üzerinde kalacak olan standart bir bağlantı flanşı ve standart bağlantı civataları tedarik etmektedir. Şirket sistemin çalışması için % 99 güvenilirlik faktörü vermektedir.



Şekil 2.3. Uydu Serbest Bırakma Düzeneği Çalışma Prensibi



a) Sekiz mikro-uydu

b) Dört mini uydu

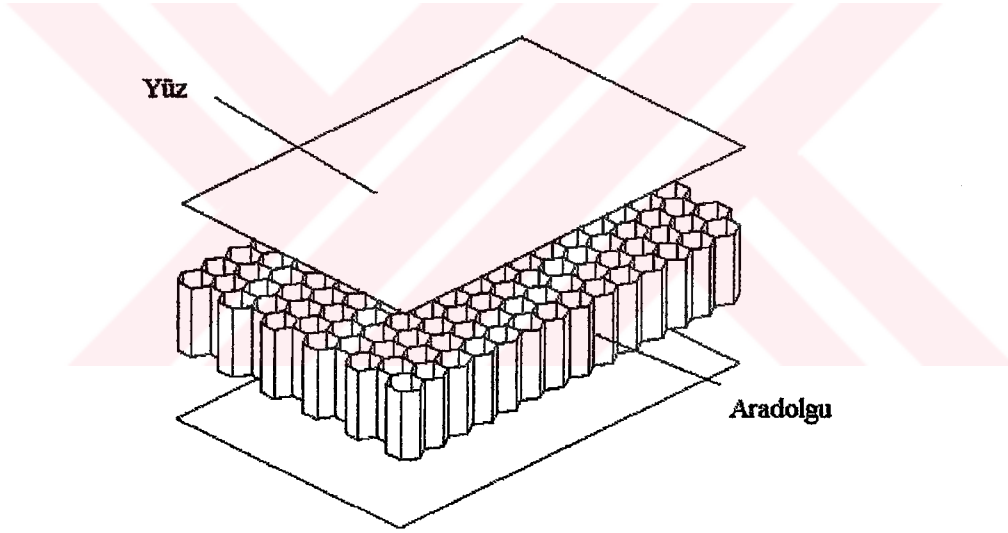
c) İki miniuydu + altı mikro-uydu

Şekil 2.4. Arianespace Roketlerine Ait İkincil Yük Taşıma Alternatifleri

3. SANDVIÇ BİR YAPI ELEMANI İÇİN PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

3.1. Sandviç Yapı Nedir ?

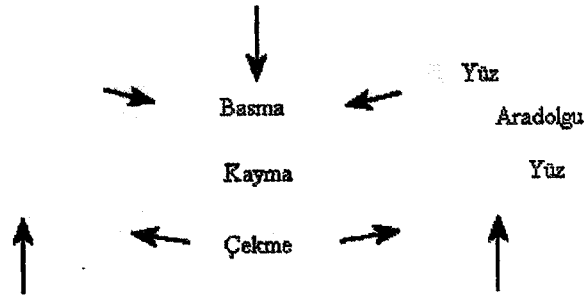
Sandviç yapı malzemeleri, genelde malzeme ve kalınlık olarak birbirinin aynı iki yüzün arasına yerleştirilmiş bir ara dolgudan imal edilen, düzlemsel ve yanal yüklemelere dirençli malzemelerdir. Düzlemsel ve yanal yüklere direncin yanında bazen iki yüz birbirinden farklı yüklemelere dayanmak için ayrı malzemelerden de imal edilebilir. Düzlemsel veya eğilme hallerinin hangisi olursa olsun birincil yüklemelerin tümü yüzler tarafından alınırken ara dolgu kesme kayma gerilmelerine direnç gösterir.



Şekil 3.1. Sandviç Yapı

3.2. Ara Dolgu Nedir ?

Mühendislik teorisine göre bir panelin eğilme rijitliği kesit kalınlığının kübü ile orantılıdır. Kompozit sandviç yapılarda ara dolgu kullanmanın amacı daha hafif bir malzeme ile plaka kalınlığını arttırmak ve böylece daha rijit malzeme elde etmektir. Böylece ağırlıklardaki çok küçük artışlar ile çok dayanıklı malzemeler elde etmek mümkündür.



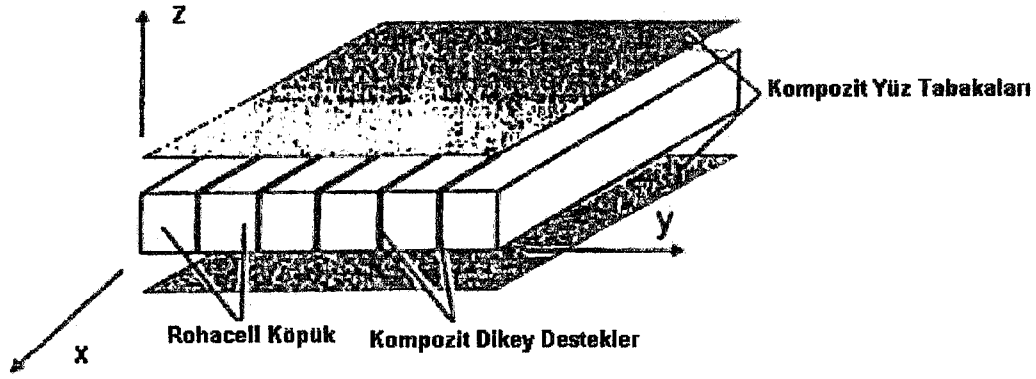
Şekil 3.2. Sandviç Yapıdaki Gerilmeler

Ara dolgu malzemesi hemen hemen her türlü malzemeden seçilebilir ise de genelde dört tipten oluşur.

- 1) Köpük yada katı ara dolgu
- 2) Balpeteği ara dolgu
- 3) Ağ şeklinde ara dolgu
- 4) Dalgalı/oluklu ara dolgu

Köpük Yada Katı Ara dolgu: Köpük ara dolgu, sandviç yapı üretiminde en sık kullanılan ara dolgu malzemesidir. Bu malzeme, polivinil klorür (PVC), polistiren (PS), poliüretan (PU) gibi sentetik polimerler kullanılarak üretilir. 30 kg/m^3 'ten 300 kg/m^3 'e varan yoğunluklarda ve 5 mm'le 50 mm arası kalınlıklarda imal edilir. Genelde yüksek bir sıcaklık aralığında ($+240^\circ \text{ C}$ ile -80° C arası) kullanılabilir ve yapısal su emişine dirençlidir.

Sun Hasabe ve Huan Uçak - Uzay uygulamalarında kullanılabilmek amacıyla Rohacell adı verilen yeni bir ara dolguyu geliştirmişlerdir[7]. Bu ara dolgunun uygulandığı sandviç yapıda, ara dolgu, dikey kompozit laminalar şeklinde yüzlerin arasına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.3. Rohacell Sandviç Yapı

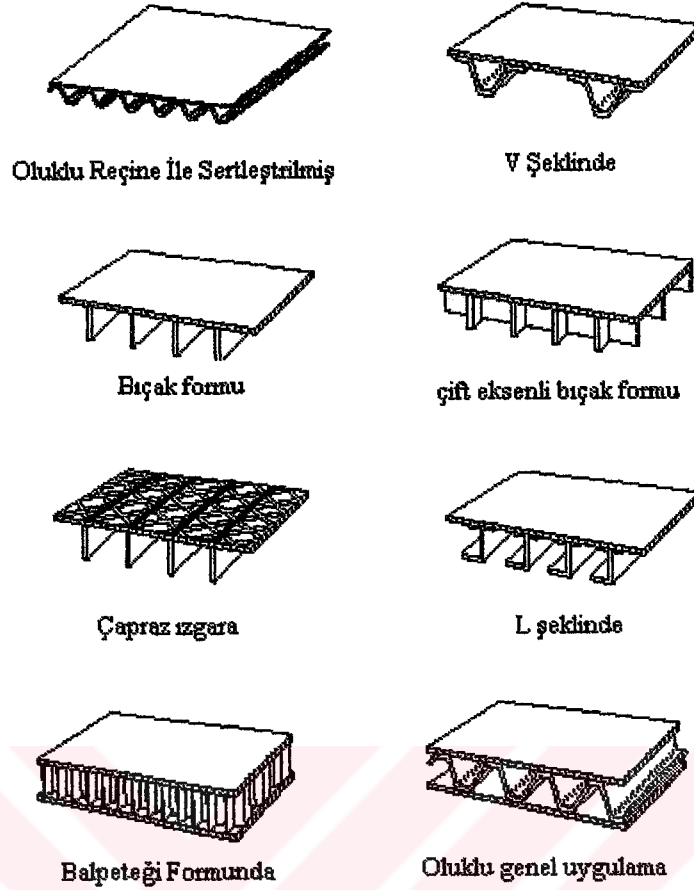
Balpeteği Ara dolgu: Kağıt ve kartondan imal düşük mukavemetli uygulamalardan, yüksek dayanım isteyen metalik uçak ve uzay yapılarına kadar balpeteği ara dolgunun çok geniş bir kullanım alanı vardır. Değişik ve zorlu bir üretim sürecinden geçmesi nedeniyle yüksek bir üretim maliyetine sahip olmaktadır.

Nispeten kolay bir üretim metoduna sahip olan termoplastik balpeteği ara dolgular ekstrüzyon yöntemi ile üretilmekte olup makinadan çıkar çıkmaz kesilmektedir. Diğer balpeteği ara dolgu tipleri ise çok kademeli üretimler ile elde edilirler. Bu kademeli üretim tiplerinde ince metal saçlar, yapıştırıcılar ile beraber basılırlar ve daha sonra bu yapıştırıcılar sıcaklık etkisinde kürleridir.

Aluminyum ve diğer metallerden imal edilen balpeteği ara dolgu tiplerinde kürlenmiş saç dizileri kesilir ve sürekli altıgen formunu almaları için genişletilip büzülerek form verilir.

Bazı uygulamalarda balpeteği yapının petekleri rijit köpük ile doldurularak yüz saçlarının daha iyi yapışabilmesi için geniş bir alan elde edilir. Böylece mekanik özellikler iyileşirken ısı ve akustik yalıtım özellikleri de geliştirilmiş olur.

Balpeteği formundaki ara dolgular, ilk olarak ikinci dünya savaşı ile birlikte uçak sanayinde yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır. Özellikle ağ ve oluklu tipteki ara dolgular sonradan uzay sanayinde sıvı muhafazasında ve ısı değiştiricisi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bugün ise balpeteği formundaki ara dolgular hem uçak hem de uzay sanayinde vazgeçilmez yapı elemanlarının üretiminde kullanılmaktadır.



Şekil 3.4. Günümüzde Kullanılan Alternatif Ara Dolgu Çeşitleri [28]

3.3. Sandviç Yapı Elemanlarının Geleneksel Yapı Elemanlarına Göre Üstünlükleri

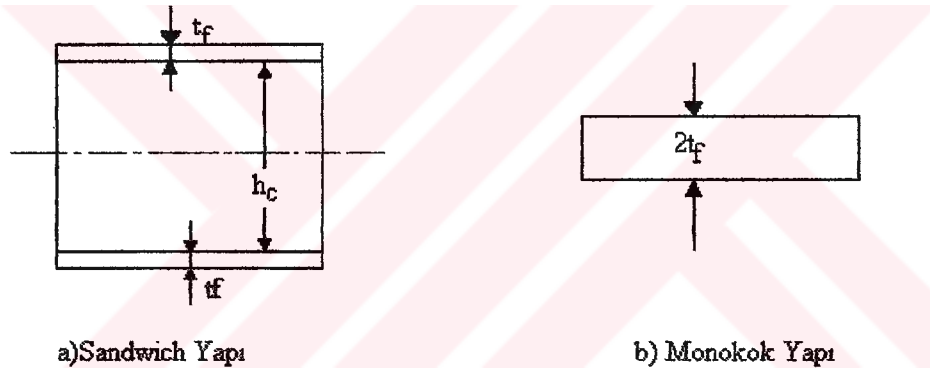
Sandviç yapı elemanları, geleneksel monokok yapı elemanlarına nazaran yüksek eğilme dayanımı/yapısal ağırlık oranına sahiptir. Bu nedenle sandviç yapı elemanlarında daha az yanal yerdeğıştirmeler, yüksek burkulma direnci ve monokok yapı elemanlarından daha yüksek doğal frekanslar elde edilmektedir[7]. Bu özelliklerinin varlığı kullanımlarını cazip hale getirmekle beraber yapıda yapılacak parametrik çalışmalar ile daha optimum yapılar elde edilebilir. Bu çalışmalar sırasıyla;

- 1- Verilen bir geometri, yükleme ve malzeme sistemi için mutlak minimum ağırlığın bulunması
- 2- Bir sandviç yapı tipinin diğeri ile oransal karşılaştırılması

- 3- Alternatif inşaat tipleri ile (Monokok, kompozit) oransal karşılaştırılması
- 4- Yapı ağırlığını minimize eden yüz-ara dolgu çiftinin elde edilmesi
- 5- Laminalardan oluşmuş kompozit yüzler için en iyi oryantasyon dizisinin elde edilmesi
- 6- Birden fazla parametre kısıtlaması altında en optimum yapının elde edilmesi (Örneğin maliyet-ağırlık parametreleri yada malzeme bulunabilirliği- ağırlık parametreleri vs..)

olarak sıralanabilir.

Sandviç yapıların, yaklaşık olarak aynı ağırlığa sahip monokok yapılarla kıyaslanması ilginç bir sonucu ortaya çıkarır.



Şekil 3.5. Sandviç Yapı ve Geleneksel Monokok Yapı'nın Kıyaslanması

t_f yüz kalınlığını göstermek üzere, iki adet yüzden meydana gelmiş sandviç bir yapıyı ele alalım. Ara dolgu kalınlığı h_c olsun. Monokok plaka ise $2t_f$ kalınlığında ve sandviç yapı yüzleri ile aynı malzemeden üretilmiş olsun. Elastisite modülü $E_{yüz}$ olan izotropik bir yüz kullanılan sandviç ve monokok yapı için birim kalınlık başına genişleme rijitlik katsayısı K , aşağıdaki bağıntı ile elde edilir.

$$K = 2E_{yüz}t_f / (1-\nu_f^2) \quad (3.1)$$

Buradan düzlemsel çekme ve basma yüklemeleri için her iki yapının da aynı düzlemsel rijitliğe sahip olduğu ortaya çıkar. Fakat D_{mon} ve D_{sand} ile gösterilen eğilme rijitlikleri ele alındığında monokok yapı için;

$$D_{mon} = E_f(2t_f)^2/12(1-\nu_f^2) \quad (3.2)$$

ve sandviç yapı için ;

$$D_{sand} = E_f t_f h_c^2/2(1-\nu_f^2) \quad (3.3)$$

olarak elde edilmiştir [7]. Burada ara dolgunun eğilme rijitliğine katkısının olmadığı düşünülerek aşağıdaki oran yazılabilir.

$$\frac{D_{sand}}{D_{mon}} = \frac{3}{4} \left(\frac{h_c}{t_f} \right)^2 \quad (3.4)$$

Örneğin $t_f / h_c = 20$ ise sandviç yapının eğilme rijitliği monokok yapının yaklaşık olarak 300 katına tekabül etmektedir. Bu da sandviç yapı elemanlarının geleneksel monokok yapı elemanlarına göre tercih edilmesi için önemli bir sebep oluşturmaktadır.

3.4. Kompozit Lamina Teorisi ve Analitik Formülasyon Çalışması

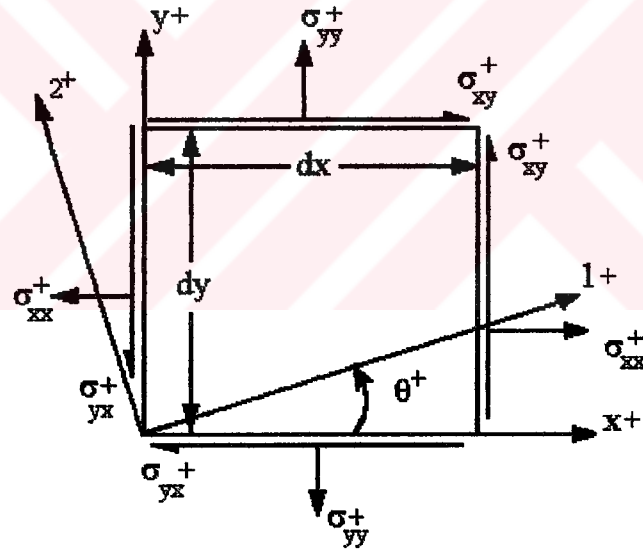
Sandviç yapıların fiziksel davranışlarını incelemekten ve yapıya ait doğal frekans, gerilme, birim şekil değiştirme, burkulma yükleri gibi verileri tayin kabiliyetini kazanmadan önce anizotropik elastisite hakkında bilgi vermemiz gereklidir. En genel tanımla izotropik malzemeler tüm yönlerde aynı fiziksel davranışı gösteren malzemeler olarak tanımlanırlar. Farklı yönlerde farklı fiziksel davranışlar sergileyen malzemeler ise anizotropik olarak adlandırılırlar. Bir yapının izotropik davranışları, aslında makro fiziksel davranışlarının matematiksel bir ortalaması olarak kabul edilebilir. Örneğin mikro yapısında anizotropik taneleri gelişigüzel olarak dağıtılmış bir yapının makro fiziksel davranışı istatistiksel olarak izotropik olabilir. Benzer şekilde izotropik bir yapının makro davranışları soğuk şekillendirme, dövme, veya savurma gibi imalat yöntemleri ile anizotropik bir hale gelebilir. Anizotropik davranış gösteren yapıların en belirgin örnekleri kemik, ağaç ve tüm fiber katkılı kompozitler gibi malzemelerdir.

Fiber katkılı kompozitler yüksek dayanım / yoğunluk oranına sahip olmaları nedeni ile diğer yapı malzemelerinden ayrılırlar. Bu kompozitler sürekli yada süreksiz fiberlerden üretildikleri gibi farklı fiber türlerinin ortak yapısı olarak da tasarlanabilir. Kompozitle çalışan uydu tasarım mühendisi, uydu yapısı için malzeme seçerken, malzemenin aynı zamanda tasarımını da yapmaktadır.

3.4.1. Kompozit Malzeme Laminası

Kompozit malzemeler sahip oldukları üstün özellikler nedeni ile ince kesitli yapıların üretilmesine imkan verirler. Polimerik matrisli kompozit yapıların temel yapıtaşı çoğunlukla matris ve fiberden oluşan ve tüm fiberlerin tek doğrultuda dizildiği lamina yapısıdır. Birçok laminanın tabakalı bir yapı oluşturacak şekilde dizilmesi ile laminat denilen kompozit yapı oluşturulur. Tez dahilinde ele alınan sandviç yapılar; sayısı birbirine eşit laminaların bir araya getirilerek kürlenmesinden teşekkül olmuş olan iki adet simetrik laminat'ın bir ara dolgunun alt ve üst yüzeylerine yapıştırılması ile elde edilir.

Lamina denilen yapının daha iyi anlaşılması için h kalınlığına sahip bir laminayı Şekil 3.6'da gösterildiği gibi tarif edelim. Bu yapıda 1 ve 2 malzeme eksenlerini göstermek üzere 1 yönü fiber doğrultusuna paralel, 2 yönü ise fiberlerin normali yönündedir. Ve örneğin laminadan oluşmuş bir plakayı ele alıyorsak bu plakanın geometrik eksenleri de x ve y ile gösterilmektedir.



Şekil 3.6. Lamina Koordinat Sistemleri

Eğer kuvvetler dengesi gözönüne alınarak σ_x , σ_y , ve σ_{xy} ile σ_1 , σ_2 ve σ_{12} arasındaki ilişki araştırılırsa bu ilişkinin mukavemet bilimindeki Mohr Çemberi analizi ile benzer olduğu görülür ve aşağıdaki matris formu elde edilir[7]. Benzer şekilde klasik izotermal koşul için birim şekil değiştirme ilişkileri de aşağıdadır.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_6 \end{Bmatrix} = [T]_{CL} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix}, \quad \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_{12} \end{Bmatrix} = [T]_{CL} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

Burada $m = \cos \theta$ ve $n = \sin \theta$ olmak üzere ve CL indisleri klasik iki boyutlu haller için olmak üzere

$$[T]_{CL} = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & +2mn \\ n^2 & m^2 & -2mn \\ -mn & mn & (m^2 - n^2) \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

ile gösterilir.

Yukarıda verilen klasik iki boyutlu bağıntılar kompozit bir malzeme için ısı, nem ve kesme kayma deformasyonunu içine alacak şekilde yeniden düzenlenmelidir. Çoğu zaman matris malzemesi yüksek ısı ve nem katsayılarına (α ve β) sahip olduğundan yapının inceltilmesi veya kalınlaştırılması gözardı edilmemelidir. Aşağıdaki eşitlik tüm bu etkiler gözönüne alınarak oluşturulmuş genel bir ifadedir. Bu eşitlikte geçen, $\sigma_4 - \varepsilon_4$ ve $\sigma_5 - \varepsilon_5$ çiftleri kesme kayma deformasyonunu göstermektedir. Kesme kayması, kompozit malzemelerde fiber doğrultusunda malzemenin fiber karakteri ile hareket etmesi, kalınlık doğrultusunda ise daha zayıf olan matrisin etkisinin ağır basması nedeni ile eklenmelidir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{Bmatrix} = [T]_{CL} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} \text{ ve } \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \frac{\varepsilon_4}{2} \\ \frac{\varepsilon_5}{2} \\ \frac{\varepsilon_6}{2} \end{Bmatrix} = [T]_{CL} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

Burada

$$\begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 0 & 0 & 0 & 2mn \\ n^2 & m^2 & 0 & 0 & 0 & -2mn \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -mn & mn & 0 & 0 & 0 & (m^2 - n^2) \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

olmaktadır. Yukarıdaki ifade sistematik bir şekilde düzenlenir, gerilme ve birim şekil değiştirme arasındaki Hook Kanun'u kullanılır, ısı ve neme bağlı ifadelerde de katılırsa 1,2,3 asal malzeme yönlerini belirtmek üzere bir kompozit lamina için aşağıdaki genel denklem yazılabilir[7].

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 - \alpha_1 \Delta T - \beta_1 \Delta m \\ \varepsilon_2 - \alpha_2 \Delta T - \beta_2 \Delta m \\ \varepsilon_3 - \alpha_3 \Delta T - \Delta m \\ 2\varepsilon_{23} \\ 2\varepsilon_{31} \\ 2\varepsilon_{12} \end{Bmatrix} \quad (3.9)$$

Yukarıdaki Q_{ij} terimleri rijitlik matris terimleri için kullanılmıştır. Q_{ij} terimlerin açılımları Sloan tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir.[7]

$$\begin{aligned} Q_{11} &= E_{11}(1 - \nu_{23}\nu_{32})/\Delta, \quad Q_{22} = E_{22}(1 - \nu_{31}\nu_{13})/\Delta \\ Q_{33} &= E_{33}(1 - \nu_{12}\nu_{21})/\Delta, \quad Q_{44} = G_{23}, \quad Q_{55} = G_{13}, \quad Q_{66} = G_{12} \\ Q_{12} &= E_{11}(\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23})/\Delta = E_{22}(\nu_{12} + \nu_{32}\nu_{13})/\Delta \\ Q_{13} &= E_{22}(\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{31})/\Delta = E_{33}(\nu_{23} + \nu_{21}\nu_{13})/\Delta \\ \Delta &= 1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{23}\nu_{32} - \nu_{31}\nu_{13} - 2\nu_{12}\nu_{32}\nu_{13} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Yukarıdaki bağıntıları x, y, z koordinat sistemine taşımak için aşağıdaki dönüşümler yapılmıştır;

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{x1} \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{13} & 0 & 0 & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{23} & 0 & 0 & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{13} & \bar{Q}_{23} & \bar{Q}_{33} & 0 & 0 & \bar{Q}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{44} & \bar{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{Q}_{45} & \bar{Q}_{55} & 0 \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{36} & 0 & 0 & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x - \alpha_x \Delta T - \beta_{x1} \Delta m \\ \varepsilon_y - \alpha_y \Delta T - \beta_y \Delta m \\ \varepsilon_z - \alpha_z \Delta T - \Delta m \\ 2\varepsilon_{yz} \\ 2\varepsilon_{xz} \\ 2(\varepsilon_x - \alpha_{xy} \Delta T - \beta_{xy} \Delta m) \end{Bmatrix} \quad (3.11)$$

burada $[\bar{Q}] = [T]^{-1} [Q] [T]$ daha açık bir ifade ile

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11} &= Q_{11} m^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) m^2 n^2 + Q_{22} n^4 \\ \bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66}) m^2 n^2 + Q_{12} (m^4 + n^4) \\ \bar{Q}_{13} &= Q_{12} m^2 + Q_{23} n^2 \\ \bar{Q}_{16} &= -mn^3 Q_{22} + m^3 n Q_{11} - mn(m^2 - n^2)(Q_{12} + 2Q_{66}) \\ \bar{Q}_{22} &= Q_{11} n^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) m^2 n^2 + Q_{22} m^4 \\ \bar{Q}_{23} &= n^2 Q_{13} + m^2 Q_{23} \\ \bar{Q}_{33} &= Q_{33} \\ \bar{Q}_{26} &= -m^3 n Q_{22} + mn^3 Q_{11} + mn(m^2 - n^2)(Q_{12} + 2Q_{66}) \\ \bar{Q}_{36} &= (Q_{13} - Q_{23}) mn \\ \bar{Q}_{44} &= Q_{44} m^2 + Q_{55} n^2 \\ \bar{Q}_{45} &= (Q_{55} - Q_{44}) mn \\ \bar{Q}_{55} &= Q_{55} m^2 + Q_{44} n^2 \\ \bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12}) m^2 n^2 + Q_{66} (m^2 - n^2)^2 \\ \alpha_x &= \alpha_1 m^2 + \alpha_2 n^2 \\ \beta_x &= \beta_1 m^2 + \beta_2 n^2 \\ \alpha_y &= \alpha_2 m^2 + \alpha_1 n^2 \\ \beta_y &= \beta_2 m^2 + \beta_1 n^2 \\ \alpha_z &= \alpha_3 \\ \beta_z &= \beta_3 \\ \alpha_{xy} &= (\alpha_1 - \alpha_2) mn \\ \beta_{xy} &= (\beta_1 - \beta_2) mn \end{aligned} \quad (3.12)$$

olarak yazılabilir.

3.4.2. Laminat Analizi

Birçok kompozit yapı ve bahis konusu sandviç yapıları laminaların birbiri üzerine dizilerek kurlenmesi ile oluşmuş yapılar olarak ele alınabilir. Kompozit malzemelerin sahip oldukları üstün mukavemet özelliklerinin dışında, konvansiyonel yapılara göre avantajları her laminanın oryantasyonunun değiştirilmesi sayesinde oryantasyon optimizasyonu yapılabilmesidir.

N adet laminadan oluşmuş bir kompozit laminatı ele alalım. Bu laminatın k 'nci laminası için birim şekil değiştirme gerilme bağıntısı;

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix}_k = [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \varepsilon_x - \alpha_x \Delta T - \beta_{x1} \Delta m \\ \varepsilon_y - \alpha_y \Delta T - \beta_{y1} \Delta m \\ \varepsilon_z - \alpha_z \Delta T - \Delta m \\ 2\varepsilon_{yz} \\ 2\varepsilon_{xz} \\ 2(\varepsilon_x - \alpha_{xy} \Delta T - \beta_{xy} \Delta m) \end{Bmatrix}_k \quad (3.13)$$

olarak yazılır.

Herhangi bir elastik cismin elastik birim şekil değiştirmeleri ile yerdeğiştirmeleri arasındaki kinematik bağıntılar;

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (3.14)$$

ile belirlidir. Burada $i,j = x,y,z$ kartezyen koordiantlarını vermekte ve virgüller kısmi difransiyelleri belirtmektedir. Daha açık olarak yukarıdaki ifade düzenlenirse;

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \varepsilon_{xz} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right), \quad \varepsilon_{yz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \varepsilon_{xy} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (3.15)$$

elde edilir.

Yukarıda bahsi geçen u , v ve w ; x , y ve z yönlerindeki yerdeğiştirmeleri vermektedir. Lineer elastik kiriş plak ve kabuk teorisine göre, ince bir plak'ın kalınlığı doğrultusunda ve orta yüzey düzlemine dik olarak genişleyen çizgisel bir eleman en çok öteleme ve dönmeyi orjinal koordinat sistemine göre yapar. Bu varsayımdan hareket ederek laminalardan oluşmuş veya sandviç bir plakanın yerdeğiştirmelerinin fonksiyonel formu aşağıda yer almaktadır.

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= u_0(x, y) + z\bar{\alpha}(x, y) \\ v(x, y, z) &= v_0(x, y) + z\bar{\beta}(x, y) \\ w(x, y, z) &= w(x, y) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Burada u_0 , v_0 ve w ortadüzlemin yani çizgisel elemanın yerdeğiştirmelerini vermekte ve ilk iki fonksiyonun ikinci terimleri de kalınlık boyunca çizgisel elemanın dönmelerini vermektedir.

