

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BASINÇLANDIRILMIŞ İNCE CİDARLI TÜPLERİN ÇARPMA
PERFORMANSLARININ BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Hamdi KULEYİN

HAZİRAN 2018
TRABZON



**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BASINÇLANDIRILMIŞ İNCE CİDARLI TÜPLERİN ÇARPMA
PERFORMANSLARININ BELİRLENMESİ**

Hamdi KULEYİN

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
“MAKİNA YÜKSEK MÜHENDİSİ”
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29.05.2018
Tezin Savunma Tarihi : 13.06.2018**

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Recep GÜMRÜK

Trabzon 2018

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Hamdi KULEYİN tarafından hazırlanan**

**BASINÇLANDIRILMIŞ İNCE CİDARLI TÜPLERİN ÇARPMA PERFORMANSLARININ
BELİRLENMESİ**

**başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 29 / 05 / 2018 gün ve 1755 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak kabul edilmiştir.**

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Vedat SAVAŞ

Üye : Doç.Dr. Recep GÜMRÜK

Üye : Doç.Dr. Hasan GEDİKLİ



Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Tez çalışması kapsamında ince cidarlı tüplerin çarpma performanslarının iyileştirilmesi konusunda araştırmalar yapılmıştır.

Çarpma testleri ve sonlu elemanlar yöntemi konularında çalışma olanağı sağlayan ve tez sürecim boyunca benden bilgi, tecrübe ve desteklerini bir an olsun esirgemeyen danışmanım Sayın Doç. Dr. Recep GÜMRÜK'e teşekkürü borç bilirim. Ayrıca tez çalışmam boyunca yardımlarından dolayı başta Sayın Doç.Dr. Hasan GEDİKLİ'ye Arş. Gör. Harun YANAR'a, Arş. Gör. Hasan Onur TAN'a ve Arş. Gör. Altuğ UŞUN'a teşekkür ederim.

Tez sürecim boyunca hep desteğini hissettiğim Bilgisayar Mühendisi Özlem DOĞRU'ya ve hayatım boyunca maddi, manevi desteklerini her zaman yanında hissettiğim, sevgili aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Hamdi KULEYİN
Trabzon, 2018

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Basınçlandırılmış İnce Cidarlı Tüplerin Çarpma Performanslarının Belirlenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Doç. Dr. Recep GÜMRÜK’ün sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 13.06.2018

Hamdi KULEYİN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XIII
SEMBOLLER DİZİNİ	XIV
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. Enerji Sönümleyici Yapılar	3
1.3. Enerji Sönümleyici Yapıların Çarpma Performansının Belirlenmesinde Kullanılan Parametreler	4
1.3.1. Sönümlenen Toplam Enerji	4
1.3.2. Ortalama Çarpma Kuvveti	5
1.3.3. Çarpma Kuvveti Verimi	5
1.3.4. Sönümlenen Özgül Enerji	5
1.3.5. Strok Verimi	6
1.4. Enerji Sönümleyici Yapıların Tasarım Kriterler	7
1.5. Literatür Araştırması.....	8
1.6. İnce Cidarlı Tüplerin Deformasyon Davranışları	13
1.7. LSDYNA	15
1.8. Tezin Konusu ve Amacı	18
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	19
2.1. Deneysel Çalışmalar	19
2.1.1. Çekme Testleri.....	19
2.1.2. Statik Basma DeneYleri	21
2.1.3. Dinamik Basma DeneYleri.....	23
2.2. Sayısal Çalışmalar	26
2.2.1. Statik Analizler	26
2.2.3. FSI Yaklaşım İçeren Modellerde Stabilitate	32

3.	BULGULAR VE İRDELEME	34
3.1.	DeneySEL Sonuçlar	34
3.1.1.	Statik Deneyler	34
3.1.2.	Dinamik Deneyler.....	39
3.2.	Sayısal Analizlerin Sonuçları	49
3.2.1.	Sayısal Modellerin Doğrulanması	49
3.2.2.	FSI Modellerde Sızıntı Etkisinin Araştırılması	52
3.2.3.	Statik DeneySEL ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması	55
3.3.	Dinamik Sayısal Analizlerin Sonuçları	58
3.3.1.	Düz Tüpler İçin Parametrik alışmalar	58
3.3.1.1.	Dinamik Koşullarda Basınçlı Düz Tüpler İçin Cidar Kalınlığının Enerji Sönümlenme Performansına Etkisi	58
3.3.1.2.	Dinamik Koşullarda Düz Tüpler İçin İç Basıncın Enerji Sönümlenme Performansına Etkisi	64
3.3.1.3.	Dinamik Koşullarda Basınçlandırılmış Düz Tüp İçin arpma Hızının Etkileri	69
3.3.1.4.	İç Basınçlı Düz Tüplerin Eğik arpma Performansının İncelenmesi	71
3.3.2.	Konik Tüpler İçin İç Basıncın Enerji Sönümlenme Performansına Etkisi.....	75
4.	SONUÇLAR.....	80
5.	ÖNERİLER.....	83
6.	KAYNAKLAR	85
	ÖZGEçMİş	

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

BASINÇLANDIRILMIŞ İNCE CİDARLI TÜPLERİN ÇARPMA
PERFORMANSLARININ BELİRLENMESİ

Hamdi KULEYİN

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Recep GÜMRÜK
2018, 89 Sayfa

İnce cidarlı tüpler, hafif olmaları yanında sahip oldukları üstün enerji sönmeme kabiliyeti nedeniyle otomotiv endüstrisinde geniş kullanım alanına sahiptir. Son zamanlarda ince cidarlı tüplerin yapısal olarak sahip olduğu tüp boşluğunun basınçlı hava veya köpük malzemelerle doldurulması konusuna olan ilgi giderek artmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada basınçlandırılmış ince cidarlı tüplerin statik ve dinamik basma davranışları deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır. Statik deneyler farklı iç basınçlardaki tüplerle gerçekleştirilmiştir. Dinamik deneyler farklı iç basınçlara sahip tüplerde farklı çarpma hızlarında yapılmıştır. Sayısal modellerde iç basınç etkisi için Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE) yaklaşımı kullanılmıştır. Sayısal analizler aksel yüklemeye altında; cidar kalınlığı, iç basınç ve darbe hızı etkileri incelenecek şekilde düz ve konik tüpler için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, eğik çarpma durumu ile iç basınç arasındaki ilişkinin incelenmesi amacıyla sayısal analizler yapılmıştır. Analizler sonucunda çarpma kuvveti, sönmelenen toplam enerji ve iç basınç değerlerinin deformasyon mesafesi ile değişim grafikleri elde edilmiştir. Buna ilaveten basınçlandırılmış tüpler için yüksek çarpma hızlarında iç basınçtaki ani değişimler ve basınç dalgası oluşumu incelenmiştir. Bu çalışma sonucunda basınçlandırılmış tüpler için katı akışkan etkileşimli modeller başarılı bir şekilde kullanılmıştır. İç basınç etkisiyle tüp deformasyon şeklinin değiştiği, ortalama çarpma kuvveti değerinin ve sönmelenen toplam enerji miktarının önemli ölçüde arttığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: İç Basınçlı İnce Cidarlı Tüpler, Çarpma Testleri, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Katı Akışkan Etkileşimli Model (FSI), Arbitrary Lagrangian Eulerian Yöntemi (ALE), Enerji Sönmeme

Master Thesis

SUMMARY

DETERMINATION OF CRASH PERFORMANCES OF PRESSURIZED THIN-
WALLED TUBES

Hamdi KULEYİN

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Assoc. Prof. Recep GÜMRÜK
2018, 89 Pages

Thin-walled tubes have a wide range of applications in automotive industry due to their superior energy absorbing capability as well as their lightweight. Recently, there has been a growing interest in filling in the gaps of tube with pressurized air or foam materials. For this reason, the static and dynamic compressional behaviours of pressurized thin-walled tubes were experimentally and numerically investigated. The static experiments were carried out with tubes at different internal pressures. The dynamic experiments were carried out using a gas gun test setup at different projectile velocities for with different internal pressures. Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE) approach was used to model the air in numerical models, which variable pressure effects during tube deformation were therefore taken into consideration. Numerical analysis under axial loading were run to examine the influence of both wall thickness- internal pressure relationship and impact velocity effects for each flat and conical tubes. Also, to investigate the relationship between oblique impact and internal pressure a few numerical analyses were carried out for the flat tubes. From the analyses, the curves of the impact force, absorbed total energy and internal pressure distribution with respect to deformation amount were obtained. In addition, sudden changes in internal pressure and the occurrence of pressure waves at high impact velocities for pressurized tubing have been investigated. It has been observed that the internal pressure changed both the tube deformation the modes and the value of the average impact force. In addition, the amount of absorbed total energy seriously increased.

Keywords: Pressurized thin-walled tube, Crash tests, Finite Elements Methods, Fluid-Structure Interaction Methods, Arbitrary Lagrangian Eulerian Methods, Energy absorbing.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1.	Ülkeler göre trafik kazaları sonucunda hayatını kaybeden kişi sayısı haritası [1].	1
Şekil 1.2.	Audi Q7 araca ait iskelet yapısı ve enerji sönümleyici elemanlar [3]......	2
Şekil 1.3.	Enerji sönümleyici yapılara ait geleneksel kuvvet-yer değiştirme eğrisi	6
Şekil 1.4.	Farklı iç basınçlara sahip ince cidarlı tüplerin statik yükleme sonrası deformasyon görüntüleri a) $R/t = 125$ b) $R/t = 150$ c) $R/t = 175$ [45]......	12
Şekil 1.5.	Kompozit tüpler için çalışmada kullanılan a) Basınç kontrol b) Deney sistemine ait görüntüler [47].	13
Şekil 1.6.	Dairesel kesitli tüplerde çap, kalınlık ve uzunluğa bağlı deformasyon şekillerinin sınıflandırılması [49]......	14
Şekil 1.7.	Çarpma sırasındaki deformasyon şekillerine ait görüntüler (a) Eksenel simetrik ve (b,c) eksenel simetrik olmayan deformasyon şekilleri [50].	15
Şekil 1.8.	Farklı eleman formülasyonlarına sahip ağ yapılarının deformasyon sırasındaki davranışı a) Lagrangian b) Eulerian c) ALE [51].	17
Şekil 2.1.	Çekme testlerinin gerçekleştirildiği; (a) test cihazı, (b) test bölgesi ve c) test numunesine ait görüntüler	20
Şekil 2.2.	Statik deney numunesine ait gerilme birim şekil değiştirme eğrisi	21
Şekil 2.3.	Statik basınç kontrol sistemine ait (a) Şematik (b) Parçalara ait ve c) Montaj resimleri	22
Şekil 2.4.	Statik deneyler için kullanılan a) Test cihazı genel b) Basma test bölgesi görüntüsü	23
Şekil 2.5.	Dinamik basınç kontrol sistemi	24
Şekil 2.6.	Dinamik deneyler için kullanılan deney sistemi; a) Gaz tabancası deney sistemi genel görünümü, b) Test kabin detayı ve dinamik basınç kontrol ünitesi.....	25
Şekil 2.7.	Farklı sayısal modellere;(a) 3 boyutlu (b) eksenel simetrik (c) 3 boyutlu yarım, eklenen sınır şartları.....	28
Şekil 2.8.	Sayısal çalışmalarda kullanılan modeller a) Sabit iç basınç kabulü b) 3 Boyutlu ALE c) 2 Boyutlu ALE yöntemleriyle oluşturulan sayısal modeller.....	29
Şekil 2.9.	Malzeme modelinde kullanılan gerçek gerilme-gerçek şekil değiştirme eğrisi	30
Şekil 2.10.	Sayısal modellerde etkileri incelenen PFAC eğrileri	33
Şekil 3.1.	Farklı iç basınçlara sahip tüplerin deneysel statik kuvvet-yer değiştirme eğrileri	35

Şekil 3.2.	Statik basma deneylerindeki tüp deformasyon şekilleri a) İç basınçsız, b) 2.5 barlık iç basınca sahip ve c) 3.5 barlık iç basınca sahip	36
Şekil 3.3.	Farklı iç basınçlara sahip tüplerin deneysel sönümlenen toplam enerji eğrileri	37
Şekil 3.4.	Çalışma basıncı 3 bar olan emniyet valfi kullanılarak elde edilen değişken iç basınçlı tüpler için deneysel kuvvet-yer değiştirme eğrileri	38
Şekil 3.5.	Çalışma basıncı 3 ve 4 bar olan emniyet valfi kullanılarak elde edilen değişken iç basınçlı tüpler için deneysel kuvvet-yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.....	38
Şekil 3.6.	Farklı çarpma hızlarında iç basınçsız ve iç basınçlı tüplerin dinamik deneyler sonrası kesit görüntüleri; a) 15 m/s b) 30 m/s ve c) 40 m/s.....	40
Şekil 3.7.	Dinamik deneylerdeki deformasyon miktarının iç basınç ve çarpma hızına bağlı olarak değişimi	42
Şekil 3.8.	Hassas regülatör kullanımı sırasında iç basınçtaki zamana bağlı değişim	42
Şekil 3.9.	Farklı çarpma hızlarında farklı iç basınçlara sahip tüplerin dinamik deneyler sonrası kesit görüntüleri, a) 15 m/s b) 30 m/s ve c) 40 m/s çarpma hızı için	43
Şekil 3.10.	Hassas regülatör kullanılmayan durumda tüp içerisindeki basıncın zamana bağlı değişimi.....	45
Şekil 3.11.	30 m/s darbe hızına maruz bırakılan iç basınçsız tüpün yüksek hızlı kamera ile deformasyon oluşumuna ait görüntüler	46
Şekil 3.12.	30 m/s darbe hızına maruz bırakılan ve regülatör kullanılmayan 3 barlık iç basınca sahip tüpün yüksek hızlı kamera ile deformasyon oluşumu	47
Şekil 3.13.	15 m/s darbe hızına maruz bırakılan ve regülatör kullanılan 4 barlık iç basınca sahip tüpün yüksek hızlı kamera ile deformasyon oluşumu	48
Şekil 3.14.	Basınçlı tüp modellemesi için farklı yöntemler içeren sayısal analizlerde elde edilen kuvvet-yer değiştirme eğrilerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması.....	50
Şekil 3.15.	Eksplisit Sayısal modeller için kullanılan statik yükleme koşullarının kontrolüne ait örnek kuvvet-zaman eğrisi	50
Şekil 3.16.	Dinamik analizlerde farklı yöntemlerle modellenen iç basınçlı tüplerin sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri	51
Şekil 3.17.	Farklı PFAC eğrileri tanımlanmış FSI modellerde deformasyon sırasındaki sızıntı görüntüleri; a) Eğri 1, b) Eğri 2, c) Eğri 3 ve d) Eğri 4.....	52
Şekil 3.18.	Farklı PFAC değerlerine sahip FSI modellerden elde edilen kuvvet-yer değiştirme eğrileri	55
Şekil 3.19.	İç basınçsız tüpler için statik koşullarda deneysel ve sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri	56

Şekil 3.20.	Farklı iç basınçlara sahip tüplerin statik koşullarda deneysel ve sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri; a) 2.5 bar ve b) 3.5 bar iç basınçlarda	57
Şekil 3.21.	Statik deney ve sayısal analizlerden elde edilen deformasyon resimlerinin karşılaştırması; a) İç basınçsız ve b) 2.5 bar iç basınçlı tüpleri için	57
Şekil 3.22.	Farklı cidar kalınlığında iç basınçsız ve iç basınçlı tüpler için sayısal kuvvet- yer değiştirme eğrileri; a) 0.1 mm, b) 0.2 mm, c) 0.3 mm ve d) 0.4 mm cidar kalınlıkları için	59
Şekil 3.23.	Ortalama kuvvet değerindeki artışın cidar kalınlığına bağlı değişimi (İç basınç P=10 Bar).....	61
Şekil 3.24.	Farklı cidar kalınlıklarındaki iç basınçlı tüpler için sayısal kuvvet- yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırması	61
Şekil 3.25.	Farklı cidar kalınlıklarındaki iç basınçlı tüpler için a) Tüp cidarı tarafından sönmölen b) Toplam sönmölen enerji- yer değiştirme eğrileri	62
Şekil 3.26.	Cidar kalınlığı ve iç basınca bağılı olarak sönmölen boyutsuz enerji miktarının değişimi	62
Şekil 3.27.	Farklı cidar kalınlığına sahip iç basınçlı tüplerde deformasyon gelişimi; a) t=0.1 mm, b) t=0.2 mm, c) t=0.3 mm ve d) t=0.4 mm cidar kalınlıkları için	63
Şekil 3.28.	Farklı iç basınçlara sahip tüplerin dinamik analizleri sonucu elde edilen sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri	65
Şekil 3.29.	Ortalama kuvvet değerinde artışın iç basınca bağılı olarak değişimi.....	65
Şekil 3.30.	Farklı iç basınçlara sahip tüplerde deformasyon sırasında tüp tarafından sönmölen enerji- yer değiştirme eğrileri	66
Şekil 3.31.	Aynı cidar kalınlığına sahip tüplerde iç basınca bağılı olarak sönmölen boyutsuz enerji miktarının değişimi.....	66
Şekil 3.32.	Farklı iç basınçlara sahip tüplerin dinamik yükleme koşullarındaki deformasyon gelişimi; a) $\Delta= 0$ mm, b) $\Delta= 10$ mm ve c) $\Delta= 20$ mm deformasyon mesafeleri için	67
Şekil 3.33.	Farklı iç basınçlara sahip tüplerde sensörlerden okunan iç basıncın değerlerinin deformasyon sırasında zamana bağılı değişimi; a) 5 Bar b) 10 Bar c) 17.5 Bar ve d) 25 Barlık iç basınç değerlerinde	68
Şekil 3.34.	Farklı darbe hızlarında 5 barlık iç basınca sahip tüplerde iç basıncın değişimi; a) 10 m/s, b) 30 m/s ve c) 50 m/s darbe hızlarında	70
Şekil 3.35.	Farklı darbe hızlarında 5 barlık iç basınca sahip tüplerde sensörlerden alınan iç basınç değerlerinin zamanla değişim; a) 10 m/s, b) 30 m/s ve c) 50 m/s darbe hızlarında	71
Şekil 3.36.	Farklı çarpma açılarında iç basınçsız ve iç basınçlı (10 bar) tüplerin kuvvet ve toplam sönmölen enerji- yer değiştirme eğrileri; a) 5° b) 10° ve c) 15° çarpma açıları için.....	73

Şekil 3.37.	Farklı iç basınçlara sahip tüplerin eğik çarpma durumundaki sayısal; a) kuvvet-yer değiştirme b) Sönümlenen toplam enerji-yer değiştirme grafikleri	74
Şekil 3.38.	5°'lik eğik çarpma için, iç basınca bağlı olarak ortalama kuvvet değerindeki değişim	74
Şekil 3.39.	Farklı iç basınçlara sahip düz tüplerde eğik çarpma sırasında deformasyon gelişimi; a) İç basınçsız b) 5 Bar c) 20 Bar	75
Şekil 3.40.	Farklı koniklik açılarında iç basınçsız ve 10 barlık iç basınca sahip konik tüplerin 30 m/s'lik çarpma hızlarındaki kuvvet- yer değiştirme eğrileri; a) 5°, b) 10° ve c) 15° derecelik koniklik açılarında	76
Şekil 3.41.	10 barlık iç basınca sahip dairesel kesitli düz ve farklı koniklik açılarındaki konik tüplerin 30 m/s'lik çarpma hızlarındaki sayısal; a) kuvvet-yer değiştirme b) Sönümlenen toplam enerji-yer değiştirme grafikleri	77
Şekil 3.42.	Farklı iç basınçlara sahip konik tüpler için 30 m/s'lik çarpma hızlarında deformasyon gelişimi; a) İç basınçsız b) 5 Bar ve c) 25 Bar iç basınçlarda.....	78
Şekil 3.43.	Farklı iç basınçlara sahip konik tüplerin için 30 m/s'lik çarpma hızında elde edilen kuvvet-yer değiştirme eğrileri.....	79
Şekil 3.44.	Farklı iç basınçlara sahip konik tüpler için 30 m/s'lik çarpma hızında elde edilen sönümlenen toplam enerji-yer değiştirme eğrileri	79

TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Çekme testlerinden belirlenen mekanik özellikler	20
Tablo 2.2. Dinamik basma testlerinde gerçekleştirilen deneyler ve elde edilen tank basıncına karşılık gelen mermi hızı değerleri.....	25
Tablo 2.3. Malzeme modeli ve ideal gaz tanımlamasında kullanılan havaya ait özellikler.....	29
Tablo 2.4. Al6061 malzemenin Johnson Cook malzeme sabitleri [53].....	32
Tablo 2.5. Dinamik analizler kapsamında yapılan parametrik çalışmalar	32
Tablo 3.1. Statik basma deneyleri sonucunda elde edilen deneysel sonuçlar ve performans parametreleri	39
Tablo 3.2. Dinamik analizler sonucu elde edilen performans parametreleri.....	68

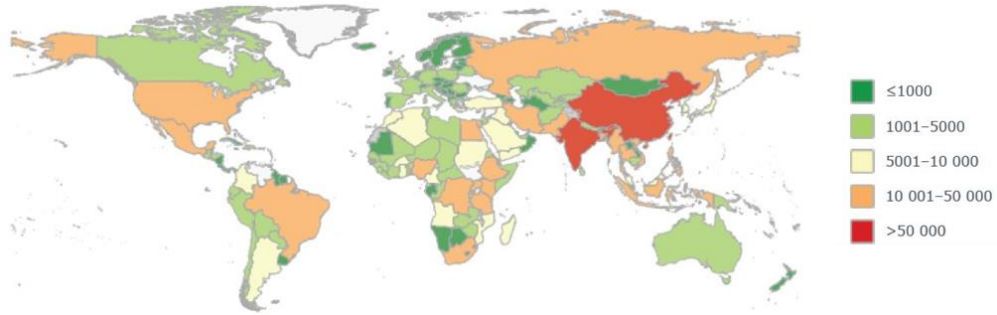
SEMBOLLER DİZİNİ

E_T	: Sönümlenen toplam enerji
F	: Çarpma kuvveti
δ, Δ	: Yer değiştirme
F_{ort}	: Ortalama çarpma kuvveti
F_{maks}	: Maksimum çarpma kuvveti
η	: Çarpma kuvveti verimi
m	: Enerji sönümleyicinin orjinal kütlesi
E_M	: Birim kütle başına sönümlenen enerji
l_0	: Enerji sönümleyicinin toplam uzunluğu
c_{maks}	: Maksimum çarpma mesafesi
η_s	: Enerji sönümleyicinin strok verimi
σ_{akma}	: Tüp malzemesinin akma gerilmesi
D	: İnce cidarlı tüpün çapı
a	: İnce cidarlı tüpün cidar kalınlığı
E	: Elastisite modülü
t	: Zaman
ν	: Poisson oranı
ρ	: Malzemenin yoğunluğu
P	: İç basınç
A, B, C, n	: Malzeme sabitleri
ϵ^p	: Efektif plastik Şekil değişimi
V_0	: Merminin çarpma öncesi hızı
σ_g	: Gerçek gerilme
ϵ_g	: Gerçek birim Şekil değişimi
C_p, C_v	: Malzeme ısı sabitleri

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Günlük hayatta hem bir yerden bir yere ulaşmak hem de yük ve eşya nakliyesi gerçekleştirmek amacıyla ulaşım araçları yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Özellikle nüfusun hızla artması ve şehirlerin kalabalıklaşmasıyla ulaşım ve nakliye endüstrisine olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Bu durum taşımacılık ve nakliye amacıyla kullanılan taşıt araç sayısının ve bu araçların karıştığı maddi ve manevi kayıplarla sonuçlanan kaza sayılarının artmasına neden olmaktadır. Dünya Sağlık Örgütü (WHO) tarafından 2013 yılında tüm ülkelerde meydana gelen ölümlü trafik kazaları ile ilgili istatistiksel veriler derlenmiş ve dünya çapında trafik kazaları sonucunda birçok insanın hayatını kaybettiği belirlenmiştir [1]. Bu çalışmaya göre trafik kazalarında hayatını kaybeden kişi sayısı renklendirilmiş dünya haritası ile Şekil 1.1’de gösterilmektedir. Ülkemizdeki istatistiksel veriler de incelendiğinde, son on dört yıl içerisinde toplam araç sayısının ve araçların karıştığı ölümlü ve yaralanmalı kaza sayılarının sırasıyla 8 665 170’den 21 090 424’e ve 374 029’dan 997 363’e dikkat çekici bir hızla arttığı görülmektedir [2].



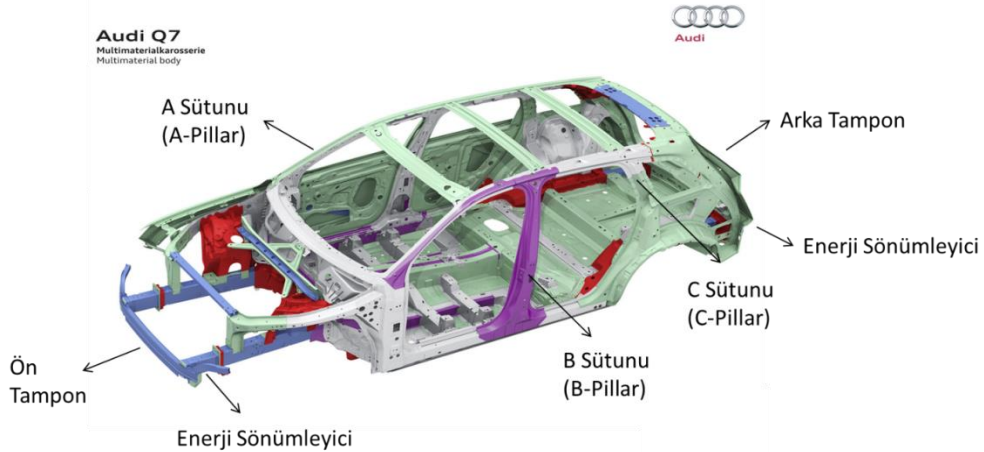
Şekil 1.1. Ülkeler göre trafik kazaları sonucunda hayatını kaybeden kişi sayısı haritası [1].

Yukarıda verilen istatistiksel veriler araç ve araç içerisindeki yolcuların çarpışma etkilerinden korunması anlamına gelen çarpışma güvenliği konusunun önemini göstermektedir. Bu durum araştırmacıların maksimum çarpışma güvenliğinin

sağlanabilmesi amacıyla araçların çarpma performansının ve buna bağlı araç içi yolcu güvenliği seviyesinin iyileştirilmesi üzerine birçok çalışma yapmasına neden olmuştur.

Araçlarda çarpışma güvenliğinin sağlanabilmesi amacıyla çarpışma ihtimalini algılayıp önlemeye çalışan aktif ve çarpışma sırasında araç ve yolcuların kaza etkilerinden korunmasını sağlayan pasif güvenlik ekipmanları kullanılmaktadır. Pasif güvenlik ekipmanları araç iskeletindeki yapısal elemanları kapsamakta ve bu elemanlar çarpışma sırasında deformasyona uğrayarak çarpışma enerjisini sönmlemektedir. Pasif güvenlik ekipmanlarına tamponlar, güvenlik ve destek sütunları (A, B ve C) ile enerji sönmleyiciler örnek verilebilir. Şekil 1.2’de Audi Q7 marka araca pasif güvenlik ekipmanları ve araç iskeleti görülmektedir. Araç iskeletinin oluşturan bu elemanlardan A ve C sütunları sırasıyla aracın ön ve arka camını destekleyen ve tavan yükünü taşıyan sütunlardır. Bu sütunlar ön ve yan çarpma durumunda araç iskelet yapısının bozulmamasına yardımcı olmaktadır. B sütunu ise A ve C sütunları arasında bulunan tavan destek sütunudur. Bu sütun yandan gelen darbeler ve devrilme durumunda araç iskeletini ve araç tavanını desteklemektedir. Enerji sönmleyici elemanlar ise araç şasesi ile tampon arasında yer alan pasif güvenlik ekipmanıdır. Bu elemanlar çarpma durumunda deformasyona uğrayarak, araç iskeletini ve yolcuları çarpışma etkilerinden korumaktadır.

Şekilden de görüldüğü gibi ulaşım araçlarında ön ve arka bölgelerde çarpışma güvenliğinin sağlanabilmesi amacıyla genellikle enerji sönmleyiciler kullanılmaktadır. Bu enerji sönmleyiciler çarpışma sırasında büyük oranda deformasyona uğrayabilen yapısal elemanlardır. Enerji sönmleyici olarak kullanılan önemli güvenlik ekipmanlarından biri de ince cidarlı enerji sönmleyici tüplerdir.



Şekil 1.2. Audi Q7 araca ait iskelet yapısı ve enerji sönmleyici elemanlar [3].

1.2. Enerji Sönümleyici Yapılar

Enerji sönümleyici yapılar otomotiv, havacılık, denizcilik ve raylı sistemler endüstrisi gibi birçok endüstriyel alanda güvenlik ekipmanı olarak sıkça kullanılmaktadır. Bu yapılar, çarpma sırasında üzerlerine etki eden yüksek miktarda kinetik enerjiyi kendi içerisinde başka bir tür enerjiye dönüştürerek sönümlemektedir. Enerji sönümleyicilerin kullanımındaki asıl amaç çarpma anında, çarpışma enerjisinin kontrollü bir şekilde sönümlenmesi ile aracın ve araç içerisindeki yolcuların çarpışma enerjisinden minimum düzeyde etkilenmesini sağlamaktır [4].

Enerji sönümlenmesi sırasındaki çarpışma enerjisi yapısal elemanlarda elastik ve plastik şekil değiştirme yardımıyla sönümlenir [5]. Kinetik enerjinin sönümlenmesi, plastik şekil değiştirme sırasında malzemenin kalıcı plastik deformasyona uğramasıyla tersinmez olarak plastik şekil değiştirme enerjisine dönüştürülmesiyle gerçekleşir.

Mühendislik uygulamalarında enerji sönümleyici olarak sıkça metalik ince cidarlı tüpler kullanılmaktadır. İnce cidarlı tüplerin endüstriyel ve mühendislik uygulamalarındaki kullanımı, hafif olmasına karşın sahip olduğu yüksek enerji sönümleme, yüksek yük taşıma kapasitesi ve düşük üretim maliyetleri nedeniyle giderek artmaktadır [6-9]. Özellikle otomobillerde hem yapısal hem de güvenlik ekipmanı olarak kullanılması ince cidarlı tüpler üzerine birçok çalışma yapılmasına neden olmuştur. İnce cidarlı tüpler dairesel, kare, dikdörtgen, şapka gibi farklı kesit özelliklerinde ve alüminyum, çelik gibi farklı sünek malzemelerden üretilmektedir. Bu tüpler içerisinde yaygın olarak dairesel ve kare kesitli düz tüpler kullanılmaktadır. Ayrıca konik kesitli ve S şekilli tüpler, kompozit malzemelerden üretilen tüpler, bal peteği yapılar ve köpük dolgululu tüpler de enerji sönümleyici olarak kullanılan ince cidarlı tüplere örnek verilebilir. Söz konusu tüm ince cidarlı tüpler arasında metalik silindirik tüpler düşük ağırlık, yüksek enerji sönümleme kabiliyeti, düşük maliyet ve kolay üretim gibi avantajları nedeniyle daha fazla tercih edilmektedir [10]. Ayrıca çarpma anında meydana gelen maksimum çarpma kuvveti (ilk pik kuvvet), araç içerisinde bulunan yolculara ilk anda büyük oranda etki etmesi nedeniyle ciddi yaralanmalara sebep olmaktadır. Bu nedenle maksimum çarpışma kuvveti değerinin düşürülmesi çarpışma güvenliği çalışmalarının bir diğer amacı olarak dikkat çekmektedir. Araştırmacılar maksimum çarpışma kuvvetinin düşürülmesi için farklı ince cidarlı tüp yapılar geliştirmişlerdir. Bu yapılara örnek olarak değişken cidar kalınlıklı, çentikli ve oluklu tüpler verilebilir. Bu

yapılarda tüp yüzeyinde oluşturulan çentik ve oluk gibi deformasyon oluşumunu tetikleyici geometrik kusurlar sayesinde maksimum çarpma kuvveti değeri azaltılmaktadır.

Ayrıca son yıllarda eksoz emisyonlarının küresel ısınma, hava kirliliği gibi dünya üzerindeki olumsuz etkiler oluşturmasıyla araç iskeletini oluşturan yapıların ağırlığının azaltılması otomotiv endüstrisi için yeni bir hedef haline gelmiştir. Çarpışma güvenliğinin önemi nedeniyle araştırmacılar hem hafif hem de yüksek enerji sönmüleyebilen ince cidarlı tüp yapılar geliştirmek için çalışmalar yürütmüştür. Bu amaçla tüp ağırlığı çok arttırılmadan tüp boşluğu metalik ve polimerik köpük gibi hücreli malzemelerle doldurulmuştur [11].

1.3. Enerji Sönümleyici Yapıların Çarpma Performansının Belirlenmesinde Kullanılan Parametreler

Enerji sönmüleyici yapıların kullanım amacı, çarpma sırasında oluşan darbe yüklemelerinin etkilerini minimum düzeye indirmek ve çarpışma enerjisini kontrollü bir şekilde sönmülemektir. Bu nedenle söz konusu yapıların kullanımı sırasında enerji sönmüleme performansları ya da bir başka deyişle enerji sönmüleme kabiliyetlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Çarpma performansının belirlenmesi için sönmülenen toplam enerji, ortalama çarpma kuvveti, çarpma kuvveti verimi, sönmülenen özgül enerji ve strok verimi gibi performans parametreleri dikkate alınmaktadır.

1.3.1. Sönmülenen Toplam Enerji

Enerji sönmüleyici yapıların çarpma ya da darbe yüklemesi sırasında maruz kaldığı çarpma kuvvetinin yaptığı iş olarak tanımlanmaktadır. Sönmülenen toplam enerji kuvvet-yer değiştirme eğrisinin altında kalan alan olarak Eşitlik 1.1'den belirlenmektedir.

$$E_T = \int_0^{\delta} F(\delta) d\delta \quad (1.1)$$

Bu eşitlikte F, çarpma kuvvetini ve δ , yer değiştirmeyi ifade etmektedir. Böylece sönmülenen toplam enerji çarpma kuvveti ve yer değiştirmenin bir fonksiyonu olarak belirlenmektedir.

1.3.2. Ortalama Çarpma Kuvveti

Ortalama çarpma kuvveti, ince cidarlı tüplerin efektif enerji sönümleme işlemini gerçekleştirdiği kuvvet değeridir. Bu değer, Eşitlik (1.2)'de verildiği gibi sönümlenen toplam enerjinin toplam yer değiştirmeye oranı ile belirlenmektedir.

$$F_{ort} = \frac{E_T}{\delta} \quad (1.2.)$$

Araç içi yolcu güvenliğinin artırılması için ortalama çarpma kuvveti değerinin çarpma süresince sabite yakın olması istenir.

1.3.3. Çarpma Kuvveti Verimi

Çarpma kuvveti verimi, enerji sönümleyici yapılarda çarpma sırasında oluşan ortalama çarpma kuvvetinin maksimum çarpma kuvvetine oranıdır. Maksimum kuvvet değerinin azaltılmasıyla çarpma kuvveti verimi ve sönümlenen enerji miktarının artırılması ince cidarlı tüplerde genellikle istenilen bir durumdur.

$$\eta = \frac{F_{ort}}{F_{maks}} \quad (1.3)$$

İnce cidarlı tüp yapılar ile efektif enerji sönümlemenin gerçekleştirilmesi için çarpma kuvveti verim değerinin yüksek olması gerekmektedir.

1.3.4. Sönümlenen Özgül Enerji

Sönümlenen özgül enerji, enerji sönümleyici yapının birim kütesinin sönümlediği enerji olarak tanımlanır. Toplam sönümlenen enerjinin, enerji sönümleyici yapının kütesine oranı olarak

$$E_M = \frac{E_T}{m} \quad (1.4)$$

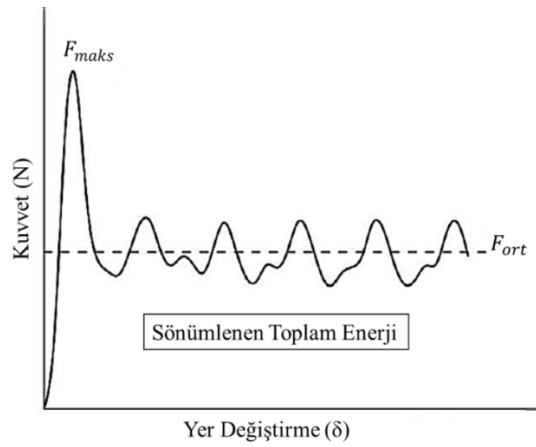
bağıntısı ile hesaplanır. İnce cidarlı yapıların farklı yoğunluklarda farklı malzemelerden üretilmesi durumunda enerji sönümleme performanslarının karşılaştırılabilmesi için önemli bir parametredir.

1.3.5. Strok Verimi

Strok verimi, enerji sönümleyici elemanın deformasyon sırasında tüm uzunluğunun ne kadarının kullanıldığını belirleyen bir performans parametresidir. Deformasyon sırasındaki maksimum deformasyon mesafesi (c_{maks}) ile enerji sönümleyici elemanın deformasyon öncesi boyunun (l_0) oranı ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_s = \frac{c_{maks}}{l_0} \quad (1.5)$$

Şekil 1.3’de ince cidarlı tüplerin deformasyonları sırasında elde edilen tipik bir kuvvet-yer değiştirme eğrisi verilmiştir. Verilen kuvvet-yer değiştirme eğrisi incelendiğinde çarpma kuvvetinin yer değiştirme boyunca dalgalı bir davranış sergilediği görülmektedir. Bu davranış çarpma ile birlikte başlangıçta maksimum bir kuvvetin oluşması ve bu kuvvet değerinin tüp üzerindeki deformasyonun başlamasıyla azalması şeklinde devam etmektedir. Tüpün deformasyon sırasında çökme lobu (buckling) sayısı artmasıyla kuvvet değeri belirli bir değişim aralığında kalacak şekilde dalgalanarak ilerlemektedir.



