



PRİZMATİK ÇUBUKLARIN ÇARPMA YÜKLEMESİ ALTINDA ANALİZİ

Yaşar ERBAŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ŞUBAT 2018

Yaşar ERBAŞ tarafından hazırlanan “PRİZMATİK ÇUBUKLARIN ÇARPMA YÜKLEMESİ ALTINDA ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Bahadır ALYAVUZ

İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Kurtuluş SOYLUK

İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Yrd. Doç. Dr. Çiğdem DİNÇKAL

İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Çankaya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 02/02/2018

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Yaşar ERBAŞ

02/02/2018

PRİZMATİK ÇUBUKLARIN ÇARPMA YÜKLEMESİ ALTINDA ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Yaşar ERBAŞ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Şubat 2018

ÖZET

Bu tez çalışmasında tek açıklıklı çelikten teşkil edilmiş bir kirişe düşük hızda çarpma problemi ele alınmıştır. İlk temas anında belirli bir başlangıç hızı olan çelik bir kürenin kiriş üzerindeki çarpma etkisi analitik ve hesaplamalı olarak incelenmiştir. Çalışmanın analitik kısmında, belirli noktalardan enine doğrultuda çarpma yüklemesi uygulanan farklı mesnet koşullarına sahip kirişlerde çarpma noktasındaki yer değiştirmeler zamana bağlı olarak elde edilmiştir. Bu kirişlerin sonlu eleman modelleri ABAQUS programı ile oluşturularak hesaplamalı çözüm yapılmıştır. Analitik çözümden ve hesaplamalı çözümden elde edilen deplasman – zaman eğrileri karşılaştırılmış ve uyumlu sonuçlar bulunmuştur. Ayrıca belirli noktalardan çarpma etkisindeki basit mesnetli kiriş için ardıl-çarpma davranışı da hesaplamalı olarak incelenmiş ve elastik sınırlar içinde deplasman – zaman eğrileri, kürenin kirişe ilk temas anından itibaren küreye ait ardıl-çarpmaları da gösterecek şekilde oluşturulmuştur. Ardıl-çarpma davranışı literatürde yer alan deneysel bir çalışma ile de karşılaştırılmıştır.

Bilim Kodu : 91130
Anahtar Kelimeler : Çarpma, Elasto-Plastik Kirişler, Sonlu Elemanlar Analizi, Deplasman, Enerji
Sayfa Sayısı : 77
Danışman : Doç. Dr. Bahadır ALYAVUZ

ANALYSIS OF PRISMATIC RODS UNDER IMPACT LOADING

(M. Sc. Thesis)

Yaşar ERBAŞ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

February 2018

ABSTRACT

In this study, low velocity impact on a single-span steel beam is considered. The impact of a steel sphere on the beam is investigated analytically and computationally assuming an initial velocity for the sphere at the instant of first contact. In the analytical part of the work, displacements of the contact point on the beams are obtained as a function of time for different support conditions. The finite element models of these beams are created using ABAQUS software and computational analyses are carried out. Curves representing the displacement over a time interval obtained from analytical solution and computational solution are compared and results with good agreement are obtained. Furthermore, sub-impact behavior of simply supported beam subjected to impact loading on certain points is analyzed computationally and within the elastic limits, displacement-time curves representing the sub-impacts between the sphere and beam are also obtained. Sub-impact behavior is compared with an experimental study reported in the literature.

Science Code : 91130
Keywords : Impact, Elasto-Plastic Beams, Finite Element Analysis, Displacement, Energy
Page Number : 77
Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Bahadır ALYAVUZ

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca desteğini bir an olsun esirgemeyen, varlığını her an yanımda hissettiren aileme ne kadar teşekkür etsem az kalır. Eğitim ve meslek hayatımda her konuda yanımda olan İnşaat Mühendisi Sayın M. Selim KAYIŞOĞLU' na teşekkürlerimi sunarım. Yüksek lisans çalışmalarım boyunca hedefime doğru şekilde ilerlememi sağlayan değerli Hocam Doç. Dr. Bahadır ALYAVUZ' a teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. ANALİTİK ÇÖZÜM.....	21
2.1. Basit Mesnetli Kirişte Çarpma Analizi	22
2.2. İki Ucu Ankastre Mesnetli Kirişte Çarpma Analizi.....	31
2.3. Konsol Kirişte Çarpma Analizi	33
3. HESAPLAMALI ÇÖZÜM.....	37
3.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi	38
3.2. Abaqus Sonlu Eleman Yazılımı	39
3.3. Basit Mesnetli Kirişte Çarpma Analizi için Abaqus Modeli.....	44
3.4. Yakınsama Çalışması.....	47
3.5. İki Ucu Ankastre Mesnetli Kirişte Çarpma Yükleme İçin Hesaplamalı Model	47
3.6. Konsol Kirişte Çarpma Yükleme İçin Hesaplamalı Model	50
3.7. Enerji Dengesi.....	42
4. ARDIL ÇARPMA ANALİZİ.....	55
4.1. Kirişe Orta Noktasından (A) Çarpma Durumunda Ardıl Çarpma Analizi	56

Sayfa

4.2. Kiriş B ve C Noktalarından Çarpma Durumunda Ardıl Çarpma Analizi.....	60
4.3. Enerji Dengesi.....	66
5. SONUÇ.....	69
6. ÖNERİLER.....	71
KAYNAKLAR.....	73
ÖZGEÇMİŞ.....	77



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Basit mesnetli kiriş ve kürenin kütleleri oranına bağlı ϕ_i değerleri	30
Çizelge 2.2. İki ucu ankastre mesnetli kiriş ve kürenin kütleleri oranına bağlı ϕ_i değerleri	32
Çizelge 2.3. Kiriş ve küre kütleleri oranı $M=9,549$ değeri için elde edilen ϕ_i kökleri ...	34
Çizelge 4.1. Ardıl çarpma analizinde kullanılan malzeme özellikleri	55
Çizelge 4.2. Kirişin orta noktasından (A) çarpma yüklemesi için kiriş ve küre kütleleri oranına bağlı ϕ_i değerleri	56
Çizelge 4.3. B ve C noktalarına çarpma durumunda kiriş ve küre kütleleri oranına bağlı ϕ_i değerleri	61

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Deney düzeneğinden görünüş.....	5
Şekil 1.2. Sonlu eleman modeli ve çarpma etkisine eşdeğer basınç yüklemesi	6
Şekil 1.3. a) 10 km/h hız ile çarpma durumu b) 20 km/h hız ile çarpma durumu	7
Şekil 1.4. Ağırlık düşürme düzeneği ve deney numunesi.....	11
Şekil 1.5. Sırasıyla çarpma ve sıfırlanma evresine ait sonlu eleman modelleri.....	12
Şekil 1.6. Beşinci çarpma testinden sonra deney elemanındaki kalıcı deformasyonlar a) deneysel model; b) sayısal simülasyon.....	12
Şekil 1.7. Eksenel yük altında kolon ve çarpan cismin sonlu eleman ağında görünüşü.	13
Şekil 1.8. CFRP miktarı ve çarpma hızının yanal yer değiştirme üzerinde etkisi	14
Şekil 1.9. Farklı çarpma noktalarında meydana gelen zamana bağlı yer değiştirmeler.	16
Şekil 1.10. Temas sürecindeki ardıl-çarpma hareketleri.....	17
Şekil 2.1. Merkezden çarpma durumunda probleme ait geometri	22
Şekil 2.2. Kiriş orta noktasındaki yer değiştirme hareketi.....	31
Şekil 2.3. İki ucu ankastre kirişe orta noktasından çarpma geometrisi.....	31
Şekil 2.4. Kiriş orta noktasında meydana gelen yer düşey değiştirme hareketi	33
Şekil 2.5. Konsol kirişte çarpma problemine ait geometri.....	33
Şekil 2.6. Kiriş ucunda meydana gelen zaman bağlı düşey yer değiştirme hareketi	35
Şekil 3.1. Modeli oluşturan çeşitli sonlu eleman geometrileri	39
Şekil 3.2. C3D8 elemanda a) tam integrasyon modeli, b) indirgenmiş integrasyon modeli	42
Şekil 3.3. Problemin çözümü için Abaqus/Explicit sonlu elemanlar programında kullanılan akış şeması.....	43
Şekil 3.4. 3 m/s başlangıç hızlı kürenin, basit mesnetli kirişe enine doğrultuda çarpması	44
Şekil 3.5. Kiriş ortasında meydana gelen yer değiştirme.....	45

Şekil	Sayfa
Şekil 3.6. Farklı T anlarında basit mesnetli kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler.....	46
Şekil 3.7. Kullanılan sonlu eleman boyutları için yakınsama testi	47
Şekil 3.8. Probleme ait sonlu eleman modeli	48
Şekil 3.9. Kiriş orta noktasındaki düşey yer değiştirme hareketleri	48
Şekil 3.10. Farklı T anlarında iki ucu ankastre mesnetli kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler	49
Şekil 3.11. Konsol kirişe serbest ucundan çarpma yüklemesine ait sonlu eleman modeli	50
Şekil 3.12. Kiriş ucundaki düşey yer değiştirme hareketleri	50
Şekil 3.13. Farklı T anlarında konsol mesnetli kirişteki yer değiştirmeler	51
Şekil 3.14. Basit mesnetli kirişe orta noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri	53
Şekil 3.15. İki ucu ankastre mesnetli kirişe orta noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri	54
Şekil 3.16. Konsol mesnetli kirişe serbest ucundan çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri	54
Şekil 4.1. Basit mesnetli kirişe merkezden çarpma yüklemesi	56
Şekil 4.2. Merkezden çarpma yüklemesi için deney düzeneği, kiriş ve küreye ait sonlu eleman modeli	57
Şekil 4.3. Merkezden çarpma durumunda kiriş ve küreye ait yer değiştirme hareketleri	58
Şekil 4.4. Merkezden çarpma durumunda farklı T anlarında kiriş ve küre hareketleri ..	59
Şekil 4.5. Kirişin uzunluğu boyunca herhangi bir noktasından çarpma yüklemesi	60
Şekil 4.6. B noktasından çarpma yüklemesi için oluşturulmuş sonlu eleman modeli	61
Şekil 4.7. C noktasından çarpma yüklemesi için oluşturulmuş sonlu eleman modeli	62
Şekil 4.8. B noktasından çarpma durumunda kiriş ve küreye ait yer değiştirme hareketleri	62
Şekil 4.9. C noktasından çarpma durumunda kiriş ve küreye ait yer değiştirme hareketleri	63

Şekil	Sayfa
Şekil 4.10. B noktasından çarpma yüklemesinde farklı T anlarında kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler.....	64
Şekil 4.11. C noktasından çarpma durumunda farklı T anlarında kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler.....	65
Şekil 4.12. Basit mesnetli kirişe orta noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri	67
Şekil 4.13. Kirişe B noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri	68
Şekil 4.14. Kirişe C noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri	68



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
a	Kiriş frekans sabiti
A	Kiriş enine kesit alanı
$\bar{a}$	$x = 0$ noktası ile çarpma noktası arasındaki mesafe
$\bar{b}$	Çarpma noktası ile $x = L$ noktası arasındaki mesafe
B	Kiriş genişliği
D	Kiriş yüksekliği
e	Geri sekme katsayısı
E	Young modülü
I	Kirişin x eksenine göre atalet momenti
g	Yer çekimi ivmesi
k	Basit mesnetli kirişin rijitliği
L	Kiriş uzunluğu
M	Kiriş ve küre kütleleri oranı
m_b	Kiriş kütlesi
m_s	Küre kütlesi
v_s	Kürenin başlanıç hızı
w	Kiriş orta noktasında oluşan düşey deplasman
w_i	Kiriş açıklığında herhangi bir yerde düşey deplasman
w_s	Statik deplasman
r	Kürenin yarı çapı
T	Kinetik enerji
V	Potansiyel enerji
Q	Temas kuvveti
x	Kiriş kartezyen koordinatı
ρ	Özkütle
Δt	Zaman aralığı
ν	Poisson oranı

Simgeler**Açıklamalar** η

Dinamik deplasman

 ω

Doğal dairesel frekans

 ξ

Frekansla orantılı katsayı

Kısaltmalar**Açıklamalar****CFRP**

Karbon fiber takviyeli polimer

C3D8R

İndirgenmiş lineer hekza hedral 8 noktalı kutu eleman

R3D3

Dört noktalı rijit eleman

SDOF

Tek serbestlik dereceli sistem

SEM

Sonlu elemanlar metodu

S4R

Dört noktalı kabuk eleman

1. GİRİŞ

Yirminci yüzyılın başlarından itibaren sanayi ve teknolojidaki gelişme ile birlikte mühendislik yapılarına olan ihtiyacın artması, birbirleriyle iç içe olan yapı, insan ve doğa arasında önemli bir dinamik etkileşim oluşturmuştur. Günümüzde bu etkileşim içinde birbirlerine çarpan cisimlerin dinamik davranışları inşaat, savunma ve otomotiv gibi sektörlerde üzerinde durulan konuların başında gelmektedir.

Mühendislik yapıları kullanım ömürleri boyunca statik ve dinamik yüklerin etkisinde kalırlar. Yaygın etkisi oldukça önemli olan deprem, yüksek yapılar için dikkate alınması gereken rüzgâr, bir fabrika içerisinde çalışan makinenin yarattığı titreşim gibi dinamik yükler ile düşük ve yüksek hızda çarpma etkileri önemli dinamik yükleme tipleridir. Köprü ayakları, üst geçit, elektrik direkleri, yol kenar bariyerlerine taşıt çarpması, askeri bir yapıda meydana gelen patlama, helikopter ve uçak gibi hava araçlarının iniş esnasında alana temasları, yamaç altına inşa edilen yapılara kaya düşmesi, uçak panellerine dolu tanesi veya alanda bulunan parçacıkların, küçük taşların çarpması gibi durumlar çeşitli çarpma yüklemelerine örnek olarak verilebilir. Bu yüklemelerin sonucunda yapılarda göçmeye kadar varan ve can kaybına neden olan hasarlar oluşabilir. Bu nedenle çarpma etkisine maruz kalan yapıların davranışı önemle üzerinde durulması gereken bir konudur.

Çarpma kavramı Galileo ve Newton ile başlamakta ve günümüze kadar önemli bir aşama kaydederek gelmektedir. 19 yy.'da Young, Cox, St.Venant gibi bilim insanları kırılganlığa enine doğrultuda çarpma ile ilgili çalışmalar yapmış, Hertz, yerel temas deformasyonları teorisini geliştirmiş ve Timoshenko bu teoriden yola çıkarak kırılganlıkta enine doğrultuda çarpma konusu üzerinde çalışmıştır [1]. Günümüzde araştırmacılar düşük hızda [2-3] ve yüksek hızda [4-6] çarpma çalışmalarıyla çelik ve betonarme gibi yapı malzemelerinin enine doğrultuda çarpma etkisi altındaki davranışını ortaya koymaya çalışmaktadır.

Bilgisayar ortamında olanakların teknoloji ile birlikte artmasıyla hesaplamalı yöntemler ve özellikle sonlu elemanlar yöntemi, çarpma etkisini incelemek için kullanılan önemli bir araç olmuştur. Doğrusal veya doğrusal olmayan modellerle gerçekçi sonuçlar elde edilebilmektedir. Çarpan ve çarpılan cisim arasında temas elemanlarının çözüme dâhil edilmesiyle daha gerçekçi çözümler elde edilmektedir.

Fiziksel anlamıyla çarpma mekanizmasının ana hatlarını ve bu mekanizmada yer alan terimleri kavramak adına golf oynayan bir sporcunun topa vuruş anı düşünülebilir. Bir golf sopasıyla topa vurulduğu anda cisim yüzeylerinin birbirlerine temasından itibaren cisimler bir süre birlikte hareket ederler. Çarpışma oldukça kısa sürelidir ve cisimlerin ağırlıklarına oranla büyük temas kuvvetleri oluşur. Deformasyon ve restitüsyon olarak isimlendirilebilecek iki aşama ile çarpışma süreci ifade edilebilir. Deformasyon aşaması sırasında temas kuvvetleri ve deformasyon itkisi oluşur ve bu aşama sonunda çarpışan cisimler ortak bir hıza ulaşır. Bu andan sonra restitüsyon aşaması olur. Bu aşamada yine temas kuvvetleri ve restitüsyon itkisi oluşur. Çarpışma sırasında oluşan kuvvetlerin büyüklüklerine ve çarpışan cisimlerin malzemesine bağlı olarak bu cisimler başlangıçtaki şekillerini alırlar veya kalıcı deformasyon oluşur.

Katı cisimler arasında gerçekleşen çarpışma sırasında oluşan temas kuvvetleri temas bölgesindeki yerel deformasyonların sonucudur. Yerel deformasyonlar ise cisimlerin göreceli hızlarına ve sertliklerine göre çeşitlilik göstermektedir. Örneğin düşük hızlı çarpmalarda oluşan gerilmeler sadece çarpma bölgesinde küçük deformasyonlara neden olurken, yüksek hızlı çarpmalarda temas bölgeleri ve yakınlarında plastik akmaya bağlı büyük şekil değiştirmeler veya kırılma, parçalanma ve delip geçme görülebilir [7].

Katı cisimlerde çarpma türüne göre farklı analitik yaklaşımlar gerektiren düşük hızlı çarpma etkisi sınıflandırılırken temas anında oluşan deformasyonlar, bu deformasyonların çarpışan cisimlerdeki dağılımı ve temas sürecini nasıl etkilediği üzerinde durulur. Katı cisimlerde genel olarak parçacık çarpması, rijit cisim çarpması, elastik cisimlerde enine doğrultuda çarpma ve elastik cisimlerde boyuna doğrultuda çarpma olmak üzere dört tip çarpışma analizi vardır [7].

Parçacık çarpışması sadece itkinin normal bileşeninin yer aldığı analitik bir yaklaşımdır. Burada cisimler pürüzsüz ve küresel tekil kütleler olarak kabul edilir. Temas kuvvetinin kaynağı belirli olmasa da, kuvvetli ve çok kısa süreli bir yükleme çeşidi olduğu düşünülür [7].

Rijit cisim çarpması, temas alanı kendilerine ait tüm boyutlardan daha küçük olan cisimlerde gerçekleşir. Temas yüzeylerinde oluşan gerilmeler dairesel uzaklığın artmasıyla hızlı bir şekilde azalır. Deformasyona ait enerji temas bölgesinde yoğunlaşmıştır. Şekil

değiştirmiş bu temas bölgesi kısa ve çok rijit bir yay gibi davranarak çarpma noktasında cisimlerin birbirlerinden ayrılmasını sağlar. Temas periyodu cisimlerin eşdeğer kütlesiyle orantılıdır [7].

Elastik cisimlerde enine doğrultuda çarpma, çarpışan cisimlerden en az bir tanesinin temas bölgesindeki gerilmelerden dolayı eğilmeye maruz kalması durumunda gerçekleşir. Temas süresini artıran bu eğilmeler, yerel deformasyonlara neden olarak enerji kaybına neden olurlar [7].

Elastik cisimlerde eksenel doğrultuda çarpma sırasında cisim içerisinde boyuna doğrultuda dalgalar oluşturur. Çarpma bölgesinden belirli bir mesafede bir mesnetlenme olduğu durumda eksenel doğrultuda ilerleyen dalgalar mesnetlerden yansıyarak dinamik analizi etkiler. Bu esnada geçen süreç temas periyodunu belirler. Bu süre rijit cisim çarpmasında geçen temas periyodundan daha kısa olabilir [7].

En az biri hareket halinde olan cisimlerin çarpışma anında deformasyon safhasında birbirlerine uyguladığı itki ile cisimler ayrılırken, restitüsyon safhasında, birbirlerine uyguladıkları itki arasında bir oran vardır. Geri sıçrama katsayısı (e) olarak bilinen bu oranın çarpışan cisimlerin hızlarının yanı sıra cisimlerin büyüklük ve şekillerine de bağlı olduğu deneysel olarak bulunmuştur. Bu katsayı 0 ve 1 arasında değerler alır. Katsayının bire eşit olması cisimlerin temas ve ayrılma anında birbirlerine uyguladıkları itkinin eşit olması anlamına gelir. Tam elastik çarpışma olarak adlandırılan bu durumda cisimler birbirlerinden ayrılarak hareket ederler. Bu çarpışma türünde sistemdeki momentum ve kinetik enerji korunmakla birlikte pratik hayatta tam elastik çarpma durumu gözlenmez. Geri sekme katsayısının sıfır olduğu durumda ise cisimleri birbirinden ayıracak itkinin sıfıra eşit olması söz konusudur. Plastik çarpma adı verilen bu durumda cisimler temas anından itibaren yapışarak birlikte hareket ederler. Plastik çarpmada momentum korunumu varken kinetik enerji korunmamaktadır. Başlangıç anında sistemde var olan kinetik enerjinin bir bölümü temas anından itibaren yerel deformasyonlara ve titreşimlerden kaynaklı ısı ve ses enerjisine dönüşür [8].

Tobe, basit mesnetli bir kirişe küre şeklindeki bir cismin enine doğrultuda çarpma probleminin ilk olarak Timoshenko [9] tarafından ele alındığını ve temas kuvveti için

doğrusal olmayan bir ifade elde edilerek sayısal integral ile çözüm yapıldığını ifade etmiştir [10].

Eringen, hazırladığı teknik raporda çeşitli mesnet koşullarına sahip kiriş ve plak gibi elemanlar için enine doğrultuda çarpma etkisi ile oluşacak yer değiştirmeleri ele almıştır. Hertz çarpma yasası ile temas kuvvetleri için yazılan doğrusal olmayan integral denklemini Genelleştirilmiş Galerkin Yöntemi ve Kolokasyon yöntemi ile çözmüştür. Daha sonra yapılacak hesapları kısaltmak için kullanılmak üzere çeşitli abaklar oluşturmuştur [10].

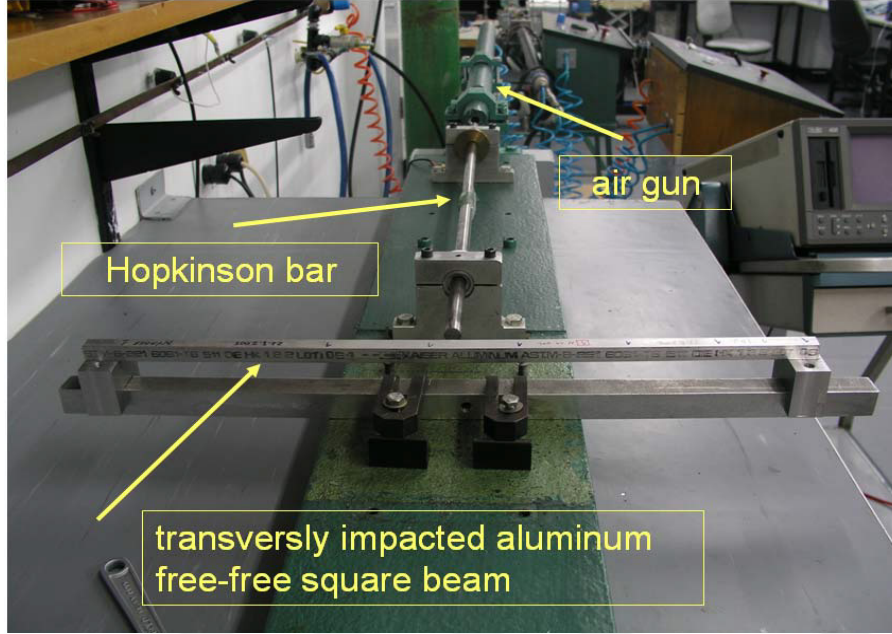
Tobe kendi çalışmasında ise, basit mesnetli kirişe küresel bir ağırlığın düşmesi problemi yerine silindirik bir cismin çarpma problemini ele almıştır. Problemin çözümünde Timoshenko'nun kullandığı adım-adım sayısal integral yöntemi ile Eringen'in [11] kullandığı kolokasyon yöntemini ayrı ayrı kullanarak çözüm yapmıştır [10].

Schwieger [12], Timoshenko'nun çalışmasındaki yer aldığı gibi iki farklı uzunluktaki uzun olarak nitelenen kirişlerde enine doğrultuda çarpma sonucunda oluşacak maksimum temas kuvvetlerinin aynı olduğunu belirtmektedir. Yazar, uzun kirişlerde enine doğrultuda çarpma sonucunda oluşacak maksimum çarpma yükünün maksimum gerilmenin olduğu andan sonra ulaştığına dikkat çekerek, oluşturduğu sadeleştirilmiş integral ifadelerinin çözümünü yapmıştır.

Ahmed ve diğerleri, çalışmalarında iki ucundan serbest kirişe tek noktadan ve iki noktadan çarpma yüklemesi uygulayarak elasto-plastik davranış analizi yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, çarpma anından itibaren kirişin ve çarpan cismin hareketinin üniform olmadığını göstermişlerdir. Çarpan cismin enerji kaybı, kirişin elastik deformasyonda sönümlendiği enerji ve katı cisim hareketi için sarf edeceği enerjiye eşittir. Geri sekme durumunda bu enerji kaybı artacaktır. Temas noktasından itibaren ilerleyen titreşim dalgalarıyla yansıyan dalgalar arasındaki etkileşimin kirişin son durumdaki deformasyonu belirlediğini gözlemlemişlerdir [13].

Dorogory ve Rittel [14] çalışmalarında kare kesitli alüminyum kirişlere uzunlukları boyunca farklı noktalardan çarpma uygulayarak deneysel ve sayısal analiz yapmışlardır. Çalışmalarının deneysel kısmında Hopkinson basınç çubuğu kullanılarak 4 adet kare kesitli iki ucu serbest kirişe farklı noktalarından çarpma uygulanmıştır. Hava tabancasının

ateşlenmesiyle silindirik kesitli Hopkinson çubuğu kirişe itme uygulamıştır. Deneyin mermi ya da küre gibi diğer düzeneklerle hazırlanmamasının nedeni bu şekilde hazırlanan düzenekte uygulanan kuvvetinin ve yer değiştirmenin tek bir parça olan basınç çubuğu üzerinde ölçülebilmesidir. Şekil 1.1’de deney düzeneği verilmiştir.

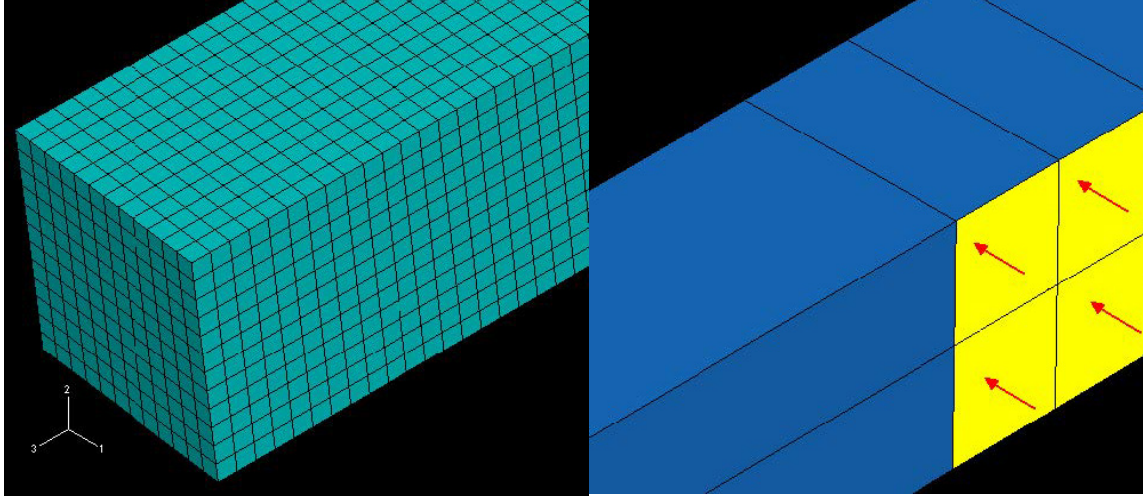


Şekil 1.1. Deney düzeneğinden görünüş [14]

Çalışmanın hesaplamalı kısmında bilineer izotropik elasto-plastik alüminyum malzeme özelliklerine sahip 71424 adet C3D8R elemandan oluşan sayısal model kullanılmıştır. Modeli oluşturan eleman boyutları yaklaşık 1 mm civarındadır.

Çarpma etkisi model üzerinde belirli bir bölgeye basınç yükü olarak etki ettirilmiştir. Rijit cisim ötelenmesi gerçekleşmesi için şekilde modelde mesnet şartları oluşturulmamıştır.

Şekil 1.2’de sonlu eleman modelinin mesnet bölgesi ve modele etki eden çarpma yüklemesi verilmiştir [14].



