

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BASİT VE HİBRİT YAPIŞTIRMA BAĞLANTILARININ DİNAMİK
DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

Mehmet Metin Ali USAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon Programı

Danışman
Prof. Dr. Halil ÖZER

Şubat, 2020

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BASİT VE HİBRİT YAPIŞTIRMA BAĞLANTILARININ DİNAMİK
DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**

Mehmet Metin Ali USAL tarafından hazırlanan tez çalışması 21.02.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Halil ÖZER
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Halil ÖZER, Danışman

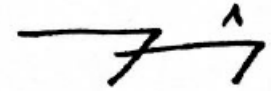
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Semih SEZER, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üye. Engin ERBAYRAK, Üye

Bayburt Üniversitesi



Danışmanım Prof. Dr. Halil ÖZER sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Tek Bindirmeli Yapıştırma Bağlantısı Dinamik Davranışının İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mehmet Metin Ali USAL

İmza



Aileme

ve

biricik eşime

TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı hazırlamamda bana her türlü desteği sağlayan bilgi ve tecrübesiyle bana yol gösteren çok değerli hocam tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Halil ÖZER'e teşekkür eder saygılarımı sunarım.

Eğitim ve öğrenim hayatım boyunca maddi ve manevi her zaman desteklerini hissettiğim bilgi ve tecrübeleriyle yolumu aydınlatan oğulları olmaktan gurur duyduğum Prof. Dr. Mustafa Reşit USAL'a ve Prof Dr. Melek USAL'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Kardeşlerim Dr. Esmâ Tuğba USAL'a ve Sueda Nur USAL'a vermiş oldukları desteklerden dolayı teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca bütün desteği ve sabrı ile yanımda olan sevgili eşim Merve USAL'a sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Şubat, 2020

Mehmet Metin Ali USAL

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	VIII
KISALTMA LİSTESİ	IX
ŞEKİL LİSTESİ	X
TABLO LİSTESİ	XIV
ÖZET	XV
ABSTRACT	XVII
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	6
1.3 Hipotez	8
2 YAPIŞTIRICILAR	10
2.1 Yapıştırıcı ve Yapışma	10
2.2 Yapışma Mekanizması Teorileri (Adhezyon Teorileri)	11
2.2.1 Mekanik Kilitlenme Teorisi	12
2.2.2 Difüzyon Teorisi	13
2.2.3 Zayıf Sınır Tabaka Teorisi	13
2.2.4 Kimyasal Yapışma Teorisi	13
2.2.5 Elektrostatik Teori	15
2.2.6 Adsorpsiyon Teorisi (Yüzeye Tutunma Teorisi)	15
2.3 Yapıştırıcıların Sınıflandırılması	16
2.3.1 Doğal Yapıştırıcılar	16
2.3.2 Sentetik Yapıştırıcılar	17

2.4	Yapıştırıcıların Kullanım Alanları	18
2.5	Yapıştırma Bağlantıları	21
2.5.1	Yapıştırma Bağlantılarının Avantajları	22
2.5.2	Yapıştırma Bağlantılarının Dezavantajları	22
2.6	Yapıştırma Bağlantılarında Oluşan Gerilmeler	23
2.6.1	Kayma Gerilmesi	23
2.6.2	Çekme Gerilmesi	24
2.6.3	Soyulma Gerilmesi	24
2.6.4	Yarılma Gerilmesi	25
2.7	Tek Bindirmeli Yapıştırma Bağlantıları İçin Analitik Çözümler	25
2.7.1	Ortalama Kayma Gerilmesi	26
2.7.2	Volkersen Teorisi	27
2.7.3	Goland ve Reissner Teorisi	28
3	SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	32
3.1	Örnek Problem 1	32
3.2	Örnek Problem 2	49
4	TEK BİNDİRMELİ BİRLEŞTİRMELERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARI ÜZERİNDE FARKLI MESNETLEME DURUMLARININ ETKİSİ	59
4.1	Giriş	59
4.2	Serbest-Serbest Uç Durumu	62
4.3	Sabit-Serbest Uç Durumu	62
4.4	Ankastre-Serbest Uç Durumu	63
4.5	Kayar-Serbest Uç Durumu	64
4.6	Sabit-Kayar Uç Durumu	65
4.7	Sonuçların Karşılaştırılması	66

5 TEK BİNDİRMELİ BİRLEŞTİRMELERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARI ÜZERİNDE YAPIŞTIRICI ÖZELLİKLERİNİN ETKİSİ	67
5.1 Giriş.....	67
5.2 Tek Bindirmeli Yapıştırma Bağlantısının Konfigürasyonu ve Malzeme Özellikleri	67
5.3 Sonlu Eleman Modeli	69
5.4 Elastisite Modülünün Etkisi	76
5.5 Poisson Oranının Etkisi.....	79
5.6 Mod Şekillerinin Tartışılması	82
6 TEK BİNDİRMELİ HİBRİT BİRLEŞTİRMELERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ	86
6.1 Giriş.....	86
6.2 Tekil Yapıştırıcı Durumu	87
6.2.1 Sünek Yapıştırıcı Durumu.....	87
6.2.2 Rijit Yapıştırıcı Durumu.....	90
6.2.3 Hibrit Yapıştırma Durumu.....	93
7 SONUÇ VE ÖNERİLER	99
KAYNAKÇA	104
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	110

SİMGE LİSTESİ

I	Alan atalet momenti
C	Bindirme uzunluğu
ω	Doğal frekans
k	Eğilme moment faktörü
M_0	Eğilme momenti
F	Eksenel çekme kuvveti
E	Elastisite modülü
b	Genişlik
δ	Kalınlık
τ	Kayma gerilmesi
G	Kayma modülü
A	Kesit alanı
T	Kesme kuvveti
σ	Normal gerilme
ν	Poisson oranı
l_R	Rijit yapıştırıcı uzunluğu
l_S	Sünek yapıştırıcı uzunluğu
L	Yapıştırılmayan kısım uzunluğu
ρ	Yoğunluk

KISALTMA LİSTESİ

G-R	Goland ve Reissner
SEA	Sonlu elemanlar analizi
YBTBB	Yapıştırıcı ile bağlanmış tek bindirmeli birleştirmeler

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Adhezyon ve kohezyon olayları	11
Şekil 2.2 Mekanik kilitlenme olayı	12
Şekil 2.3 Difüzyon mekanizması	13
Şekil 2.4 Polimer ve metal malzemeler arasındaki elektriksel çift katmanı	15
Şekil 2.5 Yüzeyin ıslatılması	16
Şekil 2.6 Yapıştırıcıların sınıflandırılması	16
Şekil 2.7 Cıvataların çözülmeye karşı yapıştırıcı ile emniyete alınması	19
Şekil 2.8 Otomobilde yapıştırıcıların kullanıldığı alanlar	19
Şekil 2.9 Peugeot yarış arabasının tahrik milinde yapıştırıcı kullanımı	20
Şekil 2.10 Uçak konstrüksiyonlarındaki sandviç panellerde yapıştırıcı kullanımı	20
Şekil 2.11 Bazı yapıştırma bağlantı tipleri	21
Şekil 2.12 Gerilme türleri	24
Şekil 2.13 Ortalama kayma gerilmesi teorisi: Bindirme uzunluğu boyunca kayma gerilmesi	27
Şekil 2.14 Volkersen Teorisi: Bindirme uzunluğu boyunca kayma gerilmesi	28
Şekil 2.15 Goland ve Reissner teorisi: Bindirme uzunluğu boyunca kayma ve soyulma gerilmelerinin dağılımları	31
Şekil 3.1 Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bir bağlantının şematik modeli	32
Şekil 3.2 Bölge 2 için bir elemanın serbest cisim diyagramı	34
Şekil 3.3 Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bağlantı sistemi ve koordinatları	37
Şekil 3.4 7. Mod Şekli	41
Şekil 3.5 8. Mod Şekli	41
Şekil 3.6 9. Mod Şekli	42
Şekil 3.7 10. Mod Şekli	42
Şekil 3.8 11. Mod Şekli	43
Şekil 3.9 12. Mod Şekli	43
Şekil 3.10 13. Mod Şekli	44

Şekil 3.11 14. Mod Şekli	44
Şekil 3.12 15. Mod Şekli	45
Şekil 3.13 16. Mod Şekli	45
Şekil 3.14 17. Mod Şekli	46
Şekil 3.15 18. Mod Şekli	46
Şekil 3.16 19. Mod Şekli	47
Şekil 3.17 20. Mod Şekli	47
Şekil 3.18 Enine titreşim hareketi gösteren ilk 5 doğal frekans.....	48
Şekil 3.19 Deneysel ve teorik sonuçların ANSYS sonuçlarına oranı	49
Şekil 3.20 Tek bindirmeli yapıştırıcı ile birleştirilmiş kirişler	50
Şekil 3.21 Tek bindirmeli yapının mesh edilmiş görüntüsü	51
Şekil 3.22 Tek bindirmeli yapının ANSYS programında mesh yapılmış görüntüleri	52
Şekil 3.23 W25 kirişi için sonuçların karşılaştırılması	55
Şekil 3.24 W50 kirişi için sonuçların karşılaştırılması	55
Şekil 3.25 ANSYS çözümünden elde edilen 1. Mod şekli	56
Şekil 3.26 ANSYS çözümünden elde edilen 2. Mod şekli	57
Şekil 3.27 ANSYS çözümünden elde edilen 3. Mod şekli	57
Şekil 3.28 ANSYS çözümünden elde edilen 4. Mod şekli	58
Şekil 3.29 ANSYS çözümünden elde edilen 5. Mod şekli	58
Şekil 4.1 Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirme bağlantısı	59
Şekil 4.2 Bindirme bağlantısının mesh atılmış görüntüsü.....	60
Şekil 4.3 Bindirme bağlantısının mesh atılmış görüntüsü.....	61
Şekil 4.4 Yapıştırıcının mesh atılmış görüntüsü	61
Şekil 4.5 Sabit-Serbest Uç	62
Şekil 4.6 Ankastre-Serbest Uç	63
Şekil 4.7 Kayar-Serbest Uç	64
Şekil 4.8 Sabit-Kayar Uç	65
Şekil 4.9 Tüm mesnet durumları için doğal frekansların karşılaştırılması.....	66
Şekil 5.1 Tek bindirme ile birleştirilmiş yapının geometrik özellikleri.....	68
Şekil 5.2 Sertliği bağlı olarak derecelendirip göz önüne alan kavramsal model.....	69

Şekil 5.3 Tek-bindirmeli birleştirmenin elemanlara bölünmüş ve mesnetlenmiş durumu	71
Şekil 5.4 Yapıştırıcı bölgesinin elemanlara bölünmüş hali	71
Şekil 5.5 SOLID 186 eleman tipi.....	71
Şekil 5.6 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.3 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri.....	74
Şekil 5.7 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.35 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri.....	74
Şekil 5.8 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.4 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri.....	75
Şekil 5.9 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.45 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri.....	75
Şekil 5.10 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.49999 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri	76
Şekil 5.11 Nodal konumlanma.....	77
Şekil 5.12 Antinodal konumlanma.....	78
Şekil 5.13 Mod 1 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi	79
Şekil 5.14 Mod 2 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi	80
Şekil 5.15 Mod 4 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi	80
Şekil 5.16 Mod 6 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi	81
Şekil 5.17 Mod 8 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi	81
Şekil 5.18 Mod 10 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi.....	82
Şekil 5.19 Titreşim genliklerinin sıfır olduğu nodal konumlar.....	84
Şekil 5.20 Titreşim genliklerinin en büyük değerler aldığı antinodal konumlar....	84
Şekil 5.21 Yapıştırıcı özellikleri; $E=2 \text{ GPa}$, $\nu=0.3$, $\rho=1400 \text{ kg/m}^3$ ve $E=70 \text{ GPa}$, $\nu=0.33$, $\rho=2800 \text{ kg/m}^3$ olan iki grup için yer değiştirmeler.	85
Şekil 6.1 Hibrit Yapıştırmalı Bağlantı Düzeni	86
Şekil 6.2 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 1. Mod şekli.....	88
Şekil 6.3 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 2. Mod şekli.....	88

Şekil 6.4 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 3. Mod şekli.....	89
Şekil 6.5 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 4. Mod şekli.....	89
Şekil 6.6 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 5. Mod şekli.....	89
Şekil 6.7 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 6. Mod şekli.....	90
Şekil 6.8 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 1. Mod şekli.....	91
Şekil 6.9 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 2. Mod şekli.....	91
Şekil 6.10 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 3. Mod şekli.....	91
Şekil 6.11 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 4. Mod şekli.....	92
Şekil 6.12 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 5. Mod şekli.....	92
Şekil 6.13 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 6. Mod şekli.....	92
Şekil 6.14 Hibrit yapıştırmalı bağlantı	93
Şekil 6.15 10-30-10 yapıştırma uzunluğuna sahip hibrit yapıştırmalı bağlantı	94
Şekil 6.16 Hibrit yapıştırma durumu için doğal frekans değişimi	96
Şekil 6.17 Hibrit yapıştırma durumunda ilk 9 mod için doğal frekansların değişimi	97
Şekil 6.18 Hibrit yapıştırma durumunda diğer modlar için doğal frekansların değişimi	98

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Kimyasal bağların enerji miktarları ve van der Waals etkileşimleri	14
Tablo 3.1 Geometrik özellikler	33
Tablo 3.2 Yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin mekanik özellikleri	38
Tablo 3.3 ANSYS sonuçları	40
Tablo 3.4 Sonuçların karşılaştırılması	48
Tablo 3.5 W25 kirişi için doğal frekanslar	53
Tablo 3.6 W50 kirişi için doğal frekanslar	54
Tablo 4.1 Malzeme özellikleri	59
Tablo 4.2 Geometrik özellikler	60
Tablo 4.3 Serbest-Serbest uç çözümden elde edilen doğal frekanslar	62
Tablo 4.4 Sabit-Serbest uç çözümünden elde edilen doğal frekanslar	63
Tablo 4.5 Ankastre-Serbest uç çözümünden elde edilen doğal frekanslar	64
Tablo 4.6 Kayar-Serbest uç çözümünden elde edilen doğal frekanslar	65
Tablo 4.7 Sabit-Kayar uç çözümünden elde edilen doğal frekanslar	66
Tablo 5.1 Poisson oranının 0.30 değeri için hesaplanan doğal frekanslar	72
Tablo 6.1 Seçilen kirişin ve yapıştırıcıların malzeme özellikleri	87
Tablo 6.2 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen doğal frekanslar	88
Tablo 6.3 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen doğal frekanslar	90
Tablo 6.4 Yapıştırıcı uzunlukları	93
Tablo 6.5 10-30-10 yapıştırma uzunluğu için hesaplanan doğal frekanslar	94
Tablo 6.6 15-20-15 yapıştırma uzunluğu için hesaplanan doğal frekanslar	95
Tablo 6.7 20-10-20 yapıştırma uzunluğu için hesaplanan doğal frekanslar	95

Basit ve Hibrit Yapıştırma Bağlantılarının Dinamik Davranışının İncelenmesi

Mehmet Metin Ali USAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Halil ÖZER

Bu tezde, yapıştırıcı ile bağlanmış tek bindirmeli birleştirmelerin (YBTBB) dinamik davranışını açıklamak için geliştirilen analitik ve sayısal metotlar detaylı bir şekilde araştırılmıştır. İlk olarak tek YBTBB kirişlerin statik davranışına ait matematiksel modeller incelenmiş ve statik durumu belirleyen matematiksel yapı anlaşılmıştır. Daha sonra dinamik davranışı belirleyen matematiksel modeller araştırılmıştır. Dinamik modellerin genellikle statik modellerde oluşturulan denklemlere dayalı olarak oluşturulduğu görülmüştür. Ingole ve Chatterjee [79] tarafından geliştirilen dinamik model detaylı olarak incelenmiş, bu modelde teorik ve deneysel olarak elde edilen sonuçlar ANSYS programı yardımıyla ve büyük bir doğrulukla yeniden elde edilmiştir. Bu dinamik modelde [79], yapısal bir yapıştırıcı ile birleştirilen kirişler Euler-Bernouilli kirişleri olarak modellenmiş ve kirişlerin uçlarına serbest-serbest sınır koşulları uygulanmıştır. He, X., [82] tarafından yapılan çalışmada YBTBB kirişlerin dinamik davranışı hem deneysel olarak hem de ABAQUS sonlu eleman paket programı ile analiz edilmiştir. Bu çalışmada [82] kullanılan geometri ve mekanik özellikler kullanılarak aynı problem ANSYS programı ile çözülmüştür. Elde edilen sonuçlar He' nin elde ettiği sonuçlarla çok

yakın değerlerde çıkmıştır. Daha sonra YBTBB dinamik davranışları üzerinde farklı mesnetleme koşullarının etkisi araştırılmış ve doğal frekans ve mod şekilleri bulunmuştur. Ayrıca, YBTBB in dinamik davranışları üzerinde yapıştırıcı özelliklerinin etkisi detaylı bir şekilde incelenmiştir. Kullanılan sayısal modelde kiriş malzemesi Alüminyum olarak sečilirken yapıştırıcı malzeme için oldukça geniş bir malzeme aralığı kullanılmıştır. Bu çalışmada bir makro geliştirilmiş ve dinamik davranış parametrik olarak incelenmeye çalışılmıştır. Yapıştırıcının hem elastisite modülünün hem de Poisson oranının sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri üzerine olan etkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Son olarak tek bindirmeli hibrit birleştirmelerin dinamik davranışı ANSYS programı ile analiz edilmeye çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Tek bindirmeli yapıştırıcı, dinamik davranış, ANSYS programı, doğal frekans, mod şekilleri

Investigation of Dynamic Behavior of Mono and Hybrid Adhesive Joints

Mehmet Metin Ali USAL

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Advisor: Prof. Dr. Halil ÖZER

In this thesis, analytical and numerical methods developed to explain the dynamic behavior of adhesive bonded single lap joints (ABSLJ) have been investigated in detail. Firstly, the mathematical models of the static behavior of single ABSLJ beams were examined and the mathematical structure determining the static state was understood. Then mathematical models that determine dynamic behavior are investigated. It has been observed that dynamic models are generally created based on equations created in static models. The dynamic model developed by Ingole and Chatterjee [79] was examined in detail, and the results obtained theoretically and experimentally in this model were recovered with the help of ANSYS program and with great accuracy. In this dynamic model [79], the beams combined with a structural adhesive are modeled as Euler-Bernoulli beams and free-free boundary conditions are applied to the ends of the beams. In the study made by He, X. [82], the dynamic behavior of ABSLJ beams was analyzed both experimentally and with the ABAQUS finite element package program. The same problem was solved with ANSYS program by using the geometry and mechanical properties used in this study [82]. The results obtained were very close to the results obtained by He. Then, the effect of different support conditions on ABSLJ

dynamic behaviors was investigated and natural frequency and mod shapes were found. In addition, the effect of adhesive properties on ABSLJ's dynamic behavior has been examined in detail. In the numerical model used, while the beam material is chosen as Aluminum, a wide range of materials is used for the adhesive material. In this study, a macro was developed and dynamic behavior was studied parametrically. The effects of both the elasticity module and Poisson ratio of the adhesive on the natural frequencies and mod shapes of the system were tried to be determined. Finally, the dynamic behavior of single lap hybrid joints has been tried to be analyzed with ANSYS program.

Keywords: Single lap adhesive, dynamic behavior, ANSYS program, natural frequency, mod shapes.

1.1 Literatür Özeti

Modern mühendislik sistemlerinde ve gelişen teknolojik dünyada farklı türden malzemelerin uyum içerisinde bir arada kullanılması gittikçe önemli bir hale gelmektedir. Bütün bir mühendislik sistemini tek bir parça halinde ve tek bir malzemeden imal etmek mümkün gözükmemektedir. Farklı disiplinlerde mekanik, elektrik ve termal yükleri taşımak ve bu yükleri değişik konstrüksiyonlarda kullanabilmek için mutlaka ara bağlantı elemanlarına ve birleştirmelere ihtiyaç vardır. Pratik endüstriyel uygulamalarda yer alan yapısal birleştirmelerde yapıştırıcı kullanarak gerçekleştirilen çok fazla sayıda konstrüksiyon örneği vardır. Uzay ve havacılık sektöründe, gemi/denizcilik ve savunma sanayinde kullanılan paneller gibi düşük ağırlıklı yapıların tasarlanmasına olan ihtiyaç ve hafif metal/kompozit malzemelerin kullanımındaki artış yapısal yapıştırıcıların yoğun bir şekilde kullanılmasına yol açmıştır. Vidalar ve civatalar gibi geleneksel mekanik birleştirmelerin yer aldığı uygulamalarda da yapıştırıcıların kullanıldığı görülmektedir.

Güncel teknolojik yapılarda ve farklı endüstrilerde standart birleştirme metotları yerine yapısal yapıştırıcıları kullanan bindirmeli birleştirmelerin tercih edilmesinin en önemli nedenleri olarak yapıştırırmalı bağlantıların bir bütün olarak hafif ancak güçlü bir yapıya sahip olmaları, imalatları esnasında fazla bir zaman kaybı olmaması, bünyelerinde ortaya çıkan gerilmeleri geniş bir alan üzerine dağıtabilmeleri, konstrüksiyon detaylarının fazla karışık olmaması gibi özellikler sayılabilir. Bu tür heterojen yapıların mekanik karakterizasyonunun anlaşılması için artan bir talebin olması günümüzde birçok bilim adamı ve araştırmacı için büyük fırsatlar sunuyor. Yapıştırılmış parçalardan oluşan bir sistemde yapılmış olan kabuller, koşullar, geometriler, davranışlar ve malzemelerin çeşitliliğinden

dolayı bu alanda en karmaşık incelemelerden biri gerçekleştirilen analitik modellerdir.

Literatürde statik yüklemelerin etkisi altında yapıştırıcı ile birleştirilmiş bağlantılar için çok sayıda analitik model mevcuttur. Bunlardan bazıları klasik gerilme ve gerinme analizine dayalı olan modeller [1-9], enerji formülasyonlarına dayalı olan modeller [10-12] ve çok tabakalı kompozitlerin analizine dayalı olan birleşik modeller şeklinde ifade edilebilir [13-16]. Bu tür modellerin asıl gayesi yapıştırıcı tabaka içerisindeki gerilme dağılımını tespit etmek ve/veya birleştirmede ortaya çıkabilecek hasarı önceden belirleyebilmektir. Ayrıca, geçen yüzyılın son yirmi yılında yapıştırıcı ile birleştirilmiş yapıların serbest titreşimlerini incelemek için bazı çalışmalar yapılmıştır [17-21]. Bu modellerin çözümü muazzam sayısal hafızalara ve zaman tüketimine ihtiyaç duymaktadır.

Literatürde, dinamik yüklemelerin etkisi altındaki birleştirmeli yapıların analitik modellerini ele alan çok fazla araştırma yoktur. Harmonik yüklerin göz önüne alındığı ilk modellerden biri Vaziri ve arkadaşları [22] tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada harmonik soyulma gerilmesinin etkisi altında boşluklu bir tek bindirmeli birleştirme için kapalı formda bir analitik model geliştirip yapıştırıcıda ortaya çıkan soyulma ve kayma gerilmeleri ile temel frekanslar üzerinde boşluk ölçüsünün ve konumunun etkilerini incelemişlerdir. Yapılan bu çalışmada [22], yapıştırıcının davranışı viskoelastik olarak değerlendirilmiş, klasik kayma gerilmesi yaklaşımı kullanılmış ve yapıştırılan parçaların kalınlığı boyunca kayma gerilmesinin sabit kaldığı kabul edilmiştir. Ayrıca bu çalışma [22], Vaziri ve Nayeb-Hashemi tarafından harmonik eksenel yüklemenin etkisi altında kalan boşluklu tüp formundaki birleştirmeler için tekrarlanmıştır [23].

Sato, klasik kayma gerilmesi modeline bir impuls etkisini ilave ederek, sonsuz uzunluklu bir bindirme şeridi ile gerçekleştirilen birleştirmenin kenar bölgesinde yalnızca kayma gerilmesini bulmak için Laplace transformasyonunu uygulamıştır [24]. Sato'nun çalışması, Hazimeh ve arkadaşları tarafından modifiye edilen kayma gerilmesi yaklaşımı ile yeniden ele alınıp düzeltilmiş ve uygulanmıştır [25]. Benzer bir çalışma Tsai ve arkadaşları tarafından da gerçekleştirilmiş, bu yaklaşımda

yapıştırılan malzemenin kalınlığı boyunca kayma gerilmesi dağılımının lineer olduğu kabul edilmiş, çift bindirmeli bir geometri ve elastik yapıştırıcı kabulü yapılmıştır [7].

Çift bindirmeli birleştirme analitik olarak aynı zamanda Challita ve Otman (2012) tarafından da incelenmiştir [26]. Bu çalışmada elastik yapıştırıcı ile birleştirilmiş bölge göz önüne alınmış ancak modifiye edilmiş kayma gerilmesi yaklaşımında orta kısımda yer alan plakaya eksenel bir harmonik yük uygulamıştır. Kritik frekans tanımlanmış, en büyük kayma gerilmesi ve kayma gerilmesi homojenliğini değerlendirmek için bir çok boyutsuz parametre tesis edilmiştir. Bu model sayısal olarak ta tasarlanmış ve incelenmiştir.

Almitani ve Othman, yapıştırılan ve yapıştırıcı malzemenin ikisini de viskoelastik kabul edip [26] çalışmasında ortaya konulan analitik modeli yinelemişlerdir [27]. Bu yazarlar rezonans frekansları üzerinde yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemenin etkilerini, yapıştırıcı kayıp faktörünün etkisini incelemişlerdir. Challita ve Othman, Almitani ve Othman'ın yapmış olduğu çalışmayı [27], yalnızca bağlı olan bölgeyi değil bütün yapıyı göz önüne alıp genişleterek yeniden incelemişlerdir [28].

Challita üst-üste bindirme bölgesine yerleştirilmiş bir boşluğa sahip olan ve harmonik eksenel kuvvetin etkisi altındaki yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bir yapı için düzeltilmiş kayma gerilmesi modeline dayalı olan analitik bir model geliştirmiştir. Bu çalışmada yapıştırılan kısımların alüminyum malzemedan oluştuğu, yapıştırıcının ise viskoelastik davranış gösteren bir epoksi malzeme olduğu belirtilmektedir. Sayısal analiz ABAQUS yazılımını kullanarak 2 boyutlu sonlu eleman modeli üzerinde gerçekleştirilmiş ve eksenel rezonans frekansları doğru bir şekilde tahmin edilmiştir. Modal davranışı ve yapıştırıcının kayma gerilmesi dağılımı üzerinde merkezi boşluk ölçüsünün etkisi, boşluk konumunun etkisi ve yapıştırıcının kayıp faktörünün etkileri araştırılmıştır [29].

Eski zamanlarda deneme yanılma yoluyla yapılan araştırmalar günümüzde modern laboratuvar ortamlarında teknik cihazlarla ve modern bilgisayarların kullanıldığı gelişmiş bilgisayar programları vasıtası ile yapılmaktadır. Bu birikimlere dayalı olarak her gün biraz daha geliştirilen matematiksel modeller geliştirilmekte ve bilim dünyasının hizmetine sunulmaktadır. Yapıştırıcı ile

birleştirilmiş yapıların modellenmesi, tasarımı, dayanımı ve dinamik davranışları hakkında yoğun çalışmalar sürdürülmekte, sempozyumlar yapılmakta, monograflar ve kitaplar yazılmaktadır. Bu monograflardan özellikle editörlüğünü da Silva, L.F.M ve Öchsner, A 'nın yaptığı "Yapıştırıcı ile Bağlanmış Birleştirmelerin Modellenmesi" adlı çalışmada analitik modeller ve sayısal modeller detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu monografda basit bindirme geometrilerinin analitik modelleri, çatlak içeren bindirmeli yapıların birleşme yerlerinin mukavemet analizi, gerilme fonksiyonlarının kullanıldığı analitik modeller, yapıştırıcıların karmaşık bünye modelleri, kompleks birleştirme geometrileri, ilerleyen hasar modelleri, yapıştırıcı kullanılan birleştirmelerde yorulma gerilmelerinin modellenmesi, saldırgan çevre koşullarının yapıştırıcı ile birleştirilmiş konstrüksiyonlar üzerindeki etkileri, yapıştırıcı ile birleştirilmiş yapılarda doğrusal olmayan termal gerilme etkileri, çarpma ve çarpışma etkisi altında bu tip yapıların mekanik davranışları, sınır elemanlar yardımıyla birleştirme bölgelerinin gerilme analizi gibi konular değişik araştırmacılar tarafından günümüzün modern bilimsel metotları ile incelenmiştir [30].

Buna benzer bir çalışmada geniş bir endüstriyel spektruma dağılmış olan uygulamalar, 2013 yılında editörlüğünü Kumar ve Mittal'ın yaptığı "Yapıştırıcı ile Bağlanmış Sistemlerin Tasarım ve Modellenmesinde Gelişmeler" başlıklı bir monografda bir araya getirilmiştir. Bu monografda adhezyon mekanizması ve modellenmesi temel ve teorik düzeyde ele alınmış, değişik malzemeler için yüzey ve ara yüzey karakterizasyonları, fazlar arası etkileşimler, polimer yüzey modifikasyonları ve biyolojik adhezyon gibi konular incelenmiştir. Bunların yanı sıra ana hatları ile ifade edilecek olursa; birleşik mukavemet hallerinin etkisi altındaki tek bindirmeli simetrik kompozit birleştirmelerin gerilme ve gerinme analizleri, yapıştırıcı ile birleştirilmiş yapılarda ara yüzey hasarı ve viskoelastik davranışın sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmesi, fonksiyonel olarak derecelendirilmiş yapıştırıcıların kullanıldığı silindirik birleştirmelerin modellenmesi, makro elemanlar kullanan birleştirmelerde basitleştirilmiş gerilme analizleri, ilerleyen karma hasar modellerini kullanan yapıştırıcı ile birleştirilmiş yapıların aşınma olayı ve simülasyonları, uzay ve havacılık uygulamalarında kullanılan ikili seramik-metal birleştirmelerde kullanılan yapıştırıcıların test ve

analizleri, çekme ve eğilme gerilmeleri altında kalan kompozit sandiviç T-birleştirmelerin modellenmesi, kompozit-kompozit/metal malzemelerin yapıştırıcı ile bağlanmış tek veya çift bindirmeli konstrüksiyonları için gerilme analizi yöntemleri, titreşim esaslı yaklaşımları kullanarak yapıştırıcı ile bağlanmış yapıların ara yüzey hasar analizleri gibi konular ele alınmıştır [31].

Bu bağlamdaki bir diğer çalışma ise 2017 yılında editörlüğünü Camphilo, R.D.S.G 'nin yaptığı "Yapıştırıcı ile Bağlanmış Birleştirmelerin Dayanımının Önceden Belirlenmesi" başlıklı bir kitapçıkta toparlanmış bir seri makaleden oluşmaktadır. Buradaki makalelerde ise tek bindirmeli birleştirmelerin analitik modelleri, kompozit yapılar için analitik modeller, dinamik ve çarpma yüklerinin analitik olarak modellenmesi, sonlu elemanlar metodunu kullanan sürekli ortamlar mekaniği modelleri, statik uygulamalar için kohezif bölge modeli, kohezif bölge modelinde parametre belirlenmesi, yorulma uygulamaları için hasar mekaniği modelleri, statik uygulamalarda kullanılan genişletilmiş sonlu eleman modelleri gibi konular ele alınmıştır [32].

Özer ve arkadaşları tarafından yapılan bir dizi çalışmada yapıştırıcılarla bağlanmış birleştirmeler ele alınmış ve detaylı olarak incelenmiştir. Bu çalışmalardan birinde iki farklı yapıştırıcının kullanıldığı tek bindirmeli bir yapı farklı konfigürasyonlar için sayısal ve analitik olarak modellenmiş 3 boyutlu sonlu elemanlar yönteminde temas elemanları kullanılarak, bindirme uçlarındaki kompleks gerilmelerin durumu değerlendirilmiş, analitik ve sayısal sonuçların uyum içerisinde olduğu gözlenmiştir [33]. Özer ve arkadaşları bu konuda yaptıkları diğer çalışmalarda tek ve çift bindirmeli yapılarda ortalama gerilme (Von Mises) dağılımlarını incelemişlerdir [34-35]. Özer, bir başka çalışmasında kısmen kompozit Timoshenko kirişlerinin eğilme ve titreşimleri için varyasyonel ilkeleri yönetici diferansiyel denklemlerden doğrudan doğruya türetmiştir. Bu çalışmada yarı-ters metodun yönetici denklemlerden varyasyonel ilkeleri elde etmek için güçlü bir yöntem olduğu sonucuna varmıştır [36].

1.2 Tezin Amacı

Tek bindirmeli yapıştırma bağlantıların statik analizleri teknik literatürde oldukça detaylı bir şekilde incelenmesine rağmen bu tür yapıların dinamik davranışları ile ilgili araştırmalar çok yaygın değildir. Tek bindirmeli yapıştırma bağlantılarının dinamik davranışları olan doğal frekansların hesaplanması ve mod şekillerinin incelenmesinde deneysel çalışmaların yanı sıra yapıştırma bağlantısını analitik olarak modelleyip inceleyen çalışmalar veya sonlu elemanlar analiz programlarını kullanarak sayısal sonuçların elde edildiği çalışmalar literatürde mevcuttur.

Artan kompleks birleştirme geometrisi ve onun üç boyutlu doğası yapıştırıcı ile birleştirilmiş yapıların dinamik davranışını tahmin etmek için gerekli olan genel bir yönetici denklemler sistemini elde etmedeki zorluğu daha fazla büyötmektedir. Bu tip problemlerin üstesinden gelmek için, sonlu elemanlar analizi (SEA) tek bindirmeyle birleştirilmiş yapıştırıcı ile bağlı kirişlerin titreşim davranışının analizinde sıklıkla kullanılmaktadır.

Günümüzdeki modern mühendislik uygulamalarında kolaylık ve fizibiliteyi sağlamak için sonlu eleman tabanlı paket programları kullanmak oldukça popüler hale gelmiştir. Bu çalışmada göz önüne alınan problemin sonlu eleman modeli, oldukça kullanışlı ticari bir paket program olan ANSYS yazılımı kullanılarak oluşturulmuş ve tek bindirmeli yapıştırma bağlantısının doğal frekansları ve mod şekilleri hesaplanmıştır.

Bu tez çalışmasında yapılan bütün analizlerde ANSYS programı kullanılmıştır. Kullanılan sayısal modelin ve elde edilen sonuçların doğruluğunu sınamak için literatürde ANSYS programının kullanılmadığı iki örnek problem belirlenmiş ve bu örnekler ANSYS programında modellenerek yeniden çözdürölmüştür. Belirlenen örneklerden birinde [79] araştırmacılar, tek bindirmeli yapıştırma bağlantısının dinamik davranışını incelemek için problemi hem analitik olarak modelleyip çözüm yapmışlar hem de deney yaparak bindirme bağlantısının doğal frekanslarını hesaplamışlardır. Diğer örnekte [82] ise, ele alınan problem hem deneysel olarak incelenmiş hem de bir diğer sonlu elemanlar analiz programı ABAQUS kullanılarak bindirme bağlantısının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Bu tez çalışmasında yukarıda ifade edilen iki örnekte kullanılan bindirme bağlantısı ayrı

ayrı ANSYS programında modellenmiş ve titreşim analizi yapılarak bindirme bağlantısının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. ANSYS çözümleri diğer çözümlerle oldukça uyumlu olduğu verilen tablolarda ve grafiklerde görülmektedir. Bu bağlamda daha farklı geometri ve malzeme özelliklerine sahip tek bindirmeli yapıştırma bağlantılarının dinamik davranışını incelenmek için SEA programı ANSYS yazılımı kullanılabilmekte ve ANSYS yazılımından elde edilen sonuçların güvenilir sonuçlar olduğu anlaşılmaktadır.

Bu tez çalışmasında ilk önce basit bindirmeli yapıştırıcı ile birleştirilmiş bağlantıların serbest titreşim analizleri değişik mesnet koşullarında incelenmiş ve SEA programı ANSYS'de farklı mesnet durumları için bindirme bağlantısının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Bu incelemede tek bindirmeli yapıştırma bağlantısındaki yapıştırılan kirişler alüminyum olarak seçilmiş yapıştırıcı olarak Araldite 2015 yapıştırıcısının malzeme özellikleri kullanılmıştır.

Tez çalışmasında incelenen bir başka konu, yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bağlantıların serbest titreşimleri üzerinde yapısal yapıştırıcıların malzeme özelliklerinin etkisini sayısal olarak araştırmaktır. Göz önüne alınan yapısal yapıştırıcıların özelliklerinin tanım aralığı; kauçuklar, elastomerler, epoksiler ve seramik yapıştırıcılar gibi değişik tipteki yapısal yapıştırıcıların mekanik özelliklerini kapsamaktadır. Bu incelemede de SEA programı ANSYS kullanılmıştır. Bir parametrik analiz yardımıyla, yapıştırıcıyla birleştirilmiş tek bindirmeli bağlantıların doğal frekansları, doğal frekans oranları ve mod şekilleri üzerinde yapısal yapıştırıcıların Elastisite modülünün ve Poisson oranının etkileri açıklanmaya çalışılmıştır.

Son olarak tez çalışmasında hibrit yapıştırma bağlantılarının dinamik davranışı incelenmiştir. Hibrit yapıştırırmalı bağlantılarda, yapıştırma bölgesinde en az iki farklı özellikte yapıştırıcı kullanılır. Tekil yapıştırıcı durumunda ise yapıştırma bölgesi boyunca sadece rijit veya sünek özellikteki yapıştırıcı kullanılmaktadır. Genel hibrit yapıştırma bağlantısı uygulamasında yapıştırma bölgesinin ortasında rijit yapıştırıcı, kenarlarda ise sünek yapıştırıcının yer alması şeklindedir. Yapıştırma bölgesinin ortasında yer alan rijit yapıştırıcının elastisite modülü kenarlardaki sünek yapıştırıcıya göre yüksek fakat şekil değiştirme özelliği

düşüktür. Yapıştırma bölgesinde birden fazla yapıştırıcı kullanılarak oluşturulan hibrit yapıştırma bağlantısının ANSYS programı kullanılarak doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Hibrit model incelenmeden önce tekil yapıştırıcı durumu yüksek elastisite modülüne sahip rijit bir yapıştırıcı ve sünek bir yapıştırıcı kullanılarak yapıştırıcı ile birleştirilmiş bağlantının doğal frekansları ve mod şekilleri incelenmiştir. Daha sonra rijit ve sünek yapıştırıcılar birlikte kullanılarak hibrit yapıştırma bağlantısı oluşturulmuş ve hibrit bağlantının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur.

Bu tezin amacı tek bindirmeli yapıştırma bağlantısının dinamik davranışlarını farklı durumlar altında inceleyerek doğal frekansların nasıl değiştiğini araştırmaktır. Yapıştırma bağlantısının doğal frekansları hangi durumlarda değiştiği farklı mesnetleme durumlarının veya yapıştırıcı özelliklerindeki değişimlerin doğal frekanslar üzerine olan etkisi incelenmiştir. Tek bindirmeli yapıştırma bağlantısında tekil yapıştırıcı kullanılması veya hibrit yapıştırma durumunda birleştirme bağlantısının doğal frekanslarındaki değişimler de incelenmiştir.

1.3 Hipotez

Ardışık olarak tekrarlanan zorlayıcı yüklemeler şeklinde olmayıp, başlangıçta sisteme verilen çok kısa süreli bir uyarıcı dış yükün etkisi altında kalan ve serbest titreşimler yapmasına müsaade edilen bir mühendislik sistemi "tercihli" bir özel frekans sistemine ulaşmaya ve "tercihli" bir özel geometrik şekli sürdürmeye eğilim göstermektedir. Bu frekanslar sistemin "doğal frekansları", sistemin bu frekanslara karşılık gelen şekilleri de "mod şekilleri" olarak adlandırılmaktadır. Titreşim yapan herhangi bir sistemin rastgele hareketleri onun doğal frekansları ve mod şekilleri cinsinden ifade edilebilir. Modal analizin amacı öncelikle dinamik bir sistemin doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirlemektir. Bu frekanslar ve modlar bir kere belirlendikten sonra, onlar sistemlerin dinamik yapılarının anlaşılmasında aynı zamanda tasarımında ve kontrolünde de kullanılabilir. Günümüzde mühendislik yapılarının hasar ve çatlak tespiti belirlemelerinde özellikle titreşim analizlerinin kullanıldığı bilinmektedir. Deneysel metotlar uzun

zaman alan, masraflı ve detaylı ekipman gerektiren yöntemlerdir. Analitik çözümler için kullanılan matematiksel modeller genellikle kısmi diferansiyel denklem takımlarının adi diferansiyel denklemlere dönüştürülmesini, bu diferansiyel denklemlerinde uygun sınır koşullarını kullanarak cebirsel denklem takımlarına dönüştürülmesini ve çoğunlukla sonuçta yine sayısal metotları kullanarak çözüme gitmeyi gerektiren karmaşık yapılardır.

Günümüzde sonlu eleman modellerini kullanan çok sayıda ticari yazılım yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu paket programlardan biri de ANSYS programı olup hem akademik çevrelerde hem de endüstriyel alanda kabul gören çözümler üretmektedir. Program dinamik ve lineer olmayan analizler içinde oldukça sağlıklı sonuçlar üretmekte olup ayrıca kullanıcıların kendi amaçlarına hizmet ettirebilecekleri "makro" kodlar yazmaya da açık bir programdır.

Bu çalışmada daha önce deneysel metotlarla yapılan çözümlerin kıyaslandığı farklı yazılım programı kullanarak ya da analitik olarak çözülmüş dinamik problemler ANSYS programı kullanarak yeniden çözdürülmüş ve tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Yazılım programları uygulama da çalışan mühendisler açısından oldukça verimli bir çözüm aracı olarak değerlendirilebileceği gibi akademik çalışmalar için de önemli bir karşılaştırma aracı olarak kullanılabilir. Modal analizin yanı sıra ele alınan modellerin harmonik ve transient (çok adımlı ve zamana bağlı) analizlerinin de kolaylıkla yapılabileceği görülmüştür.

2.1 Yapıştırıcı ve Yapışma

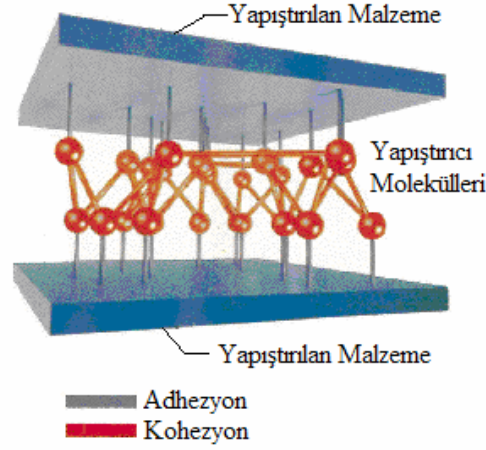
Yapıştırıcı, bir yapıştırma işlemi ile kalıcı olarak birleştirmek için malzemelerin yüzeyine uygulanan, malzemeleri birlikte tutan ve ayrılmaya karşı direnç gösteren polimerik bir madde olarak tanımlanabilir [1].