Şekil 1.3. Enerji sönümleyici yapılara ait geleneksel kuvvet-yer değiştirme eğrisi

1.4. Enerji Sönümleyici Yapıların Tasarım Kriterler

Enerji sönümleyici yapıların kullanıldıkları uygulamalara göre farklı karakteristik özelliklere sahip olması istenir. Bu nedenle enerji sönümleyici yapılar kullanım amacı ve çalışma koşulları göz önüne alınarak tasarlanır. Ancak farklı uygulamalarda farklı performans özelliklerine sahip olması istenen bu yapılar, genel olarak her koşulda üzerine etki eden kinetik enerjiyi kendi içerisinde sönümlemesi amacıyla kullanılmaktadır. Genel kullanım amacı dikkate alınarak enerji sönümleyici yapıların tasarımı için genel kriterler şu şekilde sıralanabilir.

- i) İnce cidarlı tüp çarpma sırasında üzerin etki eden kinetik enerjiyi tersinmez bir şekilde sönümlemelidir. Enerji sönümleyici yapılarda enerji dönüşümünün tersinmez olması istenir. Bu yapılar üzerlerine etki eden kinetik enerjiyi plastik şekil değiştirme enerjisi yardımıyla büyük oranda plastik deformasyona uğrayarak sönümlerler.
- ii) Çarpma sırasında oluşan maksimum kuvvetin belirli bir değeri aşmaması gerekmektedir. Enerji sönümleyici yapılarda tasarım sırasında üzerinde durulması gereken bir diğer konu da maksimum çarpma kuvvetinin belirli bir sınır değer altında tutulabilmesidir. Çarpma sırasında oluşan maksimum çarpma kuvvetinin sınır değer üzerinde olması araç içerisindeki yolcularda ciddi yaralanmalara neden olmaktadır. Bu nedenle enerji sönümleyicilerin tasarımında maksimum çarpma kuvveti önemli bir tasarım kriteridir.
- iii) İnce cidarlı tüplerin enerji sönümleme sırasında sahip olduğu strok uzunluğu araç yolcu güvenliği için önemli bir tasarım parametresidir. Sönümlenen toplam enerji miktarı kuvvet ve yer değiştirmenin bir fonksiyonu olarak yer değiştirme boyunca kuvvet tarafından yapılan iş olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle belirli bir kuvvet değeri altında sönümlenen enerji miktarı arttıkça enerji sönümleyici yapıdaki yer değiştirme de büyük olacaktır. Bu durum araç içi yolcu güvenliğinin azalmasına neden olmaktadır.
- iv) İnce cidarlı tüplerin hem hafif hem de yüksek enerji sönümleme kabiliyetine sahip olması istenmektedir. Son yıllarda araç ağırlıkları yakıt tasarrufu ve çevre kirliliği konuları ile ilişkilendirilmesi nedeniyle gittikçe önem kazanmaktadır. Bu nedenle çarpışma bölgelerinde kullanılan enerji sönümleyici yapıların ağırlıklarının azaltılması istenmektedir. Ayrıca çarpışma bölgesinde kullanılan enerji

sönümleyici yapıların hafif olması birim kütle başına sönmölenen enerji miktarının da artmasına neden olmaktadır. Böylece hem araç ağırlığı hafifletilmiş hem de enerji sönmöleme kabiliyeti arttırılmış olur.

- v) Enerji sönmöleyici yapılar çok geniş kullanım alanına sahip olması nedeniyle söz konusu yapıların üretim ve servis maliyetlerinin düşük olması istenmektedir. Dünya çapında ulaşım ve nakliye amacıyla kullanılan taşıt araç sayısı dikkate alındığında araçlarda kullanılan enerji sönmöleyici yapılara ait hem malzeme hem de üretim ve montaj maliyetlerinin yüksek olduğu kolayca tahmin edilebilmektedir. Araç ve yedek parça üreticileri arasında var olan rekabet nedeniyle enerji sönmöleyicilerin maliyeti de önemli bir tasarım parametresi olmaktadır.

1.5. Literatür Araştırması

Çarpma sırasında araç ve araç içi yolcu güvenliği diğör bir adıyla çarpışma güvenliği konusu otomobil, havacılık, denizcilik ve raylı sistemler endüstrilerinde ve akademik alanda önemli bir araştırma alanı olmuştur. Bu bölümde ince cidarlı tüp malzemelerin enerji sönmöleme davranışları hakkında gerçekleştirilen teorik, deneysel ve sayısal çalışmaları içeren literatür özeti verilecektir. Literatürde bu alanda yapılan çalışmalar hafiflik, üstün enerji sönmöleme ve düşük maliyet gibi avantajları nedeniyle genellikle metalik ince cidarlı tüpler üzerine yoğunlaşmıştır. Enerji sönmöleyici olarak sıkça kullanılan metalik ince cidarlı tüpler çok geniş uygulama alanına sahiptir. Çelik ve alüminyum alaşımları gibi farklı malzemelerden üretilen tüpler son yıllarda daha hafif olması nedeniyle alüminyum alaşımlarından üretilmektedir.

İnce cidarlı tüp yapıların enerji sönmöleme davranışları ile ilgili çalışmalar 1960'lı yıllara kadar dayanmaktadır. Bu yıllarda yapılan ilk çalışmalarda Alexander [12] dairesel kesite sahip silindirik yapıların ortalama kuvvet değerlerini tüpün deformasyon şekline bağlı olarak geliştirdiği ve Eşitlik 1.6'da verilen teorik formülasyon yardımıyla belirlemiştir. Bu eşitlik ince cidarlı tüpün aksenal simetrik deformasyon şekline sahip olduğu kabulü ile elde edilmiştir.

$$F_{ort} = 6\sigma_{akma}\sqrt{Da} \quad (1.6)$$

Burada D , ince cidarlı tüp çapı, a , cidar kalınlığı ve σ_{akma} , tüp malzemesinin akma gerilmesidir. Alexander [12] tarafından geliştirilen teorik formülasyon sonraki yıllarda ince cidarlı tüplerde çap kalınlık oranına bağlı olarak deformasyon şeklinin değiştiğinin bilinmesiyle Abramowicz ve Jones [13,14] tarafından yeniden düzenlenerek geliştirilmiştir. Geliştirilen teorik eşitlik Eşitlik 1.7’de verilmiştir.

$$F_{ort} = \sigma_{akma} t \frac{6\sqrt{Da} + 3.44t}{0.86 - 0.57\sqrt{\frac{D}{a}}} \quad (1.7)$$

Yukarıdaki eşitliklerde ince cidarlı silindirik tüpler için verilen teorik formülasyonlar aynı yıllarda kare kesitli yapıları da kapsayacak şekilde genişletilmiştir [15,16]. Ayrıca söz konusu teorik formülasyonlar daha sonraki yıllarda araştırmacılar tarafından yapılan deneyler yardımıyla da doğrulanmıştır [17,18]. Yukarıda eşitliklerde verilen ve literatürde bulunan teorik formülasyonlarda ortalama kuvvet değerleri ince cidarlı tüplerin aksenal darbe sırasında çap kalınlık (D/a) ve boy çap (L/D) oranına göre farklı şekillerde deformasyona uğradığı kabul edilerek elde edilmiştir. Bu çalışmalardan ince cidarlı tüpün sahip olduğu geometrik boyutların deformasyon şekli ve ortalama kuvvet değerini etkilediği sonucu ortaya çıkmıştır.

Literatürde alüminyum alaşımlardan üretilen ince cidarlı tüplerin enerji sönmleme davranışları üzerine birçok çalışma bulunmaktadır. Langseth ve Hopperstad [19] alüminyum malzemeden üretilen tüplerin farklı cidar kalınlıklarında ve farklı çarpma hızlarında enerji sönmleme davranışlarını araştırmış, deformasyon şeklinin ve cidar kalınlığının tüplerin enerji sönmleme kapasitesi üzerine olan etkilerini incelemişlerdir. Guillow vd. [20] yaptıkları çalışmada Alüminyum 6060 malzemeden üretilen ince cidarlı dairesel kesitli silindirik tüplerle statik koşullarda deneyler gerçekleştirilmiş ve teorik formülasyonlar ile deneysel sonuçlar arasındaki ilişkiyi ortaya koymuştur. Bu çalışmada farklı çap/kalınlık oranları kullanılarak deformasyon şekilleri ve deformasyon şekillerine ait teorik formülasyonlar incelenerek analitik sonuçlar deneyler yardımıyla doğrulanmıştır. Araştırmacılar çap kalınlık (D/a) oranının artmasıyla elde edilen ortalama kuvvet değerinin azaldığını göstermiştir.

Hsu ve Jones [21], alüminyum, paslanmaz çelik ve yumuşak çelik gibi farklı sünek metalik malzemelerden elde edilen farklı boyutlarda silindirik ince cidarlı tüplerin enerji sönmleme performanslarının tüplerin deformasyon davranışlarına bağlı olarak incelemiştir.

Gupta ve Venkatesh [22], çarpma hızının ince cidarlı tüplerin çarpma performansına olan etkilerini silindirik ince cidarlı alüminyum tüpler ile statik ve dinamik koşullarda deneyler yaparak araştırmıştır. Bu çalışma sonucunda dinamik yükleme koşullarındaki çarpma testleri sırasında ilk pik kuvvetin ve enerji sönümlenme kapasitesinin birim şekil değiştirme hızı etkisi nedeniyle statik yüklemelere kıyasla daha büyük olduğu gösterilmiştir. Sonraki yıllarda ise Zarei ve Kröger [23] tarafından sayısal analizler yardımıyla dinamik yükleme altındaki silindirik alüminyum tüplerin deneysel sonuçları sayısal modeller yardımıyla doğrulanmıştır. Ayrıca kare kesite sahip metalik ince cidarlı tüplerin statik, dinamik yükleme ve aksel çarpma altındaki performansları Langseth vd. [24], Mamalis vd. [25] ve Arnold ve Altenhof [26] tarafından incelenmiştir. Kare kesitli ince cidarlı tüplerin çarpma sırasındaki enerji sönümlenme performansını etkileyen parametreler Lee vd. [27] tarafından araştırılmış, kalın ve uzun tüplerin yüksek enerji sönümlenme kapasitesine sahip olduğu görülmüştür. Kare ve dairesel kesitli tüpler dışında farklı kesitlere sahip tüpler için de literatürde birçok çalışma yapılmıştır. Üçgen, dörtgen, beşgen ve altıgen gibi farklı kesit özelliklerine sahip ince cidarlı tüp yapılarının enerji sönümlenme davranışları ve deformasyon şekilleri statik, dinamik ve darbe yükleri altında hem deneysel hem sayısal olarak birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir [28-31]. Ali Alavi Nia vd. [32] tarafından yapılan çalışmada ise farklı geometrik kesit özelliklerine sahip ince cidarlı tüpler arasında en iyi enerji sönümlenme performansını dairesel kesitli tüplerin sergilediği görülmüştür.

İnce cidarlı tüplerin yapısal olarak sahip olduğu tüp boşluğunun metalik ve polimerik esaslı kapalı hücreli köpük malzemeler yardımıyla doldurulmasının enerji sönümlenme performansı üzerine olan etkileri birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Köpük dolgu tüpler sayesinde, tüp yapısının ağırlığında herhangi bir ciddi artış olmadan enerji sönümlenme performansının artırılmasının mümkün olduğu gösterilmiştir [33-35]. Mamalis vd. [25] ve Alavi Nia [32] içi köpük dolu farklı kesitlere sahip tüplerin çarpma dayanımları üzerine çalışmalar gerçekleştirmiş ve köpük dolgu tüplerin dolgunsuz tüplere göre daha üstün enerji sönümlenme performansı sergilediğini belirlemişlerdir. Hafif ve üstün mekanik özellikleri nedeniyle dolgu malzemesi olarak alüminyum köpük kullanımı giderek artmaktadır. Hannsen vd [36] tarafından statik ve dinamik koşullarda içi alüminyum köpük dolgu silindirik tüplerin aksel çarpma performansları ve deformasyon şekilleri incelenmiştir. Bu çalışma farklı cidar kalınlıklarına ve köpük yoğunluklarına sahip tüpler ile gerçekleştirilmiş ve köpük dolgu tüplerin üstün enerji sönümlenme performansı sergilediği belirlenmiştir.

Farklı kesit özelliklerine sahip dolgulu ve dolgunsuz tüplere ilaveten konik geometrik forma sahip metalik tüplerin enerji sönümle davranışı literatürde geniş bir şekilde inceleme alanı bulmuştur. Reid ve Reddy [37] yaptıkları çalışma ile eşdeğer kesit alanına sahip dairesel ve konik ince cidarlı tüplerin statik ve dinamik yükleme koşullarında çarpma davranışlarını incelemiştir. Yapılan çalışmalarda farklı koniklik açılarında ve farklı cidar kalınlıklarında üretilen tüplerin enerji sönümleme davranışı ve deformasyon şekilleri deneysel ve sayısal çalışmalar yardımıyla araştırmacılar tarafından incelenmiştir [38-41].

Salehghaffari vd. [42] tarafından yapılan çalışmada aksel yüklem sırasında ince cidarlı dairesel tüplerin enerji sönümleme performanslarının geliştirilmesi için tüp üzerinde deformasyonu başlatan oluklar oluşturulmuştur. Üzerine oluk oluşturulmuş ve oluşturulmamış tüpler deneysel olarak incelenmiş ve oluklu tüplerin ilk çarpma kuvvetini düşürdüğü ve daha üstün enerji sönümleme performansı sergilediği görülmüştür. Ayrıca bir ucu kapalı forma sahip ince cidarlı tüplerin enerji sönümleme performansının belirlenmesi için Ghamarian vd. [43] tarafından deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde bir ucu kapatılmış tüplerin maksimum çarpma kuvvetinin daha düşük olduğu ve enerjinin daha kararlı sönümlendiği görülmüştür.

İnce cidarlı tüplerin tüp boşluğunun basınçlandırılmış hava ile doldurulması yöntemi tüp ağırlığının fazla arttırılmadan enerji sönümleme performansının geliştirilmesi için uygulanan yeni bir yöntemdir. Bu yöntemde tüp boşluğu belirli bir basınca sahip hava yardımıyla doldurularak ince cidarlı tüpün yapısal performansını arttırılması amaçlanmaktadır. Graczykowski vd. [44] tarafından yapılan çalışmada iç basınçlı tüplerin enerji sönümleme davranışları ve deformasyon şekilleri statik yükleme koşullarda sayısal ve deneysel çalışmalar ile incelenmiştir. Çalışma sonucunda iç basınçlı tüplerin iç basınçsız tüplere kıyasla daha kararlı deformasyona uğradığı belirtilmiştir. Zhang ve Yu [45] tarafından yapılan çalışmada ise iç basınçlı tüplerin enerji sönümleme davranışları deneysel ve analitik çalışmalar yardımıyla incelenmiştir. Farklı çap kalınlık ve boy çap oranlarına sahip ince cidarlı tüplerle statik koşullarda deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda iç basınçlı tüplerin enerji sönümleme performansları için teorik formülasyonlar geliştirilmiş ve geliştirilen teorik formülasyonlar deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Şekil 1.4'de deneysel çalışmalar sonucu elde edilen farklı iç basınçlara sahip ince cidarlı tüplere ait deformasyon görüntüleri verilmiştir. Şekilde verilen deformasyon görüntüleri incelendiğinde iç basınçlı tüplerin deformasyon şeklinin iç basınçsız tüplere göre farklılık

gösterdiği görülmektedir. İç basınç etkisiyle deformasyon şekli aksenal simetrik forma dönüşmekte ve böylece enerji sönümlenme performansının artması beklenmektedir.

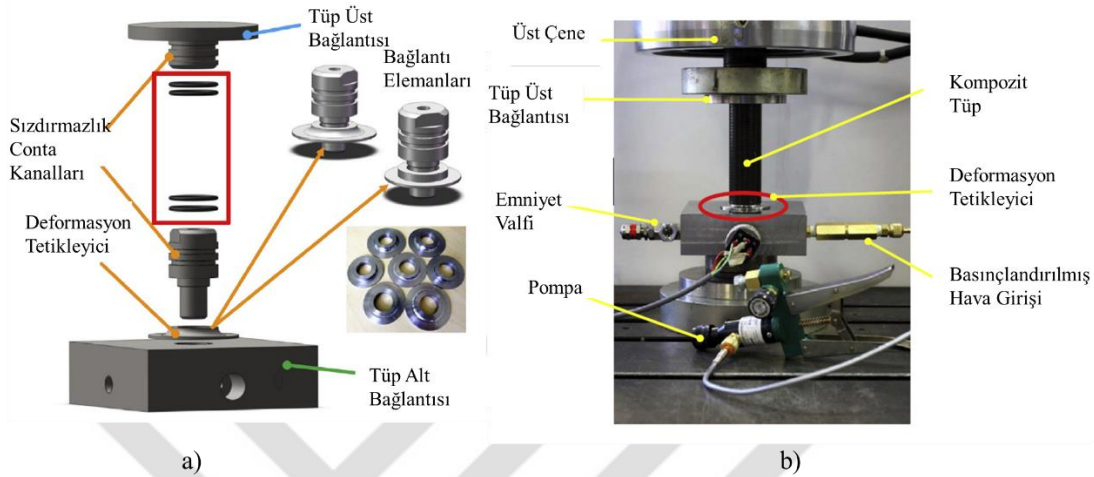


Şekil 1.4. Farklı iç basınçlara sahip ince cidarlı tüplerin statik yükleme sonrası deformasyon görüntüleri a) $D/2a = 125$ b) $D/2a = 150$ c) $D/2a = 175$ [45].

Hu vd. [46] tarafından yapılan çalışmada Zhang ve Yu tarafından yapılan deneysel ve analitik çalışmalar sayısal analizler tarafından doğrulanmıştır. Ayrıca dinamik yükleme altında iç basınçlı tüplerin deformasyon davranışları sayısal analizler yardımıyla incelenmiştir. Bu çalışmada deformasyon sırasında iç basınç değişimi ihmal edilerek basınç sabit alınmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda iç basınçlı tüplerin iç basınçsız tüplere göre daha üstün enerji sönümlenme performansı sergilediği ve deformasyon davranışlarının iç basınç etkisiyle değiştiği belirtilmiştir.

Hou vd. [47] fiber kompozit malzemeden üretilmiş silindirik ince cidarlı tüplerin statik yükleme koşullarındaki deformasyon davranışlarını ve enerji sönümlenme performanslarını farklı iç basınçlara sahip tüpler ile deneysel çalışmalar yardımıyla incelemişler. Deneysel çalışmalarda kullanılan deney sistemine ait resimler Şekil 1.5’de verilmiştir. Deney sistemi havanın sızıntısının engellenmesi için kullanılan bağlantı elemanları ve sızdırmazlık contaları ile emniyet valfi, pompa, basınçlandırılmış hava girişi ve deformasyon tetikleyiciden oluşmaktadır. Deneysel çalışmalar kapsamında iç basınçsız, 9 bar ve 18 barlık

iç basınçlara sahip kompozit tüpler kullanılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde iç basınç etkisiyle ortalama kuvvet değerlerinin ve sönmölenen enerji miktarının önemli ölçüde arttığı belirtilmiştir.



Şekil 1.5. Kompozit tüpler için çalışmada kullanılan a) Basınç kontrol b) Deney sistemine ait görüntüler [47].

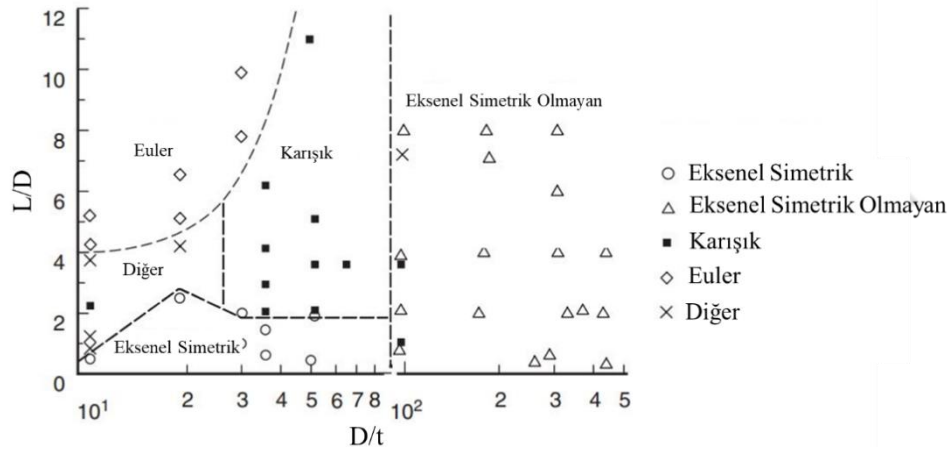
1.6. İnce Cidarlı Tüplerin Deformasyon Davranışları

Metalik ince cidarlı tüpler aksel çarpma, aksel altüst olma, aksel yarıma, yanal eğilme, yanal basma ve yanal düzlenme gibi farklı yöntemler ile deformasyona uğrayarak enerji sönmölemektedir [48]. Bu yöntemler arasında enerjinin aksel çarpma yöntemi ile sönmölenmesi ince cidarlı tüpler için diğer yöntemlere göre daha üstün enerji sönmöleme kabiliyeti sergilemesini sağlamaktadır. İnce cidarlı tüplerin aksel çarpma sırasındaki deformasyon davranışı ve enerji sönmöleme kabiliyeti ise tüpün geometrik özelliklerine, tüp malzemesinin özelliklerine, uygulanan yükleme şartlarına ve deformasyon hızına bağlı olarak değişmektedir. Literatürde dairesel kesite sahip ince cidarlı tüpler ile yapılan deneysel çalışmalar sonucunda tüplerin aksel darbe davranışlarının kalınlık çap (D/a) ve uzunluk çap (L/D) oranına göre simetrik, simetrik olmayan, karışık ve Euler deformasyon şekilleri gibi farklı davranışlar sergilediği gösterilmiştir [49]. Deformasyon şekillerinin çap kalınlık ve uzunluk çap oranlarına göre değişimlerini içeren sınıflandırma Şekil 1.6'da verilmiştir.

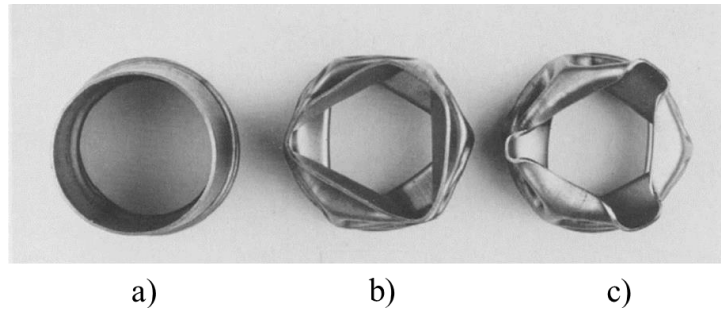
Eksenel simetrik deformasyon şekli bir diğer adıyla halka veya dairesel deformasyon şekli olarak bilinmektedir. Eksenel simetrik olmayan deformasyon şekli ise elmas (diamond)

deformasyon şekli olarak adlandırılmaktadır. Deformasyon şeklinin aksel simetrik olarak başladığı ve devamında aksel simetrik olmayan şekle dönüştüğü deformasyon ise karışık deformasyon şekli olarak bilinmektedir. Euler deformasyon şekli ise burkulma şeklinde deformasyon olarak bilinmekte ve ince cidarlı tüplerin boylarının uzun olması durumunda meydana gelmektedir. Euler deformasyon şekli ile sönmülenen enerji miktarı çok düşük olması nedeniyle enerji sönmüleyici yapıların bu şekilde deformasyona uğraması istenmemektedir. Şekil 1.7’de aksel darbe yüklemesi sırasında aksel simetrik ve aksel simetrik olmayan deformasyon şekillerine ait örnek deformasyon görüntüleri verilmiştir.

İnce cidarlı tüplerin çarpma sırasındaki enerji sönmüleme davranışını ve ortalama çarpma kuvveti değerinin tüpün deformasyon şekline bağlı olduğu literatürde çalışmalar incelendiğinde kolayca görülmektedir. Ayrıca deformasyon hızının ince cidarlı tüplerin enerji sönmüleme kabiliyetini büyük oranda etkilediği bilinmektedir.



Şekil 1.6. Dairesel kesitli tüplerde çap, kalınlık ve uzunluğa bağlı deformasyon şekillerinin sınıflandırılması [49].



Şekil 1.7. Çarpma sırasındaki deformasyon şekillerine ait görüntüler (a) aksel simetrik ve (b,c) aksel simetrik olmayan deformasyon şekilleri [50].

1.7. LSDYNA

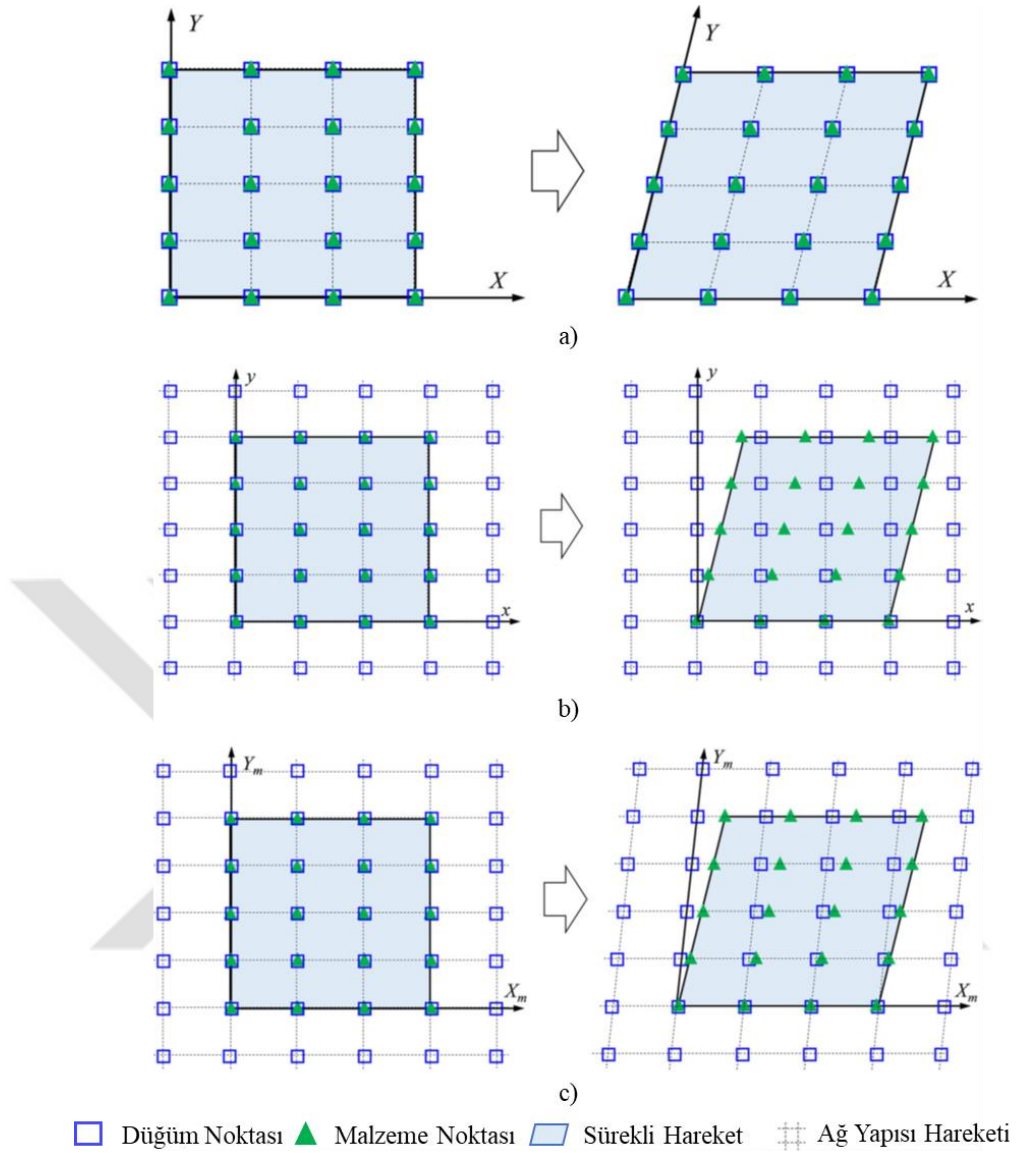
LS-DYNA paket programı ekspilisit ve impilisit olarak fiziksel olayların çözümünde kullanılan bir sonlu elemanlar ticari programıdır. Paket program içerisinde, ağ yapısının oluşturulması, malzeme modelleri kurulması, temas algoritmalarının tanımlanması, farklı eleman tipleri ve formülasyonlarının kullanılması, katı ve akışkan tipi elemanların modellenmesi gibi çeşitli sayısal modelleme imkânları kullanıcıya sunulmaktadır. Ayrıca paket program içerisinde endüstrideki özel uygulamalara ait temel modelleri (hava yastığı, kumaş ve insan dokusu, emniyet kemeri) içeren oldukça geniş bir alt yapıya sahiptir. LS-DYNA sonlu elemanlar paket programıyla sayısal analizler sırasında zamana bağlı olarak probleme ait simülasyon görüntüleri ve kuvvet, yer değiştirme, gerilme gibi fiziksel büyüklüklerdeki değişimler elde edilebilmektedir. LS-DYNA programında problem tipine göre katı (Solid), kabuk (Shell), akışkan (Fluid) gibi farklı eleman tipleri kullanılabilir. Ayrıca LS-DYNA farklı problemleri çözmek için farklı formülasyonlar ve yöntemler kullanmaktadır. Bunlar sırasıyla Lagrangian, Eulerian, Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE) ve Smooth Particle Hydrodynamics (SPH) olarak sıralanabilir. Şekil 1.8'de kullanılan formülasyonların deformasyon sırasındaki davranışları verilmiştir.

Lagrangian formülasyona sahip modellerde malzeme deformasyonuna bağlı olarak ağ yapısı da deformasyona uğramakta (ağ yapısının çarpılması) bu durum deformasyonun giderek artması halinde zaman adımının düşmesine ve çözümün belirli bir noktada yakınsamamasına neden olmaktadır. Şekil 1.8a'da görüldüğü gibi Lagrangian formülasyona sahip modellerde deformasyon ile birlikte ağ yapısı çarpılmaktadır. Bu nedenle büyük oranda deformasyonun meydana geldiği problemlerin sayısal analizlerinde Lagrangian formülasyonların kullanımı zamanla instabilite (kararsızlıkların) artmasına yani çözümün doğruluğunun azalmasına neden olmaktadır. Lagrangian formülasyonuna sahip modeller izafi deformasyonları barındıran problemlerin çözümünde kullanılabilir. Bu nedenle katı-akışkan eleman etkileşimli (Fluid-Structure Interaction) modellerde akışkan modeli olarak kullanılması uygun olmamaktadır.

Şekil 1.8'b'de görüldüğü gibi Eulerian formülasyon ile ağ yapısı direk malzeme üzerinde değil problemin modellendiği ortam üzerinde oluşturulmaktadır. Bu yaklaşım sayesinde Lagrangian eleman formülasyonunda ortaya çıkan ağ yapısının aşırı deformasyonu ve ağ çarpılması probleminin önüne geçilmektedir. Eulerian formülasyonlar ile kararlı durumdaki akış problemlerinin çözümü doğru bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir. Bu yöntem genellikle belirli bir yönde akış hareketi içeren akışkanın sayısal modellerinin oluşturulmasında kullanılmaktadır. Bu nedenle katı-akışkan eleman arasındaki etkileşimin oluşturulabilmesi için uygun bir yöntem olarak görülmemektedir.

Arbiryat Lagrangian Eulerian formülasyonu Lagrangian ve Eulerian formülasyonlarının bir kombinasyonu olarak düşünülebilir ve her iki formülasyona ait özellikleri içermektedir. Şekil 1.8c'de görüldüğü gibi malzeme deformasyonu sırasında oluşturulan ağ yapısı deformasyon ile ne malzeme üzerinde çarpılmaya uğramakta ne de uzayda serbest kalmaktadır. ALE formülasyonu kullanımı sayesinde sayısal modelin çözümü sırasında ağ yapısı, deformasyon şekline ve yükleme durumuna bağlı olarak kararsızlık oluşturmadan ve zaman adımını küçültmeden çözümün ilerlemesine olanak tanımaktadır. Çok ani ve hızlı deformasyon içeren sayısal analizlerde Eulerian yöntemine göre bazı dezavantajlarına rağmen, hareketli sınırlar içeren deformasyon durumlarının modellenmesinde ve katı-akışkan eleman etkileşiminin oluşturulmasında diğer yöntemlere göre daha üstün özelliklere sahiptir.

Smith ve Stojko [52] tarafından yapılan çalışmada sayısal modellerde katı-akışkan eleman arasında etkileşimin oluşturulması için kullanılan yöntemler ve eleman formülasyonlarının sonuçlara etkisi araştırılmış, ALE formülasyonu kullanımının doğru ve kararlı çözümler için en uygun yöntem olduğu gösterilmiştir.



Şekil 1.8. Farklı eleman formülasyonlarına sahip ağ yapılarının deformasyon sırasındaki davranışı a) Lagrangian b) Eulerian c) ALE [51].

Belirli bir iç basınca sahip ince cidarlı tüplerin sayısal modellerinin oluşturulması için yukarıda bahsedilen açıklamalar ve avantajlarından dolayı sayısal modellerin oluşturulmasında ALE formülasyonun kullanımı en uygun yöntem olarak ön plana çıkmaktadır. Bu nedenle hava ile ince cidarlı tüp arasındaki katı akışkan etkileşiminin doğru bir şekilde oluşturulması amacıyla ALE formülasyonu kullanılarak sayısal modeller oluşturulmuştur.

1.8. Tezin Konusu ve Amacı

Bu tez çalışmasının amacı basınçlandırılmış ince cidarlı tüplerin statik ve dinamik yükleme koşullarında deformasyon davranışı, enerji sönümlene kapasitesi ve çarpma performanslarının belirlenmesidir. Ayrıca tez çalışması kapsamında iç basınçlı tüplerin yüksek hızlı çarpma sırasında maruz kaldığı dinamik etkilerin enerji sönümlene ve deformasyon davranışını nasıl etkilediğinin belirlenmesi de amaçlanmaktadır. Tez kapsamında amaçlanan çalışmaların tamamlanması için aşağıda özetlenen adımlar takip edilmiştir.

- İç basıncın enerji sönümlene performansına olan etkilerinin incelenmesi için statik basma deneylerinin gerçekleştirilmesi
- Dinamik yükleme etkilerinin incelenmesi için farklı çarpma hızlarında basınçlandırılmış ince cidarlı tüplerin dinamik deneylerinin gerçekleştirilmesi
- Statik deneylerin doğrulanması için sayısal modellerin hazırlanması
- Sayısal modellerde kullanılan farklı yöntemlerin sonuçlara etkisinin araştırılması
- Sayısal analizlerde iç basınç ve cidar kalınlığının enerji sönümlene performansına olan etkilerin incelenmesi
- Düz ve konik tüplerin enerji sönümlene davranışına iç basıncın etkilerinin incelenmesi

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

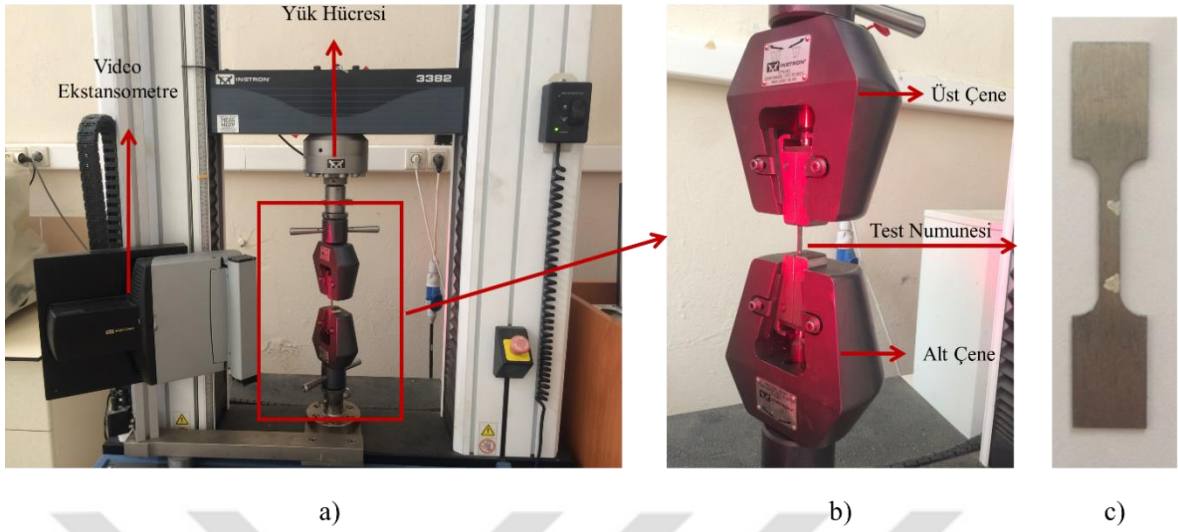
Tez kapsamında dairesel kesitli ince cidarlı tüplerin iç basınç etkisindeki çarpma davranışları deneysel ve sayısal çalışmalar ile incelenmiştir. Bu çalışmalarda farklı çap ve uzunluklarda iç basınçsız ve basınçlandırılmış düz ve konik tüpler kullanılmıştır. Tüplerin enerji sönmleme kabiliyetleri farklı cidar kalınlıklarına, farklı iç basınçlara ve farklı yüklenme koşullarına (statik, dinamik ve eğik çarpma) bağılı olarak belirlenmiştir. Tez kapsamında sayısal modellerin oluşturulmasında farklı yöntemler kullanılmış ve kullanılan bu yöntemlerin karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan çalışmalar deneysel ve sayısal çalışmalar olmak üzere iki başlık altında toplanmıştır. Deneysel çalışmalar; çekme testleri, tüpler için statik ve dinamik basma testlerinden oluşmaktadır. Sayısal çalışmalar ise hem statik hem de dinamik modellerin oluşturulma teknikleri ve yapılan parametrik çalışmalardan oluşmaktadır.