Klasik elastik kiriş ve plak teorisinde $\bar{\alpha}$ ve $\bar{\beta}$, yanal yerdeğiştirmenin x ve y 'ye göre negatif birinci türevi olarak ifade edilir. Ayrıca klasik teoride çizgisel bir elemanın kalınlık doğrultusunda uzama yada büzölmeye maruz kalmayacağı kabul edilir. Yukarıda sandviç ve kompozit lamelli plaka için verilmiş olan yerdeğiştirme bağıntıları elastik birim şekil değiştirme - yerdeğiştirme kinematik bağıntısında yerine konur;

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{\partial u_0}{\partial x} + z \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x}, \quad \epsilon_y = \frac{\partial v_0}{\partial y} + z \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial y}, \quad \epsilon_z = 0 \\ \epsilon_{xx} &= \frac{1}{2} \left(\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x} \right), \quad \epsilon_{yy} = \frac{1}{2} \left(\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y} \right), \quad \epsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + \frac{z}{2} \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (3.17)$$

elde edilir. Buradan ortadüzlem birim şekil değiştirmeleri şöyle yazılabilir;

$$\epsilon_{x_0} = \frac{\partial u_0}{\partial x}, \quad \epsilon_{y_0} = \frac{\partial v_0}{\partial y}, \quad \epsilon_{xy_0} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) \quad (3.18)$$

dönmeler ise;

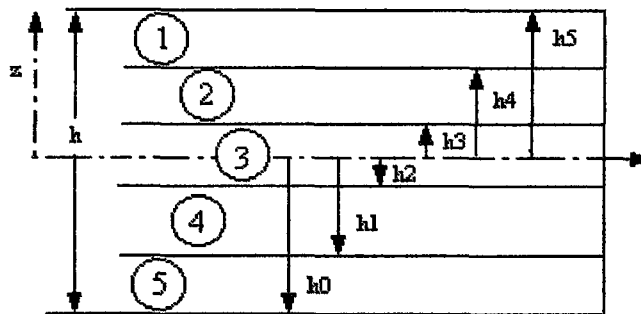
$$\kappa_x = \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x}, \kappa_y = \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial y}, \kappa_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial x} \right) \quad (3.19)$$

olarak ortaya çıkar.

Klasik kiriş, plak ve kabuk teorisi, lamineli kompozitlerin veya sandviç yapıların birim şekil değiştirme ve yerdeğiştirmelerini açıklarken laminaların veya sandviç yapı tabakalarının birbirine bağılı olduğunu kabul eder. Bu nedenle çizgisel elemanın kalınlık doğırtusundaki birim şekil değıştirme ve yerdeğıştirmeleri sürekli ve tabakaların oryantasyonundan bağımsızdır. Plaka kalınlaştırılması ihmal edilerek, yani $\varepsilon_z = 0$ kabul edilerek ve σ_z 'in ince kesitli yapı için ihmal edilebilir olduğundan hareketle yerdeğıştirme - birim şekil değıştirme bağıntıları genel lamina gerilme birim şekil değıştirme matris eşitliğinde yerine konur;

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix}_k = [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x_0} + z\kappa_x - \alpha_x \Delta T - \beta_{x1} \Delta m \\ \varepsilon_{y_0} + z\kappa_y - \alpha_y \Delta T - \beta_{y1} \Delta m \\ 2\varepsilon_{yz} \\ 2\varepsilon_{xz} \\ 2(\varepsilon_{xy_0} + \kappa_{xy} z - \alpha_{xy} \Delta T - \beta_{xy} \Delta m) \end{Bmatrix}_k \quad (3.20)$$

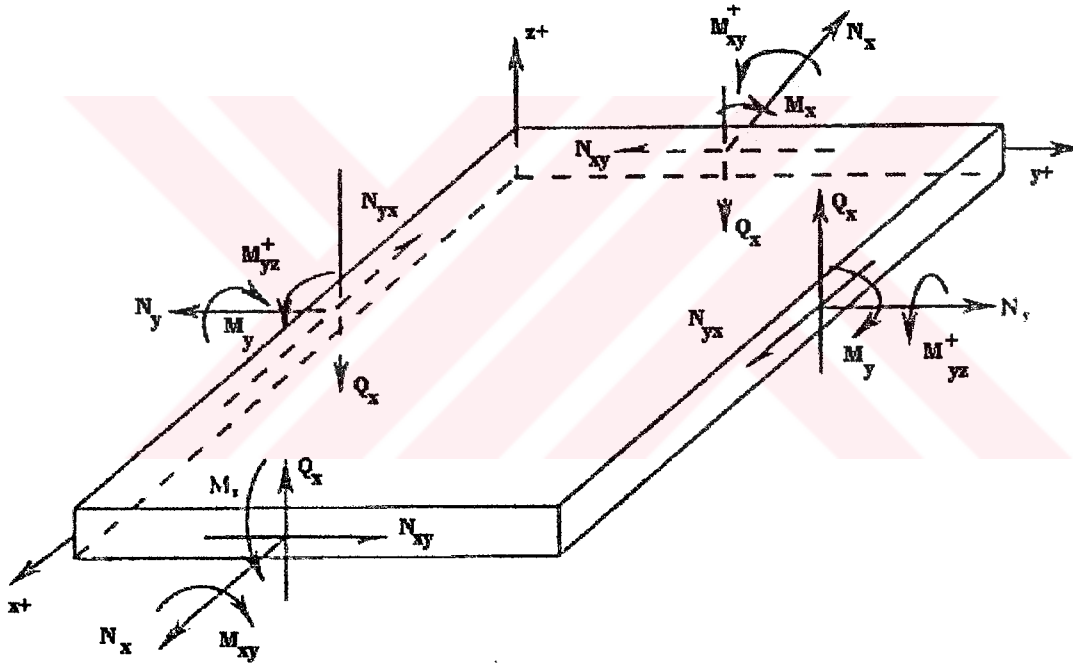
Aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi bir kompozit laminalardan oluşmuş bir laminat plakayı ele alalım. Ortadüzlemden k 'nci lamina'ya kadar olan mesafe h_k vektörel mesafe adını alır. Dikkat edilirse ortadüzlem altındaki vektörler için bu mesafe negatif olmaktadır.



şekil 3.7. Laminat Tabakaları

Klasik kiriş, plak ve kabuk teorisinde tüm yapıda lamina sayı ve oryantasyonuna bağlı olmaksızın tüm yapının birim genişliğindeki gerilme bileşikleri (N), gerilme çiftleri (M) ve kesme kayma bileşikleri (Q) için;

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ Q_x \\ Q_y \end{Bmatrix} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \end{Bmatrix} dz, \quad \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} z dz \quad (3.21)$$



Şekil 3.8. Gerilme Bileşenleri ve Gerilme Çiftleri

Gerilme bileşenleri kompozit laminat ve sandviç plaka için kalınlık boyunca integre edilir ve daha sonra tüm laminalar için toplanır.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^N \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} dz$$

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^N \left(\int_{h_{k-1}}^{h_k} [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x_0} \\ \varepsilon_{y_0} \\ \varepsilon_{xy_0} \end{Bmatrix} dz + \int_{h_{k-1}}^{h_k} [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} z dz - \int_{h_{k-1}}^{h_k} [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix}_k \Delta T dz - \int_{h_{k-1}}^{h_k} [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \beta_x \\ \beta_y \\ \beta_{xy} \end{Bmatrix}_k \Delta m dz \right) \quad (3.22)$$

Burada (u_0, v_0) orta yüzey yerdeğiştirmeleri ve dönmeler (α, β) , kalınlığın fonksiyonu olmadığından yukarıdaki eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^N \left(\int_{h_{k-1}}^{h_k} [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x_0} \\ \varepsilon_{y_0} \\ \varepsilon_{xy_0} \end{Bmatrix}_k dz + \int_{h_{k-1}}^{h_k} [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix}_k z dz - \int_{h_{k-1}}^{h_k} [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix}_k \Delta T dz - \int_{h_{k-1}}^{h_k} [\bar{Q}]_k \begin{Bmatrix} \beta_x \\ \beta_y \\ \beta_{xy} \end{Bmatrix}_k \Delta m dz \right) \quad (3.23)$$

son olarak

$$\{N\} = [A]\{\varepsilon_0\} + [B]\{\kappa\} - \{N\}^T - \{N\}^m \quad (3.24)$$

olarak sadeleştirilir. Araştırmacı Vinson, bazı terimlerde 2 katsayısını matris tanımı nedeniyle eklemeyi uygun bulmuştur[7].

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (h_k - h_{k-1}) \quad [i, j = 1, 2, 6] \quad (3.25)$$

$$B_{ij} = \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (h_k - h_{k-1}) \quad [i, j = 1, 2, 6] \quad (3.26)$$

$$N_{ij}^T = \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} (\bar{Q}_{ij})_k (\alpha_{ij})_k \Delta T dz \quad [i, j = 1, 2, 6] \quad (3.27)$$

$$N_{ij}^m = \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} (\bar{Q}_{ij})_k (\beta_{ij})_k \Delta m dz \quad [i, j = 1, 2, 6] \quad (3.28)$$

Yukarıdaki eşitlikten görülebileceği gibi kompozit laminalardan oluşmuş ince kesitli bir plakada düzlemsel gerilme bileşkeleri sadece ortadüzlem birim şekil değiştirmelerinin değil aynı zamanda dönmelerin ve kavislerin de fonksiyonudur.

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} z dz$$

Benzer şekilde kalınlık doğrultusunda gerilme çiftlerinin birim şekil değiştirmeler cinsinden yazılıp integre edilmesi ile;

$$\{M\} = [B]\{\varepsilon_0\} + [D]\{\kappa\} - \{M\}^T - \{M\}^m \quad (3.29)$$

elde edilir. Bu eşitlikte de bazı terimlere 2 katsayısının yerleştirilmesi yapılan çalışmalarda uygun görülmüştür.

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (h_k^3 - h_{k-1}^3) \quad [i,j = 1,2,6] \quad (3.30)$$

$$M_{ij}^T = \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} (\bar{Q}_{ij})_k (\alpha_{ij})_k \Delta T z d\alpha \quad [i,j = 1,2,6] \quad (3.31)$$

$$M_{ij}^m = \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} (\bar{Q}_{ij})_k (\beta_{ij})_k \Delta m z dz \quad [i,j = 1,2,6] \quad (3.32)$$

Sonuç olarak iki eşitliğin birleştirilmesi ile;

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ - \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & - & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & - & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & - & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ - & - & - & - & - & - & - \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & - & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & - & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & - & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x_0} \\ \varepsilon_{y_0} \\ 2\varepsilon_{xy_0} \\ - \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ 2\kappa_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} N_x^T \\ N_y^T \\ N_{xy}^T \\ - \\ M_x^T \\ M_y^T \\ M_{xy}^T \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} N_x^m \\ N_y^m \\ N_{xy}^m \\ - \\ M_x^m \\ M_y^m \\ M_{xy}^m \end{Bmatrix} \quad (3.33)$$

Yukarıda görüldüğü üzere $[A]$ matrisi, düzlemdeki gerilme bileşkelerini, (N 'ler) ortadüzlem yerdeğiştirmeleri ile ilişkilendiren bir uzama rijitlik matrisidir. $[D]$ matrisi ise Gerilme çiftlerini (M 'ler), dönmeler (κ 'ler) ile ilişkilenen eğilme rijitlik matrisidir.

Kesme kayma deformasyon etkilerinin yapısal davranışa katılması ile teori geliştirilmiş olur. Q_x ve Q_y kayma bileşkelerini tanımlamak için kesme kayma gerilme'lerinin parabolik olarak laminat kalınlığı boyunca dağıtıldığı kabul edilir.

Laminalar arası arayüzdeki süreksizlikler için araştırmacılar $f(z)$ ağırlık fonksiyonunu kullanmıştır.

$$f(z) = \frac{5}{4} \left[1 - \left(\frac{z}{h/2} \right)^2 \right] \quad (3.34)$$

Kesme kayma bileşikleri (Q), yukarıdaki eşitliklerden aşağıdaki gibi yazılabilmektedir;

$$\sigma_{xz_k} = 2\bar{Q}_{55_k} \varepsilon_{xz} + 2\bar{Q}_{45_k} \varepsilon_{yz}$$

$$\sigma_{yz_k} = 2\bar{Q}_{45_k} \varepsilon_{xz} + 2\bar{Q}_{44_k} \varepsilon_{yz}$$

Burada;

$$\bar{Q}_{44} = Q_{44}m^2 + Q_{55}n^2$$

$$\bar{Q}_{45} = (Q_{55} - Q_{44})mn$$

$$\bar{Q}_{55} = Q_{55}m^2 + Q_{44}n^2$$

$$Q_{44} = G_{23} \quad Q_{55} = G_{13}$$

Sonuçta kesme kayma bileşikleri için;

$$Q_x = 2(A_{55}\varepsilon_{xz} + A_{45}\varepsilon_{yz}) \quad (3.35)$$

$$Q_y = 2(A_{45}\varepsilon_{xz} + A_{44}\varepsilon_{yz}) \quad (3.36)$$

yazılabilir. Burada h laminat veya sandviç plakanın toplam kalınlığı ve $i, j = 4, 5$ olmak üzere;

$$A_{ij} = \frac{5}{4} \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k \left[h_k - h_{k-1} - \frac{4}{3} (h_k^3 - h_{k-1}^3) \frac{1}{h^2} \right] \quad (3.37)$$

olarak verilmiştir.

3.4.3. Sandviç Yapı İçin Plaka Denge Denklemleri

Malzeme içinde sonsuz küçüklükte bir kübik kontrol hacmi üzerine etkiyen kuvvetleri ele alalım. Bu hacim yüzeylerine etkiyen kuvvetlerin dengesi ele alınırsa örneğin x yönündeki kuvvetlerin dengesi için;

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial z} + F_x = 0 \quad (3.38)$$

Benzer şekilde y ve z yönleri için

$$\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial z} + F_y = 0 \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z = 0 \quad (3.40)$$

Yukarıdaki eşitlikler üç boyutlu elastisite için oluşturulmuş denge eşitlikleridir. Kiriş, plak ve kabuk teorisinde ise kompozit olsun olmasın ince kesitlere sahip yapılarda, çözüm elde edilebilmesi için etkiyen gerilmeler, kalınlık boyunca entegre edilmelidir.

Gerilme bileşkeleri ve gerilme çiftleri için önceki bölümlerde çıkarılan bileşke ifadelerini bir daha ele alalım.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ Q_x \\ Q_y \end{Bmatrix} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \end{Bmatrix} dz = \sum_{k=1}^N \int_{\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \end{Bmatrix}_k dz_k, \quad (3.41)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} z dz = \sum_{k=1}^N \int_{\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix}_k z_k dz_k \quad (3.42)$$

Bu iki ifadenin ilk formları tek tabakadan haiz bir plaka'ya uygulanabilirken ikinci form laminalı plakaya veya bir başka deyişle sandviç plaka'ya uygulanabilir. Çalışmanın basit olması için denge denklemlerindeki F kuvvetleri ihmal edilir. Her bir lamina için ifade terim terime entegre edilir ve bu entegrasyonlar plaka kalınlığı boyunca toplanırsa aşağıdaki denklem ortaya çıkar.

$$\sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \frac{\partial \sigma_{xk}}{\partial x} dz + \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \frac{\partial \sigma_{yxk}}{\partial y} dz + \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \frac{\partial \sigma_{zxk}}{\partial z} dz = 0 \quad (3.43)$$

Burada ilk iki terimde türev ve integrasyon ifadeleri yer değiştirebilirler. Ve böylece;

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \sigma_{xk} dz \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \sigma_{yk} dz \right] + \sum_{k=1}^N \sigma_{xx} \Big|_{h_{k-1}}^{h_k} = 0 \quad (3.44)$$

Köşeli parantez içindeki terimler önceki bölümlerde tanımlanan N_x ve N_{yx} 'i verirler. Üçüncü terimden ise laminalar arası kayma gerilmelerinin, sandviç yapıda ara dolgu ve yüzler arasında veya kompozit yapıdaki laminalar arasında birbirini götürdüğü ortaya çıkar. İfadenin geri kalan terimleri üst ve alt yüzeylerdeki kayma gerilme'leri $z = h_N$ ve $z = h_0$ 'da olup aşağıdaki gibi gösterilir;

$$\sigma_{zx}(h_N) \equiv \tau_{1x}, \quad \sigma_{zx}(h_0) \equiv \tau_{2x} \quad (3.45)$$

Böylece yukarıdaki denklem şu hale gelir;

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{yx}}{\partial y} + \tau_{1x} - \tau_{2x} = 0 \quad (3.46)$$

bu ifade y yönü için yukarıdaki denklemden çıkarılırsa;

$$\frac{\partial N_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial N_y}{\partial y} + \tau_{1y} - \tau_{2y} = 0 \quad (3.47)$$

elde edilir. Burada;

$$\sigma_{zy}(h_N) \equiv \tau_{1y} \text{ ve } \sigma_{zy}(h_0) \equiv \tau_{2y} \quad (3.48)$$

olarak bellidir z yönündeki kuvvet dengesi yukarıdaki ifadeye benzer bir şekilde;

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + P_1 - P_2 = 0 \quad (3.49)$$

olarak tayin edilir. Burada;

$$\sigma_z(h_N) \equiv P_1, \quad \sigma_z(h_0) \equiv P_2 \quad (3.50)$$

olarak verilmiştir.

Yukarıda elde edilen kuvvet denge eşitliklerine ek olarak iki adet moment denge eşitliği x ve y yönleri için gereklidir.

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial z} + F_x = 0 \text{ eşitliği } z dz \text{ ile çarpılır her lamina için integre edilir ve}$$

kalınlık boyunca toplanırsa aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$\sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \frac{\partial \sigma_{xk}}{\partial x} z dz + \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \frac{\partial \sigma_{yxk}}{\partial y} z dz + \sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \frac{\partial \sigma_{zxk}}{\partial z} z dz = 0$$

Daha önce yapıldığı gibi integrasyon ve türev ifadeleri yer değiştirilirse ilk iki terim şu hale gelir;

$\frac{\partial M_x}{\partial x}$ ve $\frac{\partial M_{xy}}{\partial y}$. Fakat üçüncü terim kısmi integrasyona tabi tutulur.

$$\sum_{k=1}^N \int_{h_{k-1}}^{h_k} \frac{\partial \sigma_{zxk}}{\partial z} z dz = \sum_{k=1}^N \left\{ z \sigma_{zx} \Big|_{h_{k-1}}^{h_k} - \int_{h_{k-1}}^{h_k} \sigma_{zx} dz \right\}$$

Burada son terimin $-Q_x$ olduğu görülür. Sağdaki ilk terim gene laminalar arası gerilmelerin momentlerini verir ve laminalar arasında birbirini götürür. Sıfır olmayan terimler sadece yüzey kayma gerilmelerin momentlerinden ibarettir.

$$h_N \tau_{1x} - h_0 \tau_{2x} = \frac{h}{2} [\tau_{1x} + \tau_{2x}]$$

Terimlerin yerleştirilmesi ile momentler dengesi eşitliği;

x yönünde

$$\frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} - Q_x \frac{h}{2} (\tau_{1x} + \tau_{2x}) = 0 \quad (3.51)$$

ve y yönünde

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} - Q_y \frac{h}{2} (\tau_{1y} + \tau_{2y}) = 0 \quad (3.52)$$

olarak bulunur.

3.4.4. Laminalı Kompozit ve Sandviç Yapının Eğilmesi -Klasik Teori

Ortadüzlem simetrik laminalı kompozit bir malzemeyi ele alalım. Orta düzlem simetri sayesinde B_{ij} terimleri sıfıra eşit olur. Yüzey kayma gerilmelerinin ve nem etkilerin de katılmadığını düşünürsek yanal yüklemeler altındaki plakanın eğilmesi durumu için denge eşitlikleri aşağıdaki hale gelir;

$$\frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} - Q_x = 0 \quad (3.53)$$

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} - Q_y = 0 \quad (3.54)$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + P(x, y) = 0 \quad (3.55)$$

burada $P(x, y) = P_1(x, y) - P_2(x, y)$ olarak düşünölmelidir.

Yukarıdaki eşitlikler aynı şekilde sandviç plakaya da uygulanabilir. İlk iki eşitlik Q_x ve Q_y için çözüölüp son eşitlikte yerine konursa son eşitlik şu hale gelir.

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial y \partial x} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} = -p(x, y) \quad (3.56)$$

Bu sonuç sadece denge denklemlerinden elde edilmiştir. Ortadüzlem simetrisi ve θ_{16} ve θ_{26} terimlerinin sıfıra eşit olduğu durum ele alındığında bünye denklemleri aşğıdaki gibi yazılabilir;

$$M_x = D_{11}\kappa_x + D_{12}\kappa_y \quad (3.57)$$

$$M_y = D_{12}\kappa_x + D_{22}\kappa_y \quad (3.58)$$

$$M_{xy} = 2D_{66}\kappa_{xy} \quad (3.59)$$

Burada

$$\kappa_x = \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x}, \quad \kappa_y = \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial y}, \quad \kappa_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial x} \right)$$

olmaktadır.

Maksimum eğilme yerdeğıştirmesi, plaka doğal frekansları ve kritik burkulma yüklerinin hesabında kesme kaymasının etkisi kompozit malzemelerden oluşmuş plakalarda önemlidir. ($\epsilon_{xz} \neq 0$ ve $\epsilon_{yz} \neq 0$). Ancak kesme kayma etkisinin yeralmadığı klasik teori sayesinde, tabaka diziliş sırası, plaka kalınlığı ve gerilmelerin hesabı için bir ‘önbakış’ sağlayabilecek basit bir gerilme analizi yapmak mümkün olur.

Kesme kayma etkisi ihmal edildiğinde;

$$\epsilon_{xz} = \frac{1}{2} \left(\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad \epsilon_{yz} = \frac{1}{2} \left(\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) = 0$$

buradan

$$\bar{\alpha} = -\frac{\partial w}{\partial x} \quad \text{ve} \quad \bar{\beta} = -\frac{\partial w}{\partial y} \quad (3.60)$$

elde edilir. Bu iki ifade aşağıdaki eşitliklerde yerine konursa;

$$\kappa_x = \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x}, \quad \kappa_y = \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial y}, \quad \kappa_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial x} \right) \quad (3.61)$$

aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$\kappa_x = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad \kappa_y = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}, \quad \kappa_{xy} = -\frac{\partial^2 w}{\partial y \partial x}$$

Bünye denklemlerinde bu 3 ifade yerine konursa;

$$M_x = -D_{11} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - D_{12} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (3.62)$$

$$M_y = -D_{12} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - D_{22} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (3.63)$$

$$M_{xy} = -2D_{66} \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial x} \quad (3.64)$$

bu üç eşitlik düzenlendiğinde ;

$$D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = p(x, y) \quad (3.65)$$

denklemini elde edilir. Yukarıdaki (D_{ij}) katsayıları aşağıdaki gibi kısaltılabilir.

$$D_{11} = D_1, \quad D_{22} = D_2, \quad D_{12} + 2D_{66} = D_3$$

Bu kısaltmalar neticesinde denklem aşağıdaki hali alır.

$$D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2D_3 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_2 \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = p(x, y) \quad (3.66)$$

Yukarıda yazılan denklem kompozit ve sandviç yapılı plakaların eğilmesinde temel difransiyel denklemdir. Kesme kayması, nem, ısı etkileri (Δt ve Δm) ihmal edilmiş (ve ayrıca $B_{ij} = ()_{16} = ()_{26} = 0$) yük, $P(x, y)$ yanal olarak etkilmiştir. Eğer malzeme izotropik bir özelliğe sahip ise yukarıdaki (D) terimleri birbirine eşit alınabilir.

3.4.5. Ortotropik Sandviç Plakalar İçin Eğilme Probleminin Navier Çözümü

$D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2D_3 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_2 \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = p(x, y)$ ile verilmiş olan sandviç plakalarda eğilme problemi için Navier ayrılabilir bağımsız değişkenlerden oluşmuş aşağıdaki çözüm eşitliklerini önermiştir.

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \bar{X}_m(x) \bar{Y}_n(y)$$

$$p(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \bar{X}_m(x) \bar{Y}_n(y)$$

Bu eşitliklerdeki $\bar{X}_m(x)$ ve $\bar{Y}_n(y)$ sınır koşullarını sağlayan ortogonal fonksiyon setleridir. Eğer mevzu edilen sandviç plak dört tarafından basit mesnetli olarak kısıtlanırsa bu eşitlikler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (3.67)$$

$$p(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (3.68)$$

Bu eşitliklerin çözümü için öncelikle yük terimi olan $p(x, y)$ 'yi tanımlamak üzere B_{mn} tespit edilmelidir. Bunun için ikinci eşitliğin hem sağ hem de sol tarafı

$\sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx$ ile çarpılır.

$$p(x, y) \sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx$$

Bu eşitlik plakanın x doğrultusundaki kenarı üzerinde integre edilirse,

$$\int_0^a p(x, y) \sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx = \int_0^a \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx$$

burada toplam ifadeleri ve B_{mn} dışarı çıkabilir vaziyettedir.

$$\int_0^a p(x, y) \sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \int_0^a \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx$$

Burada ortagonalite özelliği kullanıldığında görülecektir ki eğer m terimi ile r terimi eşit iseler integral içerisindeki terim $a/2$ olacaktır, farklı durumda integral içi 0'a eşit olacaktır ki istenen durum birincisidir.

$$\int_0^a \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx = \begin{cases} a/2 & \leftrightarrow m = r \\ 0 & \leftrightarrow m \neq r \end{cases}$$

$$\int_0^a p(x, y) \sin\left(\frac{r\pi x}{a}\right) dx = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \frac{a}{2}$$

Bu ifade şimdi $\sin\left(\frac{s\pi y}{b}\right) dy$ ile taraf tarafa çarpılır ve y eksenı boyunca olan kenarda integre edilirse;

$$\int_0^b \int_0^a p(x, y) \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{s\pi y}{b}\right) dx dy = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \frac{a}{2} \sin\left(\frac{s\pi y}{b}\right) dy$$

Burada da ortagonalite özelliği kullanıldığında görülecektir ki eğer n terimi ile s terimi eşit iseler integral içerisindeki terim $b/2$ olacaktır, farklı durumda integral içi 0'a eşit olacaktır ki istenen durum gene birincisidir.

$$\int_0^b \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \sin\left(\frac{s\pi y}{b}\right) dy = \begin{cases} b/2 & \leftrightarrow n = s \\ 0 & \leftrightarrow n \neq s \end{cases}$$

$$\int_0^b \int_0^a p(x, y) \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) dx dy = B_{mn} \frac{a}{2} \frac{b}{2}$$

gerekli dönüşüm yapıldığında;

$$B_{mn} = \frac{4}{ab} \int_0^b \int_0^a p(x, y) \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) dx dy$$

olarak bulunur.

$P(x, y) = p_0 = a$ sabit olması durumu için

$$B_{mn} = \frac{4p_0}{mn\pi^2} [1 - (-1)^m] [1 - (-1)^n]$$

özel koşulu elde edilir.

Hem w hem de B_{mn} ifadeleri ana kısmi difransiyel denklemde yerine konur ve A_{mn} bulunur.

$$A_{mn} = \frac{B_{mn}}{\left[D_1 \left(\frac{m\pi}{a} \right)^4 + 2D_3 \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 + D_3 \left(\frac{n\pi}{b} \right)^4 \right]} \quad (3.69)$$

Çözümünden anlaşılacağı üzere analitik kıyaslama yapabilmek için verilen bir P_o yayılı yükü altında öncelikle B_{mn} katsayısının hesaplanması daha sonra bu B_{mn} katsayısının A_{mn} içinde yerleştirilmesi gereklidir.

Verilen;

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right)$$

için

A_{mn} 'nin yerine konması ve sonlu toplamalarının alınması ile istenilen (x, y) koordinatları için yerdeğiştirme hesaplanabilir.

3.4.6. Kesme Kayması Etkisi Katılarak Yerdeğiştirme Analizi

Basit klasik teoride aşağıda verilen iki kesme kayma etkisi ihmal edilmiştir.

$$\varepsilon_{xz} = \frac{1}{2} \left(\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (3.70)$$

$$\varepsilon_{yz} = \frac{1}{2} \left(\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.71)$$

Bu iki eşitliğin kullanılabilir olması dönme bileşenlerini ($\bar{\alpha}$ ve $\bar{\beta}$) deformasyonun bir fonksiyonu olmaktan çıkarmıştır. Sonuç olarak klasik teoride bilinmeyen sayısı beş adete ($\bar{\alpha}$, $\bar{\beta}$, u_0 , v_0 ve w) çıkmıştır. Denge eşitlikleri, gerilme-birim şekil değiştirme bağıntıları, birim şekil değiştirme - yerdeğiştirme bağıntıları ve uyum eşitlikleri tekrar ele alınırsa bunların değişmediği görülür. Yalnız yeni iki birim şekil değiştirme - yerdeğiştirme bağıntısı eklenecektir. Sonuçta temel denklemler dönme ve yerdeğiştirme cinsinden verildiği için herhangi bir tek değerli sürekli fonksiyon tanım gereği uyum fonksiyonlarını sağlayacaktır.

