

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ METAL
ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ**

**Hazırlayan
Kübra GÜL**

**Danışman
Prof. Dr. M. Kemal APALAK**

Yüksek Lisans Tezi

**Ağustos 2017
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ METAL
ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

**Hazırlayan
Kübra GÜL**

**Danışman
Prof. Dr. M. Kemal APALAK**

**Bu çalışma Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından
FYL-2017-7155 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Ağustos 2017
KAYSERİ**

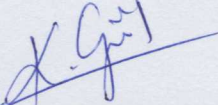
BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

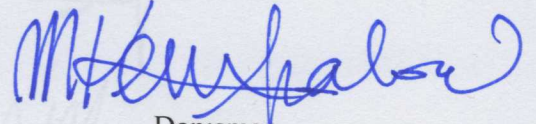
Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve kaynak gösterdiğimi belirtirim.

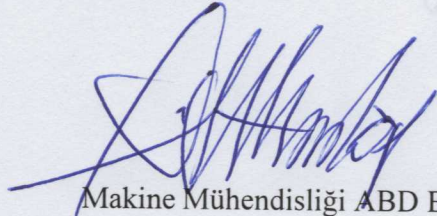
Kübra GÜL

YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI

“Yapıştırıcı ile birleştirilmiş metal çubukların burkulma analizi” başlıklı yüksek lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ ne uygun olarak hazırlanmıştır.


Tezi Hazırlayan
Kübra GÜL


Danışman
Prof. Dr. M. Kemal APALAK


Makine Mühendisliği ABD Başkanı
Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulu’nun 05/04/2017 tarih ve 2017.133-24 sayılı kararı ile onaylanmıştır.


Prof. Dr. Mehmet AKKURT

Prof. Dr. M. Kemal APALAK danışmanlığında **Kübra Gül** tarafından hazırlanan
“YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ METAL ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ” adlı bu
çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine**
Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ:

Başkan : Prof. Dr. M. Kemal APALAK

Üye : Doç. Dr. Recep GÜNEŞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Alaettin ÖZER

ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun 08/08/2017 tarih ve 2017/33-24.
sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Enstitü Müdürü
Prof. Dr. Mehmet AKKURT

TEŞEKKÜR

" *Yapıştırıcı ile birleştirilmiş metal çubukların burkulma analizi* " başlıklı tez çalışmasının seçiminde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçlarının değerlendirilmesinde destek ve yardımlarını esirgemeyen sayın danışmanım Prof. Dr. M. Kemal APALAK'a Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ndeki hocalarıma, çalışmam sürecinde her zaman yanımda olan eşim Mustafa GÜL'e, oğlum Ali Cihan Gül'e ve hayatım boyunca benden desteklerini esirgemeyen anneme ve babama ve bu tez çalışmasına maddi destek veren Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi' ne (Proje Kodu:FYL-2017-7155) teşekkür ederim.

Kübra GÜL
Kayseri, 2017

YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ METAL ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ

Kübra GÜL

**Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Ağustos 2017
Danışman: Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK**

ÖZET

Bu çalışmada, yapıştırma yöntemiyle birleştirilmiş alüminyum çubukların burkulma öncesi ve sonrası davranışları incelenmiştir. Çubuk boyutlarının lineer ve geometrik bakımından lineer olmayan burkulma davranışları üzerinde etkileri araştırılmıştır. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş alüminyum çubukların burkulma davranışında yapıştırıcı tabakasının ve lineersizliklerin varlığının etkisi üzerine sınırlı çalışma mevcuttur.

Çubuk ve yapıştırıcı malzemelerinin mekanik özellikleri dikkate alınarak çubukların lineer (öz değer) burkulma ve lineer olmayan burkulma analizleri Abaqus yazılımıyla gerçekleştirilmiş ve geometrik parametrelerin yapıştırılmış çubukların burkulma davranışına tesirleri incelenmiştir.

Çubuk numuneler üretilerek burkulma deneyleri yapılmış ve deneysel kritik yükler ile lineer ve lineer olmayan analizlere dayanan teorik kritik yükler karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Burkulma; lineer burkulma (öz değer) analizi; lineer olmayan burkulma analizi; yapıştırıcı; sonlu elemanlar yöntemi.

BUCKLING ANALYSIS OF ADHESIVELY BONDED ALUMINUM BEAMS

Kubra GUL

Erciyes University, Institute of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, July 2017

Supervisor: Prof. Dr. Mustafa KEMAL APALAK

ABSTRACT

In this study, the buckling analysis of adhesively bonded aluminum beams, linear buckling (eigenvalues) and nonlinear buckling analyses were carried out and their pre- and post-buckling behaviours were investigated. The effects of beam dimensions on the linear buckling and geometrical non-linear behaviours of the bonded aluminum beams were also investigated. On the buckling behaviours of bonded aluminum beams, the effects of the adhesive layer and non-linearities in the joint geometry were studied limitedly in literature.

The effects of the beam dimensions on the linear (eigenvalue) buckling and geometrical non-linear buckling analyses of the bonded beams were carried out considering the mechanical properties of the beam and adhesive materials and Abaqus finite element software was used to investigate, the effects of the geometrical parameters on the buckling behaviour of the bonded beams.

The bonded beam specimens were manufactured and their buckling tests were carried out to verify the performance of the linear (eigenvalue) buckling analysis and the non-linear buckling analysis in the determination of the critical buckling load.

Keywords: Buckling; linear buckling (eigenvalue) analysis; non-linear buckling analysis; adhesive; finite element method.

İÇİNDEKİLER

YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ METAL ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ	
	<u>Sayfa</u>
BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	i
YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI	ii
KABUL VE ONAY SAYFASI	iii
ÖNSÖZ	iv
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
 GİRİŞ	 1
1. BÖLÜM	
GENEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI	
1.1. Literatür	2
2. BÖLÜM	
BURKULMA	
2.1. Burkulma Analizi	10
2.2. Euler Formülü İle Tüm Mesnet Durumları İçin Kritik Yüklerin Bulunması	10
2.3. Sayısal Burkulma Analizi	15
2.3.1. Lineer Burkulma (Özdeğer) Analizi	15
2.3.2. Geometrik Bakımdan Lineer Olmayan Burkulma Analizi	16
2.4. Alüminyum Alaşımları	16
2.4.1 Alüminyumun Faydaları	17
2.4.2 Alüminyum Alaşımlarının Sınıflandırılması	17
2.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi	18
2.6. Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Lineer Burkulma (Özdeğer) Analizi	20
2.7. Yapıştırıcı İle Birleştirilmiş Çubukların Lineer Burkulma (Özdeğer) Analizi	21

2.8. Tasarım Parametrelerinin Etkisi.....	25
---	----

3. BÖLÜM

GEOMETRİK LİNEER OLMAYAN BURKULMA ANALİZİ

3.1. Küçük Şekil Değiştirme-Büyük Yer Değiştirme Teorisi	35
--	----

3.2. Geometrik Lineer Olmayan Analiz	35
--	----

3.3. Yapıştırıcıyla Birleştirilmiş Çubukların Lineer Olmayan Burkulma Analizi.....	337
--	-----

4. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Alüminyum çubukların yapıştırılması	49
--	----

4.2. Deney tesisatı	50
---------------------------	----

4.3. Deney	51
------------------	----

5. BÖLÜM

SONUÇLAR

5.1 Sonuç ve Öneriler.....	63
----------------------------	----

KAYNAKLAR	65
-----------------	----

ÖZGEÇMİŞ.....	69
---------------	----

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 2.1.	<i>Al6061</i> 'in mekanik ve fiziksel özellikleri.	17
Tablo 2.2.	<i>Al6061</i> 'in bileşenlerinin ağırlıkça (%) oranları.	18
Tablo 2.3.	Isıl işlem veya haddelenme durumlarına göre adlandırma	18
Tablo 2.4.	Çubukların boyutları.	21
Tablo 2.5.	Araldite® 2015' in mekanik özellikleri.	21
Tablo 2.6.	Sonlu eleman (Abaqus) yöntemiyle ve Euler yöntemi ile hesaplanan P_{kr} değerlerinin karşılaştırılması.....	25
Tablo 3.1.	$L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların kritik yük değerleri P_{kr} (N) üzerinde yan yük Δ nın etkisi.....	45
Tablo 3.2.	$L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ yapıştırılmış çubukların kritik yük değerleri P_{kr} (N) üzerinde yan yük Δ nın etkisi.....	45
Tablo 3.3.	$L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmamış tek çubukların kritik yük değerleri P_{kr} (N) üzerinde yan yük Δ nın etkisi.....	46
Tablo 3.4.	$L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların kritik yük değerleri P_{kr} (N) üzerinde yan yük Δ nın etkisi.....	46
Tablo 4.1.	$L = 200$, $W = 20$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip yapıştırılmış çubuklar için deneysel ve hesaplanmış kritik yüklerin P_{kr} (N) karşılaştırılması ve yan yükün Δ nın etkisi.	53
Tablo 4.2.	$L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip yapıştırılmış çubuklar için deneysel ve hesaplanmış kritik yüklerin P_{kr} N karşılaştırılması ve yan yükün Δ nın etkisi	53
Tablo 4.3.	$L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip yapıştırılmış çubuklar için deneysel ve hesaplanmış kritik yüklerin P_{kr} N karşılaştırılması ve yan yükün Δ nın etkisi.....	54
Tablo 4.4.	$L = 350$, $W = 40$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip yapıştırılmış çubuklar için deneysel ve hesaplanmış kritik yüklerin P_{kr} N karşılaştırılması ve yan yükün Δ nın etkisi.	54
Tablo 4.5.	$L = 200$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlu çubukların son halleri P_{kr} , δ_x , $\delta_z \text{ mm}$ değerleri.....	56
Tablo 4.6.	$L = 350$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlu çubukların son halleri P_{kr} , δ_x , $\delta_z \text{ mm}$ değerleri.....	57

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	İki ucu mafsallı çubuk	11
Şekil 2.2.	a) P yükünü taşıyan iki ucu ankastre mesnetli çubuk, b) çubuğun serbest cisim diyagramı, c) çubuk üst yarı parçasının serbest cisim diyagramı, d) iki ucu mafsallı çubuğa benzetme, e) uç mesnetleri mafsallı olan çubuğun burkulma boyu.....	12
Şekil 2.3.	a) Bir ucu ankastre diğer ucu basit mesnetli çubuk, b) Çubuğun serbest cisim diyagramı, c) çubuğun AQ parçasının serbest cisim diyagramı.....	13
Şekil 2.4.	a) Bir ucu sabit diğer ucu serbest çubuğun burkulma boyu, b) iki ucu pimlenmiş çubuğun burkulma boyu, c) bir ucu pimlenmiş diğer ucu sabit çubuğun burkulma boyu, d) iki ucu sabit çubuğun burkulma boyu.	15
Şekil 2.5.	Gerilme analizinde kullanılan eleman türü.	19
Şekil 2.6.	a) Tek çubuk ve b) yapıştırılmış çubuğun boyutlandırılması.	22
Şekil 2.7.	a) Sonlu eleman modeli, b) sınır şartlarının, c) kuvvetin eksenel x-yönünde uygulandığı.....	22
Şekil 2.8.	ABAQUS ile hesaplanan ilk beş burkulma modu	23
Şekil 2.9.	a) Çubuk boyu L ve b) çubuk genişliği W 'nin kritik yük P_{kr} üzerindeki etkisi.....	26
Şekil 2.10.	a) Ön plaka kalınlığı h_1 ve b) yapıştırıcı kalınlığı h_2 'nin kritik yük P_{kr} üzerindeki etkisi	27
Şekil 2.11.	Arka plaka kalınlığı h_3 'ün kritik yük P_{kr} üzerindeki tesiri.	28
Şekil 2.12.	Çubuk boyu L 'nin a) çubuk genişliği W , b) ön plaka kalınlığı h_1 , c) arka plaka kalınlığı h_3 , d) yapıştırıcı kalınlığı h_2 ile birlikte kritik yük P_{kr} ve üzerinde ortak etkileri.	29
Şekil 2.13.	Çubukların genişliğinin W 'nin, a) ön plaka kalınlığı h_1 , b) arka plaka kalınlığı h_3 , c) yapıştırıcı kalınlığı h_2 ile birlikte kritik yük P_{kr} üzerinde ortak etkileri.....	30
Şekil 2.14.	Ön plaka kalınlığı h_1 , a) arka plaka kalınlığı h_3 , b) yapıştırıcı kalınlığı h_2 ile birlikte kritik yük P_{kr} üzerinde ortak etkileri.	31
Şekil 2.15.	Yapıştırıcı kalınlığı h_2 'nin arka plaka kalınlığı h_3 üzerinde ortak etkisi.....	31
Şekil 3.1.	Kuvvet-yer değiştirme grafiği	36
Şekil 3.2.	Newton-Raphson metodu	37
Şekil 3.3.	Grafiklerde referans alınan A ve B noktaları	37
Şekil 3.4.	$L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.25$ mm için A noktasında eksenel yük-eksenel yer değiştirme ($P - \delta_x$) grafikleri.	40
Şekil 3.5.	$L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.25$ mm için A noktasında eksenel yük-eksenel yer değiştirme ($P - \delta_x$) grafikleri.	41

Şekil 3.6.	$L = 200, W = 40, h_2 = 0.25 \text{ mm}$ için B noktasında eksenel yük P – yanal yer değiştirme ($P - \delta_z$) grafikleri.	43
Şekil 3.7.	$L = 350, W = 20, h_2 = 0.25 \text{ mm}$ için B noktasında eksenel yük P – yanal yer değiştirme ($P - \delta_z$) grafikleri.	44
Şekil 4.1.	a) Yapıştırılmış alüminyum çubuklar, b) yapıştırılmış alüminyum çubuklar kalıplar içerisinde.	50
Şekil 4.2.	a) Araldite® 2015 (yapıştırıcı), b) Yapıştırıcı tabancası.	50
Şekil 4.3.	a) Çekme-basma cihazı, b) deney düzeneği.	51
Şekil 4.4.	Eğim-zaman grafiğinde referans alınan kritik ve burkulma yükleri. ...	52
Şekil 4.5.	$h_1 = 1.2, h_2 = 0.2, h_3 = 1.2 \text{ mm}$ boyutlara sahip numunelerin a) lineer olmayan analiz ile, b) deneysel olarak elde edilen kuvvet (P) - yer değiştirme (δ) grafikleri.	59
Şekil 4.6.	$h_1 = 1.2, h_2 = 0.2, h_3 = 2.4 \text{ mm}$ boyutlara sahip numunelerin, a) lineer olmayan analiz ile, b) deneysel olarak elde edilen kuvvet (P) - yer değiştirme (δ) grafikleri.	60
Şekil 4.7.	$h_1 = 2.4, h_2 = 0.2, h_3 = 1.2 \text{ mm}$ boyutlara sahip numunelerin, a) lineer olmayan analiz ile, b) deneysel olarak elde edilen kuvvet (P) - yer değiştirme (δ) grafikleri.	61
Şekil 4.8.	$h_1 = 2.4, h_2 = 0.2, h_3 = 2.4 \text{ mm}$ boyutlara sahip numunelerin, a) lineer olmayan analiz ile, b) deneysel olarak, elde edilen kuvvet (P) - yer değiştirme (δ) grafikleri.	62

GİRİŞ

Yüksek mukavemet, ısı yalıtımı ve montaj kolaylığı gibi faydalarından dolayı tabakalı yapılar uçak ve otomotiv sanayiinde uygulama alanı bulmuştur. Tabakalı yapıların birleştirilmesinde cıvata, vida, perçin, kaynak ve yapıştırıcı kullanılabilir. Fakat cıvata, vida ve perçin ile birleştirme işlemlerinde çubuklar üzerinde delik oluşması, birleşme sonrasında delik çevresinde meydana gelen gerilme yığılmaları ve birleştirme de kullanılan ek parçanın toplam ağırlığı arttırması gibi olumsuz durumlar meydana gelebilir. Buna ek olarak kaynak ile birleştirme sırasında çubuklar mekanik ve ısıl deformasyonlara maruz kalabilir. Bahsedilen olumsuzlukları önlemek amacıyla yapıştırıcı ile birleştirme yöntemi kullanılır. Bu çalışmada yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubukların burkulma davranışı incelenecektir.

Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubukların Abaqus yazılımı ile özdeğer burkulma analizi gerçekleştirilerek kritik burkulma yükleri tespit edilecektir. Bu teorik kritik yük değeri, lineer olmayan burkulma analizinde kullanılarak burkulma öncesi ve sonrası yapıştırılmış ve yapıştırılmamış tek çubukların davranışı incelenecektir. Yapılan analizin sonuçlarının doğruluğunun belirlenmesi için iki alüminyum çubuğun boydan boya yapıştırılması ile değişik boy ve kalınlıkta deney numuneleri üretilecektir. Bu numuneler basma deney cihazının iki çenesi arasına yerleştirilecek ve basma deneyi yardımıyla her bir numune için kritik deneysel burkulma yükleri, eksenel kuvvet-eksenel yer-değiştirme eğrilerinden hesaplanacaktır. Hesaplanmış kritik burkulma yükleri aynı koşullar altında yapılan burkulma deneylerinden elde edilen kritik burkulma yükleri ile karşılaştırılacaktır.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Literatür

Teknolojik gelişmeler endüstride alüminyum kullanımını arttırmaktadır. Daha hafif, sağlam, verimli, uzun ömürlü ve sonuçta daha ekonomik ürünler için, alüminyum tercih edilmektedir. Uzay araçları dahil olmak üzere hava taşıtları, daha iyi binalar ve köprüler, elektrik nakil hatları, diğer mühendislik uygulamaları için alüminyum vazgeçilmez malzemedir. Alüminyum endüstrisinde; yeni alaşımlar, teknolojik gelişmeler, üretim metotları, ürün tasarımı ve kalite kontrol için araştırma-geliştirme çalışmalarına devam edilmektedir [1]. Çubuk elemanlar mühendislik tasarımlarında sıkça kullanılmaktadır. Dolayısıyla, farklı yük şartları altında mekanik davranışları önem arz etmektedir. Scheperboer ve diğerleri tek bir dairesel delikten 25 dairesel deliğe kadar farklı kalınlıkta ki kare alüminyum çubukları sonlu elemanlar metodunu kullanarak incelemişlerdir ve merkezde tek bir deliğe sahip çubukların direncinin daha fazla deliğe sahip çubukların direncine oranla daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır [2]. Zhao ve diğerleri 6082-T6 alüminyum alaşımlı L ve kutu tipli olarak ekstrüde edilen 29 kolonun eksantrik yük altında kararlılık davranışını deneysel olarak ve Abaqus yazılımını kullanarak incelemişlerdir. Ayrıca eksantrik yük altında ki kolonların kesit boyutunun, narinlik oranının yük taşıma kapasitesine olan etkilerini araştırmışlardır [3].

Ürünlerin hafifliğinin gerektiği durumlarda, malzeme türü ve bu malzemelerin birleştirilmesinde, kullanılan yöntem büyük önem taşımaktadır. Malzemeleri birleştirme konusunda da endüstride birçok gelişme sağlanmıştır. Eskiden sıkça kullanılan cıvata, perçin, kaynak gibi birleştirme yöntemlerine seçenek olarak yapıştırma ile birleştirme yöntemi eklenmiştir [1]. Lu ve diğerleri eksenel yük altında yapıştırıcı ile birleştirilmiş alüminyum şapka kesitli çubukların burkulma davranışı için analitik çözüm önermişlerdir.

Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubuklarda birleşme noktalarında sınır şartlarını uygulayarak özdeğer burkulma analizini gerçekleştirdiler. Yürüttükleri deneylerde lineer burkulma aşamasında yapıştırıcı ile birleştirmeye ilgili olarak hata tespit etmemişlerdir ve analitik çözümlerden elde edilen burkulma gerilmesi sonuçlarının deneylerle elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu sonucuna varmışlardır [4]. Vasumathi ve Vela yaptıkları çalışmada karbon elyaf ile güçlendirilmiş alüminyum çubukların farklı mesnetlenme halleri için burkulma analizini yapmışlardır. Deneysel ve sayısal yöntemleri kullanmışlar ve aralarındaki hata payının en fazla %16,72 olduğunu ifade etmişlerdir [5]. Yuan ve Wang yaptıkları çalışmada ekstrüzyonla imal edilmiş I-kesit alanına sahip alüminyum profillerin burkulma ve ileri burkulma dayanımlarını incelemişlerdir. Çalışmalarında farklı ısıtma işlem görmüş, farklı boyut ve alaşıma sahip numuneler üzerinde deneyler yapılmıştır. Elastik ve elastik olmayan burkulma dayanımları düşey yöndeki yer değişimleri ve yüzey gerilmeleri dikkate alınarak hesaplanmıştır [6]. Sharma ve Ghosh alüminyum yapıların lineer ve lineer olmayan burkulma analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Analizlerde yapının lineer ve lineer olmayan davranışları karşılaştırılmış, hesaplamalar da ise yer değiştirme, kayıp enerji ve kaybedilen toplam enerji dikkate alınmıştır. Analizler Abaqus programında yapılmıştır. Çalışmaları lineer olmayan burkulma analizinin alüminyum yapıların burkulma davranışını belirlemede uygun bir teknik olduğunu kanıtlamışlardır [7].

Yapıştırma, cıvata, perçin, kaynak ve lehim gibi mekanik birleştirme yöntemlerine seçenek olarak kullanılan bir birleştirme yöntemidir. Bir yapıştırıcı (adhesive) ASTM tarafından, *“Yüzey teması ile malzemeleri bir arada tutabilen madde”* olarak tanımlanmıştır [8]. Yapıştırıcının bir başka tanımı ise, *“Yüzeylere uygulandığında onları bir arada tutabilen ve ayrılmayı önleyen polimerik malzemedir”* şeklindedir [9].

Yapıştırıcıyla birleştirme tekniğinin sıkça kullanılmasının en önemli sebebi yük ve gerilmelerin bindirme boyunca daha düzenli bir şekilde dağılmasıdır. Uçak konstrüksiyonlarında ve ahşap yapılarda, yapıştırıcıyla birleştirilmiş yapıların mukavemeti ve gerilme değişimlerine olan dayanımı uzun yıllardan beri gösterilmiştir.

Yapıştırma bağlantılarının diğer birleştirme yöntemlerine göre birçok iyi özellikleri vardır. Şöyle ki,

Bileşim, genleşme katsayısı, elastiklik modülü ve kalınlık gibi özellikler bakımından farklılık arz eden değişik tip malzemeler birleştirilebilir.

Vida, perçin gibi çıkıntılı bağlama elemanlarınca sebep olunan düzensiz yüzey hatları yapıştırıcı ile birleştirme durumunda ortadan kaldırılarak son sistemin görüntüsünde iyileşme sağlanır.

Cıvata, vida gibi bağlama elemanları ve nokta kaynağında küçük temas alanlarında ortaya çıkan gerilme yığılmalarının azaltılması ve tüm yapıştırma alanı boyunca daha düzenli gerilme dağılımı sağlanır. Sık sık ağırlık ve maliyetten tasarruf sağlanarak ince malzemeler de dayanıklı bir şekilde birleştirilebilir.

Gerilmelerin düşünülmesine, dağıtılabilesine ve iletilebilmesine müsaade eden bir çok yapıştırıcının yapışma bağlarının dinamik darbelere karşı yüksek dayanım kabiliyeti ve gerilme-uzama kabiliyeti, özellikle daha iyi yorulma direnci ve titreşimlere karşı direnç ve esneklik artar [1].

Khalili ve diğerleri perçinleme ve civatalama gibi birleştirme yöntemlerinde gerilme yığılmalarının olduğunu belirtmişlerdir ve bu birleştirme yöntemlerinin yapıştırıcı ile birleştirme yöntemi ile karşılaştırdıklarında yapıştırıcı ile birleştirme de daha düzenli gerilme dağılımının gerçekleştiği sonucuna varmışlardır [10]. He ve Oyadiji yapıştırıcının cıvata, somun ve perçine göre hafif ve gerilmelerin düzenli olmasından dolayı daha kullanışlı olduğunu vurgulamışlardır [11]. Kaynak, civatalama, perçinleme gibi geleneksel birleştirme yöntemleri ile karşılaştırıldığında yapıştırıcı ile birleştirmenin pek çok afayda sağladığı görülür. Ancak adezyon, kohezyon ve sertleşme gibi olaylar yapıştırıcının kullanımını kısıtlamaktadır [12].

Yapıştırma bağlantıları büyük faydalar ve yaygın bir kullanım alanı sunmasına karşın, yapısal yapıştırıcıların mekanik özelliklerinin (çekme ve kayma modülleri, Poisson oranı, akma ve çekme dayanımı vb.) belirlenmesi, güvenilirliği ve tekrarlanabilirliğinde büyük güçlüklerle karşılaşmaktadır. Ayrıca, yapısal yapıştırıcıların mekanik özelliklerinin doğru olarak belirlenmesinin dışında, verilen bir yükleme durumu için yapıştırma bağlantısının tasarımında gerilme dağılımlarını belirleyebilmek ve bağlantı dayanımının tahmini başka faktörlerin anlaşılmasını zorunlu kılar. Temelde bu faktörler; malzeme

seçimi, yük ve yükün büyüklüğü, yapısal geometri, seçilen malzemeler için uygun hasar kriterlerinin belirlenmesi ve yapıştırılan malzemenin mekanik özellikleridir [13].