2.1. Deneysel Çalışmalar

2.1.1. Çekme Testleri

Tüp malzemesinin mekanik özellikleri çekme testleri yardımıyla belirlenmiştir. Çekme testleri için statik deneylerde kullanılan tüpler üzerinden 3 mm x 0.11 mm x 50 mm boyutlarında numuneler EDM ile kesilerek hazırlanmıştır. Bu numuneler ile çekme testleri, INSTRON 3382 Elektromekanik Çekme Basma Test cihazında video ekstansometre kullanılarak $5 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ şekil değiştirme hızında statik koşullarda gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.1'de çekme testlerinde kullanılan test cihazı, test bölgesi ve numuneye ait resim verilmiştir. Çekme numunesinin uzama değeri Şekil 2.1'den görüldüğü gibi video ekstansometre yardımıyla belirlenmiştir.

Çekme testlerinin tekrarlanabilirliği için üç test gerçekleştirilmiştir. Çekme testi sonrası elde edilen gerilme birim şekil değiştirme eğrisi Şekil 2.2'de verilmiştir. Bu eğri kullanılarak malzemeye ait mekanik özellikler belirlenmiştir. Belirlenen mekanik özellikler sırasıyla Elastisite Modülü, Akma Gerilmesi ve Kopma Gerilmesi değerleridir. Test numunesine ait yoğunluk ve poisson oranı değerleri ise literatürden alınmıştır.

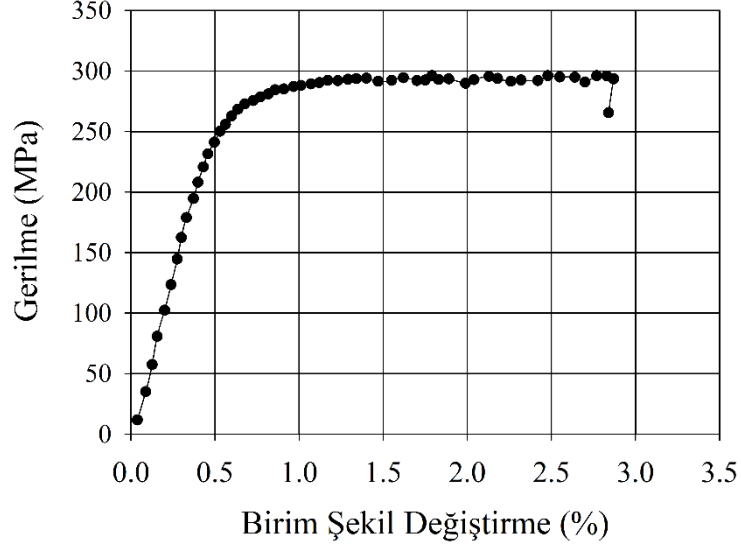


Şekil 2.1. Çekme testlerinin gerçekleştirildiği; (a) test cihazı, (b) test bölgesi ve c) test numunesine ait görüntüler

Elastisite Modülü değeri gerilme- birim şekil değiştirme eğrisi üzerinden, elastik şekil değiştirme bölgesinin eğiminin hesaplanmasıyla elde edilmiştir. Akma gerilmesi değeri ise elastisite modülünün hesaplandığı eğimi bilinen eğri kullanılarak belirlenmiştir. Bu değer söz konusu eğrinin gerilme birim şekil değiştirme eğrisi üzerinde başlangıç noktası %0,2 şekil değiştirme değerine gelecek şekilde kaydırılmasıyla her iki eğrinin kesiştirilmesi ve kesişim noktasının gerilme ekseninde değeri okunmasıyla belirlenmiştir. Kopma gerilmesi değeri ise gerilme-birim şekil değiştirme eğrisi üzerinden hasarın olduğu birim şekil değiştirmeye karşılık gelen gerilme değeri olarak alınmıştır. Çekme testi sonrası belirlenen mekanik özellikler ise Tablo 2.1’de özetlenmiştir.

Tablo 2.1. Çekme testlerinden belirlenen mekanik özellikler

Yoğunluk (kg/m ³)	Elastisite Modülü (GPa)	Poisson Oranı (ν)	Akma Gerilmesi (MPa)	Kopma Gerilmesi (MPa)
2700	68	0.27	274.6	296



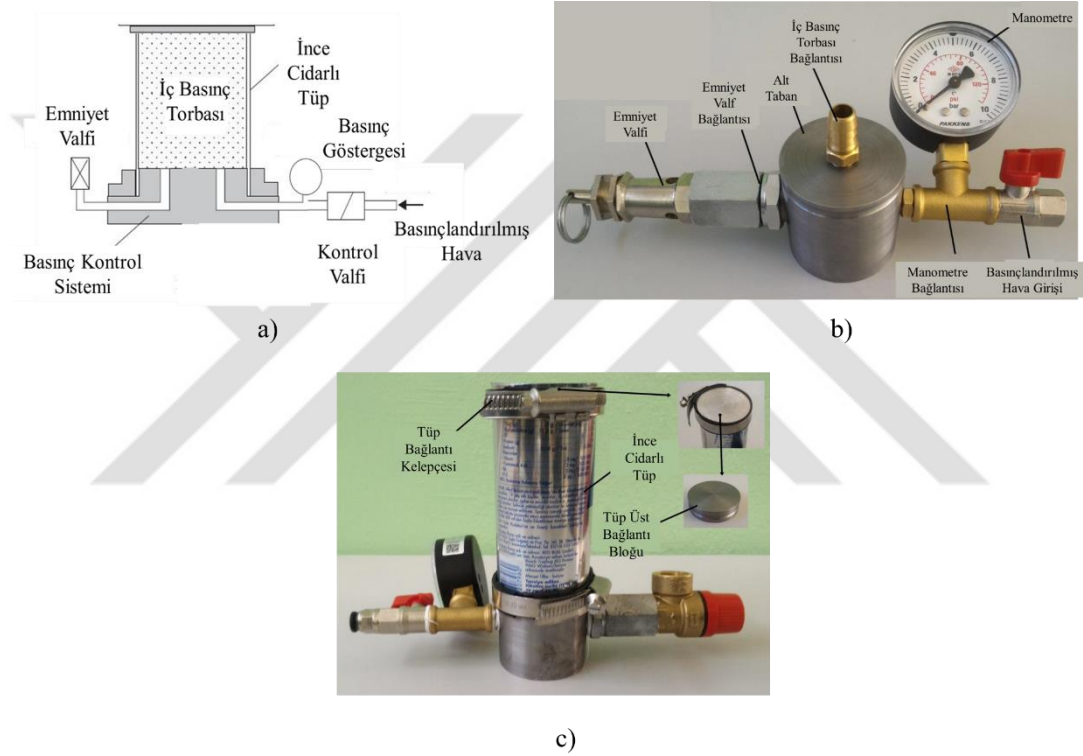
Şekil 2.2. Statik deney numunesine ait gerilme birim şekil değişirme eğrisi

2.1.2. Statik Basma Deneyleri

Statik basma testleri ince cidarlı tüplerin iç basınç etkisindeki deformasyon davranışını deneysel belirlemek için gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler ALŞA Üniversal Çekme Basma Test Cihazı ile yapılmıştır. Basma deneylerinde 0.11 mm cidar kalınlığında, 56 mm çapındaki derin çekme yöntemiyle üretilen dikişsiz metal içecek kutuları kullanılmıştır. İçecek kutularının iki ucu kapalı formda olması nedeniyle alt ve üst bölgeleri kesilmiştir. Kesilen bölgeler herhangi bir çentik etkisi oluşmaması amacıyla talaşlardan temizlenmiş ve böylece iki ucu açık ince cidarlı tüp formu elde edilmiştir. İç basınçlı tüplerin statik basma testlerinin gerçekleştirilmesi, tüp boşluğunun basınçlandırılması ve iç basıncın kontrol edilmesi amacıyla Şekil 2.3a'da şematik resmi verilen statik basınç kontrol sistemi tasarlanmıştır. Basınç kontrol sisteminde yer alan donanımlara ait detay resimler ise Şekil 2.3b ve c'de verilmiştir. Şematik ve detay resimlerden de görüldüğü gibi tasarlanan bu sistem sırasıyla basınç kontrol valfi, basınç göstergesi, iç basınç torbası bağlantısı, iç basınç torbası, ince cidarlı tüp ve emniyet valfinden oluşmaktadır. Statik basınç kontrol sisteminde yer alan elemanların bağlantısı sırasıyla şu şekilde yapılmıştır. Öncelikle metalik lif katkılı iç basınç torbası kontrol sisteminde yer alan iç basınç torba bağlantısına kelepçeler ile montaj edilmiştir. Daha sonra tüp, alt ve üst bağlantı bloklarına yine kelepçeler yardımıyla

bağlanmıştır. Bu işlemlerden sonra deney sistemini oluşturan diğer elemanların bağlantıları gerçekleştirilerek deney sistemi teste hazır hale getirilmiştir.

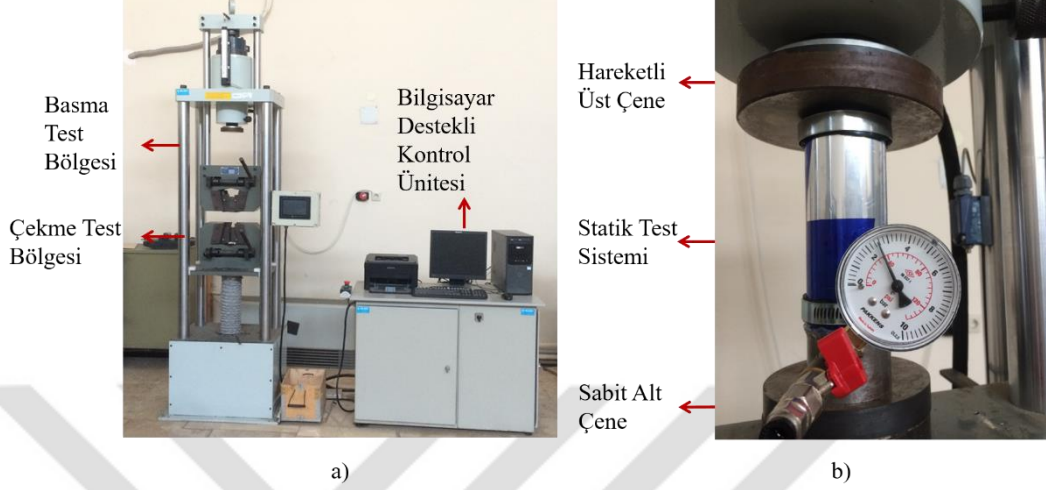
Test sırasında iç basınç, basınç göstergesi yardımıyla kontrol edilebilmiş ve ayrıca emniyet valfi kullanımı sayesinde deformasyon sırasında iç basıncın belirli bir değerde sabit kalması sağlanmıştır. Ayrıca statik deney sisteminde tüp boşluğunun basınçlandırılmasında iç basınç torbası kullanımı sayesinde herhangi bir sızıntı olmadan deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.3. Statik basınç kontrol sistemine ait (a) Şematik (b) Parçalara ait ve c) Montaj resimleri

Statik basma deneyleri 10mm/dk'lık basma hızında Şekil 2.4' verilen deney cihazında iç basınçsız ve farklı iç basınçlara sahip ince cidarlı tüpler için gerçekleştirilmiştir. Statik deneyler kapsamında sabit iç basınç ve değişken iç basınç durumları için deneyler yapılmıştır. İç basıncın sabit olduğu deneylerde iç basınç torbası 2.5 ve 3.5 Bar'lık basınca sahip hava ile doldurulmuş ve emniyet valfi bu basınç değerlerine ayarlanmıştır. Değişken iç basınca sahip tüplerin statik deneyleri için iç basınç torbası 2 barlık basınca sahip hava ile doldurulmuştur. Bu deneyler için kullanılan emniyet valfleri ise 3 ve 4 barlık çalışma

basınçlarına ayarlanmıştır. Her iki durum için statik deneyler gerçekleştirilmiş ve deneyler sonucunda söz konusu ince cidarlı tüplere ait kuvvet-yer değiştirme eğrileri elde edilmiştir.



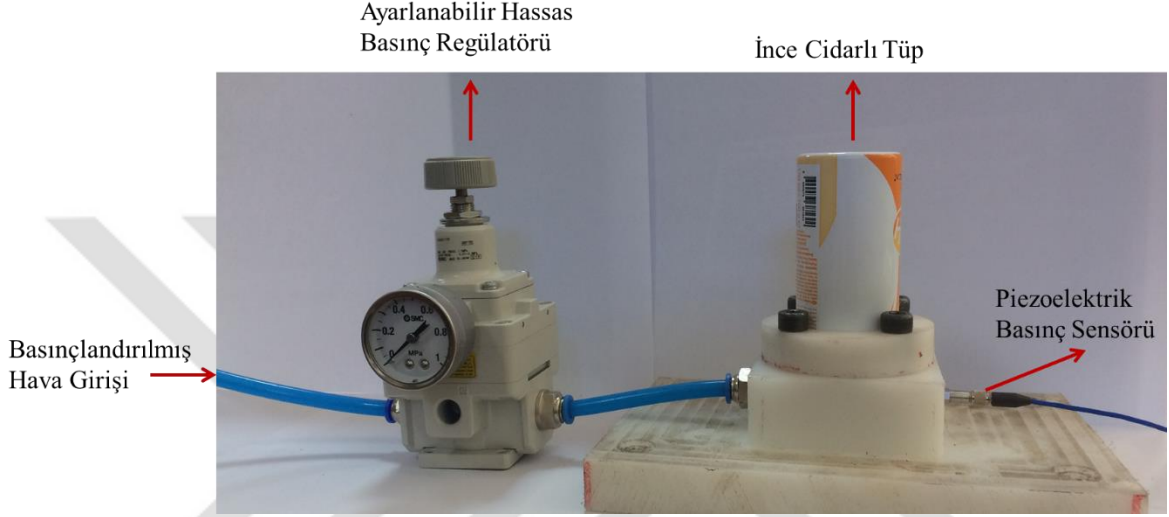
Şekil 2.4. Statik deneyler için kullanılan a) Test cihazı genel b) Basma test bölgesi görüntüsü

2.1.3. Dinamik Basma Deneyleri

İç basınçsız ve iç basınçlı ince cidarlı tüplerin dinamik yükleme koşullarındaki deformasyon ve burkulma davranışları ile iç basınçlı tüplerde meydana gelen dinamik etkilerin belirlenebilmesi amacıyla Gaz Tabancası Deney Sistemi ile farklı çarpma hızlarında atış testleri gerçekleştirilmiştir. Dinamik deneyler 45 mm çapında, 0.3 mm cidar kalınlığında ve 100 mm uzunluğunda tüplerle yapılmıştır. Bu tüpler alüminyum malzemenin derin çekme yöntemiyle üretilen dikişsiz ticari aerosol tüpleri olup, bir ucu kapalıdır. Dinamik deneylerde iç basınç değişimlerinin kontrol edilebilmesi ve iç basıncın belirli bir değer aralığında tutulabilmesi amacıyla Şekil 2.5’de verilen dinamik basınç kontrol sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan dinamik basınç kontrol sistemi sırasıyla basınçlandırılmış hava girişi, hassas basınç regülatörü, ince cidarlı tüp ve piezoelektrik basınç sensöründen oluşmaktadır. Dinamik deneylerde tüp boşluğu bu kontrol sistemi kullanılarak basınçlandırılmıştır.

Dinamik basınç kontrol sisteminde yer alan hassas basınç regülatörü giriş, çıkış ve eksoz portlarından meydana gelmektedir. Basınçlandırılmış hava, regülatör giriş kısmından regülatör içerisine girerek regülatörün manuel olarak ayarlandığı çıkış basıncında tüp

içerisine dolmaktadır. Eksoz kısmı ise deformasyon sırasında tüp içerisindeki basıncın yükselmesi ve ters akışı sırasında devreye girerek iç basıncın belirli bir değerde tutulmasını sağlamaktadır. Regülatör ani basınç değişimlerinin dengelenmesi amacıyla 3400 l/dk'lık hava tahliye kapasitesine sahiptir. Bu tahliye ile darbe sırasında basınçtaki ani değişimin minimum seviyede tutulması sağlanmaktadır.



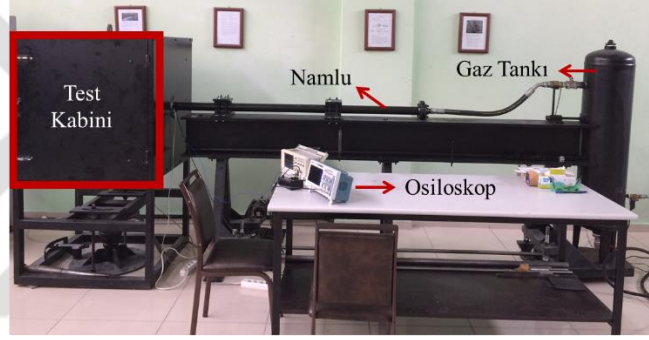
Şekil 2.5. Dinamik basınç kontrol sistemi

Darbe sırasında iç basınç değişiminin hassas bir şekilde belirlenmesi amacıyla PZB marka Piezoelektrik basınç sensörü kullanılmıştır. Kullanılan bu sensör ani basınç değişimlerini 1.2 μ s'lik tepkime süresinde 0.0008 kPa'lık hassasiyette algılanmakta ve 0-14 barlık ölçüm aralığında çalışabilmektedir. Dinamik testler sırasında iç basınçtaki değişimler sensör yardımıyla algılanmakta ve saniyede 2.5 Milyon data işleme kapasitesine sahip osiloskop yardımıyla kayıt altına alınmıştır.

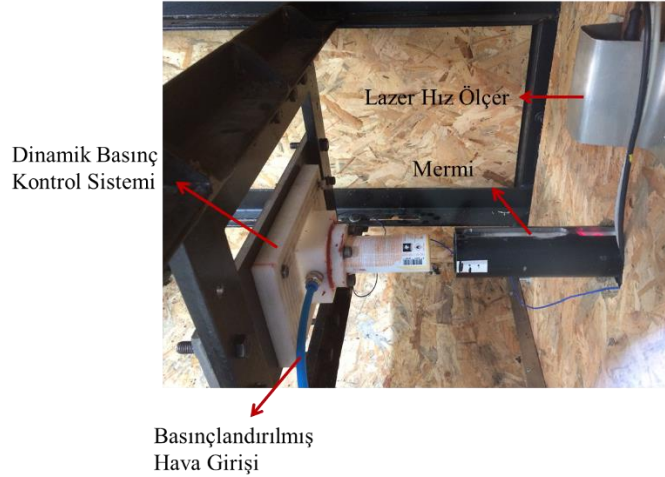
Dinamik deneyler Şekil 2.6'da görülen Gaz tabancası deney sisteminde yapılmıştır. Gaz tabancası deney sisteminde atış testleri gaz tankına doldurulan basınçlandırılmış havanın selenoid valfler yardımıyla ani olarak serbest bırakılmasıyla gerçekleştirilmektedir. Ani olarak serbest bırakılan hava, 50 mm çapında ve 2 metre boyundaki namlu içerisinde bulunan merminin belirli bir hızla ince cidarlı tüpe çarpmasını sağlamaktadır. Merminin çarpma sırasındaki hızı ise Şekil 2.6b'den de görüleceği gibi Lazer diyotlar yardımıyla belirlenmiştir. Lazer diyotlar, merminin namlu çıkışındaki hızının belirlenmesi amacıyla test kabinine monte edilmiştir. Lazer ışınları yardımıyla algılanan hız değerleri ise osiloskop ekranı üzerinden okunmuştur. Merminin ince cidarlı tüpe farklı hızlarda çarpması deney

sisteminde yer alan gaz tankı basıncının değiştirilmesiyle sağlanmıştır. Ayrıca iç basınçsız ve farklı iç basınçlara sahip ince cidarlı tüplerin çarpma sırasındaki deformasyon davranışları saniyede 10000 görüntü alabilen yüksek hızlı kamera kullanılarak kaydedilmiştir.

Dinamik deneyler, farklı çarpma hızlarında, farklı iç basınç değerlerinde gerçekleştirildi. Ayrıca iç basıncın sabit olması durumunun etkisini görmek amacıyla hassas regülatör kullanılarak ve hassas regülatör kullanılmadan dinamik testler yapıldı. Bu deneyler ile iç basınçsız ve iç basınçlı tüplerin farklı çarpma hızlarındaki deformasyon davranışları ve dinamik yüklemelere bağlı olarak iç basınçtaki değişimler incelendi. Dinamik basma deneyleri kapsamında gerçekleştirilen test koşulları ve mermi hızlarına ait özet Tablo 2.2’de verilmiştir.



a)



b)

Şekil 2.6. Dinamik deneyler için kullanılan deney sistemi; a) Gaz tabancası deney sistemi genel görünümü, b) Test kabin detayı ve dinamik basınç kontrol ünitesi

Tablo 2.2. Dinamik basma testlerinde gerçekleştirilen deneyler ve elde edilen tank basıncına karşılık gelen mermi hızı değerleri

İç Basınç (Bar)	Hassas Regülatör	Tank Basıncı (Bar)	Mermi Hızı (m/s)	Tank Basıncı (Bar)	Mermi Hızı (m/s)	Tank Basıncı (Bar)	Mermi Hızı (m/s)
0	-	1.5	15	3.2	30	5.6	40
3	Etkin Değil	1.5	15	3.2	30	5.6	40
4	Etkin	1.5	15	3.2	30	5.6	40

2.2. Sayısal Çalışmalar

Basınçlandırılmış ince cidarlı tüplerin enerji sönmleme performansı ve deformasyon davranışlarının incelenmesi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda statik ve dinamik yükleme koşullarını temsil eden modeller oluşturulmuş ve parametrik çalışmalar yapılmıştır. Statik analizler ile statik basma deneylerinin sayısal simülasyonları yapılmıştır. Dinamik analizlerde ise farklı geometrik özelliklere (dairesel kesitli ve konik tüpler) sahip ince cidarlı tüpler için farklı iç basınçlarda ve farklı yükleme koşullarındaki çarpma davranışlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Statik ve dinamik analizler için sayısal modeller LS-DYNA Sonlu Elemanlar paket programı kullanılarak oluşturulmuştur.

2.2.1. Statik Analizler

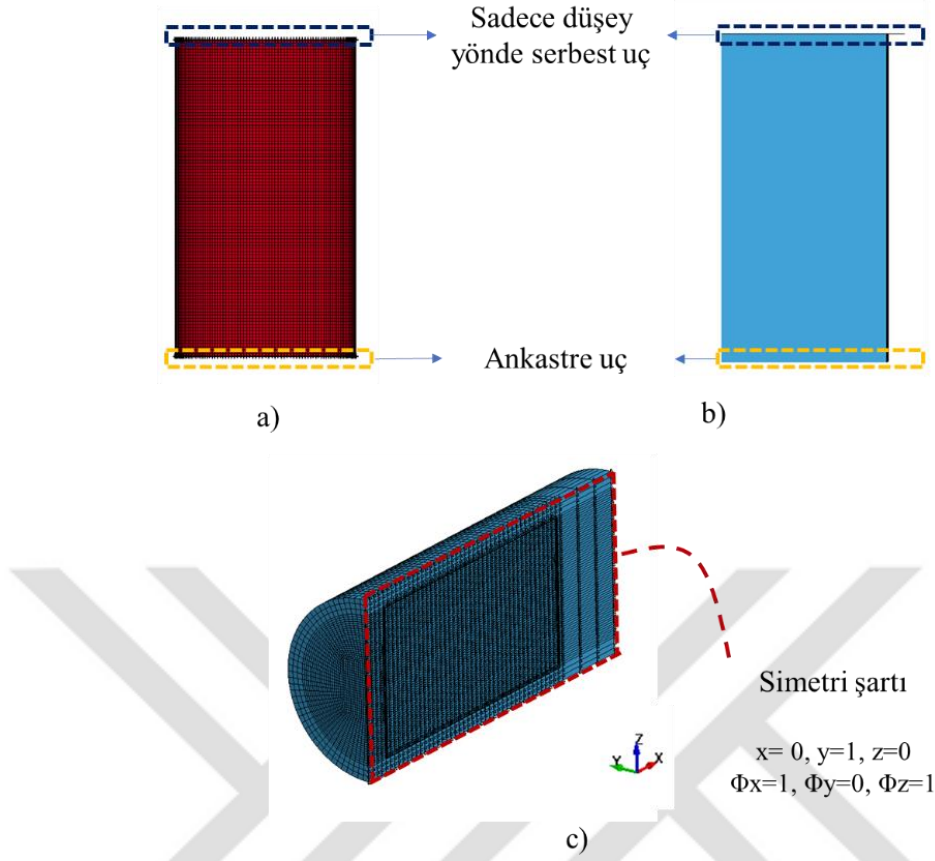
Statik analizler hem statik basma etkisini daha iyi anlamak hem de dinamik koşullardaki problemlerle karşılaştırma yapmak için gerçekleştirilmiştir. Statik yükleme koşulları için sayısal analizler iç basınçsız ve sırasıyla 2.5 ile 3.5 barlık iç basınçlara sahip ince cidarlı tüpler için yapılmıştır. Statik analizler için oluşturulan sayısal modeller, hareketli üst rijit plaka ve ince cidarlı tüpten meydana gelmektedir. Hareketli üst rijit plaka deney sırasında kullanılan üniversal çekme basma test cihazındaki üst çeneyi temsil etmektedir.

Statik analizler için oluşturulan sayısal modellerde kabuk (Shell) elemanlar kullanılmıştır. Üst rijit plaka zamandan tasarruf etmek amacıyla Belytschko-Tsay (Type 2) eleman formülasyonu ile modellenirken ince cidarlı tüp ise çözümde daha güvenilir sonuçlar vermesi nedeniyle Tam integrasyonlu kabuk eleman (Fully-integrated Shell elements, Type 16) formülasyonu kullanılarak modellenmiştir. Ayrıca tüp için kullanılan eleman formülasyonu kalınlık yönünde 4 integrasyon noktasına sahiptir. Üst rijit plakanın analiz sırasındaki hareketi BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_RIGID kartı kullanılarak

sabit bir hız olarak tanımlanmış ve plaka ile ince cidarlı tüp arasındaki temas `AUTOMATIC_CONTACT_SURFACE_TO_SURFACE` kartı kullanılarak tanımlanmıştır. Ayrıca deformasyon sırasında tüpün kendi içerisindeki temasını tanımlamak amacıyla `AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE` temas algoritması kullanılmıştır.

Statik analizler için üç tip sayısal model geliştirilmiştir. Bu modeller, 3 boyutlu, 2 boyutlu (eksenel simetrik) ve 3 boyutlu yarım modeller olarak oluşturulmuştur. Daha sonra statik basma testlerindeki test koşullarının sayısal modellerde de temsil edilebilmesi için gerekli sınır şartları modellere eklenmiştir. Modellere eklenen sınır şartları Şekil 2.7'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi aksel simetrik ve 3 boyutlu modellerde, test sırasında tüpün oturduğu yüzey ankastre uç olarak modellenmiştir. Bu bölgede bulunan düğüm noktalarının serbestlik dereceleri tüm yönlerde sınırlandırılmıştır. Ayrıca statik testlerde tüpün üst bölgesi ile üst bağlantı bloğu arasında rijit bir bağlantı bulunmaktadır. Bu nedenle sayısal modellerde tüpün üst bölgesindeki düğüm noktaları sadece düşey yönde serbestlik derecesine sahip olacak şekilde modellenmiştir (Şekil 2.7a-b). 3 boyutlu yarım modellerde ise tüp Şekil 2.7c'de görüldüğü gibi y eksenine göre simetrik olarak modellenmiştir. Simetrik sınır şartı tüpün simetrik olacağı eksen üzerinde tüm düğüm noktalarına uygulanmıştır. Bu düğüm noktalarının x ve z yönündeki eksenlerine göre dönme ile y yönündeki ötelenme serbestlik derecelerinin sınırlandırılmasıyla simetrik sınır şartı modele eklenmiştir.

Sayısal modellerde tüp içerisindeki basınçlandırılmış hava iki farklı yöntem kullanılarak modellenmiştir. Bu yöntemlerden ilki, iç basıncın sabit olduğu kabulüdür. Bu kabulde iç basınç tüp iç yüzeyine düzgün şekilde tanımlanmıştır (Model 1) ve yükleme esnasında tüp içerisindeki basınç sabit kalmıştır. Tüp iç yüzeyine etki eden bu gerilme modele `LOAD_SEGMENT` kartı kullanılarak eklenmiştir. Bu modellerde iç basıncın tüp yüzeyinde oluşturduğu gerilme etkisi `DYNAMIC_RELAXATION` kontrol kartı yardımıyla kontrollü olarak oluşturulmuş ve yükleme gerilmeler dengeye geldikten sonra başlatılmıştır. İç basınçsız ve farklı iç basınçlara sahip ince cidarlı tüplerin statik basma deneyleri ilk olarak bu model yardımıyla doğrulanmıştır.



Şekil 2.7. Farklı sayısal modellere;(a) 3 boyutlu (b) eksenel simetrik (c) 3 boyutlu yarım, eklenen sınır şartları

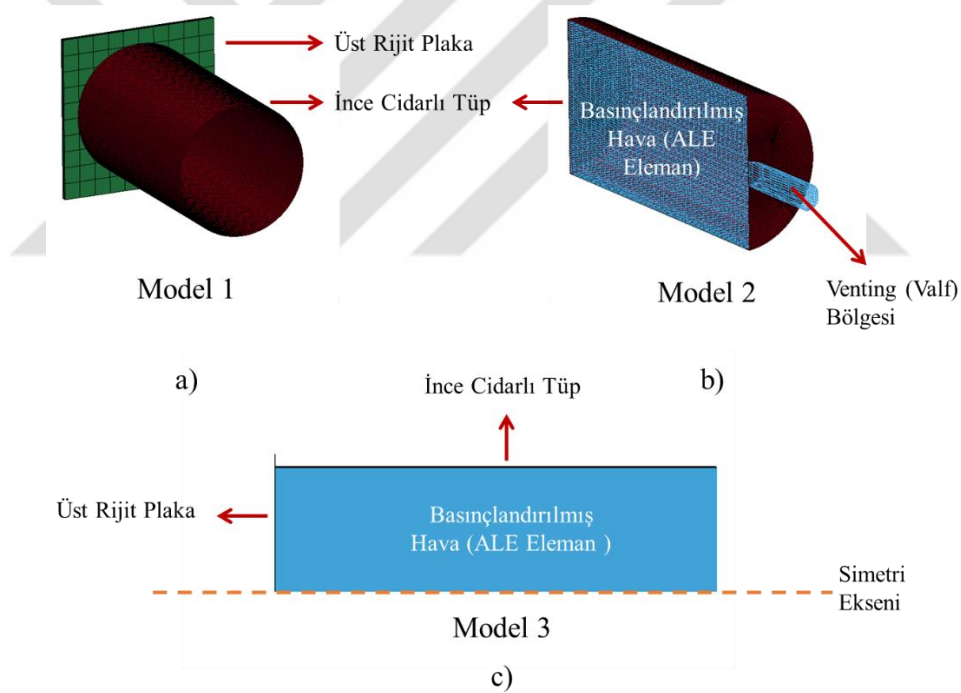
İkinci yöntemde, iç basınç Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE) elemanlar yardımıyla, hava özelliklerini yansıtacak şekilde modellenerek oluşturulmuştur. Bu model hava ile ince cidarlı tüp arasında FSI (Akışkan-Katı Etkileşimi) yaklaşımı içeren bir model olarak düşünülebilir. Böylece tüp içerisinde yer alan basınçlandırılmış hava ile tüp arasında yapısal bir etkileşim kurulmuştur. Tüp boşluğunu dolduran hava INITIAL_VOLUME_FRACTION_GEOMETRY kartı kullanılarak oluşturulmuş, tüp iç yüzeyine etki eden iç basınç ile tüp arasındaki etkileşim ise CONSTRAID_LAGRANGIAN_IN_SOLID kartı kullanılarak tanımlanmıştır. Ayrıca tüp içerisindeki basıncın deformasyon sırasında dengede kalması sağlamak amacıyla kart içerisinde yer alan Venting (Hava Çıkış Bölgesi) opsiyonu kullanılmıştır. Bu opsiyon iç basıncın deformasyon sırasında artması ile belirlenen sınır basınç değerini aşması durumunda hava çıkışını başlatmaktadır. Böylece statik testlerde olduğu gibi sayısal analizlerde de iç basıncın dengelenmesi amaçlanmaktadır. İç basınç değerleri ise EOS_IDEAL_GAS kartına havaya ait özellikler eklenerek elde edilmiştir. Havaya ait özellikler Tablo 2.3’de verilmiştir. Sayısal modellerde istenilen iç basınç değeri

Tablo 2.3’de verilen V_{R0} değeri yardımıyla oluşturulmaktadır. Bu değer 1’den farklı olması durumunda iç basınç değeri 1 atm’den farklı değerler almaktadır.

Şekil 2.8’de havanın farklı yöntemler kullanılarak modellendiği sayısal modeller verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi ALE eleman formülasyonunun kullanıldığı modeller hem 3 boyutlu yarım model (Model 2) hem de 2 Boyutlu aksel simetrik (Model 3) model olarak oluşturulmuştur. Ayrıca Şekil 2.8b’de statik deneylerde iç basıncın dengede kalması için kullanılan emniyet valfi görevini gören Venting tanımlaması görülmektedir.

Tablo 2.3. Malzeme modeli ve ideal gaz tanımlamasında kullanılan havaya ait özellikler

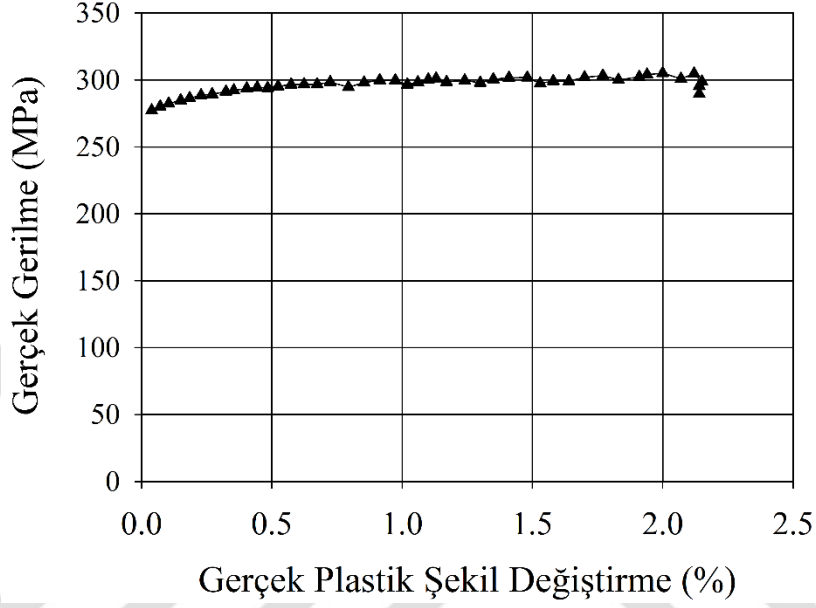
Basınç	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	C_v (J/kgK)	T_0 (K)	V_{R0} (ρ/ρ_0)
1 atm	1.204	1006	718	298	1



Şekil 2.8. Sayısal çalışmalarda kullanılan modeller a) Sabit iç basınç kabulü b) 3 Boyutlu ALE c) 2 Boyutlu ALE yöntemleriyle oluşturulan sayısal modeller

İnce cidarlı tüplerin malzeme modeli ise LS-DYNA programında bulunan MAT_24_PIECEWISE_LINEAR_ISOTROPIC_PLASTICITY malzeme kartı kullanılarak oluşturulmuştur. Tüp malzeme modelinde Şekil 2.9’da verilen gerçek gerilme-plastik şekil değiştirme eğrisi kullanıldı. Bu eğri, Şekil 2.2’de verilen gerilme- şekil değiştirme eğrisinden, $\sigma_G = \sigma(1 + \varepsilon)$ ve $\varepsilon_G = \ln(1 + \varepsilon)$ eşitlikleri yardımıyla elde edildi. Bunun

yanında Elastisite modülü 68 GPa, yoğunluk 2700 kg/m^3 ve poisson oranı 0.27 olarak tanımlanmıştır (Tablo 2.1). Havanın malzeme modeli ise MAT_09_NULL malzeme kartı kullanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca ALE elemanların kullanıldığı modellerde tüp cidarı dışındaki ortam atmosfer basıncına sahip olacak şekilde ALE elemanlar ile modellenmiştir.



Şekil 2.9. Malzeme modelinde kullanılan gerçek gerilme-gerçek şekil değiştirme eğrisi

Statik analizlerin doğrulanması için statik basma deneylerinden elde edilen kuvvet-yer değiştirme eğrileri kullanılmıştır. Statik modellerin sayısal simülasyonları ise eksplisit olarak gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle statik modellerin dinamik atalet etkileri içermemesi gerekmektedir. Bunu kontrol etmek için literatürde iç enerji/ kinetik enerji oranı kontrol edilmektedir [53]. Bu oran yüzde birkaç düzeyinde ise eksplisit çözüm statik koşulları sağlıyor demektir. Burada ise hem bu yöntem hem de diğer bir yöntem kullanılmıştır. Burada kullanılan yöntem, sayısal modellerin kuasi-statik yükleme koşullarını doğru yansıtır yansıtmadığını, tüpün her iki ucunda bulunan düğüm noktaları ve kontak ara yüzünden elde edilen kuvvet-zaman eğrileri yardımıyla kontrol eden bir yöntemdir.