Şekil 1.2. Sonlu eleman modeli ve çarpma etkisine eşdeğer basınç yüklemesi [14]

Sonlu elemanlar analizinden edilen sonuçlar uzama ve eğilme durumlarında plastik deformasyonun gerçekleştiğini göstermiştir. Plastik şekil değiştirmenin büyüklüğü ve çarpma bölgesindeki dağılımı tüm deneylerde yaklaşık sonuçlar vererek çarpma noktasından itibaren gelişmiştir. Çalışmalarındaki sonuçlar kare kesitli alüminyum bir kirişe enine doğrultuda çarpma uygulanırsa plastik mafsallı çarpma bölgesinde oluşacağını göstermiştir. Bu mafsallı eğilmenin etkin olduğu eğilme-uzama etkisinin sonucudur. Çarpma yüklemesi kirişin orta noktasından uygulandığında serbest uçlara göre daha fazla plastik şekil değiştirme gerçekleşmiştir. Bu şekil değiştirme yüklemenin ilk zamanlarında sonlarına doğru daha yüksek seviyededir. Simetrik yüklemeye yüksek plastik enerji kaybı ve düşük kinetik enerji görülmektedir. Buna karşılık asimetrik yüklemeye bu durum tam tersinedir [14].

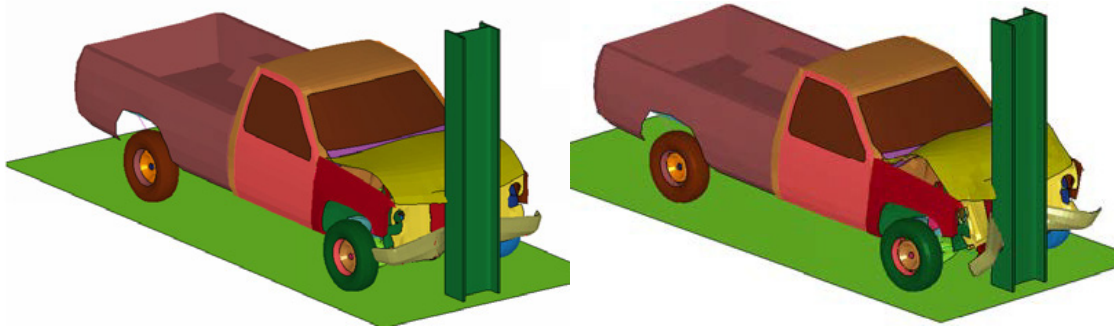
Pashah, Massenzio ve Jacquelin çalışmalarında çarpma esnasında yapıdaki davranışın öngörülebilmesi adına teorik ve sayısal çalışma yapılmıştır. Çalışmanın teorik kısmında elastik ve elasto-plastik malzeme modeli için düşük hızlı çarpma yüklemesinde baskın olan çarpma hızı, çarpan cismin rijitliği ve kütlesi gibi parametreler üzerinde ilişkiler kurmuşlardır. Çalışmanın hesaplamalı kısmında elastik ve elasto-plastik malzemeden teşkil edilmiş basit mesnetli kiriş ve bu kirişe enine doğrultuda çarpan küresel geometrilili mermi Abaqus/Explicit sonlu elemanlar programında modellenmiştir. Çalışmalarının düşük hızlı çarpmalarda yerel plastik deformasyonun çarpma sürecinde önemli rol oynamadığını ortaya koymuşlardır. Geliştirdikleri yöntemle, düşük hızlı çarpmanın kritik üst limit hız koşullarını belirlemişlerdir. Temas periyodu ve kirişin periyodu oranına bağlı olarak

çarpma sürecinin yay-kütle modeli ya da kirişin titreşimlerini de ele alan tam modelle analiz edilmesi gerekliliği çalışmanın bulguları arasındadır [15].

Ferrer ve diğerlerinin [16] çalışmasında, belirli özelliklere sahip çelik kolona farklı kütle ve hızları olan taşıtlar tarafından yapılan çarpma yüklemesine karşılık gelen eşdeğer statik yükü hesaplamak için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak araştırma yapılmıştır.

Yazarlar çalışmalarında H kesitli eksenel yüklü iki kolona statik ve dinamik yükleme modeli oluşturmuşlardır. Kolonlarda 4 katlı bir binanın zemin katında yer alıyormuş gibi eksenel yük ve moment yüklemesi oluşturulmuştur. Bu yükleme SAP2000 programı ile hesaplandığında kolonlara yaklaşık 343 ton eksenel yük ve 0,5 ton metre moment uygulanmıştır. Statik simülasyon ANSYS, dinamik simülasyon ise LSDYNA sonlu elemanlar paket programlarında oluşturulmuştur.

Taşıta sırasıyla 2,25 m/s ve 5,5 m/s hızları, 1800 ve 3000 kg ağırlık atanarak dört adet dinamik analiz yapılmıştır. 1800 kg ağırlığa sahip taşıtın belirli hızlarda kolonlarda çarpma simülasyonu Şekil 1.3'te verilmiştir [16].



Şekil 1.3. a) 10 km/h hız ile çarpma durumu b) 20 km/h hız ile çarpma durumu [16]

Çalışmadaki en önemli referans parametresinin çarpma doğrultusunda kolonda oluşacak maksimum yer değiştirme olduğu belirlenmiştir. Çalışmaları sonunda elde ettikleri önemli sonuçlardan bazıları aşağıda verilmiştir [16].

1800 kg ve 3000 kg ağırlığındaki taşıtların kolonlara 10 km/s hızla çarpma durumuna karşılık elde edilen eşdeğer statik yük 30 KN civarındadır. Bu değer EUROCODE1'de

verilen değerden oldukça düşüktür. Bu durumda EUROCODE1'in güvenli bölgede olduğu söylenebilir [16].

Çarpma taşıtın hızı çarpma yüklemesine eşdeğer olan statik kuvvetin tayininde oldukça etkindir. Bu nedenle aracın hızı belirli değilken eşdeğer statik kuvvete değer atamak gerçekçi bir yaklaşım değildir [16].

Thairy ve Wang çalışmalarında, yapılarda bulunan eksenel yüklü kolonlara araç çarpmasıyla ilgili Eurocode 1'de bulunan şartların yeterliliklerini değerlendirmişlerdir. Abaqus/Explicit sonlu eleman paket programı ile hesaplamalı adım gerçekleştirilmiştir. Sayısal model oluşturulurken kolonlarda C3D8R eleman tipi kullanılmıştır. Çarpma anında araç lineer yay modeli olarak tasarlanmıştır. Plastik burkulma neticesinde kolonun mekanizma durumuna geçerek göçmesi öngörülmektedir. Bu yöntemde kolonun göçme anında ortaya çıkan maksimum enerjinin araçta deformasyonun motor kısmına ulaşmasına kadar lineer olarak ilerleyeceği kabul edilmektedir. Araçta oluşacak maksimum deformasyon ise kolonun maksimum yanal mukavemet değerine göre belirlenmiştir. Yazarların çalışmaları sonucunda elde ettiği önemli bulgular aşağıda verilmiştir [17].

Kat adedi ondan düşük olan binalarda kullanılan ortalama boyutlu kolonların tasarımında Eurocode 1'in öngördüğü eşdeğer statik yük kabul edilebilir seviyededir. Kat adedinin ondan daha fazla olmasıyla kullanılan kolon boyutlarının artması 50 km/h ve üzeri hızlarda araç çarpmasına karşılık gelen eşdeğer statik yükün de oldukça artmasına neden olmuştur. Bu durumda Eurocode 1'de kabul edilen bazı değerlerin güvensiz tarafta kaldığı görülmüştür. Çarpma kuvvetinin bulunmasında Eurocode 1'in önerdiği kolon ya da araç rijitliklerinden birinin hesaba katılması yerine her ikisinin de hesaba katılması gerekmektedir [17].

Chen ve diğerlerinin çalışmasında, kusurlu yapıların dinamik davranışında kullanılan malzeme etkisini araştırmışlardır. Kusurlu bölgelerde ağ sıklığı artırılarak orta noktasında ve mesnet bölgesinde çatlak bulunduran kirişlerde çarpma modeli oluşturulmuş ve sayısal olarak analiz edilmiştir. Çalışmaları sonucunda önemli bulgular aşağıda verilmiştir [18].

Etkili gerilme ve deformasyonlar çatlak bölgelerinde oluşmuştur. Orta bölgesinde çatlak bulunduran model analizlerinde elde edilen gerilme ve deformasyonlar mesnet

bölgelerinde çatlak bulunduran modeldekilerden oldukça fazladır. Çatlak büyüme mesafesi belirli bir süreye kadar lineer artış göstermiştir. Sonrasında sabit bir değer etrafında dalgalanma göstererek devam etmiştir. Bu dalgalanmanın nedeni malzemenin elastisitesidir [18].

Thairy ve Wang çalışmasında patlama etkisi altındaki eksenel yüklü çelik kolonların tek serbestlik dereceli yöntem (SDOF) ile analizini yapmıştır. Önerdiği yöntem eksenel basınç altındaki kolonun yanal öteleme direncinin indirgenmesine dayalı quasi-statik bir yaklaşımdır. Geliştirilen yöntem geçerliliği, farklı patlama şiddetlerine maruz kalan çelikten üretilmiş çelik kolonların ABAQUS sonlu elemanlar paket programında lineer olmayan statik analizleri yapılarak test edilmiştir. Çalışma sonucunda kolona uygulanan eksenel kuvvetin artmasının kolonu göçmeye götürecek patlama şiddetinin azalmasına neden olduğu gibi önemli bir sonuç elde edilmiştir. Çalışma sonuçları uygulanan yöntemin enine doğrultuda çarpma etkisi altındaki çelik kolonların tepki ve göçme davranışlarını öngördüğünü ve bu metodun uygunluğunu doğrulamıştır [6].

Yılmaz [19] çalışmasında darbe yüküne maruz kalan betonarme kirişlerin davranışları üzerinde çalışma yapmıştır. Çalışmanın analitik kısmında düşük hızlı çarpma etkisi altında farklı mesnet koşullarına sahip kirişlere rijit plastik malzeme kabulüyle inceleme yapılmıştır. Momentumun korunumu ve enerji denklemlerine dayanan analitik çalışmada tam plastik çarpışma kabulüyle kiriş ortasına belirli yükseklikten ağırlık düşme durumu matematiksel olarak modellenmiştir. Kirişin teşkil edildiği malzemenin elastik ya da plastik olmasına bağlı olarak kirişe ait enerji sönümleme oranları elde edilmiştir. Analitik çalışmanın sonunda çarpma olayında elastik malzemeden oluşan kirişin plastik malzemeden oluşan kirişe göre daha fazla enerji sönümlediği görülmüştür.

Çalışmasının deneysel kısmında Yılmaz, serbest ağırlık düşürme deney düzeneğinde basit ve iki ucu ankastre 4 kirişin orta noktalarına farklı yüksekliklerden ağırlık düşürülmesiyle çarpma testi uygulamıştır. $75 \times 5 \times 5 \text{ cm}^3$ kesitlerindeki kirişler sadece çekme donatısı yerleştirilerek tasarlanmıştır. Kirişte kullanılan beton basınç dayanımı 14,4 MPa'dır. Çekme donatısının akma ve kopma dayanımları sırasıyla 420 MPa ve 520 MPa'dır. Deney sonuçlarına bakıldığında aynı mesnet koşullarına sahip kirişlerde ağırlığın düşürüldüğü yüksekliğin artması durumunda kiriş ortasında oluşacak yer değiştirme artmaktadır. Buna karşılık aynı yükseklikten ağırlık düşürülen deneylerde ise basit mesnetli kirişte iki

ucu ankastre kirişe göre daha fazla yer değiştirme oluşmaktadır. Deneysel çalışmadan elde edilen kiriş dönme açıları, teorik olarak elde edilen dönme açılarından farklıdır. Bu durumun nedeni kurulan deney düzeneğindeki koşulların teorik çalışmada kabul edilen durumları tam olarak yansıtmamasıdır [19].

Çalışmanın hesaplamalı kısmı, Ansys Explicit STR sonlu elemanlar paket programı ile modellenerek sayısal çalışma yapılmıştır. Sonlu eleman ağında kiriş, mesnetler ve ağırlık düşürme düzeneği yer almaktadır. Bu parçalar için kullanılan eleman tipi hekzahedron olup, donatılar beam (line) elemanla modellenmiştir. Hesaplamalı çalışmadan elde edilen ivme ve deplasman değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kirişlerin üzerindeki çatlak gelişimi bakımından deneysel ve hesaplamalı çalışma uyum içindedir [19].

Cho, Truong ve Shin [20] çalışmalarında oda sıcaklığındaki ve sıfırın altındaki sıcaklıklarda, enine çarpma etkisindeki iki ucu ankastre çelik kirişler üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. DH36 sınıfındaki çelik çubuktan teşkil edilmiş her iki ucu ankastre dört kirişin her birine beş adet ardışık çarpma testi uygulanmıştır. Çarpma testleri ağırlık düşürme düzeneğinde yapılmış ve her bir test sonunda kirişlerdeki kalıcı yer değiştirmeler ölçülmüştür. ABAQUS/Explicit sonlu elemanlar paket programından elde edilen simülasyonlarla deneysel çalışma sonuçları doğrulanmıştır.

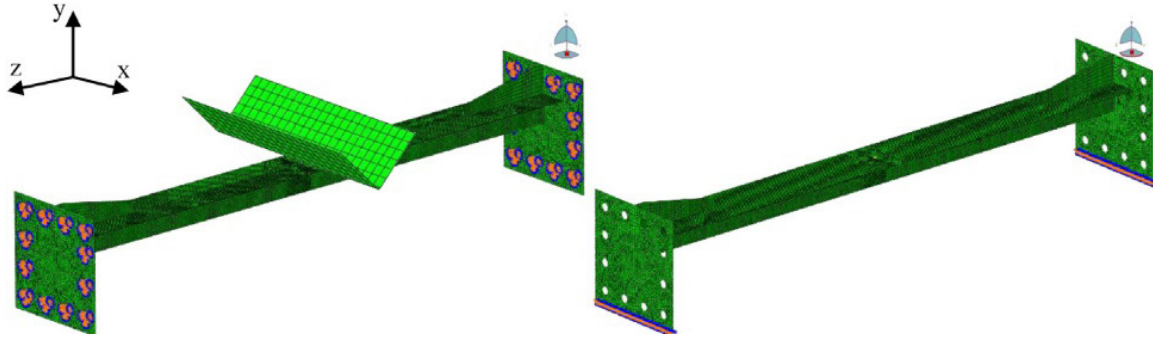
Çalışmalarının deneysel kısmında öncelikle deney numunelerinden 4 adet parça (A,B,C,D plakları) alınmış ve bu parçalara oda sıcaklığında ve -50°C sıcaklıkta çekme testi uygulanarak mekanik özellikleri elde edilmiştir. -50°C sıcaklıkta çekme testine tabi tutulan numunelerin oda sıcaklığındaki numunelere göre akma ve kopma dayanımları artmıştır. Şekil 1.4'te çalışmanın deneysel kısmında kullanılan ağırlık düşürme düzeneği verilmiştir [20].



Şekil 1.4. Ağırlık düşürme düzeneği ve deney numunesi [20]

RT-1 ve RT-2 kodlu kirişlere oda sıcaklığında, LT-1 ve LT-2 kirişlere ise -50°C 'de toplam beş adet ardışık çarpma testi yapılmıştır. RT-1 ve LT-1 kirişlerine 193,8 kg ağırlıktaki kütle 120,1 cm yükseklikten, RT-2 ve LT-2 kirişlerine ise 295,7 kg ağırlıktaki kütle 79,8 cm yükseklikten düşürülerek çarpma testleri gerçekleştirilmiştir. -50°C 'deki LT-1 kirişinde ilk üç çarpma testinin her birinde ölçülen kalıcı yer değiştirmelerin oda sıcaklığındaki RT-1 kirişinde ölçülen değerlerden yaklaşık %10 daha düşük çıktığı görülmüştür. Benzer durum RT-2 ve LT-2 kirişleri için de geçerlidir [20].

Çalışmanın hesaplamalı kısmında ABAQUS sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır. 18170 adet S4R eleman kullanılarak çalışmaya ait sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Analizde çarpma evresinin yanı sıra fiziksel modeldeki ikinci çarpma testine kadarki yükün kaldırılma sürecini de temsil eden sıfırlanma evresi oluşturularak aynı başlangıç hızıyla tekrarlı çarpma analizleri yapılmıştır. Hesaplamalı çözüm kısmında yaklaşım testi yaparak sonlu eleman ağında kullanılan eleman sayısının ve boyutunun uygunluğunu göstermişlerdir. Şekil 1.5'te deney düzeneği ve kirişi temsil eden sonlu eleman modeli verilmiştir [20].

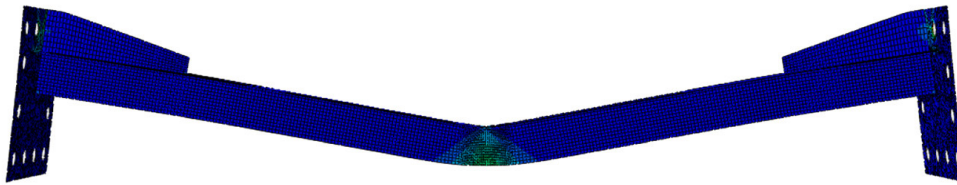


Şekil 1.5. Sırasıyla çarpma ve sıfırlanma evresine ait sonlu eleman modelleri [20]

Burada çarpma evresini temsil eden soldaki kiriş modelinde bıçak ağzı şeklindeki geometriye sahip çarpan cisim R3D4 eleman tipiyle modellenmiştir. Çarpma modelinde mesnetlerde tüm yer değiştirme ve dönme serbestlikleri tutuludur. Buna karşılık deforme olmuş deneysel modele gerçekçi bir yaklaşım için sıfırlanma evresinde modelin z ekseninde yer değiştirme ve x ekseninde dönme serbestlikleri kaldırılmıştır [20].



(a)



(b)

Şekil 1.6. Beşinci çarpma testinden sonra deney elemanındaki kalıcı deformasyonlar a) deneysel model; b) sayısal simülasyon [20]

Uygulanan çarpma sayısı arttıkça kalıcı deformasyonlarda görülen artışların sıcaklıktan bağımsız şekilde azaldığını göstermişlerdir. Çalışmalarının deneysel kısmının sonucunda oda sıcaklığındaki kirişlerin orta noktalarında görülen kalıcı yer değiştirmeler, diğer iki kirişten fazla çıkmıştır. Buna karşılık ardışık çarpma testi sayısı arttıkça kalıcı yer değiştirmeler sıcaklıktan bağımsız olarak azalmaktadır. Çarpan cismin geometrisine bağlı

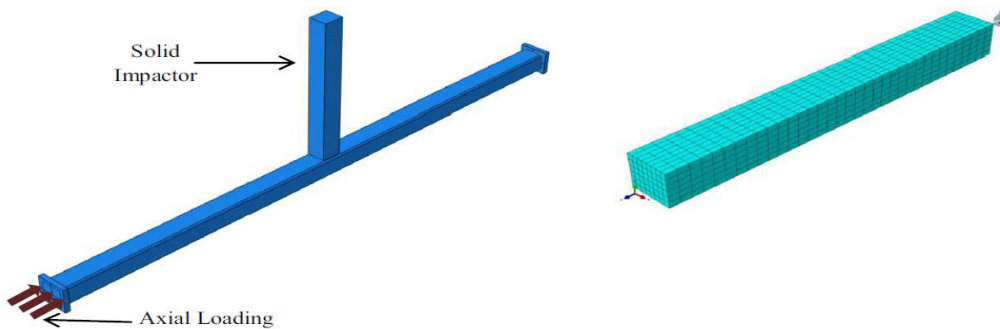
olarak plastik mafsalin oluştuğu çarpma noktasında ve mesnetlerde kalıcı deformasyonlar gözlenmiştir [20].

alışmalarının hesaplamalı kısım sonuçları deneysel sonuçlarıyla uyum içindedir. Buna ilave olarak sayısal kısım sonuçlarında çarpma sayısı arttıkça temas kuvvetinin arttığı buna karşın temas süresinin azaldığı yer almaktadır. alışmalarından elde ettikleri sonuçların kutup bölgelerinde buz kütlelerinin ardıl çarpmasına maruz kalan gemilerin tasarımında kullanılabileceğini öngörmüşlerdir [20].

Alam ve Fawzia çalışmalarında enine darbe yüklemesine maruz kalan güçlendirilmiş elik kolonlar üzerinde sayısal analiz yapmışlardır. alışmalarında öncelikle yanal çarpma simülasyonunu çeşitli parametreler kontrol altında tutularak ABAQUS/Explicit sonlu elemanlar paket programında gerçekleştirmişlerdir. Enine arpma etkisinin karbon fiber takviyeli plastik malzeme (CFRP) ile güçlendirilmiş kolonlar üzerinde etkisi hakkında yapılan deneysel çalışmaların yetersizliğinden oluşturulan sonlu elemanlar modelleri ve gerçekleştirilen analizlerin doğruluğu iki adımda sınanmıştır [21].

Çalışmanın ilk adımında, kullanılacak olan dinamik analiz yöntemi literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. İkinci adımda ise CFRP ile güçlendirilmiş elik kolon modellenmiş ve yine literatürde yer alan deneysel çalışmalarla modelin kullanılabilirliği doğrulanmıştır. Yazarlar bu doğrulamadan yola çıkarak dinamik çarpma analizlerinde bu modellemeyi kullanmışlardır [21].

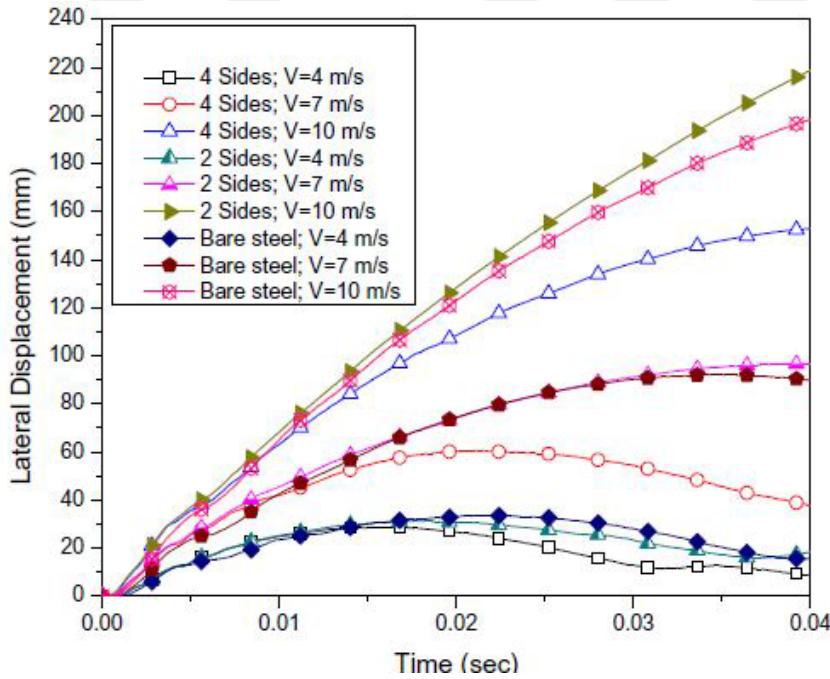
şekil 1.7’de eksenel yük etkisi altında kolon ve kolona çarpan cismin sonlu elemanlar modeli verilmiştir.



şekil 1.7. Eksenel yük altında kolon ve çarpan cismin sonlu eleman ağında görünüşü [21]

Kolonların mesnetlenme durumları, çarpma hızı, çarpan cismin kütlesi, uygulanan aksenal yükün büyüklüğü ve CFRP kullanım miktarı gibi parametreler göz önünde bulundurularak sayısal analizler yapılmıştır. Sonlu elemanlar analiz sonuçları literatürdeki çalışmalarla uyum içindedir [21].

Çarpan cisim kütlesi 170 kg'da sabit tutulurken çarpma hızları sırasıyla 4, 7 ve 10 m/s olarak değiştirilerek kontrol grubu kolonlarda ve güçlendirilmiş kolonlarda çarpma hızı etkisi araştırılmıştır. Şekil 1.8'de çarpma hızının yanal yer değiştirme üzerinde etkisi verilmiştir [21].



Şekil 1.8. CFRP miktarı ve çarpma hızının yanal yer değiştirme üzerinde etkisi [21]

Şekil 1.8'de görüldüğü gibi 4 tarafı güçlendirilmiş kolonlar 2 tarafı güçlendirilmiş ve kontrol grubu kolonlara göre daha az yer değiştirmiştir. 4 m/s hızda tüm kolonların deplasman profilleri benzer iken çarpma hızı 7 m/s'ye çıktığında iki tarafı güçlendirilmiş ve kontrol grubu kolonların davranışları örtüşmektedir. Bu durum yüksek çarpma hızında bu kolonların büyük yer değiştirmeye neden olan çarpma kuvvetine mukavemet gösteremeyecekleri anlamına gelebilir. 10 m/s hızda iki tarafı güçlendirilmiş kolon kontrol grubu kolona göre daha fazla yer değiştirmiştir. Bu durumun nedeni iki tarafı güçlendirilmiş kolonun güçlendirilmiş yüzeyleri yüksek değerde çarpma kuvveti karşılar.

Bu kuvvet güçlendirilmemiş yüzeylerde burkulmaya neden olur. Bu burkulma neticesinde çarpma bölgesinde büyük yer değiştirmeler görülebilir. Aynı kolon üzerinde CFRP şerit kalınlığı arttıkça kolonun yanal yer değiştirme direnci artmaktadır. Bu durum CFRP malzemesinin enerji yutma yeteneğini göstermektedir [21].

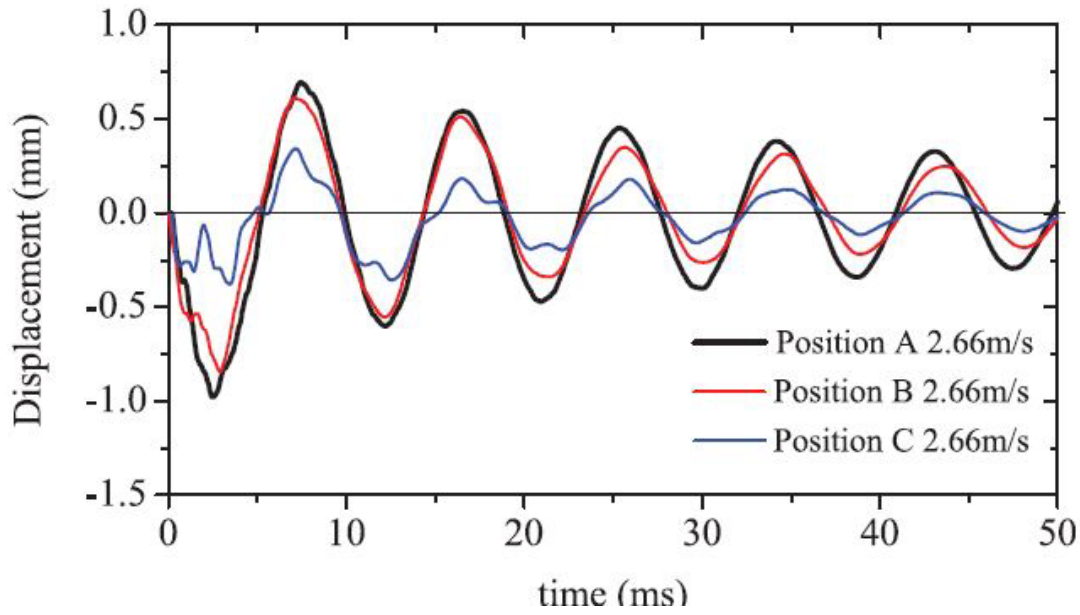
Wang ve diğerlerinin çalışmasında bir kürenin elasto-plastik kirişe çarpma yüklemesini teorik ve analitik olarak inceleyip, Hertz Temas Modeli ve literatürde en çok kullanılan diğer yedi adet temas modelin bu yükleme tipine uygunluğunu araştırmışlardır. Temas sırasındaki plastik deformasyon kontak kuvveti çentik derinliği ve temas modeli arasındaki ilişkiyi karmaşık hale getirir. Bu nedenle temas modellerindeki basitleştirilmiş yaklaşımlar hesaplamalarda oldukça kolaylık sağlayacaktır [22].