Bir yapıştırma bağlantısının analizinde, analitik ve sayısal olmak üzere iki temel yaklaşım vardır. İlk yaklaşımda, sınır şartları ve diferansiyel denklemlerden oluşan bir formülasyon söz konusudur. Bu denklemlerin çözümü bağlantının herhangi bir iki noktasındaki gerilme değerini verir. İkinci yaklaşımda ise diferansiyel denklemlerin çözümleri sayısal yöntemlerle elde edilir. Her iki yöntemde de yapıştırma bağlantısını oluşturan elemanların (yapıştırıcı ve yapıştırılan malzeme) yalnızca elastik davranışı veya elastik-plastik davranışı dikkate alarak analiz yapılabilir [14].

Gali ve diğerleri yapıştırıcının mekanik davranışı üzerine deviatorik ve hacimsel gerilme bileşenlerinin etkilerini lineer, lineer olmayan, plastik deformasyon seviyelerinde dikkate alan bir gerilme-şekil değiştirme kavramı sunmuşlardır. Ortaya koydukları çözüm yöntemi basit tek eksenli gerilme durumundan elde edilen ampirik veriler yardımıyla çok eksenli gerilmelere maruz yapıştırıcı tabakasının sayısal analizine olanak sağlamaktadır [15]. Bigwood ve Crocombe yapıştırıcı tabakasındaki kayma ve soyulma gerilmelerini temsil eden diferansiyel denklemleri türetmiş ve çözümlerini sonlu elemanlar yöntemi sonuçları ile karşılaştırmışlardır [16]. Li ve diğerleri Volterra integral eşitliklerini kullanarak lineer olmayan malzeme özellikleri ve farklı yapıştırılan malzeme geometrileri için sayısal bir çözüm yöntemi geliştirmiş ve bu yöntemin diğer sayısal yöntemlere göre daha doğru ve kararlı sonuçlar verdiğini ileri sürmüştür [17]. Banea ve Silva yapıştırıcı ile birleştirilmiş kompozit yapılarla ilgili mevcut çalışmaları kapsamlı incelemiştir. Bu çalışmaları yapıştırılacak yüzeylerin hazırlık aşaması, birleştirme teknikleri, yapıştırıcı özellikleri ve çevresel faktörlerinin yapıştırıcı ile birleştirilmiş kompozit yapılar üzerinde karşılaştırmalı etkisi başlıkları altında ele alarak derlemiştir. Yapılan çalışmalarda hatanın öngörülmesi için sayısal ve analitik yöntemlerin gerekliliği tartışılmıştır ve hatayı tahmin etmek için bazı yöntemler kullanılmıştır. Ancak hatayı tahmin etmek için genel bir mutabakat bulunmamaktadır, çünkü mukavemet hesabında hatalar ve hasar modları değişik birleştirme tekniklerine göre farklılık göstermektedir. Ancak gelişmiş hasar modelleri oldukça umut vericidir, çünkü birleştirme bölgesinin davranışı bu hasar modellerini kullanarak modellenabilir. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş bağlantıların doğru mukavemet tahmini, tasarım aşamasında pahalı test sayılarını azaltmak için önemlidir [18]. Arenas ve diğerleri, yaptıkları çalışmada kompozit ve alüminyum çubukların

yapıştırıcıyla birleşmesi ile daha iyi bir seçenek olduğunu ifade etmişlerdir. Bu tipte yapılan bağlantıların tasarımda, emniyet ve mekanik direnci olumlu etkilediğini göstermiştir [19]. Budhe ve diğerleri yapıştırıcı ile birleştirilmiş yapıların mukavemetini etkileyen faktörleri; yapıştırıcı kalınlığı, bağlantıların bindirme uzunluğu, bağlantı yapısı, yapıştırıcı malzeme yapısı, nem, sıcaklık olarak değerlendirmiştir [20]. He yapıştırıcıyla birleştirilmiş bağlantıların dinamik özelliklerinin ve çevresel etkilerinin bu bağlantıların mekanik davranışı üzerinde ki etkilerini incelemiştir [21]. Yapıştırıcı ile birleştirme mekanik bağlantılara göre delik olmaksızın, az bir ağırlık eklenerek ve yüksek yorulma direncine sahip olarak yükü daha geniş bir alana dağıtabileceği tespit edilmiştir. Bu durumda için yapıştırılan malzemenin yüzey hazırlanması önem kazanmaktadır ve yüzey hazırlanması için ortam koşullarının uygun olması gereklidir [22].

Çubuklar başta uçak sanayi olmak üzere gemi ve inşaat gibi pek çok sektörde yapı malzemesi olarak kullanılmaktadır. Bu yapılar burkulmaya elverişli olduğundan kullanılmadan önce iyi etüt edilmelidir. Günümüzde burkulma konusu mühendisliğin tasarım ve boyutlandırma süreçlerinde, üzerinde titizlikle durulması gereken konulardandır. Eskiden yapı ve makine elemanlarında bu konu fazla önemli değildi. Çünkü o zamanlarda elde edilen mevcut malzemelerin mukavemetleri düşüktü ve bunun sonucunda da yapı ve makine elemanlarının kesit alanları büyük yapılmaktaydı. Kesit alanlarının büyük olmasından dolayı burkulmaya karşı dayanıklıydı. Ancak ilerleyen zaman içerisinde yapı ve makine elemanlarında yüksek mukavemetli çeliklerin kullanılmasıyla birlikte elemanların kesit alanları da küçüldü. Kesit alanının küçülmesinin büyük ve ağır elemanlara gerek olmamasının faydası yanında, elemanlarda çok daha kolay burkulma olayının olabilmesi sorununu yaratmıştır. Bu yüzden geçmişten günümüze geldikçe burkulma olayı önem kazanmıştır. Burkulma olayında kararlılık problemi söz konusudur.

Czapski ve Kubiak sabit kuvvet altında basmaya maruz bırakılan ince cidarlı kare kesit alanına sahip tüplerin burkulma ve burkulma sonrası davranışlarını incelemiştir. Burkulma yükünü belirlemek için tüpler Ansys yazılımıyla modellenmiş, lineer ve lineer olmayan analizleri yapılmıştır. Deneysel sonuçlar sonlu elemanlar ile gerçekleştirilen modelin doğrulanması için kullanılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki farklar ve burkulma yükü tayininde kullanılan yöntemler tartışılmıştır [23]. Ifayefunmi eksenel basmaya maruz kalmış çelikten imal edilmiş silindirik yapıların burkulmasını

incelemiştir. Teorik sonuçlarını ve Abaqus sonuçlarını eksenel olarak sıkıştırılan silindir için deney verileri ile karşılaştırmıştır. Yarıçap-kalınlık oranı için teorik çalışmaları, Abaqus sonuçları ve deney verileri arasında %2 -7'lik fark tespit etmiştir [24]. Banat ve diğerleri eksenel yüklemeye maruz bırakılmış film profillerin burkulma ve burkulma sonrası davranışlarını incelemiştir. Deneylerinde burkulma ve burkulma sonrası için burkulma yükünü belirlemeye çalışmışlardır. Burkulma yükünü tespit etmek için çalışmalarında deneylere, analitik-sayısal yöntemlere ve sonlu elemanlar yöntemine yer vermiştir. Deneysel ve sayısal sonuçların yakınlığına bakarak sonlu elemanlar analizi ile burkulma davranışının makul bir şekilde belirlendiği sonucuna varılmıştır [25]. Karrech ve diğerleri geometrik kusurlara sahip ince kompozit çubukların burkulma ve burkulma sonrası davranışlarını incelemiştir ve sonuç olarak tasarlanan modellerle sayısal yöntemlerin birbirine yakın sonuçlar verdiğini göstermişlerdir [26].

Novoselac ve diğerleri geometrik kusur altında bir çubuğun lineer ve lineer olmayan burkulma analizini gerçekleştirmişlerdir. İlk adımda lineer elastik malzemeye sahip çubuğun sayısal ve analitik lineer burkulma analizi yaklaşımını kullanırken, devamında Riks metoduyla lineer olmayan burkulma analizlerini kullanmışlardır. Malzemenin elastoplastik olması durumunda lineer olmayan burkulma analizinde, burkulma sonrası davranışın çok küçük eksantrik yüklerde dahi kararsız davranış gösterdiği sonucuna varmışlardır [27]. Riks belirli yük koşulları altında elastik sistemlerin lineer olmayan davranışını gösteren farklı değişkenlere sahip denklem sistemlerinin sayısal çözümleri üzerinde çalışmıştır. Özellikle burkulma problemleri üzerinde durmuştur [28].

Sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmek istenen cisim, sonlu sayıda küçük elemana bölünerek inceleme yapıldığı için yöntem bu adı almıştır. Bir boyutlu yapılar düğümlerle sonlu sayıda bölünür; doğrular ve düzlemler ise iki ve üç boyutlu cisimleri bölmek için kullanılır, iki ve üç boyutta eşit olmayan uzunluklar meydana gelebilir [29].

Lineer malzeme davranışı bölgesi içerisinde yapılan analizlerde basit ve oldukça etkili bir yöntemdir. Genel yük ve yer değiştirme şartlarında karmaşık geometrilerin analizine imkan sağlar. Bu yaklaşım bir yapıştırma bağlantısında kullanılacaksa, dikkate değer sonuçlar elde etmek için özellikle yapıştırıcı tabakasında sonlu elemanlar ağının çok iyi yapılmasını gerektirir [30]. Jeandrau sonlu elemanlar yöntemini kullanarak farklı yapıştırma bağlantılarının burulma ve çekme yükleri altında elastik, elastik-plastik ve

plastik gerilme dağılımlarını incelemiştir [31]. Apalak ve Güneş büyük yer değiştirmelerin etkisini dikkate alarak yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek tesirli bindirme bağlantısında yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin ısıl özelliklerindeki uyumsuzluktan dolayı oluşan ısıl gerilmeleri, sonlu eleman yöntemiyle incelemiştir. Ayrıntılı analizleri sonucunda, bağlantıdaki en kritik bölgenin yapıştırıcı-yapıştırılan malzeme ara yüzeylerinin serbest uçları olduğunu, alt ve üst yapıştırılan malzeme yüzeylerinde büyük ısıl gerilmelerin oluştuğunu ifade etmişlerdir [32]. Apalak ve diğerleri silindirik tek tesirli bindirme bağlantısının sonlu elemanlar yöntemiyle yaptıkları analizlerinde yapıştırıcı tabakasının serbest uçlarında ciddi gerilme yığılmaları ve bunun sonucu olarak silindirik tek tesirli bindirme bağlantısında dikkate değer deformasyonların oluştuğunu göstermişler ve aynı zamanda bindirme uzunluğundaki artışın, yapıştırıcı tabakasının en yüksek gerilme değerlerinde düşüşe sebep olduğunu bildirmişlerdir [33].

Temiz tek tesirli bindirme bağlantısında bindirmenin yapıldığı bölgenin serbest uçlarında esnek karakterli, orta kısmında ise sert karakterli yapıştırıcı kullanarak sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizini yapmıştır. Bindirmenin yapıldığı bölgenin serbest uçlarında esnek karakterli yapıştırıcının kullanılması gerilme yığılmalarını azalttığını ve bağlantı dayanımını artırdığını göstermiştir [34]. Kumar ve Pandey'in sayısal çalışmasında ise, çeki yüküne maruz çift yapıştırıcı kullanılarak (bindirme uzunluğunun serbest uç kısımlarına yumuşak orta kısmına ise sert yapıştırıcı) birleştirilmiş tek tesirli bindirme bağlantısında sonlu elemanlar yöntemiyle düzlem şekil değiştirme kabulüne göre iki boyutlu ve üç boyutlu gerilme analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada iki boyutlu gerilme analizinde ihmal edilen kayma gerilmelerinin, üç boyutlu gerilme analizlerinde aslında ihmal edilemeyecek büyüklükte olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, bindirmenin yapıldığı bölgenin serbest uçlarında esnek karakterli yapıştırıcının kullanılması gerilme yığılmalarını azalttığını ve bağlantı dayanımını artırdığını sonucuna varmışlardır [35]. Yapıştırıcıyla birleştirilmiş bağlantılardaki hasar yükü ve gerilme dağılımları, bağlantı konfigürasyonu, bağlantıda kullanılan malzemeye ve yapıştırıcının kalınlığıyla doğrudan ilişkilidir. Yapılan bir çalışmada yapıştırıcıyla birleştirilmiş çift tesirli bağlantı tipinin bindirme bölgesi kısmında yama parçaları kullanılıp, bu yama parçaları dışarıda ve gömülü olacak şekilde iki farklı tipteki numuneler üzerinde hasar yükünün belirlenmesi ve gerilme analizi deneysel ve sonlu eleman yöntemiyle incelenmiştir [36].

Literatür taramalarının neticesinde yapıştırıcı ile birleştirilmiş alüminyum çubukların burkulma davranışında yapıştırıcı tabakasının ve geometrik lineersizliklerin varlığının etkisi üzerine sınırlı çalışma mevcut olduğu gözlenmiştir.

Çubuklar ve yapıştırıcı malzemelerinin mekanik özellikleri dikkate alınarak çubukların boyutlarının lineer (öz değer) burkulma analizi ve geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizi gerçekleştirilerek, burkulma ve ileri burkulma davranışlarında geometrik parametrelerin tesirleri Abaqus yazılımıyla incelenecektir. Analizlerde kullanılan çubukların boyutlarında numuneler üretilerek burkulma deneyleri yapılacaktır. Takiben, deneylerden tespit edilen kritik yükler ile her iki burkulma analizinden elde edilen kritik yükler karşılaştırılacaktır.

2. BÖLÜM

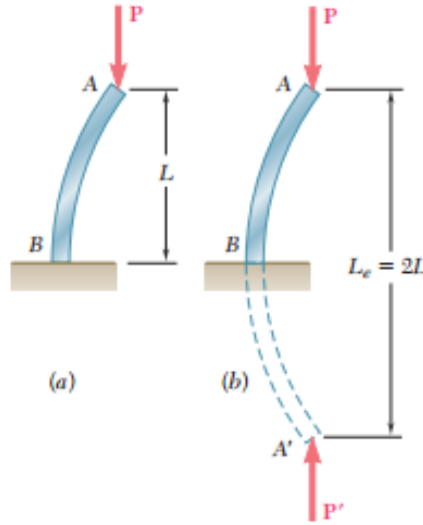
BURKULMA

2.1. Burkulma Analizi

Mukavemet ve yapı elemanlarının boyutlandırılmasında üç temel karakteristik bulunmaktadır. Bunlar, mukavemet (akma veya kırılma), rijitlik ve buna bağlı olarak deformasyon ve kararlılıktır. Kararlılıkta kritik parametreler diğerlerinden çok daha farklıdır. Malzemenin akma ve kopması esas alındığında yapı elemanlarının gerilme seviyeleri belirli bir değeri aşmışsa yapı emniyetsizdir. Bu tip problemlere *gerilme problemi* denir. Burkulmada ise bir *denge problemi* söz konusudur. Eğer denge konumu kararlı değilse sistemde doğabilecek en küçük bir farklılık sistemde çok büyük şekil değiştirmelere sebep olur ve sistemin tekrar ilk konumuna gelmesi bir nevi imkansızlaşır. Bu tip problemlere kısaca *kararlılık (stabilite)* veya *denge problemleri* denilir. Burkulmada ana kriter yapının kritik burkulma yüküdür. En basit şekilde kritik burkulma yükü Euler formülü veya burkulma analizi ile bulunabilir [37].

2.2. Euler Formülü İle Tüm Mesnet Durumları İçin Kritik Yüklerin Bulunması

Serbest A ucunda bir P yükü taşıyan ve B ucu ankastre mesnetlenmiş olan bir çubuğun, Şekil 2.1.b’de görülen iki ucu mafsallı bir çubuğun üst kısmı gibi davrandığını görüyoruz. Şekil 2.1.a’da görülen çubuğa ait kritik yük, Şekil 2.1.b’de görülen iki ucu mafsallı çubuğun kritik yüküne eşit olacaktır.



Şekil 2.1. İki ucu mafsallı çubuk

Bu yük Euler formülünde L yerine çubuk gerçek boyunun iki katı yazılarak elde edilebilir. Şekil 2.1’de görülen çubuğun burkulma boyunun $2L$ ’ye eşit olduğunu ifade eder ve $L_e = 2L$ değerini Euler formülünde yerine yazarak kritik yük;

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad (2.1)$$

bulunur. Burada P_{kr} kritik yük, E elastiklik modülü, I atalet momenti, L çubuk uzunluğu, K çubuğun efektif uzunluk faktörü (çubuğun başlangıç şartlarına bağlı olarak değişen), L_e, KL , çubuğun efektif uzunluğudur.

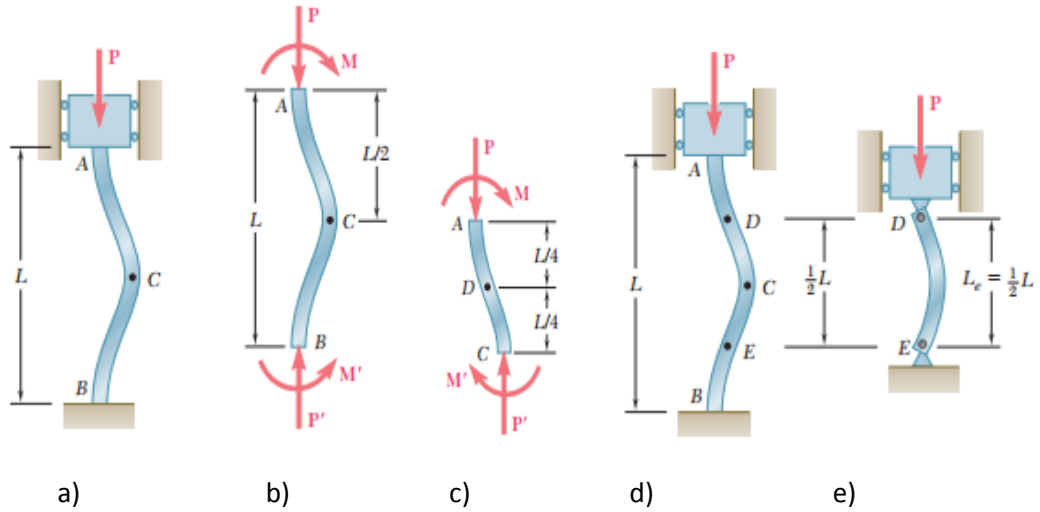
Kritik yük, çubuğun uzunluğuna, enine kesitine, malzeme özelliklerine ve sınır şartlarına bağlı olarak değişir. Bu formülü kullanarak benzer yolla kritik normal gerilmeyi buluruz.

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{(L_e/r)^2} \quad (2.2)$$

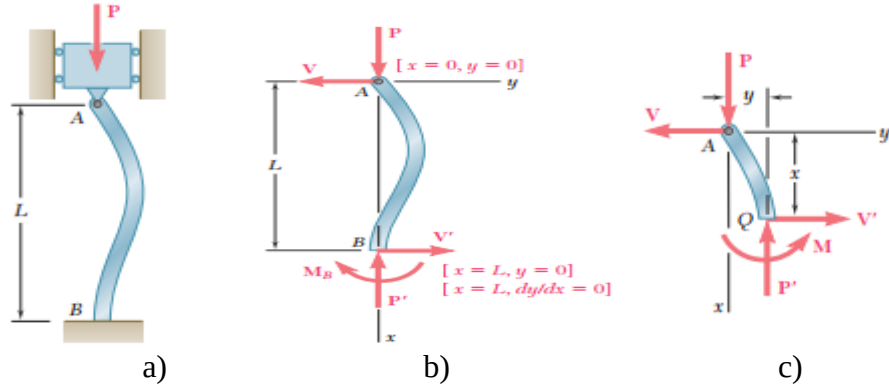
Burada L_e / r büyüklüğü, çubuğun burkulma narinlik oranı olarak tanımlanır ve yukarıda sözü edilen durumda $2L/r$ ye eşit olarak alınır.

Şekil 2.2.a’da gösterilen, bir P yükünü taşıyan iki ucu ankastre mesnetlenmiş bir çubuğu ele alalım. Orta nokta olan C noktasından geçen yatay eksene göre mesnetlerin ve yüklemenin simetrik olması nedeniyle C noktasındaki kesme kuvveti, A ve B

mesnetlerinde ki tepkilerin yatay bileşenleri *sıfır* olur (Şekil 2.2b). Buradan çubuğun üst yarısına A noktasında ki mesnet tarafından uygulanan kuvvetler, alt yarım parçada ki CB tarafından uygulanan kuvvetlere denk olur (Şekil 2.2.c). AC parçası da orta nokta olan D noktasına göre simetrik ve bu nokta eğilme momentinin sıfır olduğu dönme noktasıdır. Bu nedenle çubuğun alt parçasının orta noktası olan E noktasında da eğilme momenti sıfırdır. Mesnetleri mafsallı olan çubukların uçlarında eğilme momenti sıfır olduğundan, Şekil 2.2.d'de görülen çubuğun DE parçası iki ucu mafsallı bir çubuk gibi çalışacaktır (Şekil 2.2.e). Bu nedenle uçları ankastre mesnetli çubukların burkulma boyunun $L_e = L/2$ olduğu sonucunu çıkarabiliriz.



Şekil 2.2. a) P yükünü taşıyan iki ucu ankastre mesnetli çubuk, b) çubuğun serbest cisim diyagramı, c) çubuk üst yarı parçasının serbest cisim diyagramı, d) iki ucu mafsallı çubuğa benzetme, e) uç mesnetleri mafsallı olan çubuğun burkulma boyu



Şekil 2.3. a) Bir ucu ankastre diğer ucu basit mesnetli çubuk, b) çubuğun serbest cisim diyagramı, c) çubuğun AQ parçasının serbest cisim diyagramı.

Şekil 2.3.a bir ucu (B) ankastre, diğer ucu (A) basit mesnetli çubuğu gösterir. Bu çubuğun burkulma boyunu tayin etmek için elastik eğriye ait diferansiyel denklemi yazmak ve çözmek zorundayız. Verilen çubuğun tamamına ait serbest cisim diyagramından (Şekil 2.3.b), çubuğun A ucuna eksenel P yüküne ilaveten yatay bir V yükünü tesir ettirelim. Bu yatay kuvvet hiperstatik bir kuvvettir. Çubuğun AQ parçasının serbest cisim diyagramını dikkate alarak (Şekil 2.3.c), Q noktasındaki eğilme momentini,

$$M = -Py - Vx \quad (2.3)$$

şeklinde yazabiliriz. y değişkeni içeren ifadeyi denklemin sol tarafına aktarıp, p^2 teriminin yerine

$$p^2 = \frac{P}{EI} \quad (2.4)$$

yazarak,

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} = -\frac{P}{EI}y - \frac{V}{EI}x \quad (2.5)$$

ifadesini elde ederiz. İkinci mertebeden sabit katsayılı homojen olmayan diferansiyel denklem elde ederiz. Bu denklemin özel ve homojen çözümleri

$$y_p = -\frac{V}{p^2 EI}x \quad (2.6)$$

ve

$$y_h = A \sin px + B \cos px \quad (2.7)$$

olur. Genel çözümü ise;

$$y = y_h + y_p \quad (2.8)$$

Yani;

$$y = A \sin px + B \cos px - \frac{V}{P} L \quad (2.9)$$

olur. $x = 0$ ve $y = 0$ sınır şartı $B = 0$ sonucunu verir. $x = L, \frac{dy}{dx} = 0$ sınır şartı

$$\frac{dy}{dx} = A \cos px - \frac{V}{P} \quad (2.10)$$

ve $x = L$ 'de $y = 0$ şartı uygulanırsa;

$$A \sin pL = \frac{V}{P} L \quad (2.11)$$

$$A \cos pL = \frac{V}{P} \quad (2.12)$$

İfadeleri elde edilir. (2.11) ve (2.12) ifadelerinin taraf tarafa bölünmesiyle (2.9) denkleminin çözümünün sadece,

$$\tan pL = pL \quad (2.13)$$

olması halinde mevcut olabileceği sonucuna varırız. Bu denklemi deneme-yanılma yöntemiyle çözerek pL nin en küçük değeri;

$$pL = 4.4934 \quad (2.14)$$

için kritik yük;

$$P_{cr} = \frac{20.19EI}{L^2} \quad (2.15)$$

ve

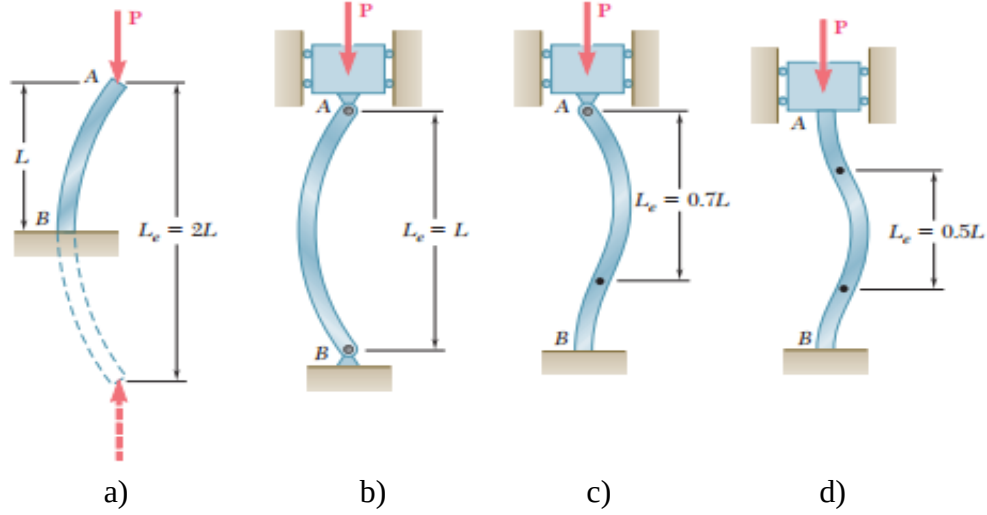
$$\frac{\pi^2 EI}{L_e^2} = \frac{20.19EI}{L^2} \quad (2.16)$$

bulunur. (2.14) denkleminin L_{kr} için çözülmesiyle, çubuk için burkulma boyu olarak;

$$L_e = 0.699L \quad (2.17)$$

sonucunu buluruz. Yukarıdaki basit problem analizi ve problemimizin sınır şartları dikkate alındığında iki ucu ankastre çubuk için $L_e = 0.5L$ formülü yeterli olacaktır.

