

**YENİ BİR BULAŞIK MAKİNESİ MEKANİK YAPI VE AMBALAJ  
MODÜLÜNÜN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE OPTİMİZASYONU**

**OĞUZHAN MÜLKOĞLU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OCAK 2016**

**ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

---

Prof. Dr. Osman EROĞUL  
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

---

Doç. Dr. Murat AKTAŞ  
Anabilim Dalı Başkanı

Oğuzhan MÜLKOĞLU tarafından hazırlanan “Yeni Bir Bulaşık Makinesi Mekanik Yapı ve Ambalaj Modülünün Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimizasyonu” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

---

Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER  
Tez Danışmanı

---

Doç. Dr. Erdem Acar  
İkinci Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan: Prof. Dr. Ömer KELEŞ

Üye : Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER

Üye : Prof. Dr. Sadettin ORHAN

Üye : Doç. Dr. Erdem ACAR

Üye : Doç. Dr. Teyfik DEMİR

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Oğuzhan MÜLKOĞLU

<b>Üniversitesi</b>	<b>: TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi</b>
<b>Enstitüsü</b>	<b>: Fen Bilimleri</b>
<b>Anabilim Dalı</b>	<b>: Makine Mühendisliği</b>
<b>Tez Danışmanı</b>	<b>: Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER</b>
<b>İkinci Tez Danışmanı</b>	<b>: Doç. Dr. Erdem ACAR</b>
<b>Tez Türü ve Tarihi</b>	<b>: Yüksek Lisans – Ocak 2016</b>

**Oğuzhan MÜLKOĞLU**

## **YENİ BİR BULAŞIK MAKİNESİ MEKANİK YAPI VE AMBALAJ MODÜLÜNÜN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE OPTİMİZASYONU**

### **ÖZET**

Bu çalışmada, yeniden tasarlanmış bulaşık makinesi mekanik yapısının düşürme testi simülasyonları, detaylı bir sonlu elemanlar (SE) modeli kullanılarak yapılmıştır. Nonlineer açık sonlu eleman kodu LS-DYNA ® düşürme testi simülasyonlarında kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli iki düşürme senaryosunun (taban ve yana doğru eğimli) testlerinin yapılmasıyla doğrulanmıştır. Ambalaj modülü malzeme modeli (EPS köpüğü) için doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. En iyi çarpışma performansını sağlayan tasarım değişkenlerinin bulunması için bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Geometrik parametrelerin ve malzeme özelliklerinin bazı parçaların (kademeli ayak ve alt köpük) ağırlıkları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Vekil model tabanlı optimizasyon yaklaşımı takip edilerek, her iki parçanın ağırlıklarının minimize edilmesi için en iyi kademeli ayak kalınlığı, alt köpük yoğunluğu ve alt köpüğün yüksekliğindeki artış miktarı bulunmuştur. İki farklı vekil model, polinom yanıt yüzey ve radyal tabanlı fonksiyon, bulaşık makinesi mekanik yapısı ve ambalaj modülünün düşürme performansında kritik rol oynayan kısıtların tahmin edilmesi için kullanılmıştır. Kademeli ayak kütesinin az miktarda, alt köpük kütesinin önemli bir derecede düşürülebildiği görülmüştür. Kademeli ayak kütesi ve alt köpük kütesinde sırasıyla % 5.95 ve % 24.8 kütle kazanımı elde edilmiştir. Son olarak, çok amaçlı optimizasyon çalışması, her iki parçanın ağırlıkları arasında bir ilişkinin tanımlandığı kompozit amaç fonksiyonunun minimize edilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Çok amaçlı optimizasyon için, kademeli ayak kütesi ve alt köpük kütesinde sırasıyla % 5.0 ve % 22.9 kütle kazanımı elde edilmiştir

**Anahtar Kelimeler:** Bulaşık makinesi, Mekanik yapı, Ambalaj modülü, Düşürme testi simülasyonu, Sonlu elemanlar analizi, Ls-Dyna, Vekil modeller, Çok amaçlı optimizasyon

**University** : TOBB University of Economics and Technology  
**Institute** : Institute of Natural and Applied Sciences  
**Science Programme** : Mechanical Engineering  
**Supervisor** : Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER  
**Co-supervisor** : Assoc. Prof. Dr. Erdem ACAR  
**Degree Awarded and Date** : M.Sc. – January 2016

