

**AHŞAP OTURMA ELEMANLARININ
MUKAVEMET ANALİZİNDE
SONLU ELEMANLAR METODUNUN
UYGULANMASI**

**2015
DOKTORA TEZİ
MOBİLYA VE DEKORASYON EĞİTİMİ**

Mehmet Nuri YILDIRIM

**AHŞAP OTURMA ELEMANLARININ MUKAVEMET ANALİZİNDE
SONLU ELEMANLAR METODUNUN UYGULANMASI**

Mehmet Nuri YILDIRIM

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

**KARABÜK
Haziran 2015**

Mehmet Nuri YILDIRIM tarafından hazırlanan “AHŞAP OTURMA ELEMANLARININ MUKAVEMET ANALİZİNDE SONLU ELEMANLAR METODUNUN UYGULANMASI” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarız.

Prof. Dr. Burhanettin UYSAL

.....

Tez Danışmanı, Endüstri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 25/06/2015

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Burhanettin UYSAL (KBÜ)

.....

Üye : Prof. Dr. Ayhan ÖZÇİFÇİ (KBÜ)

.....

Üye : Prof. Dr. Ali Naci TANKUT (BÜ)

.....

Üye : Prof. Dr. Nurgül TANKUT (BÜ)

.....

Üye : Doç. Dr. Ahmet Hanifi ERTAŞ (KBÜ)

.....

...../...../.....

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

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

.....

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.”

Mehmet Nuri YILDIRIM

ÖZET

Doktora Tezi

AHŞAP OTURMA ELEMANLARININ MUKAVEMET ANALİZİNDE SONLU ELEMANLAR METODUNUN UYGULANMASI

Mehmet Nuri YILDIRIM

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Burhanettin UYSAL

Haziran 2015, 100 sayfa

Bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizi birçok mühendislik alanında kullanılabilen bir yöntemdir. Bu yöntemin mobilya elemanlarının mühendislik tasarımında uygulanması; mobilyaların çeşitli yükler altındaki çalışma koşullarında meydana gelen gerilmelerin önceden bilinmesi, eksikliklerin tespit edilmesi tasarımın iyileştirilmesi, sistemin güvenilirliği ve ekonomik açıdan büyük önem taşımaktadır.

Bu çalışmada, ağaç malzemenen üretilmiş koltuk konstrüksiyonlarının statik ve yorulma yüklemeleri altında gösterdiği olası kuvvet taşıma değerleri araştırılmıştır. Konstrüksiyon malzemesi olarak kayın ve sarıçam ağaç malzemeleri kullanılmış, birleştirme tipi olarak da zıvana ve kavelalı birleştirme tipleri uygulanmıştır. Bunun yanı sıra, sonlu elemanlar metodu çözüm programlarından endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılan ANSYS Workbench programı ile bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal statik ve yorulma analizleri yapılmıştır.

Çalışmanın, deneysel statik test sonuçlarına göre; Kayın zıvana birleştirme tipi koltuk modelinde kuvvet taşıma değeri 3812 N, sarıçam lambalı zıvanada 2880 N olarak belirlenmiştir. Bilgisayar destekli yapısal statik analiz sonuçlarına göre; Kayın zıvana birleştirme tipi koltuk modelinde kuvvet taşıma değeri 3900 N, sarıçam zıvana birleştirme tipi koltuk modelinde ise 3014 N olarak belirlenmiştir. Deneysel statik ve bilgisayar destekli yapısal statik analiz verilerinin kıyaslanmasında kayın lambalı zıvana birleştirme tipinde % 97,74'lik, sarıçam lambalı zıvana birleştirme tipinde ise % 95,55'lik yakınsama olduğu tespit edilmiştir.

Çalışmanın yorulma test değerlerine göre; Kayın zıvana birleştirme tipi koltuk modelinde yaslanma yerine 1760 N ve oturma yerine ise 1870 N'luk kuvvetler altında 350 000, sarıçam zıvana birleştirme tipi koltuk modelinde ise yaslanma yerine 1320 N ve oturma yerine 1430 N kuvvetler altında toplamda 250 000 tekrarlı yüklemeye dayandığı belirlenmiştir. Çalışmanın bilgisayar destekli yorulma analizinde; Kayın zıvana birleştirme tipi koltuk modelinde yaslanma yerine 1980 N ve oturma yerine ise 2090 N'luk kuvvetler altında toplamda 400 000, sarıçam zıvana birleştirme tipi koltuk modelinde yaslanma yerine 1650 N ve oturma yerine 1760 N kuvvetler altında toplamda 325 000 tekrarlı yüklemeye dayandığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak; kayın zıvana birleştirme tipinin yorulma analizi ve deneysel yorulma değerlerinde % 89,47'lik bir yakınsamanın olduğu ve sarıçam zıvana birleştirme tipinde ise % 81,25 yakınsama olduğu belirlenmiştir.

Bu çerçevede ahşap oturma elemanlarının yapısal statik ve yorulma analizlerinde sonlu elemanlar yönteminin uygulanması sonrasında anlamlı değerler elde edilmiş olup bilgisayar destekli analiz programlarının mobilya elemanları mühendislik tasarımında kullanılabilirliği kanıtlanmıştır.

Anahtar Sözcükler : Yapısal statik analiz, yorulma analizi, sonlu elemanlar metodu, sarıçam, kayın.

Bilim Kodu : 711.3.023

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

IMPLEMENTATION OF FINITE ELEMENT METHOD FOR THE STRENGTH ANALYSES OF WOODEN ARMCHAIR

Mehmet Nuri YILDIRIM

Karabuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Furniture and Decoration Education

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Burhanettin UYSAL

June 2015, 100 Pages

The finite element method (FEM), used in numerous areas of engineering, is used in the furniture designing process, as well. Finite element methods (FEM) have been commonly utilized in structural analysis of the furniture systems. Furthermore use of FEM analysis in furniture design has improved quality and reduced the need for creating and testing a physical prototype in design.

In this study, the static and fatigue behaviors of armchair frames constructed of wood materials were investigated. The Scots Pine (*Pinus Sylvestris* L.) and beech (*Fagus Orientalis* L.) wood materials joined by mortise/tenon and dowel pin joining types were used in this study. Additionally, the Finite Element Method (FEM) was utilized for analyzing the armchair construction by ANSYS Workbench Fatigue Tool software. The results were indicated that, the static load bearing capacity is a 3812 N for Beech (*Fagus orientalis* L.) with mortise and tenon joint type, while this is a 2

880 N for Scots pine (*Pinus sylvestris* L.) with mortise and tenon joint type. The computer aided static structure analysis results were showed that, the static load bearing capacity of Beech (*Fagus orientalis* L.) with mortise and tenon joint type is a 3 900 N and static load bearing capacity of Scots pine (*Pinus sylvestris* L.) with mortise and tenon joint type is a 3014 N. The highest convergence between the static test result and the static structure analysis obtained at Beech (*Fagus orientalis* L.) with mortise and tenon joint type as a 97,14 % the convergence between the static test result and the static computer aided static structure analysis is a 95,55 % for Scots pine (*Pinus sylvestris* L.) with mortise and tenon joint type.

According to fatigue test results, Beech (*Fagus orientalis* L.) with mortise and tenon joint type was reached to 350 000 cycles for seat at a 1870 N and for backrest at a 1760 N load level, Scots pine (*Pinus sylvestris* L.) with mortise and tenon joint type was reached to 250 000 cycle load for seat at a 1430 N and for backrest at a 1320 N load level. The computer aided fatigue analysis results were showed that Beech (*Fagus orientalis* L.) with mortise and tenon joint type was reached to 400 000 cycles for seat at a 2090 N and for backrest at a 1980 N load level and Scots pine (*Pinus sylvestris* L.) with mortise and tenon joint type was reached to 325 000 cycle load for seat at a 1760 N and for backrest at a 1650 N load level. According to these results, the convergence between the fatigue test result and computer aided fatigue analysis is a 89,47 % for Beech (*Fagus orientalis* L.) with mortise and tenon joint type and 81,25 % for Scots pine (*Pinus sylvestris* L.) with mortise and tenon joint type. As a result, FEM gives reasonable estimates of the overall fatigue and static strength performances of the armchair construction.

Key Words : Static structure analysis, fatigue analysis, finite element method, beech, scots pine.

Science Code : 711.3.023

TEŞEKKÜR

Doktora araştırma konumun seçiminde ve tezin yürütülmesi sırasında değerli bilimsel uyarı ve önerilerinden yararlandığım tez danışmanım sayın Prof. Dr. Burhanettin UYSAL hocama şükranlarımı arz ederim.

Doktora çalışmamın tüm aşamalarında desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, uyarı ve nasihatleriyle beni yönlendiren Orman Fakültesi Dekanı sayın Prof. Dr. Ayhan ÖZÇİFÇİ hocama şükranlarımı arz ederim.

Doktora tezimin yürütülmesinde her zaman bilgisine ihtiyaç duyduğum, çalışmamın temel konusu sonlu elemanlar metodunun bana öğreten ve uygulanmasında desteklerini esirgemeyen sayın Doç. Dr. Ahmet H. ERTAŞ hocama teşekkürü bir borç bilirim.

Doktora çalışmam sırasında değerli önerilerinden yararlandığım ve sıcak kişilikleri ile yardımcı olan sayın Prof. Dr. Ali Naci TANKUT ve Prof. Dr. Nurgül TANKUT hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Tezimin laboratuvar aşamasında desteklerini esirgemeyen sayın Prof. Dr. Cevdet GÖLOĞLU'na, Öğr.Gör. Mesut GÜL ve Öğr. Gör. Süleyman ÖZCAN hocalarıma sonsuz teşekkürler.

Tezimin laboratuvar ve düzenleme aşamasında desteklerini esirgemeyen Taramalı Elektronik Mikroskop uzmanı değerli dostum Yüksel AKINAY hocama sonsuz teşekkürler.

Her zaman manevi desteğini gördüğüm Aileme ve eşim Mahiye ALTAŞ YILDIRIM'a sevgilerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	4
LİTERATÜR ÖZETİ.....	4
BÖLÜM 3	10
GENEL BİLGİLER	10
3.1. MÜHENDİSLİK TASARIMI VE ANALİZİ	10
3.2. MOBİLYADA MÜHENDİSLİK TASARIMI VE ANALİZİ.....	10
3.3. MOBİLYA BİRLEŞTİRMELERİNDE MUKAVEMET ANALİZİ.....	11
3.4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ.....	15
3.4.1. Sonlu Elemanlar Metodunun Çözümü.....	17
3.4.2. Mobilya Mühendisliğinde Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanılması .	18
3.5. GERİLME KAVRAMI	19
3.5.1. Tek Boyutlu Gerilme Hesabı	20
3.5.2. İki ve Üç Boyutlu Gerilme Hesabı	20
3.6. KIRILMA VE KIRILMA TÜRLERİ.....	20
3.6.1. Gevrek Kırılma	21

	<u>Sayfa</u>
3.6.2. Sünek Kırılma.....	21
3.7. KIRILMA HİPOTEZLERİ (TEORİLERİ).....	22
3.7.1. Maksimum Asal Gerilme Teorisi (RANKİNE).....	23
3.7.2. Maksimum Kayma Gerilme Teorisi (TRESKA).....	24
3.7.3. Maksimum Kayma Gerilme Enerjisi Teorisi (Von Misses Kriteri)	25
3.8. ELASTİSİTE MODÜLÜ	26
3.9. YANAL GERİNME VE POİSSON KATSAYISI.....	27
3.10. STATİK EMNİYET FAKTÖRÜ (GÜVENLİK KATSAYISI)	27
3.11. MALZEMELERİN YORULMA DAYANIMI.....	30
3.12. ANSYS (SWANSON ANALYSIS SYSTEM).....	32
BÖLÜM 4	35
MALZEME VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	35
4.1. MALZEME	35
4.1.1. Ağaç Malzeme	35
4.1.2. Tutkal.....	35
4.1.3. Kavela	36
4.1.4. Zıvana	38
4.1.5. Koltuk İskeletlerinin Hazırlanması.....	40
4.2. METOT	43
4.2.1. Deneysel Çalışma Metotları	44
4.2.1.1. Tam Kuru Yoğunluk Tayini.....	44
4.2.1.2. Liflere Paralel Çekme Direnci	44
4.2.1.3. Eğilme Gerilmesinin Belirlenmesi.....	44
4.2.1.4. Eğilmede Elastikiyet Modülünün Belirlenmesi	45
4.2.1.5. Yorulma Dayanımının Belirlenmesi	46
4.2.1.6. Statik Yükleme Deneyi	47
4.2.1.7. Yorulma (Devirli Artan basamaklı) Yükleme Deneyi.....	48
4.2.2. Bilgisayar Destekli Analiz Çalışmaları	50
4.2.2.1. Bilgisayar Destekli Tasarım ve Yapısal Statik Analizleri	50
4.2.2.2. Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi.....	57
4.3. VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ.....	58

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 5	59
BULGULAR.....	59
5.1. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	59
5.1.1. Ahşap Malzemelerin Fiziksel ve Mekanik Özelliklerine İlişkin Bulgular.....	59
5.1.2. Sarıçam ve Kayın Ahşap Malzemelerin Yorulma Dayanımı Bulguları	60
5.1.3. Deneysel Statik Yükleme Bulguları	62
5.1.4. Deneysel Yorulma Yükleme Bulguları.....	64
5.2. BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZLER	65
5.2.1. Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizler	65
5.2.1.1. Kayın Zıvanalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizi.....	66
5.2.1.2. Kayın Kavelalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizi.....	69
5.2.1.3. Sarıçam Zıvanalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizi.....	72
5.2.1.4. Sarıçam Kavelalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizi.....	75
5.2.1.5. Yapısal Statik Analiz ve Deneysel Statik Değerlerin Kıyaslanması	78
5.2.2. Bilgisayar Destekli Yorulma Analizleri	79
5.2.2.1. Kayın Zıvanalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi	80
5.2.2.2. Kayın Kavelalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi.....	82
5.2.2.3. Sarıçam Zıvanalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi.....	85
5.2.2.4. Sarıçam Kavelalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi.....	87
5.2.2.5. Yorulma Analiz ile Deneysel Yorulma Değerlerinin Kıyaslanması	90
BÖLÜM 6	91
SONUÇ	91

	<u>Sayfa</u>
KAYNAKLAR	95
ÖZGEÇMİŞ	102

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Mobilya konstrüksiyonu mühendislik tasarım süreci	13
Şekil 3.2. Sonlu elemanlarda eleman ve düğüm noktası.....	16
Şekil 3.3. Sonlu elemanlarda analiz süreci.....	17
Şekil 3.4. Rankine teorisi	26
Şekil 3.5. Tresca teorisi	26
Şekil 3.6. Von Misses teorisi.....	28
Şekil 3.7. Kayın numunesine ait eğilme deneyinde gerilme deformasyon eğrisi	30
Şekil 3.8. Yorulma dayanımı	34
Şekil 4.1. Kavela ölçüleri	38
Şekil 4.2. Kavela deliği açma makinası	39
Şekil 4.3. Zıvana açma makinası.....	40
Şekil 4.4. Zıvana ölçüleri	41
Şekil 4.5. Ahşap malzemelerin istiflenmesi.....	43
Şekil 4.6. Antropometrik ölçülere göre tasarlanmış koltuk örneğinin ölçüleri.....	44
Şekil 4.7. Koltuk iskeletleri.....	45
Şekil 4.8. Eğilme gerilmesi	47
Şekil 4.9. Üniwersal test cihazı	48
Şekil 4.10. Servo - Hidrolik yorulma test cihazı.....	49
Şekil 4.11. Koltuk mukavemet deneyi yükleme noktaları	50
Şekil 4.12. Koltuk performans test makinası	52
Şekil 4.13. Modellen analiz programına aktarılması ve analiz tipinin seçimi	53
Şekil 4.14. Geometrilere malzeme tanımlanması	54
Şekil 4.15. Geometrilere koordinat sistemi tanımlanması	55
Şekil 4.16. Birleştirme noktalarının tanımlanması.....	55
Şekil 4.17. Mesh uygulaması	57
Şekil 4.18. Mesh kalitesi ve aspect ratio	57
Şekil 4.19. Kuvvet ile mesh eleman değişim için yapılan parametrik çalışma.....	58
Şekil 4.20. Yükleme ve sınır şartlarının uygulanması	59

Sayfa

Şekil 4.21. Yorulma analizi sınır şartları kuvvet ve uygulamaları.....	60
Şekil 4.22. Yorulma tipi analiz seçimi	61
Şekil 5.1. Kayın ahşap malzemenin yorulma dayanımı limiti	65
Şekil 5.2. Sarıçam ahşap malzemenin yorulma dayanımı limiti	65
Şekil 5.3. Kayın zıvanalı birleştirmede sınır şartları ve statik yüklemeler	69
Şekil 5.4. Kayın zıvanalı birleştirmede oluşan maksimum asal gerilme	70
Şekil 5.5. Kayın zıvanalı birleştirmede oluşan maksimum eşdeğer gerilme	70
Şekil 5.6. Kayın zıvanalı birleştirmede oluşan minimum statik emniyet faktörü....	71
Şekil 5.7. Kayın zıvanalı birleştirmede oluşan maksimum kesme gerilmesi.....	72
Şekil 5.8. Kayın kavelalı birleştirmede sınır şartları ve statik yüklemeler	73
Şekil 5.9. Kayın kavelalı birleştirmede oluşan maksimum asal gerilme	73
Şekil 5.10. Kayın kavelalı birleştirmede oluşan maksimum eşdeğer gerilme	74
Şekil 5.11. Kayın kavelalı birleştirmede minimum statik emniyet faktörü	74
Şekil 5.12. Kayın kavelalı birleştirmede oluşan maksimum kesme gerilmesi.....	75
Şekil 5.13. Sarıçam zıvana birleştirmede sınır şartları ve yüklemeleri.....	76
Şekil 5.14. Sarıçam zıvanalı birleştirmede maksimum asal gerilme	76
Şekil 5.15. Sarıçam zıvanalı birleştirmede maksimum eşdeğer gerilme	77
Şekil 5.16. Sarıçam zıvanalı birleştirmede minimum statik emniyet faktörü.....	77
Şekil 5.17. Sarıçam zıvanalı birleştirmede maksimum kesme gerilmesi.....	78
Şekil 5.18. Sarıçam kavelalı birleştirmede sınır şartları ve yüklemeler.....	79
Şekil 5.19. Sarıçam kavelalı birleştirmede oluşan maksimum asal gerilme	79
Şekil 5.20. Sarıçam kavelalı birleştirmede maksimum eşdeğer gerilme	80
Şekil 5.21. Sarıçam kavelalı birleştirmede minimum statik emniyet faktörü	80
Şekil 5.22. Sarıçam kavelalı birleştirmede maksimum kesme gerilmesi.....	81
Şekil 5.23. Yapısal statik analiz ve deneysel statik değerleri grafiği.....	83
Şekil 5.24. Kayın zıvanalı birleştirmede sınır şartları ve yorulma yüklemeleri.....	83
Şekil 5.25. Kayın zıvanalı birleştirmede minimum yorulma ömrü.....	84
Şekil 5.26. Kayın zıvanalı birleştirmede maksimum yorulma hasarı	84
Şekil 5.27. Kayın zıvanalı birleştirmede yorulma statik emniyet faktörü.....	85
Şekil 5.28. Kayın kavelalı birleştirmede sınır şartları ve yorulma yüklemeleri.....	85
Şekil 5.29. Kayın kavelalı birleştirmede minimum yorulma ömrü.....	86
Şekil 5.30. Kayın kavelalı birleştirmede oluşan maksimum yorulma hasarı.....	87

Sayfa

Şekil 5.31. Kayın kavelalı birleştirmede yorulma statik emniyet faktörü	87
Şekil 5.32. Sarıçam zıvanalı birleştirmede sınır şartları ve yorulma yüklemeleri	88
Şekil 5.33. Sarıçam zıvanalı birleştirmede minimum yorulma ömrü	89
Şekil 5.34. Sarıçam zıvanalı birleştirmede yorulma hasarı analizi	89
Şekil 5.35. Sarıçam zıvanalı birleştirmede yorulma statik emniyet faktörü	90
Şekil 5.36. Sarıçam kavelalı birleştirmede sınır şartları ve yorulma yüklemeleri	91
Şekil 5.37. Kayın kavelalı birleştirme tipinin minimum yorulma ömrü	91
Şekil 5.38. Sarıçam kavelalı birleştirme tipinin maksimum yorulma hasarı	92
Şekil 5.39. Sarıçam kavelalı birleştirmede yorulma analizi statik emniyet faktörü...	92
Şekil 5.40. Yorulma analizi ve deneysel yorulma değerleri grafiği.....	93

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1. Kavela çap, boy ve aralıkları (mm).....	41
Çizelge 4.2. Koltuk konstrüksiyonu deneme deseni.	44
Çizelge 4.3. Koltuk iskeletini oluşturan elemanların ölçüleri (mm).....	45
Çizelge 4.4. Koltuk deneylerinde başlangıç yükleri ile yük artış değerleri (N).....	55
Çizelge 4.5. Malzemelerin programa girilen bazı mekanik değerler (MPa).....	56
Çizelge 5.1. Bazı mekanik ve fiziksel özelliklere ilişkin değerler.	67
Çizelge 5.2. Ahşap malzemelerin yorulma dayanımına ilişkin ortalama değerler. ...	68
Çizelge 5.3. Deneysel statik yükleme ortalama değerleri (N).	70
Çizelge 5.4. Deneysel statik yüklemelere ilişkin çoklu varyans analizi.	71
Çizelge 5.5. Deneysel yorulma yüklemesi değerleri (N) ve devir sayısı.	72
Çizelge 5.6. Yorulma yüklemelerine ilişkin çoklu varyans analizi.	73
Çizelge 5.7. Yapısal statik analiz ile deneysel statik değerlerinin kıyaslanması.	90
Çizelge 5.8. Yorulma analizi ve deneysel yorulma değerlerinin kıyaslanması.	103

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

n	: Emniyet katsayısı
σ	: Gerilme
σ_b	: Basınç direnci, N/mm ²
$\sigma_ç$: Çekme direnci, N/mm ²
σ_{em}	: Emniyet gerilmesi
G	: Kesme modülü
ν	: Poisson oranı
ε	: Birim uzama

KISALTMALAR

F_{max}	: Kuvvetin üst sınırı
F_{min}	: Kuvvetin alt sınırı
Max.	: Maksimum Değer
Min.	: Minimum Değer
MOE	: Elastikiyet Modülü
MOR	: Eğilme Direnci
Ort	: Ortalama Değer
PR	: Poisson Oranı
RO	: Malzeme Yoğunluğu
SI	: Uluslararası Birim Sistemi
SIGy	: Akma Gerilmesi
Std	: Standart Sapma
TSE	: Türk Standartlar Enstitüsü
V	: Varyasyon katsayısı, (%)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Kasal (2004), yaptığı çalışmasında; mobilyalar evde, okulda, büroda aktif olarak kullanılmakta olup günlük hayatımızın vazgeçilmez bir parçası olmuştur. Her alanda olduğu gibi mobilya sektöründe de sistem üretilmeden önce birçok tasarım aşamasından geçmektedir. Çeşitli yüklerden dolayı bazı parçalarda deformasyonlar meydana gelebilir. Tasarımcı bu yüklerin altında sistemin güvenli olarak çalışıp çalışmayacağı sorularına cevap arar. Mobilyaların çeşitli yükler altındaki çalışma koşullarında meydana gelen gerilmelerin önceden bilinmesi, eksiklerin tespit edilip tasarımının geliştirilmesi emniyet açısından önemlidir.

Uysal (2005), yaptığı araştırmada; organik, anizotrop ve heterojen bir yapıya sahip olan ağaç malzeme hücrelerden meydana gelen ve lifli bir yapıya sahip olan ahşabın özelliği, ağaçtan ağaca değiştiği gibi bir ağacın çeşitli kısımlarında da değişik olabilir. Bu bakımdan ağaç türüne ve yetiştirme bölgesine bağlı olarak ahşabın fiziksel, mekanik ve diğer özellikleri geniş sınırlar içerisinde değişmektedir. Lifli dokuya sahip olması nedeniyle ahşabın mukavemeti liflere paralel ve dik yönlerde farklılık göstermektedir. Bunun yanı sıra, rutubet de mukavemeti etkileyen önemli bir faktördür. Ahşap malzeme, rutubet ortamında üç yönde deformasyona uğramaktadır. Dolayısıyla ahşabın bu özelliği mobilya yapımında sorun oluşturmaktadır.

Eckelman (1966), bir makalesinde; insanoğlu ilk çağlardan beri, oturma, yatma, yemek yeme vb. temel ihtiyaçlarını karşılamak için mobilyayı kullanmıştır. Mobilya yüzyıllardan beri çeşitli biçimlerde üretilmesine karşın, nadir olarak yapısal özellikleri dikkate alınarak tasarlanmıştır. Birçok mobilya tasarımı, uzun deneme yanılma yöntemleri ve kuramları sonucunda gerçekleştirilmiştir. Eskiden kalma bu bilgi ve deneyimler çok köklü bir değişiklik ve yeni bir tasarım olmadığı sürece

nesilden nesile geçmiş olup, tasarlanan mobilyaların kullanılabilirlikleri geçmiş deneyimlere göre yargılanmıştır.

İmirzi (2008), yaptığı araştırmada; malzemelerin izotrop veya anizotrop oluşlarına göre mekanik davranışları farklı özellikler göstermektedir. İzotrop malzemeler, yapılarında herhangi bir yöne göre değişiklik göstermeyen malzemelerdir. Örneğin; metal (çelik, bronz) gibi malzemeler izotropik özellik gösterdikleri kabul edilir. İzotropik malzemeler normal gerilme altında, Hooke Kanunu sınırları içinde şekil değişikliği göstermektedirler. Bu malzemelerin bünyelerinde kayma gerilmeleri meydana gelmesi halinde, malzemede açı değişikliği görülebilmektedir.

Efe (1994), bir makalesinde; mobilya üretiminde genel olarak, kutu, çerçeve ve kombine olmak üzere üç temel konstrüksiyon tipi kullanılmaktadır. Dolayısıyla üretiminde tablaların kullanıldığı mobilyalar kutu (panel) tipi, masif çerçevelerin yer aldığı mobilyalar çerçeve (iskelet) tipi, her iki eleman tipinin kullanıldığı mobilyalar ise kombine konstrüksiyonlu mobilyalar olarak karakterize edilmektedir.

Karabulut (2010), yaptıkları çalışmada; oturma grubuna giren koltuk, kanepeler, sandalye, kolçaklı sandalye, sallanan koltuk gibi eşyalar birer iskelet mobilyadır. Günlük yaşamda kullanılan bu mobilya türleri değişik kuvvetlerde yüklerin etkisinde kalabilirler. Mobilyaların bu yükler altındaki mukavemeti özellikle bağlantı elemanlarının fiziksel ve mekanik özelliklerine bağlıdır. Bu yüzden mobilya tasarımında imalata geçmeden önce bağlantı elemanlarının mukavemet özellikleri ayrıntılı olarak hesaplanmalıdır.

Kasal (2004), yaptıkları araştırmada; mobilyada mühendislik tasarımı ve mukavemet analizi kavramları nispeten yeni kavramlar olup, başta Türkiye olmak üzere birçok ülkede sistematik olarak uygulanmamaktadır. 1950'lerin ortalarına kadar, mobilya; yapısal bir konstrüksiyon sistemi olarak tanımlanmasına rağmen yapısal anlamda analiz edilmemiş ve mobilya elemanları ile birleştirmelerinin tasarımı neredeyse matematiksel teorilerin konusu olmamıştır. Bunun yerine, eleman ölçülerinin ve birleştirme konstrüksiyonlarının belirlenmesinde geçmiş tecrübeler ve estetik faktörler etkili olmuştur. Mühendislik tasarımı, mobilyada ergonomik kriterlerin,

malzemelerin, konstrüksiyonların (yapım teknikleri) ve üretim teknolojilerinin optimum şekilde belirlenmesi işlemlerini kapsamaktadır. Mühendislik tasarımı, ekonomik, estetik ve teknik unsurların ideal arakesitinde oluşan ürün tasarımlarının gerçekleştirilebilmesi açısından büyük önem taşımaktadır ve kesinlikle bilimsel esaslara dayalı olarak yapılması gerekmektedir.

Bu çalışmanın amacı, masif ahşap malzemedен hazırlanmış çerçeve koltuk konstrüksiyonlarının mühendislik tasarımında bilgisayar destekli analiz programlarının uygulanabilirliğini araştırmaktır. Dolayısıyla farklı birleştirme tipi kullanılarak birleştirilen konstrüksiyonların sonlu elemanlar metodu ile mukavemet analizlerini yapmak, elde edilen analiz ve deneysel verilerin yakınsamalarının ne derece uyum içinde olduğunu incelemektir. Böylece mobilya ürünleri imalattan önce sonlu eleman yöntemi ile analizi yapıp, tasarım aşamasında zayıf noktaların tespiti, tasarımın geliştirilmesi, optimizasyonu ve ömür hesabı gibi aşamalardan geçirilerek üretim öncesi olası sorunlar önlenmiş olacak, dahası maddi olarak büyük kazançlar sağlayacaktır.

Çalışmada belirlenen amaca ulaşmak için izlenecek yöntemleri aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür;

1. Yoğunluk ve rutubet tayini,
2. Elastikiyet modülünün belirlenmesi,
3. Eğilme gerilmesinin belirlenmesi,
4. Liflere paralel basınç gerilmesinin belirlenmesi,
5. Liflere paralel çekme gerilmesinin belirlenmesi,
6. Statik ve Yorulma değerlerinin belirlenmesi,
7. Modellerin 1/1 ölçekli üç boyutlu olarak bilgisayar destekli tasarımı,
8. Bilgisayar destekli yapısal statik ve yorulma analizlerinin yapılması,
9. Deneysel ve analiz değerlerinin karşılaştırılması,
10. Sonuçların tartışılması.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ÖZETİ

Kasal (2004), yaptıkları çalışmada; mobilya elemanları iskeletlerinin birleşme noktalarında uygulanan birleştirmelerin kararlılığı ve mukavemeti, mobilya sisteminin mukavemetini etkilemektedir. Mobilya iskeletlerinde her zaman istenilen performans değerlerine ulaşamamaktadır. Bu durum daha güçlü mukavemetli birleştirmelerin kullanılması gerektiğini önemli hale getirmektedir. Çeşitli mobilya birleştirmelerinin mukavemet gerekliliklerinin önceden belirlenmesini sağlayacak analitik yöntemler yoktur. Bu nedenle birleştirmelerin mukavemeti, yalnızca kullanım esnasında taşımaları gereken yüklerle ilişkilidir. Mobilya mekaniğinde son yıllarda yaşanan gelişmeler, mobilyanın kullanım yükleri ile birleştirmelerin mukavemet gerekliliklerinin ilişkilendirmeyi mümkün kılmaktadır.

Kasal (2004), yaptıkları çalışmada; mobilyada mühendislik tasarımı ve mukavemet analizi kavramları nispeten yeni kavramlar olup, Türkiye dâhil birçok ülkede sistematik olarak uygulanmamaktadır. 1950'lerin ortalarına kadar, mobilya; yapısal bir konstrüksiyon sistemi olarak tanımlanması gerçeğine rağmen yapısal anlamda analiz edilmemiş olup, mobilya elemanlarının ve birleştirmelerinin tasarımı neredeyse hiçbir zaman matematiksel teorilerin konusu olmamıştır. Bunun yerine, eleman ölçülerinin ve birleştirme konstrüksiyonlarının belirlenmesinde geçmiş tecrübeler ve estetik faktörler etkili olmuştur. Mühendislik tasarımı, mobilyada ergonomik kriterlerin, malzemelerin, konstrüksiyonların ve üretim teknolojilerinin optimum şekilde belirlenmesi işlemlerini kapsar. Mühendislik tasarımı, ekonomik, estetik ve teknik hususların ideal arakesitinde oluşan ürün tasarımlarının gerçekleştirilebilmesi açısından önemlidir ve kesinlikle bilimsel esaslara dayalı olarak yapılmalıdır.

Eckelman (1991), bir makalesinde; 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.

Kuşkun (2013), yaptıkları çalışmada; günümüzde Bilgisayar destekli tasarım (CAD) ve Bilgisayar Destekli 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 (Gustafsson, 1996). Bu uygulamalarda amaç, mobilyanın üretime geçmeden önce sanal ortamda yapı analizi teknikleriyle mukavemet bakımından optimum düzeye getirilmesidir.

Efe ve Kasal (2000), yaptıkları araştırmada; kutu konstrüksiyonlu mobilya üretiminde kullanılan köşe birleştirmelerden; tutkallı (sabit) ve tutkalsız (demonte) birleştirmelerin mukavemet özelliklerini araştırmışlardır. Deney sonuçlarına göre lif levhaların yonga levhalara, tutkalsız birleştirmelerin tutkallı birleştirmelere üstünlük sağladığı belirlenmiştir. Ayrıca deneylerde en iyi sonucun tutkalsız multifixli köşe birleştirmelerin verdiği, ikinci sırayı ise tutkalsız minifixli köşe birleştirmelerin aldığı belirlenmiştir.

Tankut, A. N. ve Tankut, N. (2005), yaptıkları bir araştırmada; zıvanalı birleştirmelerdeki zıvana uçlarını düz ve yuvarlatılmış olarak kıyaslamışlardır. Araştırma sonucunda yuvarlatılmış zıvana ucunun % 15 daha dirençli olduğunu tespit etmişleridir.

Göde (2005), yaptığı araştırmada; mobilyanın kullanımı esnasında maruz kaldığı yüklerden dolayı elemanlarda ve bağlantı yerlerinde basınç ve çekme şeklinde kuvvetler meydana gelmektedir. Kuvvetlerin etkisine göre mobilya elemanlarının birleşim yerlerinde; açılma, eğilme, çatlama, burulma, kırılma gibi deformasyonlar oluşmaktadır. Bu gibi olumsuzlukları giderebilmek amacıyla mobilya yapım teknikleri ve yardımcı gereçlere ait mekanik özelliklerin gerekli analizleri yapılmalıdır

Tankut, A.N. ve Tankut, N. (2011), bir araştırmalarında; birleştirmelerin genellikle mobilya sistemlerinde en zayıf noktalar olduğun belirtmiş ve ağaç malzemenin yük taşıma kapasitesi ile mukavemetinin birleştirme noktalarına bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

Sayman (2012), yaptığı çalışmada; kertme birleştirmelerde kesme gerilmelerini incelemiş, analitik sonuçlar ile ANSYS 10 programından alınan nümerik sonuçların uyumlu olduğunu belirtmiştir.

Esendemir ve ark. (2010), yaptıkları araştırmada; orta noktasından tekil yüke maruz kalmış kompozit basit kiriş için maksimum sehim değerleri deneysel, nümerik ve analitik olarak irdelenmiş ve sonuçların birbirleriyle uyum içinde oldukları belirtilmiştir.