2.2.2. Dinamik Analizler

Dinamik analizler için sonlu elemanlar modeli statik analizler ile doğrulanan model referans alınarak geliştirilmiştir. Bu analizler ile iç basınçlı ince cidarlı tüplerin yüksek çarpma hızlarındaki enerji sönümlenme ve deformasyon davranışlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Sayısal modellerde problemin doğasını daha iyi yansıtmaları nedeniyle tüp ile iç basınç arasındaki etkileşim FSI model kullanılarak oluşturulmuştur (Model 2 ve Model 3). Dinamik analizler dairesel kesitli düz ve konik tüpler için gerçekleştirilmiştir. Farklı cidar kalınlıklarına, farklı iç basınçlara ve farklı koniklik açalarına sahip tüplerin enerji sönümlenme performansları düz ve eğik çarpma analizleri ile incelenmiştir. Bu sayısal modellerde 56 mm çapında 100 mm boyunda tüpler kullanılmıştır.

Dinamik analizler için oluşturulan sayısal modeller ince cidarlı tüp, hareketli üst rijit plaka, hareketsiz alt rijit plaka ve iç basıncı oluşturan havadan oluşmaktadır. Bu analizlerde hareketli üst rijit plaka ince cidarlı tüpe çarpan mermiyi temsil etmektedir. Statik analizlerden farklı olarak deformasyon sertleşmesi ve deformasyon hızı etkilerini içeren bir model olması nedeniyle dinamik analizlerde MAT_98_SIMPLIFIED_JOHNSON-COOK malzeme modeli kullanılmıştır. Malzeme modelinde gerilme değerlerinin hesaplanmasında kullanılan eşitlik aşağıda verilmiştir.

$$\sigma_a = (A + B\bar{\epsilon}^P)(1 + C \ln \dot{\epsilon}) \quad (2.1)$$

Burada A, B, C ve n malzeme modelindeki sabitler; $\bar{\epsilon}^P$ ve $\dot{\epsilon}$ sırasıyla plastik şekil değiştirme ve normalize birim şekil değiştirmedir. Normalize birim şekil değiştirme ($\dot{\epsilon}$), deformasyon sırasındaki şekil değişiminin (ϵ) referans şekil değişim hızına (ϵ_0) oranıdır. Dinamik analizlerde kullanılan Al6061 malzemeye ait malzeme sabitleri Tablo 2.4'de verilmiştir. Üst rijit plaka hem çarpma hızı hem de kütle değerlerini içerisinde barındıran RIGIDWALL_PLANAR_MOVING_FORCES kartı kullanılarak modellenmiştir.

Parametrik çalışmalarda; mermi kütlesi 0.2 kg ve mermi çarpma hızı 30 m/s olarak tanımlanmıştır. Dinamik analizler kapsamında yapılan parametrik çalışmalar Tablo 2.5'de listelenmiştir.

Tablo 2.4. Al6061 malzemenin Johnson Cook malzeme sabitleri [54].

Malzeme	A (MPa)	B (MPa)	C	n
Al6061	270.1	154.3	0.027	0.225

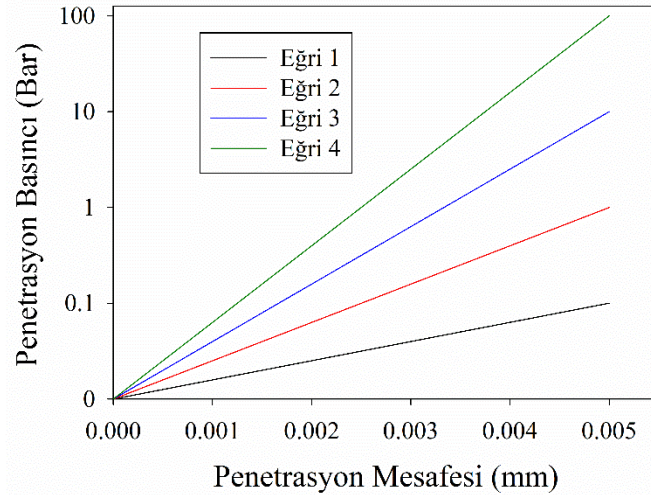
Tablo 2.5. Dinamik analizler kapsamında yapılan parametrik çalışmalar

Geometri	İç Basınç (Bar)	Çarpma Hızı (m/s)	Çarpma Şekli	Cidar Kalınlığı (mm)
Düz	İç Basınçsız	30	Düz	0.1, 0.2, 0.3, 0.4
Düz	10	30	Düz	0.1, 0.2, 0.3, 0.4
Düz	5, 10, 17.5, 25	30	Düz	0.3
Düz	5, 10, 20	30	Eğik (5°)	0.3
Düz	10	30	Eğik (5°, 10°, 15°)	0.3
Konik (5°, 10°, 15°)	İç Basınçsız	30	Düz	0.3
Konik (5°)	5, 10, 25	30	Düz	0.3
Konik (5°, 10°, 15°)	10	30	Düz	0.3

2.2.3. FSI Yaklaşım İçeren Modellerde Stabilité

Katı veya kabuk elemanlar ile modellenen yapısal elemanlar ile hava, su veya herhangi bir akışkan arasındaki etkileşimin oluşturulduğu sayısal modeller sahip oldukları birçok kontrol parametresi nedeniyle karmaşık bir yapıya sahiptir. Ayrıca bu modellerde katı-akışkan eleman arasındaki etkileşim, yapısal iki eleman arasındaki etkileşimdeki gibi klasik kontak algoritmalarıyla oluşturulamamaktadır. İç basınç etkisinin doğru bir şekilde ortaya koyulması ve tüp yüzeyinin basınç etkisiyle belirli bir gerilme değerine ulaşabilmesi ancak ve ancak iki eleman arasındaki etkileşimin doğru kurulmasıyla mümkün olmaktadır. Bu durumda sayısal modeller oluşturulmadan önce iç basınç ile tüp arasındaki etkileşimi oluşturan parametrelerin çözüme olan etkileri araştırılmıştır. Ayrıca bu modellerde etkileşim sırasında ortaya çıkan en büyük problemlerden biri olan sızıntı (leakage) probleminin çözüme olan etkisi de incelenmiştir. Sızıntı problemi FSI yaklaşımı içeren modellerde akışkanın katı eleman arasından sızması şeklinde açıklanmakta ve simülasyon sırasında görüntülenebilmektedir.

LSDYNA sonlu elemanlar programında katı-akışkan eleman arasındaki kontak CONSTRAINED_LAGRANGIAN_IN_SOLID kartı ile kurulmaktadır. Bu kontrol kartı akışkan ile yapısal eleman arasındaki kontakın oluşturulması için kullanılan kontrol kartıdır. Kontrol kartı içerisinde etkileşimin doğru oluşturulması ve sızıntı probleminin giderilmesi için birçok parametre yer almaktadır. Penetrasyon mesafesine bağlı tanımlanan penetrasyon basıncı (PFAC) değeri, sızıntı kontrol parametresi değeri (ILEAK) ve sızıntı kontrol penaltı faktörü (PLEAK) değeri bu parametrelere örnek olarak gösterilebilir. Literatürde yer alan çalışmalar ve FSI modeller incelendiğinde, etkileşimin oluşturulmasında ve sızıntı probleminin çözülmesinde en önemli kontrol parametresi olarak PFAC değeri görülmektedir [55]. Katı-akışkan eleman arasındaki etkileşim sırasında tüpteki deformasyon ile birlikte meydana gelen sızıntı probleminin ve PFAC değerlerinin sonuçlara olan etkisi incelenmiş ve modelin kararlılığının sağlanması amaçlanmıştır. PFAC değerleri LSDYNA sonlu elemanlar programına eğri olarak DEFINE_CURVE kartı yardımıyla eklenebilmektedir. PFAC eğrileri $\{0,0\}$ ve penetrasyon mesafesi (ALE eleman genişliğinin %5-10'u) ile penetrasyon basıncı değerini içeren iki nokta arasında tanımlanmaktadır [56]. Şekil 2.10'da sayısal modellerde PFAC değeri etkisinin incelenmesi amacıyla kullanılan eğriler verilmiştir. FSI yaklaşımı kullanılan modellerde PFAC değerinin sızıntı problemine ve sayısal sonuçlara olan etkisi Şekil 2.8'de verilen Model 2 kullanılarak araştırılmıştır.



Şekil 2.10. Sayısal modellerde etkileri incelenen PFAC eğrileri

3. BULGULAR VE İRDELEME

Bu bölümde basınçlandırılmış enerji sönümleyici elemanların çarpma performansları ve deformasyon davranışlarının incelenmesi amacıyla gerçekleştirilen çalışmalara ait bulgular verilmiştir. Elde edilen bulgular deneysel ve sayısal sonuçlar olmak üzere iki ana başlık altında sunulmuş ve irdelenmiştir.

3.1. Deneysel Sonuçlar

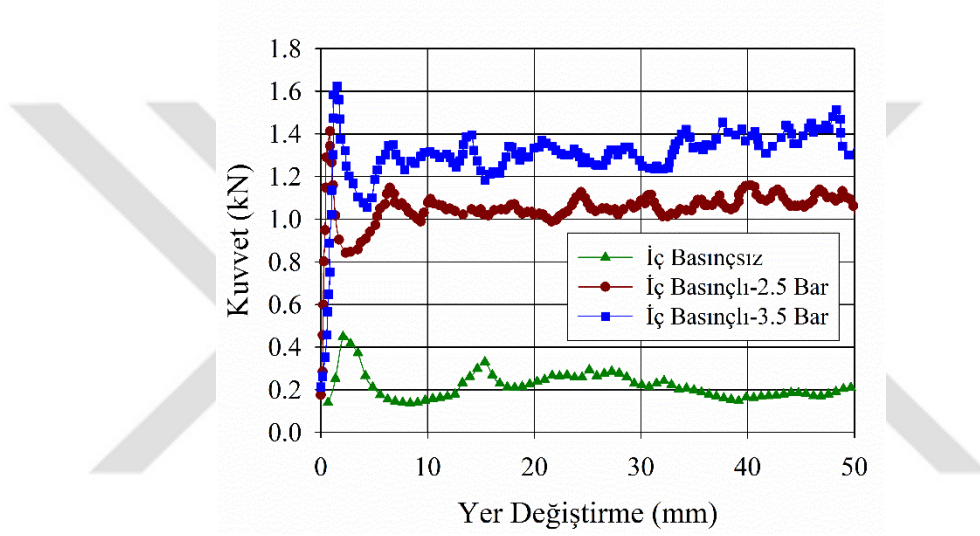
3.1.1. Statik Deneyler

İç basınçlı tüplerin enerji sönümleme davranışının incelenmesi amacıyla ilk olarak statik basma deneyleri yapılmıştır. Bu deneyler sabit ve değişken iç basınca sahip ince cidarlı tüplerle gerçekleştirilmiştir.

İç basıncın sabit olduğu durum için deneyler, iç basınçsız ve sırasıyla 2.5 ve 3.5 barlık iç basınçlı tüplerle gerçekleştirilmiştir. Statik basma deneyleri sonucunda her bir tüp için kuvvet- yer değiştirme eğrileri elde edilmiş, bu eğriler yardımıyla Bölüm 1.3’de bahsedilen performans parametreleri belirlenmiştir. Bu parametreler ile tüp boşluğunun basınçlandırılmasının ince cidarlı tüplerin enerji sönümleme performansına olan etkisi değerlendirilmiştir. Şekil 3.1’de statik basma deneylerinden elde edilen kuvvet yer değiştirme eğrileri görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi basma deneyleri başlangıç aşamasında basınçsız veya basınçlı tüp cidarında burkulma başlayana kadar kuvvet değerleri artmakta ve bir pik değere ulaşmaktadır. Burkulmanın başlaması ile pik kuvvet değeri belirli bir oranda azalmakta daha sonra ikinci burkulma olana kadar tekrar artmaktadır. Bu durum deformasyon boyunca devam ederek enerjinin sönümlenmesi sağlanmaktadır. İç basınçlı tüplerde ilk pik kuvvet oluşumundan sonra deformasyon boyunca kuvvet değerleri sabite yakın şekilde ilerlerken iç basınçsız tüplerde ise kuvvet değerleri belli bir aralıkta değişmektedir.

Şekil 3.2’de iç basınçsız ve sabit iç basınca sahip tüplerin statik basma deneyi sonrası deformasyon resimleri verilmiştir. Şekil 3.2a’dan görüldüğü gibi iç basınçsız durumda tüp eksenel simetrik olmayan deformasyon şekliyle deformasyona uğramaktadır. Buna karşın

Şekil 3.2b-c’de sırasıyla 2.5 ve 3.5 barlık iç basınçlara sahip tüplerin aksenal simetrik deformasyon şekliyle deformasyona uğradığı görülmektedir. Şekil 3.1’de verilen kuvvet-yer değiştirme eğrileri incelendiğinde, iç basınçlı tüplerin iç basınçsız tüplere göre farklı davranışlar sergilediği görülmektedir. Bu durumun iç basınç etkisiyle tüp deformasyon şeklinin değişmesinden kaynaklanmaktadır (Şekil 3.2). İç basınçsız tüplerde enerji aksenal simetrik olmayan deformasyon ile sönmülenirken, iç basınç etkisiyle deformasyon şekli aksenal simetrik olmaktadır.

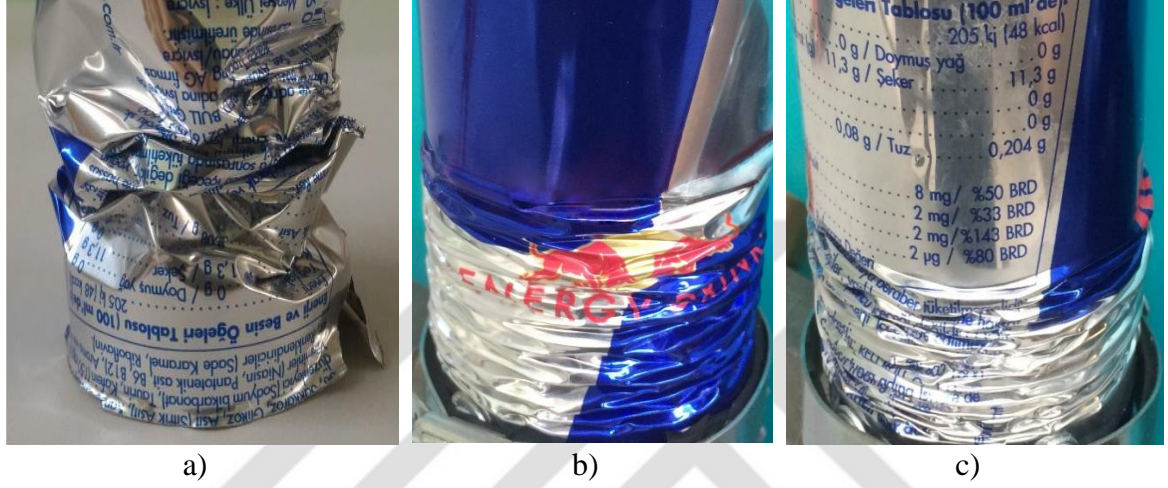


Şekil 3.1. Farklı iç basınçlara sahip tüplerin deneysel statik kuvvet-yer değiştirme eğrileri

Kuvvet- yer değiştirme eğrileri ve Bölüm 1.3’de verilen eşitlikler yardımıyla iç basınçsız tüp için ortalama ve maksimum kuvvet değerleri belirlenmiştir. İç basınçsız durumda ortalama kuvvet değeri 218 N iken iç basınç etkisiyle ortalama kuvvet 2.5 ve 3.5 barlık tüpler için sırasıyla 1140 N ve 1365 N olmuştur. Böylece iç basınç etkisiyle ortalama kuvvet değerinin iç basınçsız tüplere göre % 422 ve % 526 oranında arttığı görülmektedir. Maksimum kuvvet değerleri ise iç basınçsız durumda 489 N iken iç basınç etkisiyle 2.5 ve 3.5 barlık tüpler için sırasıyla 1412 N ve 1624 N olmuştur. Şekil 3.1’de verilen grafikler ve hesaplanan kuvvet değerleri ile iç basınç etkisiyle ortalama ve maksimum kuvvet değerlerinin arttığı görülmektedir.

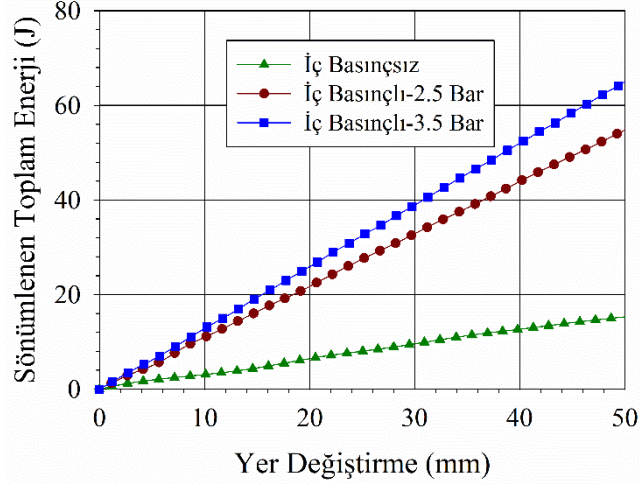
Kuvvet- yer değiştirme eğrileri kullanılarak ve Eşitlik (1.1) yardımıyla deformasyon sırasında sönmülenen toplam enerji miktarı da elde edilmiş ve Şekil 3.3’de grafiksel olarak

verilmiştir. Sönümlenen toplam enerji miktarı 50 mm'lik deformasyon sonrası iç basınçsız tüp için 15.31 J iken 2.5 ve 3.5 barlık iç basınçlara sahip tüpler için sırasıyla 54.86 J ve 65.18 J olmuştur. Böylece deformasyon boyunca enerji sönümlenmenin efektif olarak gerçekleştiği ortalama kuvvet değerinin artmasıyla tüpün enerji sönümleme performansının önemli ölçüde arttığı görülmüştür.



Şekil 3.2. Statik basma deneylerindeki tüp deformasyon şekilleri a) İç basınçsız, b) 2.5 barlık iç basınca sahip ve c) 3.5 barlık iç basınca sahip

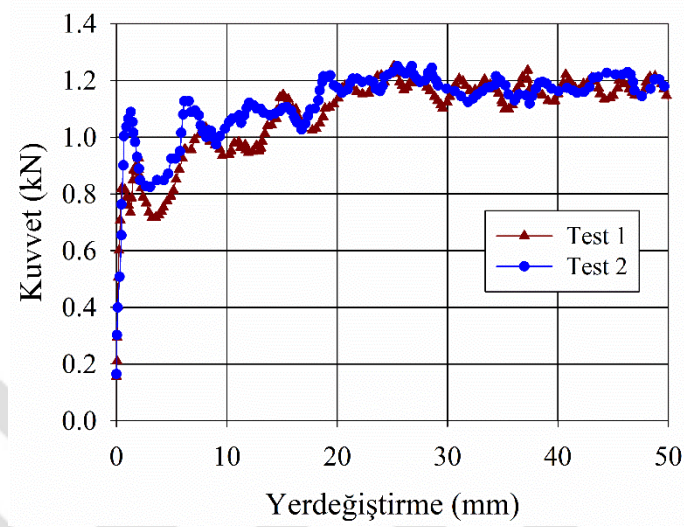
Ayrıca Şekil 3.1'den ve hesaplanan kuvvet değerlerinden iç basınç etkisiyle hem ortalama kuvvet değerinin arttığı hem de maksimum kuvvet ile ortalama kuvvet değerleri arasındaki farkın azaldığı görülmektedir. Bu durum ortalama kuvvet ile maksimum kuvvet değerlerinin oranı (η) olan çarpma kuvveti verimliliğinin artmasına neden olmaktadır. Bölüm 1.3'de verilen eşitlikler yardımıyla çarpma kuvveti verimliliği iç basınçsız ve iç basınçlı tüpler için sırasıyla yaklaşık % 45, % 81 ve % 84 olarak belirlenmiştir. Tablo 3.1'de statik basma deneyleri sonrasında iç basınçsız ve iç basınçlı tüplerin performanslarının belirlenmesi için kullanılan parametreler listelenmiştir. Sonuç olarak tüp boşluğunun basınçlandırılmasıyla ince cidarlı tüplerin enerji sönümleme performanslarının iyileştiği Şekil 3.1, Şekil 3.3 ve Tablo 3.1 incelendiğinde görülmektedir. Buna karşın basıncın artmasıyla toplam enerji sönümleme performansı nispeten yavaş arttığı belirlenmiştir.



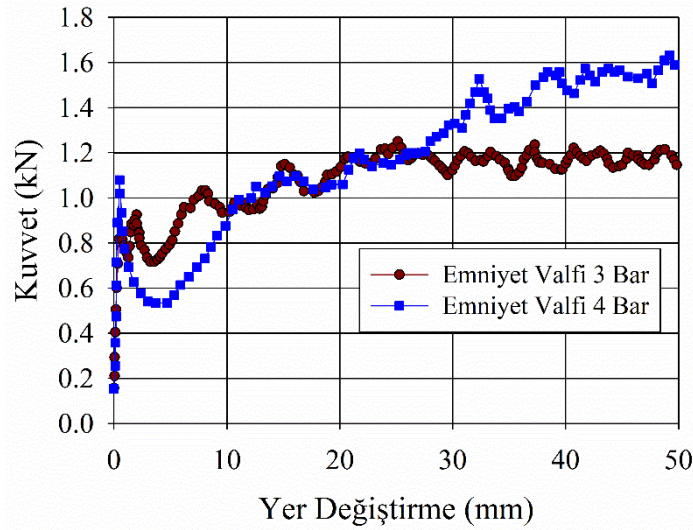
Şekil 3.3. Farklı iç basınçlara sahip tüplerin deneysel sönmülenen toplam enerji eğrileri

İç basıncın değişken olduğu durum için deneyler, başlangıçta 2 barlık iç basınca sahip tüplerle gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerde kullanılan emniyet valfi çalışma basıncı sırasıyla 3 ve 4 bar olarak ayarlanmış böylece deformasyon sırasında iç basıncın artmasına izin verilmiştir. Şekil 3.4'de emniyet valfi çalışma basıncı 3 bar ve başlangıçta 2 barlık iç basınca sahip ince cidarlı tüpün statik basma testlerinden elde edilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi iç basınç değerinin emniyet valfinin çalışma basıncı değerinden düşük olması durumunda deformasyon sırasında oluşan ilk pik kuvvet değeri büyük oranda azalmıştır. Buna ilaveten, test sırasında oluşan kuvvet değeri deformasyon boyunca artış eğilimi göstermiştir. Kuvvet değerindeki bu artış, iç basınç emniyet valfi çalışma basıncına ulaşıncaya kadar devam etmekte, emniyet valfi çalışma basıncına ulaştığında ise sabite yakın bir şekilde ilerlemektedir. İç basınç ve emniyet valfi çalışma basıncı arasındaki ilişkinin incelenmesi için başlangıçta 2 barlık iç basınca sahip tüplerle emniyet valfi çalışma basıncı 4 bara ayarlanarak statik basma testleri yapılmıştır. Şekil 3.5'de emniyet valfi çalışma basıncı 3 ve 4 bar olan durumlar için statik deneylerden elde edilen kuvvet-yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırması verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi emniyet valfi çalışma basıncı arttığında, kuvvet değeri deformasyon boyunca sürekli artış göstermektedir. Bu durum deformasyon sırasında iç basıncın emniyet valfi çalışma basıncına ulaşmamasından kaynaklanmıştır. İç basıncın emniyet valfi çalışma basıncından düşük seçildiği durumda çarpma sırasında oluşan ilk pik kuvvet değerinin deformasyon boyunca etki eden kuvvet değerlerinden düşük olduğu görülmektedir (Şekil 3.4-5). Bu

durum çarpma sırasında ciddi yaralanmalara sebep olan ilk pik kuvvetin iç basınçlı tüpler kullanılarak kolayca kontrol edilebileceği sonucunu ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 3.4. Çalışma basıncı 3 bar olan emniyet valfi kullanılarak elde edilen değişken iç basınçlı tüpler için deneysel kuvvet-yer değiştirme eğrileri



Şekil 3.5. Çalışma basıncı 3 ve 4 bar olan emniyet valfi kullanılarak elde edilen değişken iç basınçlı tüpler için deneysel kuvvet-yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırılması

Tablo 3.1. Statik basma deneyleri sonucunda elde edilen deneysel sonuçlar ve performans parametreleri

İç Basınç (Bar)	F_{maks} (N)	F_{ort} (N)	E_T (J)	η (%)
0	489	218	15.31	45
2.5	1412	1140	54.86	81
3.5	1624	1365	65.18	84

3.1.2. Dinamik Deneyler

Bu bölümde iç basınçsız ve iç basınçlı ince cidarlı tüplerin dinamik yükleme koşullarındaki deformasyon davranışlarının incelenmesi amacıyla Gaz Tabancası Deney Sisteminde yapılan aksel darbe deneylerinin sonuçları sunulmuş ve irdelenmiştir. Bu deneyler farklı iç basınçlara sahip tüplerle farklı çarpma hızlarında gerçekleştirilmiştir. Farklı çarpma hızlarındaki deneyler sonrasında iç basınçsız ve iç basınçlı tüplerin ilk ve son boyları yardımıyla deformasyon miktarları, deformasyon sırasındaki ve sonrasındaki resimler yardımıyla da deformasyon davranışları incelenmiştir. Böylece iç basıncın dinamik yükleme koşullarında deformasyon miktarı ve deformasyon davranışına olan etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. Dinamik deneyler iç basınçsız ve farklı iç basınçlara sahip tüpler ile farklı çarpma hızlarında gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerde tüp boşluğunun basınçlandırılması sırasında hassas basınç regülatörünün kullanılıp kullanılmaması durumuna göre iç basınçlı deneyler iki gruba ayrılmaktadır. Her bir çarpma hızı için çarpma sırasındaki deformasyon şekli ve çökme lobu sayısı ise tüpün kesit resimleri yardımıyla belirlenmiştir.

Şekil 3.6'da iç basınçsız ve 4 barlık sabit iç basınca (regülatör aktif) sahip tüplerin deformasyon sonrası kesit resimleri görülmektedir. Şekilde verilen iç basınçsız ($P=0$) tüplere ait kesit görüntüleri incelendiğinde artan çarpma hızıyla deformasyon sırasındaki çökme lobu sayısının arttığı ve ince cidarlı tüpün daha fazla deformasyona uğradığı görülmektedir. Ayrıca kesit görüntüleriyle iç basınçsız ince cidarlı tüplerin dinamik yükleme durumunda üzerlerine etki eden kinetik enerjiyi, aksel simetrik olmayan deformasyon şeklinde deformasyona uğrayarak plastik şekil değiştirme enerjisine dönüştürdüğü anlaşılmaktadır. 4 barlık iç basınca sahip tüplerin deformasyon sonrası kesit görüntüleri incelendiğinde ise iç basınçsız tüplerde olduğu gibi artan çarpma hızıyla deformasyon sırasındaki çökme lobu sayısının ve deformasyon miktarının arttığı görülmektedir. Ancak iç basınçsız tüplere göre hem deformasyon şekli hem de deformasyon miktarları arasında büyük oranda farklılıklar

bulunmaktadır. Bu farklılıklardan biri, iç basınçsız tüplerde görülen aksel simetrik olmayan deformasyon davranışının iç basınç etkisiyle aksel simetrik deformasyon davranışına dönmesi ve enerjinin bu deformasyon davranışıyla sönmülmesidir. Önemli bir diğer fark ise iç basınçsız tüplerde çarpma hızlarına göre meydana gelen deformasyon miktarlarının iç basınç etkisiyle sırasıyla 15.5 mm'den 12.5 mm'ye, 31.06 mm'den 19.48 mm'ye ve 91.05 mm'den 32.08 mm'ye düşmesidir. İç basınç etkisiyle tüpün deformasyon miktarları iç basınçsız tüplere göre sırasıyla % 19, % 37 ve % 65 oranlarında azalmıştır.

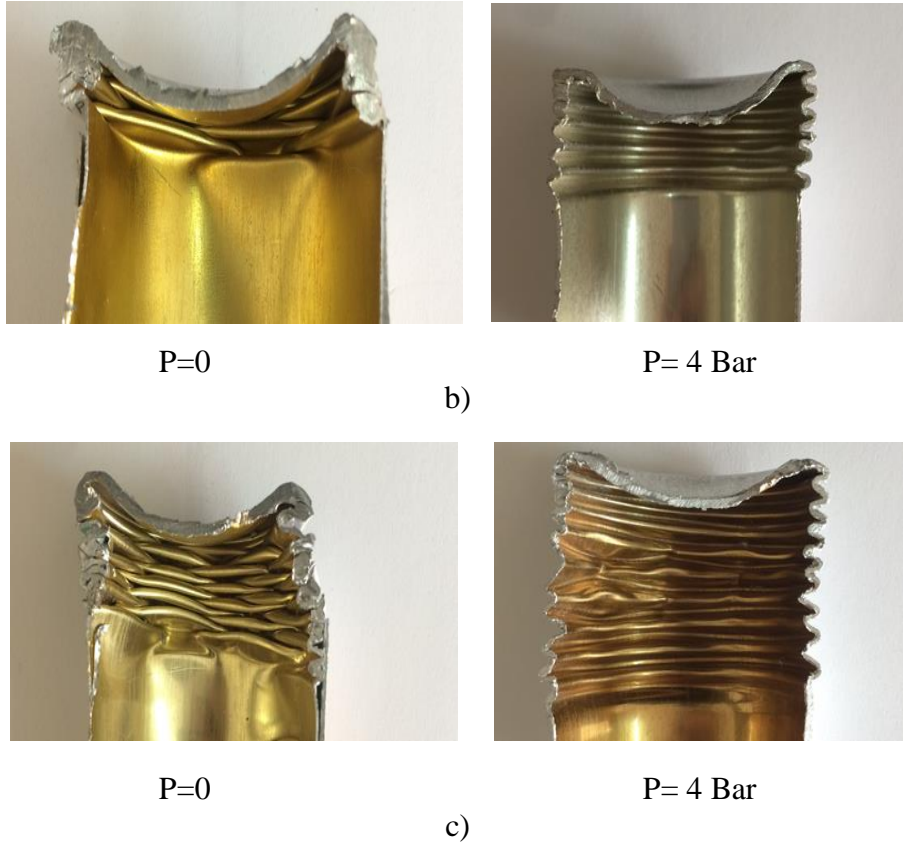
Şekil 3.7'de iç basınçsız ve iç basınçlı tüpler için dinamik deneylerden ölçülen deformasyon miktarları grafiksel olarak verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi iç basınçsız tüplerde çarpma hızı arttıkça deformasyon miktarı ani bir artış yaparken, iç basınçlı tüplerde ise bu artış çok daha düşük seviyede gerçekleşmektedir. İç basınçsız tüplerde 15 m/s'de 15.5 mm olan deformasyon miktarı, çarpma hızının 40 m/s'ye çıkmasıyla % 587 oranında artarak 91.05 mm olmuştur. İç basınçlı tüplerde 15 m/s'de 12.5 mm olan deformasyon miktarı, çarpma hızının 40 m/s'ye çıkmasıyla deformasyon miktarı % 256 oranında artarak 32.08 mm olmuştur. Bu değerler, iç basınç etkisiyle ince cidarlı tüpün artan çarpma hızına rağmen daha az deformasyona uğradığını göstermektedir. Grafikler ve deformasyon miktarları incelendiğinde, çarpma hızı ve mermi kütlesi aynı olması nedeniyle, tüpe etki eden kinetik enerjiler eşit olmasına rağmen deformasyon miktarları arasında büyük oranda fark çıkması dikkat çekicidir. Bu durum tüp boşluğundaki basınçlandırılmış havanın deformasyon sırasında yaptığı iş ile açıklanmaktadır. Sonuç olarak iç basınç etkisiyle hem darbe sırasında tüpün maruz kaldığı deformasyon miktarı azalmış hem de daha fazla enerji sönmülmesi sağlanmıştır.



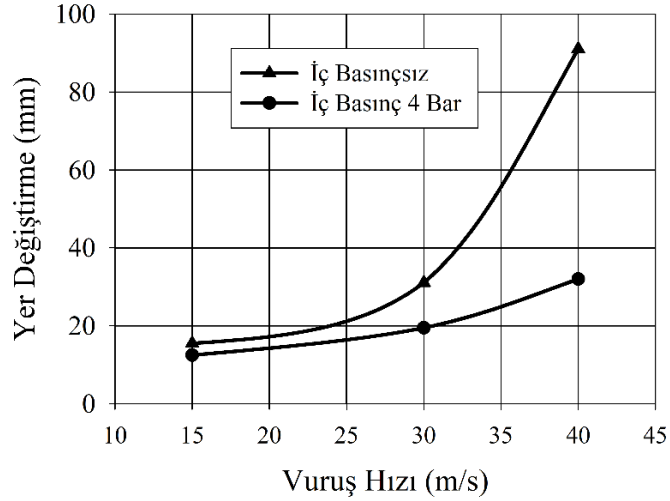
a)

Şekil 3.6. Farklı çarpma hızlarında iç basınçsız ve iç basınçlı tüplerin dinamik deneyler sonrası kesit görüntüleri; a) 15 m/s b) 30 m/s ve c) 40 m/s

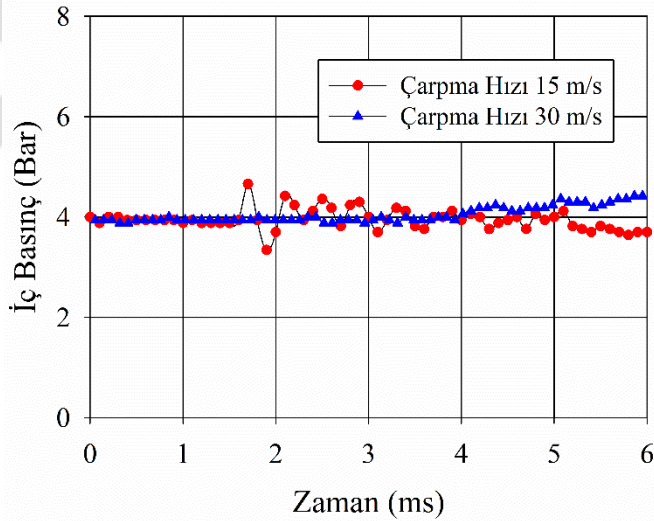
Şekil 3.6'nın devamı



Bölüm 2.1.3’de belirtildiği gibi dinamik basınç kontrol sisteminde yer alan hassas basınç regülatörü kullanımı ile deformasyon sırasında iç basıncın belirli bir değişim aralığında kalması amaçlanmaktadır. İç basıncın 4 bar olduğu ince cidarlı tüpler ile gerçekleştirilen dinamik deneylerde hassas basınç regülatörü kullanılmış ve iç basıncın deformasyon sırasındaki değişimi basınç sensörü yardımıyla algılanarak Şekil 3.8’de verilmiştir. Şekilde verilen iç basınç grafiği incelendiğinde, mermi çarpması gerçekleşmeden önce tüp içerisindeki basıncın 4 bar olduğu ve mermi çarpmasıyla iç basınçta lokal değişimler olmasına rağmen ortalama değer deformasyon boyunca hemen hemen 4 bar civarında kaldığı görülmektedir. Lokal değişimlerin ise havada meydana gelen basınç dalgası etkisinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 3.7. Dinamik deneylerdeki deformasyon miktarının iç basınç ve çarpma hızına bağlı olarak değişimi



Şekil 3.8. Hassas regülatör kullanımı sırasında iç basınçtaki zamana bağlı değişim

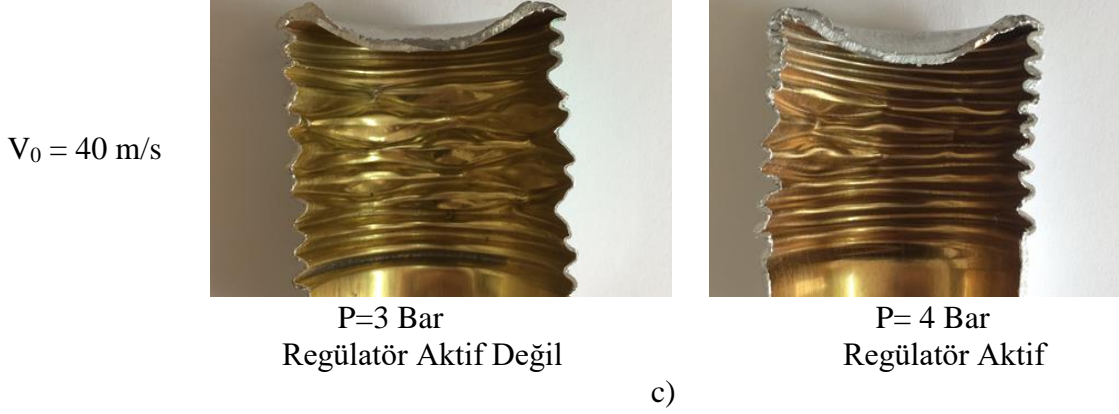
İç basıncın 3 bar olduğu durumda ise hassas basınç regülatörü kullanılmadan basınçlandırılmış hava tüp boşluğuna doldurulmuştur. Bu durumda hassas basınç regülatörü kullanımının tüp deformasyon şekli ve iç basınç değişimine olan etkileri yüksek hızlı kamera, tüp kesit görüntüleri ve basınç sensörü yardımıyla incelenmiştir. Şekil 3.9'da tüp içerisindeki basıncın sabit tutulması için regülatör kullanılan ve regülatör kullanılmayan iç basınçlı tüplerin, farklı çarpma hızlarındaki dinamik deneylerinden elde edilen kesit görüntüleri verilmiştir. Şekilde verilen kesit görüntülerden hassas basınç regülatörü

kullanıldığı durumda tüpün aksenal simetrik şekilde deformasyona uğrayarak enerjiyi sönümlediği ve deformasyon sırasında tüp içerisinde basıncın ani değişmemesi nedeniyle deformasyonun kararlı bir şekilde devam ettiği görülmektedir. Regülatör kullanılmadığı durumda ise deformasyon aksenal simetrik şekilde başlamakta daha sonrasında aksenal simetrik olmayan şekle dönmektedir. Bu durum regülatör kullanılmayan durum için karışık deformasyon şeklinin etkin olduğunu ortaya koymaktadır. Şekil 3.10'da regülatör kullanılmayan 3 barlık iç basınçlı tüplerle gerçekleştirilen dinamik deneyler sonucunda iç basıncın zamana bağlı değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi mermi çarpması öncesinde iç basınç 3 bar iken mermi çarpması ile birlikte tüp içerisinde havanın sıkışmasıyla iç basınç değeri artmaktadır. Bu artış tüpün maksimum deformasyona uğradığı noktaya kadar devam etmektedir.