**Oğuzhan MÜLKOĞLU**

**OPTIMIZATION OF THE MECHANICAL STRUCTURE OF A  
DISHWASHER AND ITS PACKAGING MODULE USING FINITE  
ELEMENT METHOD**

**ABSTRACT**

In this study, drop test simulation of the mechanical structure of a redesigned dishwasher is accomplished using a detailed finite element (FE) model. The nonlinear explicit finite element code LS-DYNA® is used for the drop impact simulations. The finite element model is validated by conducting real tests for two drop scenarios (vertical and inclined to the side). Validation of the packaging module material model (EPS foam) is conducted. An optimization study is performed in order to find the values of design variables for optimum crash performance. The effects of geometrical parameters and material properties on the weights of certain components (dogleg plate and bottom foam) are investigated. Surrogate-based optimization approach is followed to find optimum values of the dogleg plate thickness, the bottom foam density and increment in the bottom foam height to minimize the weights of both components. Two different surrogate models, namely polynomial response surfaces and radial basis functions, are used to predict optimization problem constraints that have crucial role on the crash performance of the dishwasher mechanical structure and the packaging module. It is observed that the dogleg plate mass can be slightly reduced and the bottom foam mass can be significantly reduced. The weight of the dogleg plate and the bottom foam can be lowered as much as 5.95% and 24.8% respectively. Finally, multi-objective optimization is performed by minimizing a composite objective function that provides a compromise between the weights of both components. For multi-objective optimization the weight reduction of 5.0% and 22.9% can be obtained for the dogleg plate and the bottom foam respectively.

**Keywords:** Dishwasher, Mechanical structure, Packaging module, Drop test simulation, Finite element analysis, Ls-Dyna, Surrogate models, Multi-objective optimization

## TEŞEKKÜR

Kendisiyle çalışmaktan her zaman keyif aldığım, bu tezin ortaya çıkarılmasında yol gösteren ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Mehmet Ali Güler'e göstermiş olduğu sabır ve desteği için teşekkür ederim. Ayrıca katkılarından ötürü ikinci tez danışmanım değerli hocam Doç. Dr. Erdem Acar'a da teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca tecrübeleri ve fikirleriyle her zaman yol gösteren değerli hocam Doç. Dr. Teyfik Demir başta olmak üzere TOBB ETÜ Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine teşekkürlerimi sunarım.

Tez jüri başkanı Sayın Prof. Dr. Ömer Keleş ve tez jüri üyesi Sayın Prof. Dr. Sadettin Orhan'a göstermiş oldukları ilgiden ve katkılarından ötürü teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarımı 5130016 kodlu TÜBİTAK 1505 Projesi kapsamında maddi olarak destekleyen Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na, çalışmanın tasarımlarını ve deneysel verilerini sağlayan ARÇELİK A.Ş.'ye ve çalışanlarına ve sağladığı burs ve imkânlar için TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

Ayrıca proje çalışmalarımın her aşamasında beraber çalıştığım, fikir alışverişinde bulunduğum ve çalışmalarıyla bana desteğini eksik etmeyen proje arkadaşım Hasan Demirbağ'a, çalışmalarımda beni her an destekleyen değerli arkadaşım Ahmet Taştan'a, yüksek lisans eğitimim boyunca yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen arkadaşlarım Tezcan Kahraman, Ömer Faruk Yalım, Serhan Dönmez ve Şener Kılıç'a, tüm hayatım boyunca eskimeyen kadim dostum Muaz Özcan'a en içten teşekkürlerimi sunuyorum.

Son olarak aileme, tüm hayatım boyunca bana verdikleri destek, gösterdikleri anlayış ve sevgiden ötürü sonsuz teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
KISALTMALAR .....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xvi
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Literatür Taraması.....	4
1.2.1. Düşürme testi ile ilgili çalışmalar .....	4
1.2.2. Köpük malzeme modeli ile ilgili çalışmalar .....	11
1.2.3. Vekil modeller ile ilgili çalışmalar.....	15
2. LS-DYNA İLE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ.....	18
2.1. Ls-Dyna Temel Çalışma Prensipleri .....	18
2.1.1. Birim sistemi .....	18
2.1.2. Zaman integrasyonu .....	18
2.1.3. Zaman adımı büyüklüğü .....	21

