

**ZIVANALI BİRLEŞTİRMELERDE KESİT  
FORMUNUN SANDALYE MUKAVEMETİNE ETKİSİ**

**2013  
DOKTORA TEZİ  
MOBİLYA VE DEKORASYON EĞİTİMİ**

**Erkan LİKOS**

**ZIVANALI BİRLEŞTİRMELERDE KESİT FORMUNUN SANDALYE  
MUKAVEMETİNE ETKİSİ**

**Erkan LİKOS**

**Karabük Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalında  
Doktora Tezi  
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK**

**Aralık 2013**

Erkan LİKOS tarafından hazırlanan “ZIVANALI BİRLEŞTİRMELERDE KESİT FORMUNUN SANDALYE MUKAVEMETİNE ETKİSİNİN ANALİZİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarız.

Prof. Dr. Ayhan ÖZÇİFÇİ

Tez Danışmanı, Orman Endüstri Mühendisliği Anabilim Dalı

Prof. Dr. Yusuf Ziya ERDİL

Tez Danışmanı, Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi

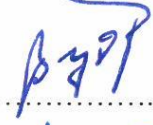


Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 06/12/2013

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

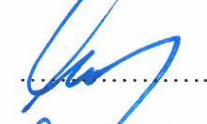
Başkan : Prof. Dr. Burhanettin UYSAL (KBÜ)



Üye : Prof. Dr. Ayhan ÖZÇİFÇİ (KBÜ)



Üye : Prof. Dr. Mustafa YAŞAR (KBÜ)



Üye : Prof. Dr. Ali Naci TANKUT (BÜ)



Üye : Doç. Dr. Şeref KURT (KBÜ)



23/01/2014

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Mustafa BOZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Erkan LİKOS

## ÖZET

**Doktora Tezi**

### **ZIVANALI BİRLEŞTİRMELERDE KESİT FORMUNUN SANDALYE MUKAVEMETİNE ETKİSİ**

**Erkan LİKOS**

**Karabük Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanları:**

**Prof. Dr. Ayhan ÖZÇİFÇİ**

**Prof. Dr. Yusuf Ziya ERDİL**

**Aralık 2013, 100 sayfa**

Bu çalışmada, sandalye köşe birleştirmelerinde uygulanan farklı zıvana kesit formlarının sandalye mukavemetine etkisi incelenerek elde edilen sonuçlar yapısal analiz programıyla karşılaştırılmıştır. Bu amaçla, kesit formu etkisinin belirlenmesi için uygulamada loblolly (*Pinus teada*) çamı kullanılarak 3 kuvvet uygulama yönü ( $0^\circ$ ,  $90^\circ$  ve  $45^\circ$ ), 3 farklı kesit geometrisi (dikdörtgen, daire ve köşegen olarak) ve 10 yinleme olarak toplamda 90 adet deney örneği ile eğilme direnci deneyleri; 3 farklı kesit geometrisi (dikdörtgen, daire ve köşegen olarak), 3 farklı zıvana boyu uzunluğu (25,4, 38, 51mm), 3 kuvvet uygulama yönü ( $0^\circ$ ,  $90^\circ$  ve  $45^\circ$ ), alınlı ve alınsız (yatay elemanın dikey elemanın kenar yüzeyine 12,7mm mesafeli) ve 5 tekrür olmak üzere toplam  $(3 \times 3 \times 3 \times 2 \times 5)$  270 adet deney örneği T şeklinde birleştirilerek eğilme moment dirençleri test edilmiştir. Ayrıca, lale ağacı-yellow poplar (*Liriodendron tulipifera* L.) ile aynı kesitli zıvanalar kullanarak 2 farklı yükleme yöntemi (ön ve yan ayaklara dikey yükleme) ve 9 tekrür olmak üzere  $(3 \times 2 \times 9) = 54$  sandalye statik

testler için ve 3 farklı zıvana kesit formu ve 4 tekerrür olmak üzere (3 x 4) toplam 12 adet sandalye önden arkaya devirli yükleme deneyleri için geleneksel yöntemlerle 1/1 ölçekli üretimi yapılmıştır. Sandalyeler gerçek kullanım şartlarını en rasyonel şekilde temsil eden “devirli basamaklı artan yükleme” (cyclic stepped increasing load) metodu kullanılarak test edilmiştir.

Sonuç olarak, eğilme direnci (MOR) deneylerinden elde edilen sonuçlar, teorikte adlandırılan kesit form faktörü (1,18 dikdörtgen=daire ve 1,41 dikdörtgen=köşegen) giriş elemanlı deney örnekleri üzerinde daire formunun dikdörtgen kesit formuna oranla %30 ve köşegen formu ise %45 daha dirençli bulunarak teorik hesaplamalar ile tutarlılık göstermiştir. Yapılan T-tipi köşe birleştirme deneylerinde zıvana kesit formuna bağlı olarak 3 değişik zıvana boyunda farklı sonuçlar elde edilmiştir.

Performans deneyleri sonuçlarına göre, dikdörtgen kesit formu zıvananın kullanıldığı sandalyelerin mukavemeti 1530 N, daire kesit formu zıvanada 1570 N ve köşegen kesit formu zıvanada ise 1690 N direnç belirlenmiştir. Bu bağlamda, servis şartlarında dinamik yüklere maruz kalacak olan sandalyelerin köşegen zıvana formu zıvana ile üretilmesi önerilmektedir.

Son olarak, yapısal analiz programı ile elde edilen toplam moment değerleri ile sandalye performans deneylerinden elde edilen değerlerinin karşılaştırılması yapılmış ve % 92,3 yakınlık derecesinde tutarlı sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Ayrıca, malzemenin emniyet gerilmesi ile yapısal analiz sonuçları karşılaştırıldığında dikdörtgen kesit formu için % 90,6, daire kesit formu için %73,6 ve köşegen kesit formu için %87 yakın değerler bulunmuştur.

**Anahtar Sözcükler:** Sandalye performans testleri, t-tipi mobilya köşe birleştirme, mobilya mukavemet tasarımı

**Bilim Kodu** : 711.3.023

## **ABSTRACT**

**Ph.D. Thesis**

### **ANALYZING THE CROSS SECTIONAL GEOMETRY OF MORTISE AND TENON JOINTS' EFFECTS ON CHAIR STRENGTH**

**Erkan LIKOS**

**Karabük University**

**Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Department of Furniture and Decoration Education**

**Thesis Advisors:**

**Prof. Dr. Ayhan OZCIFCI**

**Prof. Dr. Yusuf Ziya ERDIL**

**December 2013, 100 pages**

This study used structural analysis to investigate the effect of different cross sectional geometries of mortise and tenon joints on chair strength. To determine the effect of cross sectional geometry on chair strength, 3 grain orientations (0°, 90°, and 45°) and 3 types of cross sectional geometry (rectangular, round, diagonal) were used to create 10 test subjects for each pairing of orientation and geometry (i.e. 10 specimens of 0° and rectangular, 10 specimens of 0° and round, etc.) resulting in 90 total specimens prepared for bending stress. Further, 3 grain orientations (0°, 90°, and 45°), 3 types of cross sectional geometry (rectangular, round, diagonal), 3 different tenon lengths (25,4, 38, and 51mm), and tight and loose-type tenon shoulders were used to create 5 test T-type joints for each pairing of orientation, geometry, tenon length, and tight/loose tenon shoulder, resulting in 270 total T-type joints made from Loblolly Pine (*Pinus Teada*). These joints were then used to

evaluate bending moment capacity. Then 3 types of cross sectional geometry in tenon joints (rectangular, round, diagonal) and 2 force loading forms (vertical loading to front legs, and vertical loading to side legs) were used to create 9 test chairs for each pairing of geometry and form, resulting in 54 chairs prepared for static testing. Additionally, 3 types of cross sectional geometry in tenon joints (rectangular, round, diagonal) were used to make 4 chairs for each type, resulting in 12 chairs made of yellow poplar (*Liriodendron tulipifera* L.). These chairs were then tested using cyclic load testing.

In theoretical calculations for modules of rupture (MOR), cross-sectional geometric strength ratios of 1,18 rectangular = 1 round and 1,41 rectangular = 1 diagonal were found. Round cross sectional geometry and diagonal cross sectional geometry were found in experiment to offer, respectively, 30% and 45% more resistance when compared to rectangular cross sectional geometry. For T-type joints, different tenon length produced different strength values.

Cyclic test results demonstrated that the strength of chairs which had mortise and tenon joints varied based on cross sectional geometry. The strength of rectangular geometries were found to be 1530N, round geometries 1570N, and diagonal geometries 1690N. These results suggest that chairs which will be exposed to dynamic load in their service lives should be constructed with diagonal cross-sectional mortise and tenon joints.

Finally, total moment values obtained from a structural analysis program were compared with actual performance test values. The results of the structural analysis were 92.3% consistent with the results of the actual static test. When the experimental value of allowable stress of material was compared to the stress value obtained from the structural analysis program, it was found that the results varied in consistency based on which cross-sectional geometry was chosen.

The values obtained from structural analysis were found to be 90.6% consistent with the allowable stress of material in the case of rectangular mortise and tenon joints, 73.6% consistent with the allowable stress of material in the case of round mortise



and tenon joints, and 87% consistent with the allowable stress of material in the case of diagonal tenon joints.

**Key Words:** Chair performance test, t-type furniture joints, furniture strength design

**Science Code :** 711.3.023

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam ve Tez Danışmanlarım Sayın Prof. Dr. Ayhan ÖZÇİFÇİ ve Prof. Dr. Yusuf Ziya ERDİL'e, kıymetli bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım Tez İzleme Komitesi üyeleri Sayın Prof. Dr. Burhanettin UYSAL ve sayın Prof. Dr. Mustafa YAŞAR' a, tez savunma jüri üyeleri sayın Prof. Dr. Ali Naci TANKUT ve Doç. Dr. Şeref KURT'a değerli görüş ve önerileri ile bilgisayar destekli yapısal analiz uygulamalarında Sayın Doç. Dr. Ali KASAL'a, tez çalışması içerisinde yapılan tüm deneylerde kılavuzluk yapan sayın Prof. Dr. Carl Eckelman ve Assoc. Prof. Dr. Eva HAVIORAVA'ya, çalışma arkadaşlarım Doç. Dr. Fatih YAPICI, Yrd. Doç. Dr. Cemal ÖZCAN ve Yrd. Doç. Dr. Raşit ESEN'e ve Araş. Gör. Murat AYDIN'a, verdiği araştırma bursu ile çalışmaların Amerika Birleşik Devletlerinde yapma fırsatı oluşturan Yüksek Öğretim Kurumuna (YÖK) ve bu çalışmada ev sahipliğinde bulunan Purdue Üniversitesi, Orman ve Doğal Kaynaklar Bölümüne ve desteklerini esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL .....	ii
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	vi
TEŞEKKÜR.....	ix
İÇİNDEKİLER .....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xvi
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
BÖLÜM 2 .....	4
LİTERATÜR ÖZETİ.....	4
BÖLÜM 3 .....	18
GENEL BİLGİLER .....	18
3.1. MOBİLYA MÜHENDİSLİĞİ KAVRAMI .....	18
3.2. BİLGİSAYAR DESTEKLİ YAPISAL ANALİZ YÖNTEMİ .....	21
BÖLÜM 4 .....	26
MALZEME VE YÖNTEM .....	26
4.1. MALZEME .....	26
4.1.1. Ağaç Malzeme.....	26
4.1.1.1. Loblolly Çamı .....	26
4.1.1.2. Lale Ağacı (Yellow Poplar ) .....	26
4.1.2. Tutkal.....	27
4.2. YÖNTEM.....	27

4.2.1. DeneYlerde Kullanılan Ağağ Malzemelerin Bazı Teknik .....	
Özelliklerinin Belirlenmesi .....	27
4.2.1.1. Tam Kuru Yoğunluk .....	27
4.2.1.2. Eğilme Direnci Testleri .....	28
4.3. T-TİPİ BİRLEŞTİRME ELEMANLARININ HAZIRLANMASI VE DENEYLERİNİN YAPILIŞI .....	30
4.4. T- TİPİ MOBİLYA KÖŞE BİRLEŞTİRMELERİN ELASTİKİYETİ .....	33
4.5. DENEY SANDALYELERİNİN HAZIRLANMASI .....	34
4.5.1. Sandalye Statik ve Önden Arkaya Devirli Yükleme Deseni .....	37
4.6. SANDALYE DENEYLERİN YAPILIŞI .....	37
4.6.1. Sandalye Ön ve Yan Çerçeveye Statik Yükleme Testleri .....	37
4.6.2. Sandalye Önden Arkaya Devirli Yükleme DeneYleri .....	39
4.6.2.1. Oturma Çerçeve Sistemine Önden Arkaya Devirli Yükleme Testi .....	41
4.7. BİLGİSAYAR DESTEKLİ ÜÇ BOYUTLU YAPISAL ANALİZ .....	43
4.7.1. Sandalyelerin Yapısal Mühendislik Programı ile Analizi .....	43
4.7.1.1. Genel Ayarlar .....	44
4.7.1.2. Modellemenin Yapılması .....	44
4.7.1.3. Malzemelerin Tanımlanması .....	46
4.7.1.4. Elemanların Tanımlanması ve Niteliklerin Elemanlara Atanması .....	46
4.7.1.5. Çözümlemenin Yapılması .....	50
4.7.1.6. Sonuçların Alınması .....	52
4.8. VERİLERİN DEğERLENDİRİLMESİ .....	53
BÖLÜM 5 .....	54
BULGULAR VE TARTIŞMA .....	54
5.1. DENEY MALZEMELERİNİN BAZI FİZİKSEL VE MEKANİK ÖZELLİKLERİ .....	54
5.1.1. Yoğunluk ve Rutubet .....	54
5.1.2. Eğilme Direnci ve Elastikiyet Modülü .....	54
5.1.2.1. Form Faktörünün Eğilme Direncine Etkisi .....	57
5.2. T- TİPİ MOBİLYA KÖŞE BİRLEŞTİRME DENEYLERİNDE OLUŞAN DEFORMASYONLAR .....	60
5.3. T- TİPİ MOBİLYA KÖŞE BİRLEŞTİRMELERİ .....	65

	<b><u>Sayfa</u></b>
5.3.1. T- Tipi Köşe Birleştirmeler İçin İstatistikî Analizler .....	65
5.3.2. T- Tipi Mobilya Köşe Birleştirmelerde Moment Kapasitesi.....	67
5.3.3. T- Tipi Mobilya Köşe Birleştirmelerin Elastikiyeti .....	70
5.4. STATİK SANDALYE TESTLERİ.....	71
5.4.1. Sandalye Ön ve Yanal Ayaklara Statik Deneylerinde Oluşan Deformasyonlar .....	71
5.4.2. Sandalye Ön ve Yanal Ayaklara Statik Yükleme Testleri .....	74
5.5. SANDALYE ÖNDEN ARKAYA DEVİRLİ YÜKLEME TESTLERİ .....	75
5.5.1. Sandalye Önden Arkaya Devirli Yükleme Testlerinde Oluşan Deformasyonlar.....	75
5.5.2. Sandalye Önden Arkaya Devirli Yükleme Testleri Sonuçları .....	76
5.5.1. Deney Sonuçlarının GSA Deney Yöntemine Göre Değerlendirilmesi .....	78
5.6. YAPISAL ANALİZİ PROGRAMIYLA SONUÇLARIN İRDELENMESİ .	78
5.6.1. Dikdörtgen Kesitli Zıvananın Kullanıldığı Sandalyelerin Analizi.....	79
5.6.2. Daire Kesitli Zıvananın Kullanıldığı Sandalyelerin Analizi .....	84
5.6.3. Köşegen Kesitli Zıvananın Kullanıldığı Sandalyelerin Analizi .....	86
BÖLÜM 6 .....	90
SONUÇ VE ÖNERİLER .....	90
KAYNAKLAR .....	94
ÖZGEÇMİŞ .....	100

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 4.1. Kuvvet yükleme yönü. ....	28
Şekil 4.2. Eğilme direnci deney düzeneği. ....	29
Şekil 4.3. Deney örneklerinin eğilme direnci testi. ....	29
Şekil 4.4. Kesitlerde zıvana formuna göre oluşan alın etkileri. ....	30
Şekil 4.5. T-tipi mobilya köşe birleştirmelerde alın etkisi. ....	30
Şekil 4.6. Riehle universal test cihazı. ....	32
Şekil 4.7. T-tipi köşe birleştirme deney örneklerinin test sistemine yerleştirilmesi. ....	32
Şekil 4.8. T-tipi birleştirmelerde oluşan “ $\Theta$ ” açısı. ....	33
Şekil 4.9. Sandalyenin genel ölçüleri (mm). ....	35
Şekil 4.10. Sandalye elemanlarının numaralandırılması. ....	35
Şekil 4.11. Zıvana kesit formu. ....	36
Şekil 4.12. Zıvana kesit formu ölçüleri. ....	36
Şekil 4.13. Sandalye ön ayaklara statik yükleme. ....	38
Şekil 4.14. Sandalye yanal statik yükleme. ....	38
Şekil 4.15. Devirli basamaklı artan yükleme metodu . ....	40
Şekil 4.16. Önden arkaya yükleme test düzeneği ve yükleme biçimi . ....	42
Şekil 4.17. Birim sisteminin seçimi. ....	44
Şekil 4.18. Yazılımı içerisinde çizim alanının oluşturulması. ....	45
Şekil 4.19. Yapısal mühendislik yazılımı ile modellemenin yapılması. ....	45
Şekil 4.20. Yapısal mühendislik yazılımında malzemelerin tanımlanması. ....	46
Şekil 4.21. Niteliklerin elemanlara atanması. ....	47
Şekil 4.22. Modelin elemanlara bölünmesi. ....	47
Şekil 4.23. Her bir eleman için uç (node) noktalarının belirlenmesi. ....	48
Şekil 4.24. Sandalye elemanlarının render edilmesi. ....	49
Şekil 4.25. Sandalye elemanlarının listelenmesi. ....	49
Şekil 4.26. Mesnet noktalarının belirlenmesi. ....	51
Şekil 4.27. Sandalye sistemine kuvvetin uygulanışı. ....	51
Şekil 4.28. Elemanların uçlarında oluşan I ve J noktaları. ....	52
Şekil 5.1. Masif ağaç malzemelerin eğilme direnci değerlerinin grafiksel olarak gösterimi. ....	55

## Sayfa

Şekil 5.2. Masif ağaç malzemelerin eğilme direnci değerlerinin gösterimi.....	56
Şekil 5.3. Kare kesit elemanı.....	58
Şekil 5.4. Dairesel kesit elemanı. ....	59
Şekil 5.5. Köşegen kesit elemanı. ....	60
Şekil 5.6. Dikdörtgen kesit formlu zıvanalı T-tipi köşe birleştirme deneylerdeki oluşan deformasyonlar a) Kırılma başlangıcı, b) Makaslama yarılmaları, c) Kırılma sonrası, d) zıvanada meydana gelen ezilme ve yarılma.....	62
Şekil 5.7. Daire kesit formlu zıvanalı T-tipi köşe birleştirme deneylerdeki oluşan deformasyonlar a) Kırılma esnası, b) zıvanada meydana gelen makaslama yarılması, c) zıvananın kırılması, d) zıvananın kırılması. ....	63
Şekil 5.8. Köşegen kesit formlu zıvanalı T-tipi köşe birleştirme deneylerdeki oluşan deformasyonlar a) birleştirmede oluşan açılmalar, b) makaslama yarılmaları, c) zıvananın kırılma sonrası, d) zıvananın kırılma sonrası kesit yüzeyi.....	64
Şekil 5.9. T-tipi köşe birleştirmelerdeki eğilme moment kapasitesi.....	68
Şekil 5.10. Semirigid Z katsayısı sonuçlarının kesitlere göre dağılımı.....	70
Şekil 5.11. Sandalye statik deneylerde oluşan deformasyonlar a) yan üst kayıtın kırılması, b) yan üst kayıtın kırılması, c) ön kayıtın kırılması. ....	72
Şekil 5.12. Sandalye statik deneylerde oluşan kesit deformasyonları a) Dikdörtgen kesitte oluşan kırılma, b) daire kesitte oluşan kırılma, c) köşegen kesitte oluşan kırılma.....	73
Şekil 5.13. Sandalye ön ayaklarına statik yüklemelere ilişkin veriler. ....	74
Şekil 5.14. Sandalye performans deneylerinde oluşan deformasyonlar. ....	76
Şekil 5.15. Yapısal analiz programı ile dikdörtgen zıvanalı sandalyelerde oluşan moment dağılımı. ....	81
Şekil 5.16. Dikdörtgen zıvanalı sandalyede oluşan moment diyagramları.....	83
Şekil 5.17. Dikdörtgen kesitli zıvananın yan kayıtlarında oluşan gerilmeler.....	84

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Tablo 4.1. Eğilme direnci örnekleri için deney deseni.....	28
Tablo 4.2. T-tipi mobilya köşe birleştirme deneyleri için deney deseni. ....	31
Tablo 4.3. Sandalye elemanlarının ölçüleri.....	36
Tablo 4.4. Sandalye statik ve önden arkaya devirli yükleme deseni. ....	37
Tablo 5.1. Ağaç malzemelerin eğilme direnci değerleri (N/mm <sup>2</sup> ).....	55
Tablo 5.2. Kesit geometrisi formu ve kuvvet uygulama yönünün eğilme direncine etkilerine ilişkin çoklu varyans analizi verileri. ....	56
Tablo 5.3. Kesit geometrisi formu, alın etkisi, zıvana boyu ve kuvvet uygulama yönünün eğilme moment direncine etkilerine ilişkin çoklu varyans analizi. ....	65
Tablo 5.4. T- tipi köşe birleştirmeler için Duncan testi sonuçları.....	66
Tablo 5.5. Alınlı ve alınsız T-tipi mobilya köşe birleştirme deneyleri moment kapasitesi değerleri. ....	67
Tablo 5.6. T- tipi mobilya köşe birleştirmelerde elde edilen semirigid z katsayısı .	70
Tablo 5.7. Sandalye ön ve yanal ayaklara düşey yönde statik yükleme değerleri. ...	74
Tablo 5.8. Sandalye devirli basamaklı artan yükleme deneyleri sonucunda elde edilen kuvvet taşıma değerleri.....	77
Tablo 5.9. Sandalyelerin GSA deney yöntemine göre değerlendirilmesi. ....	78
Tablo 5.10. Dikdörtgen zıvanalı sandalye elemanlarındaki aksenal kuvvetler, makaslama ve eğilme dirençleri. ....	80
Tablo 5.11. Dikdörtgen zıvanalı sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler.....	83
Tablo 5.12. Daire zıvanalı sandalye elemanlarındaki aksenal kuvvetler, makaslama ve eğilme dirençleri. ....	85
Tablo 5.13. Daire kesitli zıvananın kullanıldığı sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler.....	86
Tablo 5.14. Köşegen zıvanalı sandalye elemanlarındaki aksenal kuvvetler, makaslama ve eğilme dirençleri. ....	87
Tablo 5.15. Köşegen kesitli zıvananın kullanıldığı sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler.....	88
Tablo 5.16. Yapısal analiz sonuçları ile eğilme emniyet gerilmelerinin karşılaştırılması. ....	89



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER VE KISALTMALAR

ASTM	: Test ve materyaller için Amerikan kurumu
SEY	: Sonlu elemanlar yöntemi
ALA	: Amerikan kütüphane birliği (American Library Association)
MOR	: Eğilme direnci
MOE	: Elastikiyet modülü
PVAc	: Polivinil asetat
Z	: Birleştirmelerin yarı rijit dönme katsayısı
MTS	: Malzeme test sistemi
SI	: Uluslararası standart ölçü birimi
St.sp.	: Standart sapma

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Türkiye mobilya sektörü genel konumuyla iç piyasaya dönük olan çoğunluğu geleneksel yöntemlerle çalışan küçük işletmeler ağırlıktayken 1990'li yıllardan itibaren pazara giren orta ve büyük ölçekli firmalar ile fabrikasyon üretimi kullanılmaya ve yaygınlaştırılmaya başlamış ve dış pazara da hitap eder konuma gelmiştir. Hem iç pazara hem de dış pazara yönelen mobilya sektöründe panel mobilya, kanepeler-oturma grubu, sandalye, ofis mobilyası, bahçe ve mutfak mobilyası sektöründe üretimi yapılan başlıca ürün grupları olarak ön plana çıkmaktadır (Anonim, 2013 ve Anonim, 2011).

Ev ve ofis mobilyalarının toplam mobilya üretimindeki payının %85'ini oluşturmaktadır. Son yıllarda artan kentleşme, nüfus artışı, yükselen hayat standardı ile mobilyaya olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Türkiye mobilya sektör raporlarında belirtildiği gibi sandalye mobilya endüstrisinde önemli bir yeri bulunmaktadır (Anonim, 2013/1).

Bu bağlamda sandalye tasarımları, kendisine yüklenen işlevsel amaçları yerine getirmesinin yanında kullanıcıların estetik isteklerini de tatmin edebilmelidir. Bununla birlikte, sandalyenin yapısal (mühendislik) tasarımı da önemli olup, kullanıcılara güvenilir bir hizmet verecek şekilde tasarlanmalıdır (Erdil, 1998).

Türkiye mobilya sektöründe sandalye üreticilerin çoğu, zıvana birleştirmeleri kullanmaktadır. Fakat bu birleştirmeler genellikle dikdörtgen zıvana formundadır. Bununla birlikte, yeterli mukavemet özellikleri (Eckelman 1988a, 1988b, Eckelman et al. 1999, 2000, 2001, 2003; Haviarova et al. 2001a, 2001b, Erdil et al 2005) bulunduğu yapılan araştırmalarla ispatlanan daire zıvanalı sandalyeler çok fazla kullanılmamaktadır. Aslında bu birleştirmeler düz zıvana birleştirmeler gibi hem seri

üretim hem de geleneksel üretim için elverişlidir. Bu anlamda alternatif zıvana birleştirme formlarının denenmesi de gerekmektedir (Likos vd., 2012). Ayrıca, köşegen kesit zıvanalı sandalyeler hakkında herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Önceki çalışmalarda form faktörünün eğilme direncine etkisi bireysel test elemanlarında denenmiş fakat bir sandalye üzerinde denenmemiştir. Hem teorik mühendislik hesaplamalarına göre hem de Wolfe et al. (2001) ve Erdil (2002) kiriş elemanlar üzerinde yaptıkları çalışmalar ve matematiksel hesaplamalarda, daire kesit geometrisinin kare kesit geometrisine oranla eğilme direncinin %18 daha fazla olduğunu tespit etmiştir. Ayrıca, köşegen kesit geometrisinin kare kesit geometrisine oranla eğilme direncinin %41 fazla olduğunu belirtilmiştir.

Yukarıda belirtilen hususlar nedeniyle bu çalışmada hedeflenen temel amaçlar, ilk olarak kiriş elemanlar üzerinde bu form faktörünün loblolly ağacında tutarlılığı, ikinci aşama olarak bu form faktörünün sandalye oluşturan birleştirmeler (T-tipi) üzerinde araştırılarak tutarlılıkları belirlenmiştir. Üçüncü aşama olarak geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit zıvanalı sandalyeler ile birlikte daire ve köşegen kesit zıvanalı 1/1 ölçekli sandalyelerin ön ve yan ayaklara statik yükleme testleri ve sandalye önden arkaya devirli yükleme testlerine tabi tutturularak sandalyelerin mukavemet ve dayanıklılıkları hakkında karşılaştırılması yapılarak form faktörünün sandalye üzerindeki tutarlılığı incelenmiştir. Son aşama olarak, statik testleri yapılan sandalyeler yapısal mühendislik yazılımı ile sandalye çerçeve sistemine gerçek statik deney şartları simüle edilerek sistemin her elemanında oluşan, moment değerleri ve gerilmeler elde edilerek, bu değerler sandalyenin yapılmış olduğu ağaç malzemesinin direnç değerleriyle kıyaslanmıştır. Böylelikle, bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizlerin sandalye genel mukavemeti açısından makul tahmini değerler sağlayıp sağlamadığı bu çalışma ile ortaya konulmuştur.

Bu kapsamda, 3 farklı kuvvet yüzeyi, 3 farklı zıvana kesit formu ve 10 yineleme olmak üzere toplam 90 adet kiriş elemanlı eğilme direnci deney örneği hazırlanmıştır.

T-tipi köşe birleştirmeleri için, 3 farklı kesit geometrisi, 3 farklı zıvana boyu uzunluğu, 3 farklı kuvvet yönü Ayrıca, alınlı ve alınsız birleştirme ve 5 yineleme olmak üzere toplamda 270 adet numune T-tipi mobilya köşe birleştirmelerinin moment kapasitesinin belirlenmesi için hazırlanmıştır.

Sandalye testleri için ise ön ve yan çerçeveye dikey yükleme, 3 farklı zıvana formu ve 9 yineleme olarak toplam 54 deney sandalyesi hazırlanmıştır. Ayrıca, önden arkaya devirli yükleme deneleri için 3 farklı zıvana kesit formu ve 4 yineleme olmak üzere toplam 12 adet deney sandalyesi 1/1 ölçekli sandalye iskeletinin geleneksel yöntemler ile hazırlanmıştır.

## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR ÖZETİ

Mühendisler ve fizikçiler yüzyıllar boyunca çeşitli yüklere maruz kalan katı cisimlerde oluşan gerilmeler sebebiyle ortaya çıkan deformasyon ve yer değiştirmelerin, kesitlerde oluşan değişmelerin, yük altındaki eleman ve birleştirmelerin güvenle görev yapıp yapmayacağını, meydana gelen yer değiştirme ve deformasyonların kabul edilebilirliğini analitik yöntemlerle çözülmeye çalışılmıştır (Kasal, 2004).

Cross (2000), mobilya sektöründe üretilen ürünler çeşit açısından farklılıklar gösterse de, bu ürünlerin üretimi ve kullanıcıların tatmin edilmesi için uygulanacak kurallar benzerlik gösterdiğini belirtmiştir. Buna göre; bir otomobil üretiminde amaçlanan, kullanıcıların en büyük düzeyde güvenliğinin sağlanması gibi bir sandalye üretiminde de kullanıcının tatmin edilmesi ve güvenli bir kullanım sağlanması zorunluluğundan bahsetmiştir.

Mobilya ürün mühendisliği, geniş kapsamlı mobilya tasarım sürecinin doğal ve gerekli bir parçası haline gelmektedir. Özellikle sandalye üretiminde köşe bağlantı noktalarındaki direnç özelliklerinin bilinmesi gerekir (Erdil, 1998).

Kasal vd. (2013), yaptıkları çalışmada odun türü, tutkal türü, zıvana genişliği ve boyunun köşeleri yuvarlatılmış zıvanalı T-tipi köşe birleştirmelerin eğilme moment direncine etkisini inceleyerek ortalama eğilme moment direnci formülü geliştirmişlerdir.

Performans testlerini de kapsayan mobilya mühendislik tasarımı metodolojisi, büyük ölçekli firmalar da dâhil olmak üzere Türkiye’de sistematik bir biçimde uygulanmamaktadır. Fonksiyonelliğin, sağlamlığın ve estetik hususların ideal

arakesitinde kaliteli ve sağlam mobilya tasarımı ve üretimi için, mobilya ürün mühendisliği metodolojisinin uygulanması zorunluluktur (Efe, 1995).

Mobilya mühendisliği konusu, günümüzde tam olgunlaşmamıştır. Mobilya tasarımcıları yapısal tasarımı gerçekleştirirken mühendislik işlemlerini metodolojik olarak uygulamamakta, kendi kararlarına ve tecrübelerine güvenmektedirler. Ayrıca, bu konuda geniş kapsamlı bir sayısal veri tabanı hala oluşturulamamıştır. Bir başka önemli faktör de, mobilya olgusunun mühendislik yönünün olması ile birlikte, sanatsal bir boyutunun da olduğu unutulmamalıdır. Mobilya sanat ve bilimin arakesitinde bir endüstriyel ürün olarak nitelendirilmektedir. Bununla birlikte, özellikle çerçeve (iskelet) konstrüksiyonlu mobilyaların yapısal analizi ile ilgili büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Çözülme bekleyen en büyük problem kullanım yüklerinin belirlenmesi ve birleştirme konstrüksiyonları için kabul edilebilir tasarım yükü değerlerinin tespit edilmesidir. Bu problemleri çözmek amacıyla geniş kapsamlı çalışmalar yapılmaktadır ve buna bağlı olarak sürekli yeni çözümler ortaya çıkmaktadır (Efe vd., 2009).