Altınok (1995), yaptığı araştırmada; kayın ve am odunundan hazırladığı sandalyelerin, alt ara kayıt yeri için optimizasyon yaparak, kritik oturma pozisyonunda denemiş ve gerekli davranış ölçümlerini yapmıştır. Sonuç olarak, ereve düğüm noktalarının (zıvanaların) yüksekliği ve tutkallı bağlantı sağlamlığının birinci derece, ereve elemanlarının ve ereve uzantısı ayak alt ve st kısımlarının kesit boyutlarının ikinci derece önemli olduğunu belirlemiştir.

Tankut (2007), bir araştırmasında; tutkal hattı kalınlığı, yapıştırma tipi ve rutubet oranının, lambda zıvana birleştirmenin direnç özellikleri üzerine etkisini araştırmıştır. Araştırmada PVAc, P ve hayvansal tutkal kullanılmış ve bunlar 3 farklı tutkal hattı kalınlığında kombine edilmiştir. Araştırmadan elde edilen sonuçlar, lambda-zıvana birleştirme arasında güçlü bir ilişki olduğunu göstermiştir.

Erdil ve ark. (2005), yaptıkları çalışmada; ahşap türü, yapıştırıcı çeşidi, zıvana derinliği ve zıvana uzunluğunun T-tipi zıvanalı birleştirmelerin eğilme direncine ve esnekliğine etkilerini incelemişlerdir. Araştırma sonucu; zıvanalı birleştirmelerin zıvana boyu ve derinliği arttıa daha dayanıklı hale geldiklerini göstermiştir. Ayrıca zıvana derinliğinin zıvana boyuna oranla birleştirmenin esnekliği üzerinde daha etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Gustafsson (1996), yaptığı bir çalışmada; huş ahşap malzemeden basit bir sandalye hazırlayıp, sandalyenin kullanım sırasında maruz kalabileceği farklı tipteki yüklerle karşı mukavemetini incelemiştir, daha sonra aynı sandalyeyi deneysel çalışmasındaki şartlarda modelleyerek sonlu elemanlar yöntemi ile elde etmiş, en nihayetinde farklı noktalardaki gerilmeleri yaklaşık olarak elde etmiştir.

Gustafsson (1997), yaptığı araştırmada; sonlu elemanlar yöntemiyle bir sandalyenin nasıl analiz edileceğini ve tasarlanacağını göstermiş, dışbudaktan hazırladığı gerçek sandalyenin gerilme diyagramları ile deney sonuçlarını vermiştir

Efe ve ark. (2003), yaptıkları çalışmada; silindirik zıvanalı birleştirme uygulayarak hazırladıkları iki adet okul sandalyesini “devirli basamaklı artan yük” yöntemine göre deneyip, prototiplerin bilgisayar destekli yapısal analizini sonlu elemanlar yöntemiyle yapmışlardır. Söz konusu bilim adamları, sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığı üç boyutlu yapı analizi sonucunda, sandalyelerin genel mukavemeti açısından birbirine yakın anlamlı değerler bulmuştur.

Jamaludin (1995), yaptıkları çalışmada; kutu mobilyalardaki deformasyon özelliklerini incelemek için sonlu elemanlar metodunu kullanarak incelemiştir. Çalışmada kendi ekseninde deformasyona dayanıklı düzlem elemanlar kullanılarak ara elemanı ve rafları olan kutu tipi mobilya modellemiştir. Kutu mobilyanın yatay ve dikey elemanların kenar ve diyagonallerden oluştuğu düşünülen modellemede birleştirme noktaları pimli, diyagonallerin birleştiği noktalar ise rijit olarak oluşturulmuştur. Çalışma sonuçları bu tip elemanların kutu tipi mobilyaların modellenmesinde başarılı bir şekilde kullanılabileceğini göstermiştir.

Gustafson (1997), bir araştırmasında; sandalye çerçevelerinde oluşan iç kuvvetleri analiz etmenin oldukça zor olduğunu fakat bu sorunun sonlu elemanlar metodu kullanılarak azaltılmasının mümkün olduğunu belirtmiştir. Çalışmasında dışbudaktan sandalye çerçeveleri hazırlayarak sonlu elemanlar metodu ile nasıl analiz edileceğini ve tasarlanacağını göstermiş ayrıca elde ettiği sonuçları test sonuçları ile karşılaştırmıştır; ve sandalye çerçevelerinin modern bilgisayar yöntemleri kullanılarak analiz edilebileceğini belirtmiştir.

Smardzewski (1998), bir çalışmasında; çerçeve mobilyalarda malzeme tüketimini en aza indirmek, elemanların ve birleştirme noktalarının direncini maksimum düzeye çıkararak yapıları ulaşabilmek amacıyla çerçeve mobilyalarda rijitlik - direnç analizleri yapabilmek için bir program geliştirmiştir. Bu amaçla bir sandalye çerçevesi modellenmiştir. Bunun yanı sıra geliştirilen her bir koltuk elemanı için farklı malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Birleştirme noktalarındaki kavelalar ve iskelet elemanları arasındaki ara yüzler ise tutkal işlemi ile birleştirilmiştir. Çalışma sonucu, sandalye çerçevesindeki elemanların optimum boyutları korunurken lamba birleştirmelerin yeterli direnci sağladığını tespit etmiştir.

Nakai and Takemura (1996), yaptıkları çalışmada; burkulan erkek lamba zıvana ve lambalı birleştirmeler çevresinde gerilme yoğunlaşmalarını incelemek için sonlu elemanlar metodunu kullanmışlardır. Modelde izotropik malzeme özellikleri kullanmışlardır. Modelde lambanın alt kısmına yaklaştıkça kesme gerilmesinde artış olduğu görülmüştür.

Eckelman et al. (2002), yaptıkları çalışmada; sinüzoidal tip yaylar ile donatılmış koltuk çerçevelerinin analizi için sonlu elemanlar metodu kullanmışlardır. Koltuk çerçevelerinde çubuk elemanları yerine düzlem elemanları kullanılmıştır. Aynı zamanda dikey yükler yaylar vasıtasıyla yatay elemanların yüzeyine uygulanmıştır. Yöntemde ara kayıt ve kayıtların birbirleriyle etkileşimi analiz edilmiştir. Çalışma sonucunda kayıtların kritik orta bölgelerinde iyi bir uyum olduğu, ancak deformasyonun küçük olduğu uç kısımlarda ise daha zayıf bir uyum olduğu belirlenmiştir.

Smardzewski and Gawronski (2001), yaptıkları çalışmada; sandalye optimizasyonu için sonlu elemanlar metodunu kullanmışlardır. Çalışmada zaman fonksiyonu ve örnek sayısında malzeme hacminin en az ölçülerde belirlenmesinde statik optimizasyon yöntemlerinin etkinliği belirlenmiştir. Maksimum direnç değerleri alınarak sandalye elemanlarının minimum boyutları hesaplanmıştır. Çalışma sonucuna göre sonlu elemanlar metodu ve Monte-Carlo metodu ile statik optimizasyon uygulama çalışmaları ile sandalyede kullanılan malzemenin ilk hacminin % 53'ü kadar kesitinin azaltmaya müsaade ettiğini belirlemişlerdir.

İmirzi ve Efe (2009), yaptıkları çalışmada; farklı yapım teknikleri ve farklı malzemeler kullanarak kutu tipi mobilya köşe birleştirmelerin mukavemet ve rijitlik analizini sonlu elemanlar metodu ile yapmışlardır. Çalışmada 14, 16 ve 18 mm kalınlığında yonga levha, MDF ve okume kontrplak kullanılmıştır. L tipi kutu konstrüksiyonlu mobilya köşe birleştirmelerinde kavela ve kavelalı-vidalı birleştirmeler kullanılmıştır. Örnekler kullanım esnasında maruz kalınabilecek kritik yükler göz önüne alınarak statik yük altında test edilmiştir. Bilgisayar destekli yapısal analiz için ANSYS programı kullanılmıştır. Kontrplak ve MDF ile yapılan kavelalı-vidalı deney örneklerinin daha fazla yük taşıdığına ulaşılmıştır. Deney sonuçları ve sonlu elemanlar metodu analizleri sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak söz konusu bilim adamları, yapısal analiz programlarının mobilya mühendislik tasarımında yaygın olarak kullanılabilceğini göstermişlerdir.

BÖLÜM 3

GENEL BİLGİLER

3.1. MÜHENDİSLİK TASARIMI VE ANALİZİ

Mühendislik tasarımı, bir üründe herhangi bir iyileştirme yapmak veya yeni bir ürün geliştirmek söz konusu olduğunda ekonomiklik, işlevsellik, çevreye duyarlılık, güvenlik, performans, estetik, ergonomi başlıca gerekliliklerdir. Mühendislik analizleri kullanılarak bu ürünlerin daha kolay üretimi, daha uzun ömürlü olması, daha az arıza yapması, arızaları daha kısa sürede giderilmesi, daha düşük maliyetli, daha ergonomik ve kolay kullanılan, daha çevreci ve yalın hale getirmek mümkündür. Bu sayede müşteri taleplerini hızlı cevaplayabilme, tasarım aşamasında hata tespiti ile risk azaltma, üretimde maliyet azaltıcı geliştirmeler, rekabette üstünlüğü sağlayan inovasyonlar, gelişkin mühendislik bilgi birikimi gibi kazanımlar elde etmenin yolları açılmış olur. Ayrıca en önemlisi bu kazanımlar sayesinde kurumun sürdürülebilir bir kalkınma gerçekleştirmesi sağlanır.

Efe ve ark. (2003), yaptıkları araştırmada, mühendislik işlemleri yapılırken kullanılan teknik imkânlar da büyük önem taşımaktadır. Mobilya mühendislik tasarımı, modelleme ve yapısal analiz programları ile 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 yapılabilmektedir.

3.2. MOBİLYADA MÜHENDİSLİK TASARIMI VE ANALİZİ

Mobilya tasarımı bir bilim olduğu kadar bir sanattır. Hem estetik hem de mühendislik yönüyle yetiştirilen tasarımcılar olmasına rağmen, bütün mobilya

tasarımcılarının yapısal mekanik konusunda iyi yetiştirilmeleri gerekir (Eckelman, and Erdil, 1999).

Erdil (2002) yaptığı çalışmada; 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.

Erdil (1998), yaptığı bir çalışmada; 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.

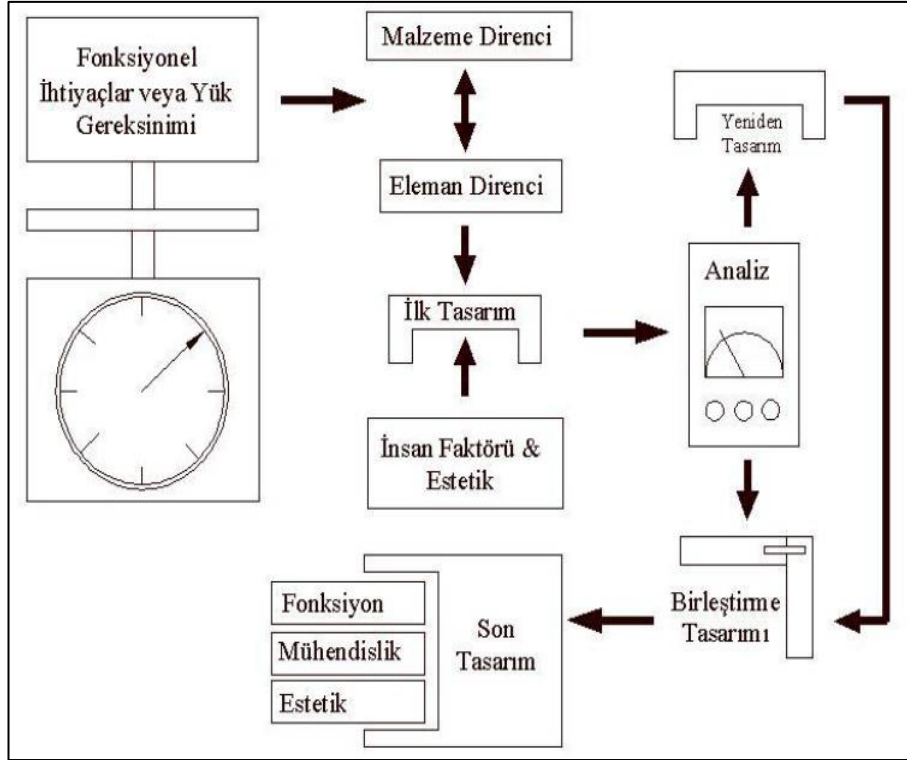
Üretimi planlanan mobilyanın kullanım yerinde maruz kalacağı yüklerle güvenli bir şekilde dayanabilmesi ve bu yükleri taşıyabilmesi için mühendislik tasarımının etkili bir biçimde uygulanması gerekmektedir. Günümüzde tüketici daha güvenli ürünler istemektedir ve hükümetler de garantili ürünlerin üretilmesi yönünde baskılarını artırmaktadır (Kasal, 2006).

3.3. MOBİLYA BİRLEŞTİRMELERİNDE MUKAVEMET ANALİZİ

Mobilya sistemleri, kullanım yerinde dış etkilere maruz kalmaktadır ve bunun sonucunda ise tepki olarak iç gerilmeler meydana gelmektedir. Bu etkileşimin bağlantı noktalarında ve sistemin genelinde oluşturacağı gerilmeler ve dağılımlarının bilinmesi mobilya mukavemeti analizleri bakımından oldukça önemlidir.

Erdil (2002), bir araştırmasında; 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.

Günümüzdeki modern evlerde, duvar ve yer dolapları; mutfak, banyo, ofis ve diğer mekânlarda depolama amaçlı kullanılan vazgeçilmez mobilyalardır. Mobilya üniteleri çok amaçlı kullanıldıkları için; kullanımı sırasında etkisinde kalacakları yüklerin büyüklükleri ve nitelikleri çok değişken yapıda olabilmektedir. Bu dolaplar, bazı durumlarda hafif yüklerin, bazı durumlarda ise; ağır yüklerin etkisinde kalabilmektedirler (Erdil, 2002). Mobilyaların yük altındaki kararlılığı ve mukavemeti; elemanların birleştirme tekniklerine, üretilmiş oldukları malzemelerin fiziksel ve mekanik özelliklerine bağlıdır. Çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalarda çubukların eğilme direnci, kutu tipi mobilyalarda ise tablaların rijitliği sistem direnci üzerinde daha etkili olmaktadır (İmirzi, 2008). Bir mobilyanın mühendislik tasarımı süreci Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Mobilya konstrüksiyonu mühendislik tasarım süreci (Eckelman, 1997).

Mobilya iskeletindeki çeşitli elemanların tasarımında elemanlar üzerine etki eden yükler; ilk önce birim gerilmelere çevrilerek emniyet gerilmeleri ile karşılaştırılırlar. Elemanlar basit iç kuvvet durumlarıyla karşılaştığı sürece gerilmeler standart formüller yardımıyla hesaplanabilir. Hesaba katılması gereken dört farklı iç kuvvet vardır. Bunlar eğilme momenti, aksenal kuvvet, kesme kuvveti ve burulma momentidir. Bu unsurlara bağlı olarak oluşan iç gerilmeler hesaplandıktan sonra, elemanlar ihtiyaç duyulan direnç ve elastik özellikleri karşılamak üzere ebatlandırılabilir. Birçok durumda elemanların ve birleştirmelerin ebatlarının belirlenmesi statik direnç özelliklerine dayanmaktadır (Eckelman, 1997).

Mobilya elemanlarındaki emniyet gerilmelerinin hesaplanması için kullanılan ahşap malzemenin mekanik özelliklerinin bilinmesi önemlidir. Ahşap ortotropik malzeme olduğu için üç farklı yönde (lif, radyal, teğet) farklı mekanik özelliklere sahiptir (Merev, 2003). Elemanların ebatlarının belirlenmesinde en önemli elastik özellik elastikiyet modülüdür. Bunun yanı sıra kesme modülü ve Poisson oranı diğer önemli elastik özelliklerdendir. Elastikiyet modülü (E) gerilme-şekil değiştirme grafiğindeki doğrusal bölgedir. Kesme modülü (G) de benzer biçimde kesme gerilmesi - şekil

değiştirmesi grafiğindeki doğrusal bölgedir. Yük yönündeki şekil değiştirmesine aktif şekil değiştirme, diğer yönlerdeki şekil değiştirmelerine pasif şekil değiştirme denir. Pasif şekil değiştirmenin aktif şekil değiştirme oranına ise Poisson oranı (ν) adı verilir (İmirzi, 2008).

Malzemelerin bir yükü uzun bir süre boyunca taşıması gerektiğinde bu yük altında şekil değiştirir ve zamanla bir ya da birkaç noktadan kırılır. Zamana bağlı kalıcı şekil değiştirme özelliğine sünme adı verilir. Sünme, genelde metal ve seramik gibi malzemelerin yüksek sıcaklıkta kaldıkları durumlarda görölmektedir. Ancak ahşap dâhil bazı polimer ve kompozit malzemeler için sıcaklık önemli bir faktör değildir ve sünme uzun süreli yüklemeler sonucu oluşabilmektedir. Sünme direnci; sünme denemelerinde belirli süre ve çevre şartlarında kırılmaya sebep olan gerilmedir (River and Gillepse, 1991).

Gelişen teknoloji ile birlikte mobilya sektöründe yeni arayışlar ve yeni ürünler ile değişik tiplerde mobilya konstrüksiyonları geliştirilmektedir. Yapılan bu konstrüksiyon; işin değerine ve görşelliğine göre değişiklik göstermektedir. Kullanılan malzeme ve modelin yapısına göre, ne tür birleştirmenin uygun olacağı; deneme yanılma, kalite kontrol departmanlarında veya bilim adamları tarafından incelenerek bulunmaktadır. Bu tür araştırmalardan dolayı emek, zaman ve maddi kayıplar söz konusu olmaktadır. Bilgisayar teknolojisinin tasarım ve mühendislik analizlerinde kullanılmasıyla bu tür kayıplar ortadan kaldırılmıştır (Kasal, 2004).

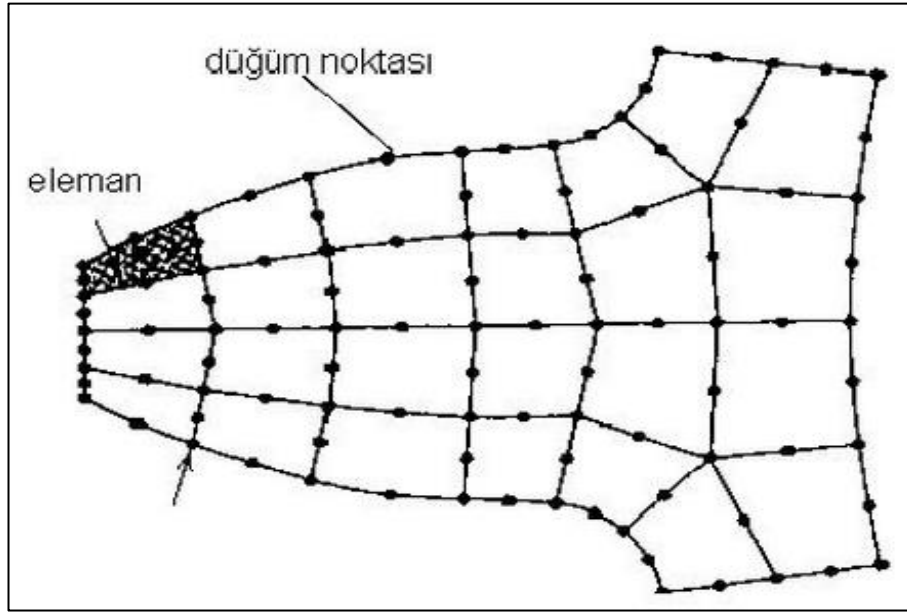
Efe ve ark. (2009), bir mobilyada meydana gelebilecek deformasyonların, çok istisnai diğer nedenler ve koşullar dışında, sistemin elemanlarından ziyade birleştirmelerinde meydana geleceğini ifade etmiştir. Bu konularda bugüne kadar yapılan çalışmalar incelendiğinde, sistemin elemanlarının mekanik direnç özellikleri ile ilgili yapılan çalışmaların, sistemin düğüm noktalarının (birleştirmelerin) mukavemeti ile ilgili yapılan çalışmalardan daha fazla olduğu görölmektedir. 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.

3.4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Sonlu elemanlar metodu, günümüzde karmaşık mühendislik problemlerinin hassas olarak çözülmesinde etkin olarak kullanılan bir sayısal metottur. İlk defa 1956 yılında uçak gövdelerinin gerilme analizi için geliştirilmiş olan bu metodun, daha sonraki on yıl içerisinde uygulamalı bilimler ve mühendislik problemlerinin çözümünde de başarıyla kullanılabileceği anlaşılmıştır. Neticede sonlu elemanlar metodu ve çözüm teknikleri hızlı gelişmeler kaydetmiş ve günümüzde birçok pratik problemin çözümü için kullanılan en iyi metodlardan birisi olmuştur. Metodun değişik mühendislik alanlarında bu kadar popüler olmasının ana nedenlerinden birisi genel bir bilgisayar programının yalnız giriş verilerini değiştirerek herhangi bir özel problemin çözümü için kullanılabilmesidir. Sonlu elemanlar metodundaki temel düşünce, karmaşık bir probleme, problemi basite indirgeyerek bir çözüm bulmaktır. Esas problemin daha basit bir probleme indirgenmiş olması nedeni ile kesin sonuç yerine yaklaşık bir sonuç elde edilmekte, ancak bu sonucun çözüm için daha fazla çaba harcayarak iyileştirilmesi ve kesin sonuca çok yaklaşılması, hatta kesin sonuca ulaşılması mümkün olmaktadır (Topçu, 1998).

Bilim adamları ve mühendisler alışılmış analitik metotlarla çözümü çok zor hatta imkânsız fiziksel problemlerle sık sık karşılaşmaktadırlar. Örneğin; bir dış kuvvet takımı etkisinde üç boyutlu bir elastik cisim düşünölsün. Bu kuvvetlere cismin "kesin" tepkisini hesaplamak için deformasyonlar cinsinden yazılmış denklemlerin bir "kapalı form" çözümünü arama zorunluluğu vardır. Bununla birlikte genellikle karmaşık geometrik şekilli uygulama problemlerinin böyle bir çözümünü elde etmek aşırı derecede zor ve çoğu zaman imkânsızdır. Bu tip problemler mühendislik ve diğer bilim dallarında çok sık ortaya çıkmaktadır. Böyle bir problemle karşılaşan çözümleyici doğal olarak "sayısal" adı verilen çözüme başvuracaktır. Başka metotlarla çözülemeyen problemlerin çözümünde kullanılabilen çok sayıda sayısal yol vardır. Sonlu eleman metodu bunlardan biridir. Sonlu eleman metodu yeni bir çözüm yöntemi olup kendisini diğerlerine üstün kılan farklı özelliklere sahiptir. Sonlu elemanlar metodundaki temel mantık, karmaşık bir problemi basite indirgeyerek çözüme götürmektir (Topçu, 1998).

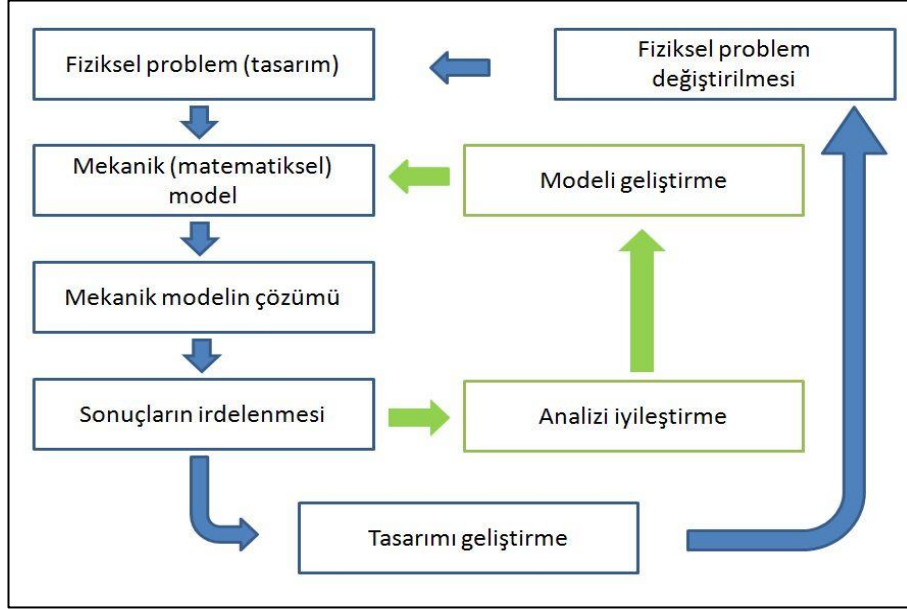
Sonlu Elemanlar yöntemi ile parça modellenirken, model küçük parçalardan oluşan temel elemanlara ayrılır buna mesh işlemi denir. Her elemanın köşelerinde düğümler (node) vardır. Hesaplamalar bu düğüm noktaları üzerinde gerçekleştirilir. Dolayısı ile fiziksel ortam önce elemanlara (element) bölünür ve elemanların köşe noktaları ise fiziksel ortamı temsil eden noktalar uzayı olmuş olur. Elde edilen sonuçlar bu noktaların üzerindeki değerlerdir (Topçu, 1998). Yapısal bir analizde sonlu elemanlar metodunun uygulanışı Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Sonlu elemanlarda eleman ve düğüm noktası (Topçu, 1998).

Sonlu elemanlar metodu; karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir. Metodun üç temel niteliği vardır: Öncelikle, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik biçimli basit alt bölgelere ayrılır. Sonra 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 noktadaki (düğüm noktaları) değerlerinin elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır. Kullanılan yaklaşım fonksiyonları interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır (Topçu, 1998). Sonlu elemanlar analizi, aslında doğayı

irdelemek, modellemek, simüle etmek demektir. Bir sonlu elemanlar analizi uygulama adımları Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Sonlu elemanlarda analiz süreci (Anonim).

Sonlu elemanlar metodu günümüzde pek çok alanda kendisine yer bulmuştur. Bu metot, yapısal mekanik problemlerinin yanı sıra, ısı iletimi, akışkanlar mekaniği, elektrik ve manyetik alanlar ile ilgili mühendislik problemlerinin çözümü için de kullanılmaktadır. Metodun bu kadar çok uygulama alanı bulmasının nedenlerinden biri de değişik mühendislik problemlerinin arasındaki benzerliklerdir.

3.4.1. Sonlu Elemanlar Metodunun Çözümü

Sonlu Elemanlar Yöntemi (Finite Element Method); incelemek istenilen bir cismin sonlu sayıda küçük elemana bölünerek hesaplanmasını ifade eder. Bu metot ile yapılacak deney, düğüm noktalarından birbirine bağlı sonlu sayıda küçük elemana bölünür. Seçilen birim eleman, geometrik bir şekildir. Bunun amacı, geometrik yapısı bilinen küçük elemanlar üzerinde inceleme ve çözüm geliştirilmesini kolay olmasıdır. Birim eleman boyunun küçülmesi, daha hassas çözüm yapılmasını sağlarken, denklem sayısını arttırdığı için işlem süresini uzatmaktadır.

Hesaplamalar düğüm noktaları üzerinde gerçekleştirilir ve bu düğüm noktaları denklemler oluşturulur. Sonuç olarak problemin büyüklüğüne göre binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar ile mümkün olmaktadır. Hesaplama sonucunda bulunan değerler sonuçta düğüm noktaları üzerinde bulunan değerlerdir. Bu nedenle iyi bir hesaplama için öncelikle iyi bir eleman yapısı ve buna bağlı olarak düğüm noktası yapısı önemlidir. Sonlu elemanlar yönteminde sistem temel olarak aşağıdaki matris formuna dönüştürülür.

$$(K) \cdot (U) = (F) \quad (3.1)$$

Burada (U) büyüklük alanının düğüm noktalarında bilinmeyen değerleri temsil eden vektör (vektör matrisleri sütun şeklindedir), (F) bilinen yük vektörü ve (K) ise bilinen sabitler matrisidir.

3.4.2. Mobilya Mühendisliğinde Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanılması

Mobilya elemanlarının yapısal statik ve yorulma analizi nümerik teorilerin konusu olmamıştır (Nicholls et al, 2002). Ancak bilgisayar teknolojinin gelişmesiyle sonlu elemanlar programları geliştirilmiş ve mobilya elemanlarının tasarım ve analizinde kullanılmaya başlanmıştır. İleri mühendislik analizleri kısaca, tasarımı yapılan bir nesnenin öngörülen dış etkiler altında nasıl davranacağını belirlemek için analiz tipine uygun sayısal yöntem ile üç boyutlu sayısal ağının oluşturulması ve çözümünün yapılmasıdır. Bir anlamda sanal gerçekliktir. Uygun ve yeterli ileri mühendislik uygulaması ile son haline getirilen bir üründe üretim sonrası sürprizler, malzeme israfı, fonksiyon eksikliği ortaya çıkmaz. Ayrıca bu sayede deneysel çalışma veya fiziksel prototip üretmeye ihtiyaç kalmaz veya bu ihtiyaç en aza indirgenir (Eren, 1999).

Bilgisayar teknolojisinin mühendislik alanında kullanılmasıyla, sonlu elemanlar programlarının modern mobilya tasarım sürecinin birçok basamağında kullanımı mümkün hale gelmiştir. Mobilya sisteminin mukavemet tasarımı, katı modelleme ve yapısal analiz programları kullanılarak yapılabilmektedir. Sistemin tüm elemanları parametrik olarak belirlenip, her türlü değişiklikler katı modellemenin sağladığı

üstünlükler sayesinde kolayca yapılmakta ve en uygun tasarım sağlanabilmektedir. Yapının tüm mukavemet hesapları bilgisayar destekli analiz programları tarafından yapılabilmektedir. Bilgisayar destekli tasarım (CAD) ve bilgisayar destekli üretim (CAM), mobilya üretim ve tasarımında kullanılmakta ve ürün kalitesine büyük katkılar sağlamaktadır. Ayrıca, son yıllarda mobilya sistemlerinin yapısal analizinde sonlu elemanlar analizi yöntemi kullanılmaktadır (Kasal, 2006).

Smardzewski (2002), bir çalışmada iskelet mobilyaların konstrüksiyonunda yaygın olarak kullanılan zıvanalı birleştirmelerin eğilme direncini incelemek amacıyla matematiksel bir metot geliştirmiş ve tutkallı zıvanalı birleştirmelerin mukavemetini etkileyen faktörleri belirlemeye çalışmıştır. Analizler Poznan Agricultural Üniversitesi'nde 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 ağaç türünün basınç direnci etkilidir. Ayrıca zıvanalı birleştirmenin sıkı bir şekilde yerleştirilmesiyle, tutkal hattındaki gerilmelerin azaldığı ve dolayısıyla mukavemetin arttığı tespit edilmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi, farklı mühendislik dallarınca, özel analizler gerektiren mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan nümerik bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yönteminin ilk kullanımı 1900'lü yıllara dayanır. Sonlu elemanlar yöntemini temel alan ANSYS programı, 1971 yılından günümüze kendisine giderek daha büyük bir uygulama alanı bulacak şekilde geliştirilmiştir (Anıl ve Belgin, 2007).

3.5. GERİLME KAVRAMI

Gerilme; birim yüzeye düşen yük (kuvvet) miktarı olarak tanımlanabilir. Bu bağlamda uygulanan dış kuvvetler, iç kuvvetlerin kesit yüzeyine dik tesir ettirirse meydana gelen gerilmeye normal gerilme (σ) denir. Normal gerilme; çekme ve basınçta meydana gelmektedir. Yüzeye yatay etki ediyorsa (yüzeye yapışık ise) buna kayma gerilmesi (τ) denilmektedir. Katı cisimlere etki eden dış kuvvetler, bu cisimleri şekil değiştirmeye zorlar. Cisimlerin moleküler yapıları da, uygulanan

kuvvete tepki göstererek cismin şekil değiştirmesini önlemeye çalışır. Moleküllerin dış kuvvetlere karşı gösterdiği bu tepkiye ise iç kuvvetler denir (Çayıroğlu, 2015).

3.5.1. Tek Boyutlu Gerilme Hesabı

Bir çubuk aksenal doğrultuda çekildiğinde yâda basıya maruz bırakıldığında üzerinde tek eksen doğrultusunda gerilmeler oluşur. Bu tip gerilmelere tek boyutlu gerilme denir. Bu tip gerilmelerde eksen doğrultusundaki yüzeylerde kayma gerilmeleri oluşmaz sadece normal gerilmeler vardır. Bu nedenle oluşan gerilme direkt olarak malzemenin akma gerilmesi ile karşılaştırılabilir. Malzemenin dayanabilmesi için oluşan gerilme akma gerilmesinden küçük olmalıdır (Kocatürk, 2007).

3.5.2. İki ve Üç Boyutlu Gerilme Hesabı

Malzeme üzerinde oluşan gerilmeler iki eksenle yada üç eksen oluşuyorsa bu tip gerilmelere iki ve üç boyutlu gerilmeler denir. Mühendislik uygulamalarının birçoğunda bazı noktalardaki gerilme halleri oldukça karışık olabilir ve birçok yönde hem normal hem de kayma gerilmelerine maruz kalabilirler. Böylece malzeme tek eksenliden ziyade iki veya üç eksenli gerilme durumuna maruz kalabilmektedir. Bu tür yükleme altında malzemenin mukavemet değerlerinin tespiti tek eksenliye göre daha zor olmaktadır. Bu şekilde, bileşik gerilmeye maruz yerlerde gerekli mukavemet hesaplarının gerçekleştirilmesi için değişik teoriler önerilmiştir. Bu teorilerin amacı, malzemelerin basit çekme ve basma deneylerinden elde edilen değerler kullanılarak kombine yükleme durumlarında malzemenin ne zaman hasara uğrayacağını tespit etmektir (Kocatürk, 2007).

3.6. KIRILMA VE KIRILMA TÜRLERİ

Kırılma, kararlı ve kararsız çatlak ilerlemelerinin koşullarını inceleyen geniş bir bilim dalıdır. Bu denli geniş bir bilim dalı ve ilgi alanı birbirinden çok farklı olan makine, inşaat ve metalürji mühendisliğinin uygulamaları içerisine etkin bir biçimde yayılmıştır. Kırılma en genel haliyle malzemelerin gerilim altında iki veya daha fazla

parçaya ve malzemelerin dayanım özelliklerini kontrol etmek olarak tanımlanabilir (Kocatürk, 2007).