2.1.4.	Elemanlar .....	24
2.1.5.	Enerji verisi .....	30
2.2.	Ls-Dyna Düşürme Testi Anahtar Kelimeleri .....	31
2.2.1.	Veri tabanı tanımı.....	31
2.2.2.	Parça tanımlamaları.....	32
2.2.3.	Kesit tanımlamaları .....	33
2.2.4.	Malzeme Tanımlamaları .....	34
2.2.5.	Temas tanımlamaları.....	39
2.2.6.	İlk hız ve yerçekimi kuvveti tanımlamaları .....	43
3.	KÖPÜK MALZEME MODELİ OLUŞTURULMASI.....	45
3.1.	Köpük Malzeme Özellikleri.....	45
3.2.	Köpük Sayısal Modeli ve Test ile Doğrulama .....	46
4.	BULAŞIK MAKİNESİ DÜŞÜRME TESTİ VE ANALİZLERİ .....	54
4.1.	Deneysel Çalışma.....	54
4.1.1.	Test düzeneği .....	54
4.1.2.	Testlerin yapılışı.....	55
4.2.	Bulaşık Makinesi Düşürme Testi Sayısal Modeli.....	56
4.3.	Sayısal Modelin Test ile Doğrulanması .....	59
4.3.1.	Taban düşürme sonuçları .....	60
4.3.2.	Eğimli düşürme sonuçları .....	62



4.4. Kritik Düşme Durumunun Belirlenmesi .....	64
5. BULAŞIK MAKİNESİ VEKİL MODEL TABANLI OPTİMİZASYONU .....	67
5.1. Deney Tasarımı Oluşturulması .....	68
5.1.1. Latin hiperküp örneklemeesi.....	69
5.2. Vekil Modeller .....	69
5.2.1. Polinom yanıt yüzey (PYY).....	70
5.2.2. Radyal tabanlı fonksiyonlar (RTF) .....	70
5.3. Vekil Modellerin Doğruluğunun Belirlenmesi .....	72
5.4. Bulaşık Makinesinin Vekil Modeller ile Optimizasyonu ve Sayısal Model ile Validasyonu .....	73
5.4.1. Problem tanımı.....	75
5.4.2. Vekil model yanıtlarının grafiksel gösterimi .....	78
5.4.3. Vekil modellerin doğruluğu .....	83
5.4.4. Optimizasyon sonuçları ve sayısal model ile validasyon.....	84
6. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR.....	91
KAYNAKLAR .....	93
ÖZGEÇMİŞ .....	97

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge		Sayfa
Çizelge 2.1.	Ls-Dyna’da kullanılabilir uyumlu birim sistemi örnekleri. ....	18
Çizelge 2.2.	Ls-Dyna’da kullanılabilir veri tabanı tanımlamaları. ....	31
Çizelge 3.1.	EPS köpük malzeme modeli parametreleri.....	53
Çizelge 5.1.	Tasarım değişkenleri ve kısıtların mevcut değerleri.....	77
Çizelge 5.2.	Vekil modellerin örnekleme noktalarındaki doğruluk dereceleri.....	83
Çizelge 5.3.	Vekil modellerin çapraz doğrulama hata ölçütüyle doğruluk dereceleri.....	84
Çizelge 5.4.	Tek amaçlı fonksiyonlar için optimizasyon sonuçları. ....	85
Çizelge 5.5.	Tek amaçlı durumlarda optimum tasarım değişkenleri için kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı, $u_y$ ve yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı, $v_y$ .....	86
Çizelge 5.6.	Tek amaçlı durumlarda optimum tasarım değişkenleri için alt köpükteki enerji emilimi, $E$ ve etkin gerinim, $\varepsilon$ .....	87
Çizelge 5.7.	Çok amaçlı fonksiyon için optimizasyon sonuçları.....	88
Çizelge 5.8.	Çok amaçlı fonksiyonda optimum tasarım değişkenleri için kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı, $u_y$ ve yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı, $v_y$ .....	89
Çizelge 5.9.	Çok amaçlı fonksiyonda optimum tasarım değişkenleri için alt köpükteki enerji emilimi, $E$ ve etkin gerinim, $\varepsilon$ .....	89