Efe vd. (2009), bir mobilyada meydana gelebilecek deformasyonların, çok istisnai diğer nedenler ve koşullar dışında, sistemin elemanlarından ziyade birleştirmelerinde meydana geleceğini ifade etmiştir. Bu konularda bugüne kadar yapılan çalışmalar incelendiğinde, sistemin elemanlarının mekanik direnç özellikleri ile ilgili yapılan çalışmaların, sistemin düğüm noktalarının (birleştirmelerin) mukavemeti ile ilgili yapılardan daha fazla olduğu görülmektedir. Ancak, şunu da belirtmek gerekir ki, birleştirmelerin mukavemeti ile ilgili yapılan çalışmaların sayısı da giderek artmakta ve özellikle sayısal bir veri tabanı oluşturma açısından bu durum önem arz etmektedir.

Örs (2001), fiziksel özellikler malzemelerin kendi içyapıları ile ilgili özelliklerdir. Ağaç malzemelerin fiziksel özellikleri; odun-su ilişkileri, ağırlık-hacim ilişkileri, termik, elektriksel ve akustik özelliklerini kapsar. Malzemelerin yoğunlukları ve rutubet oranları gibi fiziksel özellikleri, mobilya mukavemet tasarımında oldukça önemlidir. Mekanik özellikler ise ağaç malzemenin dışarıdan yapılan yüklemeler ile biçimini değiştirmeye zorlayan kuvvetlere karşı koyma gücüdür. Malzemenin dış

kuvvetlerin bu etkilerine karşı koyması, tesir eden kuvvetin veya yapılan yüklemenin büyüklüğüne, yönüne ve zaman ölçüsüne bağlıdır. Diğer taraftan, malzemenin yüklenen yüzeyinin şekli, büyüklüğü, numune veya malzemenin gerilme şekli de karşı koymayı etkilemektedir. Anizotrop olan ve özellikleri çeşitli doğrultularda farklı bulunan ağaç malzemede kuvvetlerin etkisi büyük ölçüde, ağaç türüne, özgül ağırlığa, anatomik yapıya, coğrafi konumuna, yetiştirme muhiti şartlarına, rutubet miktarına, ısı derecesine, kimyasal bileşimine, çürük ve sağlam oluşuna, kusurlarının bulunup bulunmamasına, kuvvetin tesir yönü ile lif doğrultusu arasındaki açığa bağlı bulunmaktadır.

Eckelman (1991), Mobilya mühendisliğinde son adım birleştirme noktalarının tasarlanmasıdır. Bu aşamada, her bir birleştirmenin, kullanımı sırasında maruz kalabileceği yükün şiddeti ve tipinin doğru bir şekilde belirlenmelidir. Buna göre analizler yapılarak gerekli optimizasyonlar gerçekleştirilir. Genel anlamda yapısal bir sistemin en kritik noktaları her zaman birleştirmeler olarak bildirilmektedir. Bu bağlamda, mobilya birleştirmeleri her zaman bir mobilyanın en zayıf yerleridir.

Çağatay vd. (2012), yaptıkları çalışmada, farklı ağaç malzeme ve birleştirme yöntemleri uygulanarak hazırlanmış T-tipi mobilya birleştirmelerinin moment taşıma kapasiteleri ve elastikiyetleri karşılaştırmıştır. Lamba zıvanalı ve kavelalı birleştirmelerde yapıştırıcı olarak polivinilasetat (PVAc) ve poliüretan (Pu) tutkalları kullanılmıştır. Toplamda 350 deney örneği hazırlanarak statik yük altında denenmiştir. En yüksek moment taşıma kapasitesi dikkate alındığında en yüksek değerler lamba-zıvanalı birleştirmede (260,17 N.m, 1.156,33 N.m/rad) en düşük değerler minifiksli birleştirmede (82,26 Nm, 365,61 N.m/rad) elde edilmiştir.

Eckelman et al. (2004), farklı çapta ve türde kullanılmış pimli ve pimsiz zıvana birleştirmelerin çekme kapasitelerinin belirlenmesi için yaptıkları çalışmada; ahşap pimli zıvana birleştirmeler tutkallı zıvana birleştirmelere oranla 1/3 oranında daha başarılı sonuçlar verirken çelik pimli zıvana birleştirmeler tutkallı zıvana birleştirmelere oranla 1/2 oranında daha başarılı sonuçlar vermiştir.

Richard and Miller (2004), yaptıkları çalışmada çekme yüküne maruz kalmış pimli zıvanalı birleştirmelerin tasarım yöntemlerini incelemiştir. Geliştirilen tasarım yöntemi kabul edilebilir makaslama gerilmesi ve özgül ağırlık arasındaki korelasyon üzerine kurulmuştur. Lale ağacının kullanıldığı pimli zıvanalı birleştirme deney örneklerinde düşük makaslama direnci elde edilmiştir. Liflere dik yönde çekmedeki düşük mukavemet zıvananın yarılmışından kaynaklanmaktadır. Tek pim kullanılması durumunda zıvananın genişliğinin birleştirmelerde pimden kaynaklanan eğilme kusurlarını düşürmektedir. Ayrıca, zıvana birleştirmelere uygulanan dik yüklemelerde erkek zıvana üzerinde makaslama gerilmesi oluşmakta ve yük zıvananın yüklemesi nedeniyle dişi zıvananın alt kısmına doğru yayılmaktadır. Pimsiz zıvana birleştirmeler aynı yükün uygulandığı pimli zıvana birleştirmelerden daha sağlam ve rijit bulunmuştur.

Eckelman et al. (2005), daire kesit formuna sahip çerçeve köşe birleştirmelerdeki çekme, makaslama ve eğilme moment direnci üzerine yaptıkları çalışmada Richard and Miller (2004) bulgularının paralelinde sonuçlar elde ederek zıvanaya çapraz olarak yerleştirilen pimin eğilme moment direncini büyük oranda düşürdüğünü ifade etmiştir.

Eckelman et al. (2004), daire kesit formuna sahip zıvana birleştirmeye ters yönde yerleştirilmiş pimin eğilme moment direncine etkisini incelemiştir. Çalışma sonucuna göre, çapraz pimin elemanın eğilme moment direncini kırmızı meşe ağaç türünde %33, lale ağaç türünde ise %38 azalttığı bulunmuştur. Ayrıca, birleştirmedeki alın etkisi eğilme moment direncini büyük oranda etkilemiştir.

Tutkal türü, katman kalınlığı ve rutubet miktarının birleştirme üzerine etkisini araştırılmıştır. Kullanılan tutkal türünün %8, %12 ve %15 rutubet oranlarındaki ağaç malzemenin kullanıldığı birleştirmelere etkisinin olmadığı bulunmuştur (Tankut, 2007).

Tankut ve Tankut (2005), yılında yaptıkları çalışmada nominal olarak aynı şartlarda ve biçimlerde yuvarlatılmış lamba-zıvana, dikdörtgen lamba-zıvana, dikdörtgen zıvanalı/yuvarlatılmış lambalı birleştirmelerin direnç değerleri araştırılmıştır.



Sonuçlar dikdörtgen zıvanalı birleştirmelerin hem yuvarlatılmış zıvanalı hemde dikdörtgen zıvanalı/yuvarlatılmış lambalı birleştirmelerden yaklaşık %15 daha dirençli olduğunu göstermiştir. Ayrıca birleştirme geometrisi birleştirmelerin direnci üzerinde önemli derecede etkili çıkmıştır. Zıvana genişliği ve uzunluğu arttıkça birleştirmelerin dayanımı paralel olarak artmıştır.

Erdil vd. (2005), dikdörtgen zıvanalı mobilya birleştirmelerin eğilme moment kapasitesini belirlemek için yaptıkları çalışmada, odun türü, tutkal türü, kayıt genişliği, zıvana genişliği ve boyunun T-tipi mobilya köşe birleştirmelerindeki eğilme direncine ve birleştirme esnekliğine etkisi incelenmiştir. 19 grup zıvana birleştirme örnekleri eğilme direncine tabi tutulmuştur. Deney sonucunda zıvana boyu ve genişliğinin artmasıyla zıvana birleştirme daha rijit sonuçlar vermiştir. Zıvana genişliği zıvana boyuna oranla birleştirmenin esnekliğine etkisi çok daha fazladır. Ayrıca, Birleştirmelerdeki alın etkisi rijitliği artırmada fayda sağladığını belirtmiştir.

Eckelman vd. (2006), alın etkisinin daire zıvanalı mobilya birleştirmelerindeki eğilme moment kapasitesine etkisinin analizini yapmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki, birleştirmenin mukavemetini oldukça artırmıştır. Ayrıca, alın etkisinin daire zıvanalı bulmuştur. Ayrıca, alın etkisinin daire zıvanalı mobilya birleştirmelerindeki eğilme moment kapasitesine etkisini belirlemek için  $F_s = 0.934x \frac{2w}{D^{1.66}} x F_{ns}$  formülünü belirlemişlerdir.

Burada;

$F_s$ = Alınlı birleştirmenin eğilme moment direnci (N.m)

$F_{ns}$ = Alınsız birleştirmenin eğilme moment direnci (N.m)

w = Zıvana eksenine ile yan kayıt alt kısmı arasındaki mesafe (mm)

D = Zıvananın çapı (mm)

Erdil vd. (2005), yaptıkları çalışmada sandalyelerin mukavemetini etkileyen en önemli noktalardan birisinin sandalyenin üretimindeki kullanılan birleştirme çeşidi olduğunu söylemişlerdir. Bunu kanıtlamak için yapılan bu çalışmada, odun türü,

yapıştırıcı tipi, zıvana derinliği ve zıvana uzunluğunun T-tipi zıvanalı birleştirmelerin eğilme direncine ve esnekliğine etkilerini incelemiştir. Araştırma sonucunda, zıvanalı birleştirmelerin zıvana boyu ve derinliği arttıkça daha dayanıklı oldukları görülmüştür. Ayrıca zıvana derinliğinin zıvana boyuna oranla birleştirmenin esnekliği üzerinde daha etkili olduğu belirlenmiştir.

Erdil (2002), Mühendislik açısından tasarımı tamamlayan hususlardan birisi performans testleridir. Performans testleri ile mobilyaların kullanımı sırasında karşılaşılabilecek problemleri önceden belirlemek ve mobilya henüz kullanıma girmeden ve üretilmeden önce değişiklikleri ve geliştirmeleri yapmak amacıyla tasarımcıya geri besleme sağlamaktadır. Diğer bir deyişle, performans deneyleri, mobilya kullanıma sunulmadan önce mobilya mühendislik sürecinde son aşamadır. Performans deneyleri, ürünün tasarlandığı fonksiyonları yerine getirip getirmediğini anlamak için kullanılan hızlandırılmış kullanım deneyleri olarak tanımlanabilir.

Eckelman and Erdil (1999), devirli basamaklı yük yöntemini (cyclic stepped increasing load method) tanıtır, bu yöntem kullanılarak geliştirilen bir dizi sandalye performans deneylerini ve sonucunda uygulama koşullarını göstermesi amacıyla; hafif, orta ve ağır kullanımları gösteren kabul edilebilir yük değerlerini belirtmişlerdir.

Performans testleri bir üründe olması istenen fonksiyonlarını yerine getirilip getirilmediğini öngören hızlandırılmış testler olarak adlandırılır. Bu testler performans göstergesi olarak mobilya üretiminde ve geliştirilmesinde ortaya çıkabilecek zararların çoğunu elimine eden çok güçlü analitik araçlardır. (Eckelman 1988a ve Eckelman 1988b).

Diler (2013), yaptığı doktora çalışmasında Türkiye Mobilya Sektöründe üretilen sandalyelerin performanslarının belirlenmesi ve sandalyelerin performanslarına göre sınıflandırılabilmesi için gerekli sayısal veri tabanı oluşturmaya çalışmıştır. Bu amaçla, Türkiye mobilya sektörünün kümelendiği bazı şehirlerden tesadüfî örnekleme yöntemi ile değişik model sandalyeleri temin ederek sandalyeleri ALA (American Library Association) standardı esaslara uygun olarak devirli basamaklı

artan yükleme yöntemiyle, önden arkaya, arkadan öne ve yanıl yönde olmak üzere performans testlerine tabi tutmuştur. Deney sonuçlarında, sandalye modelleri arasında mukavemet açısından büyük farklılıklar olduğu belirtmiştir. Bu bağlamda, Türkiye’de aynı fonksiyona hizmet etmek adına üretilmiş sandalyelerin gösterdikleri mukavemet özellikleri bakımından ne kadar büyük bir varyasyona sahip olduğu, firmalar ve modeller arasında büyük bir istikrarsızlık olduğu açıkça ortaya çıkmıştır.

Erdil ve Kasal (2013), farklı zıvana boyu ve yükleme türlerinin sandalye mukavemetine etkisini inceleyerek elde ettikleri sonuçları sonlu elemanlar yöntemi verileriyle karşılaştırmışlardır. Yaptıkları bu çalışmada, devirli basamaklı artan yükleme ve statik yükleme arasındaki bağlantıyı belirlemek için sandalyeler statik ve devirli basamaklı artan yükleme testleri yapılmıştır. Ayrıca, bireysel birleştirme mukavemeti ile bütün sandalye arasındaki ilişkiyi de incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, zıvana birleştirmeler için optimum zıvana boyutu belirlenmiştir. Aynı zamanda, sonlu elemanlar olarak adlandırılan üç boyutlu yapısal analizler sandalyenin mukavemeti üzerine doğru sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Kuşkun (2013), yaptığı yüksek lisans tezinde, ahşap sandalyelerin ürün mühendisliği yöntemleriyle tasarım ve analizi ve bu sandalyelerin performans testlerinin yapılması ve son olarak da testlerden elde edilen verilerin bilgisayar destekli analiz verileriyle karşılaştırılmasını yapmıştır. Deney sandalyeleri, “devirli basamaklı artan yük metodu”(cyclic stepped increasing load method) ve “statik yükleme” ile önden arkaya zorlama testine tabi tutulmuş olup, devirli yükler ile statik yükler arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Deney sonuçlarına göre, birleştirmelerinin elastikiyetinde zıvana genişliğinin, moment taşıma kapasitesinde ise zıvana uzunluğunun etkili olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca, sandalye performans testlerinde devirli basamaklı artan yükleme mukavemetinin, statik yükleme mukavemeti değerlerinin % 56’ si olarak alınmasının uygun olacağına ilişkin bir öneri geliştirmiştir.

T-tipi zıvanalı birleştirme deneylerini takiben yapılan bir çalışmada Eckelman and Erdil (2001) çeşitli tip ve ölçülerdeki ahşap okul sandalye ve sıralarının geleneksel yapı tasarım yöntemleriyle tasarım ve analizini, bu ürünlerin mukavemetlerinin özel olarak seçilmiş performans deneyi donanımı ve yöntemleriyle denemişlerdir. Sonuç

olarak; optimum tasarım ve ölçüleri elde etmiş, deney yönteminin ve donanımının uygun olduğunu bildirmiş, ayrıca sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan yapı analizlerinin, mobilyanın genel mukavemeti bakımından uygun değerler sağladığını belirtmişlerdir.

Eckelman et al. (2003), daire zıvana birleştirme konstrüksiyonları minimum kalite kontrol gereksinimleriyle sağlam, sıkı ve dayanıklı birleştirmeler sağladığını duyurmuşlardır. Bu bağlamda, hassas ölçümlü doğru birleştirmeler geleneksel aletler kullanılarak çok kolaylıkla yapılabilirler.

Yapılan benzer bir çalışmada, Haviarova et al. (2001a, 2001b), masif ağaç malzemeden yapılmış daire zıvanalı geleneksel sitil ve geçme birleştirmenin kullanıldığı dikdörtgen zıvanalı masa çerçevelerinin mukavemetini ve dayanıklılığını araştırmışlardır. İç direnç kuvvetlerin ara kayıtlara düzenli olarak yayılması sonucu ve daire kesit formlu zıvana birleştirmelerin mukavemetinden dolayı yüksek mukavemetli çerçeve sistemleri oluşturmakta olduğunu ifade etmişlerdir.

Literatürdeki diğer bir çalışmada ise, Eckelman ve Haviarova (2006), tutkalsız ve pimli daire zıvanalı olarak üretilmiş okul sandalyesiyle tutkallı fakat pimsiz okul sandalyesinin performans deneyleri ile karşılaştırmasını yapmışlardır. Deney sonuçları göstermektedir ki, pimli daire zıvanalı sandalyenin mukavemeti tutkallı birleştirilen sandalyenin mukavemetine yakın sonuçlar vermektedir. Bu sonuçlar ışığında, sadece basit ekipmanlarla hazırlanarak tutkallanmış daire zıvanalı okul sandalyesi hem güçlü hem de dayanıklı olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca, başlangıç performans testleri göstermektedir ki, iyi bir tasarımla daire zıvanalı sandalyeler aşırı kullanım şartlarına uygun olarak dinamik kuvvetlere karşı dayanıklı ve dirençli olabilmektedir.

Altınok (1995), kayın ve çam odunundan hazırladığı sandalyelerin, alt ara kayıt yeri için optimizasyon yaparak, kritik oturma pozisyonunda denemiş ve gerekli davranış ölçümlerini yapmıştır. Sonuç olarak, çerçeve düğüm noktalarının (zıvanaların) yüksekliği ve tutkallı bağlantı sağlamlığının birinci derece, çerçeve elemanlarının ve

çerçeve uzantısı ayak alt ve üst kısımlarının kesit boyutlarının ikinci derece önemli olduğunu belirlemiştir.

Teknolojinin hızlı geliştiği günümüzde, bilgisayar teknolojilerinin kullanımı yaygınlaşmış, modern mobilya tasarım sürecinin birçok basamağında bu teknolojilerin kullanımı mümkün olmaktadır (Efe vd., 2009).

Mühendislik işlemleri yapılırken kullanılan teknik imkânlar da büyük önem taşımaktadır. Günümüzde mobilya sistemlerinin mühendislik tasarımı, katı modelleme ve yapısal analiz programları kullanarak yapılabilmektedir. Sistemin tüm elemanları bilgisayar ortamında parametrik olarak modellenen ve gerekli değişiklikler katı modellemenin sağladığı avantajlar sayesinde kolayca yapılarak optimizasyonlar sağlanabilmektedir. Ayrıca, mobilya sisteminin tüm mukavemet hesapları da bilgisayar destekli analiz programları tarafından yapılabilmektedir (Efe vd., 2003).

Mihailecsu (2001) sonlu elemanlar yöntemiyle kullanılan her iki kare ve daire zıvanalı birleştirmelerden elde edilen dönme ve gerilmeleri karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonuçları olarak kayda değer önemli bir farklılıklar bulunmamıştır.

Smardzewski (1998), mobilya tasarımının ilkelerini verimli bir duruma getirmek ve malzeme kullanımını en aza indirirken elemanların ve birleştirme noktalarının mukavemetini en üst düzeye çıkararak yapıları ulaşmayı amaçlamıştır. Bu maksatla bir sandalye yan çerçevesi analiz etmiş ve geliştirilen programın doğru ve hızlı bir şekilde ahşap mobilyaların rijitliğini ve mukavemetini analiz edebildiğini kanıtlamıştır.

Bilgisayar destekli tasarım (CAD) ve üretim (CAM), mobilya üretimi ve tasarımında kullanılmakta ve ürün kalitesine büyük katkılar sağlamaktadır. Ayrıca, bilgisayar destekli yapı analizlerinin mobilyaya uyarlanması ile ilgili örnekler de mevcuttur (Haviarova vd., 2001a, Haviarova vd., 2001b.). Bu uygulamalarda amaç, mobilyanın üretimine geçmeden önce sanal ortamda yapı analizi teknikleriyle mukavemet bakımından optimum düzeye getirilmesidir.

Gustafsson (1995), mobilya elemanlarının yapısal tasarımının, hemen hemen hiçbir zaman matematiksel teorilerin konusu olmadığını, bunun yerine eleman ölçülerinin belirlenmesinde geçmiş tecrübelerin ve estetik faktörlerin etkili olduğunu belirtip, bilgisayar kullanımının yaygınlaşması ve teknolojinin gelişmesiyle, modern sonlu elemanlar programlarının tasarım sürecinin birçok basamağında kullanımının mümkün olduğunu vurgulamıştır. Bu amaçla, bir sandalyenin yapısal analizini sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yapmış, sonuçta kullanılan eleman ölçülerinin biraz daha düşürülmesi durumunda dahi sandalyenin aynı mukavemeti gösterebileceğini belirlemiştir.

Gustafsson (1996), sandalye ve diğer mobilyalar yapısal mekanizmalar ve modern bilgisayarlar yardımıyla çok nadiren tasarlanırlar. Tasarımcı CAD programı kullansa bile tasarlanan ürünün yapısal optimizasyonunu Sonlu Elemanlar Yöntemini (SEY) kullanmamaktadırlar. Mobilyaların bir çoğu ahşap ve ahşap kompozitlerden üretilmektedir. Genellikle, yapısal mekanizmalar çatı konstrüksiyonundaki ahşap elemanları tasarlamak için kullanılırlar. Çökme neticesinden dolayı, kabul edilebilir tasarım gerilmeleri, ölçülen kırılma mukavemetinin yaklaşık 1/3 ü oranı gibi çok düşük olmalıdır. Daha küçük ağaç detayları sandalyelerde kırılma ile sonuçlanacak sakatlıklara mahal vermemesi için çok dikkatli seçilmelidir. Ayrıca, küçük ahşap yapıların nasıl tasarlanacağı hakkındaki bilgilerin çoğu savaş öncesi uçak endüstrisinden kalmıştır. Ahşap malzemedeki çekme ve basma mukavemet özellikleri arasındaki farklılık SEY programının kullanılmasını zararsız kılmaktadır.

Erdil (2002), çeşitli tip ve ölçülerdeki ahşap okul sandalye ve sıralarının geleneksel yapı tasarım yöntemleriyle tasarım ve analizini, bu ürünlerin mukavemetlerinin özel olarak seçilmiş performans deneyi donanımı ve yöntemleriyle denemiştir. Sonuç olarak; optimum tasarım ve ölçüleri elde etmiş, deney yönteminin ve donanımının uygun olduğunu bildirmiş, ayrıca sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan yapı analizlerinin, mobilyanın genel mukavemeti bakımından uygun değerler sağladığını belirtmiştir.

Bu bağlamda yapılan çalışmaların birinde, Smardzewski ve Papuga (2004), iskelet tipi mobilyaların mukavemeti ve sertliği öncelikle kullanılan faktörlere ve malzeme

teknolojisine bağlı olduğunu belirterek bunların her biri verilen mobilya parçasının dayanıklılığı ve güvenliğine etki etmektedir. Bu faktörler ürünün üretim maliyetini ve pazar değerini belirlemektedir. Bu gibi analizlerin temel amacı, güçlü ve sağlam mobilya parçalarının tasarımını ortaya koymak ve tüm estetik ve yararlı gereksinimleri karşılamaktır. Ayrıca, ana problem konstrüksüyon arakesitlerinin mukavemet değerlerinin ve her bir birleştirmedeki gerilmelerin dağılımının belirlenmesi olarak tanımlamışlardır.

Ayrıca, Smardzewski (2002) yaptığı diğer bir çalışmada, ağacın tutkallanması mobilya birleştirmelerinde veya ahşap yapılarda en etkili yöntem olduğunu belirtmiştir. Tutkal hazırlama işleminde oluşan teknolojik hatalar yapıştırıcı/ağaç birleştirmelerin mukavemetini etkilemektedir. Geliştirilmiş sayısal modellerin kullanımı göstermiştir ki çapraz ve açılı ağaç birleştirmelerinin bağdaki makaslama gerilmelerinin birleştirmelerin köşesinde maksimum düzeye ulaşmaktadır. Çapraz birleştirmelerin dönme merkezi açılı birleştirmelerde bağın tam merkezinde oluşmaktadır.

Smardzewski (1998), mobilya tasarımının ilkelerini verimli bir duruma getirmek ve malzeme kullanımını en aza indirirken elemanların ve birleştirme noktalarının mukavemetini en üst düzeye çıkaran yapılara ulaşmayı amaçlamıştır. Bu maksatla bir sandalye yan çerçevesi analiz etmiş, geliştirilen bu programın doğru ve hızlı bir şekilde ahşap mobilyaların rijitliğini ve mukavemetini analiz edebildiğini kanıtlamıştır. Ayrıca, geliştirilmiş modellerde yalnızca birleştirmeler için düğümsel mukavemet özelliklerini incelemişlerdir.

İskelet mobilyaların yapımında yaygın olarak kullanılan zıvanalı birleştirmelerin eğilme direncini incelemek amacıyla matematiksel bir yöntem geliştirmiş ve tutkallı zıvanalı birleştirmelerin mukavemetini etkileyen etmenleri belirlemeye çalışmıştır. Analizler Poznan Agricultural University’de geliştirilmiş olan “Mobilya Tasarım Yönetimi” adlı bilgisayar programında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; zıvanalı tutkallı birleştirmelerin eğilme direnci üzerinde kullanılan tutkalın kayma direnci ve birleştirmelerin yapıldığı ahşap türünün basınç direnci etkili bulunmuş, zıvanalı birleştirmenin sıkı bir şekilde yerleştirilmesiyle, tutkal yüzeyinde

gerilmelerin azaldığı ve bu yüzden mukavemetin arttığı bildirilmiştir (Smardzewski, 2002).

Yörür (2012), yaptığı çalışmada ahşap köşe birleştirmelerin direnç özelliklerini belirlemede kullanılan bazı “uygulamalı metotlarla elde edilen veriler”, bilgisayar ortamında Sonlu Elemanlar Metodu kullanılarak yapılan “teorik modelleme ile elde edilen verilerle” karşılaştırmıştır. Çalışma sonucunda uygulamalı deneylerden elde edilen deformasyon miktarının, teorik modelleme ile yaklaşık % 90 – 99 uyumlu olduğu belirlenmiştir.

Nicholls and Crisan (2002), kutu konstrüksiyonlu kavelalı ve minifiks tipi bağlantı elemanlı köşe birleştirmelerdeki gerilmeleri ve zorları sonlu elemanlar yöntemiyle analiz etmişlerdir. Sonuçta, katı modellerde oluşan gerilme yığılma alanlarının, gerçek birleştirmelerdeki gibi geliştiği belirlenmiş ve köşe birleştirmelerdeki gerilme dağılımları elde edilmiştir.

Eckelman et al. (2002), zikzak yaylarla döşenen kanepenin iskeleti tasarımının, zikzak yayların ön kayıt elemanına üst kısımdan arkaya doğru bir kuvvet uygulaması dolayısıyla oldukça karmaşık olduğunu vurgulayıp, ön kayıt elemanının basit bir kirişten ziyade düzlem yüzey dışı bir eleman olarak analiz edilmesi gerektiğini bildirmişlerdir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yaptıkları çalışmada, verilen bu tür bir örnek modelde, masif ahşap malzemeden olan ön kayıt yerine bu elemana yapısal olarak eşdeğer sayılabilecek bir paralel tel sistem koyulduğunu varsaymışlardır. Bu modelde tel kirişler kayıtın düzlem yüzey dışı yüklemesini temsil ederken, köşegen elemanlar da kayıtın burulma hesabında kullanılmıştır. Böylelikle, malzeme karakteristiklerine ilişkin verilere olan ihtiyaç en aza indirilmiştir. Sonuç olarak, sadece kayıt malzemesinin maksimum eğilme direnci, elastiklik modülü ve rijitlik modülü kullanılarak analizin gerçekleştirilebildiği kanıtlanmıştır.

Efe vd. (2003), silindirik zıvanalı birleştirme uygulayarak hazırladıkları iki adet okul sandalyesini “devirli basamaklı artan yük” yöntemine göre denemişler, prototiplerin bilgisayar destekli yapısal analizini de sonlu elemanlar yöntemiyle yapmışlardır.



Sonuç olarak; sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan üç boyutlu yapı analizinin, sandalyelerin genel mukavemeti açısından anlamlı yaklaşık değerler sağladığı belirlenmiştir.

Crisan (2001), “Kutu Mobilyaların Direnç Özelliklerinin Araştırılması” adlı çalışmada sonlu elemanlar metodu ile farklı birleştirmelerde yonga levhadan üretilmiş kutu mobilyaların statik yükler altında analizini yapmıştır. Bağlantılarda sabitleme elemanlarının konum sayısının etkisini kutu mobilyaların sağlamlığı ve direnci üzerinde yatay ve dikey parçaların etkisini ve kutu-arka panel arasındaki bağlantı tiplerini araştırmıştır. Kutu mobilyaların direnç ve rijitliklerinin elemanlarının kendi burulma dirençlerinden etkilendiğini ve arka panel ile kutu birleştirme tiplerinden etkilendiğini, belli bir ölçekte bağlayıcıların konumundan etkilendiğini ortaya koymuştur.

Jensen et al. (2001), kavelalı birleştirmelerin aksel çekme mukavemetlerini doğrusal elastik kırılma mekaniği (ideal elastik) ve doğrusal elastik gerilme analizi olmak üzere iki ayrı bilgisayar destekli teorik çözüm kullanarak incelemiştir. Sonuç olarak, tutkal hattındaki kayma direnci ve kırılma enerjisinin birleştirmelerin mukavemet özelliklerinin göstergesi olduğunu belirlemiştir.

Daudeville et al. (1999), cıvatalı ahşap birleştirmelerin statik yük taşıma kapasitelerini deneysel ve teorik olarak analiz etmişler, cıvata çapı, eleman kesit ölçüleri gibi farklı yapısal parametrelerin mukavemet üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Sonuç olarak, sonlu elemanlar yönteminin cıvatalı birleştirmelerin yük taşıma kapasitesini elde etmede uygun bir yöntem olduğu bildirilmiştir.

Richard et al. (2004), Kavela ile birleştirilmiş ağaç birleştirmelerin çoğu sonlu elemanlar yöntemiyle modellenmesi çelik kavela kullanımının odaklanmasına rağmen, materyal özelliklerinin değişmesiyle çalışma ağaç pim kullanılarak yapılmış zıvana birleştirmeler için uygulanabilir olmuştur.

Chen et al. (2003), kavela tipi birleştirmeleri sonlu elemanlar yöntemini (SEY) kullanarak incelemiştir. Hooke kanununu kullanarak, normal ve metal kavela

bağlantısıyla desteklenmiş birleştirmeler incelererek tutarlı deney sonuçlarını elde etmişlerdir.

Smardzewski (2002), yaptığı çalışmasında, kutu mobilyalarında uygulanmış geçici birleştirmelerin mukavemetini ve rijitliğini araştırmıştır. Özellikle, geçici birleştirmelerin odun, metal ve plastik bağlantılarındaki olağan gerilmelerin dağılımını araştırmıştır. Yapılan laboratuvar çalışmalarında ve sayısal hesaplamalar odun kavelası bu birleştirmelerde birleştirmenin mukavemetine önemli oranda destek sağlarken metal konstrüksiyonlu köşegen geçici birleştirmeler en avantajlı rijit-mukavemet özelliklerini sağladığını göstermiştir.

Smardzewski and Papuga (2004), gerçek yüklere maruz kalan iskelet mobilyalarının yapısal mukavemetinin sayısal analizini yapmışlardır. Deneylerde zıvana ve kavelalı birleştirmeler kullanılmıştır. Kavela birleştirmelerin odundaki teğet gerilmeleri ve zıvana ve kavela birleştirmelerin tutkal katmanındaki teğet gerilmelerini von Mises teorisine göre kısıtlanmış gerilimin belirlenmesinin hesaplanmasında kullanılan iskelet konstrüksiyonun sayısal modellemesini yapmak için bu deney gerçekleştirilmiştir. Yüke maruz kalmış mobilya parçalarının birleştirmelerindeki gerilme miktarını tanımlanmıştır.

## BÖLÜM 3

### GENEL BİLGİLER

#### 3.1. MOBİLYA MÜHENDİSLİĞİ KAVRAMI

Mobilya mühendislik tasarımında yapılacak ilk iş, üretimde kullanılan malzemelerin fiziksel ve mekanik özelliklerinin belirlenmesidir. Daha sonra, mobilya sistemini oluşturan birleştirmeler ve elemanlarda, dış zorlayıcı kuvvetlerin etkisiyle oluşacak iç gerilmeler, elemanların yapılmış olduğu malzemeler için belirlenen kabul edilebilir tasarım gerilmeleri ile karşılaştırılmak suretiyle elemanların ve birleştirmelerin emniyetli olup olmadığıdır. Performans deneyleri, mobilya ürün mühendisliğinin son aşamasıdır. Bu deneylerin amacı, kullanım sırasında karşılaşılabilecek problemleri önceden belirlemek ve mobilya henüz kullanıma girmeden ve üretilmeden önce değişiklikleri ve geliştirmeleri yapmak amacıyla tasarımcıya geri besleme sağlamaktır. Diğer bir deyişle, performans deneyleri, mobilya kullanıma sunulmadan önce mobilya mühendislik sürecindeki son aşamadır. Sonuç olarak, performans deneyleri, ürünün tasarlandığı fonksiyonları yerine getirip getirmediğini anlamak için kullanılan hızlandırılmış kullanım deneyleri olarak tanımlanabilir (Eckelman and Erdil 2001).