Yazarlar çalışmalarında temas kuvveti-çentik derinliği, geri sekme hızı-zaman eğrileri gibi ilişkiler arasında korelasyonlar kurarak deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarını göz önünde bulundurarak farklı temas modeller üzerinde kıyaslama yapmışlardır. Tüm deneysel çalışmalarında ardıl-çarpma olayı gerçekleşmiştir. Fakat teorik çalışmalarında geri sekme hızı negatif çıktığından ardıl-çarpmalar üzerinde durulmamıştır. Düşük hızlı çarpmalarda Hertz modelinin deneysel çalışmadan elde edilen temas süresi sonuçlarıyla örtüştüğü görülmektedir.

Çarpma yüklemesinden kaynaklanan toplam çentik derinliğinde Stronge ve MJG modellerinin uygun olduğuna değinilmiştir. Kürenin geri sekme hızı ve geri sekme katsayısı gibi parametrelerde ise temas modellerden elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlardan oldukça farklı çıkmıştır. Bu durum ardıl-çarpma olayından ve kaynaklanabilir. Temas modellerden elde edilen sonuçlarda yapının elastik deformasyonunun etkin rol oynamadığı, ilk temas anındaki çentik derinliği ve geri sekme anında oluşan temas eğrisindeki etkili yarıçapın ise belirleyici parametreler olduğu görülmüştür [22].

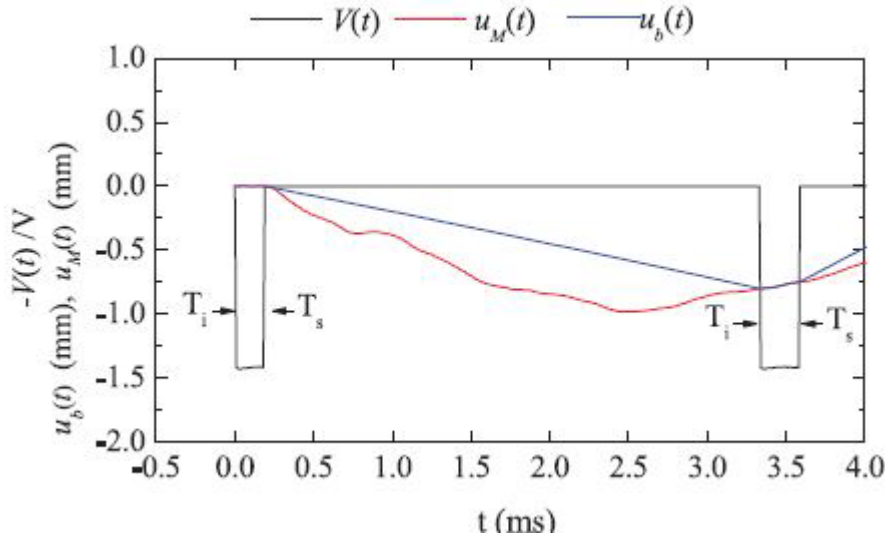
Qi ve Yin çalışmalarında, iki ucu tutulu elasto-plastik kirişe belirli referans noktalardan çelik bir kürenin çarpması teorik ve deneysel olarak analiz edilmiştir. Çalışmanın ana amacı çarpma sürecinde ilk temas anından itibaren meydana gelen ardıl çarpmaların nedenlerini ve bu ardıl çarpmalar üzerinde etkin olan parametreleri belirlemektir [23].

Deneyde kullanılan 780 mm uzunluğundaki kiriş merkezinden (A), merkezden 130 mm (B) ve merkez 260 mm (C) uzaklıktaki noktalardan 2,66 m/s hızla kürenin çarpması sonucu bahsi geçen noktalarda enine deplasmanlar lazer kamera ile ölçülürken, gerinim ölçerlerle kiriş üzerinde oluşan gerilme-zaman eğrileri, gerilme ve deplasman frekans spektrumları elde edilmiştir. Şekil 1.9'da 2,66 m/s hızla kürenin kiriş A,B ve C noktalarından çarpması durumunda temas noktalarında meydana gelen deplasmanların zamanla değişimi verilmiştir [23].



Şekil 1.9. Farklı çarpma noktalarında meydana gelen zamana bağlı yer değiştirmeler [23]

Çalışmalarının devamında kürenin kiriş ilk temas anından sonra çarpma doğrultusunda tekrar çarptığı ardışık çarpma hareketlerini incelemiştir. Sub-Impact olarak adlandırılan bu ardıl çarpmaları araştırırken ilk temas anında oluşan çentik derinliğinde, kürenin geri sekme yüksekliğinde ölçümler yapmışlardır. Kürenin kiriş 2,66 m/s hızla ortadan çarpması durumunda (A pozisyonu) bu devreden elde edilen ilk ardıl-çarpma davranışı şekil 1.10 'da verilmiştir [23].



Şekil 1.10. Temas sürecindeki ardıl-çarpma hareketleri [23]

Burada $u_m(t)$ ve $u_b(t)$ sırasıyla kiriş ve kürenin ölçümlenen yer değiştirme hareketleridir. $V(t)$ temas anında alt-çarpma devresi tarafından ölçülen impuls şiddetidir ve dikdörtgen şeklindedir. Bu impuls değeri ilk temas anında (T_i) aniden yükselmiş çarpma sürecinde sabit kalmış, kürenin geri sekme anında (T_s) ise sıfır değerini almıştır. Benzer şekilde 3,5 milisaniye dolaylarında kürenin kirişe ikinci teması gerçekleşmiş ve bu süreçte de dikdörtgen darbe görülmüştür [23].

Çalışmanın teorik kısmında yazarlar problemdeki geometrinin özelliklerine eşdeğer kütle, rijitlik ve Young Modülü formüllerini elde etmişlerdir. Tekil çarpma durumu için Hertz temas yasasında kullanılan modelden yola çıkarak, temas bölgelerinde sadece yerel elastik deformasyon olduğu varsayımı ile çarpma esnasındaki temas süresi parametresini belirlemişlerdir. Fakat elastik kiriş üzerinde ilk çarpmadan sonra başka bir ardıl çarpma olana kadar belirli bir titreşim hızı ve ivmelenme devam edecektir. Kirişteki bu titreşimlerden kaynaklanan global deformasyon ardıl-çarpma oluşumundaki en etkili parametredir. Çalışmadan elde edilen önemli bulgular aşağıda verilmiştir [23].

Kürenin kirişe çarpma hızı ve çarpma noktası ardıl-çarpma dağılımı üzerinde oldukça etkilidir. Elde edilen temas süresi formülasyonu merkezden çarpma durumu için geçerlidir. Kirişin titreşimindeki maksimum deplasman anında ikinci çarpma gerçekleşirse ardıl-çarpma olayı burada sonlanır. Titreşimdeki plato bölgesinde ikinci çarpma gerçekleşirse ardıl çarpmalar meydana gelecektir. Kirişin ikinci ya da daha sonraki merteye

titreşimlerinde ardıl çarpma titreşim platosunda gerçekleştiği anda ardıl çarpma sayısı artabilir ve bu çarpmalar sıklıkla gerçekleşecektir [23].

Qi ve Yin bir başka çalışmada, deneysel çalışmalarının [23] devamı olarak, LS-DYNA sonlu elemanlar paket programıyla lineer olmayan dinamik analiz sayısal çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında kullanılan malzemenin elastisite modülü, temas süresi, eşdeğer kütle, kürenin yarıçapı ve çarpma hızı gibi parametrelerin ardıl çarpma sürecindeki etkilerini araştırmışlardır. Yazarlar, kirişin geometrik özelliklerinin, kiriş ve kürenin kütleleri oranının ardıl-çarpma üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermişlerdir. 0,001-3,0 m/s aralığında aralığında yerel plastik deformasyonların ardıl çarpma sürecinde ihmal edilebilir olduğunu göstermişlerdir. Kirişin uzunluğu boyunca çarpma noktalarının değişiminin özellikle çarpma noktalarında oluşan temas kuvveti üzerinde etkili olduğu önemli bulguları arasındadır. Yazarlar küre ve kiriş arasındaki kütleler oranı, kirişin uzunluğu boyunca çarpma noktaları, kürenin başlangıç hızları gibi parametrelerle küreye ait geri sekme sabiti arasındaki ilişkiyi değerlendirmişlerdir. Ancak bu katsayı tekil çarpma durumunda kararlı iken ardıl-çarpma durumlarında düzensizlik göstermiştir [24].

Çalışmanın Kapsamı:

Yapılan çalışmalarda enine çarpma etkisine maruz kalan elasto-plastik çelik malzemeden teşkil edilmiş kiriş ya da kolonlarda meydana gelen dinamik deplasmanlar genellikle deneysel ve hesaplamalı olarak incelenmiştir. Fakat ele alınan problemlerin çok azında analitik çözümleme kullanılmıştır.

Bu çalışmada farklı malzeme ve mesnetlenme koşullarına sahip tek açıklıklı kirişlere referans noktalardan enine doğrultuda çarpma etkisiyle kirişlerde oluşacak zamana bağlı düşey yer değiştirme hareketleri probleme ait analitik çözüm [1] ve hesaplamalı çözüm kullanılarak elde edilmiştir. Çalışmanın hesaplamalı kısmında Abaqus/Explicit Sonlu Elemanlar Programı ile probleme ait sonlu elemanlar modelleri oluşturularak doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Analitik ve hesaplamalı çözümlerden elde edilen kirişe ait düşey yer değiştirme hareketleri karşılaştırılmıştır. Çalışmanın son kısmında ardıl-çarpma davranışı ile ilgili literatürde var olan deneysel bir çalışma [23], analitik ve hesaplamalı olarak ele alınmış, kiriş ve kürenin zamana bağlı yer değiştirme hareketleri elde edilmiştir. Ardıl çarpma davranışı incelenirken uzunluğu boyunca farklı

noktalarından enine doğrultuda çarpmaya maruz kalan basit mesnetli kirişin ve çarpan cismin ilk temas anından itibaren hareketlerini veren sonlu elemanlar çözümü ve kırışte meydana gelen düşey yer değıştirmeler için analitik çözüm yapılmıştır. Analitik ve hesaplamalı çözümden elde edilen sonuçlar, literatürde yer alan çalışma [23] ile uyum içindedir.





2. ANALİTİK ÇÖZÜM

Mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan yöntemler sağladıkları avantajlara göre çeşitli alanlarda farklılık göstermektedir. Bu yöntemlerden biri olan analitik çözüm yöntemi, birçok mühendislik biliminin nicel özelliklerinin doğru bir şekilde anlaşılmasında önemli bir rol oynamaktadır. Bu bağlamda analitik yöntemler deneysel ya da hesaplamalı yöntemleri destekleyerek tarihsel süreçte kapsamlı çalışmalar yapılmasına olanak sağlamıştır.

Günümüzde bazı mühendislik denklemlerinin deneysel parametreler içerdiği görülmektedir. Analitik çözümler, araştırmacıların bu parametreleri belirlemek ve anlamlandırmak için uygun başlangıç ve sınır şartları altında deneyler tasarlamasına ve yürütmesine izin verir. Bunun yanı sıra problemi formüle eden araştırmacıların, deneysel girdilerin sonuçlar üzerindeki etkisini gerçekçi bir şekilde anlamlandırmasına olanak tanır. Deneysel çalışmadan elde edilen verilerin doğrulanmasında ya da deney düzeneklerinin geliştirilmesine yardımcı olurlar.

Hesaplamalı alanda çalışan araştırmacılar yükleme çeşidi ya da geometrisi karmaşık problemler üzerinde hesaplamalı modeller oluşturarak çalışmalar yapmaktadır. Bu modelleri oluştururken, analitik yöntemlerin desteğiyle problemin doğasını ve problem üzerindeki fiziksel etkileri anlayarak daha gerçekçi yaklaşımlarda bulunabilirler. Ayrıca analitik çözüm, araştırmacılara hesaplamalı modelden elde edilen simülasyon çıktılarının doğa yasalarına uygun olup olmadığını gözlemlene imkanı vermektedir. Bu sayede hesaplamalı çalışma sürecinde kullanılan bilgisayar yazılım paketlerinin geliştirilmesine olanak sağlamaktadır.

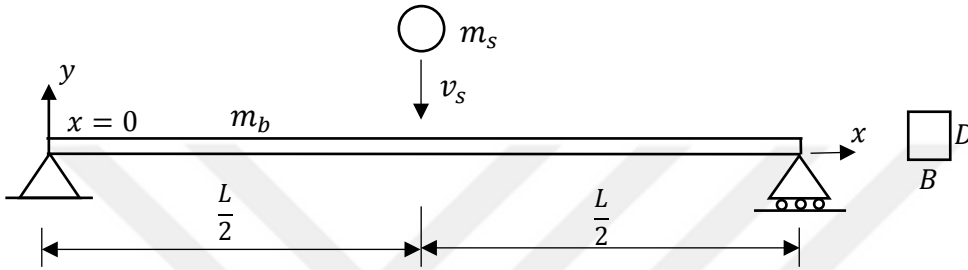
Bu tez çalışmasında araştırılan çarpma problemini fiziksel olarak anlamak ve çalışmanın bir kısmını oluşturan hesaplamalı yöntemin sonuçlarını desteklemek için analitik çözüm kullanılmıştır.

Çalışmanın analitik kısmında enine çarpmaya maruz kalan lineer elastik malzemeden teşkil edilmiş, aynı malzeme ve kesit özelliklerine sahip tek açıklıklı kirişlerde sırasıyla basit mesnetli kirişe orta noktasından çarpma yüklemesi, iki ucu ankastre mesnetli kirişe orta

noktasından çarpma yüklemesi ve konsol kirişe serbest ucundan çarpma yüklemesi için probleme ait analitik çözüm [1] kullanılacaktır.

2.1. Basit Mesnetli Kirişte Çarpma Analizi

Lineer elastik çelikten teşkil edilmiş olan L uzunluğundaki m_b kütleli, basit mesnetli kirişe belirli bir v_s hızıyla enine doğrultuda çarpan m_s kütleli küre Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Merkezden çarpma durumunda probleme ait geometri

Basit mesnetli kiriş için orta noktasından enine doğrultuda bir ağırlığın çarpması sonucunda oluşacak yer değiştirmeleri veren denklem Goldsmith tarafından ifade edilmiştir [1]. Burada ilgili formülasyon tekrar özetlenmektedir.

Kirişin ağırlığını da dikkate alan primitif yaklaşımda tamamen elastik olmayan çarpma durumu dikkate alınır. Bu durumda çarpan cisim ile kirişin belirli bir bölümü ilk temas anından sonra aynı hıza sahip olur. Bu ortak hız momentumun korunumu kanunu ile yazılır. Ayrıca, basit mesnetli kirişe orta noktasından enine doğrultuda çarpma yüklemesinde temas noktasında oluşan dinamik deplasman eğrisi ve statik deplasman eğrisi benzerlik gösterir. $x=c$ ve $f\langle L/2 \rangle = 1$ iken temas noktasındaki dinamik deplasman ifadesi Eş. 2.1’de verilmiştir.

$$w = w\langle c, t \rangle f\langle x \rangle = \eta\langle t \rangle f\langle x \rangle \quad (2.1)$$

Bu eşitlikte deplasman zamana bağlı bir fonksiyon ile konuma bağlı bir fonksiyonun çarpımı olarak ifade edilmiştir. Ele alınan geometride orta noktadan çarpma yüklemesi için w yer değiştirme ifadesi $x=0$ noktası ile kiriş orta noktası $L/2$ arasında Eş. 2.2 ile hesaplanabilir.

$$w = \eta \left\langle t \right\rangle \left[\frac{3L^2x - 4x^3}{L^3} \right] \quad (2.2)$$

Kiriş orta noktası ve $x=L$ noktası arasındaki yer değiştirme Eş. 2.3 ile hesaplanabilir.

$$w = \eta \left\langle t \right\rangle \left[\frac{4x^3 - 12Lx^2 - 9L^2x - 3L^3}{L^3} \right] \quad (2.3)$$

Kiriş geometrisi ve yükleme simetrisi göz önünde bulundurulursa kirişin sahip olduğu kinetik enerji aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$T = \frac{1}{2} \rho A \int_0^L \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx = \rho A \int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx \quad (2.4)$$

Kirişin kinetik enerjisi Eş. 2.3'ün Eş. 2.4'te yerine yazılmasıyla elde edilir.

$$T = \frac{17}{70} m_b \dot{\eta}^2 \quad (2.5)$$

Eş. 2.6'da kirişin sahip olduğu potansiyel enerji verilmiştir.

$$V = \frac{1}{2} EI \int_0^L \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx = EI \int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (2.6)$$

Eş. 2.3 ifadesi Eş. 2.6'da yerine yazılarak elde edilen kirişin sahip olduğu potansiyel enerji Eş. 2.7'de verilmiştir.

$$V = \frac{24EI\eta^2}{L^3} \quad (2.7)$$

Kinetik enerji T ve potansiyel enerji V ifadelerinin Lagrange hareket denkleminde yerine yazılmasıyla elde edilen temas kuvveti Q ifadesi Eş. 2.8'de verilmiştir.

$$Q = \frac{17}{35} m_b \ddot{\eta} + \frac{48EI}{L^3} \eta \quad (2.8)$$

Bu genel temas kuvveti ve kürenin hareket denklemi birleştirilirse aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir.

$$m_s g = \left[m_s + \frac{17}{35} m_b \right] \ddot{\eta} + k \eta \quad (2.9)$$

Buradaki k ifadesi kirişin enine doğrultuda bir birim deplasman yapması için gerekli statik kuvvete eşit olup, açılımı Eş. 2.10'da verilmiştir.

$$k = \frac{48EI}{L^3} \quad (2.10)$$

Eş. 2.9'da verilen diferansiyel denklemin çözümü için yazılacak başlangıç şartları

$$\dot{\eta}_o = \frac{m_s v_s}{m_s + \frac{17}{35} m_b}, \quad \eta_o = 0 \text{ 'dır.}$$

Bu diferansiyel denklemin çözümü ise aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\eta(t) = w \left\langle \frac{L}{2}, t \right\rangle = \frac{m_s g}{k} \left[1 - \cos \sqrt{\left(\frac{k}{m_s + \frac{17}{35} m_b} \right) t} \right] + \frac{m_s v_s}{\sqrt{k(m_s + \frac{17}{35} m_b)}} \sin \sqrt{\left(\frac{k}{m_s + \frac{17}{35} m_b} \right) t} \quad (2.11)$$

Kiriş orta noktasındaki dinamik deplasman ve statik deplasmanın oranı ise aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{w_m}{w_s} \left\langle \frac{L}{2} \right\rangle = 1 + \sqrt{1 + \frac{v_s^2 k}{m_s g^2 (1 + \frac{17}{35} M)}} \quad (2.12)$$

Eş. 2.12'de ifade edilen dinamik deplasman ile statik deplasman arasındaki bu bağıntı Cox Denklemi olarak bilinmektedir. Fakat bu bağıntı kirişteki gerilmeler ya da şekil değiştirmeler hakkında bilgi vermemektedir.

Çarpma noktasında oluşan zamana bağlı düşey yer değiştirme elde edilirken, kirişteki titreşimlerin göz önünde bulundurulduğu bir çözüm yapılacaksa, Eş. 2.13'te verilen zorlanmış titreşim denklemi kullanılmalıdır.

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = \bar{F} \langle c, t \rangle \quad (2.13)$$

Burada zamana bağlı $\bar{F} \langle c, t \rangle$ kuvveti temas noktasında küre tarafından kirişteki birim yer değiştirme için uygulanan itki kuvveti olduğundan denklemin sağ tarafında yazılmıştır. Küredeki titreşimler, temas deformasyonları ve kürenin kütesinden kaynaklanan statik deplasmanlar ihmal edildiğinde yer değiştirme, w , ifadesi serbest ve zorlanmış titreşimler için aşağıdaki gibi konuma bağlı bir fonksiyon ile zamana bağlı bir fonksiyonun çarpımı şeklinde yazılabilir.

$$w = \sum_{i=0}^{\infty} X_i \langle x \rangle q_i \langle t \rangle \quad (2.14)$$

Burada $X_i \langle x \rangle$ sınır koşullarınca yönetilen kiriş serbest titreşimlerinin dalgalarından biridir. $q_i \langle t \rangle$ değeri ise kirişin kinetik enerji ve potansiyel enerjisinin Lagrange hareket denkleminde yerine yazılmasıyla bulunur. Kirişin serbest titreşim diferansiyel denkleminde X_i ve q_i içeren yer değiştirme yerine yazılırsa ve kirişe uygulanan itki yerine sınır şartları yazılırsa, merkezden çarpma durumunda aranan zamana bağlı düşey yer değiştirme aşağıda verilen serbest titreşim denklemi ile elde edilebilir.

$$a^4 q_i \frac{\partial^4 X_i}{\partial x^4} + X_i \frac{\partial^2 q_i}{\partial t^2} = 0 \quad (2.15)$$

Burada a^4 ifadesi kiriş frekans sabiti olup açılımı Eş. 2.16'da verilmiştir.

$$a^4 = \frac{EI}{\rho A} \quad (2.16)$$

Eş. 2.15, kiriş frekans ifadesiyle (ω) orantılı keyfi bir ξ_i katsayısı ile düzenlenirse Eş. 2.17'deki halini alır.

$$\frac{X_i^{iv}}{X_i} = \xi_i^4 = -\frac{1}{a^4} \frac{\ddot{q}_i}{q_i} \quad (2.17)$$

Buradaki ξ_i teriminin açılımı Eş. 2.18'de verilmiştir.

$$\xi_i^2 a^2 = \omega_i \quad (2.18)$$

Bu durumda Eş. 2.17 ifadesinin genel çözümü Eş. 2.19'da verilmiştir.

$$w(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} (A_i \sin \xi_i x + B_i \cos \xi_i x + C_i \sinh \xi_i x + D_i \cosh \xi_i x) (E_i \sin \omega_i t + F_i \cos \omega_i t) \quad (2.19)$$

Eş. 2.19 ifadesi Eş. 2.17 denkleminin her ξ_i çözümü için hesaplanan i terimlerinin toplamıdır. A_i, B_i, C_i, D_i sınır koşullarından elde edilen sabitlerken, E_i ve F_i başlangıç koşullarından edilen sabitlerdir.

L uzunluğundaki kirişe orta noktasından enine çarpma durumu için sınır koşulları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$w(0,t) = 0 \quad ; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(0,t) = 0 \quad ; \quad \frac{\partial w}{\partial x}\left(\frac{1}{2}L,t\right) = 0 \quad ;$$

$$w(L,t) = 0 \quad ; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(L,t) = 0 \quad ; \quad \frac{\partial w}{\partial x}\left(\frac{1}{2}L,t\right) = 0 \quad ;$$

Verilen sınır şartları kullanılarak çarpma noktasındaki kiriş kesme kuvveti ve küre tarafından uygulanan itki kuvveti arasında elde edilen ilişki Eş. 2.20'de verilmiştir.

$$EI \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \left\langle \frac{1}{2}L, t \right\rangle = \frac{1}{2} m_s \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \left\langle \frac{1}{2}L, t \right\rangle \quad (2.20)$$

Eş. 2.20'ye ait sınır şartları Eş. 2.19'da yerine yazıldığında ;

$B_i = D_i = 0$ ve $C_i = -A_i(\cos \frac{1}{2} \xi_i L) / (\cosh \frac{1}{2} \xi_i L)$ katsayıları elde edilebilir.

Başlangıç anındaki $w(x,0) = 0$ ve $F_i = 0$ değerleri de Eş. 2.19'da yerine yazıldığında elde edilen yer değiştirme ifadesi Eş. 2.21'de verilmiştir.

$$w(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{a^2 \xi_i^2} G_i X_i \sin \xi_i^2 a^2 t \quad (2.21)$$

Burada G_i ifadesinin açılımı Eş. 2.22'de verilmiştir.

$$G_i = \xi_i^2 a^2 E_i A_i \cos \frac{1}{2} \xi_i L \quad (2.22)$$

Eş. 2.21'deki X_i ifadesinin açılımı ise Eş. 2.23'te verilmiştir.

$$X_i = \frac{\sin \xi_i x}{\cos \frac{1}{2} \xi_i L} - \frac{\sinh \xi_i x}{\cosh \frac{1}{2} \xi_i L} \quad (2.23)$$

Eş. 2.21 ifadesinin Eş. 2.20 denkleminin sağ tarafında yazılmasıyla elde edilen karakteristik ξ_i ifadesi Eş. 2.24'te verilmiştir.

$$\frac{1}{2} \xi_i L \left(\tan \frac{1}{2} \xi_i L - \tanh \frac{1}{2} \xi_i L \right) = 2 \frac{m_b}{m_s} = 2M \quad (2.24)$$

Karakteristik ξ_i ifadesine eşdeğer olan ϕ_i teriminin açılımı Eş. 2.25'te verilmiştir.

$$\phi_i = \frac{1}{2} \xi_i L \quad (2.25)$$

Bu durumda Eş. 2.24, ϕ_i ifadesine bağlı olarak Eş. 2.26 ifadesiyle gösterilebilir.

$$\phi_i (\tan \phi_i - \tanh \phi_i) = 2M \quad (2.26)$$

Eş. 2.22’de verilen G_i ifadesi kürenin uyguladığı itki kuvveti yerine yazılabilecek kirişin uygun başlangıç hızını ihtiva eder. Kürenin başlangıç hızı v_s ’ye çok yakın bir hızın kirişte temas noktası altındaki sonsuz küçük bir kesite uygulandığı dikkate alınırsa bu sonsuz küçük kesitin ve kürenin başlangıç momentumların eşitliği Eş. 2.27’de verilmiştir.

$$\int \frac{dw}{dt}(x,0)d\bar{Q} = m_s v_s \quad (2.27)$$

Burada $d\bar{Q}$ kiriş ve kürenin toplam kütesine göre integral alınacağını göstermektedir. Bu işlem Eş. 2.28’de gösterilmiştir.

$$\frac{dw}{dt}\langle x,0 \rangle = \sum_{i=1}^{\infty} G_i X_i \equiv \psi\langle x \rangle \quad (2.28)$$

Eş. 2.28’in her iki tarafı X_j ile çarpılırsa Eş. 2.29 elde edilir.

$$\sum_{i=1}^{\infty} G_i X_i X_j \equiv \psi\langle x \rangle X_j \quad (2.29)$$

Eş. 2.29’un her iki tarafı m_s ile çarpılıp, kirişin orta noktası $x = \frac{1}{2}L$ ’de $dm_b = \frac{m_b}{L}dx$ ’e göre integral alınırsa Eş. 2.30 elde edilir.

$$\sum_{i=1}^{\infty} G_i \frac{2m_b}{L} \left(\int_0^{\frac{L}{2}} X_i X_j dx + m_s X_i \left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle X_j \left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle \right) = \frac{2m_b}{L} \int_0^{\frac{L}{2}} X_i \psi\langle x \rangle dx + m_s X_j \left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle \psi\left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle \quad (2.30)$$

Eş. 2.30’da, Eş. 2.27’de ifade edilen toplam kütleyle göre integral alma işlemi yapılabilir. Bu durumda $i \neq j$ iken Eş. 2.30’un sol tarafı düzenlenip G_i terimi yalnız bırakılırsa Eş. 2.31 elde edilir.

$$G_i = \frac{\frac{2m_b}{L} \int_0^{\frac{L}{2}} X_i \psi\langle x \rangle dx + m_s X_i \left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle \psi\left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle}{\frac{2m_b}{L} \int_0^{\frac{L}{2}} X_i^2 dx + m_s X_i^2 \left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle} \quad (2.31)$$

Başlangıç koşullarına ait;

$$t = 0 \quad ; \quad x \neq \frac{1}{2}L \quad \Rightarrow \quad \frac{dw}{dt} = 0$$

$$t = 0 \quad ; \quad x = \frac{1}{2}L \quad \Rightarrow \quad \frac{dw}{dt} = v_s$$

sınır şartları Eş. 2.31’de yerine yazılırsa Eş. 2.32 elde edilebilir.

$$G_i = \frac{m_s v_s X_i \left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle}{\frac{2m_b}{L} \int_0^{\frac{L}{2}} X_i^2 dx + m_s X_i \left\langle \frac{1}{2}L \right\rangle} = \frac{4v_s}{\phi_i \left(\frac{1}{\cos^2 \phi_i} - \frac{1}{\cosh^2 \phi_i} \right) + \frac{2M}{\phi_i}} \quad (2.32)$$

Eş. 2.32 ifadesi, Eş. 2.21’de yerine yazılırsa basit mesnetli prizmatik bir kirişe enine doğrultuda merkezden çarpma durumunda, kiriş orta noktasında zamana bağlı oluşacak düşey yer değiştirmeleri (w) veren denklem Eş. 2.33’te verilmiştir.

$$w = \frac{L^2 v_s}{a^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\phi_i^3} \frac{\frac{\sin \frac{2\phi_i x}{L}}{\cos \phi_i} - \frac{\sinh \frac{2\phi_i x}{L}}{\cosh \phi_i}}{\frac{1}{\cos^2 \phi_i} - \frac{1}{\cosh^2 \phi_i} + \frac{2M}{\phi_i^2}} \sin \frac{4\phi_i^2 a^2 t}{L^2} \quad (2.33)$$

Eş. 2.33’te yer alan ϕ_i terimi kiriş ve kürenin kütleleri (M) oranının Eş. 2.26’da yerine yazılmasıyla bulunabilir. Kiriş frekans sabiti a^2 ifadesi ise Eş. 2.34 ile elde edilir.

$$a^2 = \left(\frac{E_b I_{b,x}}{\rho A_b} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.34)$$

Açıklığının orta noktasından enine doğrultuda çarpma yüklemesine maruz kalan basit mesnetli kirişin genişliği $B=0,01\text{m}$, yüksekliği $D=0,01\text{m}$ olup, uzunluğu $L=0,4\text{ m}$ ’dir. Kiriş ve kürenin malzeme elastisite modülü $E=200\text{ GPa}$ yoğunluğu $\rho=7850\text{ kg/m}^3$ ’tür. Kürenin yarıçapı $r=0,01\text{ m}$ olup, çarpma hızı $v_s=3\text{ m/s}$ ’dir.