Yapışma, birbirine benzemeyen iki cismin çok yakın arayüzey temasıyla birlikte tutulduğu, mekanik kuvvetin veya ışın arayüzey boyunca transfer edilebildiği durumu belirtir. İki bölgeyi bir arada tutan arayüzey kuvvetleri, van der Waals kuvvetlerinden, kimyasal bağlardan veya elektrostatik çekimden kaynaklanabilir. Sistemin mekanik gücü sadece arayüzey kuvvetleri tarafından değil, arayüzey bölgesinin mekanik özellikleri ve yapıştırılan malzemeler tarafından da belirlenir [37].

Yapışma işlemi, yapıştırıcının kendi içinde ve yapıştırıcı ile yapıştırılan malzeme arasında meydana gelen fiziksel ve kimyasal olaylar sonucunda gerçekleşir. Bu olaylar adhezyon ve kohezyon olaylarıdır [38].

Adhezyon: Yapıştırıcı ve yapıştırılan yüzey arasında meydana gelir. İki yüzeyin arayüzey kuvvetleri (valans kuvvetleri) tarafından bir arada tutulması olayıdır [38].

Kohezyon: Bu olay yapıştırıcının kendi içerisinde meydana gelir. Yapıştırıcıyı meydana getiren kütle bileşenlerinin kimyasal (monomerler arasındaki bağ kuvvetleri) ve fiziksel kuvvetler (Van der Waals kuvvetleri) tarafından bir arada tutulması olayıdır. Bu olay yapıştırıcının polimerisasyon aşamasında meydana gelir. Adhezyon ve kohezyon olayları Şekil 2.1'de şematik olarak gösterilmiştir [38].



Şekil 2.1 Adhezyon ve kohezyon olayları [39]

2.2 Yapışma Mekanizması Teorileri (Adhezyon Teorileri)

Yapısal mühendislik tasarımlarının temeli, bir yükleme durumunda sistem üzerindeki yüklerin tanımlayabilmek ve meydana gelecek gerilmeleri önceden hesaplayabilmektir. Sistem üzerindeki yükleme çoğunlukla bir fonksiyonla tanımlanır. Mühendis bir mühendislik sistemi tasarlarken en iyi malzemeyi ve tasarım tekniğini kullanarak en kullanışlı ve maliyet bakımından en uygun çözüme ulaşmalıdır [40].

Günümüze kadar yapışma mekanizmalarını açıklamak için bilim insanları kırka yakın teori ileri sürmüşlerdir. Burada bu teorilerden en kapsamlı altı teori incelenecektir.

Literatürde adı geçen belli başlı adhezyon teorileri şunlardır.

1. Mekanik kilitlenme teorisi
2. Difüzyon teorisi
3. Adsorpsiyon teorisi (Yüzeye tutunma teorisi)
4. Elektrostatik teori
5. Kimyasal yapışma teorisi
6. Zayıf sınır tabaka teorisi

Bu teoriler; moleküler, mikroskobik ve makroskobik düzeylerdeki fikirleri ele almışlardır. Yapışma mekanizmasının bütün yönlerini ve özelliklerini anlamak için bu teoriler birlikte kullanılmalıdır [41].

2.2.1 Mekanik Kilitlenme Teorisi

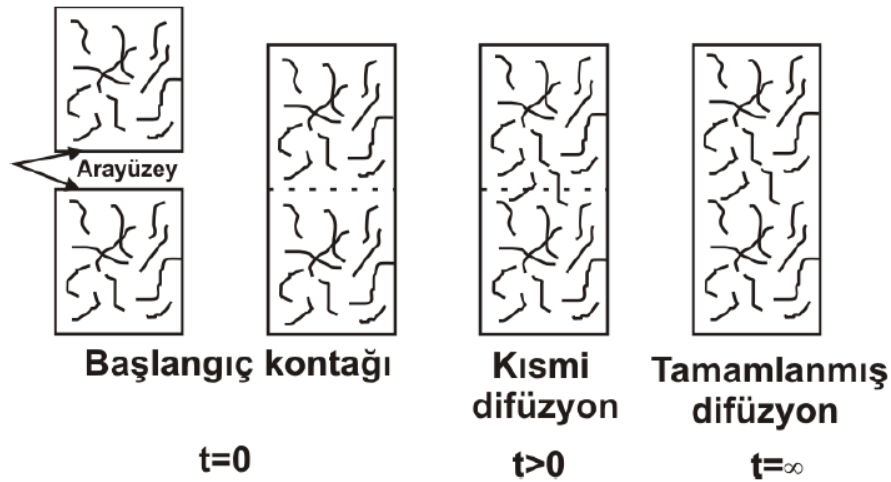
Mekanik kilitlenme teorisi, moleküler düzeyde bir yapışma mekanizmasını tanımlamaz. Teoriye göre adhezyonun oluşması için boşluklu ve dengesiz yüzey yapısına sahip malzemenin üzerinde yapıştırıcı yayılarak, mikro boşlukları kaplaması gerekir. Kullanılan yapıştırıcının bu bozuk yüzeyler üzerinde kürleşerek donar ve yapıştırılan malzemeler mekanik olarak birbirlerine birleşir. Mekanik kilitlenme teorisi için yapıştırılan malzemelerin yüzey özellikleri önemlidir. Yapıştırılan malzemenin pürüzlü yüzeyi üzerindeki çukurlar ve tepeler, yapıştırma alanını ve kimyasal bağ sayısını çoğaltarak mekanik kilitlenmeyi oluşturur (Şekil 2.2). Fakat pürüzlü yüzey üzerindeki tepelerin fazla yüksek olması veya çukurların aşırı derin olması, yapışma olayı esnasında havanın ara yüzeyde sıkışarak gerilme yoğunluğu oluşmasına neden olur. Bu durum adhezyonu olumsuz etkiler [42], [43], [44], [45].



Şekil 2.2 Mekanik kilitlenme olayı [46]

2.2.2 Difüzyon Teorisi

Difüzyon teorisi aslında mekanik kilitlenme teorisine benzemektedir. Ancak difüzyon teorisi moleküler düzeydedir. Adhezyon, yapıştırıcı ve yapıştırılan malzeme içerisindeki moleküllerin yayılımının oluşturduğu difüzyon mekanizması ile meydana gelir (Şekil 2.3). Difüzyon teorisi, yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin polimerik yapıda olmasıyla alakalıdır ve bu polimer malzemelerin birbirleri içine difüze olması ile yapışma olayının oluşacağını ifade eder [47], [48].



Şekil 2.3 Difüzyon mekanizması [46]

2.2.3 Zayıf Sınır Tabaka Teorisi

Temiz yüzeyler daha iyi yapışma dayanımı sağlar. Yapıştırılan malzemenin üstündeki toz, yağ ve gres gibi istenmeyen maddeler koheziv olarak zayıf sınır tabakayı meydana getirirler. Teoriye göre, yapıştırma bağlantısından istenen dayanımı elde etmek için yapıştırma yüzeyinden zayıf sınır tabakasının uzaklaştırılması gerekmektedir. Zayıf sınır tabakanın yapıştırılan yüzey üzerinden kaldırılması için yapıştırılacak yüzeye, en uygun yüzey hazırlama işlemleri uygulanmalıdır [47], [49].

2.2.4 Kimyasal Yapışma Teorisi

Adhezyon, yapışma ara yüzeyinde oluşan kimyasal reaksiyonlarla açıklanır. Bu kimyasal reaksiyonlar; iyonik bağlar, kovalent bağlar, hidrojen bağları, Lewis asit-

baz etkileşimleri veya van der Waals kuvvetlerinin etkisiyle ortaya çıkar. Kimyasal bağlar, fiziksel bağlara dayanım bakımından üstündür ve yapışmanın olduğu ara yüz bölgesindeki kimyasal bağlar yapışmada önemli rol oynar [50], [51].

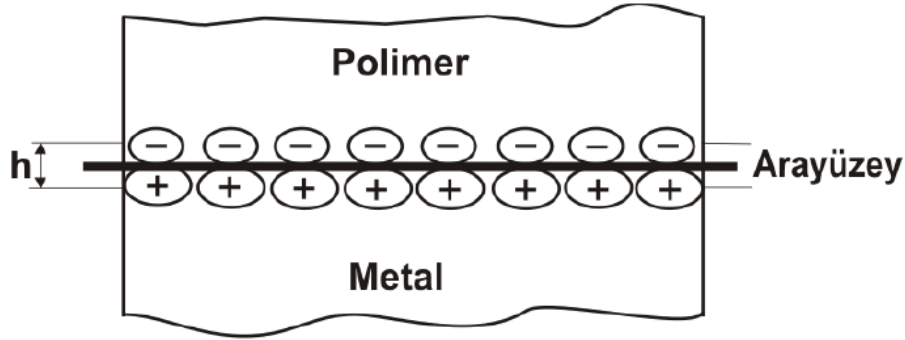
Yüzeye tutunma enerjisini oluşturan iyonik, kovalent, hidrojen bağları ve Lewis asit-baz etkileşimlerinin van der Waals kuvvetlerine kıyasla daha fazla enerjiye sahip oldukları Çizelge 2.1 de görülmektedir [43].

Tablo 2.1 Kimyasal bağların enerji miktarları ve van der Waals etkileşimleri [52]

	Etkileşim Şekli	Enerji (kJmol ⁻¹)
İyonik Bağ	Na ⁺ Cl ⁻	503
	Al ³⁺ O ²⁻	4290
	Tl ⁴⁺ O ²⁻	5340
Kovalent Bağ	C-C	368
	C-O	377
	Si-O	368
	C-N	291
Hidrojen Bağı	-OH-----O=C- (asetik asit)	30±2
	-OH-----OH (methanol)	30±6
	-OH-----N	35±2
	F-----HF	163±4
	F-----HOH	96±4
Lewis Asit-Baz	BF ₃ + C ₂ H ₅ O C ₂ H ₅	64
	C ₆ H ₅ OH + NH ₃	33
	SO ₂ + N(C ₂ H ₅) ₃	43
van der Waals Kuvvetleri	dipol-dipol	≥2
	dipole-induced dipole	0.05
	dispersiyon	≥2

2.2.5 Elektrostatik Teori

Yapıştırıcı ile yapıştırılan malzeme arasındaki adhezyonu elektrostatik teori, farklı özelliklere sahip malzemelerin yapışması halinde, elektriksel çift katmanı meydana getiren levhalı kondensatör olarak açıklar. Farklı özelliklerdeki polimer ve metal malzemelerin arasında meydana gelen elektriksel çift katmanı Şekil 2.4'de verilmiştir. Elektronlar, elektriksel çift katmanında eşit olarak paylaşılır [49].

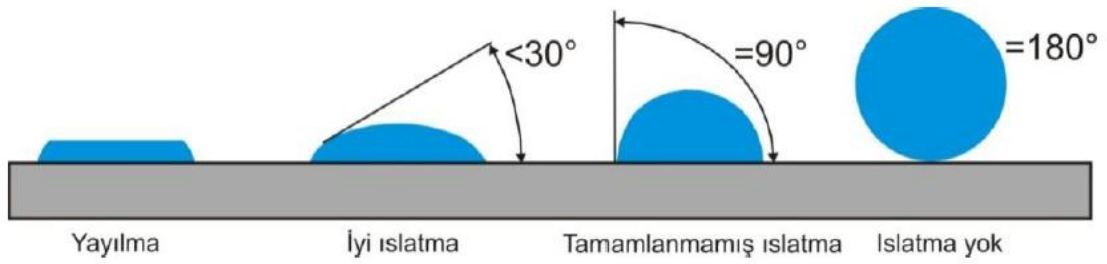


Şekil 2.4 Polimer ve metal malzemeler arasındaki elektriksel çift katmanı [49]

2.2.6 Adsorpsiyon Teorisi (Yüzeye Tutunma Teorisi)

Adsorpsiyon teorisi yapıştırıcı biliminde halen en çok kabul edilen ve uygulanabilirliği olan bir teoridir. Adsorpsiyon teorisine göre adhezyon, yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemenin düzgün bir moleküler teması meydana gelen yüzey kuvvetlerine bağlı olarak oluşur. Yapıştırıcı moleküllerinin yapıştırılan malzeme yüzeyine yapışarak çekim kuvveti oluşturmasıyla adhezyon kuvveti meydana gelir. Bu adhezyon kuvvetleri ikincil kuvvetler olan van der Waals kuvvetleridir. Van der Waals kuvvetlerinin meydana gelmesi için yapıştırıcı ile yapıştırılan malzemeler arasındaki mesafenin 5 angström'den fazla olmaması gerekir [43].

Meydana gelen adhezyon kuvvetlerinin büyüklüğü yapıştırılan malzemenin ve yapıştırıcının serbest yüzey enerjisi olan termodinamik özelliklerine göre değişir. Birleşmenin oluşabilmesi için sıvı-katı temas adımının geçilmesi gerekir. Yüzeyde iyi bir kohezyonun olması, iyi bir ıslatmayı gerektirir. (Şekil 2.5)



Şekil 2.5 Yüzeyin ıslatılması [52]

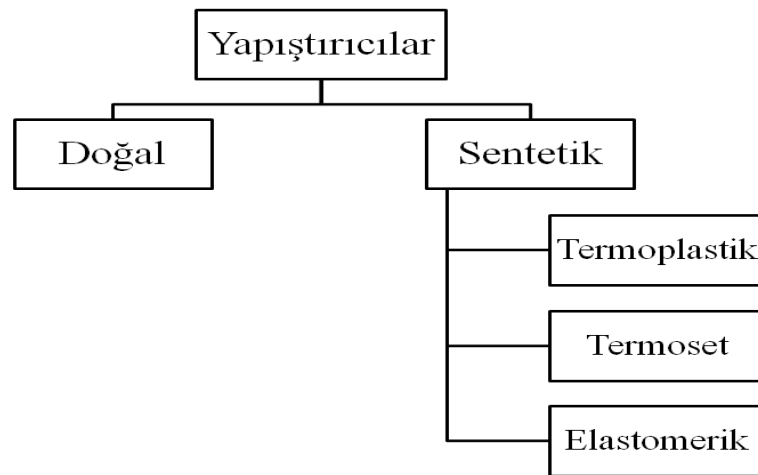
2.3 Yapıştırıcıların Sınıflandırılması

Yapıştırıcılar, doğal kaynaklardan üretilen doğal yapıştırıcılar ve bazik hidrokarbonlardan sentezlenen sentetik yapıştırıcılar olmak üzere ikiye ayrılır.

2.3.1 Doğal Yapıştırıcılar

Bu terim; bitki ve hayvan bazlı yapıştırıcılar ve doğal gamlar için kullanılır. Bunlar kazein, albümin, kan, hayvan derisi, kemik, balık, nişasta, reçine, şellak, asfalt, kitosan gibi organik yapıştırıcılar ve sodyum silikat gibi inorganik yapıştırıcılardır.

İnorganik yapıştırıcılar dışında yapıştırıcıların kullanımları çoğunlukla kağıt, karton, folyo ve ince ahşapla sınırlıdır. Doğal yapıştırıcılar ucuzdur, uygulaması kolaydır ve uzun bir raf ömrüne sahiptir. Bu yapıştırıcılar çabuk yapışır, ancak düşük mukavemet özelliklerine sahiptir. Çoğu suda çözünür ve çözücü olarak su kullanır. Sıvı veya suyla karıştırılmak üzere kuru toz halinde tedarik edilirler [53].



Şekil 2.6 Yapıştırıcıların sınıflandırılması [54]

2.3.2 Sentetik Yapıştırıcılar

Bu terim genellikle doğal yapıştırıcılar dışındaki tüm yapıştırıcılar yani elastomerik, termoplastik, termoset ve alaşımlar için kullanılır. Tüm yapısal yapıştırıcılar sentetiktir.

- **Termoset Yapıştırıcılar**

Bunlar sertleştikten sonra ısıtılamayan ve eritemeyen malzemelerdir. Sertleşme, yapıştırıcının tipine bağlı olarak oda sıcaklığında veya yüksek bir sıcaklıkta kimyasal reaksiyonlarla gerçekleşir. Bazı termoset yapıştırıcılar önemli bir basınç gerektirirken, diğerleri sadece temas basıncı gerektirir. Bu yapıştırıcılar genellikle çözücü içermeyen sıvılar, macunlar ve katı halde bulunur. Termoset yapıştırıcılara; Siyanoakrilatlar epoksi, polyester, poliimid, üre-formaldehit, polibenzimidazol, melamin-formaldehit, akrilik, rezorsinol, akrilik asit diester, resorsinol-fenol-formaldehid örnek verilebilir [54].

- **Termoplastik Yapıştırıcılar**

Bu malzemeler sertleşme sırasında çapraz bağ yapmazlar ve özelliklerinde önemli bir değişiklik olmadan eritilebilirler. Eriyik halinden soğuyarak sertleşen veya bir çözücü veya suyun buharlaştırılmasıyla sertleşen tek bileşenli sistemlerdir. Ahşap tutkalları neredeyse her evde bulunan termoplastik emülsiyonlardır. Bazı uygulamalarda 90°C'ye kadar kullanılabilmesine rağmen, termoplastik yapıştırıcıların normalde 66°C'nin üzerindeki uygulamalarda kullanılması tavsiye edilmez. Bu malzemeler zayıf sünme direncine ve soyulma dayanımına sahiptir. Çoğunlukla gerdirilmiş birleşme yerlerinde ve kapaklı, bindirmeli ve eklemeli tasarımlarda kullanılırlar. Termoplastik yapıştırıcılara; selüloz asetat, polivinil asetaller, selüloz asetat butirat, polivinil alkol, selüloz nitrat, poliamid, polivinil asetat akrilik, polivinil klorür, fenoksi, poliviniliden klorür örnek verilebilir [55].

- **Elastomerik Yapıştırıcılar**

Bu malzemeler sentetik veya doğal olarak oluşan polimerlere dayanmaktadır. Üstün tokluğa ve uzamaya sahiptirler. Elastomerik yapıştırıcılar, organik çözücülerde solüsyonlar, lateks yapıştırıcılar, dispersiyonlar, basınca duyarlı bantlar ve tek veya çok parçalı solvent içermeyen sıvılar veya macunlarda

çözeltiler halinde bulunabilir. Sertleşme, yapıştırıcının şekline ve türüne bağlı olarak değişir. Bu yapıştırıcılar çok çeşitli uygulamalar için formüle edilebilir, ancak bunlar genellikle yüksek derecede esneklik ve üstün soyma mukavemeti için kullanılırlar. Elastomerik yapıştırıcılara; doğal kauçuk, stiren-bütadien kauçuk, geri kazanılmış kauçuk, poliüretan, bütül kauçuk, polisülfid, poliizobütülen silikon, nitril kauçuk, neopren örnek olarak verilebilir [53], [55].

- **Yapışkan Alaşımlar**

Termoset, termoplastik veya elastomerik gruplardan seçilen iki farklı kimyasal grubun reçinelerinin birleştirilmesi bu yapıştırıcıları oluşturur. Yüksek mukavemeti için seçilen termoset reçine, ikinci reçine ile plastikleştirilerek alaşımı daha sert, daha esnek ve darbelere karşı daha dirençli hale getirir. Yapışkan alaşımlar, her bir bileşenin en önemli özelliklerinden yararlanır [53], [55].

2.4 Yapıştırıcıların Kullanım Alanları

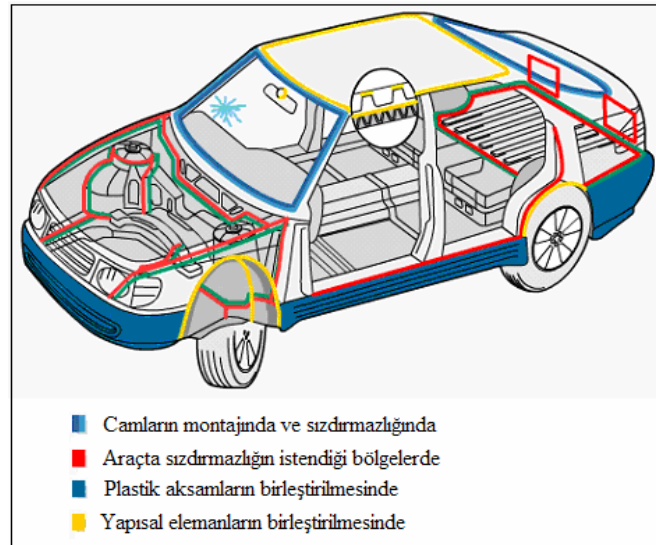
Endüstriyel piyasada alış-satışı yapılan birçok ürün, uygun birleştirme yöntemleri kullanılarak birden fazla parçanın bir araya getirilmesi ile elde edilir. Parçaların birleştirilmesinde birçok metot kullanılmaktadır. Tercih edilen metotların, ürünün güvenliğini ve ömrünü arttırması önemlidir.

Yapıştırıcıların özelliklerindeki önemli gelişmeler sayesinde kompozitlerin, metallerin ve birçok malzemenin yapıştırılmasında büyük ilerlemeler sağlanmıştır. Yapıştırıcılar, kaynak veya diğer metotlarla birleştirilmeleri mümkün olmayan iki farklı metalin birleştirilmesinde, metal-kompozit birleştirmelerde, bir makine elemanındaki cıvataların çözülmeye karşı emniyete alınmasında, otomotiv endüstrisinde rijitliği arttırmada, uzay ve uçak sanayisinde hafifliği sağlamada ve daha birçok farklı alanlarda ve görevlerde yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar [38].



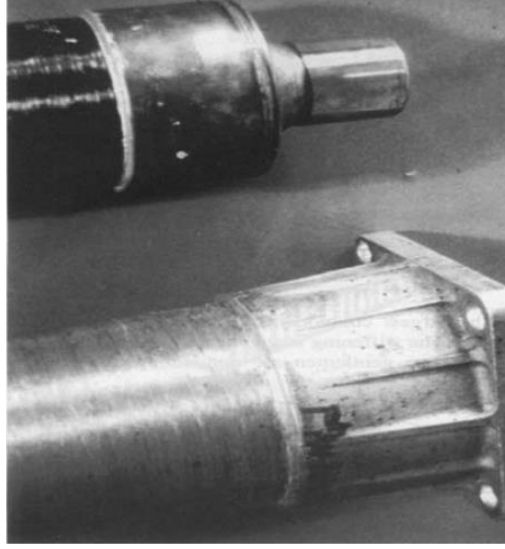
Şekil 2.7 Cıvataların çözülmeye karşı yapıştırıcı ile emniyete alınması [39]

Otomotiv sanayisinde de yapıştırıcıların geniş bir kullanım alanı vardır. Yapıştırıcılar; rulmanlı yatakların montajlanmasında, mil göbek bağlantılarının emniyetli hale getirilmesinde kullanılmakla beraber motor bloğunun kapak sızdırmazlıklarının sağlanmasında sıvı conta olarak ve kapı panellerinin oluşturulmasında kullanılmaktadırlar. Otomobil üretiminde kullanılan birçok cam, plastik ve metal parçaların birleştirilmesinde yapıştırıcılar kullanılmaktadır [38].



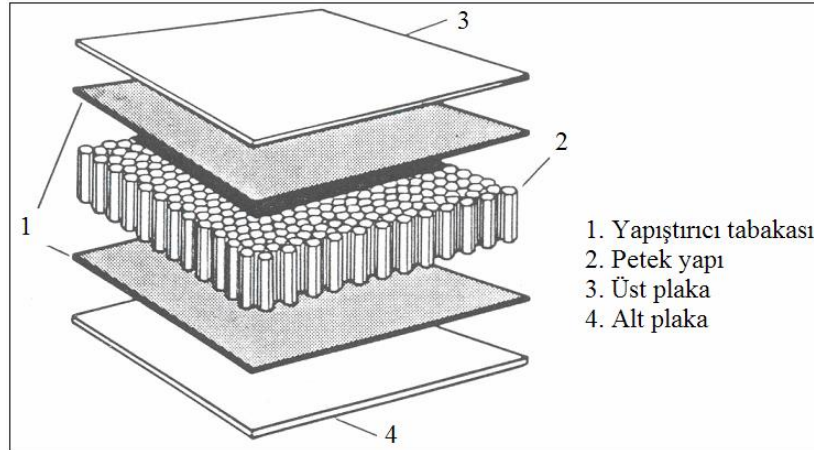
Şekil 2.8 Otomobilde yapıştırıcıların kullanıldığı alanlar [38]

Yarış arabalarında, konstrüksiyonun hafif olması istendiği için çoğu parça yapıştırıcılarla birleştirilmektedir. Peugeot yarış arabalarında kullanılan tahrik milinin bir kısmı kompozit malzemeden, uç kısmı ise metal malzemeden yapılmış ve bu iki parça yapıştırıcı kullanılarak birleştirilmişlerdir [38].



Şekil 2.9 Peugeot yarış arabasının tahrik milinde yapıştırıcı kullanımı [56]

Günümüzde yapıştırıcılardan yararlanılan bir başka alan uzay ve uçak sanayisidir. Şekil 2.10'da uçakların gövdelerinde ve kanatlarında yapıştırıcı kullanılarak üretilen sandviç şekil verilmiştir. Bu şekilde genellikle alüminyum alaşım seçilen alt ve üst kısımdaki plakalar ile aradaki petek tipi yapılar yapıştırıcı kullanılarak birleştirilmişlerdir [46].

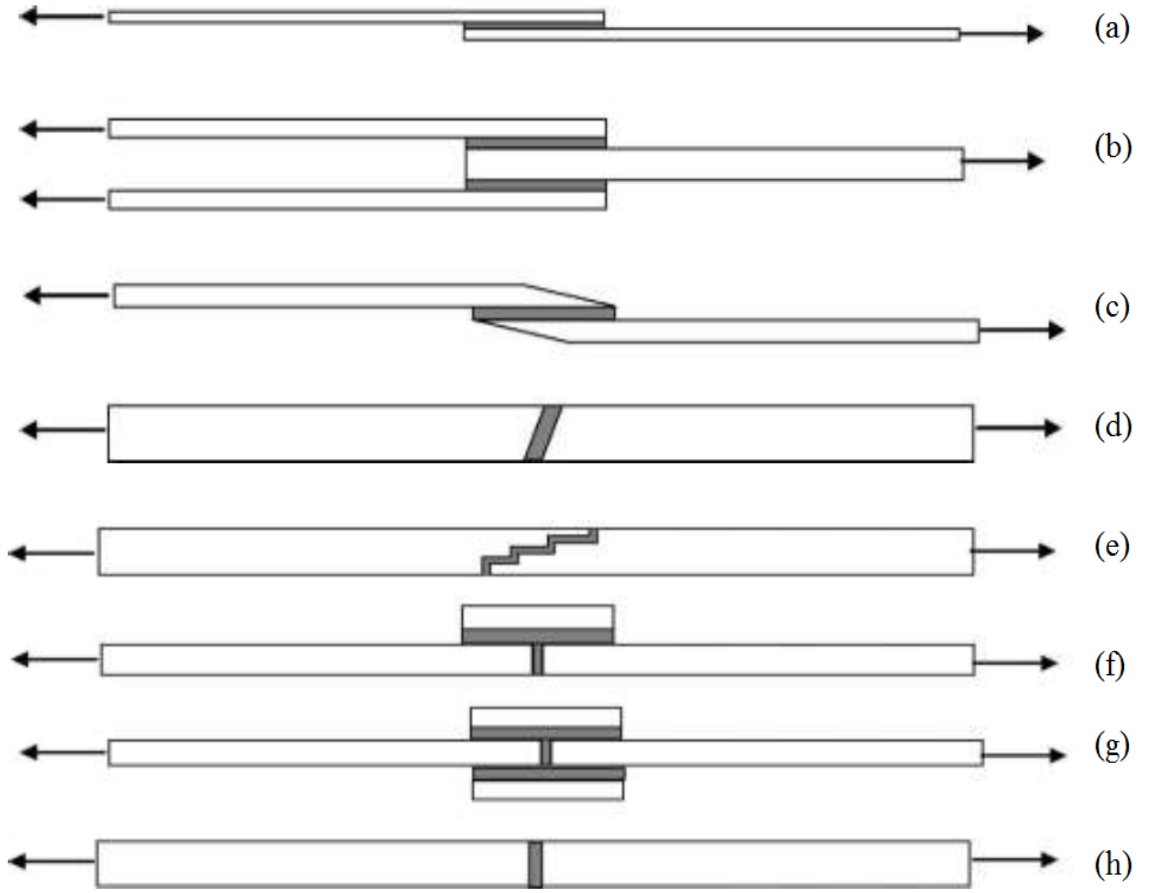


Şekil 2.10 Uçak konstrüksiyonlarındaki sandviç panellerde yapıştırıcı kullanımı [57]

Yüksek güvenliğe ve hafifliğe sahip olması istenen uçak gövdelerinde ve kanatlarında önemli oranlarda yapıştırıcılar kullanılmaktadır.

2.5 Yapıştırma Bağlantıları

Yapıştırırmalı bağlantı tasarımının temel amacı, yapıştırılan malzemeler arasında yükün emniyetli bir şekilde iletilmesini sağlamaktır. Emniyetli ve yüksek verimli bir yapıştırırmalı bağlantının tasarlanması için yapıştırıcı uzunluğu boyunca gerilme bileşenlerinin türü ve davranışı ile bağlantı hazırlama metotlarının ayrıntılı bir şekilde bilinmesi gerekmektedir [46].



Şekil 2.11 Bazı yapıştırma bağlantı tipleri (a) tek tesirli bağlantı, (b) çift tesirli bağlantı, (c) boyun bağlantı, (d) açılı bağlantı, (e) teraslama, (f) tek takviyeli bağlantı, (g) çift takviyeli bağlantı, (h) alın bağlantı [40]

2.5.1 Yapıştırma Bağlantılarının Avantajları

- Bağlanılacak malzemede delik, çentik vb. olmadığı için gerilme yığılması olmaz ve homojen gerilme dağılımı elde edilir.
- Gerilmeler her noktada yaklaşık olarak aynı olduğundan, sürekli mukavemette yorulma hasarı düşüktür.
- Yapılarda hafiflik sağlar.
- Bağlama ve sızdırmazlık beraber sağlanabilir.
- Metal malzemeler arasındaki boşluklar kolayca doldurulduğundan korozyon riski azdır.
- Klasik birleştirme elemanlarına göre uygulanması kolay ve ucuz olabilir.
- Karmaşık geometriye sahip çok ince veya kalın parçalara aynı kolaylıkla uygulanabilir.
- Sistemin rijitliğini artırır ve ses yalıtımı sağlar.
- Hemen hemen her malzeme yapıştırıcılar ile farklı özellikteki bir malzemeye yapıştırılabilir.
- Isı transferi ve elektrik iletimine karşı iyi bir yalıtım özelliği gösterir.
- Titreşime karşı sönümleyici davranış gösterir.
- Yapıştırma bağlantıları ısıl bir işlem içermediği için yapıştırılan parçalarda artık gerilmeler olmaz.
- Mukavemet/ağırlık oranı son derece uygundur [46], [49], [52], [59].

2.5.2 Yapıştırma Bağlantılarının Dezavantajları

- Bağlanılacak malzemede delik, çentik vb. olmadığı için gerilme yığılması olmaz ve homojen gerilme dağılımı elde edilir.
- Gerilmeler her noktada yaklaşık olarak aynı olduğundan, sürekli mukavemette yorulma hasarı düşüktür.
- Yapılarda hafiflik sağlar.
- Bağlama ve sızdırmazlık beraber sağlanabilir.
- Metal malzemeler arasındaki boşluklar kolayca doldurulduğundan korozyon riski azdır.

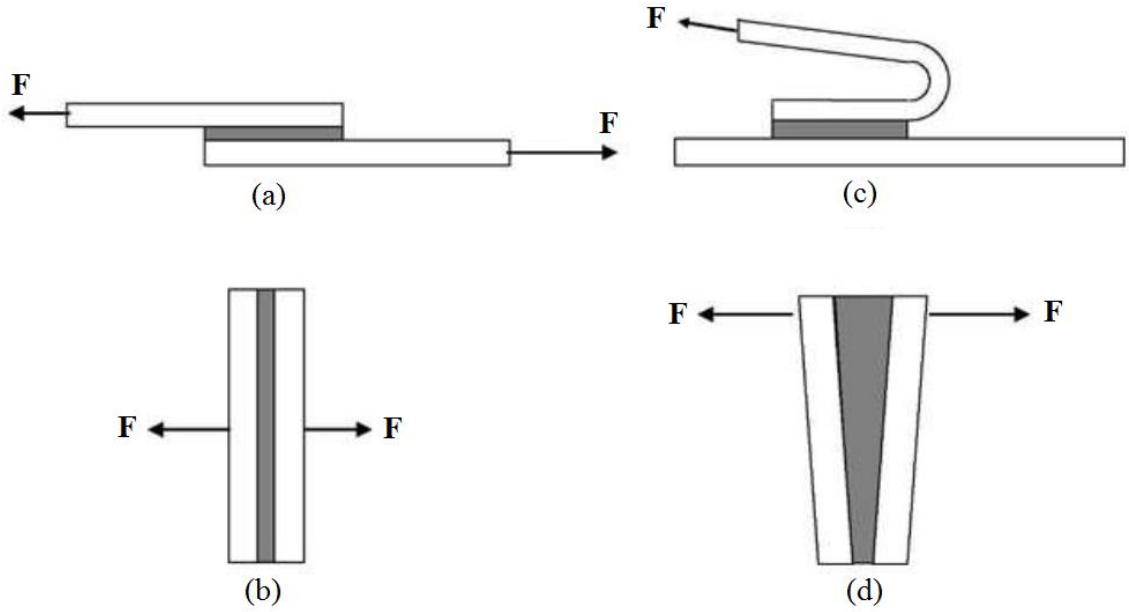
- Klasik birleştirme elemanlarına göre uygulanması kolay ve ucuz olabilir.
- Karmaşık geometriye sahip çok ince veya kalın parçalara aynı kolaylıkla uygulanabilir.
- Sistemin rijitliğini artırır ve ses yalıtımı sağlar.
- Hemen hemen her malzeme yapıştırıcılar ile farklı özellikteki bir malzemeye yapıştırılabilir.
- Isı transferi ve elektrik iletimine karşı iyi bir yalıtım özelliği gösterir.
- Titreşime karşı sönümleyici davranış gösterir.
- Yapıştırma bağlantıları ısı bir işlem içermediği için yapıştırılan parçalarda artık gerilmeler olmaz.
- Mukavemet/ağırlık oranı son derece uygundur [46], [49], [52], [59].

2.6 Yapıştırma Bağlantılarında Oluşan Gerilmeler

Yapıştırma bağlantılarında başlıca dört gerilme türü etkili olur. Bunlar; kayma, soyulma, çekme ve yarıma gerilmeleridir. Basit bindirmeli bağlantılarda, yapıştırma çizgisi boyunca soyulma ve kayma gerilmeleri beraber oluşur.

2.6.1 Kayma Gerilmesi

Kayma gerilmesi, bağlantı düzlemine paralel yükleme durumunda oluşur ve yapıştırılan alanın tamamına düzgün şekilde etki eder. Bu tip yüklemede yapışma bölgesinin tamamı tesir altında kalır. Bu durum yapıştırma bağlantısının ömrünü arttırarak ekonomiklik sağlar. (Yapıştırmalı bağlantıların kaymada dayanımı yüksektir.) Yapıştırma bağlantılarında, hasarın kayma gerilmesine bağlı olarak oluşması istenir ve yapıştırma bağlantıları üzerlerine gelen yükü, kayma yükü olarak iletebilecek şekilde tasarlanmalıdır. Yapıştırmalı metal malzemelerin kayma yükü etkisindeki dayanımı(mukavemeti) ASTM D1002-10 standartına göre belirlenir [46], [48], [60].



Şekil 2.12 Gerilme türleri; (a) Kayma, (b) Çekme, (c) Soyulma, (d) Yarılma [48]

2.6.2 Çekme Gerilmesi

Çekme gerilmesi, yapıştırıcı tabakasına dik yükleme durumunda meydana gelir. Oluşan çekme gerilmesi, yapışma yüzey alanına eşit şekilde yayılmaktadır. Fakat yapıştırma bağlantısına yalnız çekme gerilmesinin tesir ettiğini söylemek her zaman mümkün değildir. Kuvvetler eksenden kaçık bir şekilde yapıştırma bağlantısına uygulanıyor ise o zaman yapışma yüzeyine çekme gerilmesinin eşit dağılma avantajı yok olacak ve bağlantının bozulma olasılığı artacaktır. Bir diğer dikkat edilmesi gereken konu da bağlantıdaki yapıştırılan malzemelerin yeterince kalın olması gerektiğidir. Yapıştırma bağlantısına uygulanan yükler sonucunda bağlantıda önemli oranda eğilme oluşmamalıdır. Oluştugu takdirde yapışma alanına çekme gerilmesinin dağılımı eşit olmayacaktır [48], [61].

2.6.3 Soyulma Gerilmesi

Soyulma gerilmesinin oluşması için yapıştırılan malzemelerden biri veya her ikisi elastik özellikte olmalıdır. Bu tip yüklemelerde yapıştırıcı ile yapıştırılan malzeme arasında çok yüksek bir gerilme oluşmaktadır. Yapıştırma alanı genişletilmediği veya dışardan uygulanan yük düşürülmediği sürece yapıştırma bağlantısı çabuk bozulacaktır. Bu tip yüklemelerden genellikle kaçınılmalıdır [48].

Soyulma gerilmesi altındaki bağlantıların dayanımı ASTM D903-98 standartına göre belirlenir [62].

2.6.4 Yarılma Gerilmesi

Soyulma ve yarılma gerilmeleri, yükün uygulandığı yer itibari ile benzerlik gösterirler. Yarılma gerilmesi, esas olarak yapıştırma eksenine dik şekilde etki eden kuvvetlendirilmiş çekme gerilmeleridir. Yapıştırma bağlantılarının yarılma gerilmelerine karşı dayanımı düşüktür. Yarılma gerilmelerinin etkili olduğu yapıştırmalı bağlantılarda, yapıştırma bölgesi artırılarak bağlantının dayanımı artırılabilir fakat bu durumda yapıştırıcı miktarı artacağı için bağlantının maliyeti artacaktır. Yarılma gerilmesi, her ikisi de rijit olan parçaların birleştirildiği bağlantılarda oluşur ve bu bağlantıların dayanımı ASTM D1062-08 standartına göre belirlenir [47], [63], [64].

2.7 Tek Bindirmeli Yapıştırma Bağlantıları İçin Analitik Çözümler

Son zamanlarda özellikle mekanik ve elektriksel cihazlarda, düşük ağırlığın önemli olduğu yerlerde, yapıştırıcı ile bağlanmış birleştirmelerin kullanımı oldukça artmıştır. Yapıştırıcı ile bağlanmış yapıların bir diğer avantajı farklı özellikteki malzemelerin bir arada kullanılmasına imkan tanımasıdır. Yapıştırıcı ile bağlanmış yapılar diğer bağlama teknikleri ile karşılaştırıldığında daha düşük seviyede gerilme konsantrasyonlarına sebep olurlar. Ancak, bir çok mühendislik uygulamasında bu tür yapılar genellikle tekrarlanan dinamik yüklerin etkisi altında çalışmak durumundadırlar. Bu yüzden yapıştırıcı ile bağlanmış birleştirmelerin dinamik davranışının analiz edilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu analiz analitik, numerik veya deneysel yaklaşımlarla gerçekleştirilebilir. Analitik bir çözüm bazı basitleştirme çabalarına ihtiyaç duyduğundan bazen onu elde etmek zor olabilir. Bununla birlikte sistem davranışı hakkında ilk bilgileri ve çözümleri onlar verdiğinden analitik olarak kapalı-form çözümler önem arz etmektedir.

Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bağlantılar için literatürde analitik modellerden faydalanılarak gerilme bileşenlerinin belirlenmesine yönelik çok sayıda çalışma bulunmaktadır [65-71].

Tez çalışmasının bu aşamasında, literatürde yer alan birçok çalışma için referans gösterilen analitik modellere yer verilmiştir.

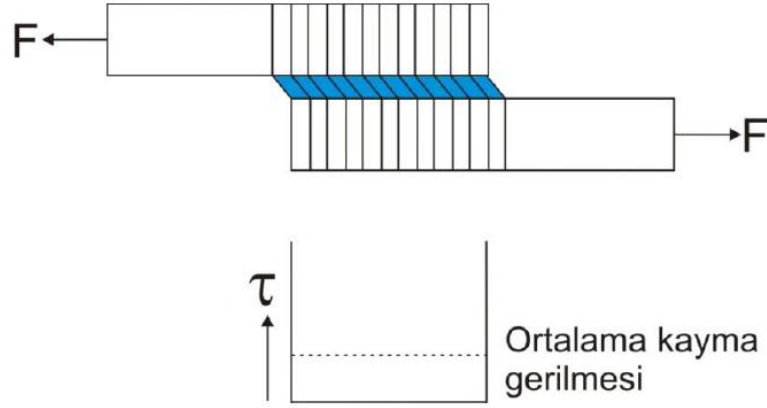
Yapıştırırmalı bağlantılar arasında, sahip olduğu geometri dikkate alındığında en kolay birleştirme yöntemi basit bindirmeli bağlantılardır. Yapıştırıcı özelliklerinin araştırılmasında basit bindirmeli bağlantılar yaygın olarak kullanılmaktadır [72]. Bindirmeli bağlantılarda oluşan gerilme dağılımlarının belirlenmesinde birden fazla temel özellikte teori vardır. Farklı bindirme bağlantısı tasarımlarında ve karşılaştırmalarda kullanılan bu temel teoriler, bindirme uzunluğu boyunca gerilme dağılımlarının belirlenmek için basit ve etkili analitik çözümler içermektedirler.

2.7.1 Ortalama Kayma Gerilmesi

Ortalama kayma gerilmesi teorisine göre yapıştırılan malzemeler dışardan uygulanan kuvvetlerin etkisiyle şekil değiştirmeyen rijit çubuklar olarak Kabul edilir. Yapıştırma bağlantısında, şekil değişimi yapıştırıcıda oluşur ve yapıştırıcıda oluşan kayma gerilmesi değeri bindirme uzunluğu, bindirme genişliği ve yapıştırıcı kalınlığı boyunca sabittir [73]. Yapıştırıcıda oluşan kayma gerilmesi değeri aşağıda verilen denklem ile hesaplanır:

$$\tau = \frac{F}{2l} \quad (2.1)$$

Burada F , birim genişliğe uygulanan çekme kuvvetini, 2l ise bindirme uzunluğunu belirtmektedir.