Mobilyada mühendislik tasarımı hakkında birçok yazılar yazılmasına rağmen halen bu tanımın tam olarak neyi ifade ettiği konusunda büyük bir karışıklık söz konusudur. Aslında, bir mobilyanın mühendislik tasarımı, herhangi bir endüstriyel ürünün mühendislik tasarım süreçleri yerine getirilirken uygulanan kurallarla benzerlik gösterir (Eckelman, 2003).

Kullanım yükleri altında, tasarlanan mobilya sistemindeki gerilme dağılımının istenilen sınır değerleri altında kalması sağlandıktan sonra, mevcut yükleri taşıyacak optimum eleman ölçülerinin ve birleştirmelerin tasarımının sağlanması mühendislik tasarımı açısından önemli olduğunu vurgulanmıştır (Kasal, 2004).

Mobilya mühendislik işlemlerinin uygulanması, deneme-yanılma yoluyla mobilya tasarımı yapılmasının aksine, mobilyanın kullanım koşulları altında etkisinde kalabileceği tüm yüklemelerle deneysel olarak önceden karşılaştırılıp elemanların, birleştirmelerin ve sistemin bütününe mekanik davranışlarının incelenmesi iki aşamada yapılabilir (Eckelman, 2003).

Birinci aşama; mantıksal olarak, kullanım sırasında mobilyanın hangi tipte ve şiddette yüklerin etkisinde kalacağını belirlemesidir. Alternatifli olarak tasarlanacak yapının taşıması beklenen muhtemel yükler belirlenebilir. Örneğin bir sandalyeye ne kadar yük uygulanacak, sandalyede ne tür eylemler yapılacak (geri yaslanma, sağa sola dönme, kolçaklara yaslanma vb.), bu yükler ve eylemler ne sıklıkla yapılacak? Mutfak dolabına koyulacak tabakların ağırlığı ne kadar? Bir kitap rafına koyulacak kitapların toplam ağırlığı ne kadardır? Bir masaya ne kadar ağırlıkta yükleme yapılır ya da masa ne kadar büyüklükte bir kuvvetle kenara çekilebilir? Bir çekmeceye ne kadar kâğıt koyabilirsiniz ya da bu durumda bağlantı elemanları ne kadar yük taşır? Yatak sadece üzerinde yatanların ağırlığını mı taşımalı yoksa ailedeki gençlerin ara sıra trampelen olarak kullanmalarına hizmet edeceği de hesaba alınmalı mı? Bu ve buna benzer temel esaslar bir mobilyanın mühendislik tasarımında göz önünde bulundurulması gereken tipik kullanım faktörleridir (Eckelman, 2003).

İkinci aşama; kararlaştırılmış, muhtemel yüklerin güvenli bir şekilde taşınabilmesi için kavramsal uygulama yapısının modellenmesidir. Bu yapı geliştirilirken önemli bazı kararların verilmesi gerekir. Bir mobilya sisteminin veya birleştirmelerinin mühendislik kurallarına uygun olarak tasarlanabilmesi ve analiz edilebilmesi için ilk önemli nokta olarak, tasarlanan yapının üretiminde kullanılacak malzemenin gerekli fiziksel (yoğunluk, rutubet vb.) ve mekanik (çekme, basınç, kesme, eğilme vb.) direnç özelliklerinin belirlenmesidir (Eckelman, 2003).

Ürün mühendisliği, bir ürünün bazı fiziksel ve mekanik kriterler ile bilimsel araçlar ve yöntemler yardımıyla tasarlanıp, geliştirilip üretilmesi olarak tanımlanabilir (Erdil, 2002).

Mobilya direnç özellikleri bakımından üretimde kullanılacak malzemenin bağlantı elemanlarıyla tutma mukavemetleri de yeterince güçlü birleştirmelerin üretilebilmesi açısından değerlendirilmesi gereken faktörlerdir. Kavramsal olarak oluşturulan yapıya, kullanım sırasında maruz kalabileceği muhtemel deney yüklerinin uygulanmasından sonra, bu yüklerin dağılımını ve büyüklüğünü belirlemek için matematiksel analizler gerçekleştirilir. Bir mobilyanın analizi ile ilgili problemler genel olarak, geleneksel yapıların analiz hesaplamalarından bile daha karmaşık olabilmektedir. Mobilya çerçeve sistemi, genellikle kavisli veya düzensiz enine kesitlere sahip elemanlardan oluşabilmektedir. Birleştirme (düğüm) noktaları rijit olmaktan çok esnektir (elastik) ve doğrusal olmayan yük hareketleri tarafından sıklıkla bozulmaya uğratılmaktadır (Eckelman, 2003).

Mobilya çerçeve sistemi, genellikle kavisli veya düzensiz enine kesitlere sahip elemanlardan oluşabilmektedir. Birleştirme (düğüm) noktaları rijit olmaktan çok esnektir (elastik) ve doğrusal olmayan yük hareketleri tarafından sıklıkla bozunmaya uğratılmaktadır (Eckelman, 2003).

Çerçeve mobilya sistemlerinin bütünsel yapısı ve geometrisi düzlemsel (iki boyutlu) olarak analiz edilememektedir. Bu tür çerçeve sistemlerde, tam ve doğru bir analiz yapabilmek için, yapısal analizlerde sistemin üç boyutlu olarak ele alınması gerekmektedir. İki boyutlu analizlerde; mobilya mühendislik tasarımı uygulamalarında bazı sınırlandırmalar, birçok varsayımsal kabuller ve basitleştirme metotları kullanmak gerekmekte ve bu durum yapısal analiz sonuçlarının gerçeğe yakınlığını tehdit etmektedir. Üç boyutlu yapısal analizlerin teorik olarak yapılmasında da birçok zorluklarla karşılaşılmaktadır. Basit bir mobilya çerçeve sisteminin teorik olarak üç boyutlu yapısal analizinde bile, eş zamanlı olarak otuz – kırk denklemlilik çözümler gerekebilmektedir. Daha karmaşık yapıdaki çerçevelerin yapısal çözümünde ise 200 ya da daha fazla çözüm denklemi gerektiren durumlarla karşılaşılabilir. Sonuçta, bu gibi sistemlerin çözümünün manüel olarak gerçekleştirilmesi neredeyse imkânsız ve aynı zamanda ekonomik olarak da uygun değildir. (Eckelman, 2003).

### 3.2. BİLGİSAYAR DESTEKLİ YAPISAL ANALİZ YÖNTEMİ

Mühendislerin uğraştıkları kompleks problemlere doğrudan yaklaşmadıkları zaman ya da doğrudan yaklaşımla çözümün daha zor olduğu durumlarda, ana problemi daha kolay anlaşılabilen alt problemlere ayırıp, bu alt problemlerin çözümünden orijinal problemin çözümünü elde etmeleri çoğu zaman kullanılan bir metottur. Problemin çözümünde, iyi tanımlanmış sonlu sayıda eleman kullanarak yeterli bir model elde edilebilir. Böyle problemler sonlu olarak adlandırılır. Gerçekte elastik sürekli ortamda elemanlar arası bağlantı noktalarının sayısı sonsuzdur (Çam ve Özdemir, 2005).

Topçu (1998), tabiatta karşılaşılan her hadise fizik kanunları yardımıyla ve matematik diliyle anlaşılmaya çalışılır. Bu olayların biyolojik, jeolojik veya mekanik olması, durumu değiştirmemektedir. Her olay kendine ait büyüklükler yardımıyla cebirsel, diferansiyel veya integral denklemler yardımıyla büyük oranda ifade edilebilir. İnsanlar çevresinde meydana gelen olayları ya da karşılaştıkları problemleri çoğu zaman kolayca kavrayıp doğrudan çözemezler. Bu yüzden karmaşık bir problem, bilinen veya kavranması daha kolay alt problemlere ayrılarak daha anlaşılır bir hale getirilir. Oluşturulan alt problemler çözülüp birleştirilerek esas problemin çözümü yapılabilir. Sonlu elemanlar metodu; karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm seklidir. Metodun üç temel niteliği vardır. Birincisi, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar yardımıyla geometrik şekilde basit alt bölgelere ayırır. İkincisi, her elemandaki, sürekli fonksiyonlar, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerleri elde edilmesinin, problemin çözümünde yeterli olmasıdır. Sonlu elemanlar metodunun temel prensibi, öncelikle bir elemana ait sistem özelliklerini içeren denklemlerin çıkartılıp tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir.

Sonlu elemanlar yöntemi, çok çeşitli mühendislik problemlerine sonuç elde edebilen sayısal bir işlemdir. Kararlı rejimli, değişken rejimli, lineer, lineer olmayan durumlar için gerilim (stress) analizi, ısı transferi analizi, akışkanlar mekaniği analizi ve elektromanyetizma problemlerinin analizleri sonlu elemanlar yöntemi ile yapılabilir (Eppstein et al. 2001).

Sonlu elemanlar yöntemiyle bu sonsuz sayıdaki bağlantı sonlu bir sayıya indirgenir. Cisim sanki sadece bu noktalardan birbiriyle bağlıymış gibi düşünülür. Sonlu sayıda bu bağlantı noktaları ne kadar çoğaltılırsa bu metotla yapılan çözümdeki hata oranı o kadar küçülür. Diğer taraftan bu sayının çok fazla artması da sayısal çözümlemede büyük zorluk getirir. Bilgisayarlar yardımıyla bu zorluk bir derece giderilmiştir. Sonlu elemanlar metodunun önemli bir özelliği, tüm problemi temsil etmek üzere elemanları bir araya koymadan önce, her bir elemanın ayrı formüle edilebilmesidir. Eğer bir gerilme analizi problemi ile uğraşılıyorsa her bir elemana etki eden dış kuvvetler ile elemanın düğüm noktalarının, yer değiştirme bağıntıları bulunduğu tüm sistem çözülmüş olur. Bu şekilde kompleks bir problem oldukça basit bir probleme dönüşür (Çam vd., 2005).

Sonlu Elemanlar yöntemi, çeşitli mühendislik problemlerine kabul edilebilir bir yaklaşımla çözüm arayan sayısal bir çözüm yöntemidir. Bu metotta, ele alınan mühendislik probleminin çözüm bölgesi alt bölgelere ayrıştırılır ve her alt bölgede aranan fonksiyonun ifadesi polinom olacak şekilde seçilmektedir. Belirli işlemlerle, her alt bölgede polinom olarak kabul edilen çözümün katsayıları belirlenmeye çalışılmaktadır. Çözüm bölgesi alt bölgelere ayrılabilen ve değişik sonlu elemanlar kullanılabilir. Gerekliğinde bazı alt bölgelerde daha hassas hesaplamalar yapılabilir. Böylece, geometrisi karmaşık şekillerin incelenmesine olanak sağlanmaktadır. Bir sistem için sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanıldığında, ilk olarak fiziksel problemin matematiksel modeli kurulmakta veya hazır alınmaktadır. Daha sonra, ele alınan probleme ait varyasyonel ifade veya formülasyon kurulup, çözüm bölgesi sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrıştırılmaktadır. Bu işleme ayrıştırma veya sonlu eleman ağı (mesh) adı verilmektedir (Aydın, 2009).

Sonlu elemanlar yönteminde temel fikir sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün (örneğin deplasman) değeri o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler nodlardaki değerlerdir. Bir varyasyonel prensip kullanılarak büyüklük alanının nodlardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi Formül 5.8' deki gibidir.

$$[K] \cdot [D] = [R] \quad (3.1)$$

Burada:

D: Büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör,

R: Bilinen yük vektörü,

K: Gerilme analizinde rijitlik matrisi olarak bilinmektedir (Engin vd., 2000).

SEY, değişik ve karmaşık malzeme özellikleri olan sistemlerde kolaylıkla uygulanabilmekte ve anizotropik, nonlinear, zamana bağlı malzeme özellikleri gibi malzeme özellikleriyle işlem yapabilmektedir. Sınır koşulları, sistemin temel denklemleri kurulduktan sonra, oldukça basit satır sütun işlemleriyle denklem sistemine dahil edilebilmektedir. SEY matematiksel olarak genelleştirilebilir ve çok sayıda problemi çözmek için aynı model kullanılabilir. Yöntemin hem fiziksel anlamı hem de matematiksel temeli mevcuttur (Aydın, 2009).

İlk başlarda sonlu elemanlar yöntemini bütün işlemleri elle yapılmakta idi. Bu yüzden işlemler 10-100 eleman için yapılmakta idi. Fakat eleman sayısının azlığı sonuçların hassasiyetini kısıtlamaktaydı. Bilgisayarların gelişmesi ile bu işlemler bilgisayara aktarıldı. Ve eleman sayıları arttırıldı. Bu gün problemlerde milyonlarca eleman kullanılmaktadır. Mesela sivil bir uçağın mesh'lenmesinde yaklaşık olarak 1.5 milyon düğüme karşılık 10 milyon eleman kullanılması normal bir durum sayılabilir.



Genel amaçlı sonlu elemanlar yöntemi yazılımları olarak günümüzde RISA-3D, ANSYS, NASTRAN, ABAQUES, MARC, ve imalat benzetimi amaçlı sonlu elemanlar yöntemi yazılımları olarak ise ANSYS LS-DYNA, PAM-STAMP, ABAQUEST/Explicit, MARC/Autoforge/Superforge gibi yazılımlar kullanılmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunu, diğer nümerik metotlardan üstün kılan başlıca unsurlar şöyle sıralanabilir:

- Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- Bir veya birden çok delik veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.
- Sebep sonuç ilişkisine ait problemler, genel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş kuvvetler ve yer değiştirmeler cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemlerin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hemde basitleştirir.
- Sınır şartları kolayca uygulanabilir (Akay, 2005).

Mühendislik işlemleri yapılırken kullanılan teknik imkânlar da büyük önem taşımaktadır. Günümüzde mobilya sistemlerinin mühendislik tasarımı, katı modelleme ve yapısal analiz programları kullanarak yapılabilmektedir. Sistemin tüm elemanları bilgisayar ortamında parametrik olarak modellenebilmekte ve gerekli değişiklikler katı modellemenin sağladığı avantajlar sayesinde kolayca yapılarak optimizasyonlar sağlanabilmektedir. Ayrıca, mobilya sisteminin tüm mukavemet hesapları da bilgisayar destekli analiz programları tarafından yapılabildiği bildirilmiştir (Efe vd., 2003).

Bilgisayar destekli tasarım (CAD) ve üretim (CAM), mobilya üretim ve tasarımında kullanılmakta ve ürün kalitesine büyük katkılar sağlamaktadır. Ayrıca, bilgisayar destekli yapı analizlerinin mobilyaya uyarlanması ile ilgili örnekler de mevcuttur (Haviarova et al. 2001a, Haviarova et al. 2001b ve Gustafsson, 1996). Bu uygulamalarda amaç, mobilyanın üretime geçmeden önce sanal ortamda yapı analizi teknikleriyle mukavemet bakımından optimum düzeye getirilmesidir.

## BÖLÜM 4

### MALZEME VE YÖNTEM

#### 4.1. MALZEME

##### 4.1.1. Ağaç Malzeme

###### 4.1.1.1. Loblolly Çamı (*Pinus teada*)

Bu çalışmada eğilme direnci ve T-tipi birleştirme testlerinde masif malzeme olarak loblolly çamı (*Pinus Teada*) kullanılmıştır. Loblolly çamı Kuzey Amerikanın en yaygın ağaç türüdür. Bu ağaç türü kağıt hamuru yapımında hem de masif malzeme olarak kullanılmaktadır. Loblolly çamı uzun ömürlü olmasının yanında genetik çeşitliliğe sahip bir ağaç türüdür (Hamrick and Godt, 1990).

Loblolly çamı 15-25m aralığında çok hızlı büyüeyebilen ve kabuğunun kalın olmasından dolayı da yangınlara karşı dirençli bir ağaç türüdür. Genellikle peyzaj işlemleri için kullanılırken günümüzde mobilya endüstrisinde de kullanılmaya başlanmıştır (Gilman and Watson, 1994).

###### 4.1.1.2. Lale Ağacı (Yellow Poplar )

Lale Ağacı (*Liriodendron tulipifera* L.) Florida'dan New York'a oradan da batı Illinois kenarlarına kadar geniş bir alanda yetişen yapraklı ağaç türlerinden birisidir. Çok hızlı büyüyen bir ağaç türü olmakla birlikte 50 metreye ulaşabilen boyu vardır. Çok az dalı olan bu ağacın uzun düz bir gövdesi bulunmakla birlikte genellikle hastalıklara daha az hassastır. Diri odunun beyazımsı olduğu ve öz odunun sarı veya bronzlaşmış bir renge sahip olmakla birlikte bazen mukavemetine zarar vermeyen eflatun ve yeşil lekeler bulunmaktadır. Son yüzyılın sonlarında Indiana ve Ohio eyaletlerindeki köprülerin çoğu birçok doğu eyaletlerinde olduğu gibi lale ağacı

(yellow poplar)'dan yapılmıştır. Lale ağacı Amerika da en fazla bulunan yapraklı ağaçlardan bir tanesidir. Fiyatı ise yaklaşık olarak meşe ağacının yarısı kadardır. Wyoming üniversitesinde yapılan birleştirme testlerinde elde edilen verilere ışığında yellow poplar ağacının mukavemet parametreleri bağlamında ahşap çerçeve materyali olarak geçerli bir ağaç türü olduğu anlaşılmaktadır (Miller and Schmidt, 2004).

İlk kesim anında %100 rutubet miktarını geçmektedir. Yellow poplar ağacının permabilitesinin yüksek olmasından dolayı yellow poplar en hızlı kuruyan geniş yapraklı ağaç türlerinden birisidir. Kurutma esnasında oluşabilecek degradasyon miktarı minimumdur. Bir kez kurutulunca boyutsal stabilizasyonu çok iyidir. Ayrıca, çok kolay işlenebilen bir ağaç türüdür (Miller and Schmidt, 2004). Bu çalışmada sandalyelerin üretiminde kullanıldı.

#### **4.1.2. Tutkal**

Deneylerde soğuk olarak uygulanması, kolay sürülmesi, çabuk sertleşmesi, kokusuz ve yanmaz olması gibi özellikleri sebebiyle % 40 katı madde miktarı olan polivinil asetat (PVAc) tutkalı kullanılmıştır. Tutkal yüzeylere  $150 \pm 15 \text{ g/m}^2$  olarak uygulanmıştır. PVAc tutkalının yapışma mukavemeti  $27,6 \text{ N/mm}^2$ , viskozitesi 4200 mpA.s., pH değeri 2.5, tutkallama süresi  $21^\circ\text{C}$ 'deki 5-6 dakika olarak üretici firma tarafından tavsiye edilmektedir.

## **4.2. YÖNTEM**

### **4.2.1. Deneylerde Kullanılan Ağaç Malzemelerin Bazı Teknik Özelliklerinin Belirlenmesi**

#### **4.2.1.1. Tam Kuru Yoğunluk**

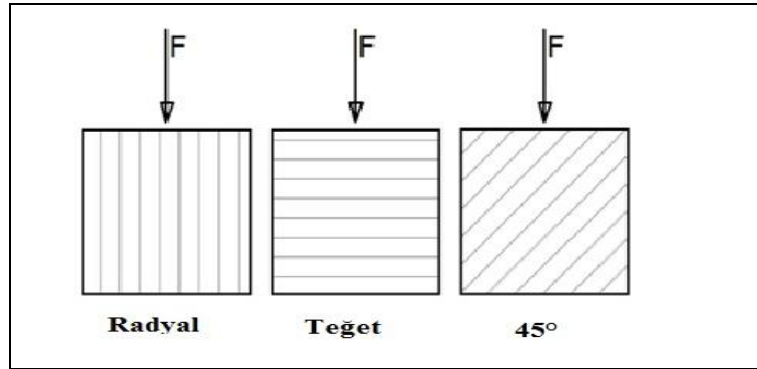
Tam kuru yoğunluğun belirlenmesi için  $20 \times 20 \times 30 \text{ mm}$  boyutlarında örnekler kullanılmıştır. Yoğunlukların belirlenmesi için TS 2472 (1972) esaslarına uyulmuştur. Tam kuru yoğunluk ( $\delta_0$ ) tayini için, örnekler etüv'de  $103 \pm 2^\circ\text{C}$  sıcaklık

derecesinde ağırlıkları değişmez hale gelinceye kadar kurutulmuştur. Tam kuru hale gelen örnekler, 0,001 g duyarlıklı elektronik terazide tartılmıştır. Örneklerin boyutları  $\pm 0,01$  mm duyarlıklı dijital kumpas ile ölçülerek hacimleri hesaplandıktan sonra tam kuru yoğunlukları ( $\delta_0$ ); tam kuru ağırlık ( $M_0$ ) ve hacim ( $V_0$ ) değerlerine göre formülü ile hesaplanmıştır;

$$\delta_0 = M_0 / V_0 \text{ (g/cm}^3\text{)} \quad (4.1)$$

#### 4.2.1.2. Eğilme Direnci Testleri

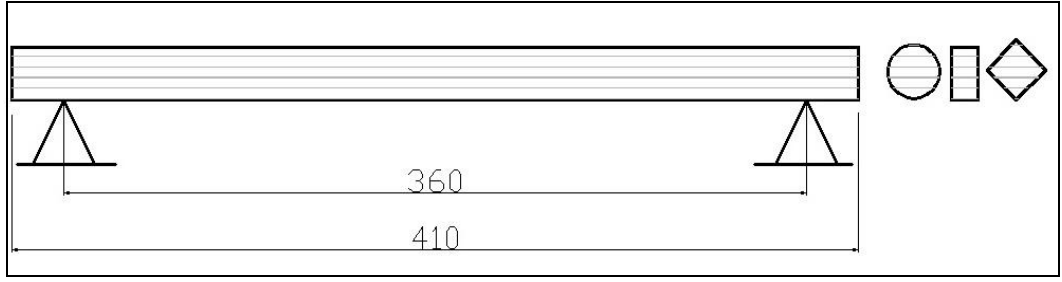
Yapılan bu çalışmada, 3 farklı kuvvet yükleme yönü (teğet, radyal, 45 derece) (Şekil 4.1) 3 farklı zıvana kesit formu (dikdörtgen, köşegen, daire) ve 10 yineleme olmak üzere ( $3 \times 3 \times 10 = 90$ ) toplam 90 adet deney örneği hazırlanarak Şekil 4.2’de gösterildiği gibi deneyleri yapılmıştır. Hazırlanan deneme deseni Tablo 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Kuvvet yükleme yönü.

Tablo 4.1. Eğilme direnci örnekleri için deney deseni.

	Kesit Geometrisi								
	Dikdörtgen			Daire			Köşegen		
Kuvvet Yönü	0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°
Yineleme	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Toplam	90								



Şekil 4.2. Eğilme direnci deney düzeneği.

Hazırlanan tüm standart eğilme deney örnekleri bir ay boyunca iklimlendirme odasında 20 °C ve %42 bağıl nemde bekletilerek tüm numuneler %8 rutubet oranına getirilmiştir. Hazırlanan, deney örnekleri Material Testing System (MTS) test cihazında test edilmiştir. Deney örnekleri dikdörtgen kesit formu için 31,75mmx12,7mmx410mm, dairesel kesit formu için çap 22,23mmx410mm ve köşegen kesit formu için 21mmx21mmx410mm olarak belirtilmiştir. Spamlar arasındaki mesafe 360 mm'dir. Deneyler 60-90 sn içerisinde bitirilecek şekilde test hızı ayarlanmıştır.

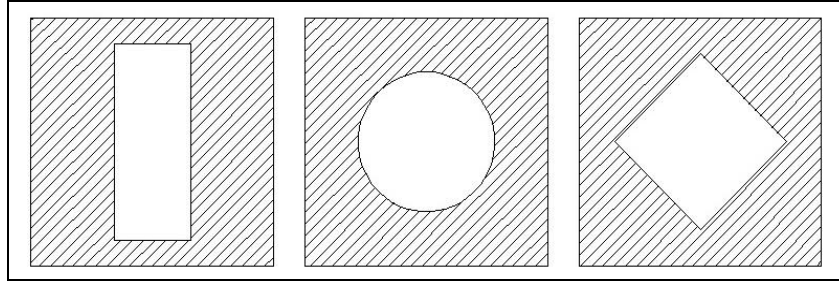
Köşegen kesit formu deney örneklerinin test sisteminde sabit durmasını sağlayacak yardımcı aletlerden faydalanılmıştır. Şekil 4.3'te gösterildiği gibi deney örneklerinin her iki ucuna yerleştirilen "V" metal kalıbı sayesinde deney örnekleri, testin yapılması gereken 45° açıyla sabit durdurulmasını sağlamıştır.



Şekil 4.3. Deney örneklerinin eğilme direnci testi.

### 4.3. T-TİPİ BİRLEŞTİRME ELEMANLARININ HAZIRLANMASI VE DENEYLERİNİN YAPILIŞI

Loblolly çam (*Pinus Teada*) odun türünden yapılmış T-tipi köşe birleştirmeleri için 38x38mm ölçülerindeki dikey ve yatay kayıttan oluşarak; 3 farklı kesit geometrisi (Şekil 4.4) olarak eşite yakın alana sahip dikdörtgen (12x30mm), daire ( $\Theta=21,4\text{mm}$ ) ve köşegen (19x19mm) olarak belirlenmiştir. 3 farklı zıvana boyu uzunluğu (25,4, 38, 51mm) seçilmiştir. Şekil 4.1’de gösterildiği gibi 3 farklı kuvvet uygulama yönü (radyal ( $0^\circ$ ), teğet ( $90^\circ$ ) ve çapraz lif ( $45^\circ$ ) olarak hazırlanmıştır. Ayrıca, Şekil 4.5’te gösterildiği gibi alınlı ve alınsız (yatay elemanın dikey elemanın kenar yüzeyine 12,7mm mesafeli) ve 5 yineleme olmak üzere toplamda 270 adet deney örnekleri moment kapasitesinin belirlenmesi için hazırlanmıştır.



Şekil 4.4. Kesitlerde zıvana formuna göre oluşan alın etkileri.



Şekil 4.5. T-tipi mobilya köşe birleştirmelerde alın etkisi.

T-tipi mobilya köşe birleştirme deneyleri moment kapasitesinin belirlenmesi için hazırlanan deneme deseni Tablo 4.2'de gösterilmiştir.

Tablo 4.2. T-tipi mobilya köşe birleştirme deneyleri için deney deseni.

		Zıvana Boyu Kuvvet Yönü	Alınlı			Alınsız		
			25,4 (mm)	38 (mm)	51 (mm)	25,4 (mm)	38 (mm)	51 (mm)
Kesit Geometrisi	Dikdörtgen	0°	5	5	5	5	5	5
		45°	5	5	5	5	5	5
		90°	5	5	5	5	5	5
	Daire	0°	5	5	5	5	5	5
		45°	5	5	5	5	5	5
		90°	5	5	5	5	5	5
	Köşegen	0°	5	5	5	5	5	5
		45°	5	5	5	5	5	5
		90°	5	5	5	5	5	5
Toplam			270					

T-tipi birleştirmedeki dişi parça olan dikey elemana erkek zıvana ölçüleri boyutlarında dikey delme makinesiyle dişi zıvana yuvası açılmıştır. Ardından, kesit geometrisi formuna uyacak erkek zıvana parçaları daire testere makinesinde hazırlanmıştır.

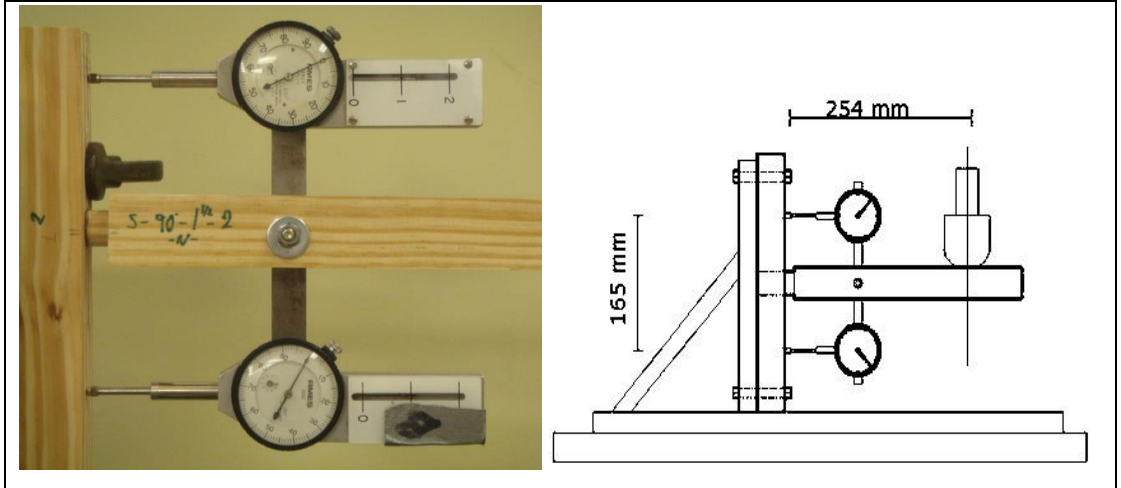
Ayrıca, yatay elemanın dikey elemanla kesişme noktasındaki alın alanı yağlı kağıt kullanarak tutkal hattı oluşumu engellenmiş ve böylece tutkal hattı sadece erkek zıvana etrafında oluşmuştur.

Deneyler, Purdue Üniversitesi Orman ve Doğal Kaynaklar Bölümünde bulunan Orman Ürünleri Test Laboratuvarında yapılmıştır. Hazırlanan T-tipi mobilya köşe birleştirme deney örnekleri 133,4 kN luk Riehle üniversal test cihazına (Şekil4.6) kalıp yardımıyla sabitlenerek (Şekil 4.7) test hızı 6,35 mm/dak ve yaklaşık olarak 90 ile 120 sn arasında kırılma olacak şekilde deneylere alınmıştır.





Şekil 4.6. Riehle üniversal test cihazı.

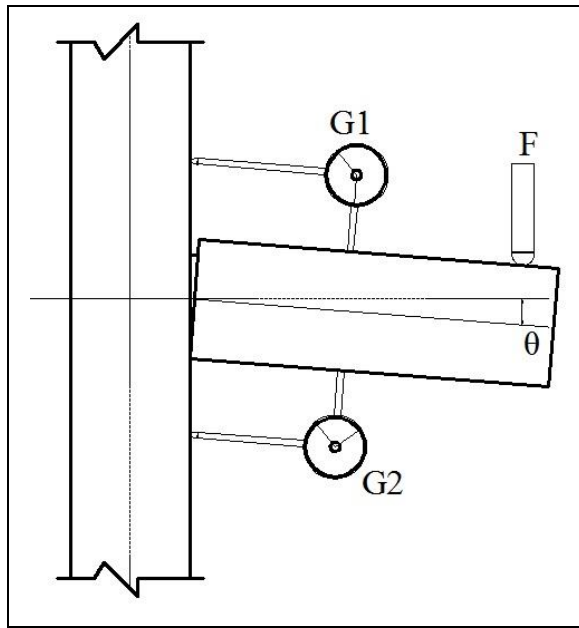


Şekil 4.7. T-tipi köşe birleştirme deney örneklerinin test sistemine yerleştirilmesi.

#### 4.4. T-TİPİ MOBİLYA KÖŞE BİRLEŞTİRMELERİN ELASTİKİYETİ (YARI RİJİT DÖNME KATSAYILARI)

Rijit birleştirmelerin Z değeri “0”dır. Esnek birleştirmeler daha geniş Z değerine sahiptir. En düşük yarı rijit faktörü en rijit birleştirme anlamına gelmektedir. Önemli olan nokta, zıvana kesitinin dış kenar noktasıyla zıvananın eksenine olan mesafesi ve alanıdır. Bu mesafe ve alan büyüdükçe birleştirmelerin rijitliği artmaktadır.

Farklı elemanlardan oluşan bir birleştirme zorlama ve devinim etkisi altında belirgin bir dönme ve değişime uğramıyorsa bu birleştirme rijit bir birleştirmedir. Rijit birleştirmeler oluşan aksel kuvvetleri transfer edebilmektedir. Bu birleştirmelere binalardaki kolon-kiriş bağlantısı örnek verilebilir. Bu olay mobilya birleştirmelerinde gerçekleşmez. Uygulanan kuvvet sebebiyle birleştirme uçlarında moment etkisi oluşmaktadır. Oluşan bu moment etkisi birleştirmelerde  $\Theta$  açısı kadar açılmalar meydana getirmektedir (Şekil 4.8). Rijit birleştirmelerde bu  $\Theta$  açısı oluşmaz ve hareket bir bütün olarak gerçekleşir veya direkt olarak kırılma meydana gelir. Yarı rijit birleştirmelerde ise bu kırılma, esneme ve deformasyonlar nedeniyle birleştirme bütünlüğünü kaybetmesi şeklinde olur. Deformasyonlar belli bir noktadan sonra birleştirmelerdeki bu bütünlüğü bozarak kırılmalar meydana getirmektedir.