Kirişin kütlesi $m_b = LBD\rho = 0,4 \times 0,01 \times 0,01 \times 7850 = 0,314 \text{ kg}$

Kürenin kütlesi $m_s = \frac{4}{3}\pi r^3 \rho = \frac{4}{3} \times \pi \times 0,01^3 \times 7850 = 0,0329 \text{ kg}$

Kiriş ve kürenin kütleleri oranı $M=9,549$ değeri Eş. 2.26'da yerine yazılarak denklemin ilk on kökü bulunmuştur. İlk on kökten sonraki köklerin yer değiştirme denkleminde (Eş. 2.33) elde edilen sonuçlarda kayda değer bir farklılık oluşturmamışlarından bu kökler hesaba katılmamıştır.

Çizelge 2.1. Basit mesnetli kiriş ve kürenin kütleleri oranına bağlı ϕ_i değerleri

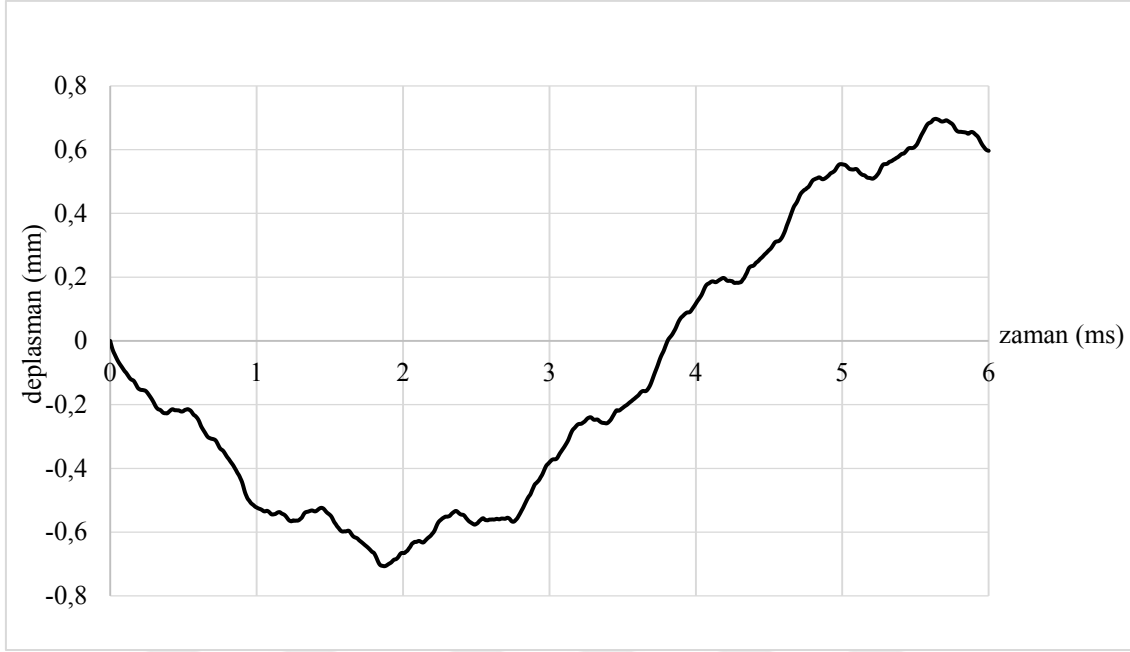
ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_5	ϕ_6	ϕ_7	ϕ_8	ϕ_9	ϕ_{10}
1,4978	4,5232	7,57724	10,65177	13,74089	16,841	19,9481	23,0614	26,17932	29,302

Eş. 2.33'teki a^2 ifadesi, ele alınan kirişin mekanik özelliklerinin Eş. 2.34'te yerine yazılmasıyla bulunur.

$$a^2 = \left(\frac{E_b I}{\rho A_b} \right)^{\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{2^{11} \times 8,333^{-10}}{7850 \times 10^{-5}}} = 14,571 \text{ olarak elde edilir. Burada } A_b \text{ kirişin enine kesit}$$

alanıdır. I terimi ise kirişin x eksenine göre atalet momentidir.

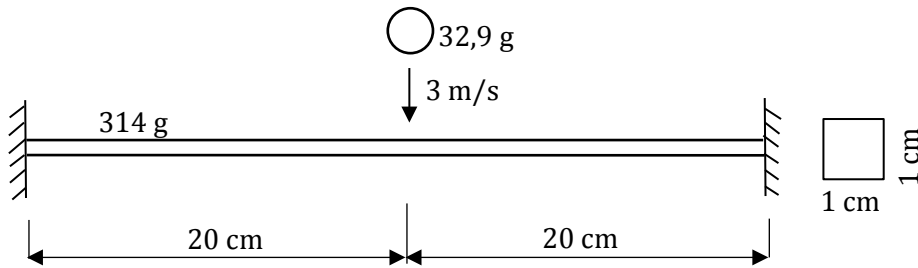
Yer değiştirme denklemi (Eş. 2.33) çalıştırılırken zaman aralığı $\Delta t=10^{-5}$ saniye seçilmiş, w yer değiştirme hareketi çarpma anından itibaren $t=6$ milisaniye için elde edilmiştir. Şekil. 2.2'de temas noktasında oluşan yer değiştirme verilmiştir.



Şekil 2.2. Kiriş orta noktasındaki yer değiştirme hareketi

2.2. İki Ucu Ankastre Mesnetli Kirişte Çarpma Analizi

Bu bölümde, iki ucu ankastre mesnetli kirişe orta noktasından kiriş eksenine düşey doğrultuda çarpma yüklemesi analizi ele alınmıştır. Lineer elastik malzemeden teşkil edilmiş 40 cm uzunluğundaki 314 g kütleli, iki ucu ankastre mesnetli kirişe 3 m/s hızla enine doğrultuda çarpan 32,9 g kütleli küre Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3. İki ucu ankastre mesnetli kirişe orta noktasından çarpma yüklemesi

İki ucu ankastre mesnetli kirişe orta noktasından çarpma durumunda temas noktasındaki yer değiştirme ifadesi Eş. 2.35'te verilmiştir [1].

$$w = \frac{L^2 v_s}{2a^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\phi_i^2} \left[\frac{(1 - \cos \phi_i \cosh \phi_i)(\cos \phi_i - \cosh \phi_i)(\sin \phi_i + \sinh \phi_i)}{(1 - \cos \phi_i \cosh \phi_i)^2 + M(\cos \phi_i - \cosh \phi_i)^2} \right] \times$$

$$\left[\frac{\sinh \frac{2\phi_i x}{L} - \sin \frac{2\phi_i x}{L}}{\cosh \phi_i - \cos \phi_i} - \frac{\cosh \frac{2\phi_i x}{L} - \cos \frac{2\phi_i x}{L}}{\sinh \phi_i + \sin \phi_i} \right] \sin \frac{4\phi_i^2 a^2 t}{L^2} \quad (2.35)$$

Eş. 2.35'te yer alan ϕ_i terimleri, kiriş ve kürenin kütleleri oranı M ifadesinin Eş. 2.36'da yerine yazılmasıyla bulunur.

$$M = \frac{\phi_i(1 - \cos \phi_i \cosh \phi_i)}{\sin \phi_i \cosh \phi_i + \cos \phi_i \sinh \phi_i} \quad (2.36)$$

Eş. 2.36'da yer alan M ifadesi kiriş ve kürenin kütleleri oranı olup Eş. 2.37 ile elde edilir.

$$M = \frac{M_b}{M_s} \quad (2.37)$$

Eş. 2.35'te yer alan a^2 terimi kirişin mekanik özelliklerinin Eş. 2.38'te yerine yazılmasıyla elde edilir.

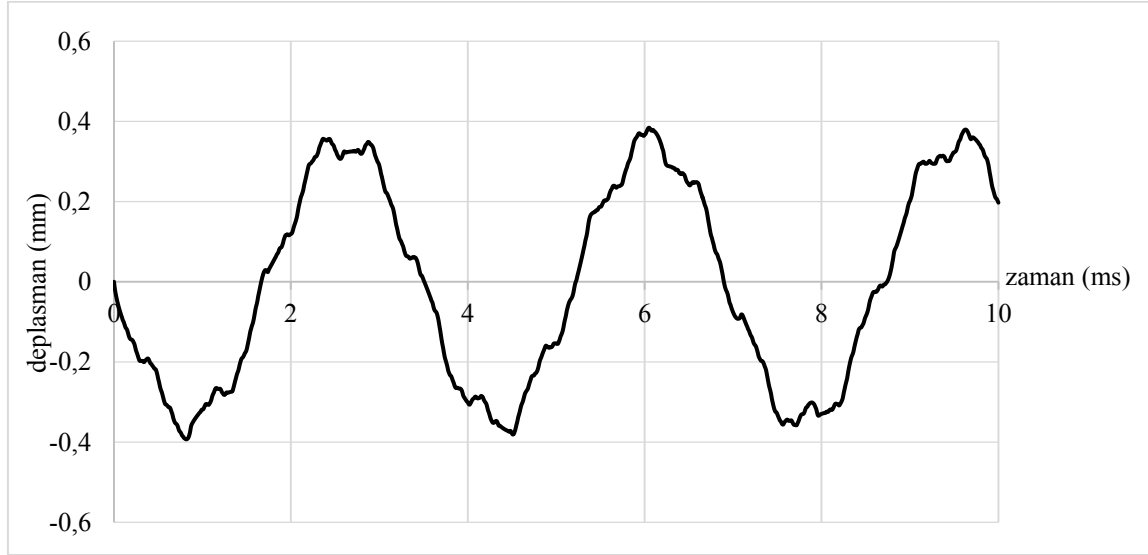
$$a^2 = \left(\frac{E_b I}{\rho A_b} \right)^{\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{2^{11} \times 8,333^{-10}}{7850 \times 10^{-5}}} = 14,571 \quad (2.38)$$

$M=9,549$ değeri Eş. 2.36'da yerine yazılarak, w , yer değiştirme denkleminde (Eş. 2.35) baskın rol oynayan ilk on ϕ_i kökü Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Çizelge 2.2. İki ucu ankastre mesnetli kiriş ve kürenin kütleleri oranına bağlı ϕ_i değerleri

ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_5	ϕ_6	ϕ_7	ϕ_8	ϕ_9	ϕ_{10}
2,2296	5,2873	8,3440	11,423	14,515	17,617	20,726	23,841	26,959	30,081

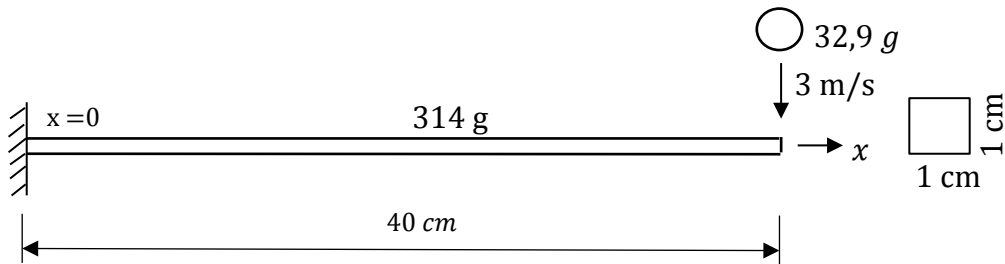
Çizelge 2.2’de verilen ϕ_i kökleri $\Delta t=10^{-5}$ saniye zaman aralıklarıyla Eş. 2.35’te işleme alınarak $t=10$ milisaniye için temas noktasında elde edilen yer değiştirme hareketi Şekil 2.4’te verilmiştir.



Şekil 2.4. Kiriş orta noktasında meydana gelen düşey yer değiştirme hareketi

2.3. Konsol Kirişte Çarpma Analizi

$L=40$ cm uzunluğundaki $m_b=314$ g kütleli konsol kirişin serbest ucuna $m_s=32,9$ g kütleli kürenin enine doğrultuda $v_s=3$ m/s hızla çarpması durumuna eşdeğer geometri Şekil 2.5’te verilmiştir.



Şekil 2.5. Konsol kirişte çarpma problemine ait geometri

Şekil 2.5’te verilen çarpma geometrisinde temas noktasına ait düşey yer değiştirme hareketi Eş. 2.39 ile elde edilmiştir [1].

$$w = \frac{L^2 v_s}{a^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\phi_i^2} \left[\frac{(\sin \phi_i \cosh \phi_i - \cos \phi_i \sinh \phi_i)(\sin \phi_i + \sinh \phi_i)(\cos \phi_i + \cosh \phi_i)}{(\sin \phi_i \cosh \phi_i - \cos \phi_i \sinh \phi_i)^2 + M(\sin \phi_i - \sinh \phi_i)^2} \right] \times$$

$$\left[\frac{\cosh \frac{\phi_i x}{L} - \cos \frac{\phi_i x}{L}}{\cosh \phi_i + \cos \phi_i} - \frac{\sinh \frac{\phi_i x}{L} - \sin \frac{\phi_i x}{L}}{\sinh \phi_i + \sin \phi_i} \right] \sin \frac{4\phi_i^2 a^2 t}{L^2} \quad (2.39)$$

Eş. 2.39'da yer alan ϕ_i terimleri kiriş ve kürenin kütleleri oranı M ifadesinin Eş. 2.40'ta yerine yazılmasıyla bulunur.

$$M = \frac{\phi_i(\sin \phi_i \cosh \phi_i - \cos \phi_i \sinh \phi_i)}{1 + \cos \phi_i \cosh \phi_i} \quad (2.40)$$

Ayrıca Eş. 2.39'da yer alan kiriş frekans sabiti (a^2) aşağıdaki gibi hesaplanır.

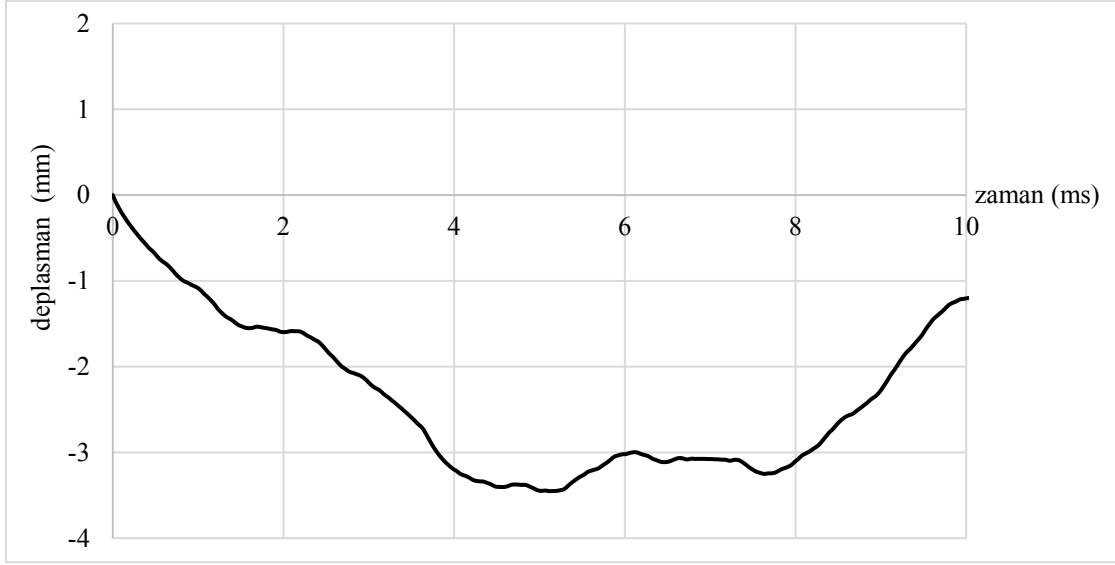
$$a^2 = \left(\frac{E_b I_{b,x}}{\rho A_b} \right)^{\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{2^{11} \times 8,333^{-10}}{7850 \times 10^{-5}}} = 14,571 \quad (2.41)$$

Kiriş ve kürenin kütleleri oranı M ifadesinin ve kiriş frekans sabiti a^2 değerinin Eş. 2.40'ta yerine yazılmasıyla elde edilen ϕ_i değerleri Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Çizelge 2.3. Kiriş ve küre kütleleri oranı $M=9,549$ değeri için elde edilen ϕ_i kökleri

ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_5	ϕ_6	ϕ_7	ϕ_8	ϕ_9	ϕ_{10}
1,7169	4,3910	7,4418	10,5129	13,6059	16,7120	19,8266	22,9471	26,0717	29,1993

Kiriş frekans sabiti a^2 ifadesi ve ϕ_i köklerinin Eş. 2.39'da yerine yazılmasıyla kiriş serbest ucunda meydana gelen düşey yer değiştirme hareketi Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6. Kiriş ucunda meydana gelen zaman bağlı düşey yer değiştirme hareketi



3. HESAPLAMALI ÇÖZÜM

Mühendislik uygulamalarında ele alınan problemlere ait yükleme tiplerinin, geometrilerin ya da sınır şartlarının karmaşıklığı, bu problemlere ait analitik çözümleri neredeyse imkânsız hale getirmektedir. Bazı durumlarda kapalı çözümler elde edilebilse de hesaplamaların sonunda ortaya çıkan integrallerin alınması oldukça zordur. Teknolojideki gelişmeler özellikle bu anlamda hesaplamalı mekanik alanına önemli katkılar sağlamıştır. Bilgisayar ortamındaki grafik ve işlemci gücü sayesinde üzerinde çalışılan problemlerin çözümü için gerekli sürenin kısalmasıyla birlikte, analiz çıktıları sayesinde tasarlanacak olan yapının mekanik davranışlarını öngörülelebilmektedir. Bu sayede hesaplamalı çalışmalar kullanıcıya zaman ve maliyet gibi önemli parametreler üzerinde avantajlar sağlamaktadır. Fakat problemin doğru tanımlanması, sınır şartları ve yükleme tipi gibi parametreler gerçekçi olmazsa hesaplamalı çalışmanın sonucunda ciddi hatalar çıkacaktır.

Hesaplamalı mekanikte fiziksel bir problem ele alındığında öncelikle idealleştirme yapılarak matematiksel model tanımlanır. Model problemin davranışını öngören ve simüle eden sembolik bir kavramdır. Modelin problemin davranışını tam olarak yansıtmadığı, bunun ancak tüm fiziksel şartların modele işlenmesiyle elde edilebileceği unutulmamalıdır. Fakat gerçek problemde çok fazla bilinmeyen parametre olduğundan, aranılan çözümü verecek matematiksel model üzerinde bilinmeyen sayısı en aza indirgenenerek idealleştirme yapılır. İdealleştirme işlemi yapılan modelde sonlu eleman ağını oluşturmak için ayrıklaştırma yapılır. Hesaplamalar bu ayrık model üzerinden yapılır ve çözüme gidilir. Ayrıklaştırma işlemi yapılırken çeşitli yöntemler kullanılır. Bu yöntemlerin en yaygın olanları aşağıda verilmiştir [25].

1. Sonlu Elemanlar Yöntemi
2. Sınır Elemanlar Yöntemi
3. Sonlu Farklar Yöntemi
4. Sonlu Hacimler Yöntemi
5. Ağsız Yöntemler

Bu yöntemlerden sonlu elemanlar yöntemi ve sınır elemanlar yöntemi yapı mekaniğinde en çok kullanılan yöntemlerdir. Akışkanlar dinamiği ya da elektro manyetizma gibi alanlarda

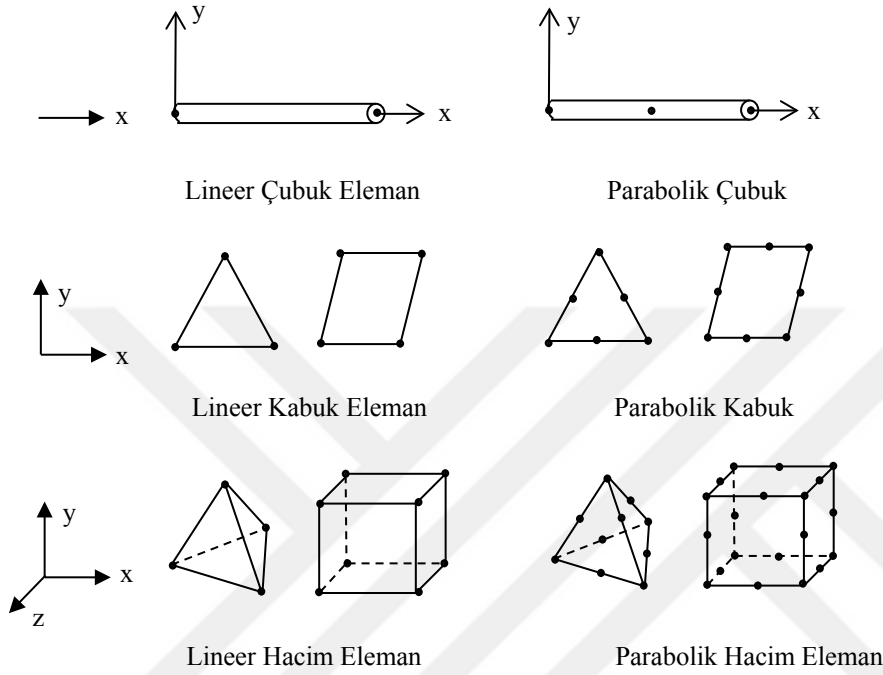
ise sonlu farklar yöntemi ya da sonlu hacimler yöntemi tercih edilmektedir. Son yıllarda gelişmekte olan ağsız yöntemlerde ise bahsi geçen diğer yöntemlerden farklı çözüm tekniği vardır ve kullanıldığı alanlar yaygınlaşmaktadır [25]. Bu çalışmanın hesaplamalı kısmında sonlu elemanlar yöntemi kullanan ABAQUS [31] yazılımı kullanılmıştır.

3.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yönteminin ana hatları yapı ve hava mühendisliğinde karşılaşılan karmaşık elastisite problemlerinin çözümündeki gereksinim sonucu ortaya çıkmıştır. Yöntemdeki modern gelişmeler 1940'lı yılların başlarında Hrennikoff [26] ve Henry'nin [27] katılarda gerilme analizi için bir boyutlu elemanlar kullanmasıyla başlamıştır. Courant üçgensel şekil fonksiyonları kullanarak gerilme analizi için yeni çözüm yolu oluşturmuştur. Turner vd. [28] ilk kez iki boyutlu elemanlar kullanarak düzlem gerilme analizi üzerinde çalışmışlardır. Düzlem problemler üzerinde çalışan Clough, 1960 yılında yayımladığı makalesinde “sonlu eleman” ifadesini kullanarak yönteme bugünkü adını vermiştir [29].

Sonlu elemanlar yöntemindeki temel yaklaşım, sonlu elemanlar ağını oluşturan basit geometrideki sonlu elemanlara ait çözüm denklemlerinin oluşturulması ve bu denklemlerin birleştirilerek tam model davranışının yaklaşık olarak çözülmesidir. Modeli oluşturan sonlu elemanlar üzerinde, elemanların geometrik şeklini belirleyen ve serbestlik derecelerinin bulunduğu düğüm noktaları vardır. Düğüm noktaları problemin geometrisi ve davranışına bağlı olarak elemanın köşe noktalarında ya da kenar orta noktalarında olabilir. Sadece köşelerinde düğüm noktası olan elemanlar lineer eleman olarak adlandırılır. Bu elemanlara ait çözüm denklemleri birinci mertebe diferansiyel denklemlerdir. Lineer elemanlar doğrusal geometrili problemler için oldukça uygundurlar. Yüksek mertebeden elemanlarda ise köşelerde ve eleman kenar orta noktalarında problem geometrisine eğrilik veren düğüm noktaları vardır. Geometrisi karmaşık olan problemlerde bu elemanlar tercih edilmektedir. Düğüm noktalarında, modeli oluşturan sonlu elemanların davranış fonksiyonu olan serbestlik derecesi tanımlıdır. Serbestlik derecesi yapı mekaniği problemlerinde yer değiştirmeleri, ısı iletim problemlerinde sıcaklığı, elektrostatik ya da manyetizma problemlerinde ise gerilimi ifade etmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde modeli oluşturacak olan eleman seçimi gerçek yükleme altında fiziksel problemin davranışına göre belirlenmektedir. Eleman seçimine karar verilirken problemin

geometrisine ve yükleme çeşidine uygun olacak şekilde lineer ya da yüksek mertebeden bir boyutlu çubuk eleman, iki boyutlu kabuk eleman ya da üç boyutlu hacim eleman idealleştirmeleri yapılır. Pratikte en çok kullanılan sonlu eleman çeşitleri Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Modeli oluşturan çeşitli sonlu eleman geometrileri

3.2. Abaqus Sonlu Eleman Yazılımı

Abaqus, 1978 yılında piyasaya sürülmüş bir sonlu elemanlar paket programıdır. Yapı, savunma, havacılık, makine, otomotiv ve genel imalat mühendisliğinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Geniş malzeme model kütüphanesine sahip olan program statik ve dinamik analizler, hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri, ısı transfer problemleri, araç çarpışma ve devrilme benzetimleri, ürün şekillendirme ve haddeme çözümleri ile mühendisliğin yanı sıra akademik çalışmalara da olanak sağlamaktadır. Genel hatlarıyla programı oluşturan dört ana parça aşağıda verilmiştir.

Abaqus/Standard: Yüksek hassasiyetteki gerilme çözümlerinin kritik öneme sahip olduğu statik ve düşük hızlı dinamik olaylar için ideal çözüm teknolojisi kullanmaktadır. Örnekler arasında bir conta bağlantısındaki basıncı sızdırmaz hale getirme, bir lastiğin sabit halde haddelenmesi veya kompozit malzemeden yapılmış uçak gövdesindeki çatlak

yayılmı izlenmesi sayılabilir. Tek bir simülasyonda, hem zaman hem de frekans alanında bir modeli analiz etmek mümkündür. Örneğin, gelişmiş bir conta mekanığı de dâhil olmak üzere doğrusal olmayan bir motor kapağı montaj analizi yapılabilir. Montaj analizini takiben, kapağın ön gerilmemiş doğal frekansları çıkarılabilir veya ön gerilmeli kapağın motor tarafından tetiklenen titreşimler üzerine mekanik ve akustik yanıtı incelenebilir [30].

Abaqus/Explicit: Elektronik araçların düşme testi, otomobillerin çarpışmaya dayanıklılığı ve balistik etki gibi geçici dinamik olayları simüle etmek için özellikle uygun sonlu elemanlar analiz ürünüdür. Abaqus/Explicit modül, çarpma gibi doğrusal olmayan davranışları etkili bir şekilde ele alma kabiliyeti, sıcak metal haddeleme ve enerji emici aygıtların yavaşça ezilmesi gibi birçok yarı statik yüklemelerin simülasyonunu kullanıcıya sunmaktadır [30].

Abaqus/CFD: Abaqus/CFD, Abaqus/CAE'de sağlanan analiz öncesi ve sonrası için kapsamlı bir destek ile gelişmiş hesaplamalı akışkan dinamiği çözüm olanakları sağlar. Bu ölçeklenebilir paralel CFD simülasyon yetenekleri, doğrusal olmayan birleşmiş akışkan-termal ve akışkan-yapısal problemlerin çoğunu ele almaktadır. Laminer ve türbülanslı akış problemlerinde ve ısı transfer problemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır [30].

Abaqus/CAE: Abaqus analizlerini hızlı bir şekilde oluşturma, düzenleme, izleme ve görüntülenme özelliklerine sahip ortamdır. Sezgisel ara yüz, modelleme, analiz, iş yönetimi ve sonuç görselleştirme gibi analiz adımlarının birleştirilmesini sağlar [30].

Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programının bünyesinde termal iletkenlik problemleri için termal temas modülü, elektriksel potansiyel problemleri için elektriksel temas modülü ve katı cisim çarpması gibi dinamik problemlerin etkileşim sürecini modellemeye olanak tanıyan genel temas modülünü içeren kütüphane mevcuttur [31]. Bu kütüphanede katı cisimler arasındaki temas problemlerinin çözümüne olanak sağlayan genel temas etkileşimleri, yüzey-yüzey temas etkileşimleri ve öznel temas etkileşimleri gibi alt modüller bulunmaktadır.

Genel temas etkileşimleri, modelin birden çok veya tüm bölgeleri arasındaki temasın tek bir etkileşimle tanımlanmasına olanak tanır. Genel temas etkileşimleri, modele ait tüm dış yüzeyleri, analitik modelde oluşturulan katı yüzeylerini, dış çevre kenarlarını, giriş ve

kafes elemanlardan oluşan katı modellerin tüm kenarları için kullanılmaktadır. Temas alanının sınırlandırılması gereken durumlarda kullanıcı belirli yüzey çiftleri için temas davranışı ekleyebilir ya da hariç tutulması istenilen yüzeyleri etkileşimin dışında bırakabilir. Genel temas etkileşimlerinde kullanılan yüzeyler aynı anda modelin birbirine bağlantısı olmayan bölgelerini kapsayabilir. Temas özellikleri, yüzey özellikleri ve temas formülasyonu gibi seçenekler modelde istenilen bölgeye atanabilir.

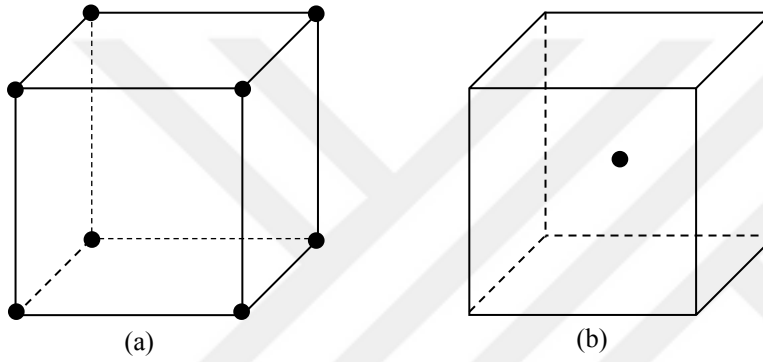
Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programında oluşturulan modelde aynı anda birden fazla genel temas etkileşimi tanımlanamamaktadır. Yüzey-yüzey temas etkileşimi, modeldeki belirli yüzeyler arasındaki temas etkileşimlerinin genel temasa alternatif olarak tanımlanmasına olanak sağlamaktadır. Bazı etkileşim davranışları yalnızca yüzey-yüzey teması kullanılarak tanımlanabilir.

Birbirlerine temas eden çubuk elemanların kenarları arasındaki teması ya da bir katı veya kabuk elemanların yüzeyleri arasında yüzey-yüzey temas etkileşim parametreleri oluşturulabilir. Temas etkileşimini belirleyen formülasyon türüne bağlı olarak temas yüzeyleri arasında belirli bağlantı kısıtlamaları yapılabilir.

Abaqus/Explicit paket programında bulunan öznel temas tanımı, modeldeki tek bir yüzeyin farklı alanları arasındaki temas etkileşimlerinin tanımlanmasında genel temas etkileşim modülüne alternatif olarak kullanılabilir. Katı cisimlerin arasında gerçekleşen temas problemlerinde bazı etkileşim davranışları yalnızca öznel temas kurarak tanımlanabilir. Öznel temas etkileşimi, dinamik analiz sürecinin herhangi bir adımda tanımlanabilir. Temas etkileşimini belirleyen formülasyon türüne bağlı olarak temas yüzeyleri için belirli bağlantı kısıtlamaları yapılabilir [31].

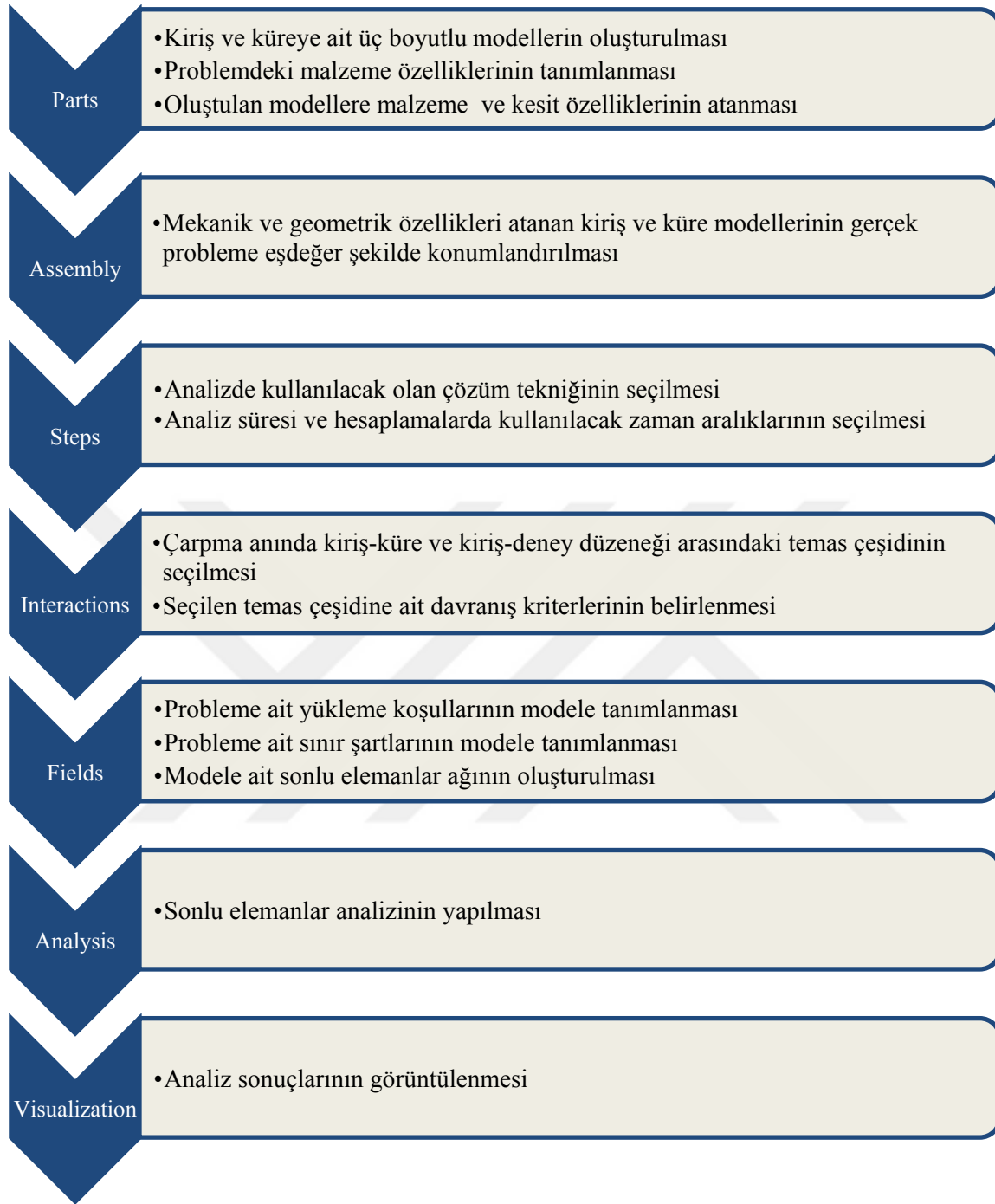
Bu tez çalışmasında, hesaplamalı çözüm ABAQUS/Explicit sonlu elemanlar paket programı ile yapılmıştır. Kiriş ve küreye ait sonlu eleman modeli 3 boyutlu, şekil değiştirebilir katı yapıdadır. Bu bölümde yapılan analizlerde sonlu eleman modeli oluşturulurken sadece kiriş ve küre modellenmiştir. Sınır şartları mesnet bölgesinde bulunan elemanlar üzerinde oluşturulmuştur. Kiriş için sonlu eleman modeli oluşturulurken 40 bin, küre eleman modelini oluştururken 4 bin eleman kullanılmıştır. Modelde kullanılan eleman tipi Şekil 3.2’de gösterilen integrasyonu indirgenmiş lineer hekza hedral 8 noktalı kutu (C3D8R) elemandır. C3D8R elemanı kullanılan analizlerde

sayısal integrasyon aşamasında işlem sayısı ve zaman süresini kısaltmak adına elemandaki düğüm noktaları yerine elemanın geometrik merkezinde sanal bir nokta belirlenerek integral alma işlemi yapılır. Bu sayede daha az zamanda ve daha az işlemci kullanarak, C3D8 eleman tipinde kullanılan tam integrasyonun kullanıldığı analizlere çok yakın sonuçlar vermektedir. İndirgenmiş integrasyonlu modelin dezavantajı ise modeli oluşturan bazı elemanlarda elde edilen gerilme değerlerinin sıfır çıkması ve bu elemanlarda gerçek dışı deformasyonların görülmesidir [32]. Bu durum hourglass problemi olarak bilinir. İntegrasyonu indirgenmiş elemanlar kullanılarak yapılan sonlu elemanlar analizlerinde hourglass kontrolü yapılmalıdır önerilmektedir.



Şekil 3.2. C3D8 elemanı **a)** tam integrasyon, **b)** indirgenmiş integrasyon modeli [32]

Hesaplamalı çözümün katı model oluşturma, yüklerin tanımlanması ve analiz sonuçlarının elde edilmesi aşamaları için işlem adımları, Abaqus/Explicit yazılımının işlem ağacındaki kısımları ile birlikte Şekil 3.3'te verilmiştir.

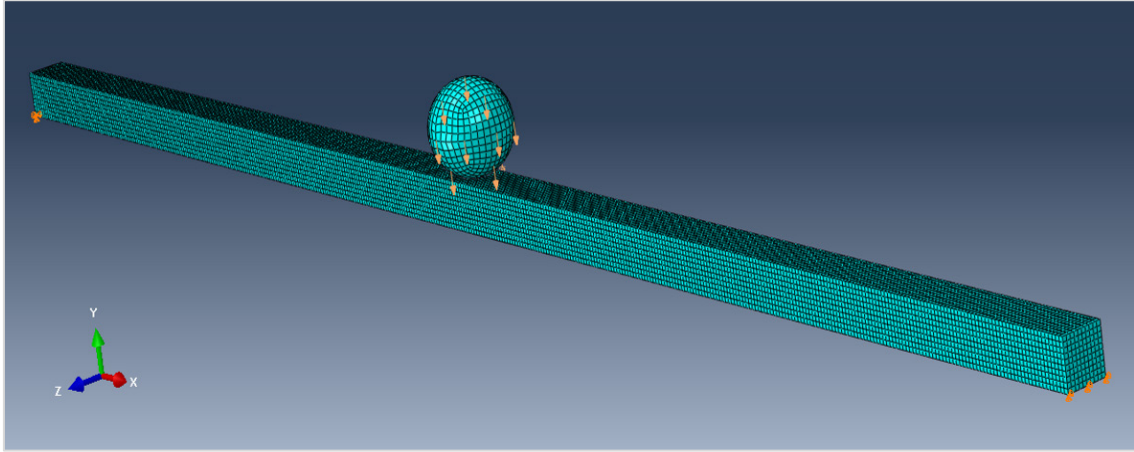


Şekil 3.3. Problemin çözümü için Abaqus/Explicit sonlu elemanlar programında işlem adımları

3.3 Basit Mesnetli Kirişte Çarpma Analizi için Abaqus Modeli

Kirişin ve kürenin teşkil edildiği çelik lineer elastik malzeme özelliğine sahiptir. Çeliğin öz kütlesi $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$, elastisite modülü $E=200 \text{ GPa}$ ve Poisson oranı $\nu=0,3$ 'tür.

Sonlu elemanlar kiriş modelinin genişliği $B=0,01 \text{ m}$, yüksekliği $D=0,01 \text{ m}$ olup, uzunluğu $L=0,4 \text{ m}$ 'dir. Kürenin yarıçapı $r=0,01 \text{ m}$ 'dir. Çarpma yükü düşey eksen doğrultusunda kirişin ortasına uygulanmıştır. Kürenin başlangıç çarpma hızı $v_s=3 \text{ m/s}$ 'dir. Şekil 3.4'te basit mesnetli kiriş ve kirişe orta noktasından enine doğrultuda çarpan küreye eşdeğer sonlu eleman modeli verilmiştir.



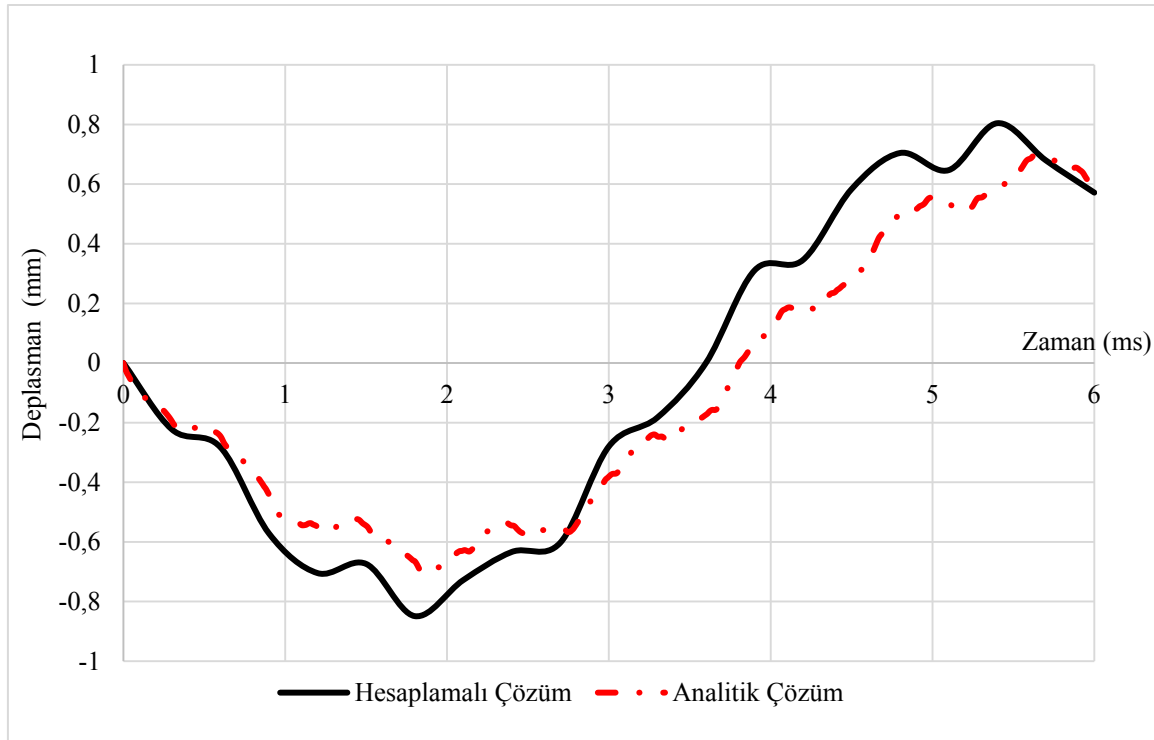
Şekil 3.4. 3 m/s başlangıç hızlı kürenin basit mesnetli kirişe enine doğrultuda çarpması

Basit mesnetli kiriş ve kirişe çarpan küre modeli oluşturulurken C3D8R eleman çeşidi kullanılmıştır. Sonlu elemanlar ağını oluşturan elemanlar $1 \times 1 \times 1 \text{ mm}^3$ boyutundadır. Yapılan yakınsama analizlerinde bu eleman boyutundan daha küçük eleman kullanımının analiz sonuçlarında önemli bir değişiklik oluşturmadığı görülmüştür. Bu yakınsama analizi sonraki alt bölümde yer almaktadır.

Kiriş basit mesnetli olarak tanımlanmıştır. Kirişin sol ucunda sınır şartları 3 ekseninde yer değiştirme hareketleri tutulu, dönme yer değiştirme hareketleri serbest olarak tanımlanmıştır. Kirişin sağ ucunda ise y ve z eksenlerindeki yer değiştirme hareketleri tutulu, kiriş eksen doğrultusunda yer değiştirme hareketi ve 3 ekseninde dönme yer değiştirme hareketi serbesttir.

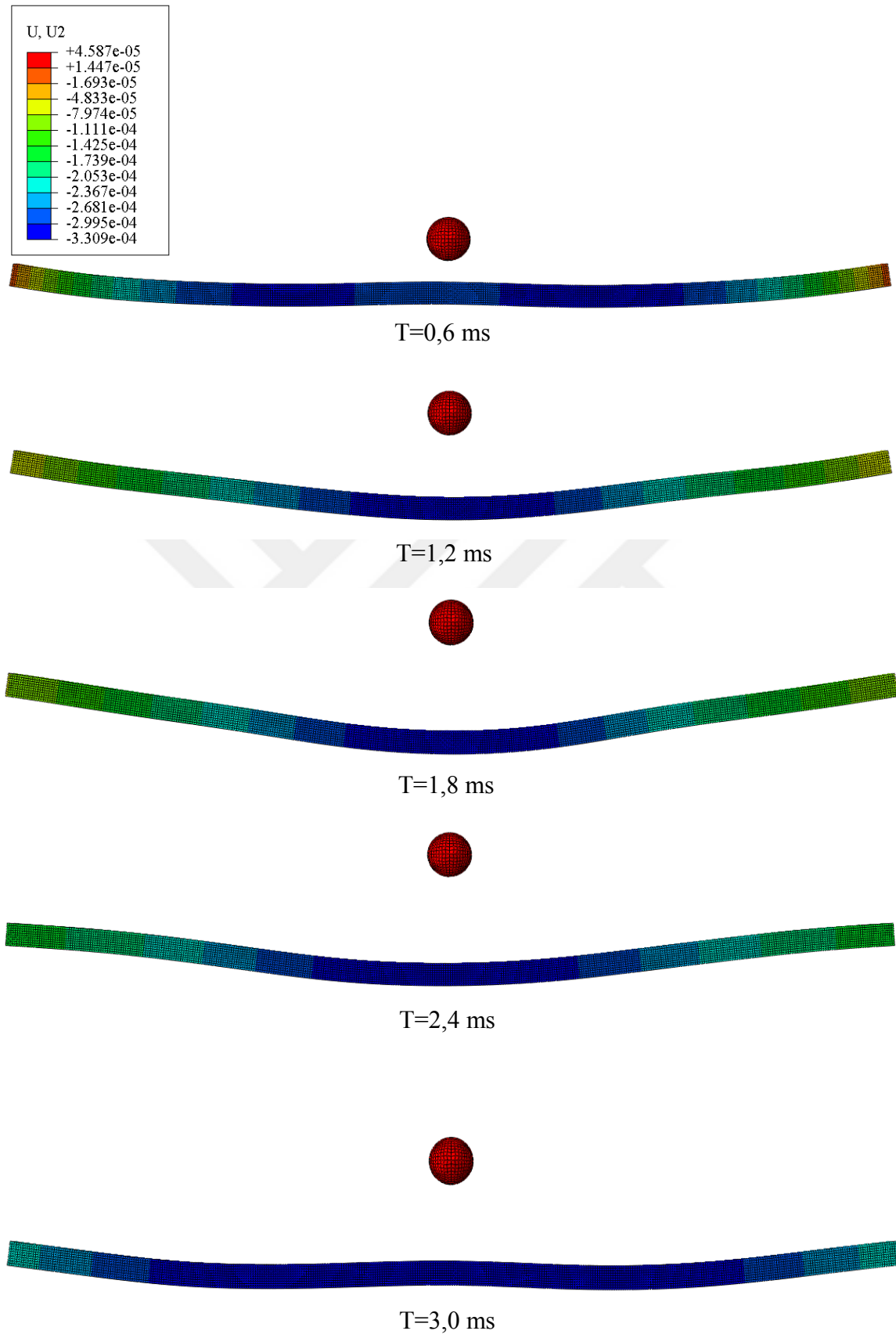
Kiriş ve küre arasında genel temas etkileşimi seçilmiştir. Temas noktasında sürtünmesiz sert temas tanımı yapılmıştır. Çarpma esnasında kürenin hareketi sadece düşey doğrultuda öteleme olarak tanımlanmıştır. Analizde dinamik-explicit işlem adımı kullanılmıştır. Analiz 2 ekirdekli, 2,5 GHz hızda işlemciye ve 8 GB belleğe sahip olan bilgisayarda 2611 saniye srmştir.

$\Delta t=10^{-5}$ saniye hesap aralıklarıyla $t = 6$ milisaniye için sayısal çözümden elde edilen ve Bölüm 2.1’de yer alan Eş. 2.33 ile elde edilen yer değiştirme – zaman eğrileri şekil 3.5’te gösterilmiştir.



şekil 3.5. Kiriş ortasında meydana gelen yer değiştirme

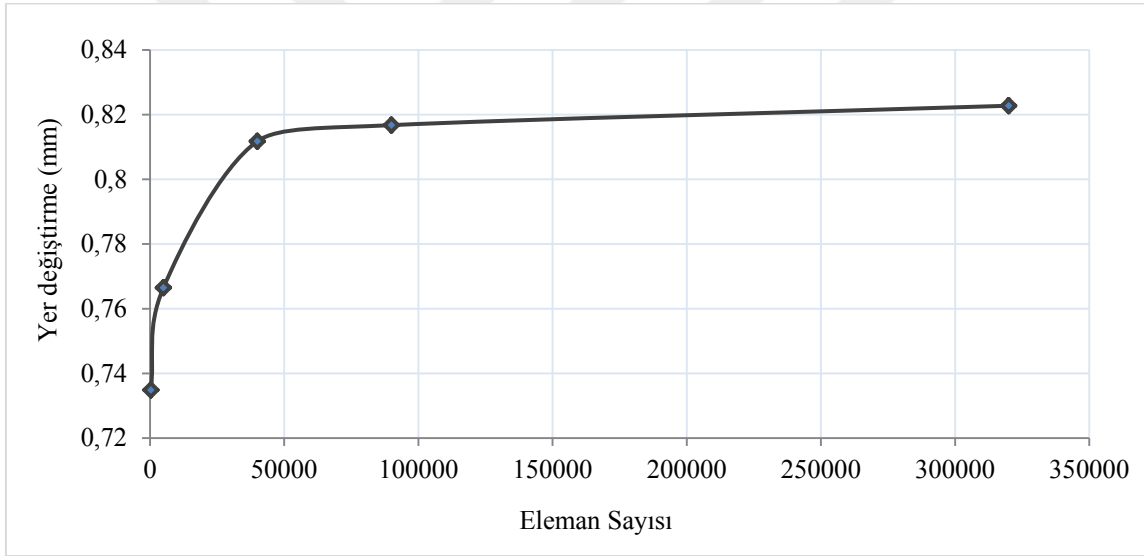
şekil 3.6’da farklı T anlarında hesaplamalı çözümden elde edilen basit mesnetli kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler verilmiştir.



Şekil 3.6. Farklı T anlarında basit mesnetli kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler

3.4. Yakınsama Çalışması

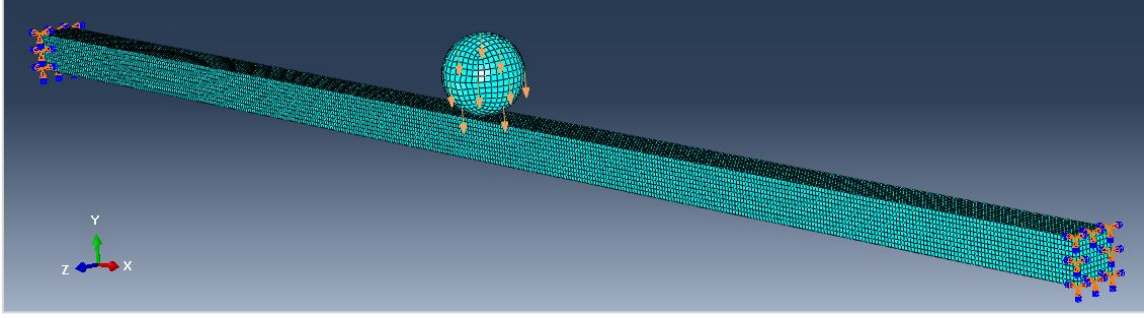
Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan çalışmaların önemli bir parçası modelde kullanılan eleman boyutlarının ele alınan probleme uygunluğunun araştırılmasıdır. Hesaplamalı çözümde doğru ve güvenilir sayısal sonuçlar elde etmek düzgün boyutlandırılmış sonlu elemanlar ağı oluşturulmalıdır. Basit mesnetli kiriş için oluşturulan sonlu eleman ağında 0,5 mm ile 5 mm aralığında çeşitli boyutlara sahip elemanlar kullanılmıştır. Şekil 3.7’de farklı eleman sayısına sahip beş kirişte $t \approx 1,8$ milisaniyede çarpma noktasındaki yer değiştirmelerin büyüklüğü verilmiştir. 1 mm kenar uzunluğundaki 40 000 adet C3D8R küp elemanla oluşturulan modele ait düşey yer değiştirme değeri kabul edilebilir aralıktadır. Hesaplamalı çözümlerin tamamında kullanılan eleman boyutu 1 mm^3 ’tür.



Şekil 3.7. Kullanılan sonlu eleman boyutları için yakınsama testi

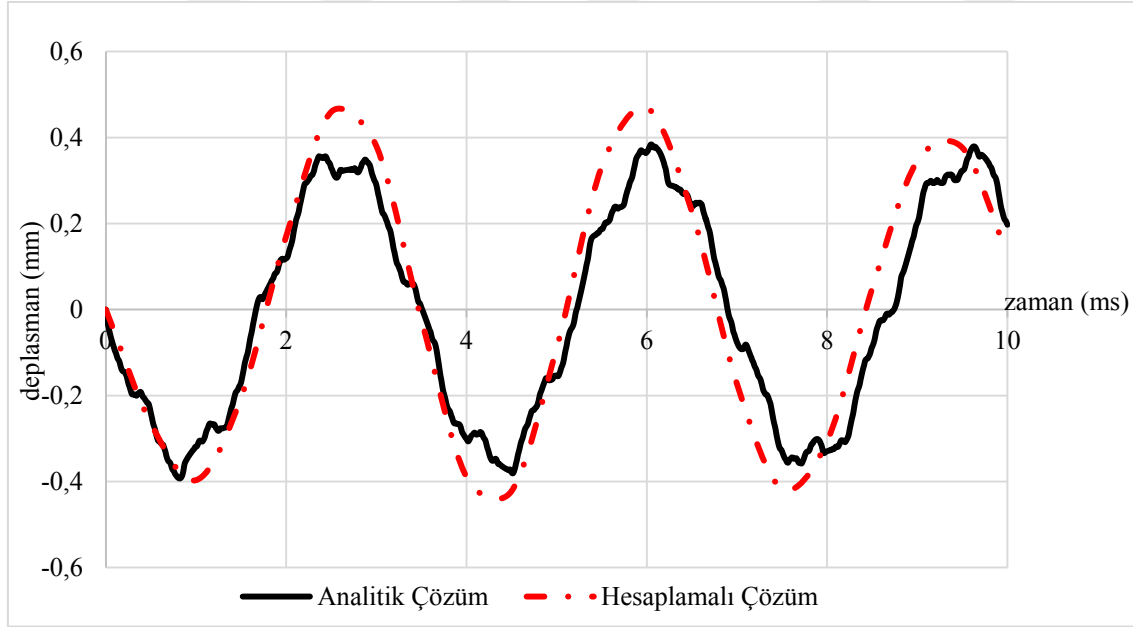
3.5. İki Ucu Ankastre Mesnetli Kirişte Çarpma Yükleme İçin Hesaplamalı Model

Her iki ucu ankastre mesnetli kirişe orta noktasından düşey doğrultuda belirli bir hızla çarpan kürenin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Kirişin her iki ucunda üç ekseninde de yer değiştirme ve dönme hareketleri kısıtlanmıştır. Problemi temsil eden sonlu eleman ağında eleman boyutları $1 \times 1 \times 1 \text{ mm}^3$ hacimli 44 bin adet C3D8R küp eleman kullanılmıştır. Lineer elastik çelikten teşkil edilmiş 40 cm uzunluğundaki 314 g kütleli, iki ucu ankastre mesnetli kirişe 3 m/s hızla enine doğrultuda çarpan 32,9 g kütleli küreye ait sonlu elemanlar modeli Şekil 3.8’de verilmiştir.