Şekil 3.9. Farklı çarpma hızlarında farklı iç basınçlara sahip tüplerin dinamik deneyler sonrası kesit görüntüleri, a) 15 m/s b) 30 m/s ve c) 40 m/s çarpma hızı için

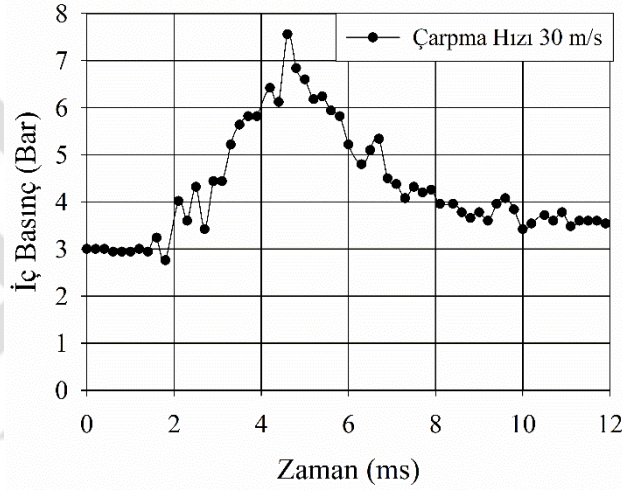
Şekil 3.9'un devamı



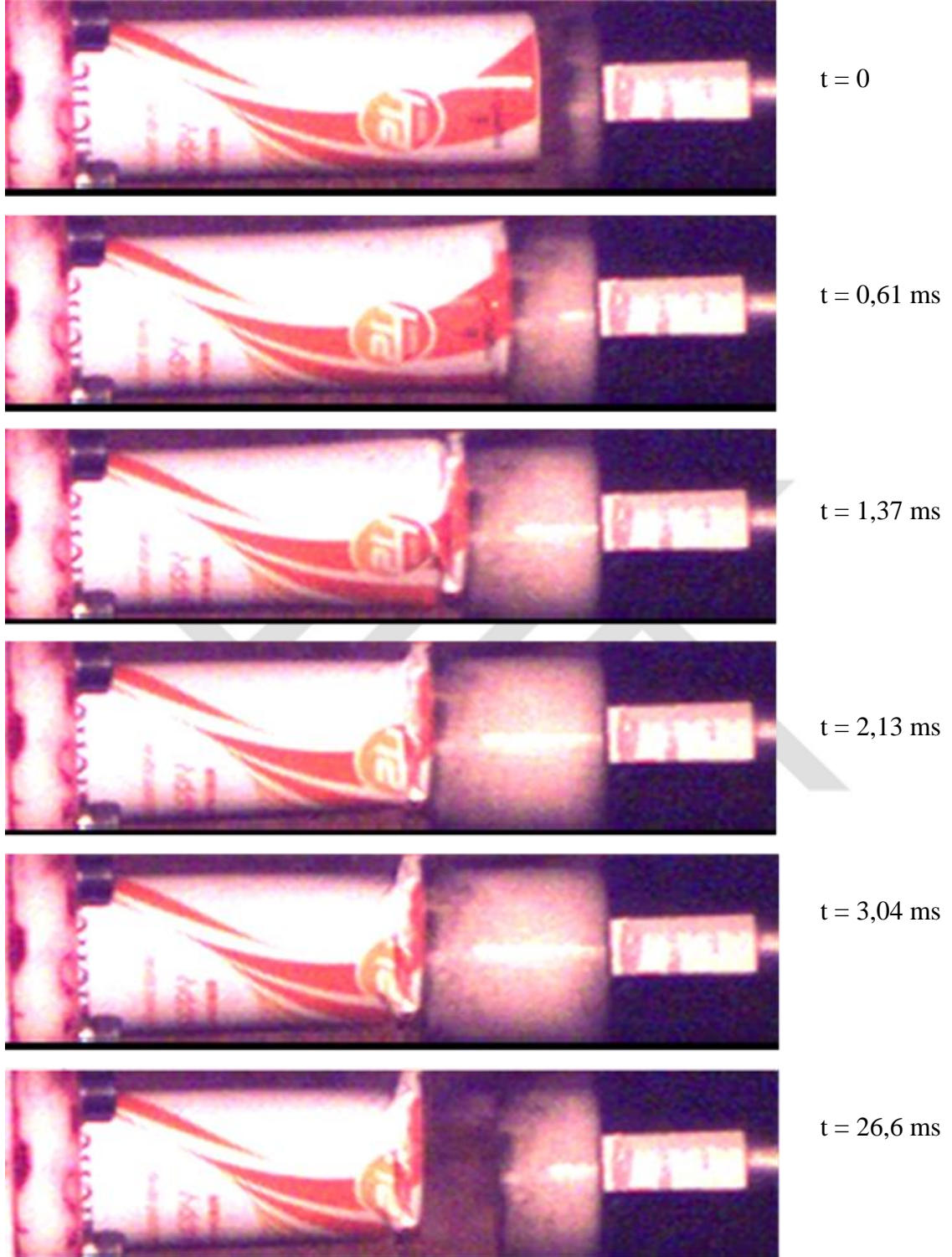
Şekil 3.11-13'de iç basınçsız ve 3 ile 4 barlık iç basınçlara sahip tüplerin farklı çarpma hızlarındaki deformasyon gelişimi hızlı kamera görüntüleri ile verilmiştir. Şekil 3.11'de iç basınçsız tüpün 30 m/s darbe hızındaki deformasyon gelişimi görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi tüp aksenal simetrik olmayan deformasyon şeklinde deformasyona uğrayarak çarpma enerjisini sönmlemektedir. Tüp maksimum deformasyona 3.04 ms'de uğramakta ve tüp üzerinde herhangi bir geri yansıma görülmemektedir. Şekil 3.12'de ise hassas basınç regülatörü kullanılmayan 3 barlık iç basınca sahip tüpün deformasyon gelişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi tüp karışık deformasyon şeklinde deformasyona uğrayarak enerji sönmlemektedir. Tüp maksimum deformasyon miktarına 30m/s lik çarpma hızında 2.56 ms'de gelmektedir. Bu andan sonra ise tüp üzerinde geri yansıma olduğu görülmektedir. Geri yansımanın başladığı bu nokta Şekil 3.10'da verilen grafikte maksimum basıncın görüldüğü noktadır. Şekil 3.10'da görüldüğü gibi iç basınç bu noktadan sonra azalmakta ve sabit bir değere yaklaşmaktadır. İç basınç değerinde algılanan bu azalmanın nedeni Şekil 3.12'den görüleceği gibi mermi çarpması sonrası tüpte meydana gelen geri yansıma davranışıdır. Tüp, basınç regülatörü kullanılmayan durumda maksimum deformasyon çökmesine ulaştıktan sonra, darbe sırasında basıncı ani bir şekilde artarak tüp boşluğunda sıkışan havanın tahliye edilememesi nedeniyle geri yansıma hareketi yapmaktadır. Ayrıca geri yansıma hareketi sonrası tüpteki iç basınç değişimi incelendiğinde, iç basınç değerinde önemli bir miktarda azalma olmasına rağmen sıkışmış hava tamamen tahliye edilemediğinden tüp içerisindeki basıncın başlangıç basıncı olan 3 barın üzerinde bir değerde kaldığı görülmektedir.

Regülatör kullanılmayan durumda tüp deformasyon sonrasında geri yansıma hareketi görülmesi iç basıncın ani artması nedeniyle meydana gelmekte ve tüp deformasyonunun

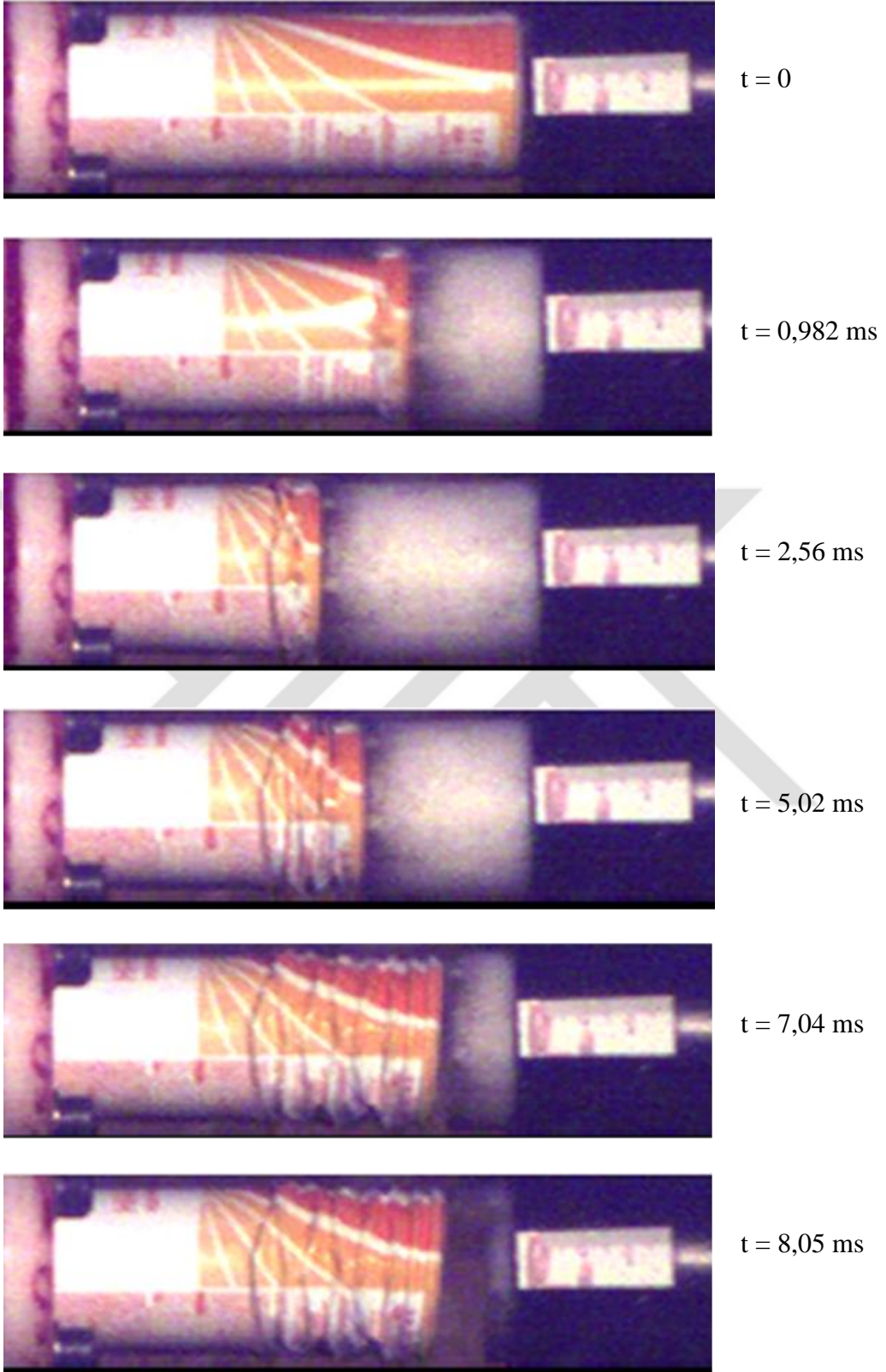
kararsız bir şekilde dönüşmesine neden olmaktadır. Şekil 3.13’de görüldüğü gibi regülatör kullanılan durumda ise iç basınçtaki değişimin minimum seviyede tutulması nedeniyle tüp deformasyon sonrası geri yansıma hareketi yapmamaktadır. Tüp darbe sırasında eksenel simetrik şekilde deformasyona uğramakta ve $t = 8,54$ ms anında maksimum deformasyon mesafesine ulaşmaktadır. Bu andan sonra tüp regülatör kullanılmayan durumun aksine geri yansıma davranışı göstermemiştir. Böylece regülatör kullanılan durumda tüp deformasyonunu kararlı bir şekilde tamamlayarak enerjinin sönmülmesi sağlanmıştır.



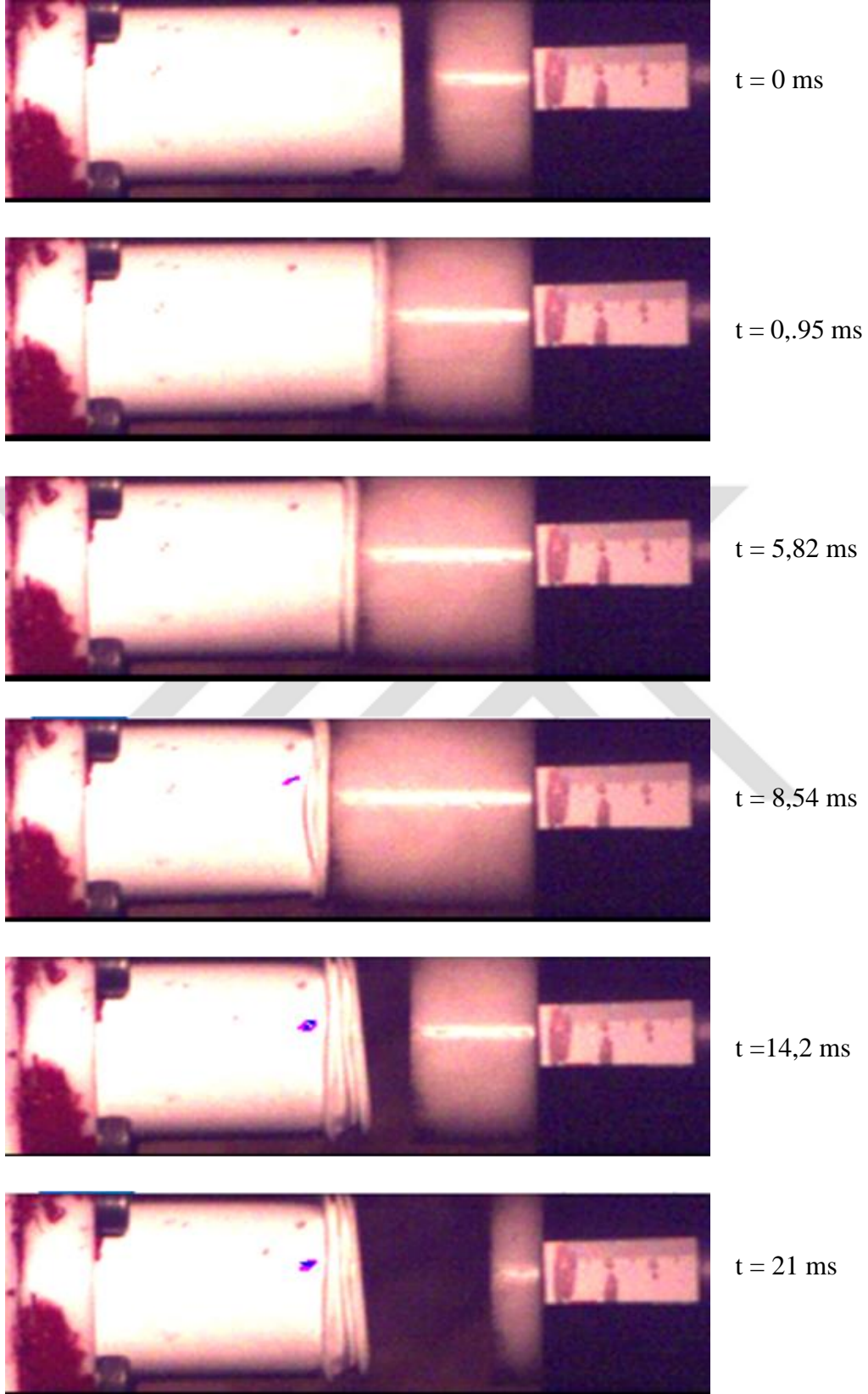
Şekil 3.10. Hassas regülatör kullanılmayan durumda tüp içerisindeki basıncın zamana bağlı değişimi



Şekil 3.11. 30 m/s darbe hızına maruz bırakılan iç basınçsız tüpün yüksek hızlı kamera ile deformasyon oluşumuna ait görüntüler



Şekil 3.12. 30 m/s darbe hızına maruz bırakılan ve regülatör kullanılmayan 3 barlık iç basınca sahip tüpün yüksek hızlı kamera ile deformasyon oluşumu



Şekil 3.13. 15 m/s darbe hızına maruz bırakılan ve regülatör kullanılan 4 barlık iç basınca sahip tüpün yüksek hızlı kamera ile deformasyon oluşumu

3.2. Sayısal Analizlerin Sonuçları

Bu bölümde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak oluşturulan sayısal modellerde kullanılan farklı yöntemlerden ve statik ve dinamik yükleme koşullarında gerçekleştirilen sayısal analizlerden elde edilen sonuçlar verilmiştir.

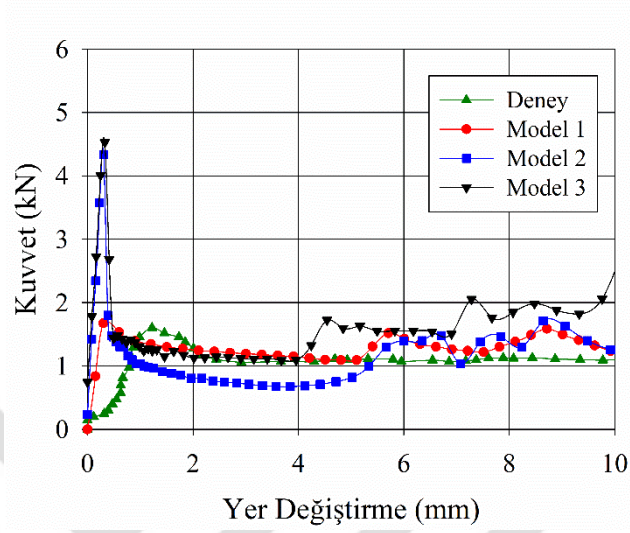
3.2.1. Sayısal Modellerin Doğrulanması

Bölüm 2.2.1’de tüp boşluğunun basınçlandırılmasının sayısal modellere uygulanması için farklı yöntemlerin kullanıldığından bahsedilmiştir. Bu kısımda iç basınç etkisinin modellenmesi için kullanılan sabit basınç kabulü (Model 1) ve ALE elemanlar ile havanın modellenmesi yöntemleri (Model 2 ve Model 3) ile elde edilen sayısal sonuçlar irdelenecektir. Oluşturulan sayısal modellerin doğrulanması ise statik basma deneyi ile elde edilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

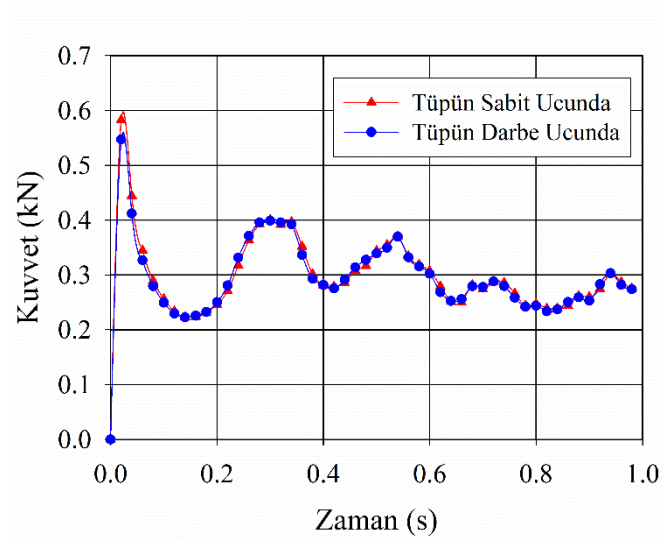
Şekil 3.14’de 2.5 barlık iç basınca sahip tüplerin statik basma deneyleri ile elde edilen deneysel ve farklı sayısal modelleme (Model 1,2 ve 3) yöntemleri ile elde edilen sayısal kuvvet- yer değiştirme eğrileri verilmiştir. Deneysel ve sayısal analizlerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde; ilk pik kuvvet değerlerinin Model 1 için deneye daha yakın sonucu verdiği buna karşın Model 2 ve 3’ün kendi arasında uyumlu sonuçlar verdiği görülmektedir. Model 2 ve Model 3’deki ilk pik kuvvetlerin statik deneye ve Model 1’e yakın sonuçlar vermemesine rağmen ortalama kuvvet değerleri hem deney hem de farklı yöntemlerin kullanıldığı sayısal analizlerle uyumlu sonuçlar vermiştir. Model 1 için ilk pik kuvvet değeri 1412 N iken Model 2’ de bu değer 4334 N ve Model 3’ de ise 4527 N olarak elde edilmiştir. Aynı modeller için ortalama kuvvet değeri ise sırasıyla 1140 N, 1110 N ve 1220 N olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak kullanılan modellerin deneysel kuvvet davranışını nispeten yakın şekilde tahmin ettikleri görülmektedir. Böylece havanın ALE elemanlar kullanılarak modellenmesi yönteminin doğruluğu deneysel kuvvet-yer değiştirme ve ortalama kuvvet değerleri yardımıyla sağlanmıştır.

Ayrıca statik sayısal modeller için yüklemenin statiklik şartını sağlayıp sağlamadığının kontrolü yapılmıştır. Bu amaçla Şekil 3.15’den de görüldüğü gibi sayısal analizlerde deformasyon sırasında, tüpün ankastre uç tarafındaki düğüm noktaları ile rijit üst plaka ve tüp arasındaki kontak ara yüzünden alınan (darbe ucundaki düğüm noktaları) kuvvet- zaman grafikleri karşılaştırılmıştır. Şekilde sabit uçtaki ve darbe ucundaki düğüm noktalarında

zamana bağılı olarak kuvvetin değişiminin aynı olduğu görülmektedir. Böylece eksplisit sayısal modellerin statik yüklenme şartlarını sağladığı belirlenmiştir.



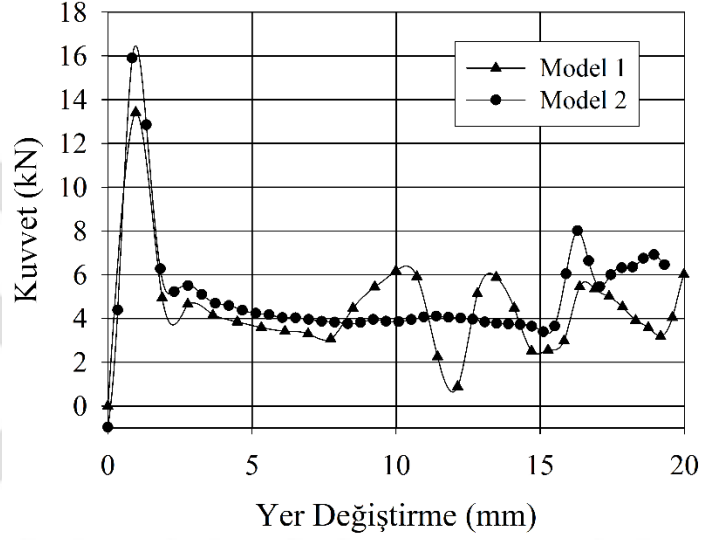
Şekil 3.14. Basınçlı tüp modellemesi için farklı yöntemler içeren sayısal analizlerde elde edilen kuvvet-yer değiştirme eğrilerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması



Şekil 3.15. Eksplisit Sayısal modeller için kullanılan statik yüklenme koşullarının kontrolüne ait örnek kuvvet-zaman eğrisi

Statik deneyler ile sayısal modellerden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında statik durum için Model 1'in ALE eleman kullanılan modellere göre daha uyumlu sonuçlar verdiği

görülmektedir. Ancak dinamik durumda iç basınç etkilerinin modellenmesi ve iç basınçtaki lokal basınç dalgalarının sonuçlara etkisinin incelenebilmesi için uygun sayısal modelin seçilmesi amacıyla Model 1 ve Model 3 için dinamik sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde 5 barlık iç basınca sahip tüpler kullanılmıştır. 30 m/slik çarpma hızında gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri ise Şekil 3.16'da verilmiştir.



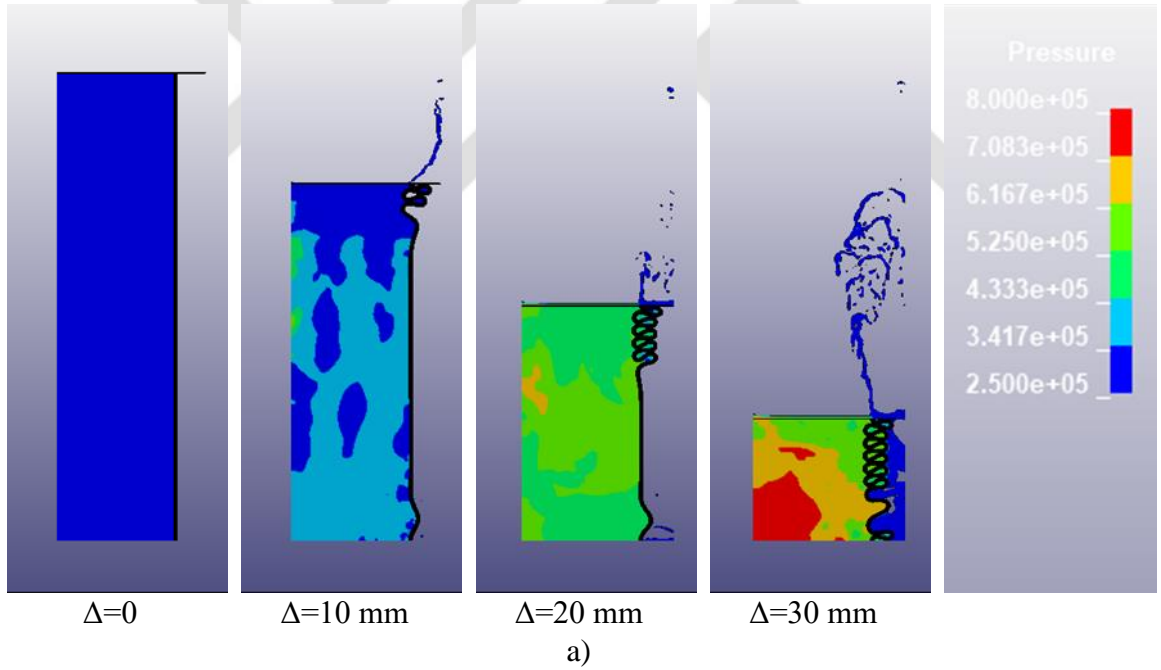
Şekil 3.16. Dinamik analizlerde farklı yöntemlerle modellenen iç basınçlı tüplerin sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri

Şekilden görüldüğü gibi deformasyon sırasındaki ortalama çarpma kuvveti değerleri Model 1 ve Model 2'de yakın değerlere sahip olmasına rağmen deformasyon sırasında kuvvet değerinde değişimler Model 1'de daha belirgin bir şekilde görülmektedir. Bu durum dinamik yüklemelerde iç basınç etkisi içeren tüplerin modelleri için sabit iç basınç kabulü ile oluşturulan Model 1'in yetersiz kalacağını göstermektedir. Ayrıca Model 1 havada oluşan basınç dalgalarının etkisini içermediğinden daha gerçekçi bir model olamayacağı kolayca anlaşılır. Bu sebeple bu tezdeki dinamik analizler Model 2 ile gerçekleştirilmiştir. Böylece yüksek basınçlarda tüp içerisindeki havada oluşan basınç dalgalarının etkisi de dikkate alınmıştır.

3.2.2. FSI Modellerde Sızıntı Etkisinin Araştırılması

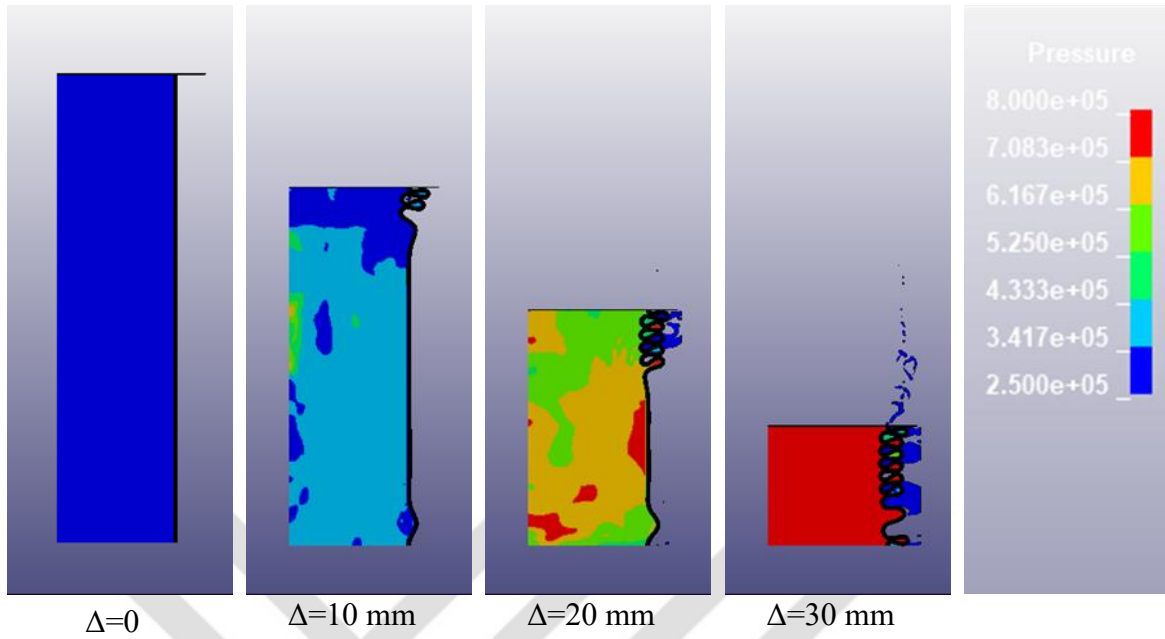
Havanın ALE elemanlar ile modellenmesi sırasında FSI model oluşturulması, modellerde ortaya çıkan problemler ve çözümlerinden önceki bölümlerde bahsedilmiştir. Bu kısımda FSI modellerde ortaya çıkan sızıntı probleminin önlenmesi ve bu problemin sayısal sonuçlara etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla Model 2 yani iki boyutlu eksenel simetrik ALE model kullanılmıştır. Farklı PFAC değerleri eğri şeklinde modele eklenmiştir.

Şekil 3.17’de farklı PFAC eğrileri yardımıyla kurulan FSI yaklaşıma sahip sayısal modellerden elde edilen simülasyon görüntüleri verilmiştir. Bu görüntüler, sayısal simülasyonlardan sırasıyla 0, 10, 20 ve 30 mm’lik deformasyon boylarında iç basınç değeri ve dağılımını gösterecek şekilde alınmıştır. Ayrıca elde edilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri Şekil 3.18’de verilmiştir.

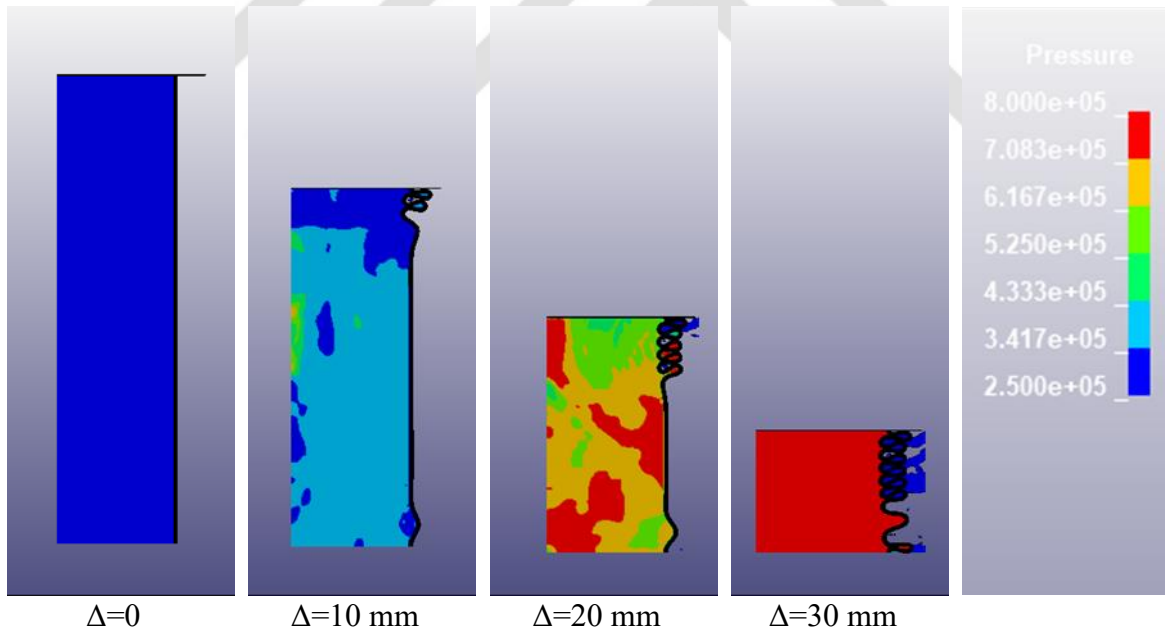


Şekil 3.17. Farklı PFAC eğrileri tanımlanmış FSI modellerde deformasyon sırasındaki sızıntı görüntüleri; a) Eğri 1, b) Eğri 2, c) Eğri 3 ve d) Eğri 4

Şekil 3.17'nin devamı

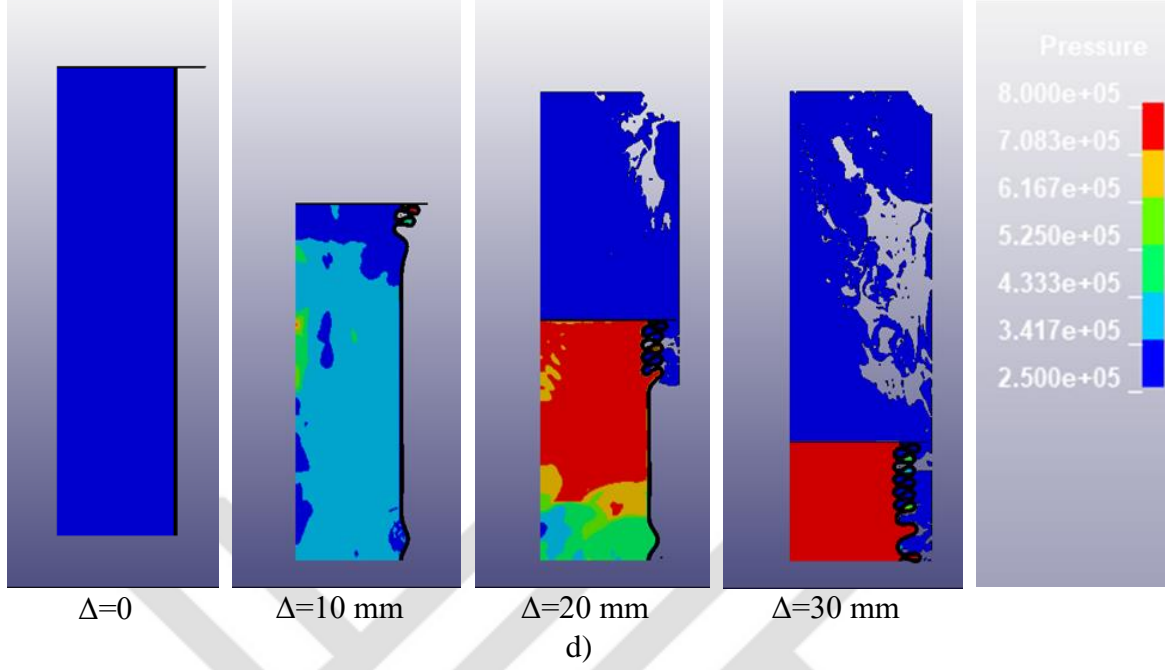


b)

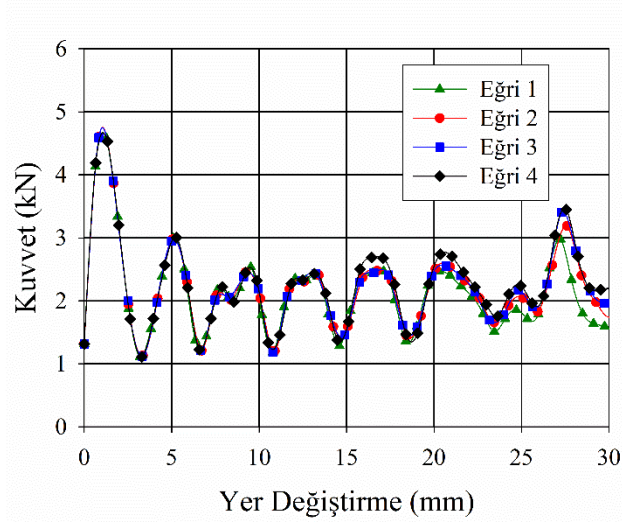


c)

Şekil 3.17'nin devamı



Deformasyon sırasında alınan görüntüler incelendiğinde minimum sızıntı 10 Barlık penetrasyon basıncına sahip olan FSI yaklaşımı modelde, maksimum sızıntının ise 100 Barlık penetrasyon basıncına sahip olan modelde görülmüştür. Aynı zamanda 0.1 Barlık penetrasyon basıncına sahip modelin 1 Barlık penetrasyon basıncı içeren modele göre daha fazla sızıntı verdiği görülmektedir. Ayrıca şekilden görüldüğü gibi farklı PFAC değerlerine sahip modellerde 10 mm'lik deformasyon mesafesine kadar benzer iç basınç dağılımı görülmesine rağmen deformasyon mesafesi arttıkça iç basınç dağılımları değişmekte ve oluşan sızıntı miktarı artmaktadır. Bu durum PFAC değeri etkisiyle iç basıncın farklı davranışlar göstererek farklı değerler almasına neden olmaktadır. Simülasyonlar sırasında görülen sızıntı probleminin sayısal analizler sonucu elde edilen kuvvet- yer değiştirme davranışına olan etkisi Şekil 3.18'de verilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri yardımıyla incelenmiştir. Bu eğriler incelendiğinde farklı PFAC değerlerine sahip olan FSI modellerin benzer sonuçlar verdiği görülmüştür. Sonuç olarak literatürde üzerinde çok durulan sızıntı probleminin ALE eleman ve FSI yaklaşımı içeren modellerde deformasyon görüntüleri ve kuvvet-yer değiştirme eğrileri incelendiğinde sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrilerine ve deformasyon davranışına etkisinin ihmal edilecek düzeyde olduğu anlaşılmaktadır.