Örnek olarak ortadüzlem simetrik ($B_{ij} = 0$) ve etkileşme terimleri $[()_{16} = ()_{26} = ()_{45}]$ olmayan bir ortotropik plaka alalım. Temel denklemleri aşağıda verildiği gibidir;

$$N_x = A_{11}\epsilon^0_x + A_{12}\epsilon^0_y$$

$$N_y = A_{12}\epsilon^0_x + A_{22}\epsilon^0_y$$

$$N_{xy} = 2A_{66}\epsilon^0_{xy}$$

$$M_x = D_{11}\kappa_x + D_{12}\kappa_y$$

$$M_y = D_{12}\kappa_x + D_{22}\kappa_y$$

$$M_{xy} = 2D_{66}\kappa_{xy}$$

$$Q_x = 2A_{55}\epsilon_{xz} = 2A_{55}\left(\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)$$

$$Q_y = 2A_{44}\epsilon_{yz} = 2A_{44}\left(\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)$$

Düzlemdeki yükler (N_x , N_y , N_{xy}) ve yerdeğiştirmeler (u_0 ve v_0) yanal yükler, yerdeğiştirmeler ve dönmelerden bağımsızdır. Böylece yukarıdaki görüldüğü üzere 8 bilinmeyenli 8 denklem oluşmuş olur[7]. Yukarıdaki moment ve kesme kayma ifadeleri kullanılarak, yanal yüklere maruz, yüzey kayma gerilmeleri olmayan kompozit lamine bir plakada aşağıdaki denklemler yazılır;

$$D_{11}\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial x^2} + D_{66}\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial y^2} + (D_{12} + D_{66})\frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial x \partial y} - 2A_{55}\left(\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x}\right) = 0 \quad (3.72)$$

$$(D_{12} + D_{66})\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial x \partial y} + D_{66}\frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial x^2} + D_{22}\frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial y^2} - 2A_{44}\left(\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y}\right) = 0 \quad (3.73)$$

$$2A_{55}\left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right) + 2A_{44}\left(\frac{\partial \bar{\beta}}{\partial y} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) + p(x, y) = 0 \quad (3.74)$$

Görüldüğü üzere, kesme kayma yerdeğiştirme etkilerinin dahil edilmesi ile 3 tane birbirine bağı 3 bilinmeyenli kısmi difransiyel denklemin oluşmasına neden olmuştur. ($\bar{\alpha}$, $\bar{\beta}$ ve w)

Klasik plaka teorisindeki ana difransiyel denklem hem x hem y için dördüncü derecedendir ve sadece dört kenarın herbiri için iki sınır koşulu yeterlidir. Kesme kayma katkısı ile oluşan düzeltilmiş teori ise x ve y 'de altıncı derecedendir. Ve her kenarda üç adet sınır koşulu gereklidir.

3.4.7. Kesme Kayması Etkisi Altında Statik Analiz

Klasik plaka teorisi ile yapılan analitik çalışmalar kesme kayma etkisini ihmal etmiştir. Şimdi kesme kayma etkisi de dahil edilerek kompozit bir plaka için statik yüklemeler altındaki bağıntılar bulunacaktır. Kesme kayma için çıkarılmış olan denklemler burada tekrar gözönüne alınmıştır.

$$D_{11} \frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial x^2} + D_{66} \frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial y^2} + (D_{12} + D_{66}) \frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial x \partial y} - \kappa A_{55} \left(\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) = 0 \quad (3.75)$$

$$(D_{12} + D_{66}) \frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial x \partial y} + D_{66} \frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial x^2} + D_{22} \frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial y^2} - \kappa A_{44} \left(\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) = 0 \quad (3.76)$$

$$\kappa A_{55} \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + \kappa A_{44} \left(\frac{\partial \bar{\beta}}{\partial y} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) + p(x, y) = 0 \quad (3.77)$$

Dobyns, dört tarafından basit mesnetli yanal yüklere maruz kompozit plakalar için Navier yaklaşımını kullanarak aşağıdaki çözüm eşitliklerini önermiştir.

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (3.78)$$

$$\bar{\alpha}(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (3.79)$$

$$\bar{\beta}(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (3.80)$$

$$p(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} q_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (3.81)$$

yukarıdaki eşitlikler aşağıdaki sınır koşullarını sağlamaktadır;

$$x = 0, a \text{ için } w = 0, \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x} = 0 \text{ ve } y = 0, b \text{ için } \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial y} = 0$$

Bu eşitlikleri kısmi difransiyel denklemlerde yerine yerleştirirsek aşağıdaki çözüm matrislerini elde ederiz;

$$\begin{bmatrix} L_{11} & L_{12} & L_{13} \\ L_{12} & L_{22} & L_{23} \\ L_{13} & L_{23} & L_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_{mn} \\ B_{mn} \\ C_{mn} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ q_{mn} \end{Bmatrix} \quad (3.82)$$

Eğer, $\lambda_m = m\pi/a$ ve $\lambda_n = n\pi/b$ ve q_{mn} yanal yük katsayısı kabul edilirse L_{ij} ($i,j=1,2,3$) operatörleri için çıkarımlar aşağıda verilmiştir[7]:

$$L_{11} = D_{11}\lambda_m^2 + D_{66}\lambda_n^2 + \kappa A_{55} \quad L_{12} = (D_{11} + D_{66})\lambda_m\lambda_n$$

$$L_{13} = \kappa A_{55}\lambda_m \quad L_{22} = D_{66}\lambda_m^2 + D_{22}\lambda_n^2 + \kappa A_{44}$$

$$L_{23} = \kappa A_{44}\lambda_n \quad L_{33} = \kappa A_{55}\lambda_m^2 + \kappa A_{44}\lambda_n^2$$

Bu eşitlikler çözüldüğünde;

$$A_{mn} = \frac{(L_{12}L_{23} - L_{22}L_{13})q_{mn}}{\det} \quad (3.83)$$

$$B_{mn} = \frac{(L_{12}L_{13} - L_{11}L_{23})q_{mn}}{\det} \quad (3.84)$$

$$C_{mn} = \frac{(L_{11}L_{22} - L_{12}L_{12})q_{mn}}{\det} \quad (3.85)$$

elde edilecektir. Bu ifadelerde geçen det terimi L matrisinin determinanı anlamında kullanılmıştır.

3.4.8. Sandviç Plakalar Üzerine Dinamik Etki

3.4.8.1. Giriş

Lineer elastik bir aralıkta dinamik etkiler iki gruba ayrılır: Doğal titreşimler ve zorlanmış titreşimler. Fiziksel olarak her sürekli cisim sonsuz sayıda doğal frekansa sahiptir. Cisim doğal frekansında periodik olarak tahrik edilirse genlik için çok az bir enerji girdisi alır fakat bu genlik aşağıdaki dört sonuca ulaşıncaya kadar sürekli artar;

- 1- Titreşim genliği kırılğan malzemenin son dayanım mukavemetine ulaşıncaya kadar büyüyebilir.
- 2- Malzemenin bazı kısımları akma mukavemet sınırına ulaşabilir ve plastik deformasyon sonucu malzeme davranışı değişmeye başlar.
- 3- Doğal frekansın olmadığı ve lineer olmayan etkilerin baskın olduğu bir değere kadar genlik büyüyebilir
- 4- Sönümlerme veya diğer bir mekanizma sayesinde genlik sınırlanabilir fakat titreşim devam etmesi sonucu yorulma meydana gelebilir.

3.4.8.2. Sandviç Yapıların Doğal Frekansları

Statik yükler $p(x,y)$ için çıkarılmış olan (3.65) eşitliğini dinamik ve zamana bağlı yükler $p(x,y,t)$ için değiştirmeye çalışırken yeni bir teori geliştirmeye gerek duyulmamıştır. D'Alembert prensibi kullanılarak eylemsizlik terimleri de eşitliğin içine katılabilir. Burada bilinmesi gereken yerdeğiştirmenin zamana göre ikinci türevinin ivmelenmeyi vermesidir.

$$D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2D_3 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_2 \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} - \rho_m h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = p(x,y,t) \quad (3.86)$$

Burada ρ_m kütsel yoğunluğu gösterirken h plaka kalınlığını vermektedir. Böylece $\rho_m h$ terimi alan başına kütleli vermektedir. Plakanın maruz kaldığı bir yük olmadığı düşünülerek doğal frekans hesaplaması yapılmak istenirse, sağ taraf sıfıra eşitlenir ve sol tarafın son terimi sağ tarafa geçirilir;

$$D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2D_3 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_2 \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = -\rho_m h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (3.87)$$

eşitliği elde edilir.

Ortotropik ve orta düzlem simetrik bir sandviç plaka için doğal frekans problemi için basit mesnetli sınır koşullarında aşağıdaki çözüm önerilmiştir.

$$w(x,y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \cos(\omega_{mn} t) \quad (3.88)$$

bu çözüm D'Alembert prensibine göre düzenlenmiş olan denklemde yerine konursa;

$$\omega_{mn} = \frac{\pi^2}{\sqrt{\rho_m h}} \left[D_1 \left(\frac{m}{a}\right)^4 + 2D_3 \left(\frac{m}{a}\right)^2 \left(\frac{n}{b}\right)^2 + D_2 \left(\frac{n}{b}\right)^4 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.89)$$

yazılabilir[7]. En düşük doğal frekans $m = n = 1$ olduğu durumda elde edilir ve bu frekansa temel doğal frekans adı verilir. Doğal frekansı (Hertz) cinsinden yazabilmek için aşağıdaki dönüşüm yapılır.

$$f_{mn} = \frac{\omega_{mn}}{2\pi}$$

3.4.8.3. Kesme Kayması Etkisi Katılarak Doğal Frekans Hesaplaması

Kesme kayma etkisi katılarak hesaplanan deformasyon denklemleri daha önceden çıkarılmıştı. Ortadüzlem simetrisi olan ve diğer etkileşim terimlerini $[(\)_{16} = (\)_{26} = (\)_{45} = 0]$ içermeyen, fakat kesme kayma etkileri katılan kompozit bir sandviç plakada doğal frekans tespiti için yanal yük sıfır alınır ve eşitliklerin sağ taraflarına $-\rho h(\partial w/\partial t)$ eylemsizlik teriminin eklenir. Ayrıca $\bar{\alpha}$ ve $\bar{\beta}$ 'nin w 'den bağımsız olması nedeni ile ortadüzlem civarında plaka kalınlığı doğrultusunda, çizgisel eleman bir salınım hareketi gerçekleştirecektir. Bu nedenle ilk iki eşitliğin sonuna eklenen eylemsizlik terimi değiştirilir.

$$D_{11} \frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial x^2} + D_{66} \frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial y^2} + (D_{12} + D_{66}) \frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial x \partial y} - \kappa A_{55} (\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x}) - I \frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial t^2} = 0 \quad (3.90)$$

$$(D_{12} + D_{66}) \frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial x \partial y} + D_{66} \frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial x^2} + D_{22} \frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial y^2} - \kappa A_{44} (\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y}) - I \frac{\partial^2 \bar{\beta}}{\partial t^2} = 0 \quad (3.91)$$

$$\kappa A_{55} (\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}) + \kappa A_{44} (\frac{\partial \bar{\beta}}{\partial y} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}) - \rho_m h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (3.92)$$

Burada verilen ρ_m için aşağıdaki ifade geçerlidir;

$$\rho_m = \frac{1}{h} \sum_{k=1}^N \rho_k (h_k - h_{k-1}) \quad (3.93)$$

$\rho_k = k$ 'nci lamina'nın kütle yoğunluğu ve ilk iki eşitlikte geçen I köpük, katı veya balpeteği ara dolgu için;

$$I = \sum_{k=1}^N \rho_m z_k^2 dz \quad \text{veya} \quad I = \rho_m t_f h^2 c / 2 \quad \text{ile verilmiştir.}$$

Navier'in prosedürüne benzer bir şekilde Dobyns'te basit mesnetli plaka için aşağıdaki çözümleri önermiştir [7].

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C'_{mn} \sin(\frac{m\pi x}{a}) \sin(\frac{n\pi y}{b}) e^{i\omega t} \quad (3.94)$$

$$\bar{\alpha}(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A'_{mn} \sin(\frac{m\pi x}{a}) \sin(\frac{n\pi y}{b}) e^{i\omega t} \quad (3.95)$$

$$\bar{\beta}(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B'_{mn} \sin(\frac{m\pi x}{a}) \sin(\frac{n\pi y}{b}) e^{i\omega t} \quad (3.96)$$

Bu çözümleri yukarıda verilen dinamik eşitliklerine yerleştirirsek doğal frekanslar için çözülebilecek aşağıdaki homojen denklem setlerini elde ederiz.

$$\begin{bmatrix} L'_{11} & L_{12} & L_{13} \\ L_{12} & L'_{22} & L_{23} \\ L_{13} & L_{23} & L'_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A'_{mn} \\ B'_{mn} \\ C'_{mn} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.97)$$

Üssü ile gösterilmemiş olan terimler önceki bölümlerde elde edildiği gibi kullanılırken,

üslü ifadeler;

$$L'_{11} = L_{11} - \frac{\rho_m h^3}{12} \omega_{mn}^2 \quad (3.98)$$

$$L'_{22} = L_{22} - \frac{\rho_m h^3}{12} \omega_{mn}^2 \quad (3.99)$$

$$L'_{33} = L_{33} - \rho_m h \omega_{mn}^2 \quad (3.100)$$

ile gösterilmiştir. Üç adet eigendeğer çözümü m ve n 'nin yukarıdaki matris eşitliği kullanılarak elde edilir. Bu çözümler ile bulunacak iki frekans değeri, diğerinden oldukça büyük olacaktır çünkü dönme terimleri ile ilişkilendirilmiştir ve yapısal cevap için pek önem arzetmez. Eğer bu iki terim ihmal edilir ve $L'_{11} = L_{11}$, $L'_{22} = L_{22}$ şeklinde matris düzenlenirse kalan tek frekans çözümü için;

$$Q = L_{11}L_{22} - L_{12}^2$$

olmak üzere

$$\omega_{mn}^2 = \left[QL_{33} + 2L_{12}L_{23}L_{13} - L_{22}L_{13}^2 - L_{11}L_{23}^2 \right] / \rho_m h Q$$

yazılır. Ayrıca;

$$A'_{mn} = \frac{L_{12}L_{23} - L_{22}L_{13}}{Q} C'_{mn}$$

$$B'_{mn} = \frac{L_{12}L_{13} - L_{22}L_{13}}{Q} C'_{mn}$$

yazılabilir.

3.4.9. Sandviç Yapılarda Isıl Burkulma

Uydu yapılarının operasyon anında maruz kaldıkları en önemli yükleme ısı etkidir. Bir yapı uniform sıcaklık alanına maruz kaldığında ve her yönden genişlemesine izin verildiğinde yapıda ısı gerilme oluşmaz. Uniform olmayan bir sıcaklık alanında ise serbest olarak genişlemesine izin verilse dahi ısı gerilme oluşma ihtimali vardır. Uygulamada paneller kendilerinden daha soğuk parçalara tutturulmuşlardır. Ve bu nedenle serbest genişmeleri önlenmiş olur. Bu kısıtlama yapıda ısı gerilmelerin oluşmasına neden olur. Bir panel üzerindeki ısıtma genelde uniform olmakla beraber soğuk bağlantılar nedeni ile bu uniform ısıtma göreceli olabilmektedir. Yüksek şiddette bir ısı yükleme yapıda şu hasarlara yol açabilir.

- 1- Isıl Burkulma
- 2- Isıl Sünme
- 3- Malzeme Bozulması
- 4- Isıl Akma
- 5- Soğuma sonrası ısı çatlak hasarı

Isıl burkulma neticesinde yerel sıcak noktalar oluşabilir ve malzemenin özellikleri bu nedenle bozulabilir.

Isıl burkulma problemi senelerce birçok yazar tarafından incelenmiştir. NASA araştırmacıları Ko ve Jackson sandviç panellerin ısı davranış karakterleri üzerine minimum enerji metodu'nu kullanarak ortotropik sandviç paneller için termomekanik burkulma formülleri geliştirmişlerdir[33].

Bu formüllerde uniform bir sıcaklık alanına maruz bir dikdörtgen plaka için dört taraftan basit mesnetli bir sandviç plaka için aşağıdaki sınır koşullarını vermişlerdir. Uzama ve eğilme katılıkları için yüzlerin etkili olduğu ve kesme kayma için ise ara dolgunun yükleri aldığını varsaymışlardır.

$$x = 0, a \text{ için } u = v = w = M_x = \gamma_{yx} = 0$$

$$y = 0, b \text{ için } u = v = w = M_y = \gamma_{xz} = 0$$

Deformasyon fonksiyonları için ise aşağıdaki çözümleri önermişlerdir.

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right)$$

$$\gamma_{xz}(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} B_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right)$$

$$\gamma_{yz}(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right)$$

Isıl burkulma için ise Ko ve Jackson aşağıdaki eşitliği geliştirmişlerdir.

$$\sum_k \sum_l \left[\frac{M_{mnkl}}{\Delta T} + P_{mnkl} + \delta_{mnkl} \right] A_{kl} = 0 \quad (3.101)$$

Burada M_{mnkl} eğilme katılık parametresi ve P_{mnkl} ise uzama katılık parametresi olarak anılmakta ve aşağıdaki formüller ile verilmektedirler.

$$M_{mnkl} = \frac{ab}{\eta A_{66} \alpha_{xy}} \left[\underbrace{a_{mnkl}^{-11}}_{\text{klasik ince-plak teorisi-terimi}} + \underbrace{\frac{a_{mnkl}^{12}(a_{mnkl}^{23}a_{mnkl}^{31} - a_{mnkl}^{21}a_{mnkl}^{33}) + a_{mnkl}^{13}(a_{mnkl}^{21}a_{mnkl}^{32} - a_{mnkl}^{22}a_{mnkl}^{31})}{(a_{mnkl}^{22}a_{mnkl}^{33} - a_{mnkl}^{23}a_{mnkl}^{32})}}_{\text{transverse-shear-etkisi}} \right] \quad (3.102)$$

$$P_{mnkl} = \frac{ab}{\eta A_{66} \alpha_{xy}} \left[\xi(m, k)(A_{11}\alpha_x + A_{12}\alpha_y) + \zeta(n, l)(A_{21}\alpha_x + A_{22}\alpha_y) \right] \quad (3.103)$$

Karakteristik katsayılar α_{mnkl}^{ij} aşağıda yer almaktadır.

$m = k$ ve $n = l$ için

$$\left. \begin{aligned} a_{mnkl}^{11} &= D_{11} \left(\frac{m\pi}{a} \right)^4 + 2(D_{12} + 2D_{66}) \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 + D_{22} \left(\frac{n\pi}{b} \right)^4 - D^* \left(\frac{\pi}{a} \right) \left[k_x \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + k_y \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right] \\ a_{mnkl}^{12} &= a_{mnkl}^{21} = - \left[D_{11} \left(\frac{m\pi}{a} \right)^3 + (D_{12} + 2D_{66}) \left(\frac{m\pi}{a} \right) \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right] \\ a_{mnkl}^{13} &= a_{mnkl}^{31} = - \left[D_{22} \left(\frac{n\pi}{b} \right)^3 + (D_{12} + 2D_{66}) \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 \left(\frac{n\pi}{b} \right) \right] \\ a_{mnkl}^{22} &= D_{11} \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + D_{66} \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 + D_{Qx} \\ a_{mnkl}^{23} &= a_{mnkl}^{32} = (D_{12} + D_{66}) \left(\frac{m\pi}{a} \right) \left(\frac{n\pi}{b} \right) \\ a_{mnkl}^{33} &= D_{22} \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 + D_{66} \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + D_{Qy} \end{aligned} \right\} \quad (3.104)$$

$m \neq k, n \neq l$ için

$$\alpha_{mnkl}^{ij} = 0$$

olmaktadır. M_{mnkl} formülünde geçen a_{mnkl}^{-11} terimi a_{mnkl}^{11} eşitliğinin (-) katsayılı olmayan ilk terimlerini içerir. P_{mnkl} eşitliğinde geçen (ξ, ζ) terimleri a_{mnkl}^{11} eşitliğinde geçen k_x ve k_y yük faktörlerinin katsayıları olarak tanımlanır. (ξ, ζ) terimleri hem indislerle hem de sınır koşulları ile değişkendir.

Burada $\xi = \frac{m\pi}{a}$ $\zeta = \frac{n\pi}{b}$ olduğu görülmektedir.

Nümerik parametre η ve δ_{mnkl} özel data fonksiyonu için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir;

$$\eta = 32$$

$$\delta_{mnkl} = \frac{mnkl}{(m^2 - k^2)(n^2 - l^2)}; m \pm k = \text{tek}, n \pm l = \text{tek}$$

Isıl burkulma eşitliklerinde he M_{mnkl} hem de P_{mnkl} sıcaklığa bağlı terimler içerir. Eigendeğer problemini yukarıdaki denklemleri kullanarak çözerken kritik bir sıcaklığına ulaşmak için bir ön kritik sıcaklık tahmini yapılmalı ve daha sonra kritik sıcaklığa ulaşıncaya dek çözüm işlemine devam etmelidir.

Araştırmacılar Ko ve Jackson ısı kesme'nin olmadığı koşullar ($\alpha_{xy} = 0$) için formülde bir düzeltme yapmışlar ve aşağıdaki şekle getirmişlerdir;

$$\sum_k \sum_l \left[\frac{M_{mnkl}}{\Delta T} + P_{mnkl} \right] A_{kl} = 0 \quad (3.105)$$

M_{mnkl} ve P_{mnkl} tanımları ise;

$$M_{mnkl} = \left[\underbrace{a_{mnkl}^{-11}}_{\substack{\text{klasik} \\ \text{ince-plak} \\ \text{teorisi-terimi}}} + \underbrace{\frac{a_{mnkl}^{12}(a_{mnkl}^{23}a_{mnkl}^{31} - a_{mnkl}^{21}a_{mnkl}^{33}) + a_{mnkl}^{13}(a_{mnkl}^{21}a_{mnkl}^{32} - a_{mnkl}^{22}a_{mnkl}^{31})}{(a_{mnkl}^{22}a_{mnkl}^{33} - a_{mnkl}^{23}a_{mnkl}^{32})}}_{\text{transverse-shear-etkisi}} \right] \quad (3.106)$$

$$P_{mnkl} = [\xi(m, k)(A_{11}\alpha_x + A_{12}\alpha_y) + \zeta(n, l)(A_{21}\alpha_x + A_{22}\alpha_y)] \quad (3.107)$$

olarak düzeltilmiştir.

Yukarıdaki (3.104) formülü m ve n indislerinin kombinasyonları ile elde edilen sonlu sayıda homojen eşitlik setini oluşturur. Bu setlerin genel karakterini incelediğimizde $m = n$ ve $k = l$ koşulu dışında ilk iki terimin 0 olduğunu yani elde edilen katsayı

matris'inin ortagonal elemanları dışındaki elemanlarının basit mesnetli koşul için 0 olduğunu görürüz.

Yerdeğiştirme katsayıları A_{kl} 'nin tespiti için formülle elde edilen homojen eşitlik setleri ile belirli olan A_{kl} 'nin katsayı matrisi'nin determinantının 0'a eşit olması gereklidir. Katsayı matrisinden elde edilecek olan en küçük ΔT değeri kritik burkulma ΔT değerini verecektir.

3.5. Parametrik Problemin Tanımlanması

Problem, uydu tasarımında ortaya çıkacak olan maliyet-dayanım, maliyet-kütle, kütle-doğal frekans gibi çeşitli kısıtlama durumları için sandviç yapılara ait parametrik değişkenleri kullanarak optimum özelliklere sahip yapıların tasarım edilebilirliğini araştırmaktır.

Bu araştırmaya için değişken parametrelere sahip bir sandviç plaka ele alınacak ve parametre değişimleri ile yapıdaki davranışın irdelenmesi yapılacaktır.

3.6. Değişken Parametreler

Sandviç yapılar için değişken olarak ele alınabilen parametreler aşağıda verilmiştir.

- a. Yüzlerin kalınlıkları
- b. Ara dolgu kalınlığı
- c. Yüzler laminalı bir kompozitten meydana gelmiş ise lamina oryantasyonu
- d. Ele alınan plaka boyutları
- e. Malzeme çiftleri

3.7. Yapılan Kabuller

Kalınlığı h_c olan düşük yoğunluklu ara dolgunun üst ve alt yüzlerine t_f kalınlığındaki kompozit laminaların yapıştırılması ile üretilen kompozit sandviç yapı için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Yapısal koordinat sistemi yapının orta düzleminden geçer.
2. Ara dolgu malzemesi kalınlık boyunca izotropik özellikler taşır.
3. Yüzleri değişik sayıda ortotropik kompozit katman oluşturmaktadır. Ancak bu ortotropik katmanların ortotropi eksenleri , plakanın eksenleri ile çakışmak zorunda değildir.
4. Düzlemsel yerdeğiştirmeler olan u ve v yüz kalınlığı boyunca lineer olarak değişmektedir.
5. Kesme kayma gerilmeleri σ_{xz} ve σ_{yz} yüzler için ihmal edilebilir.
6. Çökme miktarı plaka kalınlığına göre düşüktür.
7. Düzlemsel birim şekil değiştirmeler ihmal edilebilir olmaktadır.
8. Kalınlık boyunca olan yerdeğiştirme w , z kalınlık ekseninden bağımsızdır. Yani ϵ_z ihmal edilebilir.
9. Ara dolgu ve yüzlerdeki her kompozit lamina lineer elastik malzeme özelliği göstererek Hook Kanunu'na uymaktadır.
10. Yüzler ve ara dolgunun uniform bir kalınlığı vardır.

3.8. Yöntem

Tasarımı yapılan uydunun taşıyıcı yapısının sandviç yapı malzemelerinden imal edileceği düşünölmüştür. Sandviç yapının davranışlarının belirlenebilmesi için literatürde yapılan çalışmalar incelenmiştir. Eğilme, doğal frekans tespiti ve ısı burkulma için yapılan analitik ve nümerik çalışmalar neticesinde elde edilen veriler grafikler halinde EK A,B ve C'de görölmektedir.

3.9. Çalışmanın Açıklanması

a) Malzeme

Tez dahilinde üç adet malzeme çifti kullanılmıştır. Bu malzeme çiftlerinin ikisi anizotropik özelliğe sahiptir. İzotropik bir malzeme çifti olarak Titanyum malzeme çifti bu iki malzeme grubuna eklenmiştir. Tüm malzemeler uzay sanayinde sıklıkla kullanılan malzemeler olup kendilerine özgü birtakım özelliklere de sahiptir.

Aşağıda bu üç malzeme çiftine ait teknik veriler yer almaktadır.

Tablo 3.1. Parametrik Çalışmalarda Kullanılan Malzemelere Ait Özellikler

Malzeme Özelliği	1	2	3	Birim
Dolgu	Aluminyum 5052	Aluminyum 5056	Titanyum	
E ₁₁	131	127.5	191.5	N/mm ²
E ₂₂	131	127.5	191.5	N/mm ²
E ₃₃	1310	1275	1915	N/mm ²
v ₁₁	0.3	0.3	0.658*10 ⁻²	-
v ₂₂			0.643*10 ⁻⁶	-
v ₃₃			0.643*10 ⁻⁶	-
G _L	565	483	4.2*10 ⁻⁵	N/mm ²
G _w	245	193	1247	N/mm ²
G _Z	565	483	565	N/mm ²
Yoğunluk(ρ)	0.083	0.072	0.101	kg/m ³ 1 mm
α_{11}				1 / C
Yüz	Torayca M40	Kevlar 49	Titanyum	
E ₁₁	200000	75860	90321	N/mm ²
E ₂₂	6800	5517	90321	N/mm ²
E ₃₃	6800	5517	90321	N/mm ²
v ₁₁	0.3	0.34	0.31	-
v ₂₂		0.34	0.31	-
v ₃₃		0.47	0.31	-
G ₁₂	4109	2069	34473	N/mm ²
G ₂₃	4109	2069		N/mm ²
G ₁₃	4109	1543		N/mm ²
Yoğunluk(ρ)	1.64	1.384	4.428	kg/m ³ 1 mm
α_{11}	-0.7*10 ⁻⁶	-3.97*10 ⁻⁶	9.63*10 ⁻⁶	1 / C
α_{22}	36.5*10 ⁻⁶	0.576*10 ⁻⁶	9.63*10 ⁻⁶	1 / C

b) Geometrik Özellikler

1- Başlangıç yapısı olarak 1000 mm x 1000 mm boyutlarında sandviç bir plaka seçilmiştir. Çalışmada plaka eni sabit tutularak boy değişimi ile yapısal davranışlarının değişimi gözlenmiştir. En ve boy arasındaki ilişki b/a oranı ile verilmiştir. Burada b , boyu ifade ederken a eni açıklamakta kullanılır. Çalışma her malzeme grubu için, $a = 1$ metre olmak üzere, $b/a = (0.5-2)$ aralığında tekrarlanmıştır. b/a oranını kullanarak inceleme yapmak anizotropik malzeme davranışları açısından önemlidir.

2- Kalınlık, sandviç plakada parametrik bir değişkendir. Bu çalışmada sandviç kalınlığı kompozit yüzlerin ve ara dolguların kalınlıkları ile oynanarak değiştirilmiştir.

Başlangıç kalınlığı olarak ara dolguda 15 mm ve yüzlerin herbiri için 1,5 mm seçilmiştir. Ayrıca 0,9 mm ve 1,2 mm yüz kalınlıkları için çalışmalar tekrar edilmiştir.