Şekil 2.13 Ortalama kayma gerilmesi teorisi: Bindirme uzunluğu boyunca kayma gerilmesi [46]

2.7.2 Volkersen Teorisi

Tek tesirli bindirme mekaniğinin en basit şekilde incelendiği Volkersen teorisi, [8], tek bindirmeli yapıştırma bağlantılarında oluşan gerilme dağılımlarının anlaşılması açısından araştırmacılar tarafından oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır [74], [75], [76]. Volkersen teorisinde kiriş kalınlığı boyunca şekil değiştirmelerin sabit kaldığı bir çubuk ve sadece kayma etkisi altında şekil değiştiren yapıştırıcı göz önüne alınır. Tek bindirmeli bağlantılarda oluşan eğilme momentinin etkisi ihmal edildiği için yapıştırılan malzemede meydana gelen şekil değişimi yalnızca çekme etkisine bağlı olarak oluşur. Şekil 3.2’de, Volkersen teorisine göre, bindirme uzunluğu boyunca kayma gerilmesi dağılımı verilmiştir. Volkersen teorisine göre kayma gerilmesi,

$$\tau = \frac{F\psi \cosh(\psi x)}{2b \sinh(\frac{\psi 2l}{2})} + \left(\frac{\delta_1 - \delta_2}{\delta_1 + \delta_2} \right) \left(\frac{\psi 2l}{2} \right) \frac{\sinh(\psi x)}{\cosh(\frac{\psi 2l}{2})} \quad (2.2)$$

şeklinde tanımlanır.

Burada,

$$\psi = \sqrt{\frac{G_a}{E \delta_1 \delta_2} \left[1 + \frac{\delta_1}{\delta_2} \right]} \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilir. (2.2) ve (2.3) denklemlerinde;

F : Bağlantıya uygulanan çekme kuvveti

b : Bindirme genişliği

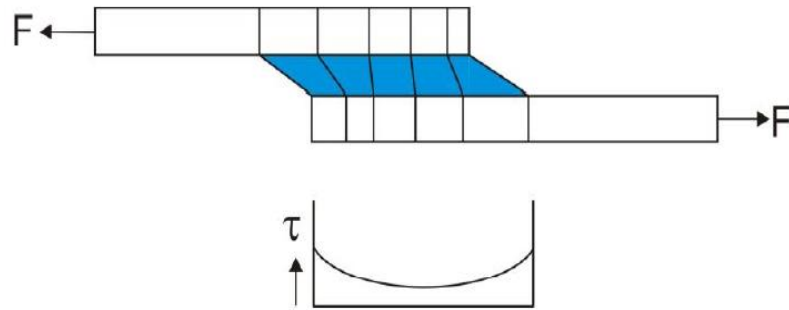
l : Bindirme yarı uzunluğu

G_a : Yapıştırıcı kayma modülü

δ_a : Yapıştırıcı kalınlığı

E : Yapıştırılan malzemelerin elastisite modülü

δ_1, δ_2 : Yapıştırılan malzemelerin kalınlıklarını göstermektedir.



Şekil 2.14 Volkersen Teorisi: Bindirme uzunluğu boyunca kayma gerilmesi [77]

Volkersen teorisinde, dışardan uygulanan yükler altında yapıştırma bağlantısında oluşan eğilme momentinin etkisi ihmal edilmiştir. Bağlantıda oluşan eğilme momentinin ihmal edilmesi sonucunda bindirme uzunluğunun kenarlarındaki kayma gerilmeleri ile beraber hasar şekli ve yükü üzerinde önemli etkisi olan soyulma gerilmeleri ve bindirme uzunluğu boyunca oluşan soyulma gerilmelerinin dağılımı, Volkersen teorisini kullanarak hesaplamak mümkün olmamaktadır.

2.7.3 Goland ve Reissner Teorisi

Goland ve Reissner (G-R) [5], Volkersen tarafından dikkate alınmayan dış merkezli yüklemeler sonucunda oluşan eğilme momentinin etkisini çözümlerine dahil etmişlerdir [74], [75]. Eğilme momenti etkisinin çözümlere dahil edilmesi, yapıştırma bağlantısının modellenmesi ve bağlantıda oluşacak hasarların tahmini açısından önemli bir adım olmuştur. Aynı zamanda bu teoride bazı kısıtlamalar

mevcuttur. İlk olarak, yapıştırıcı kalınlığı boyunca gerilme dağılımı dikkate alınmamıştır. İkinci olarak ise bindirme uzunluğu kenarlarında, serbest yüzeylerde, kayma gerilmesinin sıfıra eşit olma şartı sağlanmamaktadır. Goland ve Reissner çözümlerine düzlem içi yüklemeye bağlı eğilme etkisini dahil etmek için eğilme moment faktörünü (k) kullanmışlardır:

$$M_0 = kF \frac{\delta_0}{2} \quad (2.4)$$

Burada, yapıştırılan malzeme kalınlıkları birbirine eşit ($\delta_0 = \delta_1 = \delta_2$) ve yapıştırıcı kalınlığı ihmal edilmiştir. Eğilme moment faktörü, önemsiz yükler ve sonsuz rijitlikte yapıştırılan malzemeler için 1 alınır. Fakat yük artışı ile birlikte k değeri de 1'den küçük değerler almaya başlar ve yapıştırılan malzemelerde eğilme etkisi görülür [77].

G-R teorisine göre kayma gerilmesi dağılımı aşağıdaki gibi yazılır:

$$\tau = -\frac{1}{8} \frac{\bar{F}}{l} \left[\frac{\kappa l}{\delta_0} (1 + 3k) \frac{\cosh\left(\left(\frac{\kappa l}{\delta_0}\right)\left(\frac{x}{l}\right)\right)}{\sinh\left(\frac{\kappa l}{\delta_0}\right)} + 3(1 - k) \right] \quad (2.5)$$

Burada:

$\bar{F}$: Birim genişliğe uygulanan çekme yüküdür.

Denklem (2.5)'de eğilme moment faktörü (k),

$$k = k_{G-R} = \frac{\cosh(\Phi l)}{\cosh(\Phi l) + 2\sqrt{2}\sinh(\Phi l)} = \frac{1}{1 + 2\sqrt{2}\tanh(\Phi l)} \quad (2.6)$$

olarak tanımlanmıştır. Denklem (2.5) ve (2.6) içerisindeki değişkenler aşağıda verilmiştir:

$$\kappa^2 = 8 \frac{G_a}{E} \frac{\delta_0}{\delta_a} \quad (2.7)$$

$$\Phi = \sqrt{\frac{3(1 - \nu^2)}{2}} \frac{1}{\delta_0} \sqrt{\frac{\bar{F}}{\delta_0 E}} \quad (2.8)$$

(2.7) ve (2.8) eşitliklerinde kullanılan, l, G_a, δ_a ve E değişkenleri Volkersen teorisinde kullanılan değişkenler ile aynıdır. ν değişkeni ise yapıştırılan malzemenin poisson oranını ifade etmektedir.

G-R teorisine göre soyulma gerilmesi dağılımı,

$$\sigma = \frac{1}{\Delta} \frac{\bar{F} \delta_0}{l^2} (K_1 + K_2) \quad (2.9)$$

olarak tanımlanır. Denklem (2.9)'daki K_1 ve K_2 değişkenleri,

$$K_1 = \left(B_2 \mu^2 \frac{k}{2} - \mu k' \cos \mu \cosh \mu \right) \cosh \frac{\mu x}{l} \cos \frac{\mu x}{l} \quad (2.10)$$

$$K_2 = \left(B_1 \mu^2 \frac{k}{2} - \mu k' \sin \mu \sinh \mu \right) \sinh \frac{\mu x}{l} \sin \frac{\mu x}{l} \quad (2.11)$$

İle ifade edilir. Burada,

$$B_1 = \cosh(\mu) \sin(\mu) + \sinh(\mu) \cos(\mu) \quad (2.12)$$

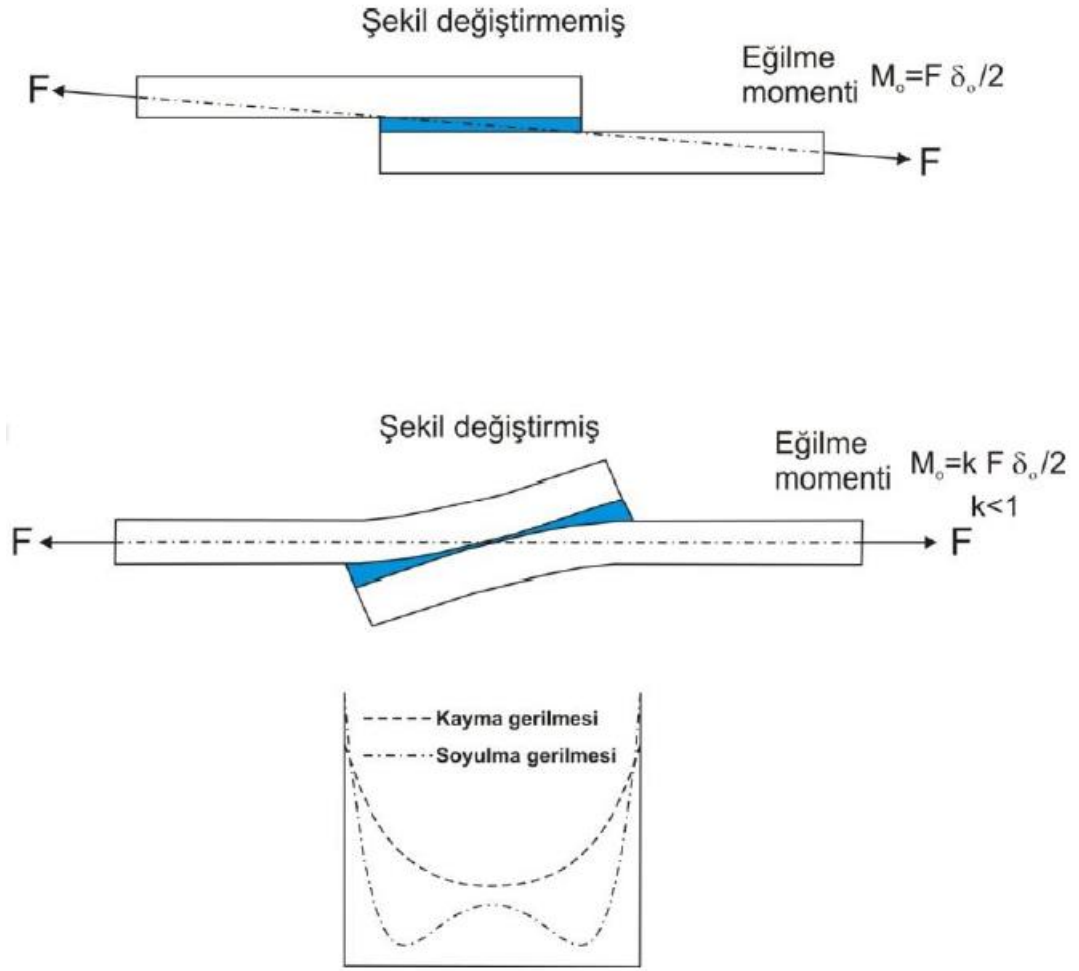
$$B_2 = \sinh(\mu) \cos(\mu) - \cosh(\mu) \sin(\mu) \quad (2.13)$$

şeklindedir. (2.9), (2.10), (2.11), (2.12) ve (2.13) denklemleri içerisindeki değişkenler aşağıdaki denklemlerden faydalanılarak hesaplanabilir:

$$\mu = \gamma \frac{l}{\delta_0}, \quad \gamma^4 = 6 \frac{E_a}{E} \frac{\delta_0}{\delta_a} \quad (2.14)$$

$$\Delta = \frac{1}{2} (\sin(2\mu) + \sinh(2\mu)) \quad (2.15)$$

Eğilme momenti etkisinin çözüme dahil edildiği G-R çözümü için, bindirme uzunluğu boyunca kayma ve soyulma gerilmelerinin dağılımları Şekil 2.16'da verilmiştir.

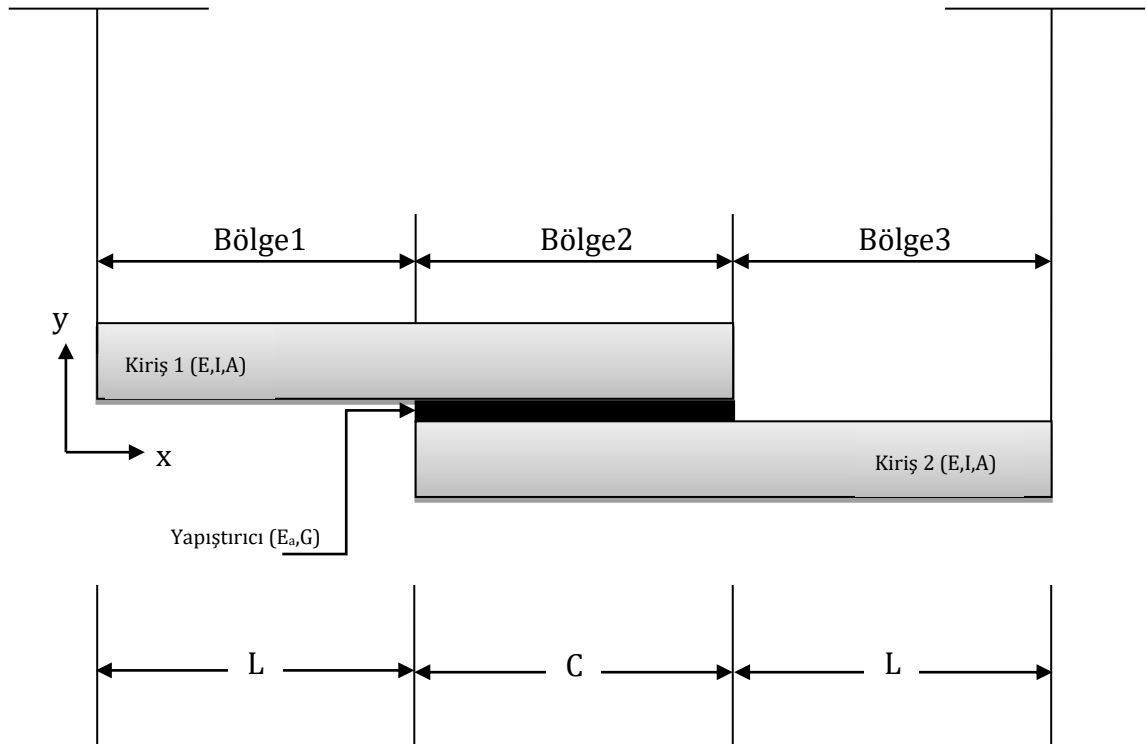


Şekil 2.15 Goland ve Reissner teorisi: Bindirme uzunluğu boyunca kayma ve soyulma gerilmelerinin dağılımları [78]

Volkersen ve G-R teorileri yapıştırıcı ile birleştirilmiş bağlantılarda gerilme davranışını açıklayan temel çalışmalardır. Fakat bazı kabuller ve sınırlamalar sebebi ile bindirmeli bağlantıların davranışı tam olarak açıklanamamaktadır [77].

3.1 Örnek Problem 1

Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bağlantılarda bir dinamik çözüm modelinin oluşturulmasında, konu ile ilgili çalışmalar incelenmiş ve titreşim analizi için gerekli ifadelerin çıkarılmasında Ingole ve Chatterjee'nin [79] çözüm adımları takip edilmiştir.



Şekil 3.1 Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bir bağlantının şematik modeli [79]

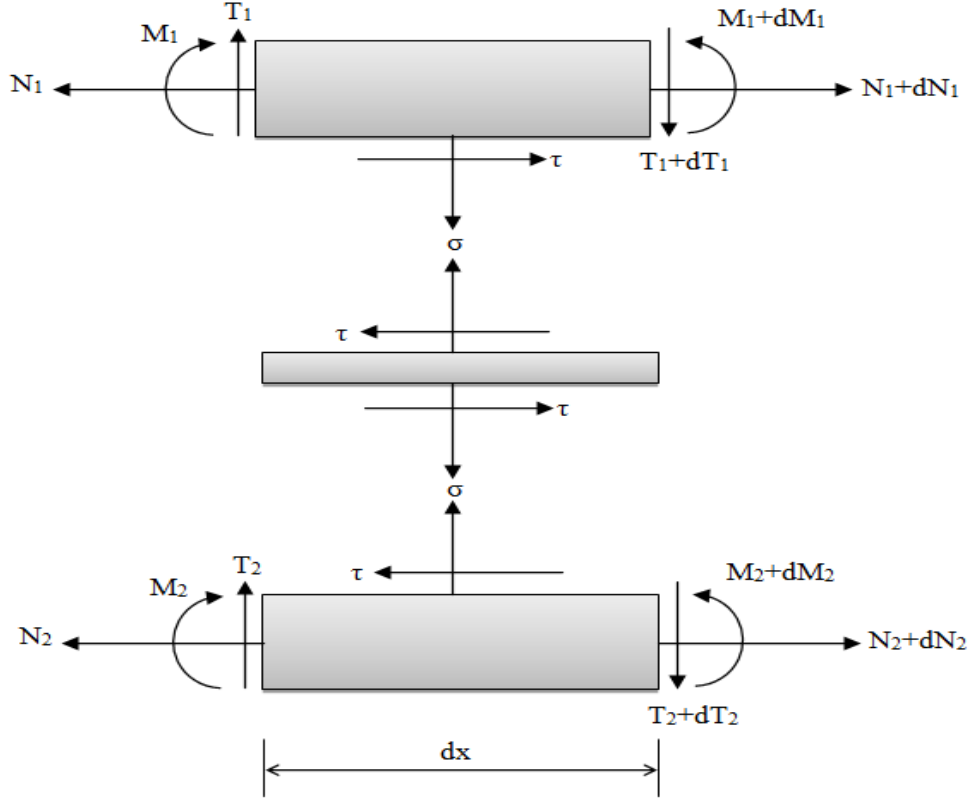
Yapıştırıcıyla birleştirilmiş bir bindirmeli bağlantının titreşim analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- (1) Kirişler tamamen elastik, yapıştırıcı lineer olarak viskoelastiktir.
- (2) Sistem düzlem gerilme veya gerinme durumunda deforme olur ve bilinen Euler-Bernoulli kiriş teorisi göz önüne alınmıştır.
- (3) Yapıştırıcı malzemedeki kayma gerinmesi, yapıştırıcı kalınlığı boyunca lineer olarak değişir.
- (4) Yapıştırıcı tabaka genellikle yapıştırılan kirişlere göre daha düşük mertebede genleşme ve eğilme katılığına sahiptir, böylece yapıştırıcı tabakanın eksenel ve eğilme momenti ihmal edilebilir.

Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bir bağlantının şematik diyagramı Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Ingole ve Chatterjee [79] yapmış oldukları çalışmalarında yapıştırıcı ile yapıştırılan kirişleri, yumuşak çelik malzemeden yapılmış olan viskoelastik bir temel üzerinde desteklenen Euler-Bernoulli kirişleri olarak modellemişlerdir. Bu tarzda modellenen kirişler hem kabuk gerilmelerini hem de kayma deformasyonlarını taşır. Kirişler tamamen elastik kabul edilmiş olup kalınlıkları $\delta_1 = \delta_2 = \delta$, genişliği b , uzunluğu $(L+C)$, yoğunluğu ρ ve elastisite modülü E ile tanımlanmıştır. Yapıştırıcı viskoelastik bir malzeme olarak düşünülmüş ve bu malzeme için kayma ve elastisite modülü sırası ile G ve E_a sembolleri ile gösterilmiştir. Yapıştırıcı kalınlığı için δ_a sembolü kullanılmıştır.

Tablo 3.1 Geometrik özellikler [79]

δ_a	l	C	b	δ
0.5 mm	250 mm	100 mm	50 mm	5 mm



Şekil 3.2 Bölge 2 için bir elemanın serbest cisim diyagramı [79]

Şekil 3.2’de görülen Bölge 2’deki bir elemanın serbest cisim diyagramı göz önüne alınarak, her bir kiriş elemanı için hareket denklemleri aşağıda verilmiştir:

Üstteki yapıştırılan kiriş için:

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} + \sigma = (\rho A) \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial M_1}{\partial x} + \frac{\delta}{2} \tau b - T_1 = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(EA \frac{\partial u_1}{\partial x} \right) + \tau b = (\rho A) \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \quad (3.3)$$

Altteki yapıştırılan kiriş için:

$$\frac{\partial T_2}{\partial x} - \sigma = (\rho A) \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial M_2}{\partial x} + \frac{\delta}{2} \tau b - T_2 = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(EA \frac{\partial u_2}{\partial x} \right) - \tau b = (\rho A) \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} \quad (3.6)$$

Burada; T_j kesme kuvveti, M_j eğilme momenti ($j=1,2$), $A = bx\delta$ kesit alanı, u_1, u_2 x eksenini doğrultusundaki yer değiştirme bileşenleri, y_1, y_2 y eksenini doğrultusundaki yer değiştirme bileşenleridir. Yapıştırılan bölgedeki kayma gerilmesi, x ve y eksenleri doğrultusundaki yer değiştirme bileşenleri cinsinden ifade edilmiştir; $\tau = \frac{G}{2\delta_a} \left[2(u_2 - u_1) + \delta \left(\frac{\partial y_1}{\partial x} + \frac{\partial y_2}{\partial x} \right) \right]$ [80].

Yapıştırıcıdaki kabuk gerilmesi y eksenini doğrultusundaki yer değiştirme bileşeni cinsinden ifade edilmiştir; $\sigma = \frac{E_a b}{\delta_a} (y_1 - y_2)$ [80].

Kiriş teorisinden, kirişlerdeki boyuna kuvvetler ve momentler aşağıdaki gibi yazılır.

$$N_j = EA \left(\frac{\partial u_j}{\partial x} \right) \text{ ve } M_j = -EI \left(\frac{\partial^2 y_j}{\partial x^2} \right) \quad j = 1,2 \quad (3.7)$$

(3.2), (3.3), (3.4) ve (3.5), (3.6), (3.7) denklemleri aşağıdaki gibi basitleştirilebilir,

$$EA \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} \right) - \rho A \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \right) + \frac{Gb}{2\delta_a} \left[2(u_2 - u_1) + \delta \left(\frac{\partial y_1}{\partial x} + \frac{\partial y_2}{\partial x} \right) \right] = 0 \quad (3.8)$$

$$EA \left(\frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} \right) - \rho A \left(\frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} \right) - \frac{Gb}{2\delta_a} \left[2(u_2 - u_1) + \delta \left(\frac{\partial y_1}{\partial x} + \frac{\partial y_2}{\partial x} \right) \right] = 0 \quad (3.9)$$

$$EI \left(\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} \right) + \rho A \left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} \right) - \frac{Gb\delta}{4\delta_a} \left[2 \left(\frac{\partial u_2}{\partial x} - \frac{\partial u_1}{\partial x} \right) + \delta \left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 y_2}{\partial x^2} \right) \right] - \frac{E_a b}{\delta_a} (y_1 - y_2) = 0 \quad (3.10)$$

$$EI \left(\frac{\partial^4 y_2}{\partial x^4} \right) + \rho A \left(\frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} \right) - \frac{Gb\delta}{4\delta_a} \left[2 \left(\frac{\partial u_2}{\partial x} - \frac{\partial u_1}{\partial x} \right) + \delta \left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 y_2}{\partial x^2} \right) \right] + \frac{E_a b}{\delta_a} (y_1 - y_2) = 0 \quad (3.11)$$

Başlangıç harmonik uyarı frekansı ω ile tahrik edilmiş olan kirişin yer değiştirme alanı, $u_j(x,t) = U_j(x) \cdot e^{i\omega t}$ ve $y_j(x,t) = Y_j(x) \cdot e^{i\omega t}$ $j = 1, 2$. eşitlikleri ile verilmiştir. Bu durumda (3.8), (3.9), (3.10) ve (3.11) denklemleri aşağıdaki hale gelir.

$$EA \left(\frac{\partial^2 U_1}{\partial x^2} \right) + (\rho A \omega^2 U_1) + \frac{Gb}{2\delta_a} \left[2(U_2 - U_1) + \delta \left(\frac{\partial Y_1}{\partial x} + \frac{\partial Y_2}{\partial x} \right) \right] = 0$$

$$EA \left(\frac{\partial^2 U_2}{\partial x^2} \right) + (\rho A \omega^2 U_2) - \frac{Gb}{2\delta_a} \left[2(U_2 - U_1) + \delta \left(\frac{\partial Y_1}{\partial x} + \frac{\partial Y_2}{\partial x} \right) \right] = 0$$

$$EI \left(\frac{d^4 Y_1}{dx^4} \right) - \rho A \omega^2 Y_1 - \frac{Gb\delta}{4\delta_a} \left[2 \left(\frac{dU_2}{dx} - \frac{dU_1}{dx} \right) + \delta \left(\frac{d^2 Y_1}{dx^2} + \frac{d^2 Y_2}{dx^2} \right) \right] - \frac{E_a b}{\delta_a} (Y_1 - Y_2) = 0 \quad (3.12)$$

$$EI \left(\frac{d^4 Y_2}{dx^4} \right) - \rho A \omega^2 Y_2 - \frac{Gb\delta}{4\delta_a} \left[2 \left(\frac{dU_2}{dx} - \frac{dU_1}{dx} \right) + \delta \left(\frac{d^2 Y_1}{dx^2} + \frac{d^2 Y_2}{dx^2} \right) \right] + \frac{E_a b}{\delta_a} (Y_1 - Y_2) = 0$$

$$U_j = Z_{nj} e^{\lambda_n x} \text{ ve } Y_j = Z_{nj}^* e^{\lambda_n x} \quad j = 1, 2 \quad (3.13)$$

Burada Z_{nj} ve Z_{nj}^* sınır koşullarından belirlenen keyfi sabitlerdir. (3.12) ve (3.13) denklemleri matris formunda,

$$[J]_{4 \times 4} \{K\} = 0 \quad (3.14)$$

olarak ifade edilir.

Burada, $\{K\} = [Z_{n1} \ Z_{n2} \ Z_{n1}^* \ Z_{n2}^*]^T$ ve $[J]_{4 \times 4} = [a_{ij}]_{4 \times 4}$ ve,

$$a_{11} = a_{22} = \left(EA\lambda^2 + \rho A \omega^2 - \frac{Gb}{\delta_a} \right); \quad a_{12} = a_{21} = \left(\frac{Gb}{\delta_a} \right);$$

$$a_{13} = a_{14} = -a_{23} = -a_{24} = a_{31} = -a_{32} = a_{41} = -a_{42} = \left(\frac{Gb\delta\lambda}{2\delta_a} \right);$$

$$a_{33} = a_{44} = \left(EI\lambda^4 - \rho A \omega^2 - \frac{Gb\delta^2\lambda^2}{4\delta_a} - \frac{E_a b}{\delta_a} \right); \quad a_{34} = a_{43} = \left(-\frac{Gb\delta^2\lambda^2}{4\delta_a} + \frac{E_a b}{\delta_a} \right)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Mühendislik açısından önem arz etmeyen sıfır çözümler elde etmemek için denklem (3.14) aşağıdaki koşulu sağlamalıdır.

$$\det[J]_{4 \times 4} = 0 \quad (3.15)$$

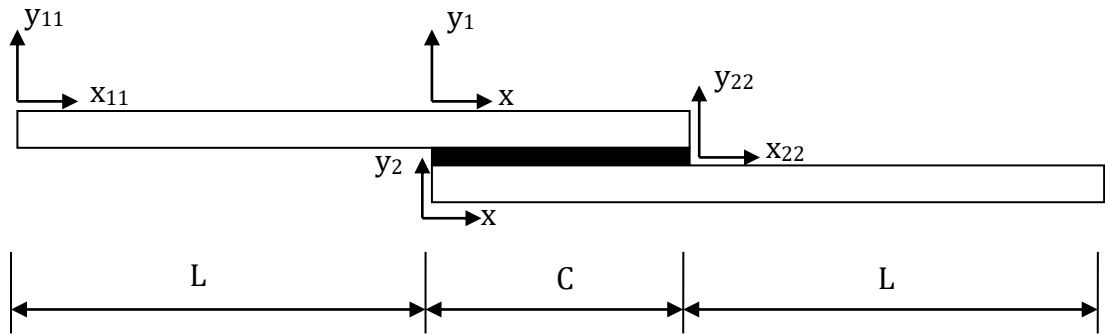
Yukarıda verilen determinantın açılımı λ parametresine göre 12. dereceden bir polinom verir. Bu polinomdaki katsayılar tek bilinmeyen parametre ω olmak üzere, yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin bilinen geometrik ve malzeme özelliklerini içerir.

$$\begin{aligned}
& (a_1^2 b_1^2) \lambda^{12} + (2a_1^2 b_1 c_1 - 2a_1 b_1^2 f_1 - 2a_1^2 b_1 d_1) \lambda^{10} \\
& + (2a_1 b_1^2 g_1 - 2a_1 b_1^2 c_1 - 4a_1 b_1 c_1 f_1 + a_1^2 c_1^2 + 4a_1 b_1 d_1 f_1 - 2a_1 c_1 d_1) \lambda^8 \\
& + (2b_1^2 f_1 c_1 - 4g_1 b_1^2 f_1 - 4c_1^2 b_1 a_1 + 4a_1 b_1 c_1 g_1 - 2a_1 c_1^2 f_1 + 4a_1 b_1 c_1 d_1 \\
& - 4a_1 b_1 d_1 g_1 + 4a_1 d_1 c_1 f_1) \lambda^6 + (b_1^2 c_1^2 + 4b_1 c_1^2 f_1 - 8c_1 b_1 g_1 f_1 - 2g_1 b_1^2 c_1 \\
& - 2a_1 c_1^3 + 2a_1 c_1^2 g_1 - 4b_1 d_1 c_1 f_1 + 8f_1 b_1 d_1 g_1 + 4a_1 c_1^2 d_1 - 4a_1 c_1 d_1 g_1) \lambda^4 \\
& + (2b_1 c_1^3 - 4b_1 c_1^2 g_1 + 2f_1 c_1^3 - 4f_1 c_1^2 g_1 - 2b_1 c_1^2 d_1 + 4b_1 d_1 c_1 g_1 - 4f_1 c_1^2 d_1 \\
& + 8f_1 c_1 d_1 g_1) \lambda^2 + (c_1^4 - 2g_1 c_1^3 - 2d_1 c_1^3 + 4d_1 c_1^2 g_1) = 0
\end{aligned} \tag{3.16}$$

Burada; $a_1 = (EI)$; $b_1 = (EA)$; $c_1 = (\rho A \omega^2)$; $d_1 = \left(\frac{Gb}{\delta_a}\right)$; $f_1 = \left(\frac{Gb \delta_a^2}{4\delta_a}\right)$; $g_1 = \left(\frac{E_a b}{\delta_a}\right)$

Yukarıda verilen (3.16) denkleminde 12 tane kök λ_n ($n=1...12$) elde edilir. Bu kökler ω cinsinden olacaktır.

Üst ve alttaki kirişlerin yapıştırılmamış kısımları için (Bölge 1 ve Bölge 3) denge denklemleri klasik Euler-Bernoulli kiriş denklemlerinin aynısı olacaktır. x ve y doğrultusundaki titreşimler için basit kirişlerin hareket denklemleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.3 Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bağlantı sistemi ve koordinatları [79]

$$EI \left(\frac{\partial^4 y_{11}}{\partial x_{11}^4} \right) + \rho A \left(\frac{\partial^2 y_{11}}{\partial t^2} \right) = 0 \tag{3.17}$$

$$EA \left(\frac{\partial^2 u_{11}}{\partial x_{11}^2} \right) - \rho A \left(\frac{\partial^2 u_{11}}{\partial t^2} \right) = 0$$

$$EI \left(\frac{\partial^4 y_{22}}{\partial x_{22}^4} \right) + \rho A \left(\frac{\partial^2 y_{22}}{\partial t^2} \right) = 0 \tag{3.18}$$

$$EA \left(\frac{\partial^2 u_{22}}{\partial x_{22}^2} \right) - \rho A \left(\frac{\partial^2 u_{22}}{\partial t^2} \right) = 0$$

Burada $y_{11}(x_{11}, t) = Y_{11}(x_{11})e^{i\omega t}$ ve $u_{11}(x_{11}, t) = U_{11}(x_{11})e^{i\omega t}$ olduğu kabul edilmiştir. Yukarıdaki denklemlerin çözümü aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned} Y_{11} &= \sum_{n=1}^4 R_n e^{S_n x_{11}} ; \quad Y_{22} = \sum_{n=1}^4 P_n e^{S_n x_{22}} \\ U_{11} &= \sum_{n=1}^2 J_n e^{D_n x_{11}} ; \quad U_{22} = \sum_{n=1}^2 H_n e^{D_n x_{22}} \end{aligned} \quad (3.19)$$

Burada,

$$S_{1,2} = \pm \left(\frac{\rho A \omega^2}{EI} \right)^{1/4} ; \quad S_{3,4} = \pm i \left(\frac{\rho A \omega^2}{EI} \right)^{1/4} ; \quad D_{1,2} = i \left(\frac{\rho \omega^2}{E} \right)^{1/2}$$

eşitlikleri tanımlanmıştır.

Tablo 3.2 Yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin mekanik özellikleri [79]

	E	G	ρ	ν
Yapıştırılan (yumuşak çelik)	207 GPa	80 GPa	7850 kg/m ³	0.3
Yapıştırıcı (Epoksi-araldite)	2.46 GPa	0.83 GPa	1150 kg/m ³	0.34

Ingole ve Chatterjee'nin [79] çalışmasında kullanılan yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin mekanik özellikleri Tablo 3.2'de görülmektedir.

Sınır Koşulları

Şekil 3.3'de gösterilen yapıştırıcı ile birleştirilmiş serbest uçlu kiriş için sınır koşulları aşağıdaki gibidir.

Kirişin $x_{11}=0$ ve $x_{22}=L$ 'deki serbest uçları için sınır koşulları:

$$\begin{aligned} \text{Üstteki kiriş için, } x_{11}=0: U_{11}=0 ; \left(\frac{d^2 Y_{11}}{dx_{11}^2} \right) &= 0 ; \left(\frac{d^3 Y_{11}}{dx_{11}^3} \right) = 0 \\ \text{Altta ki kirişi için, } x_{22}=L: U_{22}=0 ; \left(\frac{d^2 Y_{22}}{dx_{22}^2} \right) &= 0 ; \left(\frac{d^3 Y_{22}}{dx_{22}^3} \right) = 0 \end{aligned} \quad (3.20)$$

Birleştirme bölgesinin (Bölge 2) $x=0$ ve $x=C'$ 'deki serbest uçları için sınır koşulları:

$$\begin{aligned} x=0: \left(\frac{dU_1}{dx}\right) &= 0; \left(\frac{d^2Y_1}{dx^2}\right) = \frac{M_0}{EI}; \left(\frac{d^3Y_1}{dx^3}\right) = \frac{T_0}{EI} \\ x=C: \left(\frac{dU_2}{dx}\right) &= 0; \left(\frac{d^2Y_2}{dx^2}\right) = \frac{M_0}{EI}; \left(\frac{d^3Y_2}{dx^3}\right) = \frac{T_0}{EI} \end{aligned} \quad (3.21)$$

$x_{11}=L$; $x=0$ ve $x_{22}=0$; $x=C$ koordinatlarında kirişlerin süreklilik durumu için sınır koşulları:

$$\begin{aligned} Y_{11} &= Y_1; \frac{d^2Y_{11}}{dx_{11}^2} = \frac{d^2Y_1}{dx^2} - \frac{M_0}{EI}; \frac{d^3Y_{11}}{dx_{11}^3} = \frac{d^3Y_1}{dx^3} - \frac{T_0}{EI} \\ Y_{22} &= Y_2; \frac{d^2Y_{22}}{dx_{22}^2} = \frac{d^2Y_2}{dx^2} - \frac{M_0}{EI}; \frac{d^3Y_{22}}{dx_{22}^3} = \frac{d^3Y_2}{dx^3} - \frac{T_0}{EI} \end{aligned} \quad (3.22)$$

Burada T_0 ve M_0 birleştirme bölgesindeki kayma kuvveti ve eğilme momentidir. Birleştirmenin serbest ucunda kayma gerilmesinin τ olduğu düşünülerek kayma kuvveti T_0 ve eğilme momenti M_0 aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$T_0(x) = \frac{Gw}{2} \left[2U_2 - 2U_1 + t \left(\frac{dY_1}{dx} + \frac{dY_2}{dx} \right) \right] \quad (3.23)$$

$$M_0(x) = k \frac{N_q \delta}{2} \quad q=1,2 \quad (3.24)$$

Burada k eğilme moment faktörüdür. [81]

(3.13) ve (3.19) denklemlerini (24 homojen denklemi) kullanarak (3.20)-(3.24) arasındaki denklemleri, matris formda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$[V][Z] = 0 \quad (3.25)$$

Burada $[V]$ matrisi 24×24 boyutlarında katsayılar matrisidir. Bazı cebirsel işlemlerden sonra sütun vector $[Z]$ 'deki sabitlerin sayısı 24'e indirgenebilir. Z_n ($n=1,2,\dots,12$); R_n , P_n ($n=1,\dots,4$); J_n , H_n ($n=1,2$), (3.25) denkleminin sıfırdan farklı çözümü olması için $[V]$ matrisinin determinantı sıfır olmalıdır.

$$\det[V] = 0 \quad (3.26)$$

(3.26) denklemi frekans denklemi olup bu denklemin kökleri yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bağlantının doğal frekanslarını verir.

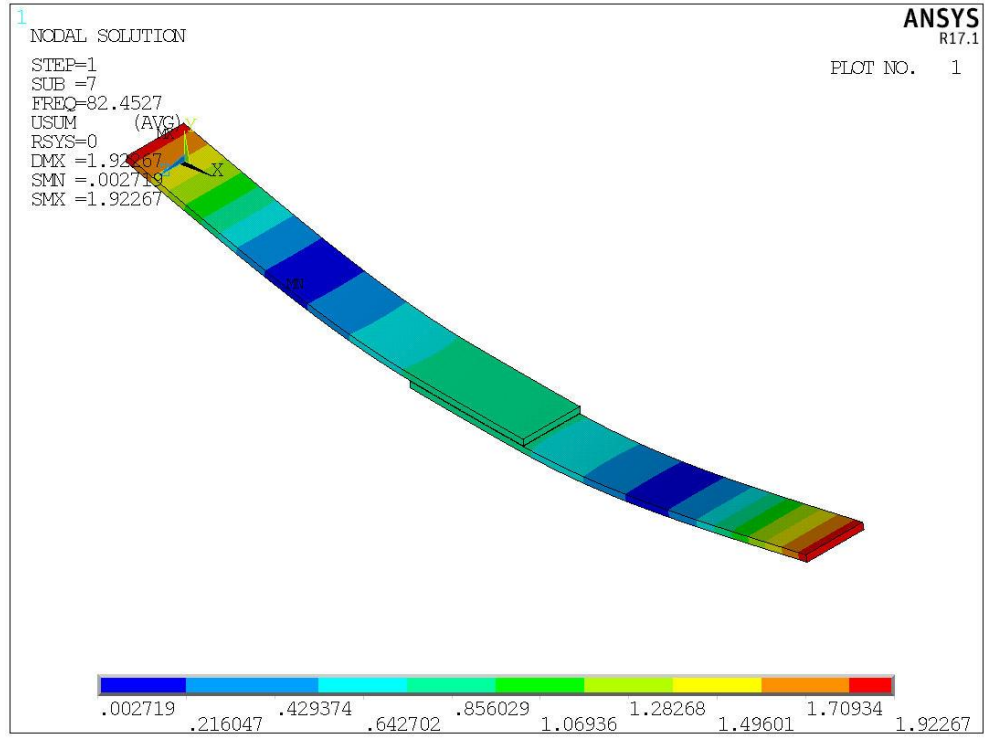
Ingole ve Chatterjee yapmış oldukları çalışmada yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bir bağlantının doğal frekanslarını deneysel ve teorik olarak hesaplamışlardır. Tez çalışmasında ise aynı model SEA programı ANSYS'de modellenerek tek bindirmeli bağlantının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. ANSYS programından elde edilen sonuçlar ile referans alınan makaledeki sonuçlar ile karşılaştırıldığında sonuçların tutarlı oldukları anlaşılmaktadır.

Tablo 3.3 ANSYS sonuçları

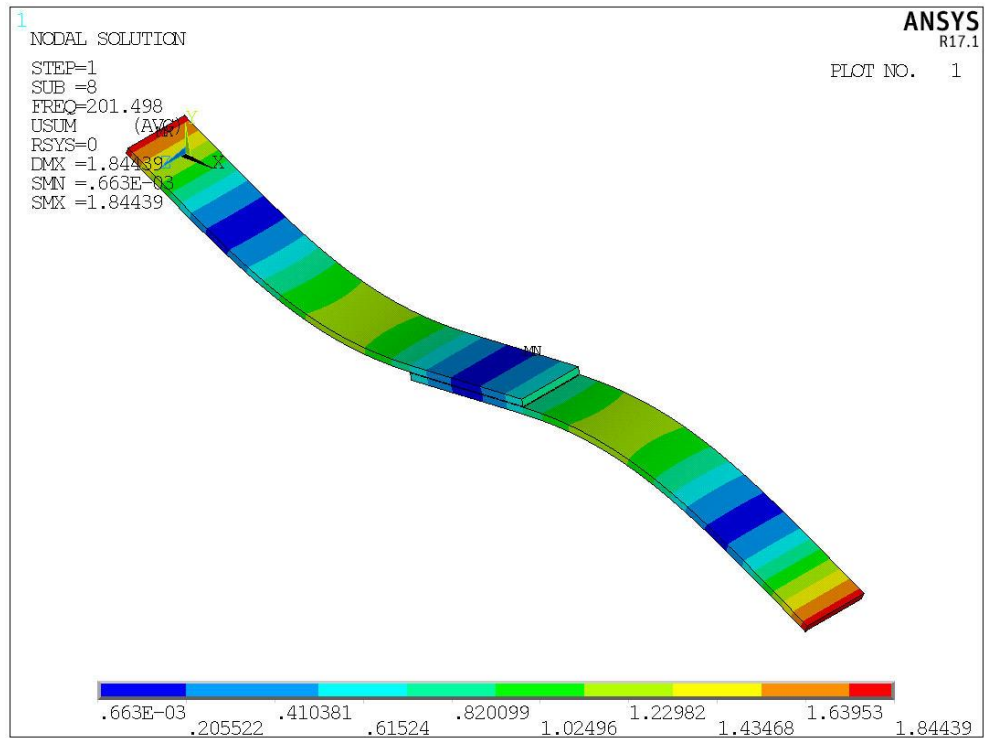
Modlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Doğal Frekans	0	0	0	0,011	0,026	0,057	82,45	201,5	438,7	601,9
Modlar	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Doğal Frekans	653,6	705,8	927,42	1113,6	1388,6	1828,5	1869,3	2065,3	2075,1	2431,6

Tablo 3.3'de ANSYS programından elde edilen doğal frekans değerleri görülmektedir. İlk 6 doğal frekans değerinin sıfır veya sıfıra çok yakın olduğu, anlamlı değerlerin 7. Doğal frekanstan sonra başladığı tablodan anlaşılmaktadır.