Değişik uç mesnet durumlarına göre kritik burkulma boyları Şekil 2.4'te özet olarak verilmiştir [38].



Şekil 2.4. a) Bir ucu sabit diğer ucu serbest çubuğun burkulma boyu, b) iki ucu pimlenmiş çubuğun burkulma boyu, c) bir ucu pimlenmiş diğer ucu sabit çubuğun burkulma boyu, d) iki ucu sabit çubuğun burkulma boyu.

2.3. Sayısal Burkulma Analizi

Kritik burkulma yüklerinin hesabında diğer sayısal bir yöntemde sonlu elemanlar yöntemidir. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubukların burkulma analizi sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. İlk olarak özdeğer analizi ile kritik burkulma yükleri ve tekabül eden şekil değiştirmiş çubuk geometrileri hesaplanmıştır. İkinci olarak küçük şekil değiştirme-büyük yer değiştirme teorisi yardımıyla burkulma yükleri hesaplanmıştır. Her iki yöntemde yapışan malzemeler ve yapıştırıcının elastik malzeme özellikleri dikkate alınmıştır. Bu analiz kabiliyetlerini bünyesinde bulunduran Abaqus/standard yazılımı kullanılmıştır. Her iki teorinin burkulma yüklerinin hesabında kabiliyetleri kendi aralarında ve deneysel sonuçlar ile mukayese edilmiştir.

2.3.1. Lineer Burkulma (Özdeğer) Analizi

Lineer burkulma (özdeğer) analizi ideal elastik bir yapının teorik burkulma yükünü belirler. Ancak bu yöntemde kusurlar ve lineer olmayan etmenler dikkate alınmaz ve bu etmenler çoğu gerçek yapıların teorik elastik burkulma mukavemet değerine ulaşmasını engeller. Bu nedenle lineer burkulma analizi daha yüksek burkulma yükleri tahmin eder ve gerçek mühendislik analizlerinde bir ön değerlendirme yapmak için tercih edilir [39].

Lineer statik analiz yapının davranışı konusunda bilgi verir ve birçok durum için lineer olmayan analizlerin altyapısını oluşturur. Lineer statik analiz bazı kabullere dayanır: Yükleme doğrultuları, oluşan yer değiştirme ile değişmez, oluşan yer değiştirmeler küçüktür.

Lineer burkulma analizinden elde edilen her bir özdeğer için şekil değiştirme hali hesaplanır ve takiben, yapı bünyesinde oluşan gerilme ve deformasyonlar bulunur. Bu gerilme haline ilaveten (von Mises, asal gerilmeler, kayma gerilmeler vb.) yükleme altındaki yapının her bir noktasında akma başlangıcı olarak değerlendirilebilmektedir [40].

2.3.2 Geometrik Bakımdan Lineer Olmayan Burkulma Analizi

Geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizi ile genellikle gerçek yapı davranışına daha yakın sonuçlar elde edilir. Bu nedenle yapıların tasarımı ve değerlendirmeleri için önerilir. Lineersizlikler, geometriden ve/veya malzemenin bünye davranışından dolayı olabilir.

Lineer analiz küçük şekil değiştirme-küçük yer değiştirmeler teorisi esas alınarak yapılan bir analiz türüdür. Lineer analiz şekil değiştirme ile gerilme arasında lineer bir ilişki kabul eder. Geometrik bakımdan lineer olmayan analiz küçük şekil değiştirme-büyük yer değiştirme teorisini kullanır. Malzeme davranışında lineer olmayan davranış plastisite vb. bu çalışmada dikkate alınmamıştır.

2.4. Alüminyum Alaşımları

Alüminyum tabiatta en çok bulunan elementlerden biridir ve mühendislik yapılarında çelikten sonra en çok kullanılan metaldir. Alüminyumun yoğunluğu (2.71 g/cm^3) çeliğin yoğunluğunun (7.83 g/cm^3) üçte biridir. Bazı alüminyum alaşımlarının akma sınırı değerleri 500 MPa değerini geçmektedir ki, bu değer pek çok çelik türünün akma sınırı değerlerinin üzerindedir. Alüminyum alaşımları bu özelliklerinden dolayı, özellikle hafiflik istenilen uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır [41].

Alüminyum, demirden sonra en çok kullanılan madendir, çünkü sanayi açısından pek ilgi çekici özelliklere sahiptir: hafiftir, ısıyı ve elektriği iyi iletir, atmosfer aşındırmasına karşı dayanıklıdır. Bununla birlikte, saf alüminyum birçok yerde kullanılamayacak kadar

yumuşak olduğundan, hafif alaşımlar denilen birçok alaşımda, silisyum, magnezyum, bakır ile karıştırılır.

Hafif oldukları için bu alaşımlar hafif malzemeyi gerektiren her yerde, özellikle uçak ve otomobil yapımında çok kullanılır. Alüminyumdan en fazla otomobil yapımında yararlanılır; hafif olduğu için piston, karter ve karoserlerde, iletken olduğu için blok silindir ve üst kapaklarda, süsleme amacıyla far ve ayna çerçevelerinde, kapı kolları vb. yerlerde çok kullanılır. Alüminyum veya hafif alaşımlar bina yapımında, elektrikli araçlarda, kap-kacak yapımında vb. yerlerde kullanılır. Alüminyum oksit başka doğal kimyasal elementlerle karıştırılınca safir ve yakuta dönüşür. Aynı oksit, toz haline getirilirse zımpara olur; bu da yüzeyleri aşındırarak düzlemeğe yarar.

2.4.1 Alüminyumun Faydaları

Alüminyum diğer metallere göre birçok alanda faydalı kılan en önemli ana özellikleri: hafifliği, hafifliğine karşın alaşımlandırıldığında yeterli mukavemeti tekrar defalarca kullanılabilirliği, yüksek korozyon direnci, çekilebilirliği, şekillendirilebilirliği, dövülebilirliği, işlenebilirliği, yüksek ısı ve elektriksel iletkenliği, ışık ve ısı yansıtıcılığıdır [42].

2.4.2 Alüminyumun Sınıflandırılması

Alüminyum alaşımlarının mekanik, fiziksel ve kimyasal özellikleri alaşım elementlerine ve mikro yapısına bağlı olarak değişir. Başka metallerin alüminyuma katılması dayanıklılık ve sertliğini artırır. Alüminyum alaşımlarının üretiminde en çok kullanılan metaller bakır, silisyum, mangan, magnezyum ve çinkodur. Bu metaller alaşımdan beklenen özelliğe göre tek tek ya da birlikte alüminyuma katılırlar.

Tez kapsamında farklı özelliklere sahip olan *Al6061* alaşımları kullanılmıştır.

Tablo 2.1. *Al6061*'in mekanik ve fiziksel özellikleri.

Alüminyum	Elastiklik modülü (E) GPa	Poisson oranı (ν)	Çekme gerilmesi (σ_T) MPa	Kayma gerilmesi (σ_y) MPa	Yoğunluk (ρ) g/cm ³
<i>Al6061</i>	69	0.33	310	26	2.7

Tablo 2.2. Al6061'in bileşenlerinin ağırlıkça (%) oranları.

Al6061	Al	Cr	Cu	Fe	Mg	Mn	Si	Ti	Zn
Ağırlık	95.8	0.04	0.15	0.7	0.8	0.15	0.4	0.15	0.25
	– 98.6	– 0.35	– 0.4	Max	– 1.2	Max	– 0.8	Max	Max

Al6061'in genel özellikleri: Birleştirme işlemlerine mükemmel uyum sağlaması, uygulanan kaplamaları kolay kabul etmesi, oldukça yüksek mukavemeti, iyi işlenebilirliği, korozyona karşı olmasıdır [43].

Tablo 2.3. Isıl işlem veya haddelenme durumlarına göre adlandırma [44].

Adlandırma	Açıklama
<i>F</i>	İmal edildiği gibi.
<i>O</i>	Daha düşük mukavemetli temper elde etmek için tavlınmış.
<i>T1</i>	Yüksek şekillendirme işleminden soğutulmuş ve doğal olarak yaşlandırılmış.
<i>T4, T4511</i>	Isıl işlem görmüş ve doğal olarak yaşlandırılmış
<i>T51</i>	Yüksek şekillendirme işleminden soğutulmuş ve yapay olarak yaşlandırılmış.
<i>T6, T6511</i>	Isıl işlem görmüş ve yapay olarak yaşlandırılmış

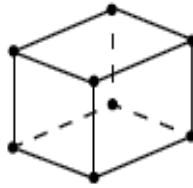
2.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi kısmi diferansiyel denklemlerin çözümü için sayısal bir yöntemdir. Şekil değiştirebilen cisimlerin deformasyon/gerilme analizinde sıkça kullanılır. Bu çalışmada bu tür bir sayısal yöntemi temel olan Abaqus yazılımı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar deforme olabilirken, katı cisimler şekli değiştirmeden uzayda hareket edebilirler. Sonlu elemanlar analiz yazılımlarını kullanıcıları, sonlu elemanların ne olduğuna dair bir miktar bilgiye sahip olma eğilimindeyken, katı cisimlerin genel kavramı sonlu elemanlar programında biraz yeni olabilir. Hesaplamalarda verimlilik sağlanması için, Abaqus genel bir katı cisim eleman kütüphanesine sahiptir. Bu sayede herhangi bir cisim ya da cismin bir kısmı katı bir cisim olarak tanımlanabilir. Katı cisimlerin, deforme olabilen cisimlere göre faydası, katı cisim hareketinin bir referans noktasında altıdan daha fazla serbestlik derecesine sahip olmaması olarak tanımlanır. Bu durumun aksine, deforme olabilen elemanlar çok daha

fazla serbestlik derecesine sahiptir ve deformasyonları belirlemek için yüksek maliyetli eleman hesaplamaları gerekmektedir. Bu tür şekil değiştirmelerin ihmal edilebilir olduğu durumlarda, bir bileşenin katı bir gövde gibi modellenmesi, tüm sonuçları etkilemeden önemli hesaplama tasarrufu sağlamaktadır. Abaqus farklı amaçlar için birçok unsura sahiptir. Her unsur şu özelliklerle karakterize edilir: eleman ailesi, serbestlik dereceleri, düğüm sayısı, formülasyon, entegrasyon.

Abaqus'te her elemanın *T2D2*, *S4R* veya *C3D8I* gibi benzersiz bir adı vardır. Öge adı, bir ögenin beş yönünün her birini tanımlar.

Şekil 2.5 bir gerilme analizinde en sık kullanılan eleman ailesini göstermektedir. Farklı eleman aileleri arasındaki en temel farklardan biri, her bir ailenin oluşturduğu geometri türleridir.



Şekil 2.5. Gerilme analizinde kullanılan eleman türü.

Serbestlik dereceleri (DOF) analiz sırasında hesaplanan temel değişkenlerdir. Bir gerilme ve/veya yer değiştirme analizi için serbestlik dereceleri her bir düğümdeki dönmelerdir. Kiriş ve kabuk aileleri gibi bazı eleman aileleri de dönme serbestlik derecelerine sahiptir. Bir ısı transferi analizi için serbestlik dereceleri, her bir düğümdeki sıcaklıktır; bu nedenle bir ısı transferi analizi, bir gerilme analizinden farklı elemanların kullanılmasını gerektirir, çünkü serbestlik dereceleri farklıdır.

Yer değiştirmeler, dönmeler, sıcaklıklar ve diğer serbestlik dereceleri sadece elemanın düğüm noktalarında hesaplanır. Eleman içindeki herhangi bir noktada yer değiştirmeler, düğümsel yer değiştirmelerin interpolasyonu ile elde edilir.

Şekil 2.5'de gösterilen 8 düğümlü tuğla gibi yalnızca köşelerin de düğümleri olan elemanlar her yönde doğrusal interpolasyon kullanırlar ve çoğunlukla doğrusal elemanlar veya birinci dereceden elemanlar olarak adlandırılırlar.

Farklı eleman aileleri arasında, katı eleman geniş çeşitlilikte ki bileşenleri modellemek için kullanılabilir. Kavramsal olarak, katı elemanlar bileşen içinde ki küçük malzeme bloklarını basit şekilde modeller. Yüzlerinden herhangi biriyle diğer elemanlara bağlanabildikleri için, katı elemanlar herhangi bir yüklemeye maruz kalan modeller oluşturmak için kullanılabilir [45].

Bu çalışmada tüm burkulma analizlerinde, 8 düğümlü *C3D8R* birinci dereceden katı (solid) eleman tipi kullanılmıştır.

2.6. Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Lineer Burkulma (Özdeğer) Analizi

Sonlu elemanlar yöntemiyle lineer burkulma (özdeğer) analizi problemlerini çözerken, oluşturulan yapıya başlangıç (referans) yükleme F_{ref} yapılır. Bu ideal olarak uygulanan birim yük F 'dir. Daha sonra geometrik sertlik matrisi K_G yi oluşturmak için gerekli olan gerilmeleri elde etmek için lineer analiz gerçekleştirilir.

$$(K - \lambda K_G)x = 0 \quad (2.18)$$

Burada K yapının rijitlik matrisidir ve λ referans yük çarpanıdır. Vektör olarak ifade edilen x , λ öz değerine karşılık gelen öz vektördür.

Özdeğer problemi, Block Lancos yöntemi olarak adlandırılan bir matris yöntemi kullanarak çözüm yapılır. Bu yöntemde tüm özdeğerler gerekli değildir. Sadece en düşük özdeğerlerin küçük bir kısmına burkulma analizinde ihtiyaç duyulur.

En düşük özdeğer burkulmanın ilk modu ile ilişkilidir. Kritik burkulma yükü

$$F_{kr} = \lambda_{kr} F_{ref} \quad (2.19)$$

Diğer bir deyişle;

$$\lambda_{kr} = F_{kr} / F_{ref} \quad (2.20)$$

(2.20) no'lu denklemden

$\lambda_{kr} < 1$ burkulma

$\lambda_{kr} > 1$ güvenli

olduğu anlaşılmaktadır [46].

2.7. Yapıştırıcı İle Birleştirilmiş Çubukların Lineer Burkulma (Özdeğer) Analizi

Bu bölümde 6061 alüminyum alaşımından imal edilmiş iki adet çubuğun boydan boya yapıştırıcı ile birleştirilmesinden oluşan bağlantı elemanlarının lineer burkulma analizi sonlu elemanlar yöntemi ile incelenecektir. Lineer burkulma analizine etki eden geometrik tasarım parametrelerinin tesiri araştırılacaktır. Alüminyum ve alüminyum alaşımlarının hafif ve kompozite göre maliyetinin daha ucuz olmasından ötürü uygulamada çubuk malzemesi olarak alüminyum seçilmiştir. Değişik boylarda, değişik kalınlıklarda ve genişliklerde yapıştırılarak farklı boyutlara sahip çubuklar elde edilmiştir. Tasarım parametreleri Tablo 2.4'te gösterilmiştir.

Tablo 2.4. Çubukların boyutları.

Tasarım Parametresi	Simge	Boyutları (mm)
Çubuk uzunluğu	L	200, 250, 300, 350
Çubuk genişliği	W	20, 30, 40
Ön çubuk kalınlığı	h_1	1, 1.5, 2
Yapıştırıcı kalınlığı	h_2	0.25, 0.5, 1
Arka çubuk kalınlığı	h_3	1, 1.5, 2

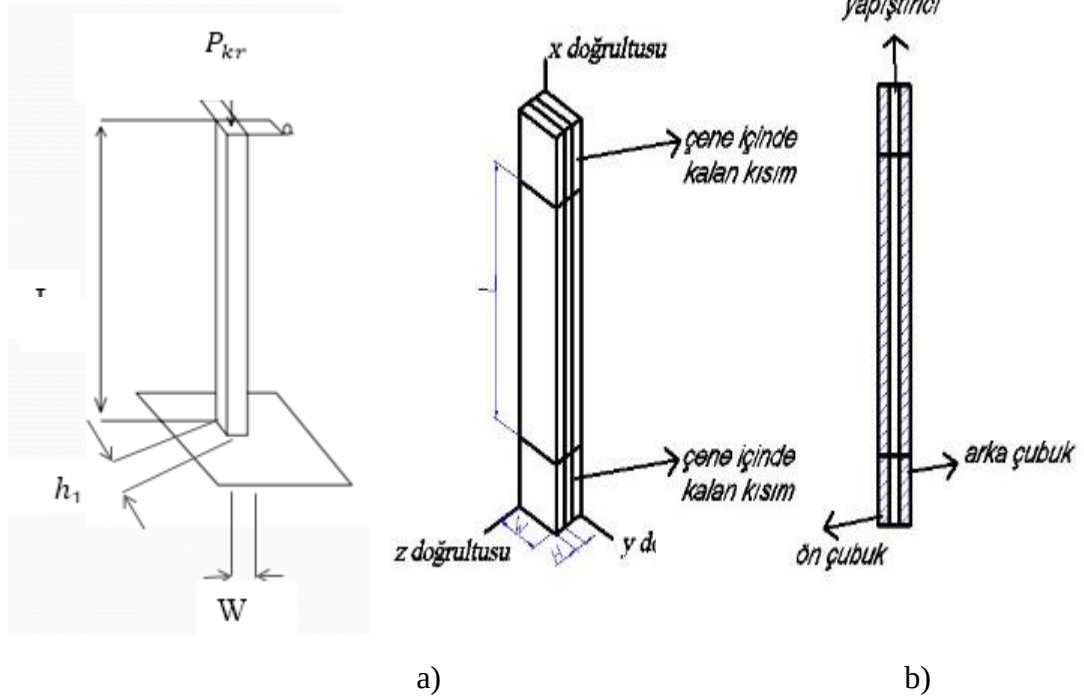
Yapıştırılmamış tek bir çubuğun ve yapıştırılmış çubuğun boyutlandırılması şekil 2.6'da gösterilmiştir. Çubuk malzemesi olarak alüminyum alaşımlardan Al6061 tercih edilmiştir. Boydan boya yapışmasını sağlayacak olan yapıştırıcı Araldite® 2015 seçilmiştir. Tablo 2.5'de yapıştırıcının mekanik özellikleri verilmiştir.

Tablo 2.5. Araldite® 2015'in mekanik özellikleri.

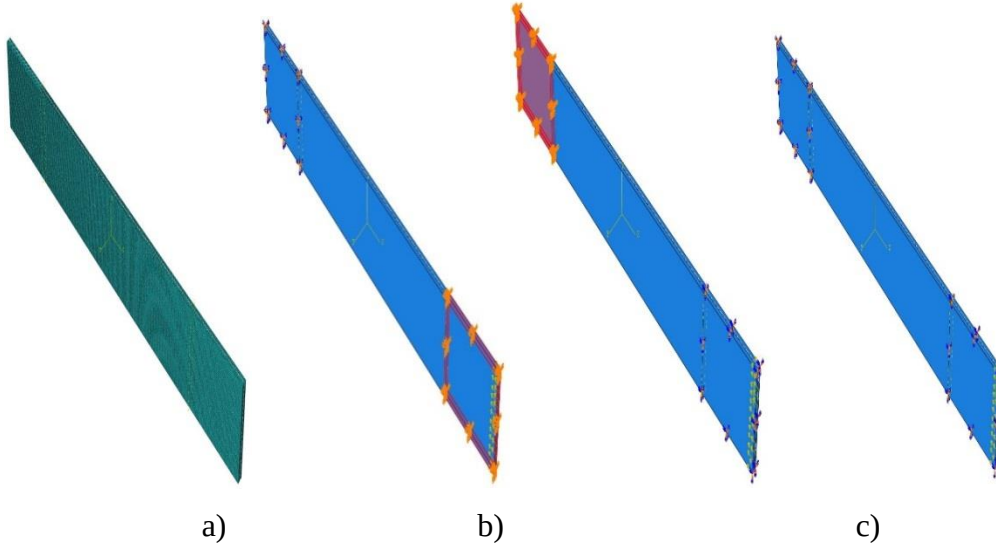
Mekanik özellikleri	Araldite® 2015
Elastiklik modülü E (MPa)	3300
Poisson oranı ν	0.33
Yoğunluk ρ (kg/m^3)	1560

Değişik boyutlardaki çubuklar Abaqus/CAE yazılımında modellenmiştir. Bir sonlu eleman modeli şekil 2.7.a'da gösterilmiştir. Üç boyutlu olarak hazırlanan çubuklar için 8 düğümlü C3D8R birinci dereceden üç boyutlu eleman tipi kullanılmıştır. Yatay olarak konumlanan çubukların bir ucu deney cihazının çene uzunluğu kadar ankastredir, diğer

ucu ise sadece eksenel x – yönünde hareket edebilmektedir. Bu sınır şartları Şekil 2.7.b’de gösterilmiştir.



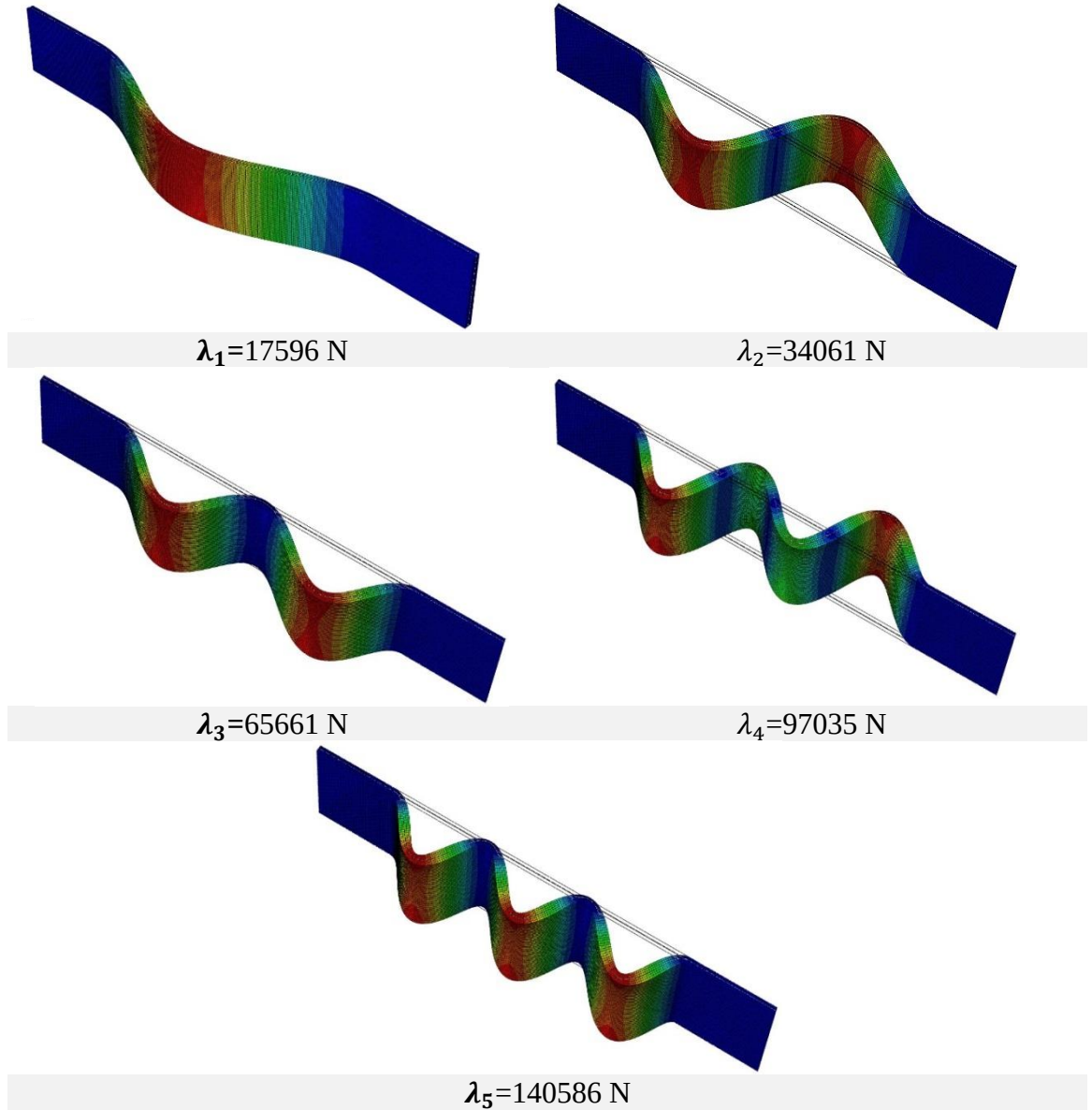
Şekil 2.6. a) Tek çubuk ve b) yapıştırılmış çubuğun boyutlandırılması.



Şekil 2.7. a) Sonlu eleman modeli, b) sınır şartlarının, c) kuvvetin eksenel x -yönünde uygulanışı.

Yapıştırılmış çubuklara serbest uçtan tüm düğüm noktalarına 1 N’luk önemsiz bir yük uygulanarak analiz başlatılmıştır. Şekil 2.8.c’de kuvvet yönü gösterilmiştir. Boyutları $L = 310$, $W = 40$, $h_1 = 2$, $h_2 = 0.25$, $h_3 = 2 \text{ mm}$ olan boydan boya yapıştırılmış

çubukların ABAQUS sonlu elemanlar yazılımıyla gerçekleştirilen burkulma analiziyle ilk beş mod ve mod şekilleri Şekil 2.8’de gösterilmiştir. İlk özdeğer bize lineer olmayan analizde kullanacağımız kritik burkulma yükünü P_{kr} vermektedir. İlk yükte çubuk burkulmaktadır, burkulma yükünü aştığı zaman ise ikinci yük adımı olduğu gibi sistem diğer burkulma moduna geçmektedir.