Şekil 4.8. T-tipi birleştirmelerde oluşan “ $\Theta$ ” açısı.

T-tipi birleştirme elemanlarının yarı rijit dönme katsayıları Şekil 4.9'da gösterildiği gibi dikey elemana 100mm mesafede yerleştirilen komperatörler yardımıyla sehim ölçülmüştür. Komperatörler arasındaki mesafe 165mm'dir. T-tipi mobilya köşe birleştirmelerinin yarı rijit dönme katsayısının belirlenmesi için Formül 4.2' den faydalanılmıştır (Erdil vd., 2005).

$$Z = \frac{\theta}{M} (\text{rad} / \text{N.m}) \quad (4.2)$$

Burada;

Z= Yarı rijit dönme katsayıları

$\theta$  = Birleştirmede oluşan açı (rad),

x = Komperatörler arasındaki mesafe (mm),

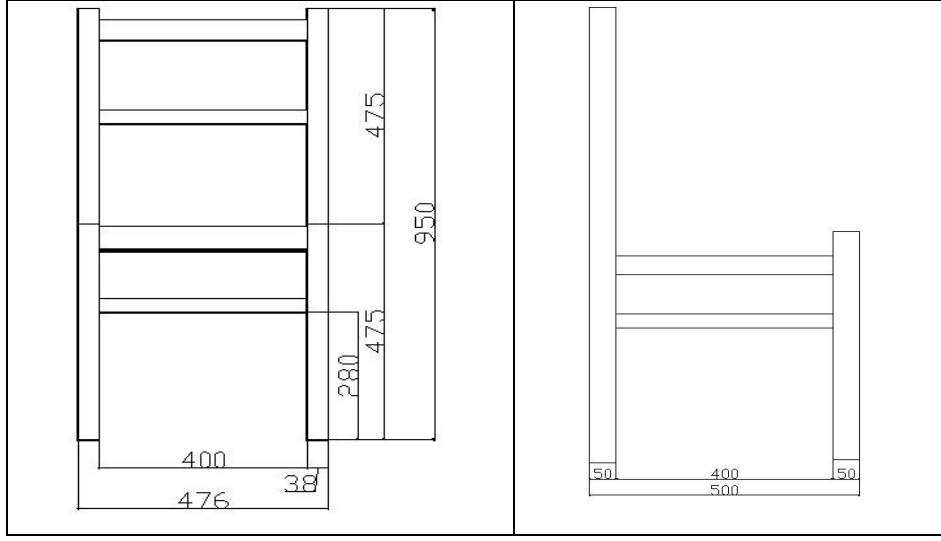
M = Uygulanan moment (N.m)

#### **4.5. DENEY SANDALYELERİNİN HAZIRLANMASI**

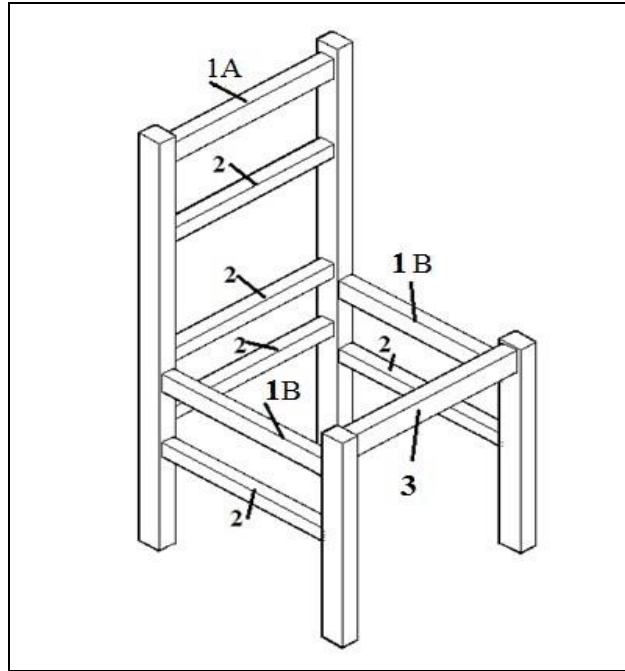
Deney sandalyelerinin hazırlanma aşamasında, temin edilen ağaç malzemeler kaba ölçülerinde biçilmiştir. Masif ağaç malzemeler %8 rutubete ulaşmaları için 20 °C ve %42 bağıl nem şartlarında iklimlendirme odasında bekletilmiştir. Daha sonra, sandalye iskeletini oluşturacak olan tüm elemanlar önce planya makinesinde rendelenmiş, daha sonra kalınlık makinesinde net kalınlığa düşürülüp daire testere makinesinde genişlikleri ve her elemanın boyu tam ölçüsünde olacak şekilde net ölçülerine getirilmiştir. Böylece, tüm elemanların kesitlerinin eşit ölçülerde olması sağlanmıştır. Bu aşamadan sonra geleneksel yöntemlerle sandalye elemanları için erkek ve dişi zıvana açma işlemine geçilerek montaja hazır hale getirilmiştir.

Tutkallama işlemlerinde PVAc tutkalı birleşme yerlerinde erkek ve dişi zıvana yüzeylerine sürülmüştür. T-tipi köşe birleştirme deney örneklerinde olduğu gibi yağlı kağıt yardımıyla tutkal alın yüzeylerinde katman oluşturmayarak sadece zıvana boyu etrafında oluşturmuştur. Her bir kesit geometrisi formunda farklı alın alanları olduğundan farklı tutkal katmanı olması engellenmiştir. Böylece, tutkal katmanı sadece zıvana etrafında olduğundan mukavemet karşılaştırması yapılmıştır.

Üretimi yapılan sandalyelerin ölçüleri Şekil 4.9'da, sandalye elemanlarının numaralandırılmış olarak gösterimi Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Şekil 4.11'de gösterildiği gibi sandalyeler yapılırken zıvana kesit formu olarak dikdörtgen, daire ve köşegen kullanılmıştır. Sandalyelerdeki zıvanaların kesit ölçüleri Şekil 4.12'de, sandalye elemanlarının ölçümleri Tablo 4.3'te ve statik ve önden arkaya devirli yükleme deneyleri için deneme deseni ise Tablo 4.4'te ve gösterilmiştir.

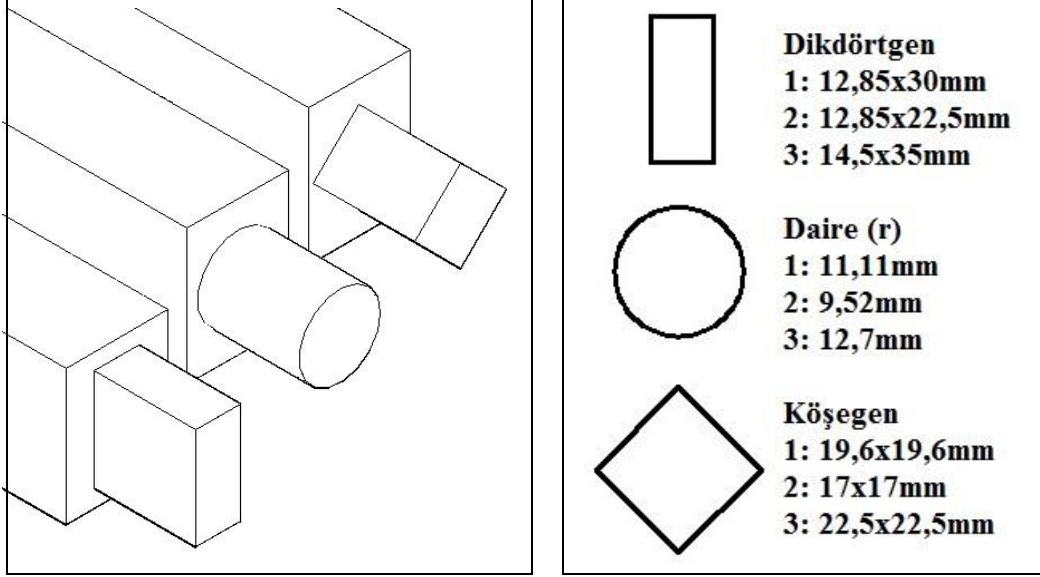


Şekil 4.9. Sandalyenin genel ölçüleri (mm).



Şekil 4.10. Sandalye elemanlarının numaralandırılması.

Presleme işleminde, işkenceler yardımıyla önce arkalık sisteminin montajı yapılmış olup, daha sonra ise oturak sisteminin arkalık ile bağlantısı yapılmıştır.



Şekil 4.11. Zıvana kesit formu.

Şekil 4.12. Zıvana kesit formu ölçüleri.

Şekil 4.12'ye göre, kullanılan her bir zıvana kesit formu alanları birbirine eşit olacak şekilde tasarlanmıştır. Buna göre, yan üst ve arkalık en üst kayıtların (1A ve 1B nolu elemanlar) zıvana kesit alanı yaklaşık 385 mm<sup>2</sup>, yan alt ve arkalık alt kayıtları (2 nolu elemanlar) zıvana kesit alanı yaklaşık 289 mm<sup>2</sup>, oturak ön kayıttın (3 nolu eleman) zıvana kesit alanı yaklaşık 506 mm<sup>2</sup>.

Tablo 4.3. Sandalye elemanlarının ölçüleri.

Eleman Adı	Ebatlar (mm) (KxGxU)
Ön Ayaklar	38x50x475
Arka Ayaklar	38x50x950
1A nolu Arka Kayıt	30x45x400
1B nolu Yan Kayıt	30x40x400
2 nolu Yan ve Arka Kayıt	30x30x400
Zıvana Uzunluğu	30

K: Kalınlık, G: Genişlik, U: Uzunluk

#### 4.5.1. Sandalye Statik ve Önden Arkaya Devirli Yükleme Deseni

Sandalye statik ve önden arkaya devirli yükleme deneyleri için deneme deseni Tablo 4.3'te verilmiştir.

Tablo 4.4. Sandalye statik ve önden arkaya devirli yükleme deseni.

Yükleme Türü	Kesit Geometrisi		
	Dikdörtgen	Daire	Köşegen
Sandalye Statik Deneyleri			
Ön Ayaklara Dikey Yükleme	9	9	9
Yan Ayaklara Dikey Yükleme	9	9	9
Önden Arkaya Devirli Yükleme Deneyleri			
Önden Arkaya Devirli Yükleme	4	4	4
Toplam	66		

Sandalye statik deneyleri için ön ve yan çerçeveye dikey yükleme için üç farklı zıvana formu olarak her bir faktör için 9 yineleme ile ( $2 \times 3 \times 9 = 54$ ) toplam 54 sandalye hazırlanmıştır. Ayrıca, önden arkaya devirli yükleme denelerinde 3 farklı zıvana kesit formu ve 4 yineleme olmak üzere ( $3 \times 4 = 12$ ) toplam 12 adet 1/1 ölçekli sandalye iskeletinin geleneksel yöntemler ile (atölye tipi) hazırlanmıştır.

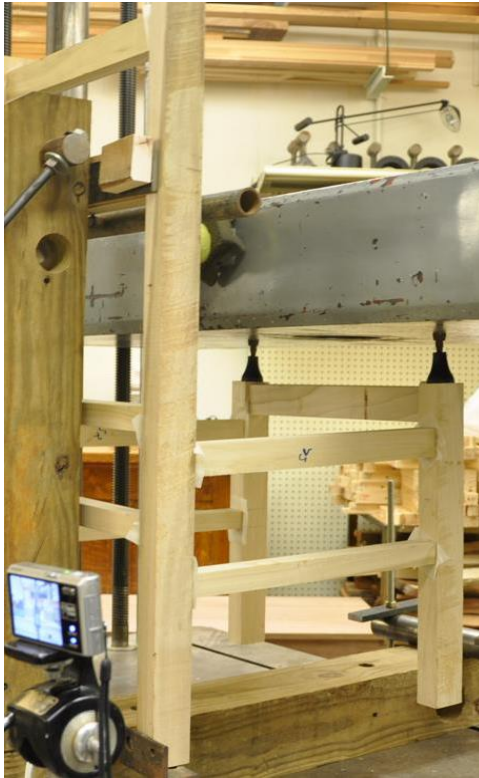
#### 4.6. SANDALYE DENEYLERİN YAPILIŞI

##### 4.6.1. Sandalye Ön ve Yan Çerçeveye Statik Yükleme Testleri

Sandalye ön ve yan ayaklara dikey olacak şekilde kuvvet uygulanmış ve sandalyede kırılma veya deformasyon oluşuncaya kadar arttırılmıştır. Sandalye arka ayaklardan zemine ve test kalıbına bağlanarak sandalyenin hareket kabiliyeti engellenmiştir. Bu şekilde sandalye sadece düşey yönünde aşağıya doğru hareket imkanı bırakılarak kuvvete bağlı olarak sandalyeye uygulanmıştır. Moment kolu

olarak sandalye ön ayaklara dikey yüklemelerde 425 mm ve yan ayaklarda ise 419 mm'dir.

Sandalyeler Şekil 4.13 ve 4.14'teki gibi test düzeneğine yerleştirilmiştir. Ön ayaklara dikey yükleme testinde sandalye arkılığı, yan ayaklara dikey yüklemelerde ise sandalye kenar kayıtlarından kalıba bağlanarak sandalyenin yer değiştirmemesi sağlanmıştır. Ön ayaklara dikey yüklemelerde eş zamanlı yüklemenin yapılabilmesi için her iki ön ayağa oynar başlı aparat kullanılmıştır. Yan ayaklara dikey yükleme testinde ise benzer bir uygulamaya gidilmiş ön ayak ile arka ayak arasındaki mesafeyi çelik bir çubuk kullanarak aynı seviyeye getirilmiştir. Bu şekilde kuvvet her iki ayağa da eş zamanlı ve aynı miktarda uygulanmıştır. Test hızı dakikada 6.35 mm/dak olarak ayarlanmıştır.



Şekil 4.13. Sandalye ön ayaklara statik yükleme.



Şekil 4.14. Sandalye yan al statik yükleme.

#### 4.6.2. Sandalye Önden Arkaya Devirli Yükleme Deneyleri

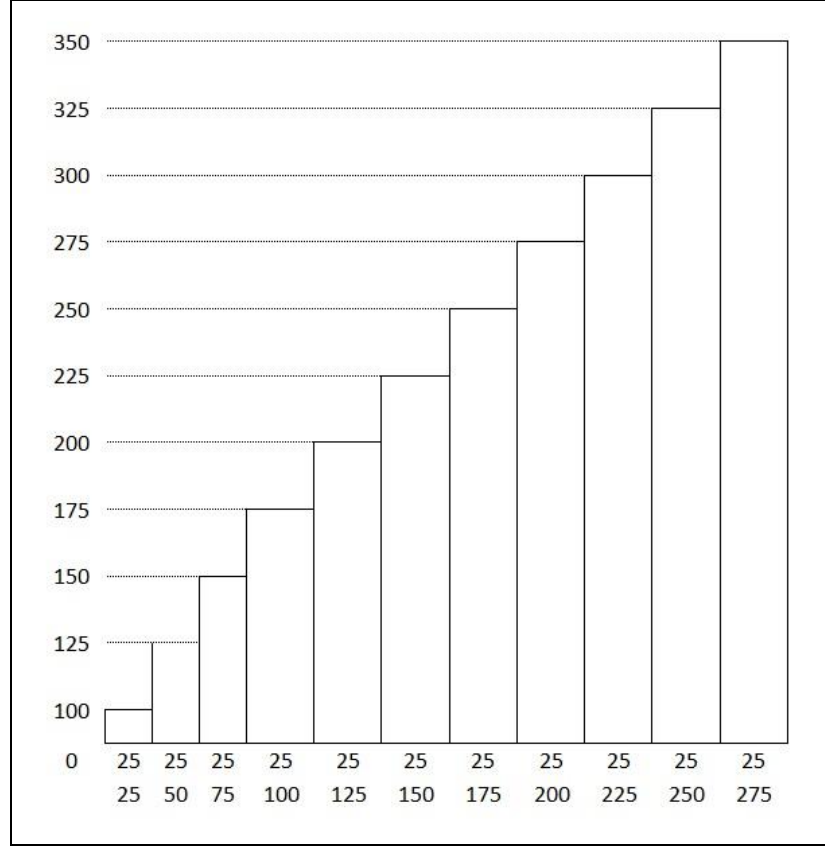
Sandalye önden arkaya devirli yükleme testleri ALA (American Library Association) teknoloji raporu (ALA, 1982) ve Eckelman tarafından yapılmış olan sandalye performans testi makalesi (Eckelman, 1999) bağlamında yürütülmüştür.

Bu deney yöntemi 1980 yılından itibaren çeşitli tiplerdeki oturma mobilyalarının performans deneylerinde kullanılmaktadır. Deney yönteminin amacı ilk zamanlarda döşemeli sandalye, koltuk ve kanepelerin performansını test etmek olarak belirtilmekle birlikte, daha sonraları masif ağaç ve/veya odun kompozit malzemelerden üretilmiş sandalye, kanepeler ve koltukların iskeletlerinin mühendislik tasarımı işlemlerine de önemli katkı sağlamaktadır (ALA, 1982; Eckelman, 1999; Kasal, 2004).

Bu yöntem, tasarlanan iskelet mobilyaların yeterli mukavemete sahip olup olmadıklarının, kullanım (servis) yüklerini taşıyıp taşıyamayacaklarının önceden belirlenebildiği bir çeşit hızlandırılmış kullanım testlerine tabi tutulmasını içermektedir (ALA, 1982; Eckelman, 1999; Kasal, 2004).

Sandalye testlerinde uygulanan sistemin metodolojisinde, kullanıcıların yük uygulama eylemlerini, bir başka ifadeyle sandalyelerin gerçek kullanım şartlarını en rasyonel şekilde temsil eden “devirli basamaklı artan yükleme” (cyclic stepped increasing load) metodu kullanılmıştır (Şekil 4.15). Bu metot, yaşam eğrisi ile zorlayıcı kuvvetlerin etkilerinin ilk kesişim noktasını belirleyerek herhangi bir ürünün, yaşam süresi boyunca karşılaşılabileceği muhtemel zorlanmalara karşı gösterebileceği performansını en iyi şekilde temsil etmektedir (ALA, 1982; Eckelman, 1999; Kasal, 2004).





Şekil 4.15. Devirli basamaklı artan yükleme metodu (ALA 1982).

Bu metotta her bir performans testi için kullanılan önceden belirlenmiş kritik parametreler;

- Başlangıç yükü (N)
- Yük artış değeri (N)
- Her kademedeki devir sayısı (devir)
- Devir oranı (dev/dak)
- Toplam devir sayısı (devir)' dir (Eckelman, 1999; ALA 1982).

Devirli basamaklı artan yükleme metodunda, her bir performans testi için önceden belirlenmiş olan bir yük değeri belli devir sayısında ve oranında mobilya sitemine uygulanmaktadır. Bu aşama tamamlandığında, yük değeri yine önceden belirlenmiş bir oranda arttırılarak birinci aşamadaki işlemler tekrarlanır. Bu işlemler, kabul edilebilir tasarım yük değerlerine ulaşıncaya veya mobilyada herhangi bir açılma, kırılma vb. gibi deformasyonlar meydana gelinceye kadar devam ettirilir. Her

aşamadaki devir sayısı 25000 devir olarak uygulanmakta ve devir oranı yaklaşık olarak 20 dev/dak alınmaktadır. Test edilen bir mobilyanın performansı, 25000 devri başarıyla tamamlayan en büyük yük değeri olarak kabul edilmektedir. Daha sonra da bu performans değeri, standartta hafif, orta ve ağır hizmet kullanımları için önceden belirlenmiş olan kabul edilebilir tasarım yük değerleri ile karşılaştırılmak suretiyle dayanıklılık konusunda değerlendirmeler ve gerekli optimizasyonlar yapılabilmektedir. Bu deney yönteminde, “hafif kullanımlar” ev içi ve özel mekânlardaki kullanımları, “orta kullanımlar” çok yoğun olmayan büro vb. mekânlardaki kullanımları, “ağır kullanımlar” ise yoğun kullanımı olan hastane, okul, kütüphane, hava alanı, vb. mekânlardaki kullanımları temsil etmektedir (ALA, 1982; Kasal, 2004).

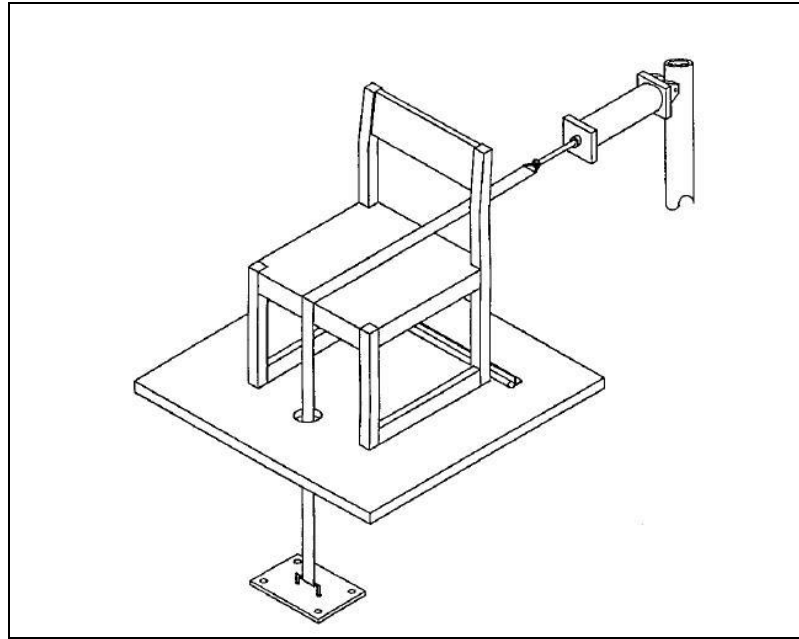
Sandalyeler için geliştirilmiş olan performans test metotlarında, karakteristik sandalye kullanıcı pozisyonları ve yükleme dereceleri kategorilere ayrılarak tanımlanmıştır. Buna göre sandalye kullanıcılarının birçok değişik pozisyondaki aksiyonlarından özellikle sandalye sistemini, elemanlarını ve birleştirmelerini zorlayanlardan en kritik olanları temsil edecek 6 yükleme biçimi belirlenmiştir. Bunlar, kullanıcıların sandalyeye oturması ve arkalığa dayanması, arkalığa dayanarak yaslanması, bir ileri bir geri hareket yaparak periyodik yükleme yapması, yanal yüklemelerle sandalyeye yaslanması ve kolçakları yanlara doğru itmesi gibi sandalye sisteminde, elemanlarında ve birleştirmelerinde gerilmeler meydana getirecek eylemlerdir. Bu eylemler dizisi bir sandalyenin performansını etkileyebilecek yaşamı boyunca karşılaşılabileceği muhtemel zorlanmalardan en önemli ve kritik olanlarıdır. Bir sandalyenin performansı, bu tür zorlanmalara karşı gösterdiği direnç olarak tanımlanabilir. Bu bağlamda, bir sandalyenin performansını tahmin edebilmek için geliştirilen spesifik test metotları aşağıda belirtilmiştir (ALA, 1982; Kasal, 2004).

#### **4.6.2.1. Oturma Çerçeve Sistemine Önden Arkaya Devirli Yükleme Testi**

Bu test yöntemi, sandalye oturma çerçevesi sisteminin önden arkaya doğru itilerek zorlanmasını ve bu yüklemenin sandalyede kalıcı deformasyon, birleştirme yerlerinde açılma, elemanlarda kırılma vb. oluncaya kadar devam ettirilmesini konu

almaktadır. Bu testin amacı yan çerçevelerdeki (ikileme) birleştirmelerin mukavemetinin test edilmesidir. Yan çerçevedeki birleştirmelerde, tutkal kullanımının uygunluğu, miktarı, uygulanan birleştirme konstrüksiyonlarının tekniğine uygun yapılıp yapılmadığının anlaşılmasını sağlayacak bir testtir. Bu yükleme biçimi, kullanım sırasında sandalyede oturma ve aynı anda arkaya yaslanma eylemini temsil etmektedir (ALA 1982; Kasal, 2004).

Deneyleerde dakikada 20 devir olacak şekilde önden arkaya doğrultuda ve yatay yönde bir yükleme yapılacaktır (Şekil 4.16). Deneyleere 223N' luk bir yükleme ile başlanacak olup, her başarılı tamamlanan 25000 devir sonrası yük değeri 112 N arttırılmak suretiyle testlere devam edilmiştir. Tamamlanan 1335N' luk yük değerinden sonra, yük artışı değeri 112 N' dan 224 N' a çıkarılmıştır (Eckelman, 1999; ALA 1982).



Şekil 4.16. Önden arkaya yükleme test düzeneği ve yükleme biçimi (Eckelman, 1999).

Deney düzeneğinde, prototip deney sandalyesinin arka ayaklarının arka kısmına, sandalyenin arkaya doğru kaymasını engellemek amacıyla destek parçaları yerleştirilmiştir. Önden arkaya yükleme, pistonla tutturulmuş bir zincir yardımıyla yapılacak olup, çekme yükünü uygulayacak pistonla bağlı olan yükleme kayışı,

sandalyenin genişlik yönünde tam ortasında yer almıştır. Deneylerde yüklemeler sandalye elemanlarında kırılma, birleştirme yerlerinin açılması vb. gibi aşırı deformasyon hali oluşup, yük taşıma özelliği kayboluncaya kadar bu sistemde arttırılarak devam edilmiş ve sandalyenin kırıldığı andaki devir sayısı ve yük değeri sandalyenin yaşam ömrü olarak kaydedilmiştir. Uygulanmış performans testlerinde daha önce de belirtildiği gibi sandalyenin yaşam ömrü tamamlanuncaya kadar yüklenme devam ettirilmiştir. Aynı zamanda, American Library Association (ALA) de verilen hafif, orta ve ağır kabul edilebilir tasarım yükleri de dikkate alınarak karşılaştırma yapılmıştır. ALA' de verilen hafif, orta ve ağır kabul edilebilir (ALA 1982; Kasal, 2004).

Servis yükleri sırasıyla 1335 N, 1557 N ve 1780 N' dur. Geçmiş yıllarda Amerika'da, kütüphanelerde öğrenciler tarafından kullanılan sandalyeler için yapılmış araştırmaların sonuçlarına göre, bu yüklenme sisteminde 1112 N'luk değerin altında performans gösteren sandalyelerin birinci yıl sonucunda kullanılamayacak kadar deformasyonlara uğradıkları tespit edilmiştir. Ev sandalyelerinin performansının incelenmesi için yapılmış olan araştırmalar çok sınırlı sayıdadır (Likos vd., 2013).

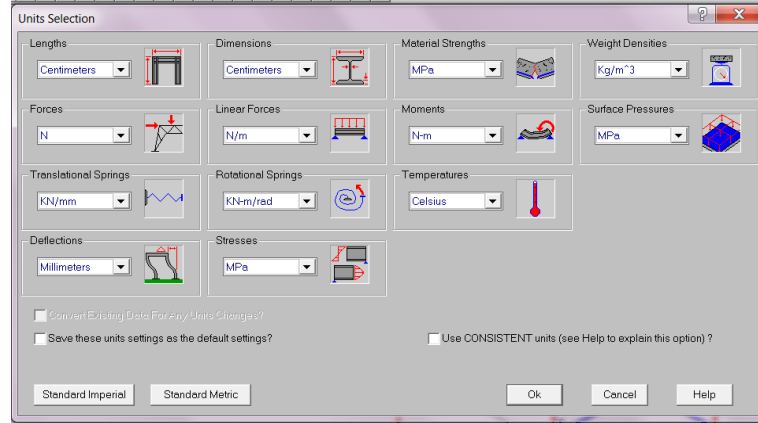
## **4.7. BİLGİSAYAR DESTEKLİ ÜÇ BOYUTLU YAPISAL ANALİZ**

### **4.7.1. Sandalyelerin Yapısal Mühendislik Programı ile Analizi**

Statik deneylerinin yapıldığı sandalyeler RISA 3D (Rapid Interactive Structural Analysis) yapısal mühendislik yazılımı ile modellenmiştir. Bu program aktif olarak kullanılan yapı analiz yöntemlerinden birisidir. Bu yapısal mühendislik yazılımı tanımlamalar, çözümler ve 3D yapısal modellerin modifikasyonunu kolay ve hızlı yapabilmek için geliştirilmiştir. Analizler herhangi bir malzeme veya malzeme kombinasyonlarından oluşan yapısal çözümleri yapabilmektedir. Kullanılan bu yazılım ahşap malzemeleri de içeren gelişmiş malzeme veri tabanı ile mobilya endüstrisi ve özellikle ahşap yapılarda da kullanılmaktadır. Risa 3D yapısal mühendislik yazılımı uygulanırken analizler 6 ana başlık altında yapılmaktadır.

#### 4.7.1.1. Genel Ayarlar

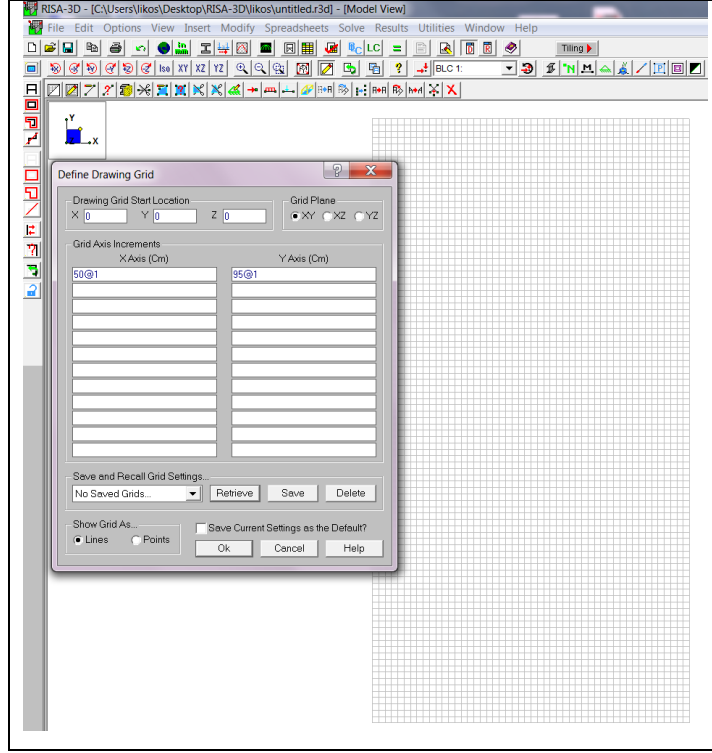
Bu kısımda, koordinat sistemi olarak X eksenini = yatay, Y eksenini = dikey ve Z eksenini = derinlik; birim sistemi (Şekil 4.17) olarak metrik ve uluslararası standart (SI) ve her elemana etkiyen kuvvetlerin analizi için elemanlar 5 eşit parça sayısına bölünmüştür.



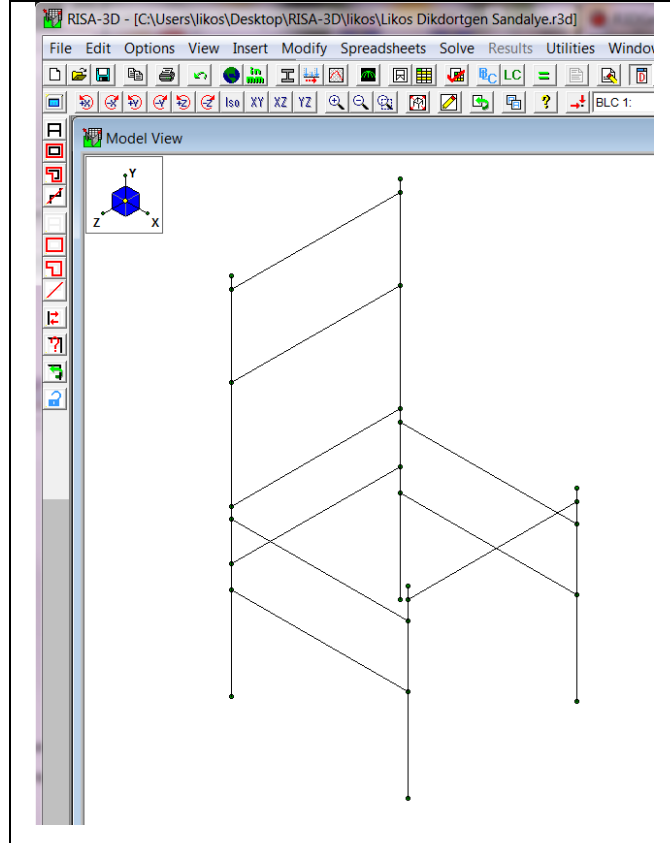
Şekil 4.17. Birim sisteminin seçimi.