3- Yüz olarak kullanılan kompozit laminatların oryantasyonu genel yapı davranışında önemli yere sahiptir. Bu alışma dahilinde çapraz oryantasyon denilen ve laminaların aşağıda verilen açısal sıralamaya sahip olduğu koşullar incelenmiştir.

a) [0/0/0]_s

b) [0/90/0]_s

c) [90/0/90]_s

d) [90/90/90]_s

4- Modellenen sandviç plakaya ait çökme, kritik ısı burkulma sıcaklıkları ve doğal frekans değerlerinin tespiti için basit mesnet sınır koşulu gözönüne alınmıştır. Ansys FEA programında yapılan analiz çalışmaları için basit mesnetleme seçeneği kullanılmıştır.

c) Analiz: Sandviç plakadaki çökme, doğal frekans ve kritik ısı burkulma sıcaklık değerlerini bulmaya yönelik parametrik çalışma için Matlab programı kullanılarak altı adet program hazırlanmıştır. Ansys ticari FEA programı kullanılarak yapılan parametrik çalışmanın sonlu elemanlar programı verileri ile kıyaslanması sağlanmıştır.

Ansys programında yeralan Shell 91 tabakalı elemanı sandviç yapının modellenmesi için seçilmiştir. Bu eleman'ın özellikleri incelendiğinde klasik bir sandviç yapı için yapılan kabullere uygun hareket ettiği belirlenmiştir. Sandviç yapılar modellenirken kompozit laminali plaka modelleri kullanılması da yaklaşık verilerin elde edilmesini sağlar.

3.10. Orta Nokta Yerdeğiştirmelerinin Parametrik Çalışmaları

Navier yaklaşımı kullanılarak sandviç plakalar için yerdeğiştirme çözümleri elde edilmiş ve bu çözümler hızlı veri toplama amacıyla Matlab programına yerleştirilmiştir. Bu parametrik çalışma dahilinde değişken parametre olarak

- 1- Çapraz lamina oryantasyonu için ($[0,0,0]_s$, $[0/90/0]_s$, $[90/0/90]_s$) dizilişleri
- 2- Yüz kalınlıkları
- 3- b/a oranı
- 4- Üç farklı malzeme gurubu

ele alınmıştır.

3.11. Doğal Frekans Parametrik Çalışmaları

Bilimsel yayınlar ve Vinson'un belirttiği yaklaşımlar baz alınarak doğal frekans değerlerinin tespiti yapılmıştır[7]. Değişken parametrelerin yer aldığı doğal frekans formülleri Matlab programına yerleştirilerek daha hızlı veri toplanması sağlanmıştır. Doğal frekans tespiti için aşağıdaki parametrik çalışmalar yapılmıştır.

- 1- Çapraz lamina oryantasyonu gözönüne alınmıştır.
- 2- Ara dolgu kalınlığı sabit tutulmuş yüz kalınlıkları değiştirilmiştir.
- 3- b/a oranı değiştirilmiştir.
- 4- Üç malzeme çifti ayrı ayrı incelenmiştir.

3.12. Isıl Burkulma Parametrik Çalışmaları

Isıl burkulma problemi için dört kenarından basit mesnetli bir plakanın eigendeğer problemi çözülmüştür. Ko ve Jackson'un geliştirdiği ortotropik yapı formülünde parametrik değişkenlerin etkisi incelenmiştir[33]. Aşağıda belirtilen parametrik değişken çalışmaları yapılmıştır.

- 1- 3 malzeme çifti ayrı ayrı incelenmiştir.
- 2- Yüz kalınlığındaki değişme ile burkulma sıcaklığındaki değişme takip edilmiştir.
- 3- Ara dolgu kalınlığının burkulma sıcaklığına katkısı incelenmiştir.

- 4- Üç adet lamina oryantasyonunun ($[0/0/0]_s$, $[0/90/0]_s$, $[90/0/90]_s$) burkulma sıcaklığına etkisi incelenmiştir.
- 5- b/a oranları değiştirilerek burkulma sıcaklığı değişme eğilimi takip edilmiştir.



4. FEA KULLANARAK MODEL UYDU ANALİZİ

4.1. Uydu Ön Yapısal Analizi

Tasarım yapılacak uyduya gelen statik ve dinamik yüklerin büyük bir kısmı taşıma esnasında ortaya çıkar. Her taşıyıcı roketin değişik bir uçuş profili mevcuttur. Ayrıca her taşıyıcı roket birincil ve ikincil yükleri için değişik tasarım kısıtlarına sahiptir. Bu nedenle çalışmada maruz kalınabilecek yüklerin maksimum değerleri ele alınmıştır.

Tez konusu olarak tasarlanan uydu modelleri, ANSYS sonlu elemanlar programı kullanılarak hazırlanmıştır.

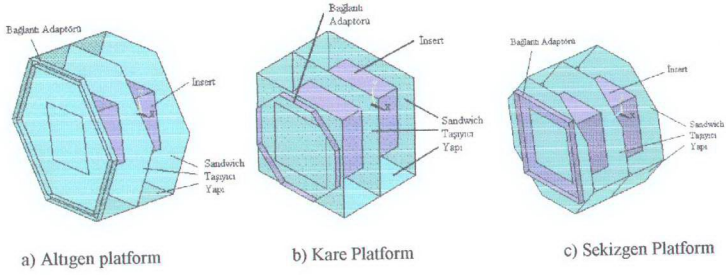
4.2. Genel Geometri

Uydu için üç adet ayrı geometrik model tasarlanmıştır. Yapısal hareket sınırlamaları, roket ile bağlantı arayüzü görevini yapan bağlantı adaptörlerine uygulanmıştır. Rijitlik ve hacim için bir fikir elde edebilmek amacıyla sekizgen, altıgen ve kare prizmalar tasarlanmıştır. Bu geometrilerin ortak özelliği köşegenlerinin orta noktaları etrafında dönmesi ile elde edilen dairenin yarıçapının 250 mm olmasıdır.

4.3 Taşıyıcı Yapı

Uydu taşıyıcı yapısı iki adet bölmeden oluşmaktadır ve her iki bölme, alt ve üst taşıyıcı platformlarla aynı malzemeden üretilmiş bir ara bölme ile ayrılmıştır. Altsistemlerin uyduya monte edilebilmesini sağlayan ve yapısal rijitliğe katkıda bulunan saç destekler uydu ekseninde monte edilmiş ve Alüminyum 5052 malzemeden üretilmiştir. Destekler ve bağlantı adaptörü için Ansys sonlu elemanlar programında Shell 63 elemanı seçilmiştir. Benzer şekilde yapının sandviç kısımları için ise Shell 91 kullanılmıştır.

Doğal frekans ve yükleme hesap analizlerinde kullanılan sandviç yapı elemanının yüz kalınlığı 0,5 mm ve ara dolgu kalınlığı 15 mm olarak seçilmiştir.



Şekil 4.1. Uydü Taşıyıcı Yapısı İçin Tasarlanan Geometrik Modeller

Balpeteği ara dolguya sahip sandviç bir yapının en önemli özelliği düşük kütle ve yüksek rijitlik oranlarına sahip olmasıdır. Uydü modelinde kullanılan sandviç yapının alt ve üst yüzlerinin üçer adet laminadan meydana geldiği düşünülmüştür. Temelde bir sandviç yapı elemanının en önemli davranış özelliği yükü iletiminde ortaya çıkar. Ana taşıyıcı unsurlar daha önceden de bahsedildiği gibi alt ve üst yüzler olacaktır. Ara dolgu ve yüzler arasındaki bu rijit bağlantı yapının çökme'ye dayanıklı olmasını sağlar.

Sandviç yapının değişken parametrelerinin seçimleri ayrıca bir önem arzeder. Daha rijit bir yapı için daha kalın ara dolgu seçilmesi gerekli iken daha ince yapılarda aynı rijitliğin muhafaza edilebilmesi için daha kalın yüz tabakaları ve daha yoğun ara dolguya ihtiyaç vardır.

Uygulanan gerilmeler altında yapısı incelenen geometrilerin davranışları Ek. D, E ve F'de verilmiştir.

Model uydunun modül kademeleri daha rijit bağlantı elemanları ile birbirine bağlanacak ve yapısal entegrasyon sağlanacaktır. Dış çerçeveyi oluştururken dikkat edilecek husus geometrik formu en az zararı verecek bir şekilde elde edilebilir. Bu amaçla ticari olarak düz panel şeklinde satılan sandviç plakalarda belli aralıklar ile kesikler açılarak plaka bükülür ve uydunun sandviç dış çerçevesi tek bir bitme noktasına sahip olarak imal edilebilir. Uydü taşıyıcı yapısının en kritik elemanları yüklerin direk maruz bırakıldığı taşıyıcı platformlar olacaktır.

4.4. Bağlantı Adaptörü

Uydunun monte edildiği taşıyıcı platformu terkedeabilmesi için özel bağlantı adaptörleri geliştirilir. Bir civata ile öngerilmeli olarak yapılan montaj sonrasında küçük bir gerilim etkisi ile patlatma civatasının kopması sağlanır. Civatanın içinden geçirildiği gergi yayı patlama sonrası belli bir enerji ile uydunun boşluğa fırlamasını sağlar. Genelde bu bağlantı adaptörlerinin tıpatıp örnekleri taşıyıcı roket firması tarafından temin edilebilmektedir. Bu çalışma için ele alınan bağlantı adaptörleri Alüminyum 5052 malzemesinden üretilmiştir. Ayrıca bu çalışma için standart bağlantılar yerine uydu geometrisine yakın adaptörler gözönüne alınmıştır.

4.5. Yüklemeler

Aşağıda uydu modellerine etkiyen yüklemeler ve hareket kısıtlamaları üzerinde bilgi verilmiştir.

4.5.1. İtki (Boost) Safhası

Bu safhada uydu ortalama 8-12 g arası bir statik eksenel ivmelenme yüküne ve 40-50 g dinamik akustik ivmelenme yüklerine maruz kalır. Akustik yük bazı roketler için 130 g'ye kadar ulaşabilmektedir. Yapıdaki akustik yükleme genelde gelişigüzel motor titreşimleri ile yayınlanır. Ancak belirtilen titreşim yükleri yalnız belirli frekans aralıklarında açığa çıkarlar. Eğer tasarımı yapılan uydu doğal frekansı ile taşıyıcı roketin yaydığı titreşimin frekansı ile örtüşürse yüksek rezonans nedeni ile uydu bu frekansta hasara maruz kalacaktır. Doğal frekans tespiti çok önemli bir husus olduğu için laboratuarlarda yapılacak olan sarsıntı testlerine özel ilgi gösterilmelidir.

4.5.2. Eksenel Yükler

İtki yükleri tasarımı yapılan uydunun en katı eksenini olan z eksenini boyunca maksimum 8 ila 12 g aralığındadır. 2-5 g arasında etkiyen yanal tampon yükleri sık görülen yüklemeler olmadığından dikkate alınmayabilirler. Ancak yanal yüklemeler her ne kadar az olsalar da uydu ikincil yük bölmesinde alt bağlantı adaptöründen monte edilirken uydu bölme genişliği boyunca gerilmelidir. Uydu bağlantı adaptörü yükleme için sınır koşulları olarak kabul edilmiş ve farklı taşıyıcı adaptörler ile farklı sınır koşulları yaratılmıştır. Aşağıda eksenel statik yükleme durumları gösterilmiştir.

Set 1 15g, 50g ve 200 g uydu eksen boyunca

Set 2 15g uydu eksen boyunca ve 15 g yanal eksen boyunca

Ansysis ortamında yapılmış olan analizlere ait veriler EK D, E ve F’de yer almaktadır.

4.5.3. Şok Yükleri

Şok yükleri motor ateşlemeleri ve kademe ayrılmaları esnasında ortaya çıkar. Bu tür yükler ani ve şiddetli olabilirler. Birkaç milisaniye içinde 2000 g’ye varan yüklemelere rastlanabilir.

Tablo 4.1. Taşıyıcı Roketlere Ait Şok Yükleri

Taşıyıcı Araç	Tepe Yük Frekansı (Hz)	Şok Yüğü (g)
Pegasus	1000 ve üstü	200
Ariane 4	1500 ve üstü	2000
LMLV3	1500	15
STS	31	50

Tepe yük frekansları taşıyıcı roketle ait ilk rezonans modlarıdır. Bu frekanslar potansiyel olarak en yüksek genlikli salınımları yaratırlar. Bu yükler tasarım aşamasında en tehlikeli yüklerdendir. Eğer % 10 dalgalanma payı bırakılırsa örneğin Pegasus roketinin tasarım frekansı 900 Hz olmaktadır.

4.5.4. Akustik ve Geçici Yükler

Akustik yükler uydu boyunca değişken karaktere sahiptir. Uydu yüzeylerinin maruz kaldığı ses basıncı nedeni ile akustik ortam gelişigüzel titreşim yayar. Akustik yüklemeler tırmanmanın ilk 3-4 dakikası boyunca etkilidir. Basınç dalgaları enine kesit alanları geniş fakat kütleleri düşük yapılar açısından daha önemlidir. Güneş panelleri bu tür yapılara örnektir. Düşük rijitliğe sahip yapılarda hasar meydana gelme olasılığı yüksektir.

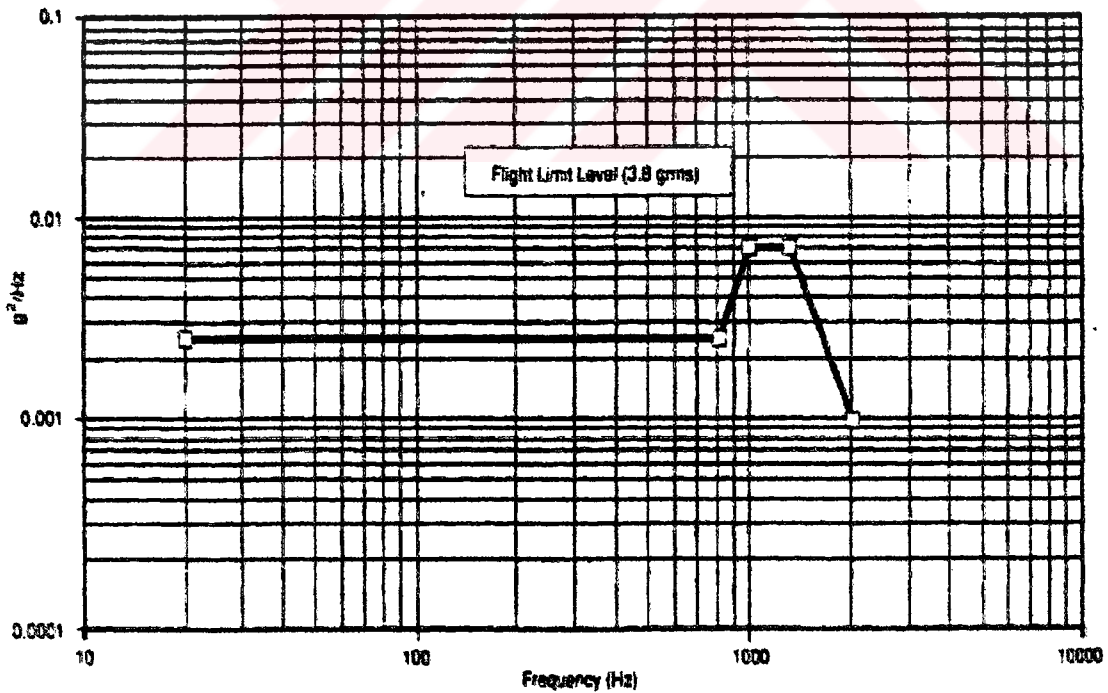
Uydu için en büyük problem 20 ile 1000 Hz aralığında değişen taşıyıcı araç doğal frekansı ile aynı doğal frekansa sahip olma olasılığıdır. Bu doğal frekans aralıkları

ve yükleri her taşıyıcı şirkete ait kullanıcı rehberlerinde yer alan güç spektral yoğunluk grafiklerinden hesaplanırlar.

Gelişigüzel titreşimi yani bir yapıya birçok frekansın aynı anda etkimesi durumu güç spektral yoğunluğu(GSY) ile ifade edilir. Kompleks bir gelişigüzel titreşim kaydına bakıldığında değişken ivmelenme genlikleri ile nasıl bir değerlendirme yapılabileceği problemi mevcuttur. İvmelenme değerleri belli frekans aralıkları için sabit bir şekilde değişmese de ortalamaları bu aralık boyunca sabit kalma eğilimindedir. GSY 'nin dikey ekseninde g^2/Hz kullanılmasının sebebi ise gelişigüzel titreşim ölçümü yapan cihazların zamana karşı değişken ivmelenmeyi ölçerken frekans parçaları kullanmalarıdır. Yani her parça birkaç Hz genişliğindedir ve bu aralıktaki ivmelenmeler yalnız bu aralık frekansları ile ilişkilidir.

Aşağıda örnek olarak alınan Pegasus taşıma roketine ait güç spektral yoğunluk grafiği yer almaktadır.

Ansys FEA programı kullanılarak her üç geometrik model için doğal frekans tespit çalışması yapılmıştır. Burada amaç taşıyıcı roket doğal frekansları ve model doğal frekanslarının çakışıp çakışmayacağını tespit etmektir.



Şekil 4.2. Pegasus Güç Spektral Yoğunluk Grafiği

Bu grafik aşağıdaki formül kullanılarak frekansın fonksiyonu olan ivmelenme değerlerine dönüştürülebilir.[39]

$$G = 3 \left(\frac{\pi f Q S_0}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Burada

G = İvmelenme (g)

f = Frekans (Hz)

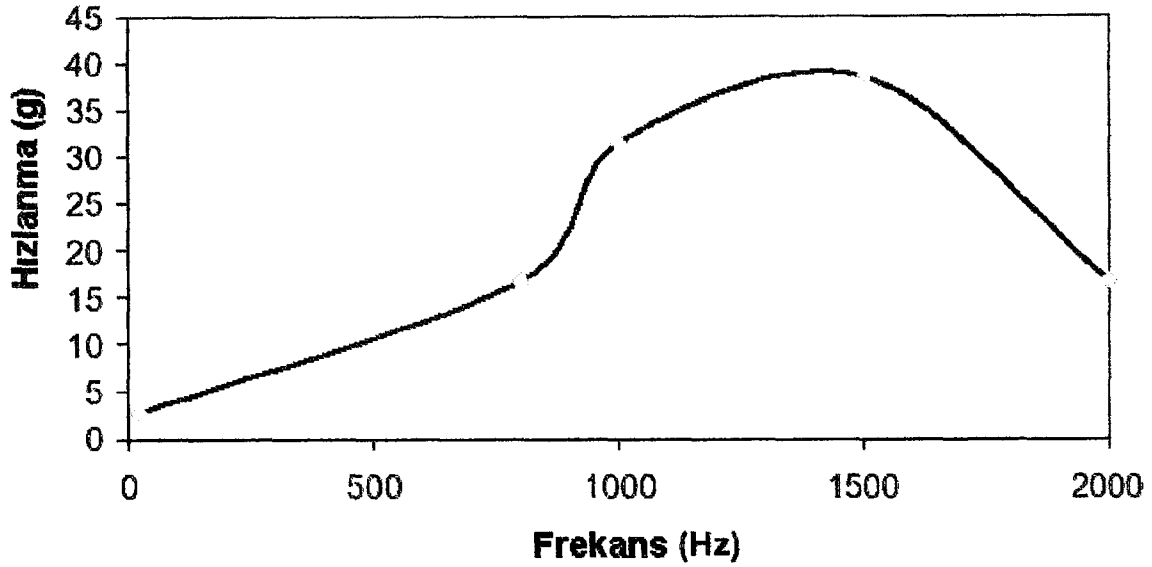
Q = Yükseltme Faktörü (10)

S_0 = Güç Spektral Yoğunluğu (G^2/Hz)

olarak verilmiştir. Seçilen beş değere karşılık elde edilen ivmelenme verileri aşağıdaki tabloda yer almaktadır. Bir sonraki grafikte ise elde edilen bu veriler frekansa göre çizilmiştir.

Tablo 4.2. GSY grafik değerleri ve İvmelenme Olarak Karşılıkları

Frekans	g^2/Hz	G
20	0.0025	2.66
800	0.0025	16.81
1000	0.007	31.46
1500	0.007	38.53
2000	0.007	16.81



Şekil 4.3. Pegasus Taşıyıcı Roketine Ait Frekans-İvmelenme Grafiği

Bu formülasyon kullanılarak her taşıyıcı roket için aynı grafik çıkartılmıştır. Tabloda belirtilen yükler her üç eksen için gelişigüzel yüklerdir ve önceden iyi tanımlanmış verilerdir. Tasarım işleminin amaçlarından biri uydu doğal frekanslarını da uydu doğal frekansını aşağıda belirtilen frekanslardan uzak güvenli bir aralıkta tutmaktır.

Tablo 4.3. Taşıyıcı Roket Doğal Frekansları ve Bu Frekanslardaki İvmelenmeler

Taşıyıcı Araç	Tepe yük Frekansı (Hz)	Akustik Yük (g)
Ariane 4	500-2000	119
Pegasus	1400	121.8
LLV3	1000	141
STS	600	77.1

Çeşitli kullanım kılavuzlarında yer alan bilgilere dayanarak bir uzay yapısının maruz kalacağı taşıma aracına bağlı yükler şunlardır;

Tablo 4.4. Çeşitli Taşıyıcı Roketlere Ait Kritik Yük Tablosu

Ariane4	
Maksimum Yük Faktörü:	+4.5 g Eksenel, ± 0.2 g yanal
Minimum yanal/boyuna Yük Frekanası:	10 Hz / 31 Hz
MaksimumUçuş Şoku:	1500 - 2000 hz aralığında 2000 g
Ariane 5	
Maksimum Yük Faktörü:	- 7,5g / + 5,5 g Eksenel, ± 6 g yanal
yanal/boyuna Yük Frekanası:	45 Hz / 95 Hz
Maksimum Uçuş Şoku:	2000-10000 Hz aralığında 4000 g
Titan 2	
Maksimum Yük Faktörü:	+4 ile +10g arası Eksenel, ± 2.5 g yanal
Minimum yanal/boyuna Yük Frekanası:	2 - 10 Hz / aralığı
MaksimumUçuş Şoku:	500 hz'de 200 g
Titan 3	
Maksimum Yük Faktörü:	+2,5 ile -5g arası Eksenel, $\pm 1,7$ g yanal
Minimum yanal/boyuna Yük Frekanası:	10 - 26 Hz / aralığı
MaksimumUçuş Şoku:	1250 hz'de 4100 g
Titan 4	
Maksimum Yük Faktörü:	+3.3 ile -6,5g arası Eksenel, $\pm 1,5$ g
Yanal	
Minimum yanal/boyuna Yük Frekanası:	>2.5 için 6-10 Hz ve 17-24 Hz aralığı
MaksimumUçuş Şoku:	5000 hz'de 2000 g
Delta 2	
Maksimum Yük Faktörü:	+6 Eksenel, ± 2 g yanal
Minimum yanal/boyuna Yük Frekanası:	15Hz / 35 Hz aralığı
MaksimumUçuş Şoku:	2 kademeli araçta 4000 Hz'de 5500 g
3 kademeli araçta 1500 Hz'de 4100 g	
Proton	
Maksimum Yük Faktörü:	+3.65 Eksenel, ± 1.5 g yanal
Minimum yanal/boyuna Yük Frekanası:	15Hz / 30 Hz aralığı
MaksimumUçuş Şoku:	1500-2000 Hz aralığında 2000 g
Taurus	
Maksimum Yük Faktörü:	-7.2 Eksenel, ± 2.5 g yanal
Minimum yanal/boyuna Yük Frekanası:	25 Hz
MaksimumUçuş Şoku:	1300-10000 Hz aralığında 3500 g

Güç spektral yoğunluk diagramları ve bu diagramlardan elde edilen ivmelenme-frekans diagramlarından görülen oldukça yüksek frekans aralıklarında çok yüksek yüklemelerin ortaya çıkabileceğidir. Bu yüklemeler ele alınırken uydu doğal frekansları da önem kazanmaktadır .

Ansys programı aracılığı ile oluşturulmuş olan üç modelin doğal frekans analizi yapılmış ve ilk iki frekans değerine kadar açılmıştır. İlk sonuçlar neticesinde 20-25 Hz aralığında çıkan frekans verileri için tasarım optimizasyonuna gidilmiş ve sandviç yapı parametreleri ile doğal frekanstaki değişimler takip edilmiştir.

Ayrıca geçici yüklemeleri simüle edebilmek için tüm taşıyıcı araç verileri değerlendirilerek ortalama bir geçici yük seti elde edilmiştir. Bu yük seti aşağıda yer almaktadır.

Set 3 0.001 sn de 2000 g uydu eksenı boyunca

4.5.5. Yörüngeye Ait Gereksinimler

Uydu tasarımının ikinci safhası uydunun sahip olacağı yörünge için yapılır. Bu safha uydu taşıma aracından ayrıldıktan yörüngesine ulaşmaya kadar geçen zamanı kapsar. Uydu görevi için belirlenmiş olan görev süresi hedefine erişebilmek için gerekli enerjiyi sağlayacak ve yeniden şarj olacak olan güneş panellerine ve bataryalarına ihtiyaç vardır. Eğer uydu kendi etrafında dönmek için tasarlanmış ise güneşe maruz kalma süresi paneller için kısa ise batarya kısa sürede boşalacaktır. Yani görev süresi hedeflenenin altında olacaktır. Ayrıca uydu yapısı zararlı radyasyon micrometeorit çarpmaları ve ısı döngülerden kendini koruyabilmelidir.

Uydu görevi belirli olmadığından yörüngesel koşullar yapısal tasarımda dikkate alınmamıştır.

5.SONUÇLAR

Bu tez dahilinde geliştirilmesi düşünülen bir mikrouydunun ön analizi için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Parametrik çalışmalar için uydu yapısal elemanlarının en önemlilerinden olan panel yapı elemanı seçilmiştir. Aşağıdaki parametrelere göre panel eleman yapısal özelliklerindeki değişimler incelenmiştir:

- Kullanılan Malzemeler: Torayca-Aluminyum, Kevlar-Aluminyum ve Titanyum-Titanyum Malzeme Çiftleri denenmiştir.
- Fiber Oryantasyonu: $[0/0/0]_s$ $[0/90/0]_s$ $[90/0/90]_s$ $[90/90/90]_s$ lamina dizilişleri incelenmiştir.
- Panelin En ve Boyu Arasındaki İlişki (b/a): Eni sabit tutularak, panel boyu değiştirilmiş bu değişimin yapısal özelliklere olan etkisi incelenmiştir.
- Yüz ve Ara dolgu Kalınlıkları Değişimi: Yüz ve ara dolgu kalınlığının belli bir aralıktaki değişiminin malzeme özelliklerine etkisi incelenmiştir.

Çalışmanın ikinci safhasında, uydu taşıyıcı yapısı Ansys sonlu elemanlar programı kullanılarak modellenmiş ve yükleme koşullarının bu model üzerindeki etkisi incelenmiştir.

5.1. Çökme Davranışının İncelenmesi

Sandviç panellerin yukarıdaki parametreler etkisinde çökme davranışlarının incelenmesi ile aşağıdaki değerlendirmeler yapılmıştır.

- a) Yapıda g yüklemeleri etkisi altındaki çökmeler b/a oranındaki değişimler için incelenmiştir. Çökme oranı, artan b/a oranları ile artmaktadır.
- b) Çökme oranları belirli b/a oranları aşıldığında azalmaya başlamaktadır. Bunun sebebi belirli b/a oranlarından sonra yapısal çökmeye plakanın eninin hakim olmaya başlamasıdır.
- c) Yapıda yüz kalınlıkları arttıkça çökme miktarı azalmaktadır.

- d) Çapraz oryantasyonda çökme; [0/90/0]s, ve [90/0/90]s düzeninde, [0/0/0]s düzenine göre daha yüksek miktardadır.
- e) Malzemeler kıyaslandığında maksimum çökmeler Kevlar 49 - Alüminyum 5056 çiftinde görülmekte, minimum çökme ise Torayca M40 – Alüminyum 5052 çiftinde olmaktadır.

5.2. Doğal Frekans Değerlendirmesi

- a) b/a oranı ve doğal frekans arasındaki ilişki paraboliktir
- b) Her açi oryantasyonuna ait parabolik eğri $b/a = 1$ 'de kesişir. Açi oryantasyonları incelendiğinde $b/a < 1$ için maksimum doğal frekans [90/90/90]s oryantasyonunda ve minimum doğal frekans [0/0/0]s oryantasyonunda elde edilirken $b/a > 1$ için bu değerlendirme tam tersi yöndedir.
- c) Yüz kalınlığı arttıkça doğal frekans artmaktadır.
- d) $b/a = 1$ için maksimum doğal frekans Torayca M40-Alüminyum 5052 çifti için elde edilirken minimum doğal frekans Kevlar 49-Alüminyum 5056 çiftinde elde edilmiştir.

5.3 Isıl Burkulma Analizi

- a) Anizotropik iki malzeme çifti (-) genleşme katsayısına sahip olduklarından izotropik titanyum çifti ile tam aksi yönde bir ısı davranış içindedirler. b/a oranı arttıkça anizotropik malzeme çiftlerinde burkulma sıcaklık farkları artmaktadır. İzotropik Titanyum malzeme çiftinde ise b/a oranı arttıkça ısı burkulma sıcaklık farkı azalır.
- b) $b/a < 1$ değerlerinde her iki anizotropik malzeme için kararsız bir kritik burkulma sıcaklık fark aralığı mevcuttur.
- c) Yüz kalınlığı arttıkça tüm malzeme çiftleri için ısı burkulma sıcaklık farkı artmaktadır.
- d) Ara dolgu kalınlığı arttıkça ısı burkulma sıcaklık farkı artmaktadır.