Kırılma türlerini sınıflandırmak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bunların en önemlisi, kırılmanın mekaniği ile ilgili olan ve uygulanan yükler ile bu yüklerin kırılma sırasında içyapıdaki etkilerini önemseyerek yapılan sınıflamadır. Bu yöntemle örnek olarak, gevrek kırılma, sünek kırılma, sürünme kırılması ve yorulma kırılmaları gösterilebilir. Bir makine elemanının üzerine gelen zorlama şekli, yani gerilme ve şekil değişimi ile ortam koşulları, oluşacak kırılmanın türünü belirler. Çeşitli dış etkilere karşın, ancak pek az malzemede bir tek kırılma türü görülebilir. Aynı malzemede birden fazla kırılma türünü görmek mümkündür. Özellikle endüstriyel uygulamalarda kırılma türü, kırılma mekaniği yönünden, kırılma sırasında içyapıda olan değişikliklerden, çatlak yapısında ilerleyiş şeklinden ve kırılan kesit görünümünden ayrı ayrı değerlendirilebilir. Bu durumda yukarıda verilen kırılma türlerinin birkaçı aynı anda kırılmayı karakterize eder. Ancak malzemenin kırılma öncesi durumu ve kırılmaya neden olan yükleme koşullarına göre kırılma türleri gevrek ve sünek kırılma olarak iki şekilde incelenebilir (Kocatürk, 2007).

3.6.1. Gevrek Kırılma

Gevrek kırılma; yok sayılabilecek kadar az ya da hiç kalıcı şekil değişikliği oluşturmadan malzemenin kırılmasıdır. Çatlak ilerlemesi çok hızlı olup, bu ilerleme çevre yüzey enerjisi ile oluşmaktadır. Diğer bir deyişle, çatlak oluşuktan sonra, ilerlemesi için sürekli dış gerilime ihtiyaç yoktur. Birçok durumda gevrek olarak kırılan malzemelerde, sadece kırılmış yüzey civarında çok az oranda kalıcı şekil değişikliği olduğundan, kırılan yüzeyin görünümü parlak ve düzgündür (Kocatürk, 2007).

3.6.2. Sünek Kırılma

Kırılmadan önce malzemede kalıcı şekil değişikliği oluşursa, bu tür kırılma sünek kırılmadır. Kalıcı şekil değişikliklerinin miktarı, kırılma sonrasında malzemedeki kesit azalması veya gerilme yönünde oluşan boy uzaması ölçülerek saptanabilir. Kırılma

kalıcı şekil değişikliği oluşturabilecek gerilme ile doğru orantılı olup, yavaş oluşmaktadır. Kırılma sonucu kırılma yüzeylerinin görünümü liflidir. Malzemenin kırılma şekilleri; malzemenin kırılma veya mukavemetini kaybetmesi, tahrip olması, parçalara ayrılması ve bu suretle maruz kalacağı yükleri emniyetle kaldırma kabiliyetini tamamen kaybetmesidir (Kocatürk, 2007).

3.7. KIRILMA HİPOTEZLERİ (TEORİLERİ)

Kırılma konusu özellikle son yıllarda kuramsal ve deneysel olarak üzerinde en çok çalışılan mühendislik dallarından biri olmuştur. Gemilerin, boru hatlarının, basınçlı kapların ve uçakların konstrüksiyonunda kullanılan çelik ve yüksek dayanımlı alüminyum alaşımlı parçaların; akma dayanımlarının altındaki gerilmelerde, ya da kuramsal olarak hesaplanan konstrüktif emniyetli gerilme değerlerinin altındaki yüklerde kırılmaları, bilim adamlarını şaşırtan sürpriz sonuçlar olmuşlardır. Önceleri alışlagelmiş konstrüksiyon teorileri ile yapılan hesaplamalarda yanlışlık yapıldığı düşünülmüş, malzeme dayanımı, keskin köşeler, delikler ve kesit değişiklikleri olan yerlerde gerilme birikimleri göz önüne alınarak yeniden konstrüktif hesaplamalar yapılmıştır. Ancak yapılan bu kuramsal hesaplamalarda malzeme yapısında bulunan çok küçük çatlaklar ve kusurlar ele alınmadığından, başarısızlıkla karşılaşılan sonuçlarda bir değişiklik olmamıştır. Yapı çeliği, alüminyum ve bakır alaşımları gibi sünek malzemeler, üzerlerine bir zorlama geldiğinde, yapısında var olan bu küçük çatlak uçlarının etrafı plastik olarak şekil değiştirdiğinden aşırı yükleri bölgesel olarak yutarlar. Fakat geçiş sıcaklığının altındaki yüklemelerde veya yüksek gerinim hızlarında ya da bileşik gerilmelerin etkisi ile zorlama durumunda olduğu gibi, malzemeler sünek bir tutum göstermeyip, düşük gerilme değerlerinde gevrek olarak kırılmışlardır. Anılan olumsuzluklara, tasarıma kırılma kavramı ile yaklaşıldığında çözüm getirilmiştir (Kocatürk, 2007).

Malzemelerin fiziksel özelliklerinin tespit edilmesinde kullanılan test yöntemlerinin çoğunda numune basit bir yükleme türüne maruz bırakılır. Malzemelerin çoğunluğuna ait mukavemet değerlerinin önemli bir kısmı basit çekme deneylerinden elde edilir. Gevrek malzemeler genelde çekmeden ziyade basma gerilmesi altında çalıştığından bu malzemelere ait mukavemet değerlerinin çoğu da yine basit basma

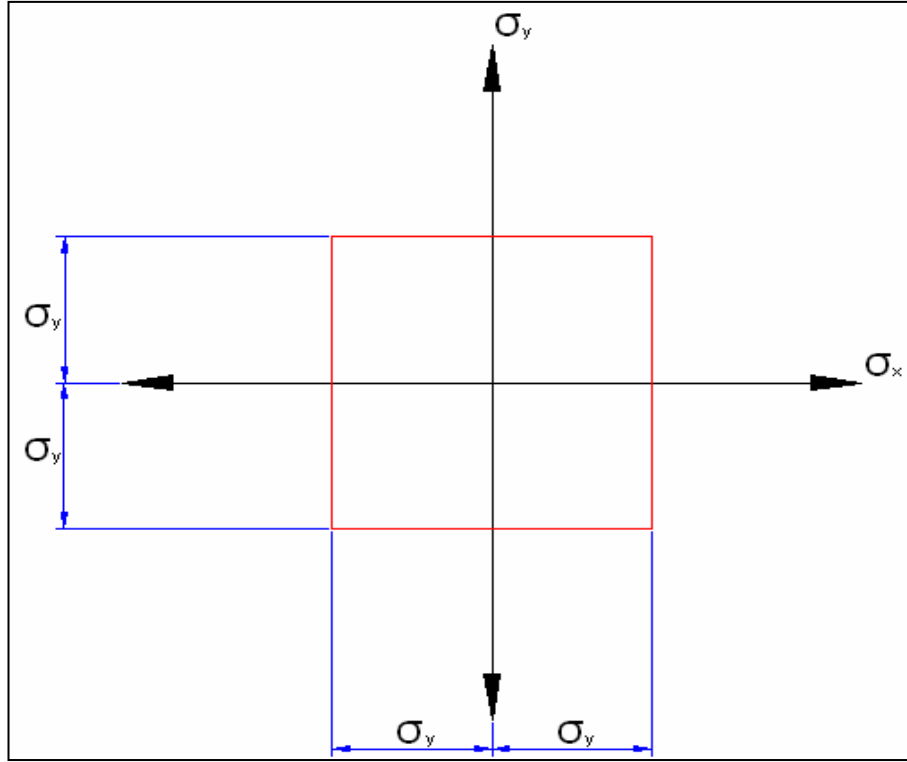
deneyinden elde edilir. Malzemelerin kayma mukavemetlerinin tespiti için de yine belirli test yöntemleri kullanılmaktadır. Bu tür yükleme durumuna tek eksenli yükleme denir. Bu noktadan hareketle tek eksenli gerilme halinde $\sigma_{(\max)} \leq \sigma_{(em)}$ veya $\tau_{(\max)} \leq \tau_{(em)}$ bağıntıları kullanılarak gerekli mukavemet hesaplamaları gerçekleştirilir. Böylece malzeme sadece çekme, basma veya kaymaya maruz ise bu değerler olduğu gibi kullanılarak gerekli mukavemet hesapları gerçekleştirilebilir (Kocatürk, 2007).

Mühendislik uygulamaların birçoğunda bazı noktalardaki gerilme halleri oldukça karışık olabilir ve birçok yönde hem normal hem de kayma gerilmelerine maruz kalabilirler. Böylece malzeme tek eksenliden ziyade iki veya üç eksenli gerilme durumuna maruz kalabilir. Bu tür yükleme altında malzemenin mukavemet değerlerinin tespiti tek eksenliye göre daha zor olmaktadır. Bu şekilde, bileşik gerilmeye maruz yerlerde gerekli mukavemet hesaplarının gerçekleştirilmesi için değişik teoriler önerilmiştir. Bu teorilerin amacı, malzemelerin basit çekme ve basma deneylerinden elde edilen değerler kullanılarak kombine yükleme durumlarında malzemenin ne zaman hasara uğrayacağını tespit etmektir (Kocatürk, 2007). Cisimlerin kuvvetler tesiri altında ne gibi sebeplerin tesiri ile kırıldığını araştıran bilim adamları, birçok deneyin sonucunda bazı kriterler ileri sürmüşlerdir. Bu kriterlere “Kırılma Teorileri” veya “Kırılma Hipotezleri” denir.

3.7.1. Maksimum Asal Gerilme Teorisi (RANKİNE)

Rankine teorisi olarak da bilinen bu teoriye göre kombine yükleme altında malzemede oluşan asal gerilmeler σ_1 , σ_2 ve σ_3 olmak üzere $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ olacağından malzemede oluşan maksimum asal gerilmenin değeri (σ_1) malzemenin çekme veya basma deneyinden elde edilen $\sigma_{(em)}$ değerini aştığında malzeme hasara uğrar (Çayıroğlu, 2015). Eşitlik 3.2’de Rankine teorisi eşitliği verilmiştir. Şekil 3.4’te Rankine teorisi gösterilmiştir.

$$\sigma_{(\max)} = \sigma_1 \leq \sigma_{(em)} \quad (3.2)$$



Şekil 3.4. Rankine teorisi (Çayıroğlu, 2015).

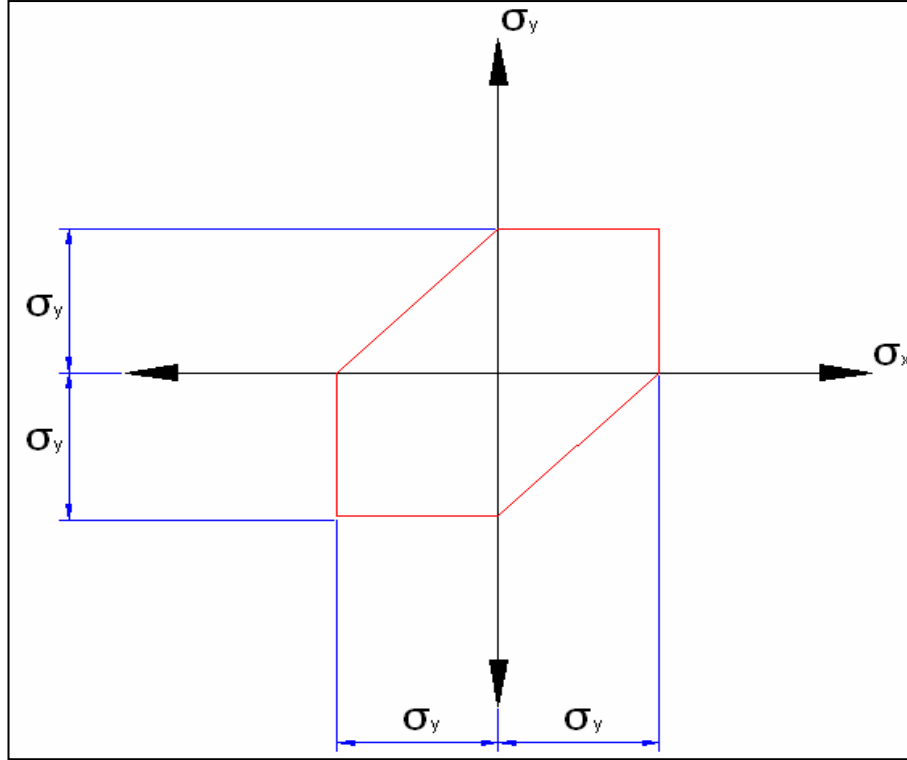
İki eksenli düzlemsel yükleme durumunda bu teori Şekil 3.4'te çizilmiştir. Yapılan deneyler bu teorinin tüm yükleme durumları için pek güvenilir sonuçlar vermediğini göstermiştir. Ancak gevrek malzemeler için elde edilen deneysel sonuçlar ile teorik sonuçları destekler mahiyette olduğu tespit edilmiştir. Bu teorinin en belirgin eksikliklerinden biri de çekme ve basma altında malzemede hasarın aynı gerilme seviyesinde ortaya çıktığını önermesidir. Oysaki dökme demir ve beton gibi gevrek malzemeler basmada; çekmeye rağmen daha mukavemettirler. Bu ise malzemede yer alan mikro boşlukların çekme gerilmesi sonucu ilerleyip malzemeyi tahrip etmesi nedeniyledir (Çayıroğlu, 2015).

3.7.2. Maksimum Kayma Gerilme Teorisi (TRESKA)

Tresca teorisi olarak da bilinen bu teoriye göre kombine yükleme altında malzemede oluşan maksimum kayma gerilmesi $\tau_{(max)}$ kayma emniyet gerilmesi $\tau_{(em)}$ değerini aştığında malzemede hasar başlar. Üç eksenli bir sistemde veya gerilmelerden biri pozitif, diğeri negatif ve üçüncüsü de sıfır olan bir yüklemde maksimum kayma gerilmesi eşitlik 3.2'de verilen eşitlikte hesaplanmaktadır (Çayıroğlu, 2015).

$$\tau_{max} = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2} \quad (3.3)$$

İki eksenli gerilme için bu teori Şekil 3.5'te çizilmiştir. Asal gerilmelerden ikisinin de pozitif ve üçüncüsünün sıfır olduğu yükleme durumunda ise maksimum kayma gerilmesidir.

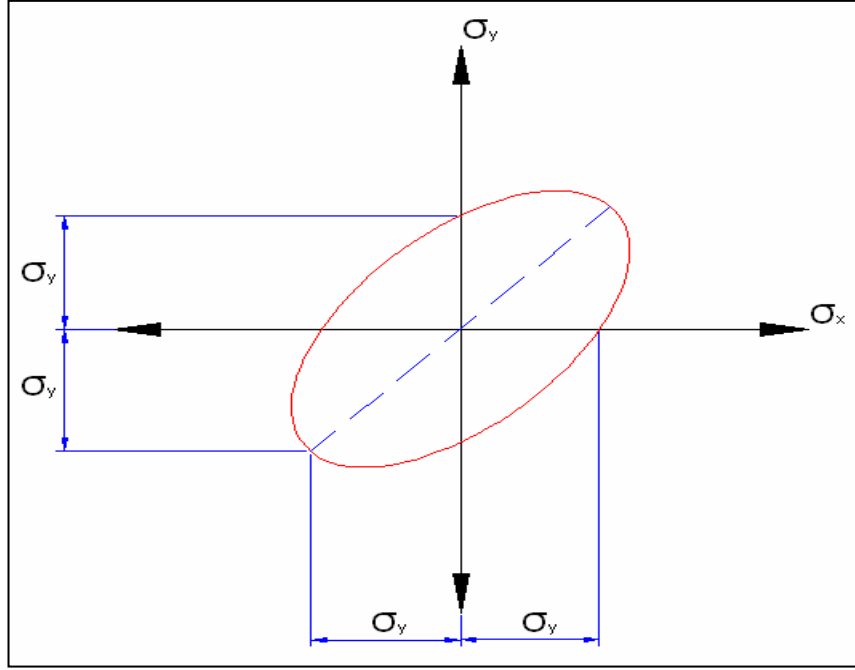


Şekil 3.5. Tresca teorisi (Çayıroğlu, 2015).

3.7.3. Maksimum Kayma Gerilme Enerjisi Teorisi (Von Mises Kriteri)

Huber tarafından 1904'de ortaya atılmasına rağmen von Mises Teorisi olarak bilinen bu teoriye göre farklı karakterlerdeki ve eksenlerdeki gerilmelerin doğurduğu ayrı ayrı etkileri, tek başına yaptığı varsayılan gerilmeye eşdeğer gerilme (von Mises) denir. Akma (hasar); elemanın birim hacmindeki şekil değiştirme enerjisi, tek eksenli çekme numunesinin akma dayanımına kadar yüklendiğinde oluşan şekil değiştirme enerjisine eşit olduğunda meydana gelir (Çayıroğlu, 2015). Şekil 3.6'da von Mises teorisi gösterilmiştir.

$$\sigma_{eş} = \sigma_{ms} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3.4)$$



Şekil 3.6. Von Misses teorisi (Çayıroğlu, 2015).

3.8. ELASTİSİTE MODÜLÜ

Elastisite modülü, malzemenin dayanımının (mukavemetinin) ölçüsüdür. Kimi kaynaklarda Young modülü olarak da geçer. Elastik deformasyondaki birim uzama ile normal gerilme (çekme ya da basma gerilmesi) arasındaki doğrusal ilişkinin bir sonucu olup bir birim uzama başına gerilme olarak tanımlanır. Birim uzama ile normal gerilme (çekme ya da basma gerilmesi) arasındaki doğrusal ilişki şöyle tanımlanabilir. Uzamaların kuvvetle orantılı olduğunu Robert Hooke bulduğu için bu ilişkiye “Hooke Kanunu” denilmektedir.

$$\text{Elastisite Modülü (E)} = \text{Normal Gerilme } (\sigma) / \text{Birim Uzama } (\epsilon) \quad (3.5)$$

3.9. YANAL GERİNME VE POİSSON KATSAYISI

Herhangi bir çubuk uzunlamasına çekme gerilmesine maruz bırakıldığında, çubuk çekme doğrultusunda uzayacak ve yanal doğrultuda kısılacaktır. Benzer şekilde çubuk basma kuvvetine maruz bırakıldığında genişleme yanal doğrultuda ve kısıalma ise basma doğrultusunda oluşacaktır. Yapılan araştırmalarda yanal gerinimin eksenel gerinime oranı her malzeme türü için sabit bir oran olduğu tespit edilmiş ve bu değer Poisson Katsayısı veya Poisson Oranı denilmiştir. Genellikle (ν) ile gösterilir. Böylece bu oran:

$$\nu = \text{Yanal gerinme} / \text{Eksenel gerinme} = - \epsilon_y / \epsilon_x \quad (3.6)$$

Şeklinde elde edilir. Poisson oranı malzemeye bağlı bir katsayıdır. Genellikle çeliklerde $\nu = 0.30$, alüminyumda $\nu = 0.34$, bakırda $\nu = 0.32$ ve betonda $\nu = 0.10$ civarındadır. Genel olarak bu oran $0 < \nu < 0.5$ arasında değişmektedir.

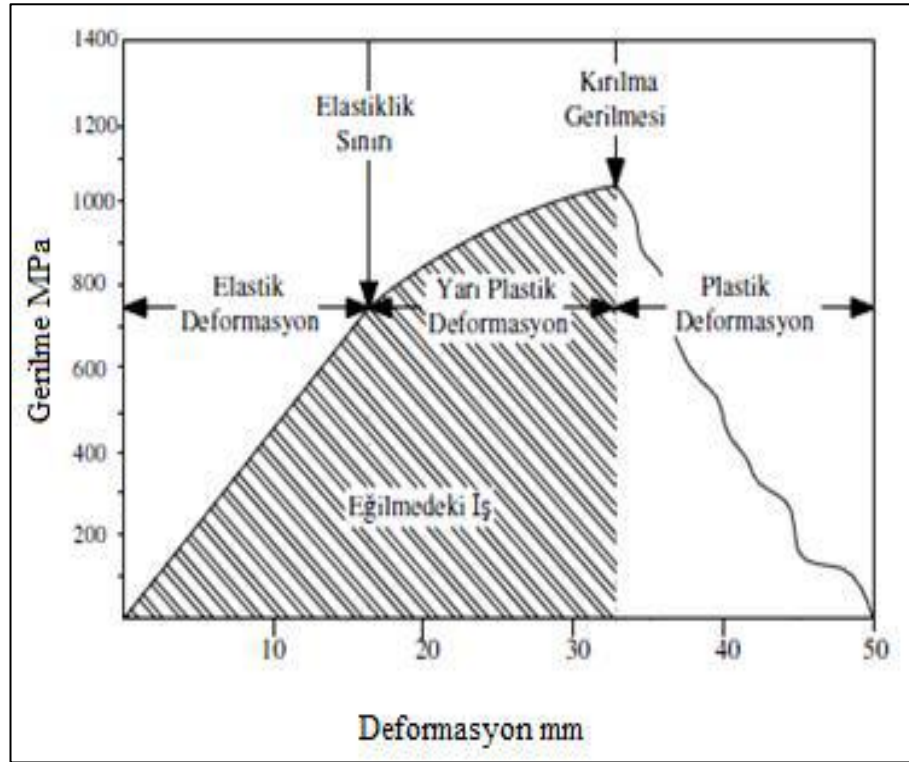
3.10. STATİK EMNİYET FAKTÖRÜ (GÜVENLİK KATSAYISI)

Statik emniyet faktörü sistemin çalışma koşullarına göre sistemin dayanım miktarıdır. Çoğu sistemin çalışma koşullarının değişkenliğine göre veya canlı hayatının tehdit edilmesi göz önünde bulundurularak çeşitli güvenlik katsayılarında üretimleri yapılmaktadır. Bu güvenlik katsayısı ağırlığın önemli olduğu bir tasarımda örneğin 2 iken, can güvenliğinin ön planda olduğu asansör gibi sistemlerde 10- 15 mertebelerindedir. Statik emniyet katsayısı aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\text{Statik Emniyet faktörü} = \frac{\text{Limit gerilme}}{\text{Maksimum eşdeğer gerilme}} \quad (3.7)$$

Yani seçilen malzemenin limit stress değerinin, parça üzerinde çıkan maksimum gerilmeye bölünmesi şeklinde ifade edilir. Burada alınacak limit değer ve maksimum değer sistemin yapısına ve istenen değerlere göre farklılık gösterebilir. Yani limit gerilme olarak akma ve kopma gerilme değerleri alınabilir veya özel belirlenmiş bir değer limit değer olabilir. En yüksek eşdeğer ise gerilme ise von Mises gerilmesidir.

Von Mises; ağaç malzemeye uygulanan düşük gerilmelerde meydana gelen şekil değişiminin (deformasyonun), yük kaldırıldıktan sonra tamamen ortadan kalkması durumunda geri kazanılması özelliğini ifade eden bir değerdir. Mukavemet hesaplamalarında malzemenin elastikiyet modülüne ihtiyaç vardır. Birimi N/mm^2 veya Megapaskal (MPa)'dır. Von Misses Teorisi olarak bilinen bu teoriye göre şekil değiştirme enerjisinin belli bir sınırı aşması ile cisimde hasar başlar ve malzemenin akma sınırı başlamış olur. Akma sınırı ve cisimde oluşan gerilmeler grafik yardımıyla deformasyon noktaları belirlenebilmektedir (Bozkurt ve Göker 1987). Şekil 3.7'de doğu kayını numunesine ait eğilme deneyinde elde edilen gerilme deformasyon eğrisi görülmektedir.



Şekil 3.7. Kayın ahşap malzemesi gerilme deformasyon eğrisi (Bozkurt,1987).

Şekil 3.7'de görülen 1 no'lu bölge elastiklik sınırı içerisinde olan bölgedir. 2 no'lu bölge akma noktası olan malzemenin yarı plastik bölgesidir. 3 no'lu bölge malzemenin kırılma noktası veya kopma noktasıdır. Şekil 3.7'de görülen gerilme deformasyon eğrisinde, elastiklik sınırına kadar gerilme ile deformasyon arasındaki ilişki doğru orantılı olarak hareket yönündedir. Elastiklik sınırına kadar uygulanan yükün kaldırılması durumunda numune başlangıçtaki ilk şeklini alır. Elastiklik

bölgesi içerisindeki şeklin değişmesine elastik deformasyon adı verilir. Elastiklik sınırı aşıldıktan sonra gerilme miktarı artırıldığında gerilme ile deformasyon arasındaki doğru oranlılık bozulmaktadır ve gerilme eğrisi yönü deformasyona doğru yönelmektedir. Elastiklik sınırının aşılmasından sonra kuvvetin kaldırılması ile ahşap numune başlangıçtaki şekline ve büyüklüğüne dönememekte, meydana gelen deformasyon sabit kalmaktadır. Böylece elastiklik sınırından sonra elastik deformasyonlar değil, plastik deformasyonlar oluşmaktadır. Kuvvetin devamlı olarak artırılması halinde lifler içerisinde ilk önce kaymalar ve daha sonra kopmalar meydana gelmekte ve nihayet ahşap numune yüke mukavemet edemeyerek kırılmaktadır. Bu noktaya kırılma sınırı denmektedir (İmirzi 2008).

Gerilme-deformasyon eğrilerinde görüldüğü gibi, elastiklik sınırı ile kırılma sınırı arasındaki deformasyona yarı plastik deformasyon (akma noktası), akma sınırından sonraki deformasyona ise plastik deformasyon adları verilmektedir. Kırılma sınırında tesir eden yüke maksimum yük denir. Ahşap malzemenin kırıldığı bu yüke kırılma yükü adı verilir. Böylece, ahşap malzeme önemli miktardaki yüklemelerden sonra tekrar başlangıçtaki orijinal şekline dönebilmektedir (Berkel, 1970).

Elastiklik modülü ne kadar küçük ise cismin mekanik kuvvetler karşısında şekil değiştirici etkilere o kadar az karşı koyduğu, tekrar orijinal şekline dönüşebilecek deformasyonlara kolaylıkla elverişli olduğu anlaşılmaktadır. Anizotrop olan malzemeler ortotropik özellik gösterirler. Ahşap malzeme anizotrop bir malzeme olması dolayısıyla ahşap malzemede elastiklik modülü liflere paralel, radyal ve yıllık halkalara teğet olmak üzere üç esas yönde farklı değerler göstermektedir. Ahşap malzemede elastiklik modülü değeri liflere paralel yönde en yüksek radyal yönde daha küçük, yıllık halkalara teğet yönde ise en düşüktür. Elastiklik modülü arttıkça, cisimler deformasyon meydana getiren kuvvetlere karşı daha yüksek bir mukavemet göstermekte, elastikiyet modülü azaldıkça daha kolay deforme olmaktadır. Elastikiyet modülü küçüldükçe cisim elastikleşir (Berkel, 1970).

3.11. MALZEMELERİN YORULMA DAYANIMI

Tıpkı insanlar gibi günlük hayatta kullanılan malzemelerin de yorulmasından söz etmek mümkündür. Mühendislik alanında kullanılan malzemelerin ömürleri hakkında bilgi sahibi olmak çok önemlidir. İlk akla gelen örnek olarak uçaklar düşünülebilir. Ufak bir civatanın uçak seyir halinde iken yorulma dolayısı ile kopmaya maruz kalması çok büyük facialara yol açabilir. Bunu engellemenin yolu civatanın, ömrü tükenmeden değiştirilmesidir (Grasa et al., 2006). Malzemelerin ömürleri hakkında bilgi sahibi olabilmek için çeşitli deneyler ve deney düzenekleri vardır. Ancak yapılan bu deneyler ve düzenekleri çoğu zaman ekonomik olmadığı gibi ergonomik de değildir.

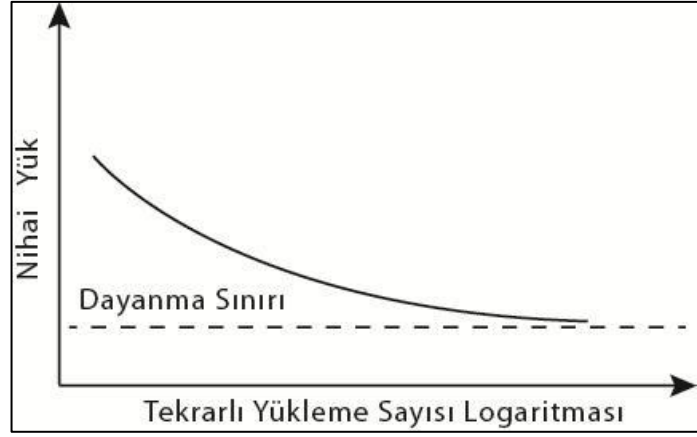
Ağaç malzeme, mobilya elemanı olarak kullanırken mekanik etkilere karşı dayanımı hakkında güvenilir fikir elde edebilmek için sürekli yüklemelere karşı dayanımının bilinmesi gerekmektedir. Yapılan çalışmalara göre, malzeme kısa sürede devam eden belirli bir yüke karşı koyabildiği halde aynı yükün uzun ve sürekli bir şekilde tesir etmesi halinde daha düşük gerilmelerde kırıldığı görülür. Böylece ahşap malzemesinin kullanışlılığı ve direnci hakkında karar verebilmek için gerilme-şekil değiştirme (deformasyon) den başka gerilme-tekrarlı yükleme ve yükleme frekansı gibi faktörler dikkate alınmalıdır. Yorulma, özellikle mobilya konstrüksiyonlarında oluşan deformasyonların ana sebebidir. Bu sebeple ahşap malzemelerin yorulma gerilmeleri belirlenerek tasarım aşamasında ortaya koyulması gerekmektedir (Tankut ve Zor, 2012.).

Ahşap ve ahşap kompozitlerde yorulma, çevre ve yükleme koşulları dikkate alınarak incelenmektedir. Tekrarlı yükleme ve yükleme frekans gibi yükleme koşullarının etkileri çeşitli çalışmalarda yapılmıştır (Ratnasingam et al., 1997). Marsoem et al. (1987), yaptıkları araştırmada; üçgen ve kare dalga formundaki masif odunun çekme yorulmasını incelemiş ve sonucunda kare formunun en fazla zarar gördüğünü ortaya koymuştur. Benzer bir sonuçta masif odunun basınç yorulmasında elde edilmiştir (Gong and Smith, 2003). Kohara and Okuyama (1993), yaptıkları araştırmada; masif ağaç malzemenin gerinim enerji kaybı davranışını temel alarak, çekme direncinde yorulma ömrü üzerine tekrarlı yüklemeye bağımsız bir yorulma ömrü kriteri

önermiştir. Aynı zamanda yükleme frekansı da ahşap ve ahşap kompozitlerinin yorulma ömrünü de etkilemektedir (Tankut ve Zor, 2012). Malzeme yavaşça artan yükler altında deneylere tabi tutulduğu zaman, belirli bir sınır gerilmesinde dayanımı sona erip kopmaktadır. Bulunan bu gerilme değerine malzemenin statik dayanımı adı verilir. Değişken gerilmelerin etkisi altındaki elemanlarda bunların maximum değerleri değil tekrar sayısı önemlidir. Çevrimsel olarak değişen gerilmeler malzemenin içyapısında bazı yıpranmalara sebep olur. Böylece kopma olayı statik sınırların çok altında meydana gelir.

Değişken gerilmelerin etkisi altında malzemenin içyapısındaki değişikliklere yorulma ve elemanın kopuncaya kadar dayandığı süreye de ömür adı verilir. Yorulma analizinin temel amacı malzemenin ömrü süresince ne kadarlık bir çevrime dayanabileceğini karakterize etmektir. Yorulma analizinde genel olarak 3 ana metod mevcuttur. Bunlar Strain Life, Stress Life ve Kırılma mekaniğidir. Strain Life yaklaşımı günümüzde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır ve yorulmanın düşük çevrim sayılarını karakterize eden, tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan bir metodur. Diğer yandan Stress Life ise parçanın toplam ömrü ile ilgilenir. Yorulma analizleri çevrim sayılarına göre sınıflandırıldığında, Strain Life düşük sayılı çevrimler için kullanılır bu yüzden Low Cycle Fatigue (LCF) olarak bilinir. LCF genellikle 10^5 ve bundan daha düşük çevrimleri kapsar. Stress Life S-N (Stress-Cycle Curves) diagramına dayanır ve genellikle yüksek çevrimleri kapsar bundan dolayı High Cycle Fatigue (HCF) diye bilinir. HCF 10^6 ve üzeri çevrimleri kapsar. Kırılma mekaniği (Fracture Mechanics); kırılma öncesi oluşan çatlakların ilerleme hızları ve çatlağın kritik büyüklüğe erişmesi için gereken ömrü tayin eden bir yaklaşımdır (Stephens, 2001).

Malzemelerde yorulma, tekrarlı yüklemelere maruz kalmış yapısal elemanlar için ortak bir problemdir (Bao et al., 1996). Yorulma deneylerindeki önemli öğelerden birisi zamandır. Bir malzemenin yorulma özelliklerini belirlemede dayanma sınırındaki (Yorulma limiti) bulgular çok önemlidir. Dayanma sınırı teorik olarak kırılmanın olmadığı tekrarlardaki gerilme değeridir (Tankut ve Zor, 2012). Şekil 3.8'de malzemelerin yorulma dayanım grafiği verilmiştir.



Şekil 3.8. Yorulma dayanımı limiti (Bodig and Jayne, 1982).

3.12. ANSYS (SWANSON ANALYSIS SYSTEM)

ANSYS yazılımı, mühendislerin mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan etkileşimlerini gerçeğe uygun bir şekilde kullanılabilen genel amaçlı yazılmış sonlu elemanlar programıdır. Gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının simüle edilmesine olanak sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu modeller neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır. ANSYS’de kullanılan mukavemet, titreşim, yorulma, çarpma ve devrilme simülasyonları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, ısı transferi hesapları, metal şekillendirme hesapları, elektromanyetik hesaplar, mekanizma dinamiği hesapları, Test ve ölçüm sistemleri, sistem modelleme otomatik kontrol simülasyonlarıdır (Pençe 2007).

ANSYS yazılımı hem dışarıdan CAD verilerini alabilmekte hem de içindeki menü imkânları ile geometri oluşturulmasına izin vermektedir. Aynı menü içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modelinde ağı oluşturulmaktadır. Yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir. ANSYS’de analizi yapılan model sonlu sayıda elemana bölünerek, sonlu elemanlar ağı oluşturulur. Önemli olan geometrik modeli doğru ve sağlam bir şekilde oluşturmaktır. ANSYS’de farklı analiz tipleri için

geliştirilmiş yaklaşık 140 eleman tipi mevcuttur. Sonlu elemanlar ağı oluşturulduktan sonra yükleme ve sınır koşulları belirlenir ve programa işlenir. Bu aşamada problemin çok iyi yorumlanması ve modele gelen yüklerin doğru bir şekilde belirlenmesi gerekir (Solmaz, 2007).