#### 4.7.1.2. Modellemenin Yapılması

Bu bölümde öncelikle çizim alanı ve ölçeği sandalye modelimizi içine alacak şekilde belirlenmiştir (Şekil 4.18). Çizim alanı ve ölçeğin belirlenmesinden sonra performans deneylerinin yapıldığı sandalyenin 1/1 ölçeğinde modellenmesi yapılmıştır (Şekil 4.19). Modelleme yapılırken her bir eleman bir çizgi olarak düşünülmüştür. Çizimi yapıldıktan sonra elemanlar birbirine tutturularak (Merge) sandalye sistemi bütün haline getirilmiştir.



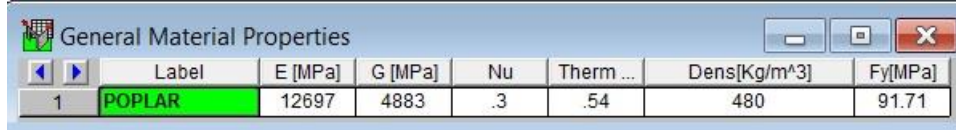
Şekil 4.18. Yazılımı içerisinde çizim alanının oluşturulması.



Şekil 4.19. Yapısal mühendislik yazılımı ile modellemenin yapılması.

#### 4.7.1.3. Malzemelerin Tanımlanması

Bu aşamada malzemenin %8 rutubetteki teknik özelliklerinin (elastikiyet modülü, eğilme direnci, kayma modülü, poisson oranı, özgül ağırlık vb.) programa girişi yapılmıştır (Şekil 4.20).

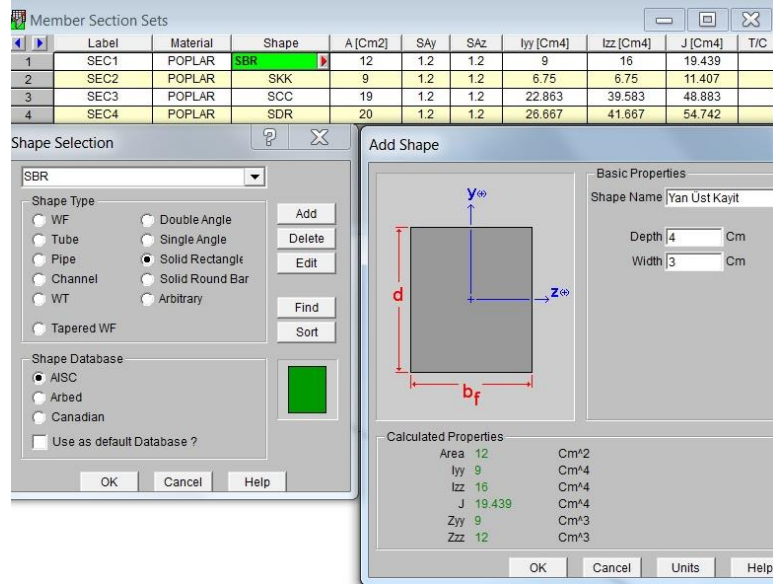


	Label	E [MPa]	G [MPa]	Nu	Therm ...	Dens[Kg/m <sup>3</sup> ]	Fy[MPa]
1	POPLAR	12697	4883	.3	.54	480	91.71

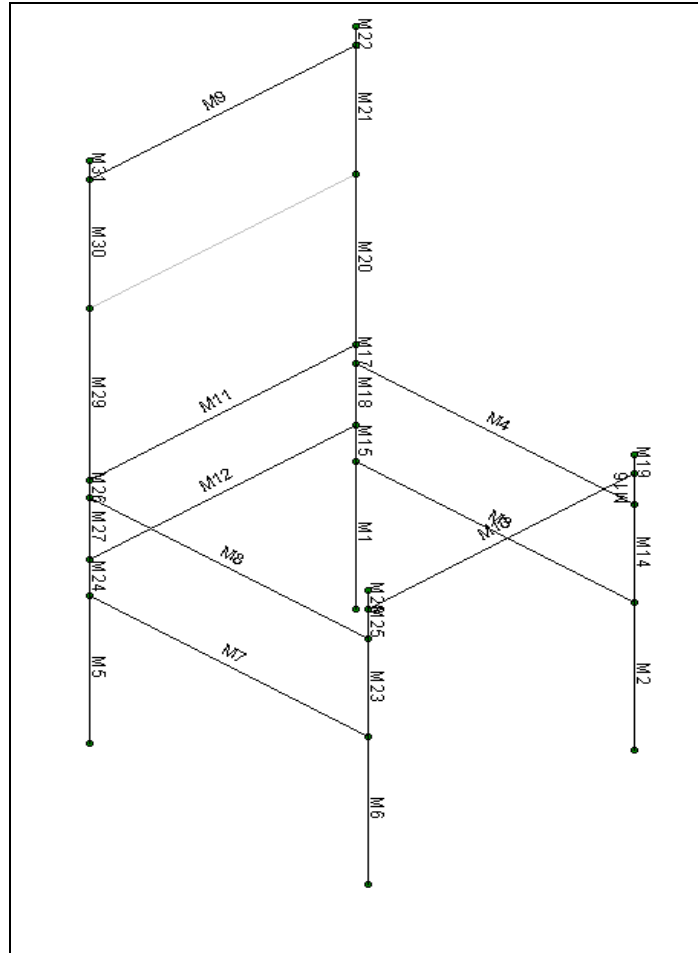
Şekil 4.20. Yapısal mühendislik yazılımında malzemelerin tanımlanması.

#### 4.7.1.4. Elemanların Tanımlanması ve Niteliklerin Elemanlara Atanması

Malzeme özelliklerinin tanımlanmasından sonra her bir elemanın kesit özellikleri “Member Section Sets” araç çubuğunda öncelikle “Shape” ara başlığında performans deneylerinde kullanılan sandalye elemanlarının kesit şekline uygun olarak menü içerisinde hazır bulunan “Solid Rectangular” seçilmiştir. “Add” komutu ile açılan menüde mevcut sandalye elemanların kesit ölçüleri sisteme Şekil 4.21’te gösterildiği gibi Tablo 4.3’te belirtilen ölçülerde sisteme girilmiştir. Merge işleminden sonra yazılım otomatik olarak sistemi ayrı ayrı elemanlara bölmektedir (Şekil 4.22). Elemanlara ayrıldıktan Risa 3D yapısal mühendislik yazılımı sonuçların hatasız değerlendirilebilmesi için her bir eleman için uç noktalarına ayrı bir kod vermektedir. Bu kod’lar Şekil 4.23’te gösterilmiştir.



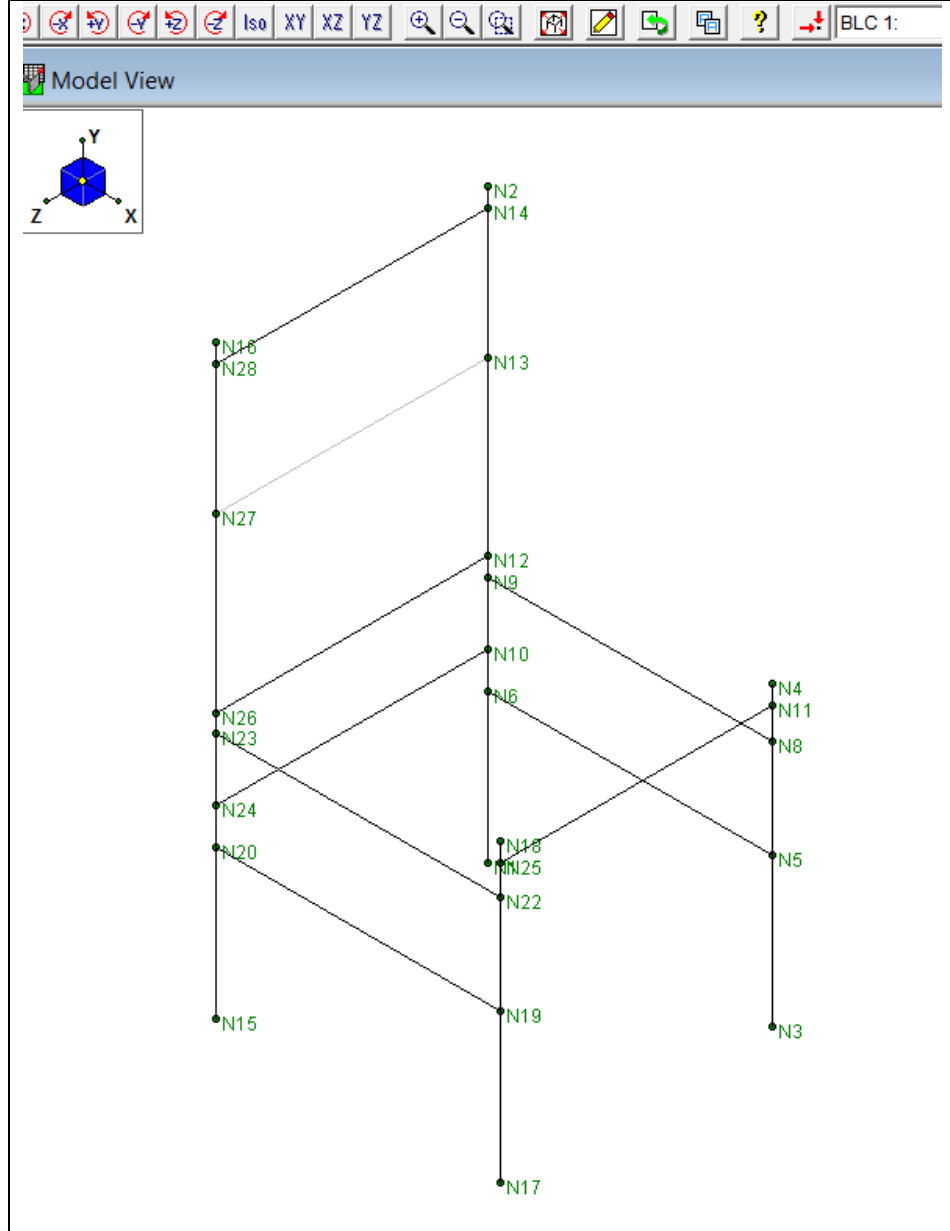
Şekil 4.21. Niteliklerin elemanlara atanması.



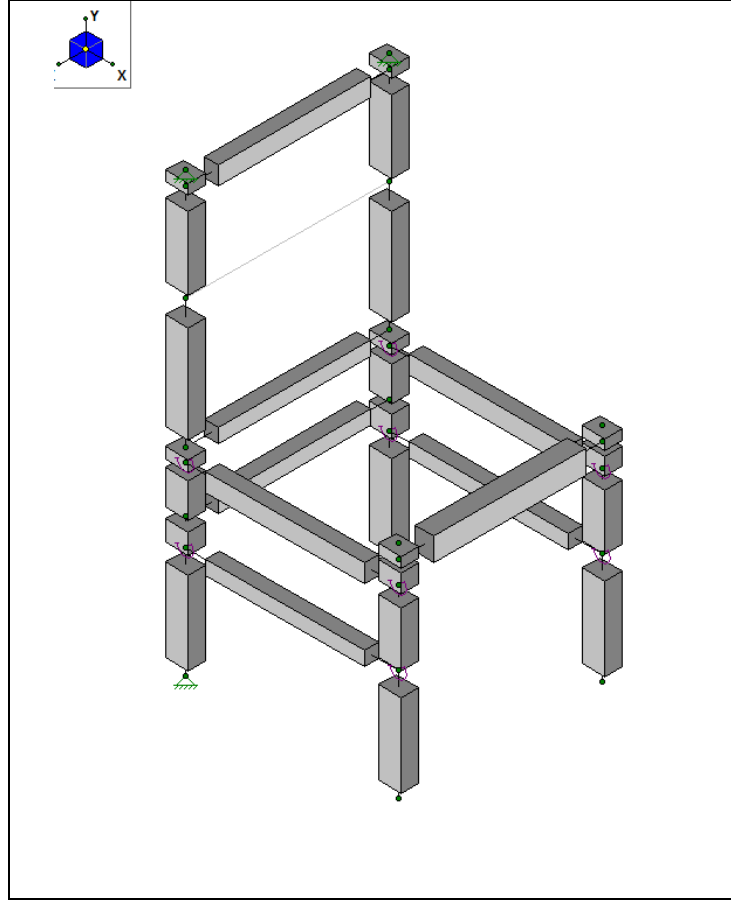
Şekil 4.22. Modelin elemanlara bölünmesi.



Kesit özellikleri verilen sandalye elemanlarının render edilmiş hali Şekil 4.24 'de gösterilmiştir. Sistemde oluşturulan sandalye elemanlarının listesi Şekil 4.25'da gösterilmiştir.



Şekil 4.23. Her bir eleman için uç (node) noktalarının belirlenmesi.



Şekil 4.24. Sandalye elemanlarının render edilmesi.

	Label	I Node	J Node	K	x...	Section	I...	J...	I...	J...	I...	J...	Length[Cm]
1	M1	N1	N6			SEC3							24
2	M2	N3	N5			SEC3							24
3	M3	N6	N5			SEC2							46
4	M4	N8	N9			SEC1							46
5	M5	N15	N20			SEC3							24
6	M6	N17	N19			SEC3							24
7	M7	N20	N19			SEC2							46
8	M8	N22	N23			SEC1							46
9	M9	N14	N28			SEC1							44
10	M10	N13	N27			SEC2							44
11	M11	N12	N26			SEC2							44
12	M12	N10	N24			SEC2							44
13	M13	N11	N25			SEC4							44
14	M14	N5	N8			SEC3							16
15	M15	N6	N10			SEC3							6
16	M16	N8	N11			SEC3							5
17	M17	N9	N12			SEC3							3
18	M18	N10	N9			SEC3							10
19	M19	N11	N4			SEC3							3
20	M20	N12	N13			SEC3							28
21	M21	N13	N14			SEC3							21
22	M22	N14	N2			SEC3							3
23	M23	N19	N22			SEC3							16
24	M24	N20	N24			SEC3							6
25	M25	N22	N25			SEC3							5
26	M26	N23	N26			SEC3							3
27	M27	N24	N23			SEC3							10
28	M28	N25	N18			SEC3							3
29	M29	N26	N27			SEC3							28
30	M30	N27	N28			SEC3							21
31	M31	N28	N16			SEC3							3

Şekil 4.25. Sandalye elemanlarının listelenmesi.

#### 4.7.1.5. Çözümlemenin Yapılması

Bu aşamada sistemdeki mesnet noktaları (Şekil 4.26) performans deneylerinde olduğu gibi arka ayakların hareket kabiliyeti her üç yöne doğru kısıtlanmıştır. Birleştirmelerin tanımlanması için sandalye yan kayıtlarının aynı ölçülerde hazırlanmış T-tipi köşe birleştirme deneylerinde elde edilen yay sabiti değeri kullanılmıştır. Yay sabiti değeri sandalye birleştirmelerinin bireysel olarak göstereceği elastikiyeti ifade etmektedir. Bu çalışmada deneyleri yapılan tüm sandalyelerin yan üst ve alt kayıt birleştirmelerini temsilen aynı ölçülerde T-tipi birleştirmeler hazırlanarak eğilme deneyine tabi tutularak birleştirmenin elastikiyeti Formül 4.3 ile belirlenmiştir (Çağatay vd., 2012).

$$E = \frac{M}{\theta} \text{ (kN.m/rad)}, \quad (4.3)$$

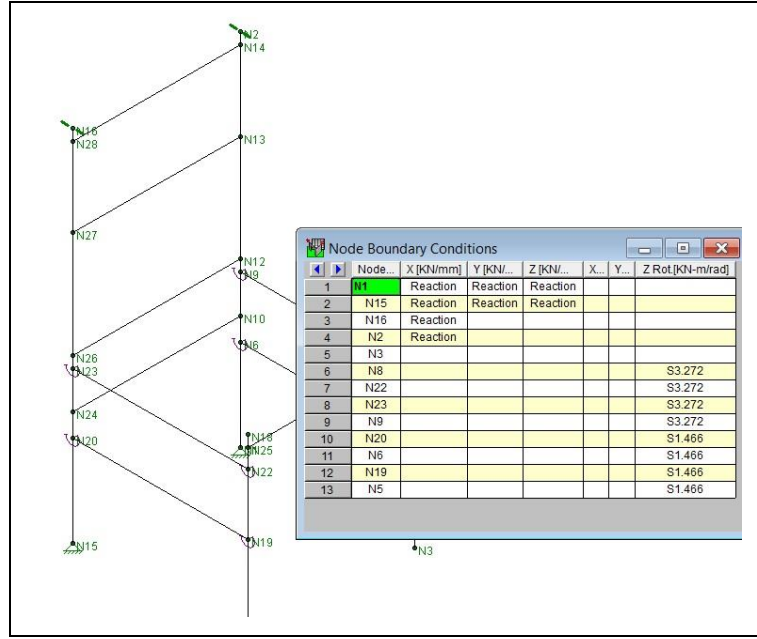
Burada;

E= Birleştirmenin elastikiyeti (KN.m/rad),

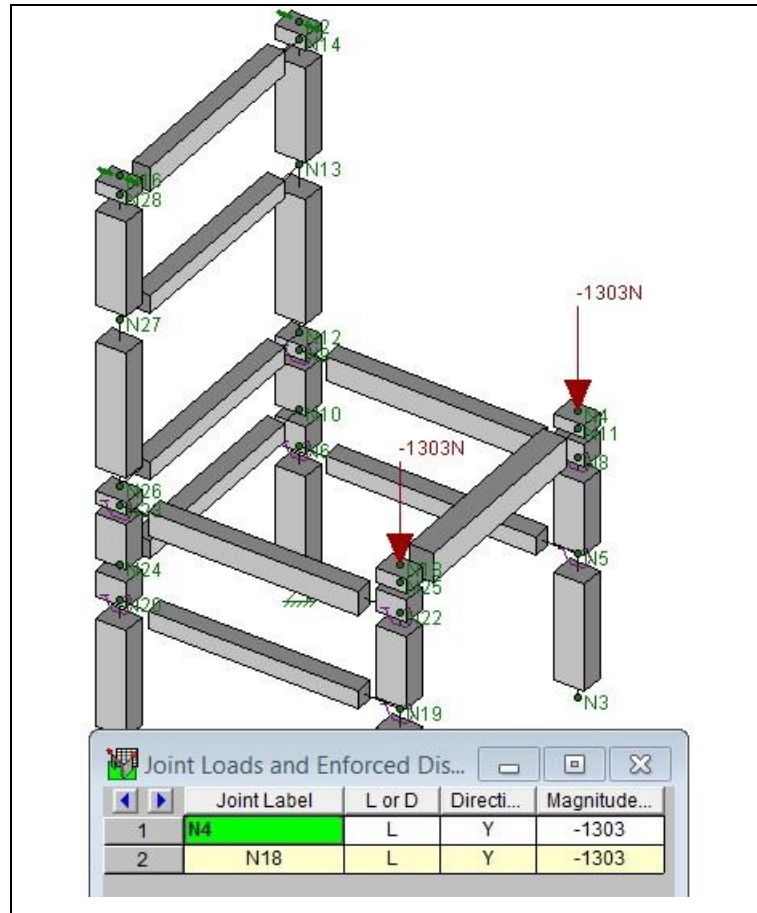
M = Elemanlarda oluşan moment kuvveti (N.m),

Θ= Rotasyon (Rad)

T-tipi köşe birleştirmelerinde her bir zıvana formu (dikdörtgen, daire ve köşegen) için belirlenen yay sabiti değeri sisteme ayrı ayrı girilmiştir. Dikdörtgen zıvanalı sandalyenin yan üst kayıt için yay sabiti değeri 3,27 kN.m/rad, yan alt kayıt için 1,47 kN.m/rad, daire zıvanalı sandalyenin yan üst kayıt için yay sabiti değeri 2,55 kN.m/rad, yan alt kayıt için 1,61 kN.m/rad olarak belirlenmiştir. Son olarak, köşegen zıvanalı sandalyenin yan üst kaydı için yay sabiti değeri 2,99 kN.m/rad, yan alt kayıt için 2,09 kN.m/rad olarak kullanılmıştır. Sandalye sistemine uygulanan kuvvet seçimi ise sandalye statik deneylerinde her bir tür için elde edilen maksimum kuvvet olarak sandalye ön ayaklara düşey yönde uygulanmıştır (Şekil 4.27). Bu bağlamda, dikdörtgen zıvanalı sandalyeler için yapısal analiz programına 2606 N kuvvet yükü uygulanmıştır. Bu kuvvet daire zıvanalı sandalyelerde 2116 N ve köşegen zıvanalı sandalyelerde 2510 N kullanılmıştır.



Şekil 4.26. Mesnet noktalarının belirlenmesi.

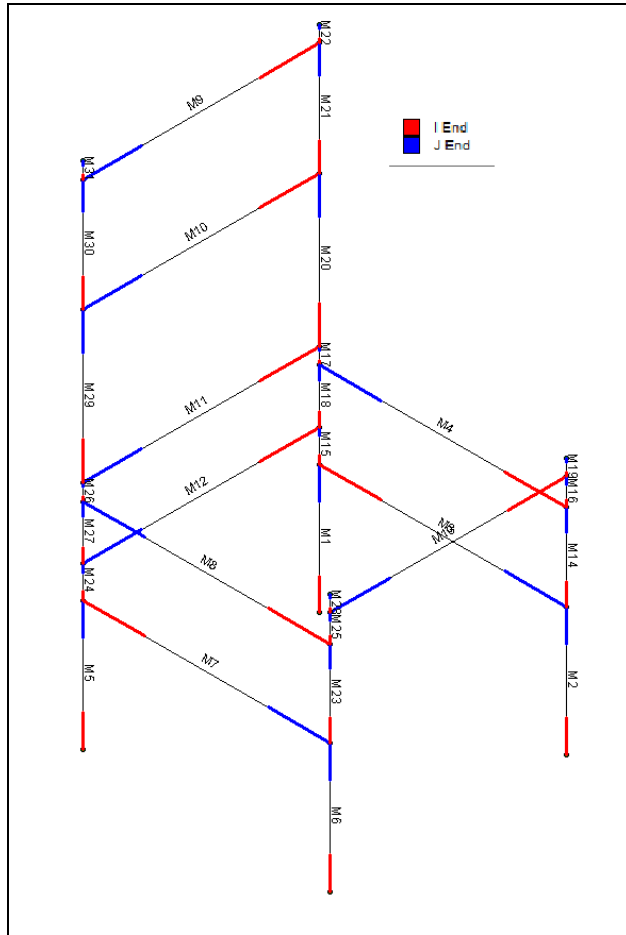


Şekil 4.27. Sandalye sistemine kuvvetin uygulanışı.

#### 4.7.1.6. Sonuçların Alınması

Çözümleme işleminden sonra elde edilen veriler rapor haline getirilmiştir. Bu raporlar, elemanlara etkiyen momentlerin raporlanması, her bir eleman boyunca oluşan gerilmelerin raporlanması, aksel kuvvetler ve moment diyagramlarının raporlanması olarak listelenmiştir.

Moment kuvvetleri elemanların başlangıç noktasından itibaren uç noktasına kadar değişen değerler almaktadır. Bu nedenle moment değerleri alınırken her elemanın başlangıç noktasındaki (i) ve uç noktasındaki (j) moment değerleri alınmıştır (Şekil 4.28).



Şekil 4.28. Elemanların uçlarında oluşan I ve J noktaları.

#### 4.8. VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Yapılan çalışmada verilerin istatistiksel olarak değerlendirilmesinde kuvvet uygulama yönü, zıvana boyu, kesit geometrisi ve alın etkisinin; eğilme direnci ve T-tipi mobilya köşe birleştirmelerindeki etkisini belirlemek için varyans analizine (ANOVA) başvurulmuş olup farklılıkların  $p < 0,05$ 'e göre istatistiksel anlamda farklı çıkması halinde farklılığın boyutunu belirleyebilmek için Duncan testi uygulanmıştır.

Sandalye önden arkaya devirli yükleme testleri sonuçları ALA (American Library Association) raporuna göre değerlendirilmiştir. Tüm deney grupları bu methoda önceden belirlenmiş olan kabul edilebilir yük değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Statik deneyleri yapılan sandalyeler, aynı deney şartları ile bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analiz programı üzerinde temsil edilmiştir. Sandalye çerçeve sistemi yapısal analiz programı ile çözümü yapılarak bu programın mobilya ürün mühendisliğinde kullanılabilirliği incelenmiştir.

## BÖLÜM 5

### BULGULAR VE TARTIŞMA

#### 5.1. DENEY MALZEMELERİNİN BAZI FİZİKSEL VE MEKANİK ÖZELLİKLERİ

##### 5.1.1. Yoğunluk ve Rutubet

Deney numuneleri bir ay boyunca 20 °C ve % 42 bağıl nem şartlarındaki iklimlendirme odasında bekletilerek %8 rutubet oranına getirilmiştir.

Eğilme direnci ve t-tipi mobilya köşe birleştirmede kullanılan loblolly çamı (*Pinus teada*) ortalama hava kurusu yoğunluk değeri TS 2472 standardına göre 0,57 g/cm<sup>3</sup>, sandalyeler için kullanılan lale ağacı-yellow poplar (*Liriodendron tulipifera* L.) için 0,48 g/cm<sup>3</sup> olarak belirlenmiştir.

##### 5.1.2. Eğilme Direnci ve Elastikiyet Modülü

Bu çalışmada kapsamında yapılan deneylerde kullanılan loblolly çamı masif ağaç malzemelerin ortalama eğilme direnci değerleri Tablo 5.1'de verilmiştir. Çalışmada kullanılan %12 rutubetteki loblolly çamı ağaç türünün ortalama elastikiyet modülü 8326 N/mm<sup>2</sup> olarak belirlenmiştir. Ayrıca, %12 rutubetteki lale ağacı (yellow poplar) için eğilme direnci değeri 77,03 N/mm<sup>2</sup> ve elastikiyet modülü 11725,61 N/mm<sup>2</sup> dir.

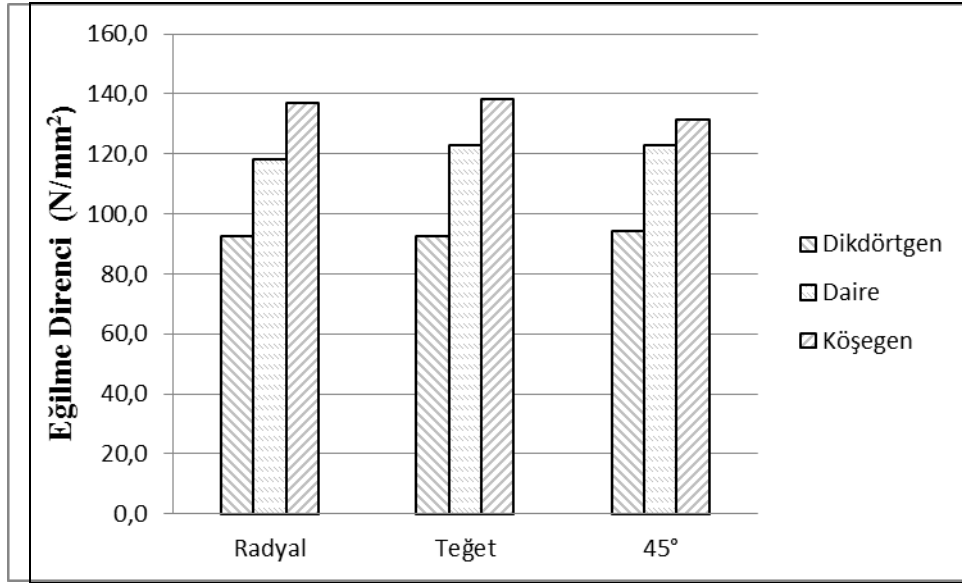
Tablo 5.1'e göre, kuvvetin liflere radyal yönde yükleme yapılması halinde geleneksel olarak üretimi yapılan dikdörtgen kesit formu numunelerin ortalama değeri 93,2 N/mm<sup>2</sup>, alternatif kesit geometrisi olarak kullanılacak daire formu 121,3 N/mm<sup>2</sup> ve köşegen kesit formu deney örneklerde 135,4 N/mm<sup>2</sup> bulunmuştur.

Tablo 5.1. Ağaç malzemelerin eğilme direnci değerleri (N/mm<sup>2</sup>).

	Radyal	St.sp.	Teğet	St. sp.	45°	St. sp.
Dikdörtgen	92,7	7,7	92,6	11,2	94,3	6,7
Daire	118,3	12,5	122,7	8,1	123,0	10,4
Köşegen	136,9	10,2	138,1	11,5	131,3	16,5

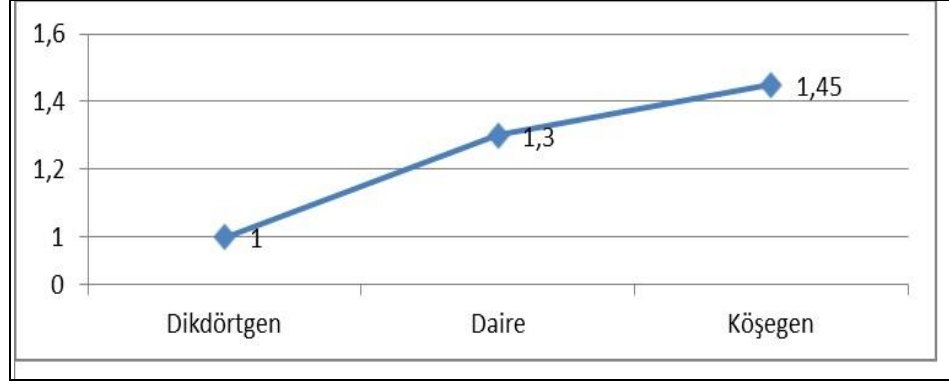
St. Sp. : Standart Sapma

Alternatif kesit formlarıyla (daire ve köşegen) klasik kesit formlu dikdörtgen verilerinin oranlaması yapıldığında sırasıyla daire formu %33, köşegen formu ise %49 daha dirençli bulunmuştur. Buna göre, kesit geometrisi etkili, kuvvet uygulama yönü ise etkisiz bulunmamıştır (Şekil 5.1 ve Şekil 5.2). Elde edilen bu veriler Erdil (2002) tarafından yapılan doktora çalışmasıyla paralellik göstermektedir.



Şekil 5.1. Masif ağaç malzemelerin eğilme direnci değerlerinin grafiksel olarak gösterimi.





Şekil 5.2. Masif ağaç malzemelerin eğilme direnci değerlerinin orantısal gösterimi.

Kesit geometrisi formu ve kuvvet uygulama yönünün eğilme direncine etkilerine ilişkin çoklu varyans analizi sonuçları Tablo 5.2’de verilmiştir.

Tablo 5.2. Kesit geometrisi formu ve kuvvet uygulama yönünün eğilme direncine etkilerine ilişkin çoklu varyans analizi verileri.

Varyans Kaynakları	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	F Değeri	Hata İhtimali $p < 0.05$
Kesit Geometrisi	39246,396	2	19623,198	164,816	0,000
Kuvvet Uygulama Yönü	83,984	2	41,992	0,353	0,704
Kesit Geometrisi * Kuvvet Uygulama Yönü	523,396	4	130,849	1,099	0,363
Error	9643,961	81	119,061		
Total	1785414,41	90			
a. R Squared = 0,805					

Kesit geometrisi formunun eğilme direnci üzerindeki etkileri 0,05 yanılma olasılığı için önemli, kuvvet uygulama yönü ise anlamsız bulunmuştur. Yapılan ikili etkileşimlerden kesit geometrisi formu - kuvvet uygulama yönü etkileşimleri istatistiksel olarak anlamsız bulunmuştur.

Teğet yüklemeler değerlendirildiğinde, alternatif kesit formlarıyla (daire ve köşegen) geleneksel kesit formu dikdörtgen verilerinin oranlaması yapıldığında sırasıyla daire formu %28, köşegen formu ise %48 daha dirençli bulunmuştur. 45° açılı kuvvet uygulama yönündeki yüklemelerde ise, sırasıyla daire formu %30, köşegen formu %39 daha dirençli bulunmuştur (Şekil 5.2).

Tüm lif yönlerinin ortalama verileri değerlendirildiğinde, daire formu %30 ve köşegen formu %45 daha fazla eğilme direncine sahiptir. Köşegen ve daire kesit formlarının dikdörtgene oranla daha dirençli çıkmasının nedeni kesit genişliğinin orta ekseninde daha fazla olmasından kaynaklanmış olabilir. Bu alanın daha fazla olması makaslama direncini azaltacağından eğilme direncini artırmış olabilir.

Eğilme direnci (MOR) testindeki elde edilen veriler ışığında, teorikte adlandırılan kesit form faktörü (1,8 dikdörtgen=daire ve 1,41 dikdörtgen=köşegen) kiriş elemanlı deney örneklerinde tutarlılık göstermiştir. Elde edilen bu veriler ışığında kesit geometrisi formunun T-tipi köşe birleştirmelerinde ve sandalyelerde denemesi yapılmıştır.