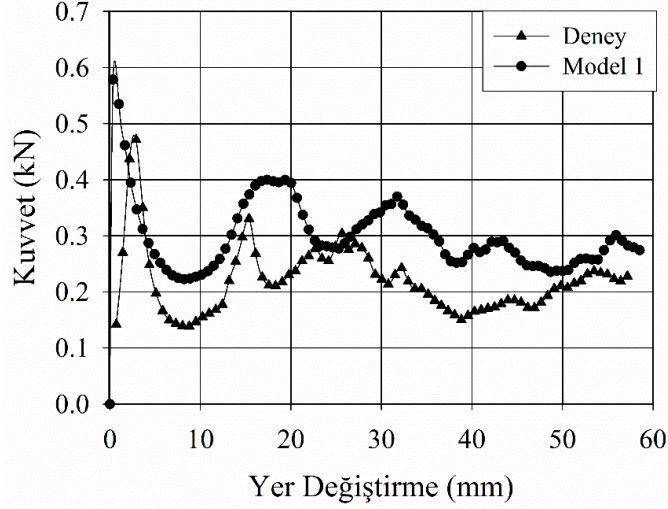


Şekil 3.18. Farklı PFAC değerlerine sahip FSI modellerden elde edilen kuvvet-yer değiştirme eğrileri

3.2.3. Statik Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

Sayısal çalışmalar kapsamında önce statik basma deneylerinin sayısal simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Sayısal modelin oluşturulması ve yükleme koşullarına ait bilgiler önceki bölümlerde verilmiştir. Bu kısımda sayısal çalışmalar kapsamında yapılan statik analizler sonucunda elde edilen bulgulardan bahsedilecektir.

Statik basma deneyleri gerçekleştirilen iç basınçsız, 2.5 ve 3.5 barlık iç basınçlara sahip tüplerin, sayısal modelleri oluşturularak sayısal analizleri yapılmıştır. Statik deneylerde iç basıncın deformasyon sırasında değişmediği görüldüğünden bu analizler sabit iç basınç kabulü (Model 1) ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.19'da iç basınçsız tüpler için deneysel ve sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri verilmektedir. Pik kuvvet değerleri deneysel ve sayısal çalışmalar için sırasıyla 489 N ve 610 N olarak, ortalama kuvvet değerleri ise sırasıyla 218 N ve 257 N olarak elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal analizlerden elde edilen kuvvet- yer değiştirme, pik ve ortalama kuvvet değerleri arasındaki farkların iç basınçsız tüplerin gerçekte kusursuz bir yüzeye sahip olmamasına rağmen sayısal analizlerde kusursuz olarak modellenmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

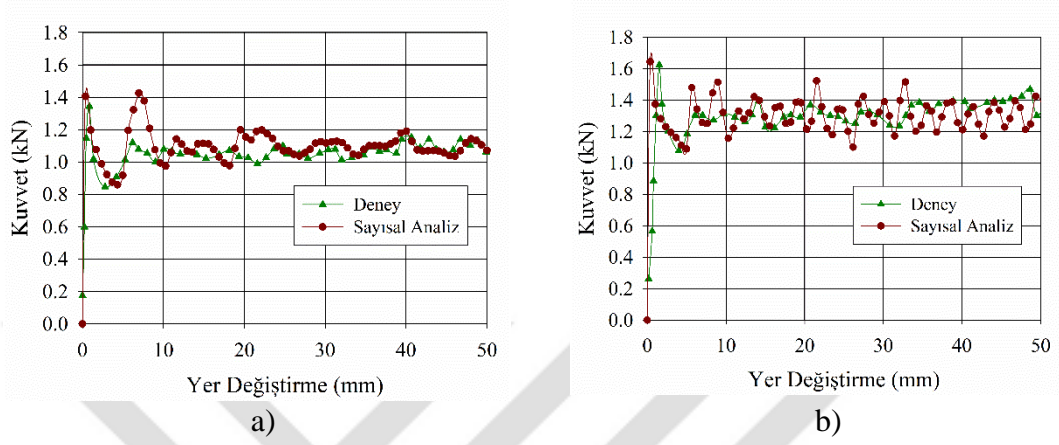


Şekil 3.19. İç basınçsız tüpler için statik koşullarda deneysel ve sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri

Şekil 3.20a'da 2.5 barlık iç basınca sahip tüplerin deneysel ve sayısal kuvvet- yer değiştirme eğrileri verilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi tüp deformasyonu sırasında deneysel ve sayısal olarak elde edilen kuvvet- yer değiştirme eğrilerinin hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Pik kuvvet değerleri deneysel ve sayısal çalışmalar için sırasıyla 1382 N ve 1412 N olarak elde edilmiştir. Ortalama kuvvet değerleri ise deneysel ve sayısal çalışmalar için sırasıyla 1085 N ve 1140N olmuştur. Şekil 3.20b'de ise 3.5 barlık iç basınca sahip tüplerin deneysel kuvvet-yer değiştirme eğrileri verilmektedir. Sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasındaki yakınsama 2.5 barlık tüpte olduğu gibi 3.5 barlık tüpte de görülmektedir. Pik kuvvet değerleri deneysel ve sayısal çalışmalar için sırasıyla 1747 N ve 1624 N olarak elde edilmiş. Ortalama kuvvet değerleri ise sırasıyla 1410 N ve 1365 N olmuştur. Kuvvet- yer değiştirme, pik ve ortalama kuvvet değerleri incelendiğinde deneysel çalışmaların ve sayısal analizlerin birbirleriyle uyumlu sonuç verdiği görülmektedir.

Şekil 3.21'de iç basınçsız ve 2.5 barlık iç basınca sahip tüplerle gerçekleştirilen statik basma deneyi ve sayısal analizler sonrasında elde edilen deformasyon görüntüleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekil 3.21a'da iç basınçsız tüp için deneysel ve sayısal deformasyon görüntüleri verilmiştir. Tüpün statik basma deneyi sırasında aksel simetrik olmayan deformasyon şekline maruz kaldığı ve tüpün deformasyon sonrası görüntüsünün sayısal analizlerden elde edilen deformasyon görüntüsüyle uyumlu olduğu görülmektedir. Şekil 3.21b'de ise 2.5 barlık iç basınca sahip tüplerin statik basma deneyi ve sayısal analiz sonrası deformasyon görüntüleri verilmiştir. Deformasyon görüntüleri incelendiğinde deney

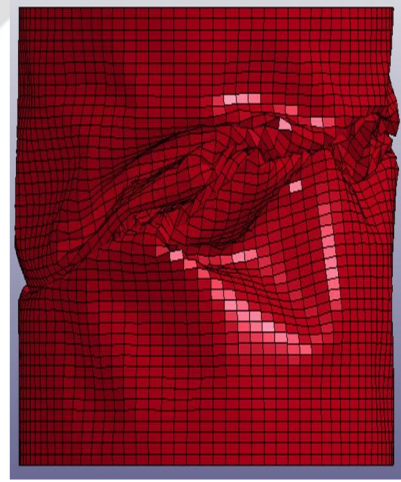
ve sayısal analiz sonrasında elde edilen görüntülerin benzer olduğu görülmektedir. Ayrıca iç basınç etkisiyle deformasyon şeklinin aksel simetrik şekle döndüğü sayısal analizlerden elde edilen deformasyon görüntülerinde de görülmektedir.



Şekil 3.20. Farklı iç basınçlara sahip tüplerin statik koşullarda deneysel ve sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri; a) 2.5 bar ve b) 3.5 bar iç basınçlarda



Deneysel

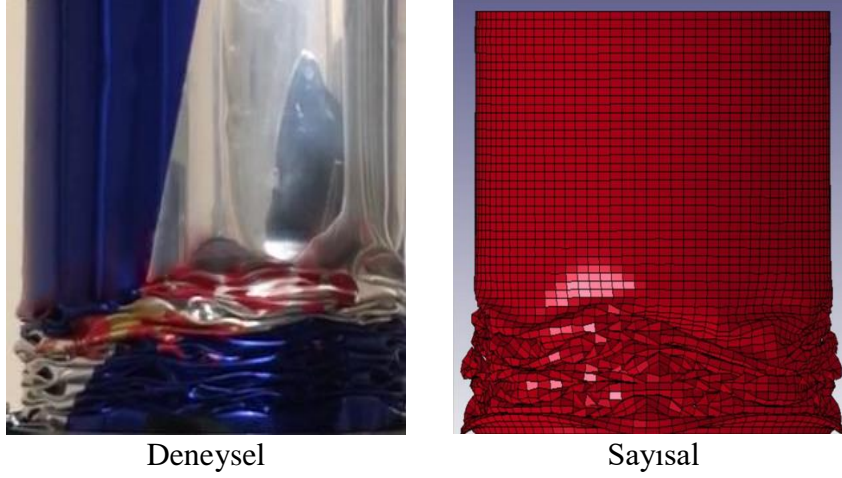


Sayısal

a)

Şekil 3.21. Statik deney ve sayısal analizlerden elde edilen deformasyon resimlerinin karşılaştırması; a) İç basınçsız ve b) 2.5 bar iç basınçlı tüpleri için

Şekil 3.21'in devamı



Deneysel

Sayısal

b)

3.3. Dinamik Sayısal Analizlerin Sonuçları

Bu bölümde statik modeller yardımıyla doğruluğu sağlanan ALE model (Model 2) kullanılarak gerçekleştirilen dinamik sayısal analizlerin sonuçları verilecektir. Gerçekleştirilen analizler dairesel düz ve konik tüpler için ayrı ayrı sunulacaktır.

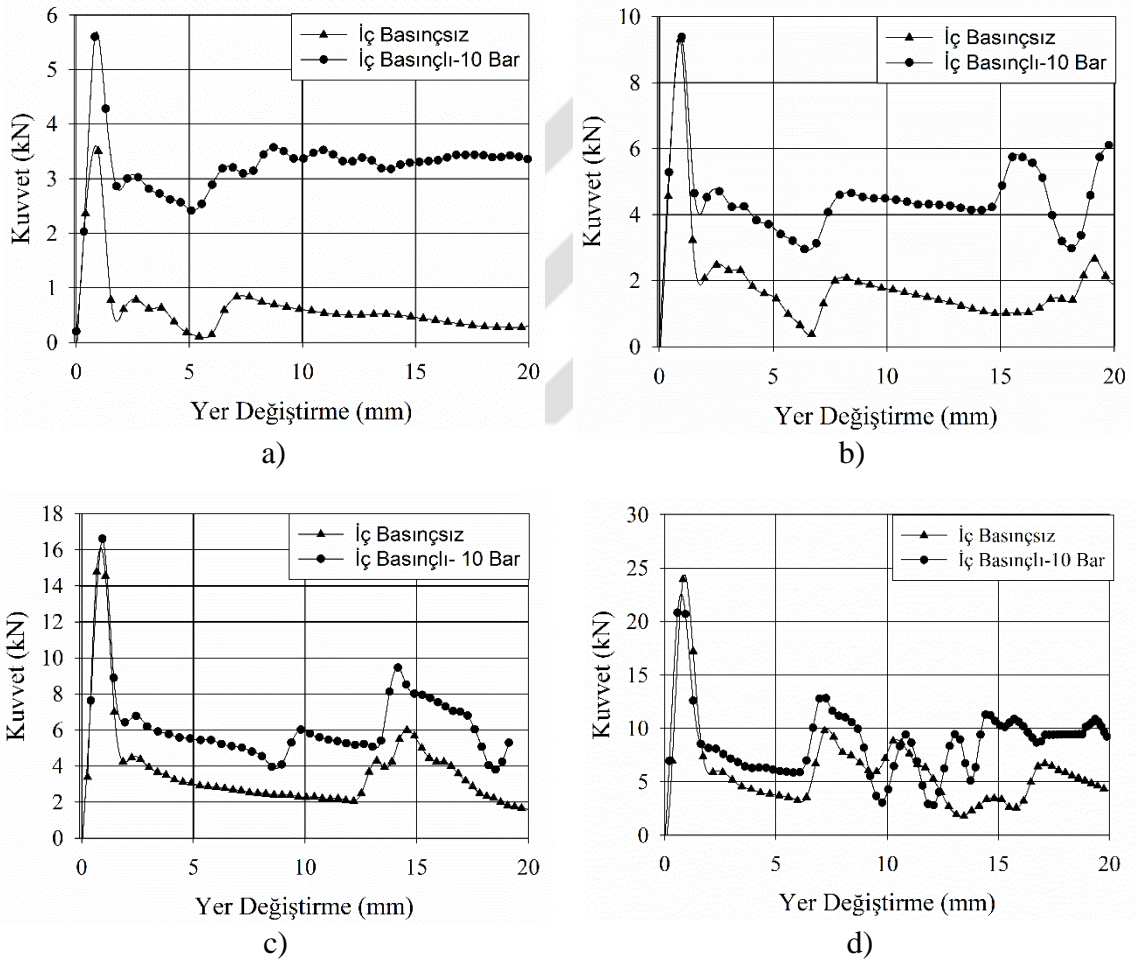
3.3.1. Düz Tüpler İçin Parametrik Çalışmalar

3.3.1.1. Dinamik Koşullarda Basıncılı Düz Tüpler İçin Cidar Kalınlığının Enerji Sönümlenme Performansına Etkisi

Basınçlandırılmış enerji sönümleyici elemanların dinamik yükleme koşullarında enerji sönümlenme performansları öncelikle iç basıncın etkilerinin inceleneceği sayısal modeller yardımıyla gerçekleştirilmiştir. İç basınç etkisinin enerji sönümlenme davranışına olan etkileri iç basınçsız ve 10 barlık iç basınca sahip farklı cidar kalınlıklarındaki tüplerle dinamik yükleme koşullarında sayısal analizler ile incelenmiştir. Bu analizlerin amacı farklı cidar kalınlıklarındaki tüplerde iç basınç ve kalınlık arasındaki ilişkinin belirlenmesidir.

Şekil 3.22'de 10 barlık iç basınca sahip 0.1-0.4 mm cidar kalınlıklı tüplerin sayısal analizleri sonucu elde edilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri cidar kalınlıklarına göre sırasıyla verilmiştir. Şekil 3.22a'da verilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri incelendiğinde iç basınçsız durumda ilk pik kuvveti 3506 N iken iç basınç etkisiyle bu değer 5600 N'a çıkmıştır.

Ortalama kuvvet değerleri ise iç basınçsız durumda 480 N iken iç basınç ile bu değer 3190 N olmuştur. Bu kuvvet değerleri göz önüne alındığında 0.1 mm cidar kalınlıklı tüp için 10 barlık iç basınç etkisiyle ilk pik kuvvetin % 59 ve ortalama kuvvet değerinin ise % 565 oranında artış gösterdiği görülmektedir. Şekil 3.22b’de 0.2 mm cidar kalınlıklı tüpe ait kuvvet- yer değiştirme eğrileri incelendiğinde ise iç basınç etkisiyle ilk pik kuvvetin % 2 oranında artarak 9887 N ’dan 10124 N ’a ulaşmıştır. Ortalama kuvvet değeri ise iç basınç etkisiyle 1420 N’den 4229 N ’a % 198 oranında artış göstermiştir. Şekil 3.22c-d’de sırasıyla 0.3 ve 0.4 mm cidar kalınlıklı tüpler için kuvvet- yer değiştirme eğrileri verilmiştir.



Şekil 3.22. Farklı cidar kalınlığında iç basınçsız ve iç basınçlı tüpler için sayısal kuvvet- yer değiştirme eğrileri; a) 0.1 mm, b) 0.2 mm, c) 0.3 mm ve d) 0.4 mm cidar kalınlıkları için

Bu eğriler yardımıyla 0.3 mm cidar kalınlıklı tüp için ilk pik kuvvet değerlerinin iç basınç etkisiyle 16694 N ’dan 16878 N ’a ve ortalama kuvvet değerinin 3064 N ’dan 6190 N ’a

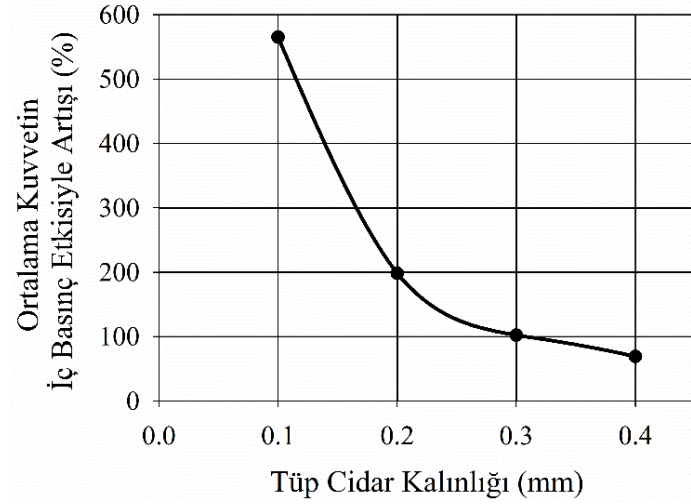
sırasıyla % 1 ve % 102 oranında artış gösterdiği görülmüştür. 0.4 mm cidar kalınlıklı tüp ile elde edilen ortalama kuvvet değeri ise iç basınç etkisiyle 4890 N'dan 8262 N 'a % 69 oranında artış göstermiştir.

Görüldüğü gibi cidar kalınlığına göre iç basıncın kuvvet-yerdeğiştirme eğrilerine olan etkisi farklılıklar göstermektedir. İç basınç ve cidar kalınlığının ince cidarlı tüplerin enerji sönümlenme performansına olan etkilerini daha net ortaya koyabilmek için Şekil 3.23'de verilen ortalama kuvvetin iç basınç etkisiyle artışı cidar kalınlığına bağlı olarak verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi cidar kalınlığı arttıkça iç basıncın ortalama kuvvet değeri üzerindeki etkisi azalmaktadır. Böylece cidar kalınlığı arttıkça ortalama kuvvet değerinde büyük oranda artış istendiğinde daha yüksek basınçlara ihtiyaç duyulduğu görülmüştür.

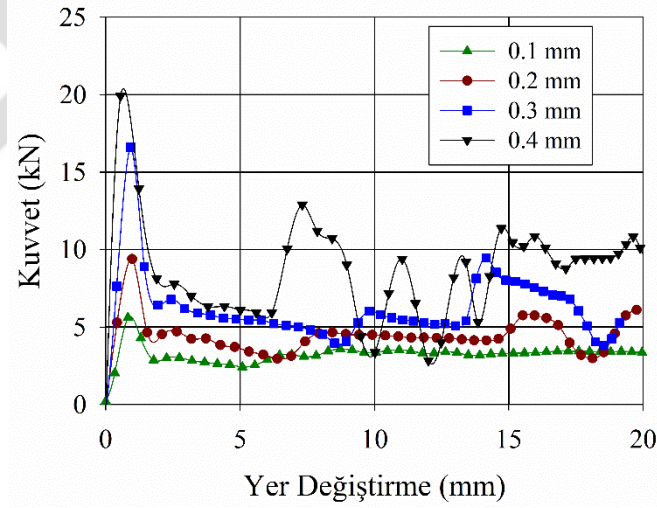
10 barlık iç basınç için farklı cidar kalınlıklarına sahip tüplerin dinamik analizleri ile elde edilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri, karşılaştırma amaçlı Şekil 3.24'de ayrı grafikte verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere kalınlık arttıkça çarpma kuvveti grafiğinde salınımlar artmaktadır. Bu salınımların deformasyon sırasında lokal etkilerden kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu durum kalınlığın artmasıyla iç basıncın kuvvet- yer değiştirme eğrisinin üzerinde etkisinin azaldığını göstermektedir.

Şekil 3.25'de tüp cidarının sönümlediği enerji- yer değiştirme ve toplam sönümlenen enerji- yer değiştirme eğrileri verilmiştir. Şekil 3.25a'dan görüldüğü gibi cidar kalınlığının artmasıyla tüp cidarı tarafından sönümlenen enerji miktarı büyük oranda artış göstermektedir. 0.1 mm cidar kalınlıklı tüp cidarının sönümlediği enerji 22 J iken bu değer cidar kalınlığının 0.4 mm olduğu durumda 116 J değerine ulaşmaktadır. Şekil 3.25b'de verilen sönümlenen toplam enerji eğrileri incelendiğinde cidar kalınlığı arttıkça sönümlenen enerjinin arttığı görülmektedir.

Şekil 3.25'de verilen grafikler incelendiğinde, 0.1 mm kalınlık için 20 mm deformasyonda tüp cidarı yaklaşık 22 J enerji sönümlerken sönümlenen toplam enerji ise yaklaşık 60 J olmaktadır. Buna karşın 0.4 mm kalınlıklı tüp ele alınırsa; aynı deformasyon miktarında tüp cidarı yaklaşık 116 J enerji sönümlerken, sönümlenen toplam enerji miktarı yaklaşık 160 J olmaktadır. Yani kolayca anlaşılacağı gibi kalınlığın artması ile cidarın sönümlediği enerji artarken, aynı iç basınç için basınç tarafından sönümlenen enerji neredeyse sabit kalmaktadır.

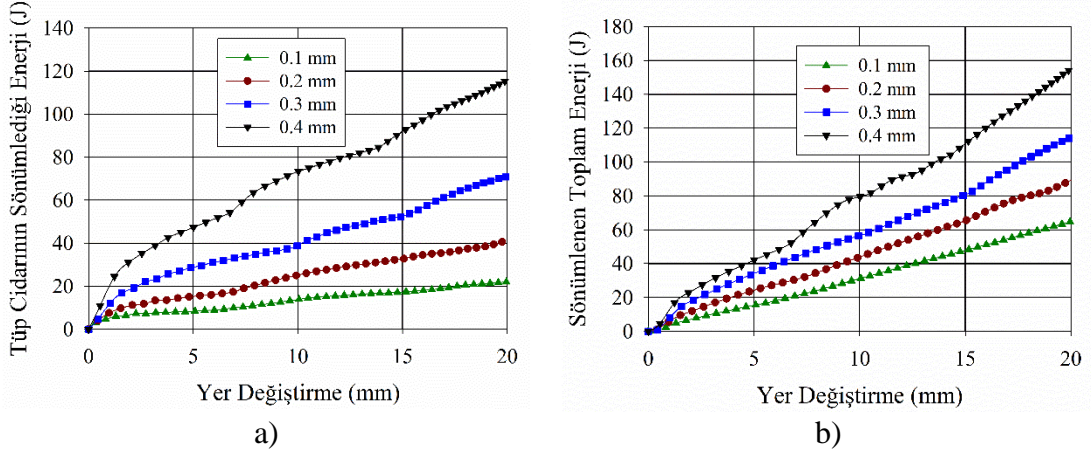


Şekil 3.23. Ortalama kuvvet değerindeki artışın cidar kalınlığına bağlı değişimi (İç basınç P=10 Bar)



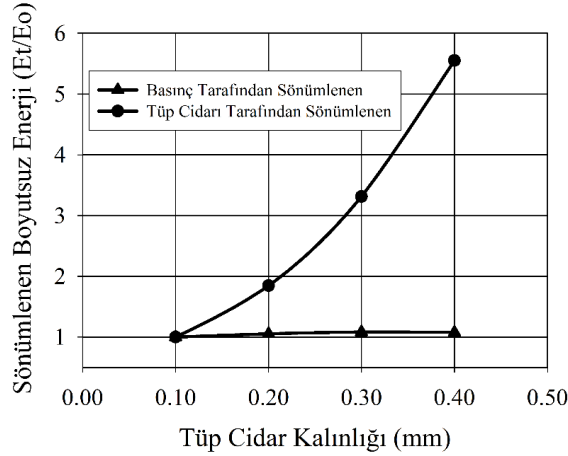
Şekil 3.24. Farklı cidar kalınlıklarındaki iç basınçlı tüpler için sayısal kuvvet- yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırması

Şekil 3.26'da sönmölen boyutsuz enerji- tüp cidar kalınlığı grafiği verilmiştir. Şekilde verilen boyutsuz eğriler yardımıyla, tüp boşluğundaki basınç tüm tüpler için eşit olması nedeniyle sönmölen toplam enerjideki artışın cidar kalınlığının değişiminden kaynaklandığı gösterilmiştir. Bu eğriler farklı cidar kalınlığına sahip her bir tüp için tüp cidarı tarafından ve iç basınç tarafından sönmölen enerjilerin kendi aralarında oranlanmasıyla elde edilmiştir.



Şekil 3.25. Farklı cidar kalınlıklarındaki iç basınçlı tüpler için a) Tüp cidarı tarafından sönümlenen b) Toplam sönümlenen enerji- yer değiştirme eğrileri

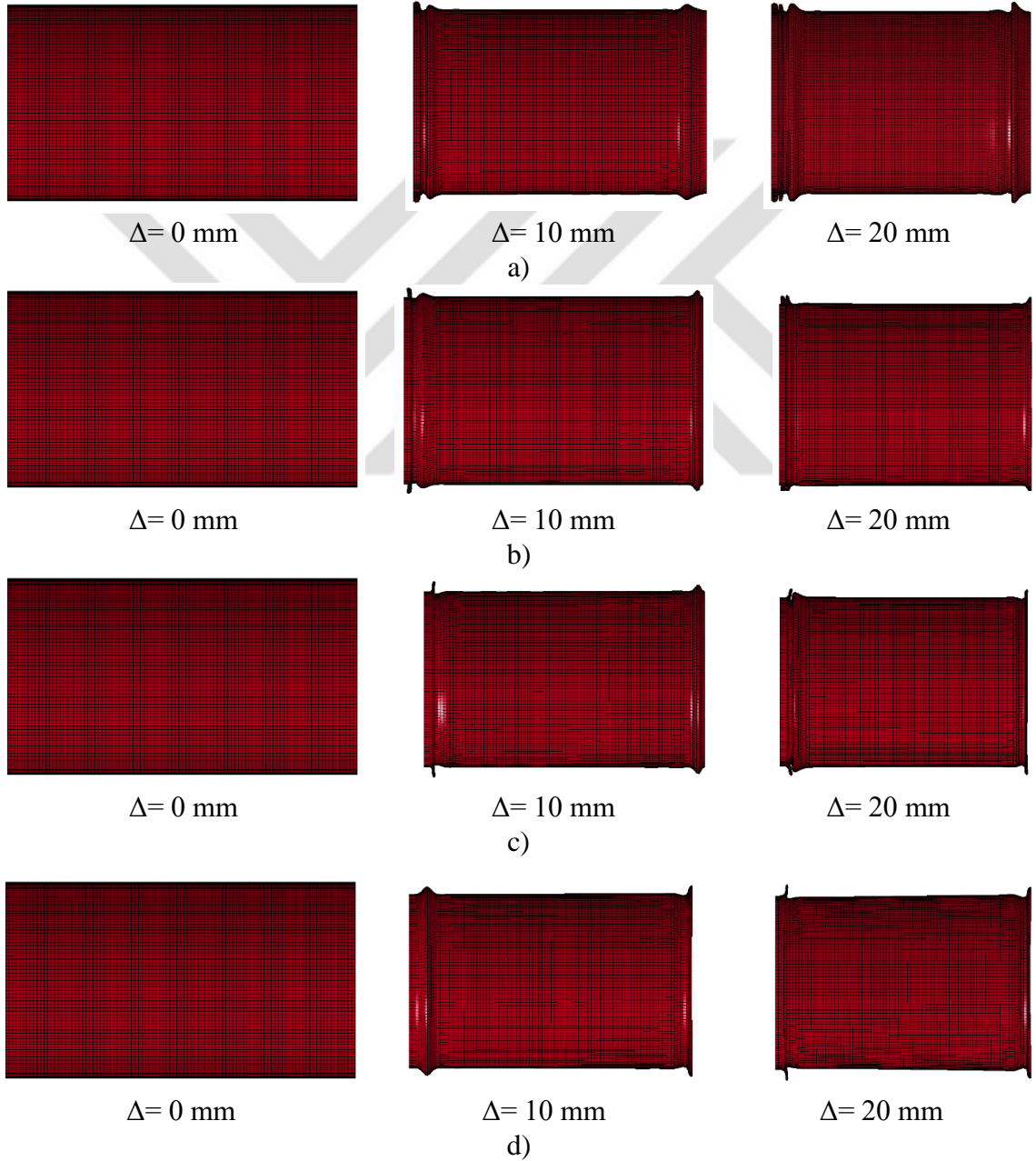
Bu oran, cidar kalınlığı etkisini görmek için 0.1 mm kalınlık cidar tarafından sönümlenen enerji (E_0) referans alınarak belirlenmiştir. Şekil 3.26'dan görüldüğü gibi iç basıncın tüm tüpler için eşit olması nedeniyle basınç etkisiyle sönümlenen enerji miktarının değişmediği ancak cidar kalınlığının artmasıyla sönümlenen enerji miktarının hızlı bir artış gösterdiği sonucu elde edilmiştir.



Şekil 3.26. Cidar kalınlığı ve iç basınca bağlı olarak sönümlenen boyutsuz enerji miktarının değişimi

Şekil 3.27'de ise farklı cidar kalınlıklarına sahip basınçlandırılmış tüplerin deformasyon gelişimleri görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi cidar kalınlığı arttıkça aynı deformasyon mesafesinde tüp üzerinde oluşan çökme lobu sayısı azalmaktadır. 0.1 mm cidar

kalınlıklı tüpte 20 mm deformasyon sonunda toplam çökme lobu sayısı 5 iken cidar kalınlığının 0.4 mm olduğu tüpte ise bu sayı aynı deformasyon mesafesi sonunda 2'ye düşmektedir. Bu durum cidar kalınlığının artmasıyla Şekil 3.25'den görüldüğü gibi tüp deformasyonu için gerekli ilk pik kuvvetin artmasına neden olmaktadır. Cidar kalınlığının artmasıyla tüpün ilk deformasyonu için gerekli kuvvet miktarı artmakta ve deformasyon sırasında daha az sayıda çökme lobu oluşmaktadır.

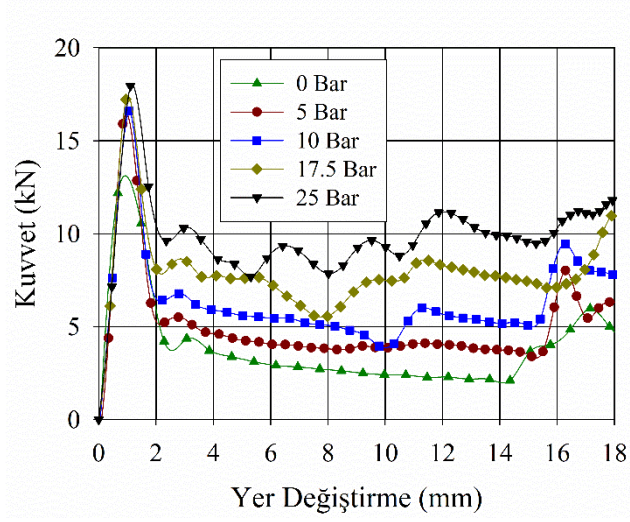


Şekil 3.27. Farklı cidar kalınlığına sahip iç basınçlı tüplerde deformasyon gelişimi; a) $t=0.1$ mm, b) $t=0.2$ mm, c) $t=0.3$ mm ve d) $t=0.4$ mm cidar kalınlıkları için

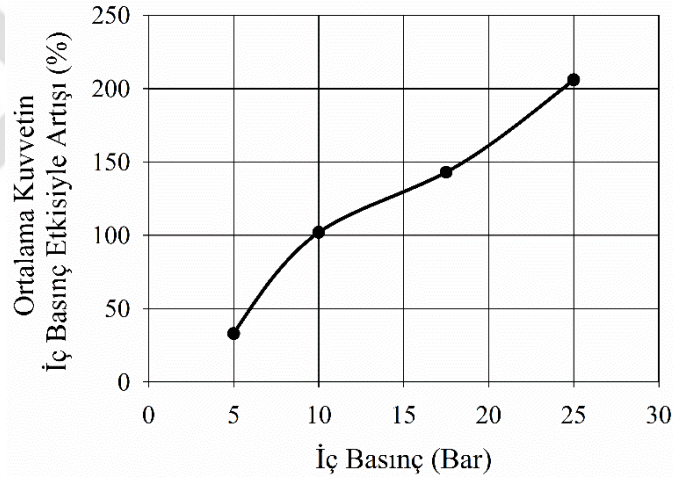
3.3.1.2. Dinamik Koşullarda Düz Tüpler İçin İç Basıncın Enerji Sönümleme Performansına Etkisi

Bu bölümde iç basıncın düz tüplerin çarpma performanslarına etkileri araştırılmıştır. Bunun için 5, 10, 17.5 ve 25 bar iç basınçlar olmak üzere cidar kalınlığı 0.3 mm olan tüp üzerinde 30 m/s çarpma hızında darbe testleri sayısal analizler yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Sayısal analizler sonucunda elde edilen kuvvet- yer değiştirme eğrileri Şekil 3.28’de verilmiştir. Şekilde verilen eğriler incelendiğinde iç basınçsız durumda ortalama kuvvet 3064 N iken 5 barlık iç basınçlı tüpte bu değer 4063 N’ a 10 barlık iç basınçlı tüpte ise 6190 N ’a çıkmıştır. Ortalama kuvvet değerlerindeki artış 5 ve 10 barlık iç basınçlara göre sırasıyla % 33 ve % 102 oranlarında gerçekleşmiştir. İç basıncın 17.5 olduğu tüplerde ise ortalama kuvvet değerindeki bu artış % 143 oranında gerçekleşerek kuvvet değeri 7458 N, iç basıncın 25 bar olduğu durumda ise % 206 oranında artış göstererek 9393 N olmuştur. İç basınç etkisiyle ortalama kuvvet değerlerinde iç basınçsız duruma göre artış yüzdesi Şekil 3.29’da grafiksel olarak verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi ortalama kuvvet değerinin iç basınç etkisiyle ciddi şekilde artmaktadır.

Aynı cidar kalınlıkları ve farklı iç basınçlara sahip tüplerin enerji sönümleme performanslarına iç basıncın etkisi Şekil 3.30’da verilen grafikler yardımıyla irdelenmiştir. Tüpün plastik deformasyona uğramasıyla sönümlendiği enerji miktarı cidar kalınlığının aynı olması nedeniyle Şekil 3.30a’da verilen eğriden de görüldüğü gibi iç basınca bağlı olarak çok ciddi olarak değişmemektedir. Yine de iç basıncın 25 bar olduğu durumda cidar tarafından sönümlenen enerji bir miktar artış göstermiştir. Bunun yüksek basınç etkisiyle deformasyon esnasında meydana gelen lokal şekil değişimlerinden kaynaklandığı düşünülebilir. Şekil 3.30b’de verilen sönümlenen toplam enerji eğrileri incelendiğinde iç basıncın artmasıyla sönümlenen enerji miktarının büyük oranda artış gösterdiği görülmektedir. Bu durum sönümlenen toplam enerjinin iç basınç etkisiyle arttığı göstermektedir. Basıncın sönümlenen enerji ile ilişkisini daha iyi anlamak için Şekil 3.31’deki gibi grafik oluşturulmuştur. Şekilden de görüldüğü gibi iç basınç değerinin artmasıyla sönümlenen boyutsuz enerji miktarı da giderek artmakta ancak bu artış ortalama kuvvet değerindeki artış gibi sürekli bir trend izlememektedir. Bu duruma yüksek basınçlarda tüp üzerinde meydana gelen lokal şekil değişimlerin neden olduğu düşünülmektedir.



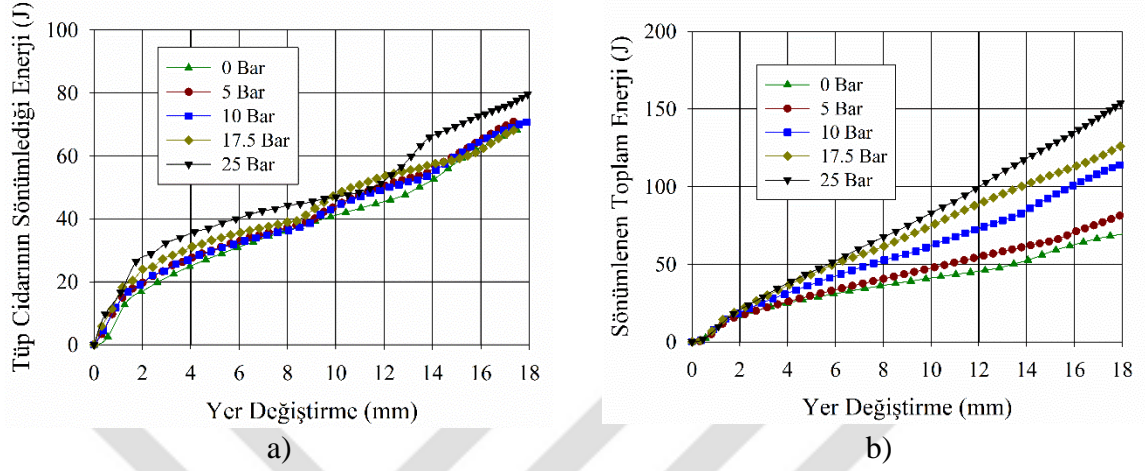
Şekil 3.28. Farklı iç basınçlara sahip tüplerin dinamik analizleri sonucu elde edilen sayısal kuvvet-yer değiştirme eğrileri



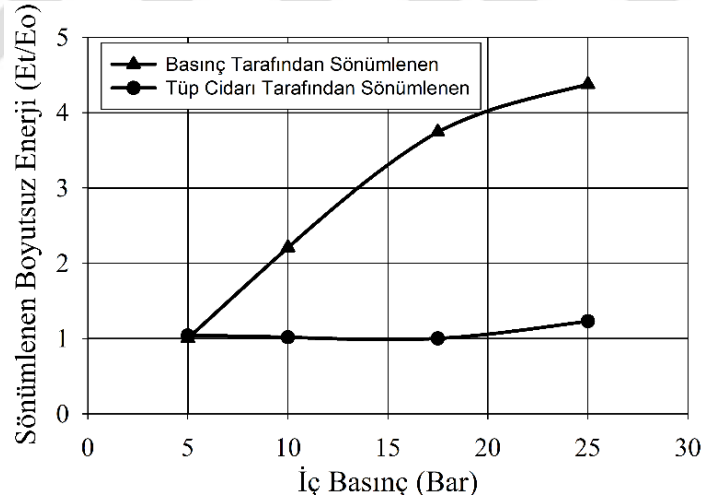
Şekil 3.29. Ortalama kuvvet değerinde artışın iç basınca bağlı olarak değişimi

Şekil 3.32’de iç basınçsız, 5 ve 25 barlık iç basınçlara sahip tüplerin deformasyon görüntüleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi iç basınçsız durumda deformasyon aksenal simetrik olmayan şekilde gerçekleşirken iç basınç etkisiyle deformasyon şekli aksenal simetrik şekle dönmektedir. Aynı zamanda iç basınç etkisiyle deformasyon sırasında oluşan çökme loblarının sayısı da değişmektedir. Şekilden görüldüğü gibi iç basınçsız durumda 20 mm’lik deformasyon mesafesi sonunda toplam 5 çökme lobu oluşurken, 25 barlık iç basınca sahip tüplerde çökme lobu sayısı 3 olmaktadır. Hem yukarıda verilen kuvvet ve sönmülenen enerji- yer değiştirme eğrileri hem de deformasyon şeklinde

meydana gelen değişiklikler iç basınçlı tüplerin iç basınçsız tüplere göre daha üstün bir enerji sönmleme performansı sergilediğini göstermektedir.