Şekil 2.8. Abaqus ile hesaplanan ilk beş burkulma modu.

Ayrıca özdeğer burkulma analizi ile çubukların burkulma kritik yükü üzerinde beş tasarım parametresinin (L, W, h_1, h_2, h_3) etkisi araştırılmıştır. Bu çalışmada yapıştırılmış olarak 324, tek çubuk olarak (yapıştırılmamış) 324 olmak üzere çubuk için toplam 648 analiz yapılmıştır. Yapıştırılmamış çubuklar için lineer analizlerin sonucunda bulunan

kritik yükler Euler yöntemi ile bulunan kritik yüklerle karşılaştırılmıştır. Euler ile karşılaştırılmasının sebebi lineer yöntemde çubuğun elastik davranışının dikkate alınmış olmasıdır. Euler ile kritik yükün yakın sonuçlar vermesi sonlu eleman modelin doğruluğunu gösterecektir.

Euler hesabında yapıştırılmış çubuk tek bir çubukmuş gibi yapıştırıcı tabakası alüminyum kabul edilir. Örneğin; $L = 310$, $W = 40$, $h_1 = 2$, $h_2 = 0.25$, $h_3 = 2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip çubuğun Euler hesabı:

Al6061 için elastiklik modülü: $E = 69000 \text{ MPa}$, z – eksenine göre alan atalet momenti

$$I_z = \frac{Wh^3}{12} = \frac{40 \times 4.25^3}{12} = 255.885 \text{ mm}^4 \quad (2.21)$$

Dikkate alınarak bir ucu ankastre, diğer ucu sadece z – yönünde hareketli çubuk için $L_e = 0.5L$ ilişkisi kullanılırsa eksenel kritik yük

$$P_{kr} = \frac{EI\pi^3}{(0.5L)^2} = \frac{69000 \times 255.885 \times \pi^3}{(0.5 \times 200)^2} = 17877.97 \text{ N} \quad (2.22)$$

bulunur.

Euler yöntemi ile bulunan bu kritik yük, Abaqus yazılımıyla bulunan kritik yük 17596 N ile karşılaştırıldığında fark 281.97 N çıkmaktadır. Sonlu eleman modelinde kullanılan serbestlik derecelerinin toplam sayısı özdeğerlerin değerini etkilemektedir. Daha fazla eleman sayısı ilk özdeğeri Euler kritik yüküne değer olarak yaklaştırılmaktadır. Ancak sonlu eleman yönteminde aşırı eleman sayısında modellemek çözüm süresini uzatmakta fakat belirli bir eleman sayısından sonra değerlerde iyileşme sağlamamaktadır. Hesaplanabilirlik dikkate alınarak sonlu eleman sayısı bu hata oranında sabit tutulmuştur.

Her bir çubuk boyutlandırması için Euler yöntemi kullanılarak kritik yük bulunmuştur, analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır ve aralarındaki farklar hesaplanmıştır. Bu sonuçlar çoğunlukla birbirleriyle uyusmaktadır.

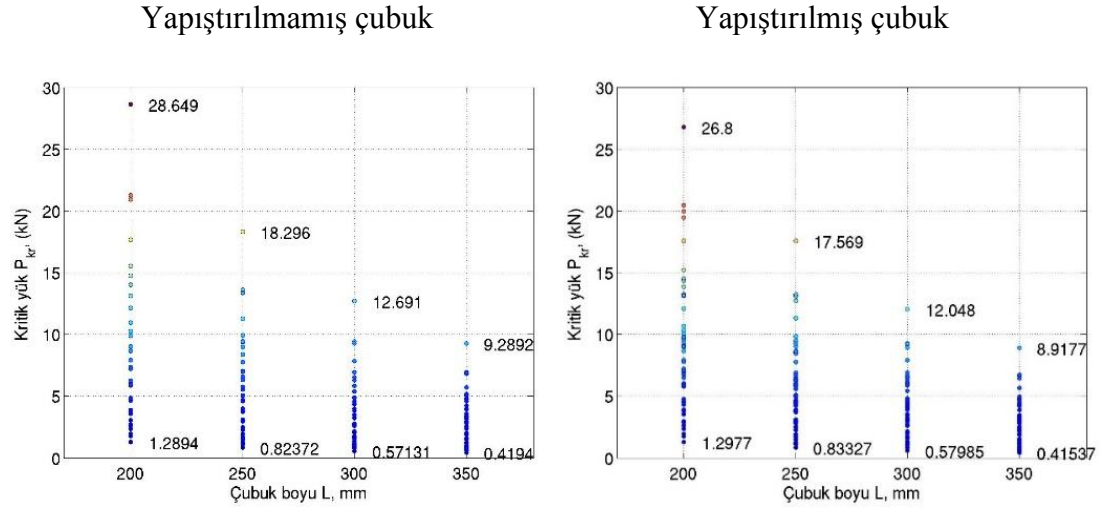
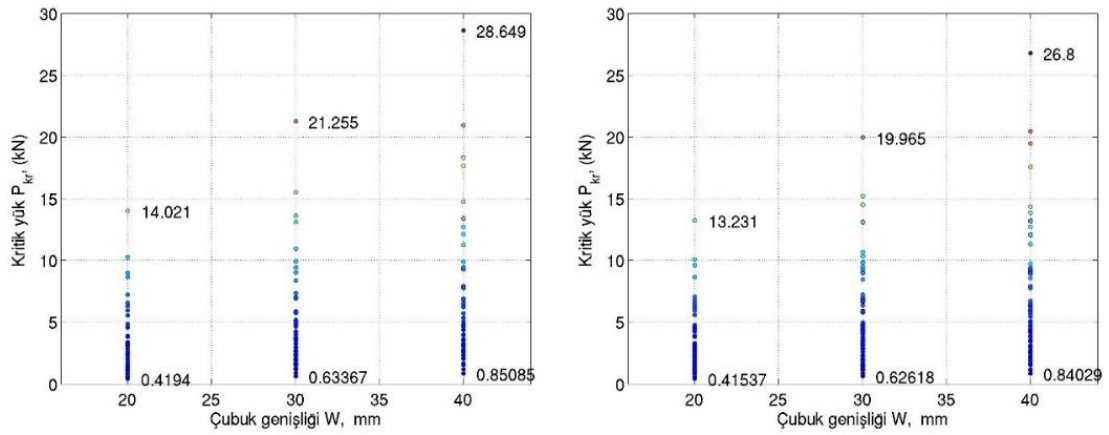
Abaqus ile yapılan bu 324 analizden burkulmaya en çok direngenlik sergileyen ve en az direngenlik gösteren 8 tane numune seçilmiştir ve bunların sonlu eleman çözümleri yapılarak, analiz sonuçları ile Euler yükleri karşılaştırılmıştır (Tablo 2.6).

Tablo 2.6. Sonlu eleman (Abaqus) yöntemiyle ve Euler yöntemi ile hesaplanan P_{kr} değerlerinin karşılaştırılması.

L mm	W mm	h_1 mm	h_2 mm	h_3 mm	P_{kr} (özdeğer) N	P_{kr} (Euler) N	Fark (%)
200	20	1	0.25	1	1297.7	1321.2	1.8
200	20	2	0.25	2	8662.0	8938.9	3.2
200	40	1	0.25	1	2639.5	2642.5	0.1
200	40	2	0.25	2	17596.0	17877.9	1.6
350	20	1	0.25	1	415.3	419.2	0.9
350	20	2	0.25	2	2796.3	2836.4	1.4
350	40	1	0.25	1	840.2	838.4	0.2
350	40	2	0.25	2	5662.4	5672.8	0.2

2.8. Tasarım Parametrelerinin Etkisi

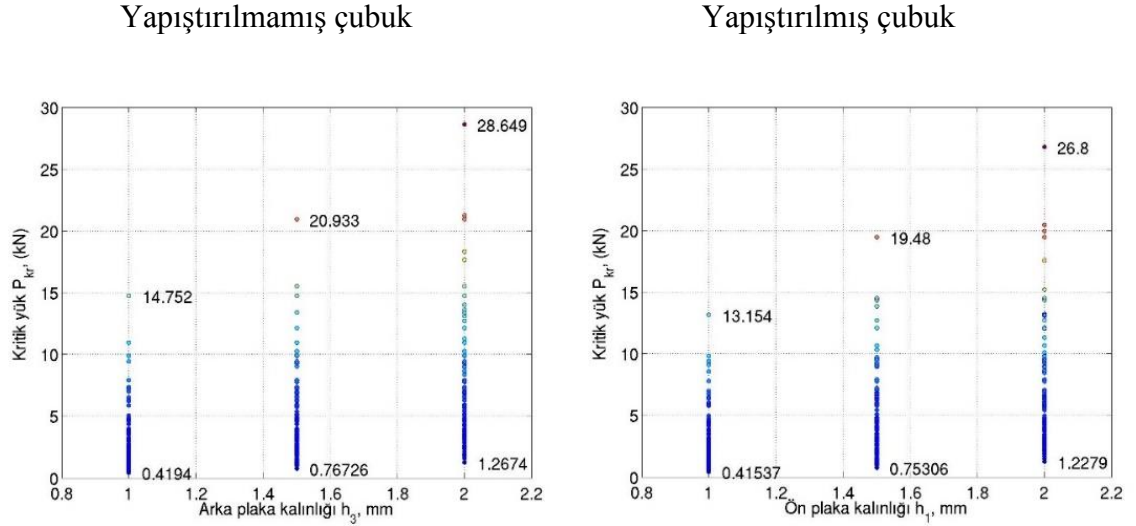
Tasarım parametrelerin etkisini inceleyebilmek amacıyla yapılan 324 tek çubuğun analizi, 324 yapıştırılmış çubukların analizi olmak üzere toplam 648 analizin kritik yük diyagramları Matlab programıyla çizilmiştir (Şekil 2.10-12). Çizilen grafikler de kritik yükün tasarım değişkenlerine L , W , h_1 , h_2 ve h_3 'e karşı değişimini gösterir. Bu diyagramlara göre kritik yük değişiminde etkin tasarım parametreleri belirlenmeye çalışılmıştır. Ayrıca yapıştırıcının oluşturulan yapıya burkulma yükü bakımından kazandırdığı/kaybettirdiği direngenlik, tek çubuktan elde edilen sonuçlarla yapıştırılmış çubuktan elde edilen sonuçların karşılaştırılmasıyla aynı şekillerde gösterilmiştir (Şekil 2.10-12).

a) Çubuk boyu, L b) Çubuk genişliği, W

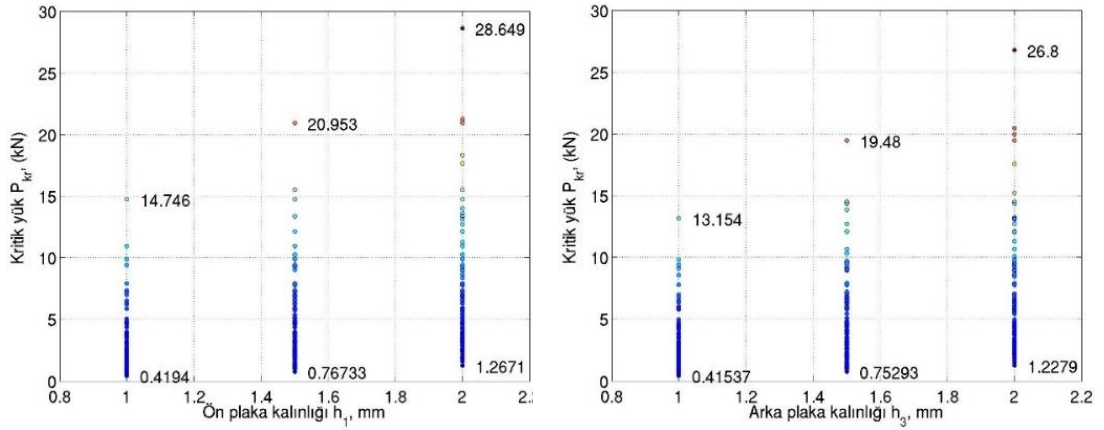
Şekil 2.9. a) Çubuk boyu L ve b) çubuk genişliği W 'nin kritik yük P_{kr} üzerinde etkisi.

Şekil 2.9.a kritik burkulma P_{kr} yükünün çubuk boyunun ($200 \text{ mm} \leq L \leq 350 \text{ mm}$) aralığında değişimini göstermektedir. Çubuk boyu arttıkça çubuğun narinlik oranı (L_e/A) artmaktadır ve çubuk daha düşük yüklerde burkulmaktadır. Çubuk boyu L 'nin en yüksek değerinde kritik burkulma yükü en düşük değerini almıştır. Şekil 2.9.a'da çubuğun en az direngenlik gösterdiği bölge çubuk boyunun en fazla, çubuk genişliğinin en düşük olduğu alandır. Yapıştırılmış çubukların kritik yüklerinin yapıştırılmamış çubukların, kritik yüklerinden daha düşük olduğu Şekil 2.9.a'dan anlaşılmaktadır. Bunun ana sebebi yapıştırıcının elastiklik modülünün alüminyumun modülünden daha düşük olmasıdır.

Şekil 2.9.b çubuk genişliğinin ($20 \text{ mm} \leq W \leq 40 \text{ mm}$) kritik yük P_{kr} üzerinde etkisini göstermektedir. Çubuk genişliğinin artmasıyla çubuk kesit alanını arttırmakta, dolayısıyla çubuk rijitlik kazanmaktadır ve kritik yükte artış meydana gelmektedir. Çubuk genişliğinin en büyük olduğu değerde kritik burkulma yükü en yüksek değerini almaktadır.



a) Ön plaka kalınlığı, h_1

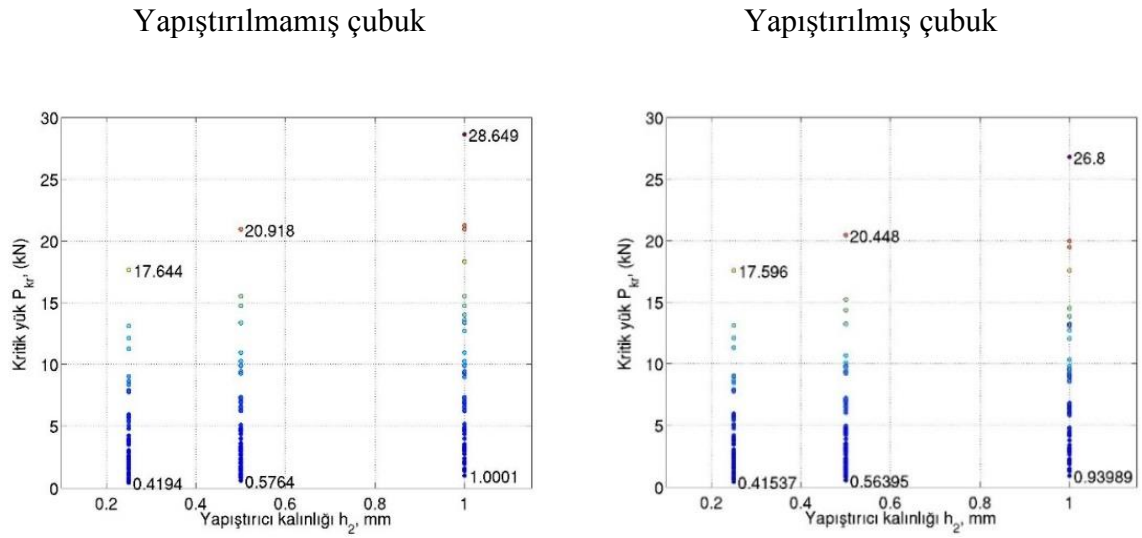


b) Yapıştırıcı kalınlığı, h_2

Şekil 2.10. a) Ön plaka kalınlığı h_1 ve b) yapıştırıcı kalınlığı h_2 'nin kritik yük P_{kr} üzerinde etkisi

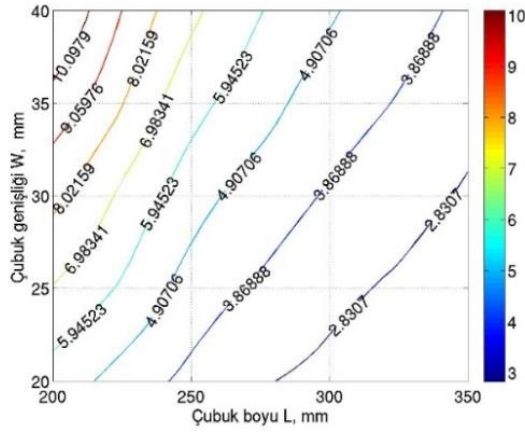
Şekil 2.10.a çubuk kalınlığı ($1mm \leq h_1 \leq 2mm$) ile kritik burkulma yükü P_{kr} arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Çubuk kalınlığının artışıyla çubuk burkulmaya daha direngenlik kazanmakta ve kritik burkulma yükü artmaktadır.

Şekil 2.10.b yapıştırıcı kalınlığının ($0.25mm \leq h_2 \leq 1mm$) kritik yüke P_{kr} tesirini göstermektedir. Yapıştırıcı kalınlığının azalması kritik yükün düşmesine neden olmaktadır.

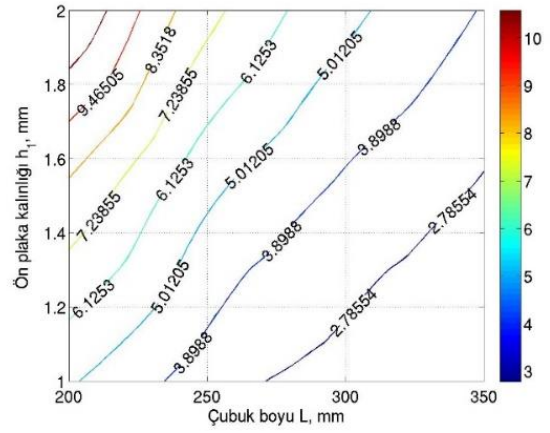


Şekil 2.11. Arka plaka kalınlığı h_3 'ün kritik yük P_{kr} üzerinde etkisi.

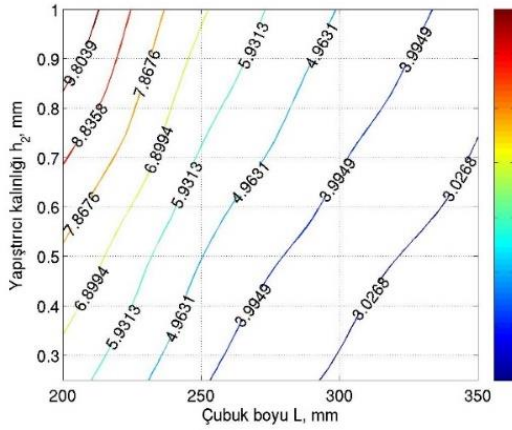
Şekil 2.11 Arka plaka kalınlığının ($1mm \leq h_1 \leq 2mm$) kritik yüke P_{kr} tesirini göstermektedir. Arka plaka kalınlığının artışıyla çubuk daha direngenlik kazanmakta ve kritik yük artmaktadır.



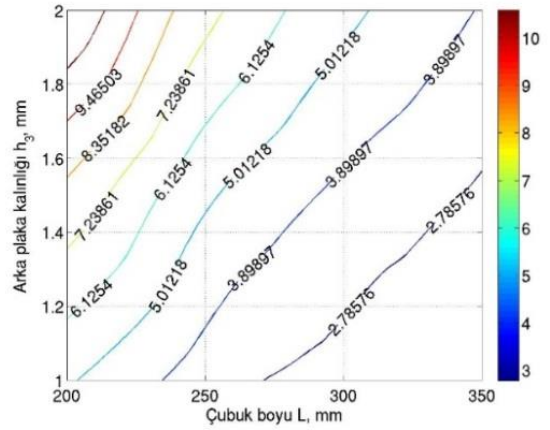
a)



b)



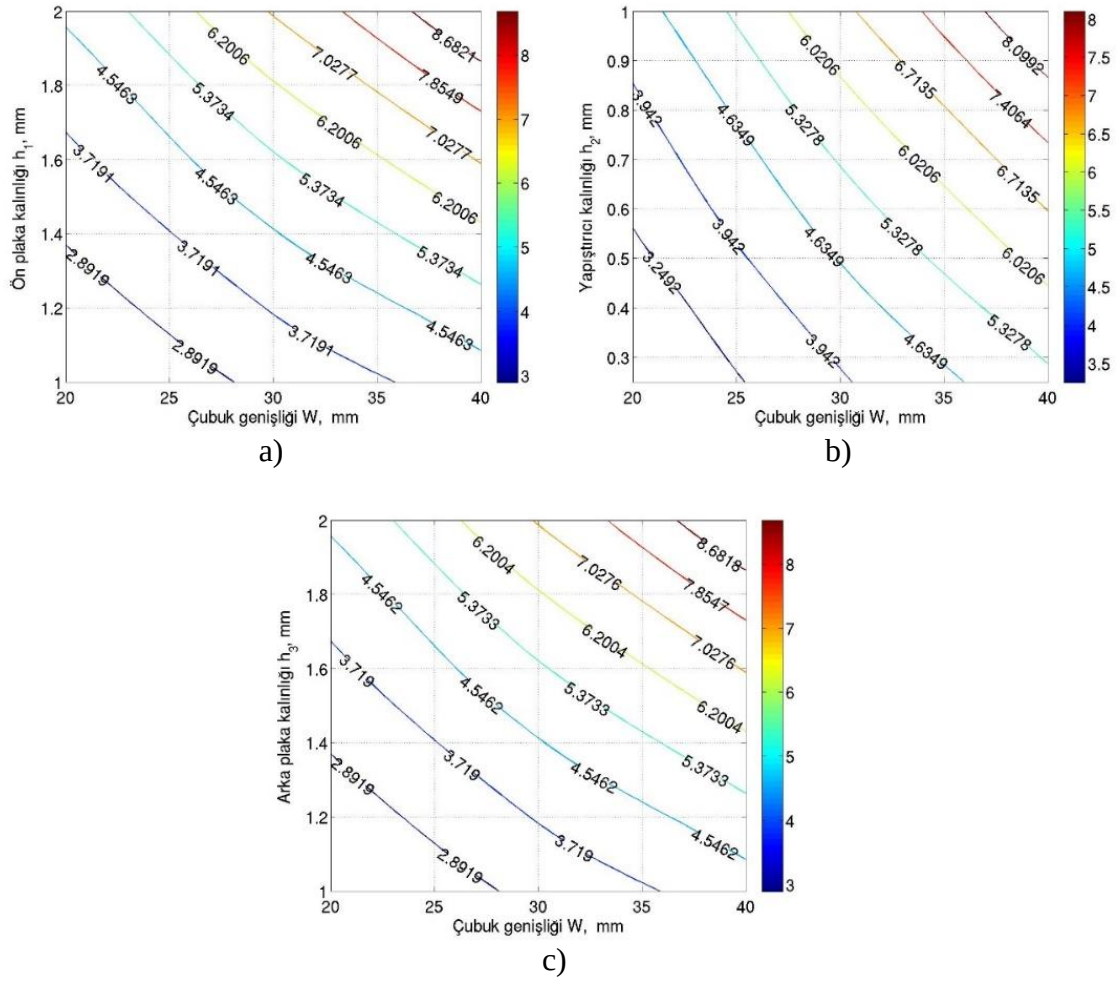
c)



d)

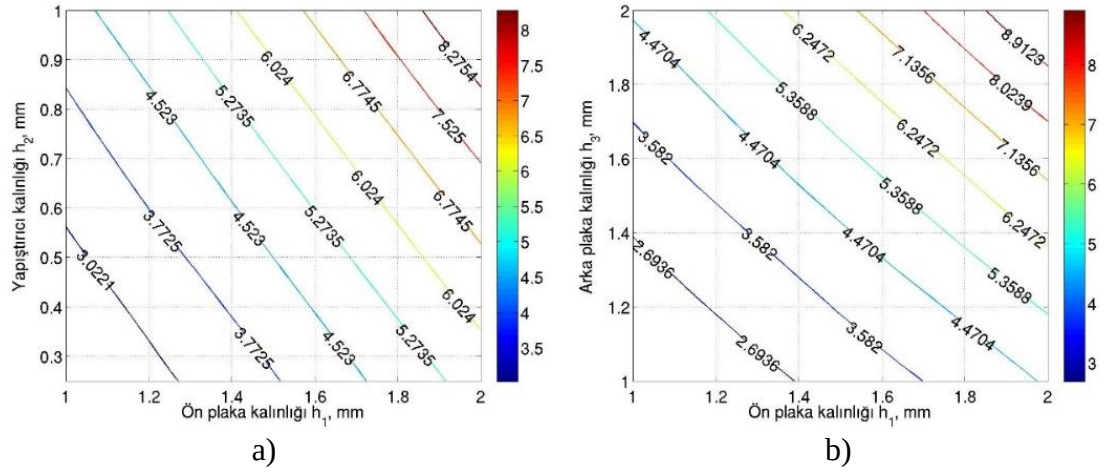
Şekil 2.12. Çubuk boyu L 'nin a) çubuk genişliği W , b) ön plaka kalınlığı h_1 , c) arka plaka kalınlığı h_3 , d) yapıştırıcı kalınlığı h_2 ile birlikte kritik yük P_{kr} üzerinde ortak etkileri.