#### **5.1.2.1. Form Faktörünün Eğilme Direncine Etkisi**

Standart eğilme gerilim denklemi kullanıldığında daire kesit formu elemanların kırılma esnasında kare kesit formu elemanlara oranla daha yüksek direnç sergilemektedir (Wolfe vd., 2001).

Mobilya köşe birleştirmelerde kesit faktörü birleştirmenin direncini doğrudan etkilemektedir. Hem teorik mühendislik hesaplamalarına göre hem de Markwardt ve Wilson (1935) un belirttiği gibi daire kesit formu malzemenin direnci geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu malzemelerin eğilme direncinden %18 daha fazladır.

Markwardt ve Wilson (1935) 'e göre daire ve köşegen kesit formu dikdörtgen kesit formuna oranla sırasıyla %18 ve % 41 daha fazla eğilme direncine sahiptir.

Böylelikle 1,18 form faktörü daire kesit formuna ve 1,41 form faktörü köşegen kesit formuna uygulanabilir.

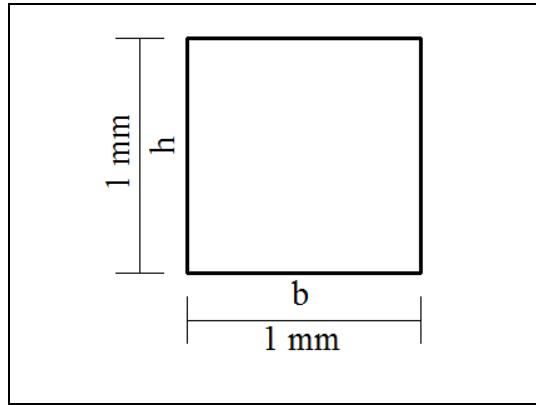
Erdil (2002), birim kesit alanında daire kesit ile kare kesit ve köşegen kesitle kare kesit arasındaki eğilme direnç farkını şu şekilde hesaplamıştır.

### Kare Kesit

1mm<sup>2</sup> kare kesit alanlı bir eleman için (Şekil 5.3),

$$\text{Genel eğilme direnci } \sigma = \frac{Mc}{I} \text{ (N/mm}^2\text{) 'dir.} \quad (5.1)$$

$$\text{Bu formülden } \sigma_{Kare} = \frac{M0,5}{\frac{1}{12}} \Rightarrow 6M \text{ (N/mm}^2\text{) elde edilir.}$$



Şekil 5.3. Kare kesit elemanı.

Burada,

$\sigma$  = Eğilme direnci, N/mm<sup>2</sup>

M = Moment, N.mm

$$I_{kare} = \frac{bh^3}{12} \text{ Dikdörtgen kesit için atalet momenti} \quad (5.2)$$

b: deney örneğinin genişliği, mm

h: deney örneğinin yüksekliği, mm

### Daire Kesit

1mm<sup>2</sup> dairesel kesit alanlı bir eleman için (Şekil 5.4),

Genel eğilme direnci  $\sigma = \frac{Mc}{I}$  (N/mm<sup>2</sup>) dir. (5.1)

Bu formülden  $\sigma_{Daire} = \frac{M0,564}{\frac{3,14.1,128^4}{64}} \Rightarrow 7,05M$  (N/mm<sup>2</sup>) elde edilir.

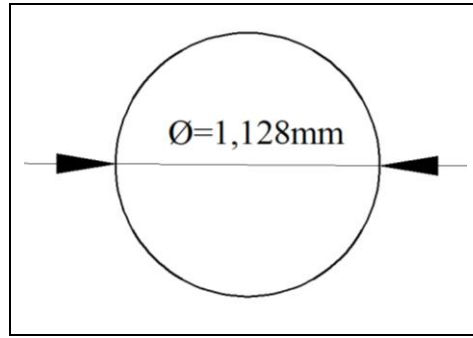
Burada,

$\sigma$  : Eğilme direnci, N/mm<sup>2</sup>

M: Moment, N.mm

$$I_{Daire} = \frac{\Pi.D^4}{64} \text{ Daire kesit için atalet momenti} \quad (5.3)$$

D = daire kesit formunun çapı (1,128mm)



Şekil 5.4. Dairesel kesit elemanı.

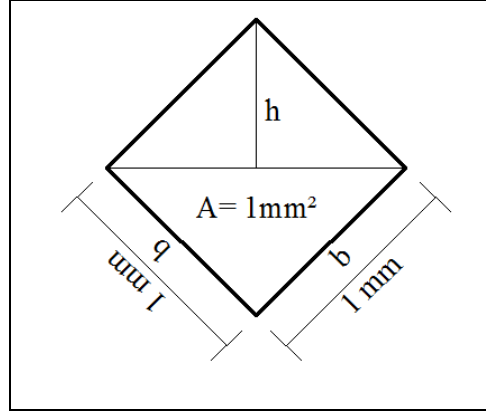
Buradan 7,05 M olan daire kesitin 6 M olan kareye oranla % 18 daha fazla dirençli olduğu görülmektedir. Burada M değeri her iki kesit formu için aynı olduğundan her iki kesit detayını da aynı oranda etkileyecektir.

### Köşegen Kesit

1mm<sup>2</sup> köşegen kesit alanlı bir eleman için (Şekil 5.5),

Genel eğilme direnci  $\sigma = \frac{Mc}{I}$  (N/mm<sup>2</sup>) dir. (5.1)

Bu formülden  $\sigma_{Kş} = \frac{M0.7071}{\frac{1}{12}} \Rightarrow 8,49 M$  (N/mm<sup>2</sup>) elde edilir.



Şekil 5.5. Köşegen kesit elemanı.

Burada,

$\sigma$  = Eğilme direnci,  $N/mm^2$

$M$  = direnç noktasındaki eğilme momenti,  $N.mm$

$$I_{Ks} = \frac{h^4}{12} \quad \text{Köşegen kesit için atalet momenti} \quad (5.4)$$

$b$  = deney örneğinin genişliği,  $mm$

$h$  = üst kenarın merkeze uzaklığı,  $mm$

Buradan  $8,485M$  olan köşegen kesit geometrisi formu eğilme direnci,  $6M$  olan kare kesit geometrisi formunun oranlama yapıldığında köşegen kesit geometrisi formu daire kesit geometrisi formuna oranla ( $8,49 M / 7.05 M$ ) %20,4 daha fazla dirençlidir.

## 5.2. T- TİPİ MOBİLYA KÖŞE BİRLEŞTİRME DENEYLERİNDE OLUŞAN DEFORMASYONLAR

Loblolly çamı ağaç türünden elde edilen T- tipi köşe birleştirme deneylerinde oluşan deformasyonlar Şekil 5.6, Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Genellikle erkek zıvanada yatay yönde yarılmalar (Şekil 5.5a,b) ile başlayıp erkek zıvananın deformasyonu ile devam ederek birleştirme yerinde hataya sebep olmuştur. Bu tarz hata tüm kesit türlerinde meydana gelmiştir. Özellikle 25,4mm dikdörtgen kesit formulu alınlı zıvanada birleştirmelerde ise enine yarılmaların yanı sıra yüklem esnasında erkek zıvana üst kısmı dişi zıvana üst kısmı tarafından basma kuvveti sonucu ezilmesi (Şekil 5.6d) ve erkek zıvana alt bölgesi ile dişi zıvana alt bölgesi

arasında oluşan basmama kuvveti nedeniyle erkek zıvana alt bölgesinde yarılmalar oluşmuş ve ayrıca kuvvet ve alın etkisiyle erkek zıvana deliğinden dışa doğru bir itme kuvvetine maruz kalmıştır. Bu şekildeki deformasyonlara sıklıkla karşılaşılmıştır. Bu ezilme, yarıma ve geri itme kuvveti nedeniyle dikdörtgen zıvana formu düşük uzunluklarda başarısız sonuçlar vermiştir. Dikdörtgen kesit formu 38 mm ve 51 mm zıvana uzunluklarında ise genellikle makaslama yarılmaları meydana gelmiştir (Şekil 5.6c). Bu yarılmalar kısmı olduğu gibi tüm zıvana boyunca da gerçekleşmiştir.

Daire kesit formu 38 mm ve 51 mm zıvana uzunluklarında meydana gelen deformasyonlar genellikle Şekil 5.7 a,c,d'de gösterildiği gibi zıvana birleştirme uçlarında kırılma olarak gerçekleşmiştir. Bu deformasyonları Eckelman et al. (2004) ve Akçay (2005) yaptıkları çalışmalarda da görebiliriz.

Köşegen kesit formu 25,4 mm zıvana uzunluğundaki birleştirmelerde özellikle zıvana alt ve üst kısmında kısmi makaslama yarıması gerçekleşmiştir. Zıvananın orta eksen genişliği diğer kesit formlarına göre geniş olduğundan yarılmalar orta eksen üzerinde gerçekleşmemiştir (Şekil 5.8b). Bu şekilde birleştirme direncini korumuştur. 38 mm ve 51 mm zıvana uzunluklarındaki kırılmalar ise Şekil 5.8c,d'de gösterildiği gibi daire kesit formu birleştirme örnekleriyle benzer şekilde gerçekleşmiştir.



Şekil 5.6. Dikdörtgen kesit formulu zıvanalı T-tipi köşe birleştirme deneylerdeki oluşan deformasyonlar a) Kırılma başlangıcı, b) Makaslama yarılmaları, c) Kırılma sonrası, d) zıvanada meydana gelen ezilme ve yarıлма.



Şekil 5.7. Daire kesit formlu zıvanalı T-tipi köşe birleştirme deneylerdeki oluşan deformasyonlar a) Kırılma esnası, b) zıvanada meydana gelen makaslama yarılması, c) zıvananın kırılması, d) zıvananın kırılması.





Şekil 5.8. Köşegen kesit formulu zıvanalı T-tipi köşe birleştirme deneylerdeki oluşan deformasyonlar a) birleştirmede oluşan açılmalar, b) makaslama yarılmaları, c) zıvananın kırılma sonrası, d) zıvananın kırılma sonrası kesit yüzeyi.

### 5.3. T- TİPİ MOBİLYA KÖŞE BİRLEŞTİRMELERİ

#### 5.3.1. T- Tipi Köşe Birleştirmeler İçin İstatistiksel Analizler

Kesit geometrisi formu, alın etkisi, zıvana boyu ve kuvvet uygulama yönünün eğilme moment direncine etkilerine ilişkin çoklu varyans analizi sonuçları Tablo 5.3'te verilmiştir.

Yapılan ikili etkileşimlerden kuvvet uygulama yönü–alın etkisi, alın etkisi-zıvana boyu, alın etkisi-kesit geometrisi formu ve zıvana boyu-kesit geometrisi formu etkileşimleri 0,05 hata payı ile önemli, kuvvet uygulama yönü-zıvana boyu ve kuvvet uygulama yönü-alın etkisi anlamsız çıkmıştır. Yapılan üçlü ve dördü etkileşimleri 0,05 hata payı ile alın etkisi-zıvana Boyu-kesit geometrisi formu ve kuvvet uygulama yönü–alın etkisi-zıvana boyu-kesit geometrisi formu önemsiz bulunmuştur.

Tablo 5.3. Kesit geometrisi formu, alın etkisi, zıvana boyu ve kuvvet uygulama yönünün eğilme moment direncine etkilerine ilişkin çoklu varyans analizi.

Varyans Kaynakları	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	F Değeri	Hata İhtimali p < 0.05
Kuvvet Yönü	2	1817,742	3,904	0.022
Alın	1	170695,576	261,265	0,000
Zıvana	2	21523,219	29,798	0,000
Kesit	2	59365,302	101,128	0,000
Kuvvet Yönü * Alın	2	485,927	0,276	0,759
Kuvvet Yönü * Zıvana	4	1284,854	1,617	0,171
Kuvvet Yönü * Kesit	4	1252,885	2,741	0,030
Alın * Zıvana	2	8007,412	16,533	0,000
Alın * Kesit	2	7222,592	16,614	0,000
Zıvana * Kesit	4	6774,833	8,498	0,000
Kuvvet Yönü * Alın * Zıvana	4	260,656	1,256	0,288
Kuvvet Yönü * Alın * Kesit	4	900,845	0,651	0,627
Kuvvet Yönü * Zıvana * Kesit	8	669,783	0,982	0,451
Alın * Zıvana * Kesit	4	1115,001	2,739	0,030
Kuvvet Yönü * Alın * Zıvana * Kesit	8	703,379	2,038	0,043
Error	216	593,050		
Total	270			

a. R Squared = ,768 (Adjusted R Squared = ,712)

Kesit geometrisi formu, zıvana boyu, alın etkisi ve kuvvet uygulama yönünün eğilme moment direnç değerlerine etkisinin DUNCAN testi için karşılaştırılması Tablo 5.4'te verilmiştir.

Tablo 5.4. T- tipi köşe birleştirmeler için DUNCAN testi sonuçları.

Grup No	Eğilme Moment Direnci (N.m)	Homojenlik Grubu	Grup No	Eğilme Moment Direnci (N.m)	Homojenlik Grubu	Grup No	Eğilme Moment Direnci (N.m)	Homojenlik Grubu
B O 2 I	53,3	A	B □ 1 I	98,8	D-L	B □ 3 II	138,3	L-R
B O 1 III	57,5	AB	B □ 2 I	99,0	D-L	B □ 2 III	141,1	M-S
B O 3 III	59,9	ABC	B ◇ 1 I	101,5	E-M	A ◇ 2 I	145,3	N-T
B O 3 II	63,0	A-D	A O 2 I	106,8	F-N	B □ 2 II	146,7	N-T
B O 2 III	65,0	A-E	B □ 3 I	107,5	F-N	A ◇ 3 I	147,1	O-T
B O 3 I	65,6	A-E	A □ 2 I	107,6	F-N	A ◇ 1 I	147,3	O-T
B O 1 II	65,8	A-E	A O 1 II	109,7	G-O	A O 1 III	147,5	O-T
B O 1 I	70,6	A-F	A □ 1 I	113,0	G-P	A □ 1 II	148,3	O-T
B O 2 II	70,8	A-F	A □ 3 I	117,6	H-P	A □ 2 II	149,6	O-U
B ◇ 1 II	79,3	A-G	A O 3 I	120,3	H-Q	A ◇ 3 II	155,5	P-U
B ◇ 2 II	85,4	A-H	A O 1 I	121,6	H-Q	A □ 3 II	162,6	Q-U
B ◇ 2 III	87,2	A-I	B □ 1 II	122,3	H-Q	A ◇ 2 III	162,7	Q-U
B ◇ 3 I	88,1	A-J	B ◇ 3 III	124,1	I-Q	A ◇ 2 II	166,6	Q-U
B ◇ 2 I	89,9	A-J	A O 3 III	125,1	J-Q	A □ 1 III	175,7	R-V
B ◇ 3 II	91,8	B-J	A O 2 III	131,7	K-R	A ◇ 1 III	178,8	S-V
B ◇ 1 III	96,1	C-K	B □ 3 III	131,9	K-R	A □ 2 III	184,2	T-V
A O 3 II	96,3	C-K	A ◇ 1 II	133,6	K-R	A ◇ 3 III	201,4	U-V
A O 2 II	98,0	D-L	B □ 1 III	136,8	L-R	A □ 3 III	241,1	V-Y

Alın Türü: Alınlı (A); Alınsız (B)  
Kesit Geometrisi: Dikdörtgen (□) ; Daire (O); Köşegen (◇)  
Kuvvet Uygulama Yönü: Radyal (1); Teğet (2); 45° (3)  
Zıvana Boyu: 25,4mm (I); 38mm (II); 51mm (III)

Tablo 5.8'de gösterildiği gibi T-tipi mobilya köşe birleştirme deneylerinde DUNCAN testi sonuçlarına göre en başarılı grup olarak Dikdörtgen zıvana kesit formunda, alınlı, 45° lif açılı ve 51mm zıvana uzunluğuna sahip deney grupları bulunmuştur. En başarısız grup olarak ise daire kesit formunda, alınsız, teğet lif yönlü ve 25,4mm zıvana uzunluğuna sahip deney grubu olarak tespit edilmiştir.

### 5.3.2. T- Tipi Mobilya Köşe Birleştirmelerde Moment Kapasitesi

T-tipi köşe birleştirme deneylerde farklı kesit faktörü, kuvvet uygulama yönü, alın etkili ve zıvana boyu olarak ortalama eğilme direnci değerleri Tablo 5.5 ve Şekil 5.9'da verilmiştir.

Tablo 5.5. Alınlı ve alınsız T-tipi mobilya köşe birleştirme deneyleri moment kapasitesi değerleri.

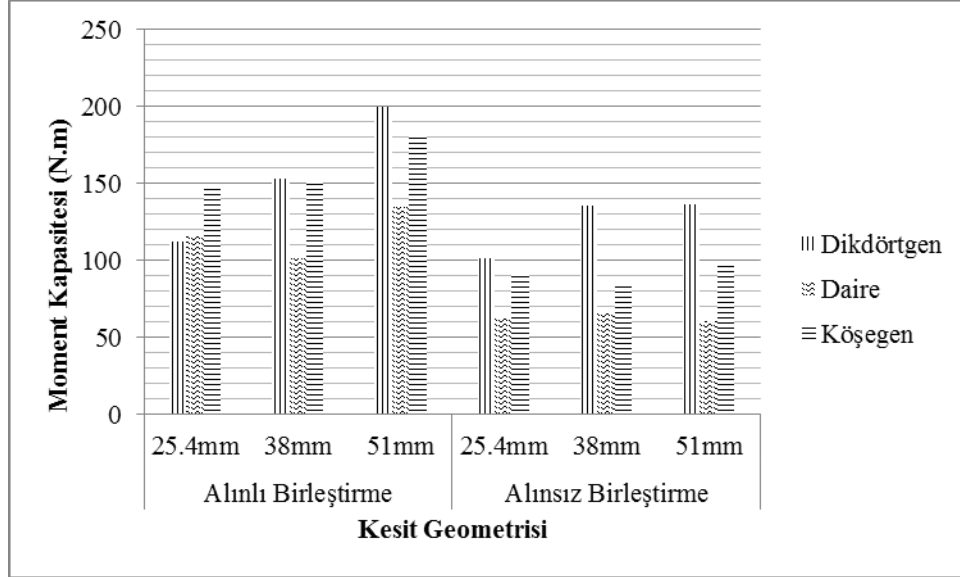
		Alınlı Birleştirme						Alınsız Birleştirme					
		25,4mm (N.m)	St. Sp.	38mm (N.m)	St. Sp.	51mm (N.m)	St. Sp.	25,4mm (N.m)	St. Sp.	38mm (N.m)	St. Sp.	51mm (N.m)	St. Sp.
<b>Dikdörtgen</b>	<b>RADYAL</b>	113	18	148,2	40,5	175,7	45,2	98,73	2	122,2	24,8	136,8	36,1
	<b>TEĞET</b>	107,5	3,8	149,6	61	184,1	60,2	98,95	2,8	146,6	29,2	141,1	19,4
	<b>45</b>	117,6	7,3	162,6	27,6	241,1	44,9	107,4	4,7	138,3	22,1	131,8	26,1
	<b>Ortalama</b>	112,7		153,4		200,3		101,7		135,7		136,6	
<b>Daire</b>	<b>RADYAL</b>	121,6	16	109,7	19,8	147,6	22,2	70,6	12,8	65,66	3,6	57,5	12
	<b>TEĞET</b>	106,8	16,4	97,94	31,3	131,6	25,9	53,37	14,1	70,83	6,9	64,95	8,8
	<b>45</b>	120,3	8,8	96,24	30,3	125,3	28,2	65,63	7,4	62,92	3,7	59,87	8,3
	<b>Ortalama</b>	116,2		101,3		134,8		63,2		66,47		60,77	
<b>Köşegen</b>	<b>RADYAL</b>	147,3	27	133,6	26,7	178,8	39,4	98,24	18,6	79,3	10	96,39	7,1
	<b>TEĞET</b>	145,3	14,7	166,5	17,1	162,7	21,1	89,92	4	85,4	19,2	86,98	17,3
	<b>45</b>	147,1	8,4	155,4	24,8	201,3	30,5	88,11	15,2	91,72	28,1	112,7	9
	<b>Ortalama</b>	146,6		151,8		180,9		92,09		85,47		98,7	

St. Sp. : Standart Sapma

Alınlı T-tipi köşe birleştirmelerde yapılan test sonuçlarına göre en düşük direnç (96,24 N.m) daire kesit formun kullanıldığı 45° derece kuvvet uygulama yönünde ve 38 mm zıvana uzunluğundaki deney grubunda, en yüksek direnç (241,06 N.m) ise dikdörtgen kesit formun kullanıldığı 45° derece kuvvet uygulama yönünde ve 51 mm zıvana uzunluğundaki deney grubunda elde edilmiştir (Tablo 5.5).

Alınsız T-tipi köşe birleştirmelerde yapılan test sonuçlarında en yüksek direnç (146,62 N.m) dikdörtgen kesit formun kullanıldığı teğet kuvvet uygulama yönünde ve 38 mm zıvana uzunluğundaki deney grubunda, en düşük direnç (53,37 N.m) daire

kesit formun kullanıldığı teğet kuvvet uygulama yönünde ve 25,4 mm zıvana uzunluğundaki deney grubunda, elde edilmiştir (Tablo 5.5).



Şekil 5.9. T-tipi köşe birleştirmelerdeki eğilme moment kapasitesi.

Şekil 5.9’da gösterildiği gibi 25,4mm zıvana uzunluğundaki tüm kuvvet uygulama yönlerinin ortalamasının alındığı alınlı köşe birleştirme örneklerinde daire kesit formu grubu örnekleri % 3,1; köşegen kesit formu grubu örnekleri ise %30 geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu deney grubu örneklerinden daha başarılı bulunmuştur. 25,4mm zıvana uzunluğundaki tüm lif yönlerinin ortalamasının alındığı alınsız T-tipi köşe birleştirme örneklerinde dikdörtgen kesit formu grubu örnekleri daire kesit formu grubu örneklerinden % 60,9 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinden % 10,4 daha başarılı bulunmuştur.

Dikdörtgen kesit formu 25,4 mm zıvana uzunluğundaki tüm lif yönlerinin ortalamasının alındığı köşe birleştirme örneklerinde alın etkisi %10,8 olarak ölçülmüştür. Bu oran daire kesit formu grubu örneklerinde % 83,8 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinde ise %59,1 olarak belirlenmiştir.

Şekil 5.9’a göre 38 mm zıvana uzunluğundaki tüm lif yönlerinin ortalamasının alındığı alınlı köşe birleştirme örneklerinde dikdörtgen kesit formu grubu örnekleri daire kesit formu grubu örneklerinden % 51,4 köşegen kesit formu grubu ile yaklaşık

aynı oranda %1 fark bulunmuştur. 38 mm zıvana uzunluğundaki tüm lif yönlerinin ortalamasının alındığı alınsız T-tipi köşe birleştirme örneklerinde geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu grubu örnekleri daire kesit formu grubu örneklerinden % 104 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinden % 58,8 daha başarılı bulunmuştur.

Dikdörtgen kesit formu 38 mm zıvana uzunluğundaki tüm lif yönlerinin ortalamasının alındığı köşe birleştirme örneklerinde alın etkisi %13,1, daire kesit formu grubu örneklerinde % 52,3 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinde ise %77,7 olarak belirlenmiştir.

51 mm zıvana uzunluğundaki tüm lif yönlerinin ortalamasının alındığı alınlı köşe birleştirme örneklerinde dikdörtgen kesit formu grubu örnekleri daire kesit formu grubu örneklerinden % 48,5 köşegen kesit formu grubu örneklerinden %10,7 daha başarılı bulunmuştur.

51 mm zıvana uzunluğundaki tüm lif yönlerinin ortalamasının alındığı alınsız T-tipi köşe birleştirme örneklerinde geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu grubu örnekleri daire kesit formu grubu örneklerinden % 124,7 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinden % 38,4 daha başarılı bulunmuştur.

Dikdörtgen kesit formu 51mm zıvana uzunluğundaki tüm lif yönlerinin ortalamasının alındığı köşe birleştirme örneklerinde alın etkisi %46,6, daire kesit formu grubu örneklerinde % 121,8 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinde ise %83,3 olarak belirlenmiştir.

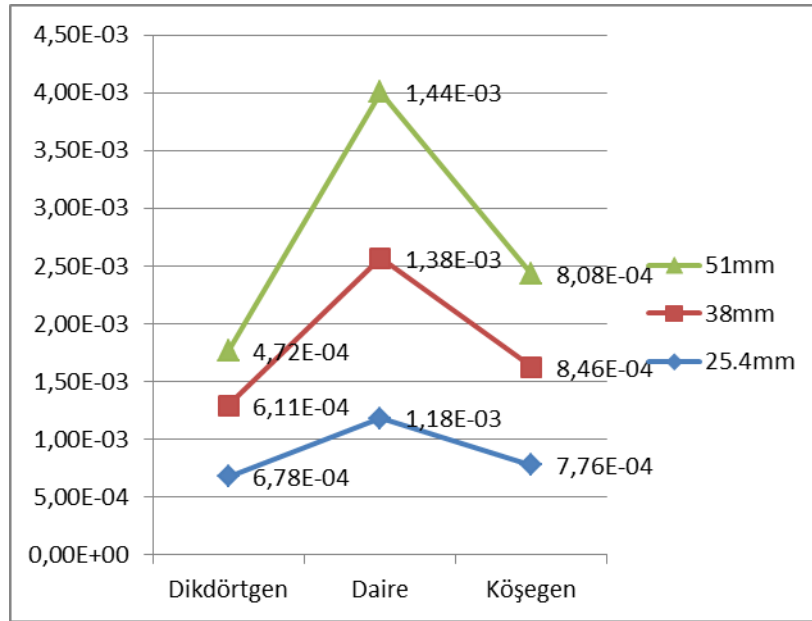
Tüm deney gruplarının ortalamaları dikkate alındığında zıvana boyu uzadığında alın etkisi artmıştır. Bu oran 25,4mm'lik zıvana boyunda ortalama alın etkisi %51,3 iken 38mm zıvana boyunda %65 ve 51mm zıvana boyunda ise %102,6 olarak artmaktadır.

### 5.3.3. T- Tipi Mobilya Köşe Birleştirmelerin Elastikiyeti (Yarı Rijitlik Katsayıları)

Deneyleerde elde edilen yarı rijitlik katsayıları Tablo 5.6 ve Şekil 5.10'da gösterilmiştir.

Tablo 5.6. T- tipi mobilya köşe birleştirmelerde elde edilen semirigid z katsayısı (rad/N.m).

	Alınlı T-Tipi Birleştirme			Alınsız T-Tipi Birleştirme		
	25,4mm	38mm	51mm	25,4mm	38mm	51mm
	(Zx10 <sup>-4</sup> )	(Zx10 <sup>-4</sup> )	(Zx10 <sup>-4</sup> )	(Zx10 <sup>-4</sup> )	(Zx10 <sup>-4</sup> )	(Zx10 <sup>-4</sup> )
Dikdörtgen	6,78	6,11	4,72	6,31	6,52	6,02
Daire	11,83	13,83	14,4	20,37	19,93	21,7
Köşegen	7,76	8,46	8,08	12,21	12,93	9,59



Şekil 5.10. Semirigid Z katsayısı sonuçlarının kesitlere göre dağılımı

Şekil 5.10'a göre farklı zıvana geometriler için T-tipi mobilya köşe birleştirmeleri için tüm zıvana boylarının ortalaması incelendiğinde daire zıvana formu için yarı rijitlik katsayısı (13,4E-04 rad/N.m) dikdörtgen (5,9 E-04 rad/N.m) ve köşegen

(8,1E-04 rad/N.m) zıvana formu verilerinden daha büyük bulunmuştur. Ayrıca, alınlı birleştirmeler (9,1 E-04 rad/N.m) alınsız birleştirmelere (12,8 E-04 rad/N.m) oranla dönme faktörünü büyük oranda (% 29,1) düşürmüştür.

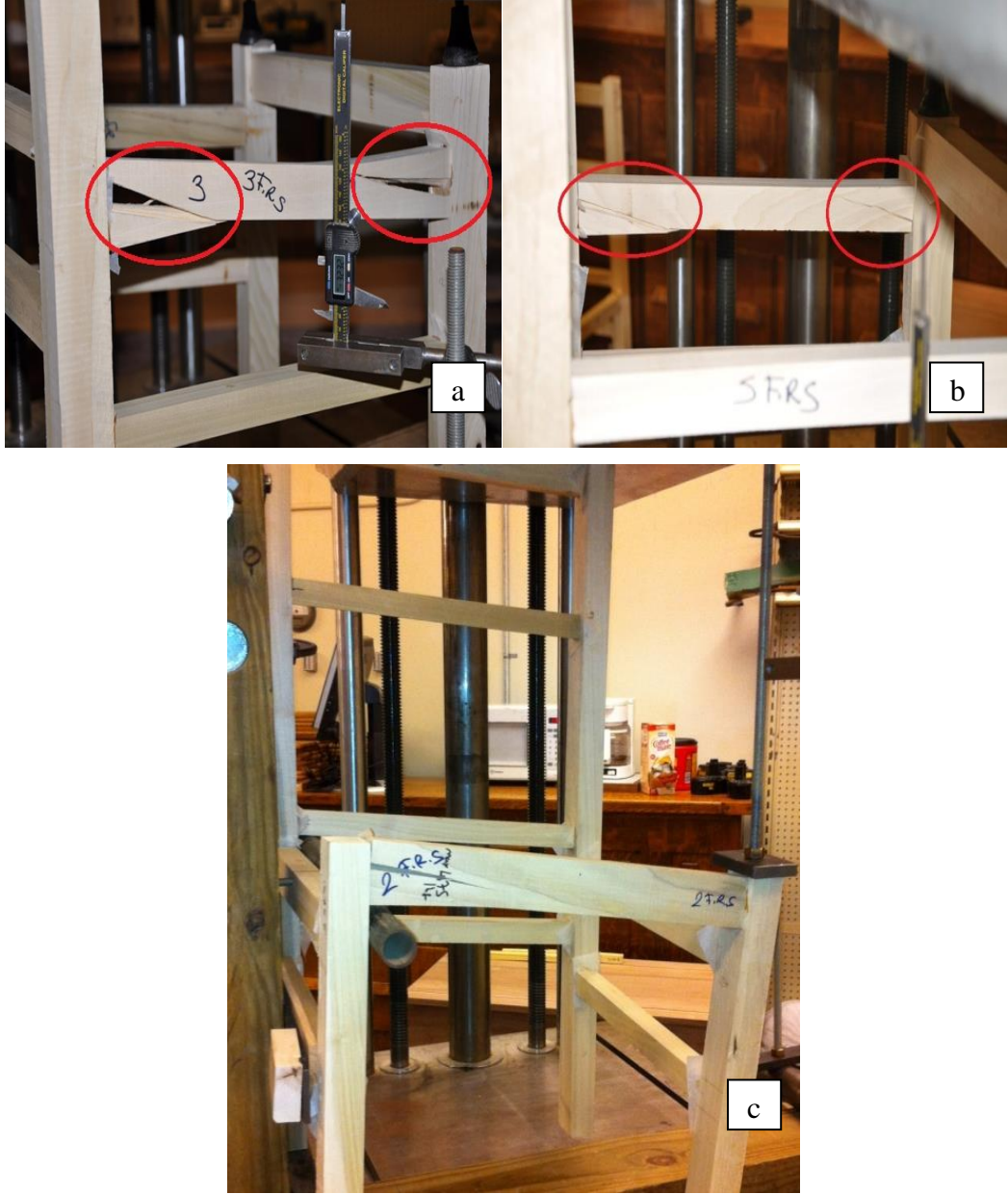
Kuvvet uygulama yönünün T-tipi mobilya köşe birleştirmelerin elastikiyetine etkisi incelendiğinde lif yönleri arasındaki farklar önemsiz bulunmuştur. Ayrıca, alınlı ve alınsız T-tipi mobilya köşe birleştirmeler için yarı rijtlik katsayı faktöründe zıvana boyunun etkisi önemsiz olarak bulunmuştur.