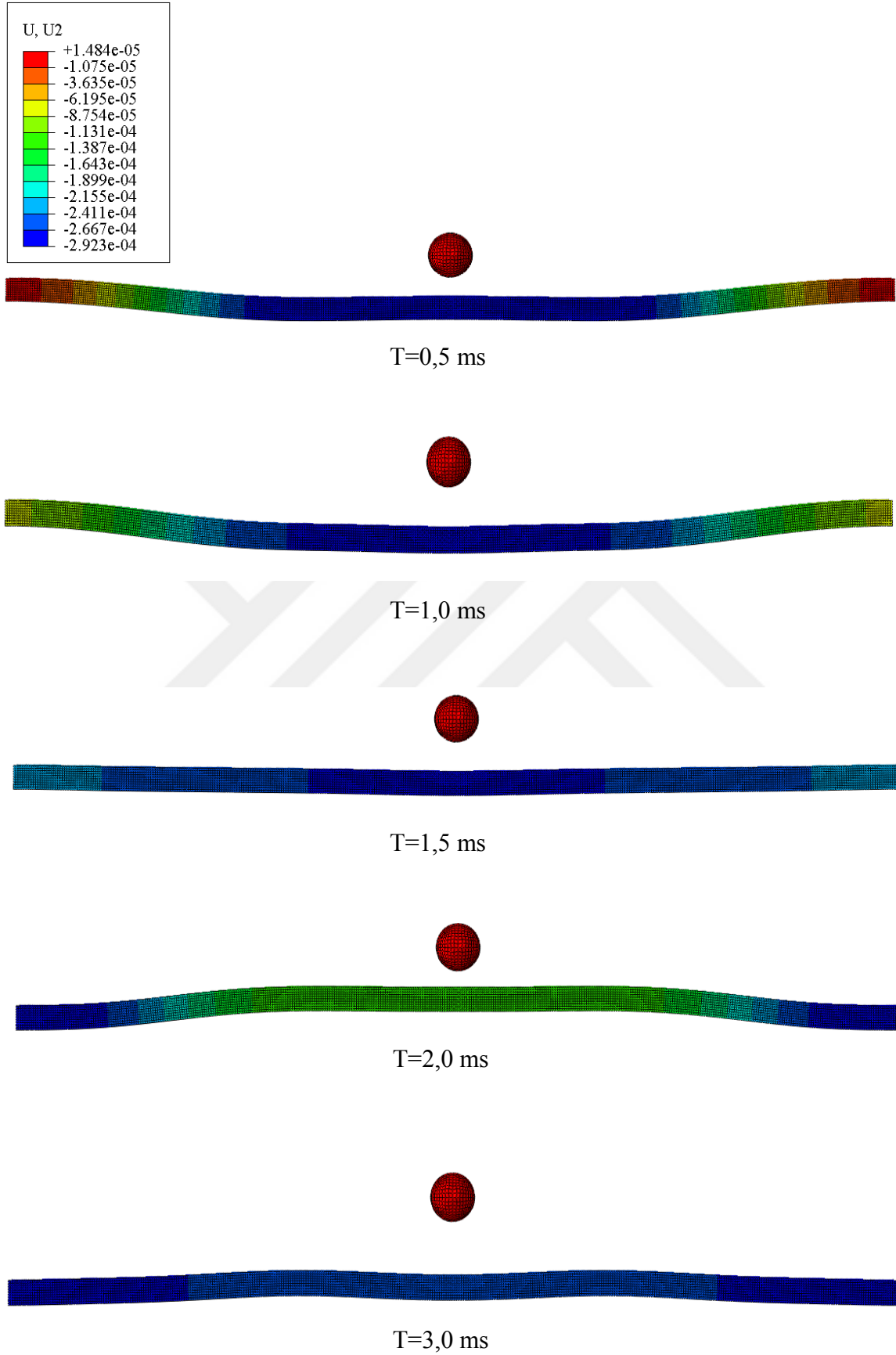
Şekil 3.8. Probleme ait sonlu eleman modeli

Kiriş ve küre arasında genel temas etkileşimi seçilmiştir. Temas noktasında sürtünmesiz sert temas tanımı yapılmıştır. Çarpma esnasında kürenin hareketi düşey doğrultuda sadece öteleme olarak tanımlanmıştır. Çarpma analizi için dinamik-explicit çözüm adımı seçilmiştir. Analiz 2 çekirdekli, 2,5 GHz hızda işlemciye ve 8 GB belleğe sahip olan bilgisayarda 3636 saniyede tamamlanmıştır. $\Delta t = 10^{-5}$ saniye hesap aralıklarıyla $t = 10$ milisaniye için sonlu eleman analizinden ve Bölüm 2.2’de probleme ait analitik çözümden (Eş. 2.35) elde edilen yer değiştirme eğrileri Şekil 3.9’da verilmiştir.



Şekil 3.9. Kiriş orta noktasındaki düşey yer değiştirme hareketleri

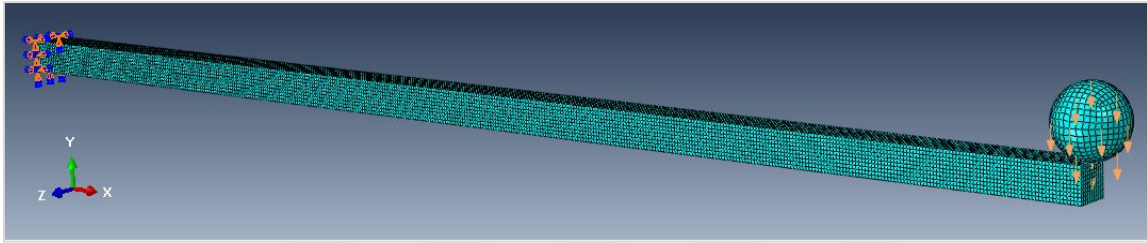
Şekil 3.10’da farklı T anlarında hesaplamalı çözümden elde edilen iki ucu ankastre mesnetli kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler verilmiştir.



Şekil 3.10. Farklı T anlarında iki ucu ankastre mesnetli kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler

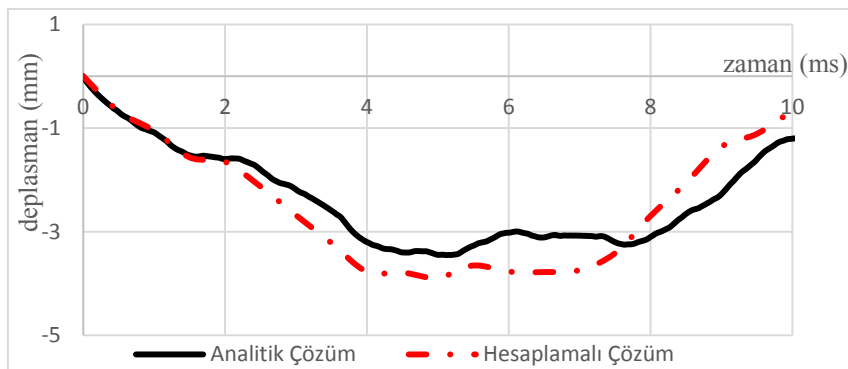
3.6. Konsol Kirişte Çarpma Yüklemesi İçin Hesaplamalı Model

Konsol mesnetli kirişin ve kiriş serbest ucundan düşey doğrultuda belirli bir hızla çarpan kürenin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Kirişin sol ucunda üç ekseninde de yer değiştirme ve dönme hareketleri kısıtlanmıştır. Probleme temsil eden sonlu eleman ağında eleman boyutları $1 \times 1 \times 1 \text{ mm}^3$ hacimli 44 bin adet C3D8R küp eleman kullanılmıştır. Lineer elastik malzeme özelliğine sahip, $1 \times 1 \text{ cm}^2$ kesit alanına sahip 40 cm uzunluğundaki 314 g kütleli konsol mesnetli kirişin serbest ucuna kirişle aynı malzemeden üretilmiş, 3 m/s hızla çarpan 32,9 g kütleli küre Şekil 3.11’de verilmiştir.

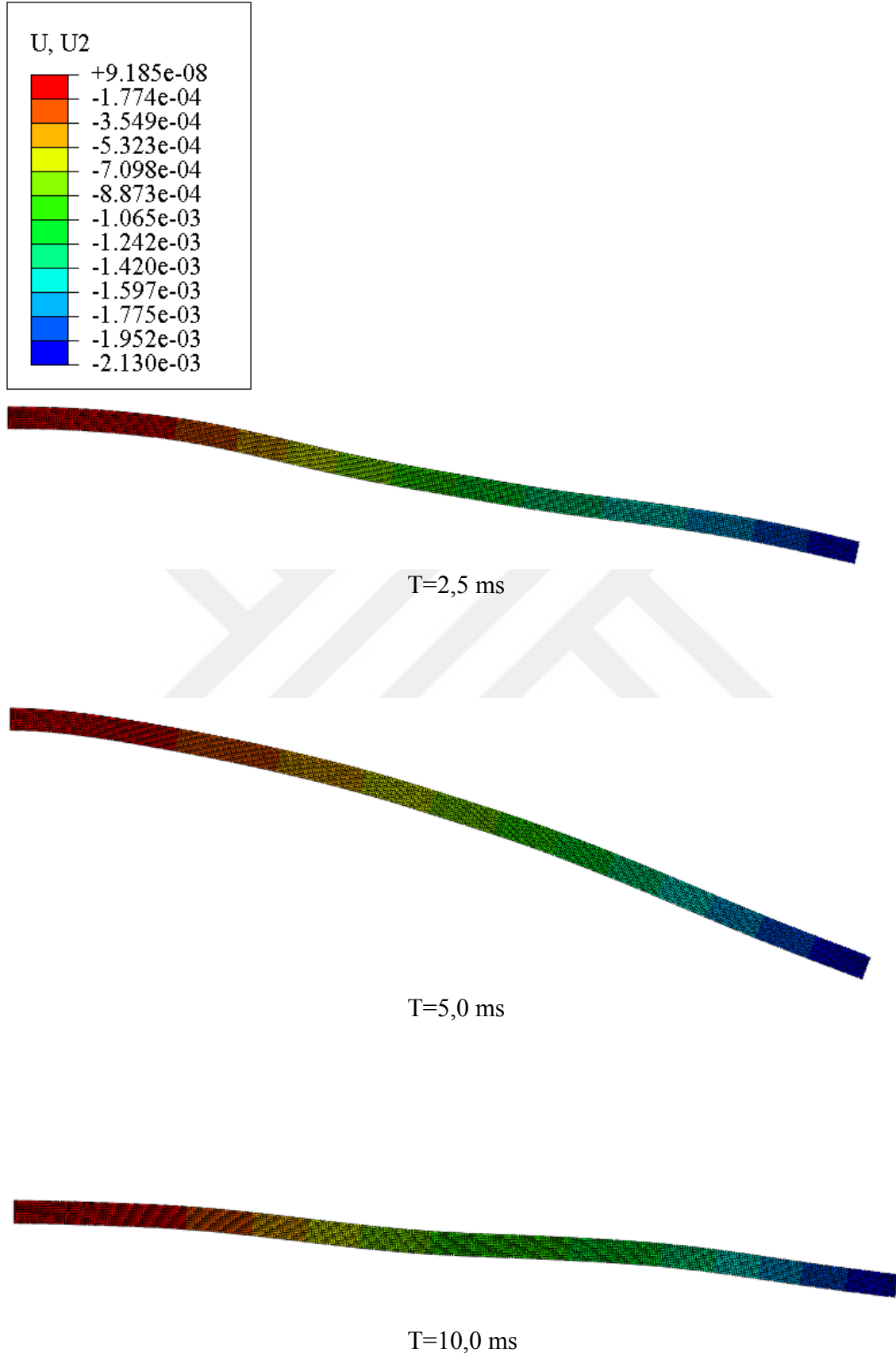


Şekil 3.11. Konsol kirişe serbest ucundan çarpma yüklemesine ait sonlu eleman modeli

Kiriş ve küre arasında genel temas etkileşimi seçilmiştir. Temas noktasında sürtünmesiz sert temas tanımı yapılmıştır. Çarpma esnasında kürenin hareketi düşey doğrultuda sadece öteleme olarak tanımlanmıştır. Çarpma analizi için dinamik-explicit çözüm adımı kullanılmıştır. Analiz 2 çekirdekli, 2,5 GHz hızda işlemciye ve 8 GB belleğe sahip olan bilgisayarda 3357 saniye sürmüştür. Kiriş serbest ucunda, $\Delta t=10^{-5}$ saniye zaman aralıklarıyla hesaplama süresi $t=10$ milisaniye için sonlu eleman analizinden ve Bölüm 2.3’deki analitik çözümden (Eş. 2.39) elde edilen yer değiştirme hareketleri Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.12. Kiriş ucundaki düşey yer değiştirme hareketleri



Şekil 3.13. Farklı T anlarında konsol mesnetli kirişteki yer değiştirmeler

3.7. Enerji Dengesi

Hesaplamalı çözümden elde edilen sonuçların uygunluğu sistemdeki enerji dengesiyle kontrol edilebilir. Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programında lineer elastik malzeme modeli kullanılarak yapılan dinamik analiz sonuçlarında enerji denge durumu Eş. 3.1’de verilen ifade ile kontrol edilmektedir [31].

$$E_{total} = E_{internal} + E_{kinetic} + E_{viscous} \quad (3.1)$$

Burada E_{total} sistemdeki toplam enerjiyi göstermektedir. Sistemdeki içsel, kinetik ve viskoz enerjinin toplamı olan bu enerji $\pm \%1$ değişim oranında sabit kalmalıdır [31].

$E_{internal}$ sistemdeki toplam içsel enerjiyi ifade etmektedir. Eş. 3.2’de toplam içsel enerji bileşenleri verilmektedir.

$$E_{internal} = E_{strain} + E_{artificial} \quad (3.2)$$

Burada E_{strain} sistemdeki elastik şekil değiştirme enerjisini ifade etmektedir. $E_{artificial}$ ise Şekil 3.2.(b)’de verilen C38DR küp eleman modelinde hesaplanan suni şekil değiştirme enerjisidir.

$E_{kinetic}$ ifadesi ise sistemdeki kinetik enerji değeridir. Başlangıçta bu değer kirişe çarpan kürenin kinetik enerjisine eşittir. Eş. 3.3’te kürenin başlangıç kinetik enerji denklemi verilmiştir.

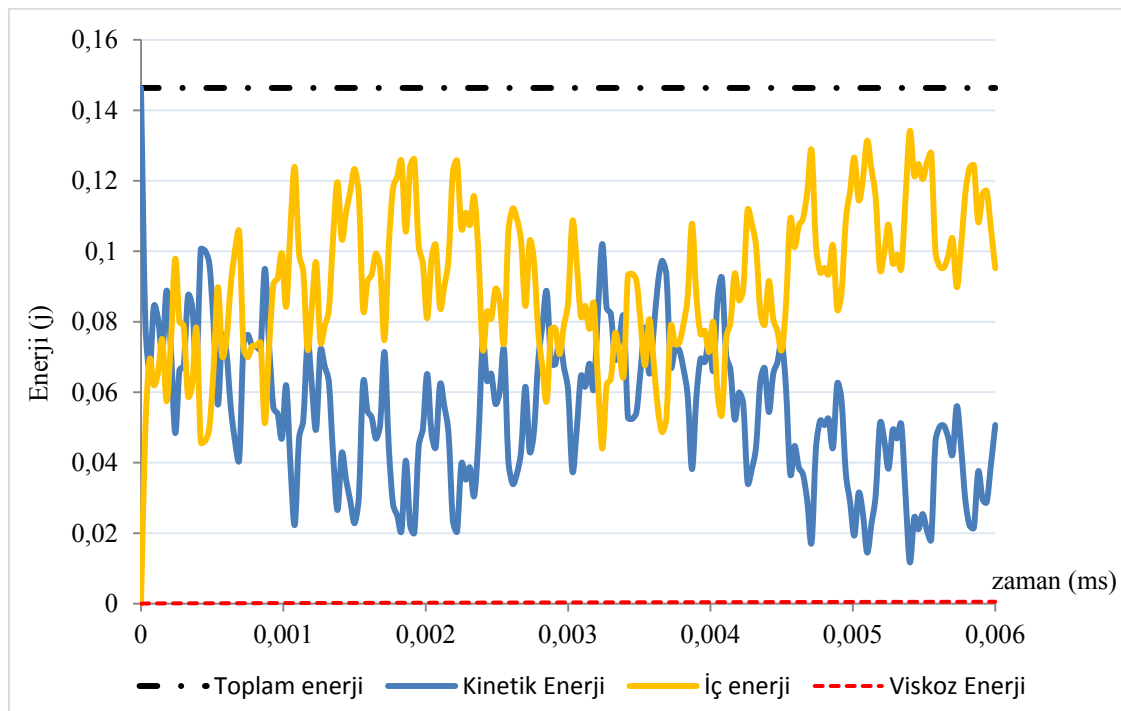
$$E_{küre} = \frac{1}{2} m_s v_s^2 \quad (3.3)$$

Kürenin kütlesi ve başlangıç hızı Eş. 3.3’te yerine yazılırsa kürenin kinetik enerjisi;

$E_{küre} = (1/2) \times 0,0329 \times 3^2 = 0,148$ joule olarak bulunur. Bu değer kürenin kirişe ilk temas anında sistemdeki toplam enerjiye (E_{total}) eşittir. $E_{viscous}$ değeri ise modelde kullanılan malzemenin hacimsel sıkışmazlık davranışıyla sönümlendiği enerjidir. Bulk modülü olarak

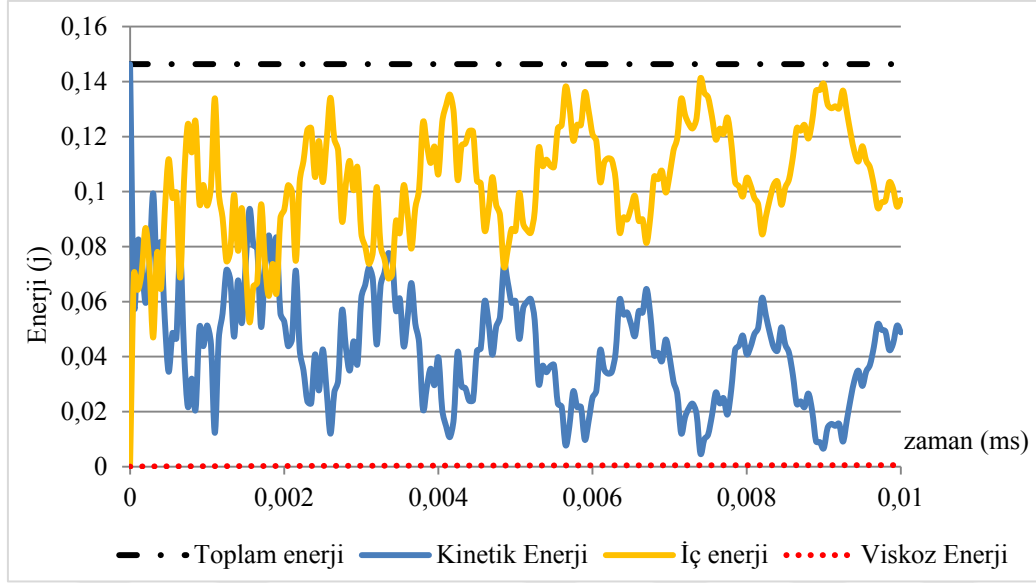
bilinen hacimsel sıkışmazlık katsayısı Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programında lineer ve kuadratik bulk parametreleri olarak sırasıyla 0,06 ve 1,2 değerleriyle tanımlıdır. Bu değerleri kullanarak Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programı, çarpma problemlerinde yüksek frekanslı salınımları kontrol etmek için sisteme sönüm etkisi veren düşük oranda viskoz enerji üretmektedir [31].

Basit mesnetli kirişe orta noktasından enine doğrultuda küre çarpması durumunda hesaplamalı çözümden elde edilen enerji değerleri Şekil 3.14'te verilmiştir.



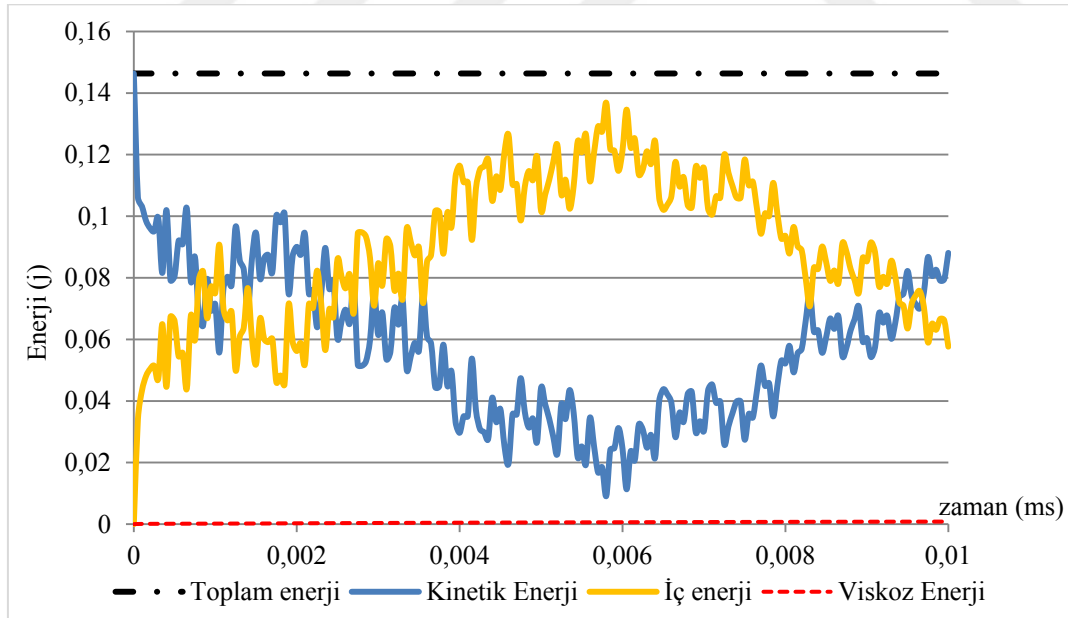
Şekil 3.14. Basit mesnetli kirişe orta noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri

Eş. 3.3'ten elde edilen 0,148 joule kinetik enerji değeri, hesaplamalı çözümden elde edilen sonuçlarda ilk temas anında sistemdeki toplam enerji ve başlangıç kinetik enerji değeri olarak Şekil 3.14'te görülmektedir. Çarpma süresi $t \approx 1,8$ ve $t \approx 5,5$ milisaniye anında kiriş maksimum düşey yer değiştirmeyi yaptığında sistemin kinetik enerjisi minimuma azalmış buna karşılık elastik şekil değiştirme enerjisini içeren içsel enerji değeri maksimum değerine ulaşmıştır. İki ucu ankastre mesnetli kirişe orta noktasından enine doğrultuda küre çarpması durumunda hesaplamalı çözümden elde edilen enerji değerleri Şekil 3.15'te verilmiştir.



Şekil 3.15. İki ucu ankastre mesnetli kirişe orta noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri

Konsol mesnetli kirişe orta noktasından enine doğrultuda küre çarpması durumunda hesaplamalı çözünden elde edilen enerji değerleri Şekil 3.16'da verilmiştir.



Şekil 3.16. Konsol mesnetli kirişe serbest ucundan çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri

4. ARDIL ÇARPMA ANALİZİ

Çalışmanın bu kısmında, belirli başlangıç hızına sahip kürenin basit mesnetli bir kirişe farklı noktalarından çarpma sürecinde meydana gelen ardıl çarpmalar hesaplamalı olarak incelenmiştir. Pashah vd. [15] çalışmalarında, enine doğrultuda çarpma probleminde kürenin kirişe ilk temas anı ile tamamen ayrılmasına kadar geçen süre içinde ardıl çarpmalar olabileceğini göstermişlerdir. Literatürde Sub-Impact davranışı olarak adlandırılan bu ardıl çarpmaların temel nedenleri kirişteki titreşimler ile kiriş ve kürenin görelî hareketleri olarak bilinmektedir. Kürenin çarpma hızı, kirişe temas noktası, kullanılan malzeme özellikleri, kiriş ve kürenin kütleleri oranı ve kirişin geometrik özelliklerinin ardıl çarpma sürecinde baskın parametreler olduğu yapılan çalışmalar sonucunda gözlemlenmiştir [15, 23, 33, 34].

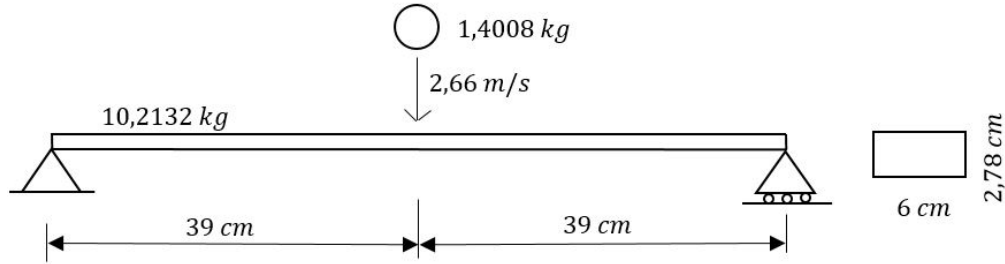
Ardıl çarpma analizinde ele alınan modelde kullanılan geometrik özellikler, mekanik özellikler ve yükleme koşulları Qi ve Yin'in [23] deneysel çalışmalarında kullandıkları verilerle aynıdır. Basit mesnetli $6 \times 2,78 \times 78 \text{ cm}^3$ boyutlarındaki kirişin sırasıyla orta noktasına (A), kirişin orta noktasından 13 cm uzaklıktaki (B) noktasına ve 26 cm uzaklıktaki (C) noktasına 7 cm çapındaki kürenin $v_s=2,66 \text{ m/s}$ hızla düşey doğrultuda çarpması sonucu meydana gelen zamana bağlı düşey yer değiştirmeler analitik ve hesaplamalı olarak incelenmiştir.

Kiriş ve küre elasto-plastik bileneer izotropik pekleşmiş çelik malzemeye sahiptir. Çizelge 4.1'de kiriş ve küreye ait malzeme özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Ardıl çarpma analizinde kullanılan malzeme özellikleri

	Özkütle (kg/m^3)	Young Modülü (GPa)	Akma Dayanımı (MPa)	Plastik Modülü (MPa)	Poisson Oranı
Kiriş	7800	210	345	780	0,3
Küre	7800	208	518	1820	0,33

4.1. Kiriş Orta Noktasından (A) Çarpma Durumunda Ardıl Çarpma Analizi



Şekil 4.1. Basit mesnetli kiriş merkezden çarpma yüklemesi

Çarpma etkisiyle kirişin merkezinde meydana gelecek düşey yer değiştirmelerin çözümünde çalışmanın analitik kısmında sunulan Eş. 2.33 kullanılmıştır. Kiriş ve kürenin kütleleri oranına bağlı ilk on ϕ_i kökü Eş. 2.26'dan elde edilerek Eş. 2.33'te işleme alınmıştır. Denklemden kullanılan zaman aralığı $\Delta t=10^{-5}$ saniye olarak seçilmiştir. Seçilen zaman aralığının azaltılması zaman-deplasman eğrisinin davranışında kayda değer bir değişiklik göstermediğinden bu aralık ele alınan problem için oldukça uygundur.

Kiriş ve küre kütleleri oranı $M=7,2910$ ifadesinin Eş. 2.26 denkleminde yerine yazılmasıyla elde edilen ϕ_i kökleri Çizelge 4.2'de verilmiştir.