- e) Çapraz oryantasyon ele alındığında [0/0/0]s için maksimum ısıl burkulma sıcaklık farkları mevcut iken [0/90/0]s ve [90/0/90]s için ısıl burkulma sıcaklık farkları daha düşüktür.

5.4. Ansys Uydu Modellerinin Değerlendirmesi

- a) Statik yüklemeler altında her üç geometrik modelin rijitliklerinin oldukça yüksek olduğu Eklerdeki yerdeğiştirme miktarlarının incelenmesi ile anlaşılmıştır.
- b) Şok yüklemeleri incelendiğinde, yükleme frekansı çok yüksek olduğundan yerdeğiştirme ve gerilme değerlerinin yüksek g yüklemeleri mevcut olsa bile önemsiz olduğu görülmüştür.
- c) Her üç modelin, ilk doğal frekans değerleri yüz kalınlığı yaklaşık olarak 20-24 Hz aralığında değişmektedir. Roket firmalarının kitapçıklarında belirtilen sınır doğal frekanslara yakın değerler elde edilmiştir.
- d) Yapısal optimizasyon imkanları yüz, ara dolgu kalınlıkları ve çapraz oryantasyon ele alınarak incelenmiştir. Kare ve sekizgen uydu modellerinde [0/90/0]s ve [90/0/90]s oryantasyonlarında elde edilen doğal frekanslar, [0/0/0]s doğal frekanslardan yüksek olmaktadır. Dolgu kalınlıklarındaki artış ile doğal frekans değerleri yavaş ta olsa artmaktadır. Yüz kalınlığı arttıkça doğal frekanslarda düşüş görülmüştür.

6.DEĞERLENDİRME

Sonuçta, sandviç panellerin yüklemeler altındaki davranışlarından, bu elemanların geliştirilmesi düşünülen uydu projelerinde kullanmak için ideal olduğu görülmüştür. Bu paneller gerek yüksek mukavemetleri ve gerekse ısıl dayanımları sayesinde tüm uydu yüklemelerinde olağanüstü bir performans göstermektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Plantema, F. J.**, 1966. Sandwich Construction, John Wiley and Sons Inc., NewYork.
- [2] **Öztürk, A. Ve Yavuz, H.**, 1995. Uygulamalarla Isı Geçişi: Tanıtım ve İşinım, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- [3] **Demirkol, M.**, 1991. Mekanik Metalurji Ders Notları, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.
- [4] **Fortesque, P. And Stark, J.**, 1999. Spacecraft Systems Engineering, John Wiley and Sons Inc., Chichester.
- [5] **Whitney, J. M.**, 1987. Structural Analysis Of Laminated Anisotropic Plates, Technomic Publishing Company Inc., Pennsylvania.
- [6] **Staab, G. H.**, 1999. Laminar Composites, Butterworth – Heinemann, Boston.
- [7] **Vinson, J. R.**, 1999. The Behaviour Of Sandwich Structures Of Isotropic and Composite Materials, Technomic Publishing Company Inc., Pennsylvania.
- [8] **Geçkinli, A. E.**, 1992. İleri Teknoloji Malzemeleri, İ.T.Ü. Matbaası, İstanbul.
- [9] **Pratap, R.**, 1999. Getting Started With Matlab 5, Oxford University Press, New York.
- [10] **Fischer, M., Fraser, D., Kleespies, H., Vasicek, C.**, 1991. Spacecraft Structures, Texas Space Grant Consortium, The University Of Texas, Austin, Texas, USA.
- [11] **Tutkun, B.**, 2000. Bir Mikro-Uydunun Yapısal Tasarımı, *Bitirme Tezi*, İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi, İstanbul.

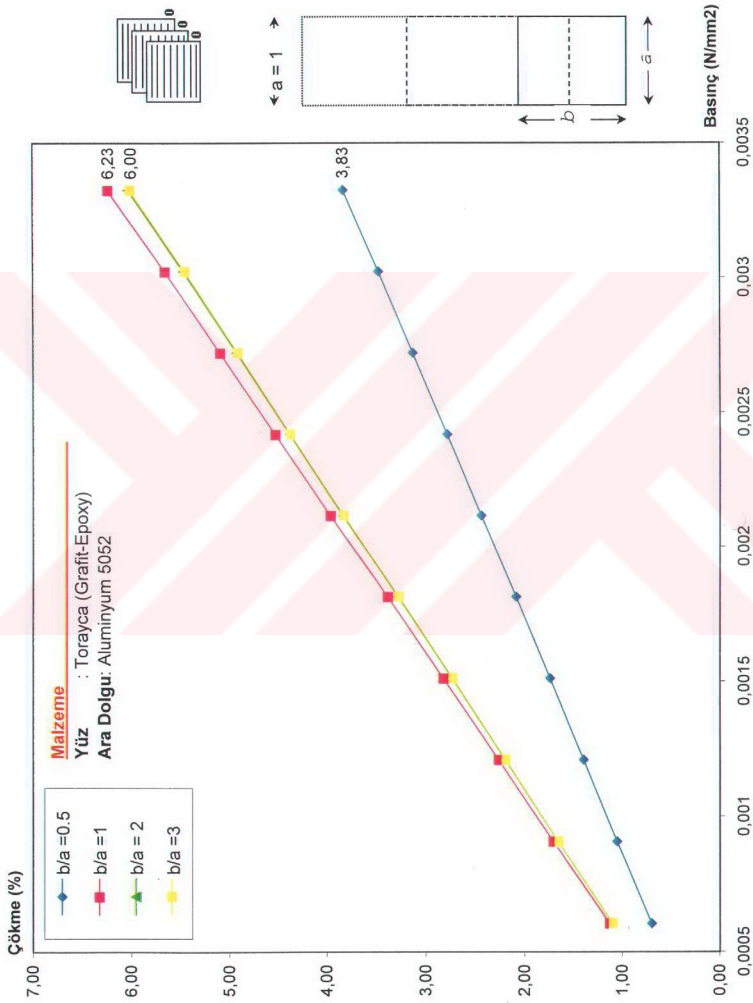
- [12] **Skullney, W. E., Kreitz, H. M., Harold, M. J., Vernon, S. R., Betenbaugh, T.M., Hartka, T. J., Persons, D. F., Schaefer, E.D.,** 1996. Structural Design Of The MSX Spacecraft, *Johns Hopkins Apl. Technical Digest*, **17**, 59-76.
- [13] **Ward, A. K., Gardner, S.J.,** 1996. Available Technologies For Small Satellites, *Acta Astronautica*, **40**, 613-617.
- [14] **Costabile, V., Galassi, P., Rippo, R. P.,** 1998. New Satellite Testing Strategy For Commercial Programs, *Acta Astronautica*, **42**, 547-553.
- [15] **Avery, J. L., Sankar, B. V.,** 1999. Compressive Failure of Sandwich Beams with Debonded Face-Sheets, *Journal Of Composite Materials*, **34**, 1176-1199.
- [16] **McGowan, D. M., Ambur, D. R.,** 1999. Structural Response Of Composite Sandwich Plates Impacted With and Without Compression Loading, *Journal Of Aircraft*, **36**, 596-602.
- [17] **Vonach, W. K., Rammerstrofer, F. G.,** 1999. The Effects Of in-plane Core Stiffness On The Wrinkling Behaviour Of Thick Sandwiches, *Acta Mechanica*, **141**, 1-10.
- [18] **Fraginito, M., Pastena, M.,** 2000. Design Of Smart Microsatellite Deployable Solar Wings, *Acta Astronautica*, **46**, 335-344.
- [19] **Mistou, S., Saborots, M., Karama, M.,** 2000. Experimental And Numerical Simulations Of The Static and Dynamic Behaviour Of Sandwich Plates, *European Congress On Computational Methods in Applied Sciences and Engineering, Barcelona, Spain*, 11-14 September.
- [20] **Rayburn, C. D., Spence, H. E., Petschek, H. E., Bellino, M., Vickers, J., Murphy, M.,** Constellation Pathfinder: A University Nanosatellite, *13th Annual AIAA/USU Conference On Small Satellites*.
- [21] **Ravetti, F. M. N., Filho, M.K., Vidal, C. A.,** 1999. Application Of Structural Optimisation On Redesigning The French-Brazilian Micro Satellite, *MCS Proceedings*, Long Beach, California, USA, 7-10 June.

- [22] **Lorrain, B., Bachi, L. A., Badescu, M. , Radu, J., Karama, M., 2000.** Analytical And numerical Aproach Of Four Points Bending For Composite Materials, *European Congress On Computational Methods in Applied Sciences and Engineering*, Barcelona, Spain, 11-14 September.
- [23] **Thompson, T. C., Grastataro, C., Smith., B.G., 1994.** Development Of All-Composite Spacecraft Structure For Small Satellite Programs, *The Eighth Annual AIAA/USU Conference On Small Satelittes*, Logan, Utah,USA.
- [24] **Vanucci, P. Aivazzadeh, S., Verchery, G., 1997.** A Comparative Analysis Of Some Theories and Finite Elements For Sandwich Plates And Shells, Mechanics Of Sandwich Structures, *Euromech 360 Colloquim*, Saint-Etinne, France, 13-15 May.
- [25] **Stephens, V. M., 1997.** A2100 Commercial Satellites Integrated Mechanical Analysis, *1997 MSC Aerospace Users Conference*, Newport Beach, California, USA, 17-20 November.
- [26] **Grastataro, C.I., Butler, T. A., Smith, B.G., Thompson, T. C., 1995.** Development Of A Composite Sallite Structure For Forte, *The Tenth International Conference On Composite Materials*, British Columbia, Canada.
- [27] **Hiburger, M. W., Britt, V. O., Nemeth, M. P., 1999.** Buckling Behaviour Of Compression-Loaded Quasi-Isotropic Curved Panels With or Without Circular Cutout, *40th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Material Conference*,12-15 April, St louis, Missouri, USA.
- [28] **Collier, C. S., 1994.** Thermoelastic Formulation of Stiffened, Unsymmetric Composite Panels for Finite Element Analysis of High Speed Aircraft, *AIAA/ASME/ASCE/AHS/ACS 35th Structures, Dynamics and Materials Conference*,18-20 April, Hilton Head, SC.
- [29] **Wood, C., Forrest, D., McKinnon, B., Nelson, D., 1996.** CATSAT Structural Design, *The tenth Annual AIAA/USU Conference On Small Satellites*.

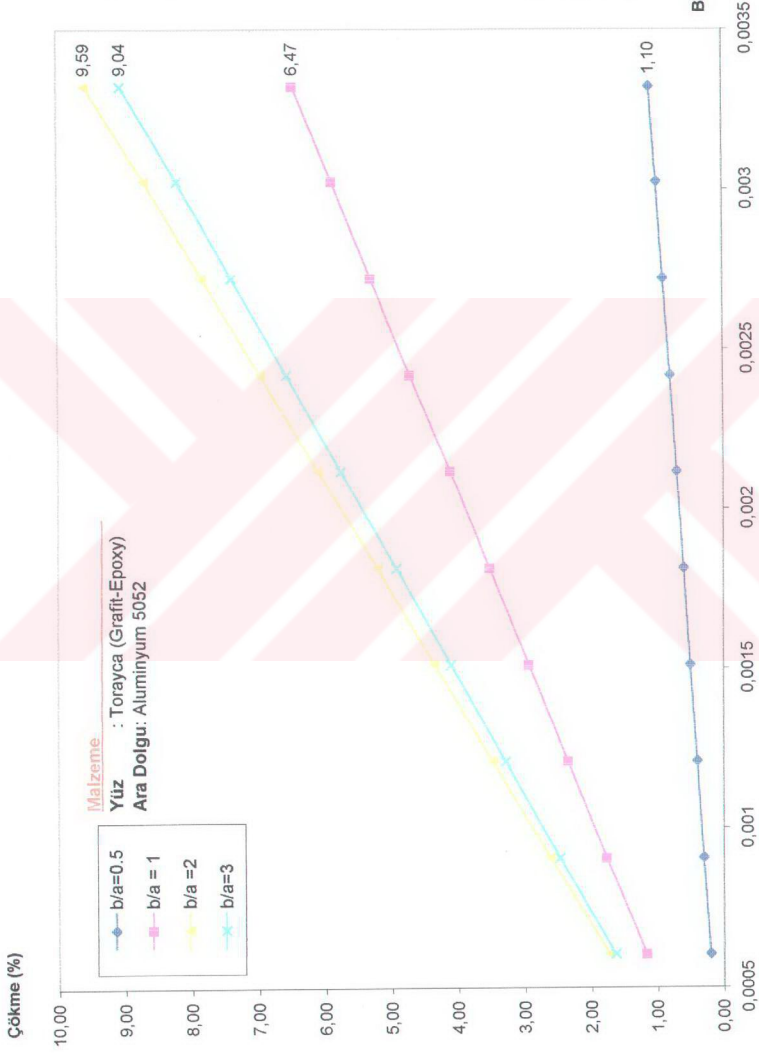
- [30] **Roggero, E., Cerrochi, M., Raushert, A., Sepulveda, M.,** 1996 Analysis And Design Of A New Alternative For Satellite Platforms, *The tenth Annual AIAA/USU Conference On Small Satellites*.
- [31] **Ko, L. W., Jackson, R. H.,** 1991. Thermal Behaviour Of A Titanium Honeycomb-Core Sandwich Panel, *NASA Technical Memorandum*, Edwards, California, USA.
- [32] **Yadav, S., Chester N., Apollinari, G.,** 1999. Finite Element Analysis Of The Honeycomb Panels Used In Compact Muon Solenoid Cathode Strip Chambers, Fermi National Accelerator Laboratory, **TD-99-023**, Batavia, Illinois, USA.
- [33] **Ko, W. L.,** 1995. Predictions of Thermal Buckling Strengths of Hypersonic Aircraft Sandwich Panels Using Minimum Potential Energy and Finite Element Methods, *NASA Technical Memorandum*, **4643**, Edwards, California, USA.
- [34] **Walker, S.,** 1998. Evaluation of Composite Honeycomb Sandwich Panels Under Compressive Loads at Elevated Temperatures, *NASA/TP-1998-207645*, Hampton, Virginia, USA.
- [35] **Cruz R.J.,** 1991. Optimisation Of Composite Sandwich Cover Panels Subjected to Compressive Loadings, *NASA TP-3173*, Hampton, Virginia, USA.
- [36] **Ley, R. P., Lin, W., Mbanefo, U.,** 1999. Facesheet Wrinkling In Sandwich Structures, *NASA/CR-1999-208994*, El Segundo, California, USA.
- [37] **Ko, W. L.,** 1997. Thermostructural Behaviour of a Hypersonic Aircraft Sandwich Panel Subjected to Heating on One Side, *Nasa Technical Memorandum*, **4769**, Edwards, California, USA.
- [38] **Davenport, B., Kaltenbach, S., Lai, G.,** 1999. Structures, *Dawgstar Initial Preliminary Design Review Report*, **AA420/21**.
- [39] **Pernicka, H. J.,** 2000. Spartnik Structures Subsystem Final Design Report, San Jose State University, San José, California, USA.

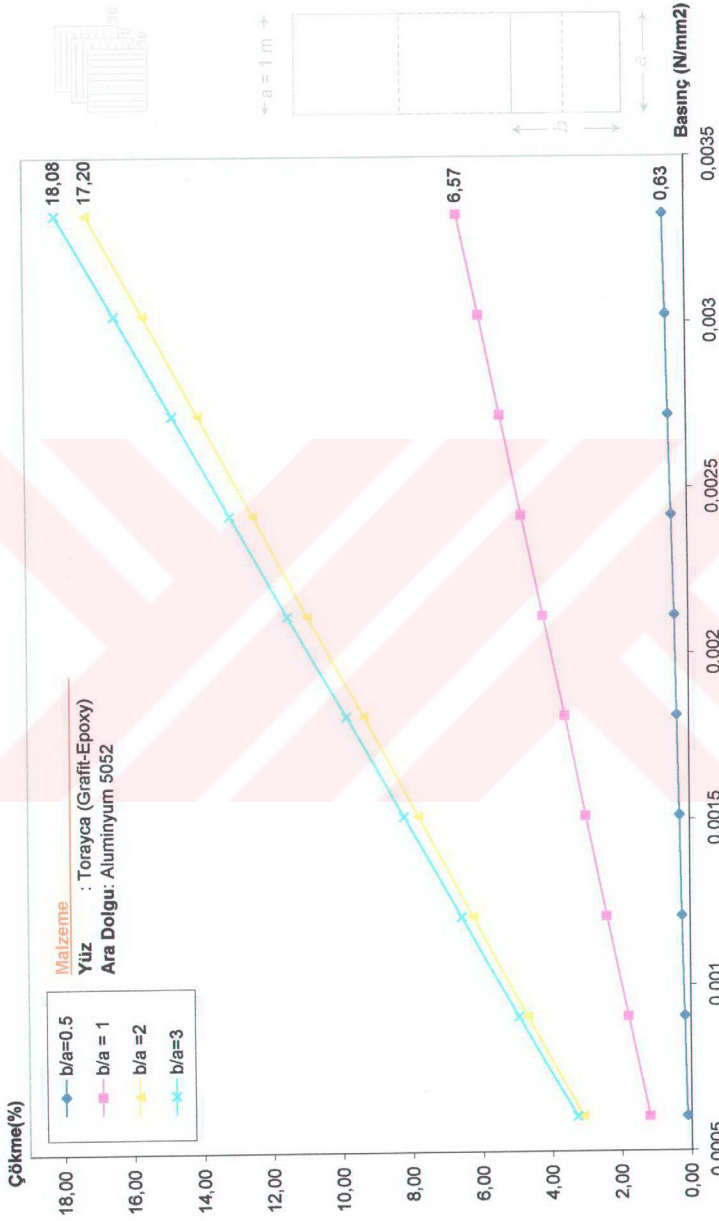
- [40] **Arianespace**, 2000. A.S.A.P. 5 User's Manual, 72 Pages, Cedex, France.
- [41] **The Boeing Company Space and Communications Group**, 1996. Delta 2 Payload Planners Guide, 256 Pages, Huntington Beach, California, USA.
- [42] **The Boeing Company Space and Communications Group**, 1999. Delta 3 Payload Planners Guide, 155 Pages, Huntington Beach, California, USA.
- [43] **Orbital Sciences Corporation**, 1996. Taurus Launch System User's Guide, 99 Pages, Dulles, Virginia, USA.
- [44] **Eurockot Launch Services GmbH**, 1999. Rockot User's Guide, 154 Pages, Bremen, Germany.
- [45] **Hexcel Composites**, 2000. 5052 and 5056 High Strength Aluminium Honeycomb Product Datasheet, Cambridge, England.
- [46] **Toray Industries Inc.**, 2000. Torayca M40 Properties, Tokyo, Japan.

EKLER: PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

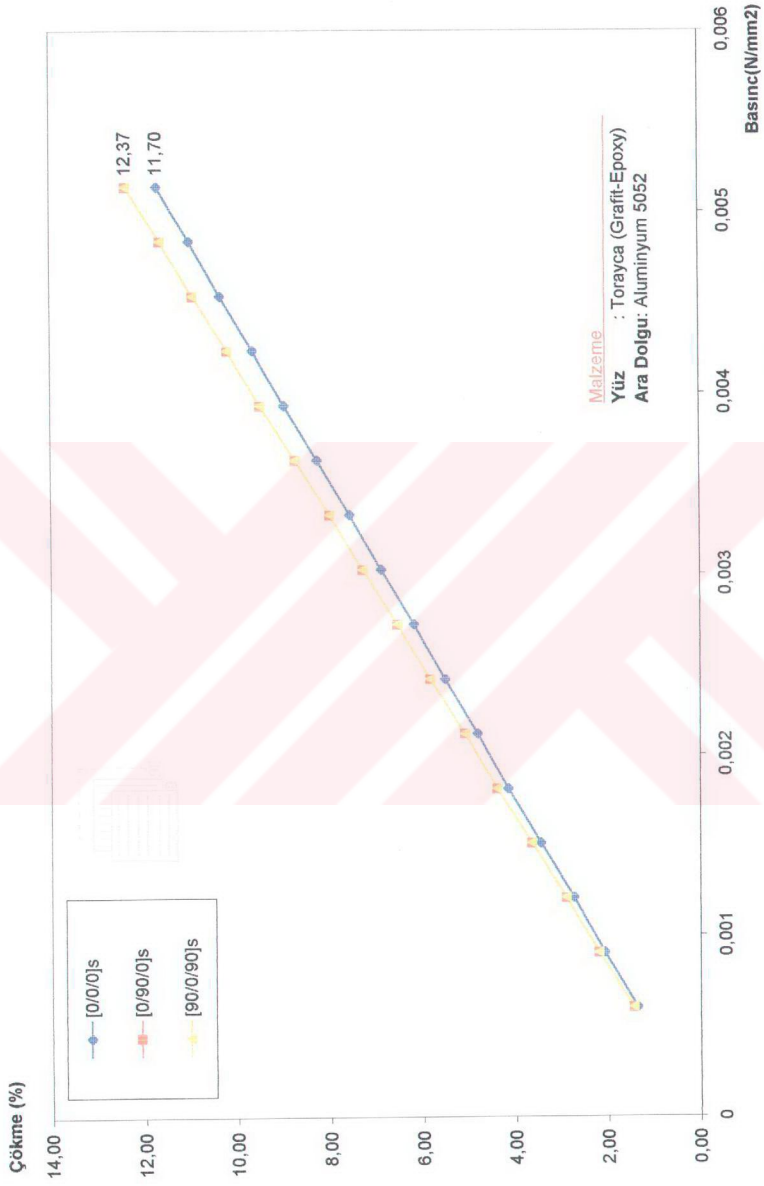


Şekil A.1 Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- [0/0/0]s

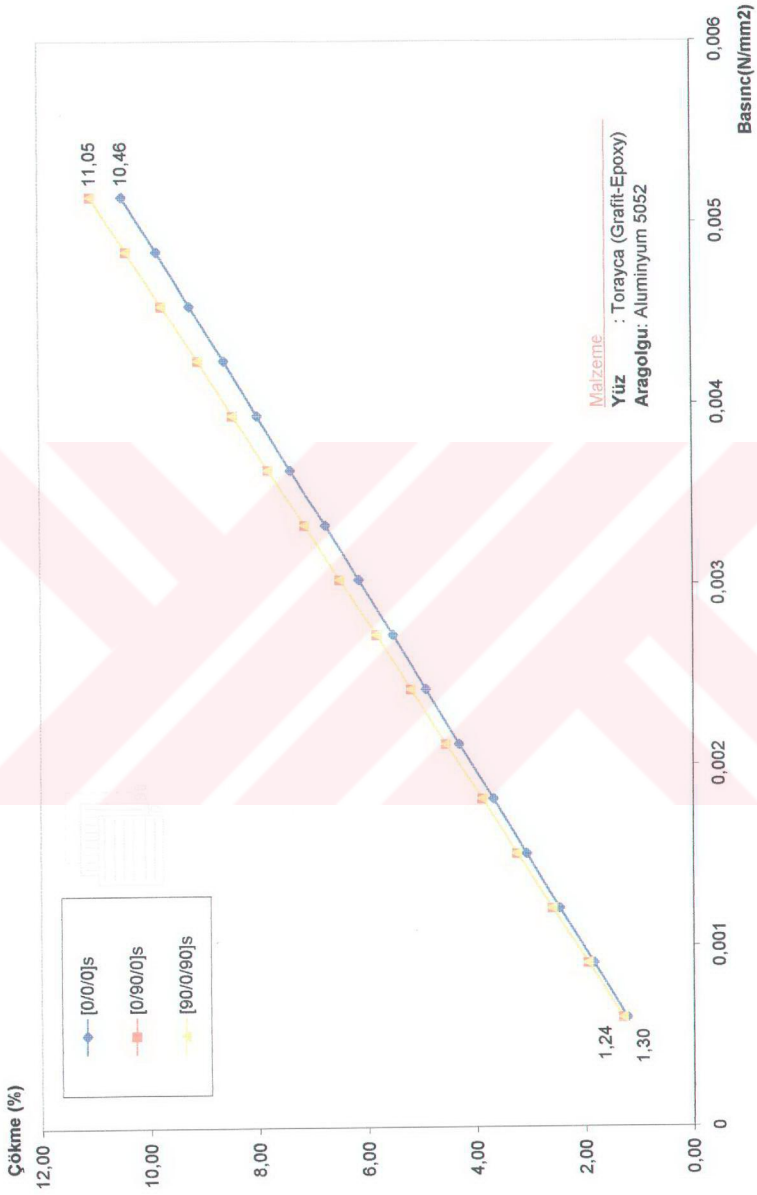




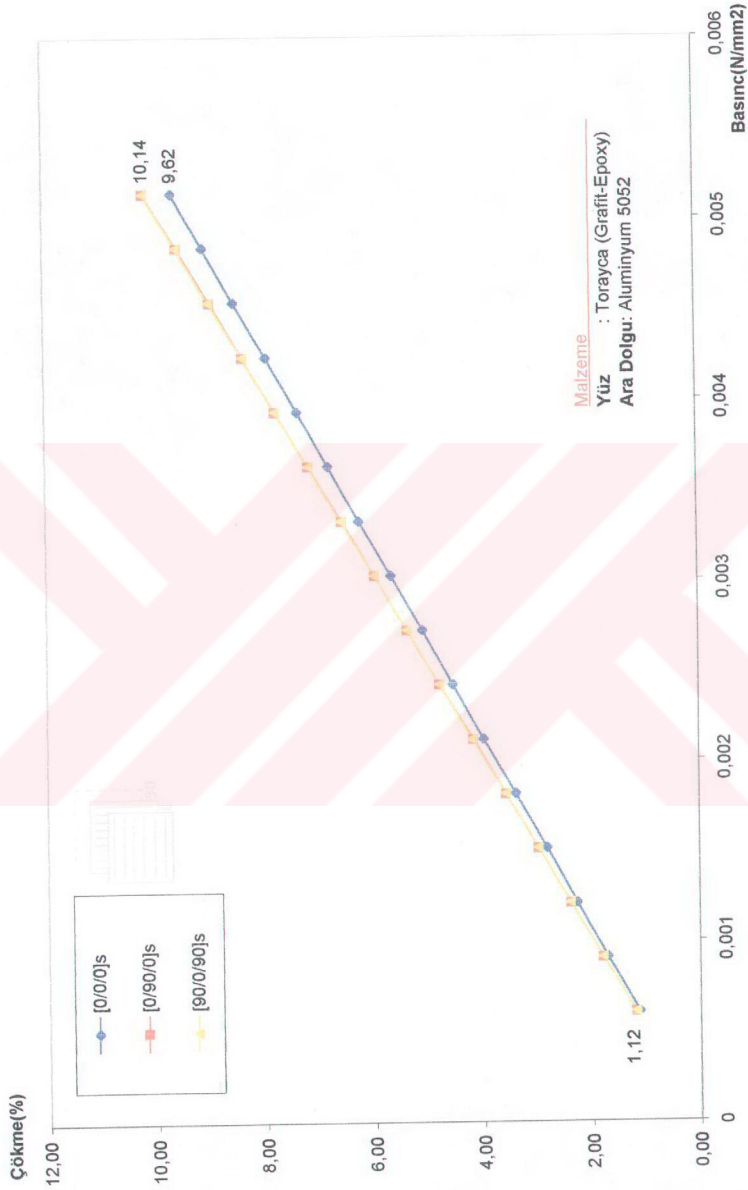
Şekil A.3. Basınç ve Çökme İlişkisi - Kesme Kayması Katılarak - [90/0/90]s



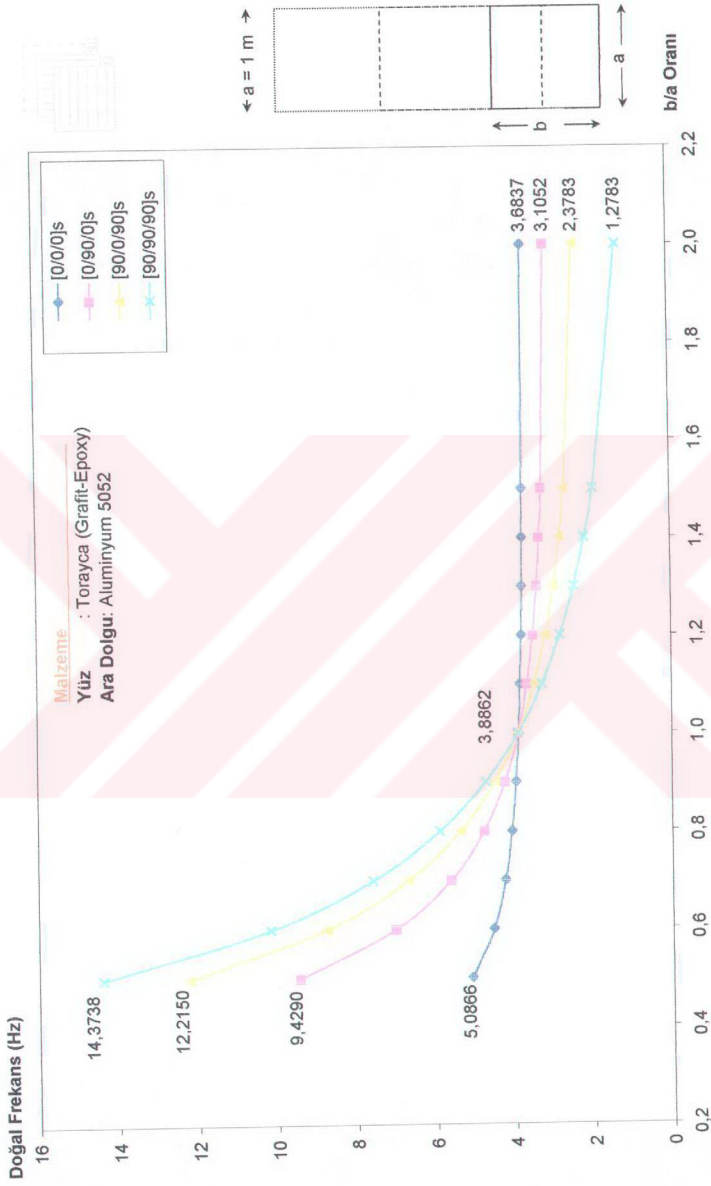
Şekil A.4. Basıncı ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm



Şekil A.5. Basıncı ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm

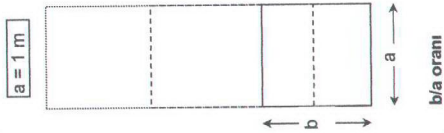
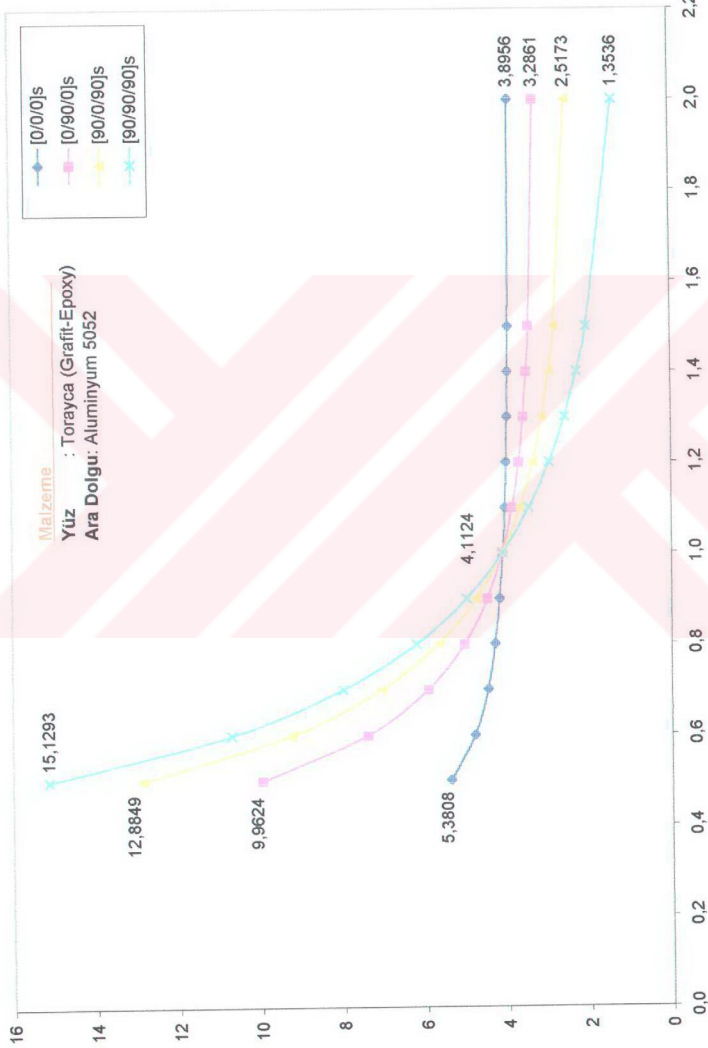


Şekil A.6. Basıncı ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm



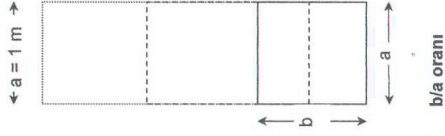
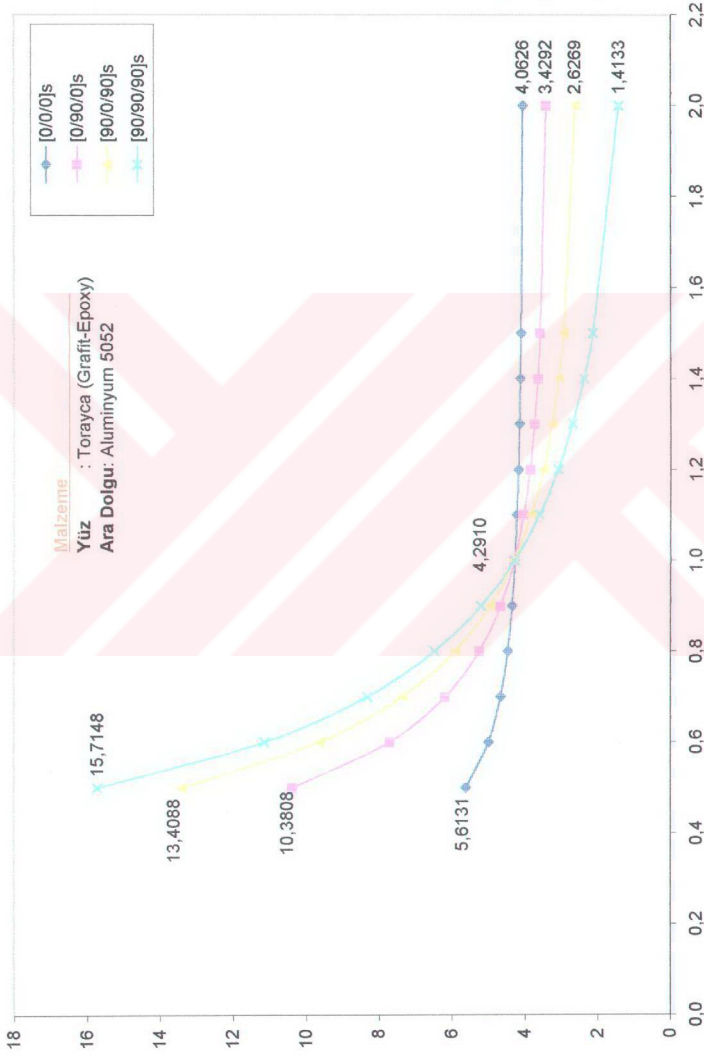
Şekil A.7. b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayma Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm

Doğal Frekans (Hz)



Şekil A.8. b/a ve Doğal Frekans Arası İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm

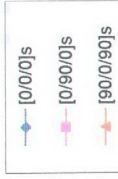
Doğal Frekans (Hz)



Şekil A.9. b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm

Kritik Burkulma Sıcaklığı

(ΔT)



Malzeme

Yüz : Torayca (Grafit-Epoxy)

Ara Dolgu: Alüminyum 5052

295,94

258,48

53,5

62,045

27,644

31,15

0,0

0,1

0,2

0,3

0,4

0,5

0,6

0,7

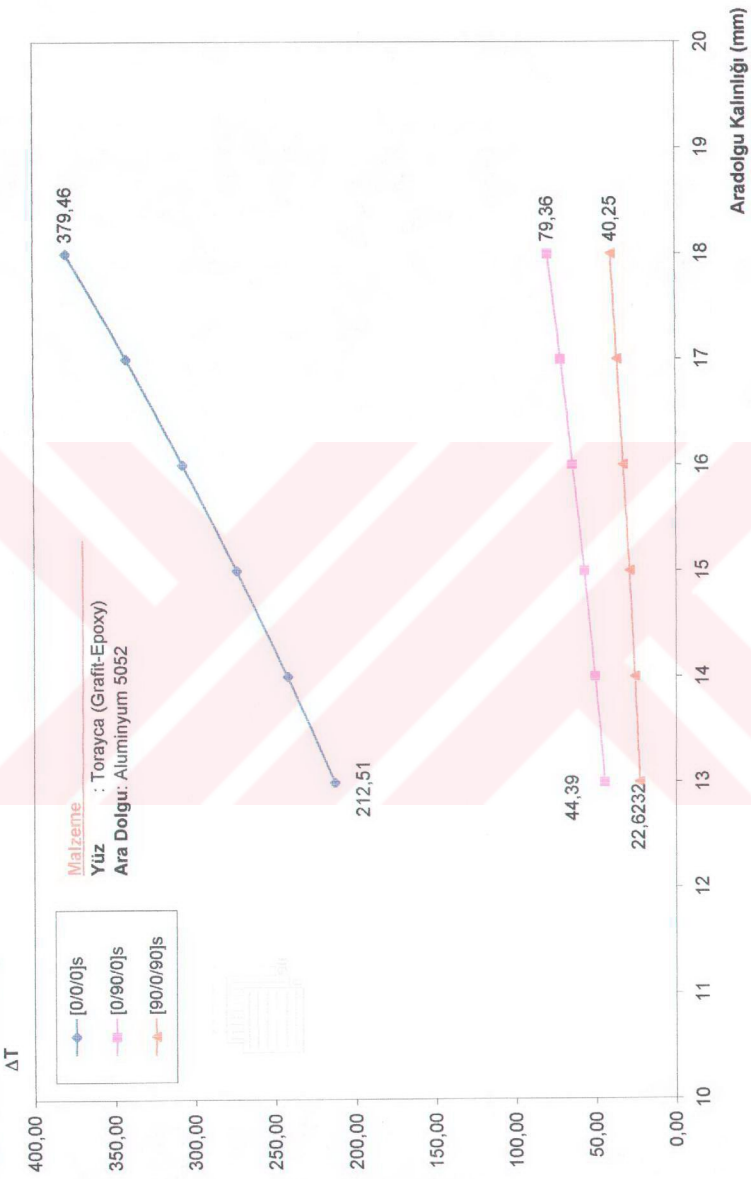
0,8

0,9

Yüz Kalınlığı (mm)

Şekil A.10. Yüz Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi

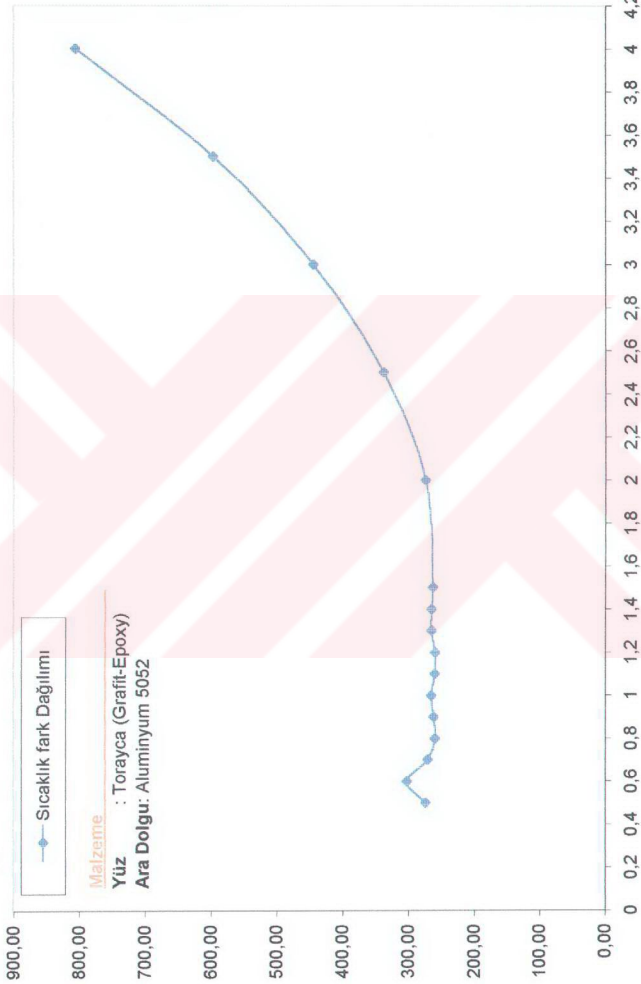
Kritik Burkulma Sıcaklığı



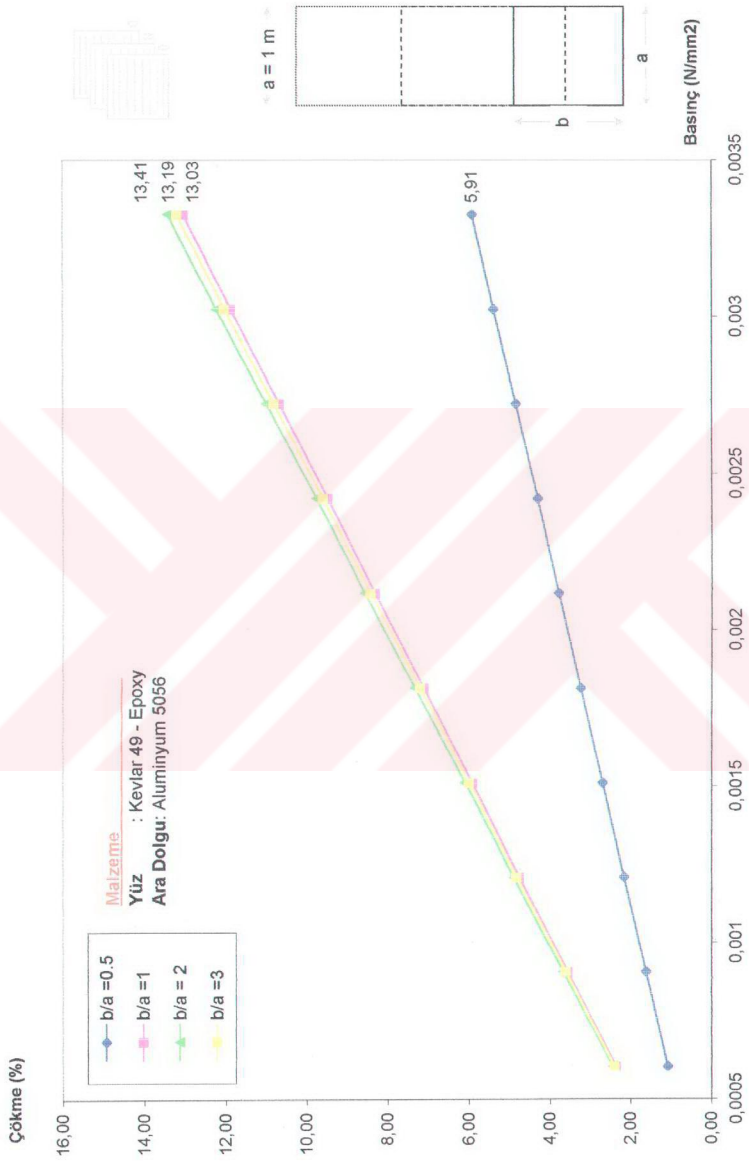
Şekil A.11. Aradolgu Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi

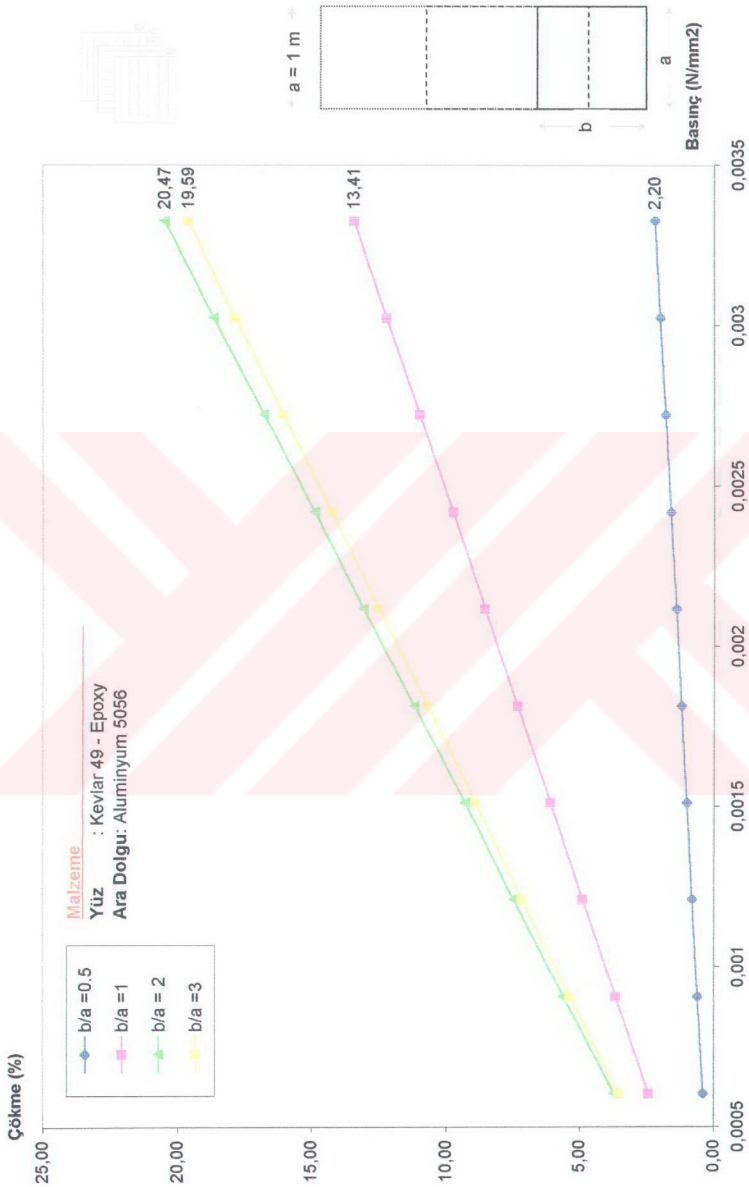
Kritik Burkulma Sıcaklığı

ΔT

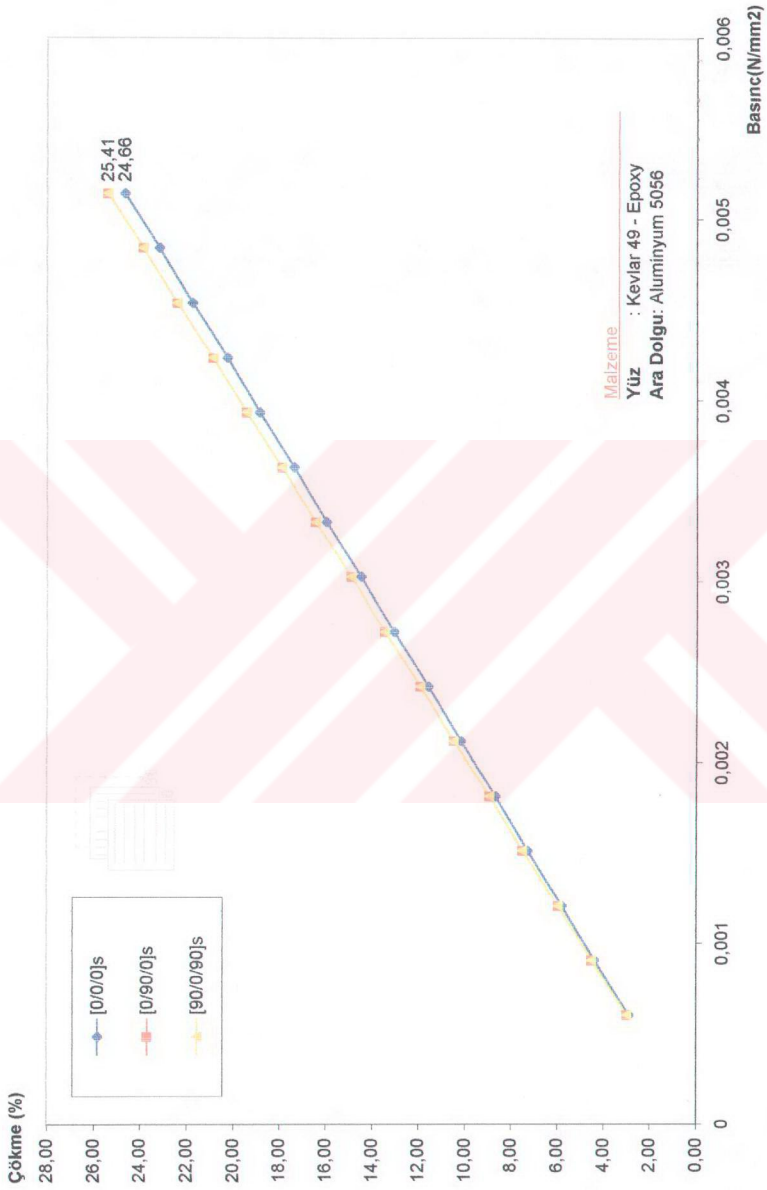


Şekil A.12. b/a ve Kritik Burkulma Sıcaklığı İlişkisi

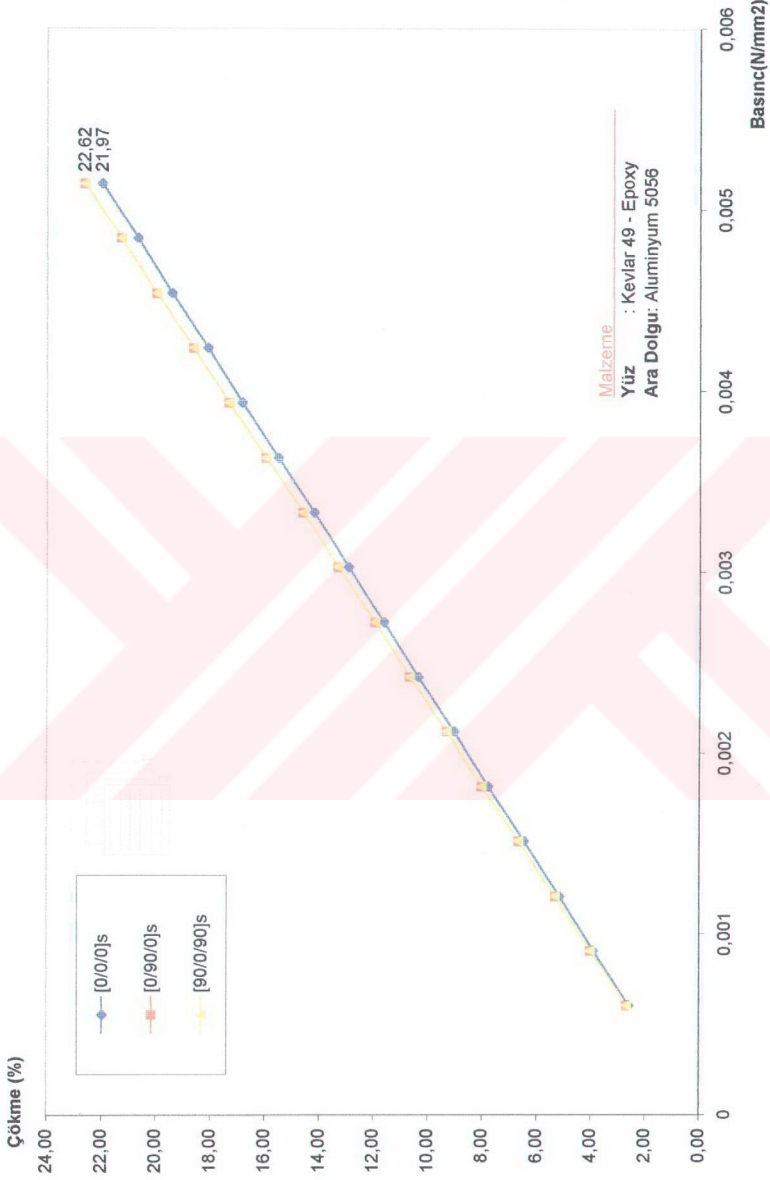




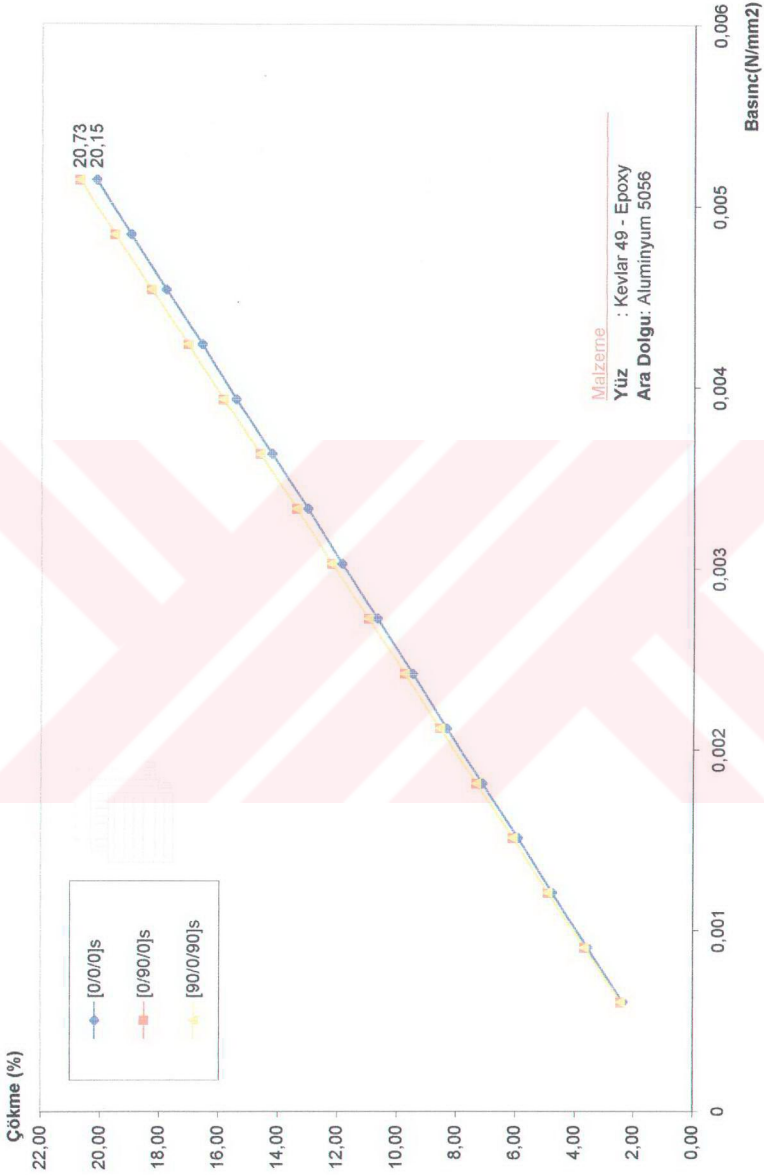
Şekil B.2. Basmaç ve Çökme ilişkisi -Kesme Kayması Katılarak- [0/90/0]s