BÖLÜM 4

MALZEME VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1. MALZEME

4.1.1. Ağaç Malzeme

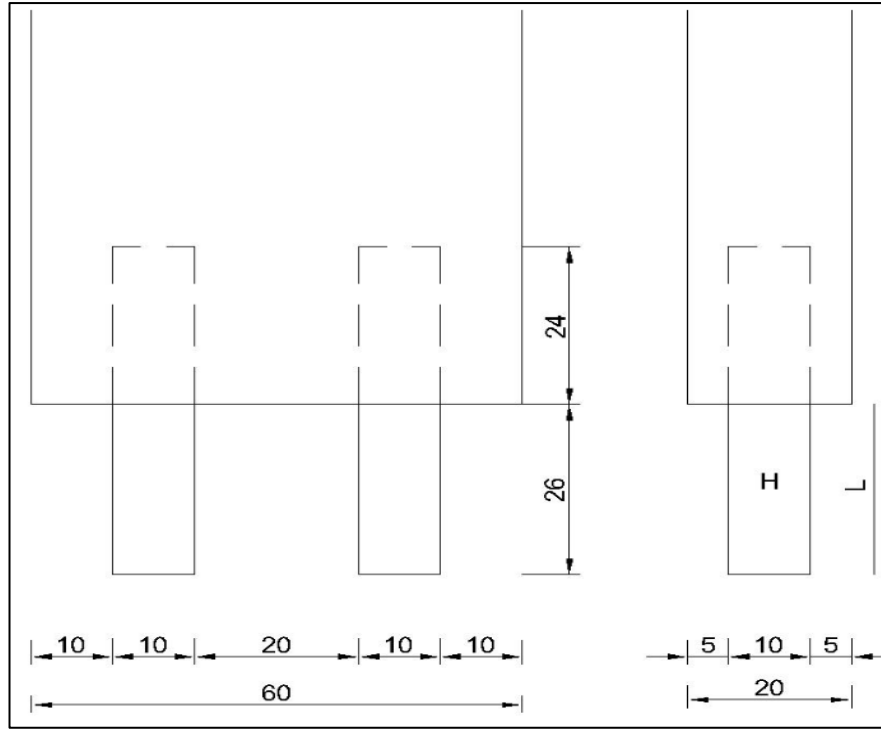
Bu çalışmada, mobilya endüstrisinde yaygın olarak kullanılan kayın (*Fagus Orientalis* L.) ve sarıçam (*Pinus Sylvestris* L.) ahşap malzemeleri kullanılmıştır. Ağaç malzemeler tesadüfî yöntemle Karabük'teki kereste işletmelerinden temin edilmiştir. Malzemelerin seçiminde, liflerinin düzgün, budaksız, ardaksız, normal büyüme göstermiş, reaksiyon odunu bulunmayan, mantar ve böcek zararlarına uğramamış olmasına özen gösterilmiştir.

4.1.2. Tutkal

Bu çalışmada, PVA(c) ve Poliüretan tutkalı kullanılmıştır. PVA(c), kokusuz, yanıcı olmayan tutkaldır. Oda sıcaklığında hızlı bir şekilde katılaşmaktadır. Bu tutkalın uygulanması çok kolaydır, makinelerde kesilmesi durumunda makinelere zarar vermez. Ancak, ısı arttıkça tutkalının mekanik özellikleri azalmaktadır. 70 °C'nin üstünde yapışma direncini kaybeder. Uygun şartlarda malzemenin sadece bir yüzeyine 180 g/m³ tutkal sürülmektedir (Örs, 1987). Üretici firma tarafından, tek komponentli olarak belirtilen Poliüretan tutkalı mobilya endüstrisinde montaj kademelerinde oldukça fazla kullanılmaktadır. Tek komponentli, serbest çözücülü tutkaldır. Odun, metal, polyester, tas, çam, seramik, PVC ve diğer plastik malzemeleri yapıştırırmada kullanılmaktadır (TSE 5430, 2003).

4.1.3. Kavela

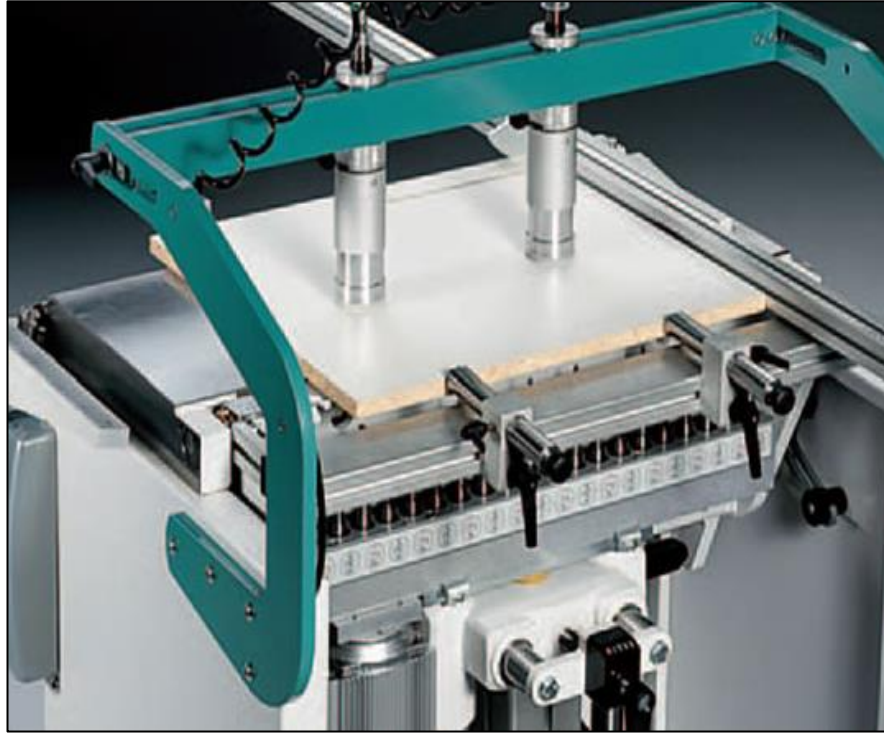
Araştırmada, TSE 4539’da belirtilen özelliklerde ahşap malzemeden hazırlanan kavelalar kullanılmıştır. Kavela, iki ahşap elemanın birleştirilmesinde kullanılan silindirik biçimde ağaç parçasıdır. Kavelalar birleştirilecek elemanın kalınlığına göre 6-8-10-12 mm çaplarında 30-60 mm boylarında olmalı (TSE 4539) ve Çizelge 4.1’de gösterilen aralıklarda kullanılmalıdır. Koltuk modelinde kullanılan kavela ölçüleri Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Kavela delikleri kavela açma makinası yardımıyla açılmıştır. Şekil 4.2’de Kavela deliği açma makinası gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Kavela ölçüleri (mm).

Çizelge 4.1. Kavela çap, boy ve aralıkları (mm).

Elemanın Kalınlığı	Kavela Çapı	Kavela Boyu	Kavelalar arası uzaklık
10	6	30	10 – 100
12	6	30	12 – 120
14	6 – 8	40	14 – 140
18	8	40	16 – 160
20	8 – 10	50	18 – 180
25	10	50	20 – 200
26	10 – 12	60	60 – 600



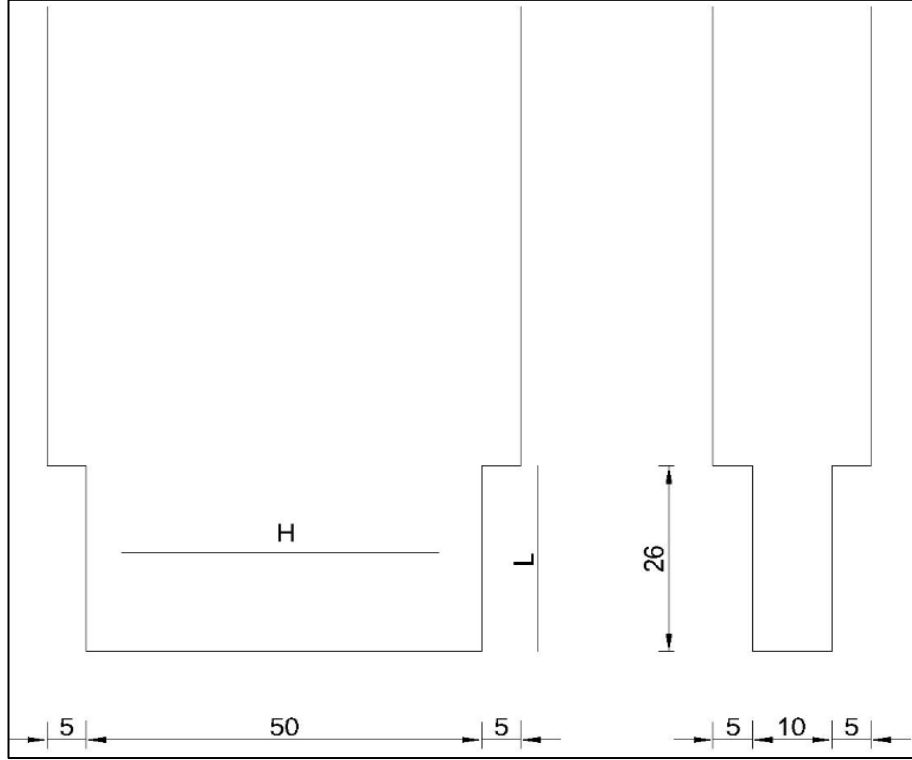
Şekil 4.2. Kavela deliği açma makinası.

4.1.4. Zıvana

Araştırmada, TSE 4905 esaslarına göre zıvanalı birleştirme tekniği uygulanmıştır. Zıvanaların aılmasında kullanılan erkek ve dişi zıvana makinesi Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Ayrıca, zıvana lleri Şekil 4.4'te verilmiştir



Şekil 4.3. Zıvana açma makinesi.



Şekil 4.4. Zıvana ölçüleri (mm).

Koltuk iskeletinin hazırlanmasında; iki farklı masif ağaç malzeme (Kayın, Sarıçam), iki birleştirme tipi (Lambalı zıvana, Kavelalı) ve iki yükleme testi (statik ve yorulma) için her bir deney örneğinden 5'er adet olmak üzere ($2 \times 2 \times 2 \times 1 \times 5 = 40$) toplam 40 koltuk iskeleti 1/1 ölçekli olarak üretilmiştir. Deneme deseni Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Koltuk konstrüksiyonu deneme deseni.

Yükleme Tipi	Ahşap Türü	Birleştirme Tekniği	Tekerrür Sayısı
Statik Yükleme (N)	Kayın	Kavela	5
		Zıvanalı	5
	Sarıçam	Kavela	5
		Zıvanalı	5
Devirli Artan Yükleme (N)	Kayın	Kavela	5
		Zıvanalı	5
	Sarıçam	Kavela	5
		Zıvanalı	5

4.1.5. Koltuk İskeletlerinin Hazırlanması

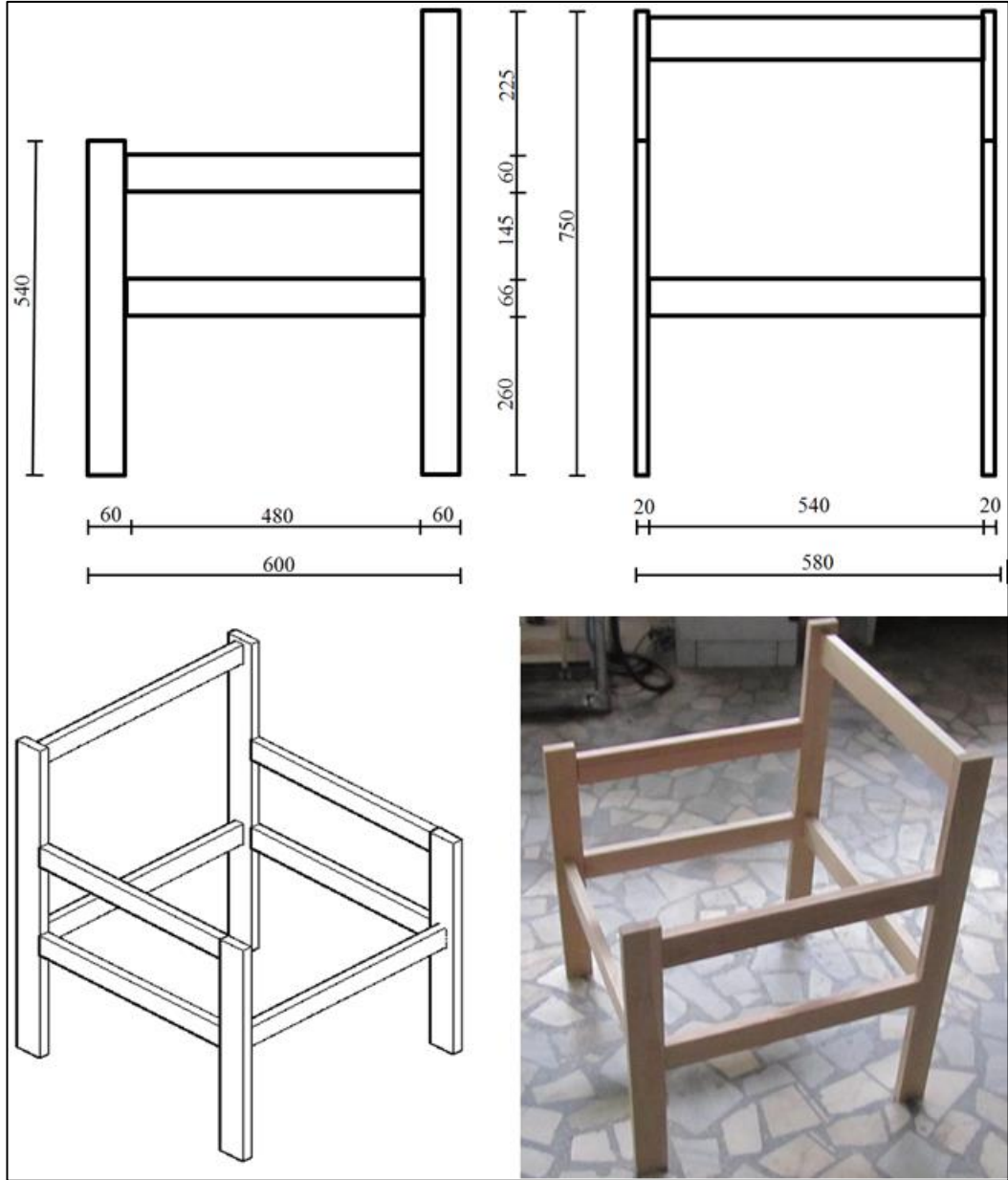
Deney örneğini oluşturacak parçalar, kaba ölçülerinde kesilip istiflenerek 6 ay (Şekil 4.5) süreyle bekletildikten sonra planya, kalınlık ve daire testere makinelerinde işlenerek net ölçülerine getirilmiştir. Sarıçam ve Kayın ahşap malzemelerden antropometrik ölçülere hazırlanan modelinin ölçüleri Şekil 4.6’da ve 1/1 ölçekli üretilen 40 adet koltuk konstrüksiyonu Şekil 4.7’de verilmiştir. Deney koltuğunun iskeletini oluşturan elemanların ölçüleri Çizelge 4.3’te verilmiştir.



Şekil 4.5. Ahşap malzemelerin istiflenmesi.

Çizelge 4.3. Koltuk iskeletini oluşturan elemanların ölçüleri (mm).

Elemanın Adı	Boy	Genişlik	Kalınlık
Ön Ayak	54	60	20
Arka Ayak	750	60	20
Yan Üst Kayıt	480	60	20
Yan Alt Kayıt	480	60	20
Ön Kayıt	540	60	20
Arka Alt Kayıt	540	60	20
Arka Alt Kayıt	540	60	20



Şekil 4.6. Antropometrik ölçülere göre tasarlanmış koltuk örneği (mm).



Şekil 4.7. Koltuk iskeletleri.

4.2. METOT

Araştırma kapsamında ilk olarak deneylerde kullanılan Ahşap malzemelerin eğilme direnci, eğilmede elastikiyet modülü, liflere paralel çekme direnci, hava kurusu yoğunlukları gibi bazı mekanik ve fiziksel özellikleri belirlenmiştir. Deney örneklerine statik ve yorulma yüklemeleri uygulanmıştır. TS 9215 standardına göre statik, FNAE 80-214 kodu ile Federal standardına göre devirli artan basamaklı yorulma yüklemeleri uygulanmıştır. Deneysel çalışma ile sonlu elemanlar metodu ile yapılan yapısal statik ve yorulma analiz verileri kıyaslanmıştır.

Çalışmanın bilgisayar destekli yapısal statik ve yorulma analizleri deneysel çalışmalarda uygulanan sınır şartları ve kuvvetlere göre yapılmıştır. Modellerin tasarımı Solidworks'te tasarlanmış olup 'parasolid x.t ve *.iges formatı ile ANSYS Design Modeller modülüne aktarılmıştır. Modellerin yapısal statik analizi ANSYS – Workbench, yorulma analizlerinde ise ANSYS Fatigue Tool programı kullanılmıştır.

4.2.1. Deneysel Çalışma Metotları

4.2.1.1. Tam Kuru Yoğunluk Tayini

Tam kuru yoğunluğun belirlenmesi için 20 x 20 x 30 mm boyutlarında örnekler kullanılmıştır. Yoğunlukların belirlenmesi için TSE 2471 ve 2472 esaslarına uyulmuştur. Tam kuru yoğunluk (D_0) tayini için, örnekler etüv'de 103 ± 2 °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 (D_0); tam kuru ağırlık (M_0) ve hacim (V_0) değerlerine göre hesaplanır.

$$D_0 = \frac{M_0}{V_0} \text{ (g/cm}^3\text{)} \quad (4.1)$$

4.2.1.2. Liflere Paralel Çekme Direnci

Ahşap malzemelerin liflere paralel çekme gerilmeleri ASTM-D 1037 esaslarına göre belirlenmiştir. İlgili formül 4.2 eşitliği ile verilir.

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{\max}}{A_0} \quad (4.2)$$

Buradan; σ_{ξ} = Çekme gerilmesi (MPa), F_{\max} = Kırılma anındaki maksimum kuvvet (N), A_0 = Deney numunesinin deneyden önceki kesit alanı (mm^2)'dir.

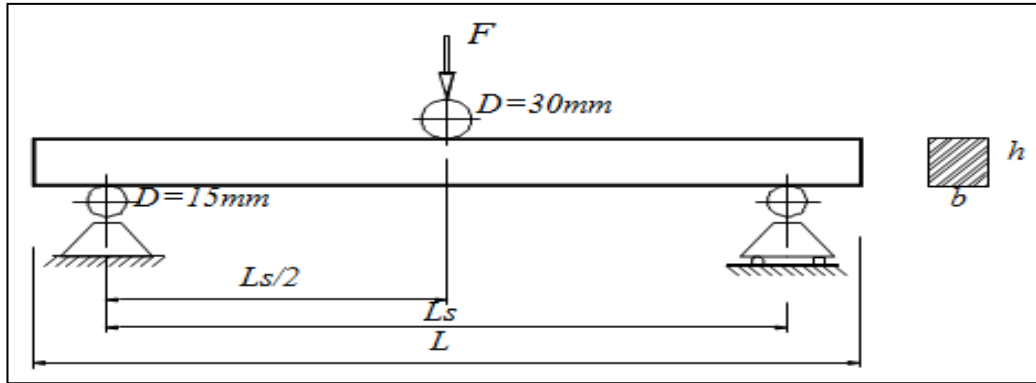
4.2.1.3. Eğilme Gerilmesinin Belirlenmesi

Eğilme gerilmesi deneylerinde TSE 2474 esaslarına uyulmuştur. Deneylerden önce hava kurusu getirilen örneklerin genişlik ve yükseklikleri 0.01 mm duyarlıklı kumpasla ölçülerek kesit yüzeyleri hesaplanmıştır. Şekil 4.8'de eğilme gerilmesi

örneği verilmiştir. Test makinesinin yükleme mekanizmasının hızı, kırılmanın yükleme anından itibaren 1,5 - 2 dakika içinde meydana gelmesini sağlayacak şekilde ayarlanmıştır. Dayanak noktaları açıklığı 30 cm olacak şekilde yerleştirilen örneklere, yıllık halkalara teğet yönde ve dayanak açıklığının orta kısmından kırılma işlemi gerçekleşinceye kadar yük uygulanmıştır. Eğilme gerilmesinin hesaplanmasında 4.3 eşitliği kullanılmıştır.

$$\frac{3xFxIs}{2xbxh^2} \quad (4.3)$$

Burada; F: Kırılma anında ölçülen maksimum kuvvet (N), Is: Dayanaklar arası açıklık (mm), b: Örnek genişliği (mm), h: Örnek yüksekliği (mm)'dir.



Şekil 4.8. Eğilme direnci.

4.2.1.4. Eğilmede Elastikiyet Modülünün Belirlenmesi

Eğilmede elastikiyet modülü TSE 2478 standardına uyularak belirlenmiştir. Eğilmede elastikiyet modülünün belirlenmesi için eğilme direnci örnekleri kullanılmıştır. Sıcaklığı 20 ± 2 °C ve bağıl nemi $\% 65 \pm 3$ olan iklimlendirme dolabında değişmez ağırlığa ulaşıncaya kadar bekletilen örneklerin elastik deformasyon bölgesindeki eğilme miktarları belirlenmiştir. Eğilmede elastikiyet modülü (E);

$$\frac{(F_2 - F_1) \times Ls^3}{4 \times \Delta f \times h^3} \quad (4.4)$$

Burada; F_1 : Birinci yük, F_2 : İkinci yük, Δf : Sehim farkı (cm), b: Örnek genişliği (cm), h: Örnek kalınlığı (cm) ve Ls : Mesnet açıklığı (cm)'dir. Malzemelerin eğilme gerilmesi, eğilmede elastikyet modülü ve çekme gerilmesinin belirlenmesinde Üniversal test cihazı kullanılmıştır. Üniversal test cihazı Şekil 4.9'da verilmiştir.



Şekil 4.9. Üniversal test cihazı.

4.2.1.5. Yorulma Dayanımının Belirlenmesi

Yorulma dayanımını belirlemek için eğilme gerilmesinin % 80, 70, 60, 50 ve 40 seviyelerinde 5 farklı gerilme düzeyi seçilmiştir. Bu farklı gerilme düzeyleri ahşap malzemelerin yorulma dayanımı ile ilgili çalışmalara (Bao and Eckelman, 1996) ve

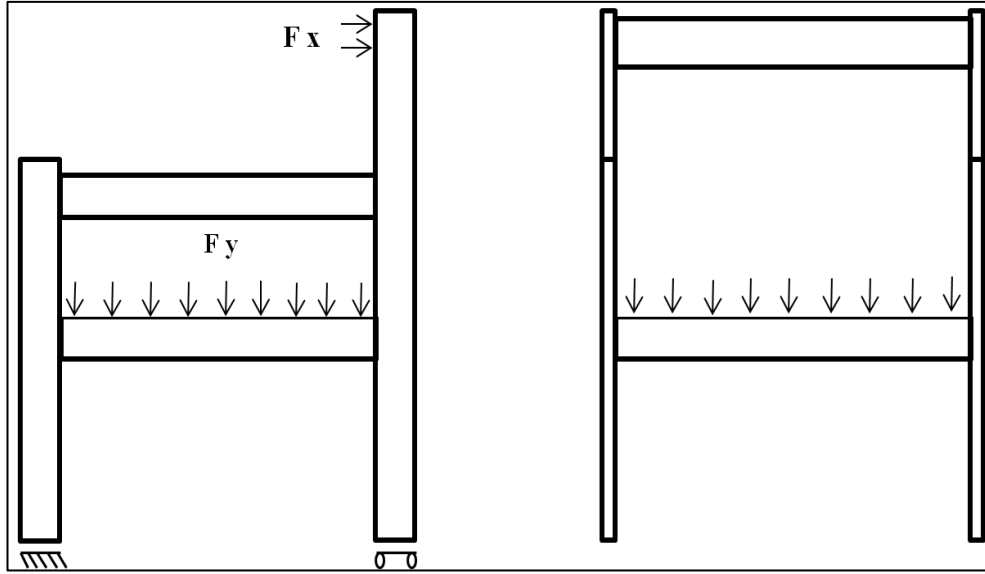
Wöhler tarafında S-N grafiğini oluşturmak için kullandığı yöntemeye dayanarak seçilmiştir. Yükleme tekrar frekansı 2 Hz ve yorulma yüklemesi sadece eğilme yönünde yapıldığından yükleme oranı $R = 0$ olarak seçilmiştir. Yorulma limiti, farklı gerilme- tekrar altında edilen sonuçların ortalaması ve bir milyon tekrar yorulma limiti kabul edilerek malzemelerin gerilme-tekrar grafiği elde edilmiştir. Bu çalışmada, üç noktadan eğilmede yorulma dayanımı gerilme-tekrar (S-N) yöntemine göre yapılmıştır. Malzemelerin yorulma dayanımının belirlenmesinde kullanılan Servo - hidrolik MTS yorulma test cihazı Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.10. Servo - Hidrolik yorulma test cihazı.

4.2.1.6. Statik Yükleme Deneyi

Yük uygulama noktaları TSE 9215 standardına göre tespit edilmiştir. Koltukta 830 Newtonluk deney yükü oturma yerine yayılı yükleme, yaslanma yerine ise oturma yeri üst yüzeyinden 300 mm yukarıda iki ayrı noktadan dengeli olarak konstrüksiyonunda deformasyona uğrayınca kadar yüklemeler uygulanmıştır (Kasal, 2004). Şekil 4.11'de koltuk mukavemet deneyindeki yükleme noktaları gösterilmiştir.



Şekil 4.11. Koltuk mukavemet deneyi yükleme noktaları.

4.2.1.7. Yorulma (Devirli Artan basamaklı) Yükleme Deneyi

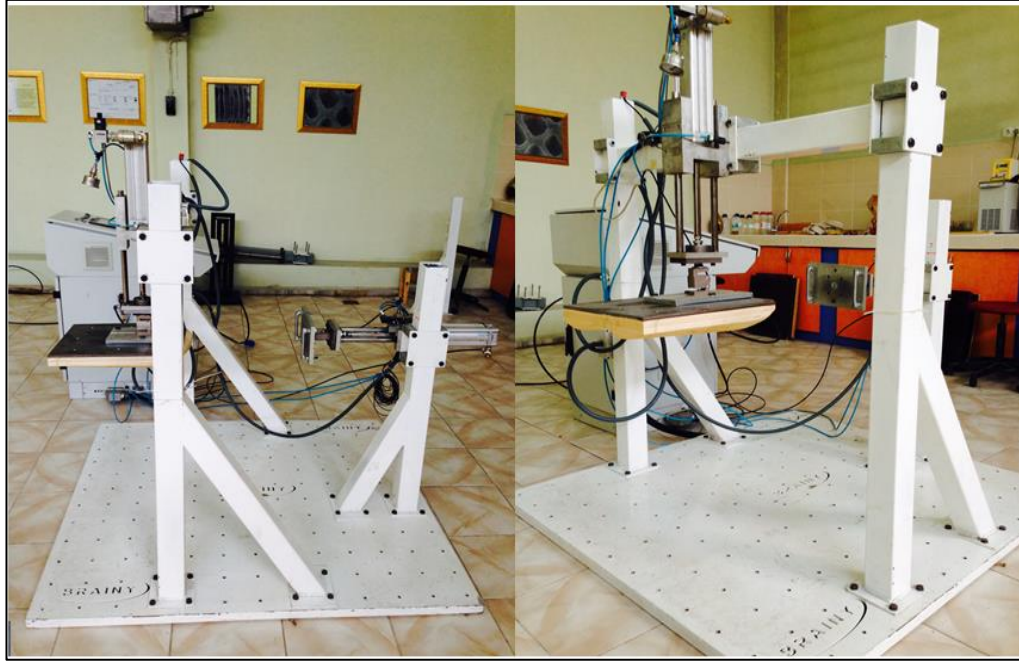
Devirli artan basamaklı yükleme deneyleri, mobilya kısımlarının uzun süreli normal kullanımlarda maruz kaldığı yük ve tekrarlanan hareketlerle benzeştirilen deneylerdir. Bu çalışmada uygulanan deney yöntemi, 1977 yılında Purdue üniversitesi orman ve doğal kaynaklar bölümüne ait olan ahşap araştırma laboratuvarında Carl Eckelman tarafından geliştirilmiştir ve 1980 yılında FNAE 80-214 kodu ile Federal standart olarak kabul edilmiştir. Bu standart 1980 yılından itibaren çeşitli tiplerdeki mobilyaların performans deneylerinde kullanılmaktadır. Bu standartta, devirli basamaklı artan yük (Cyclic Stepped Increasing Load) metodu kullanılmaktadır. Deney yönteminde, 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 tekrarlanmaktadır. Bu işlemler, kabul edilebilir yük değerlerine ulaşınca veya mobilyada herhangi bir açılma, kırılma vb. gibi yer değiştirmeler meydana gelinceye kadar devam ettirilmektedir. Bu bağlamda her aşamada 25000 devir yük uygulanmakta ve devir oranı dakikada yaklaşık olarak 20 olacak şekilde alınmıştır. Test edilen bir mobilyanın performansı 25000 devri başarıyla tamamlayan en büyük yük değeri kabul edilir. Çizelge 4.4'te, başlangıç yükleri ve yük artış

değerleri verilmiştir. Devirli artan basamaklı yüklemelere tabi tutulan koltuk konstrüksiyonları deneyi bir koltuk için yaklaşık 10-14 gün sürmüştür.

Çizelge 4.4. Koltuk deneylerinde başlangıç yükleri ile yük artış değerleri (N).

Deney Türü	Başlangıç Yük Değeri	Yük Artış Değeri
Oturma Yükleri Deneyi	445	111
Arkalık Döşemesi Deneyi	222,5	55,5
Arkalık Çerçevesi Deneyi	334	111
Ayaklara Yanal Yükleme Deneyi	667	222,5
Kolçaklara Yanal Yükleme Deneyi	222,5	111
Ayaklara Ön-Arka Yükleme Deneyi	890	222,5

Modellenen koltuk örneğinin statik ve yorulma yüklemeleri karşısında göstereceği mukavemet değerinin belirlenmesi için hazırlanan test cihazı konstrüksiyonuna pnömatik sistem elemanları bağlanmış ve sistemin kumandası PLC ile sağlanmıştır. Test ünitesi; PLC, Pnömatik ve Çelik konstrüksiyon sistemlerinden meydana gelmektedir. Test cihazı Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



Şekil 4.12. Koltuk performans test makinası.

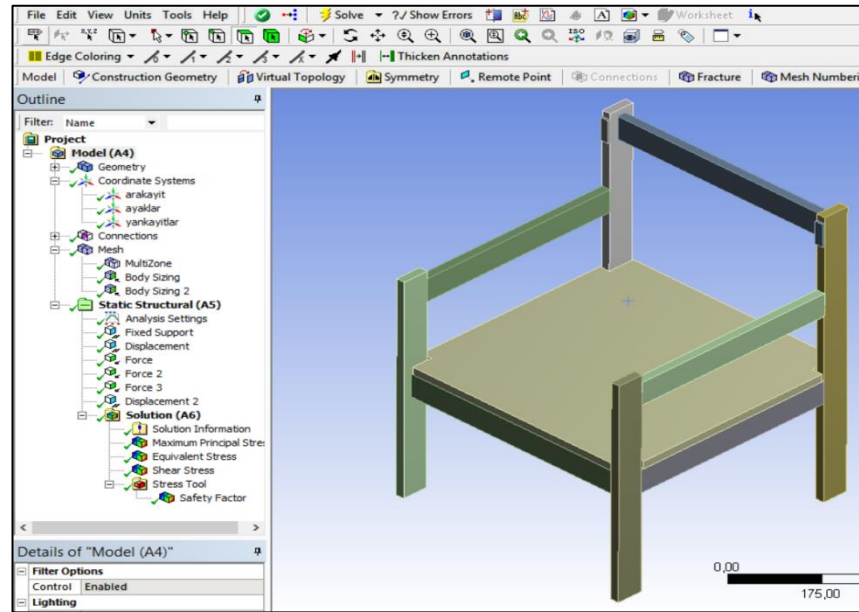
4.2.2. Bilgisayar Destekli Analiz Çalışmaları

4.2.2.1. Bilgisayar Destekli Tasarım ve Yapısal Statik Analizleri

Ahşap oturma elemanlarının sonlu elemanlar analizi ANSYS 16 programının Workbench-Yapısal Statik analiz modülü ile yapılmıştır. Modellerin tasarımı Solidworks 2015, ANSYS-Workbench ve ANSYS Design Modeler tasarım programları ile gerçekleştirilmiştir. Tasarımı yapılan modelin analiz programına alınması ve analiz tipinin seçimi Şekil 4.13’te verilmiştir. Anizotrop malzemeler için ANSYS 16 programında istenen değerler Çizelge 4.5’te verilmiştir (Gawroński 2006).

Çizelge 4.5. Malzemelerin programa girilen bazı mekanik değerler (MPa).

Malzeme özellikleri		Kayın	Sarıçam
Elastiklik modülü (MPa)	E_x	13800	11250
	E_y	1160	820
	E_z	2280	1660
G Rijitlik modülü (MPa)	G_{xy}	470	370
	G_{yz}	1640	1440
	G_{xz}	1080	1050
Poisson sabiti	ν_{xy}	0,44	0,4
	ν_{yz}	0,35	0,3
	ν_{xz}	0,07	0,06
Akma gerilmesi (MPa)	L_{ϕ}	89	72
Çekme gerilmesi (MPa)	$L_{\phi}/$	112	97

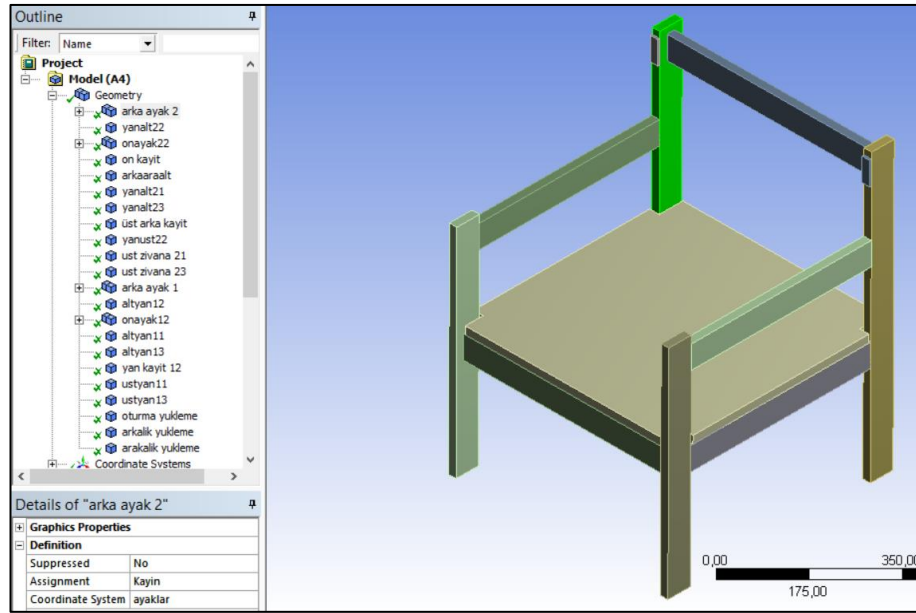


Şekil 4.13. Modelin analiz programına aktarılması ve analiz tipinin seçimi.