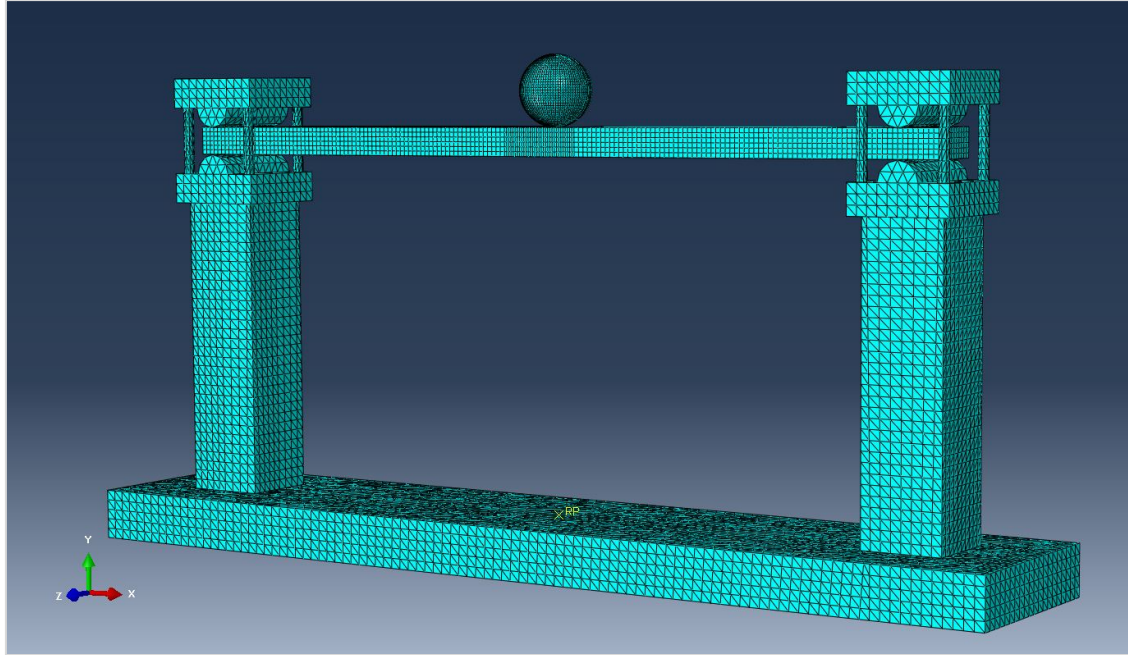
Çizelge 4.2. Kirişin orta noktasından (A) çarpma yüklemesi için kiriş ve küre kütleleri oranına bağlı ϕ_i değerleri

ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_5	ϕ_6	ϕ_7	ϕ_8	ϕ_9	ϕ_{10}
1,4777	4,4804	7,5246	10,596	13,6850	16,786	19,896	23,012	26,132	29,2556

Çalışmanın hesaplamalı kısmında problemde ele alınan basit mesnetli kiriş ve küre ve deney düzeneği için eşdeğer sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuştur. Kiriş ve küreyi temsil eden sonlu eleman modellerinde 44416 C3D8R eleman kullanılmıştır. Kiriş ve kürenin hareketinin birlikte daha hassas incelenebilmesi için çarpma bölgesinde eleman sıklığı artırılmıştır. Deney düzeneğine eşdeğer sonlu eleman modelinde ise 20920 adet R3D3 biçimindeki rijit eleman kullanılmıştır. Rijit elemanlar kullanılarak oluşturulan parçaların dönme ve yer değiştirme serbestlikleri parça üzerinde seçilen herhangi bir nokta üzerinden işlem yapılarak kısıtlanabilir. Bu işlem yapılırken öncelikle referans nokta belirlenerek bu nokta üzerinde ankastre mesnet koşulları oluşturulmuştur. Bu referans

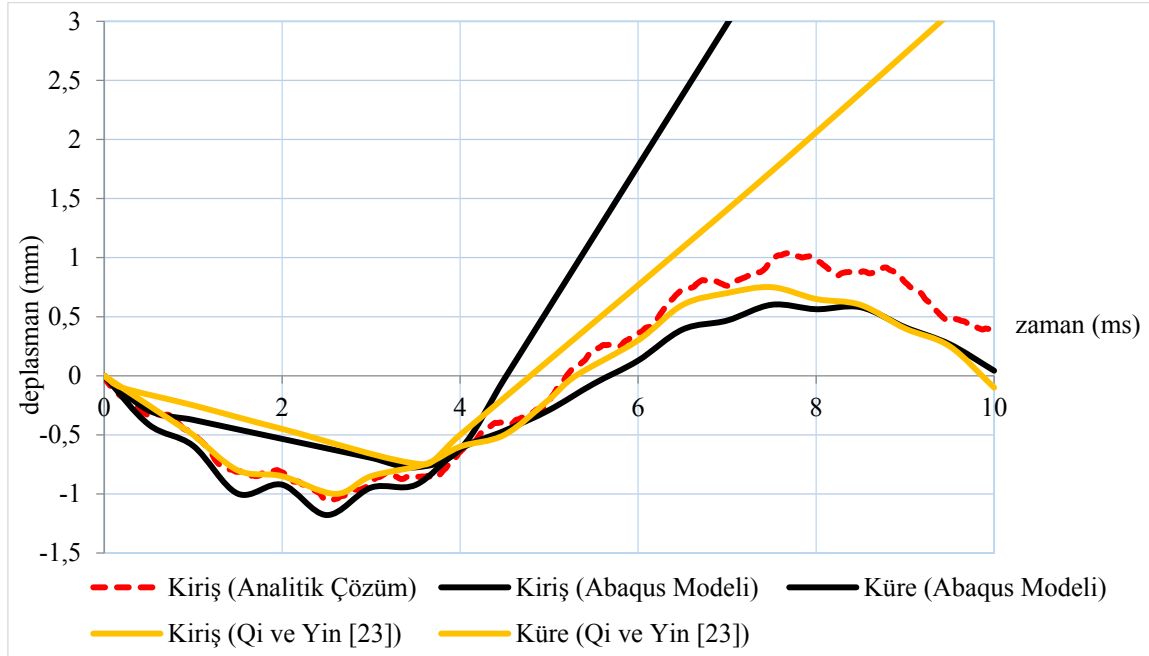
nokta deney düzeneğine atanarak düzeneğe ait tüm parçaların x, y ve z eksenlerinde öteleme yer değiştirme hareketleri ve dönme yer değiştirme hareketleri kısıtlanmıştır. Modelde kiriş ile kürenin yüzeyleri arasında ve kiriş ile deney düzeneğindeki mesnetlerin başlık yüzeyleri arasında uygun temas parametreleri kullanılmıştır. Kiriş yüzeyi ve küre yüzeyi arasında genel temas davranışı seçilmiştir. Bu davranış belirlenirken kiriş eksenine düşey doğrultuda sürtünme ve ısıl etkileşimlerin ihmal edildiği sert temas tipi kullanılmıştır. Kiriş yüzeyleri ve deney düzeneğindeki mesnetlerin yüzeyleri arasında ise yüzey-yüzey davranışı seçilmiştir. Bu davranış belirlenirken temas eden yüzeyler arasında teğetsel temas tipi kullanılmıştır. Teğetsel temas tipi tanımlanırken yüzeyler arasında dinamik sürtünme katsayısı $\mu=0,5$ seçilmiştir. Kiriş yüzeylerinin öteleme yer değiştirme hareketlerinin sadece kiriş eksenine doğrultusunda gerçekleşebileceği şekilde temas etkileşimi tanımlanmıştır. T=10 milisaniye için çarpma analizi yapılmıştır. Hesaplama süresi 4 çekirdekli, 3,5 GHz hızda işlemciye ve 8 GB belleğe sahip olan bilgisayarda 6258 saniye sürmüştür.

Şekil 4.2’de basit mesnetli kirişe orta noktasından çarpma durumuna eşdeğer sonlu elemanlar modeli verilmiştir.



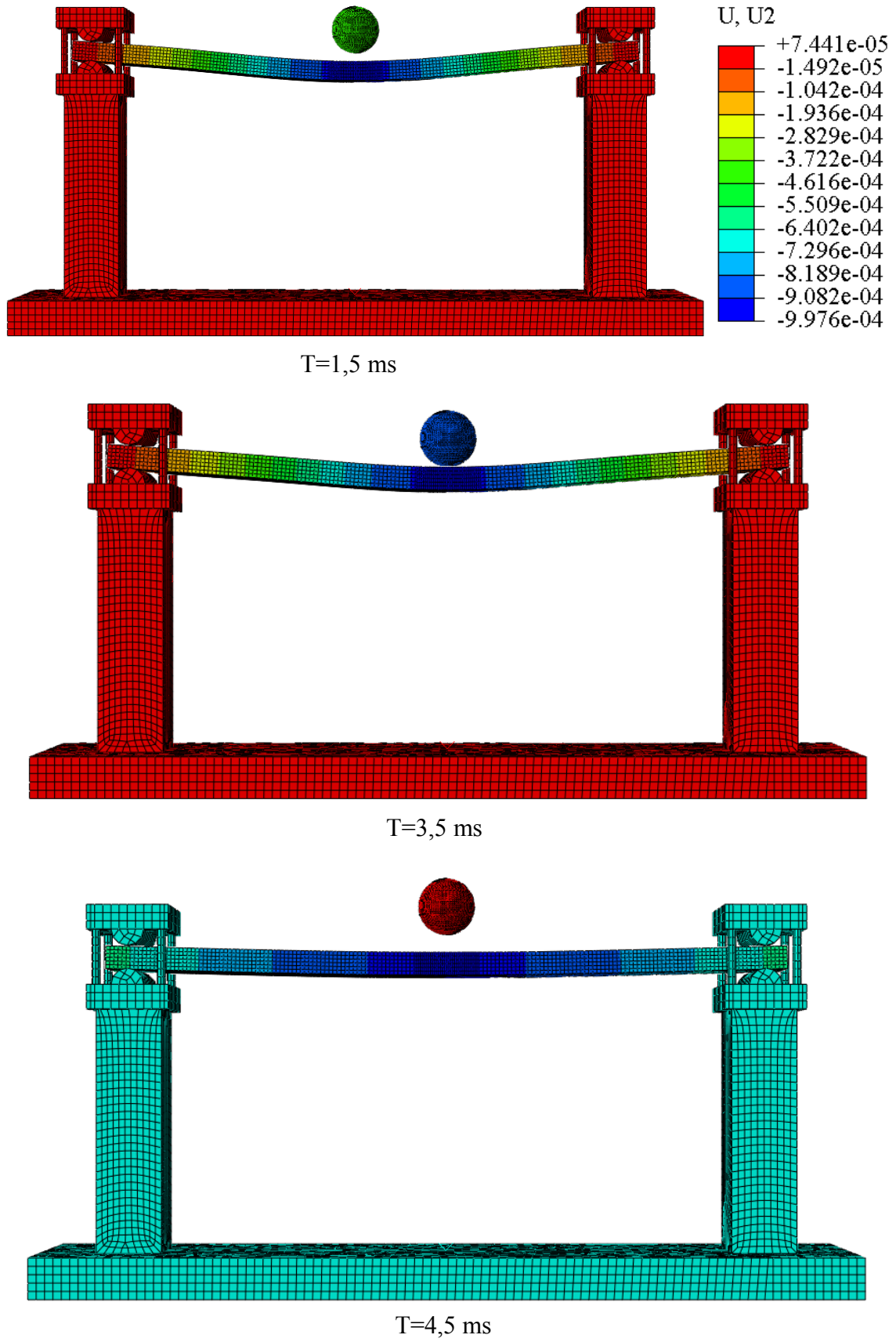
Şekil 4.2. Merkezden çarpma yüklemesi için deney düzeneği, kiriş ve küreye ait sonlu eleman modeli

Analitik çözüm, SEM çözümü ve literatürde [23] var olan deneysel çalışmaya ait zamana bağlı yer değiştirme hareketleri Şekil 4.3'te verilmiştir.



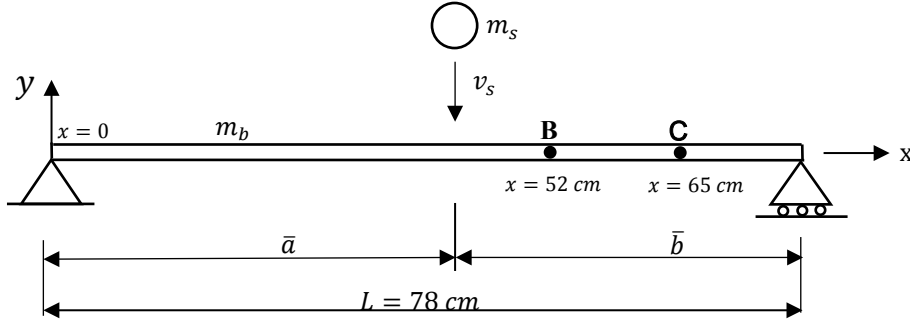
Şekil 4.3. Merkezden çarpma durumunda kiriş ve küreye ait yer değiştirme hareketleri

Şekil 4.4'te farklı T anlarında hesaplamalı çözümden elde edilen basit mesnetli kirişe ve küreye ait yer değiştirmeler verilmiştir.



Şekil 4.4. Merkezden çarpma durumunda farklı T anlarında kiriş ve küre hareketleri

4.2. Kirişe B ve C Noktalarından Çarpma Durumunda Ardıl Çarpma Analizi



Şekil 4.5. Kirişin uzunluğu boyunca herhangi bir noktasından çarpma yüklemesi

Basit mesnetli bir kirişin uzunluğu boyunca herhangi bir noktasından enine doğrultuda çarpma yüklemesine maruz kalması durumunda, çarpma noktasında oluşacak zamana bağlı düşey yer değiştirme eşitliği [1] aşağıda verilmiştir.

$x = \bar{a} = L - \bar{b}$ çarpma noktasında meydana gelen zamana bağlı w_i düşey yer değiştirme hareketi Eş. 4.1 ile elde edilebilir.

$$w_i = \frac{L^2 v_s}{a^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\phi_i^3} \bar{B} \left[\frac{\sin \frac{2\phi_i \bar{b}}{L} \sin \frac{2\phi_i x}{L}}{\cos \phi_i \sin \phi_i} - \frac{\sinh \frac{2\phi_i \bar{b}}{L} \sinh \frac{2\phi_i x}{L}}{\cosh \phi_i \sinh \phi_i} \right] \sin \frac{4\phi_i^2 a^2 t}{L^2} \quad (4.1)$$

Eş. 4.1’de yer alan $\bar{B}$ ifadesinin açılımı Eş. 4.2’de verilmiştir.

$$\bar{B} = \left[\frac{\bar{b} \sin^2 \frac{2\phi_i \bar{a}}{L} + \bar{a} \sin^2 \frac{2\phi_i \bar{b}}{L}}{L \sin^2 \phi_i \cos^2 \phi_i} - \frac{\bar{b} \sinh^2 \frac{2\phi_i \bar{a}}{L} + \bar{a} \sinh^2 \frac{2\phi_i \bar{b}}{L}}{L \sinh^2 \phi_i \cosh^2 \phi_i} + \frac{2M}{\phi_i^2} \right]^{-1} \quad (4.2)$$

Eş. 4.2’de bulunan ϕ_i terimleri, kiriş ve kürenin kütleleri oranı M terimine bağlı olarak Eş. 4.3 ile bulunabilir.

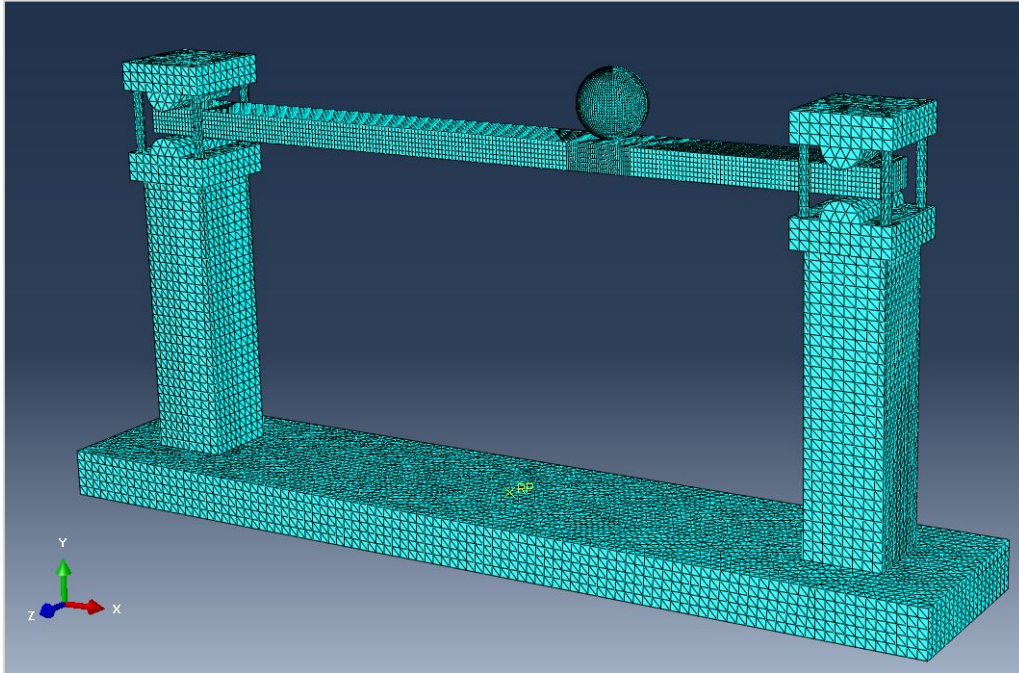
$$2M = \phi_i \left[\frac{\sin \frac{2\phi_i \bar{b}}{L} \sin \frac{2\phi_i \bar{a}}{L}}{\cos \phi_i \sin \phi_i} - \frac{\sinh \frac{2\phi_i \bar{b}}{L} \sinh \frac{2\phi_i \bar{a}}{L}}{\cosh \phi_i \sinh \phi_i} \right] \quad (4.3)$$

Kirişin merkezinden sırasıyla 130 mm uzaklıktaki B noktası ve 260 mm uzaklıktaki C noktası için kiriş ve kürenin kütleleri oranına bağlı olarak bulunan ϕ_i değerleri Çizelge 4.3'te verilmiştir. ϕ_i ve $\bar{B}$ değerleri Eş. 4.1'de yerine yazılarak çarpma noktalarındaki düşey yer değiştirmeler zamana bağlı olarak bulunmuştur.

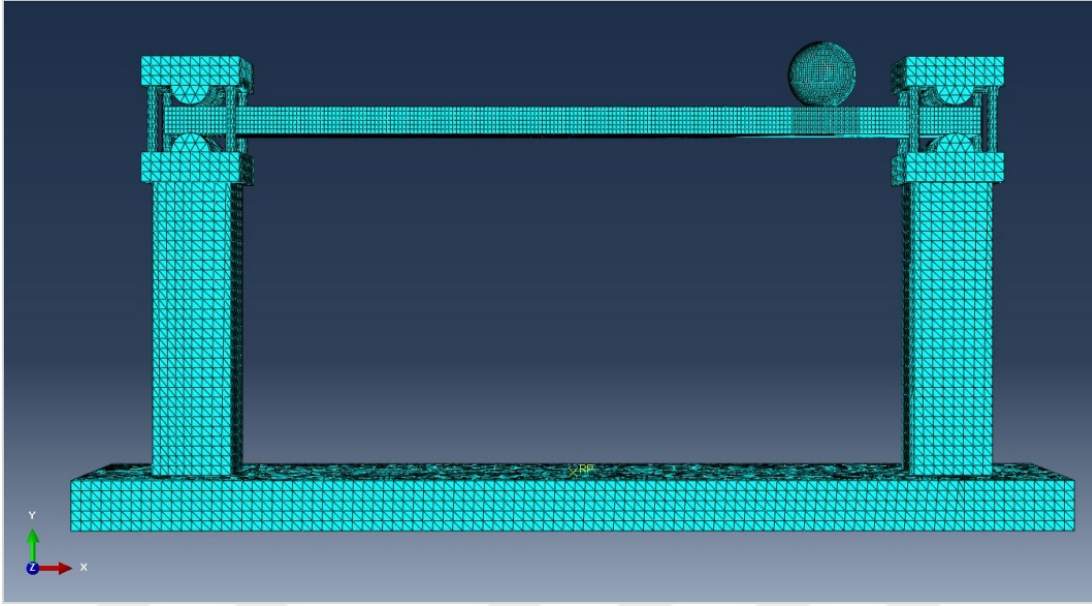
Çizelge 4.3. B ve C noktalarına çarpma durumunda kiriş ve küre kütleleri oranına bağlı ϕ_i değerleri

	ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_5	ϕ_6	ϕ_7	ϕ_8	ϕ_9	ϕ_{10}
B	1,4978	3,0194	6,0507	7,6283	10,6609	12,2826	16,9587	19,9692	21,6466	24,6461
C	1,5444	2,9979	4,4832	6,0992	7,7821	10,8593	12,1673	13,7204	15,4338	17,1781

B ve C noktalarından çarpma yüklemesi için oluşturulmuş sonlu eleman modelleri sırasıyla Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de verilmiştir.

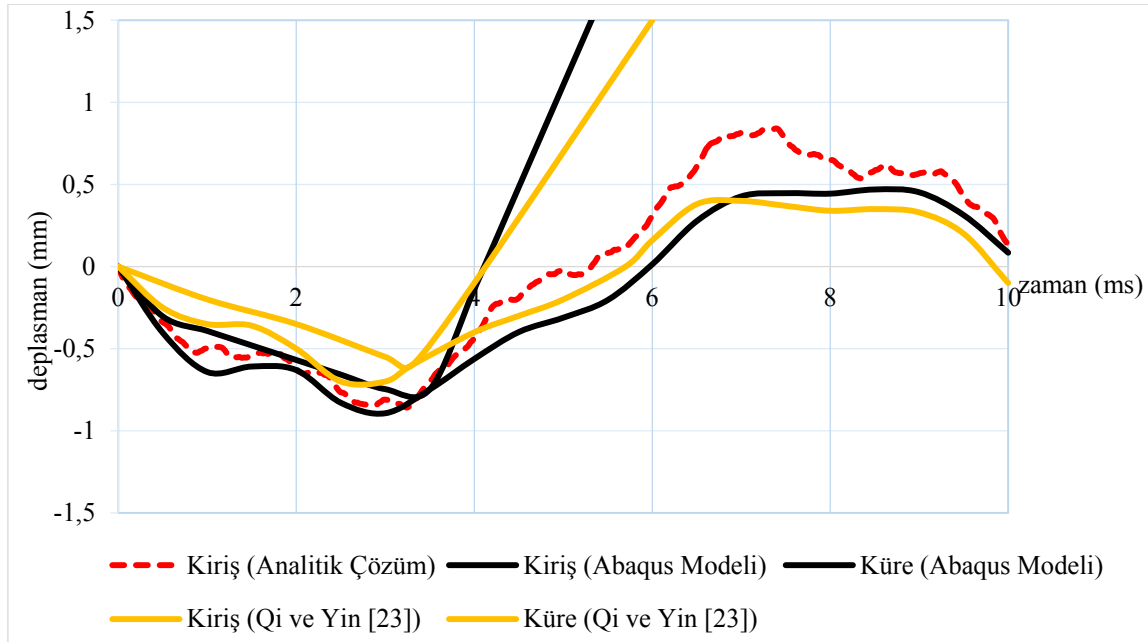


Şekil 4.6. B noktasından çarpma yüklemesi için oluşturulmuş sonlu eleman modeli

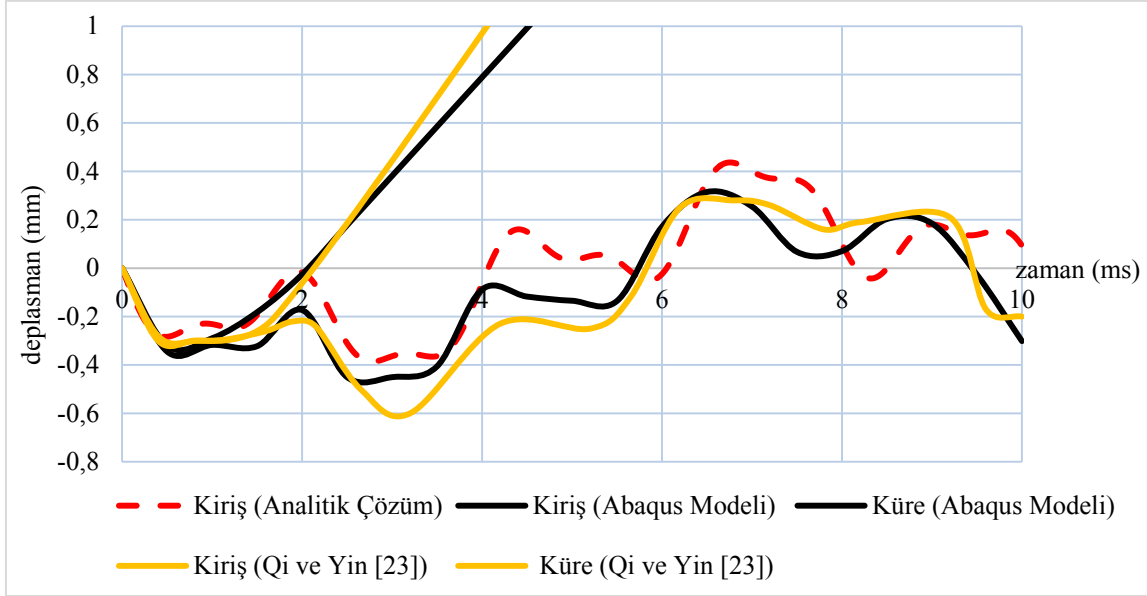


Şekil 4.7. C noktasından çarpma yüklemesi için oluşturulmuş sonlu eleman modeli

Kiriş ve kürenin yer değiştirme hareketleri için analitik ve hesaplamalı çözümlerden elde edilen deplasmanlar ile literatürde [23] yer alan çalışmaya ait deplasmanlar Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da verilmiştir.

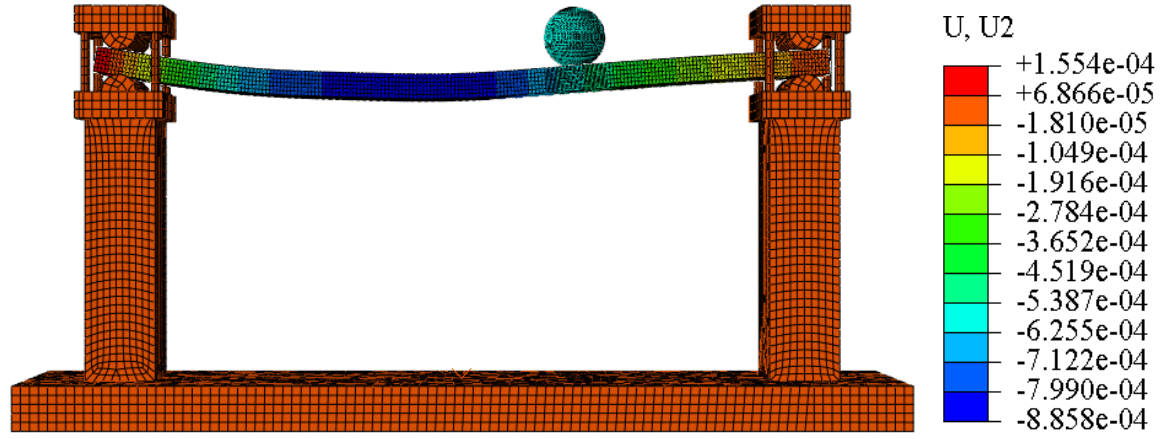


Şekil 4.8. B noktasından çarpma durumunda kiriş ve küreye ait yer değiştirme hareketleri

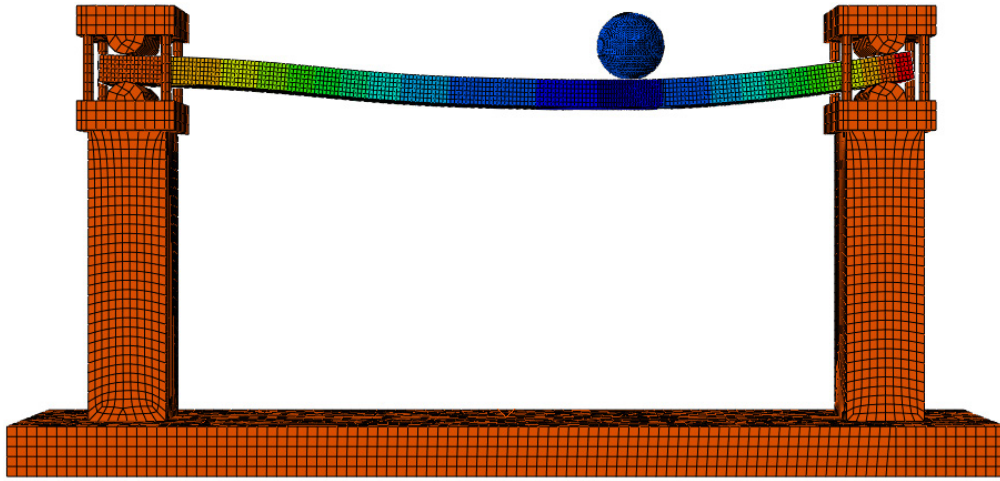


Şekil 4.9. C noktasından çarpma durumunda kiriş ve küreye ait yer değiştirme hareketleri

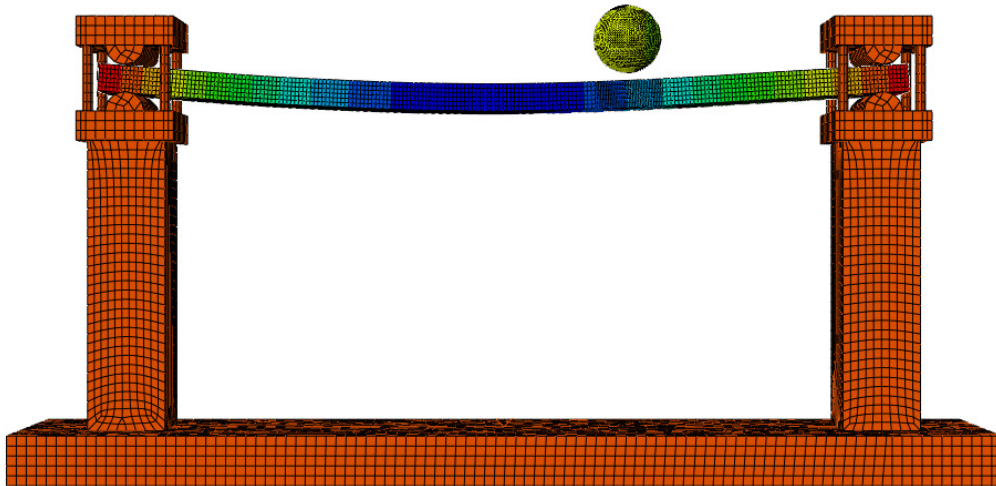
Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de sırasıyla B ve C noktalarından çarpma yüklemesi için farklı T anlarında hesaplamalı çözümden elde edilen basit mesnetli kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler verilmiştir.