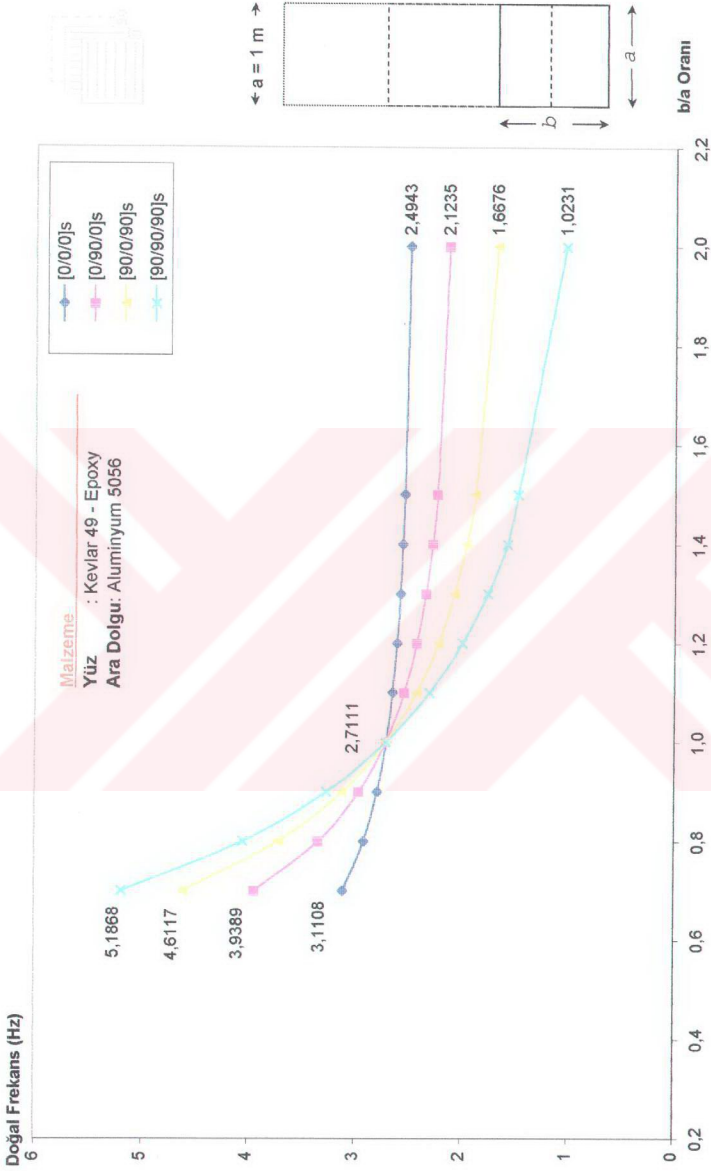


Şekil B.4. Basıncı ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm

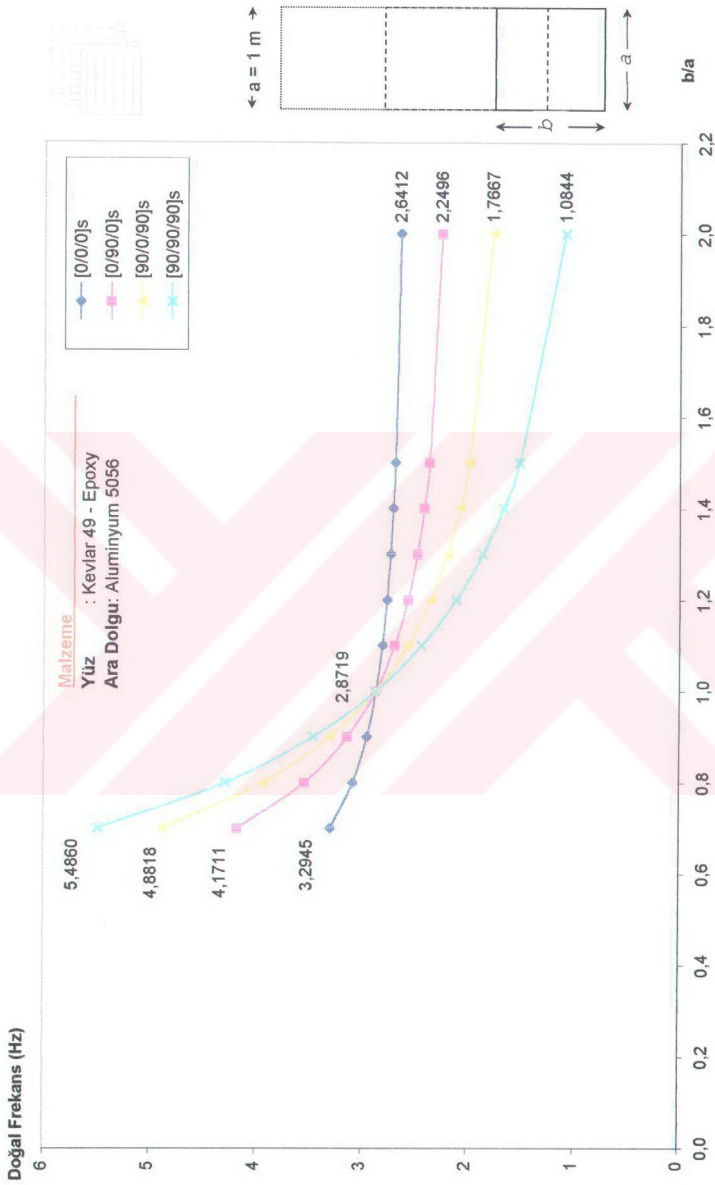


Şekil B.5. Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm

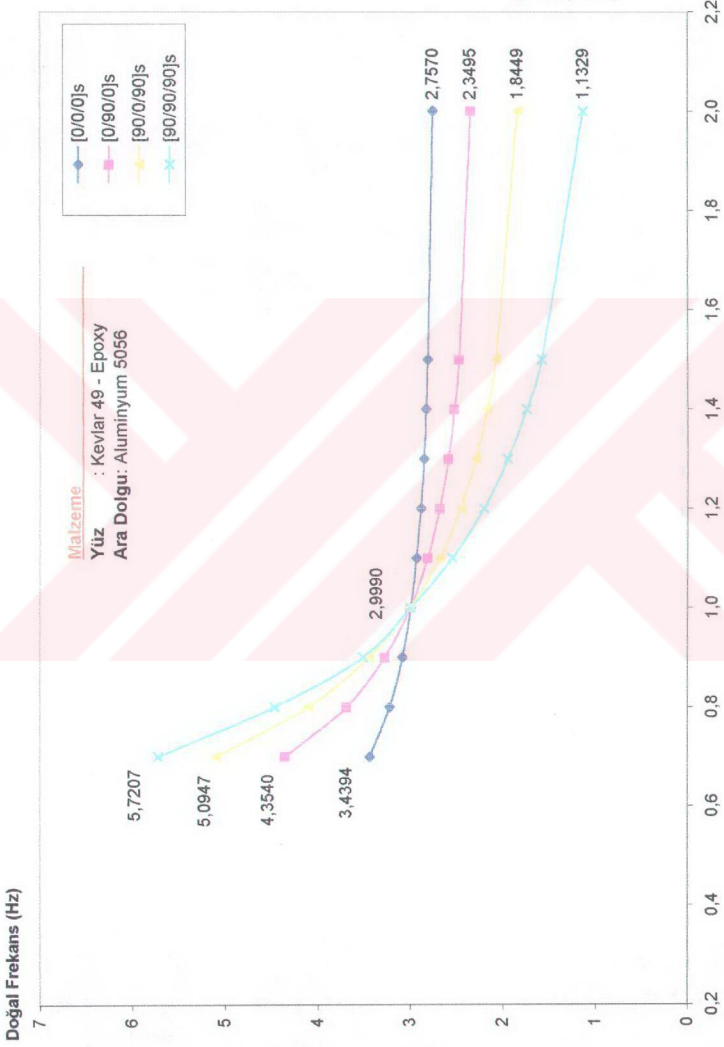




Şekil B.7. b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm



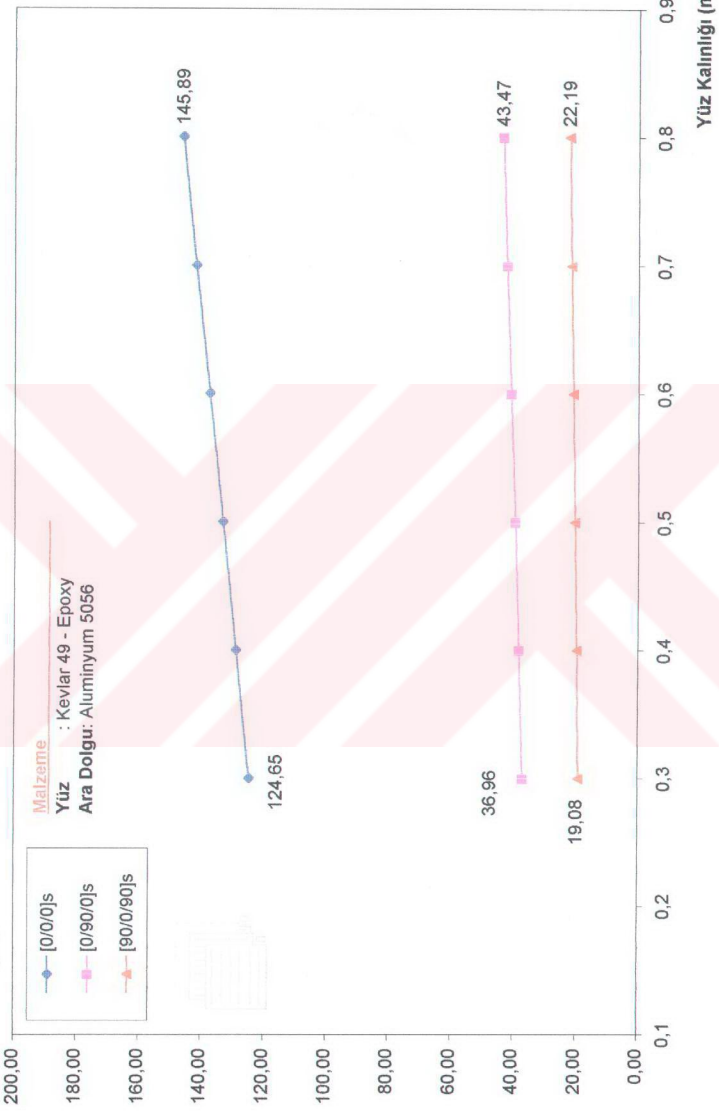
Şekil B.8. b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm



Şekil B.9. b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm

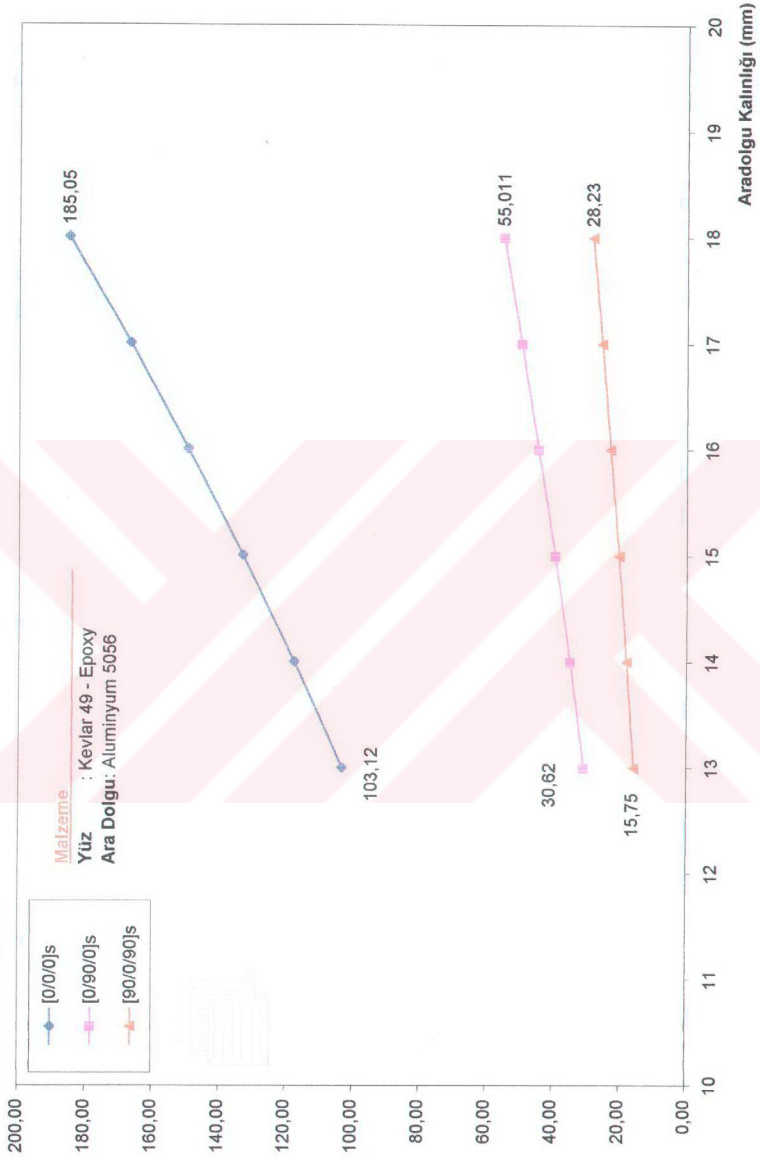
Kritik Burkulma Sıcaklığı

(ΔT)



Şekil B.10. Yüz Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı Arası İlişki

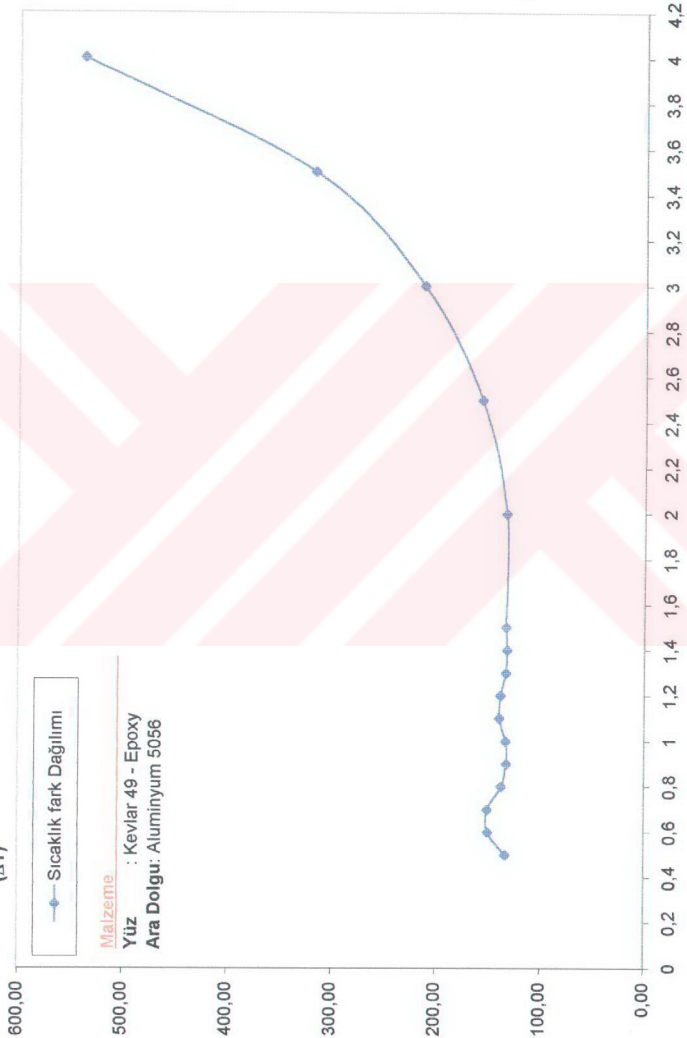
Kritik Burkulma Sıcaklığı (ΔT)



Şekil B.11. Aradolgu Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı Arasındaki İlişki

Kritik Burkulma Sıcaklığı

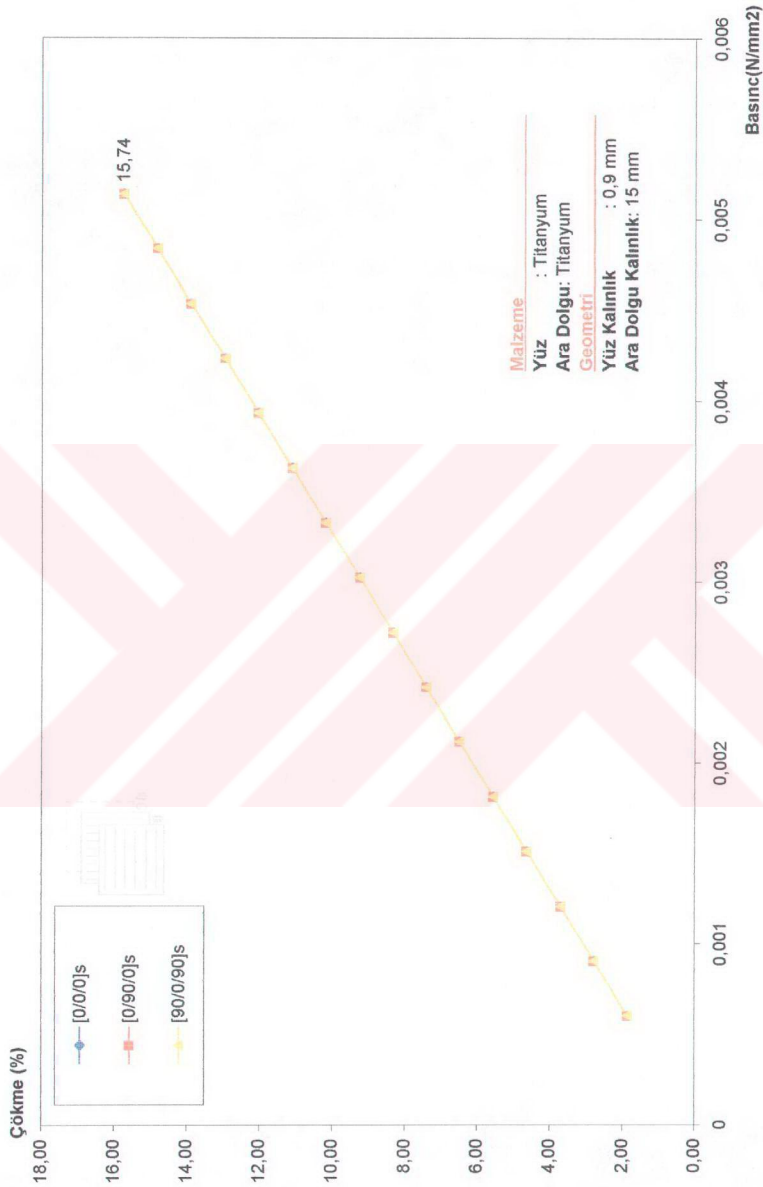
(ΔT)



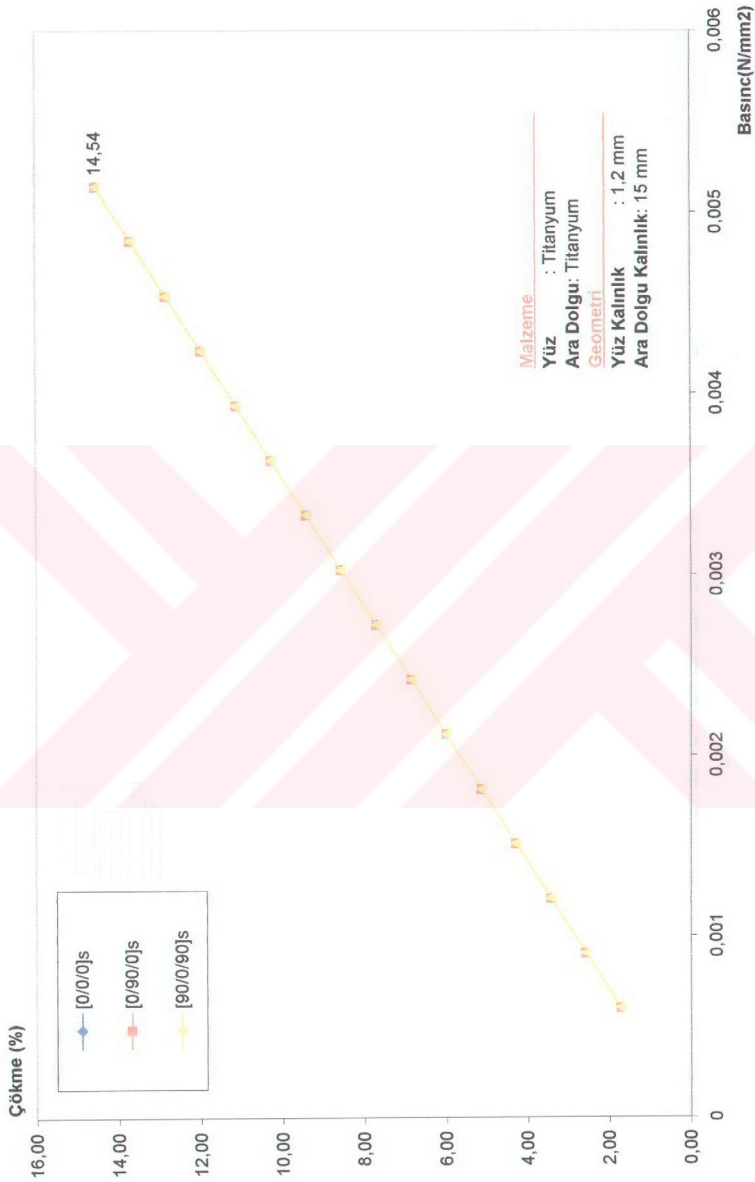
$a = 1 \text{ m}$



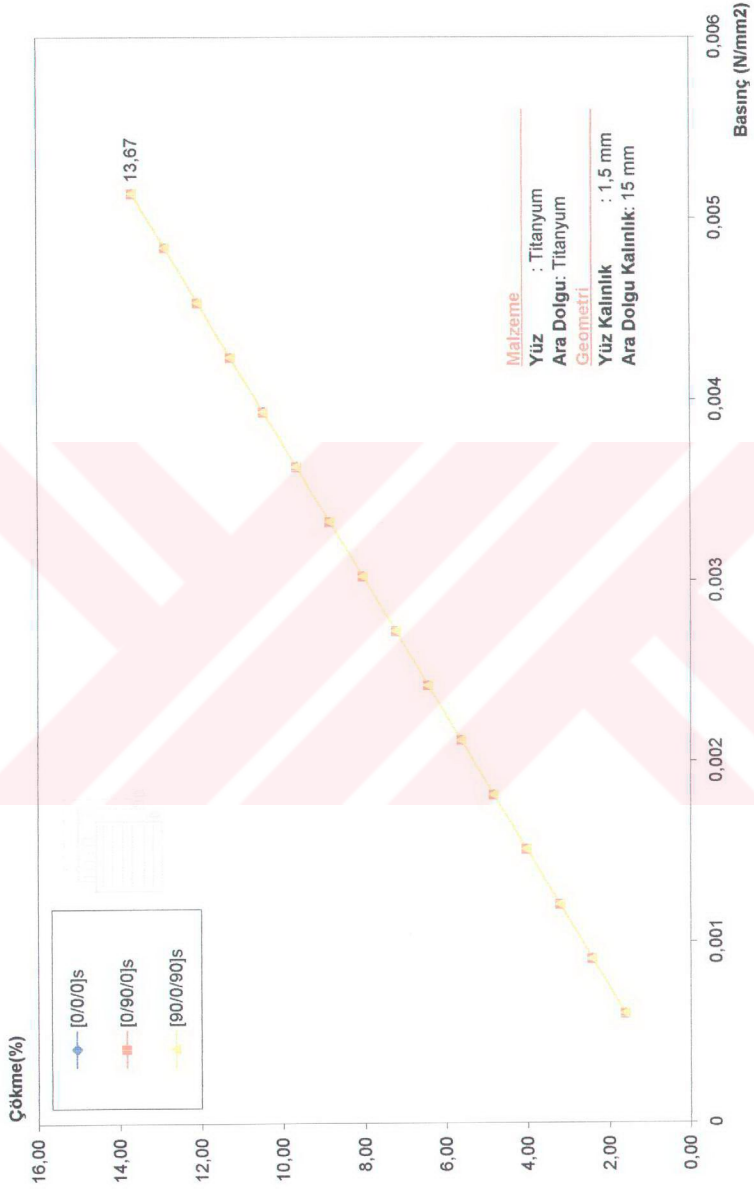
Şekil B.12. b/a ve Kritik Burkulma Sıcaklığı Arasındaki İlişki



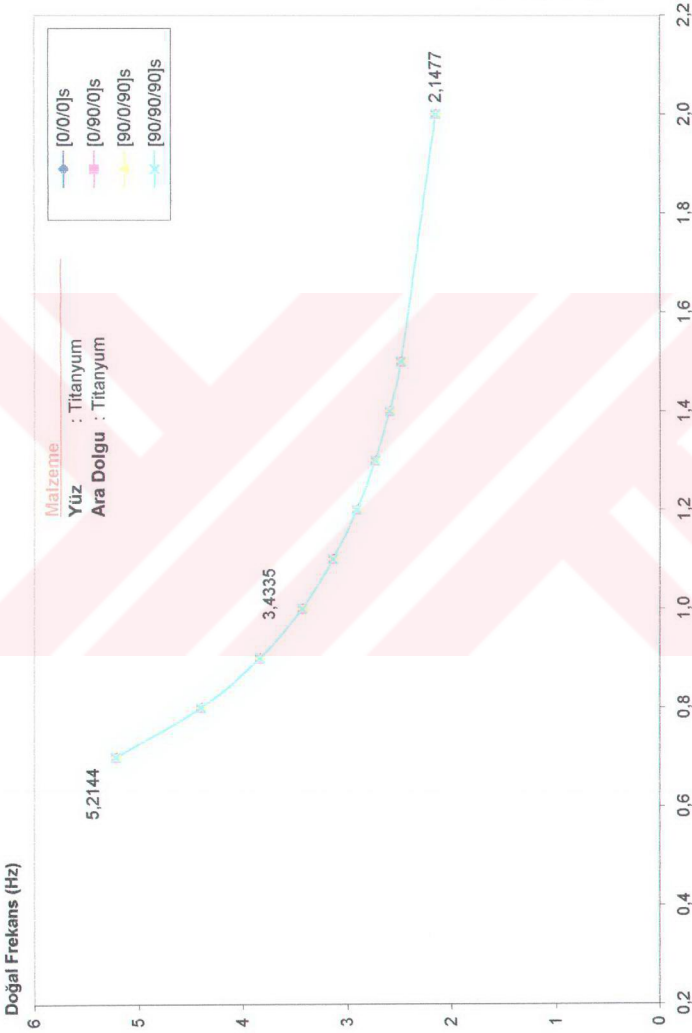
Şekil C.2. Basıncı ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm



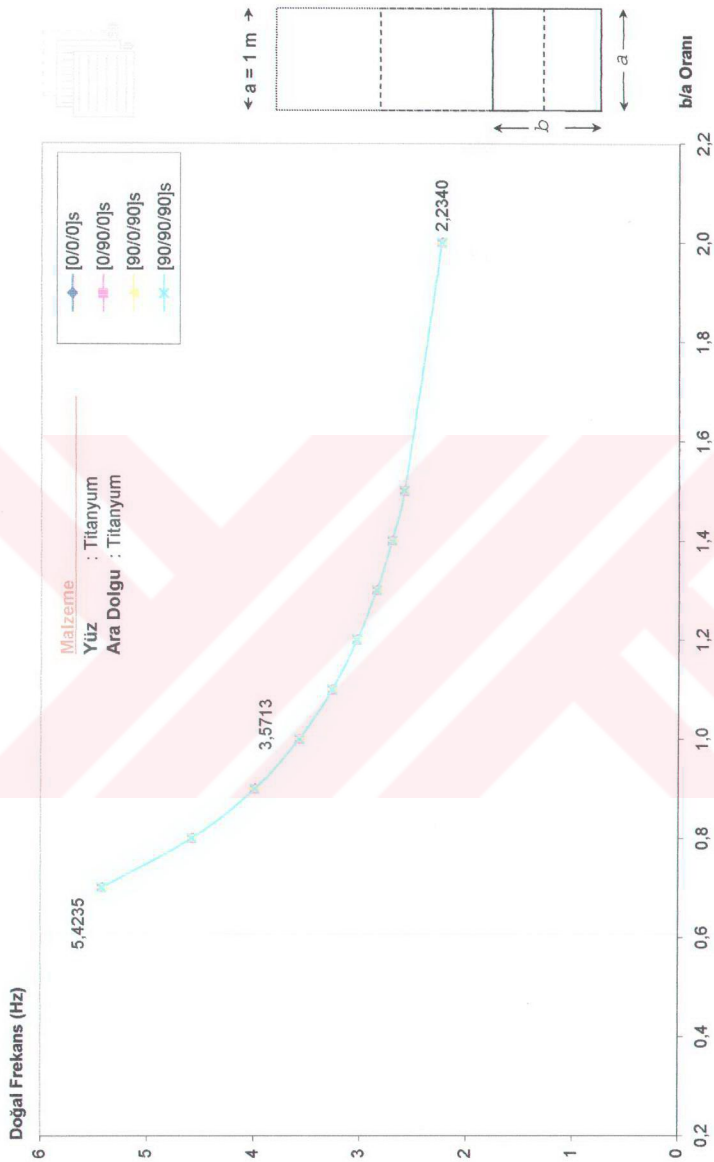
Şekil C.3. Basınc ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm



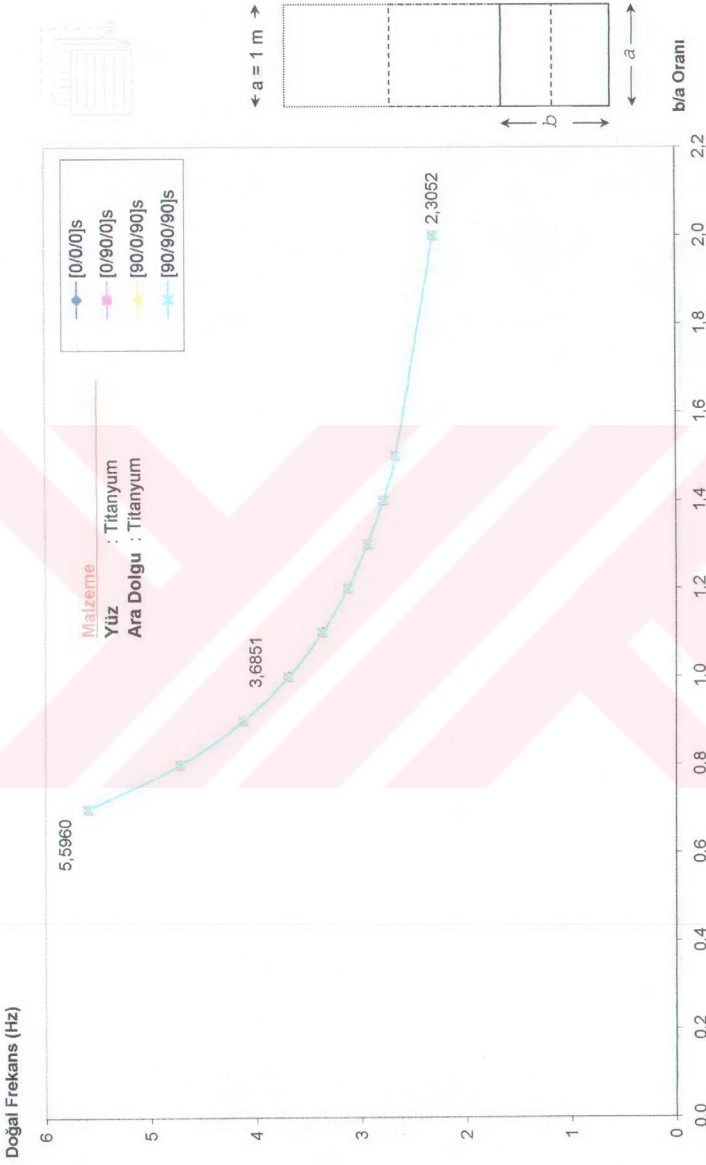
Şekil C.4. Basınç ve Çökme İlişkisi -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm



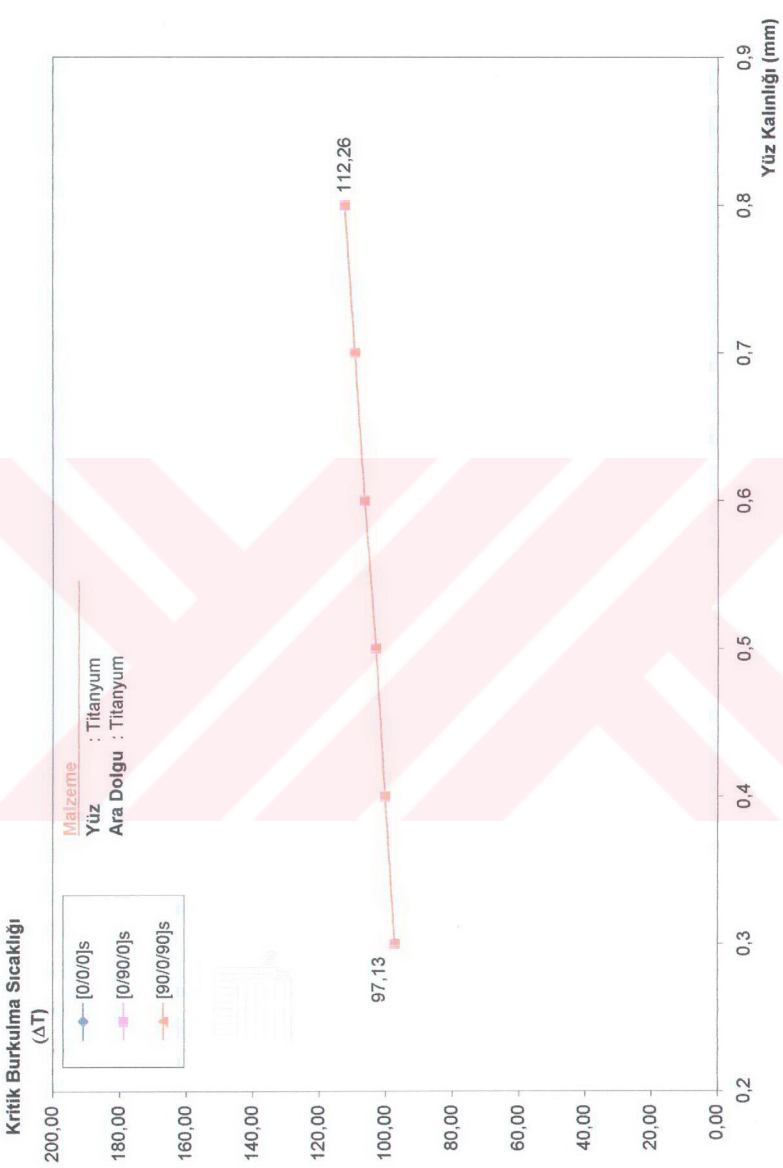
Şekil C.5. b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 0,9 mm



Şekil C.6. b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,2 mm



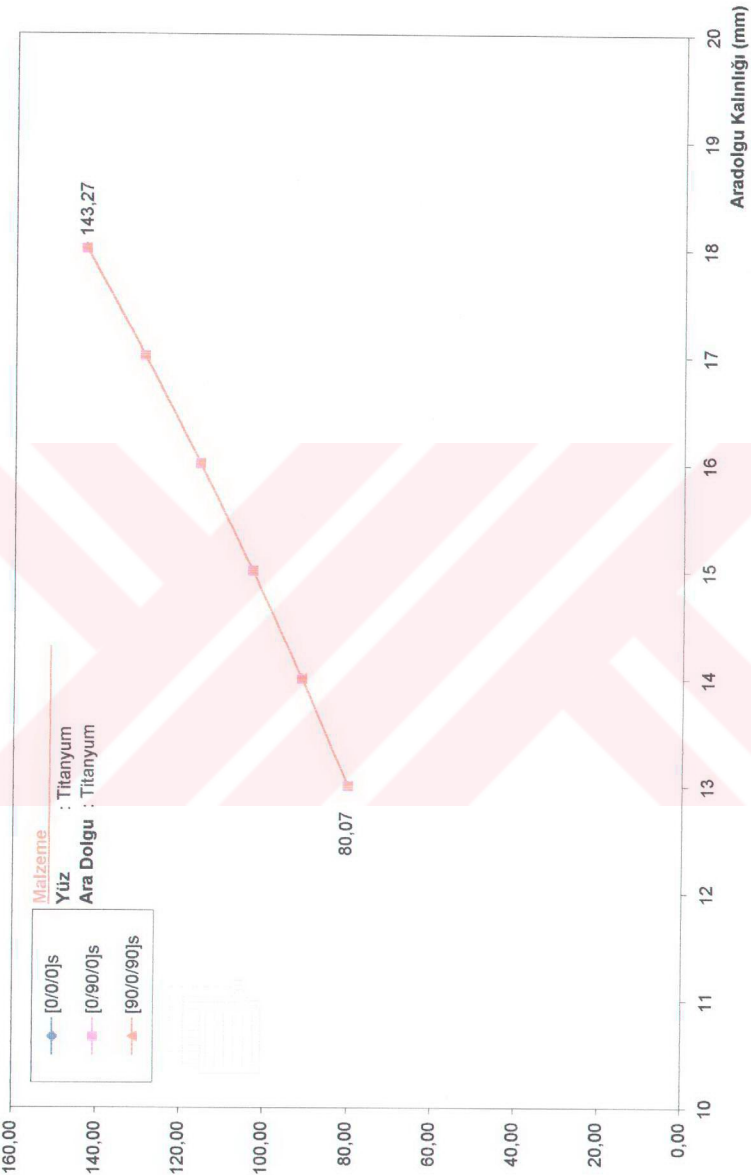
Şekil C.7. b/a ve Doğal Frekans Arasındaki İlişki -Kesme Kayması Katılarak- Yüz Kalınlığı: 1,5 mm



Şekil C.8. Yüz Kalınlığı ve Kritik Burkulma Sıcaklığı Arasındaki İlişki

Kritik Burkulma Sıcaklığı

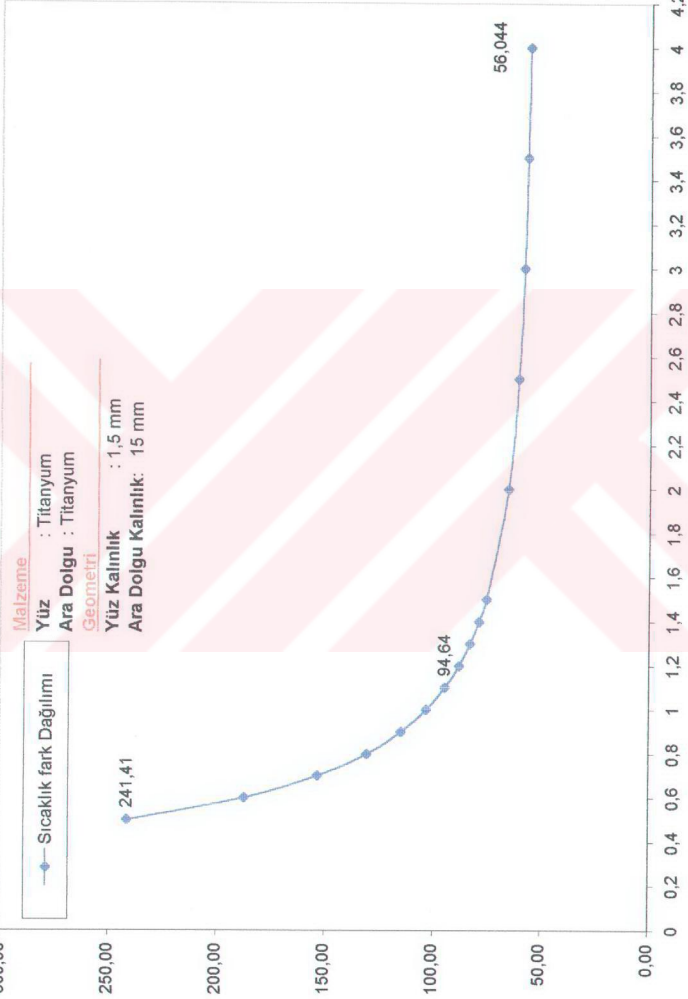
(ΔT)



Şekil C.9. Aradolu Kalınlığı Ve Kritik Burkulma Sıcaklığı Arasındaki İlişki

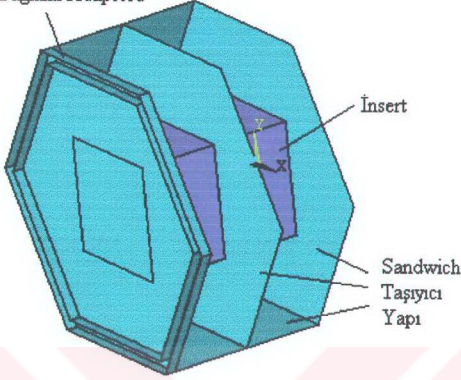
Kritik Burkulma Sıcaklığı

(ΔT)



Şekil C.10. b/a ve Kritik Burkulma Sıcaklığı Arasındaki İlişki

Bağlantı Adaptörü



Model Özellikleri

Sandwich Yapı:

Shell 91

Alüminyum Destek(İnsert):

Shell 63

Malzeme

Yüz:

Torayca

Ara Dolgu:

Alüminyum 5052

Destek:

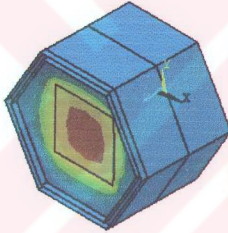
Alüminyum 5052

Geometri

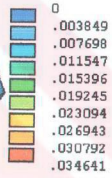
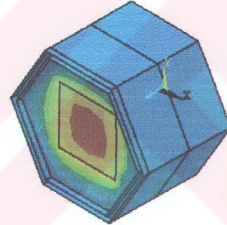
Toplam Yapı Ağırlığı: 8,2 kg

Destek Boyutları: 212 x 150 x 8

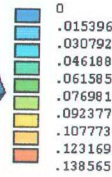
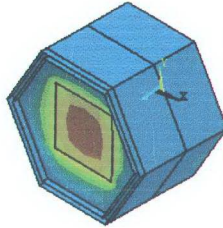
Şekil D.1. Altıgen Prizma İçin Ansys Analiz Verileri



a) 15 g

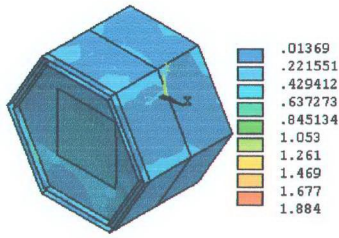


b) 50 g

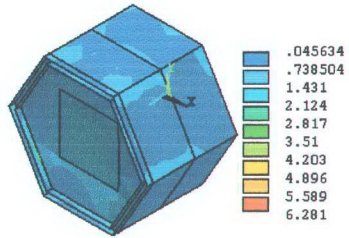


c) 200 g

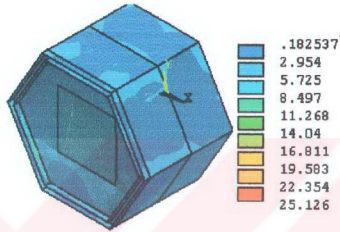
Şekil D.2. Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g yüklemeleri altında Yerdeğiştirme Dağılımı (mm cinsinden)



a) 15 g

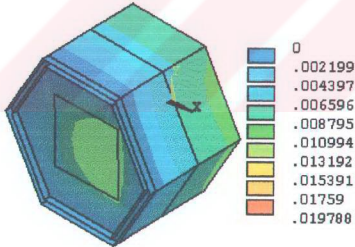


b) 50 g

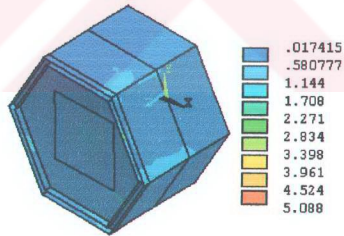


c) 200 g

Şekil D.3. Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g yüklemeleri altında Von Misses Gerilme Dağılımı (N/mm^2 cinsinden)

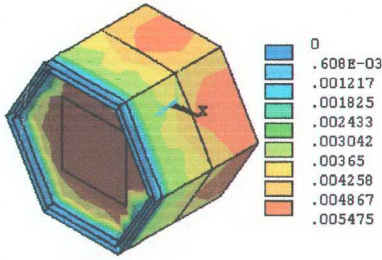


a) Yerdeğiştirme (mm)

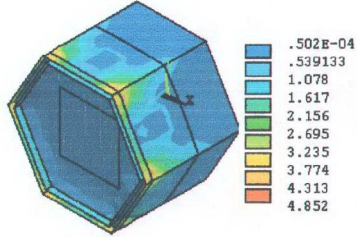


b) Von Misses Gerilme Dağılımı (N/mm^2)

Şekil D.4. Simetri Ekseninde 15 g ve yanal Ekseninde 15 g yükleme altında Yerdeğiştirme ve Von Misses Gerilme Dağılımı

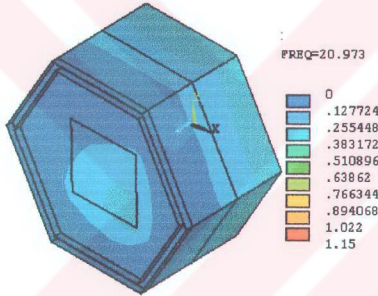


a) Deformasyon (mm)

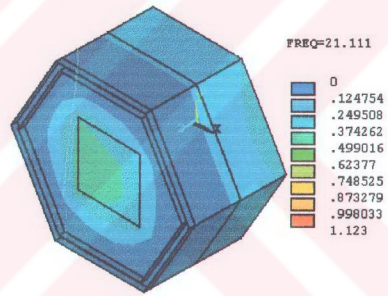


b) Von Misses Gerilme Dağılımı(N/mm²)

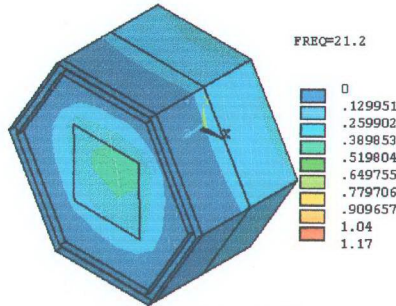
Şekil D.5. 0.001 sn'de 2000 g *Yükleme* Altında Şok Analizi



a) Birinci Doğal Frekans

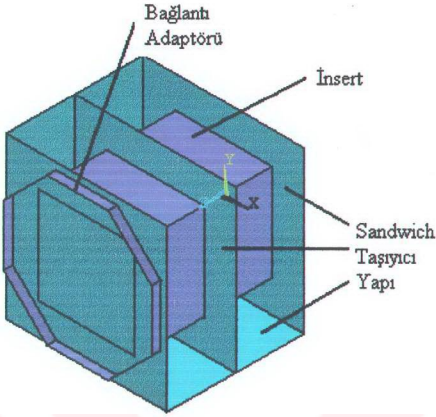


b) İkinci Doğal Frekans



c) Üçüncü Doğal Frekans

Şekil D.6. Doğal Frekans Analizi (Hz cinsinden)



Model Özellikleri

Sandwich Yapı: Shell 91
Alüminyum Destek(İnsert): Shell 63

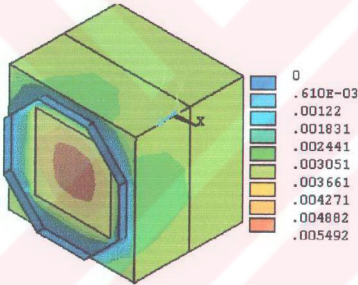
Malzeme

Yüz: Torayca
Ara Dolgu: Alüminyum 5052
destek: Alüminyum 5052

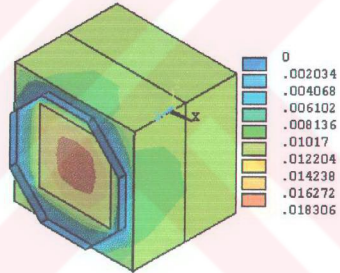
Geometri

Toplam Yapı Ağırlığı: 6.8 kg
destek Boyutları: 212 x 150 x 8

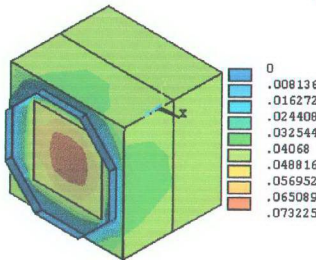
Şekil E.1. Kare Prizma İçin Ansys Analiz Verileri



a) 15 g

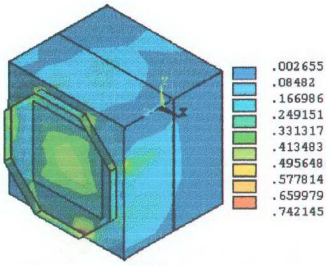


b) 50 g

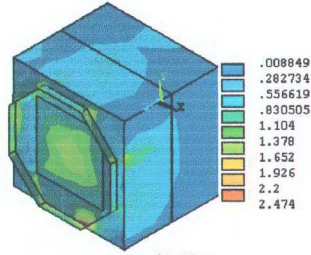


c) 200 g

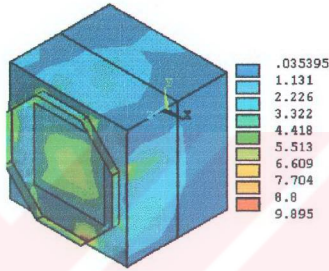
Şekil E.2. Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g yüklemeleri altında Yerdeğiştirme Dağılımı (mm cinsinden)



a) 15 g

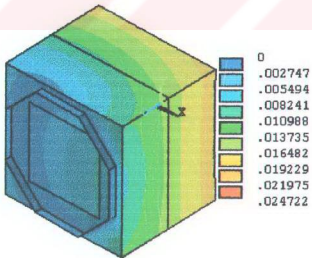


b) 50 g

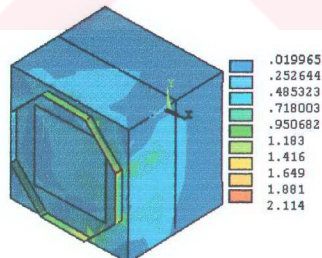


c) 200 g

Şekil E.3. Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g yüklemeleri altında Von Misses Gerilme Dağılımı (N/mm^2 cinsinden)

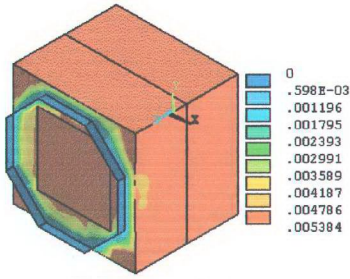


a) Yerdeğiştirme (mm)

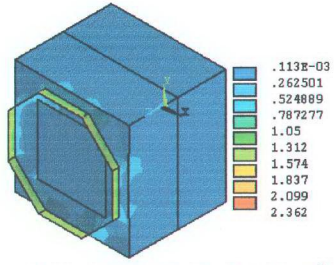


b) Von Misses Gerilmeleri (N/mm^2)

Şekil E.4. Simetri Ekseninde 15 g ve yanal Ekseninde 15 g yükleme altında Yerdeğiştirme ve Von Misses Gerilme Dağılımı

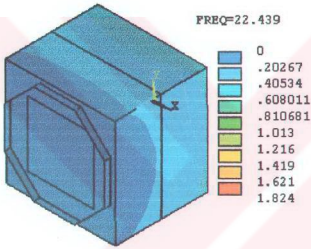


a) Deformasyon (mm)

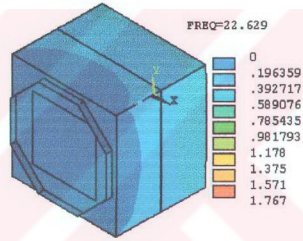


b) Von Misses Gerilmeleri (N/mm²)

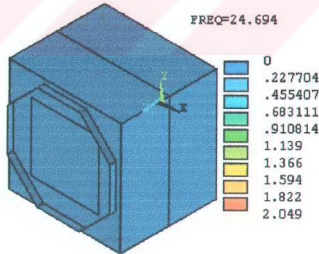
Şekil E.5. 0.001 sn'de 2000 g Yükleme Altında Şok Analizi



a) Birinci Doğal Frekans



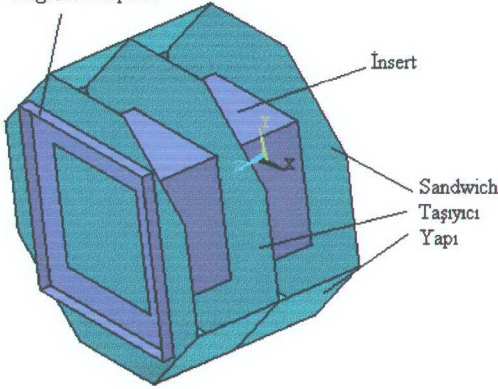
b) İkinci Doğal Frekans



c) Üçüncü Doğal Frekans

Şekil E.6. Doğal Frekans Analizi (Hz cinsinden)

Bağlantı Adaptörü



Model Özellikleri

Sandwich Yapı: Shell 91
Alüminyum Destek: Shell 63

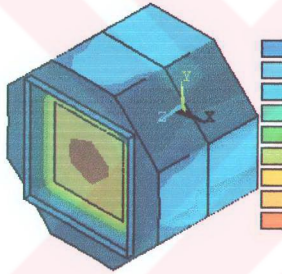
Malzeme

Yüz: Torayca
Ara Dolgu: Alüminyum 5052
Destek: Alüminyum 5052

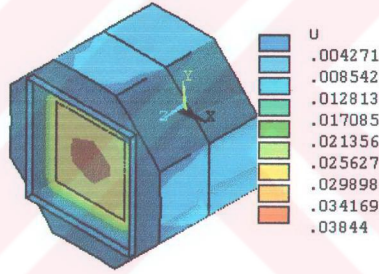
Geometri

Toplam Yapı Ağırlığı: 8,3 kg
Destek Boyutları: 212 x 150 x 8

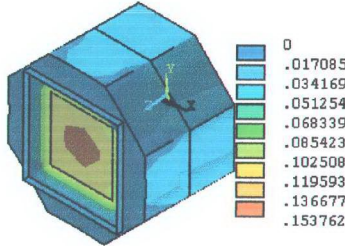
Şekil F.1. Sekizgen Prizma İçin Ansys Analiz Verileri



a) 15 g

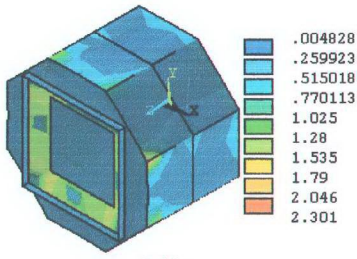


b) 50 g

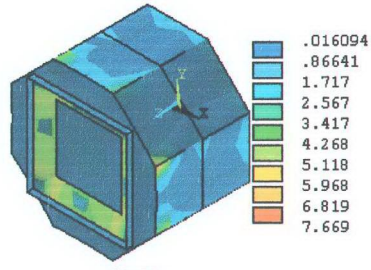


c) 200 g

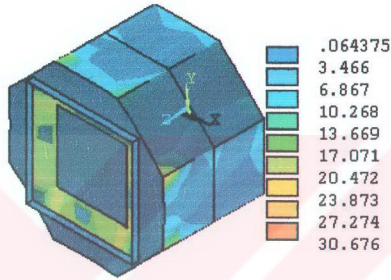
Şekil F.2. Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g yüklemeleri altında Yerdeğiştirme Dağılımı (mm cinsinden)



a) 15 g

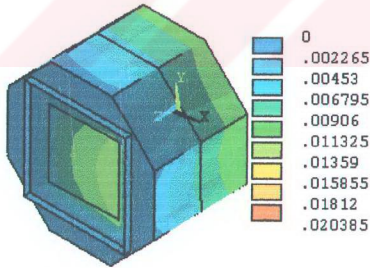


b) 50 g

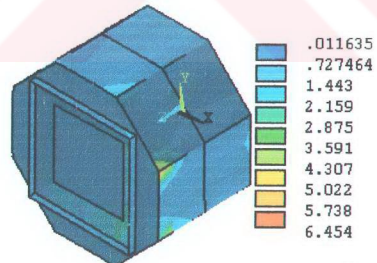


c) 200 g

Şekil F.3. Simetri Ekseninde 15 g, 50 g, 200 g yüklemeleri altında Von Misses Gerilme Dağılımı (N/mm^2 cinsinden)

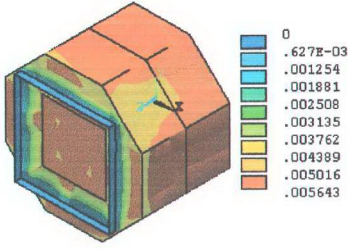


a) Yerdeğiştirme (mm)

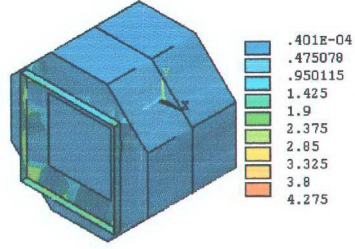


b) Von Misses Gerilmeleri (N/mm^2)

Şekil F.4. Simetri Ekseninde 15 g ve yanal Ekseninde 15 g yüklemesi altında Yerdeğiştirme ve Von Misses Gerilme Dağılımı

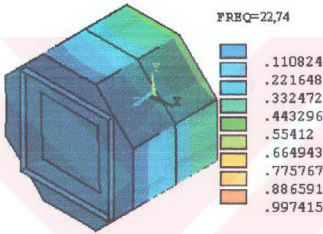


a) Deformasyon(mm)

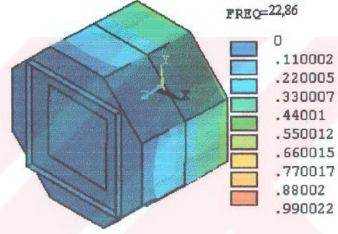


b) Von Misses Gerilme Dağılımı (N/mm²)

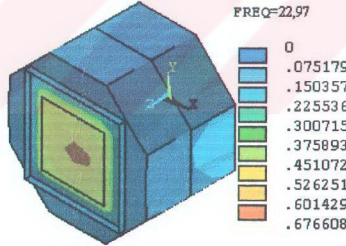
Şekil F.5. 0.001 sn'de 2000 g yükleme Altında Şok Analizi



a) Birinci Doğal Frekans

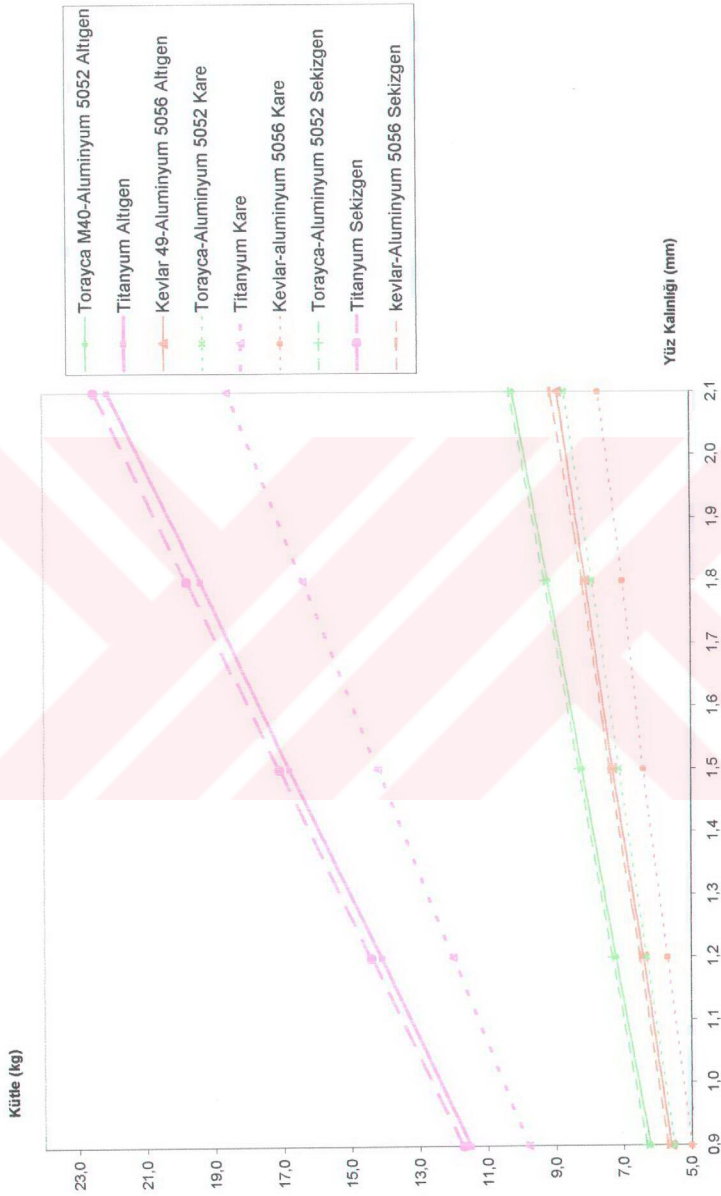


b) İkinci Doğal Frekans



c) Üçüncü Doğal Frekans

Şekil F.6. Doğal Frekans Analizi (Hz cinsinden)



Şekil G.1. Yüz Kalınlığı ile Uydur Taşıyıcı Yapı Kütlesi Değişimi (Altigen, Kare ve Sekizgen)

ÖZGEÇMİŞ

BURAK MEHMET KAYA, 1976 yılında Ankara'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 1998 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirdi. 1999 yılında Disiplinler Arası Programlar Ana Bilim Dalı'na bağlı Savunma Teknolojileri Master Programı'na başladı.