Şekil 3.30. Farklı iç basınçlara sahip tüplerde deformasyon sırasında tüp tarafından sönmlenen enerji- yer değiştirme eğrileri

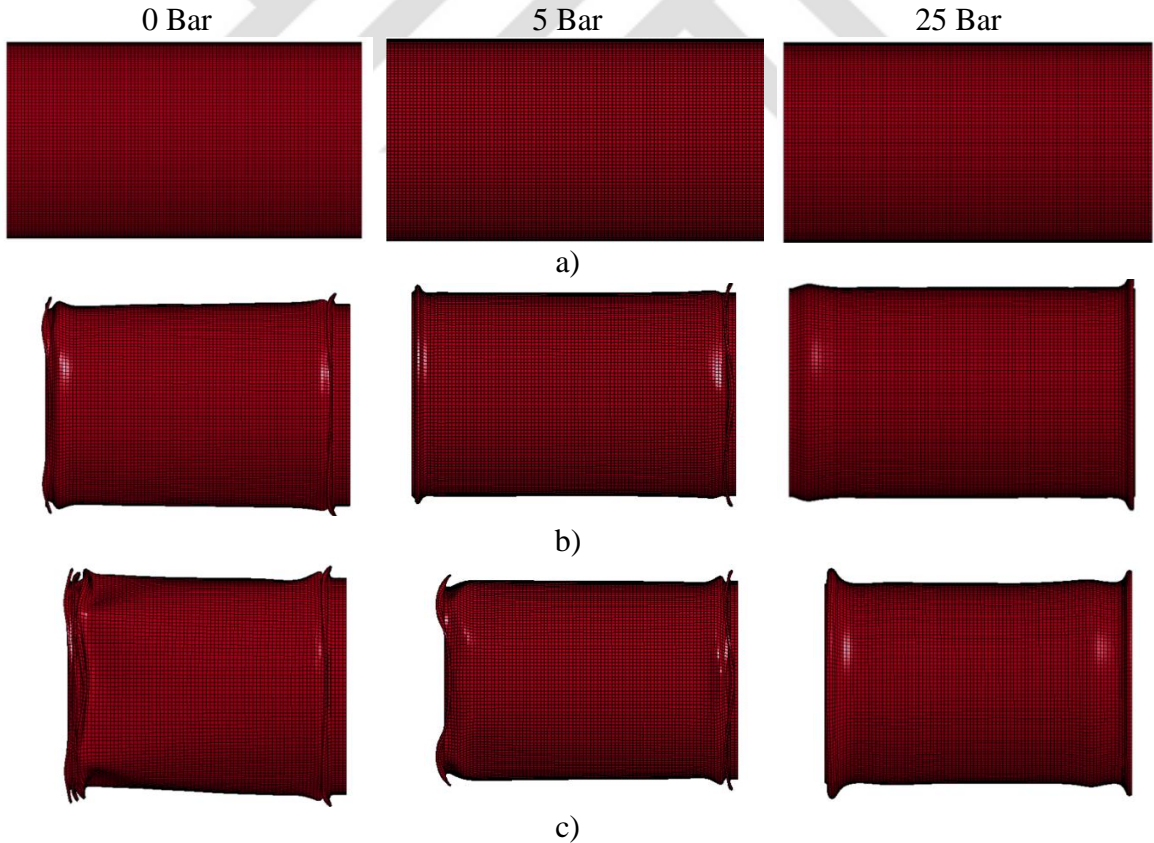


Şekil 3.31. Aynı cidar kalınlığına sahip tüplerde iç basınca bağlı olarak sönmlenen boyutsuz enerji miktarının değişimi

Şekil 3.33'de sayısal analizler sırasında tüp içerisinde sensörler tarafından okunan iç basınç değerlerinin deformasyonla birlikte zamana bağlı olarak değişimi verilmiştir. Sensörler tüp içerisinde, tüpün darbe ucundan sırasıyla 10 (sensör 1), 30 (sensör 2), 50 (sensör 3) ve 70 (sensör 4) mm'lik mesafelere yerleştirilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi farklı başlangıç basınçlarındaki dinamik analizlerde deformasyon sırasında iç basınçta artış görülmektedir. Sensör basınçlarındaki bu artış tüp içerisindeki basınç dalgasının ilerleme

hızına bağlı olarak farklı başlangıç basınçlarında farklı davranışlar sergileyerek gerçekleşmektedir. Şekilden görüldüğü gibi 5 barlık iç basınca sahip tüpte deformasyon sonunda ortalama iç basınç %35 oranında artarak yaklaşık 6.7 bar olurken 25 barlık iç basınca sahip tüp ele alınırsa; deformasyon sonunda ortalama iç basınç %39 oranında artarak 34.7 bar olmaktadır. Şekil 3.33d’de verilen başlangıçta 25 barlık basınca sahip tüpün deformasyon sırasında sensörlerden alınan iç basınç değerlerindeki değişim incelendiğinde, deformasyon mesafesi boyunca basınç değişiminin lokal etkilerden daha fazla etkilendiği ve ani değişimler izleyerek arttığı görülmektedir. Başlangıçta tüp içerisinde bulunan basınç değeri azaldıkça deformasyon boyunca basınç değerindeki artışın lokal etkilerden daha az etkilendiği görülmektedir. Bu durumun iç basınç arttıkça darbe sırasında oluşan dalga etkilerinin artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

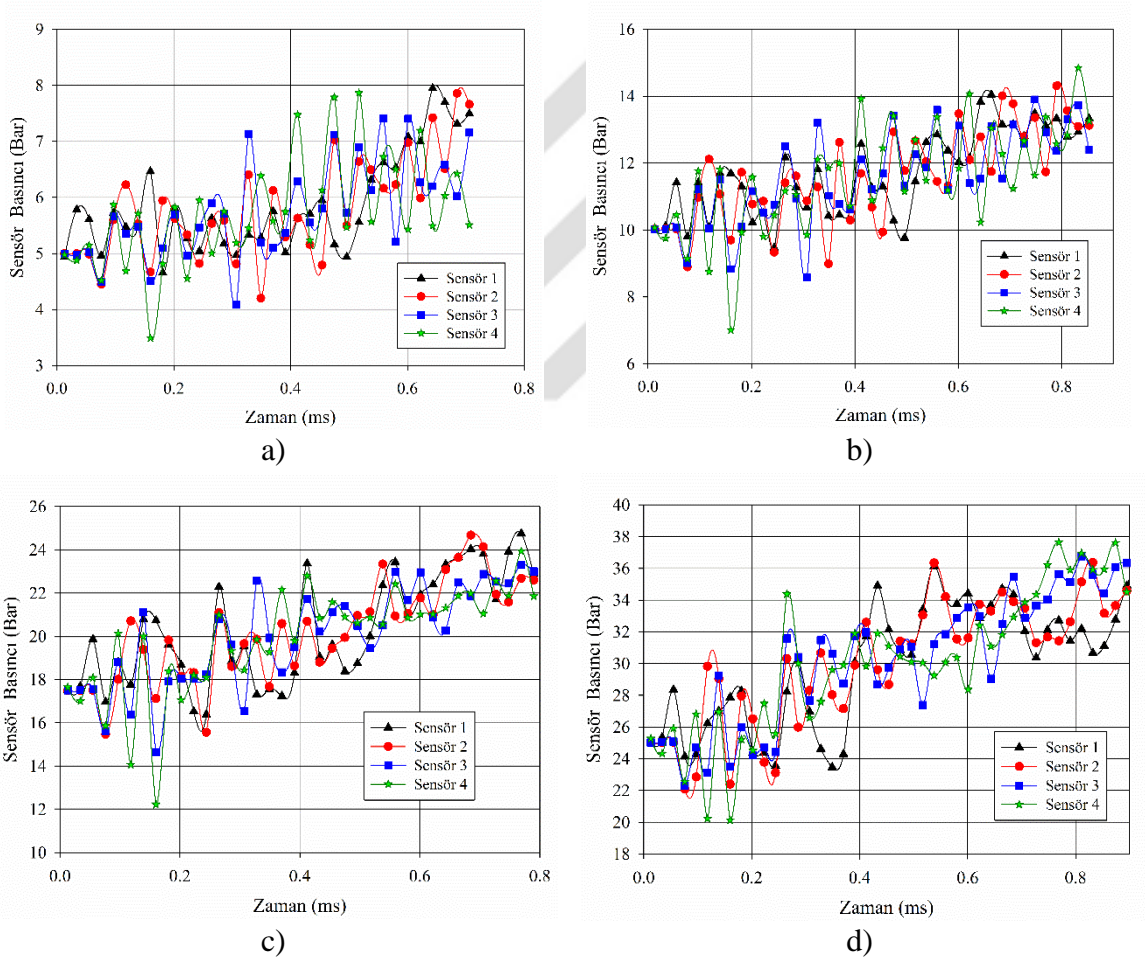
Gerçekleştirilen sayısal analizler sonucunda elde edilen performans parametreleri Tablo 3.2’de verilmektedir.



Şekil 3.32. Farklı iç basınçlara sahip tüplerin dinamik yükleme koşullarındaki deformasyon gelişimi; a) $\Delta = 0$ mm, b) $\Delta = 10$ mm ve c) $\Delta = 20$ mm deformasyon mesafeleri için

Tablo 3.2. Dinamik analizler sonucu elde edilen performans parametreleri

İç Basınç (Bar)	Cıdar Kalınlığı (mm)	F_{ort} (N)	$E_{tüp}$ (J)	$E_{basınç}$ (J)	E_T (J)
0	0.1	480	21.98		21.98
	0.2	1420	41.24		41.24
	0.3	3064	70.92	-	70.92
	0.4	4690	115.89		115.89
5	0.3	4063	71.41	18.5	89.91
10		6190	69.95	40.84	110.79
17.5		7458	68.9	69.25	138.15
25		9393	84.53	80.95	165.48



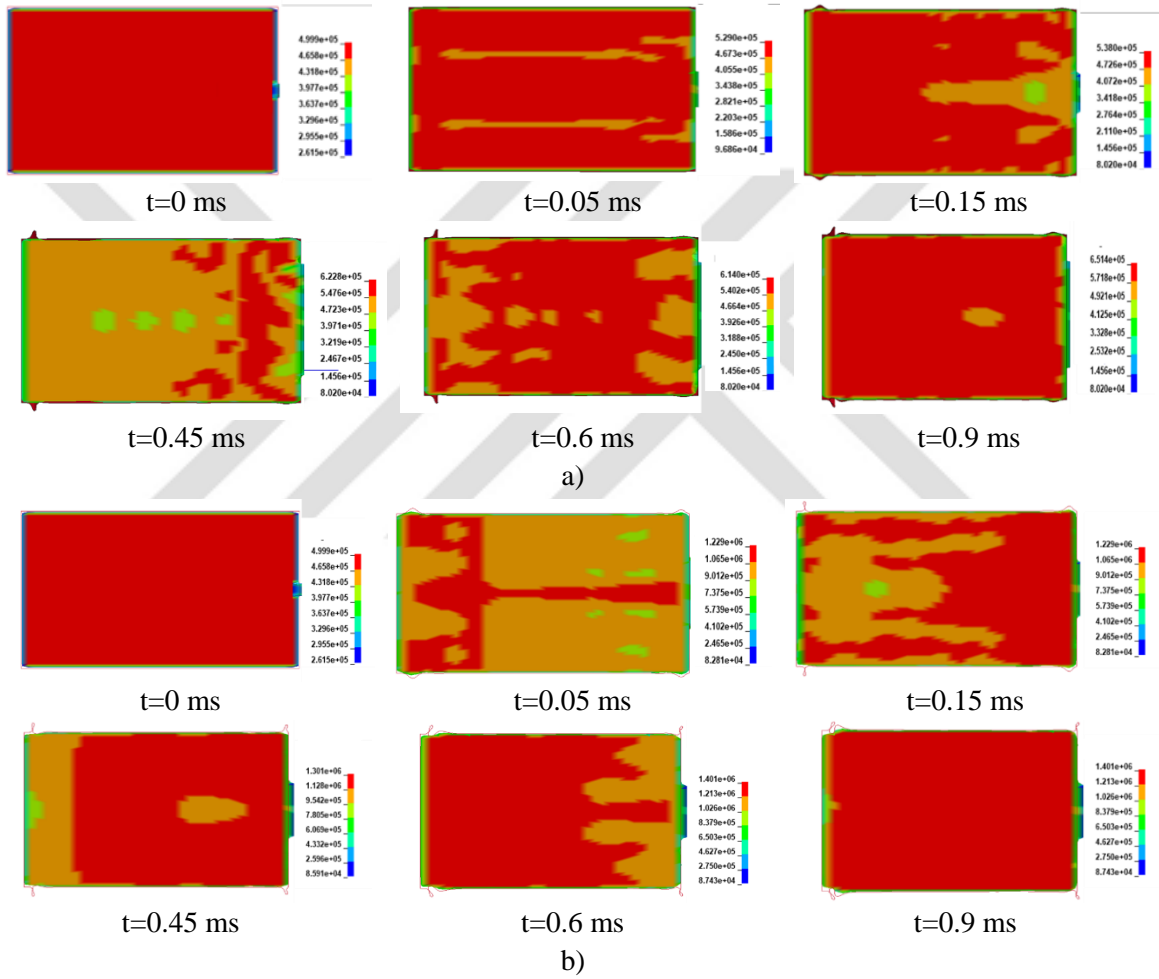
Şekil 3.33. Farklı iç basınçlara sahip tüplerde sensörlerden okunan iç basıncın değerlerinin deformasyon sırasında zamana bağlı değişimi; a) 5 Bar b) 10 Bar c) 17.5 Bar ve d) 25 Barlık iç basınç değerlerinde

3.3.1.3. Dinamik Koşullarda Basınçlandırılmış Düz Tüp İçin Çarpma Hızının Etkileri

Bu bölümde basınçlandırılmış tüplerde farklı çarpma hızlarıyla meydana gelen dalga etkileri ve tüp içerisindeki basınç değişimleri araştırılmıştır. Dalga etkileri ve iç basınç değişimlerinin incelenmesi amacıyla 5 barlık iç basınca sahip tüplerle farklı çarpma hızlarında sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler için mermi çarpma hızları ise sırasıyla 10, 30 ve 50 m/s olarak alınmıştır. Sayısal analizler sonrasında elde edilen simülasyon görüntüleriyle tüp içerisindeki basınç dalgasının ilerleyişi ve tüp içerisinde yer alan sensörler yardımıyla da iç basınçtaki değişimler belirlenmiştir. Şekil 3.34'de farklı çarpma hızlarında iç basınçlı tüplerdeki basınç dalgasının ilerleyişi ve iç basınç değişimi sayısal simülasyon görüntüleriyle verilmiştir. Şekil 3.35'de ise farklı çarpma hızlarında tüp içerisindeki sensörlerden alınan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi verilmiştir. Şekil 3.34a'da verilen 10 m/s'lik çarpma hızı için iç basınç değişimi incelendiğinde, çarpma etkisiyle belirgin bir basınç dalgası oluşmadığı görülmektedir. Tüp sıkışmasıyla birlikte tüp içerisindeki basınçlı hava, dalga etkisi oluşturmadan sıkışmaktadır. Bu nedenle şekilden de görüldüğü gibi deformasyon sırasında tüp içerisindeki iç basınç değeri hemen hemen her noktada birbirine yakın değerler vermektedir. Şekil 3.34b-c'de simülasyon görüntüleri verilen, 30 ve 50 m/s'lik çarpma hızlarında tüp içerisindeki iç basıncın değişimi incelendiğinde, çarpma etkisiyle bir basınç dalgası oluştuğu görülmektedir. Oluşan bu basınç dalgası 50 m/s'lik çarpma hızı için daha belirgin bir şekilde görülmektedir. Yüksek çarpma hızlarında tüp içerisindeki iç basıncın çarpmanın gerçekleştiği uçtan başlayan ve ilerleyen bir basınç dalgası etkisiyle değiştiği Şekil 3.34b ve Şekil 3.34c'den görülmektedir. Basınç dalgası oluştuğu çarpma hızlarında tüp içerisindeki basınç değerlerindeki değişimin tüpün sıkışmasıyla değil, basınç dalgası etkisiyle gerçekleştiği görülmektedir. Böylece çarpma hızının artmasıyla iç basınçlı tüplerde dalga etkilerinin oluştuğu ve iç basınç değerinin oluşan basınç dalgasından etkilendiği görülmüştür.

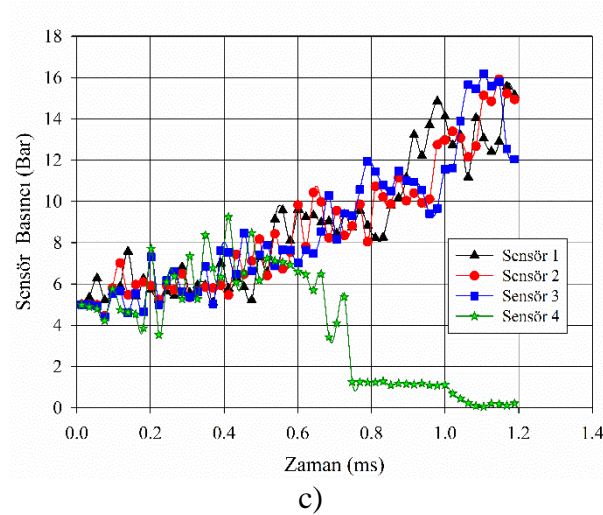
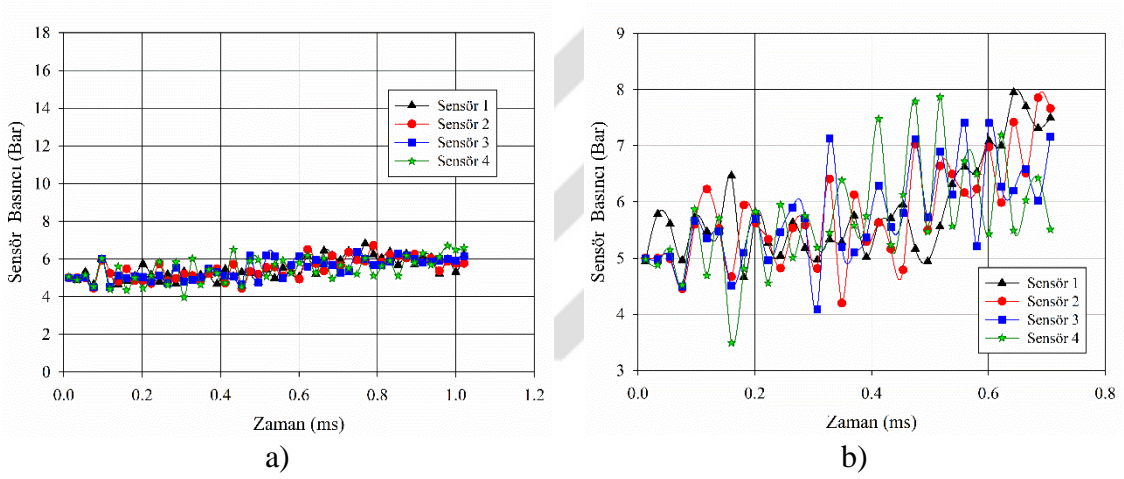
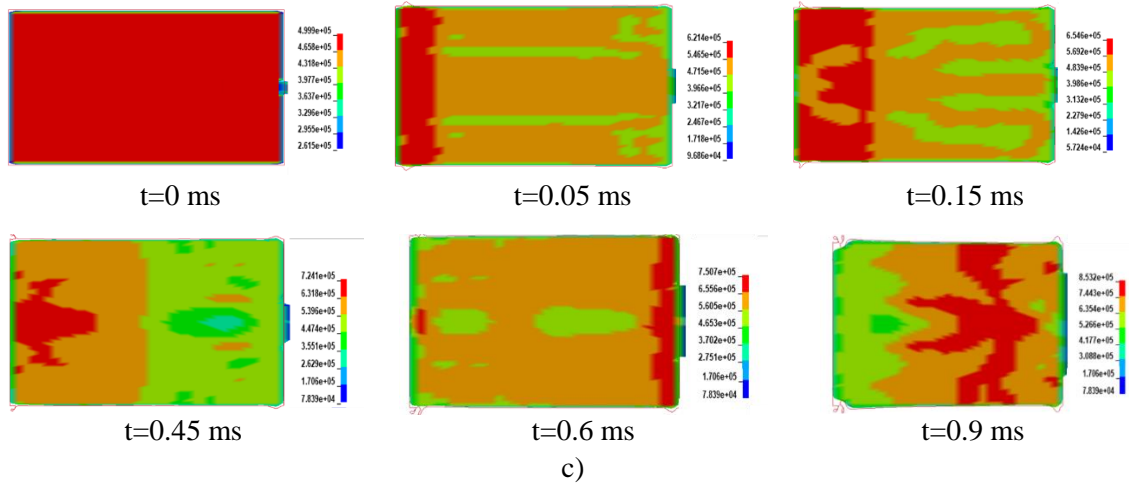
Şekil 3.35'de verilen sensör basınçları incelendiğinde çarpma hızının artmasıyla sensörlerden okunan basınç değerlerinin daha hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Şekil 3.35a'da verilen 10 m/s'lik çarpma hızı için ortalama basınç değeri yaklaşık 0.8 ms sonunda yaklaşık 6 bar değerine ulaşırken, Şekil 3.35b'de 30 m/s'lik çarpma hızı için ortalama iç basınç bu değere yaklaşık 0.5 ms sonunda Şekil 3.35c'de verilen 50 m/s'lik çarpma hızı için ortalama iç basınç değeri ise yaklaşık 0.3 ms'de ulaşmaktadır. Bu durum dinamik

yüklemelerde oluşan iç basınç dalgasının ilerleme hızının çarpma hızına bağlı olduğunu göstermektedir. Şekil 3.34-35'den çarpma hızı arttıkça oluşan basınç dalgasının ilerleme hızının arttığı söylenebilir. Ayrıca sensör basınçlarındaki değişimin çarpma hızının artmasıyla farklı davranışlar sergilediği görülmektedir. 10 m/s'lik çarpma hızında tüm sensörlerdeki basınç artışı benzer iken çarpma hızı arttıkça dalga etkisiyle sensör basınçları birbirini izleyen bir sırayla artmaktadır.



Şekil 3.34. Farklı darbe hızlarında 5 barlık iç basınca sahip tüplerde iç basıncın değişimi; a) 10 m/s, b) 30 m/s ve c) 50 m/s darbe hızlarında

Şekil 3.34'ün devamı

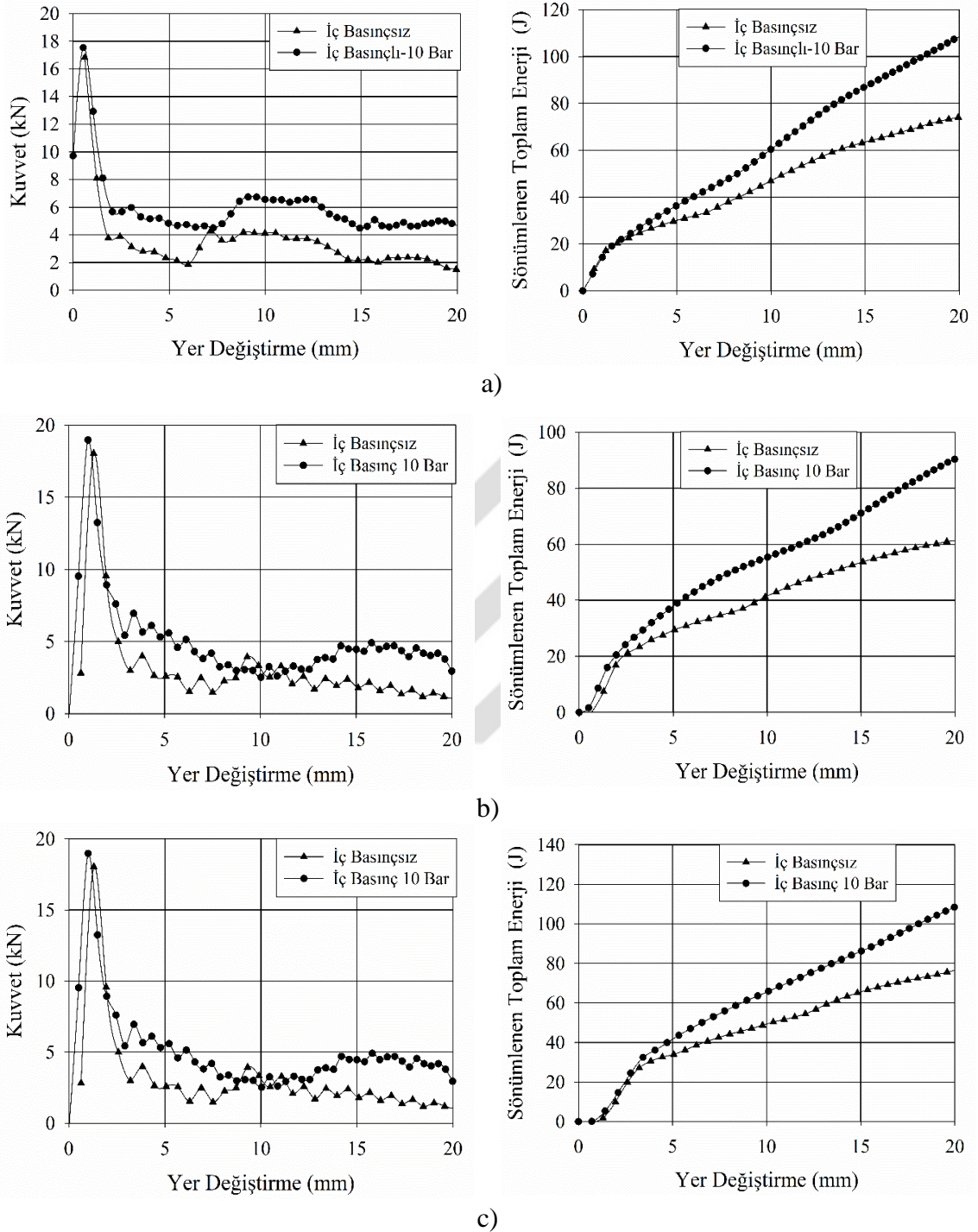


Şekil 3.35. Farklı darbe hızlarında 5 barlık iç basınca sahip tüplerde sensörlerden alınan iç basınç değerlerinin zamanla değişim; a) 10 m/s, b) 30 m/s ve c) 50 m/s darbe hızlarında

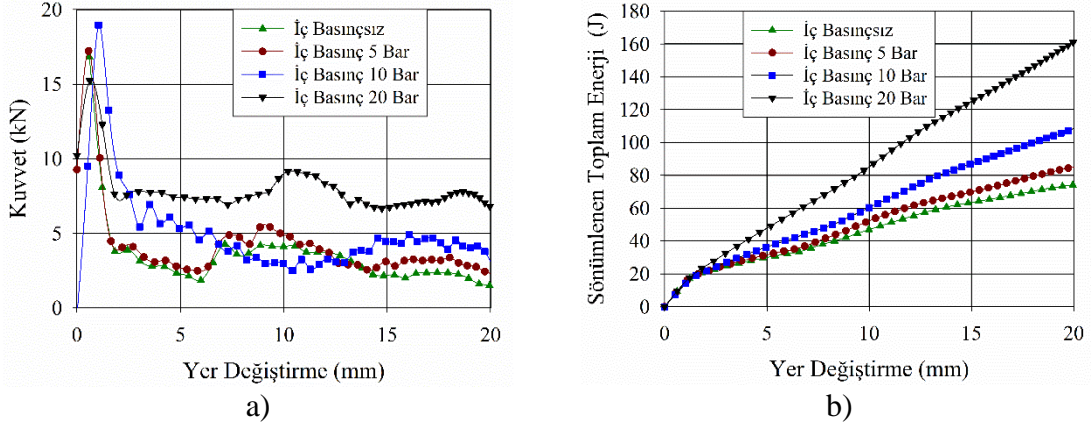
3.3.1.4. İç Basıncılı Düz Tüplerin Eğik Çarpma Performansının İncelenmesi

Bu bölümde basınçlandırılmış ince cidarlı tüplerin eğik çarpma durumunda gerçekleştirilen sayısal analizlerin sonuçları sunulacaktır. Çarpma açısı tüpün boyuna olan ekseni ile rijit duvarın normali arasındaki açı olarak tanımlanmaktadır. Eğik çarpma durumunda iç basıncın etkilerinin incelenbilmesi amacıyla öncelikle iç basınçsız ve iç basınçlı (10 bar) tüplerin sayısal analizleri yapılmıştır. Şekil 3.36'da gerçekleştirilen sayısal analizler sonucunda elde edilen kuvvet- yer değiştirme ve toplam sönmölenen enerji- yer değiştirme grafikleri verilmiştir. Şekil 3.36a'da verilen 5° eğik çarpma durumundaki grafikler incelendiğinde iç basınçsız durumda ilk pik kuvvet 16812 N iken iç basınç etkisiyle bu değer 17532 N 'a ulaşmıştır. Aynı grafik için ortalama kuvvet değerleri ise iç basınçsız ve iç basınçlı tüpler için sırasıyla 2238 N ve 5242 N olarak elde edilmiştir. Ayrıca toplam sönmölenen enerji miktarları ele alınırsa; iç basınçsız durumda toplam 75 J enerji sönmölenirken iç basınç etkisiyle bu değer 110 J olmuştur. Şekil 3.36b'de verilen grafikler incelendiğinde 10° eğik çarpma durumunda ortalama kuvvet değerleri iç basınçsız ve iç basınçlı tüpler için sırasıyla 2073 N ve 3785 N olarak elde edilmiştir. Sönmölenen toplam enerji miktarı ise sırasıyla 61 J ve 90 J olmuştur. Son olarak Şekil 3.36c'de 15° çarpma açısı için verilen grafiklerde iç basınç etkisiyle ortalama kuvvet değerinin iç basınçsız duruma göre %73 oranında artarak 2737 N 'dan 4750 N olduğu görölmektedir. Ayrıca bu çarpma açısı için sönmölenen toplam enerji miktarı iç basınçsız duruma göre %38 artarak 77 J'den 106 J 'e ulaşmıştır. Şekil 3.36'daki grafikler ve elde edilen kuvvet değerleri yardımıyla daha önce sonuçları verilen düz çarpma durumunda olduğu gibi eğik çarpma durumunda da iç basınçlı tüplerin iç basınçsız tüplere göre daha üstün enerji sönmöleme performansı sergilediği görölmüştür.

İç basıncın eğik çarpma durumundaki etkisinin daha iyi anlaşılması için 5° çarpma açısında farklı iç basınçlara sahip tüplerle sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler sonucunda elde edilen sayısal kuvvet- yer değiştirme ve sönmölenen toplam enerji- yer değiştirme eğrileri Şekil 3.37'de verilmiştir. Şekil 3.37a-b'den göröldüğü gibi iç basınç arttıkça ortalama kuvvet değerleri ve sönmölenen toplam enerji miktarı artmaktadır. İç basınçsız durumda ortalama kuvvet değeri 2238 N iken 20 barlık iç basınç etkisiyle bu değer % 240 oranında artarak 7608 N 'a ulaşmıştır. Aynı zamanda sönmölenen enerji miktarı da iç basınçsız durumda 75 J iken % 115 oranında artarak 161 J olmuştur. Şekil 3.38'de iç basınca bağılı olarak ortalama kuvvet değerindeki değişim grafiksel olarak verilmiştir. Şekil 3.38 incelendiğinde ortalama kuvvet değerine iç basıncın etkisi net bir şekilde görölmektedir.

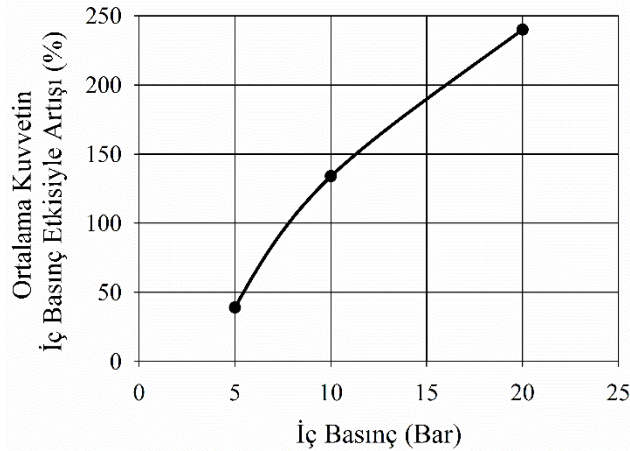


Şekil 3.36. Farklı çarpma açılarında iç basınçsız ve iç basınçlı (10 bar) tüplerin kuvvet ve toplam sönmülenen enerji- yer değiştirme eğrileri; a) 5° b) 10° ve c) 15° çarpma açılıarı için

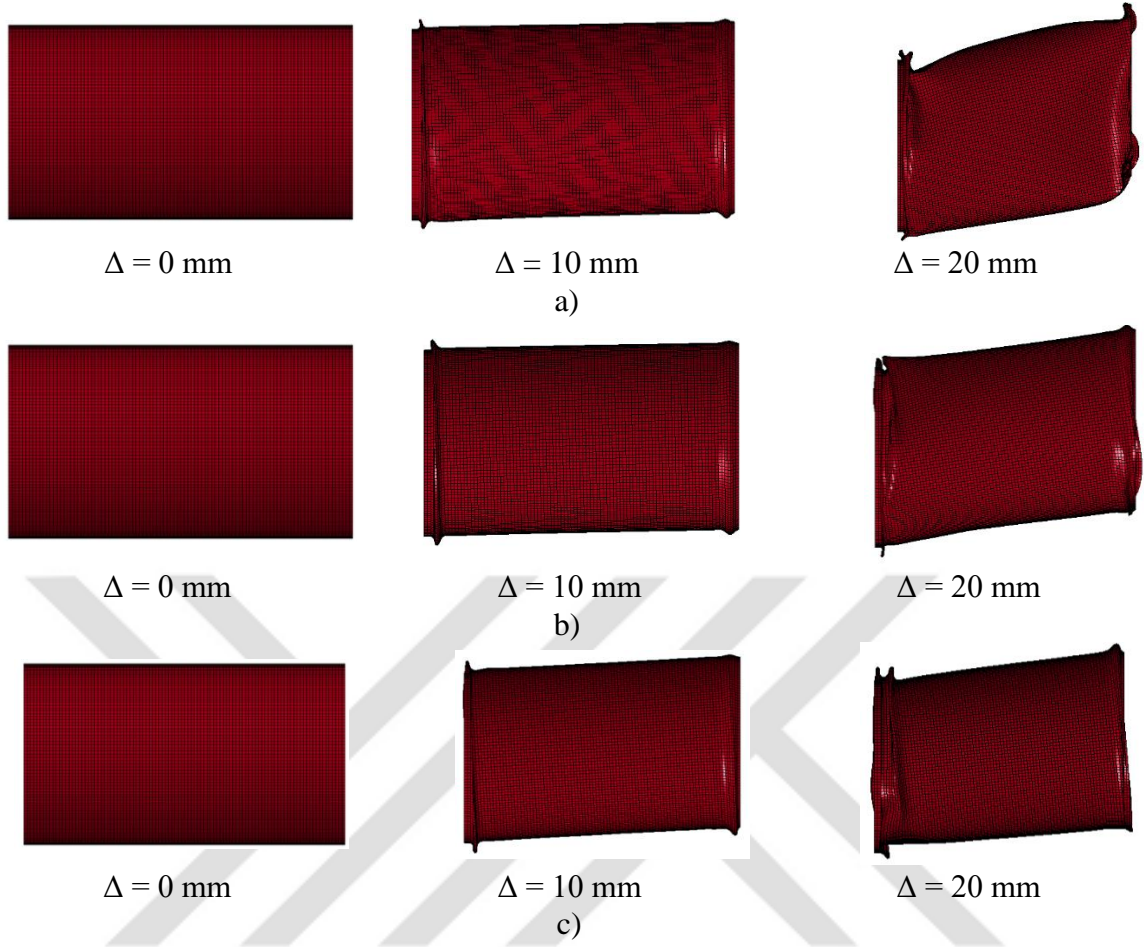


Şekil 3.37. Farklı iç basınçlara sahip tüplerin eğik çarpma durumundaki sayısal; a) kuvvet-yer değiştirme b) Sönümlenen toplam enerji-yer değiştirme grafikleri

Şekil 3.39'da ise iç basınçsız ile 5 ve 20 barlık iç basınçlara sahip tüplerin eğik çarpma durumunda deformasyon gelişimi görüntüleri verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi iç basınçsız tüp eğik çarpma etkisiyle başlangıçta aksel simetrik deformasyon modu gösterirken deformasyon ilerledikçe Euler burkulma davranışı sergilemektedir. Bu durum iç basınçsız tüpün enerji sönümleme performansının büyük oranda düşmesine neden olmaktadır. Şekil 3.39b-c'den görüldüğü gibi deformasyon mesafesi arttıkça iç basınçlı tüplerde deformasyon şekli aksel simetrik şekle benzer olarak ilerlemiş ve Euler burkulma davranışında azalma görülmüştür. Buradan anlaşılacağı üzere iç basıncın artması veya iç basıncın varlığı Euler burkulma davranışının gecikmesine sebep olmaktadır. Buda eğik çarpışma durumunda tüplerin hemen burkulup enerji sönümleme özelliğinin kaybolmasını engellemektedir.