#### **5.4. STATİK SANDALYE TESTLERİ**

##### **5.4.1. Sandalye Ön ve Yanal Ayaklara Statik Deneylerinde Oluşan Deformasyonlar**

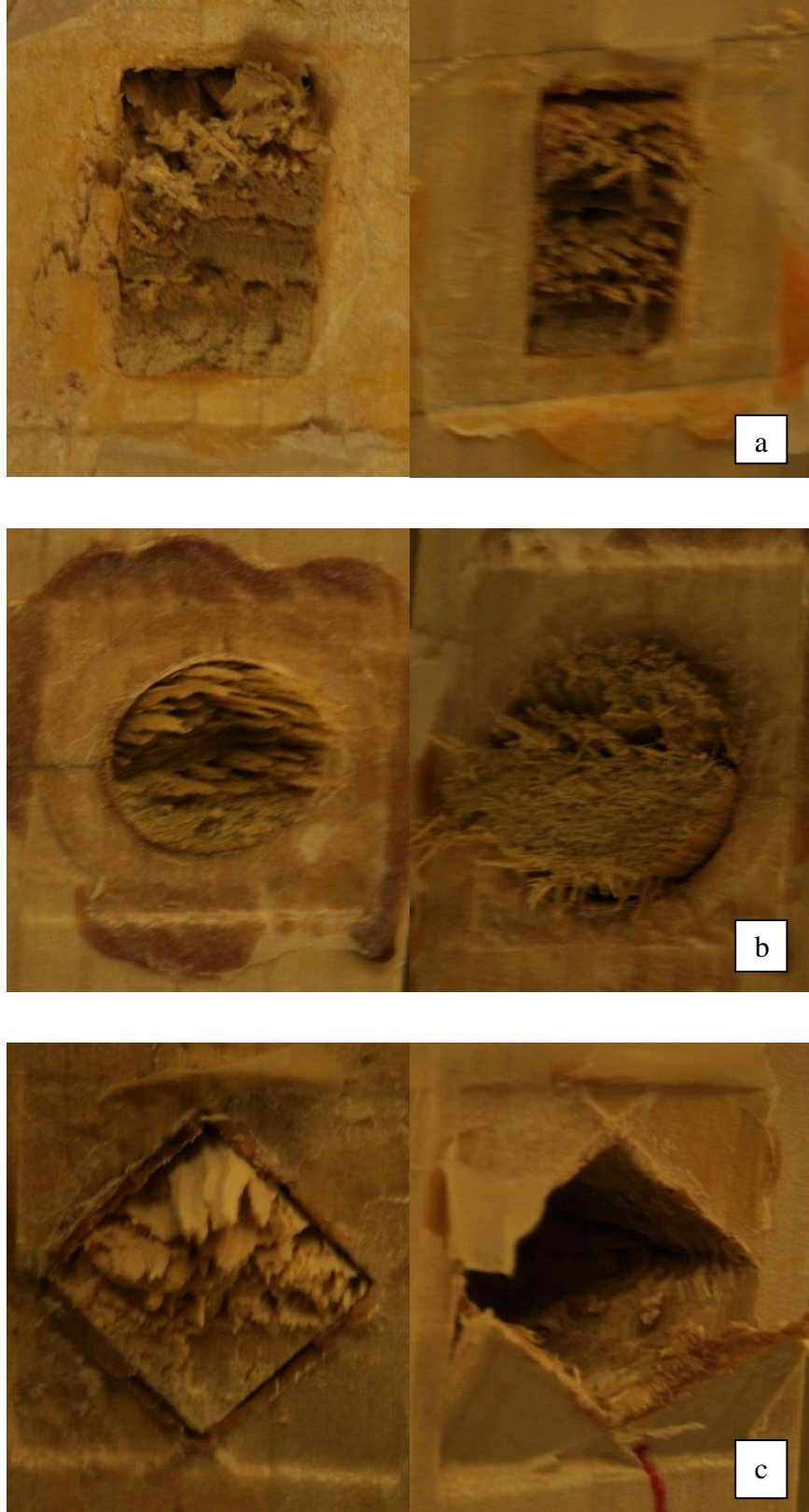
Lale ağacı (*Liriodendron tulipifera* L.) türünden elde edilen sandalye statik deneylerde sandalyelerde oluşan deformasyonlar Şekil 5.11 sandalye statik deneylerde oluşan kesit deformasyonları ise Şekil 5.12' de gösterilmiştir. Deneylerde yüklemeler sandalye elemanlarında kırılma, birleştirme yerlerinin açılması vb. gibi aşırı deformasyon hali oluşup, yük taşıma özelliği kayboluncaya kadar bu sistemde arttırılarak devam edilmiştir. Deney süresince özellikle sandalye yan üst kayıt elemanlarında kayıtın her iki uç kısmında yarılmalar oluşmuştur. Bu yarılmalar zaman zaman 10 cm boyutuna ulaşmıştır. Bu yarıklar zıvananın tam ortasından başlayarak açılı bir şekilde uzamaktadır.





Şekil 5.11. Sandalye statik deneylerde oluşan deformasyonlar a) yan üst kaytın kırılması, b) yan üst kaytın kırılması, c) ön kaytın kırılması.

Tüm zıvana kesit başlarında görüldüğü üzere basma ve çekme kuvvetleri etkisi açıkça görülmektedir. Özellikle dikdörtgen kesit formlu zıvanalarda oluşan iç gerilmeler nedeniyle enine yönde yarılmalar diğer kesit formlarına göre çok daha fazla ve belirgindir.



Şekil 5.12. Sandalye statik deneylerde oluşan kesit deformasyonları a) Dikdörtgen kesitte oluşan kırılma, b) daire kesitte oluşan kırılma, c) köşegen kesitte oluşan kırılma.

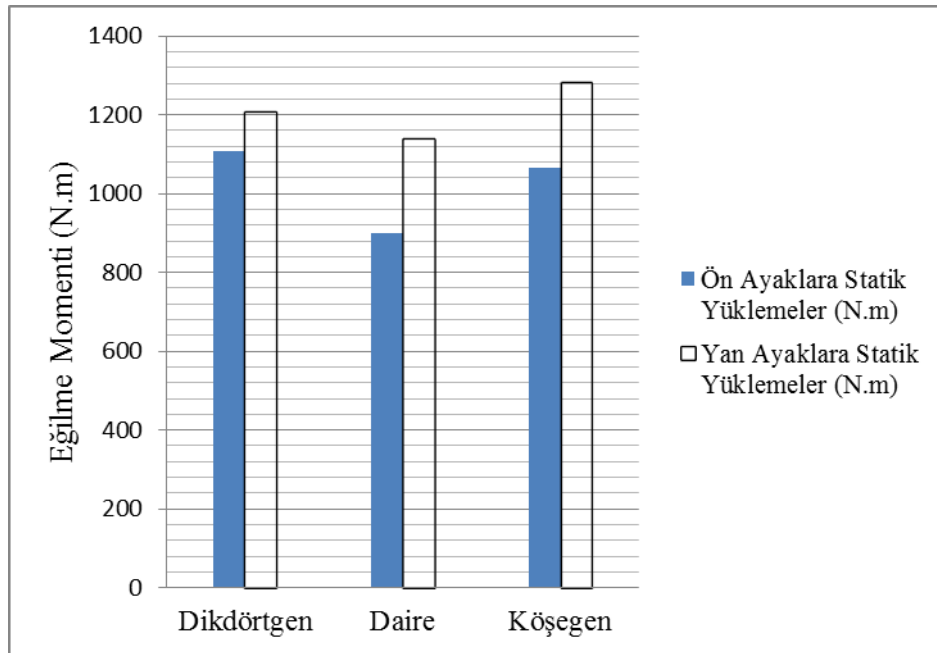
#### 5.4.2. Sandalye Ön ve Yanal Ayaklara Statik Yükleme Testleri

Sandalye ön ve yanal ayaklara düşey yönde statik yüklemelerde sandalye arka ayak - yan kayıt birleştirmelerinde oluşan moment değerleri Tablo 5.7 ve Şekil 5.13'te verilmiştir.

Tablo 5.7. Sandalye ön ve yanal ayaklara düşey yönde statik yüklemeye değerleri.

	Ön Ayaklara Max. Yükleme (kg)	Ön Çerçeve Tarafından Taşınan Moment (N.m)	st.sp.	Yan Ayaklara Max. Yükleme (kg)	Yan Çerçeve Tarafından Taşınan Moment (N.m)	st.sp.
Dikdörtgen	265,9	1107,4	59,7	294,0	1207,1	83,1
Daire	215,8	898,6	160,1	277,7	1140,3	91,6
Köşegen	255,9	1066,0	75,4	312,4	1282,8	61,4

st.sp. : Standart Sapma



Şekil 5.13. Sandalye ön ayaklarına statik yüklemelere ilişkin veriler.

Ön ayaklara statik yüklemeler göz önüne alındığında geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu zıvananın kullanıldığı sandalye grubu örnekleri daire kesit

formu grubu örneklerinden % 23,2 köşegen kesit formu grubu örneklerinden %3,8 daha başarılı bulunmuştur. Bu oran, T-tipi mobilya köşe birleştirme deneylerinde tüm zıvana boylarının otamaması alındığında, dikdörtgen kesit formu birleştirmeler daire kesit formu deney örneklerine oranla %32,3 daha başarılı bulunmuşken, köşegen kesit formu deney örneklerine dikdörtgen kesit formu grubu örneklerinden % 3,8 daha başarılı sonuçlar verdiği belirtilmiştir.

Yanal ayaklara statik yüklemeler uygulandığında geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu zıvananın kullanıldığı sandalye grubu örnekleri daire kesit formu grubu örneklerinden %5,8 daha başarılı, köşegen kesit formu grubu örneklerinden %6,3 daha az başarılı bulunmuştur. Elde edilen bulgular Şekil 5.13'te gösterilmiştir.

Yapısal analiz yazılımında sandalye modellenirken kuvvet yükü Tablo 5.7'ye göre belirlenmiştir. Bu amaçla, dikdörtgen zıvanalı sandalyelerin analizinde 2606N (265,9kg), daire zıvanalı sandalyelerde 2116N (215,8kg), köşegen zıvanalı sandalyelerde 2510N (255,9kg) kullanılmıştır.

## **5.5. SANDALYE ÖNDEN ARKAYA DEVİRLİ YÜKLEME TESTLERİ**

### **5.5.1. Sandalye Önden Arkaya Devirli Yükleme Testlerinde Oluşan Deformasyonlar**

Sandalye performans deneylerinde sandalyelerde oluşan deformasyonlar Şekil 5.14'te gösterilmiştir. Deneyler sandalyenin kullanım dışı kalıncaya kadar veya sandalye elemanları kırılincaya kadar sürdürülmüştür. Statik sandalye deneylerinde oluşan yarılma şeklindeki deformasyonların aksine sandalye önden arkaya devirli yükleme testleri bitiminde özellikle sandalye yan üst kayıt elemanlarındaki bu deformasyonlar dinamik kuvvetlerin etkisiyle zıvana uçlarında kırılma şeklinde ortaya çıkmıştır.



Şekil 5.14. Sandalye performans deneylerinde oluşan deformasyonlar.

### 5.5.2. Sandalye Önden Arkaya Devirli Yükleme Testleri Sonuçları

Denemelerde kullanılan sandalyelere uygulanan önden arkaya devirli basamaklı artan yükleme deneyleri sonucunda elde edilen kuvvet taşıma değerleri Tablo 5.8’de verilmiştir.

Performans deneylerine göre sandalyeler 223N luk bir başlangıç yükünden her bir basamak 112 N luk bir artış sağlanmıştır. Bu artış 1335 N'a ulaşıncaya kadar devam ettirilmiştir. 1335 N'a ulaşan sandalyelerdeki kuvvet artışları 224 N olarak yükseltilmiş ve bu şekilde artışlar devam ettirilerek 1560N, 1780N ve 2000N luk değerlere ulaşmıştır.

Tablo 5.8. Sandalye devirli basamaklı artan yükleme deneyleri sonucunda elde edilen kuvvet taşıma değerleri.

Sandalye Numarası	Zıvana Formu	Tamamlanmış Max. Yükleme (N)	Kırılmadaki Yükleme Deviri	Tamamlanmış Yükleme Deviri
1	Dikdörtgen	2000	5000	330 000
2		1560	17253	292 253
3		1780	11390	311 390
4		1560	2081	277 081
Ortalama		1725	8931	302 681
5	Daire	1780	162	300 162
6		1780	244	300 244
7		1780	540	300 540
8		1780	315	300 315
Ortalama		1780	315	300 315
9	Köşegen	2000	636	325 636
10		2000	64	325 064
11		1780	13862	313 862
12		1780	23789	323 789
Ortalama		1890	9588	322 088

Deney sonuçlarına göre en fazla direnç sırasıyla köşegen, daire ve dikdörtgen zıvana kesitli sandalyeler göstermiştir. Daire kesitli zıvanalı sandalye dikdörtgen kesitli zıvananın kullanıldığı sandalyelere oranla 2366 devir daha fazla yapmışken bu oran köşegen kesitli zıvananın kullanıldığı sandalyelerde 21773 olarak tespit edilmiştir.

### 5.5.1. DeneY Sonuçlarının GSA DeneY Yöntemine Göre Değerlendirilmesi

Sandalye performans deneyleri GSA deneY yöntemine uygun olarak Tablo 5.9'a göre değerlendirilmiştir.

Tablo 5.9. Sandalyelerin GSA deneY yöntemine göre değerlendirilmesi.

Sandalye Numarası	Zıvana Formu	Max DeneY Yüku (N)	Hafif Servis (N)	Sonuç	Orta Servis (N)	Sonuç	Ağır Servis (N)	Sonuç
1	Daire	1780	1100	+	1560	+	2000	-
2		1780	1100	+	1560	+	2000	-
3		1780	1100	+	1560	+	2000	-
4		1780	1100	+	1560	+	2000	-
5	Dikdörtgen	2000	1100	+	1560	+	2000	+
6		1560	1100	+	1560	+	2000	-
7		1780	1100	+	1560	+	2000	-
8		1560	1100	+	1560	+	2000	-
9	Köşegen	2000	1100	+	1560	+	2000	+
10		2000	1100	+	1560	+	2000	+
11		1780	1100	+	1560	+	2000	-
12		1780	1100	+	1560	+	2000	-

Performans deneyleri sonuçlarına göre, tüm zıvananın kesit formlarının kullanıldığı sandalyeler hafif ve orta kullanım şartlarında başarılı bulunurken ağır kullanım şartlarına göre en başarılı olarak köşegen kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyeler (%50) bulunmuştur. Dört sandalyeden ikisi başarılı olurken diğer ikisi başarısız olmuştur. Dikdörtgen kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyeler ise ağır kullanım şartlarında sadece bir sandalye başarılı olurken üç sandalye başarısız olmuştur. Daire kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyelerin tamamı ise başarısız olmuştur (Tablo 5.9).

### 5.6. YAPISAL ANALİZİ PROGRAMIYLA SONUÇLARIN İRDELENMESİ

Sandalye elemanlarında ve birleştirmelerinde oluşan moment kuvvetleri diğer eksenel ve kesme kuvvetlerine göre oluşum bakımından farklılık göstermektedir.

Eksenel ve kesme kuvvetleri elemanların başından uç kısmına kadar aynı değerde sabit değerler almaktadır. Momentler ise elemanların başlangıç noktasından itibaren uç noktasına kadar değişen değerler almaktadır. Bu nedenle moment değerleri alınırken Şekil 4.28’de gösterildiği gibi her elemanın başlangıç noktasındaki (i) ve uç noktasındaki (j) moment değerleri alınmıştır.

Sandalye kenar çerçeve sistemini oluşturan elemanlarda oluşan en büyük eğilme gerilmelerinin yan üst kayıt-arka ayak (M8-M26 ve M27), yan üst kayıt-ön ayak (M8-M25 ve M23), yan alt kayıt-arka ayak (M7-M24 ve M25) ve yan alt kayıt-ön ayak (M7-M23 ve M6) bağlantı noktalarında gerçekleşmiştir. Bu veriler Tablo 5.10, Tablo 5.12, ve Tablo 5.14’te verilmiştir. Bu noktalardaki birleştirmelerin mukavemetleri ile elemanların kesit özellikleri sandalye çerçeve sistemin kuvvet taşıma kapasitesi üzerine etkili olduğu belirlenmiştir. Sandalye çerçeve sisteminde en kritik yer birleştirme noktalarıdır. Gerekli görüldüğü takdirde, bu noktalar dikkate alınıp kesit ölçüleri, yönleri veya geometrileri optimize edilmek suretiyle iyileştirmeler yapıldığında bu elemanların gerilme değerleri düşürülerek sandalye çerçeve sisteminin kuvvet taşıma değerleri artırılabilir. Bu aşamada, elemanlarda meydana gelen tüm kuvvetler ve gerilmeler analiz edilmiş ve malzemeler için belirlenen emniyet gerilmesi değerleri ile karşılaştırılmıştır. Performans deneylerde gerçekleşen deformasyon şekilleri dikkate alındığında en kritik noktaların birleştirmeler olduğu tespit edilmiştir. Yapısal analiz programıyla elde edilen sonuçlar da bu bilgiyi teyit etmektedir.

### **5.6.1. Dikdörtgen Kesitli Zıvananın Kullanıldığı Sandalyelerin Analizi**

Statik sandalye deneylerinde dikdörtgen zıvanalı sandalye çerçeve sistemini oluşturan elemanlarda oluşan eksenel kuvvetleri, makaslama ve eğilme dirençleri Tablo 5.10’de gösterilmiştir.

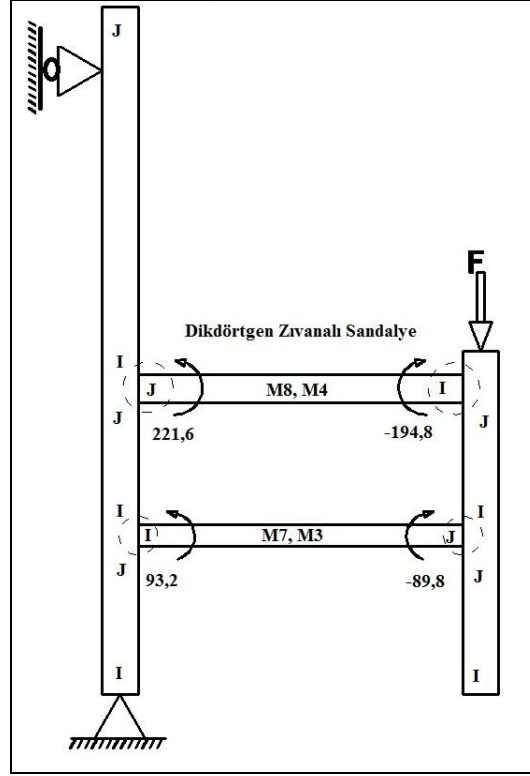


Tablo 5.10. Dikdörtgen zıvanalı sandalye elemanlarındaki eksenel kuvvetler, makaslama ve eğilme dirençleri.

Birleştirme Adı	Eleman No	Eleman Ucu	Eksenel Kuvvetler (N)	Makaslama Direnci (N/mm <sup>2</sup> )	Moment (N.m)
Yan alt kayıt- Arka ayak	M3	I	1464,79	397,88	93,20
Yan alt kayıt- Ön ayak	M7	J	1464,79	397,88	-89,83
Yan üst kayıt- Ön ayak	M4	I	-1464,79	-905,12	-194,79
Yan üst kayıt- Arka ayak	M8	J	-1464,79	-905,12	221,57
Ön ayak- Yan alt kayıt	M14	I	397,88	-1,46	-75,83
Ön ayak- Yan üst kayıt	M23	J	397,88	-1,46	158,53
Arka yak- Yan alt kayıt	M15	I	423,50	925,85	48,60
Arka yak- Arka alt kayıt	M24	J	423,50	925,85	-6,96
Arka yak- Arka alt kayıt	M18	I	423,50	925,85	-6,96
Arka yak- Yan üst kayıt	M27	J	423,50	925,85	-99,54

Sandalye statik deneylerde elde edilen maksimum yük değerleri ve sınır şartları yapısal analiz programı ile bire bir modellenmesiyle elde edilen sonuçlar aşağıda ifade edilmiştir. Buna göre, en kritik nokta olarak sandalye yan çerçeve kayıt uçlarında oluşan momentler listelenmiştir.

Yapısal analiz programı içerisinde dikdörtgen kesitli zıvananın kullanıldığı sandalyeler için yapılan analizlerde yan üst kayıt eleman uçlarında oluşan moment değerleri 221,6 N.m ve -194,8 N.m; yan alt kayıt eleman uçlarında oluşan moment değerleri ise 93,2 N.m ve -89,8 N.m bulunmuştur (Şekil 5.15). Burada gösterilen “- ve +“ değerler eleman uçlarında oluşan momentin yönünü göstermektedir.



Şekil 5.15. Yapısal analiz programı ile dikdörtgen zıvanalı sandalyelerde oluşan moment dağılımı.

Dikdörtgen kesitli zıvananın kullanıldığı sandalyeler için yapılan yapısal analizlerde sandalye yan çerçevesinde oluşan toplam moment değeri 599,4 N.m bulunmuştur. Sandalye çerçevesine uygulanan yükleme biçimine göre simetrik olduğundan, oluşan toplam moment her iki yan çerçeveye eşit dağılmıştır. Bu şekilde, sandalyenin diğer yan çerçevesinde oluşan moment değerleri de aynı olacağından  $599,4 \text{ N.m} \times 2 = 1198,8 \text{ N.m}$  olarak tespit edilmiştir. Aynı sandalyenin statik sandalye deneylerinde elde edilen kuvvet değerleri dikkate alındığında sandalye çerçeve sisteminde oluşan maksimum kuvvet 2607 N olarak ölçülmüştür. Kuvvetin uygulandığı moment kolu 425 mm'dir. Oluşan toplam moment değeri 1107,4 N.m olarak bulunmuştur. Yapısal analiz verileri ile performans testlerinin elde edilen toplam momentin değerleri üzerine kıyaslandığında, %92,38 yakınlık bulunmuştur. Dikdörtgen, daire ve köşegen kesitli zıvananın kullanılmış olduğu sandalyelerin yan çerçeve sistemine ait elemanlarda meydana gelen moment diyagramları Şekil 5.16'da verilmiştir.

Sandalye yan kayıt elemanlarında oluşan gerilmeler

$$\delta = \frac{M.c}{I} \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (5.1)$$

formülünden bulunmuştur.

Burada:

$\delta$ = Sandalye yan kayıt elemanlarında oluşan gerilmeler (N.mm<sup>2</sup>)

M= Eleman uçlarında oluşan moment (N.mm)

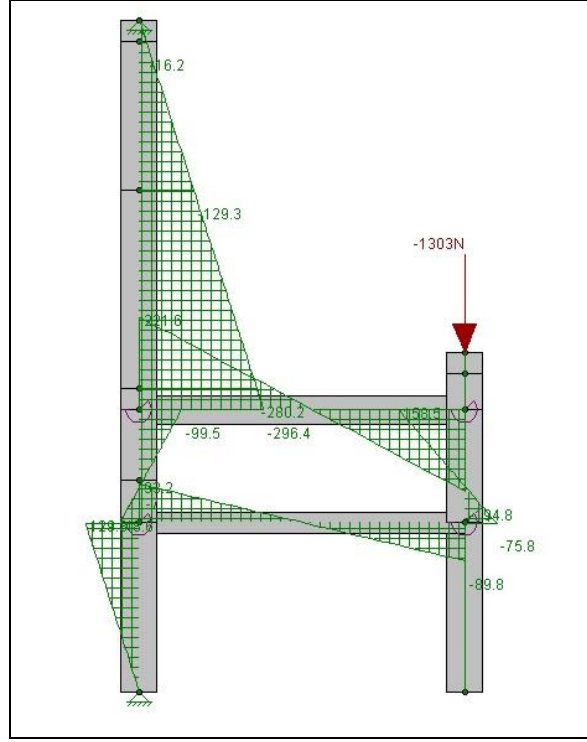
c= Ağırlık merkezi ile kuvvet yüzeyi arasındaki yükseklik (mm)

I= Atalet momenti (bh<sup>3</sup>/12)

Dikdörtgen zıvanalı sandalyeler için yapılan yapısal analizlerde yan üst kayıt- arka ayak birleştirmesi en kritik nokta olarak bulunmuştur. Yapılan tüm statik sandalye deneylerinde kırılmalar bu birleştirmede gerçekleşmiştir. Dolayısıyla bu birleştirme sandalye çerçeve sistemindeki en kritik noktadır. Bu nedenle yan üst kayıt ucunda oluşan moment değeri ile Formül 5.1 kullanılarak teorik olarak hesaplanabilir.

$$\delta = \frac{M.c}{I} = \frac{221600 \text{ N.mm} \times 20 \text{ mm}}{30 \text{ mm} \times 40^3 \text{ mm}^3 / 12} = 27,7 \text{ N.mm}^2$$

Elde edilen bu değer yapısal analiz programı ile elde edilmiş olup aşağıda ifade edilmiştir. Formül 5.1 kullanılarak daire ve köşegen zıvanalı sandalye elemanlarında oluşan gerilmelerde hesaplanmıştır.



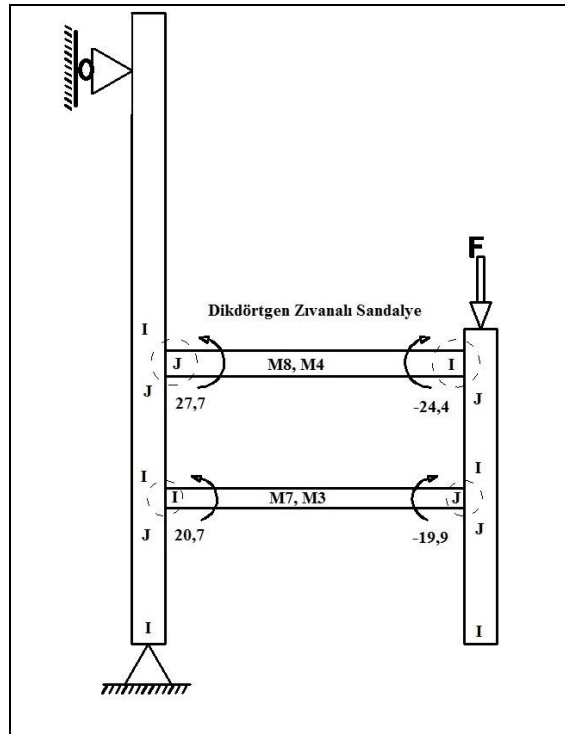
Şekil 5.16. Dikdörtgen zıvanalı sandalye elemanlarında oluşan moment diyagramları.

Sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler Tablo 5.11' de gösterilmiştir.

Tablo 5.11. Dikdörtgen zıvanalı sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler.

Birleştirme Adı	Eleman No	Eleman Ucu	Deney Eğilme Gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )	Emniyet Gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )
Yan alt kayıt- Arka ayak	M3	I	20,71	30,57
Yan alt kayıt- Ön ayak	M7	J	19,96	30,57
Yan üst kayıt- Ön ayak	M4	I	24,35	30,57
Yan üst kayıt- Arka ayak	M8	J	27,7	30,57
Ön ayak- Yan alt kayıt	M14	I	4,79	30,57
Ön ayak- Yan üst kayıt	M23	J	10,01	30,57
Arka yak- Yan alt kayıt	M15	I	3,07	30,57
Arka yak- Arka alt kayıt	M24	J	0,44	30,57
Arka Ayak-Yan üst kayıt	M17	I	18,72	30,57
Arka Ayak-Yan arka kayıt	M26	J	17,7	30,57
Arka yak- Arka alt kayıt	M18	I	0,44	30,57
Arka yak- Yan üst kayıt	M27	J	6,29	30,57

Sandalye yan kayıtlarını oluşturan elemanların uçlarında meydana gelen eğilme gerilmeleri yine yapısal analiz programından alınmış olup Şekil 5.17’de verilmiştir. Sandalye yan üst kayıtın arka ayak bağlantısında meydana gelen gerilme  $27,7 \text{ N/mm}^2$  ve ön ayak ile bağlantıdaki gerilme  $24,4 \text{ N/mm}^2$ , sandalye yan alt kayıtın arka ayak bağlantısındaki elemanın ucunda meydana gelen gerilme  $20,7 \text{ N/mm}^2$  ve ön ayak ile bağlantıdaki gerilme  $19,9 \text{ N/mm}^2$  olarak bulunmuştur.



Şekil 5.17. Dikdörtgen kesitli zıvananın yan kayıtlarında oluşan gerilmeler.

### 5.6.2. Daire Kesitli Zıvananın Kullanıldığı Sandalyelerin Analizi

Statik sandalye deneylerinde dairesel zıvanalı sandalye çerçeve sistemini oluşturan elemanlarda oluşan aksenal kuvvetleri, makaslama ve eğilme dirençleri Tablo 5.12’de gösterilmiştir.

Tablo 5.12. Daire zıvanalı sandalye elemanlarındaki aksenal kuvvetler, makaslama ve eğilme dirençleri.

Birleştirme Adı	Eleman No	Eleman Ucu	Eksenel Kuvvetler (N)	Makaslama Direnci (N/mm <sup>2</sup> )	Moment (N.m)
Yan alt kayıt- Arka ayak	M3	I	1.216,9	325,2	76,2
Yan alt kayıt- Ön ayak	M7	J	1.216,9	325,2	-73,4
Yan üst kayıt- Ön ayak	M4	I	-1.216,9	-732,8	-157,4
Yan üst kayıt- Arka ayak	M8	J	-1.216,9	-732,8	179,7
Ön ayak- Yan alt kayıt	M14	I	325,2	-1.216,9	-60,8
Ön ayak- Yan üst kayıt	M23	J	325,2	-1.216,9	133,9
Arka yak- Yan alt kayıt	M15	I	342,1	771,2	42,0
Arka yak- Arka alt kayıt	M24	J	342,1	771,2	-4,3
Arka yak- Arka alt kayıt	M18	I	342,1	771,2	-4,3
Arka yak- Yan üst kayıt	M27	J	342,1	771,2	-81,4

Yapısal analiz programıyla daire kesitli zıvananın kullanıldığı sandalyeler için yapılan yapısal analizlerde yan üst kayıt eleman uçlarında oluşan moment değerleri 179,7 N.m ve -157,4 N.m; yan alt kayıt eleman uçlarında oluşan moment değerleri ise 76,2 N.m ve -73,4 N.m bulunmuştur. Daire kesitli zıvananın kullanıldığı sandalyeler için yapılan yapısal analizlerde sandalye yan çerçevesinde oluşan toplam moment değeri 486,7 N.m bulunmuştur. Sandalye bütün sisteminde oluşan toplam moment değeri 973,4 N.m olarak tespit edilmiştir. Aynı sandalyenin performans deneylerinde oluşan toplam moment değeri 898,6 N.m bulunmuştur. Yapısal analiz programı ile performans testlerinin elde edilen toplam momentin değerleri üzerine kıyaslandığında, %92,32 yakınlık bulunmuştur.

Daire zıvanalı sandalye yan kayıtlarını oluşturan elemanlarda meydana gelen iç gerilmeler Tablo 5.13'te verilmiştir. Sandalye yan üst kaydın arka ayak bağlantısındaki elemanın ucunda meydana gelen gerilme 22,5 N/mm<sup>2</sup> ve ön ayak ile bağlantısındaki gerilme -19,7 N/mm<sup>2</sup>, sandalye yan alt kaydın arka ayak bağlantısındaki elemanın ucunda meydana gelen gerilme 16,9 N/mm<sup>2</sup> ve ön ayak ile bağlantısındaki gerilme -16,3 N/mm<sup>2</sup> olarak bulunmuştur.

Tablo 5.13. Daire kesitli zıvananın kullanıldığı sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler.

Birleştirme Adı	Eleman Adı	Eleman Ucu	Deney Eğilme Gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )	Eğilme Emniyet Gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )
Yan alt kayıt- Arka ayak	M3	I	16,93	30,57
Yan alt kayıt- Ön ayak	M7	J	16,31	30,57
Yan üst kayıt- Ön ayak	M4	I	19,67	30,57
Yan üst kayıt- Arka ayak	M8	J	22,5	30,57
Ön ayak- Yan alt kayıt	M14	I	3,84	30,57
Ön ayak- Yan üst kayıt	M23	J	8,46	30,57
Arka yak- Yan alt kayıt	M15	I	2,65	30,57
Arka yak- Arka alt kayıt	M24	J	0,27	30,57
Arka Ayak-Yan üst kayıt	M17	I	15,48	30,57
Arka Ayak-Yan arka kayıt	M26	J	14,64	30,57
Arka yak- Arka alt kayıt	M18	I	0,27	30,57
Arka yak- Yan üst kayıt	M27	J	5,14	30,57

Sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler Tablo 5.13'te gösterilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, M4 ve M8 numaralı elemanlarının "J" ucu yan üst kayıt- arka ayak bağlantısının en kritik noktası olduğu düşünülmektedir.

### 5.6.3. Köşegen Kesitli Zıvananın Kullanıldığı Sandalyelerin Analizi

Statik sandalye deneylerinde köşegen zıvanalı sandalye çerçeve sistemini oluşturan elemanlarda oluşan aksenal kuvvetleri, makaslama ve eğilme dirençleri Tablo 5.14'te gösterilmiştir.