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 1.1.	Yeni mekanik yapıya geçiş konsepti. ....	2
Şekil 1.2.	Arçelik A.Ş. Ar-Ge bünyesindeki bazı test düzenekleri: (a) Eğik çarpma testi, (b) Serbest düşürme testi, (c) Sıkıştırma testi. ....	3
Şekil 1.3.	Düşme sonrası alt köpükteki deformasyon karşılaştırılması: (a) simülasyon (etkin gerinim sonuçları) (b) test [5]. ....	5
Şekil 1.4.	Düşme sonrası televizyon çerçevesindeki deformasyon karşılaştırılması: (a) simülasyon (gerilme sonuçları), (b) test [6]. ....	5
Şekil 1.5.	Düşme sonrası buzdolabı arka ayaklar ve yan duvardaki deformasyonların karşılaştırılması: (a) test, (b) simülasyon [7]. ....	6
Şekil 1.6.	Cep telefonu düşürme sonrası deformasyon durumlarının karşılaştırılması: (a) test, (b) simülasyon [12]. ....	8
Şekil 1.7.	ATR 42 uçağının yapısal deformasyon durumları [13]. ....	9
Şekil 1.8.	Düşme sonrası yakıt takımında deformasyon durumları: (a) test, (b) simülasyon [15]. ....	10
Şekil 1.9.	EPS köpüklerinin gerinim hızına bağlı mekanik özellikleri [17]. ....	12
Şekil 1.10.	EPS köpüğü için malzeme eğrileri: (a) orjinal eğri (b) genişletilmiş eğri [20]. ....	13
Şekil 1.11.	Katı eleman formülasyonu karşılaştırması (a) sabit gerilme, (b) tam integrasyonlu katı eleman [21]. ....	14
Şekil 2.1.	Merkezi farklar yönteminin grafiksel olarak gösterimi [32]. ....	20
Şekil 2.2.	İntegrasyon noktası sayısı ile gerilme durumunun şematik ifadesi .....	25
Şekil 2.3.	Kum saati durumu örnekleri ( <i>Kesikli çizgiler deformasyon sonrası eleman şeklini belirtmektedir.</i> ) [32]. ....	26

Şekil 2.4.	20 düğümlü katı elemanın her bir elemanda 6 serbestlik derecesine sahip 8 düğümlü katı elemana dönüştürülmesi [32].	27
Şekil 2.5.	Yunus ve arkadaşlarında gösterilen tipik bir eleman kenarı [35].	28
Şekil 2.6.	*PART anahtar kelimesi.	32
Şekil 2.7.	*PART_INERTIA anahtar kelimesi.	33
Şekil 2.8.	*SECTION_SHELL anahtar kelimesi.	33
Şekil 2.9.	*SECTION_SOLID anahtar kelimesi.	34
Şekil 2.10.	*MAT_24 anahtar kelimesi.	35
Şekil 2.11.	Çelik için gerçek gerilme-gerinim eğrisi.	36
Şekil 2.12.	*MAT_124 anahtar kelimesi.	37
Şekil 2.13.	Polipropilen için çekme durumunda akma gerilmesi-plastik gerinim eğrisi.	37
Şekil 2.14.	Polipropilen için basma durumunda akma gerilmesi-plastik gerinim eğrisi.	38
Şekil 2.15.	*MAT_20 anahtar kelimesi.	39
Şekil 2.16.	*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE anahtar kelimesi.	40
Şekil 2.17.	*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE anahtar kelimesi.	41
Şekil 2.18.	*CONTACT_TIED_NODES_TO_SURFACE anahtar kelimesi.	42
Şekil 2.19.	*CONTACT_INTERIOR anahtar kelimesi.	42
Şekil 2.20.	*INITIAL_VELOCITY anahtar kelimesi.	43
Şekil 2.21.	*LOAD_BODY_Z anahtar kelimesi.	44
Şekil 3.1.	Köpük malzemelerin genel deformasyon bölgeleri.	46

Şekil 3.2.	*MAT_63 malzeme modeli için yükleme eğrisi. ....	47
Şekil 3.3.	*MAT_63 anahtar kelimesi. ....	47
Şekil 3.4.	EPS köpüğünün sanki-statik sıkıştırma testi [20]. ....	48
Şekil 3.5.	EPS köpük malzemesi için gerilme-gerinim eğrisi. ....	49
Şekil 3.6.	EPS köpük malzemesi için genişletilmiş gerilme-gerinim eğrisi. ....	50
Şekil 3.7.	EPS köpüğü basma testi düzeneği. ....	50
Şekil 3.8.	EPS köpüğü basma testi sonlu eleman modeli. ....	51
Şekil 3.9.	EPS köpüğü basma testi sonlu elemanlar analizi sonuçları (yer değiştirme görseli, mm). ....	52
Şekil 3.10.	Kuvvet-yer değiştirme eğrisi. ....	52
Şekil 4.1.	Düşürme test düzeneği. ....	54
Şekil 4.2.	Düşürme şekilleri; (a) taban düşürme, (b) 10° eğimli düşürme. ....	55
Şekil 4.3.	Düşürme testinin yapılışı. ....	56
Şekil 4.4.	Bulaşık makinesi sonlu elemanlar modeli. ....	57
Şekil 4.5.	Taban düşürme sayısal modeli. ....	59
Şekil 4.6.	10° eğimli düşürme sayısal modeli. ....	60
Şekil 4.7.	Taban düşürme test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması (etkin gerilme (MPa) sonuçları). ....	61
Şekil 4.8.	Taban düşürme sonrası alt köpükte oluşan son deformasyon durumu karşılaştırması: (a) test (b) simülasyon (etkin gerilme (MPa) sonuçları). ....	62
Şekil 4.9.	Eğimli düşürme test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması (etkin gerilme (MPa) sonuçları). ....	63