Şekil 2.12 yapıştırılmış çubukların boyunun L burkulmaya karşı, ön plaka kalınlığı h_1 , arka plaka kalınlığı h_3 ve yapıştırıcı kalınlığı h_2 ile birlikte kritik yükte ortak etkilerini göstermektedir. Kritik yükte çubuk genişliğinin, çubuk kalınlığına göre daha etkin bir parametre olduğu aşikardır. Çubuk genişliği arttıkça oluşan yapı burkulmaya daha direngen olmakta ve kritik yük artmaktadır. Çubuk kalınlığı arttıkça da kritik yükte artış gözlemlenmektedir, ancak bu etki çubuk genişliğinin tesiriyle kıyaslanırsa, çubuk kalınlığının daha az etkin olduğu gözlenmektedir.



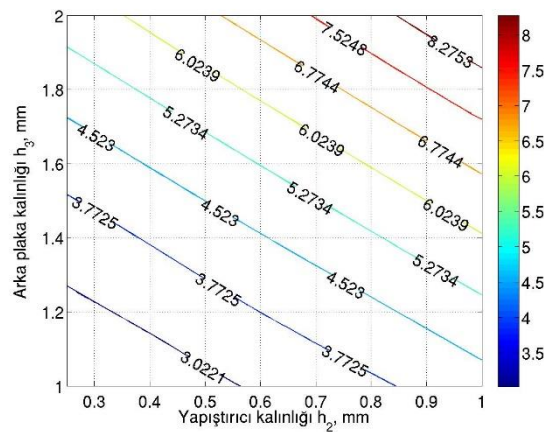
Şekil 2.13. Çubukların genişliğinin W 'nun, a) ön plaka kalınlığı h_1 , b) arka plaka kalınlığı h_3 , c) yapıştırıcı kalınlığı h_2 ile birlikte kritik yük P_{kr} üzerinde ortak etkileri.

Yapıştırılmış çubukların genişliği W 'nun, ön plaka kalınlığı h_1 , arka plaka kalınlığı h_3 ve yapıştırıcı kalınlığı h_2 ile birlikte kritik yük üzerinde etkisi şekil 2.13'te gösterilmiştir. Yapıştırıcı kalınlığı ve çubuk genişliği arttıkça kritik yük artmaktadır. Çubuk genişliği ve kalınlığı arttıkça çubuk kesitinin artmasına neden olur. Çubuk kalınlığı ve çubuk genişliği arttıkça kritik yük artmaktadır.



Şekil 2.14. Ön plaka kalınlığı h_1 , a) arka plaka kalınlığı h_3 , b) yapıştırıcı kalınlığı h_2 ile birlikte kritik yük P_{kr} üzerinde ortak etkileri.

Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , arka plaka kalınlığı h_3 'ün kritik yük üzerinde ortak etkisi şekil 2.14'te gösterilmiştir. Plaka kalınlıkları ve yapıştırıcı kalınlığı arttıkça kritik yük artmaktadır. Şekil 2.14.a'da gösterilen ön plaka kalınlığının ve arka plaka kalınlığının artmasıyla kritik yükte oluşan artış, şekil 2.14.b'de gösterilen yapıştırıcı kalınlığının neden olduğu artıştan kısmen daha fazladır. Bu nedenle, plaka kalınlığı yapıştırıcı kalınlığına göre biraz daha etkin parametredir.



Şekil 2.15. Yapıştırıcı kalınlığı h_2 'nin arka plaka kalınlığı h_3 üzerinde ortak etkisi.

Şekil 2.15 yapıştırıcı kalınlığı h_2 , arka çubuk kalınlığı h_3 'ün yapıştırılmış çubukların kritik yük değerlerinde birlikte ortak etkisini göstermektedir. Yapıştırıcı kalınlığı ve arka plaka kalınlığı arttıkça kritik yük artmaktadır.

Sonuç olarak, kritik yük değerlerinde yapıştırıcı tabakasının mevcudiyeti olumsuz tesire sahiptir. Yapıştırılmamış tek çubuk yapılar daha yüksek, kritik burkulma yük seviyelerine sahiptir. Çubuk boyu L , çubuk genişliği W , ön ve arka plaka kalınlıkları h_1 , h_3 kritik burkulma yükünü belirgin etkilemektedir. Çubuk boyu arttıkça, çubuk genişliği azaldıkça, çubuk kalınlığı azaldıkça çubuğun eksenel burkulma yüküne daha fazla narinlik gösterdiği, daha kısa, daha geniş kesit alanına sahip çubuklar daha yüksek kritik yüklerde burkulduğu ve daha kararlı olduğu belirgindir.

Mevcut tasarım parametrelerinin değer aralığında burkulmaya en dirençli çubuk $L = 200$, $W = 40$, $h_1 = 2.0$, $h_2 = 0.25$, $h_3 = 2.0 \text{ mm}$ boyutlarına sahip, en narin çubuk ise $L = 350$, $W = 20$, $h_1 = 1.0$, $h_2 = 0.25$, $h_3 = 1.0 \text{ mm}$ boyutlarına sahiptir. Takip eden bölümde lineer olmayan burkulma analizlerinde ve deneylerde bu iki temel çubuk boyutları esas alınacaktır.

3. BÖLÜM

GEOMETRİK LİNEER OLMAYAN BURKULMA ANALİZİ

Yapısal yapıştırıcılar alışılmış bağlantı elemanları (civata, somun, perçin) yerine düzenli gerilme sağladıkları, hafif oldukları, kaynak işlemlerinin aksine bir başka malzemeye daha ihtiyaç duyulmaması gibi faydalardan dolayı tercih edilmektedir. Dinamik yükler altında malzemeler burkulmaya daha yatkın olmaktadır. Bu yüzden bu yükler altında ince kesitli bağlantıların davranışları tasarımcıların dikkat etmesi gereken konulardan biridir. Bu bölümde yapıştırıcı ile boydan boya birleştirilmiş alüminyum çubukların geometrik lineer olmayan burkulma analizleri gerçekleştirilmiştir.

3.1. Küçük Şekil Değiştirme-Büyük Yer Değiştirme Teorisi

Elastisite teorisinde malzemenin elastik kalması şartıyla yapının ilk hali ile son hali karşılaştırılır ve şekil değiştirme için modellen yapıların ilk hali önemlidir. Ancak yer değiştirmeler ve yer değiştirme vektörleri büyük ise ve şekil değiştirme sonsuz küçüklükte ise büyük yer değiştirme teorisi bu durumda tamamen geçerli olmaktadır.

Küçük şekil değiştirme-büyük yer değiştirme teorisinde yer değiştirme ve dönme bileşenleri söz konusudur. Yer değiştirme ve dönme bileşenleri tensörel ifade edilmektedir. Yer değiştirme vektörünün bileşenleri cinsinden şekil değiştirme tensörü,

$$E = \frac{1}{2}(u\vec{\nabla} + \vec{\nabla}u) \quad (3.1)$$

dönme tensörü

$$\Omega = \frac{1}{2}(u\vec{\nabla} - \vec{\nabla}u) \quad (3.2)$$

ve bileşenleri

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad \text{ve} \quad \Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir [47].

Bu büyüklükler sırasıyla simetrik ve antisimetrik özellik taşırlar.

Sonlu şekil değiştirme cismin deforme olmuş veya deforme olmamış durumlarını esas almaktadır. Lineer olmayan teori, Lagrange kinematik yaklaşımını kullanır. Şekil değiştirme teorisinde, ikinci yaklaşım büyük yer değiştirme teorisi, Green şekil değiştirme tensörünü yer değiştirme tensörü cinsinden uzaysal koordinatlar kullanılarak tarifler.

Yer değiştirme bileşenlerinin gradyanları cinsinden, Green şekil değiştirme tensörü aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$E_{ij} = \frac{1}{2}[(u_{k,i} + \delta_{ik})(u_{k,j} + \delta_{kj}) - \delta_{ij}] = \frac{1}{2}(u_{j,i} + u_{i,j} + u_{k,i}u_{k,j}) \quad (3.4)$$

$$E_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j}\right) \quad (3.5)$$

Şayet, x_1, x_2, x_3 'e göre u_1, u_2, u_3 yer değiştirmelerinin kısmi türevleri çok küçük ise,

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_i} = 1 \quad (3.6)$$

alınır ve ikinci mertebeden çarpımlar ihmal edilir. Bu terimler ihmal edilirse, diğer terimler;

$$E_{ij} = \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) = \frac{1}{2}(u_{j,i} + u_{i,j}) \quad (3.7)$$

şeklini alır. Bu şekil değiştirme tensörü şimdi lineerize edilmiştir. Kartezyen koordinat sistemin de bu şekil değiştirme tensörünün bileşenleri,

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (3.8)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad \varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (3.10)$$

şeklinde yazılır. (2.15-17) no'lu denklemler küçük şekil değiştirme-küçük yer değiştirme teorisine ait şekil değiştirme tensörünün bileşenleridir [48].

3.2. Geometrik Bakımdan Lineer Olmayan Analiz

Lineer analizler de gerilme ile şekil değiştirme arasında

$$(\sigma) = [E](\varepsilon) \quad (3.11)$$

şeklinde bir bağıntı (Hooke Kanunu) vardır.

Ayrıca lineer analiz denge denklemlerinde

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3.12)$$

eşitliği mevcuttur. Lineer analizlerde, rijitlik matrisi ve kuvvetin, yer değiştirmenin bir fonksiyonu olmadığı anlaşılmaktadır. Ancak, lineer olmayan analizlerde rijitlik ve kuvvetler, yer değiştirmenin birer fonksiyonlarıdır:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3.13)$$

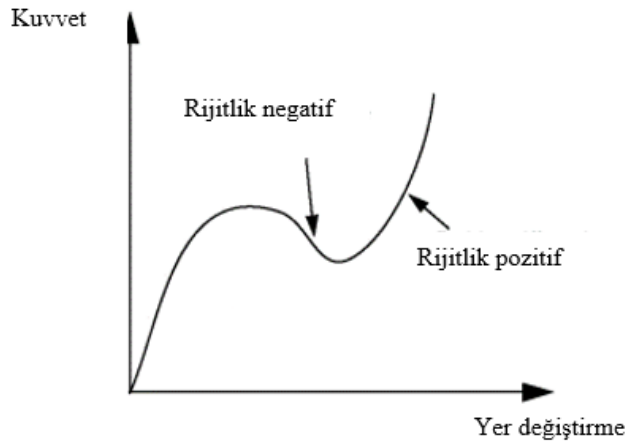
$$[K] = [K(\{u\})] \quad (3.14)$$

$$\{F\} = \{R(\{u\})\} \quad (3.15)$$

Lineer olmayan analizlerin yapısal mekanik analizlerinde üç kaynağı bulunmaktadır: geometrik, malzeme bünye davranışı ve lineer olmayan sınır şartları. Bu çalışmada, küçük şekil değiştirme-büyük yer değiştirme teorisine ihtiyaç vardır. Bu nedenle geometrik bakımdan lineer olmayan analiz temel alınmıştır.

Geometrik lineersizlik, yer değiştirmelerin büyüklüğü modellenen yapının verdiği tepkiyi etkilediği zaman oluşmaktadır. Bunun nedeni, büyük yer değiştirmeler ya da büyük dönmeler veya başlangıç gerilmeleridir.

Yapının yüklenmesi esnasında büyük yer değiştirmelerin ve büyük dönmelerin, yüklemeye önemli derecede etkisinin olduğu beklenmektedir. Ancak, geometrik lineersizliğin önem arz etmesi için yapının boyutlarının büyük olması gerekmemektedir. Geometrik lineersizlik küçük şekil değişimi, ancak büyük yer değiştirmelerden/dönmelerden ortaya çıkmaktadır [45].

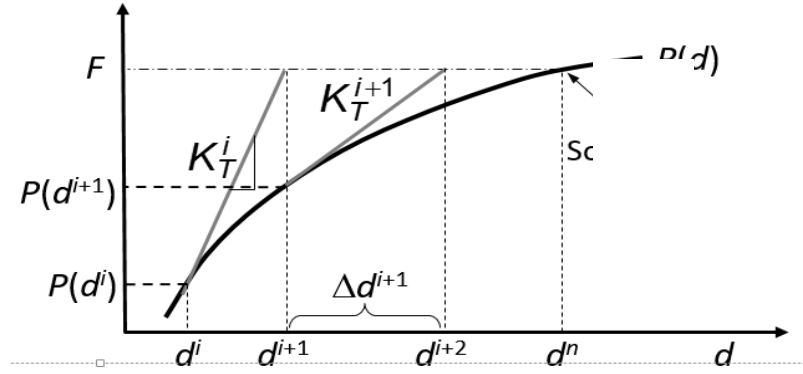


Şekil 3.1. Kuvvet-yer değiştirme grafiği

Lineer analizler de $Ku = F$ denklemin de K rijitlik matrisi sabit olduğundan kuvvet ile yer değiştirme orantılıdır. Bu nedenle interpolasyon mümkün olmaktadır. Ancak lineer olmayan analizler de K rijitlik matrisi sabit olmadığından F ile u aynı oranda artış veya azalma göstermemektedir. Bu yüzden bu tür problemleri çözerken artımsal yaklaşım metotları kullanılmaktadır.

Abaqus lineer olmayan problemleri çözerken öncelikle Newton-Raphson metodunu kullanmaktadır. Lineer olmayan analizde lineer bir problemde olduğu gibi çözüm genellikle tek bir denklem sistemini çözerek sonuç bulunamaz. Bunun yerine, çözüm belirtilen yükleri yavaş yavaş ve artan bir şekilde son çözüme doğru uygulayarak bulunur. Bu nedenle Abaqus birkaç yük artışında bir analizi keser ve her yük artışı sonunda yaklaşık denge konfigürasyonunu bulur. Belirli bir yük artımında kabul edilebilir bir çözümü belirlemek için Abaqus tarafından birkaç kez tekrarlanır. Bütün artımlı tepkilerin

toplamı, doğrusal olmayan analiz için yaklaşık çözümdür. Böylece, Abaqus/Standard, doğrusal olmayan problemleri çözmek için artımsal ve tekrarlı işlemleri birleştirir [45].



Şekil 3.2. Newton-Raphson metodu

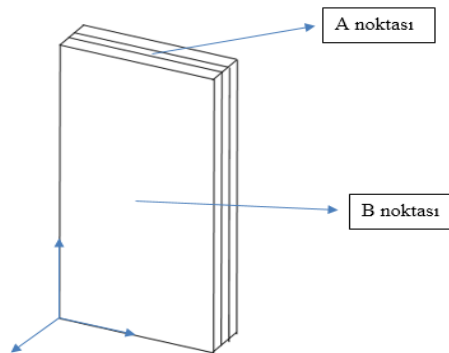
Newton-Raphson metodu,

$$[K_T] \cdot \{\delta d\} = \{P\} - \{F\} \quad (3.16)$$

denklemini kullanarak çözümler yapar. Burada: $[K_T]$: tanjant rijitlik matrisi, $\{\delta d\}$: yer değiştirme vektörü, $\{P\}$: dış kuvvet vektörü, $\{F\}$: kritik yük vektörüdür.

3.3. Yapıştırıcıyla Birleştirilmiş Çubukların Lineer Olmayan Burkulma Analizi

Bu bölümde yapıştırıcıyla birleştirilmiş alüminyum çubukların geometrik lineer olmayan burkulma analizi Abaqus yazılımı ile gerçekleştirilecektir ve ayrıca lineer olmayan burkulma analizine etki eden parametrelerin tesirleri incelenecektir. Önceki bölümde lineer analiz kısmında bahsettiğimiz tasarım parametreleri esas alınarak analizler yapılacaktır.



Şekil 3.3. Grafiklerde referans alınan A ve B noktaları.

Lineer analizde modellenen çubuklara 1 N 'luk önemsiz bir kuvvetin ve sınır şartlarının uygulanmasıyla, sistemin kritik yükü elde edilmişti. Lineer olmayan analizde ise bulunan bu kritik yük çubuğa dış kuvvet olarak uygulanmıştır. Ancak denklem sistemi rijit bir sistemi temsil ettiğinden, küçük ihmal edilebilir düzensizlik yükü Δ ile bu sorun aşılabılır. Bu yük (yer değiştirme olarak) çubuğun arka yüzeyinin geometrik merkezine yüzeye dik olarak uygulanmıştır (Şekil 3.3). Ön yan (düzensizlik) yükün değeri çözümü etkileyeceğinden $\Delta = 0.05, 0.1, 0.25, 0.75, 1.0, 1.5$ ve 2.0 mm değerlerinin her biri için analizler tekrarlanmıştır. Tesiri araştırılarak, yorumlanmıştır.

Şekil 3.3'de dış kuvvetler adım adım artırılır iken eksenel ve düzleme dik doğrultuda yer değiştirmeleri ölçmek için esas alınan iki A ve B noktalarını göstermektedir. Üst kesit yüzeyine çubuğun net boyu L' nin %20'si kadar bir yer değiştirme δ_x uygulanmıştır. Örneğin; $L = 200 \text{ mm}$ ise $\delta_x = 40 \text{ mm}$ 'dir. Ayrıca rijitliği ortadan kaldırmak için $\Delta = 0.05, 0.1, 0.25, 0.75, 1.0, 1.5$ ve 2.0 mm 'lik yatay yer değiştirme arka plakanın orta noktasından geçen yatay hat boyunca uygulanmıştır. Çözüm iki aşamalıdır: i) düzensizlik yükü olarak ihmal edilir bir yük Δ uygulanmış, geometrik bakımdan lineer olmayan analiz gerçekleştirilmiş, ii) ilk aşamanın sonuçları başlangıç şartı olarak kullanılarak, yan yükü iptal ederek, üst yüzeye %20'lik yer değiştirme δ_x uygulanmış ve geometrik lineer olmayan analiz gerçekleştirilmiştir. Bu aşamanın sonucunu kullanarak Şekil 3.3'deki A ve B noktalarında eksenel ve yatay yer değiştirmelerin üst yüzeydeki eksenel bası kuvvetine göre değişimleri çizilmiştir. Bu analizler en direngen $L = 200 \text{ mm}$, $W = 40 \text{ mm}$ 'lik çubuk, en narin $L = 350 \text{ mm}$, $W = 20 \text{ mm}$ 'lik çubuk için gerçekleştirilmiş ve $h_1 = 1.0, 2.0 \text{ mm}$, $h_3 = 1.0, 2.0 \text{ mm}$ ve $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ için her bir çubuğun analizleri tekrarlanmış, söz konusu kuvvet-eksenel yer değiştirme ($P - \delta_x$) diyagramları (Şekil 3.4-5), eksenel kuvvet-yatay yer değiştirme ($P - \delta_z$) diyagramları (Şekil 3.6-7) çizilmiştir.

Şekil 3.4-5 farklı yan Δ yükler altında yapıştırılmamış çubuk ile yapıştırılmış çubuğun eksenel yük-eksenel yer değiştirme ($P - \delta_x$) değişimlerini ve ön ile arka plaka kalınlıklarının tesirini gösterir. Burada $L = 200, W = 40 \text{ mm}$ ve $L = 350, W = 20 \text{ mm}$ boyutlu sırasıyla en direngen ve en narin çubuklar dikkate alınmıştır. Yapıştırılmamış tek çubuk ile yapıştırılmış çubuğun davranışları benzerdir, ancak yer değiştirme değerlerine tekabül eden kuvvet yapıştırılmış çubuklarda nispeten düşüktür. Eğrilerin genel ortak

davranışı dört ortak nokta sergilemesidir: İlk burkulma, yük taşıma kabiliyetinin düştüğü ilk nokta, ileri burkulma noktası ve nihai yük noktası gibi.

Yan yükün Δ değeri 2.0'a yaklaşırken ilk burkulmaya başlama yük aşaması kısalmaktadır. Beklenildiği gibi ana eksenel yük uygulanmadan önceki deforme olmuş çubuk geometrisi çubuğun orta noktasındaki eğilme momentini belirlemektedir. Daha deforme olmuş çubuk geometrisi daha yüksek eğilme momenti demektir. Ön ve arka plaka kalınlıkları artar iken kritik yük seviyeleri artmaktadır. Bu eş kalınlıkta ve farklı kalınlıkta ön ve arka plakalardan imal edilmiş çubuklar içinde geçerlidir.

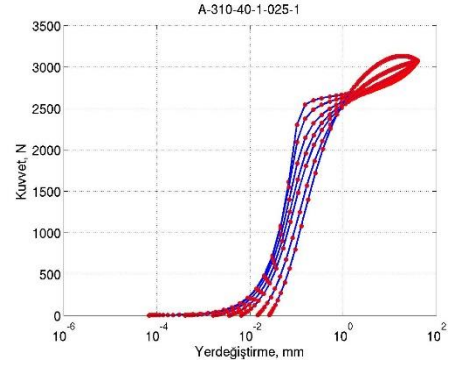
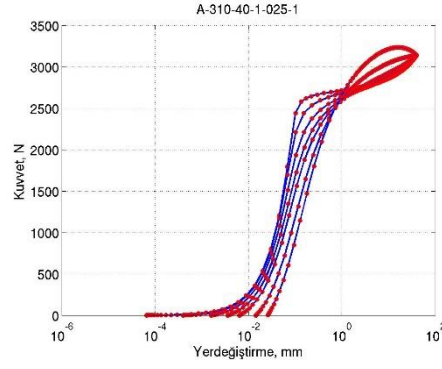
Yanal yükü Δ nın büyüklüğü belli bir alt ve üst sınır aralığında kritik noktaları kısmen etkilemektedir. Ancak eksenel kuvvet-yer değiştirme eğrisinin profilini belirgin etkilemektedir ve son üç yük noktası değişmemektedir.

h_1, h_3

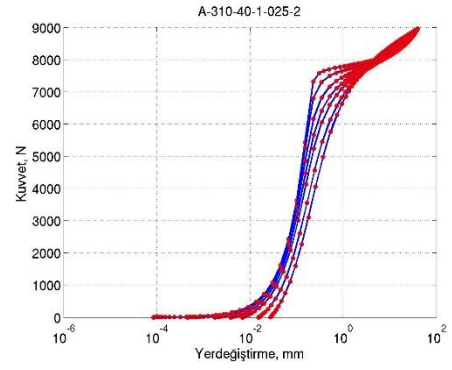
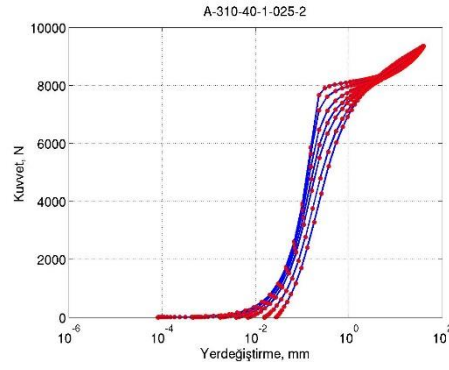
Yapıştırılmamış çubuk

Yapıştırılmış çubuk

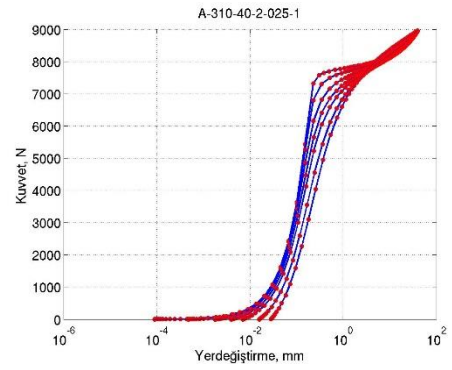
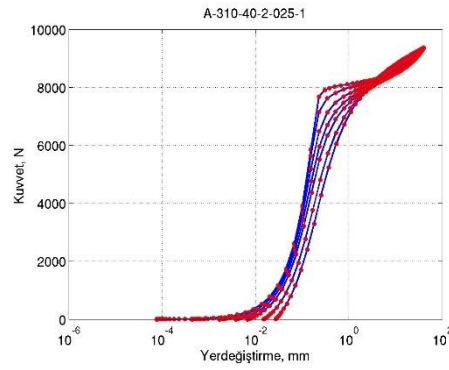
(1,1)



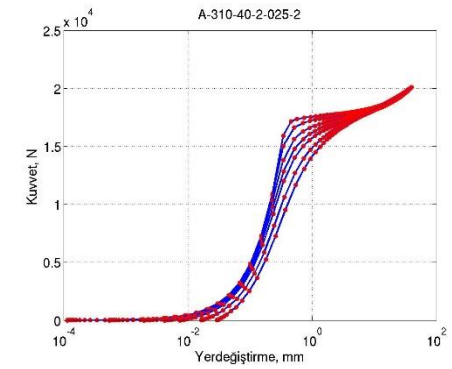
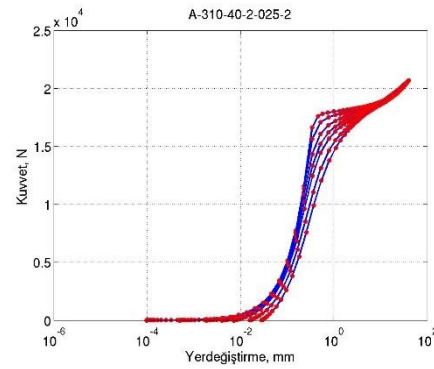
(1,2)



(2,1)



(2,2)