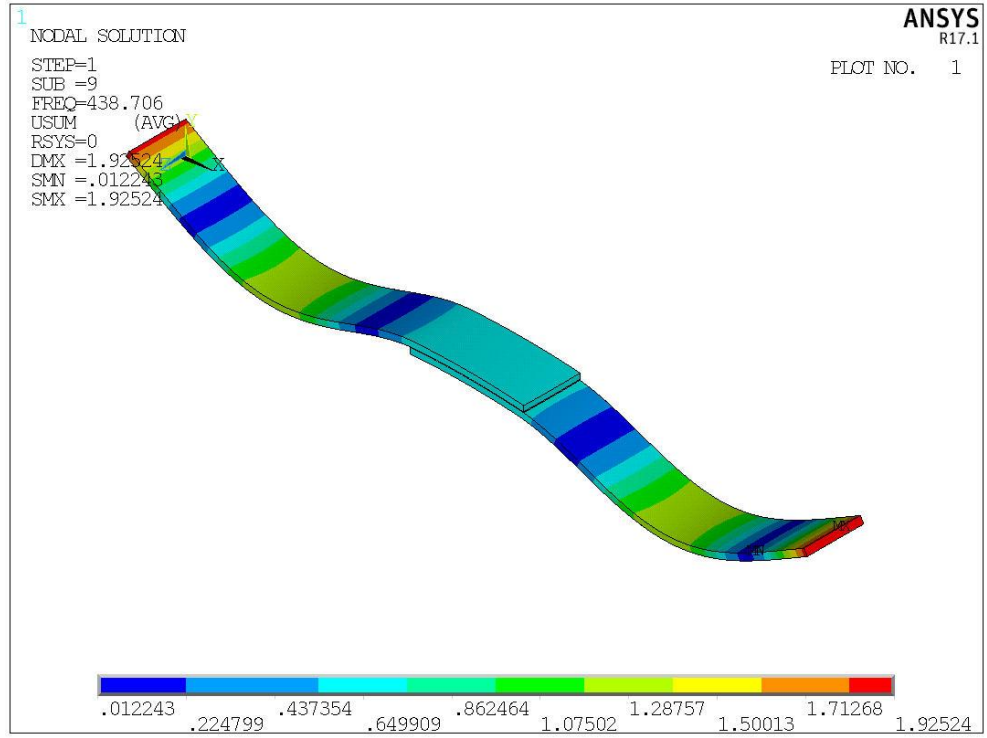
Referans alınan çalışmada boyuna ve eksenel yer değiştirmeler dikkate alınmaktadır. ANSYS çözümünden elde edilen anlamlı 14 doğal frekans değerleri ve bu doğal frekanslara karşılık gelen mod şekilleri içerisinde eksenel yönde titreşim gösteren mod şekilleri dikkate alınacaktır. 7. doğal frekansın mod şekliyle başlayarak bütün mod şekilleri aşağıda verilmiştir.



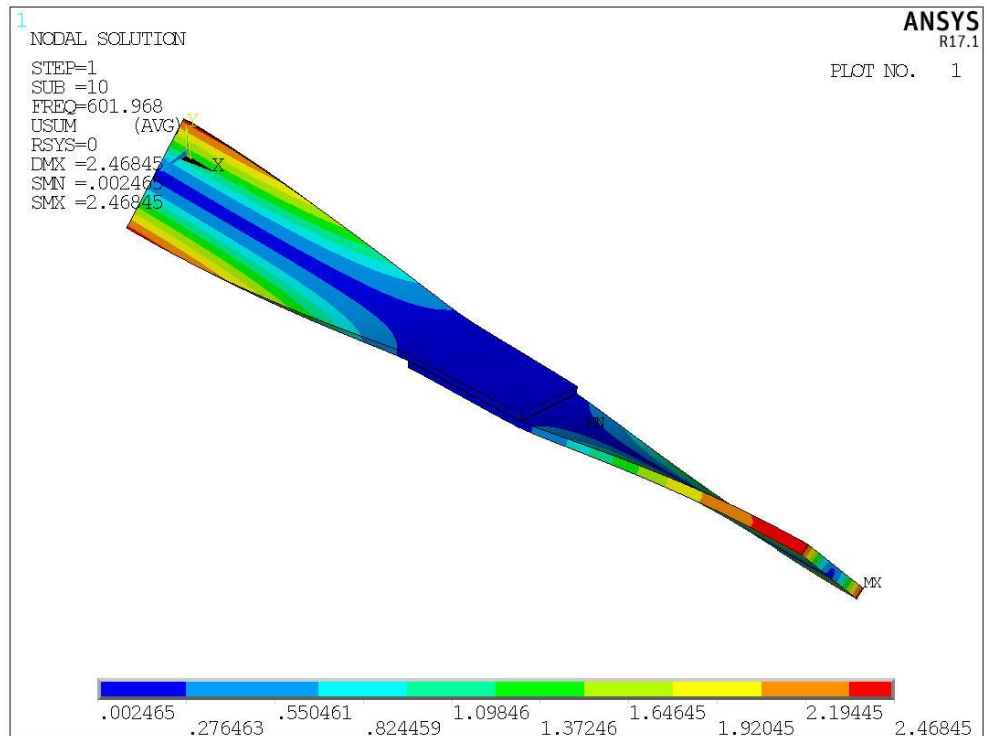
Şekil 3.4 7. Mod Şekli(Enine titreşim hareketi)



Şekil 3.5 8. Mod Şekli (Enine titreşim hareketi)



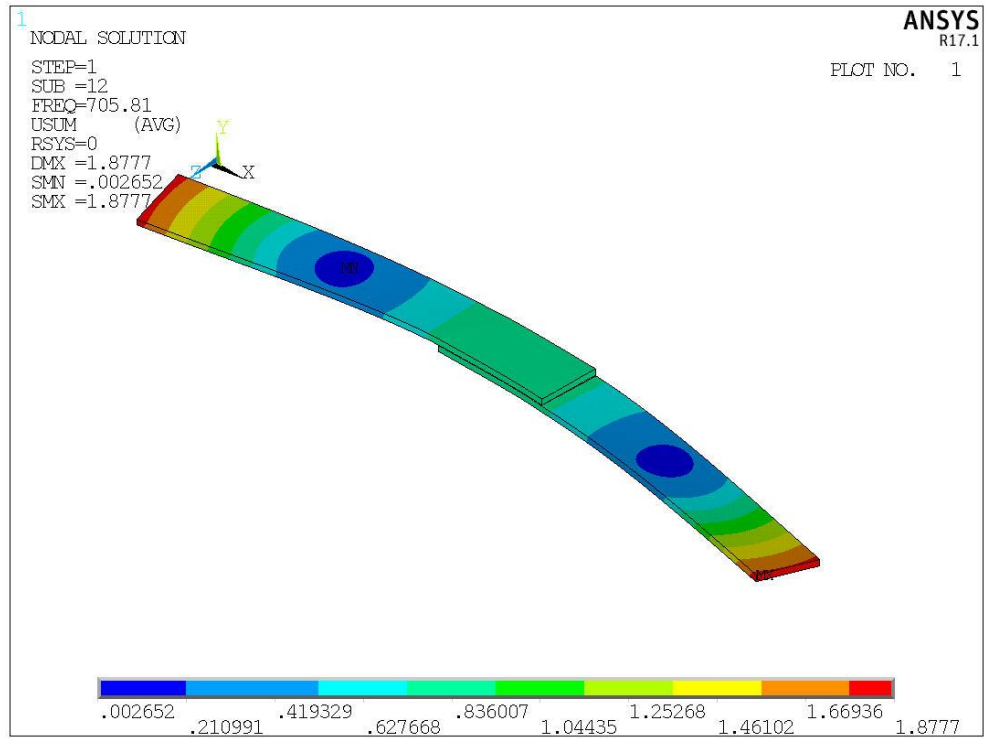
Şekil 3.6 9. Mod Şekli (Enine titreşim hareketi)



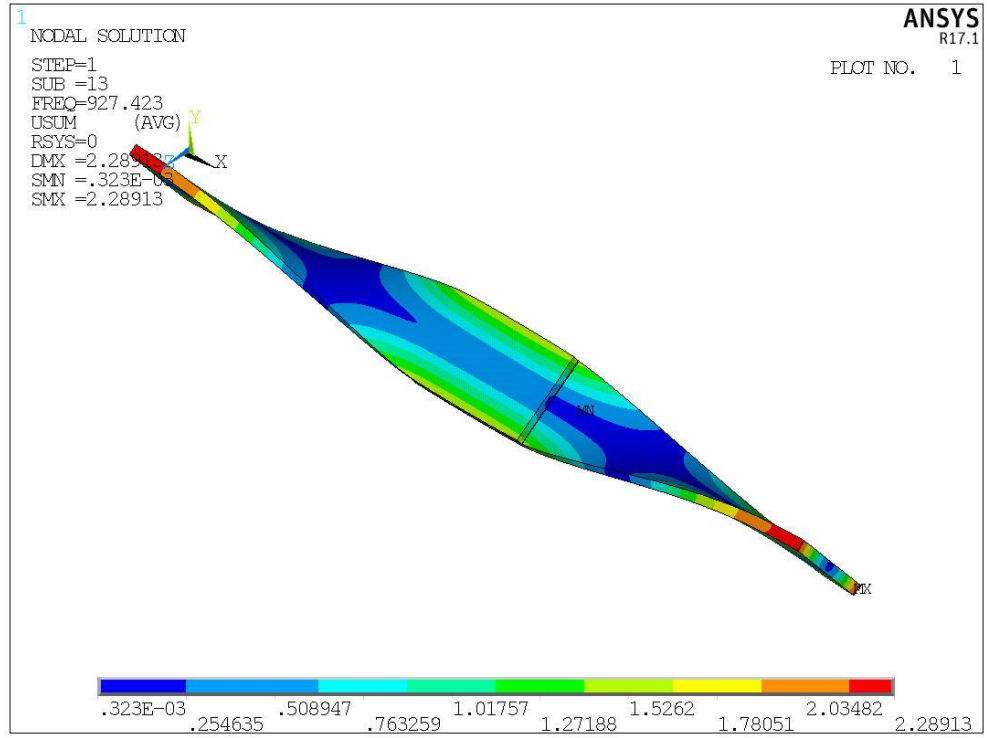
Şekil 3.7 10. Mod Şekli (Burulma titreşim hareketi)



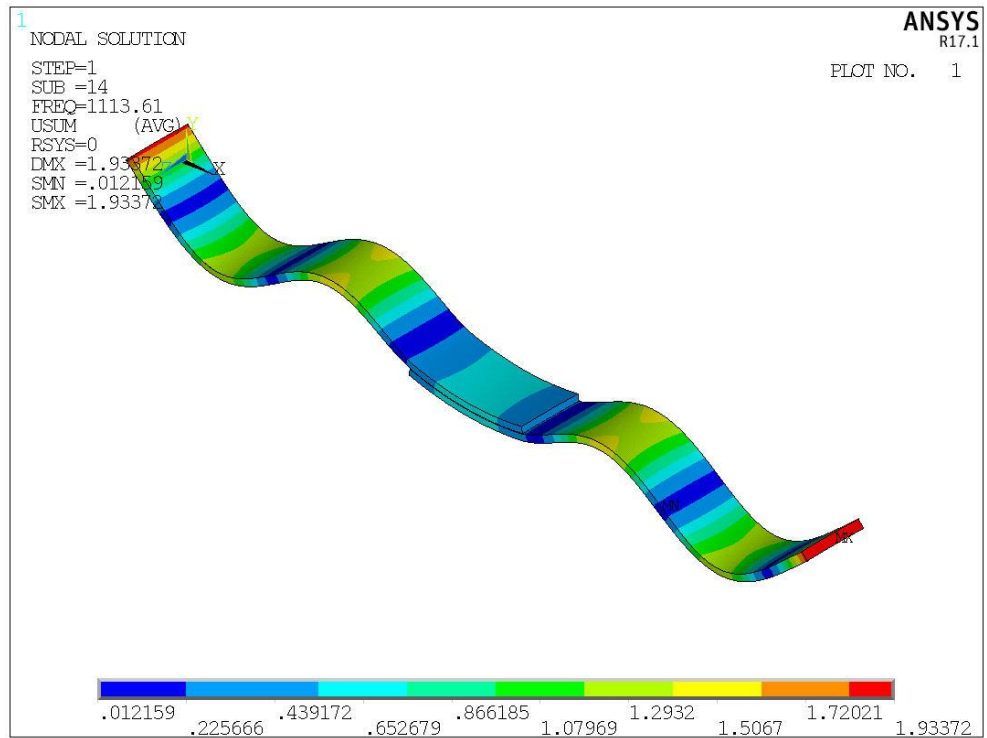
Şekil 3.8 11. Mod Şekli (Enine titreşim hareketi)



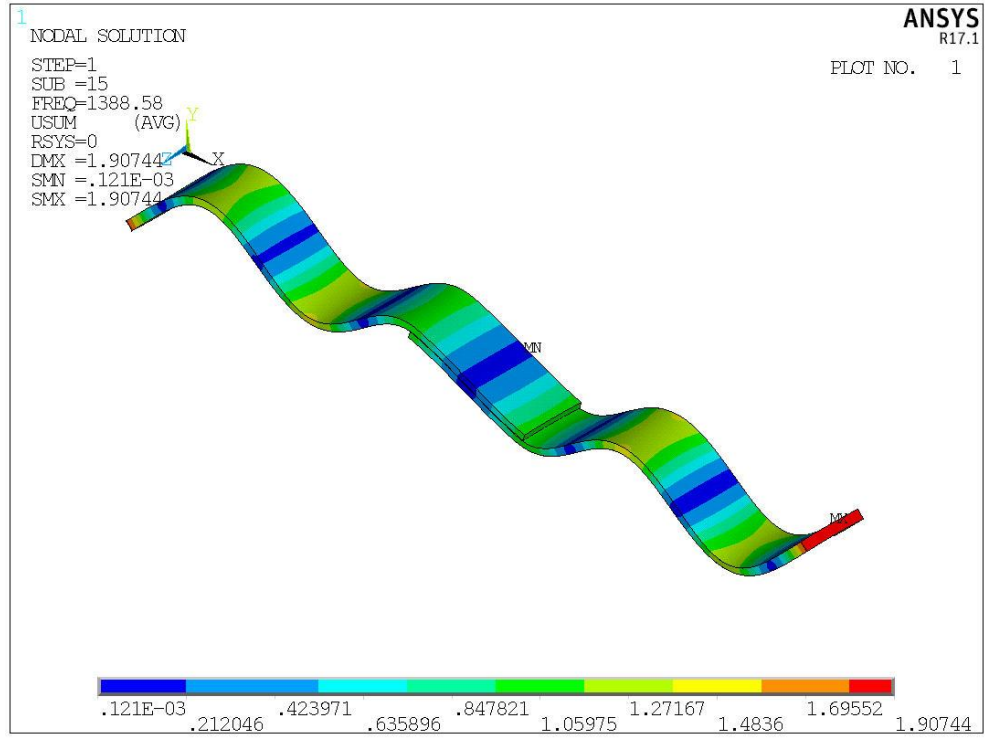
Şekil 3.9 12. Mod Şekli (Yanal titreşim hareketi)



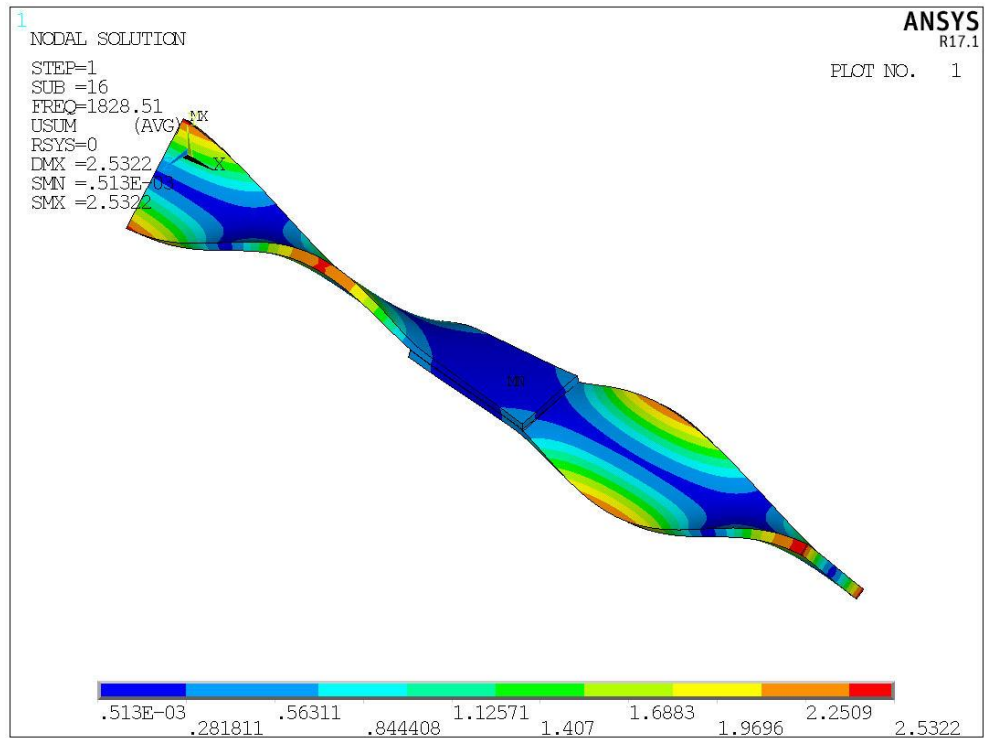
Şekil 3.10 13. Mod Şekli (Burulma titreşim hareketi)



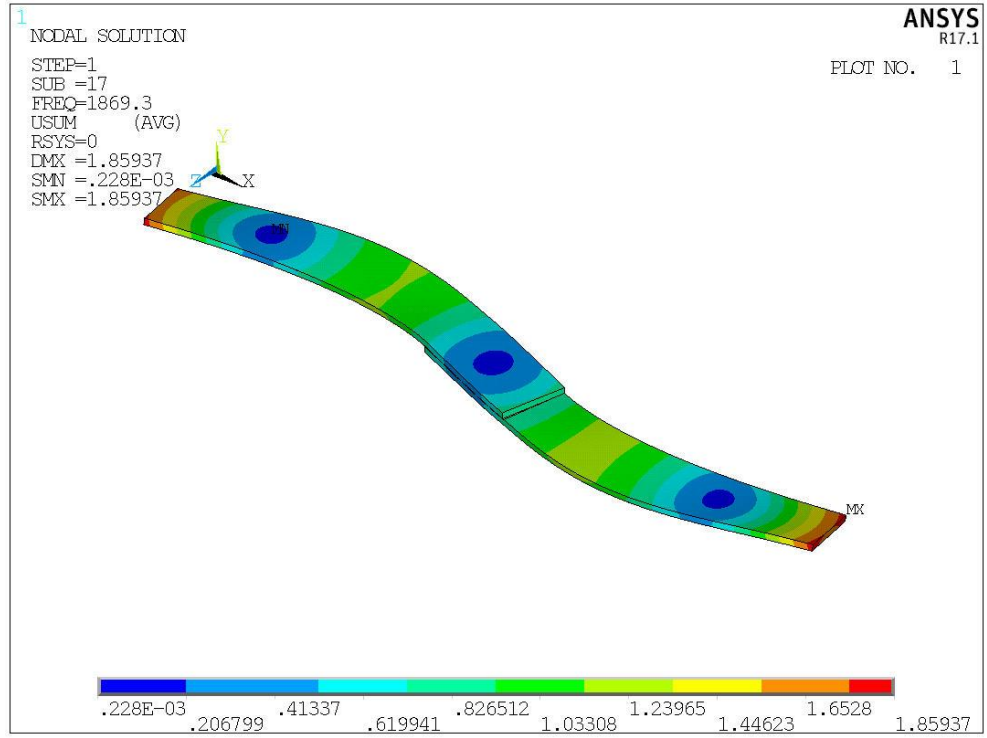
Şekil 3.11 14. Mod Şekli (Enine titreşim hareketi)



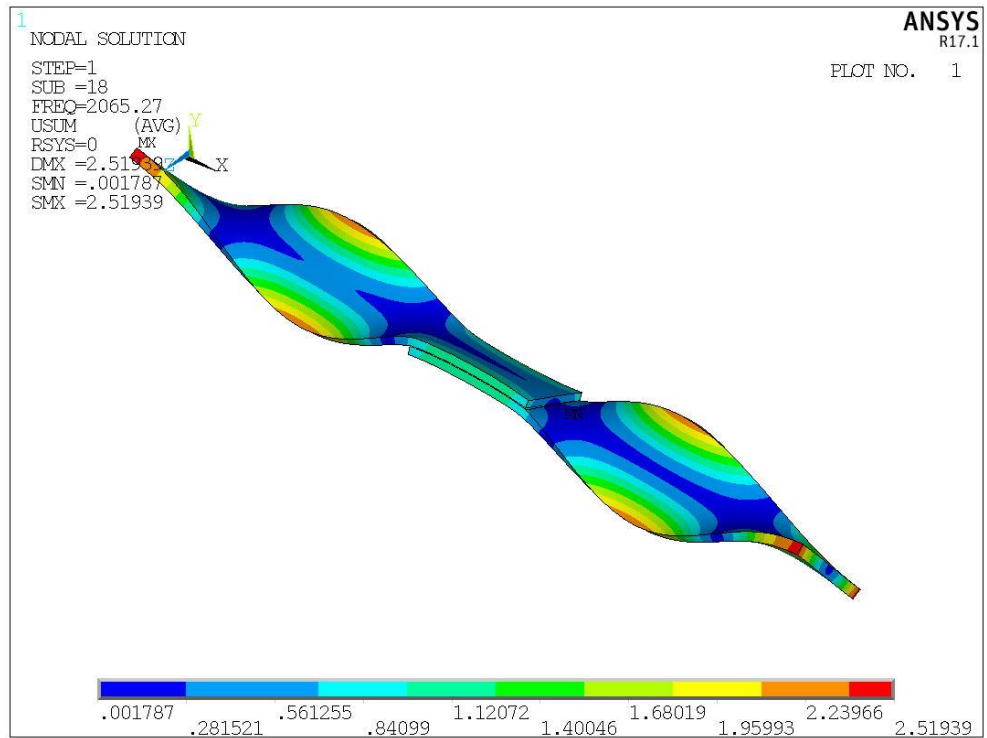
Şekil 3.12 15. Mod Şekli (Enine titreşim hareketi)



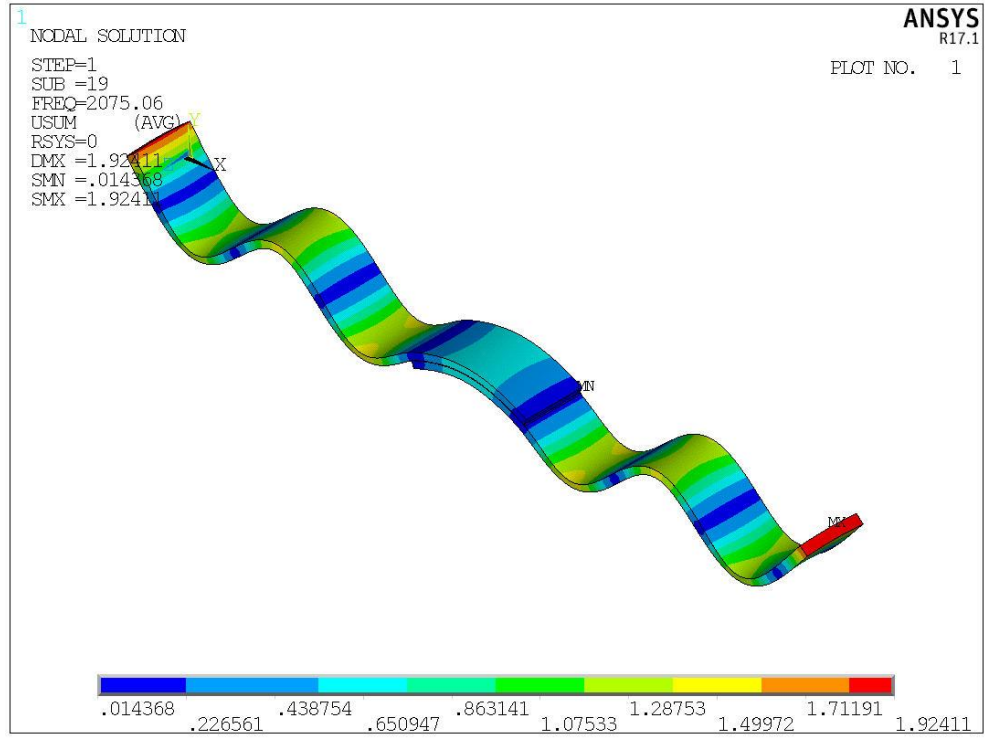
Şekil 3.13 16. Mod Şekli (Burulma titreşim hareketi)



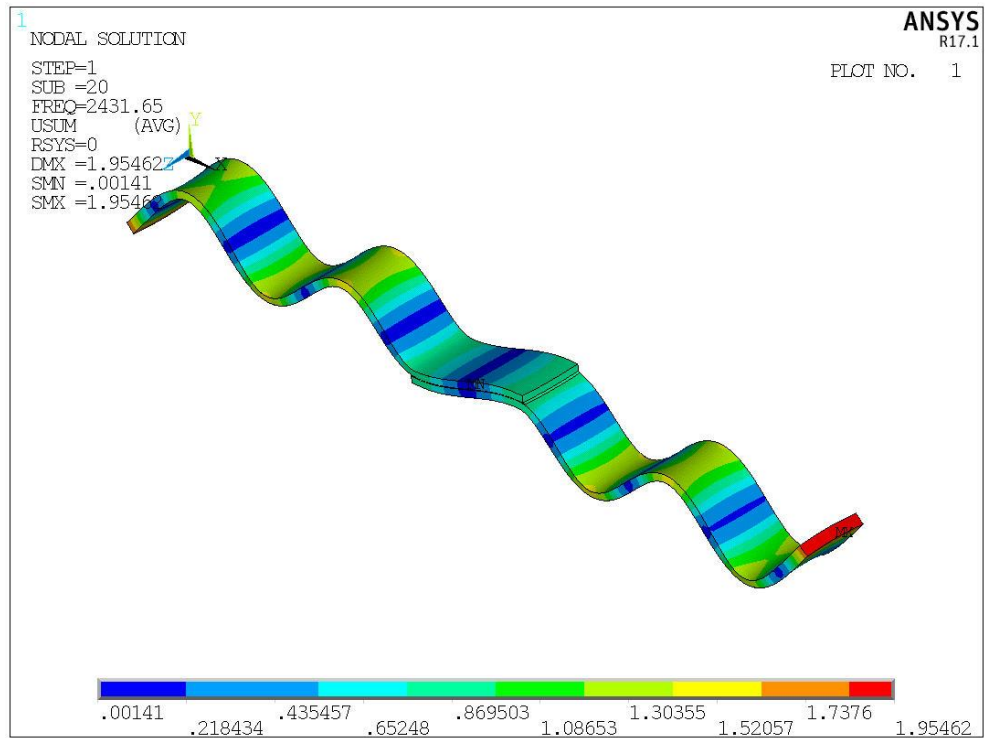
Şekil 3.14 17. Mod Şekli (Yanal titreşim hareketi)



Şekil 3.15 18. Mod Şekli (Burulma titreşim hareketi)



Şekil 3.16 19. Mod Şekli (Enine titreşim hareketi)



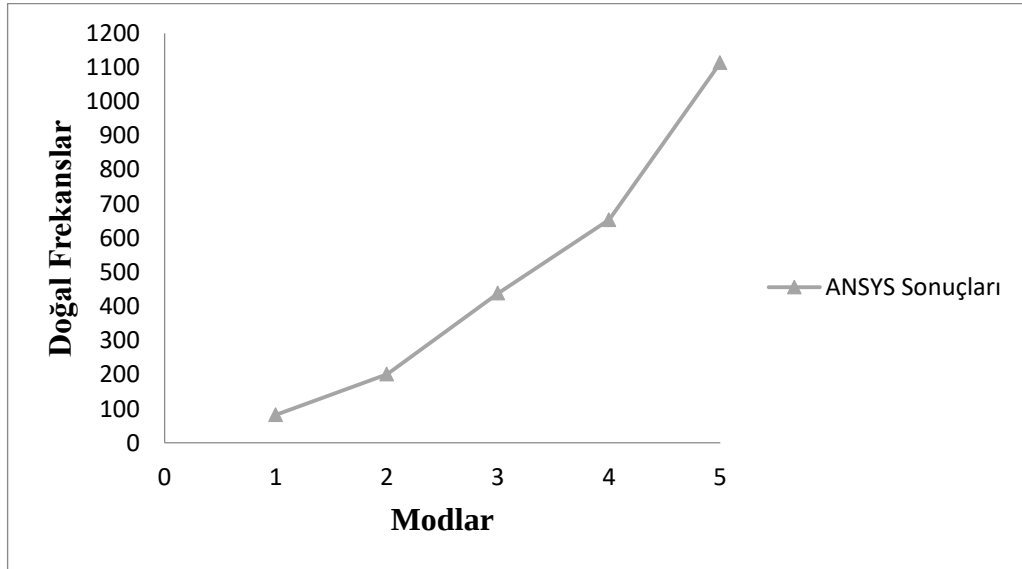
Şekil 3.17 20. Mod Şekli (Enine titreşim hareketi)

Mod şekilleri ile birlikte verilen doğal frekanslardan enine titreşim hareketi gösteren ilk 5 doğal frekans değeri deneysel ve teorik sonuçlar ile birlikte Tablo 3.4’de görülmektedir.

Tablo 3.4 Sonuçların karşılaştırılması

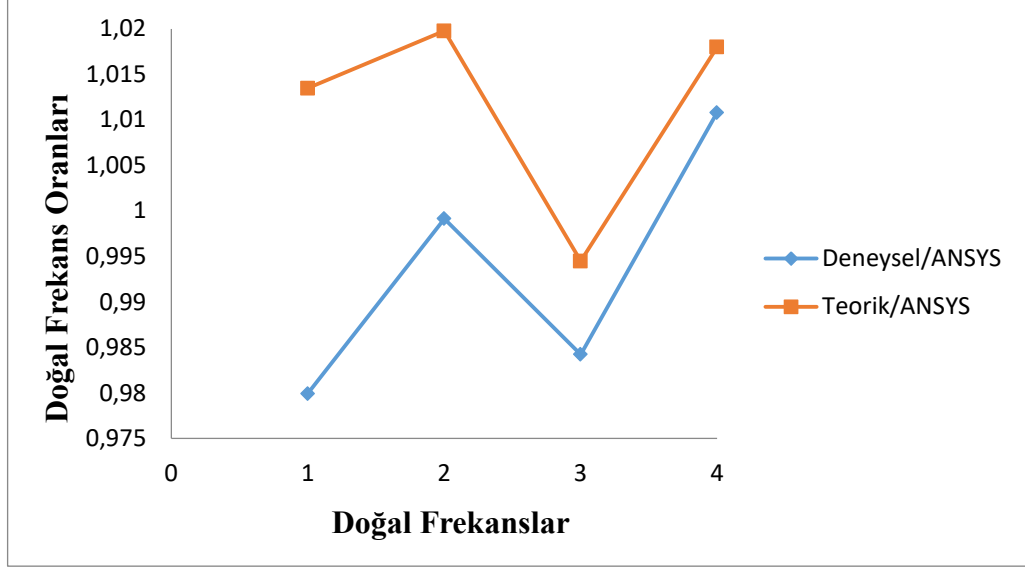
Doğal Frekanslar (Hz)	Deneysel Sonuçlar [79]	Teorik Sonuçlar [79]	Sayısal (ANSYS) Sonuçlar
ω_1	80.795	83.56	82.45
ω_2	201.325	205.48	201.498
ω_3	431.788	436.29	438.706
ω_4	660.68	665.37	653.618
ω_5	-	1131.53	1113.61

ANSYS programı kullanılarak elde edilen enine titreşim hareketi gösteren ilk 5 doğal frekansın grafiği Şekil 3.18’de görülmektedir.



Şekil 3.18 Enine titreşim hareketi gösteren ilk 5 doğal frekans

İncelenen çalışmadaki deneysel ve teorik sonuçların ANSYS programı kullanılarak bulunan doğal frekanslara oranları Şekil 3.19’da verilmiştir.



Şekil 3.19 DeneySEL ve teorik sonuçların ANSYS sonuçlarına oranı

3.2 Örnek Problem 2

Artan kompleks birleştirme geometrisi ve onun üç boyutlu doğası yapıştırıcı ile birleştirilmiş yapıların dinamik davranışını tahmin etmek için gerekli olan genel bir yönetici denklemler sistemini elde etmedeki zorluğu daha fazla büyötmektedir. Bu tip problemlerin üstesinden gelmek için, sonlu elemanlar analizi (SEA) tek bindirmeyele birleştirilmiş bağıli kirişlerin titreşim davranışının analizinde sıklıkla kullanılmıştır.

Xiaocong He [82] yapmış olduğı çalışmasında, tek bindirmeli birleştirmeyele bağıli kirişlerin dinamik davranışının önceden tahmin edilmesi için etkili bir sayısal yöntem önerebilmeyi ve sonuçların deneySEL verilerle uyumunu kontrol etmeyi amaçlamıştır. Bağıli kirişlerin doğal frekanslarını mod şekillerini ve frekans tepki fonksiyonlarını bulmak için ABAQUS Sonlu Elemanlar Analizi yazılımını kullanmıştır. He, bağıli kirişlerin dinamik davranışının deneySEL ölçümlerinde, LMS (Leuven ölçüm sistemi) CADA-X dinamik test yazılımı ve LMS-DIFA Scadas II 48 kanallı veri toplama donanımını kullanmıştır. He'nin çalışmasında, farklı kiriş genişliklerine sahip, farklı yapıştırıcı tabaka kalınlıklarındaki yapıştırıcı ile birleştirilmiş kirişler için Frekans Tepki Fonksiyonları (FTF) ölçölmüş ve Sonlu Elemanlar Analizi ile tahmin edilen Frekans Tepki Fonksiyonları ve mod şekilleri

deneyisel olarak ölçülen değerlerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, deneyisel ölçüm değerleri ile SEA ile tahmin edilen karakteristiklerin iyi bir uyum içerisinde olduğunu göstermiştir.

Bu bölümde He'nin çalışması referans alınarak problem bir başka Sonlu Elemanlar Analiz proramı olan ANSYS yazılımı ile tekrar çözülmüştür. ANSYS sonuçları ile He'nin elde ettiği deneyisel ve ABAQUS sonuçları karşılaştırılmış ve ANSYS yazılımı kullanılarak elde edilen sonuçlar, deneyisel sonuçlar ile ABAQUS yazılımının sonuçları arasında olduğu gözlenmiştir.

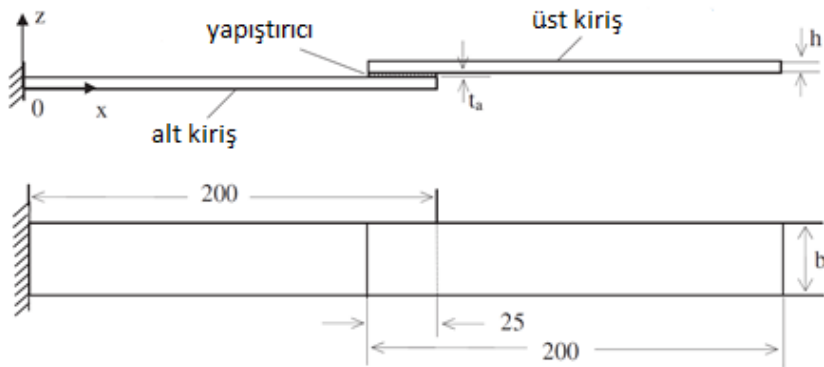
Metodoloji

Şekil 3.21'de referans alınan çalışmada incelenen tek bindirmeli yapıştırıcı ile birleştirilmiş kirişler görülmektedir. Yapıştırılan iki farklı kiriş kümesinde kullanılan geometrik boyutlar; alüminyum alaşım plaklar için 200 mm uzunluk X 25 mm genişlik X 4 mm kalınlık ve 200 mm uzunluk X 50 mm genişlik X 4 mm kalınlık olarak verilmiştir. Kullanılan farklı genişlikleri kolayca tanımlamak için aşağıda verilen terminoloji kullanılmıştır:

W25 kiriş: 25 mm genişlikte bağlı kiriş

W50 kiriş: 50 mm genişlikte bağlı kiriş

Alüminyum alaşım plakalar için mekanik özellikler şu şekildedir: Elastisite modülü $E = 70$ GPa, Poisson oranı $\nu = 0.33$. Yapıştırıcı için mekanik özellikler: Elastisite modülü $E_a = 2$ GPa, Poisson oranı $\nu_a = 0.30$.

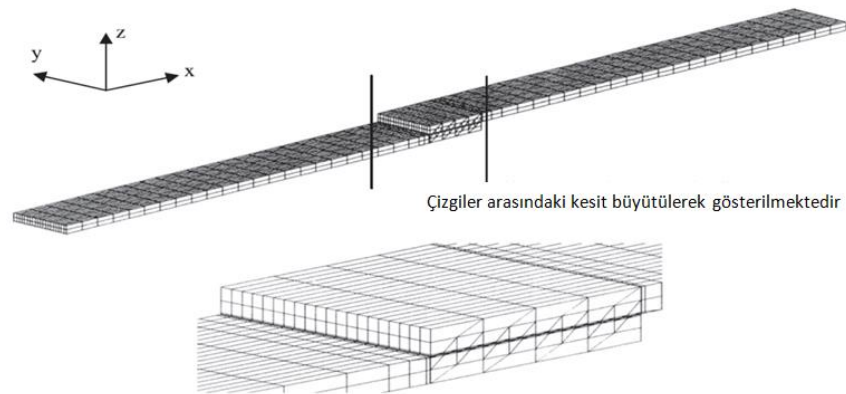


Şekil 3.20 Tek bindirmeli yapıştırıcı ile birleştirilmiş kirişler (ölçüler mm) [82]

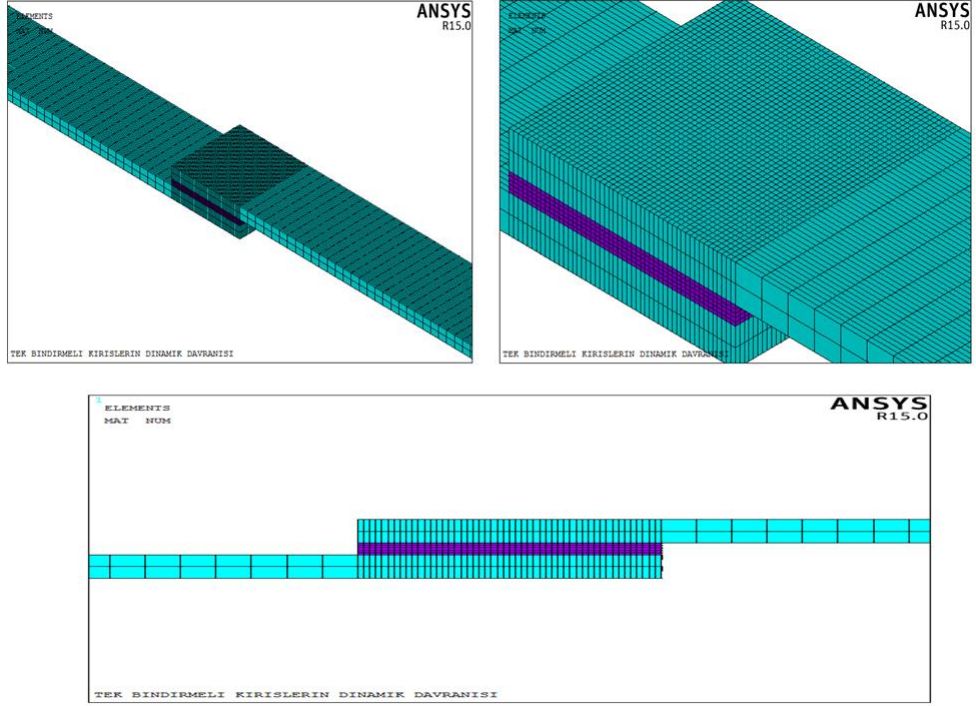
Yapıştırıcı ile bağlanmış birleştirmelerin sonlu elemanlar analizi durumunda yapıştırıcı tabakanın kalınlığı yapıştırılan elemanların (kirişlerin) kalınlığından oldukça küçüktür. Sonlu eleman analizinde kullanılan mesh yapısı hem yapıştırıcı tabakanın küçük yapısı için hem de bütün modelin kalan kısmının büyük boyutu için birbirine uygun bir ölçüde olmalıdır. Yapıştırıcı tabakayı yapıştırıcı tabaka kalınlığından daha küçük ölçekte bir sonlu eleman mesh yapısı ile modellemek esas konudur. Sonuç olarak şu söylenebilir: sonlu eleman modelinin mesh yapısı çok küçük boyutlara sahip olan bölgede, modelin geri kalan kısmına göre birkaç derece daha inceltilmiş olmalıdır. Böylece yapıcı ile birleştirilmiş bir yapıda serbestlik derecelerinin sayısı oldukça yüksektir.

Yapıştırılan kısımlar Euler-Bernouilli kirişleri olarak modellenmiş ve bu kısımlar 0.2 mm lik yapıştırıcı bir tabakayla kaplanmış bir alanla birleştirilmişlerdir. Tek bindirmeyle bağlanmış olan kirişlerin referans kaynaktaki ABAQUS proramı kullanılarak elde edilen mesh yapısı Şekil 3.22'de, ANSYS programında yapılan mesh yapısı ise Şekil 3.23'de gösterilmiştir.

Yapıştırıcı tabaka onun X-yönündeki uzunluğu boyunca 64 eşit parçaya, y-uzunluğu boyunca 20 eşit parçaya, z-yönünde kalınlık boyunca da 5 eşit parçaya bölünmüştür. Böylece tek bindirmeli bir birleştirmeye bağlı kirişlerin dinamik davranışı için sağlam bir mesh yapısı elde edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 3.21 Tek bindirmeli yapının mesh edilmiş görüntüsü [82]



Şekil 3.22 Tek bindirmeli yapının ANSYS programında mesh yapılmış görüntüleri

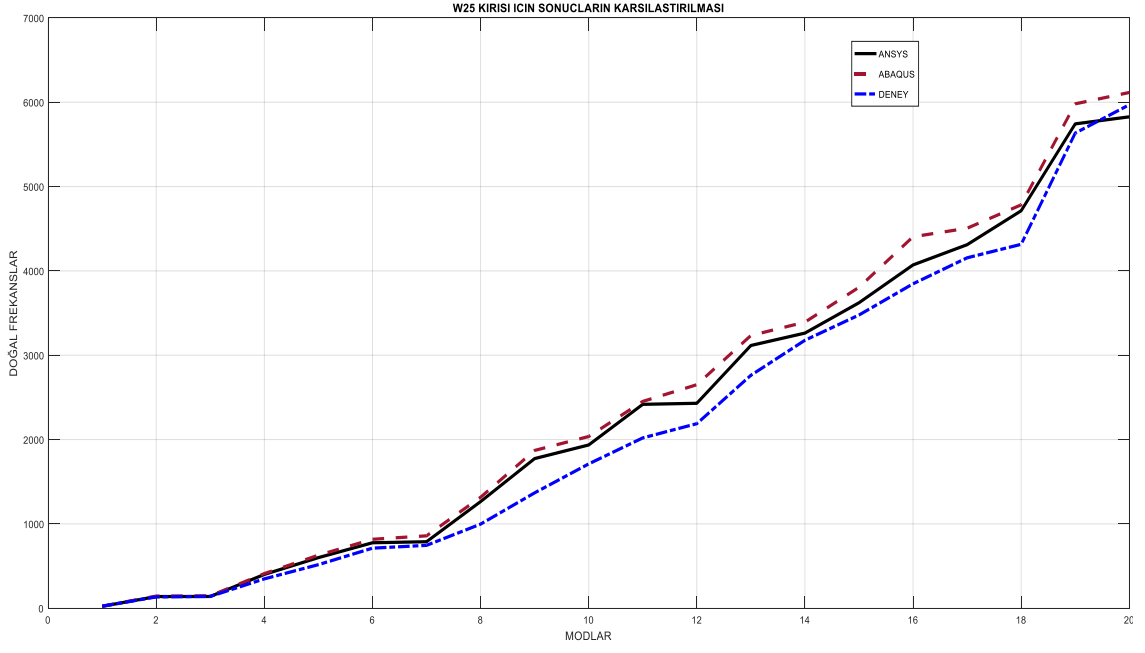
W25 ve W50 kirişleri için ANSYS programında yapılan çözümlerde sistemin serbest titreşim cevabı için her iki durumda da 20 doğal frekans ve mod şekli bulunmuştur. ANSYS çözümleri ve referans alınan çalışmadaki çözümlerin karşılaştırmaları tablo olarak Tablo 3.5 ve Tablo 3.6'da, grafik olarak da Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'de verilmiştir.