Yapısal analiz programıyla daire kesitli zıvananın kullanıldığı sandalyeler için yapılan yapısal analizlerde yan üst kayıt eleman uçlarında oluşan moment değerleri 212,5 N.m ve -186,4 N.m; yan alt kayıt eleman uçlarında oluşan moment değerleri ise 90,6 N.m ve -87,4 N.m bulunmuştur.

Tablo 5.14. Köşegen zıvanalı sandalye elemanlarındaki eksenel kuvvetler, makaslama ve eğilme dirençleri.

Birleştirme Adı	Eleman No	Eleman Ucu	Eksenel Kuvvetler (N)	Makaslama Direnci (N/mm <sup>2</sup> )	Moment (N.m)
Yan alt kayıt- Arka ayak	M3	I	1.397,7	386,9	90,6
Yan alt kayıt- Ön ayak	M7	J	1.397,7	386,9	-87,4
Yan üst kayıt- Ön ayak	M4	I	-1.397,7	-868,1	-186,8
Yan üst kayıt- Arka ayak	M8	J	-1.397,7	-868,1	212,5
Ön ayak- Yan alt kayıt	M14	I	386,9	-1.397,7	-68,5
Ön ayak- Yan üst kayıt	M23	J	386,9	-1.397,7	155,1
Arka yak- Yan alt kayıt	M15	I	404,9	883,7	49,6
Arka yak- Arka alt kayıt	M24	J	404,9	883,7	-3,5
Arka yak- Arka alt kayıt	M18	I	404,9	883,7	-3,5
Arka yak- Yan üst kayıt	M27	J	404,9	883,7	-91,8

Daire kesitli zıvananın kullanıldığı sandalyeler için yapılan yapısal analizlerde sandalye yan çerçevesinde oluşan toplam moment değeri 577,3 N.m bulunmuştur. Sandalye bütün sisteminde oluşan toplam moment değeri 1154,6 N.m olarak tespit edilmiştir. Aynı sandalyenin performans deneylerinde oluşan toplam moment değeri 1066 N.m bulunmuştur. Yapısal analiz yöntemi ile performans testlerinin elde edilen toplam momentin değerleri üzerine kıyaslandığında, %92,33 yakınlık bulunmuştur.

Sandalye yan kayıtlarını oluşturan elemanların uçlarında meydana gelen iç gerilmeler Tablo 5.15’de verilmiştir. Sandalye yan üst kaydın arka ayak bağlantısındaki elemanın ucunda meydana gelen gerilme 2,6 N/mm<sup>2</sup> ve ön ayak ile bağlantıdaki gerilme -23,4 N/mm<sup>2</sup>, sandalye yan alt kaydın arka ayak bağlantısındaki elemanın ucunda meydana gelen gerilme 23,55 N/mm<sup>2</sup> ve ön ayak ile bağlantıdaki gerilme -20,1 N/mm<sup>2</sup> olarak bulunmuştur.



Tablo 5.15. Köşegen kesitli zıvananın kullanıldığı sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler.

Birleştirme Adı	Eleman Adı	Eleman Ucu	Deney Eğilme Gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )	Eğilme Emniyet Gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )
Yan alt kayıt- Arka ayak	M3	I	20,13	30,57
Yan alt kayıt- Ön ayak	M7	J	19,42	30,57
Yan üst kayıt- Ön ayak	M4	I	23,36	30,57
Yan üst kayıt- Arka ayak	M8	J	26,56	30,57
Ön ayak- Yan alt kayıt	M14	I	4,33	30,57
Ön ayak- Yan üst kayıt	M23	J	9,8	30,57
Arka yak- Yan alt kayıt	M15	I	4,13	30,57
Arka yak- Arka alt kayıt	M24	J	0,22	30,57
Arka Ayak-Yan üst kayıt	M17	I	17,86	30,57
Arka Ayak-Yan arka kayıt	M26	J	16,88	30,57
Arka yak- Arka alt kayıt	M18	I	0,22	30,57
Arka yak- Yan üst kayıt	M27	J	5,8	30,57

Sandalye kenar çerçevesi elemanlarında meydana gelen iç gerilmeler Tablo 5.15’ da gösterilmiştir. Analizlere göre, M4 ve M8 numaralı elemanlarının “J” ucu yan üst kayıt- arka ayak bağlantısında kırılma ihtimalinin en yüksek olduğu beklenmektedir. Yapılan gerçek deneylerde de sandalye bu birleştirmelerden kırılmıştır.

Eckelman (2003)'a göre eğilme emniyet gerilmesi kullanılan ağaç malzemenin emniyet gerilmesini maksimum eğilme direnci değerinin en az 1/3 ü kadar olması gerektiği bildirilmiştir. Performans testleri yapılan sandalyenin yapımında kullanılan lale ağacının (Yellow poplar) %8 rutubet miktarındaki eğilme direnci 91,7 N/mm<sup>2</sup>. Eğilme emniyet gerilmesi 30,57 N/mm<sup>2</sup>. Bu değer malzeme için kritik noktadır. Bu değere yaklaşıncı eleman üzerinde kırılmalar oluşacağı beklenmektedir. Yan üst kayıt- arka ayak birleştirmeleri sandalye çerçeve sistemini oluşturan en kritik noktadır. Kırılmaların bu noktalarda gerçekleşmesi beklenmektedir. Yapısal analiz sonuçları ile teorik sonuçlar Tablo 5.16'de verilmiştir.

Tablo 5.16. Yapısal analiz sonuçları ile eğilme emniyet gerilmelerinin karşılaştırılması.

	Yapısal Analiz Sonuçları (N/mm <sup>2</sup> )	Eğilme Emniyet Gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )	%
Dikdörtgen	27,7	30,57	90,6
Daire	22,5	30,57	73,6
Köşegen	26,6	30,57	87,0

Tablo 5.16'ya göre, dikdörtgen zıvananın kullanıldığı sandalyelerde en kritik birleştirme olan üst kayıt- arka ayak birleştirmelerinde oluşan eğilme gerilmesi 27,7 N/mm<sup>2</sup> olarak bulunmuştur. Aynı malzemenin eğilme emniyet gerilmesi 30,57 N/mm<sup>2</sup>. Daire zıvanalı sandalyelerin aynı birleştirmesinde oluşan eğilme gerilmesi 22,5 N/mm<sup>2</sup> ve köşegen zıvanalı sandalyelerin aynı birleştirmesinde oluşan eğilme gerilmesi ise 26,6 N/mm<sup>2</sup> olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak, yapısal analiz programından alınan gerilmeler ile malzemenin teorik olarak hesaplanan eğilme emniyet gerilmesi verilerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan bu karşılaştırmada dikdörtgen zıvanalı sandalyelerde %90,6, daire zıvanalı sandalyelerde %73,6 ve köşegen zıvanalı sandalyelerde ise %87 yakınlık bulunmuştur.

## BÖLÜM 6

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit alanlı kiriş elemanlı deney örneklerinin eğilme direnç değeri, alternatif kesit formları (daire ve köşegen) verilerinin oranlaması yapıldığında sırasıyla, daire kesit formundan %33, köşegen kesit formuna göre ise %49 daha az dirençli bulunmuştur. Eğilme direnci (MOR) deneylerinde elde edilen veriler, teorikte adlandırılan kesit form faktörü (1,18 dikdörtgen=daire ve 1,41 dikdörtgen=köşegen) ve literatür (Erdil, 2002; Wolfe vd., 2001) ile tutarlı bulunmuştur.

Kesit geometrisi formuna göre T-tipi köşe birleştirmelerinde 3 değişik zıvana boyunda farklı sonuçlar elde edilmiştir. 25,4 mm zıvana uzunluğundaki alınsız T-tipi köşe birleştirmelerde dikdörtgen kesit formu grubu örnekleri, daire kesit formu grubu örneklerinden % 60,9 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinden % 10,4 daha başarılı bulunmuştur.

38 mm zıvana uzunluğuna göre alınsız T-tipi köşe birleştirmelerde geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu, daire kesit formu grubu örneklerinden % 104 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinden % 58,8 daha başarılı bulunmuştur.

Dikdörtgen kesit formulu 51mm zıvana uzunluğundaki zıvanada alın etkisi %46,6, daire kesit formu grubunda % 121,8 ve köşegen kesit formu grubu örneklerinde ise %83,3 olarak belirlenmiştir.

Dikdörtgen zıvana kesit formu deney gruplarındaki bu değişiminin nedeni, 25,4 mm dikdörtgen kesit formulu alınlı zıvanada yükleme esnasında erkek zıvana üst kısmı dişi zıvana üst kısmı tarafından basma kuvveti sonucu ezilmesi ve erkek zıvana alt bölgesi ile dişi zıvana alt bölgesi arasında oluşan basma kuvveti nedeniyle erkek

zıvana alt bölgesinde yarılmalar oluşmuştur. Bu durum, kuvvet ve alın etkisiyle erkek zıvana deliğinin dışı doğru itme kuvvetine maruz kalması ile açıklanabilir. Ayrıca, yarılma ve geri itme kuvveti nedeniyle dikdörtgen zıvana formu düşük uzunluklarda başarısız sonuçlar verirken zıvana boyu arttıkça bu etkiden kurtularak yüksek mukavemet özellikleri göstermiştir.

Deneylede incelenen alın etkisi ise tüm deney gruplarının ortalamaları dikkate alındığında zıvana boyu uzadıkça alın etkisi de arttığı görülmüştür. Bu oran 25,4mm'lik zıvana boyunda ortalama alın etkisi % 51,3 iken 38mm zıvana boyunda % 65 ve 51mm zıvana boyunda ise % 102,6 olarak artmaktadır.

Yapılan deneyler neticesinde dikdörtgen kesit formulu mobilya T-tipi mobilya köşe birleştirmelerinde tüm zıvana boyları dikkate alındığında alın etkisi % 16,3 bulunmuşken bu oran daire kesit formulu mobilya T-tipi köşe birleştirmelerinde % 86, ve köşegen kesit formulu mobilya T-tipi köşe birleştirmelerinde ise % 73,4 olarak tespit edilmiştir. Dikdörtgen kesit formunda bu oranın düşük olması alın alanının diğer kesit formlarına göre farklılığından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Ayrıca, T-tipi mobilya köşe birleştirmelerinin yarı-rijit dönme faktörü incelenmiş ve tüm deney örneklerinin ortalama semi-rigid dönme faktörü alınlı T-tipi mobilya köşe birleştirmelerde  $9,2 \times 10^{-4}$  rad/N.m ve alınsız T-tipi mobilya köşe birleştirmelerde  $12,8 \times 10^{-4}$  rad/N.m olarak belirlenmiştir. Tüm zıvana kesit formlarında alının semi-rigid dönme faktörüne pozitif etkisi bulunarak Erdil vd. (2005) ile tutarlılık göstermektedir. Dikdörtgen zıvana kesitli T-tipi mobilya köşe birleştirmelerde alın etkisi % 6,1 olurken bu oran daire zıvananın kullanıldığı T-tipi mobilya köşe birleştirmelerde %35,2 ve köşegende ise %30,1 olarak belirlenmiştir. Her bir kesit zıvananın birim alanları birbirine eşite yakın olacak şekilde tasarlandığından oluşan farklı değerler zıvananın kesit geometrisinden kaynaklanmaktadır.

Geleneksel yöntemlerle üretimi yapılan sandalyeler statik ve devirli basamaklı artan yükleme yönteminin uygulandığı performans testlerine tabi tuturulmuştur. Elde edilen verilerle her bir zıvana kesit formu için sandalye statik değerinin sandalye performans testlerine oranı incelenmiştir. Yapılan değerlendirme neticesinde

geleneksel olarak üretilen dikdörtgen zıvananın kullanıldığı sandalyelerin statik değeri performans testlerine oranı %58,8 olarak bulunmuştur. Bu oran daire zıvana formu için %74,9 ve köşegen formu için %67,4 olarak dikkate alınması ifade edilmiştir. Bu değerlendirmeye paralel olarak literatürde dikdörtgen zıvana formu için %56 (Kuskun 2013); %50'lik bir oran (Erdil, 1998; Eckelman and Erdil, 1999) belirtmişlerdir. Ayrıca, daire zıvana formu için %65'lik bir oran (Eckelman and Haviorava 2006) önerilmektedir. Fakat köşegen zıvana kesit formulu sandalyeler hakkında yapılmış bir çalışma mevcut bulunmamaktadır. Yapılan bu çalışma bu bağlamda yürütülen ilk çalışmadır.

Sandalye ön ayaklara statik yükleme sonuçlarına göre geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu zıvananın kullanıldığı sandalye grubu örnekleri daire kesit formu grubu örneklerinden % 23,2 köşegen kesit formu grubu örneklerinden %3,8 daha başarılı bulunmuştur.

Sandalye yan al ayaklara statik yükleme verilerine göre, geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesit formu zıvananın kullanıldığı sandalye grubu örnekleri daire kesit formu grubu örneklerinden % 5,8 daha başarılı, köşegen kesit formu grubu örneklerinden % 6,3 daha az başarılı bulunmuştur.

Sandalyelerinin kullanım şartları altında gösterecekleri mukavemet özelliklerini belirlemek için yapılan performans testlerinde dikdörtgen kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyelerde yükleme devri 300315'e ulaşmışken daire kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyelerde yükleme devri 302681'e ve köşegen kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyeler ise 322088'e ulaşmıştır. Tamamlanmış en yüksek yük devri temel alınarak yapılan değerlendirmede, Dikdörtgen kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyelerin mukavemeti 1,53kN, daire kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyelerin mukavemeti 1,57kN ve köşegen kesit formulu zıvananın kullanıldığı sandalyelerin mukavemeti ise 1,69 kN olarak belirlenmiştir. 1,1kN mukavemeti yakalayamayan sandalyelerin ağır kullanım şartlarının bulunduğu kütüphane, lokanta vb. mekânlarda 2 yıl sonra kullanım ömrünü tamamladığı Likos vd. (2012) tarafından bildirilmiştir. Bu gibi mekanlarda en az 2kN mukavemeti bulunan sandalyeler tercih edilmesi gerektiğini söylemiştir. Ayrıca, ev içi kullanım

sandalyeleri için 0,89 kN' luk bir değerin tatmin edici olduğu, fast food restoranlardaki kullanımlar için 1 kN' luk bir değerin yeterli olduğu belirtmiştir.

Performans deneyleri sonuçlarına göre, mobilya iskelet sistemlerinde birleştirmeler en kritik noktalar olmaktadır. Buna göre, mekanik dirençleri yüksek olan köşegen kesit formu zıvana ile daha güçlü birleştirmeler ve dolayısıyla daha mukavemetli mobilya sistemleri elde etmek mümkündür. Alternatif kesit formlu zıvanaların kullanıldığı sandalyeler geleneksel olarak üretilen dikdörtgen kesit formlu zıvanalı sandalyelerin mukavemetine oranla daha başarılı bulunmuştur. Daire kesit zıvana formu sandalyelerin üretilmesi diğer kesit yöntemlerine göre çok daha elverişlidir. Bu tarz zıvana birleştirmelerin üretilmesi hem seri üretimde hemde geleneksel atölyelerde yapmak diğerlerine oranla çok daha hızlı ve kolaydır. Özellikle üretilmesi yapılmayan köşegen kesit zıvana formu sandalyelerin sağladığı mukavemet değerleri bakımından kullanımını teşvik etmek gerekmektedir.

Bilgisayar destekli yapısal analiz yöntemi ile yapılan analizlerde tespit edilen toplam moment değerleri ile sandalye performans deneylerinde elde edilen toplam moment değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Kıyaslama neticesinde, yapısal analiz ile elde edilen verilerin %92,3 yakınlık derecesinde doğru sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Sonuç olarak, Kuşkun'un (2013) belirttiği gibi performans testlerini de kapsayan ürün mühendisliği yöntemlerinin, mobilya mukavemet analizinde uygulanması ile kaliteli ve ekonomik çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalar üretilebileceği söylenebilir. Ayrıca, SEY ile yüksek sandalye mukavemeti, düşük malzeme tüketimi ve en ideal sandalye ergonomisine ulaşmak için optimum sandalye eleman kesit ölçüleri belirlenen çalışması ile Gawronski (2005) SEY'in mobilya endüstrisi için de kullanılabilirliğini göstermiştir.

## KAYNAKLAR

Akay, L., “Kompozit boruların darbe yüklerine karşı davranışlarının incelenmesi”, Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi*, İzmir (2005).

Akçay, H., Eckelman, C., and Haviarova, E., “Withdrawal, shear, and bending moment capacities of round mortise and tenon timber framing joints”, *Forest Product Journal*, 55(6): 60-72 (2005).

Altınok, M., “Sandalye tasarımında gerilme analizine göre mukavemet elemanlarının boyutlandırılması”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 38-47 (1995).

American Library Associations (ALA), “The use of performance tests and quality assurance programs in the selection of library chairs”, *Library Technology Reports* 18 (5): 483–571 (1982).

American Society for Testing and Materials, “Practice for sampling and data-analysis for structural wood and wood-based products”, *ASTM D2915 – 10*, West Conshohocken, PA, United States, (2010).

American Society for Testing and Materials, “Standard practice for establishing structural grades and related allowable properties for visually graded lumber”, *ASTM D 245*, West Conshohocken, PA, United States, (2011).

Anıl, Ö., Belgin, M. Ç., “Monotonik yükleme etkisi altındaki dikdörtgen kesitli betonarme kirişlerin sonlu elemanlar yöntemi ile doğrusal olmayan analizi”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 22(1): 191-197 (2007).

Anonim, “Mobilya sektör raporu”, *Orta Anadolu İhracatçı Birlikleri*, Ağustos (2011).

Anonim, “Mobilya sektörü raporu”, *Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, Sanayi Genel Müdürlüğü, Sektörel Raporlar ve Analizler Serisi*, (2013/1).

Anonim, “Ağaç ürünleri ve mobilya sektör raporu”, *Orta Karadeniz Kalkınma Ajansı* (2013).

Aydın, M., “Metalik saçların hidro şekillendirme yöntemiyle şekillenebilirliğinin incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, (2009).

Cai, L., Wang, F., Tan, H., “Study on the strength of molting corner joints of furniture”, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 53: 385-388 (1995).

Cals., CERG/SMIC, “Concurrent engineering information center: Definitions of concurrent engineering”, *Forest Products Society*, Mexico, 2-3 (1991).

Chen, C.J., Lee, T.L., Jeng, D.S., “Finite element modeling for the mechanical behavior of dowel-type timber joints,” *Computers and Structures*, 81: 2731- 2738, (2003).

Crisan, R., “An investigation into the stress-strain state of case furniture”, Ph.D. Thesis, *University of Buckingham*, United Kingdom, (2001).

Cross, N., “Engineering design methods: strategies for product design 3rd edition”, *John Wiley & Sons, Ltd*, New York, 2-4 (2000).

Çağatay, K., Efe, H., Kasal, A., ve Kuşkun, T., “T-tipi mobilya birleştirmelerinde ağaç türü ve birleştirme yönteminin moment taşıma kapasitesi ve elastikiyet üzerindeki etkileri”, *Politeknik Dergisi*, 15: (4), 161-169 (2012).

Çam, Y., Özdemir, H.O., “Yanal delaminasyon bölgesi içeren termoplastik tabakalı kompozitlerde burkulma analizi”, Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü*, İzmir (2005).

Daudeville, L., Davenne, L., and Yasumura, M., “Prediction of the load carrying capacity of bolted timber joint”, *Wood Science and Technology*, 33:15-29 (1999).

Diler, H., “Mühendislik tasarımı yaklaşımı ile farklı tiplerdeki ev sandalyelerinin mekanik performanslarının değerlendirilmesi”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (2013).

Eckelman, C., A., and Goodrick, F., E., “Reasonable design stresses for woods used in furniture“, *Purdue University Agricultural Experiment Station Bul.*, No. 916, West Lafayette, USA (1974).

Eckelman, C., A., “Performance testing of furniture, Part I. Underlying concepts”, *Forest Product Journal*, 38 (3): 44–48 (1988a).

Eckelman, C., A., “Performance testing of furniture, Part II. A multipurpose universal structural performance test method”, *Forest Product Journal*, 38 (4): 13–18 (1988b).

Eckelman, C., A., “Performance testing of side chair”, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 57, 227–234 (1999).

Eckelman, C. A., Erdil, Y. Z., “Joint design manual for furniture frames constructed of plywood and oriented standard board”, H.Ü. Ağaç İşleri Endüstri Mühendisliği Bölümü, *I. Uluslararası Mobilya Kongresi*, Bildiri Kitabı, İstanbul, 265-305 (1999).

Eckelman, C., Haviarova, E., Zhu, H., and Acuna, J., “Wooden school furniture for underdeveloped and developing countries”, *XXI IUFRO World Congress IUFRO*, Vienna, Austria (2000).



Eckelman, C., A., Erdil, Y., Z., “General services administration upholstered furniture test method – FNAE 80 – 214 : A description of the method with drawings”, Purdue University, **Department of Forestry and Natural Resources, Extension Publication FNR – 176, 1159 Forestry Bldg.**, West Lafayette, 47907, Indiana, USA, (2001).

Eckelman, C. A., Lin, F. C., and Zhang, J., “A technique for structural modeling of front rails for sofas”, **Holz als Roh-und Werkstoff**, 60: 60-65 (2002).

Eckelman, C., Y.Z. Erdil, and E. Haviarova, “Effect of cross holes on the bending strength of chair and table legs”, **Forest Product Journal**, 52(5):67-70 (2002).

Eckelman, C., Erdil, Y.Z., and Haviarova, E., School chairs for developing countries: designing for strength and durability, simplicity, and ease of construction”, **Forest Product Journal**, 53(2): 63-70 (2003).

Eckelman, C., A., “Textbook of product engineering and strength design of furniture”, **Text Book, Purdue University**, West Lafayette, Indiana, USA, January 15 (2003).

Eckelman, C., Haviarova, E., Erdil, Y. Z., Tankut, A. N., Akçay, H., and Denizli, N., “Bending moment capacity of round mortise and tenon furniture joints”, **Forest Product Journal**. 54(12): 192-197 (2004).

Eckelman, C., Haviarova, E., Tankut, A. N., Denizli, N., Akçay, H., and Erdil, Y. Z., “Withdrawal capacity of pinned and unpinned round mortise and tenon furniture joints”, **Forest Product Journal**, 54(12):185-191 (2004).

Eckelman, C.A., Haviarova, E., “Performance tests of school chairs constructed with round mortise and tenon joints”, **Forest Product Journal**, 56(3): 51-57 (2006).

Eckelman, C., Erdil, Y. Z., and Haviarova, E., “Effect of shoulders on bending moment capacity of round mortise and tenon joints, **Forest Product Journal**, 56(1):82-86, (2006).

Efe, H., “Modern mobilya çerçeve konstrüksiyon tasarımında geleneksel ve alternatif bağlantı tekniklerinin mekanik davranış özellikleri”, Doktora Tezi, **K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü**, Trabzon, 3-8 (1994).

Efe, H., “Mobilya konstrüksiyon tasarımında etkili faktörlerin analizi”, **K.T.Ü. I. Ulusal orman Endüstrisi Ürünleri Kongresi**, Bildiri Kitabı, Trabzon, 36-46 (1995).

Efe, H., Erdil, Y. Z., and Z., Eckelman, C., “Mobilya mühendislik tasarımında mobilya sistemlerinin sonlu elemanlar metoduyla optimizasyonu”, **G. Ü. T. E. F., I. İleri Teknolojiler Sempozyumu**, Bildiri Kitabı, Ankara, 315-323 (2003).

Efe, H., Kasal, A., Arslan, A. R., ve Likos, E.,” Servis yükleri etkisindeki ahşap iskeletli bir koltukta basınç, çekme, kesme ve eğilme dirençlerinin bilgisayar destekli üç boyutlu analizi” **15. Ulusal Ergonomi Kongresi**, Konya (2009).

- Eppstein, D., “Global optimization of mesh quality”, *Dept. Of Information and Computer Science*, Meshing Roundtable (2001).
- Erdil, Y. Z., “Strength analysis and design of joints of furniture frames constructed of plywood and oriented strand-board”, Master of Science, *Purdue University Graduate School*, West Lafayette, Indiana, USA, 1-9 (1998).
- Erdil, Y., Z., “Integrated product engineering and performance testing of furniture”, Ph.D. Thesis, *Purdue University Graduate School*, USA (2002).
- Erdil, Y., Z., Kasal, A., and Eckelman, C., “Bending moment capacity of rectangular mortise and tenon furniture joints”, *Forest Product Journal*, 55(12): 209-213 (2005).
- Erdil Y., Z., Kasal A., Eckelman C. A., “Bending moment capacity of rectangular mortise and tenon furniture joints”, *Forest Product Journal*, 55 (12): 209-213 (2005).
- Erdil, Y., Z., Kasal, A., “Effect of the tenon size and loading type on chair strength and comparison of actual test with finite element analyses results”, *The Premier for Professional in the Forest Products Industry*, June 9-11, Austin, Texas (2013).
- Gawronski T., “Multiobjective optimisation of a skeleton furniture construction”, *Roczniki AR Poznaniu Rozprawy Naukowe*, (2005).
- Gilman, E. F., and Watson, D. G., “Pinus taeda, loblolly pine”, *Fact Sheet ST-478*, October, (1994).
- Green, D. W., Winandy, J. E., and Kretschmann D. E., “Wood Handbook-Wood as an engineering material”, Gen. Tech. Rep. FPL-GTR-113. Madison, U.S., *Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory* (1999).
- Gustafsson, S. I., “Furniture design by use of the finite element method”, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 53 (4): 257-260 (1995).
- Gustafsson, S. I., “Finite element modeling versus reality for birch chairs”, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 54 (5): 355-359 (1996).
- Gustafsson, S., I., "Stability problems in optimized chairs", *Wood Science and Technology*, 30(5): 339-345 (1996).
- Gustafson, S. I., “Optimizing ash wood chairs”, *Wood Science and Technology*, 31(4): 291-301 (1997).
- Hamrick, J. L., Godt, W., Murawski D. A., and Loveless, M. D., “Correlations between species traits and allozyme diversity: Implications for conservation biology”, 75-86. In Falk, D and Holsinger K., *Genetics and Conservation of Rare Plants*, Oxford Press, London (1990).

Haviarova, E., Eckelman, C.A., and Erdil, Y. Z., “Design and testing of wood school desk frames suitable for production by low technology methods from waste wood residues”, *Forest Product Journal*, 51 (5): 79–88 (2001a).

Haviarova, E., Eckelman, C.A., and Erdil, Y. Z., “Design and testing of environmentally friendly wood school chairs for developing countries”, *Forest Product Journal*, 51(3): 58-64 (2001b).

İmirzi, H. Ö., “Farklı yapım teknikleri ve değişik kalınlıklardaki levhalar ile üretilmiş kutu tipi mobilyaların mukavemet özellikleri”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara (2008).

Jensen, J. L., Koizumi, A., Sasaki, T., Tamura, Y., and Lijima, Y., “Axially loaded glued in hardwood dowels”, *Wood Science and Technology*, 35:73-83 (2001).

Kasal, A., “Masif ve kompozit ağaç malzemelerden üretilmiş çerçeve konstrüksiyonlu koltukların performansı”, Doktora Tezi, *G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2004).

Kasal, A., Haviarova, E., Efe, H., Eckelman, C.,A., “Effect of adhesive type and tenon size on bending moment capacity and rigidity of t-shaped furniture joints constructed of turkish beech and scots pine”, *Wood and Fiber Science*, 45 (3): (2013).

Kuşkun, T., “Zıvana ölçülerinin ve yükleme tipinin sandalye mukavemetine etkileri ve gerçek deney sonuçlarının sonlu elemanlar analizi sonuçlarıyla karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Muğla Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ağustos (2013).

Likos, E., Haviarova, E., Eckelman, C. A., Erdil, Y, Z., and Ozcifci, A., “Effect of tenon geometry, grain orientation, and shoulder on bending moment capacity and moment rotation characteristics of mortise and tenon joints, *Wood and Fiber Science*, 44(4): (2012).

Likos, E., Haviarova, E., Eckelman, C. A., Erdil, Y, Z., and Ozcifci, A., “Technical note: Static versus cyclic load capacity of side chairs constructed with mortise and tenon joints”, *Wood and Fiber Science*, 45(2): 223-227 (2013).

Mihailecsu, T., “An investigation of performance of mortise and tenon joints using the finite element method”, *Journal of Institute of Wood Sci.*, 15(5): 89 (2001).

Nicholls, T., Crisan, R., “Study of the stress-strain state in corner joints and box type furniture using finite element analysis”, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 60: 66-71 (2002).

Örs, Y., Keskin, H., “Ağaç malzeme bilgisi”, *KOSGEB Yayınları*, Ankara (2001).

Patton-Mallory, M., Cramer, S. M., Smith, F.W., and Pellicane, P.J., “Nonlinear material models for analysis of bolted wood connections”, *Journal of Structural Engineering*, 1063-1070 (1997).

Richard J. S., Miller, J. F., “Capacity of pegged mortise and tenon joinery”, *Department of Civil and Architectural Engineering*, University of Wyoming, (2004).

Smardzewski, J., “Numerical analysis of furniture constructions”, *Wood Science and Technology*, 32 (4): 273-286, (1998).

Smardzewski J., Prekrad S., “Stress distribution in disconnected furniture joints”, *Electronic Journal of Polish Agricultural Universities*, Wood Technology, 5(2): (2002).

Smardzewski, J., “Technological heterogeneity of adhesive bonds in wood joints”, *Wood Science and Technology* (36): 213–227 (2002).

Smardzewski, J., “Strength of profile-adhesive joints”, *Wood Science and Technology*, 36: 173-183 (2002).

Smardzewski J., Papuga, T., “Stress distribution in angle joints of skeleton furniture”, *Electronic Journal of Polish Agricultural Universities*, Wood Technology, 7(1): (2004).

Tankut, A., N., Tankut, N., “The Effects of joint forms (shape) and dimensions on the strengths of mortise and tenon joints”, *Turk J Agric For*, 29: 493-498 (2005).

Tankut, N., “The effect of adhesive type and bond line thickness on the strength of mortise and tenon joints”, *International Journal of Adhesion and Adhesives*, Volume 27( 6): 493–498 (2007).

Topçu, M., Tasgetiren, S., “Mühendisler için sonlu elemanlar metodu”, *PAÜ Mühendislik Fakültesi*, Denizli, 1-2 (1998).

Türk Standartları Enstitüsü, “Odunda fiziksel ve mekanik deneyler için birim hacim ağırlığı tayini”, *TS 2472*, TSE, Ankara (1972).

Türk Standartları Enstitüsü, “Odunda mekanik ve fiziksel deneyler için rutubet miktarı tayini”, *TS 2471*, TSE, Ankara (1971).

Wolfe, R., Bodig, J., and Lebow, P., “Derivation of nominal strength for wood utility poles”, Gen. Tech. Rep, FPL-GTR-128, Madison, *U.S. Department Of Agriculture, Forest Services, Forest Product Laboratory*, 11 (2001).

Yörür, H., “Ahşap malzemeden üretilen köşe birleştirmelerin simülasyon (ANSYS) ortamında teknolojik özelliklerinin belirlenmesi”, Doktora Tezi, *Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bartın (2012).

## ÖZGEÇMİŞ

Erkan LİKOS 1980 yılında Karasu-Sakarya’da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Karasu’da tamamladı. 1999 yılında Muğla Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Mobilya ve Dekorasyon Öğretmenliği Bölümü’nde öğrenimine başlayıp 2005 yılında mezun oldu. Lisans eğitimi sırasında 15.02.2002–15.09.2002 ve 05.08.2003–30.01.2004 tarihleri arasında LGA QualiTest GmbH Mobilya Test Enstitüsünde (Nürnberg/Almanya) mobilya performans testleri üzerine meslek eğitimi aldı. 2005 yılında Muğla Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. Kasım 2005 tarihinde aynı birimde Araştırma Görevlisi olarak atandı. 1 Eylül 2006–23 Temmuz 2007 tarihleri arasında Erasmus programı kapsamında Ecole Supérieure du Bois (Nantes/Fransa) üniversitesinde Uluslararası Kereste Ticareti (International Timber Trade-ITT) programında eğitim aldı. 2009 yılında aynı üniversitede Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalında yüksek lisansını tamamladı. 2008, Aralık ayında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalında Doktora eğitimine başladı. 2009, Mart ayında Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Bölümü’ne Araştırma Görevlisi olarak atandı. Haziran 2010-Temmuz 2011 tarihleri arasında YÖK tarafından desteklenen araştırma bursuyla Purdue Üniversitesi Forestry and Natural Resources Departmanında misafir araştırmacı (Visiting Scholar) olarak bulundu. Halen Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Bölümünde görev yapmaktadır. Bekâr olan Erkan LİKOS İngilizce, Fransızca ve Almanca bilmektedir.

### **ADRES BİLGİLERİ**

Adres: Karabük Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
KARABÜK  
Tel: (507) 580 76 61  
E-posta: likos@karabuk.edu.tr.