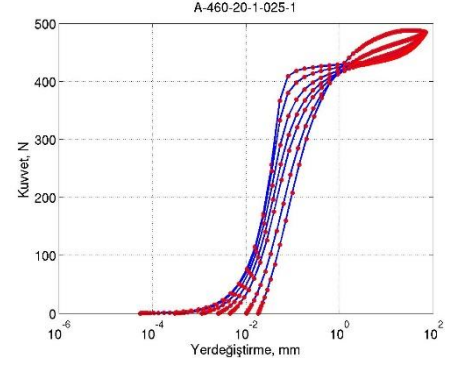
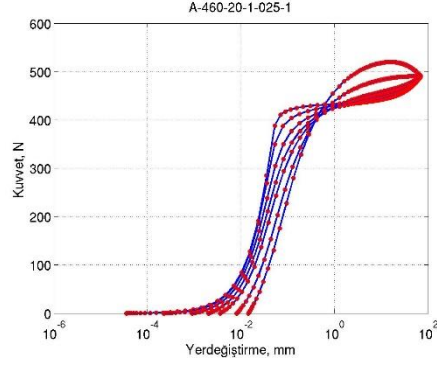
Şekil 3.4. $L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.25$ mm için A noktasında eksenel yük-eksenel yer değiştirme ($P - \delta_x$) grafikleri.

h_1, h_3

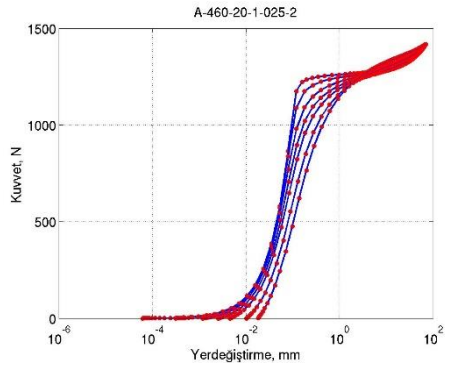
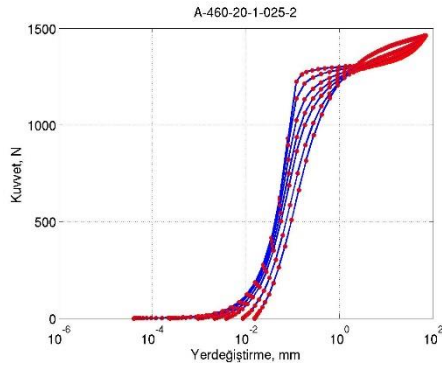
Yapıştırılmamış çubuk

Yapıştırılmış çubuk

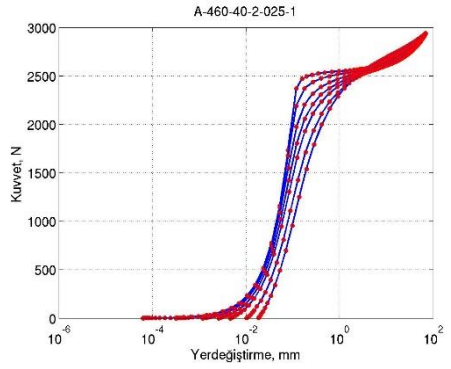
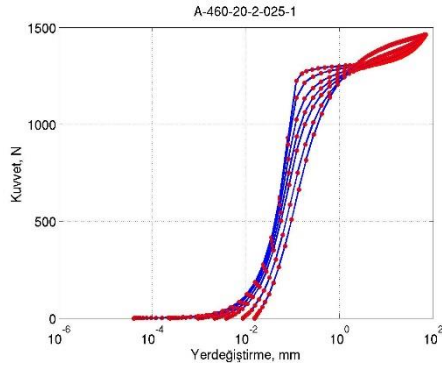
(1,1)



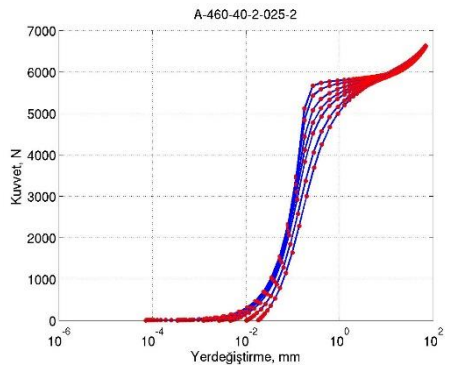
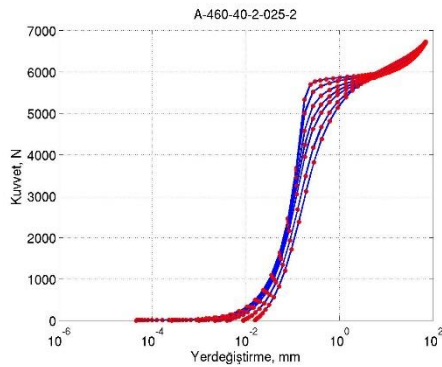
(1,2)



(2,1)



(2,2)



Şekil 3.5. $L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.25$ mm için A noktasında eksenel yük-ksenel yer değiştirme ($P - \delta_x$) grafikleri.

Şekil 3.6-7 burkulmaya en direngen $L = 200$, $W = 40 \text{ mm}$ ve en narin $L = 350$, $W = 20 \text{ mm}$ çubuklar için arka plakanın arka yüzünde orta noktada (B) alınan yatay yer değiştirmenin eksenel kuvvete göre değişimlerini $(P - \delta_z)$ farklı ön ve arka plaka kalınlıkları için göstermektedir. Eğrilerin her biri söz konusu noktaya uygulanan ilk ihmal edilir yan yükün $\Delta = 0.05, 0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.5$ ve 2.0 mm değerleri için çizilmiştir. Eğrilerin ana eğilimi benzerdir. Yan ihmal edilir yük Δ nın değeri artar iken eğri ilk bölgede daha dik bir eğim kazanmaktadır ve daha az ek deformasyonla burkulma kritik yüküne erişebilmektedir. Tüm eğriler iki temel noktada kesişmektedir. İlk nokta özdeğer hesabında elde edilen ilk özdeğere yakın bir değeri, ikinci nokta ise ileri burkulma noktasını işaret etmektedir. Geometrik bakımdan lineer olmayan analiz başlangıçtaki ihmal edilir yük Δ nın büyüklüğüne bağımlılık göstermektedir, son noktaya erişir iken takip ettiği yol değişmekte, fakat son noktanın kuvvet ve yer değiştirme değeri değişmemektedir. Son nokta ileri burkulma noktasıdır, bu noktada ek yük taşıyamamaktadır, çubuğun direngenliği önemli derecede azalmıştır. Ancak, erken burkulma noktası P_{kr} ilk yükleme aşamalarında ortaya çıkmaktadır. Bu bölgede kuvvet-yer değiştirme eğrilerinin eğimi çubuğun o an ki direngenliği hakkında bilgi vermektedir. İhmal edilir yan yük Δ nın değeri ile değişmektedir. Sonuç olarak, ilk burkulma yükü P_{kr} belirlenir iken eğri eğimi önemlidir ve geometrik bakımdan lineer olmayan analizin lineer (özdeğer) burkulma analizinden daha düşük yük tahmin edeceği aşıkardır. Ancak, ileri burkulma noktaları, lineer (özdeğer) burkulma analizinde belirlenen λ_{kr} değerine yakın fakat daha düşük yük değerlerine işaret etmektedir.

Yapıştırılmamış tek çubuk ve yapıştırılmış çubuk diyagramları karşılaştırıldığında kuvvet-yer değiştirme eğrileri benzer eğilim göstermektedir. Fakat, yapıştırıcı tabakası ince olmasına rağmen, daha düşük elastisite modülüne sahip olması nedeniyle aynı yer değiştirme seviyelerine tekabül eden eksenel kuvvet değerleri daha düşüktür. Bu da yapıştırılmış çubukların, yapıştırılmamış geometrik özdeş tek çubuklara göre nispeten daha narin olduğuna işaret etmektedir.

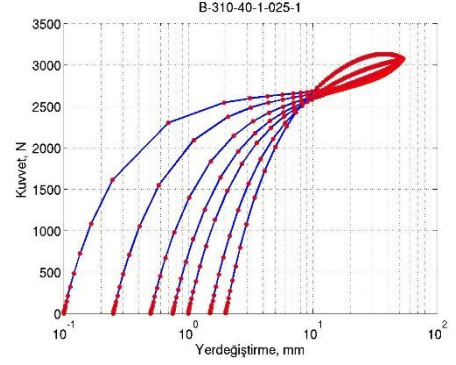
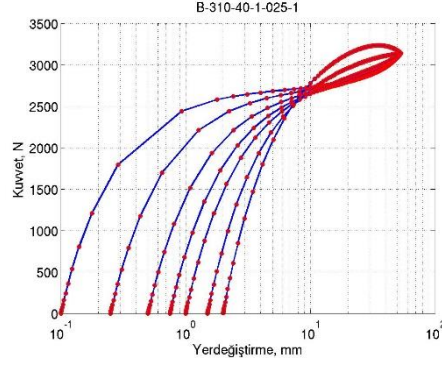
Ön ve/veya arka plaka kalınlığı arttıkça her iki çubuk tipinin kesit alanı arttığı için burkulmaya karşı direngenlik kazandırmaktadır. Ancak yük-yer değiştirme eğrilerinin karakteri değişmemektedir.

h_1, h_3

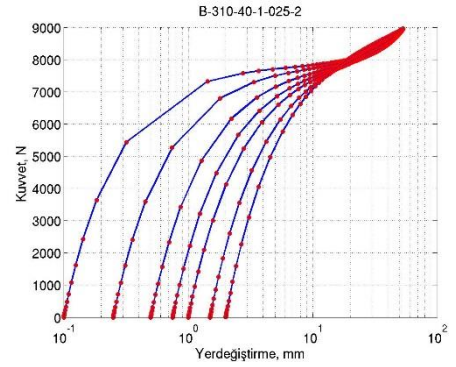
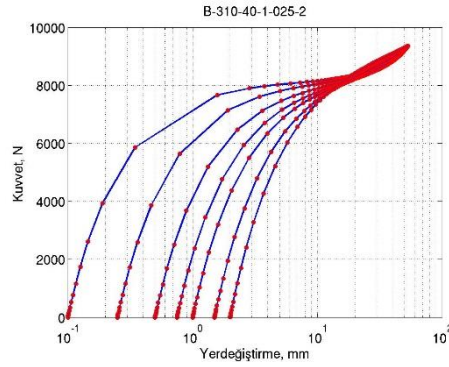
Yapıştırılmamış çubuk

Yapıştırılmış çubuk

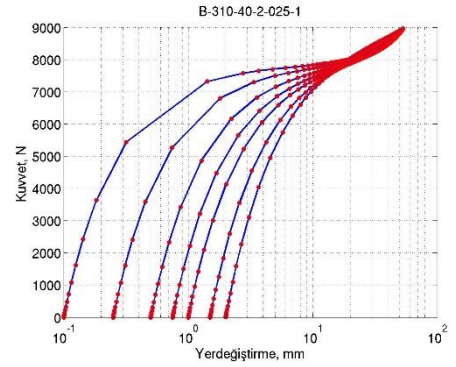
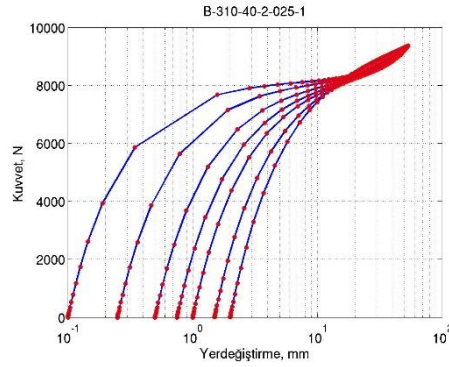
(1,1)



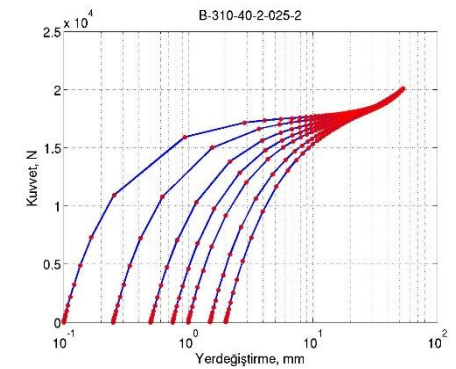
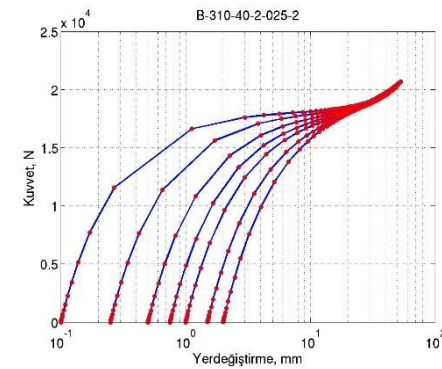
(1,2)



(2,1)



(2,2)



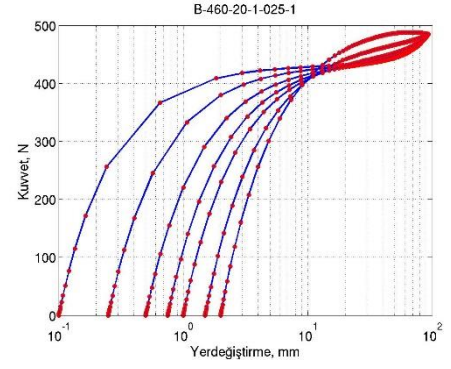
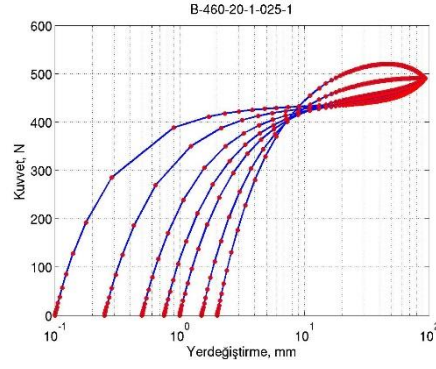
Şekil 3.6. $L = 200, W = 40, h_2 = 0.25 \text{ mm}$ için B noktasında eksenel yük-yanal yer değiştirme ($P - \delta_z$) grafikleri.

h_1, h_3

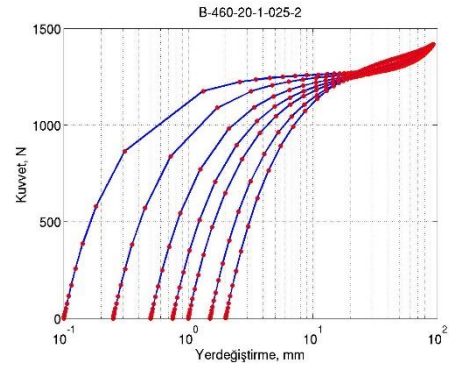
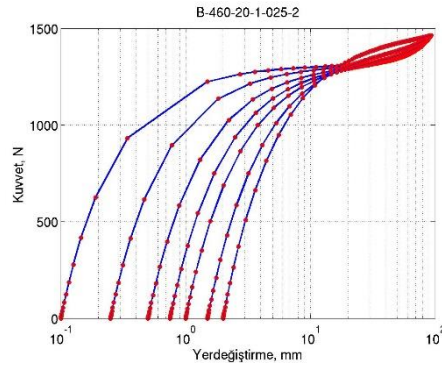
Yapıştırılmamış çubuk

Yapıştırılmış çubuk

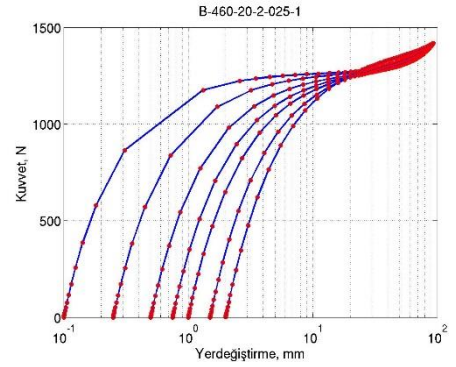
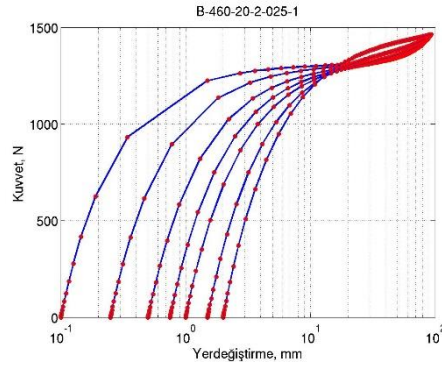
(1,1)



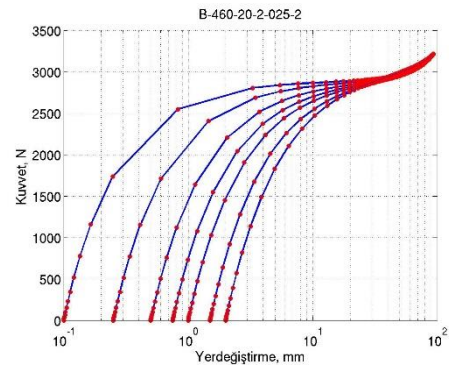
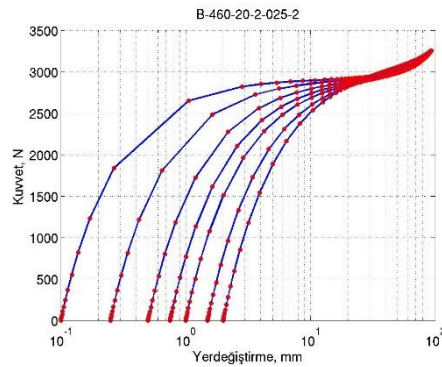
(1,2)



(2,1)



(2,2)



Şekil 3.7. $L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.25$ mm için B noktasında eksenel yük-yanal yer değiştirme ($P - \delta_z$) grafikleri.

Tablo 3.1. $L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların kritik yük değerleri P_{kr} (N) üzerinde yan yük Δ nın etkisi.

h_1 mm	h_3 mm	λ_{kr} öz değer N	<i>Lineer olmayan burkulma analizi</i>															
			$\Delta = 0.05 \text{ mm}$		0.1		0.25		0.50		0.75		1		1.5		2	
			$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$
1	1	2634	603	2649	601	2578	583	2439	535	2374	481	2238	432	2121	353	2181	353	2097
1	2	7928	1149	8050	1148	7998	1141	7613	1117	7464	1078	7158	1030	6833	963	6413	835	6569
2	1	7928	1149	8050	1148	7998	1141	7613	1117	7464	1078	7158	1030	6833	963	6413	835	6569
2	2	17644	5782	18642	5766	18308	5668	18101	5396	17841	5080	17441	4770	17271	4212	15497	3746	13986

Tablo 3.2. $L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların kritik yük değerleri P_{kr} (N) üzerinde yan yük Δ nın etkisi.

h_1 mm	h_3 mm	λ_{kr} öz değer N	<i>Lineer olmayan burkulma analizi</i>															
			$\Delta = 0.05 \text{ mm}$		0.1		0.25		0.50		0.75		1		1.5		2	
			$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$
1	1	2640	481	2724	480	2681	473	2579	450	2411	419	2322	385	2224	321	2104	270	2007
1	2	7779	1081	7817	1080	7743	1072	7639	1046	7548	1008	7341	960	7207	852	6997	749	6851
2	1	7817	1081	7830	1080	7743	1072	7639	1046	7547	1008	7341	960	7207	852	6997	749	6851
2	2	17596	4861	18103	4857	17906	4831	16993	4743	15635	4607	14781	4438	14022	4053	13582	3658	12581

Tablo 3.3. $L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.25$ mm boyutlarında yapıştırılmamış tek çubukların kritik yük değerleri P_{kr} (N) üzerinde yan yük Δ nın etkisi.

h_1 mm	h_3 mm	λ_{kr} öz değer N	<i>Lineer olmayan burkulma analizi</i>															
			$\Delta = 0.05$ mm		0.1		0.25		0.50		0.75		1		1.5		2	
			$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$
1	1	419	128	440	128	427	125	413	117	404	106	377	96	363	78	343	65	329
1	2	1267	279	1304	278	1237	276	1214	267	1133	255	1062	240	1000	209	896	181	815
2	1	1267	279	1304	278	1237	276	1214	267	1133	255	1062	240	1000	209	896	181	815
2	2	2827	364	2716	364	2648	363	2484	357	2274	348	2105	336	1961	308	1727	278	1541

Tablo 3.4. $L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.25$ mm boyutlarında yapıştırılmış çubukların kritik yük değerleri P_{kr} (N) üzerinde yan yük Δ nın etkisi.

h_1 mm	h_3 mm	λ_{kr} öz değer N	<i>Lineer olmayan burkulma analizi</i>															
			$\Delta = 0.05$ mm		0.1		0.25		0.50		0.75		1		1.5		2	
			$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$
1	1	415	77	420	76	418	75	414	71	406	66	397	60	372	49	354	40	339
1	2	1228	258	1214	258	1175	256	1174	248	1092	237	1020	224	957	196	962	169	891
2	1	1228	258	1214	258	1175	256	1174	248	1092	237	1020	224	957	196	962	169	891
2	2	2796	344	2591	344	2546	342	2404	337	2206	329	2043	318	1903	293	1672	265	1488

İhmal edilir yan yük Δ nın kritik yük P_{kr} ler üzerinde tesirini belirlemek için geometrik bakımdan lineer olmayan analiz ve lineer burkulma (özdeğer) analizi neticesinde elde edilen kritik yükler, sırasıyla P_{kr} ve özdeğer λ_{kr} değerleri Tablo 3.1-4'de yapıştırılmamış tek çubuk ve yapıştırılmış çubuklar için gösterilmiştir. Burkulmaya en direngen $L = 200$, $W = 40 \text{ mm}$ ve en narin $L = 350$, $W = 20 \text{ mm}$ çubuklar esas alınarak, ayrıca ön ve arka plaka (h_1, h_3) kalınlıklarının tesirleride incelenmiştir.

Yapıştırılmış çubukların burkulma direngenliğinin daha düşük olduğu tüm çubuk boyutlarında gözlenmektedir, ancak bu direngenlik kaybı oldukça küçüktür. $L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ boyutlu çubuklar için yan yükün $\Delta = 0.05 - 0.75 \text{ mm}$ değer aralığında geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizinin lineer (özdeğer) analizinden tespit edilen kritik yük λ_{kr} değerlerine yakın yük değerleri tahmin ettiği gözlenmektedir (Tablo 3.1 ve 3.2). Ancak bu denkleşen yük değerleri lineer olmayan analizde ilk eğim değiştiği bölgede (noktada) değil, ileri burkulma noktasında ortaya çıkmaktadır $P_{kr}^{(2)}$.

$L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ boyutlu çubuklar için kritik burkulma yükleri belirgin düşmektedir (Tablo 3.3 ve 3.4). Yan yükün $\Delta = 0.05 - 0.25 \text{ mm}$ değer aralığında geometrik bakımdan lineer olmayan analiz, lineer burkulma (öz değer) analizinden elde edilen kritik yüküne λ_{kr} yakın P_{kr} yükleri tahmin etmektedir. Ancak, bu değerler lineer olmayan analiz de ileri burkulma noktasına tekabül etmektedir $P_{kr}^{(2)}$. Yan yükün $\Delta = 2.0 \text{ mm}$ 'ye yaklaşması kritik burkulma P_{kr} yüklerini düşürmektedir. Ayrıca, ön ve/veya arka plaka kalınlıklarının artması kesit alanını arttırdığı için her iki analizde ve tüm yan yük değerlerinde kritik yükleri P_{kr} ve λ_{kr} arttırmakta, yani burkulma direngenliği artmaktadır. Yapıştırıcı tabakasının varlığı kritik yükleri kısmen düşürmektedir. Yapıştırıcı çok ince olmasına rağmen, elastisite modülünün daha düşük olması kritik burkulma yükünü olumsuz etkilemektedir.

Geometrik bakımdan lineer olmayan analiz, lineer burkulma (özdeğer) analizi ile elde edilen burkulma yükünün güvenilir olmadığını göstermektedir. Lineer olmayan analiz kuvvet-yer değiştirme diyagramlarında birden fazla eğimin ani değişimler gösterdiği noktaların mevcudiyetine işaret etmektedir. İlk eğri eğiminin (çubuğun direngenliğine ait bölge verir) ilk değiştiği yük bölgelerinde yükün çok düşük olduğu $P_{kr}^{(1)}$, lineer burkulma (özdeğer)

analizinden elde edilen kritik yükün λ_{kr} daha çok ileri burkulma noktalarında ki yüke $P_{kr}^{(2)}$ yakın olduğunu göstermektedir.

Deneysel çalışmada numune plastik deformasyonlara da maruz kaldığı için gerilme-şekil değiştirme ilişkisinde bu davranışta daha etkin olacağı aşıkardır. Alüminyum süneklik arz eder ve gerilme-şekil değiştirme (σ - ϵ) davranışı da ilave lineersizlikleri probleme getirir. Malzemenin yalnızca elastik davrandığı kabulüne dayalı her iki teoride burada yetersiz kalacaktır. Ancak, elastik malzeme kabulü ile çalışan bu iki teorinin kritik yük hesabında ki yeterliliğini gösterebilmek için deneysel çalışmaya ihtiyaç vardır. Takip eden bölüm bu çalışmayı içerir.

4. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde boydan boya yapıştırılmış alüminyum çubukların kritik burkulma yükleri deneysel olarak ölçülecektir. Deneysel olarak ölçülen kritik burkulma yükleri lineer burkulma (özdeğer) analizi ve lineer olmayan burkulma analizi ile hesaplanan kritik yükler ile karşılaştırılacaktır.