Yapısal Statik analiz menüsünde yapılacak olan işlemler aşağıdaki sırayla gerçekleştirilmiştir:

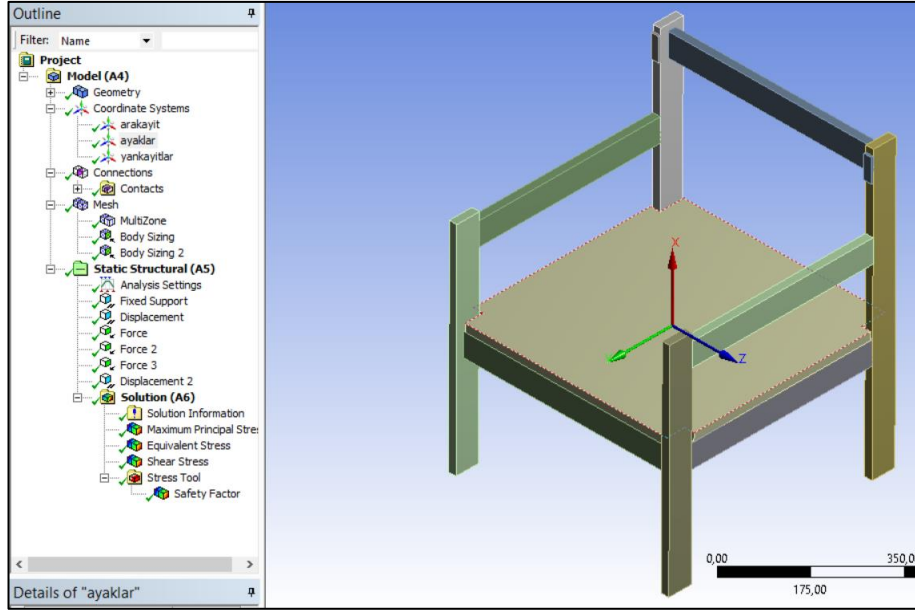
1. Geometrilere malzeme tanımlanması,
2. Koordinat sisteminin tanımlanması,
3. Birleştirme yerlerinin tanımlanması,
4. Mesh ayarlarının yapılması,
5. Kuvvetlerin ve sınır şartlarının tanımlanması,
6. Çözüm aşaması.

Malzeme tanımlama işlemi, Şekil 4.14'te "Geometry" seçeneğinin altında bulunan tüm elemanlar için tek tek yapılmıştır. Parçalara malzeme özelliklerinin atanması "Material" bölümündeki "Assignment" butonu kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



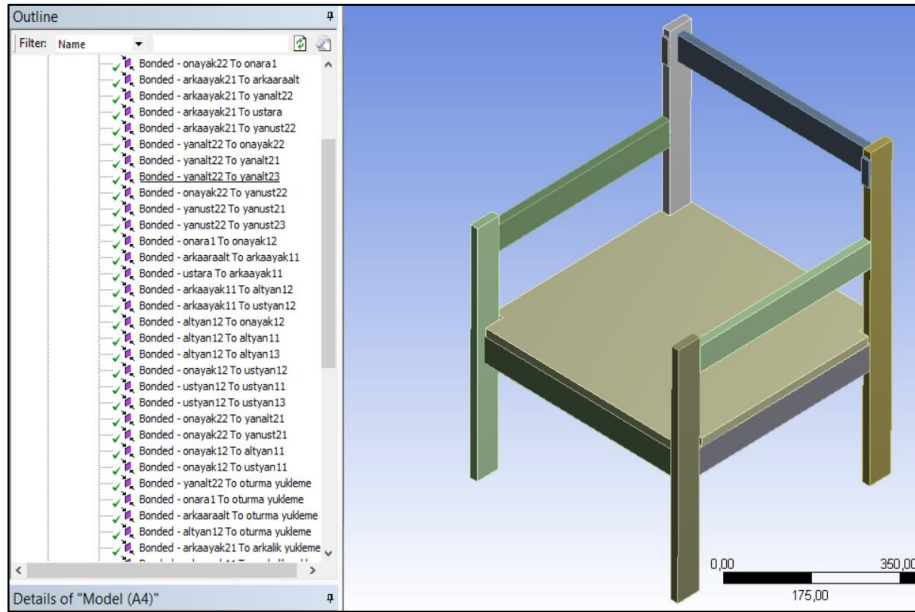
Şekil 4.14. Geometrilere malzeme tanımlanması.

Anizotrop yapıya sahip olan ahşap malzemesi değişik yönlerde farklı davranışlar göstermektedir. Geometrilere koordinat sistemi tanımlanırken bu özellikler göz önünde bulundurulmuştur. Programın x, y ve z koordinat sistemine göre her malzemenin yönleri de bu koordinat sistemine göre tanımlanmıştır. Geometrilere koordinat sistemi tanımlanması Şekil 4.15'te verilmiştir.



Şekil 4.15. Geometrilere koordinat sistemi tanımlanması.

Birleştirmelerin tanımlanması işlemi “Connections” menüsü altında bulunan birleştirme tipi "bonded" seçeneği kullanılarak yapılmıştır. Birleşme noktalarının tanımlanması Şekil 4.16’da verilmiştir.



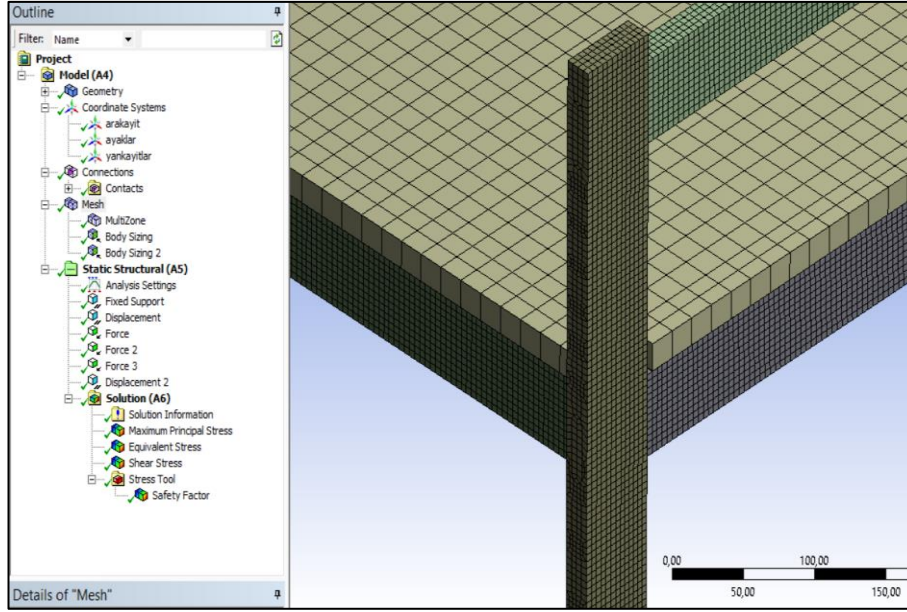
Şekil 4.16. Birleşme noktalarının tanımlanması.

Sonlu elemanlarda eleman sayısının artırılması sonuçlardaki hassasiyeti arttırmaktadır. Yani eleman sayısını arttırdıkça oluşturduğumuz sonlu elemanlar

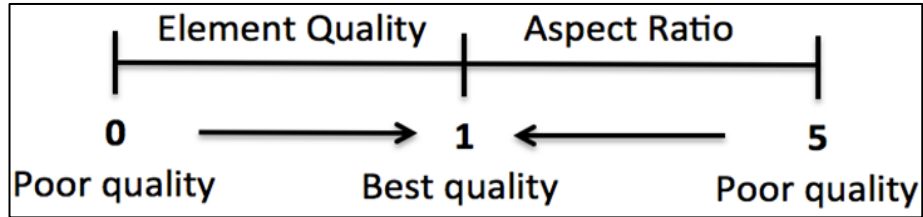
modeli, CAD veriye daha fazla benzeştiğinden sonuçlarımız daha doğru çıkmaktadır. Bununla beraber eleman sayısı arttıkça çözüm süreleri giderek artmaktadır. Özellikle lineer olmayan ve birbirine değen yani kontak unsuru taşıyan parçaların bulunduğu analizlerde eleman sayısı çok önemlidir.

Eleman sayısının arttırılması durumunda sonuçlar belirli bir değere yakınsayacaktır. Eleman sayısının çok arttırılması çözüm sürelerini arttıracığından, bir süre sonra eleman sayısı arttırmak anlamsız olacaktır. Öte yandan eleman sayılarının arttırılması, her durumda doğru sonuçlar vermez. Örneğin keskin köşelerde eleman sayısının artırılması, sonlu elemanlar teorisinden dolayı gerilme yığılması meydana getireceğinden parça üzerindeki maksimum gerilemesi bu nedenden dolayı yanlış okunmasına sebep olmaktadır. Bu çalışmada düzgün mesh elde etmek için sistemin keskin köşeleri design modeler tasarım programında “Slice” komutu ile kesilmiş, bu noktalarda oluşacak gerilim yığılmasını önlemek için düzgün mesh atılması sağlanmıştır.

Bu çalışmada geometriler düzgün yapıya sahip olduğundan mesh metodlarından “Multizone” mesh uygulanmıştır (Şekil 4.17). Mesh kalitesi “Mesh Quality ve Aspect Ratio” değerlerinin en yüksek değer olan 1’e yaklaşmasına çalışılmıştır (Şekil 4.18). Bunun yanı sıra “Relavance ve Use Advance Size Function, ve Span and Angle” menüleri ile mesh kalitesi arttırmaya çalışılmıştır. Gerilmeler ile eleman sayısı arasında yapılan parametrik çalışma Şekil 4.19’da verilmiştir.



Şekil 4.17. Mesh uygulaması

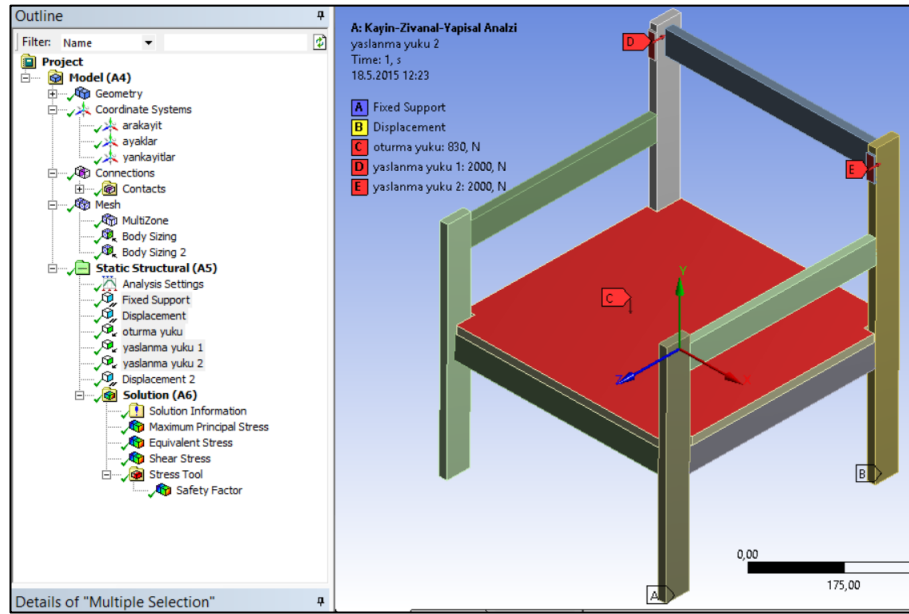


Şekil 4.18. Mesh kalitesi ve aspect ratio.

H	I	J	K
P2 - Equivalent Stress Maximum	P6 - Mesh Elements	P7 - Maximum Principal Stress Maximum	P8 - Safety Factor Minimum
MPa		MPa	
76,565	34160	88,866	0,71834
76,567	34706	88,867	0,71833
76,296	34859	88,585	0,72088
76,299	35405	88,586	0,72085
76,474	36437	88,768	0,7192
76,476	36983	88,769	0,71918
76,372	40387	88,659	0,72016
76,374	40933	88,66	0,72014
76,504	62108	88,739	0,71891
76,693	90326	88,75	0,71714
76,696	91061	88,751	0,71711
77,032	1,9298E+05	88,778	0,65592

Şekil 4.19. Kuvvet ile eleman sayısı değişim için yapılan parametrik çalışma.

Kuvvetler tanımlanırken, her bir model için; her bir yükleme yönüne göre elde edilen ortalama kuvvet değerleri sisteme uygulanmıştır. Kuvvet tanımlama işlemi bittikten sonra, mesnet noktaları belirtilmiştir. Deney örneklerinde mesnet tipi olarak ön ayaklar için her yöndeki rotasyon ve yer değiştirmeler "Fixed" mesnet tipi, Arka ayaklar için ise dikeyde sabit yatayda rotasyona izin verilmiştir. Bu işlem için kayar tipi mesnet seçilmiştir. Koltuk modelinin sınır şartları ve yüklemelerin uygulanması Şekil 4.20’de gösterilmiştir.

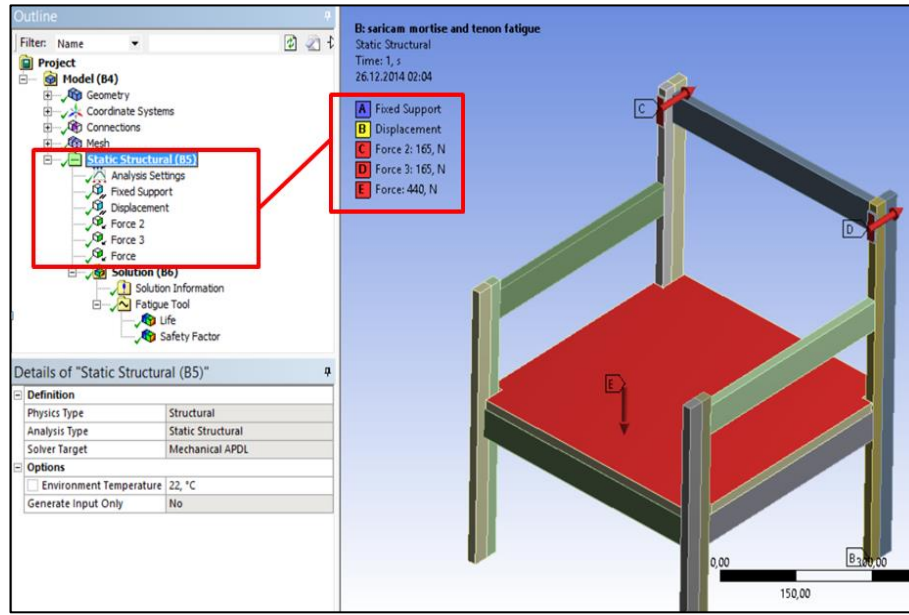


Şekil 4.20. Yükleme ve sınır şartlarının uygulanması.

Mesnetlerin belirlenmesi işlemi sonrası çözüm aşamasına geçilmiştir. Çözüm aşamasında "Outline" menüsünde bulunan "Solution" bölümü seçilerek bu bölüme ait alt menü "Outline" menüsü üzerindeki satırda oluşturulmuştur. Yapılacak olan analizler seçildikten sonra çözüm aşamasının son adımı olarak "Solution" bölümü tıklanarak analiz başlatılır. Bilgisayar destekli analiz çözümlerinde "Stress" bölümünden, Eşdeğer gerilme (Equivalent stress), Maksimum asal gerilme (Maximum principal stress), Maksimum makaslama gerilmesi (Maximum shear stress) ve Sistemin güvenlik katsayısı (Safety factor) sonuçlarına göre analiz değerlendirilmiştir.

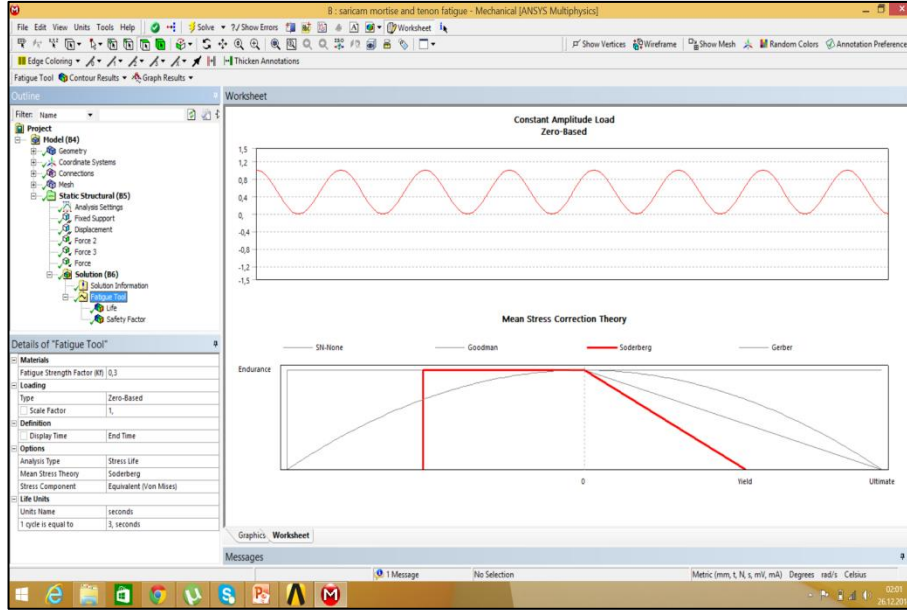
4.2.2.2. Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi

Yorulma analizinde yapısal statik analizde olduğu gibi sınır şartları uygulandıktan sonra kuvvet tanımlamaları devirli artan basamaklı standartta olacak şekilde; yani başlangıç kuvvetleri; oturma yeri için 440 N, yaslanma yeri için 330 N ve 25 000 tekrarlı olarak uygulanır. Yorulma analizi sınır şartları Şekil 4.21’de verilmiştir.



Şekil 4.21. Yorulma analizi sınır şartları kuvvet ve uygulamaları.

Sınır şartları ve kuvvetler uygulandıktan sonra sisteme yorulma (Fatigue Tool) modülü eklenir. Yorulma dayanımı faktörü (K_f); Ahşap malzemede eğilme yorulma limiti için 0,3, liflere paralel ve dik yönde yönde yorulma limiti için 0,6 ve çekme, basma ve makaslama yorulması limiti için 0,2 olarak alınır (Christian Odin Clorius). Uygulanan kuvvetler; basma ve çekme yönünde olduğundan “Zero Based” işaretlenmiştir. Tasarım gerilmesinin en kritik noktası akma gerilmesi olduğunda gerilme teorilerinden “Soderberg Theory” teorisi seçilmiştir. Life kısmında gerçek şartlara göre yükleme tekrarı dakikada 20 devir olarak alınmıştır. Yorulma tipi analiz seçimi Şekil 4.22’de verilmiştir.



Şekil 4.22. Yorulma tipi analiz seçimi.

Yorulma sonuçlarının değerlendirmesinde life (ömür), yorulma analizi yapılan parçanın muhtemel ömrünün tayini için kullanılır yorulmadan dolayı parçanın kopacağı ana kadarki çevrim sayılarını gösterir ve bir milyon tekrar olarak kabul edilir. Fatigue Damage (Yorulma hasarı), verilen ömür için yorulma hasarını gösterir. Yorulma hasarı için birden büyük değerler ömür tamamlanıncaya kadar olan hasarları gösterir. Verilen ömürde parçanın güvenilirliği hakkında bize bilgi verir. Maximum güvenlik faktörü 15'tir ve 1'den küçük olan değerler ömür tamamlanmadan önceki güvensiz bölgeleri temsil eder.

4.3. VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Deney sonuçlarının istatistiksel analizinde, lambalı zıvana ve kavelalı birleştirme tipi, bunların ikili etkileşimleri ve koltukların önden arkaya statik yük ve devirli basamaklı kuvvet taşıma kapasiteleri üzerindeki etkileri “çoklu varyans analizleri” (MANOVA) ile belirlenmiş, olası farklılıklar $p < 0,05$ 'e göre istatistiksel olarak anlaşılmıştır.

BÖLÜM 5

BULGULAR

Lambalı zıvana ve kavelalı birleştirme tipi kullanarak sarıçam ve kayın ahşap malzemelerden hazırlanan koltuk modellerine statik ve yorulma yüklemeleri uygulanmıştır. Deneysel çalışmaların yanı sıra bilgisayar destekli yapısal statik ve yorulma analizleri yapılmıştır. Elde edilen bulgular aşağıda verilmiştir.

5.1. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

5.1.1. Ahşap Malzemelerin Fiziksel ve Mekanik Özelliklerine İlişkin Bulgular

Bu çalışma kapsamında yapılan deneylerde kullanılan sarıçam ve kayın masif ağaç malzemelerin; Eğilme gerilmeleri, Elastikiyet modülleri, Liflere paralel çekme gerilmeleri, akma gerilmeleri ve yoğunluk değerleri belirlenmiştir. Mekanik ve fiziksel özelliklere ilişkin değerler (MPa, g/cm³) Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Bazı mekanik ve fiziksel özelliklere ilişkin değerler.

Fiziksel ve Mekanik Özellikler	Ahşap Türü			
	Kayın		Sarıçam	
	Ort.	Std. Sp.	Ort.	Std. Sp.
Tam kuru yoğunluk	0,64	0,05	0,52	0,03
Elastikiyet Modülü	13808	539,5	11250	459,1
Eğilme Direnci	120,8	9,05	104,2	3,57
Çekme gerilmesi	112	3,52	97	1,28
Akma gerilmesi	89	3,18	72	4,07
Ort: Ortalama, Std. Sp: Standart Sapma				

5.1.2. Sarıçam ve Kayın Ahşap Malzemelerin Yorulma Dayanımı Bulguları

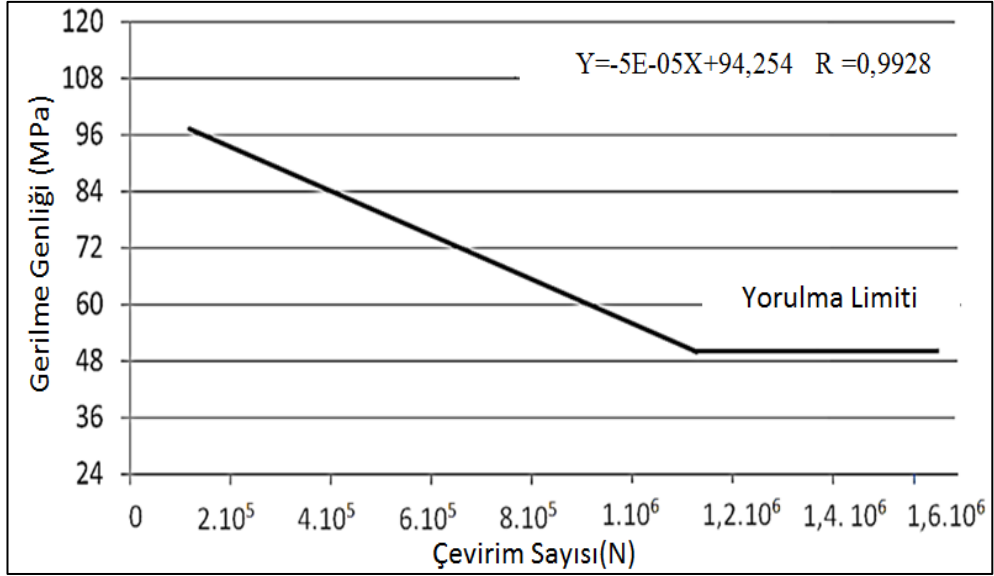
Sonlu elemanlar metodunun yorulma analizinde kullanılmak üzere sarıçam ve kayın ahşap malzemelerin yorulma dayanımlarının limiti belirlenmiştir. Yorulma dayanımı limiti ile ilgili yapılan deneysel çalışma değerleri çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Ahşap malzemelerin yorulma dayanımına ilişkin ortalama değerler.

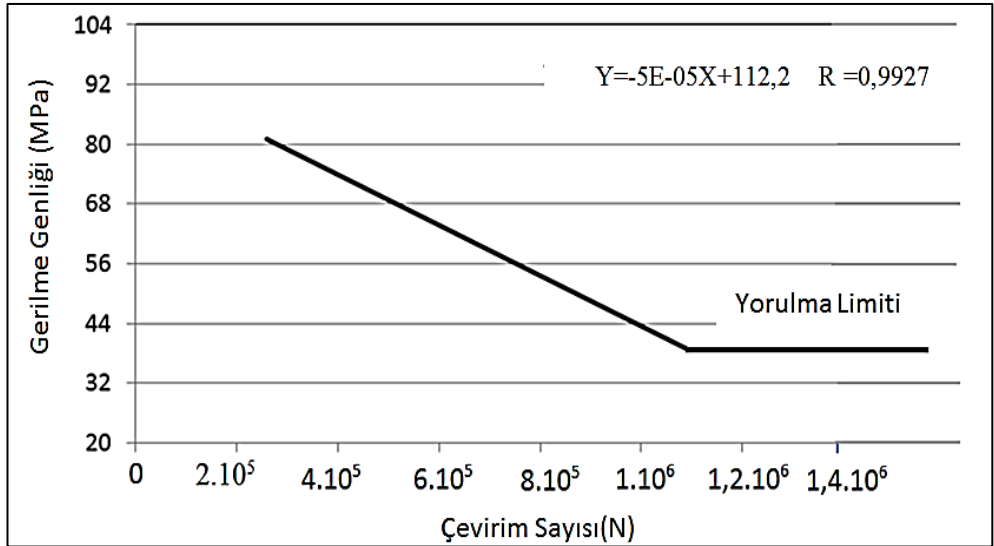
Ahşap Türü	N. Sayısı	G. Düzeyi	E. Gerilme	Yük. Tekrarı	Std. Sp.
Kayın	5	80	96	318529,4	6620,6
	5	70	84	628843,6	1389,9
	5	60	72	854190,4	1589,6
	5	50	60	1252963,1	61403,1
	5	40	48	1328266,1	41461,7
Sarıçam	5	80	83,2	259285,8	6901,4
	5	70	72,8	425037,4	4312,9
	5	60	62,4	604484,4	5989,7
	5	50	52	752320,3	41524,2
	5	40	41,6	1090064,2	51764,5

G. Düzeyi: Gerilme Düzeyi (%), E. Gerilme: Eğilme Gerilmesi (MPa), Yük. Tekrarı: Yükleme Tekrarı, Std Sp.: Standart Sapma, N. Sayısı: Numune Sayısı

Çizelgeden gerilme değeri arttıkça tekrar sayısının azaldığı görülmüştür. Gerilme-tekrarlı yükleme değerlerine göre bir milyon tekrarlı yüklemede yorulma limiti sarıçam ahşap malzemesi için statik eğilme gerilmesinin % 40’ı ve kayın ahşap malzemesi için ise statik eğilme gerilmesinin % 50’si olmuştur. Şekil 5.1’de kayın ve Şekil 5.2’de sarıçam ahşap malzemelerin yorulma dayanımları verilmiştir.



Şekil 5.1. Kayın ahşap malzemesinin yorulma dayanımı limiti.



Şekil 5.2. Sarıçam ahşap malzemesinin yorulma dayanımı limiti.

5.1.3. Deneysel Statik Yükleme Bulguları

Koltuk modellerinin statik yükleme altında gösterdikleri ortalama yük taşıma kapasiteleri Çizelge 5.3'de verilmiştir. Çizelge 5.3'de görüldüğü gibi koltuk modellerinin maksimum kuvvet taşıma kapasiteleri kayın ahşap malzemesi lambalı zıvana birleştirme tipinde görülürken, minimum kuvvet taşıma kapasitesi ise sarıçam ahşap malzemesi lambalı zıvana birleştirme tipinde görülmüştür.

Çizelge 5.3. Deneysel statik yükleme ortalama değerleri (N).

Ahşap Türü	Birleştirme Tipi					
	Kavelalı			Zıvanalı		
	O Yüğü	Y. Yüğü	Std. Sp.	O. Yüğü	Y. Yüğü	Std. Sp
Sarıçam	830	3050	121,44	830	2880	130
Kayın	830	3482	185,93	830	3812	161,61
O. Yüğü: Oturma Yüğü, Y. Yüğü: Yaslanma Yüğü, Std. Sp: Standart Sapma						

Statik yükleme deneyinde koltuk modellerinin kuvvet taşıma kapasitelerine bakıldığında, maksimum kuvvet taşıma kapasitesi kayın ahşap malzemesi lambalı zıvana birleştirme tipinde 3812 N, minimum kuvvet taşıma kapasitesi ise sarıçam ahşap malzemesi lambalı zıvana birleştirme tipinde 2880 N olarak tespit edilmiştir. Koltuk modellerine uygulanan kuvvetin ağaç türüne, birleştirme tipine ve bunların ikili etkileşimine etkisini belirlemek için çoklu varyans analizi yapılmıştır. Çoklu varyans analizine ilişkin bulgular Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4. Deneysel statik yüklemelere ilişkin çoklu varyans analizi.

Kaynak	K. Top.	S. Derece	Ort. Kar.	F Hesap	P
Ağaç	2325620	1	2325620	82,80	,000
Birleştirme Tipi	32000	1	32000	1,39	,302
Ağaç x Birleştirme	312500	1	312500	11,12	,004
Hata	449360	16	28085		
Toplam	2,217E8	20			
a. R Squared = ,856 (Adjusted R Squared = ,829), K. Toplamı: Kareler Toplamı, S.Der: Serbestlik Derecesi, Ort. Kar: Ortalama Kareler, P (p<0,05)					

Çizelge 5.4'te görüldüğü gibi uygulanan kuvvetin ağaç türü ve ikili etkileşimleri üzerindeki etkisi % 95 güven aralığında anlamlıyken, birleştirme tipi üzerindeki etkisi anlamlı olmadığı tespit edilmiştir.

5.1.4. Deneysel Yorulma Yükleme Bulguları

Yorulma yüklemelerine ilişkin ortalama değerler ve devir sayısı Çizelge 5.5'te verilmiştir. Çizelge 5.5'te görüldüğü gibi en yüksek deneysel yorulma yüklemesi değerleri kayın ahşap malzemesi lambalı zıvanalı birleştirme tipinde görülürken en düşük değerler ise sarıçam ahşap malzemesi lambalı zıvanalı ve kavelalı birleştirme tiplerinde görülmüştür.

Çizelge 5.5. Deneysel yorulma yüklemesi değerleri (N) ve devir sayısı.

Ahşap Türü	Birleştirme Tekniği					
	Kavelalı			Zıvanalı		
	O. Yüğü	Y. Yüğü	D. Sayısı	O. Yüğü	Y. Yüğü	D. Sayısı
Sarıçam	1430	1320	250 000	1430	1320	250 000
Kayın	1650	1540	300 000	1870	1760	350 000

O. Yüğü: Oturma Yüğü, Y. Yüğü: Yaslanma Yüğü, D. Sayısı: Devir Sayısı

Devirli artan basamaklı yükleme değerlerine göre; En yüksek değer kayın ahşap malzemesi zıvanalı birleştirme tipinde; oturma yüğü 1870 N ve yaslanma yüğü 1760 N'dir. En düşük değer ise sarıçam ahşap malzemesi lambalı zıvana ve kavelalı birleştirme tipinde oturma yüğü 1430 N ve yaslanma yüğü 1320 N olarak belirlenmiştir. Koltuk modellerine uygulanan yorulma yüklemesinin; ağaç türüne, birleştirme tipine ve bunların ikili etkileşimi üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla çoklu varyans analizi yapılmıştır. Çoklu varyans analizine ilişkin değerler Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.6. Yorulma yüklemelerine ilişkin çoklu varyans analizi.

Kaynak	K. Toplamı	S. Derece	Ort. Kar.	F - Hesap	P (p<0.05)
Ağaç	4,539E10	1	4,539E10	6,02	,000
Birleştirme Tipi	7,400E7	1	7,400E7	9,78	,006
Ağaç x Birleştirme	1,006E8	1	1,006E8	13,29	,002
Hata	1,210E8	16	7562075	0	,00
Toplam	1,672E12	20	0	0	,00
a. R Squared = ,997 (Adjusted R Squared = ,997, K. Toplamı = Kareler Toplamı, S.Der =Serbestlik Derecesi, Ort. Ka=Ortalama Kareler					

Çizelge 5.6’da görüldüğü gibi; uygulanan kuvvettin, ağaç türü ve ikili etkileşimleri üzerindeki etkisi % 95 güven aralığında anlamlıyken, birleştirme tipi üzerindeki etkisi anlamlı olmadığı tespit edilmiştir.

5.2. BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZLER

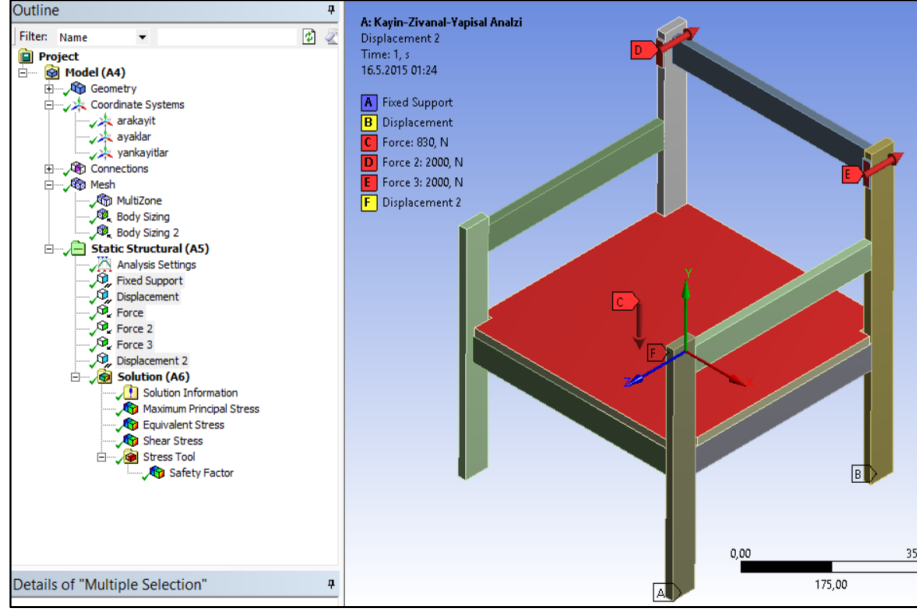
Solidworks ve ANSYS Design Modeler programlarında koltuk modellerin tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan koltuk modellerin yapısal statik analizleri ANSYS Workbench, yorulma analizleri ise ANSYS Workbench Fatigue Tool modüllerinde yapılmıştır. Bilgisayar destekli yapısal statik ve yorulma analizleri gerçek deney şartlarına göre sınır şartları ve yüklemeler uygulanmıştır.