Tablo 3.5 W25 kirişı için doğal frekanslar

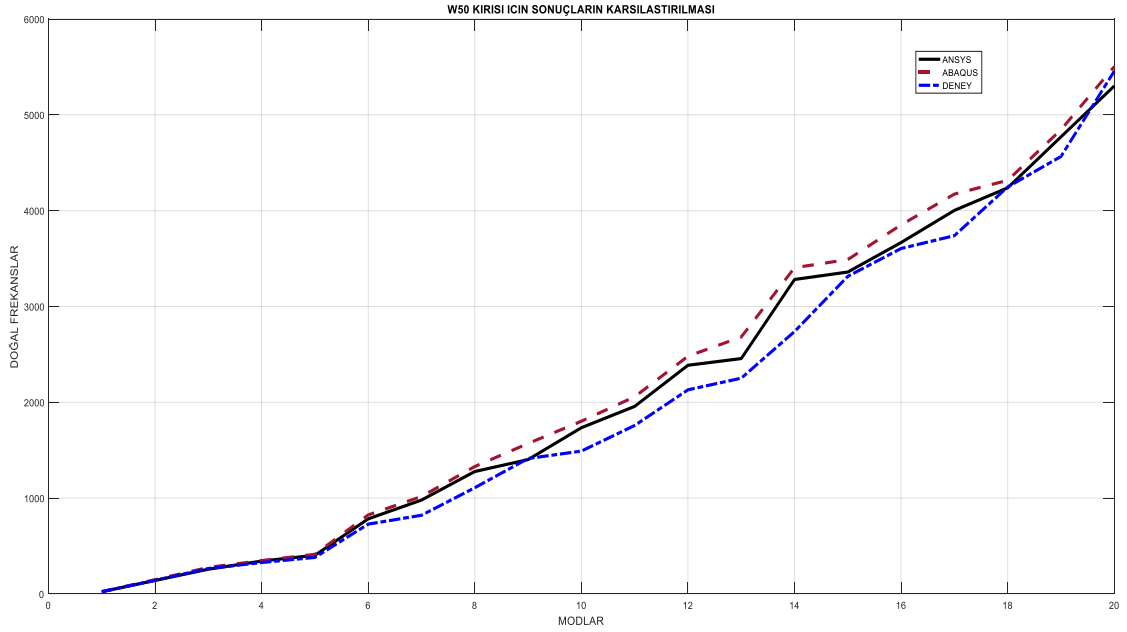
Mod	Doğal Frekans ANSYS	Doğal Frekans ABAQUS [82]	Doğal Frekans DENEY [82]	Hata % ABAQUS-ANSYS	Hata % ANSYS-DENEY	Hata% ABAQUS-DENEY	SÖNÜM ORANI %
1	22.793	23.425	23.71	2.69	-3.86	-1.22	0.9
2	138.29	143.65	134.12	3.73	3.01	6.63	2.03
3	139.25	146.95	140.32	5.23	-0.76	4.51	0.48
4	400.51	410.54	347.96	0.02	13.12	15.24	0.31
5	599.95	628.57	516.7	4.55	13.87	17.80	1.12
6	776.17	817.37	712.12	5.04	8.25	12.88	0.2
7	788.38	858.22	745.53	8.13	5.43	13.13	0.38
8	1264.2	1315.8	997.04	3.92	21.13	24.23	0.53
9	1774.3	1870.9	1368.1	5.16	22.89	26.88	0.37
10	1935.9	2036.1	1711.3	4.92	11.6	15.95	0.61
11	2417.7	2452.2	2019.6	1.40	16.46	17.64	0.56
12	2430.1	2650.5	2188.3	8.31	9.95	17.44	0.37
13	3115.5	3233.7	2761.9	3.65	11.34	14.59	0.35
14	3262.4	3392.3	3177.4	3.82	2.60	6.34	0.42
15	3622.1	3805.3	3476.8	4.81	4.01	8.63	0.73
16	4070.8	4405	3847	7.58	5.49	12.67	0.87
17	4310.7	4505.8	4155.1	4.32	3.60	7.78	0.68
18	4713.1	4783.3	4315.2	1.46	8.44	9.79	1.63
19	5743.3	5980.9	5634.2	3.07	1.89	5.80	0.15
20	5827.0	6115.5	5969.8	4.71	-2.45	2.83	1.03

Tablo 3.6 W50 kirişi için doğal frekanslar

Mod	Doğal Frekans ANSYS	Doğal Frekans ABAQUS [82]	Doğal Frekans DENEY [82]	Hata % ABAQUS-ANSYS	Hata % ANSYS-DENEY	Hata% ABAQUS-DENEY	SÖNÜM ORANI %
1	22.945	23.579	22.74	2.69	0.89	3.56	2.15
2	140.52	148.16	141.84	5.15	-0.94	4.27	0.35
3	257.91	276.44	265.22	6.70	-2.83	4.06	0.75
4	342.68	347.82	327.5	1.48	4.43	5.84	0.37
5	403.05	413.24	380.96	2.46	5.48	7.81	0.25
6	783.47	824.48	728.38	4.97	7.03	11.66	0.77
7	979.42	1016.7	820.68	3.67	16.20	19.28	0.2
8	1277.4	1329.7	1108.3	3.93	13.24	16.65	0.37
9	1401.8	1569.8	1413.13	10.7	-0.8	9.98	0.14
10	1734.55	1802.5	1490.6	3.71	14.06	17.30	0.99
11	1957.25	2057.6	1758.1	4.88	10.17	14.56	1.2
12	2386.43	2480.9	2130.1	3.80	10.74	14.14	0.31
13	2456.32	2681.6	2251.6	8.40	8.33	16.04	0.9
14	3281.92	3404.8	2738.46	3.60	16.55	19.57	0.33
15	3359.57	3489.6	3314.97	3.73	1.32	5.00	0.19
16	3667.38	3851.9	3605.05	4.79	1.69	6.41	0.96
17	4002.76	4172.9	3739.22	4.07	6.58	10.39	0.39
18	4238.34	4316.7	4247.4	1.82	-0.21	1.61	0.36
19	4770.52	4845.5	4565.5	1.54	4.29	5.78	0.38
20	5301.32	5503.4	5456.36	3.67	-3.81	0.85	0.17



Şekil 3.23 W25 kirişi için sonuçların karşılaştırılması



Şekil 3.24 W50 kirişi için sonuçların karşılaştırılması

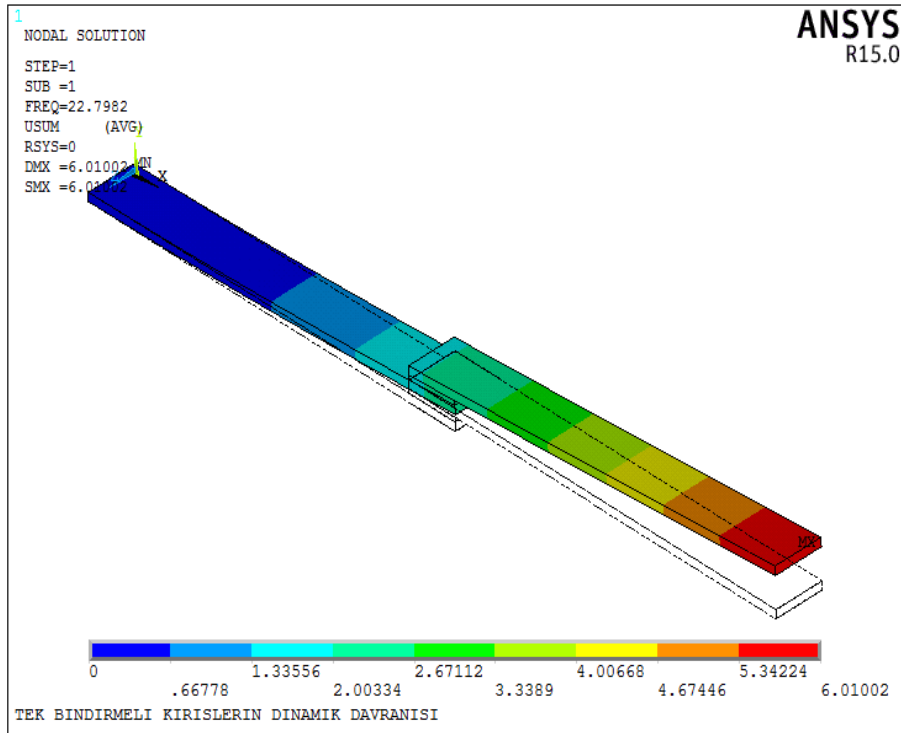
Referans alınan çalışmanın SEA ve deneysel sonuçları ile ANSYS sonuçlarından 20 adet doğal frekans elde edilmesine rağmen ilk üç doğal frekans oldukça önemlidir.

Yapıştırıcı ile birleştirilmiş kirişlerin ölçülen ve tahmin edilen doğal frekansları arasında iyi bir uyumun olduğu tablolardan ve şekillerden görülmektedir.

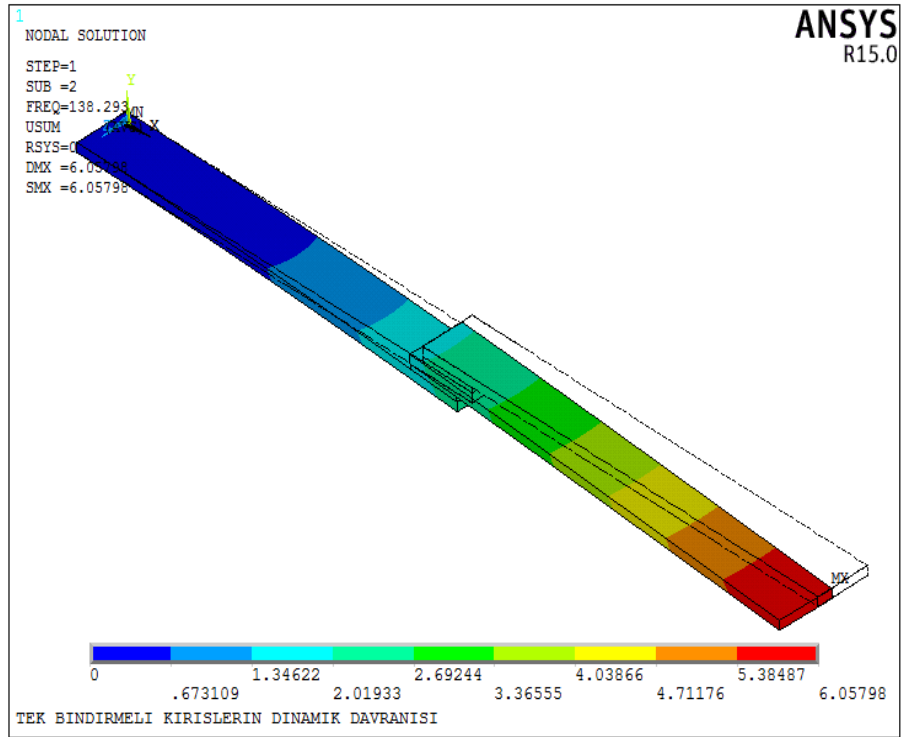
Aynı zamanda tablo ve şekiller incelendiğinde, deneylerden elde edilen doğal frekansların SEY kullanarak tahmin edilenlerden daha küçük olduğu görülmüştür. Bu fark mesnetlerden kaynaklanmaktadır. Kirişlerin mesnetler tarafından tespit edilmesi sonsuz rijit bir tarzda değildir, çünkü ölçülen modal karakteristikleri üzerinde mesnetlerin sonlu bir katılığa sahip olma etkisi vardır.

Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'deki grafiklerden görüldüğü üzere ANSYS sonuçları referans alınan çalışmadaki ABAQUS ve deneysel sonuçların arasında yer almaktadır. ANSYS programında yapılan çözümlerde, deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edildiği Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'deki grafiklerde görülmektedir. Elde edilen bu sonuçlar sonucunda ANSYS çözümünün güvenilir olduğu anlaşılmış ve ANSYS programı daha sonra yapılacak analizlerde kullanılacaktır.

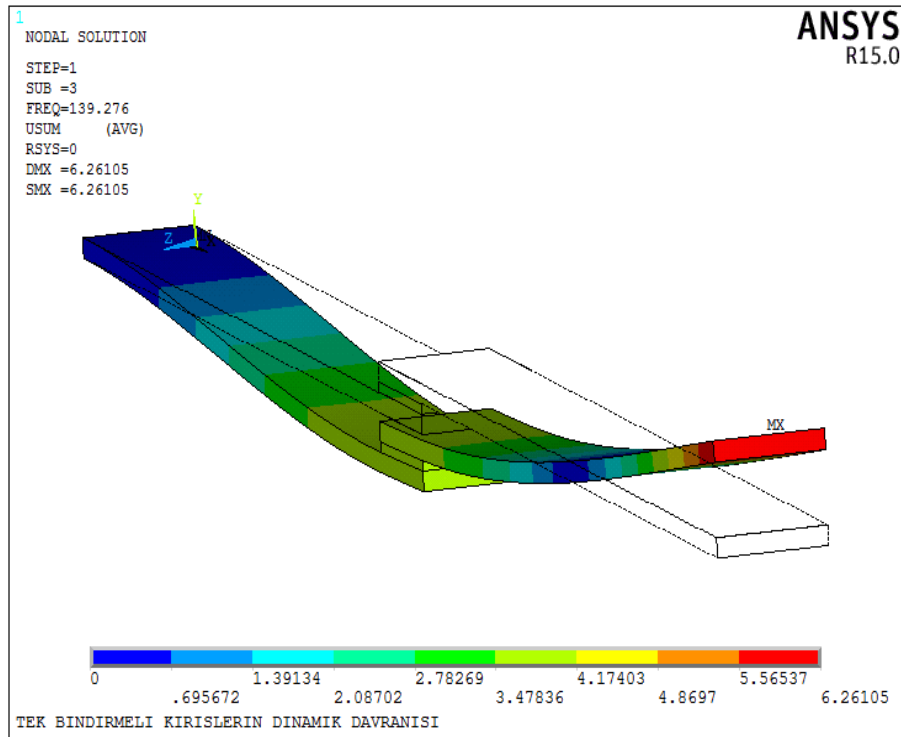
Aşağıda ANSYS çözümünden elde edilen mod şekillerinden bazıları verilmiştir.



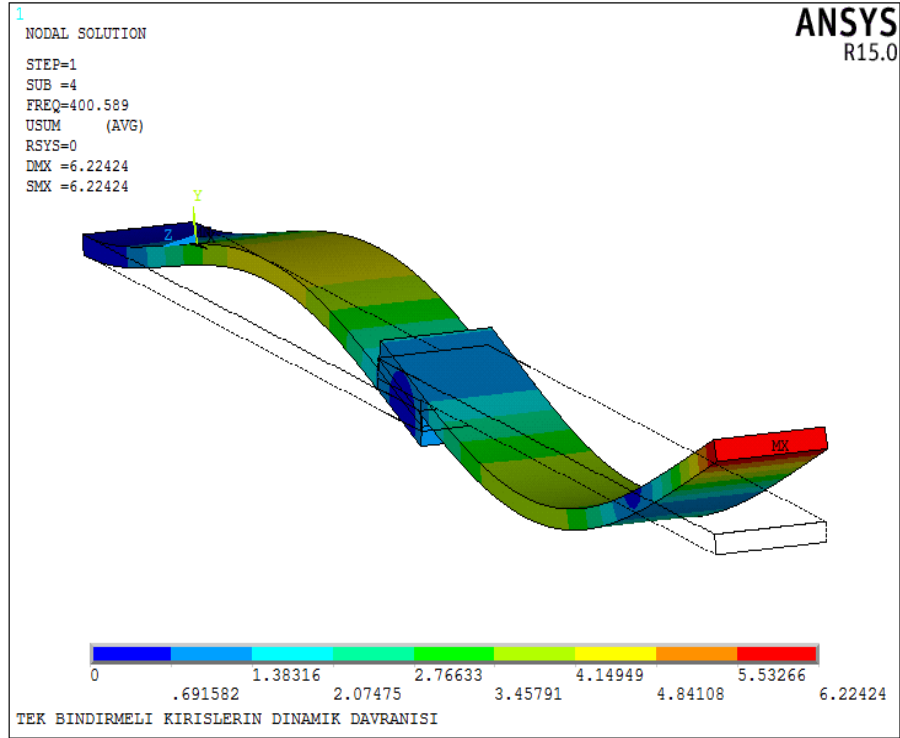
Şekil 3.25 ANSYS çözümünden elde edilen 1. Mod şekli



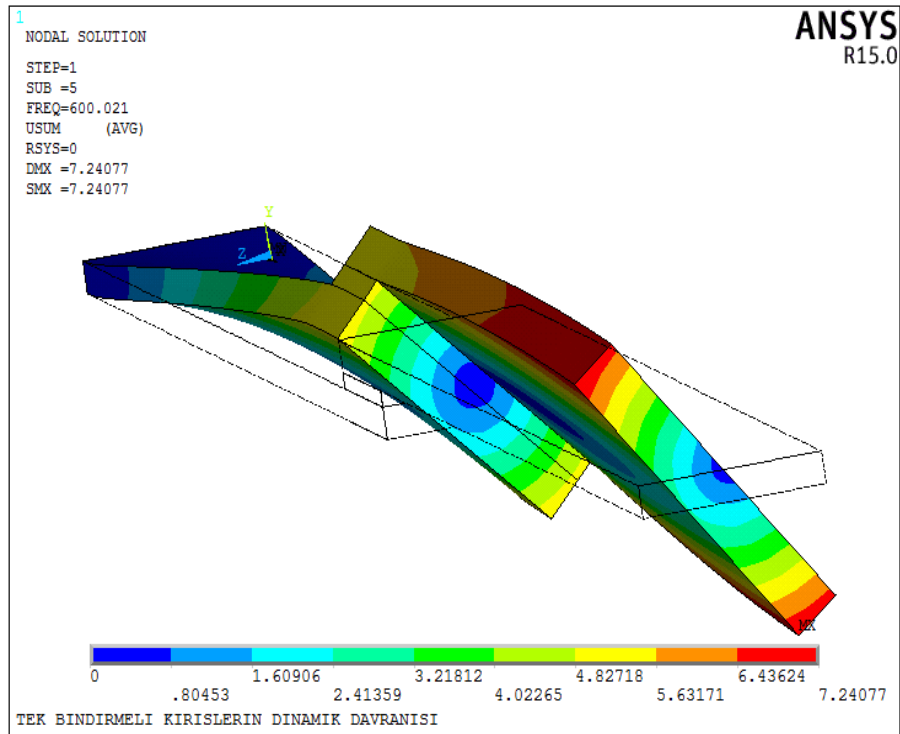
Şekil 3.26 ANSYS çözümünden elde edilen 2. Mod şekli



Şekil 3.27 ANSYS çözümünden elde edilen 3. Mod şekli



Şekil 3.28 ANSYS çözümünden elde edilen 4. Mod şekli



Şekil 3.29 ANSYS çözümünden elde edilen 5. Mod şekli

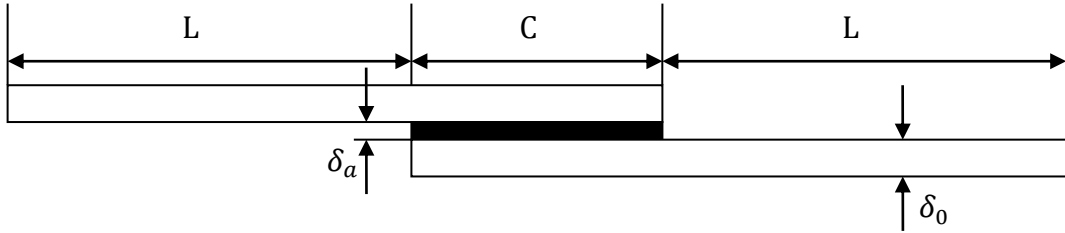
TEK BİNDİRMELİ BİRLEŞTİRMELERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARI ÜZERİNDE FARKLI MESNETLEME DURUMLARININ ETKİSİ

4.1 Giriş

Tezin bu bölümünde, yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bir bağlantının sonlu elemanlar analiz programı ANSYS kullanılarak farklı mesnetleme durumları için doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Bindirme bağlantısında kullanılan kirişler alüminyum seçilmiştir. Yapıştırıcı olarak Araldite 2015 seçilmiştir.

Tablo 4.1 Malzeme özellikleri

	E	ρ	ν
Alüminyum	70 GPa	2800 kg/m ³	0.33
Araldite 2015	1.85 GPa	1400 kg/m ³	0.33



Şekil 4.1 Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirme bağlantısı

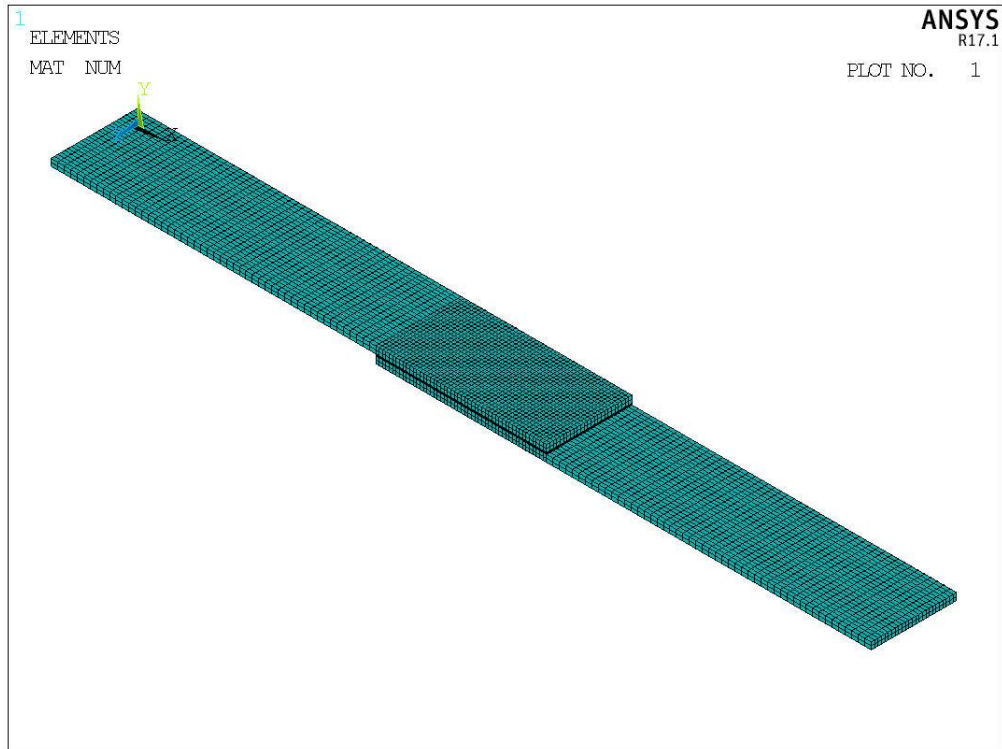
Kirişler tamamen elastik kabul edilmiş olup kalınlığı δ_0 , genişliği b , uzunluğu $(L+C)$, yoğunluğu ρ ve elastisite modülü E ile tanımlanmıştır. Yapıştırıcının uzunluğu C ve kalınlığı için δ_a kullanılmıştır.

Tablo 4.2 Geometrik özellikler

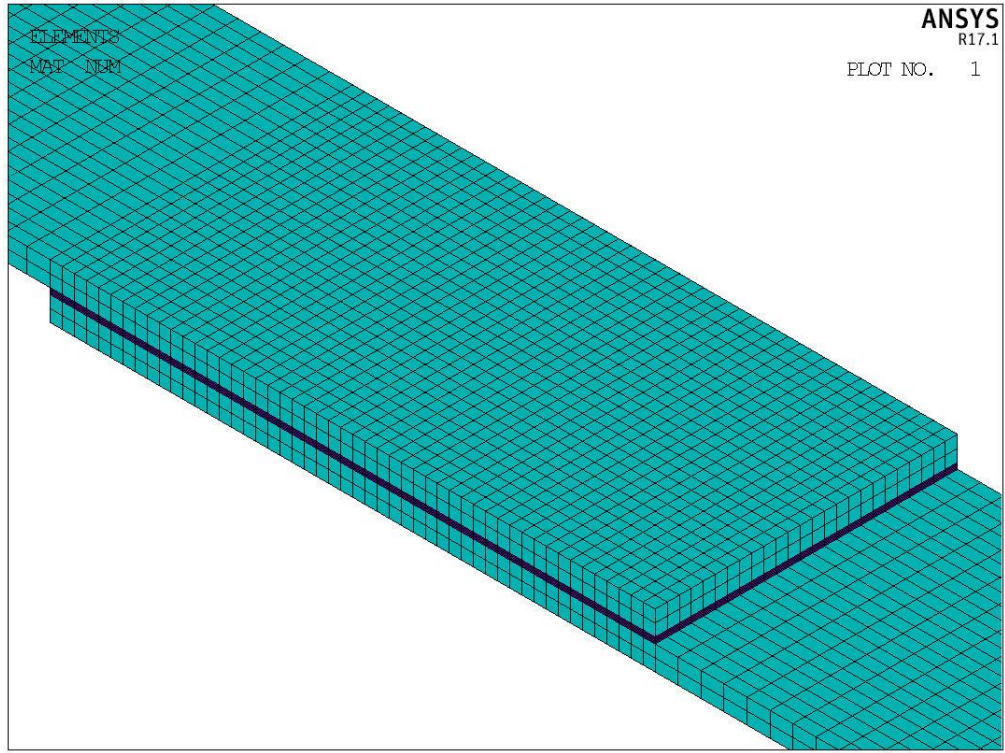
L	C	δ_a	δ_0	b
95 mm	50 mm	0.5 mm	2 mm	25 mm

Şekil 4.1’de verilen yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirmeli bağlantı, SEA programı ANSYS’de modellenerek farklı mesnet koşullarında doğal frekansları ve mod şekilleri hesaplanmıştır. İlk olarak mesnetsiz durum için problem çözülmüştür.

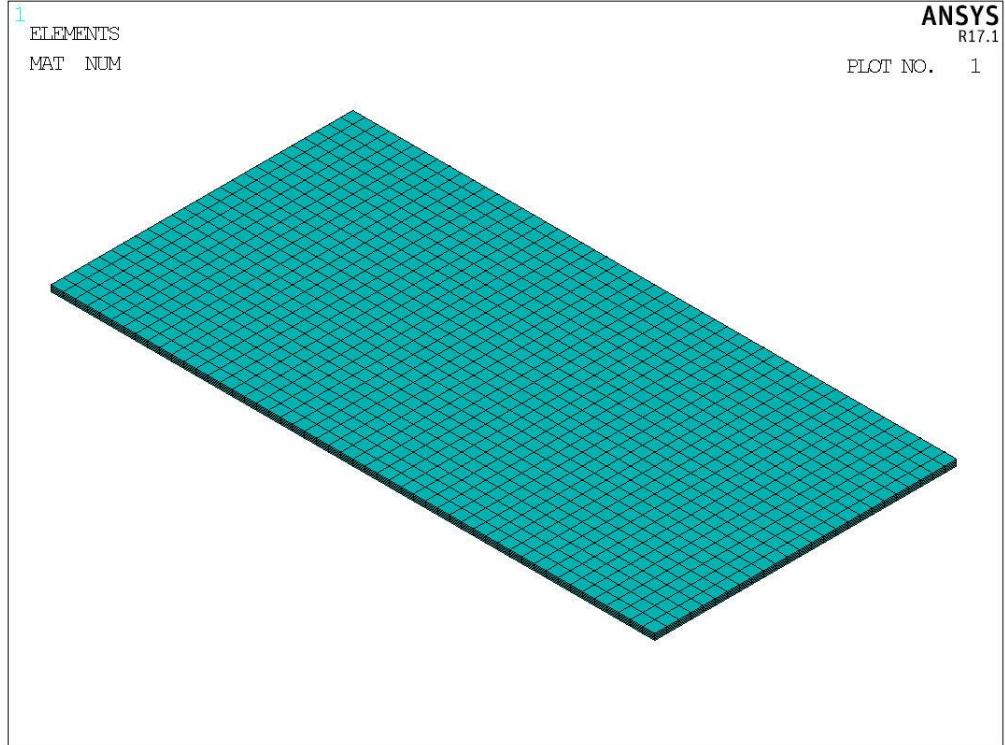
Bütün çözümler için Tablo 4.1 ve Tablo 4.2’de verilen özellikler kullanılmıştır. Modelleme yapılırken mesh işleminde kirişin boyu 50 parçaya, genişliği 25 parçaya ve kalınlığı 2 parçaya bölünmüştür. Yapıştırıcının boyu 50 parçaya, genişliği 25 parçaya ve kalınlığı 5 parçaya bölünmüştür.



Şekil 4.2 Bindirme bağlantısının mesh atılmış görüntüsü



Şekil 4.3 Bindirme bağlantısının mesh atılmış görüntüsü



Şekil 4.4 Yapıştırıcının mesh atılmış görüntüsü

4.2 Serbest-Serbest Uç Durumu

Bu çözümde tek bindirmeli yapıştırma bağlantısına herhangi bir mesnet koşulu uygulanmamıştır. Kirişlerin her iki ucu da serbest halde düşünülmüştür. Bu çözümde toplam 20 doğal frekans bulunmasına karşın ilk 6 doğal frekans sıfır çıkmıştır. Elde edilen doğal frekanslar ve mod şekillerinden bazıları aşağıda verilmiştir.

Tablo 4.3 Serbest-Serbest uç çözümden elde edilen doğal frekanslar

Modlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Doğal Frekans	0	0	0	0	0,012	0,03	213,15	491,87	1137,3	1245,5
Modlar	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Doğal Frekans	1620,2	1810,6	2124,7	2888,6	3531,4	3808,4	4236,2	5268,4	5420,4	6288,3

4.3 Sabit-Serbest Uç Durumu

Bu çözümde tek bindirmeli yapıştırma bağlantısına uygulanan mesnet tipi Şekil 4.5’de verilmiştir. Bu mesnetleme durumunda bindirme bağlantısının sol ucu $u_x = 0$ ve $u_y = 0$ olacak şekilde kısıtlanmıştır.



Şekil 4.5 Sabit-Serbest Uç

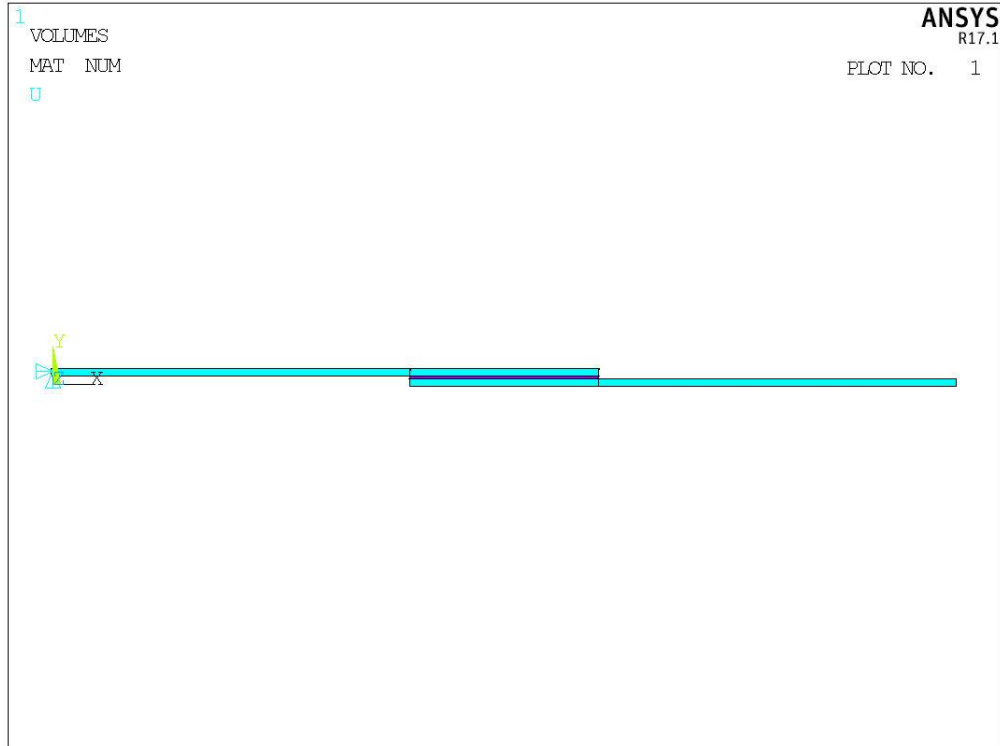
Bu mesnet tipi ile yapılan çözümde 20 adet doğal frekans ve doğal frekanslara karşılık gelen mod şekilleri bulunmuştur. Bulunan doğal frekans değerleri Tablo 4.4’de verilmiştir.

Tablo 4.4 Sabit-Serbest uç çözümünden elde edilen doğal frekanslar

Modlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Doğal Frekans	0,0098	27,829	192,53	491,87	492,25	577,84	1147,7	1568,1	1625,4	2745,9
Modlar	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Doğal Frekans	2897,9	2923,5	3536,5	4039,1	4823,1	5031,7	5723,9	6305,2	6366,6	6829,1

4.4 Ankastre-Serbest Uç Durumu

Bu çözümde tek bindirmeli yapıştırma bağlantısına uygulanan mesnet tipi Şekil 4.6’da verilmiştir. Bu mesnetleme durumunda bindirme bağlantısının sol ucu $u_x = 0$, $u_y = 0$ ve $u_z = 0$ olacak şekilde kısıtlanmıştır.



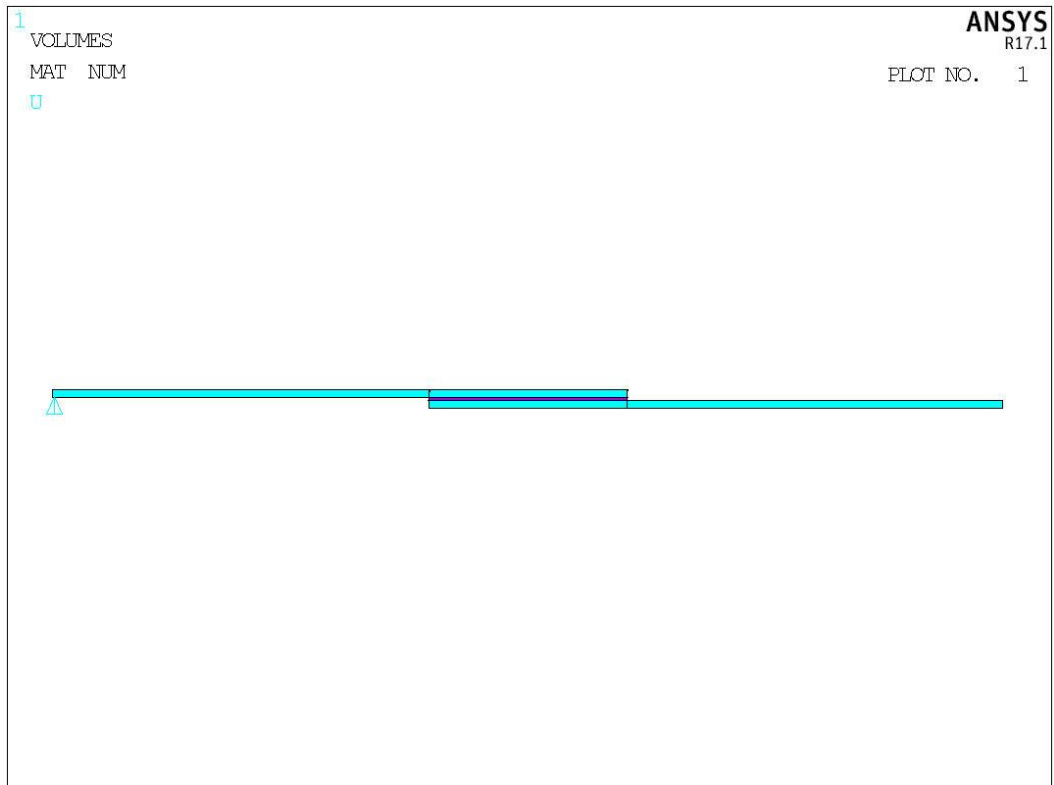
Şekil 4.6 Ankastre-Serbest Uç

Tablo 4.5 Ankastre-Serbest uç çözümünden elde edilen doğal frekanslar

Modlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Doğal Frekans	27,83	192,55	328,82	491,91	514,68	1147,8	1567,6	1625,6	1914,9	2898,1
Modlar	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Doğal Frekans	2915,2	3536,9	4039,1	4831,7	5286	5302,6	5726,5	6350,8	6821,3	7987,9

4.5 Kayar-Serbest Uç Durumu

Bu çözümde tek bindirmeli yapıştırma bağlantısına uygulanan mesnet tipi Şekil 4.7’de verilmiştir. Bu mesnetleme durumunda bindirme bağlantısının sol ucu $u_y = 0$ olacak şekilde kısıtlanmıştır.



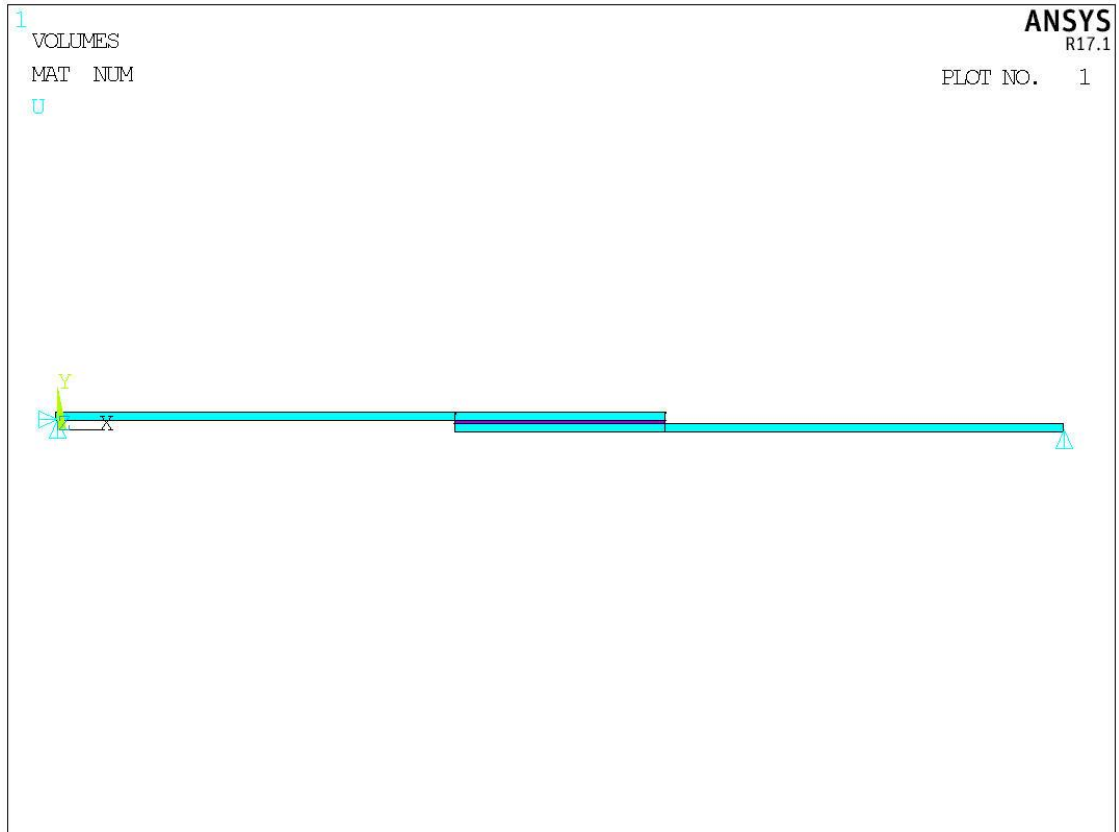
Şekil 4.7 Kayar-Serbest Uç

Tablo 4.6 Kayar-Serbest uç çözümünden elde edilen doğal frekanslar

Modlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Doğal Frekans	0	0	0,015	0,035	138,37	407,83	487,12	951,75	1476,6	1551,2
Modlar	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Doğal Frekans	2123,9	2567,4	2732,4	3323,3	4021,3	4883,3	5376,6	5431,2	5963,9	6759,4

4.6 Sabit-Kayar Uç Durumu

Bu çözümde tek bindirmeli yapııştırma bağlantısına uygulanan mesnet tipi Şekil 4.8’de verilmiştir. Bu mesnetleme durumunda bindirme bağlantısının sol ucu $u_x=0$, $u_y=0$ olacak şekilde ve sağ ucu $u_y=0$ olacak şekilde kısıtlanmıştır.