4.1. Alüminyum Çubukların Yapıştırılması

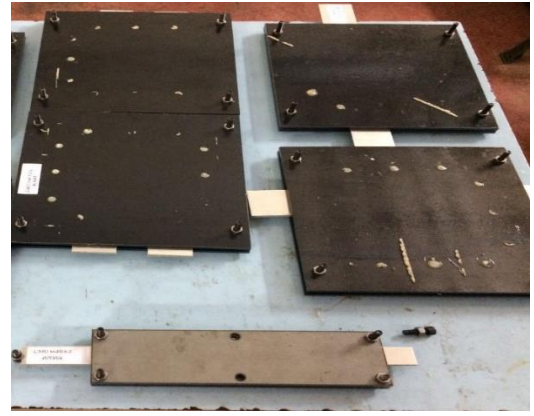
Deneysel çalışmalarda çubukların birleştirilmesinde kullanılan yapıştırıcı Araldite® 2015 ve alüminyum plakalar Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Fonu'nun FYL-2017-7155 kodlu araştırma projesi desteğiyle alınmıştır.

Yapıştırılacak olan ön ve arka plakalar Al6061 serisi alüminyum plakalardan giyotin makasıyla kesilmiştir. Şekil 4.1' de gösterildiği gibi kesilen parçalar boylara, genişliklere ve kalınlıklara göre sınıflandırılmıştır. Kesilen parçaları birleştirme işleminde çift bileşenli Araldite® 2015 yapıştırıcı kullanılmıştır (Şekil 4.2).

Yapıştırma işlemi şu şekilde yapılmıştır. Çubukların yüzeyinde bulunan kirler etil alkol ile temizlenir. Daha sonra yapıştırılacak yüzeylere spatula yardımıyla yapıştırıcı sürülür. Yapıştırma işleminde kullanılacak kalıplara, yapıştırıcının yapışmaması için likit vazelin sürülür. Bağlantıyı oluşturacak parçalar birleştirilir, yapıştırıcının sertleşmesi için daha önce hazırlanan kalıplar arasına yerleştirilir. Yapıştırıcı kalınlığının her yönde aynı kalınlığı vermesi için kalıplara, kalınlıklara uygun masterlar yerleştirilir. Masterlar yerleştirildikten sonra aparatlar sıkıştırılır ve yapıştırıcının sertleşmesi için kalıplar içinde çubuklar üç gün bekletilir. Araldite® 2015 yapıştırıcının iyileşmesi için geçen süre 48 saattir ancak deneyleri yaz döneminde gerçekleştirdiğimiz için bu süre uzun tutulmuştur.



a)



b)

Şekil 4.1. a) Yapıştırılmış alüminyum çubuklar, b) yapıştırılmış alüminyum çubuklar kalıplar içerisinde.



a)



b)

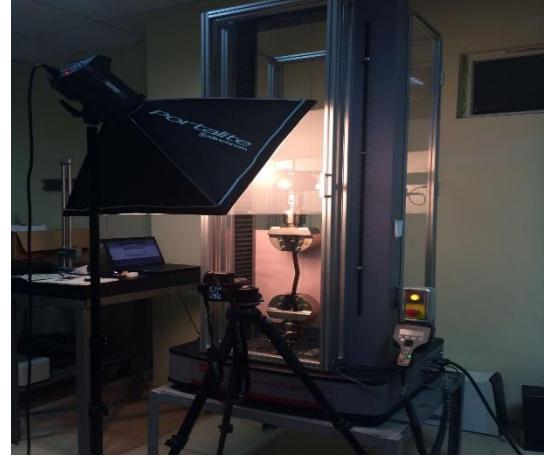
Şekil 4.2. a) Araldite® 2015 (yapıştırıcı), b) yapıştırıcı tabancası.

4.2. Deney Tesisatı

Deney numunelerinin kritik yük değerlerini tespit edebilmek için Mekanik Ana Bilim dalı kompozit malzeme laboratuvarı bünyesinde bulunan MTS Criterion Model 43 deney tesisatı kullanılmıştır. Deney tesisatı şekil 4.3’ de gösterilmiştir. Deney tesisatı çift kolonlu, kolonlar arası boşluk 420 mm, standart uzunluk 1000 mm, 0.005-750 mm/dk’lık çene hızları çalışma aralığında, 100 N ile 50 kN’lık yükleme kapasitesine sahiptir. Deney tesisatı iki adet çeneye sahiptir. Bu çenelerde yer alan sensörler meydana gelen yer değiştirmeleri algılar ve elde edilen verileri bilgisayara aktarır. Bilgisayara aktarılan veriler mevcut yazılım programı ile analiz edilir.



a)



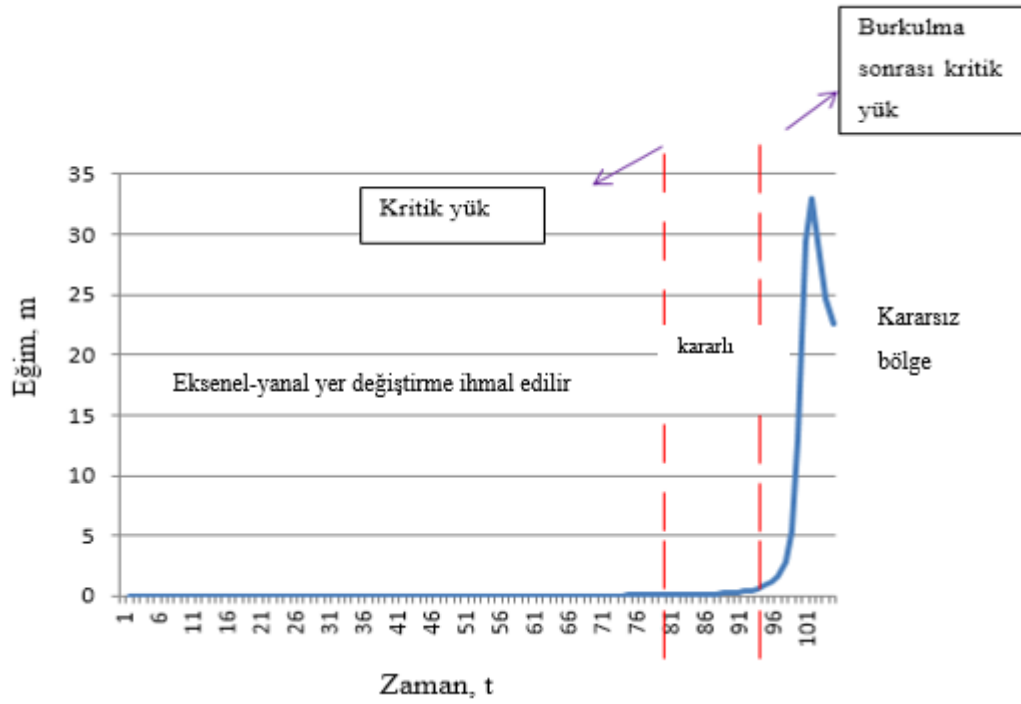
b)

Şekil 4.3. a) Çekme-basma cihazı, b) deney düzeneği.

4.3. Deney

Kritik yük değeri ölçülecek yapıştırılmış numuneler için analizlerdeki uç şartları test cihazındaki ile aynıdır. Şöyle ki; alt çene ankastre olarak mesnetlenmiş, üst çene sadece eksenel yönde harekete sahiptir. Çene uzunlukları 55 mm 'dir. Deney numunelerine bağlantıya 0.02 mm/dk hızla basma uygulanmıştır. Numunenin çeneye bağlandığı yerde ki uç sensör yardımıyla yer değiştirmeler ve uygulanan kuvvetler algılanmıştır. Alınan bu veriler (kuvvetler ve yer değiştirmeler) bilgisayara aktarılıp eksenel kuvvet-yer değiştirme grafikleri çizilmiştir.

Kritik burkulma yükleri çizilen kuvvet ve yer değiştirme eğrilerinin eğiminden hesaplanmıştır. Deney numunesinin ilk ve son halinin fotoğrafları çekilerek oluşan yer değiştirmeler teorik lineer ve lineer olmayan burkulma analizleri sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Daha direngen çubuklarda yapıştırıcıdan ayrılmalar meydana gelmiştir.



Şekil 4.4. Eğim-zaman grafiğinde esas alınan kritik ve burkulma yükleri.

Deneylerden elde edilen kuvvet-yer değiştirme grafiğinin eğimi zamana (yapay) göre grafik haline getirilir. Eğim-zaman ($m-t$) grafiğinde eğimin ilk değiştiği nokta kritik yük $P_{kr}^{(1)}$ değerini, ikinci değiştiği nokta ise burkulma sonrası kritik yük değerini $P_{kr}^{(2)}$ vermektedir. Bu diyagramda üç bölge mevcuttur: i) yük uygulanır iken yanal ve eksenel yer değiştirmelerin ihmal edilir olduğu, ii) yük taşıma neticesinde yanal ve eksenel yer değiştirmelerin belirginleşmesi, ve iii) ani şekil değiştirme ve yük taşıma kabiliyetini hızla kaybettiği (kararlı) olmayan bölge.

Tablo 4.1. $L = 200$, $W = 20$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip yapıştırılmış çubuklar için deneysel ve hesaplanmış kritik yüklerin $P_{kr}(N)$ karşılaştırılması ve yan yük Δ nın etkisi.

h_1 mm	h_3 mm	Deney P_{kr}^e, N	Özdeğer λ_{kr}, N	Lineer olmayan burkulma analizi															
				$\Delta = 0.05 \text{ mm}$		0.1		0.25		0.50		0.75		1		1.5		2	
				$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$
1.2	1.2	351	2028	431	1452	431	1439	425	1369	408	1234	384	1114	357	1011	304	851	259	734
1.2	2.4	751	6189	970	5484	969	4864	964	4676	946	4318	918	3993	882	3709	800	3239	716	2869
2.4	1.2	783	6189	970	5485	969	4864	964	4676	946	4318	918	3993	882	3708	800	3237	716	2865
2.4	2.4	2701	14131	2909	14052	2907	14047	2897	14014	2863	14002	2807	13992	2735	13822	2578	12955	2360	11745

Tablo 4.2. $L = 200$, $W = 40$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip yapıştırılmış çubuklar için deneysel ve hesaplanmış kritik yüklerin $P_{kr}(N)$ karşılaştırılması ve yan yük Δ nın etkisi.

h_1 mm	h_3 mm	Deney P_{kr}^e, N	Özdeğer λ_{kr}, N	Lineer olmayan burkulma analizi															
				$\Delta = 0.05 \text{ mm}$		0.1		0.25		0.50		0.75		1		1.5		2	
				$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$
1.2	1.2	441	4122	864	3948	863	3958	852	3505	819	3127	771	2833	717	2594	610	2224	522	1960
1.2	2.4	1272	12581	1295	9823	1295	9756	1288	9401	1266	8702	1232	8057	1188	7488	1086	6534	974	5790
2.4	1.2	1083	12581	1296	9824	1295	9756	1288	9402	1266	8702	1232	8057	1188	7486	1084	6539	974	5790
2.4	2.4	3884	28701	5829	1980	5826	19636	5806	19357	5738	18574	5629	17651	5524	10307	4859	9453	4291	8745

Tablo 4.3. $L = 350$, $W = 20$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip yapıştırılmış çubuklar için deneysel ve hesaplanmış kritik yüklerin $P_{kr}(N)$ karşılaştırılması ve yan yük Δ nın etkisi.

h_1 mm	h_3 mm	Deney $P_{kr}^e N$	Özdeğer λ_{kr}, N	<i>Lineer olmayan burkulma analizi</i>															
				$\Delta = 0.05 \text{ mm}$		0.1		0.25		0.50		0.75		1		1.5		2	
				$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$
1.2	1.2	111	666	138	634	137	611	136	607	130	590	122	587	112	529	94	480	79	440
1.2	2.4	425	2041	464	2105	464	1948	461	1834	450	1819	434	1723	414	1452	370	1020	327	895
2.4	1.2	448	2041	464	2105	464	1948	461	1834	450	1819	434	1723	414	1452	370	1020	327	894
2.4	2.4	504	4693	619	4516	618	4407	616	4160	609	3850	598	3599	583	3383	546	3024	503	2731

Tablo 4.4. $L = 350$, $W = 40$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlarına sahip yapıştırılmış çubuklar için deneysel ve hesaplanmış kritik yüklerin $P_{kr}(N)$ karşılaştırılması ve yan yük Δ nın etkisi.

h_1 mm	h_3 mm	Deney $P_{kr}^e N$	Özdeğer λ_{kr}, N	<i>Lineer olmayan burkulma analizi</i>															
				$\Delta = 0.05 \text{ mm}$		0.1		0.25		0.50		0.75		1		1.5		2	
				$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$	$P_{kr}^{(1)}$	$P_{kr}^{(2)}$
1.2	1.2	178	1345	276	928	275	920	272	877	260	790	244	709	225	640	189	530	158	448
1.2	2.4	494	4123	620	4257	619	3930	616	3698	603	3392	584	3141	560	2927	505	2574	448	2294
2.4	1.2	494	4123	620	427	619	3930	616	3698	603	3392	584	3141	560	2926	505	2572	448	2291
2.4	2.4	687	9774	826	6271	826	6258	823	6170	814	5919	800	5618	782	5314	735	4752	680	4265

$L = 200$ ve 350 mm , $W = 20$ ve 40 mm boyutlarında yapıştırılmış çubuklar imal edilmiştir. Yapıştırıcı kalınlığı mastarlar yardımıyla $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ 'de sabit tutulmuştur. Standart plaka kalınlıkları 1.2 ve 2.4 mm olduğu için $h_1, h_3 = 1.2$ ve 2.4 mm alınmıştır.

En direngen $L = 200$, $W = 40 \text{ mm}$ ve en narin $L = 350$, $W = 20 \text{ mm}$ çubuklar ayrıca dikkatle incelenmiştir. Tablo 4.1-4.4 yapıştırılmış çubukların deney neticesinde kritik yüklerin, özdeğer hesabından kritik yük λ_{kr} değerlerini, geometrik bakımdan lineer olmayan analizden kritik yük P_{kr} değerlerini ve ihmal edilir yan yük Δ nın tesirlerini göstermektedir.

Çubuk boyu L kısılır iken, çubuk genişliği W artar iken, plaka kalınlıkları h_1, h_3 artar iken, teorik ve deneysel kritik yük değerleri belirgin artış sergilemiştir. Lineer (özdeğer) kritik yükü λ_{kr} ileri burkulma yükü $P_{kr}^{(2)}$ değerlerine yakınlık gösterir iken, deneysel burkulma yükü P_{kr}^e , ilk kritik yüke $P_{kr}^{(1)}$ yakınlık sergilemektedir.

Tablo 4.5 ve 4.6 deney numunelerinin deney sonrası deforme olmuş geometrilerinin fotoğraflarını gösterir ve geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizi sonucunda deforme olmuş geometrileri ile karşılaştırır.

Çubuk genişliğinin W ve ön/arka çubuk kalınlıklarının h_1, h_3 tesirleri ayrıca mukayese edilmektedir. Kritik burkulma yükü P_{kr} , tekabül eden yer değiştirme δ_x ve yanal yer değiştirme Δ değerleri numunelerden ölçülmüş ve hesaplanmış değerler ile mukayese edilmiştir. Deney ve hesaplanmış değerler yakındır, ortaya çıkan farkların analizlerden ihmal edilen alüminyum ve yapıştırıcı malzemesinin plastik davranışı ve bazı numunelerde yapıştırıcıda oluşan hasarlardır.

Numunelerin deney sonrası fotoğrafları analizlerde belirlenen kritik deformasyon geometrilerini doğrulamaktadır. Deneysel yük değerlerinin nispeten daha düşük olması, yükleme esnasında çubuğun direngenliğini kaybettiğine işaret etmektedir. Çubuklar plastik deforme olmaktadır, hasar gözlenmektedir ki, her ikisi yük taşıma kabiliyeti kaybının ana nedenleridir.

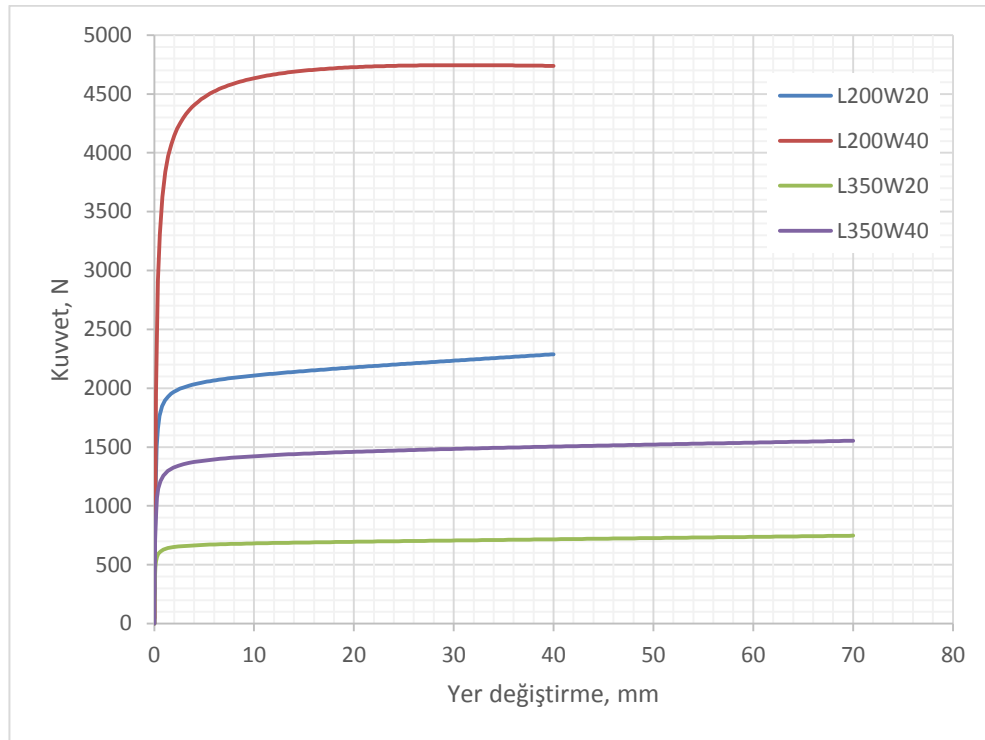
Tablo 4.5. $L = 200 \text{ mm}$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlu çubukların son halleri (P_{kr} , δ_x , δ_z) değerleri.

h_1, h_3 mm	$W = 20 \text{ mm}$		$W = 40 \text{ mm}$	
	Deney	Abaqus	Deney	Abaqus
(1.2, 1.2)				
	(351 N, 27 mm, 7 mm)	(356.6, 23.4, 7.0)	(441.2, 13, 2.92)	(521.6, 14.9, 2.9)
(1.2, 2.4)				
	(750.6, 21, 4)	(715.9, 17.5, 4.1)	(1271.2, 16, 3)	(1266.2, 15.2, 3.1)
(2.4, 1.2)				
	(783.2, 18, 3.7)	(799.8, 16.8, 3.7)	(1082.8, 22, 5.4)	(1083.6, 19.9, 5.3)
(2.4, 2.4)				
	(2701.1, 12, 7)	(2735.4, 23, 7.1)	(3884.1, 7, 1.2)	(4291.0, 7.6, 1.1)

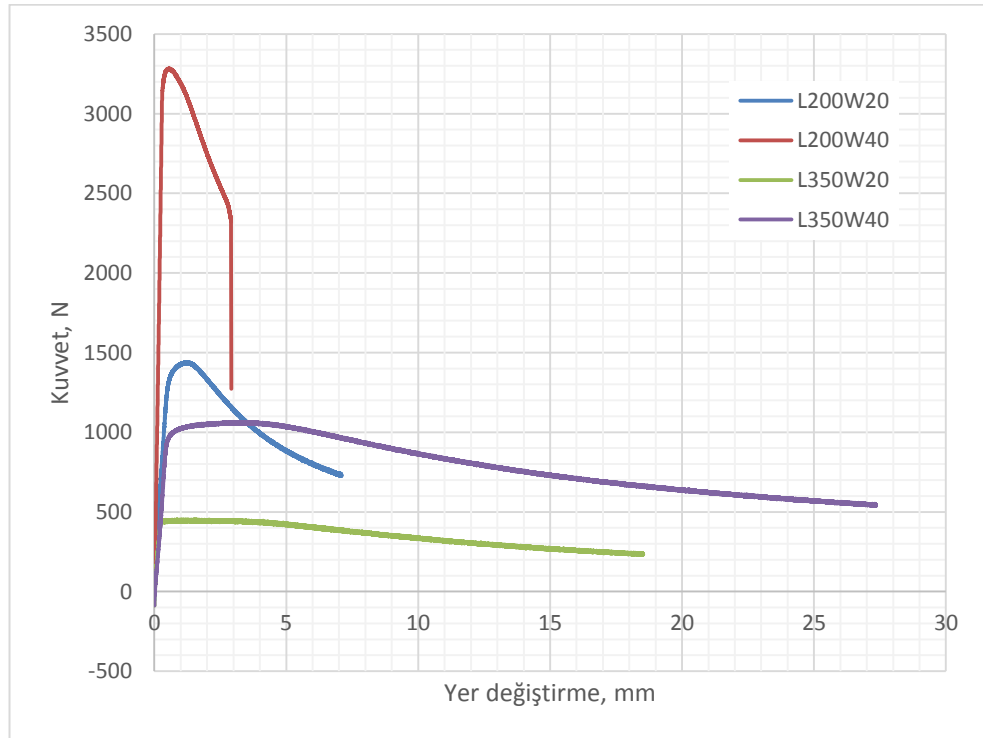
Tablo 4.6. $L = 350 \text{ mm}$, $h_2 = 0.2 \text{ mm}$ boyutlu çubukların son halleri (P_{kr} , δ_x , δ_z) değerleri.

h_1, h_3 mm	$W = 20 \text{ mm}$		$W = 40 \text{ mm}$	
	Deney	Abaqus	Deney	Abaqus
(1.2, 1.2)				
	(110.6 N, 62 mm, 18.5 mm)	(112.2, 50.5, 18.6)	(177.9, 76, 27.5)	(188.7, 60.9, 27.6)
(1.2, 2.4)				
	(425.2, 53.0, 14.0)	(414.3, 43.7, 13.9)	(494.4, 26.0, 4.2)	(504.7, 24.7, 4.5)
(2.4, 1.2)				
	(448.1, 52.0, 13.1)	(450.1, 42.9, 13.4)	(494.3, 55.0, 15.4)	(504.6, 46.1, 15.5)
(2.4, 2.4)				
	(504.4, 36.0, 7.0)	(503.2, 31.1, 7.1)	(686.7, 23.0, 3.8)	(679.5, 23.0, 4.0)

Şekil 4.4-4.7 numunelerin eksenel kuvvet-eksenel yer değiştirme diyagramlarını farklı çubuk boyutları için mukayese etmektedir. Deneysel ve geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizlerinden elde edilen değişimler ayrıca mukayese edilmiştir. Deneysel ve hesaplanmış kuvvet-yer değiştirme eğrilerinin seviyeleri çubuk boyutlarından etkilenmektedir. Çubuk boyu L kısılırken, çubuk genişliği W artar iken, ön/arka çubuk kalınlıkları artar iken kuvvet değerleri artmakta, eksenel yer değiştirme azalmaktadır. Geometrik bakımdan lineer olmayan analizlerde ortak özellik çubuk en yüksek taşıma seviyesine eriştikten sonra hemen hemen (çok küçük bir eğimle) sabit yük altında çubuk burkulması hızlı gerçekleşmektedir. Deneysel eğrilerde ise en yüksek taşıma seviyesine eriştikten sonra ani yük taşıma kabiliyetinde düşüş sergilenmektedir. Deneysel diyagramlar alüminyum ve yapıştırıcı malzemelerinin plastik deforme olduğunu ve kendi gerilme-şekil değiştirme davranışlarına (alüminyum baskın olmak üzere) riayet ettiği görülmektedir.