5.2.1. Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizler

Kayın ve sarıçam ahşap koltuk modellerin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizleri deneysel statik test uygulamasında kullanılan sınır şartları ve yüklemeler kullanılmıştır. Lambalı zıvana ve kavelalı birleştirme tipi kullanarak Kayın ve Sarıçam ahşap malzemenen elde edilen koltuk modellerin yapısal statik analizi ANSYS Workbench (Static Structure) modülünde yapılmıştır. Yükleme sonucu meydana gelen gerilmeler kırılma teorilerine göre değerlendirilmiştir. Bu kapsamda, bilgisayar destekli yapısal statik analizi ile deneysel değerler kıyaslanmıştır.

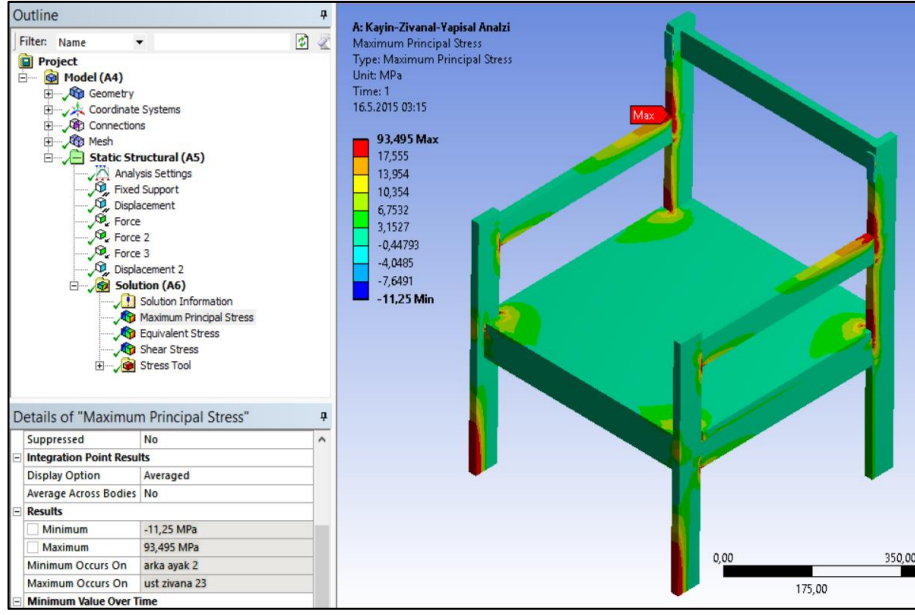
5.2.1.1. Kayın Zıvanalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizi

Kayın ahşap malzeme kullanılıp lambalı zıvana birleştirme tipi ile birleştirilen koltuk modelinin Bilgisayar destekli yapısal statik analizinde uygulanan sınır şartları ve yüklemeler Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



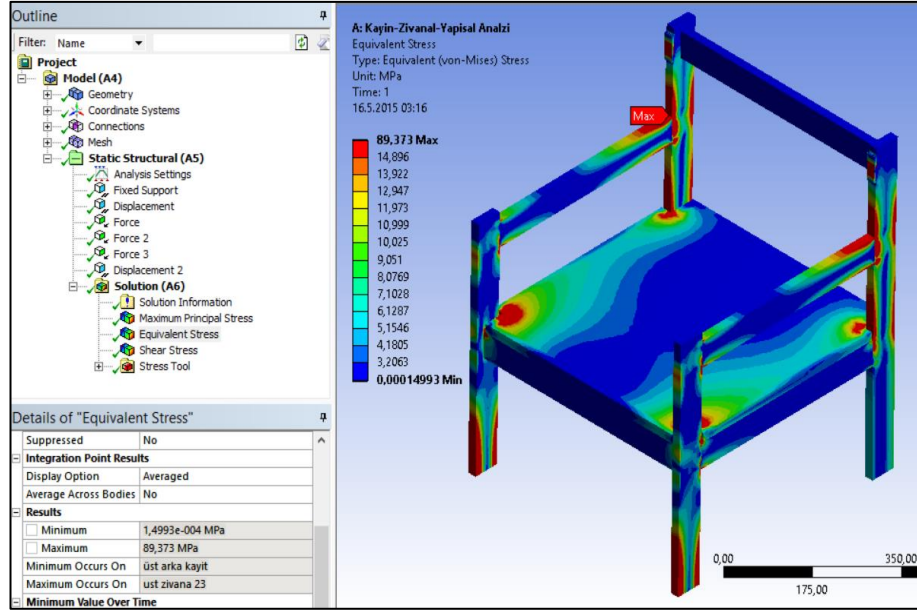
Şekil 5.3. Kayın zıvanalı birleştirmede uygulanan sınır şartları ve statik yüklemeler.

Şekil 5.3'te görüldüğü gibi yaslanma yerine toplamda 4000 N kuvvet uygulanmıştır. Analiz sonucu elde edilen maksimum asal gerilme 93,49 MPa'dır. Rankine teorisine göre maksimum asal gerilmenin (Maksimum Principal Stress) gerçek deneylerden elde edilen malzemenin asal gerilmesini geçmesi durumunda malzeme deformasyona uğramış kabul edilir. Lambalı zıvana birleştirme tipinde meydana gelen maksimum asal gerilme arka ayak ve kolçağın birleştiği bölge Şekil 5.4'te gösterilmiştir.

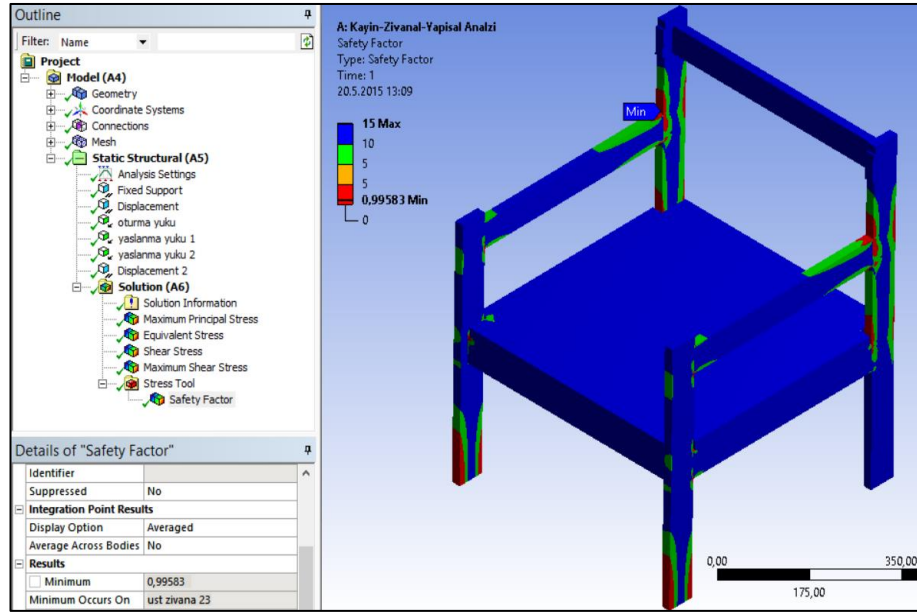


Şekil 5.4. Kayın lambalı zıvana birleştirmede oluşan maksimum asal gerilme.

Yapısal statik analizlerde yapının statik emniyet faktörü (Safety Factor); Eşdeğer gerilemenin (Equivalent Stress) deneylerden elde edilen malzemenin akma gerilmesine oranlanmasıyla yapının statik emniyet faktörü değeri belirlenir. Kayın ahşap malzemesi lambalı zıvana birleştirme tipinde maksimum eşdeğer gerilme arka ayakta 89,37 MPa olarak görülmüştür. Statik emniyet faktörü minimum değeri ise aynı ayakta 0,99' dur. Eşdeğer gerilme Şekil 5.5'te ve statik emniyet faktörü Şekil 5.6'da gösterilmiştir.

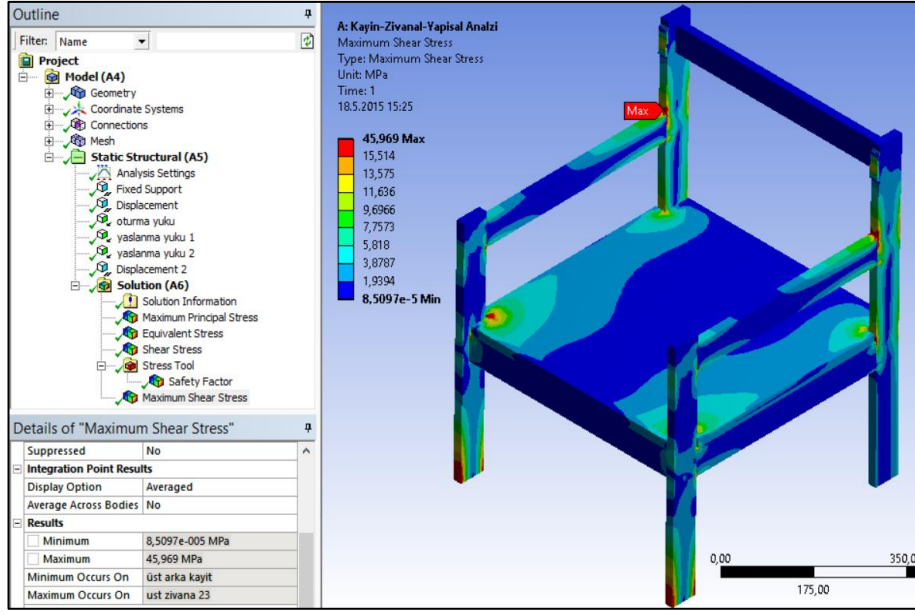


Şekil 5.5. Kayın zıvanalı birleştirmede oluşan maksimum eşdeğer gerilme



Şekil 5.6. Kayın zıvanalı birleştirmede oluşan minimum statik emniyet faktörü.

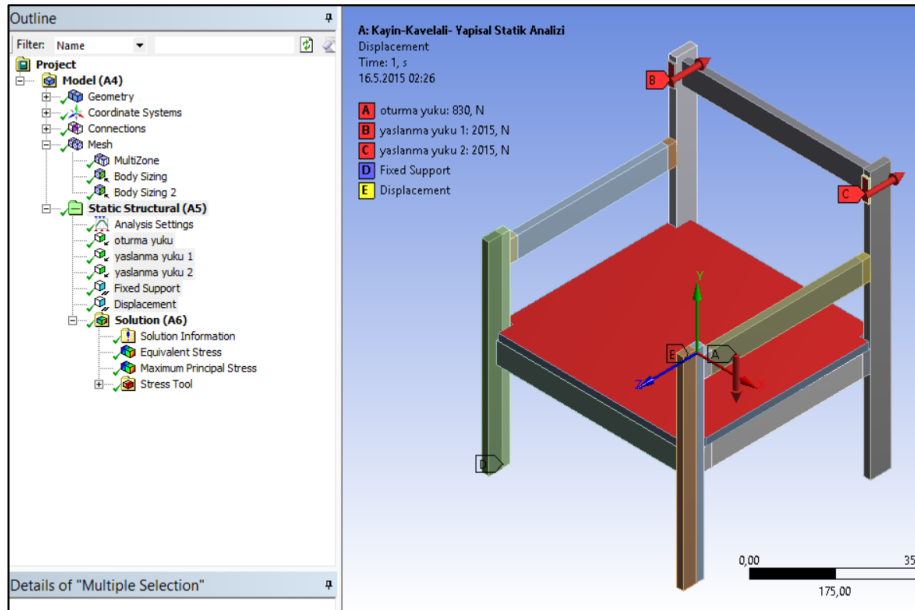
Kayın ahşap malzemesi lambalı zıvana birleştirme tipinde maksimum kesme gerilmesi, arka ayak kolçak birleşme noktası zıvana ucunda 45,95 MPa olarak görülmüştür. Tresca teorisi olarak'ta bilinen maksimum kesme gerilmesine göre kombine yükleme altında malzemede oluşan maksimum kayma gerilmesi $\tau_{(max)}$ kayma emniyet gerilmesi $\tau_{(em)}$ değerini aştığında malzemede hasar başlar. Şekil 5.7'de maksimum kesme gerilmesi verilmiştir.



Şekil 5.7. Kayın zıvanalı birleştirmede oluşan maksimum kesme gerilmesi

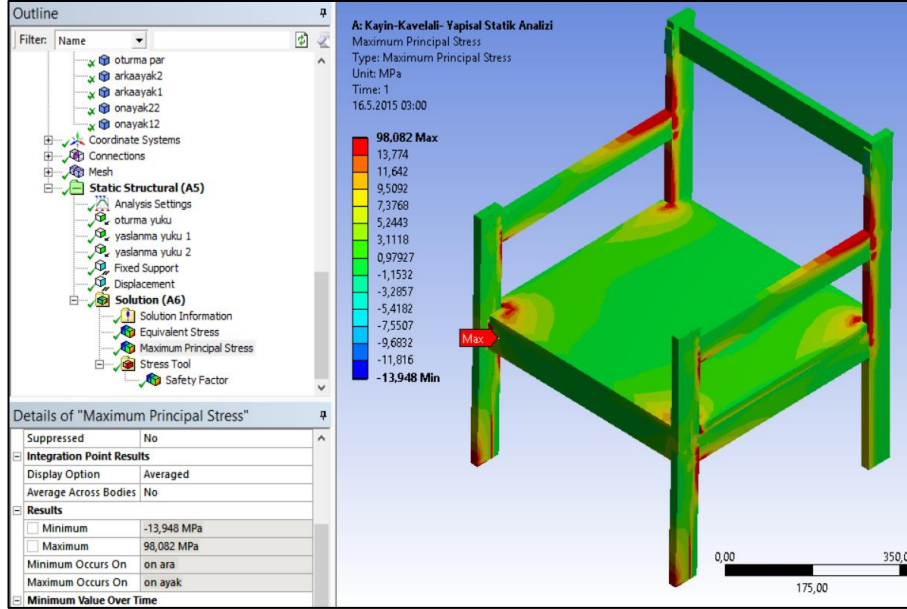
5.2.1.2. Kayın Kavelalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizi

Kayın ahşap malzeme kullanılıp kavelalı birleştirme tipi ile birleştirilen koltuk modelinin bilgisayar destekli yapısal statik analizinde uygulanan sınır şartları ve yüklemeler Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



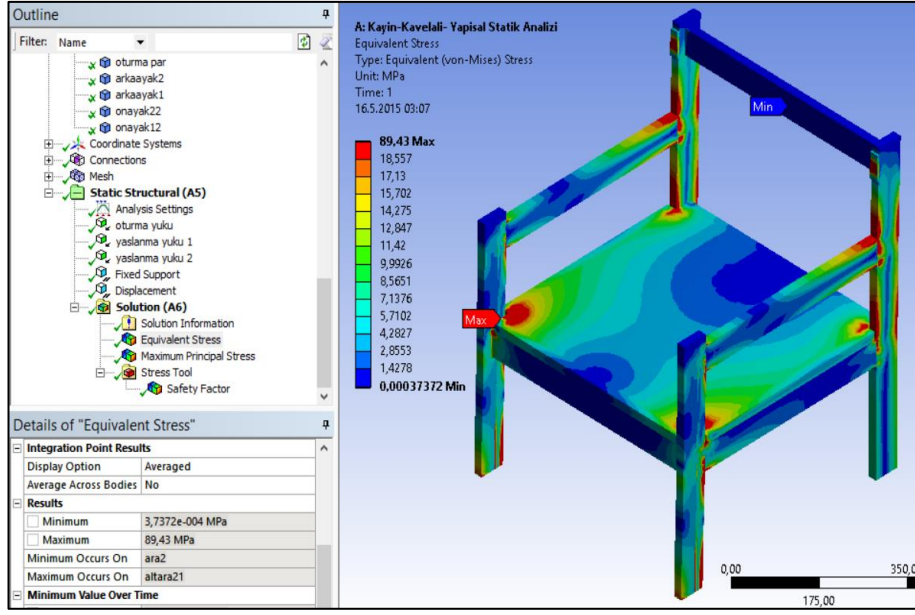
Şekil 5.8. Kayın kavelalı birleştirmede uygulanan sınır şartları ve statik yüklemeler.

Şekil 5.8’de görüldüğü gibi yaslanma yerine 4100 N kuvvet uygulanmıştır. Analiz sonucu elde edilen maksimum asal gerilme 98,02 MPa’dır. Kavelalı birleştirmede maksimum asal gerilme ön ayak ile alt kayıtın birleştiği bölgede ön ayak üzerinde görülmüş olup bu gerilmeler Şekil 5.9’da gösterilmiştir.

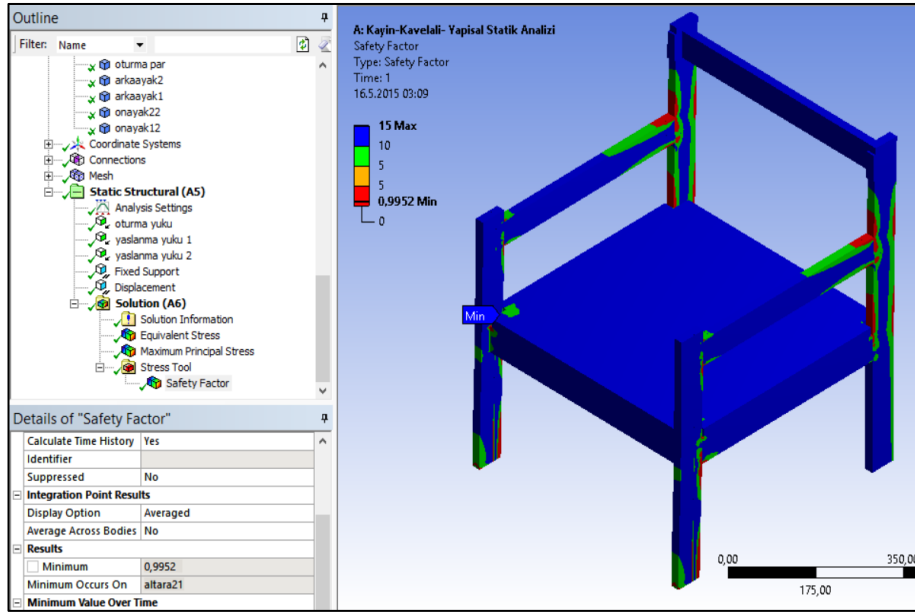


Şekil 5.9. Kayın kavelalı birleştirme tipinde oluşan maksimum asal gerilme.

Kayın ahşap malzemeden elde edilen ve kavelalı birleştirme tipi ile birleştirilen koltuk modelinde maksimum eşdeğer gerilme ön ayak ile alt ara kayıtın birleşme noktasında ön ayakta 89,43 MPa ve statik emniyet faktörü değeri 0,99 görülmüştür. Eşdeğer gerilme Şekil 5.10’da ve statik emniyet faktörü Şekil 5.11’de gösterilmiştir.

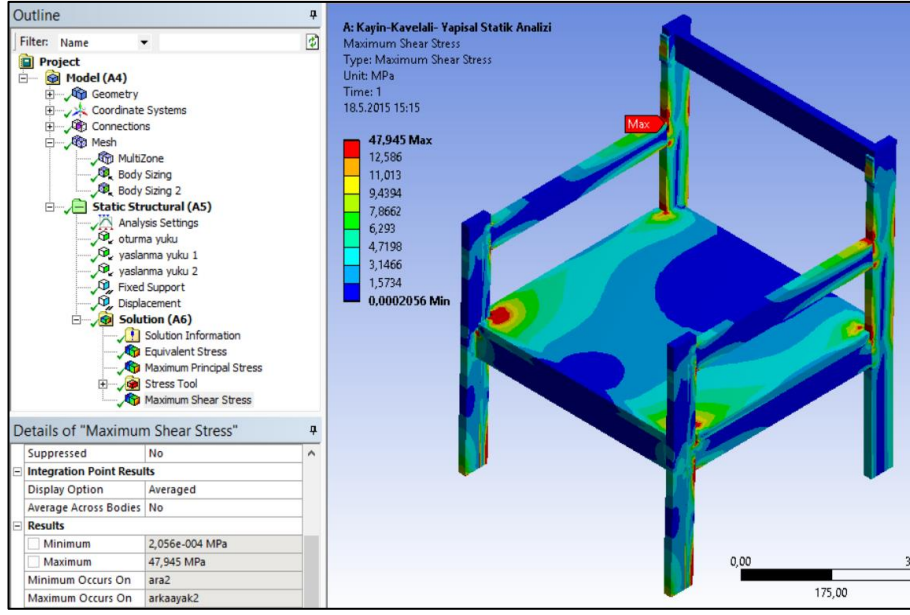


Şekil 5.10. Kayın kavelalı birleştirmede oluşan maksimum eşdeğer gerilme.



Şekil 5.11. Kayın kavelalı birleştirmede oluşan minimum statik emniyet faktörü

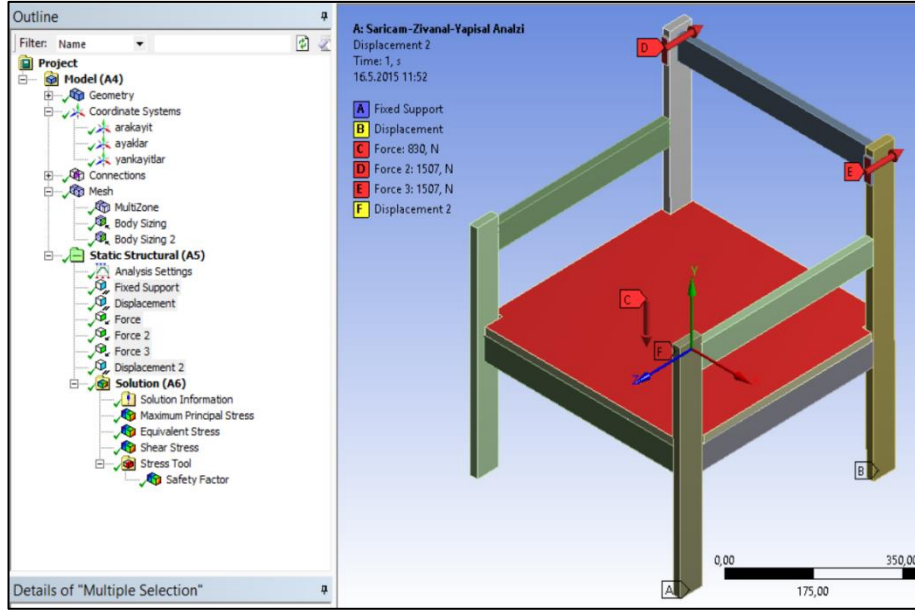
Kayın kavelalı birleştirme tipinde maksimum kesme gerilmesi, kolçak ile arka ayak birleşme noktasında arka ayakta 47,94 MPa olarak görülmüştür. Şekil 5.12'de maksimum kesme gerilmesi verilmiştir.



Şekil 5.12. Kayın kavelalı birleştirmede oluşan maksimum kesme gerilmesi.

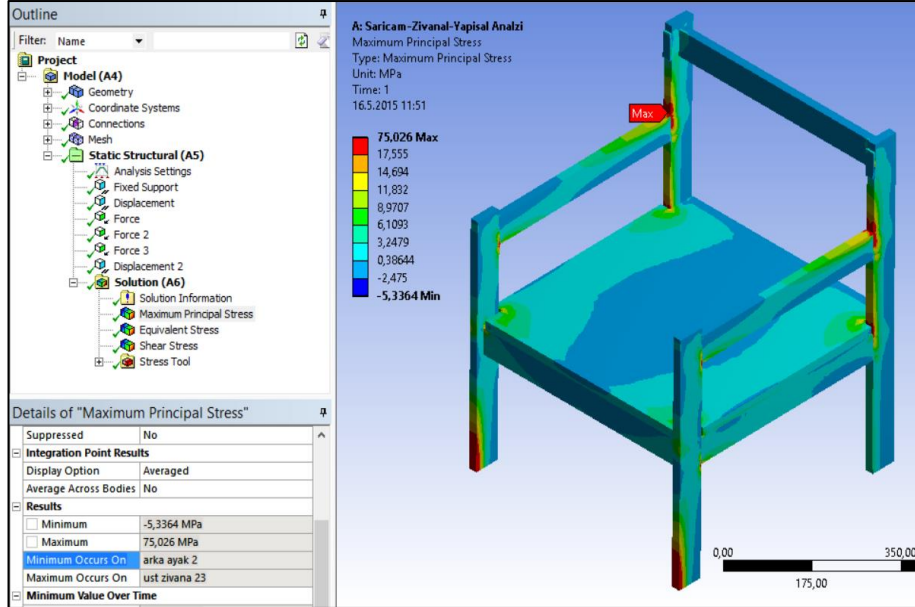
5.2.1.3. Sarıçam Zıvanalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizi

Sınır şartları ve yüklemeler statik deney şartlarındaki gibi seçilmiştir. Sarıçam ahşap malzemeden elde edilen ve lambalı zıvana birleştirme tipi ile birleştirilen modelin sınır şartları ve yüklemeleri Şekil 5.13'te gösterilmiştir.



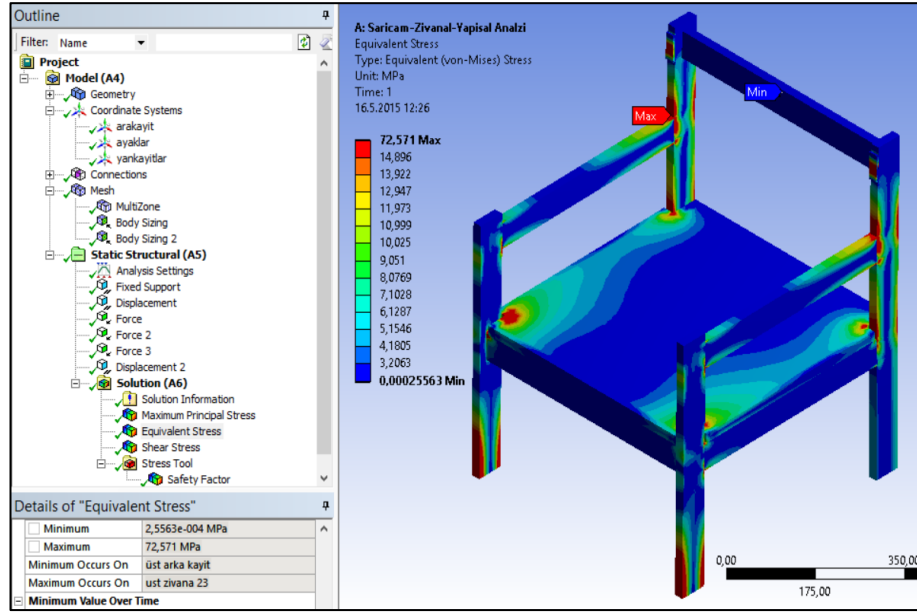
Şekil 5.13. Sarıçam zıvanalı birleştirmede sınır şartları ve statik yüklemeler.

Şekil 5.13'te görüldüğü gibi yaslanma yerine 3014 N kuvvet uygulanmıştır. Analiz sonucu elde edilen maksimum asal gerilme 75,02 MPa'dır. Sarıçam zıvanalı birleştirmede maksimum asal gerilme arka ayak ve kolçağın birleştiği bölgede kolçak zıvanası üzerinde görülmüş olup bu gerilme Şekil 5. 14'te verilmiştir.

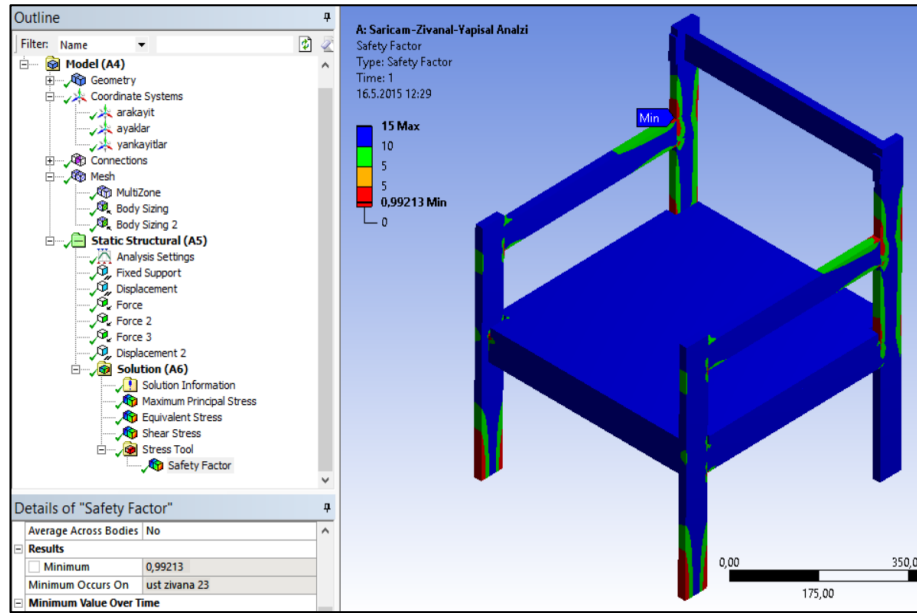


Şekil 5.14. Sarıçam lambalı zıvana birleştirme tipinde maksimum asal gerilme.

Sarıçam zıvanalı birleştirme tipinde koltuk modelinin maksimum eşdeğer gerilmesi kolçak ile arka ayak birleşme noktasında kolçak zıvanası üzerinde görülmüştür. Bu gerilme değeri 72,57 MPa, statik emniyet faktörü minimum değeri ise yine aynı bölgede 0,99 olarak görülmüştür. Eşdeğer gerilme Şekil 5.15'te ve statik emniyet faktörü Şekil 5.16'da gösterilmiştir.

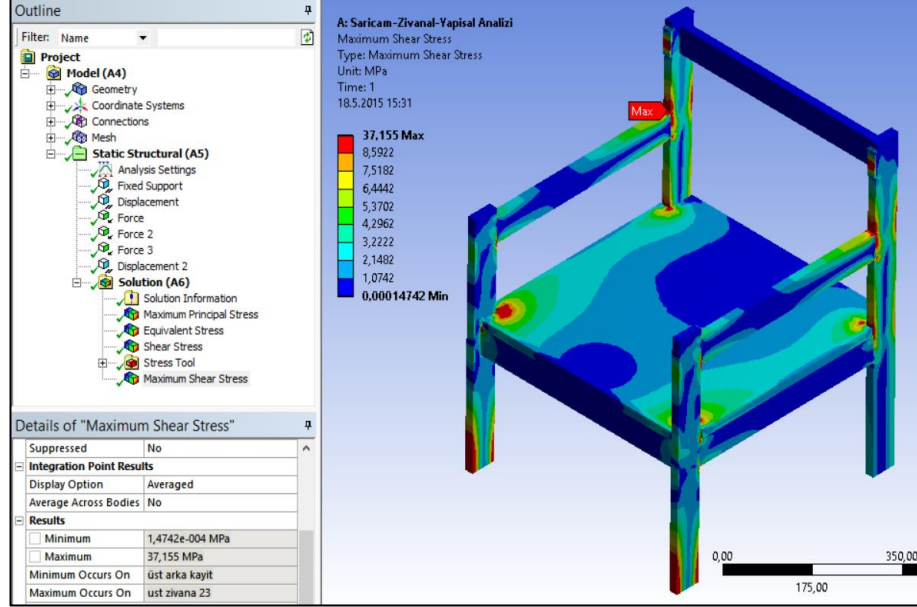


Şekil 5.15. Sarıçam zıvanalı birleştirmede maksimum eşdeğer gerilme.



Şekil 5.16. Sarıçam zıvanalı birleştirmede minimum statik emniyet faktörü.

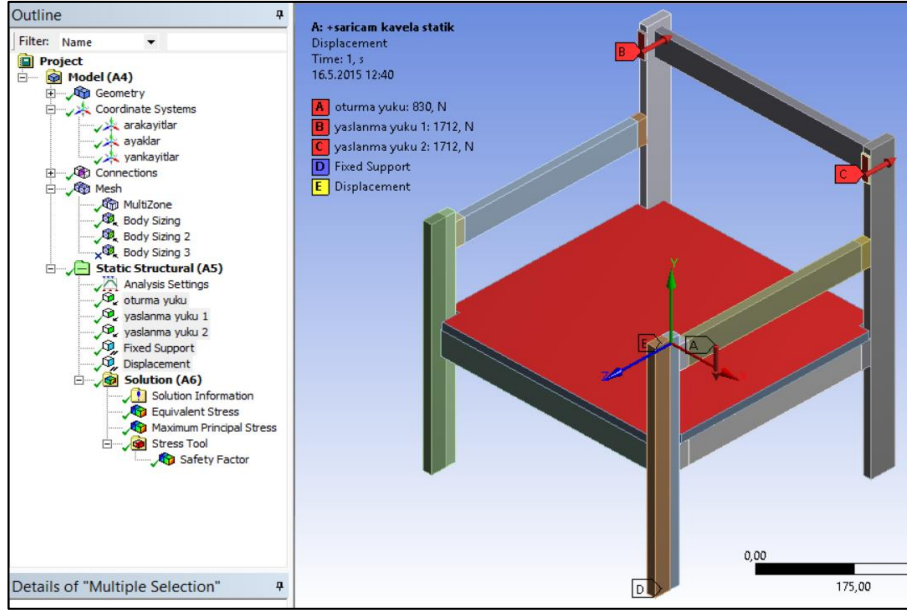
Sarıçam lambalı zıvana birleştirme tipinde maksimum kesme gerilmesi, kolçak ile arka ayak birleşme noktasında kolçak zıvanası üzerinde 47,94 MPa olarak görülmüştür. Sarıçam lambalı zıvana birleştirme tipinde oluşan maksimum kesme gerilmesi Şekil 5. 17’de verilmiştir.



Şekil 5.17. Sarıçam zıvanalı birleştirmede maksimum kesme gerilmesi.

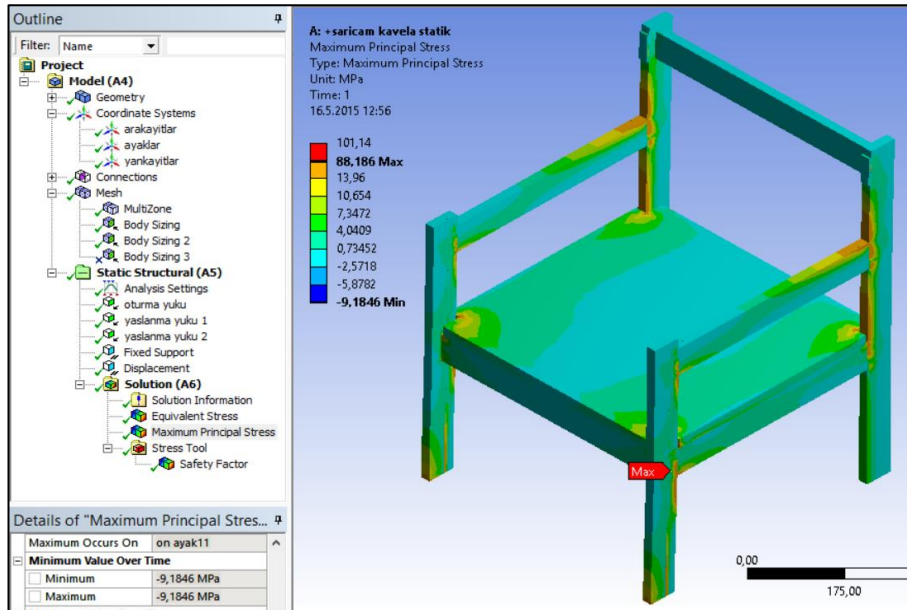
5.2.1.4. Sarıçam Kavelalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yapısal Statik Analizi

Deney şartlarına göre ANSYS Workbench modülünde sınır şartları ve yüklemeler uygulanmıştır. Modelin ana parçaları için sarıçam ahşap malzemesi ve birleştirmede kullanılan kavelalar için ise kayın ahşap malzemesi kullanılmıştır. Koltuk modelinin yapısal statik analizi Şekil 5. 18’de gösterilmiştir.