Şekil 3.38. 5°'lik eğik çarpma için, iç basınca bağlı olarak ortalama kuvvet değerindeki değişim



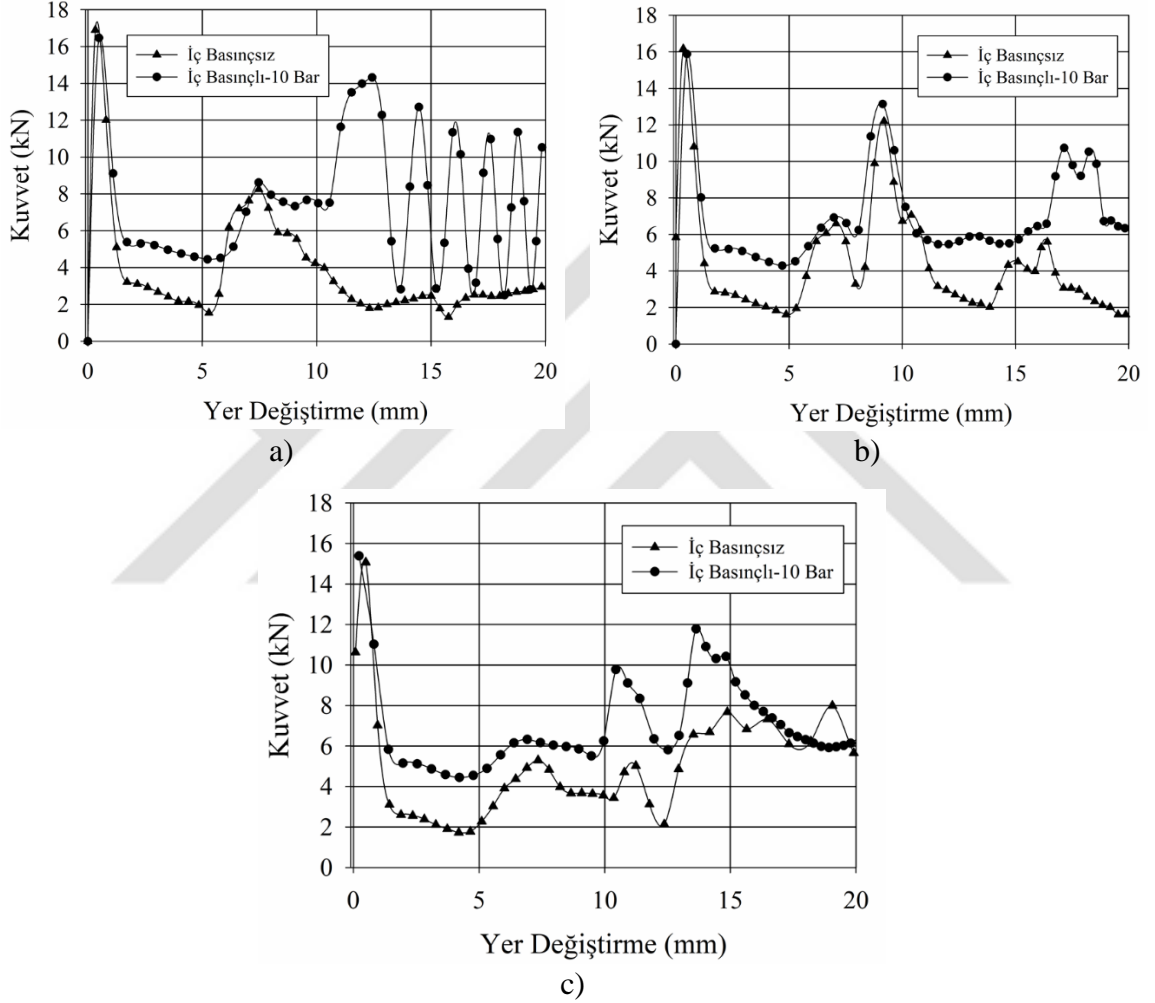
Şekil 3.39. Farklı iç basınçlara sahip düz tüplerde eğik çarpma sırasında deformasyon gelişimi; a) İç basınçsız b) 5 Bar c) 20 Bar

3.3.2. Konik Tüpler İçin İç Basıncın Enerji Sönümlene Performansına Etkisi

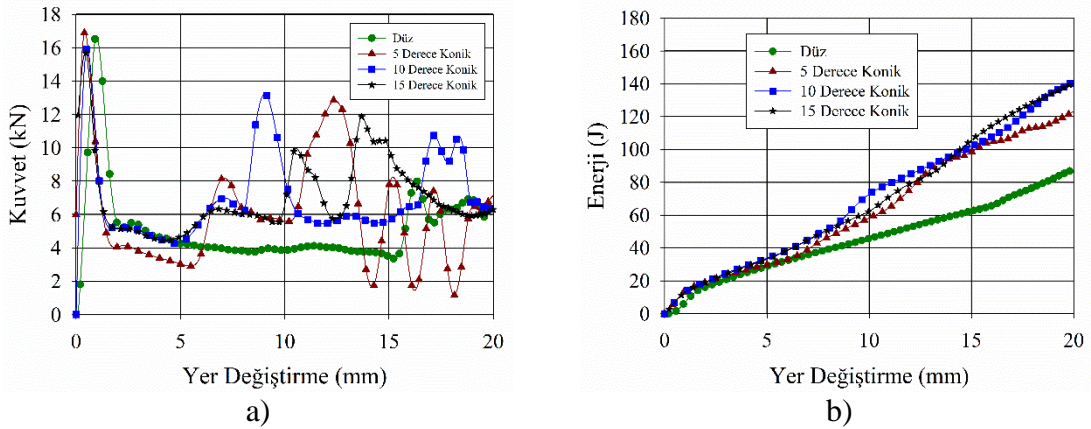
Basınçlandırılmış dairesel kesitli konik tüplerin enerji sönümlene ve deformasyon davranışlarının incelenmesi amacıyla sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle iç basınçlı tüplerde tüp geometrisinin konik olmasının enerji sönümlene davranışına olan etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla iç basınçsız ve 10 barlık iç basınca sahip düz ve konik tüplerle sayısal analizler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu analizlerde 5°, 10° ve 15° koniklik açılarında tüpler kullanılmıştır. Analizler sonucunda elde edilen kuvvet- yer değiştirme ve enerji- yer değiştirme eğrileri sırasıyla Şekil 3.40-41’de verilmiştir. Şekil 3.40 incelendiğinde farklı koniklik açlarına sahip tüplerde çarpma esnasında oluşan ilk pik kuvvetler iç basınçsız ve iç basınçlı durumlar için yakın değerler verirken, deformasyon sırasında oluşan ortalama kuvvet değerleri ise farklılık göstermektedir. Şekil 3.41’de ise 10 barlık iç basınca sahip düz ve farklı koniklik

açılarındaki konik tüplerin sayısal analizlerinden elde edilen kuvvet- yer değiştirme ve sönümlenen toplam enerji yer değiştirme eğrileri karşılaştırma amacıyla verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi konik tüpler düz tüplerle karşılaştırıldığında daha büyük ortalama kuvvet altında deformasyona uğramaktadır. Bu durum konik tüplerin düz tüplere göre daha fazla enerji sönümlemesi anlamına gelmektedir.



Şekil 3.40. Farklı koniklik açılarında iç basınçsız ve 10 barlık iç basınca sahip konik tüplerin 30 m/s'lik çarpma hızlarındaki kuvvet- yer değiştirme eğrileri; a) 5°, b) 10° ve c) 15° derecelik koniklik açılarında

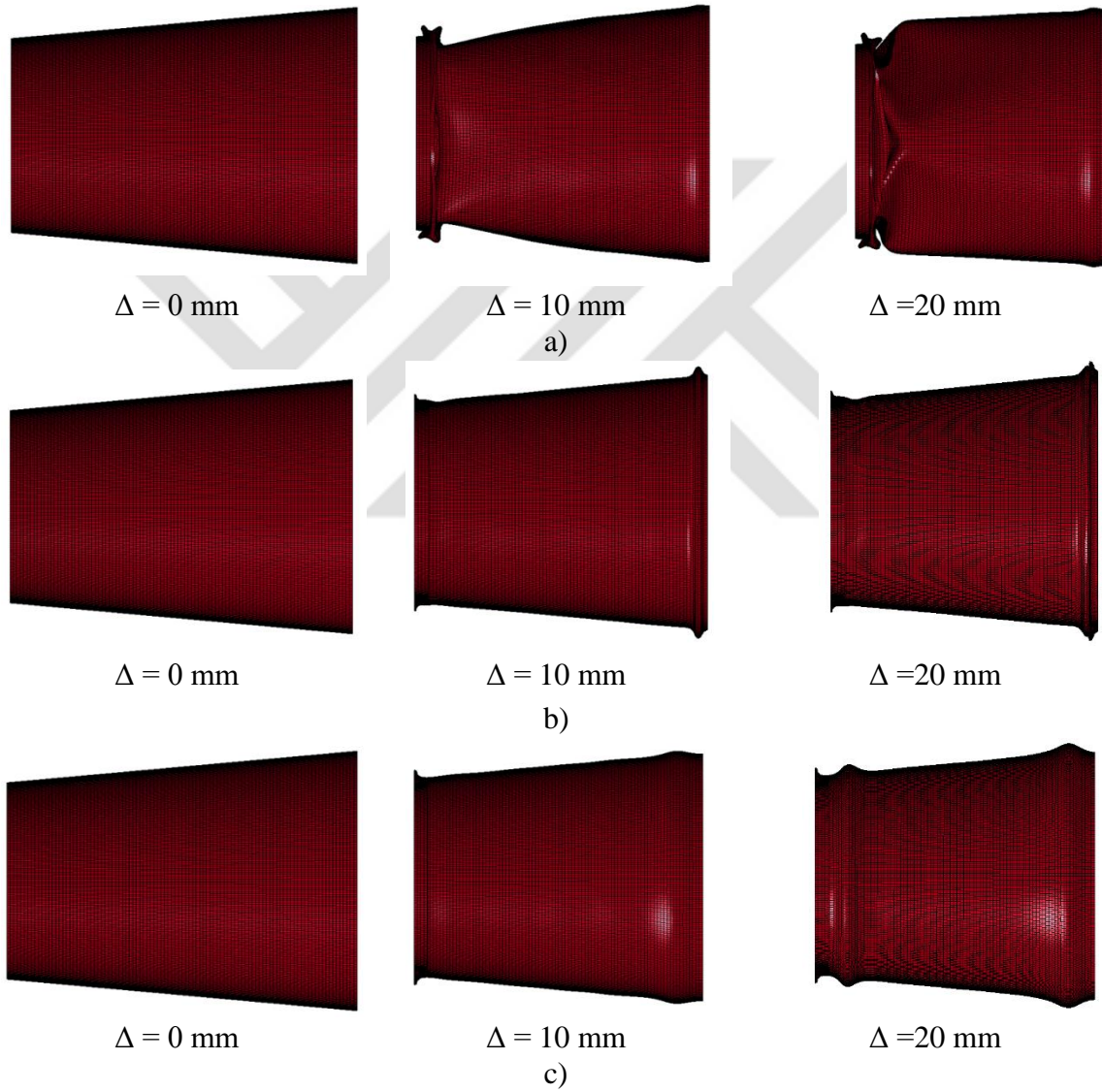


Şekil 3.41. 10 barlık iç basınca sahip dairesel kesitli düz ve farklı koniklik açlarındaki konik tüplerin 30 m/s'lik çarpma hızlarındaki sayısal; a) kuvvet-yer değiştirme b) Sönümlenen toplam enerji-yer değiştirme grafikleri

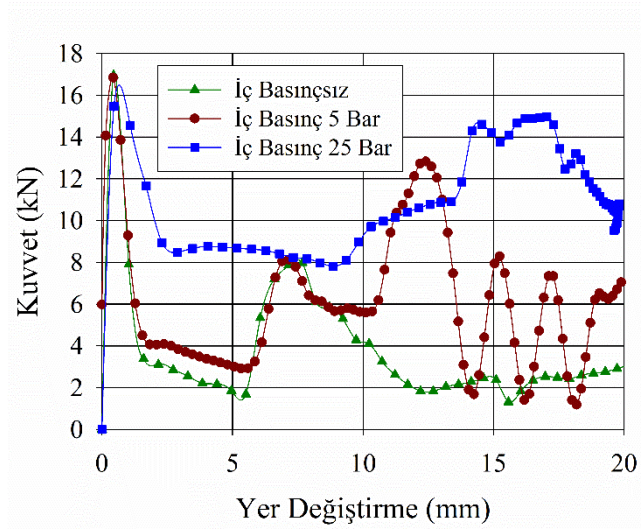
Dairesel kesitli konik tüplerin enerji sönümleme ve deformasyon davranışlarına iç basınç etkisinin incelenmesi amacıyla farklı iç basınçlara sahip konik tüpler için sayısal analizler yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen deformasyon görüntüleri Şekil 3.42'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi farklı iç basınçlara sahip konik tüplerin çarpma esnasında deformasyon davranışları farklılık göstermektedir. Şekil 3.42a'da iç basınçsız tüpler için deformasyon ilerleyişi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, iç basınçsız durumda konik tüp başlangıçta aksenal simetrik deformasyon davranışı göstermiş bu davranış deformasyon mesafesi ilerledikçe karışık deformasyon şekline dönmüştür. İç basınç etkisiyle, iç basınçsız konik tüplerde görülen kararsız deformasyon davranışı kararlı bir hal almıştır. Şekil 3.42b-c'den görüldüğü gibi konik tüp iç basınç etkisiyle çarpma enerjisini aksenal simetrik şekilde deformasyona uğrayarak sönümlenmektedir. Böylece dairesel kesitli düz tüplerde olduğu gibi konik tüplerde de iç basınç etkisiyle deformasyon davranışının değiştiği görülmüştür.

Şekil 3.43-44'de farklı iç basınçlardaki konik tüplerin sayısal analizleri sonucunda sırasıyla elde edilen kuvvet- yer değiştirme ve toplam sönümlenen enerji-yer değiştirme eğrileri verilmiştir. Şekil 3.44 incelendiğinde deformasyon sırasında oluşan ilk pik kuvvet değerlerinin iç basınçla büyük oranda değişmediği görülmektedir. İç basıncın konik tüpler için ilk pik kuvvet değeri üzerinde etkisi görülmemesine rağmen ortalama kuvvet değerleri incelendiğinde iç basıncın artmasıyla ortalama kuvvet değerinin büyük oranda arttığı görülmektedir. İç basınçsız durumda ortalama kuvvet değeri 3248 N iken iç basınç etkisiyle bu değer sırasıyla 4722 N ve 10394 N olmuştur. Böylece ortalama kuvvet değerinin iç

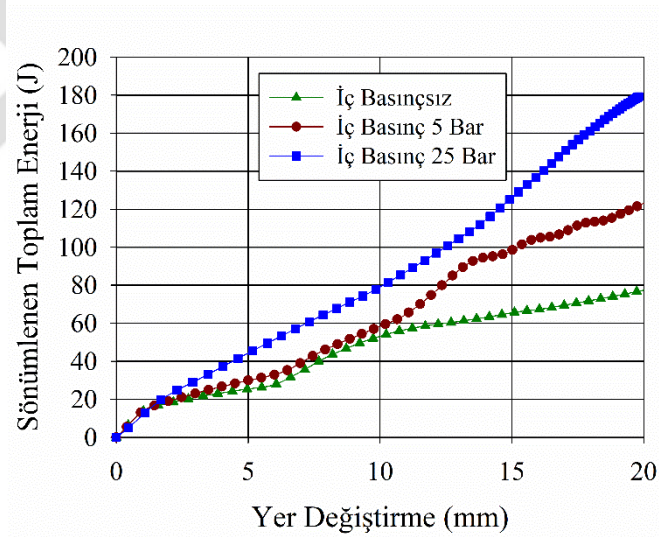
basıncısız tüplerle karşılaştırıldığında 5 ve 25 barlık iç basınçlara sahip konik tüplerde sırasıyla % 45 ve % 220 oranında arttığı belirlenmiştir. Şekil 3.43’de verilen sönmülenen toplam enerji- yer değiştirme eğrilerinden iç basıncın artmasıyla sönmülenen enerji miktarının arttığı görülmektedir. Toplam sönmülenen enerji miktarının artması, Şekil 3.43’den de görüleceği gibi deformasyon boyunca enerji sönmülemenin efektif olarak gerçekleştiği ortalama kuvvet değerinin artması açıklanmaktadır.



Şekil 3.42. Farklı iç basınçlara sahip konik tüpler için 30 m/s’lik çarpma hızlarında deformasyon gelişimi; a) İç basınçsız b) 5 Bar ve c) 25 Bar iç basınçlarda



Şekil 3.43. Farklı iç basınçlara sahip konik tüpler için 30 m/s'lik çarpma hızında elde edilen kuvvet-yer değiştirme eğrileri



Şekil 3.44. Farklı iç basınçlara sahip konik tüpler için 30 m/s'lik çarpma hızında elde edilen sönmümlenen toplam enerji-yer değiştirme eğrileri

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, basınçlandırılmış ince cidarlı tüplerin çarpma performansları incelenmiştir. Çalışmalar deneysel ve sayısal olarak iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar basınçlandırılmış tüplerin çarpma performansını karakterize etmek için statik ve dinamik testleri kapsamaktadır. Sayısal çalışmalar genel olarak parametrik çalışmaları içermektedir. Bu çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmaktadır.

- İç basınçsız ve iç basınçlı tüplerin statik basma testlerinde farklı mekanik davranışlar sergilediği görülmüştür. İç basınç etkisiyle çarpma kuvveti değerleri iç basınçsız tüpe göre ciddi oranda artış göstermektedir. Fakat bu artış basınç arttıkça büyük oranda değişiklikler göstermediği belirlenmiştir. Benzer şekilde sönmölen enerji miktarı basınçlı tüplerde basınçsızlara göre ciddi artış göstermektedir.
- Statik yüklemde iç basınçsız tüpler aksel simetrik olmayan deformasyon modu sergilerken iç basınçlı tüpler aksel simetrik deformasyon modu göstermektedir.
- Statik yüklemde tüp içerisindeki basıncın değişken olduğu durumlarda ilk pik kuvvetin ciddi oranda düşürülebildiği belirlenmiştir. Böylece basınçlandırılmış tüplerde emniyet valfi çalışma basıncının ayarlanarak kuvvet-yer değişim eğrisinin kontrol edilebileceği görülmüştür.
- Statik yüklemde iç basınçlı tüplerin deformasyon davranışı daha kararlı olmakta ve buna bağlı ortalama kuvvet değerleri daha stabil çıkmaktadır. Aynı zamanda kuvvet- yer değiştirme eğrileri de daha az salınım yapmaktadır.
- Dinamik yüklemelerde de statik yüklemelere benzer deformasyon davranışları elde edilmiştir. İç basınçsız tüpler aksel simetrik olmayan deformasyon modu sergilerken iç basınçlı tüpler aksel simetrik deformasyon modu sergilediği görülmüştür.
- Dinamik aksel yüklemde iç basıncın sabit olduğu durumda tüpteki deformasyon miktarı iç basınçsız duruma göre daha düşük seviyede kalmıştır. Yapılan deneylerde iç basıncın sabit olması durumunda tüpün geri yansımalarının çok düşük düzeyde kaldığı belirlenmiştir.

- Dinamik aksenal yüklemelerde iç basıncın sabit olmadığı (regülatörün aktif olmadığı) deformasyon modu, iç basıncın sabit olduğu tüplere benzer davranış göstermekle birlikte deformasyon sırasında iç basınçta ciddi artış olduğu basınç sensöründen belirlenmiştir. Bu basınç artışı tüplerde ciddi oranda geri yansıma olayının meydana gelmesine sebep olduğu görülmüştür.
- Gerçekleştirilen sayısal çalışmalarda basınçlandırılmış tüplerin sayısal analizleri için gerçeğe en uygun modelin ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) elemanlar yardımıyla oluşturulacağı belirlenmiştir.
- FSI (Katı Akışkan Etkileşimli) modellerde görülen sızıntı probleminin tüplerin mekanik davranışına ve enerji sönmüleme performansına etkisinin nispeten olmadığı görülmüştür.
- Gerçekleştirilen sayısal çalışmalar ile iç basıncın sabit olduğu durumda tüp cidar kalınlığının artmasıyla iç basınç etkisini azaldığı belirlenmiştir. Böylelikle iç basınçlı tüplerde iç basınç ve tüp kalınlığı arasında tersine bir ilişki olduğu görülmüştür.
- Sayısal çalışmalarda tüp cidar kalınlığının sabit olduğu durumda iç basıncın artmasıyla kuvvet yer değiştirme eğrilerinin farklı davranışlar sergilediği görülmüştür. İç basıncın artmasıyla pik ve ortalama kuvvet değerlerinin arttığı bununla birlikte tüpün enerji sönmüleme kapasitesinin iyileştiği belirlenmiştir.
- Sayısal modellerde gerçekleştirilen çalışmalar ile çarpma hızının artmasıyla tüp içerisinde ciddi basınç dalgaları meydana gelmektedir ve buna bağlı olarak iç basıncın ani değişimler gösterdiği görülmüştür.
- Darbe hızı arttıkça basınçlandırılmış tüplerde basınç dalgası etkisiyle deformasyon davranışlarının farklılıklar sergilediği sayısal çalışmalar ile gözlemlenmiştir.
- Sayısal çalışmalarda görüldü ki darbe hızı arttıkça tüp içerisindeki basınç lokal olarak başlangıç basıncına göre çok ciddi artış gösterdiği belirlenmiştir. Bu da gösteriyor ki belirli bir hızdan sonra enerji sönmüleme ve kuvvet değerlerini basınç dalgaları domine etmeye başlamaktadır.
- Eğik çarpma durumunu temsil etmek için yapılan sayısal çalışmalardan, iç basınçsız tüplerin eğik çarpma durumunda maruz kaldığı Euler Çökme modunun iç basınç etkisiyle nispeten geciktiği gözlemlenmiştir. Bu sebeple iç basınçlı

tüplerin eğik çarpma durumunda daha üstün enerji sönümlene kabiliyetine sahip olduğu belirlenmiştir.

- Konik tüplerinde iç basınçlı durumda iç basınçsız duruma göre daha yüksek kuvvet ve enerji sönümlene değerlerine sahip olduğu görülmüştür. İç basınç arttıkça bu değerlerde artışlar meydana gelmektedir.
- Konik tüplerde koniklik açısı değişimine bağlı olarak kuvvet ve sönümlene enerji grafiklerinin iç basınçsız konik tüplere göre davranışlarının değiştiği belirlenmiştir. Koniklik açısı arttıkça iç basınçsız tüplere göre kuvvet ve enerji sönümlene diyagramları benzer davranış gösterdiği belirlenmiştir.
- Hem eğik çarpma durumunda hem de konik tüplerin aksenel çarpma durumlarında iç basıncın ilk pik kuvvetine etkisinin olmadığı yapılan sayısal çalışmalarla belirlenmiştir.

5. ÖNERİLER

Tez çalışmasında gerçekleştirilen çalışmaların basınçlandırılmış ince cidarlı tüplerin çarpma performanslarının anlaşılmasında ve iç basınç etkilerini içeren tüplerin sayısal modellerinde önemli katkılar oluşturacağı düşünülmektedir. Ancak mevcut çalışmanın iyileştirilmesi ve daha gerçekçi modellerin elde edilebilmesi amacıyla aşağıda özetlenen önerilerin dikkate alınması gerektiği düşünülmektedir.

- Deneysel çalışmalar farklı geometrik etkilerin incelenmesi adına farklı çap, boy ve uzunluktaki tüplere uygulanabilir. Aynı zamanda, sayısal çalışmalarda bu tüpler için gerçekleştirilebilir.
- Sayısal modellerde hava çıkış bölgesinin bulunmadığı durum incelenebilir. İç basıncın kontrol edilmesi için hava çıkış bölgeleri enerji sönümlenme karakteristiği açısından önemlidir. Bundan dolayı hava çıkış bölgesinin geometrisi, yeri ve sayısı üzerine parametrik çalışmalar yapılarak bunlarla ilgili en optimum değerler belirlenmesi gerekmektedir.
- Çok yüksek iç basınçlarda (tüp üzerinde plastik şekil değişimi mevcutken) tüpün deformasyon davranışı hem deneysel hem de sayısal modeller yardımıyla araştırılabilir.
- Burada yapılan sayısal çalışmalarda hasar etkileri ihmal edildi. Hasar etkilerine içeren modeller yapıp, çok daha yüksek hız ve basınçlarda iç basınçlı tüplerin enerji sönümlenme karakteristikleri incelenebilir.
- Farklı kesit geometrilerine sahip (kare, altıgen vb.) tüpler için iç basınç etkileri incelenebilir. Benzer şekilde uzun tüpler için de bu etkiler ve çökme davranışı araştırılabilir.
- İç basınçlı tüplerin yanal yükleme durumunda enerji sönümlenme performansları araştırılabilir.
- İç basınçlı tüplerin uç geometrileri deformasyon davranışı için önemli olacağı açıktır. Bu çalışmada uç geometri etkisi ihmal edilmiştir. Bu sebeple farklı uç geometri etkileri araştırılarak en optimum uç geometrisi belirlenebilir.

- İ basınçlı tüplerin gerçek uygulamalardaki performanslarını görmek için bir araç modeli geliştirilebilir ve böylece basınçlandırılmış enerji sönümlene elemanları kullanımının araç çarpma performansına etkileri incelenebilir.
- Farklı malzemelerden imal edilmiş (elik, plastik veya kompozit vb.) tüpler için i basınç etkisinin aksenal ve eğik çarpma davranışlarına etkileri incelenebilir.



6. KAYNAKLAR

1. http://www.who.int/gho/road_safety/en/ 24 Nisan 2018
2. http://www.tuik.gov.tr/PreTablo.do?alt_id=1051 24 Nisan 2018
3. http://www.caricos.com/cars/a/audi/2016_audi_q7/images/97.html 20 Nisan 2018
4. Abramowicz, W., Thin-walled structures as impact energy absorbers, Thin-Walled Structures, 41 (2003) 91-107.
5. Alghamdi AAA. Collapsible impact energy absorbers: an overview, Thin- Walled Structures, 39 (2001) 189–213
6. C. Bisagni, Crashworthiness of helicopter subfloor structures, Int. J. Impact Eng, 27, 10 (2002) 1067–1082.
7. J. Marsolek. ve H.-G. Reimerdes, Energy absorption of metallic cylindrical shells with induced non-axisymmetric folding patterns, Int. J. Impact Eng, 30, 8–9 (2004) 1209–1223.
8. Z. Ahmad. ve D.P. Thambiratnam, Application of foam-filled conical tubes in enhancing the crashworthiness performance of vehicle protective structures, Int. J. Crashworthiness, 14, 4 (2009) 349–363.
9. Lion, K., Radzi Abdul, G., Prasetyo, E. ve Khairi, Y., Impact Energy Absorption of Concentric Circular Tubes, Wseas Transactions On Applied And Theoretical Mechanics, 3, 4 (2009) 95-108.
10. Salehghaffari S, Tajdari M, Panahi M ve Mokhtarnezhad F., Attempts to improve energy absorption characteristics of circular metal tubes subjected to axial loading, Thin-Walled Structures, 48, 6 (2010) 379-390.
11. Srinath, G., Vadiraj, A., Balachandran, G., Sahu, S. N., ve Gokhale, A. A. Characteristics of aluminium metal foam for automotive applications, Transactions of the Indian Institute of Metals, 63, 5 (2010) 765-772.
12. Alexander JM. An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading, Q J Mech Appl Math, 13, 1 (1960) 5-10.
13. Abramowicz, W. ve Jones, N., Dynamic axial crushing of circular tubes, International Journal of Impact Engineering, 2 (1984) 263-281.
14. Abramowicz, W. ve Jones, N., Dynamic progressive buckling of circular and square tubes, International Journal of Impact Engineering, 4 (1986) 243-269.

15. Wierzbicki T. ve Abramowicz W. On the crushing mechanics of thin-walled structures, J Appl Mech, 50, 4a (1983) 727–34.
16. Wierzbicki T, Bhat SU, Abramowicz W, vd. Alexander revisited-a two folding elements model of progressive crushing of tubes, Int J Solids Struct, 29, 24 (1992) 3269–88.
17. Abramowicz W. ve Wierzbicki T. Axial crushing of multi-corner sheet metal columns, J Appl Mech, 56, 1 (1989) 113–20.
18. Abramowicz W. ve Jones N. Dynamic progressive buckling of circular and square tubes, Int J Impact Eng, 4, 4 (1986) 243–70.
19. Langseth, M. ve Hopperstad, O.S., Static and Dynamic Axial Crushing of Square Thin-walled Aluminum Extrusions, Journal of Impact Engineering, 18, (1996) 949-968.
20. Guillow, S.R., Lu, G. ve Grzebieta, R.H., Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminum tubes, International Journal of Mechanical Sciences, 43, (2001) 2103-2123.
21. Hsu, S.S. ve Jones, N., Quasi-static and dynamic axial crushing of thin-walled circular stainless steel, mild steel and aluminum alloy tubes, International Journal of Crashworthiness, 9, 2 (2004) 195-217.
22. Gupta, N. ve Venkatesh. K., A study of the influence of diameter and wall thickness of cylindrical tubes on their axial collapse, Thin-Walled Structures, 44, 3 (2006) 290-300.
23. Zarei, H.R. ve Kroger, M., Multiobjective crashworthiness optimization of circular aluminum tubes, Thin-Walled Structures, 44 (2006) 301-308.
24. Langseth, M., Hopperstad, O.S. ve Berstad, T., Crashworthiness of aluminium extrusions: validation of numerical simulation, effect of mass ratio and impact velocity, International Journal of Impact Engineering, 22 (1999) 829-854.
25. Mamalis, A.G., Manolakos, D. E., Ioannidis, M. B., Chronopoulos, D. G. ve Kostazos, P. K., On the crashworthiness of composite rectangular thin-walled tubes internally reinforced with aluminium or polymeric foams: Experimental and numerical simulation, Composite Structures, 89 (2009) 416-423.
26. Arnold, B. ve Altenhof, W., Experimental observations on the crush characteristics of AA6061 T4 and T6 structural square tubes with and without circular discontinuities, International Journal of Crashworthiness, 9, 1 (2004) 73-87.
27. Lee, S., Hahn, C., Rhee, M. ve Oh, J., Effect of Triggering on the Energy Absorption Capacity of Axially Compressed Aluminum Tubes, Material Design, 20 (1999) 31-40.
28. Zhang, X. ve Zhang, H., Experimental and numerical investigation on crush resistance of polygonal and angle elements, Thin-Walled Structures, 57 (2012) 25-36.

29. Fan, Z., Lu, G. ve Liu, K., Quasi-static axial compression of thin-walled tubes with different cross-sectional shapes, Engineering Structures, 55 (2013) 80-89.
30. Hong, W., Jin, F., Zhou, J., Xia, Z., Xu, Y., Yang, L. ve Zheng, Q., Quasi-static axial compression of triangular steel tubes, Thin-Walled Structures, 62 (2013) 10-17.
31. Song, J. ve Guo, F., A comparative study on the windowed and multi-cell square tubes under axial and oblique loading, Thin-Walled Structures, 66 (2013) 9-14.
32. Alavi Nia A. ve Haddad Hamedani J. Comparative analysis of energy absorption and deformations of thin walled tubes with various section geometries, Thin-Walled Structures, 48 (2012) 946-54.
33. Guler MA, Cerit ME, Bayram B, vd. The effect of geometrical parameters on the energy absorption characteristics of thin-walled structures under axial impact loading. Int J Crashworthiness, 15, 4 (2010) 377–90.
34. Toksoy AK. ve Güden M. The strengthening effect of polystyrene foam filling in aluminum thin-walled cylindrical tubes, Thin-Walled Struct. 43,2 (2005) 333–50.
35. Zhang Y, Sun GY, Li GY, vd. Optimization of foam-filled bitubal structures for crashworthiness criteria, Mater Des. 38 (2012) 99–109
36. Hanssen, A.G., Langseth, M., Hopperstad, O.S., 1999. Static and dynamic crushing of circular aluminium extrusions with aluminium foam filler, International Journal of Impact Engineering, 24 (2000) 475-507.
37. Reid, S.R. ve Reddy, T.Y., Static and dynamic crushing of tapered sheet metal tubes of rectangular cross-section, International Journal of Mechanical Sciences, 28 (1986) 23-37.
38. Gupta, N.K., Easwara Prasad, G.L. ve Gupta, S.K., Plastic collapse of metallic conical frusta of large semi-apical angles, International Journal of Crashworthiness, 2 (1997) 349-366.
39. Hou, S., Han, X., Sun, G., Long, S., Li, W., Yang, X. ve Li, Q., Multiobjective optimization for tapered circular tubes, Thin-Walled Structures, 49 (2011) 855-863.
40. Ghamarian, A. ve Zarei, H., Crasworthiness investigation of conical and cylindrical end-capped tubes under quasi-static crash loading, International Journal of Crashworthiness, 17 (2012) 19-28.
41. Mirfendereski, L., Salimi, M. ve Ziaei-Rad, S., Parametric Study and Numerical Analysis of Empty and Foam-filled Thin-walled Tubes Under Static and Dynamic Loadings, International Journal of Mechanical Sciences, 50 (2008) 1042- 1057

42. Salehghaffari S, Tajdari M, Panahi M. ve Mokhtarnezhad F. Attempts to improve energy absorption characteristics of circular metal tubes subjected to axial loading, Thin-Walled Structures, 48,6 (2010) 379-90.
43. Ghamarian A, Zarei HR ve Abadi MT. Experimental and numerical crashworthiness investigation of empty and foam-filled end-capped conical tubes, Thin-Walled Structures, 49,10 (2011) 1312-9.
44. Graczykowski, C. ve Holnicki-Szulc, J. Optimization of dynamic properties of adaptive pressurized structures subjected to impact loads, In Proceeding of the 2nd ECCOMAS Thematic Conference on Smart Materials and Structures Haziran 2005, 18-21.
45. Zhang, X. W. ve Yu, T. X. Energy absorption of pressurized thin-walled circular tubes under axial crushing, International Journal Of Mechanical Sciences, 51(5), (2009). 335-349.
46. Hu, L. L., Zeng, Z. H. ve Yu, T. X. Axial crushing of pressurized cylindrical tubes, International Journal of Mechanical Sciences, 107 (2016) 126-135.
47. Hou, T., Pearce, G. M. K., Prusty, B. G., Kelly, D. W. ve Thomson, R. S. Pressurised composite tubes as variable load energy absorbers, Composite structures, 120 (2015) 346-357.
48. Gümrük, R., Şekil verme işleminin çarpma performansına etkilerinin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2006
49. Lu, G ve Yu, T. Energy absorbtion of structures and materials, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, UK, 2003.
50. Abramowicz, W. ve Jones, N. Dynamic axial crushing of circular tubes, Internatiaonal Journal of Impact Engineering, 2, 3 (1984) 263-281.
51. Yu, Q. ve Pan, T. Microstructural Modeling of Pitting Corrosion in Steels Using an Arbitrary Lagrangian–Eulerian Method, Metallurgical and Materials Transactions A, 48,5 (2017) 2618-2632.
52. Smith, C. ve Stojko, S. The application of fluid structure interaction techniques within finite element analyses of water-filled transport flasks, Packaging, Transport, Storage & Security of Radioactive Material, 15, 3-4 (2004) 231-238.
53. Gümrük, R. ve Karadeniz, S., The Influences of the Residual Forming Data on the Quasi-Static Axial Crash Response of a Top-Hat Section, Int. J. Mech. Sci., 51, 5 (2009) 350-362
54. Boldyrev, I. S., I. A. Shchurov ve A. V. Nikonov. "Numerical simulation of the aluminum 6061-T6 cutting and the effect of the constitutive material model and failure criteria on cutting forces' prediction, Procedia Engineering, 150 (2016) 866-870.

55. Tan, S.H., Tay, S.K., Poon, K.J., CHNG, D., Fluid-Structure Interaction involving Close-in Detonation Effects on Column using LBE MM-ALE Method, 2013 9th European LS-DYNA Conference
56. Day, J., Guidelines for ALE Modeling in LS-DYNA, 2009, LSTC Company



ÖZGEÇMİŞ

Hamdi KULEYİN 1992 yılında Trabzon'da doğdu. Orta öğrenimini Beşikdüzü İMKB Fen Lisesi'nde tamamladı. 2011 yılında girdiği Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden 2015 yılında mezun oldu. Aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 2015 yılında TAI-DKTM bünyesinde yürütülen DKTM 2015/03 Düşük Enerjili Çarpışma Altında Helikopter Palinin Aşınma Davranışının Deneysel ve Sayısal İncelenmesi projesinde bursiyer Makine Mühendisi olarak çalışmaya başladı. 2016 yılından itibaren Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Halen aynı görevine devam etmekte olup, İngilizce bilmektedir.