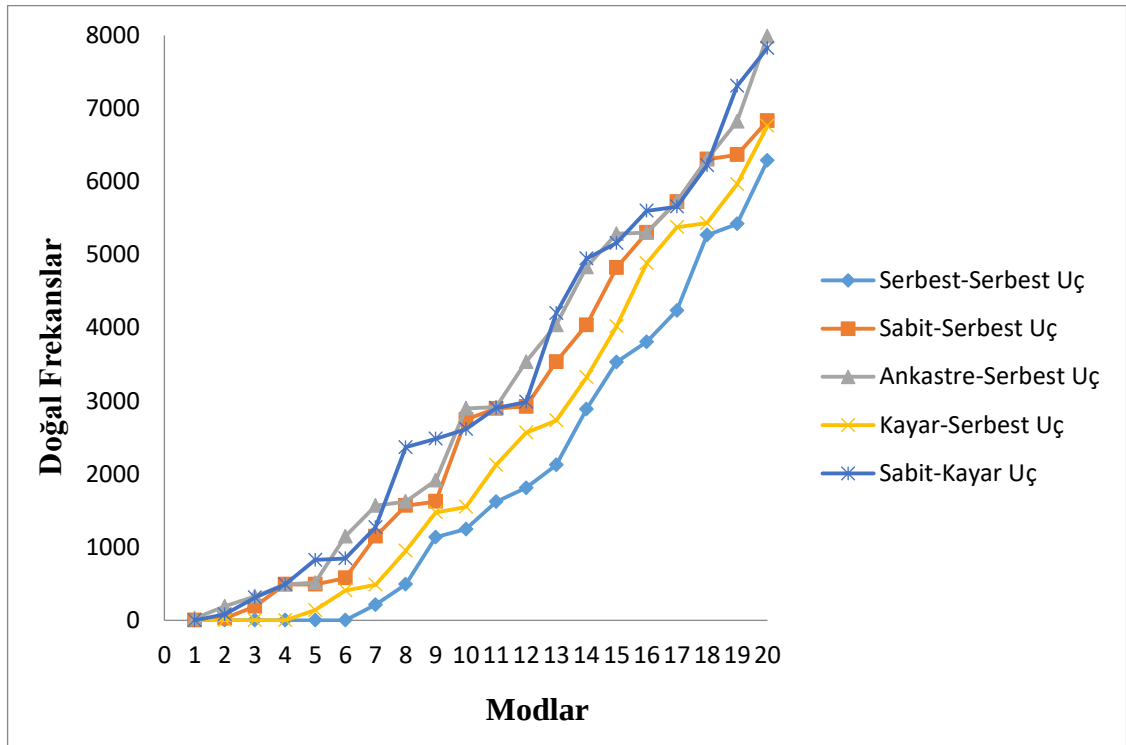


Şekil 4.8 Sabit-Kayar Uç

Tablo 4.7 Sabit-Kayar uç çözümünden elde edilen doğal frekanslar

Modlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Doğal Frekans	0,011	81,655	312,31	490,86	825,93	845,72	1271,8	2368	2483,3	2613,6
Modlar	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Doğal Frekans	2904,4	2986,6	4200,1	4948,1	5160,7	5600,9	5657,7	6220,9	7307,1	7825,9

4.7 Sonuçların Karşılaştırılması



Şekil 4.9 Tüm mesnet durumları için doğal frekansların karşılaştırılması

TEK BİNDİRMELİ BİRLEŞTİRMELERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARI ÜZERİNDE YAPIŞTIRICI ÖZELLİKLERİNİN ETKİSİ

5.1 Giriş

Bu bölümde, tek bindirmeli yapıştırıcı ile birleştirilmiş ankastre kirişlerin transvers serbest titreşim karakteristikleri üzerine yapıştırıcı malzeme özelliklerinin etkisi incelenmiştir. Bu çalışma sonlu elemanlar yöntemini kullanan ANSYS programı ile gerçekleştirilmiştir. Burada yapılan analiz tek-bindirmeli olarak birleştirilmiş ankastre kirişlerin doğal frekansları ve mod şekillerinin belirlenmesi için etkili ve verimli bir şekilde kullanılabilen bir hesaplama prosedürü sağlamaktadır. Bu hesaplama prosedürü ANSYS yazılımında kullanılabilen bir "makro" ile gerçekleştirilmiştir. Bu programda gerek yapıştırıcı ve gerekse kirişler için kullanılan geometrik ve mekanik özellikler makul ölçülerde istenildiği gibi değiştirilebilmektedir. Ayrıca sonlu eleman ağ yapısının oluşturulması da seçilen geometrik ölçülere bağlı olarak tasarlanmıştır. Çözüm için kullanılan eleman tipi de opsiyonel olarak değiştirilebilir.

5.2 Tek Bindirmeli Yapıştırma Bağlantısının Konfigürasyonu ve Malzeme Özellikleri

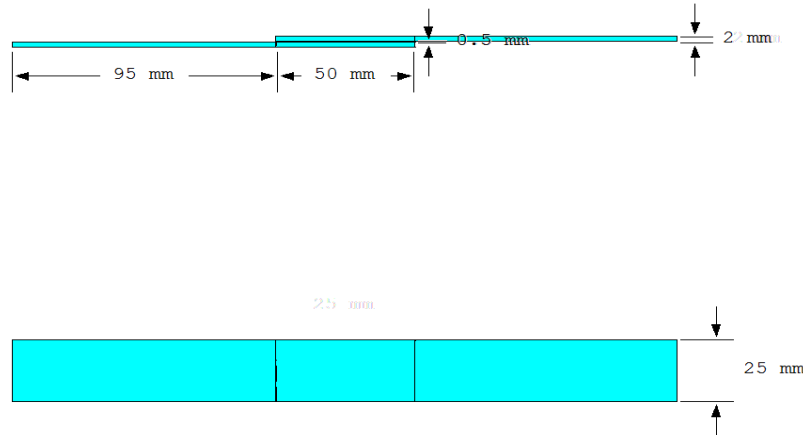
Ele alınan tek bindirmeli yapıştırıcı ile birleştirilmiş ankastre mesnetli yapı alt ve üst bölgelerde yer alan iki adet özdeş kiriş ve yapıştırma bölgelerinden oluşmaktadır. Bu yapının geometrik ve mekanik özellikleri Özer ve Öz tarafından yayınlanan bir çalışmadan alınmıştır [83]. Burada alt ve üst olmak üzere iki bölgeden oluşan kiriş yapıların 2024-T3 alüminyum alaşım malzemeden yapılmış olduğu düşünülmüştür. Kirişler için uzunluk 145 mm, genişlik 25 mm kalınlık ise 2 mm dir. Yapıştırıcının kalınlığı 0.5 mm olup 25 mm genişliğindeki levhaların arasına homojen bir şekilde yayıldığı düşünülmüştür. Alüminyum 2024-T3 için

mekanik özellikler Elastisite modülü $E = 70$ GPa, Poisson oranı $\nu = 0.33$ olarak belirlenmiştir. Yapıştırıcıya ait mekanik özellikler ise aşağıda verildiği gibi kullanılacaktır:

Elastisite modülleri: $E_a = 0.001, 0.01, 0.1, 0.2, 0.5, 1, 2, 5, 10, 20, 50$ ve 70 GPa

Poisson oranları: $\nu = 0.30, 0.35, 0.40, 0.45$ ve 0.49999

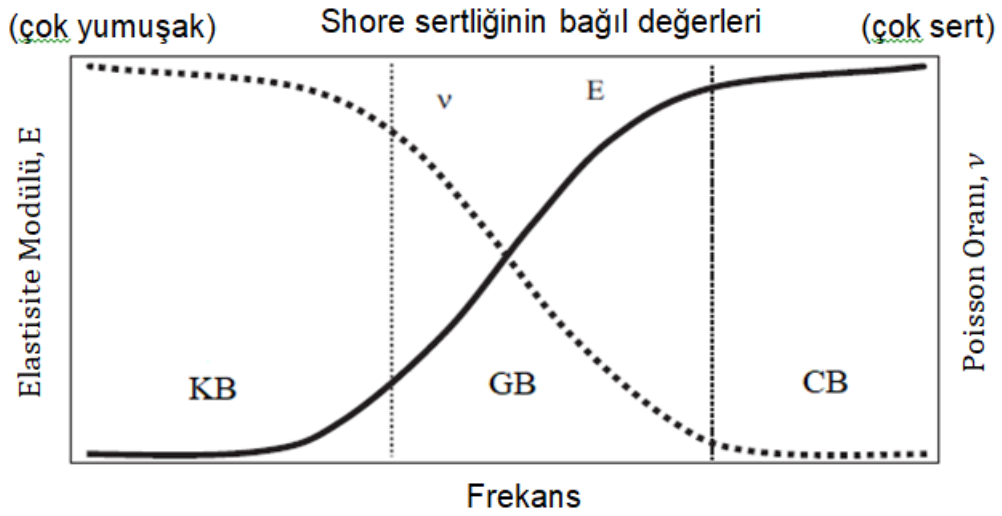
Bu yapının geometrik özellikleri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Tek bindirme ile birleştirilmiş yapının geometrik özellikleri

Yapısal yapıştırıcının mekanik özelliklerinin bu çalışmada seçilen aralığı viskoelastik davranışın bütün spektrumunu kapsar. Bu spektrum Elastisite modülünün en düşük değerlerinde (0.001 GPa) ve Poisson oranının en büyük değerlerinde (0.4999) yer alan kauçuk bölgeden başlayıp Elastisite modülünün yüksek değerlerini (10 GPa) ve Poisson oranının düşük (0.3) değerlerini alan camı bölgeye kadar olan geniş bir aralığı kapsamaktadır. Yapıştırıcıya ait bu detaylandırılmış özellik aralığının kauçuklar, elastomerler, epoksiler ve seramik yapıştırıcılar gibi değişik tipteki yapıştırıcılara ait mekanik özellikleri kapsadığı görülmektedir. Elastisite modülünün yapısal bir yapıştırıcı için 70 GPa olarak seçilip kullanılması polimerik veya epoksi yapıştırıcılar için gerçekçi bir yaklaşım olmamasına rağmen bu sembolik yaklaşım yapıştırıcıyı sanki alüminyum bir alaşımmış gibi temsil eder. Aslında, alüminyum iki kiriş tabakası arasında sanki alüminyum kaynağı yapılmış gibi bir durumun varsayıldığı düşünülebilir. İdealize edilmiş bu yaklaşım, tek bindirmeyle birleştirilmiş alüminyum alaşım ankastre

kiriş yapının doğal frekansları için bir referans sınırı elde etmek amacıyla kullanılmaktadır [82].



Şekil 5.2 Sertliği bağıl olarak derecelendirip göz önüne alan kavramsal model (koyu çizgi elastisite modülünü gösterirken kesikli çizgi poisson oranını temsil etmektedir) [82]

Burada; KB: Kauçuk bölge (kauçuklar, elastomerler örneğin Evostik ve Bostik yapıştırıcılar)

GB: Geçiş bölgesi (Epoksiler, Araldit 2 – kısmi epoksi)

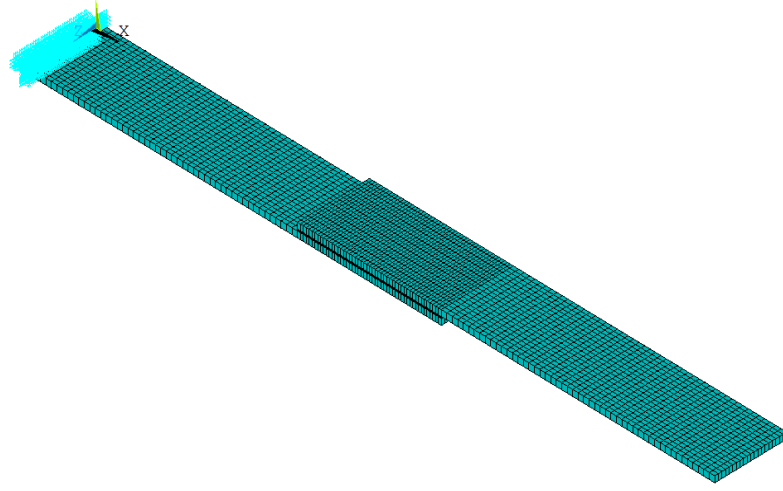
CB: Camsı bölge (seramik yapıştırıcılar) olarak belirlenmiştir.

Burada Elastisite modülü ve Poisson oranı malzemelerin Shore sertliklerine göre işaretlenmiştir. Shore sertlik ölçeği plastik ya da esnek olan malzemelerin sertliğini belirlemek için kullanılan bir kavramdır. Polimerlerin, elastomerlerin ve kauçukların sertliğini belirtmek için kullanılmaktadır. Ölçümlerde genellikle Shore-a ve Shore-b sınıflandırılması yapılmaktadır. Shore-a genel itibarı ile yumuşak malzemelerin sertliğini, Shore-b ise sert-rijit malzemelerin sertliğini ölçmede kullanılmaktadır. Ölçüm genel olarak ASTM D2240 standardına göre yapılmaktadır. Shore'un birimi yoktur, boyutsuzdur. Viskoelastik davranışın üç farklı bölgesi ve bazı yapıştırıcı tipleri şekil üzerinde gösterilmiştir.

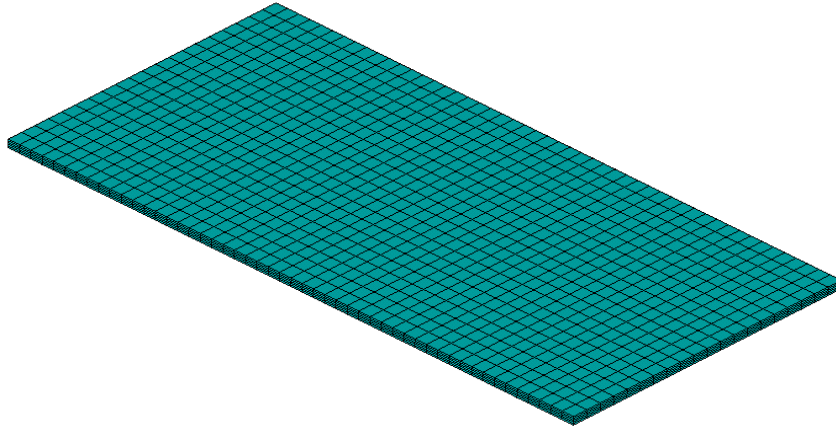
5.3 Sonlu Eleman Modeli

Yapıştırıcı ile bağlanmış birleştirmelerin sonlu elemanlar analizi durumunda yapıştırıcı tabakanın kalınlığı yapıştırılan parçaların kalınlığından çok küçüktür. Sonlu eleman ağ yapısı yapıştırıcı tabakanın küçük boyutu ile bütün modelin geri kalan kısmının büyük ölçülerdeki uzunluklarını uygun bir şekilde birleştirebilecek formda olmalıdır. Bir sonlu eleman ağ yapısı ile yapıştırıcı tabakayı modellerken yapıştırıcı tabaka kalınlığından daha küçük ölçekler kullanmak gerekmektedir. Sonuç olarak şu söylenebilir, burada kullanılan model için sonlu eleman ağ yapısı yapıştırıcının yer aldığı hacimde oldukça inceltirilmiştir. İnceltilmiş bu yapının ölçeği büyüklük olarak bağlantının geri kalan kısmından birkaç merteye küçük seçilmiştir. Böylece yapıştırıcı ile bağlanmış bölgede serbestlik derecelerinin sayısı fazla tutulmaya çalışılmıştır. Kiriş ve yapıştırıcıların toplam hacmi 15125 mm^3 , yapıştırıcı bölgenin hacmi 625 mm^3 dür. Yapıştırıcının kapladığı hacim toplam hacmin $1/24$ 'ü kadar olmasına rağmen sahip olduğu eleman sayısı neredeyse toplam eleman sayısının yarısı kadardır. Modelde kullanılan eleman sayısı 9000 olup bu elemanların 5000 adedi yapıştırıcı bölgenin mesh yapılması için kullanılmıştır. Eleman ağında ortaya çıkan düğüm noktası sayısı 47125 dir. Mesh işlemi için çok fazla sayıda eleman kullanmak çözüm süresini uzatmaktadır. Bu problemin çözümü için çok değişik mesh yapıları ve eleman tipleri denenmiş ve en uygun mesh yapısı aşağıda verildiği gibi belirlenmiştir.

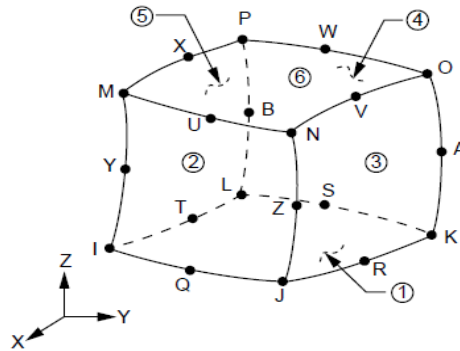
Burada tasarlanan sonlu eleman modelinde 20 düğüm noktasına sahip SOLID 186 tipinde eleman kullanılmıştır. Yapıştırıcı ve kiriş ara yüzeylerinde yer alan geçiş bölgelerinde herhangi bir sorun oluşturmamak için hacimler yapıştırılmış ve bütün bölgelerde aynı eleman tipi kullanılmıştır. SOLID 186 eleman tipinin karmaşık geometrilerin geçiş bölgelerinde kullanmak için geliştirilmiş tetrahedral, piramit ve prizma opsiyonları da vardır. Yapıştırıcı kısma ait tabaka x-yönünde 50 eşit parçaya, genişliği doğrultusunda z-yönünde 20 eşit parçaya ve kalınlığı boyunca y-yönünde 5 eşit parçaya bölünmüştür. Bu sistemde sol alt bölgede yer alan alüminyum kiriş sol tarafta yer alan serbest uç bölgesinden ankastre olarak mesnetlenmiş üst kısımda yer alan kirişe herhangi bir mesnet koşulu uygulanmamıştır. Yani sistemin diğer ucu serbest sınır koşullarına sahiptir.



Şekil 5.3 Tek-bindirmeli birleştirmenin elemanlara bölünmüş ve mesnetlenmiş durumu



Şekil 5.4 Yapıştırıcı bölgesinin elemanlara bölünmüş hali (5000 adet eleman kullanıldı)



Şekil 5.5 SOLID 186 eleman tipi

Gerçekleştirilen dinamik analizde doğal frekans ve mod şekillerinin bulunması için "modal analiz" kullanılmış ve her bir analizde 20 adet doğal frekans belirlenmiştir. İlk olarak yapıştırıcı malzemenin Poisson oranı 0.30 seçilip sabit tutulmuş ve yine yapıştırıcıya ait Elastisite modülü değerleri 0.001 GPa dan başlayarak 0.01, 0.1, 0.2, 0.5, 1, 2, 5, 10 ve 70 GPa değerleri kullanılarak doğal frekans ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Poisson oranının diğer dört değeri için bu durum tekrarlanmıştır. Bu doğal frekans değerleri tablolar halinde tez çalışmasının sonundaki ekler kısmında verilmiştir. Örnek olarak aşağıdaki tabloda Poisson oranının belli bir değeri için Elastisite modülü(GPa) değişimine göre elde edilen doğal frekanslar verilmiştir. Bu tabloda yeralan Mod 1, Mod 2, Mod 4, Mod 6, Mod 8, Mod 10, Mod 12, Mod 14 ve Mod 20 değerleri transvers titreşim modellerini temsil etmektedir. Bu transvers titreşim modlarından ilk altı tanesi dikkate alınarak incelenecektir.

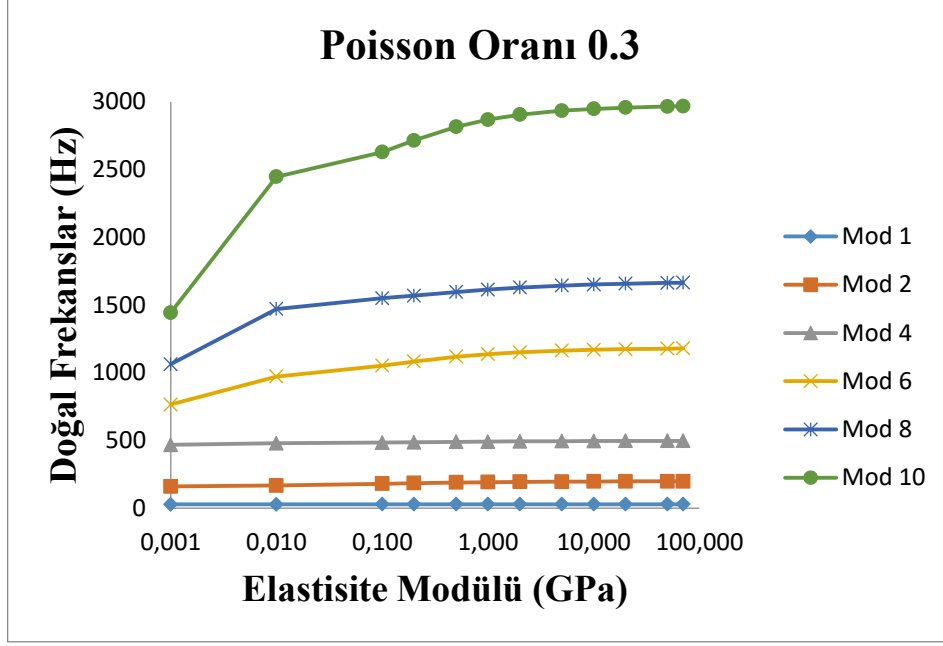
Tablo 5.1 Poisson oranının 0.30 değeri için hesaplanan doğal frekanslar

Poisson oranı 0,3 için Doğal Frekans değerleri						
	E=0,001 GPa	E=0,01 GPa	E=0,1 GPa	E=0,2 GPa	E=0,5 GPa	E=1 GPa
Mod 1	27,09	27,27	27,58	27,67	27,76	27,82
Mod 2	159,23	166,07	179,07	183,54	188,30	190,94
Mod 3	214,32	306,28	323,37	325,37	327,28	328,27
Mod 4	466,21	477,83	483,46	485,66	488,68	490,74
Mod 5	471,14	489,03	501,43	505,64	510,75	513,82
Mod 6	764,26	971,97	1051,30	1082,80	1117,60	1136,70
Mod 7	929,48	1316,20	1501,80	1522,60	1547,00	1561,50
Mod 8	1062,40	1470,10	1549,10	1568,70	1595,70	1614,00
Mod 9	1401,50	1496,70	1774,00	1828,70	1876,50	1900,40
Mod 10	1443,20	2447,20	2629,50	2715,90	2815,50	2869,00
Mod 11	2347,20	2612,90	2735,60	2788,00	2855,20	2896,20
Mod 12	2368,20	2885,70	3299,70	3358,50	3442,40	3500,00
Mod 13	2529,00	3204,90	3788,40	3860,60	3953,90	4010,50
Mod 14	2860,10	3627,60	4535,70	4685,70	4781,50	4815,70
Mod 15	3441,70	4444,10	4740,20	4911,80	5126,40	5243,00
Mod 16	4321,20	4832,60	5110,30	5227,20	5257,50	5274,90
Mod 17	4481,30	5023,00	5201,40	5282,40	5518,60	5657,10
Mod 18	4610,50	5560,60	5828,60	5939,30	6109,20	6229,90
Mod 19	4666,40	5980,90	6241,70	6381,20	6599,80	6743,90
Mod 20	4836,30	6632,50	7184,70	7385,10	7686,00	7880,20

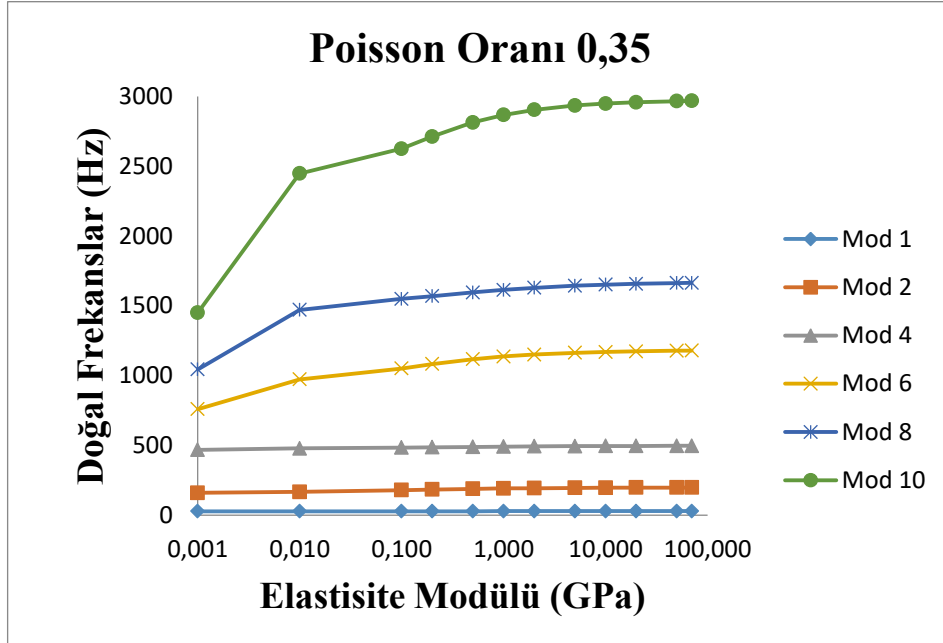
Tablo 5.1 Poisson oranının 0.30 değeri için hesaplanan doğal frekanslar (devamı)

Poisson oranı 0,3 için Doğal Frekans değerleri						
	E=2 Gpa	E=5 Gpa	E=10 Gpa	E=20 Gpa	E=50 Gpa	E=70 GPa
Mod 1	27,86	27,90	27,92	27,93	27,95	27,95
Mod 2	192,91	194,74	195,71	196,44	197,15	197,36
Mod 3	328,96	329,56	329,89	330,19	330,69	330,95
Mod 4	492,44	494,14	495,08	495,79	496,49	496,70
Mod 5	516,16	518,34	519,47	520,28	521,00	521,20
Mod 6	1150,40	1162,60	1168,90	1173,40	1177,70	1179,00
Mod 7	1572,30	1582,30	1587,50	1591,20	1594,50	1595,40
Mod 8	1628,90	1643,30	1651,10	1656,90	1662,60	1664,30
Mod 9	1917,10	1932,00	1940,60	1949,20	1965,30	1974,00
Mod 10	2905,40	2935,10	2948,80	2958,10	2966,50	2968,90
Mod 11	2926,90	2954,90	2969,20	2979,20	2988,20	2990,80
Mod 12	3546,80	3591,60	3615,10	3632,30	3649,00	3653,90
Mod 13	4052,80	4091,10	4110,50	4124,10	4136,20	4139,50
Mod 14	4834,00	4847,10	4853,70	4860,30	4873,50	4880,80
Mod 15	5287,90	5300,10	5307,30	5314,40	5326,90	5333,40
Mod 16	5317,60	5371,50	5392,70	5404,90	5414,40	5417,00
Mod 17	5753,70	5835,00	5873,70	5899,80	5922,10	5928,00
Mod 18	6327,40	6418,30	6464,50	6497,20	6527,70	6536,40
Mod 19	6849,60	6940,10	6983,50	7012,70	7037,60	7044,30
Mod 20	8015,40	8116,70	8156,50	8179,10	8195,60	8199,70

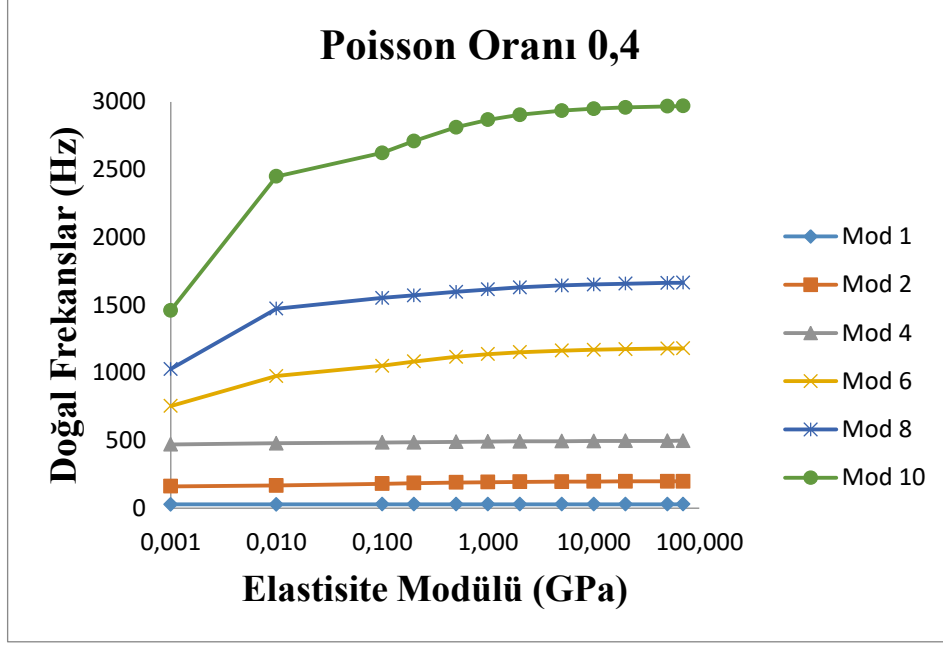
Tablodaki değerlere dikkat edildiğinde Elastisite modülünün değeri arttıkça doğal frekans değerleri de artmaktadır. Bu tür tabloları detaylı olarak değerlendirmek zor olduğundan buradaki sayısal bilgiler grafik haline dönüştürülmüş ve aşağıdaki şekillerde açıklanmıştır.



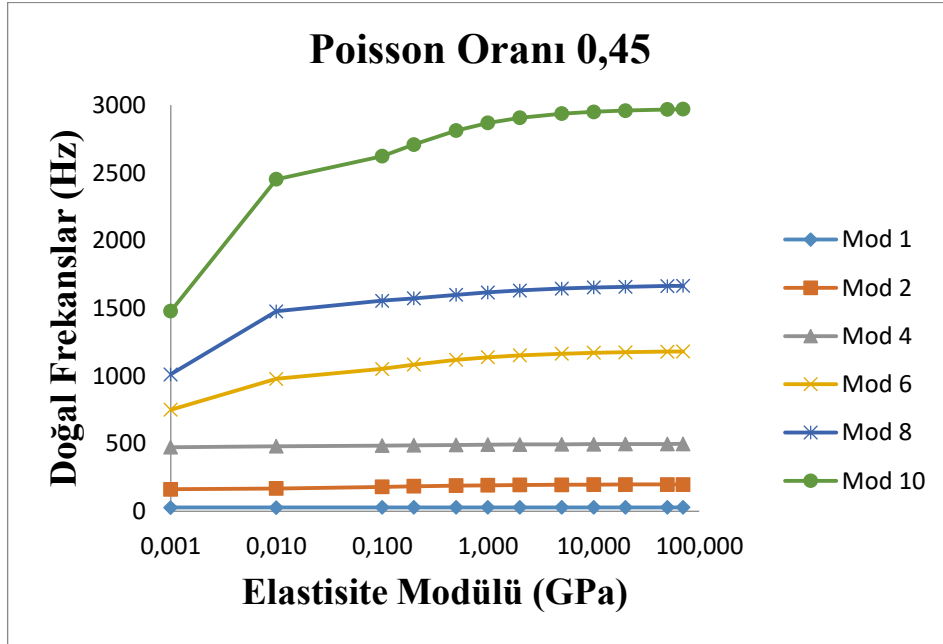
Şekil 5.6 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.3 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri



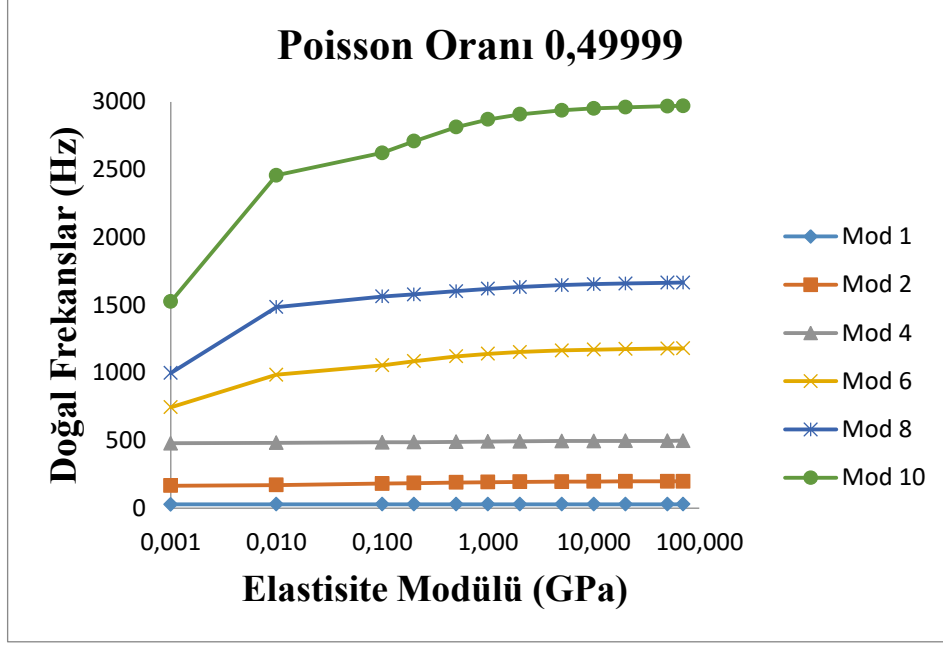
Şekil 5.7 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.35 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri



Şekil 5.8 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.4 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri



Şekil 5.9 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.45 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri



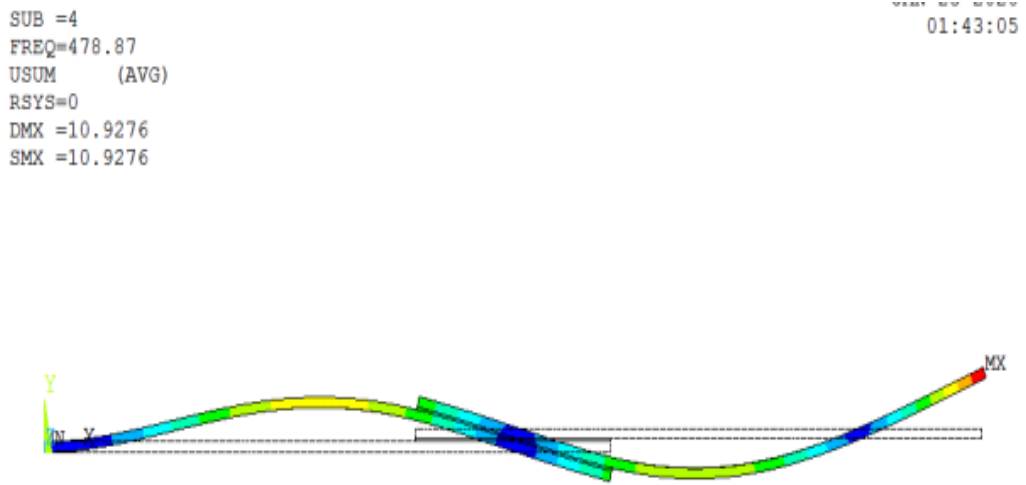
Şekil 5.10 Yapıştırıcıya ait Poisson oranı 0.49999 alındığında Elastisite modülünün değişimine bağlı olarak elde edilen doğal frekans değerleri

5.4 Elastisite Modülünün Etkisi

İlk 20 doğal frekans değeri için elde edilen mod şekilleri incelendiğinde transvers (eğilme), burulma ve enine titreşim modlarının belli bir sıralama ile ortaya çıktığı gözlenmiştir. Burada sadece transvers titreşim modellerinin durumu göz önüne alınmıştır. Tablo 5.1 ve Şekil 5.6 Poisson oranının 0.3 değerine karşılık gelen titreşim modellerini ve doğal frekans değerlerini göstermektedir. Tablo 5.1’de yer alan Mod 1, Mod 2, Mod 4, Mod 6, Mod 8 ve Mod 10 değerleri transvers titreşim modellerini temsil ettiği daha öncede ifade edilmiştir. Şekil 5.6 incelendiğinde, yapıştırıcının elastisite modülü 0.001 den 70 GPa doğru arttığında tek bindirmeyle birleştirilmiş ankastre kirişlerin transvers titreşimlerinin Mod 1, Mod 2 ve Mod 4 durumlarının doğal frekansları neredeyse sabit kalmaktadır. Ancak transvers titreşimin 6, 8 ve 10. modları için elastisite modülünün 0.001 den 0.1 değerine arttığı aralıkta doğal frekans başlangıçta hızlı bir artış göstermektedir. Bu durum daha sonra (Elastisite modülü 70 GPa'a doğru artarken) doğal frekans değerleri de daha yavaş bir artışla devam etmektedir. Mod 10 için bu artış değeri diğerlerinden daha fazladır. Tablo 5.1 deki değerler dikkate alındığında, Mod 10 için yapıştırıcıya

ait Elastisite modülünün teorik olarak 70 GPa olarak kabul edildiği durumdaki doğal frekans değeri (2968.9 Hz) ile yapıştırıcının Elastisite modülünün 0.001 GPa olduğu durumdaki doğal frekansı (1443.2) arasındaki fark yüzde olarak $[(2968.9 - 1443.2)/2968.9] \times 100 = \% 51.38$ olmaktadır. Bu durum bize Elastisite modülünün ekstrem değerleri arasındaki farkın doğal frekansı % 50 oranında arttırabildiğini göstermektedir. Benzer karşılaştırmalar diğer mod durumları ve Elastisite modülü değerleri için yapılabilir. Yapıştırıcının Elastisite modülündeki artış sistemin doğal frekansını da arttırmaktadır.

Bir diğer önemli konu da titreşim modellerinin formuna bağlı olarak yapıştırıcının yer aldığı bindirme bölgelerinin sistemin nodal veya antinodal pozisyonlarında konumlanması ile ilgilidir. Nodal konumlarda kirişlerin titreşim genliklerinin sıfır olduğu bilinmektedir. Aşağıdaki şekilde mesnetle aynı hizada yer alan 2 adet mavi bölge nodal konum bölgeleridir.

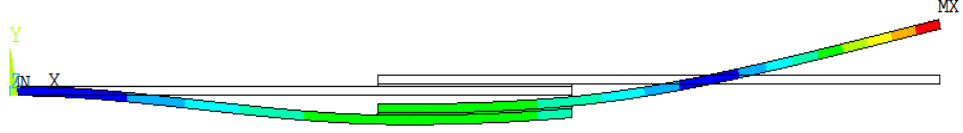


Şekil 5.11 Nodal konumlanma

Aşağıdaki şekilde ise bindirme bölgesinin antinodal konumda yer aldığı ve titreşim genliğinin maksimum değere ulaştığı görülmektedir.

SUB =2
FREQ=165.57
USUM (AVG)
RSYS=0
DMX =11.3916
SMX =11.3916

01:40:51



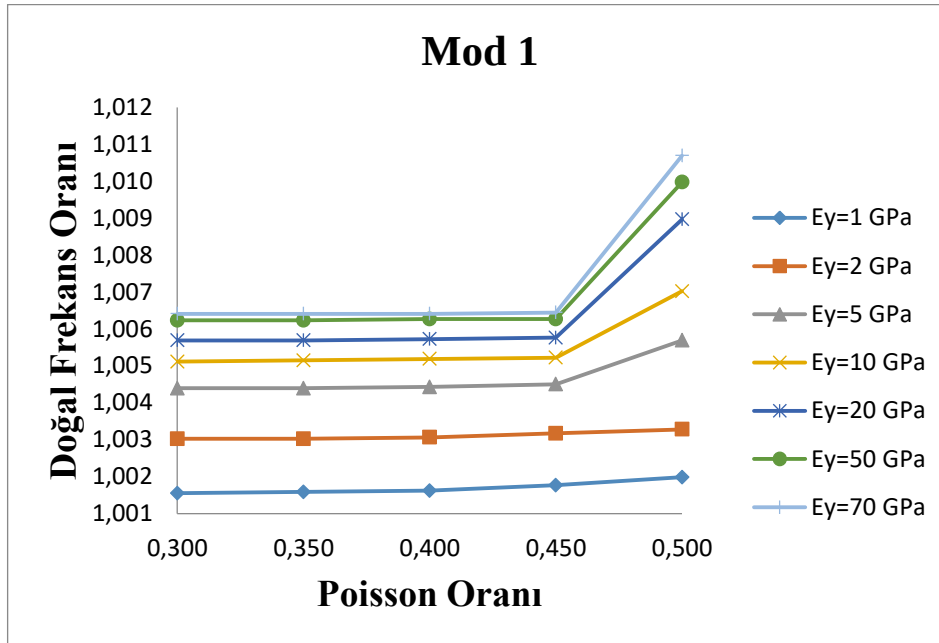
Şekil 5.12 Antinodal konumlanma

Titreşim genliğinin sıfır olduğu nodal konumlarda, yapıştırıcının mukavemetindeki değişimler (ki bu değerler çok büyük değildir) tek bindirmeyle birleştirilmiş kirişin dinamik davranışı üzerinde nispeten daha önemsiz ve zayıf bir etkiye sahip olacaktır.

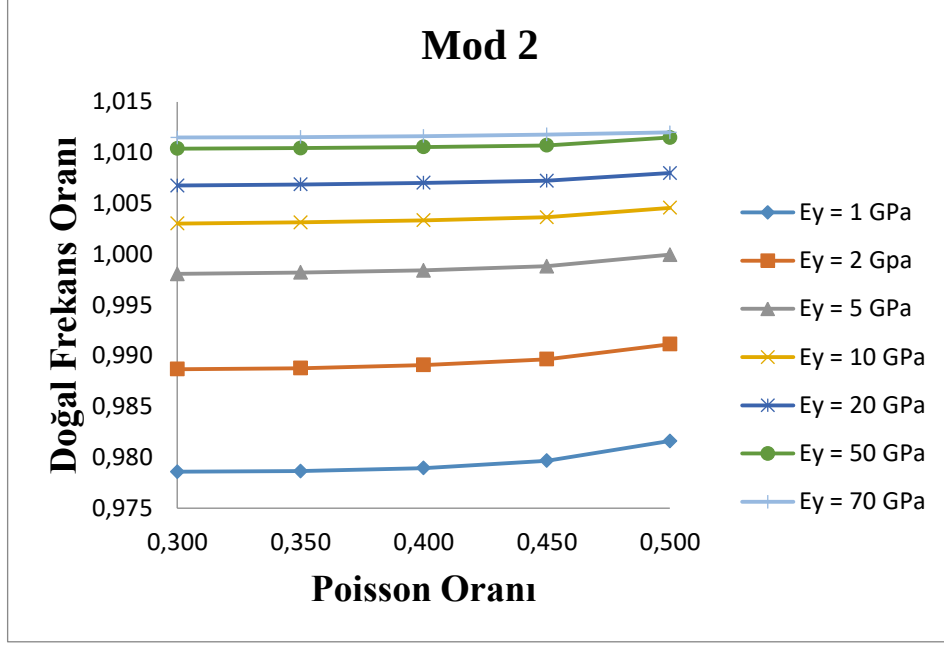
Yapıştırıcının elastisite modülü $E_a = 0.001$ ve 5 GPa arasında olduğu zaman tahmin edilen bütün doğal frekanslar, yapıştırıcın mekanik özelliklerinin alüminyumun mekanik özelliklerine eşit olarak kabul edildiği ideal bir ankastre birleştirmeye karşılık gelen doğal frekanslarından daha küçüktür. Yukarıda verilen tablonun en sağındaki sütun yapıştırıcının kullanılmadığı ideal bir ankastre birleştirme yapının özelliklerini taşımaktadır ve bu sütunun solunda kalan bütün doğal frekans değerleri ideal birleştirmeli kiriş yapının frekans değerlerinden daha küçüktür. Poisson oranı 0.3 ve elastisite modülü 5 GPa 'dan büyük olan durumlar için Şekil 5.6'da gösterilen modal özellikleri seramik yapıştırıcı gibi çok sert yapıştırıcıların kullanıldığı durumlarda elde edilecek olan özellikleri temsil etmektedir. Benzer şekilde Poisson oranının 0.35 ve 0.4 değerleri ile Elastisite modülünün 0.05 - 5 GPa aralığı epoksi parçaları temsil ederken, Poisson oranının 0.45 ve 0.49999 aralığı ile Elastisite modülünün 0.05 'den daha küçük değerleri için kullanılan modal özellikleri kauçuk benzeri veya elastomerik yapıştırıcıların özelliklerini temsil etmektedir.