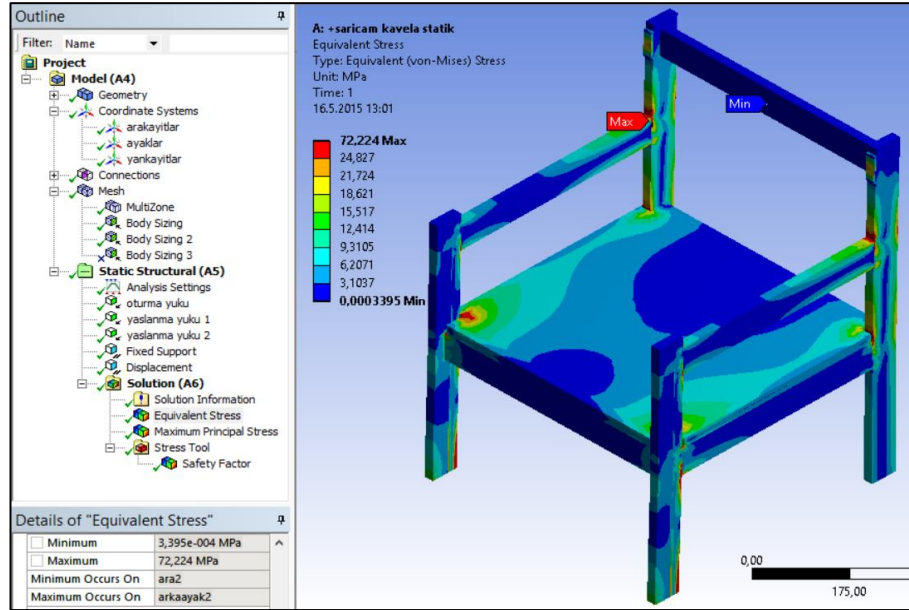
Şekil 5.18. Sarıçam kavelalı birleştirmede uygulanan sınır şartları ve yüklemeler.

Şekil 5.18’de görüldüğü gibi yaslanma yerine 3424 N, oturma yerine ise 830 N kuvvet uygulanmıştır. Modelin ana parçaları için sarıçam ahşap malzemesi ve birleştirmede kullanılan kavelalar için ise kayın ahşap malzemesi kullanılmıştır. Maksimum asal gerilme ön ayak alt kayıt birleştirme bölgesinde 87,76 MPa’dır. Maksimum asal gerilme Şekil 5.19’da verilmiştir.

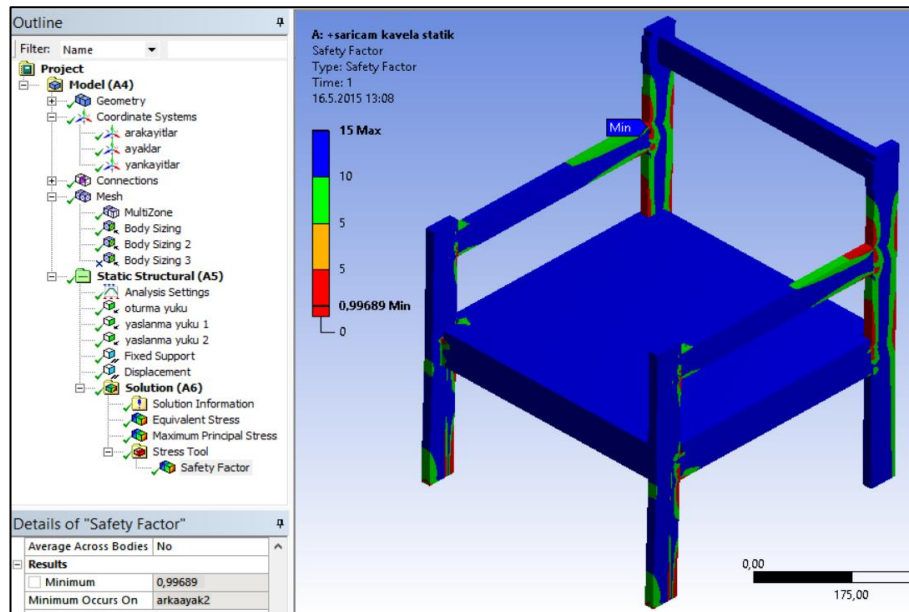


Şekil 5.19. Sarıçam kavelalı birleştirmede oluşan maksimum asal gerilme.

Maksimum eşdeğer gerilme Şekil 5.20’de, statik emniyet faktörü ise Şekil 5.21’de verilmiştir. Sarıçam kavelalı birleştirme tipinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme 72,22 MPa olarak arka ayak ile kolçak birleşim noktasında arka ayakta görülmüştür. Sistemin statik emniyet faktörü minimum değeri arka ayak ile kolçak ara kesitinde 0,99 olarak görülmüştür.

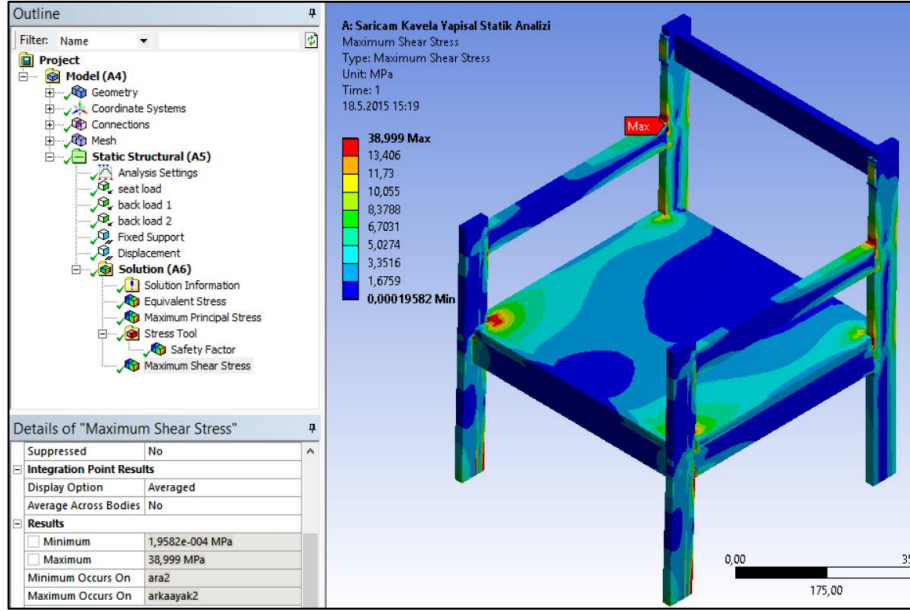


Şekil 5.20. Sarıçam kavelalı birleştirmede oluşan maksimum eşdeğer gerilme.



Şekil 5.21. Sarıçam kavelalı birleştirmede minimum statik emniyet faktörü.

Sarıçam kavelalı birleştirmede maksimum kesme gerilmesi, kolçak ile arka ayak birleşme noktasında arka ayakta 38,99 MPa değerinde görülmüştür. Şekil 5.22’de maksimum kesme gerilmesi verilmiştir.



Şekil 5.22. Sarıçam kavelalı birleştirmede maksimum kesme gerilmesi.

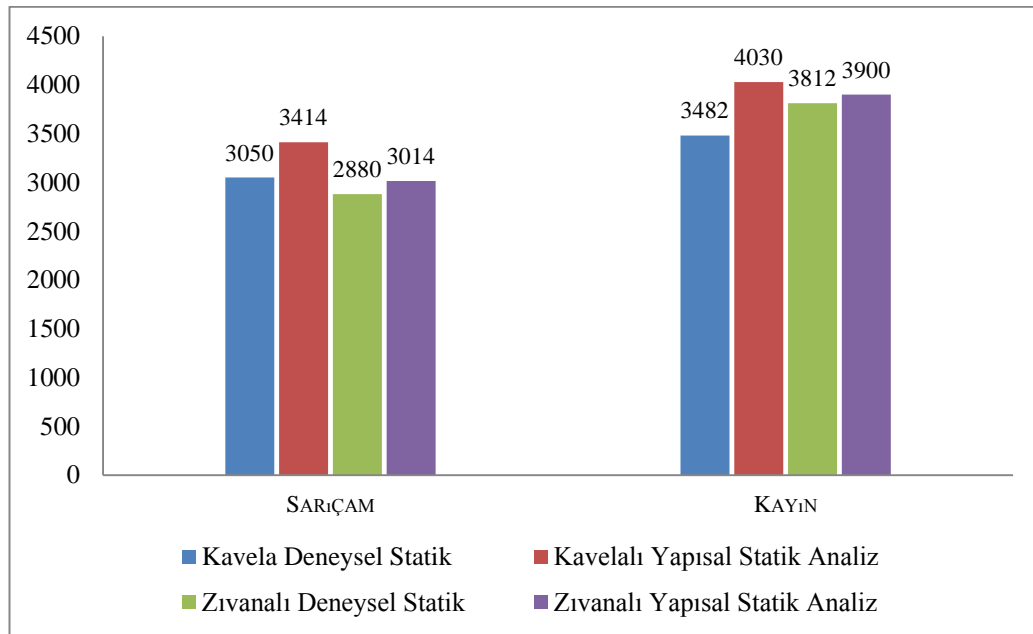
5.2.1.5. Yapısal Statik Analiz ve Deneysel Statik Değerlerin Kıyaslanması

Bu çalışmanın yapısal statik analiz ile deneysel statik değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 5.7’de ve bu çizelgeye ait grafik Şekil 5.23’te verilmiştir. Çizelge 5.7’de görüldüğü gibi statik deneysel çalışmalar ile bilgisayar destekli yapısal statik analiz değerleri % 86,40 ile % 97,74 arasında yakınsamalar göstermiştir. Maksimum yakınsama değeri % 97,74 olarak kayın zıvanalı birleştirme tipinde görülmüştür. Tam yakınsama sağlanamama nedeni bilgisayar ortamında yapılan analizde sınır şartları ve çevresel faktörler sorunsuz uygulanırken, deneysel çalışmalarda çevresel faktörler (sıcaklık, nem, sürtünme vb.), malzeme özellikleri ve deney yapılan cihazın sapma oranları deney sonucu üzerinde etkili olmuştur.

Çizelge 5.7.Yapısal statik analiz ile deneysel statik değerlerinin kıyaslanması.

Ahşap Türü	Birleştirme Tipi	Deneysel Statik	Yapısal Statik	Yakınsama (%)*
Kayın	Kavelalı	3482	4030	86,40
	Zıvanalı	3812	3900	97,74
Sarıçam	Kavelalı	3050	3414	89,33
	Zıvanalı	2880	3014	95,55

*Deneysel statik x 100 / Yapısal Statik Analiz



Şekil 5.23. Yapısal statik analiz ve deneysel statik değerleri (N).

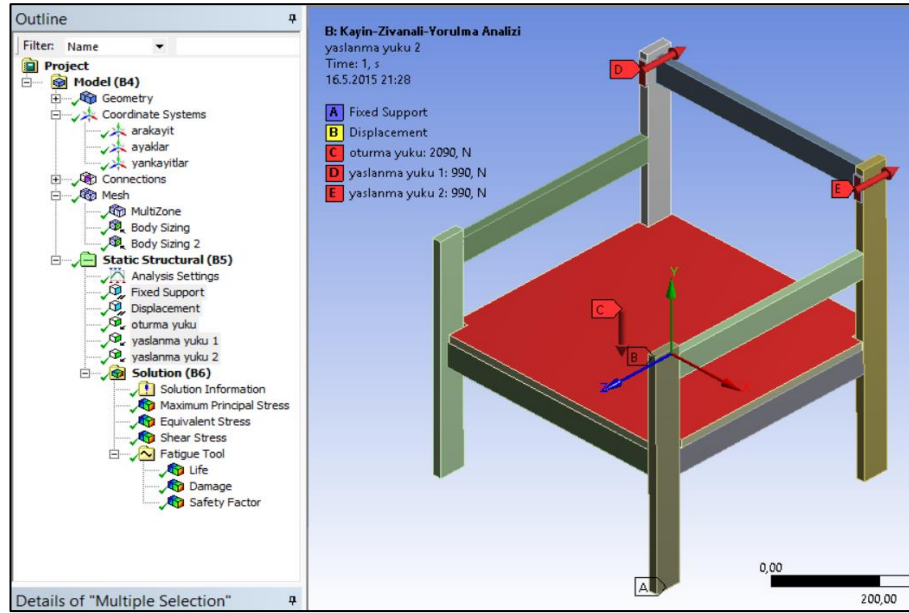
5.2.2. Bilgisayar Destekli Yorulma Analizleri

Yorulma analizinde tekrarlı artan yüklemeler uygulanmıştır. Önceden belirlenmiş olan bir yük değeri belli devir sayısında ve oranında mobilya sitemine uygulanır. Bu aşama tamamlandığında, yük değeri yine önceden belirlenmiş bir oranda artırılarak birinci aşamadaki işlemler tekrarlanır. Yorulma analizleri değerlendirilirken, Yorulma ömrünün bir milyon tekrarlı yükleme altına düşmesi, sistemin güvenlik faktörünün 1'in altına düşmesi ve yorulma hasarı (Fatigue damage) 1000'nin üstüne çıkması durumunda sistem deformasyona uğramış kabul edilir. Yükleme sonucu meydana gelen gerilmeler kırılma teorilerine göre değerlendirilmiştir. Bu kapsamda,

bilgisayar destekli yorulma analizi ile deneysel yorulma değerleri kıyaslanmıştır. Lambalı zıvanalı ve kavelalı birleştirme tipi kullanarak kayın ve sarıçam ahşap malzemeden elde edilen koltuk modellerin yorulma analizi ANSYS Workbench Fatigue Tool modülü kullanılmıştır.

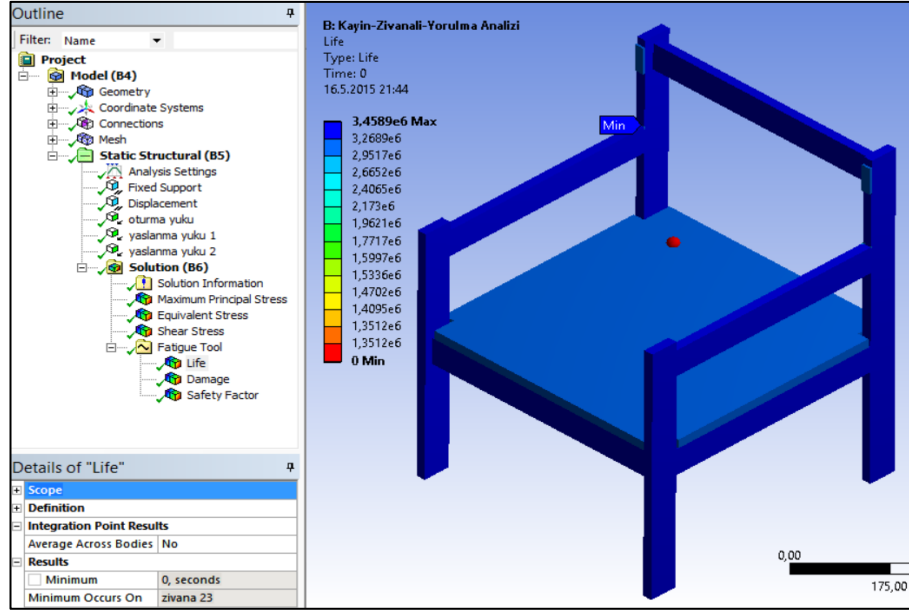
5.2.2.1. Kayın Zıvanalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi

Gerçek deney şartlarına göre sınır şartları ve yüklemeler uygulanmıştır. Kayın ahşap malzemeden elde edilen ve lambalı zıvanalı birleştirme tipi ile birleştirilen koltuk modelinin yorulma analizinde uygulanan sınır şartları ve yüklemeler şekil 5.24'te gösterilmiştir.



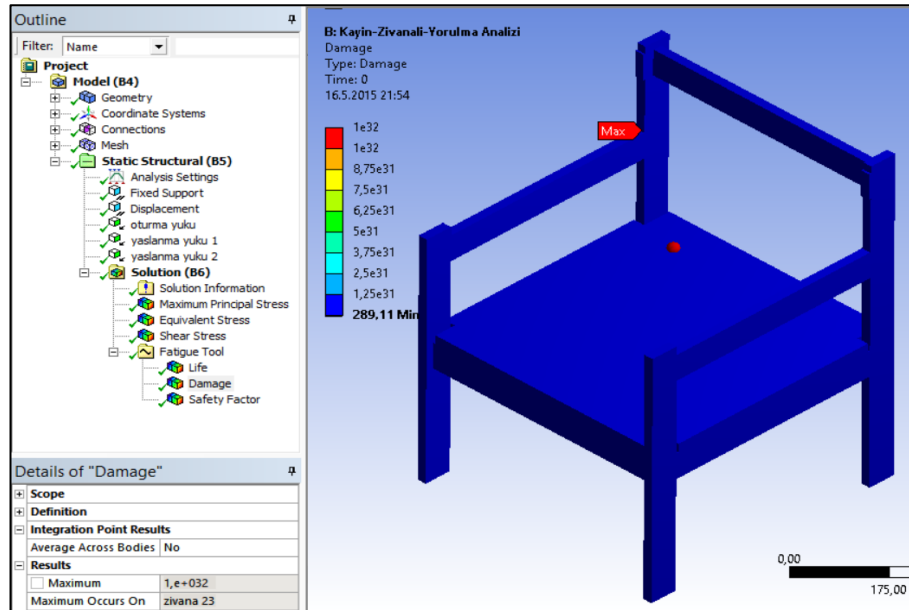
şekil 5.24. Kayın zıvanalı birleştirmede sınır şartları ve yorulma yüklemeleri.

şekil 5.24'te görüldüğü gibi yaslanma yerine 1980 N ve oturma yerine ise 2090 N'luk kuvvetler toplamda 400 000 tekrarla uygulanmıştır. Lambalı zıvana birleştirme tipinde en düşük yorulma ömrü arka ayak ile üst kolçağın birleştiği bölgede kolçak zıvanası üzerinde görülmüştür. Kayın ahşap malzemesi lambalı zıvana birleştirme tipinin yorulma ömrü şekil 5.25'te verilmiştir.

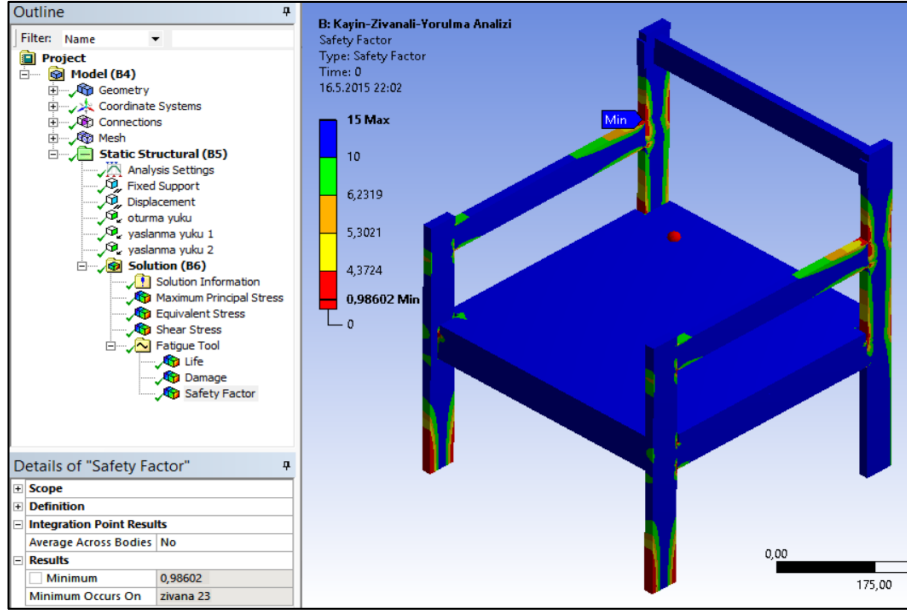


Şekil 5.25. Kayın lambalı zıvana birleştirme tipinin minimum yorulma ömrü.

Kayın lambalı zıvana birleştirme tipinin maksimum yorulma hasar analizi Şekil 5.26'da, sistemin statik emniyet faktörü Şekil 5.27'de verilmiştir. Uygulanan tekrarlı yükleme sonucunda oluşan maksimum yorulma hasarı arka ayak ve üst kolçağın birleşme bölgesinde kolçak zıvanası üzerinde tespit edilmiştir. Sistemin statik emniyet faktörünün minimum değeri ise yine bu bölgede 0,98 olduğu görülmüştür.



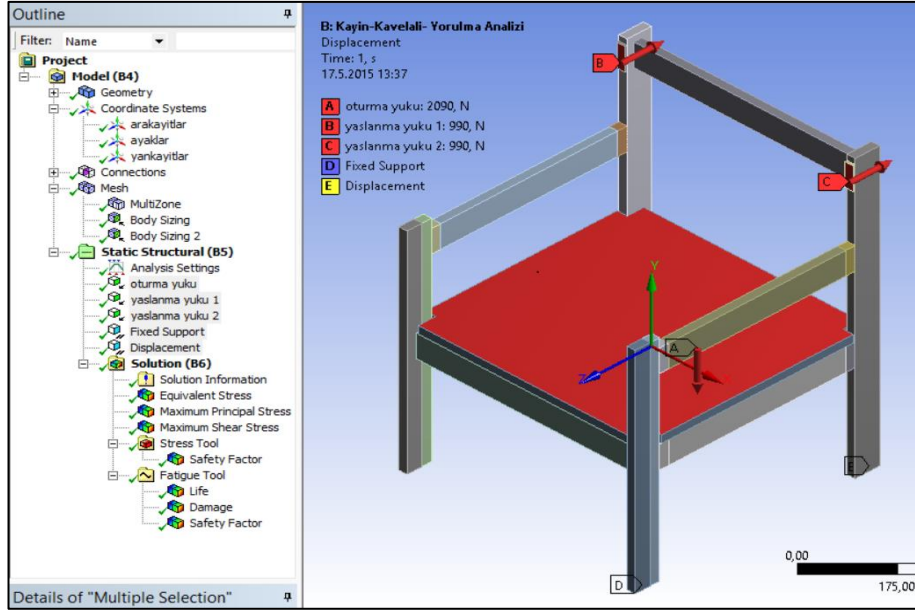
Şekil 5.26. Kayın zıvanalı birleştirme tipinde maksimum yorulma hasar analizi.



Şekil 5.27. Kayın zıvanalı birleştirmede yorulma statik emniyet faktörü.

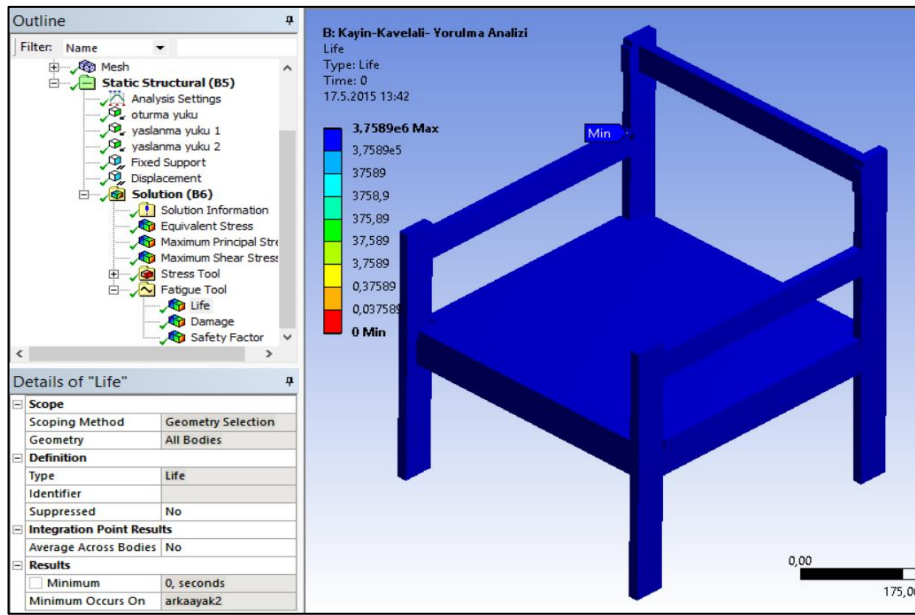
5.2.2.2. Kayın Kavelalı Birleştirme Tipinin Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi

Kayın ahşap malzemesi ve kavelalı birleştirme tipi ile oluşturulan koltuk modelinin bilgisayar destekli yorulma analizi deneysel çalışmada olduğu gibi sınır şartları ve yorulma yüklemeleri uygulanmıştır. Uygulanan sınır şartları ve yorulma yüklemeleri Şekil 5.28’de gösterilmiştir.



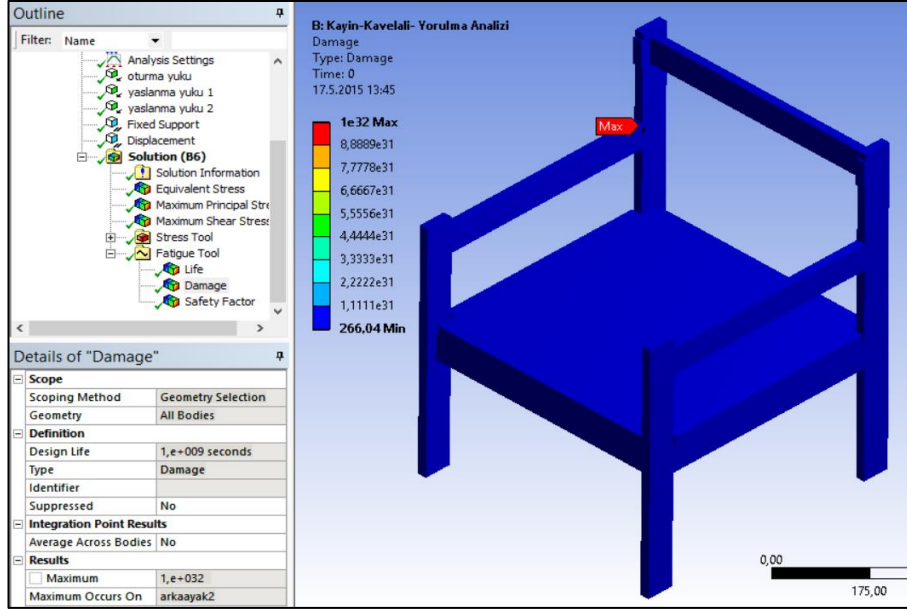
Şekil 5.28. Kayın kavelalı birleşirmenin sınır şartları ve yorulma yüklemeleri.

Şekil 5.28’de görüldüğü gibi yaslanma yerine 1980 N ve oturma yerine 2090 N kuvvetler toplamda 400 000 tekrarla uygulanmıştır. Kavelalı birleşirme tipinde minimum yorulma ömrü arka ayak ve üst kolçağın birleşme bölgesinde arka ayakta görülmüştür. Kayın kavelalı birleşirme tipinin minimum yorulma ömrü Şekil 5.29’da verilmiştir.

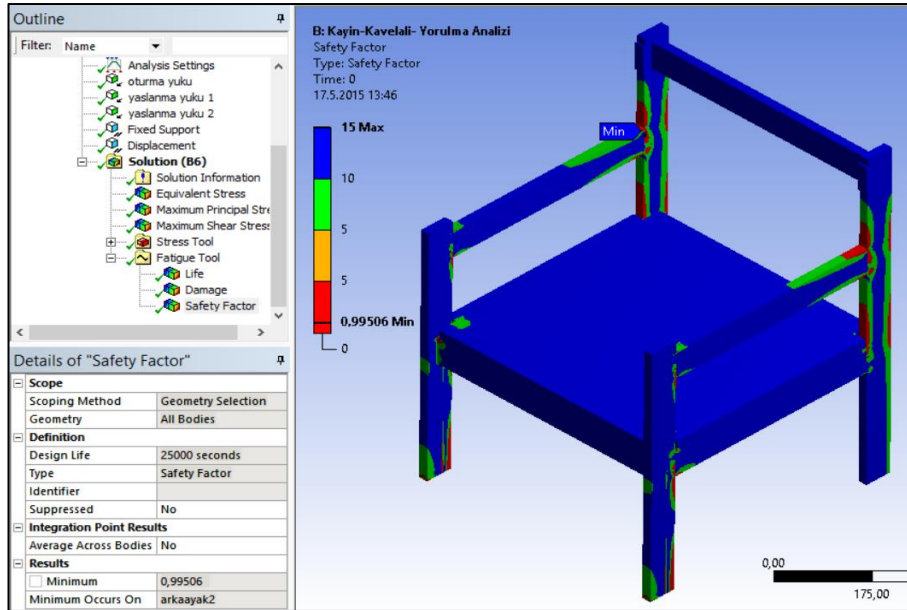


Şekil 5.29. Kayın kavelalı birleşirme tipinin minimum yorulma ömrü.

Yorulma yüklemesi sonucunda oluşan en yüksek yorulma hasarı arka ayak ve üst kolçağın birleşme bölgesinde arka ayakta, sistemin statik emniyet faktörü minimum değeri ise bu bölgede 0,99 olmuştur. Yorulma hasarı Şekil 5.30'da ve sistemin statik emniyet faktörü Şekil 5.31'de verilmiştir.



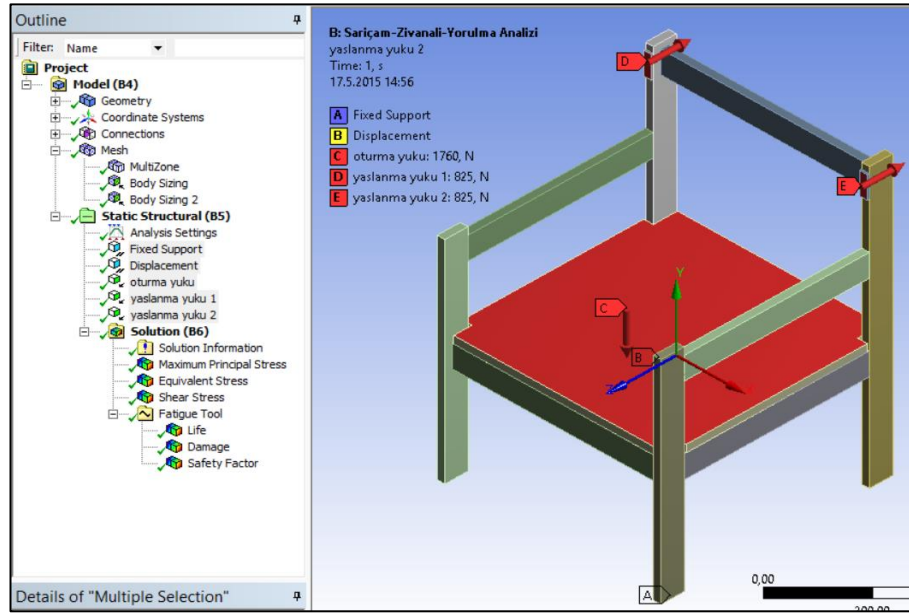
Şekil 5.30. Kayın kavelalı birleştirme tipinde oluşan maksimum yorulma hasarı.



Şekil 5.31. Kayın kavelalı birleştirme tipinin yorulma statik emniyet faktörü.

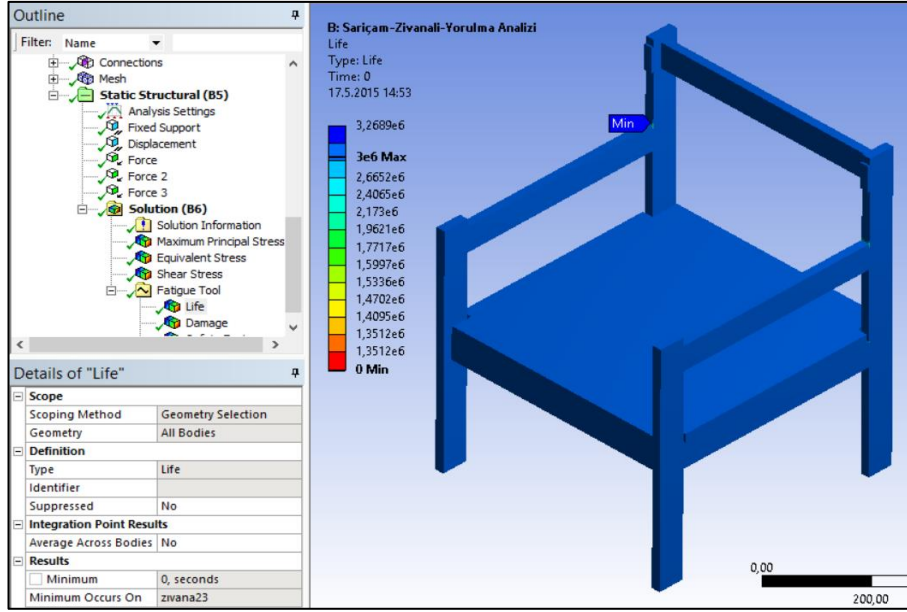
5.2.2.3. Sarıçam Zıvanalı Birleştirmenin Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi

Lambalı zıvana birleştirme tipi kullanılarak Sarıçam ahşap malzemeden elde edilen koltuk modelinin bilgisayar destekli yorulma analizinde deneysel çalışmalarda olduğu gibi sınır Şartları ve yorulma yüklemeleri uygulanmıştır. Uygulanan sınır Şartları ve yorulma yüklemeleri Şekil 5.32’de gösterilmiştir.