T=2,0 ms

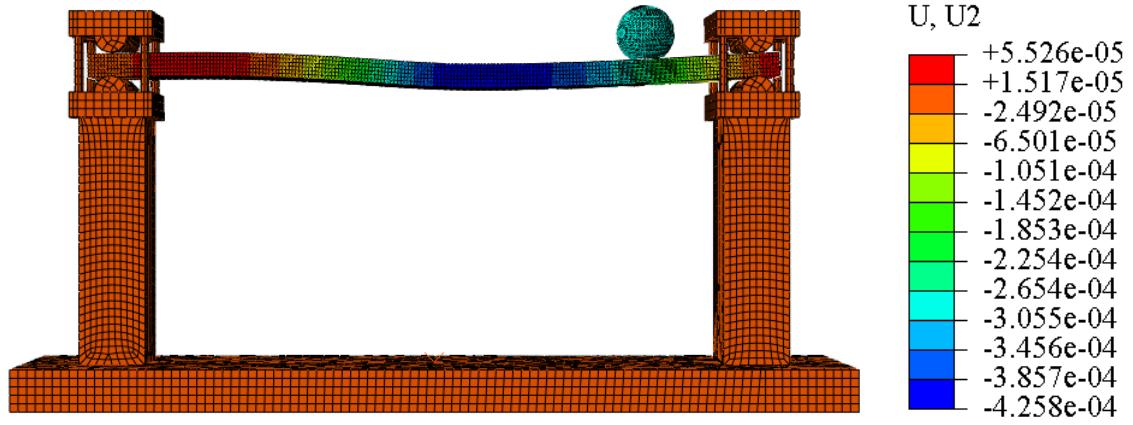


T=3,0 ms

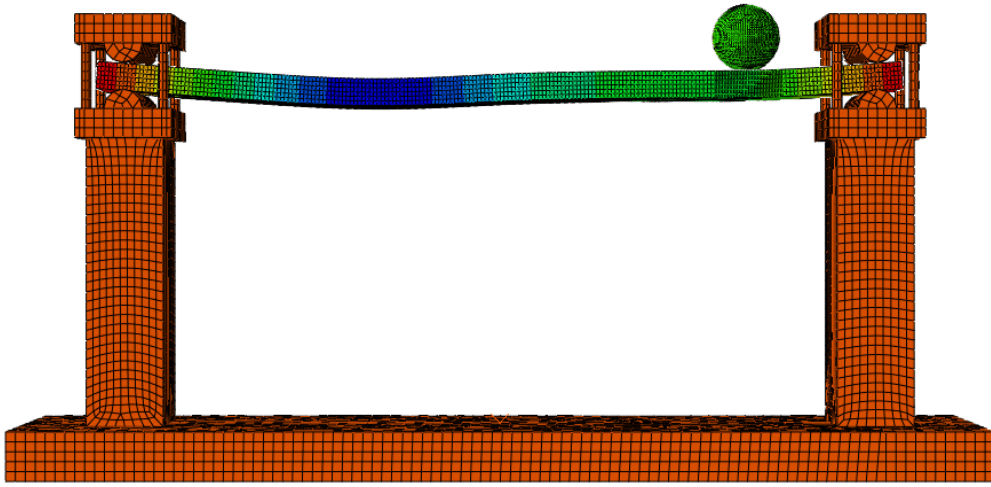


T=4,0 ms

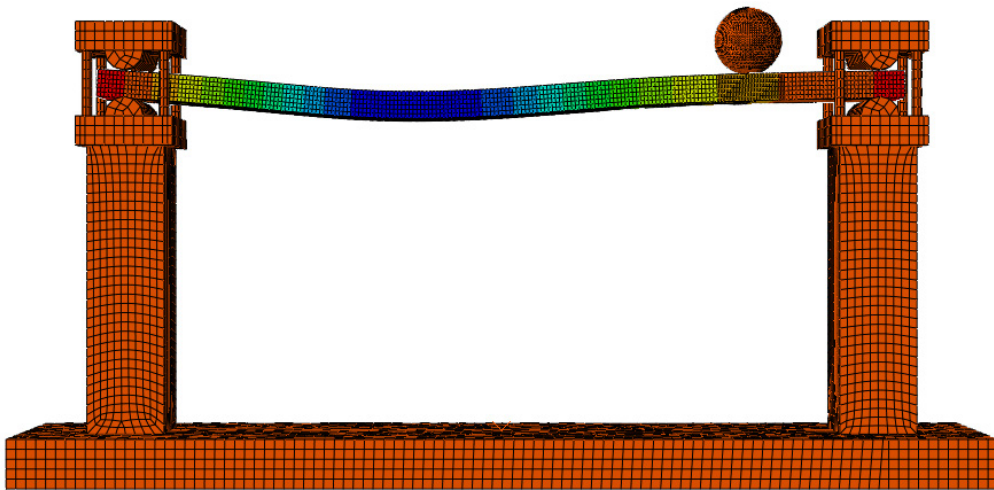
Şekil 4.10. B noktasından çarpma yüklemesinde farklı T anlarında kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler



T=1,0 ms



T=1,5 ms



T=2,0 ms

Şekil 4.11. C noktasından çarpma durumunda farklı T anlarında kiriş ve küreye ait yer değiştirmeler

4.3. Enerji Dengesi

Ardıl çarpma (sub-impact) analizinde hesaplamalı çözümden elde edilen sonuçların uygunluğu sistemdeki enerji dengesiyle kontrol edilebilir. Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programında elasto-plastik malzeme modeli kullanılarak yapılan dinamik analiz sonuçlarında enerji denge durumu Eş. 4.4'te verilen ifade ile kontrol edilmektedir [31].

$$E_{total} = E_{internal} + E_{kinetic} + E_{viscous} + E_{frictional} \quad (4.4)$$

Burada E_{total} sistemdeki toplam enerjiyi göstermektedir. Sistemdeki içsel, kinetik, viskoz ve sürtünme enerjilerinin toplamı olan bu enerji değeri $\pm \%1$ değişim oranında sabit kalmalıdır [31].

$E_{internal}$ sistemdeki toplam şekil değiştirme enerjisini ifade etmektedir. Eş. 4.5'te toplam şekil değiştirme enerjisinin bileşenleri verilmektedir.

$$E_{internal} = E_{strain} + E_{artificial} + E_{plastic} \quad (4.5)$$

Burada E_{strain} sistemdeki elastik şekil değiştirme enerjisini ifade etmektedir. $E_{artificial}$ terimi Şekil.3.2.b'de verilen C3D8R kutu eleman modelinde hesaplanan suni şekil değiştirme enerjisidir. $E_{plastic}$ ifadesi ise modelde oluşan geri dönüşümsüz şekil değiştirme enerjisidir.

Eş. 4.4'te verilen $E_{kinetic}$ ifadesi ise sistemdeki kinetik enerji değeridir. Başlangıçta bu değer kirişe çarpan kürenin kinetik enerjisine eşittir. Eş. 4.6'da kürenin başlangıç kinetik enerji denklemi verilmiştir.

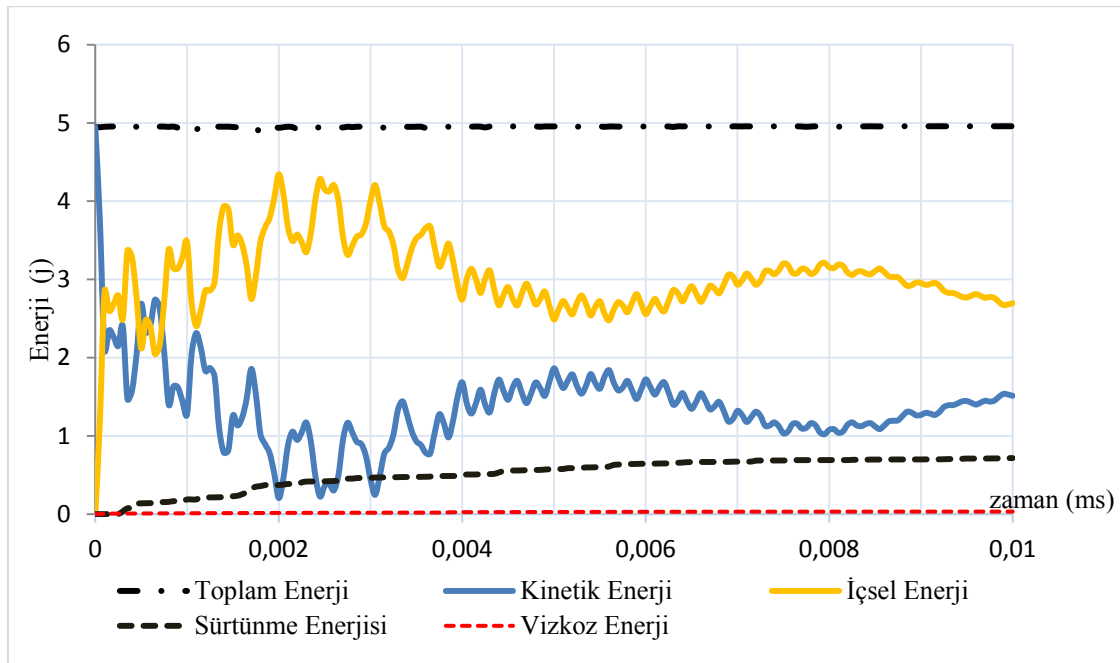
$$E_{küre} = \frac{1}{2} m_s v_s^2 \quad (4.6)$$

Kürenin kütlesi ve başlangıç hızı Eş. 4.6'da yerine yazılırsa kürenin kinetik enerjisi;

$E_{küre} = (1/2) \times 1,4008 \times 2,66^2 = 4,9558$ joule olarak bulunur. Bu değer kürenin kirişe ilk temas anında sistemdeki toplam enerjiye (E_{total}) eşittir.

E_{viscous} değeri ise modelde kullanılan malzemenin hacimsel sıkışmazlık davranışıyla sönümlendiği enerjidir. Bulk modülü olarak bilinen hacimsel sıkışmazlık katsayısı Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programında lineer ve kuadratik bulk parametreleri olarak sırasıyla 0,06 ve 1,2 değerleriyle tanımlıdır. Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programı bu değerleri işleme alarak dinamik analiz problemlerinde yüksek frekanslı salınımları kontrol etmek için sisteme sönüm etkisi veren düşük oranda viskoz enerji tanımlamaktadır [31].

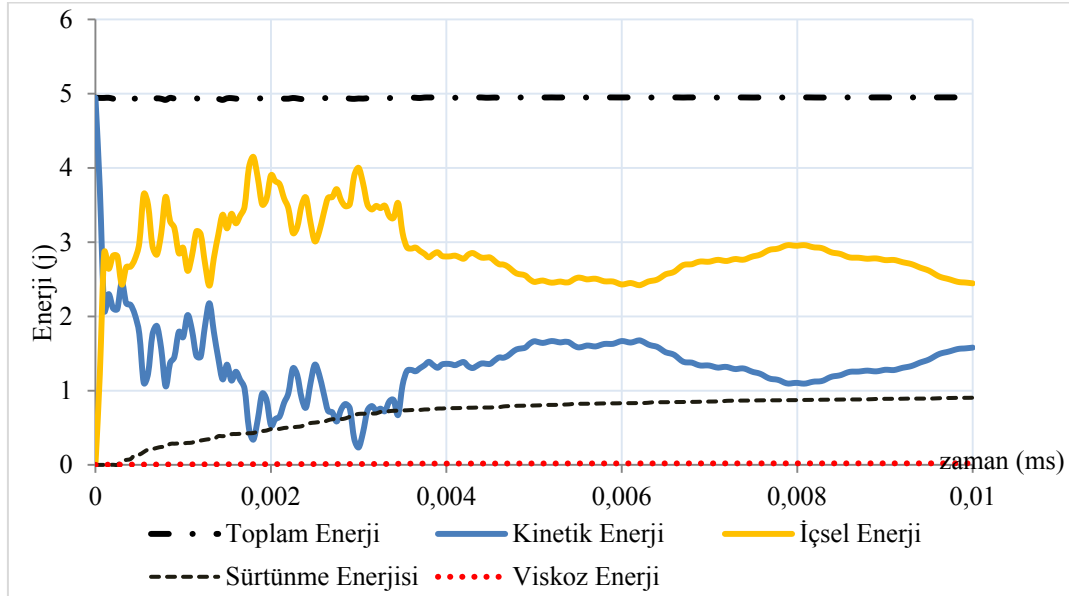
Basit mesnetli kirişe orta noktasından (A) enine doğrultuda küre çarpması durumunda hesaplamalı çözümde elde edilen enerji değerleri Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.12. Basit mesnetli kirişe orta noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri

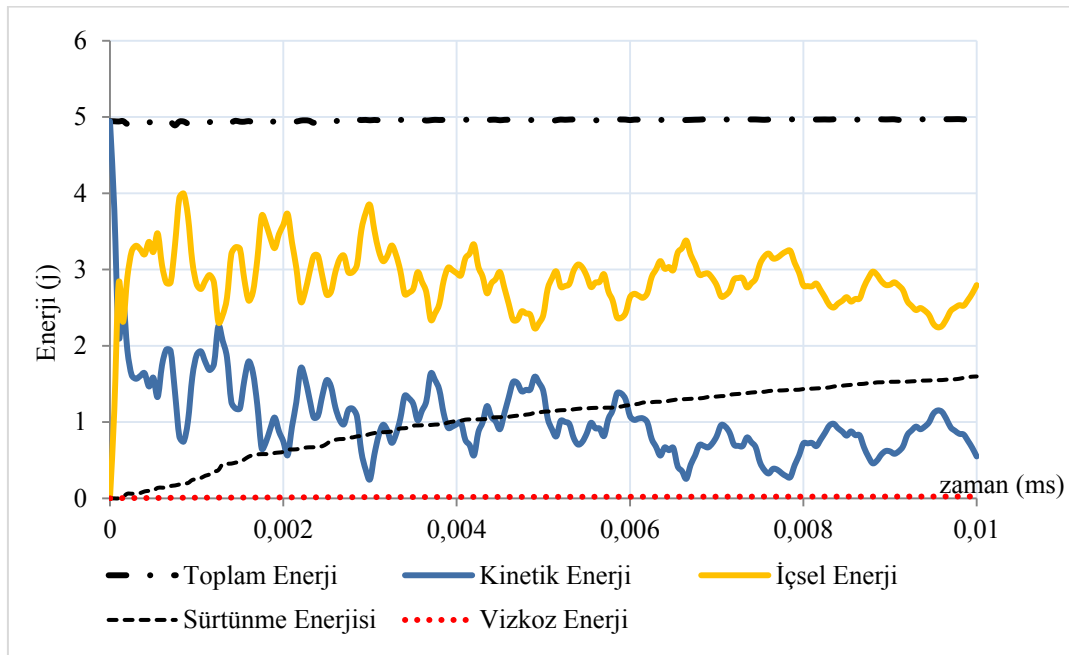
Eş. 4.6’dan elde edilen kürenin başlangıç kinetik enerjisi 4,9558 joule değeri hesaplamalı çözümde elde edilen sonuçlarda ilk temas anında sistemdeki toplam enerji ve başlangıç kinetik enerji değeri olarak Şekil 4.12’de görülmektedir. Çarpma süresi $t \approx 2,5$ milisaniye anında kiriş maksimum düşey yer değiştirmeyi yaptığında sistemin kinetik enerjisi minimuma azalmış buna karşılık elastik şekil değiştirme enerjisini içeren içsel enerji değeri maksimum değerine ulaşmıştır.

Basit mesnetli kirişin B noktasından enine doğrultuda küre çarpması durumunda hesaplamalı çözümden elde edilen enerji değerleri Şekil 4.13'te verilmiştir.



Şekil 4.13. Kirişe B noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri

C noktasından enine doğrultuda küre çarpması durumunda hesaplamalı çözümden elde edilen enerji değerleri Şekil 4.14'te verilmiştir.



Şekil 4.14. Kirişe C noktasından çarpma yüklemesinde sistemdeki enerji değerleri

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında, lineer elastik çelik malzeme özelliklerine sahip tek açıklıklı ve farklı mesnetlenme koşullarına sahip kirişlerin uzunlukları boyunca farklı noktalarından çarpma etkisi altındaki davranışları analitik ve hesaplamalı olarak incelenmiştir. Analitik çözümde elde edilen yer değiştirmeler, Abaqus/Explicit sonlu elemanlar paket programı ile karşılaştırılmıştır. Hesaplamalı çözümde çarpma problemine eşdeğer sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Çalışmanın son kısmında literatürde var olan deneysel çalışmaya ait deney düzeneği modellenerek farklı noktalarından ardıl çarpmaya maruz kalan elasto-plastik bilineer izotropik çelik malzemeden üretilmiş basit mesnetli kirişin ve çarpan kürenin ilk temas anından itibaren hareketlerini veren sonlu elemanlar çözümü ve elastik sınırlar içinde kirişin yer değiştirme hareketini veren analitik çözüm yapılmıştır.

Analitik ve hesaplamalı yöntemlerle elde edilen zaman-deplasman eğrilerinin örtüşmesi, kullanılan sonlu elemanlar paketinin bu tür dinamik analizler için uygun olduğunu göstermektedir.

Çalışmanın tamamında kürenin başlangıç hız değerleri düşük hızlı çarpma yüklemesine örnek verilebilir. Bu yükleme çeşidinde global deformasyonlar yerine yerel deformasyonlar oluşmaktadır. Ardıl çarpma çalışmasında elasto-plastik bilineer izotropik çelik malzeme kullanılmıştır. Analitik çözümde kullanılan yer değiştirme denklemleri elastik malzeme parametresi içermesine rağmen elde edilen yer değiştirme hareketleri deneysel ve hesaplamalı çalışmaya yakın sonuçlar vermiştir. Bu durumun nedeni kirişte düşük hızlı çarpma yüklemesi gerçekleştiğinden oluşan plastik deformasyonun sadece küre ile temas noktasında gerçekleşip oldukça düşük değerde olması olarak gösterilebilir.

Ardıl çarpma (Sub-impact) çalışmasında, tez çalışmasının hesaplamalı kısmında oluşturulan sonlu eleman modelleri geliştirilerek kirişin yer değiştirme hareketlerinin yanı sıra küreye ait yer değiştirme hareketleri de elde edilmiştir. Literatürde var olan deneysel çalışmada kullanılan deney düzeneği Abaqus yazılım ortamında rijit davranışlı olarak tanımlanmıştır. Çalışmadan elde edilen veriler değerlendirildiğinde, kullanılan sonlu elemanlar yazılımının uygun temas ve sınır koşullarıyla rijit ve şekil değiştirebilen parçalardan oluşan sistemlerin lineer olmayan dinamik analizleri için uygun olduğu görülür.

Ardıl arpma analizinde ele alınan kiriş orta noktasından (A) arpma yüklemesinde hesaplamalı çözümünden elde edilen kiriş ve kürenin yer değiştirme hareketleri literatürde var olan deneysel çalışmaya oldukça yakındır. Farklı arpma noktalarında (B, C) yapılan hesaplamalı çözüm sonuçlarında kiriş ait maksimum yer değiştirmeler deneysel çalışma sonuçlarıyla farklılık göstermektedir. Buna karşılık kiriş ve kürenin yer değiştirme hareketleri ile kürenin kiriş ardıl çarpma zamanı deneysel çalışma ile uyum içindedir.



6. ÖNERİLER

Çalışmada kullanılan analitik ve hesaplamalı analizler farklı kesitli veya değişken kesitli geometriler için yapılabilir. Böylelikle pratik uygulamada karşılaşılan farklı yapı elemanları için çarpma davranışı incelenerek üst geçit ve köprü benzeri yapıların çarpma problemi için etkin bir model oluşturulabilir. Ayrıca, kullanılan analitik ve hesaplamalı yöntem ile çok açıklıklı kiriş sistemlerinin ya da eksenel yüklü kolon elemanların çarpma yükü altındaki davranışlarını belirlemek için uygun modeller oluşturulabilir.





KAYNAKLAR

1. Goldsmith W. (2001). *Impact The Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids*. New York: Dover Publications. 58-65.
2. Yılmaz, MC., Anıl, Ö., Alyavuz, B. ve Kantar, E. (2014). Load displacement behavior of concrete beam under monotonic static and low velocity impact load. *International Journal of Civil Engineering - Transaction A: Civil Engineering*, 12 (4), 488–503.
3. Gültop, T., Yılmaz, MC. ve Alyavuz, B. (2015). Çarpma Yüğü Altındaki Rijit Plastik Kirişlerin Analitik Olarak İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 30 (1), 87–94
4. Grote, DL., Park, SW. and Zhou, M. (2001). Dynamic behavior of concrete at high strain rates and pressures: I. experimental characterization. *International Journal of Impact Engineering*, 25 (9), 869–886
5. Yoo, YH., and Lee, M. (2003). A three-dimensional FE analysis of large deformations for impact loadings using tetrahedral elements. *Computational Mechanics*, 30 (2), 96–105.
6. Al-Thairy, H. and Wang, YC,. (2013). A simplified analytical method for predicting the critical velocity of transverse rigid body impact on steel columns. *International Journal of Impact Engineering*, 58, 39–54.
7. Stronge, William J. (2000). *Impact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press. 3-9
8. Hibbeler, Russell C. (2012). *Engineering Mechanics Dynamics* (13th Edition). New Jersey: Prentice Hall. 248-250.
9. Timoshenko, S.P. (1913). Zur Frage nach der Wirkung eines Stosses auf einen Balken. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik*, 62, 198.
10. Tobe, T. (1960). Transverse Impact on Beams. *Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.3, No:10.
11. Eringen, A.C. (1952). *Transverse Impact on Beams and Plates with Arbitrary Edge Conditions* (Technical Report No.2). Chicago: Office of Naval Research.
12. Schwieger, H. (1965). A Simple Calculation of the Transverse Impact on Beams and Its Experimental Verification. *SESA's Second International Congress on Experimental Mechanics*. Washington D.C.: Sept. 28-Oct. 1.
13. Ahmed, T.U., Ramachandra, L.S. and Bhattacharyya S.K. (2001). Elasto-plastic response of free-free beams subjected to impact loads. *International Journal of Impact Engineering*, 25, 661-68.
14. Dorogoy, A. and Rittel, D. (2008). Transverse impact of free–free square aluminum beams: An experimental–numerical investigation. *International Journal of Impact Engineering*, 35, 569–577.

15. Pashah, S., Massenzio, M. and Jacquelin, E. (2008). Prediction of structural response for low velocity impact. *International Journal of Impact Engineering*, 35, 119–32.
16. Ferrer, B., Ivorra, S., Segovia, E. and Irles, R. (2010). Tridimensional modelization of the impact of a vehicle against a metallic parking column at a low speed. *Engineering Structures*, 32, 1986–92.
17. Al-Thairy, H. and Wang, Y. C. (2013). An assessment of the current Eurocode 1 design methods for building structure steel columns under vehicle impact. *Journal of Constructional Steel Research*, 88, 164–171.
18. Chen, F.L., Yu, T.X., Yang, J.L. and Wu, W.H. (2013). Elastic effect in dynamic response of beams with pre-cracks impinged by striker, *Key Engineering Materials*, 535-536,493-496.
19. Yılmaz, M.C. (2014). *Betonarme Kirişlerin Darbe Yüğü Etkisinde Davranışlarının Deneyisel ve Analitik Olarak İncelenmesi* (Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara)
20. Cho, SR., Truong, DD. and Shin, HK. (2014). Repeated lateral impacts on steel beams at room and sub-zero temperatures. *International Journal of Impact Engineering*, 72, 75–84.
21. Alam, I. and Fawzia, S. (2015). Numerical studies on CFRP strengthened steel columns under transverse impact. *Composite Structures*, 120, 428–41.
22. Wang, H., Yin, X., Qi, X., Deng, Q., Yu, B. and Hao, Q. (2017). Experimental and theoretical analysis of the elastic-plastic normal repeated impacts of a sphere on a beam. *International Journal of Solids and Structures*, 109, 131–42.
23. Qi, X. and Yin, X. (2016). Experimental studying multi-impact phenomena exhibited during the collision of a sphere onto a steel beam. *Advances in Mechanical Engineering*, 8, 1–16.
24. Qi, X. and Yin, X. (2017). Sub-impacts of simply supported beam struck by steel sphere—part II: Numerical simulations, *Advances in Mechanical Engineering*, 9 (1), 1–11.
25. İnternet: Colorado University Official Web Page, Introduction to FEM. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.colorado.edu%2Fengineering%2FCAS%2Fcourses.d%2FIFEM.d%2F+&date=2018-01-28>. Son Erişim Tarihi: 28.01.2018
26. Hrennikoff, A.,(1941). Solution of problems in elasticity by the frame work method. *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 8, No. 4, pp. 169–175.
27. McHenry, D., (1943). A lattice analogy for the solution of plane stress problems. *Journal of Institution of Civil Engineers*, Vol. 21, pp. 59–82.
28. Turner, M.J., Clough, R. W., Martin, H.C., and Topp, L.J., (1956). Stiffness and deflection analysis of complex structures. *Journal of Aeronautical Sciences*, Vol. 23, No. 9,pp. 805–824.

29. Clough, R.W., (1960). The finite element method in plane stress analysis. *Proceedings, American Society of Civil Engineers*, 2nd Conference on Electronic Computation, Pittsburgh, PA, pp. 345–378.
30. Internet: Dassault Systemes. Abaqus Unified FEA. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.3ds.com%2Fproducts-services%2520%2Fsimulia%2F%2520products%2520%2Fabaqus%2F&date=2018-01-28>. Son Erişim Tarihi: 28.01.2018
31. Dassault Systemes, *ABAQUS, Version 6.14 User's Guide* 2014.
32. İnternet: Massachusetts Institute of Technology. Eight-node Brick Element. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fweb.mit.edu%2Fcalculix_v2.7%2FCalculiX%2Fccx_2.7%2Fdoc%2Fccx%2Fnode27.html&date=2018-01-28. Son Erişim Tarihi: 28.01.2018
33. Stoianovici, D. And Hurmuzlu, Y. (1996). A critical study of the applicability of rigid-body collision theory. *Journal of Applied Mechanics*, 63 (2), 307–316.
34. Yin, X.C., Qin, Y. and Zou, H. (2007). Transient responses of repeated impact of a beam against a stop. *International Journal of Solids and Structures*. 44 (22), 7323–7339.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ERBAŞ, Yaşar
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 15.02.1986, Bolu
 Medeni hali : Bekâr
 Telefon : 0 (378) 501 10 00
 Faks : 0 (378) 501 10 21
 e-mail : ysrrerbs@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora	-	-
Yüksek lisans	Gazi Ünv. /Fen Bilimleri Ens./ İnşaat Müh.	Devam Ediyor
Lisans	Bartın Ünv./İnşaat Mühendisliği Bölümü	2014
Lise	Ankara İncesu Anadolu Lisesi	2004

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2015-Halen	Bartın Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2014-2015	Kayhan Mühendislik Mimarlık Ltd. Şti.	Mühendis

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Erbaş, Y. ve Alyavuz, B. (2017 25-27 Ekim). *Basit Mesnetli Kirişte Enine Doğrultuda Çarpma Analizi*. 2. Uluslararası Akdeniz Bilim ve Mühendislik Kongresi, Adana.

Hobiler

Kitap okuma, bilardo pool disiplini, snowboard, kamp etkinlikleri.



GAZİ GELECEKTİR..