5.5 Poisson Oranının Etkisi

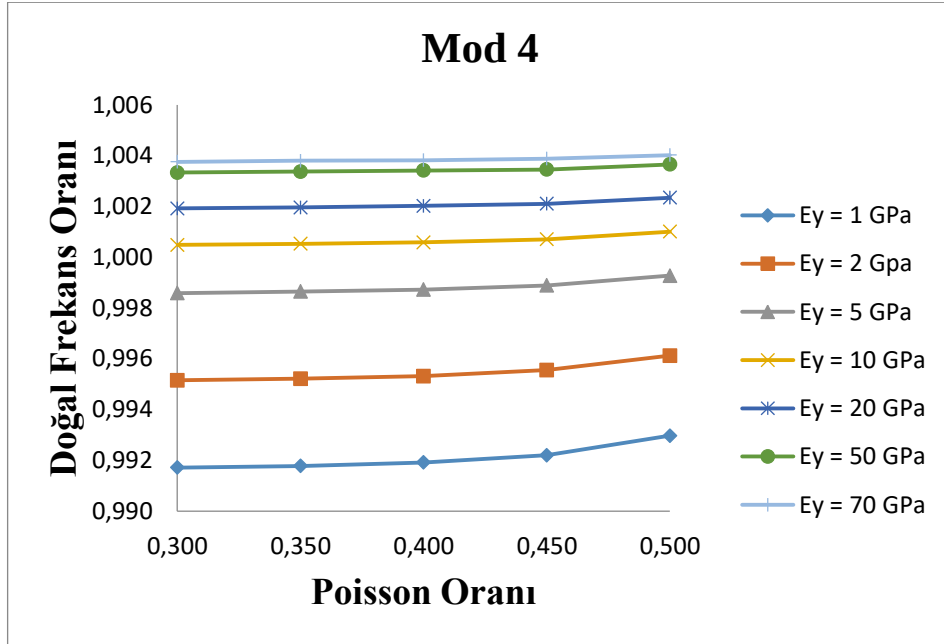
Yapıştırıcının Poisson oranına karşılık ilk altı doğal frekans oranı aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Frekans oranı, özel bir Poisson oranında hesaplanan bir modun doğal frekansının aynı geometri ve boyutta fakat bir tek malzemeden yapılmış tek-bindirmeli bir ankastre kirişin aynı moddaki doğal frekansına oranı şeklinde tanımlanmıştır. Bu durumda yapıştırılan kiriş ve yapıştırıcının aynı malzemeden imal edildiği varsayılmaktadır. Transvers modelarda genellikle yapıştırıcının Poisson oranının değeri arttıkça doğal frekans oranlarının da büyüdüğü görülmüştür. Elastisite modülünün düşük değerlerinde bu artış farklıdır. Çünkü Elastisite modülü 1 GPa dan küçük olan yapıştırıcılar pratikte kullanışlı değildirler. Burada elde edilen sonuçlara göre tek bindirmeli olarak birleştirilmiş ankastre mesnetli kiriş yapıların doğal frekanslarının değişimi Poisson oranındaki artıştan çok fazla etkilenmemektedir. Doğal frekans oranlarında gözlemlenebilen bir diğer önemli nokta şu şekilde ifade edilebilir: Antinodal konumlara yakın olarak yerleştirilen bindirmeli birleştirmelerde doğal frekans oranları küçük çıkmaktadır. Tersine nodal konumlara yakın olarak yerleştirilen bindirmelerde doğal frekans oranları nispeten de olsa büyük değerler almaktadır.



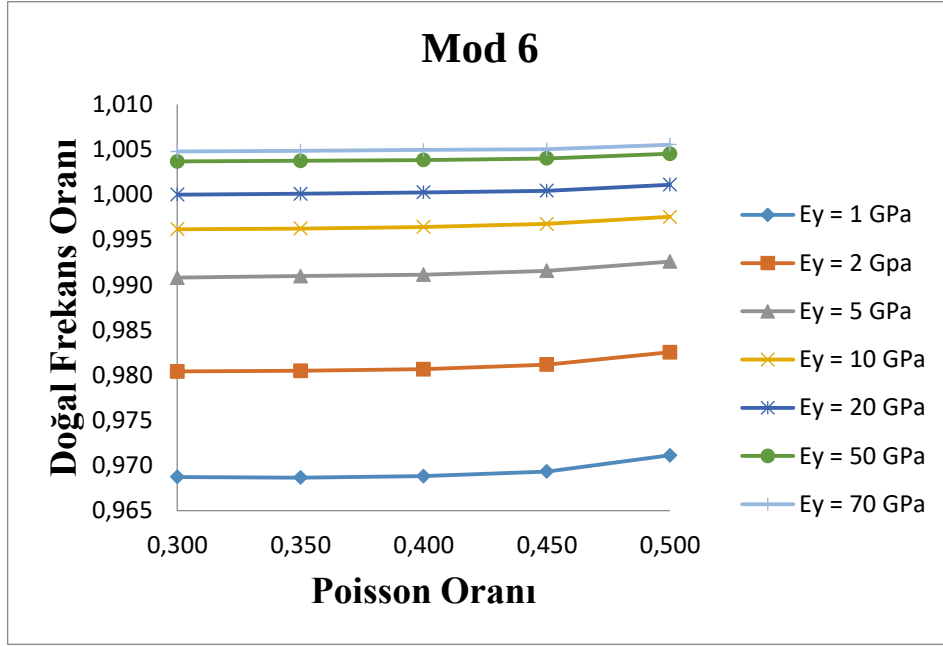
Şekil 5.13 Mod 1 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi



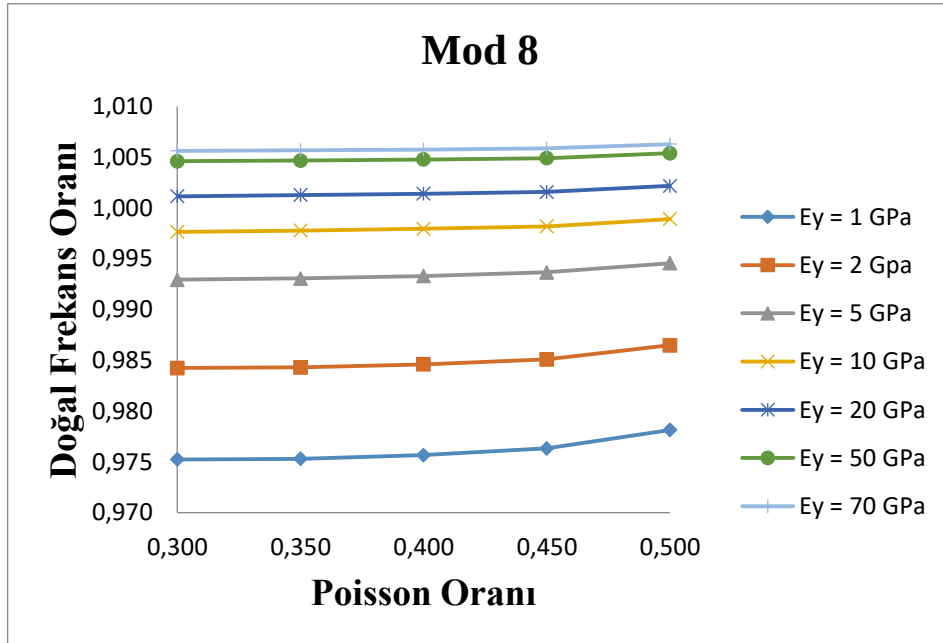
Şekil 5.14 Mod 2 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi



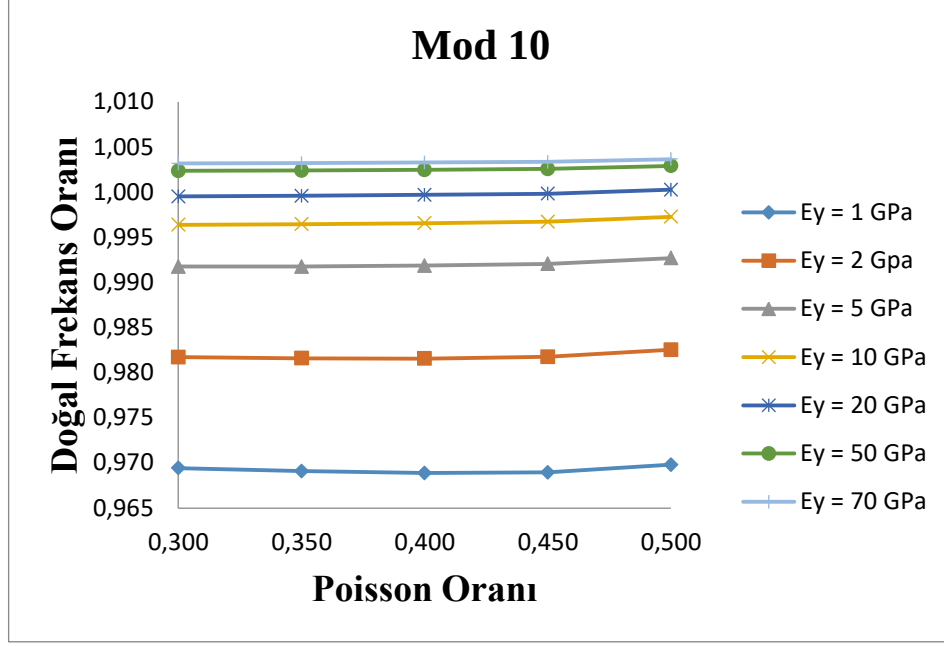
Şekil 5.15 Mod 4 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi



Şekil 5.16 Mod 6 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi



Şekil 5.17 Mod 8 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi



Şekil 5.18 Mod 10 için yapıştırıcının Poisson oranına göre doğal frekans oranlarının değişimi

5.6 Mod Şekillerinin Tartışılması

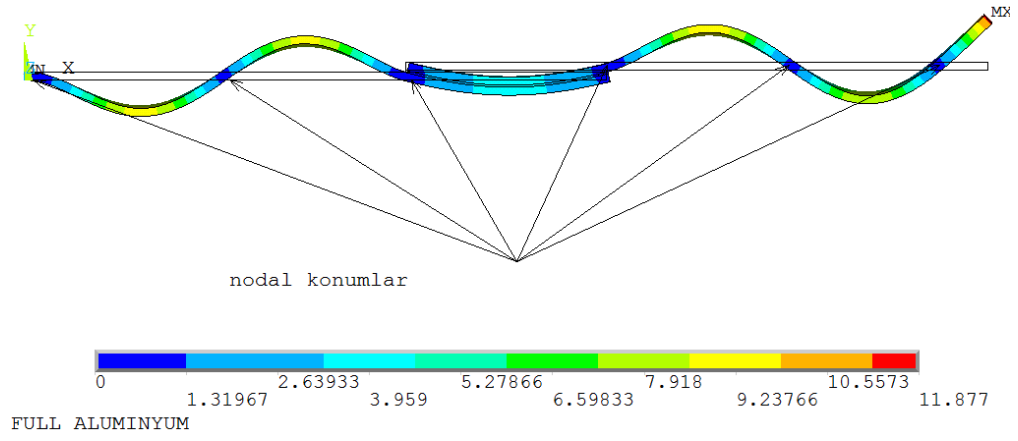
Gerçekleştirilen parametrik çalışmalar içerisinde farklı poisson oranlarına ve farklı elastisite modüllerine karşılık gelen ilk 6 tranvers mod ait olan mod şekilleri Şekil 5.21’de verilmiştir. Bunlardan sol sütunda yer alan şekiller iyi bir yapıştırıcı özelliğine sahip olan ($E=2$ GPa, $\nu=0.3$, $\rho=1400$ kg/m³) ankastre mesnetli bindirme birleştirmelerine ait olup sağ sütunda yer alanlar ise yapıştırıcı malzemenin özellikleri Alüminyum malzemenin özelliği ile aynı seçilmiş olan ideal bir durumu temsil etmektedir. Bu iki farklı yapının kontrolü sonucunda mod şekillerinin tamamının birbirine benzediği görülmektedir. Şekil 5.21’den görülmektedir ki, bindirme birleştirmelerinin bulunduğu yerdeki titreşimin bağıl genliği bir moddan diğerine değişmektedir. Örneğin Mod 1 için kirişin orta noktasının bağıl genliği serbest uç titreşim genliğinin 1/3 ünden biraz fazladır. Mod 4 ve Mod 8 için bindirmeli birleştirmedeki titreşim genliği yaklaşık olarak sıfırdır. Mod 2 için bindirmeli birleştirme noktasında titreşim genliği yaklaşık olarak serbest uçtaki titreşim genliğinin yarısı kadardır. Mod 6 ve Mod 10 titreşim modlarında

birleştirme noktasında gözlenen titreşim genliği ise serbest uçtaki titreşim genliğinin 1/3 ünden daha az bir değer almaktadır.

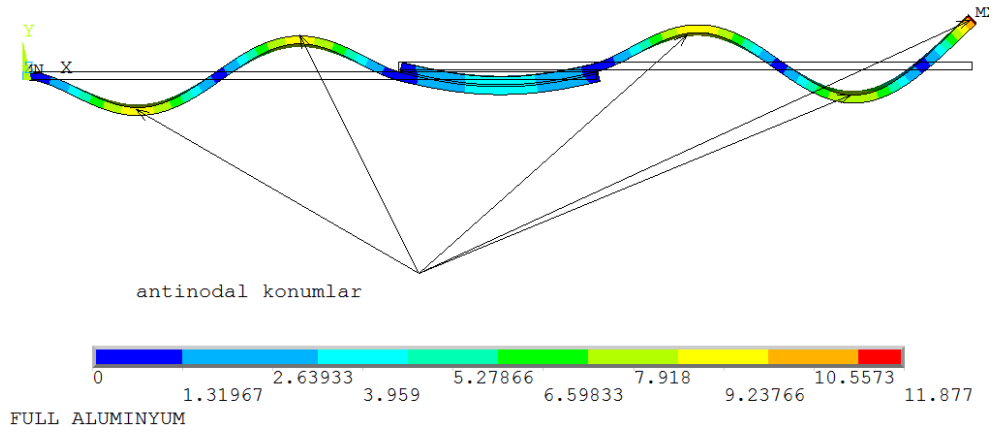
Üst üste bindirme bölgesinin titreşiminin bağıl genliğindeki bu değişim bir önceki bölümde gözlenen ve tanımlanan titreşimlerin modal frekanslarındaki farklılıklarla ilgilidir. Elastisite modülü 2 GPa olan yapısal yapıştırıcı ile Elastisite modülü 70 GPa olarak alınan ideal yapıştırıcının kullanıldığı model karşılaştırıldığında Modal frekanslar arasındaki farklılıklar sırasıyla Mod 1 için % 0.2, Mod 4 ve Mod 8 için % 0 , Mod 2 için % 5.12, Mod 6 için % 5.26 ve Mod 10 için % 2.63 civarında tespit edilmiştir.

4 ve 8 numaralı mod şekillerinin modal frekanslarındaki farklar küçüktür çünkü üst üste gelen bindirmeli birleştirmeler sistemin titreşim genliğinin yaklaşık olarak sıfır olduğu düğüm noktaları konumlarında ya da bu konumlara çok yakın bölgelere yerleştirilmişlerdir. Böylece üst üste düşen bindirmeli birleştirmeler yapının dinamik davranışından önemli ölçüde etkilenmez. Mod 1, Mod 2, Mod 6 ve Mod 10 için modal frekanslarındaki farklar nispeten büyüktür çünkü üst üste düşen bindirmeli birleştirmeler titreşim genliğinin büyük olduğu antinodal konumlarda ya da bu konumlara yakın yerlere yerleştirilmişlerdir. Böylece bindirmeli birleştirmeler kirişin dinamik davranışı üzerinde oldukça önemli bir etkiye sahiptir.

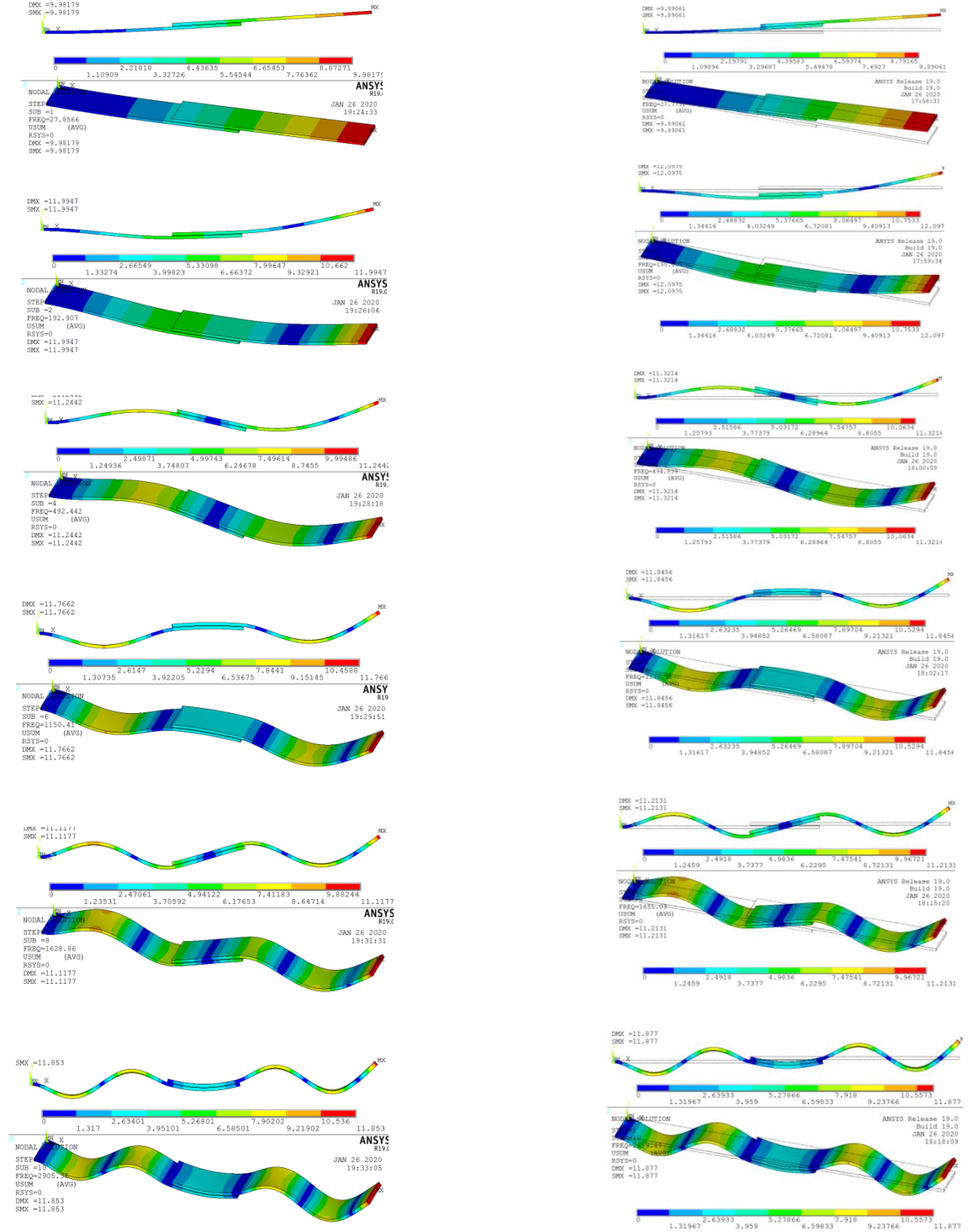
Yapıştırıcıya ait Elastisite modülünün büyük olduğu rijit durumda ortaya çıkan gerilme değerleri, 2 GPa gibi düşük bir elastisite modülüne sahip olan iyi bir yapıştırıcının kullanıldığı yapıda ortaya çıkan gerilme değerleri karşılaştırıldığında ilk bahsedilen durum bütün mod şekillerinde yaklaşık olarak %83 oranında daha fazla çıkmaktadır. Bunun sonucu olarak katılaşmış yapıştırıcıda yumuşak yapıştırıcıya göre çok daha yüksek gerilme değerleri gözlenmektedir. Sonuç olarak sert yapıştırıcı muhtemelen yumuşak yapıştırıcıdan çok daha fazla hasara uğramakta ve muhtemelen yorulma aşınmasına maruz kalmaktadır. Yumuşak yapıştırıcının kullanıldığı tek bindirmeli sistemlerde sönümleme etkisinin olduğunu bu gerilme farklarını dikkate alarak ifade edebiliriz.



Şekil 5.19 Titreşim genliklerinin sıfır olduğu nodal konumlar



Şekil 5.20 Titreşim genliklerinin en büyük değerler aldığı antinodal konumlar



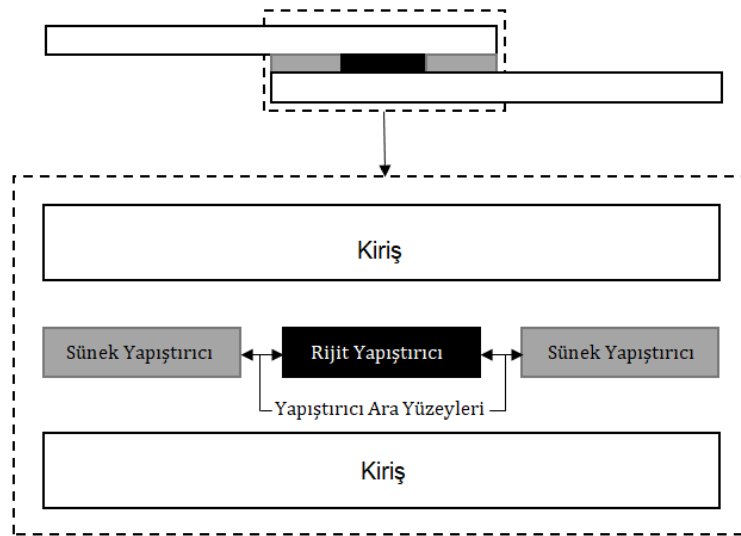
Şekil 5.21 Yapıştırıcı özellikleri; $E=2 \text{ GPa}$, $\nu=0.3$, $\rho=1400 \text{ kg/m}^3$ ve $E=70 \text{ GPa}$ $\nu=0.33$, $\rho=2800 \text{ kg/m}^3$ olan iki grup için yer değiştirmeler.

TEK BİNDİRMELİ HİBRİT BİRLEŞTİRMELERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ

6.1 Giriş

Basit bindirmeli bağlantıların doğal frekansları ve mod şekilleri kullanılan yapıştırıcının özelliklerine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Önceki bölümde tek bindirme bağlantısında kullanılan yapıştırıcının malzeme özellikleri çok geniş bir aralıkta seçilmiştir. Bu bölümde ise tek bindirmeli bağlantıda, malzeme özellikleri bilinen rijit ve sünek özellikteki yapıştırıcılar seçilerek tek bindirmeli yapıştırıcı ile birleştirilmiş ankastre mesnetli bağlantıların dinamik davranışları SEA programı ANSYS kullanılarak incelenmiştir. Tek bindirmeli bağlantı tekil ve hibrit yapıştırırmalı bağlantı olarak ayrı ayrı ele alınmıştır.

Hibrit yapıştırırmalı bağlantıda, yapıştırma bölgesinde en az iki farklı yapıştırıcı bir arada kullanılır. Tekil yapıştırıcı durumunda ise yapıştırma bölgesi boyunca sadece rijit veya sünek yapıştırıcı kullanılmaktadır. Hibrit yapıştırma bağlantılarında kullanılan genel uygulama, yapıştırma bölgesinin ortasında rijit yapıştırıcı, kenarlarda ise sünek yapıştırıcının kullanılması şeklindedir (Şekil 6.1).



Şekil 6.1 Hibrit Yapıştırırmalı Bağlantı Düzeni

6.2 Tekil Yapıştırıcı Durumu

Ele alınan tek bindirmeli yapıştırıcı ile birleştirilmiş ankastre mesnetli bağlantı alt ve üst bölgelerde yer alan iki adet özdeş kiriş ve yapıştırma bölgesinden oluşmaktadır. Önceki bölümlerde ele alınan tek bindirmeli yapıştırma bağlantısı bu bölümde de aynı geometrik özelliklerle tekrar ele alınmıştır. (Şekil 4.1 ve Şekil 5.1)

Tek bindirmeli yapıştırma bağlantısı modellenirken yapıştırıcı olarak ilk önce sünek özellikteki Araldite 2015 yapıştırıcısı seçilmiş daha sonra rijit özellikteki AV138 yapıştırıcısı seçilerek problem çözülmüştür.

Seçilen iki farklı özellikteki yapıştırıcı için tek bindirmeli yapıştırma bağlantısının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Seçilen yapıştırıcıların ve alüminyum kirişin malzeme özellikleri Tablo 6.1’de verilmiştir.

Tablo 6.1 Seçilen kirişin ve yapıştırıcıların malzeme özellikleri

	E (GPa)	ρ (kg/m ³)	ν
Alüminyum	70	2800	0.33
Araldite 2015	1.85	1400	0.33
AV138	4.59	1700	0.35

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken 5. bölümde anlatılan işlem adımları bu bölüm için de uygulanmıştır. SEA programı ANSYS’de sonlu eleman modeli oluşturulmuş ve tekil yapıştırıcı durumu incelenmiştir.

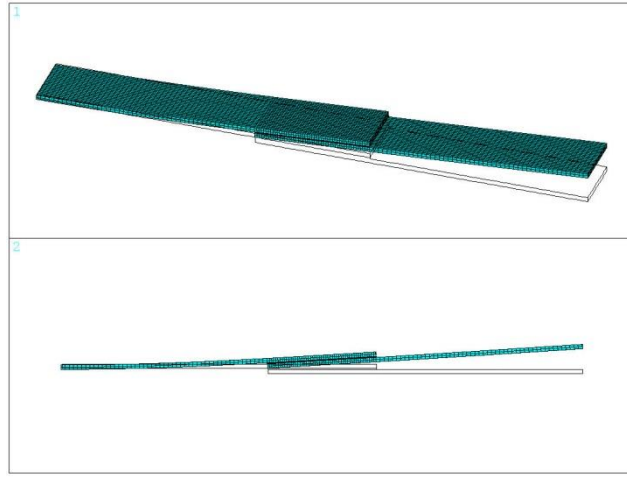
6.2.1 Sünek Yapıştırıcı Durumu

5. bölümde kullanılan sonlu eleman modeli, eleman tipi ve mesh uygulaması bu çözüm için de kullanılmıştır. Kirişler alüminyum yapıştırıcı ise Araldite 2015 olarak seçilmiştir. Sonlu eleman modeli oluşturulduktan sonra malzeme özellikleri girilen tek bindirmeli yapıştırma bağlantısının SEA programı ANSYS’de modal analizi yapılarak doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Tek bindirmeli yapıştırma bağlantısında tekil yapıştırma durumu için sünek özellikte bir yapıştırıcı kullanılarak hesaplanan doğal frekanslar Tablo 6.2’de görülmektedir.

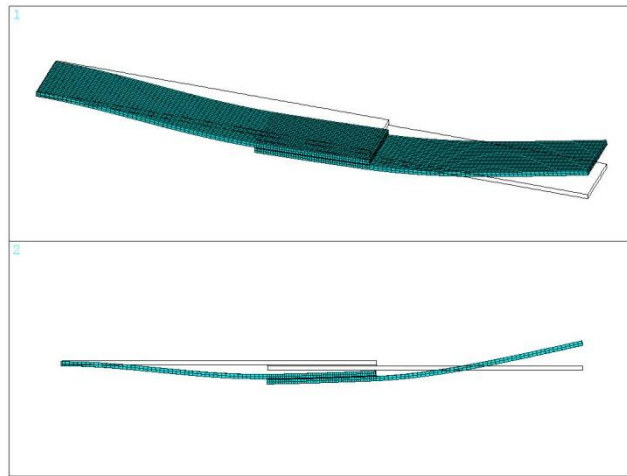
Tablo 6.2 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen doğal frekanslar

Modlar	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6	Mod 7	Mod 8	Mod 9	Mod 10
Doğal Frekans	27,832	192,55	328,82	491,91	514,68	1147,8	1567,6	1625,6	1914,9	2898,1
Modlar	Mod 11	Mod 12	Mod 13	Mod 14	Mod 15	Mod 16	Mod 17	Mod 18	Mod 19	Mod 20
Doğal Frekans	2915,2	3536,9	4039,1	4831,7	5286	5302,6	5726,5	6305,8	6821,3	7987,9

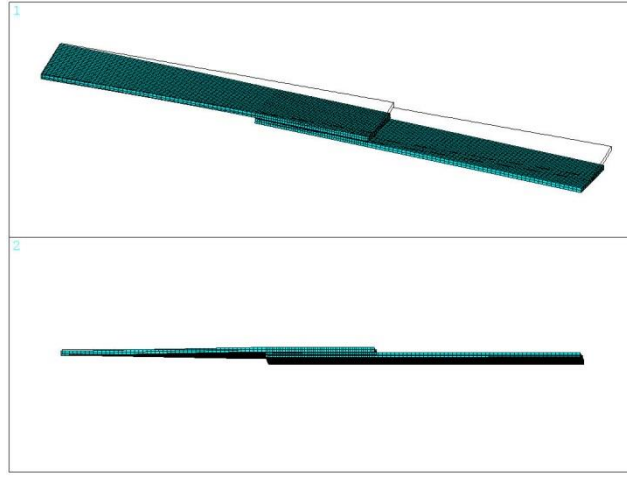
Tek bindirmeli yapıştırma bağlantısında tekil yapıştırma durumu için sünek özellikte bir yapıştırıcı kullanılarak ANSYS programıyla elde edilen ilk 6 mod şekli aşağıda verilmiştir.



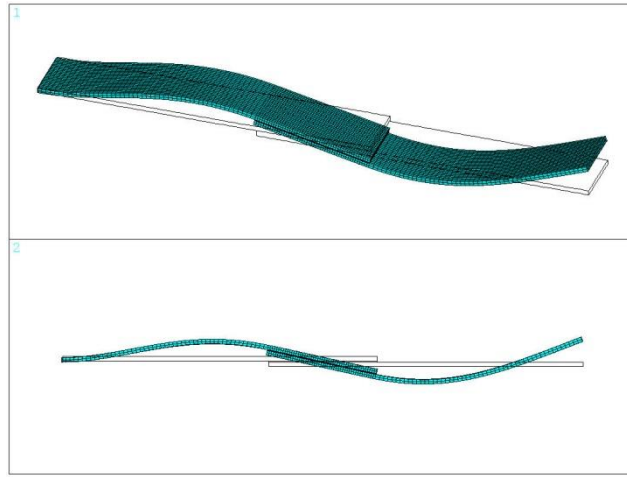
Şekil 6.2 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 1. Mod şekli



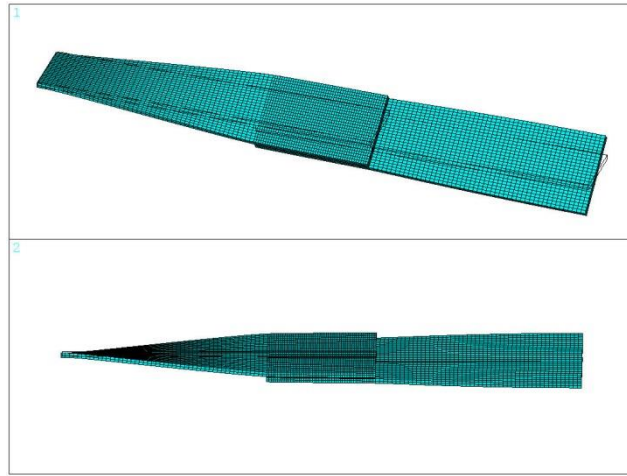
Şekil 6.3 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 2. Mod şekli



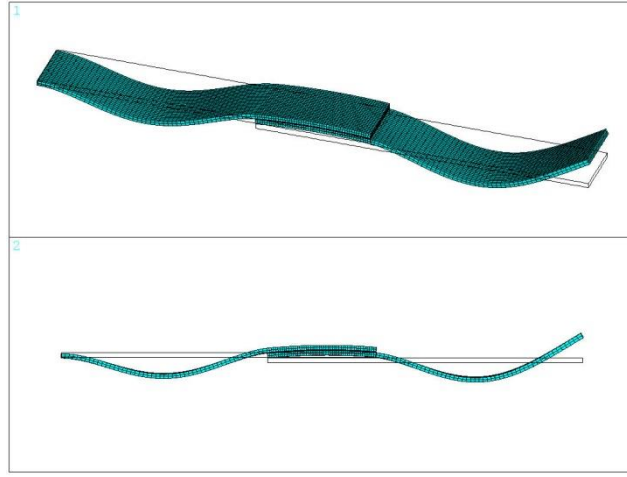
Şekil 6.4 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 3. Mod şekli



Şekil 6.5 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 4. Mod şekli



Şekil 6.6 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 5. Mod şekli



Şekil 6.7 Sünek yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 6. Mod şekli

6.2.2 Rijit Yapıştırıcı Durumu

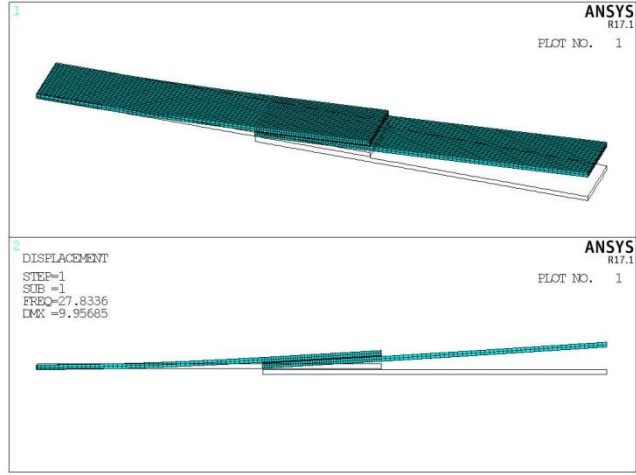
5. bölümde kullanılan sonlu eleman modeli, eleman tipi ve mesh uygulaması bu çözüm için de kullanılmıştır. Kirişler alüminyum, yapıştırıcı ise AV138 olarak seçilmiştir. Sonlu eleman modeli oluşturulduktan sonra malzeme özellikleri girilen tek bindirmeli yapıştırma bağlantısının SEA programı ANSYS’de modal analizi yapılarak doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur.

Tek bindirmeli yapıştırma bağlantısında tekil yapıştırma durumu için rijit özellikte bir yapıştırıcı kullanılarak hesaplanan doğal frekanslar Tablo 6.3’de görülmektedir.

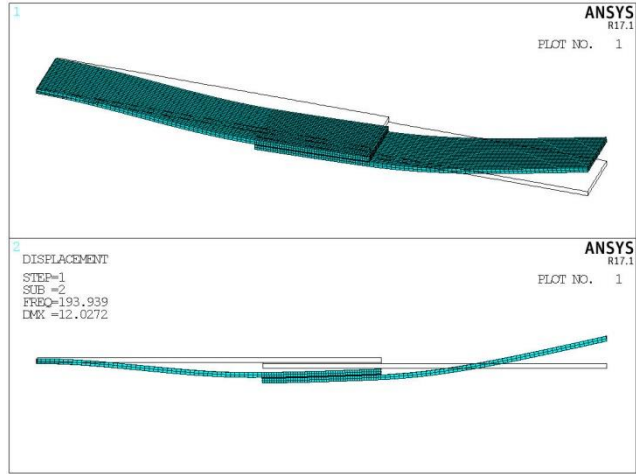
Tablo 6.3 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen doğal frekanslar

Modlar	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6	Mod 7	Mod 8	Mod 9	Mod 10
Doğal Frekans	27,834	193,94	328,99	493,23	515,66	1159,2	1575,6	1638,3	1924,9	2927,1
Modlar	Mod 11	Mod 12	Mod 13	Mod 14	Mod 15	Mod 16	Mod 17	Mod 18	Mod 19	Mod 20
Doğal Frekans	2942,2	3578,7	4076,5	4833,5	5292,8	5355,5	5808,2	6393,5	6911,8	8084

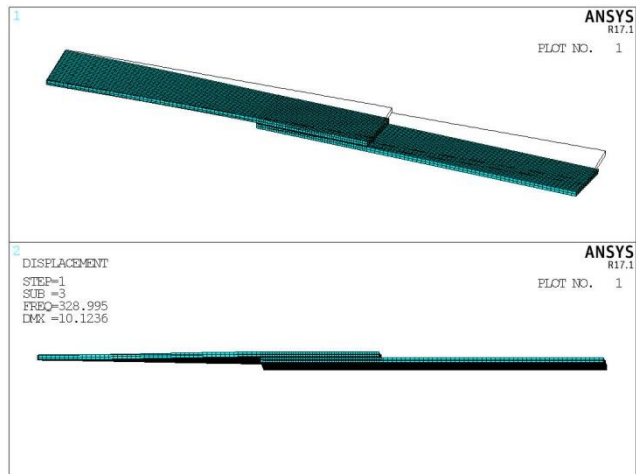
Tek bindirmeli yapıştırma bağlantısında tekil yapıştırma durumu için rijit özellikte bir yapıştırıcı kullanılarak ANSYS programıyla elde edilen ilk 6 mod şekli aşağıda verilmiştir.



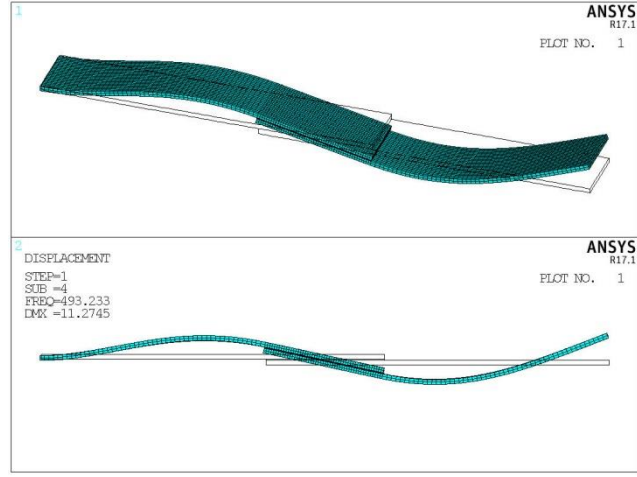
Şekil 6.8 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 1. Mod şekli



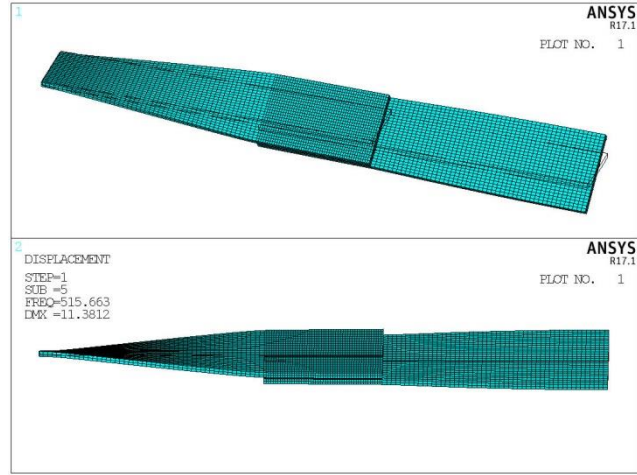
Şekil 6.9 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 2. Mod şekli



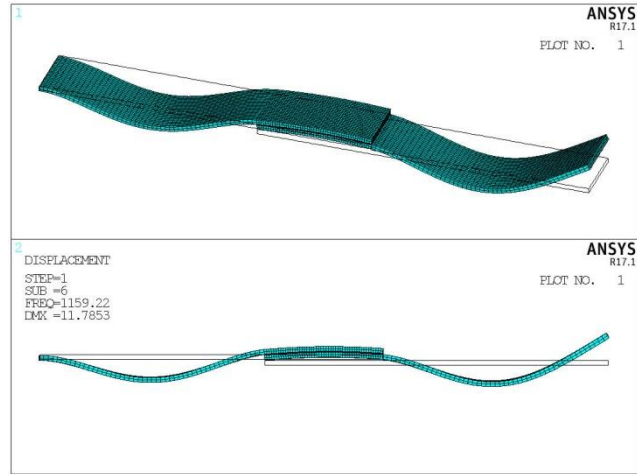
Şekil 6.10 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 3. Mod şekli



Şekil 6.11 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 4. Mod şekli



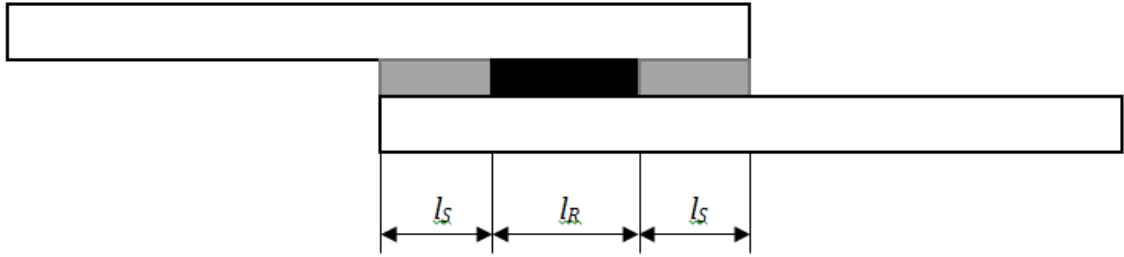
Şekil 6.12 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 5. Mod şekli



Şekil 6.13 Rijit yapıştırıcı kullanılarak elde edilen 6. Mod şekli

6.2.3 Hibrit Yapıştırma Durumu

Bu bölümde hibrit yapıştırma durumundaki ankastre mesnetli tek bindirmeli yapıştırma bağlantısı, yapıştırma uzunluklarındaki değişimlerin doğal frekanslar ve mod şekilleri üzerindeki etkileri incelenmektedir. Yapıştırma bölgesindeki sünek yapıştırıcı (l_S) ve rijit yapıştırıcının (l_R) yapıştırıcı uzunlukları Tablo 6.4’de verilmiştir. Önceki bölümde ele alınan tek bindirmeli yapıştırma bağlantısının geometrisi hibrit yapıştırma durumunda 3 farklı yapıştırma uzunluğuna göre tekrar modellenerek SEA programı ANSYS’de modal analiz kullanılarak tek bindirme bağlantısının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Hibrit yapıştırmalı bağlantı Şekil 6.14’de görülmektedir.