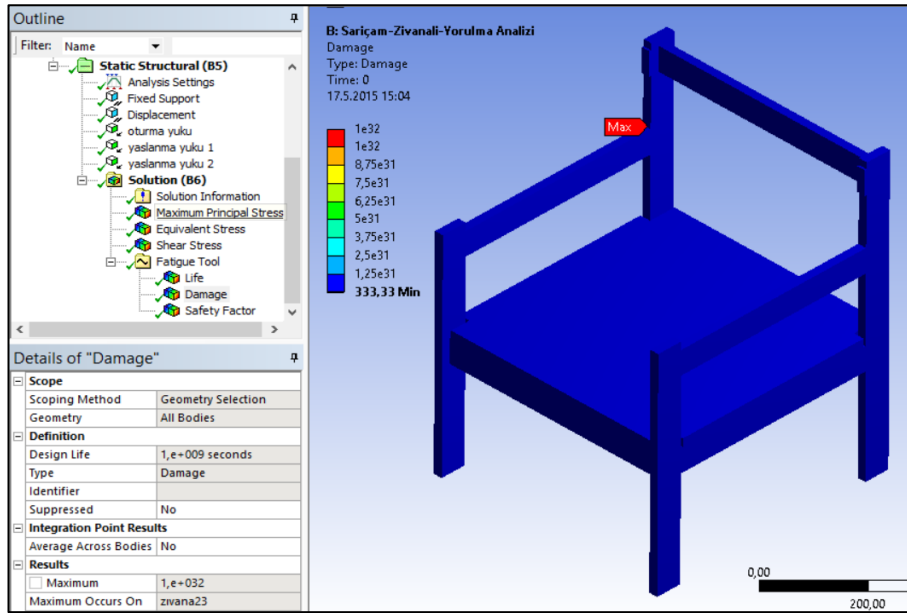
Şekil 5.32. Sarıçam zıvanalı birleştirmenin sınır Şartları ve yorulma yüklemeleri.

Şekil 5.32’de grldğu gibi yaslanma yerine 1650 N ve oturma yerine 1760 N kuvvetler toplamda 325 000 tekrarla uygulanmıştır. Sarıçam lambalı zıvanalı birleştirme tipinde en düşük yorulma ömrü arka ayak ve st kolçağın birleşme bölgesinde kolçak zıvanası üzerinde görülmüştür. Sarıçam lambalı zıvana birleştirme tipinin minimum yorulma mr Şekil 5. 33’te verilmiştir.

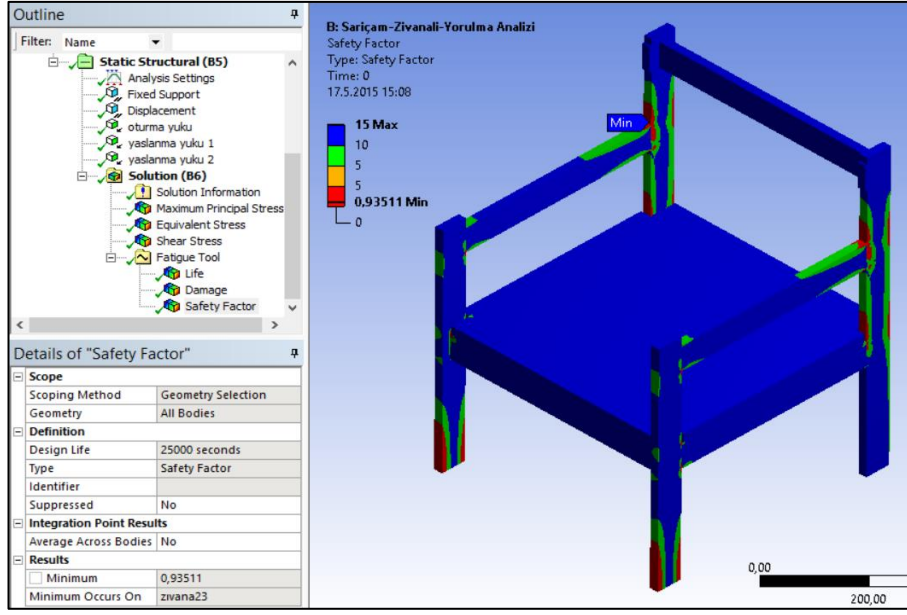


Şekil 5.33.Sarıçam zıvanalı birleştirmede minimum yorulma ömrü.

Uygulanan tekrarlı yükleme sonucunda oluşan en yüksek yorulma hasarı arka ayak ve üst kolçağın birleşme bölgesinde kolçak zıvanası üzerinde, sistemin statik emniyet faktörü minimum değeri ise aynı bölgede 0,93 olmuştur. Sarıçam lambalı zıvana birleştirme tipinin yorulma hasarı Şekil 5.34'te, sistemin emniyet faktörü Şekil 5.35'te verilmiştir.



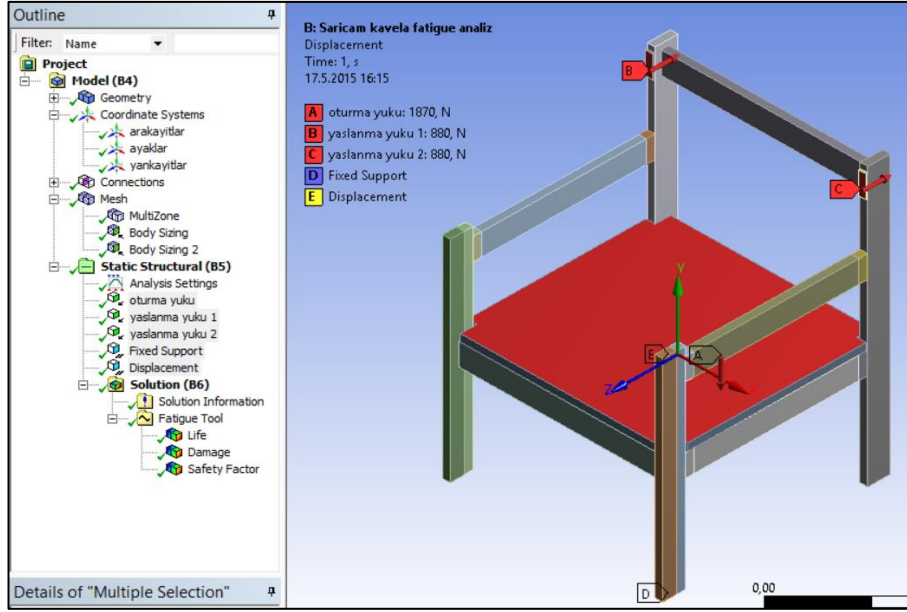
Şekil 5.34. Sarıçam zıvanalı birleştirmenin yorulma hasarı analizi.



Şekil 5.35. Sarıçam zıvanalı birleştirirmenin yorulma statik emniyet faktörü.

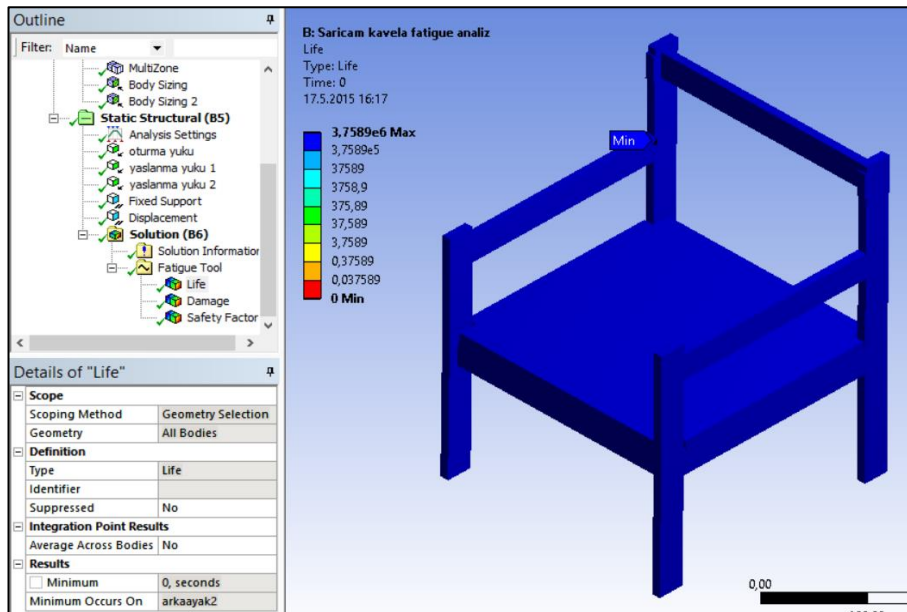
5.2.2.4. Sarıçam Kavelalı Birleştirirmenin Bilgisayar Destekli Yorulma Analizi

Gerçek deney şartlarına göre ANSYS Workbench modülünde sınır şartları ve yüklemeler uygulanmıştır. Sarıçam ahşap malzemeden elde edilen ve kavelalı birleştirme tekniği ile birleştirilen koltuk modelinin yorulma analizi sınır şartları ve yorulma yüklemeleri Şekil 5.36’da verilmiştir.



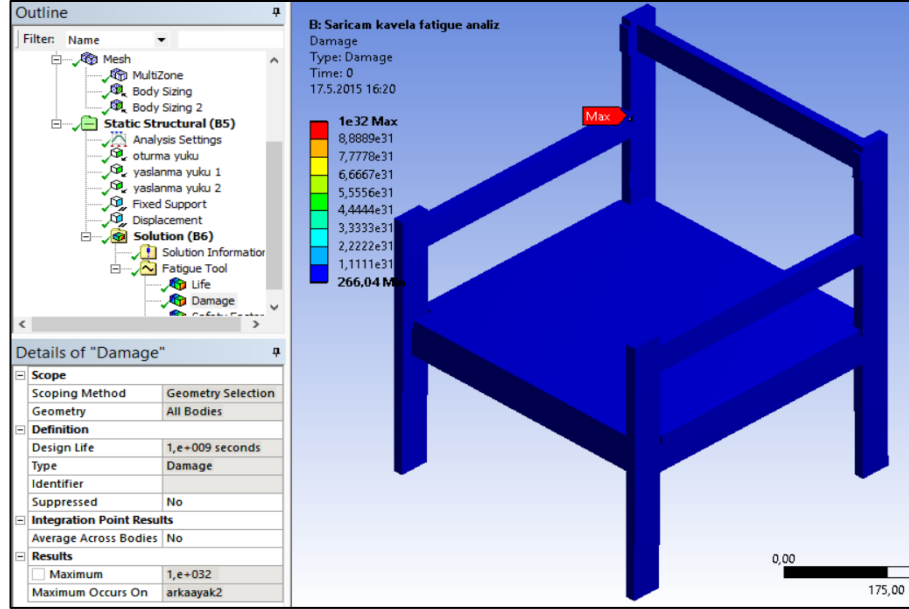
Şekil 5.36.Sarıçam kavelalı birleştirme tipinin sınır şartları ve yorulma yüklemeleri.

Şekil 5.36’da görüldüğü gibi yaslanma yerine 1760 N ve oturma yerine 1870 N kuvvetler toplamda 350 000 tekrarla uygulanmıştır. Sarıçam kavelalı birleştirme tipinde en düşük yorulma ömrü arka ayak ve kolçağın birleşme bölgesinde arka ayakta görülmüştür. Sarıçam kavelalı birleştirme tipinde oluşan minimum yorulma ömrü Şekil 5. 37’de verilmiştir.

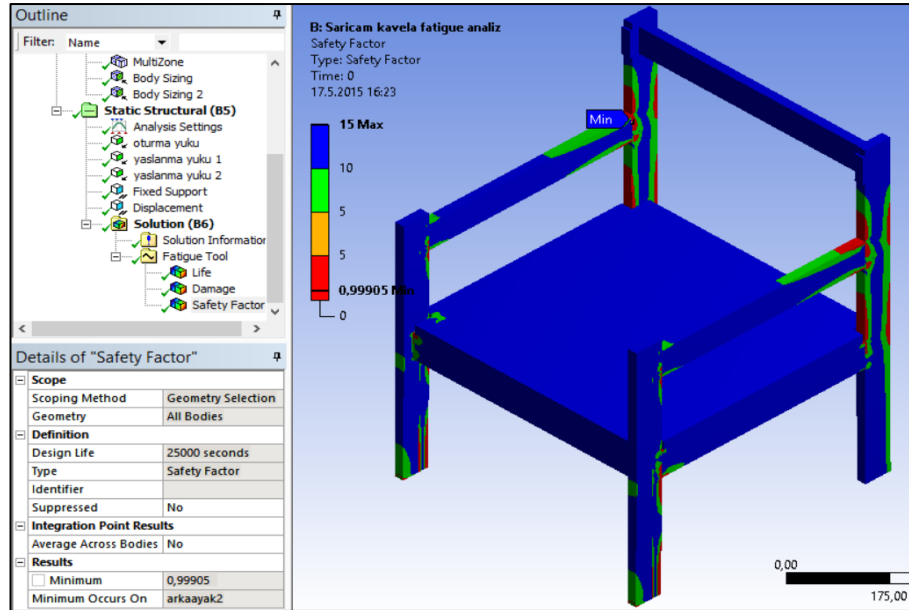


Şekil 5.37. Kayın kavelalı birleştirme tipinin minimum yorulma ömrü.

Uygulanan tekrarlı yükleme sonucunda oluşan en yüksek yorulma hasarı arka ayak ve üst kolçağın birleşme bölgesinde arka ayakta ve sistemin statik emniyet faktörü minimum değeri aynı bölgede 0,99 olarak görülmüştür. Yorulma hasarı Şekil 5.38'de ve statik emniyet faktörü Şekil 5.39'da verilmiştir.



Şekil 5.38. Sarıçam kavelalı birleştiriminin maksimum yorulma hasarı.



Şekil 5.39.Sarıçam kavelalı birleştiriminin yorulma analizi statik emniyet faktörü.

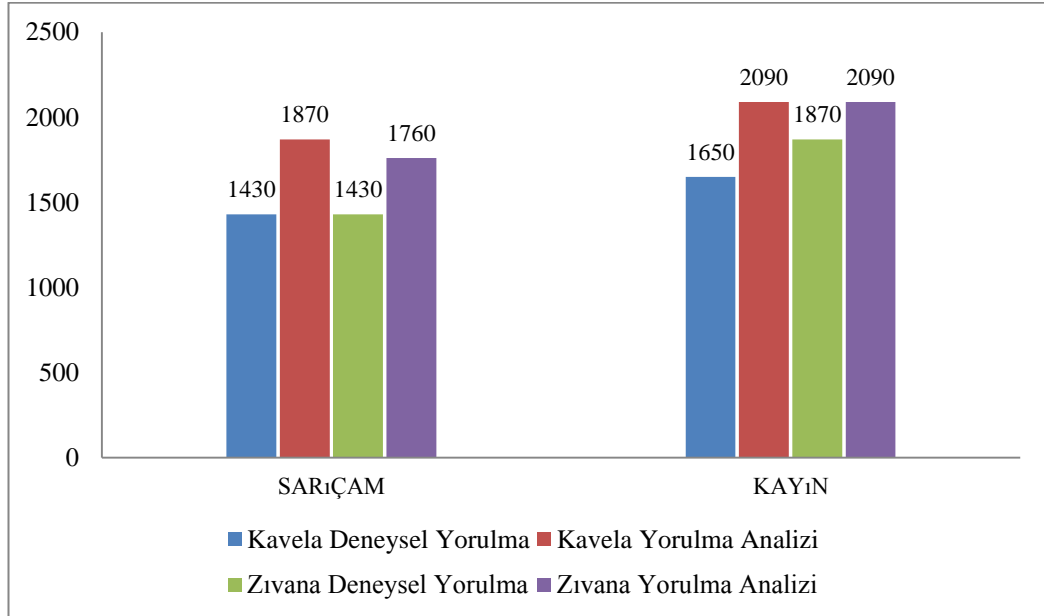
5.2.2.5. Yorulma Analiz ile Deneysel Yorulma Değerlerinin Kıyaslanması

Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Deneysel olarak elde edilen yorulma değerlerinin kıyaslanması Çizelge 5.8’de ve bu çizelgeye ait grafik Şekil 5.40’ta verilmiştir.

Çizelge 5.8. Yorulma analizi ve deneysel yorulma değerlerinin kıyaslanması

Ahşap Türü	Birleştirme Tipi	D. Yorulma	Y. Analizi	Yakınsama (%)
Kayın	Kavelalı	1650	2090	78,94
	Zıvanalı	1870	2090	89,47
Sarıçam	Kavelalı	1430	1870	77,71
	Zıvanalı	1430	1760	81,25

Deneysel Yorulma x 100 / Yorulma Analizi, D. Yorulma = Deneysel Yorulma, Birleş. Tipi = Birleştirme tipi, Y. Yorulma=Yorulma analizi



Şekil 5.40. Yorulma analizi ve deneysel yorulma değerleri grafiği.

BÖLÜM 6

SONUÇ

Bu çalışmada, kayın ve sarıçam ahşap masif malzemelerden üretilen koltuk modelleri birleştirmelerinde lambalı zıvana ve kavela birleştirme tipleri uygulanmış olup, statik ve yorulma yüklemeleri altında kuvvet taşıma performansları belirlenmiş ve değerlendirilmiştir. Çalışmada ayrıca, sonlu elemanlar metodu yazılımı olan ANSYS ile yapısal statik ve yorulma analizleri yapılmıştır. Bu çerçevede deneysel ve analiz değerleri kıyaslanarak sonlu elemanlar metodunun mobilya elemanlarının yapısal statik ve yorulma analizlerinde kullanılabilirliği araştırılmıştır. Solidworks ve ANSYS Design Modeller tasarım programlarında tasarımı yapılan koltuk modellerin yapısal statik analizinde ANSYS Workbench, yorulma analizlerinde ise ANSYS Workbench Fatigue Tool analiz programları kullanılmıştır. Elde edilen bilgisayar destekli analiz verileri çeşitli kırılma teorilerine göre değerlendirilmiştir.

Bu çerçevede sarıçam ve kayın masif ağaç malzemelerin; eğilme gerilmeleri Elastikiyet Modülü, Liflere paralel çekme gerilmeleri, akma gerilmesi ve hava kuruşu yoğunluk değerleri belirlenmiştir. Bu bağlamda, kayın masif ahşap malzemenin fiziksel ve mekanik değerlerinin sarıçam masif ahşap malzemesinden daha yüksek olduğu saptanmıştır.

Çalışmada sonlu elemanlar metodu yorulma analizinde kullanılmak üzere sarıçam ve kayın Ahşap malzemelerin yorulma dayanımları limiti belirlenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda gerilme seviyesi düzenli olarak arttıkça tekrar sayısının azaldığı görülmüştür. Gerilme-Tekrarlı yükleme sonuçlarına göre bir milyon tekrarlı yüklemelerde sarıçam ahşap malzemesi statik eğilme gerilmesinin % 40'ı ve kayın ahşap malzemesi için ise statik eğilme gerilmesinin % 50'si yorulma limiti olmuştur. Bu değerlerin, Eckelman'ın (1997), ahşap kompozitlerinin farklı yüklemeler altında

yorulma özelliklerini araştırdığı çalışması sonucunda elde ettiği değerlerle paralellik göstermektedir.

Araştırmada, yapısal statik ile deneysel statik değerler kıyaslanmasında; Kayın lambalı zıvana birleştirme tipinde % 97,74 kayın kavelalı birleştirme tipinde % 86,40 sarıçam lambalı zıvana birleştirme tipinde % 95,55 ve sarıçam kavelalı birleştirme tipinde % 89,33 yakınsamalar olduğu tespit edilmiştir. Literatürdeki çalışmalar bu çalışmayı destekler niteliktedir. Gustafsson (2006) yapmış olduğu bir çalışmada; Huş ahşap malzemeden basit bir sandalye hazırlamış, bu sandalyenin kullanım sırasında etkisinde kalabileceği çeşitli yüklere karşı mukavemetini denemiş, daha sonra aynı sandalyeyi modelleyerek sonlu elemanlar yöntemi ile aynı yükler karşısında çeşitli noktadaki gerilmeleri yaklaşık olarak elde etmiştir. Deney sonuçları ile analiz verilerinin anlamlı bir şekilde birbirini karşıladığını tespit etmiştir.

Bu çalışmada, bilgisayar destekli yorulma analizi ile deneysel yorulma değerlerinin kıyaslanmasında, kayın lambalı zıvanalı % 87,47 kayın kavelalı % 78,94 sarıçam zıvanalı % 81,25 ve sarıçam kavelalı modellerinde % 77,71 yakınsamalar olduğu tespit edilmiştir. Çalışmanın yakınsama sonuçlarına göre; Sarıçam ve kayın ahşap malzemelerinin lambalı zıvana birleştirme tipinin yakınsama değeri Kavelalı birleştirme tipi yakınsama değerlerinden daha yüksek çıktığı tespit edilmiştir. Zıvana yüzeylerinin geniş olması yakınsama değerlerini artırdığı söylenebilir.

Bilgisayar destekli analizlerden mantıklı sonuçlar alabilmek için analizi yapılacak modelin geometrik yapısına göre mesh metodunun seçilmesi büyük önem taşımaktadır. Ahşap malzemenin anizotrop özelliği göz önünde bulundurularak ileriki çalışmalar için farklı konstrüksiyon ve birleştirme tiplerinin mesh kütüphanesi oluşturulmalı.

Deneylerin, gerçek şartlar altında simüle edilebildiği bilgisayar destekli analiz programlarında ahşap malzeme ürünlerinin; ısı iletkenliği, elektrik iletkenliği, dinamik, yanma vb. özellikleri de incelenebilir.

Çalışmada bilgisayar destekli analiz verilerinin deneysel çalışma verilerine göre daha detaylı olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Uygulanan yüklemeler sonucunda birleşme yerlerinde maksimum gerilmeler meydana geldiği ve bunun sonucunda çatlamlar ile açılmaların meydana geldiği belirlenmiştir. Dolayısıyla birleştirmelerin kritik ve sistemin mukavemetini temsil ettiği söylenebilir.

Mobilya elemanları tasarımı ve analizlerinde bilgisayar teknolojisinin kullanılması; tasarlanan mobilyanın üretimine geçilmeden önce kullanım yerinde maruz kalacağı yükler etkisindeki mukavemeti hakkında ön bilgilerin elde edilmesi ve bu bilgiler ışığında gerekli değişikliklerin yapılarak tasarımın iyileştirilmesi bakımından tasarımcılara önemli kolaylıklar sağlayabilmektedir. Bu sonuçlar ışığında sonlu elemanlar yönteminin mobilya mühendislik tasarımında kullanılması önerilebilir.

KAYNAKLAR

Al- Dabbagh, A., Goodman, J. R. and Boding, J., "Finite element method for wood mechanics, in proceedings of the american society of civil engineers", *Journal of the Structural Division*, 205: 569-586 (1972).

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

Anıl, Ö. ve Belgin, M. Ç., "Monotonik yükleme etkisi altındaki dikdörtgen kesitli betonarme kirişlerin sonlu elemanlar yöntemi ile doğrusal olmayan analizi", *Gazi Üniversitesi. Mühendislik-Mimarlık Fak. Dergisi*, Ankara, 22 (1): 191-197 (2007).

Bao, Z., Eckelman C. A. and Gibson H., "Fatigue Strength and Allowable Design Stresses for Some Wood Composites Used in Furniture", *Holz als Roh- und Werkstoff*, 54: 377-382 (1996)

Bodig, J. and Jayne, B. A., "Mechanics of wood and wood composites", *Van Nostrand Reinhold Company*, 694-699 (1982).

Bozkurt, A. Y., Göker, Y. ve Erdin, N., "Odun Anatomisi", *İstanbul Üniversitesi Orman Fakültesi Yayınları*, İstanbul, Yayın No: 466, ISBN 975-404-592-5 (2000).

Christian O. C. "Fatigue in Wood-An investigation in tension perpendicular to the grain", Ph. D., *Danmarks Tekniske Universitet*, Denmark, 10-11 (2002).

Eckelman, C. A., "A look at the strength design of furniture", *Forest Product Journal*, 16 (3): 21-24 (1966).

Eckelman, C. A., "Performance testing of furniture part 1. underlying concepts", *Forest Products Journal*, 38(3): 44-48 (1988).

Eckelman, C. A., "Textbook of product engineering and strength design of furniture", *Purdue University*, West Lafayette, Indiana USA, 25-27 (1997).

Eckelman, C. A., "Withdrawal strength of dowel joints effect of shear strength", *Forest Product Journal*, West Lafayette, Indiana USA, 29 (1): 48-52 (1979).

Eckelman, C. A. and Erdil, Y. Z., "Furniture engineering and quality of life", *I.Uluslararası Mobilya Kongresi*, İstanbul, 306-332 (1999).

Eckelman, C. A., Lin, F. C. and Zhang, J., "A Technique for structural modeling of front rails for sofas", *Holz als Roh-und Werkstoff*, West Lafayette, Indiana USA, 60: 60-65 (2002).

Eckelman, C. A., "Textbook of product engineering and strength design of furniture, text book", *Purdue University*, West Lafayette, Indiana USA, 54-59 (1991).

Eckelman, C.A., "Textbook of product engineering and strength design of furniture". *Purdue University*, W. Lafayette (1997).

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, 165-172 (2009).

Efe, H., "Modern mobilya çerçeve konstrüksiyon tasarımında geleneksel ve alternatif bağlantı tekniklerinin mekanik davranış özellikleri", Doktora Tezi, *Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon, 165-172 (1994).

Efe, H., Erdil, Y., Z. ve Kasal, A., "Mobilya mühendislik tasarımında mobilya sistemlerinin sonlu elemanlar metoduyla optimizasyonu", *I. İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Ankara, 315-323 (2003).

Efe, H. ve Kasal, A., "Kutu konstrüksiyonlu sabit ve demonte mobilya köşe birleştirmelerde çekme direnci", *Endüstriyel Sanatlar Eğitim Fakültesi Dergisi*, 8 (8): 61-74, Ankara, (2000).

Erdil, Y. Z., "Integrated product engineering and performance testing of furniture", Doktora Thesis, *Purdue University*, West Lafayette, Indiana USA, 2-19 (2002).

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, 1-20 (1998).

Erdil, Y. Z., Zhang, J., L. and Eckelman, C. A., "Holding strength of screws in plywood and oriented structureboard", *Forest Products Journal*, 52 (6): 55-62 (2002).

Eren, S., "Evaluation and development of methods of improving fasteners and joints performance in wood-base composite case furniture", Ph. D., *Purdue University*, West Lafayette, Indiana USA, 1-4 (1999).

Erman, B., "Nonlineer ortotropik malzemelerin zamana bağlı davranışı" *İstanbul Teknik Üniversitesi İnşaat Fakültesi, Boğaziçi Matbaası*, İstanbul, 1-3 (1974).

Esendemir, Ü., Usal, M. R., Öndürücü, A. ve Usal, M., "Orta noktasından tekil yüke maruz kompozit basit kiriş için maksimum sehim değerlerinin deneysel, nümerik ve analitik olarak bulunarak irdelenmesi", *C.B.Ü Soma Meslek Yüksekokulu Teknik Bilimler Dergisi*, 2: 14-17 (2010).

Gong, M. and Smith I., "Effect of waveform and loading sequence on low-cycle compressive fatigue life of spruce", *Journal Mater Civil Eng* 15: 93-99 (2003).

Göde, F., “Ahşap çekmece de köşe birleştirme tekniklerinin çekme direncine etkileri”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 3-40 (2005).

Grasa, J. Bea, J., Rodriguez J. F. and Doblar E. M., “The perturbation method and the extended finite element method. an application to fracture mechanics problems”, *Fatigue Fracture Engineering Material Structure*, 29: 581-587, (2006).

Gustafsson, S. I., “Finite element modelling versus reality for birch chairs”, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 54 (5): 355-359 (1996).

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., “Optimising ash wood chairs”, *Wood Science and Technology*, 31 (4): 291-301 (1997).

Güntekin, E., “Kavelalı mobilya köşe birleştirmelerinin sonlu elemanlar analizi”, *Süleyman Demirel Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi*, 1: 159-169 (2004).

Güven, H., “Mobilya tasarımında oturma elemanları ve çevre ilişkisi” Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ Fen bilimler Enstitüsü*, İstanbul, 56-58 (1995).

Çayıroğlu, İ., “Bilgisayar Destekli Tasarım ve Analiz”, Ders notu, *Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği*, Karabük, (2015).

İlter., N. R., “Mobilya döşemeciliği”, *MEB Basımevi*, İstanbul, 55-65 (1990).

İlter., N. R., “Modern döşemecilik ve ev dekorasyonu”, *MEB Basımevi*, İstanbul (1990).

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

İmirzi, H. Ö.ve Efe, H., "Kutu tipi mobilya köşe birleştirmelerin sonlu elemanlar yöntemi ile mukavemet ve rijitlik analizi" *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS' 09)*, Karabük, 157-158 (2009).

Jamaludin, M. A., “Prediction of the strength of typical furniture and its immediate members”, Ph. D., *Dissertation, Mississippi State University*, 112-115 (1995).

Karabulut, S., “Mobilya köşe birleştirmelerinde kullanılan farklı bağlantı elemanlarının sonlu elemanlar metodu ile mukavemet analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 7-15 (2004).

Kasal, A., “Determination of the strength of various sofa frames with finite element analysis”, *Gazi Üniversitesi Journal of Science*, 19 (4): 191-203 (2006).

Kasal, A., “Masif ve kompozit ağaç malzemelerden üretilmiş çerçeve konstrüksiyonlu koltukların Performansı”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 7-15 (2004).

Kohara, M. and Okuyama T., “Mechanical responses of wood to repeated loading VIII. variation of energy loss behaviors with species”, **Mokuzai Gakkaishi**, 40: 801-809 (1994).

Kocatürk, T., “Mukavemette Giriş”, Ders notları, **Yıldız Teknik Üniversitesi İnşaat Mühendisliği**, Cilt no:1, İstanbul, (2007)

Kurt Ş., “Emprenye edilmiş lamine ağaç malzemelerin deniz ortamında bazı teknolojik özelliklerinin değişimi”, Doktora Tezi, **Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Zonguldak, 254-256 (2006).

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**, Muğla, 122-124 (2013).

Marsoem, S. N., Bordonne, P. A. and Okuyama T., “Mechanical responses of wood to repeated loading II effect of waveform on tensile fatigue”, **Mokuzai Gakkaishi** 33: 354-360 (1987).

Merev, N., “Odun Anatomisi ve Odun Tanıtımı” **KTÜ Orman Fakültesi Genel Yayını**, Trabzon, Fakülte yayını No: 32, 975-978 (2003).

Nakai, T. and Takemura, T., “Stres analysis of through-tenon joint of wood under torsion II”, **Mokuzai Gakkaishi**, 42 (4): 361-368 (1996).

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

Norvydas, V., “Research and evaluation of strength and fracture of the doweled furniture joint”, Ph. D., **Kaunas University of Technology Institute Kaunas**, 4-8 (2004).

Örs, Y. ve Efe H., “Mobilya tasarımında bağlantı elemanlarının mekanik davranış özellikleri”, **Turkish Journal of Agriculture and Forestry**, 22: 21-27 (1998).

Özçifçi A., “Emprenye edilmiş lamine ağaç malzemelerin teknolojik özellikleri” Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 56-58 (2001).

Pençe, E., “ANSYS Öğretimi ve Uygulama Örnekleri”, **Karabük Üniversitesi**, Karabük (2007).

Ratnasingam, J., Perkins, M. and Reid, H., “Fatigue it's relevance to furniture”, **Holz als Roh-und Werkstoff**, 29: 297-300 (1997).

- River, B. H. and Gillespie, R. H., "Behaviour of construction adhesives under long-term load, *Forest Product Journal Reserach Paper*, 38-40 (1991).
- Sayman, O., "Elasto-plastic stress analysis in an adhesively bonded single-lap joint, Composites:", *Journal of adhesion Science and Technology*, 43: 204-209 (2012).
- Smardzewski, J., "Strength of profile-adhesive joints", *Wood Science and Technology*, 36: 173-183 (2002).
- Smardzewski, J., "Numerical analysis of furniture constructions", *Wood Science and Technology*, 32 (4): 273-286 (1998).
- Smardzewski, J., and Gawronski, T., "FEM algorithm for chair optimisation", *Wood Science And Technology*, 4 (2): 18-20 (2001).
- Solmaz, M. and Turgut, A., "Düzlem kafes sistemlerin ANSYS paket programı ile optimum geometri tasarımı", *Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimler Dergisi*, Elazığ, 2: 201-207 (2007).
- Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R. and Fuchs, H. O., "Metal fatigue in engineering", *John Wiley and Sons, Inc*, New York, 456-457 (2001).
- Tankut A. N. and Tankut, N., "The effects of joint forms and dimensions on the strengths of mortise and tenon joints", *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*, 29: 493-498 (2005).
- Tankut, A. N. and Tankut, N., "Section modulus of corner joints in furniture frames as engineering design criteria for their efficient construction", *Materials and Design*, 32: 2391-2395 (2011).
- Tankut, A. N. and Tankut, N., "General concept of engineering design o furniture", *Bartın Orman Fakültesi Dergisi*, Bartın, 1 (2): 35-37 (2000).
- 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*, 27: 493-498 (2007).
- Tankut, N. ve Zor, M., "Ağaç malzemede yorulma Performansı üzerine araştırmalar", *Bartın Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi*, Bartın, 14 (21): 18-27 (2012).
- Topçu, M. ve Taşgetiren, S., "Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu", *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Ders Kitapları*, Denizli, Yayın No: 007, 1-4 (1998).
- TS 2471 "Oduunun fiziksel ve mekanik deneyler için rutubet miktarı tayini", *TSE*, Ankara (1976).

TS 2472 “Odunda fiziksel ve mekanik deneyler için birim hacim ağırlığı tayini”, *TSE*, Ankara (1992).

TS 2474 “Odunun statik eğilme dayanımının tayini”, *TSE*, Ankara, (1976).

TS 2478 “Odunun statik eğilmede elastiklik modülünün tayini”, *TSE*, Ankara (1976).

TS 3891 “Yapıştırıcılar polivinilasetat emülsiyonu”, *TSE*, Ankara (1983).

TS 4539 “Ahşap Birleştirmeler Kavelalı Birleştirme Kuralları”, *TSE*, Ankara (1985).

TS 4905 “Ahşap birleştirmeler zıvanalı birleştirme kuralları”, *TSE*, Ankara (1986).

TS 5430 “Yapısal olmayan uygulamalar için termoplastik ahşap yapıştırıcıların sınıflandırılması”, *TSE*, Ankara (2003).

TS 9215 “Ahşap mobilya- Mukavemet ve denge deneyleri”, *TSE*, Ankara (2005)

Uysal, B., “Kenarları Masifli ve Masifsiz Yonga Levhada Kavela Çaplarının Çekme Direncine Etkileri”, *I. Uluslararası Mobilya Kongresi*, İstanbul, 484-490 (1999).

Wasti, S. T., “Limit analizi yapılar için plastik hesap metodu”, Doktora Tezi, *Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü*, Ankara, 54-55 (1968).

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Ağrı'da doğan Mehmet Nuri YILDIRIM, ilk ve orta öğrenimini Ağrı'da tamamladıktan sonra 2006 yılında Bülent Ecevit Üniversitesi Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Mobilya ve Dekorasyon Öğretmenliği ve 2012 yılında Anadolu Üniversitesi İşletme Fakültesi İşletme bölümlerinden mezun oldu. 2008 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü Mobilya ve Dekorasyon Eğitimi Anabilim Dalında mezun olmuştur. Halen Karabük Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsünde Doktora öğrencisi olup aynı zamanda Safranbolu Meslek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : KBU Safranbolu Meslek Yüksekokulu
78600 Safranbolu/ KARABÜK
Tel : (544) 650 3117
E-posta : mnyildirim@karabuk.edu.tr