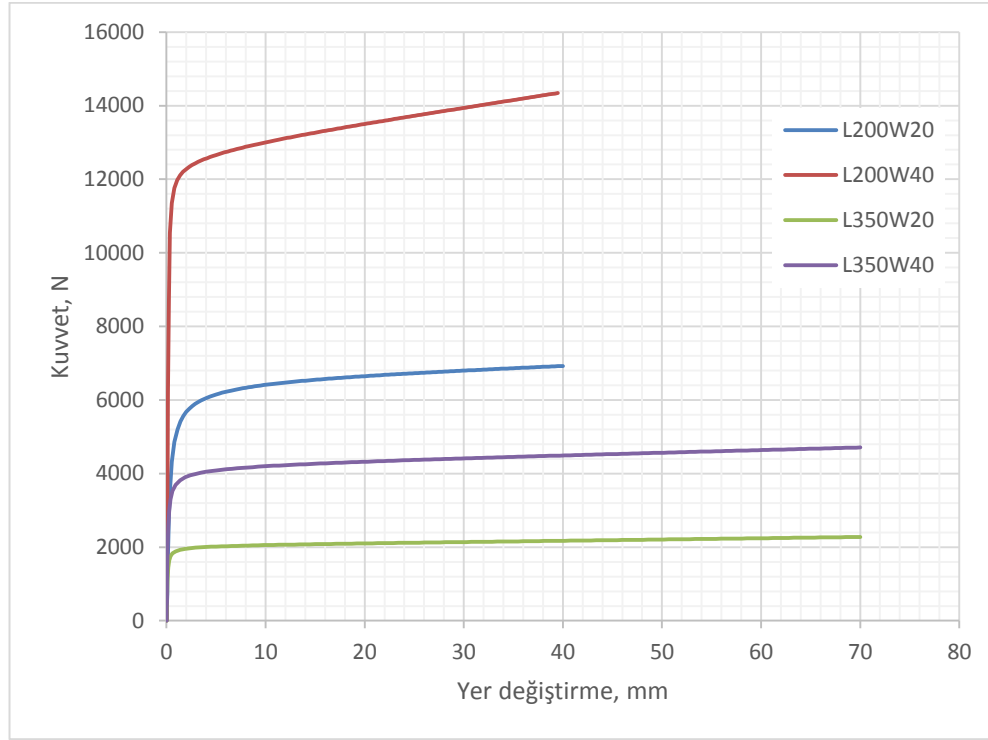


a) Abaqus

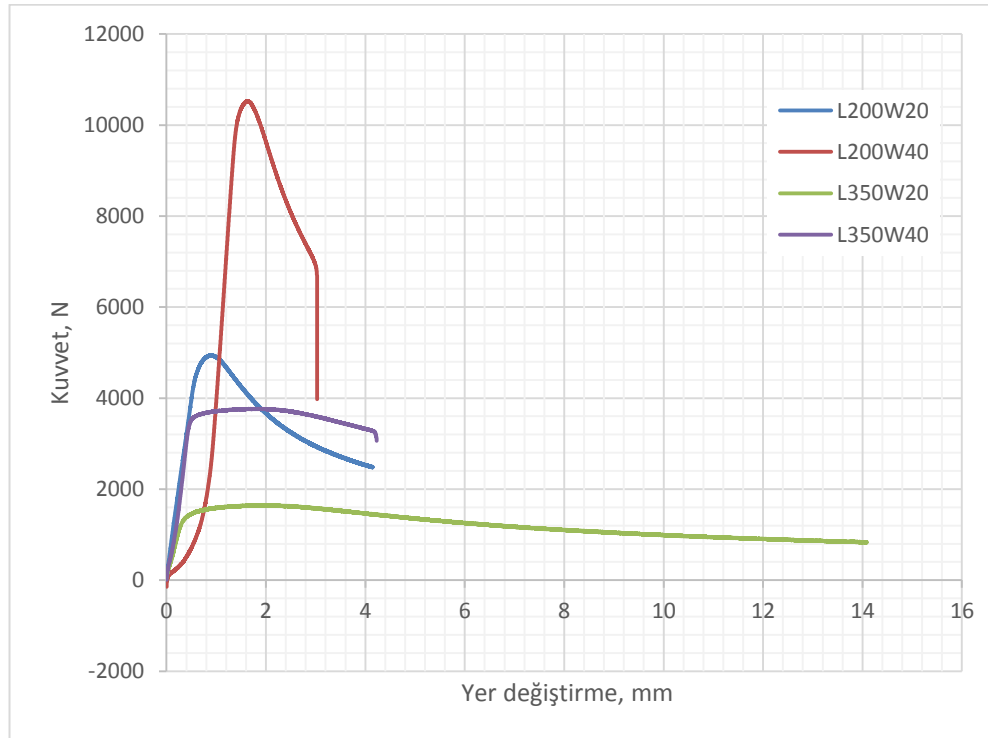


b) Deneysel

şekil 4.4. $h_1 = 1.2$, $h_2 = 0.2$, $h_3 = 1.2$ mm boyutlara sahip numunelerin a) lineer olmayan analiz ile b) deneysel olarak elde edilen kuvvet (P) - yer değiştirme (δ) grafikleri.

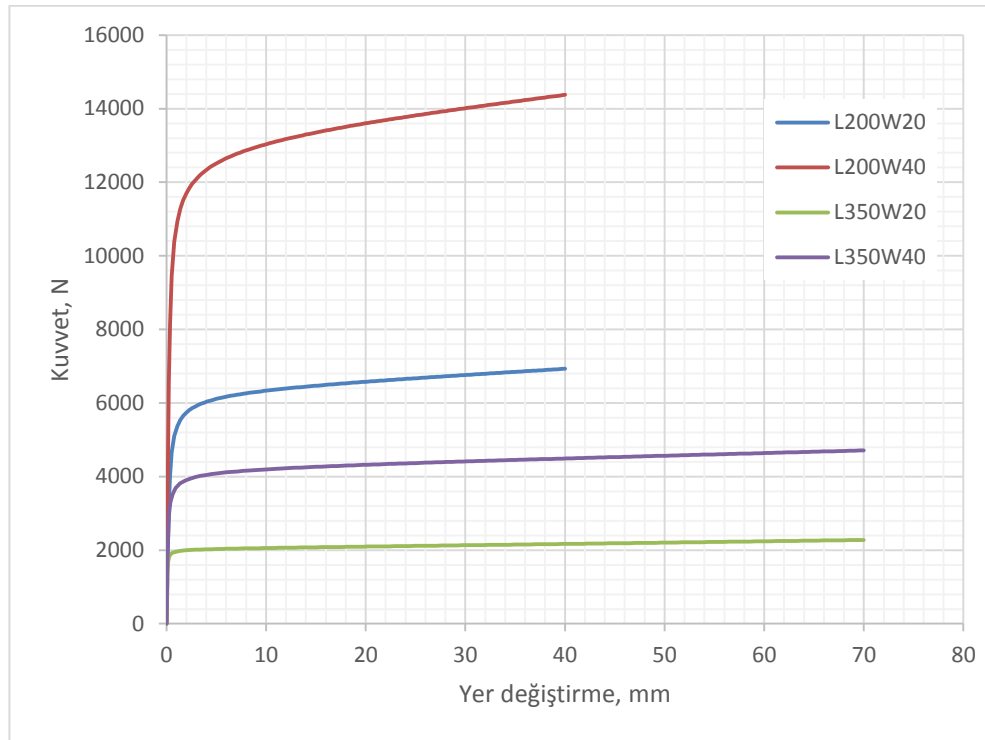


a) Abaqus

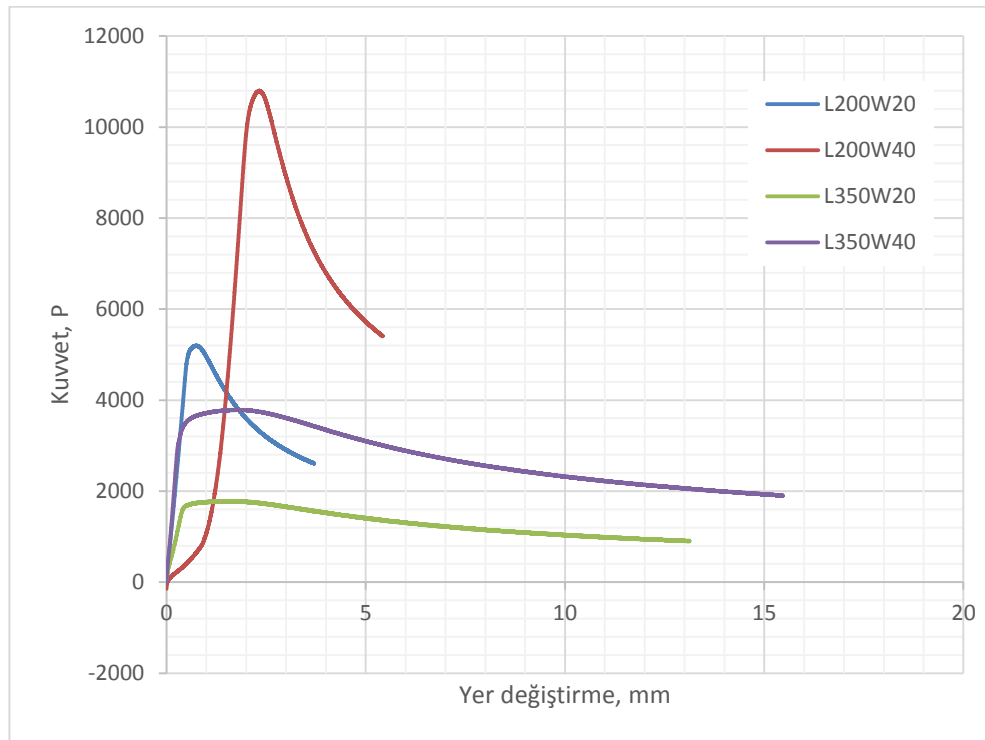


b) Deneysel

şekil 4.5. $h_1 = 1.2$, $h_2 = 0.2$, $h_3 = 2.4$ mm boyutlara sahip numunelerin, a) lineer olmayan analiz ile b) deneysel olarak elde edilen kuvvet (P) - yer değiştirme (δ) grafikleri.

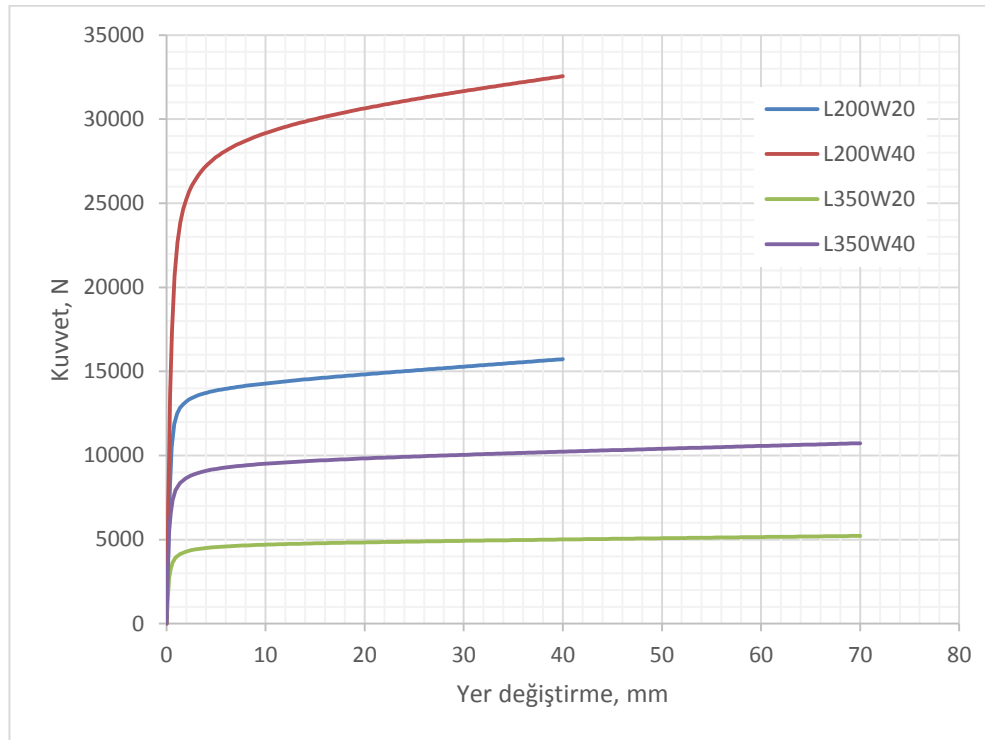


a) Abaqus

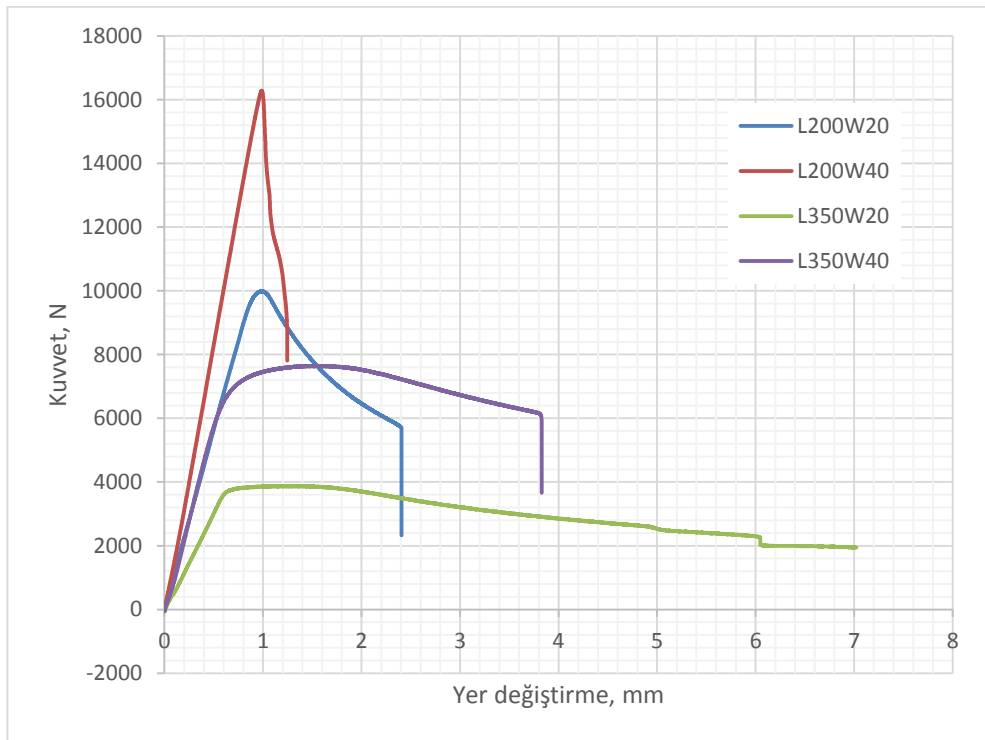


b) Deneysel

şekil 4.6. $h_1 = 2.4$, $h_2 = 0.2$, $h_3 = 1.2$ mm boyutlara sahip numunelerin, a) lineer olmayan analiz ile b) deneysel olarak elde edilen kuvvet (P) - yer değiştirme (δ) grafikleri.



a) Abaqus



b) Deneysel

şekil 4.7. $h_1 = 2.4$, $h_2 = 0.2$, $h_3 = 2.4$ mm boyutlara sahip numunelerin, a) lineer olmayan analiz ile, b) deneysel olarak elde edilen kuvvet (P) - yer değiştirme (δ) grafikleri.

5. BÖLÜM

SONUÇLAR

5.1 Sonuç ve Öneriler

Bu tez çalışmasında iki alüminyum plakanın yapıştırıcı ile boydan boya birleştirilmesi ile oluşturulan çubukların lineer burkulma (özdeğer) analizleri, geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizleri ile elde edilen kritik yükleri ve deneysel kritik yükleri ile karşılaştırılmıştır. Her iki teorinin başarısı irdelenmiştir. Şu sonuçlar elde edilmiştir:

1. Çubuk boyu L , ve genişliğinin W , yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubukların kritik burkulma yükleri üzerinde en etkin parametreler olduğu görülmüştür. Çubuk boyu arttıkça kritik burkulma yüklerinin düştüğü gözlenmiştir.
2. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubukların lineer ve lineer olmayan burkulma analizleri kritik yükün, çubuk boyunun artmasıyla azaldığı, genişliğin ve kalınlığın artmasıyla da arttığını göstermiştir.
3. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubuk ile aynı boyutlara sahip yapıştırılmamış tek çubukların kritik burkulma yükleri karşılaştırıldığı zaman yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubuğun kritik burkulma yükünün daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Yapıştırıcının ince olmasına rağmen, yapıştırıcının elastiklik modülünün düşük olması ana nedendir.
4. Lineer analizlerde rijitlik matrisi K sabit kalır iken, geometrik bakımdan lineer olmayan analizler de ise yer değiştirmenin fonksiyonu olarak hesaplandığı için geometrik bakımdan lineer olmayan analizlerin daha gerçeğe yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

5. Lineer burkulma (özdeğer) analizleri ile geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizleri karşılaştırıldığında özdeğer analizden elde edilen kritik yük değerinin, lineer olmayan analizin ileri burkulma bölgesindeki yük değerine denk geldiği görülmüştür.
6. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubukların deneysel kritik yükleri, lineer burkulma (özdeğer) analizi, geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizi sonuçları ile karşılaştırıldığında lineer olmayan analizin ilk burkulma yükü değerlerinin deneysel sonuçlar ile yakın olduğu tespit edilmiştir. Lineer burkulma (özdeğer) analizlerinin kritik yük tespitinde yeterli olmayacağı anlamına gelmektedir.
7. Deneysel olarak yer değiştirme uygulandığında orta noktadan ihmal edilir ön yan yükü Δ uygulamaya gerek yoktur. Çubuklar burkulma yüküne eriştikten sonra hızlı eğilerek şekil değiştirmektedir ve yük taşıma kabiliyetlerini kaybetmektedir.
8. Lineer olmayan burkulma analizinde ihmal edilir ön yan yük Δ kritik burkulma yük değerlerini ve eksenel kuvvet-yer değiştirme eğrilerini belirgin etkilemektedir. Ancak ileri burkulma bölgesinde tek bir üst yük taşıma sınırına tüm eğriler yaklaşmaktadır.
9. $h_1 = 1.2$, $h_3 = 2.4 \text{ mm}$ ve $h_1 = 2.4$, $h_3 = 1.2 \text{ mm}$ kalınlığında ki plakalar için analizler karşılaştırıldığında, farklı plaka kalınlığının kritik yükü etkilediği, hatta ince plaka tarafının (ön veya arka) burkulma mekanizmasını değiştirdiğini, zayıf narinlik tarafında burkulmanın gerçekleştiği, yük seviyelerinin etkilenmediği görülmüştür.
10. Elastik malzeme kabulü altında yapılan geometrik bakımdan lineer olmayan analizlerden elde edilen eksenel kuvvet-yer değiştirme diyagramları burkulma sonrası en üst yük taşıma seviyesine erişildiğinde hemen hemen (çok küçük bir eğimle) sabit yükte çubukların hızlı deforme olduğunu, fakat yük taşıma kabiliyetinin aynı kaldığını göstermiştir. Deneysel eğrilerde ise en yüksek taşıma seviyesine eriştikten sonra ani yük taşıma kabiliyetinde düşüş sergilenmektedir. Bunun nedeni, alüminyum ve yapıştırıcı tabakalarının plastik olarak deforme olmasıdır.

KAYNAKLAR

1. Ünlü, Ş.M., 2008, Yapıştırıcıyla Birleştirilmiş Alüminyum T Tipi Bağlantıların Modal Analizi ve Titreşim Kontrolü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erciyes Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 87 s.
2. Scheperboer, I.C., Efthymiou, E., Maljaars, J., 2016. Local buckling of aluminium and steel plates with multiple holes. **Thin-Walled Structures**, **99**, 132–141.
3. Zhao, Y., Zhai, X., Sun, L., 2015. Test and design method for the buckling behaviors of 6082-T6 aluminum alloy columns with box-type and L-type sections under eccentric compression. **Thin-Walled Structures**, **62**, 112-1154.
4. Lu, J., Newaz, G.M., Gibson, R., 2005. Buckling strength analysis of adhesively bonded aluminum hat sections. **International Journal of Solids and Structures**, **42**, 4947–4957.
5. Vasumathi, M., Vela, M., 2014. Evaluation of buckling performance of fibre metal rectangular plates: experimental and numerical investigation. **Applied Mechanics and Materials**, **575**, 185-190.
6. Yuan, H. X., Wang, Y.Q., 2015. Local buckling and postbuckling strength of extruded aluminium alloy stub columns with slender I-sections, **Thin-Walled Structures**, **90**, 140-149.
7. Sharma, S., Ghosh, S., 2015. Linear and non-linear buckling testing on aluminium structures, **Proceedings of the Second International Conference on Computer and Communication Technologies**, **380**, 129-140.
8. Definition of terms relating to adhesives, 1974.
9. Adams, R.D., Wake, W.C., 1986. Structural Adhesive Joints in Engineering. **Elsevier Applied Science**, London.
10. Khalili, S. M. R., Tavakolian, M., Sarabi, A., 2010. Mechanical properties of nanoclay reinforced epoxy adhesive bonded joints made with composite materials. **Journal of Adhesion Science and Technology**, **24**, 1917–1928.

11. He, X., Oyadiji, S.O., 2001. Influence of adhesive characteristics on the transverse free vibration of single lap-jointed cantilevered beams. **Journal of Processing Technology**, **119**, 366-373.
12. Kinloch A.J., 1997. Adhesives in engineering, 211pp.
13. Akpınar, S., 2012. Yapıştırıcıyla birleştirilmiş T-bağlantılarda üç boyutlu gerilme analizi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Erzurum, 160.
14. Aydın, M.D., 2003. Yapıştırıcıyla birleştirilmiş tek tesirli bindirme bağlantısının mekanik özelliklerinin deneysel ve teorik incelenmesi. Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Erzurum, 110s.
15. Gali, S., Dolev, G., Ishai, O., 1981. An effective stress-strain concept in the mechanical characterization of structural adhesive bonding. **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **1**:(3), 135-140.
16. Bigwood, D.A., Crocombe, A.D., 1989. Elastic analysis and engineering design formulae for bonded joints. **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **9** (4), 229-242.
17. Li, W., Blunt, L., Stout, K.J., 1997. Analysis and design of adhesive-bonded tee joints. **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **17**, 303-317.
18. Banea, M.D., Silva, L.F.M., 2008. Adhesively bonded joints in composite materials: an Overview. **Journal of Materials: Design and Applications**, **223**, 1-18.
19. Arenas, J., Alia, C., 2012. Considerations for the industrial application of structural adhesive joints in the aluminium–composite material bonding. **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **44**, 417-423.
20. Budhe, S., Banea, M.D., 2017. An updated review of adhesively bonded joints in composite materials. **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **72**, 30-42.
21. He, X., 2011. A review of finite element analysis of adhesively bonded joints. **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **31**, 248-264.
22. Kim, J., Kim, H. S., 2015. Investigation of optimal surface treatments for carbon/ epoxy composite adhesive joints. **Korea Advanced Institute of Science and Technology**, **17**, 329-352.

23. Czapski, P., Kubiak, T., 2015. Numerical and experimental investigations of the post-buckling behaviour of square cross-section composite tubes. **Composite Structures**, **132**, 1160-1167.
24. Ifayefunmi, O., 2016. Buckling behavior of axially compressed cylindrical shells: Comparison of theoretical and experimental data, **Thin-walled Structures**, **98**: 558-564.
25. Banat, D., Kolakowski, Z., Mania, R.J., 2016. Investigations of fml profile buckling and post-buckling behaviour under axial compression, **Thin-walled Structures**, **107**: 335-344.
26. Karrech, A., 2017, Buckling and post-buckling analysis of geometrically non-linear composite plates exhibiting large initial imperfections, **Composite Structures**, **174**: 134-141.
27. Novoselac, S., Ergić, T., Baličević, P., 2012. Linear and nonlinear buckling and postbuckling analysis of a bar with the influence of imperfections. **Technical Gazette**, **19**:(3), 695-701.
28. Riks, 1979. An incremental approach to the solution of snapping and buckling problem. **International Journal of Solids and Structures**, **15**, 529-551.
29. Aksal, M., 2005. Demet boru sistemlerinin yanıl burkulması, Dokuz Eylül Üniversitesi, Bitirme Projesi, İzmir, 80 s.
30. Duncan, B., Dean, G., 2003. Measurement and models for design with modern adhesives. **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **23**, 141-149.
31. Jeandrau, J.P., 1991. Analysis and design data for adhesively bonded joints. **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **11**:(2), 71-79.
32. Apalak, M.K., Güneş, R., 2002. On non-linear thermal stresses in an adhesively bonded single lap joint. **Computers and Structures**, **80**, 85-98.
33. Apalak, M.K., Güneş, R. and Fidanci, L., 2003. Geometrically non-linear thermal stress analysis of an adhesively bonded tubular single lap joint. **Finite Elements in Analysis and Design**, **39**, 155-174.
34. Temiz, S., 2006. Application of bi-adhesive in double-strap joints subjected to bending moment. **Journal of Adhesion Science and Technology**, **20**, 1547-1560.
35. Kumar, S. ve Pandey, P.C., 2010. Behavior of bi-adhesive joints. **Journal of Adhesion Science and Technology**, **24**, 1251–1281.

36. Çitil, S., Temiz, S., Altun, H. Ve Özel, A., 2011. Determination of mechanical properties of double-strap adhesive joints with an embedded patch. **Journal of Adhesion Science and Technology**, **25**, 2555–2567.
37. Kurt, S., 2007. Euler kiriş teoremi ve burkulma analizi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Bitirme Projesi, İzmir, 102 s.
38. Beer, F.P., 2003. Cisimlerin Mukavemeti, Beta Yayınları, İstanbul.
39. Simmeca, 2017. FEA Analizleri, (<http://www.simmeca.com/fea-analizleri>), (Erişim Tarihi: Temmuz 2017).
40. Simutek, 2014. ANSYS, (<http://www.simutek.com.tr/tr/urunlerimiz/detay/9-ansys.html>), (Erişim Tarihi: Temmuz 2017).
41. Eker, A., 2015. Al ve Al alaşımları, (Web Sayfası: http://www.yildiz.edu.tr/~akdogan/lessons/malzeme2/Aluminyum_ve_Aluminyum_Alasimlari.pdf), (Erişim Tarihi: Temmuz 2017).
42. TMMOB Metalurji Mühendisleri Odası Alüminyum Komisyonu, 2017. Alüminyum Raporu.
43. Aalco, 2015. Aluminium (<http://www.aalco.co.uk/products/aluminium.aspx>), (Erişim Tarihi: Temmuz 2017).
44. Azo materials, 2016. Material science, (<https://www.azom.com/>), (Erişim Tarihi: Temmuz 2017).
45. ABAQUS kullanıcı yazılımı/el kitabı, 2017.
46. Altair University, 2015. Linear buckling analysis, (Web Sayfası <http://www.altairuniversity.com/wpcontent/uploads/2014/02/Linear-Buckling.pdf>), (Erişim Tarihi: Temmuz 2017).
47. Malvern L., 1969, Introduction to The Mechanics of a Continous Medium, Prentice Hall.
48. Engin A., 2003. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş bindirme bağlantılarda hasar bölgesi oluşumu ve gelişiminin incelenmesi. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kayseri, 150 s.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı : Kübra GÜL
Doğum Tarihi ve Yeri : 12 Kasım 1990, Ankara
E mail : kubraciklacandir@gmail.com.tr
Yazışma Adresi : Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü Kayseri

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Lisans	E. Ü. Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü	2014
Lise	Mobil Anadolu Lisesi, Ankara	2008