Şekil 6.14 Hibrit yapıştırmalı bağlantı

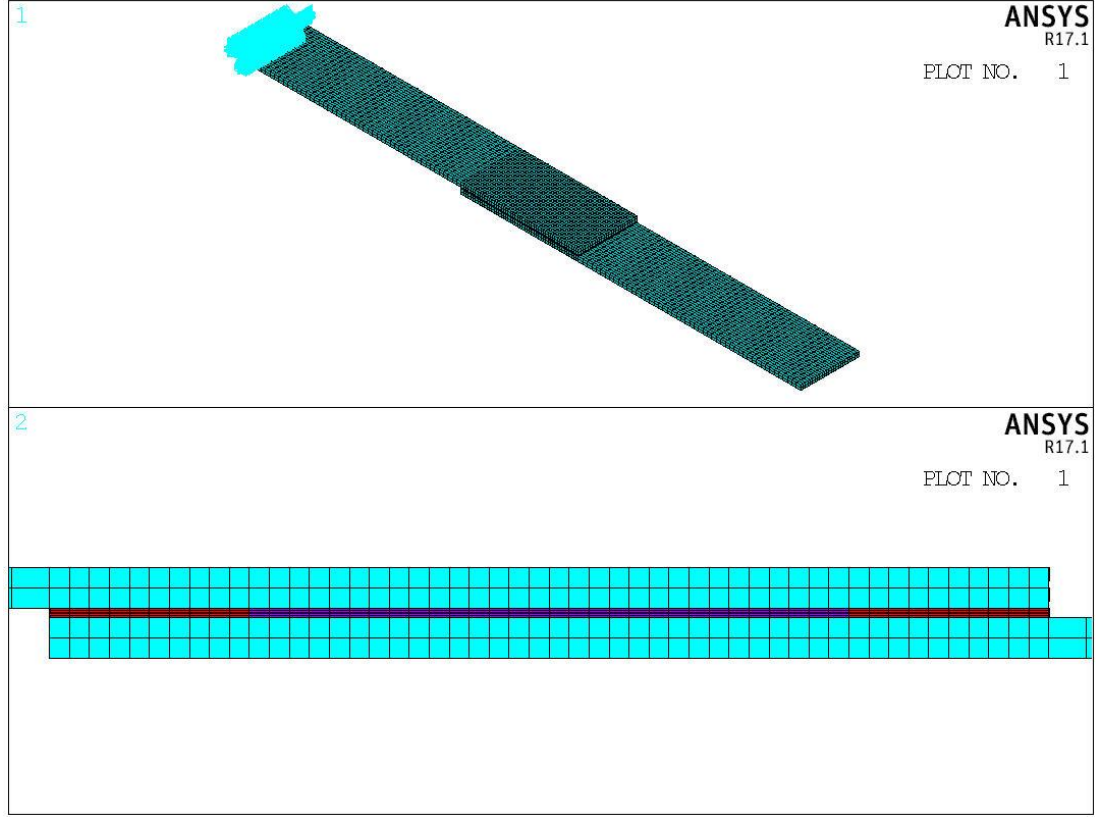
Tablo 6.4 Yapıştırıcı uzunlukları

	l_S (mm)	l_R (mm)	l_S (mm)
1	10	30	10
2	15	20	15
3	20	10	20

Tek bindirmeli yapıştırma bağlantısında hibrit yapıştırma durumu için seçilen kiriş malzemesi ile sünek ve rijit yapıştırıcı özellikleri Tablo 6.1’de verilmiştir.

Hibrit yapıştırma durumundaki ankastre mesnetli tek bindirmeli yapıştırma bağlantısının ANSYS programında modellenmiş geometrisi aşağıda verilmiştir.

Önceki bölümlerde yapılan mesh işlemleri ve izlenen çözüm adımları bu çözüm için de yapılmıştır.



Şekil 6.15 10-30-10 yapıştırma uzunluğuna sahip hibrit yapıştırmalı bağlantı

Yapıştırma uzunlukları 10-30-10 seçilen durum için ANSYS’de hesaplanan doğal frekanslar Tablo 6.5’de verilmiştir.

Tablo 6.5 10-30-10 yapıştırma uzunluğu için hesaplanan doğal frekanslar

Modlar	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6	Mod 7	Mod 8	Mod 9	Mod 10
Doğal Frekans	27,811	192,26	328,64	491,99	514,33	1147,3	1567,8	1626,8	1913,9	2899,2
Modlar	Mod 11	Mod 12	Mod 13	Mod 14	Mod 15	Mod 16	Mod 17	Mod 18	Mod 19	Mod 20
Doğal Frekans	2919,5	3542,1	4045,5	4832,1	5286	5317	5754,6	6323,2	6851,8	8049,3

Yapıştırma uzunlukları 15-20-15 seçilen durum için ANSYS’de hesaplanan doğal frekanslar Tablo 6.6’da verilmiştir.

Tablo 6.6 15-20-15 yapıştırma uzunluğu için hesaplanan doğal frekanslar

Modlar	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6	Mod 7	Mod 8	Mod 9	Mod 10
Doğal Frekans	27,818	192,35	328,69	492,02	514,47	1147,3	1567,8	1626,9	1913,8	2897,7
Modlar	Mod 11	Mod 12	Mod 13	Mod 14	Mod 15	Mod 16	Mod 17	Mod 18	Mod 19	Mod 20
Doğal Frekans	2918,3	3542,2	4043,6	4832,5	5286	5306,5	5747,7	6323,3	6844,2	8011,5

Yapıştırma uzunlukları 20-10-20 seçilen durum için ANSYS’de hesaplanan doğal frekanslar Tablo 6.7’de verilmiştir.

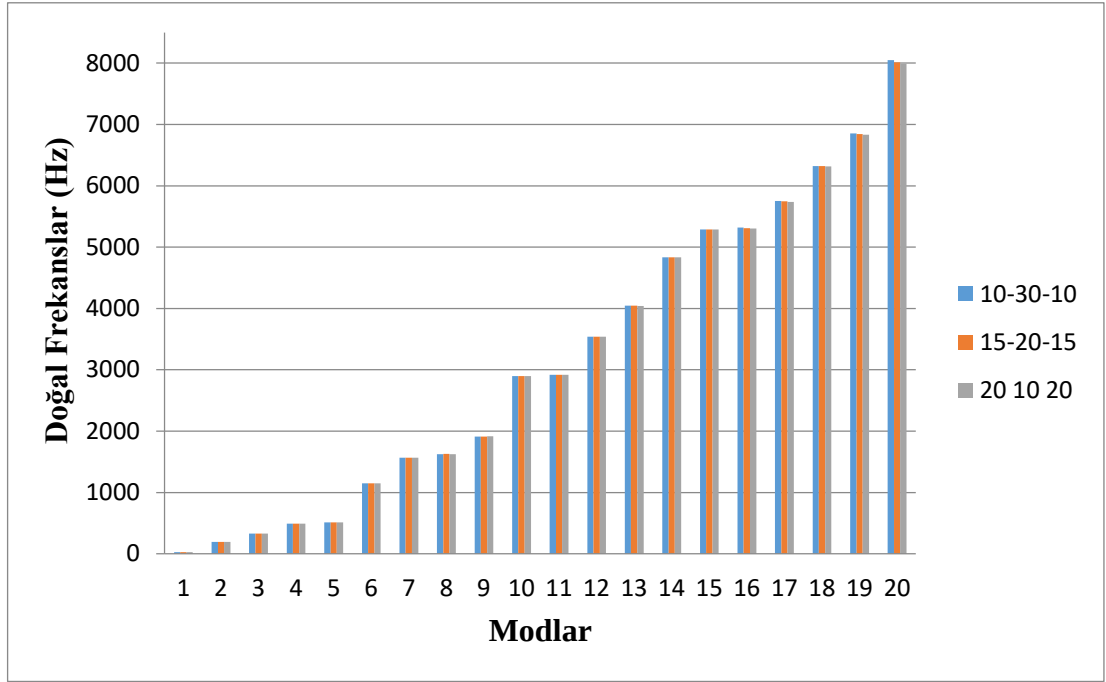
Tablo 6.7 20-10-20 yapıştırma uzunluğu için hesaplanan doğal frekanslar

Modlar	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6	Mod 7	Mod 8	Mod 9	Mod 10
Doğal Frekans	27,825	192,45	328,75	491,99	514,59	1147,5	1567,8	1626,5	1914,3	2897,6
Modlar	Mod 11	Mod 12	Mod 13	Mod 14	Mod 15	Mod 16	Mod 17	Mod 18	Mod 19	Mod 20
Doğal Frekans	2917	3540,5	4041,6	4832,5	5286	5302	5738,9	6318,1	6834,6	7989,2

Tablo 6.5, Tablo 6.6 ve Tablo 6.7 de verilen değerler grafik olarak aşağıdaki şekilde görülmektedir. Bu grafikten görüldüğü üzere iki farklı yapıştırıcının kullanıldığı hibrit yapıştırma durumları (10-30-10, 15-20-15 ve 20-10-20) için aynı modlardaki frekans değerleri birbirine çok yakın çıkmaktadır. Titreşim modları arttıkça doğal frekans değerleri de artmaktadır. Tablo 6.5 deki sonuçlar ile Tablo 6.3 deki sonuçlar arasında yakın değerler gözlenmektedir. Bunun nedeni Tablo 6.3 de verilen sonuçların, tüm yapıştırma uzunluğu (50 mm) boyunca tekil bir yapıştırıcı olarak AV138 in kullanıldığı duruma ait frekansları gösterirken, Tablo 6.5 deki sonuçların ise toplam 50 mm yapıştırma uzunluğunun 30 mm sinde AV138 in kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Tablo 6.7 deki sonuçlar ile de Tablo 6.2 deki sonuçlar arasında büyük bir benzerlik söz konusudur. Bu durum ise Tablo 6.2 de sonuçların, tüm yapıştırma bölgesinde Araldit 2015 in kullanılması durumundaki frekansları göstermesi, Tablo 6.7 de ise tüm yapıştırma bölgesinin

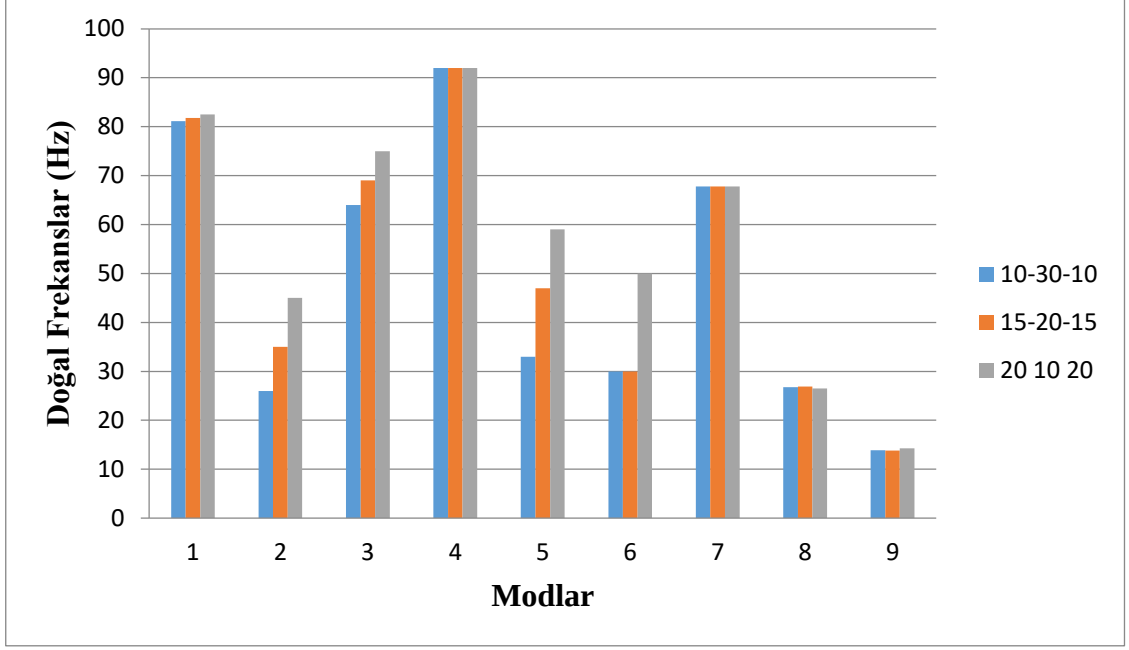
40 mm uzunluğu için Araldite 2015 kullanılması durumundaki frekansları yansıtmısından kaynaklanmaktadır. Burada ortaya çıkan sonuç yapılan sayısal analizlerin kendi içerisinde de tutarlı olduğunu ifade etmektedir.

Ancak Şekil 6.16’da verilen grafik dikkatlice incelendiğinde bazı ilginç sonuçların çıktığı görölmektedir.



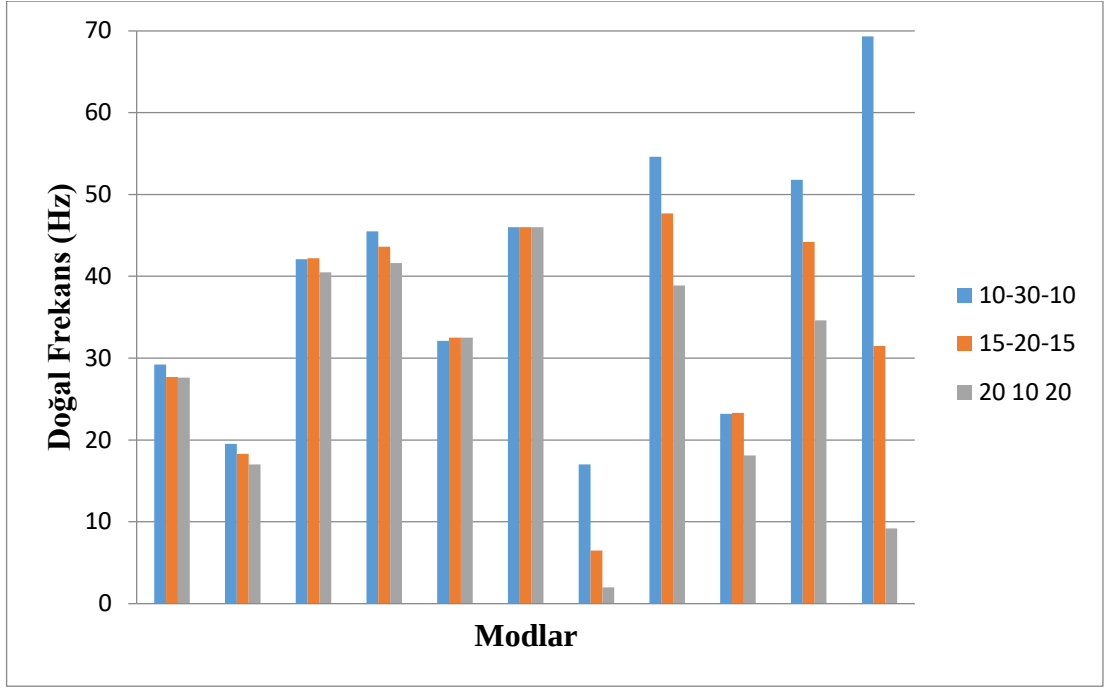
Şekil 6.16 Hibrit yapıştırma durumu için doğal frekans değışimi

Bu sonuçlardan birisi şudur. ilk 7 mod durumu için Tablo 6.5, Tablo 6.6 ve Tablo 6.7 deki doğal frekanslar ait oldukları modlar için karşılaştırıldığında küçükte olsa bir artış gözlenmektedir. Yani rijit yapıştırıcı oranı azalıp sünek yapıştırıcı miktarı arttıkça doğal frekans değeri artmaktadır. Bu artışı virgülden sonraki anlamlı rakamlar üzerinden değerlendirecek olursak Şekil 6.17’deki grafik elde edilmektedir.



Şekil 6.17 Hibrit yapıştırma durumunda ilk 9 mod için doğal frekansların değişimi

7, 8 ve 9. modlar bir tür geçiş bölgesini ifade etmekte bu bölgede doğal frekanslarda fazla bir değişiklik gözlenmemektedir. Bu 3 mod durumunda üç farklı hibrit yapıştırma durumu için aynı doğal frekans değerleri elde edilmektedir. Bu frekans değerleri yapıştırıcıların türünden ve yapıştırma bölgesinin uzunluğundan bağımsız olarak ortaya çıkmaktadır. Bu frekans ve mod şekillerinde incelenen sistem aynı dinamik davranışı bağımsız bir şekilde göstermektedir. 10. moddan itibaren durum tersine dönmekte, Tablo 6.5, Tablo 6.6 ve Tablo 6.7 deki doğal frekanslar ait oldukları modlar için karşılaştırıldığında küçükte olsa bir düşüş gözlenmektedir. Yani sünek yapıştırıcı oranı arttıkça frekans değerleri bağıl bir azalma göstermektedir. Bu durum Şekil 6.18’de verilen grafikte ifade edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 6.18 Hibrit yapıştırma durumunda diğer modlar için doğal frekansların değişimi

Bu grafiklerden çıkarılabilecek bir diğer sonuç ise üç farklı hibrit yapıştırma durumları için enine titreşim modları ile burulma titreşim modların da doğal frekans değerleri birbirine çok yakın değerler almakta, ancak transvers titreşim modlarındaki doğal frekans değerleri farklılıklar göstermektedir.

Dinamik modelleme mühendisliğin bütün alanlarında (uzay, biyomekanik, kimya, inşaat, elektrik, bilgisayar, imalat, malzeme, mekanik, mekatronik, maden v.b.,) uygulanabilen kullanışlı bir yöntemdir. Analitik modeller değişik tipteki girdilerin (uyarıcı fonksiyonların) kullanıldığı bir sistemin dinamik davranışını önceden belirlemek için oldukça faydalı olabilir. Ancak bu modelleri oluşturmak ve çözmek oldukça yorucu ve zaman alıcı olduğu için pratik uygulamalar için uygun olmayabilir. Titreşim dinamik bir olaydır, titreşimin analizi, pratik kullanımı ve efektif olarak kontrolü için titreşim yapan sistemlerin iyi anlaşılması gerekir. Bilgisayar tabanlı incelemeler ve bilgisayar simülasyonları, sistem parametreleri uygun ve doğru bir şekilde seçildikten sonra teorik ve deneysel modellerin yerine rahatlıkla kullanılabilecek potansiyele sahiptir. Deprem, rüzgar ve trafik yüklerinin dinamik etkilerini tam olarak belirleyebilecek bir teknoloji geliştirilinceye kadar statik testlerin yanı sıra dinamik testlerin ve simülasyonların yapılması da kaçınılmaz olacaktır.

Bu tez çalışmasında, tek bindirmeli yapıştırma bağlantılarının dinamik davranışları sayısal metotlarla incelenmiştir. Öncelikle bindirmeli yapıştırma bağlantılarının statik analizleri gözden geçirilmiş, statik analizlerle ilgili olarak en başlangıçtaki modelden bu güne kadar geliştirilen modeller hakkında literatür taraması yapılmış ve bir çok teorik model detaylı olarak incelenmiştir. Bu işlemler teze dahil edilmemiştir.

Günümüzdeki endüstriyel incelemelerde Sonlu Elemanlar Yöntemine dayalı olarak geliştirilen ANSYS, COSMOS/M, MSC/PATRAN, MSC/NASTRAN, PROMECHANICA, STARDYNE, FEMAP, SDRC/I-DEAS, ABAQUS, ANSA, DIANA FEA, GOMA, LS-DYNA, RFEM, MFEM, OOFEM, JMAG, DUNE, Z88, Comsol Multiphysics, Advance Design, HyperMesh, FEBio, Femap, Calculix, Elmer, FEATool Multiphysics, Range Software, SimScale, Visual Fe, Stress Check v.b, gibi onlarca yazılım kullanılmaktadır. NASA gibi araştırma merkezlerinin verdiği destekle birlikte bu sektör milyar dolarlar

mertebesinde projelere imza atmaktadır. Dolayısı ile bu yazılımları tanımak ve kullanmak kaçınılmaz olmaktadır. Bu tür yazılımları kullanarak mühendislik problemleri analiz edildiği zaman, elde edilen sonuçların doğruluğu bir çok parametreye bağlı olduğundan, sayısal yaklaşık metotların dışında kalan diğer yöntemlerden elde edilen sonuçlar dikkatli bir şekilde incelenmeli ve karşılaştırılmalıdır. Sonuçların doğruluğunu etkileyen parametreler şu şekilde sıralanabilir: Oluşturulan sayısal model gerçek fiziksel modeli tam olarak temsil ediyor mu? Kullanılan fiziksel (mekanik, termal, elektriksel, v.b) özellikler incelenmek istenen modeli tam olarak yansıtıyor mu? Kurulan sayısal modelin geometrisi, topolojisi ve mesh yapısı uygun mudur? Kullanılan eleman tipi ve eleman sayısı problem için uygun mudur? Sayısal modelde kullanılan sınır koşulları ve yükleme durumu gerçek modelle uyumlu mudur? Analiz tipi (Statik veya Dinamik) uygun şekilde seçilmiş midir? Elde edilen sonuçlar teorik (analitik) ve deneysel sonuçlarla uyum içerisinde midir? Aynı veya benzeri sonuçları farklı zamanlarda ve farklı yazılımlarda elde etme imkanı var mıdır? Bu nedenleri dikkate alarak daha önce bilimsel literatürde detaylı olarak incelenmiş iki adet farklı problem [79 ve 82] ele alınmış, çözülmüş ve referans olarak kullanılmıştır. Bu iki çalışmada da ANSYS programı kullanılmamıştır. Birinci çalışmada teorik ve deneysel yaklaşımlara dayalı olarak çözümler elde edilmiş ve karşılaştırılmış, ikincisinde ise deneysel ve ABAQUS yazılımı ile sayısal analizler yapılarak sonuçlar elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır.

Bu tez çalışmasında yukarıda bahsedilen iki problem geometrik ve fiziksel özelliklere sadık kalınarak en baştan ANSYS yazılımı ile yeniden modellenmiş ve çözülmüştür. Her iki örnek için elde edilen sonuçlar literatürde verilen sonuçlarla çok büyük bir uyum içerisinde çıkmıştır.

Bir örnek olması bakımından Ingole ve Chatterjee [79] detaylı olarak incelenmiştir. Dinamik modellerde ele alınan "Modal Analiz" doğal frekansların ve mod şekillerinin bulunması tarzında gerçekleştirilmiştir. ANSYS programı kullanılarak yapılan analizlerden elde edilen sonuçların literatürden elde edilen sonuçlarla tamamen örtüştüğü görülmektedir. Daha önce çözülmüş örneklerdeki sonuçların neredeyse aynısının ANSYS çözümünden elde edilmesi ANSYS sonuçlarının

güvenilir sonuçlar olduğunu göstermektedir. Bu çalışmada kullanılan modelin, mesh yapısının, sınır koşullarının ve yöntemin gayet uygun olduğu anlaşılmıştır. Bu yaklaşım çerçevesinde, daha farklı geometri, mekanik özellik ve sınır koşulları dikkate alınarak, tek bindirmeli yapıştırıcı kullanarak birleştirilmiş kirişlerin Modal Analizi yapılmış ve sonuçlar aşağıdaki gibi değerlendirilmiştir.

Hiçbir mesnet kullanmadan yapılan modal analizlerde ilk 5-6 sonuç sifıra çok yakın değerler olarak elde edilmektedir. Bu değerler ve mod şekilleri "rijit cisim" hareketleri olarak değerlendirilmektedir.

Daha sonraki ilk altı frekans oldukça belirleyici olan doğal frekans değerlerini vermektedir. Üç boyutlu analizlerde enine, boyuna ve burulma titreşimleri ardışık olarak verilmektedir. Bu titreşim tipleri mod şekillerinden ayırt edilmektedir.

Tablo 4.3 ve Şekil 4.9 incelendiğinde şiddet olarak en düşük doğal frekansların serbest-serbest uç koşuluna sahip bindirmelerde ortaya çıktığı görülmektedir. Sistemin hareketleri üzerine mesnetlerden gelen herhangi bir kısıtlama konmadığı için, titreşimler ve mod şekilleri olabilecek en doğal haliyle gerçekleşmiştir.

Kirişlerin serbest uçlarındaki serbestlik dereceleri mesnet koşulları ile sınırlandırıldıkça, yapının hareket kabiliyeti kısıtlanmakta dolayısı ile mod şekilleri azalmakta ancak doğal frekansın şiddeti artmaktadır.

Ankastre mesnet koşulları dikkate alındığında kirişlerin özellikle bindirme bölgelerinde yer değiştirme gösterdiği, dolayısı ile bu bölgelerde deformasyonların fazla olacağı görülmektedir. Her bir mesnetleme durumu için gerilme dağılımlarını elde etmek mümkündür.

5. Bölümde yaptığımız analizde kiriş elemanlar Alüminyum malzeme, yapıştırıcı olarak da Araldite 2015 seçilmiştir. Geometrik özellikler Tablo 5.2 de verilmiştir. Düzgün bir mesh yapısı doğal frekansların doğru bir şekilde hesaplanması için oldukça önemli bir parametre olmaktadır.

Bindirme bölgesinin uzunluğu ve genişliği doğal frekanslar ve mode şekilleri üzerinde etkili olmaktadır.

Yapıştırıcının mekanik özelliklerinden Elastisite modülü doğal frekans üzerinde oldukça etkili olurken, poisson oranı doğal frekansları fazla etkilememektedir.

6. Bölümde ele alınan tek bindirmeli hibrit birleştirmelerin dinamik davranışlarını yansıtan tablo ve grafikler incelendiğinde mod şekilleri ve doğal frekans aralıklarının fazla değişmediği görülmüştür. Dolayısı ile 5. Bölümde detaylı olarak incelenen çalışmada elde edilen sonuçlar 6. Bölümdeki model içinde geçerlidir. Yani belli aralıklarda yapıştırıcının elastisite modülü arttıkça doğal frekans değerleri de artmaktadır. Poisson oranının değişimi doğal frekansları çok fazla değiştirmemektedir. Yapıştırma bölgelerinin nodal veya antinodal konumlara denk gelmesi durumuna bağlı olarak yapının mukavemeti olumlu ya da olumsuz olarak etkilenebilmektedir. Nodal konumlanma durumu dinamik davranış açısından titreşim genliklerinin en düşük seviyede olması durumuna karşılık geldiği için en uygun frekansların yer aldığı durum olarak değerlendirilebilir.

Bu tezde ANSYS yazılımı kullanılarak yapılan bütün analizlerde alüminyum çubuklar ve yapıştırıcılar ANSYS yazılımında bulunan Solid (Katı) eleman kullanılarak modellenmiş ve çözümler elde edilmiştir. Kullanılan Solid eleman 5. Bölümde anlatılmıştır. Farklı bir çözüm olması için ANSYS yazılımında bulunan diğer bir eleman tipi Shell (Kabuk) eleman kullanılarak hibrit bağlantı durumu için bir çözüm daha yapılmıştır. 10-30-10 hibrit yapıştırma durumu tekrar ele alınarak alüminyum çubuklar Solid eleman ile yapıştırıcılar ise Shell eleman ile modellenerek tekrar ANSYS yazılımında çözdürülmüştür. Bu çözümden elde edilen doğal frekansların Solid eleman kullanılarak bulunan doğal frekanslarla aynı olduğu görülmüştür.

ANSYS programı üç boyutlu çözümlerde transvers, burulma ve yanal titreşim modlarını belli bir sıralama içerisinde bir arada vermektedir. Bu farklı modlar tespit edilirken dikkatli olunmalıdır. Gerektiğinde herhangi bir eksen doğrultusundaki hareketler kısıtlanarak üç boyutlu modelden iki boyutlu analizlere geçiş yapılabilir. Sadece transvers titreşimleri veya sadece burulma titreşimlerini bu şekilde incelemek mümkündür.

Burada kullanılan model rahatlıkla çift bindirmeli yapıştırma bağlantılarının dinamik davranışları için geliştirilebilir. Çift bindirmeli modellerde yapıştırılan iki kiriş arasında tamamen rijit yapıştırıcı, diğer iki kiriş arasında tamamen sünek yapıştırıcı kullanarak yapıştırıcı türlerinin dinamik davranış üzerindeki etkileri

daha somut bir şekilde gözlemlenebilir. Burada gerçekleştirilen çalışmayı kullanarak kompozit kirişlerin veya farklı malzemelerden yapılmış kirişlerin farklı yapıştırıcılar ile birleştirilme durumlarındaki dinamik davranışları kolayca modellenenebilir.

Doğal frekans analizine bağlı olarak "Harmonik Analiz" yapmak mümkündür.

Bu çalışma titreşim kontrolü için de uygun bir başlangıç olarak kabul edilebilir. Bu tip yapıların dinamik davranışları piezoelektrik malzemeler kullanarak kontrol edilebilir. Dolayısı ile bu çalışmada ele alınan tek bindirmeli yapıştırma bağlantıları bazı düzenlemelerle hem aktüatör hem de sensör olarak kullanılabilir.

- [1] R. D. Adams, J. Comyn ve W. C. Wake, *Structural Adhesive Joints In Engineering*, London: Chapman&Hall, Second Edition, 1997.
- [2] R. D. Adams, V. Mallick, "A method for the stress analysis of lap joints," *J. Adhes.* 38:199–217, 1992.
- [3] D. A. Bigwood ve A. D. Crocombe, "Elastic analysis and engineering design formulae for bonded joints", *International Journal of Adhesion & Adhesives*, 9(4):229–242, 1989.
- [4] D. A. Bigwood, A. D. Crocombe, "Non-linear adhesive bonded joint design analyses," *Int. J. Adhes. Adhes.* 10:31–41, 1990.
- [5] M. Goland ve E. Reissner, "The stresses in cemented joints," *J. Appl. Mech.*, 66: A17–27, 1944.
- [6] L. J. Hart-Smith, "Adhesive-bonded single lap joints," Douglas Aircraft Co. NASA contract report, NASA-CR 112236, 1973.
- [7] M. Y. Tsai, D. W. Oplinger ve J. Morton, "Improved theoretical solutions for adhesive lap joints," *International Journal of Solids and Structures*, 35(12):1163–1185, 1998.
- [8] O. Volkersen, "Die Niekraftverteilung in Zugbeanspruchten mit Konstanten Laschenquerschnitten," *Luftfahrtforschung*, 15: 41-47, 1938.
- [9] G. P. Zou, K. Shahin ve F. Taheri, "An analytical solution for the analysis of symmetric composite adhesively bonded joints," *Composite Structures*, 65: 499-510, 2004.
- [10] Y. Frostig, O. T. Thomsen ve F. Mortensen, "Analysis of adhesive-bonded joints, squareend and spew fillet—high-order theory approach," *J. Eng. Mech.*, 125:1298–1307, 1999.
- [11] O. Nemes, F. Lachaud ve A. Mojtabi, "Contribution to the study of the cylindrical adhesive joining," *Int. J. Adhes. Adhes.*, 26:474–480, 2006.
- [12] O. Nemes ve F. Lachaud, "Double-lap adhesive bonded-joints assemblies model- ing" *Int. J. Adhes. Adhes.*, 30:288–297, 2010.
- [13] A. Diaz Diaz, R. Hadj-Ahmed, J. Foret ve A. Ehrlacher, "Stress analysis in a classical double lap, adhesively bonded joint with a layerwise model," *Int. J. Adhes. Adhes.*, 29:67–76, 2009.
- [14] R. Hadj-Ahmed, J. Foret ve A. Ehrlacher, "Stress analysis in adhesive joints with a multiparticle model of multilayered materials (M4)," *Int. J. Adhes. Adhes.*, 21(4):297–307, 2001.
- [15] S. A. Yousefani ve M. Tahani, "Accurate determination of stress distributions in adhesively bonded homogeneous and heterogeneous double-lap joints," *Eur. J. Mech. A.*, 39:197–208, 2013a.

- [16] S. A. Yousefani ve M. Tahani, "Analytical solutions for adhesively bonded composite single-lap joints under mechanical loadings using full layerwise theory," *Int. J. Adhes. Adhes.*, 43:32–41, 2013b.
- [17] S. He ve M. D. Rao, "Vibration analysis of adhesively bonded lap joints, Part I: theory," *J. Sound Vib.*, 152(3):405–416, 1992.
- [18] T. C. Ko, C. C. Lin ve R. C. Chou, "Vibration of bonded laminated lap-joint plates using adhesive interface elements," *J. Sound Vib.*, 184(4):567–583, 1995.
- [19] M. D. Rao ve S. He, "Vibration analysis of adhesively bonded lap joints, Part II: numerical solution," *J. Sound. Vib.*, 152(3):417–425, 1992.
- [20] M. D. Rao ve H. Zhou, "Vibration and damping of a bonded tubular lap joint," *J. Sound Vib.*, 178(5):577–590, 1994.
- [21] H. Saito ve H. Taini, "Vibrations of bonded beams with single lap adhesive joint," *J. Sound Vib.*, 92(2):299–309, 1984.
- [22] A. Vaziri, H. R. Hamidzadeh ve H. Nayeb-Hashemi, "Dynamic response of adhesively bonded single-lap joints with a void subjected to harmonic peeling load," *Proc. Inst. Mech. Eng., K: J. Multib. Dyn.* 215:199–206, 2001.
- [23] A. Vaziri ve H. Nayeb-Hashemi, "Dynamic response of tubular joints with an annular void subjected to a harmonic axial load," *Int. J. Adhes. Adhes.*, 22:367–373, 2002.
- [24] C. Sato, "Dynamic stress responses at the edges of adhesive layers in lap strap joint of half-infinite length subjected to impact loads," *Int. J. Adhes. Adhes.*, 29:670–677, 2009.
- [25] R. Hazimeh, K. Khalil, G. Challita ve R. Othman, "Analytical model of double-lap bonded joints subjected to impact loads," *Int. J. Adhes. Adhes.*, 57:1–8, 2015.
- [26] G. Challita ve R. Othman, "Analytical model of the double-lap bonded joints response to harmonic loads," *Eur. J. Mech. A.*, 34:149–158, 2012.
- [27] K. Almitani, R. Othman, "Analytical solution of the harmonic response of viscoelastic adhesively bonded single-lap and double-lap joints," *Int. J. Adhes. Adhes.*, 71:55–65, 2016.
- [28] G. Challita ve R. Othman, "Analytical axial harmonic response of a composite bonded lap joint," in *Proceedings of the 6th ECCOMAS Conference, 2017 (September, Eindhoven, The Netherlands, 2017)*
- [29] G. Challita, "Analytical study of the dynamic behavior of a voided adhesively bonded lap joint under axial harmonic load," *International Journal of Solids and Structures*, 141-142, 183-194, 2018.
- [30] L. F. M. Da Silva ve A. Öchsner, *Modeling of Adhesively Bonded Joints*, Berlin: Springer-Verlag, 2008.
- [31] S. Kumar ve K. L. Mittal, *Advances in Modeling and Design of Adhesively Bonded Systems*, Massachusetts: John Wiley & Sons, 2013.

- [32] R. D. S. G. Campilho, Strength Prediction of Adhesively – Bonded Joints, Portugal: CRC Press, 2017.
- [33] H. Özer ve Ö. Öz, “A comparative evaluation of numerical and analytical solutions to the biadhesive single-lap joint,” Mathematical Problems in Engineering, Hindawi Publishing Corporation Article ID: 852872, 2014.
- [34] H. Özer ve Ö. Öz, “Three dimensional finite element analysis of bi-adhesively bonded double lap joint,” International Journal of Adhesion & Adhesives, 37: 50-55, 2014.
- [35] Ö. Öz ve H. Özer, “On the von Misses elastic stress evaluations in the bi-adhesive single-lap joint: a numerical and analytical study,” Journal of Adhesion Science and Technology, 28(21): 2133-2153. Taylor&Francis, 2014.
- [36] H. Özer, “Variational principles for bending and vibration of partially composite timoshenko beams,” Mathematical Problems in Engineering, Hindawi Publishing Corporation, Article ID: 435613, 2014.
- [37] S. Wu, Polymer Interface and Adhesion, New York: Marcel Dekker Inc. 1st ed., 1982
- [38] Murat Özenç, “Yapıştırma Bağlantılarının Darbe Yükleri Altındaki Davranışlarının İncelenmesi” Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli, 2007.
- [39] Loctite Corporation, Loctite Worldwide Design Handbook Second Edition, on CD, 1998.
- [40] R. D. Adams and W. C. Wake, Structural Adhesive Joints, London: Elsevier Applied Science Publishers, 1984.
- [41] A. Özel, M. D. Aydın, Ş. Temiz, “The effects of overlap length and adherend thickness on the strength of adhesively bonded joints subjected to bending moment,” Journal of Adhesion Science and Technology, 18: 313-325, 2004.
- [42] D. E. Packham, Handbook of Adhesion, West Sussex, Second Edition, John Wiley & Sons Ltd., 2005.
- [43] E. M. Petrie, Handbook of Adhesives & Sealants, New York: Mc Graw-Hill Book Co., 1999.
- [44] M. R. Gude, S. G. Prolongo, T. Gomez-del Rio ve A. Urena, “Mod-I adhesive fracture energy of carbon fibre composite joints with nanoreinforced epoxy adhesives”, International Journal of Adhesion & Adhesives, 31: 695-703, 2011.
- [45] R. Kahraman, M. Sunar ve B. Yilbas, “Influence of adhesive thickness and filler content on the mechanical performance of aluminum single-lap joints bonded with aluminum powder filled epoxy adhesive”, Journal of Materials Processing Technology, 205: 183-189, 2008.
- [46] Özkan Öz, “Hibrit Yapıştırma Bağlantı Hasarının Numerik Ve Deneysel Olarak İncelenmesi”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2015.

- [47] MIL-HDBK-691B, Military Standardization Handbook: Adhesive Bonding, Washington, D.C.: Department of Defense, 1987.
- [48] Mehmet Emin Demir, "Tek Bindirmeli Yapıştırma Bağlantılarının Üç Boyutlu Gerilme Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman, 2016.
- [49] A. Baldan, "Adhesion phenomena in bonded joints", International Journal of Adhesion & Adhesives, 38: 95-116, 2012.
- [50] R. D. Adams, Adhesive Bonding: Science, Technology and Applications, Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2005.
- [51] Timur Soğancı, "The Effects Of Design Parameters On The Strength Of Adhesively Bonded Single Lap Joints", M. Sc. Thesis, İstanbul Technical University Graduate School of Science Engineering and Technology, İstanbul, 2019.
- [52] G. Habenicht, Applied Adhesive Bonding A Practical Guide for Flawless Results, Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2009.
- [53] J. C. Merriam, "Adhesive bonding," Mater. Des. Engng, 50(3): 113-128, 1959.
- [54] S. Ebnesajjad, Adhesives Technology Handbook 2nd edition, Norwich: William Andrew Inc. ISBN: 978-0-8155-1533-3, 2008.
- [55] E. M. Petrie, Handbook of Adhesives and Sealants, New York: McGraw-Hill, 2000.
- [56] A. J. Kinloch, "Adhesives in Engineering," Proc. Instn. Mech. Engrs., 211(5): 307-335, 1997.
- [57] ASM, Engineered Materials Handbook, Adhesive and Sealants, The Materials International Society, 3: 560, 1990.
- [58] R. W. Messler Jr, Joining of Materials and Structures, New York: Elsevier, 2004.
- [59] S. Ebnesajjad, Handbook of Adhesives and Surface Preparation: Technology, Applications and Manufacturing, Oxford UK: Elsevier, 2011.
- [60] ASTM D1002-10, Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal), Pennsylvania: ASTM, 2010.
- [61] P. Cognard, Adhesives and Sealants: Basic Concepts and High Tech Bonding, Oxford UK: Elsevier, 2005.
- [62] ASTM D903-98, Standard Test Method for Peel or Stripping Strength of Adhesive Bonds, Pennsylvania: ASTM, 2010.

- [63] ASTM D1062-08, Standard Test Method for Cleavage Strength of Metal-to-Metal Adhesive Bonds, Pennsylvania: ASTM, 2008.
- [64] J. R. Weitzenböck, Adhesives in Marine Engineering, Cambridge CB22 3HJ, UK: Woodhead Publishing Limited, 2012.
- [65] R. D. Adams ve N. A. Peppiatt, "Stress analysis of adhesive-bonded lap joints", The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 9(3): 185-196, 1974.
- [66] D. J. Allman, "A theory for elastic stresses in adhesive bonded lap joints", Quarterly Journal of Mechanics & Applied Mathematics, 30(4): 415-436, 1977.
- [67] B. Zhao ve Z-H. Lu, "A two-dimensional approach of single-lap adhesive bonded joints", Mechanics of Advanced Materials and Structures, 16(2): 130-159, 2009.
- [68] B. Zhao, Z-H. Lu ve Y-N. Lu, "Closed-form solutions for elastic stress-strain analysis in unbalanced adhesive single-lap joints considering adherend deformations and bond thickness", International Journal of Adhesion & Adhesives, 31: 434-445, 2011.
- [69] A. L. Kalamkarov, "Stress Analysis in Elastic Joint Structures", Int. J. Mech. Sci., 39(7): 873-883, 1997.
- [70] D. J. Chang ve R. Muki, "Stress Distribution in a lap joint under tension-shear", Int. J. Solids Structures, 10: 503-917, 1974.
- [71] S. C. Her, "Stress analysis of adhesively-bonded lap joints", Composite Structures, 47: 673-678, 1999.
- [72] L. F. M. Da Silva, D. A. Dillard, B. Blackman ve R. D. Adams, Testing Adhesive Joints, Weinheim: Wiley-VCH, 2012.
- [73] L. F. M. Da Silva, A. Öchsner ve R. D. Adams, Handbook of Adhesion Technology, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2011.
- [74] Y. Hua, L. Gu ve M. Trogon, "Three-dimensional modeling of carbon/epoxy to titanium single-lap joints with variable adhesive recess length", International Journal of Adhesion&Adhesives, 38: 25-30, 2012.
- [75] R. Q. Rodriguez, W. P. De Paiva, P. Sollero, M. R. B. Rodrigues ve E. L. De Albuquerque, "Failure criteria for adhesively bonded joints", International Journal of Adhesion & Adhesives, 37: 26-36, 2012.
- [76] Murat Demir Aydın, "Yapıştırıcı ile Birleştirilmiş Tek Tesirli Bindirme Bağlantısının Mekanik Özelliklerinin Deneysel ve Teorik İncelenmesi", Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2003.

- [77] L. F. M. Da Silva, P. J. C. Das Neves, R. D. Adams ve J. K. Spelt, "Analytical models of adhesively bonded joints—Part I: Literature survey", *International Journal of Adhesion & Adhesives*, 29:319–330, 2009.
- [78] J. W. van Ingen ve A. Vlot, "Stress Analysis of Adhesively Bonded Single Lap Joints," Delft University of Technology, Faculty of Aerospace Engineering, Report LR-740, 1993.
- [79] S. B. Ingole, A. Chatterjee, "Vibration analysis of single lap adhesive joint: Experimental and analytical investigation", *Journal of Vibration and Control*, 17(10): 1547–1556, 2010.
- [80] A. Vaziri, H. Nayeb-Hashemi ve H. R. Hamidzadeh, "Experimental and analytical investigation of the dynamic response of adhesively bonded single lap joint," *Journal of Vibration and Acoustics* 126(1): 84–91, 2004.
- [81] M. Y. Tsai, J. Morton, "Evaluation of Analytical and Numerical Solutions to the Single-Lap Joint," *International Journal of Solids and Structures* 31: 2537-2563, 1994.
- [82] X. He, "Numerical and experimental investigations of the dynamic response of bonded beams with a single-lap joint," *International Journal of Adhesion & Adhesives* 37: 79–85, 2012.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgisi: m.usal@klu.edu.tr

Konferans Bildirileri

- [1] M. M. A. Usal and H. Özer, “Numerical Investigation of Dynamic Behavior of Composite Beams Connected with Single-Lap Joint”, International Natural Science, Engineering and Materials Technology Conference NEM 2019, (September 9-10, İstanbul, Turkey, 2019) ISBN: 978-605-68918-2-3 (2019).