Şekil 4.10.	Eğimli düşürme sonrası alt köpükte oluşan son deformasyon durumu karşılaştırması: (a) test (b) simülasyon (etkin gerilme (MPa) sonuçları).....	64
Şekil 4.11.	Yan duvardaki maksimum yer değiştirme karşılaştırması: (a) taban düşürme (b) eğimli düşürme (yer değiştirme (mm) sonuçları). ....	65
Şekil 4.12.	Alt köpükteki etkin gerinim karşılaştırması: (a) taban düşürme (b) eğimli düşürme. ....	66
Şekil 5.1.	İki tasarım değişkeni ve sekiz tasarım noktası için Latin hiperküp örnekleme [26].....	69
Şekil 5.2.	Vekil model tabanlı optimizasyon çerçevesi.....	75
Şekil 5.3.	Alt köpük yüksekliğindeki artış miktarı, $h$ .....	76
Şekil 5.4.	Bulaşık makinesi mekanik yapısı ve ambalaj modülü: kademeli ayak (pid=10) ve alt köpük (pid=28).....	76
Şekil 5.5.	Düşme anında kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı.....	77
Şekil 5.6.	Kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarının vekil modeller ile gösterimi: (a)-(c) PYY ve (d)-(f) RTF .....	79
Şekil 5.7.	Yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarının vekil modeller ile gösterimi: (a)-(c) PYY ve (d)-(f) RTF .....	80
Şekil 5.8.	Alt köpükteki enerji emiliminin vekil modeller ile gösterimi: (a)-(c) PYY ve (d)-(f) RTF.....	81
Şekil 5.9.	Alt köpükteki etkin gerinimin vekil modeller ile gösterimi: (a)-(c) PYY ve (d)-(f) RTF.....	82
Şekil 5.10.	Çok amaçlı fonksiyon için Pareto optimal sınırı. ....	90

## KISALTMALAR

<b>Kisaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<b>DoE</b>	Deneysel Tasarım
<b>EPS</b>	Genleştirilmiş polisitren
<b>GMSE</b>	Çapraz doğrulama hatası
<b>NGMSE</b>	Normalize edilmiş çapraz doğrulama hatası
<b>NRMSE</b>	Normalize edilmiş hata karelerinin ortalamasının karekökü
<b>POS</b>	Pareto optimum sınırı
<b>PYY</b>	Polinom yanıt yüzey
<b>RMSE</b>	Hata karelerinin ortalamasının karekökü
<b>RTF</b>	Radyal tabanlı fonksiyonlar
<b>SE</b>	Sonlu elemanlar

## SEMBOL LİSTESİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$A_s$	Kabuk eleman yüzey alanı
$c$	Ses hızı
<b>C</b>	Sönümlenme matrisi
$h$	Alt köpük yüksekliğindeki artış miktarı
$e_{ratio}$	Enerji oranı
$E$	Alt köpükteki enerji emilimi
$E_{damp}$	Sönümlenme enerjisi
$E_{hg}$	Hourglass enerjisi
$E_{int}$	İç enerji
$E_{int}^0$	Başlangıç iç enerjisi
$E_{kin}$	Kinetik enerji
$E_{kin}^0$	Başlangıç kinetik enerjisi
$E_{rw}$	Rijit durvar enerjisi
$E_{si}$	Arayüz kayma enerjisi
<b>K</b>	Sistem katılık matrisi
$L_s$	Sonlu eleman karakteristik uzunluğu
<b>M</b>	Kütle matrisi
$N$	Örnekleme noktası sayısı
$P_n$	Dış yükleme matrisi
$t$	Kademeli ayak kalınlığı
$w$	Ağırlık katsayısı
$W_d$	Kademeli ayak kütlesi
$W_b$	Alt köpük kütlesi
$u_y$	Kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı
$v_y$	Yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı
$\Delta t$	Zaman adımı büyüklüğü
$\Delta t_e$	Eleman için zaman adımı büyüklüğü



$\alpha$	Zaman adımı çarpanı
$\rho$	Alt köpük yoğunluğu
$\varepsilon$	Alt köpükteki etkin gerinim



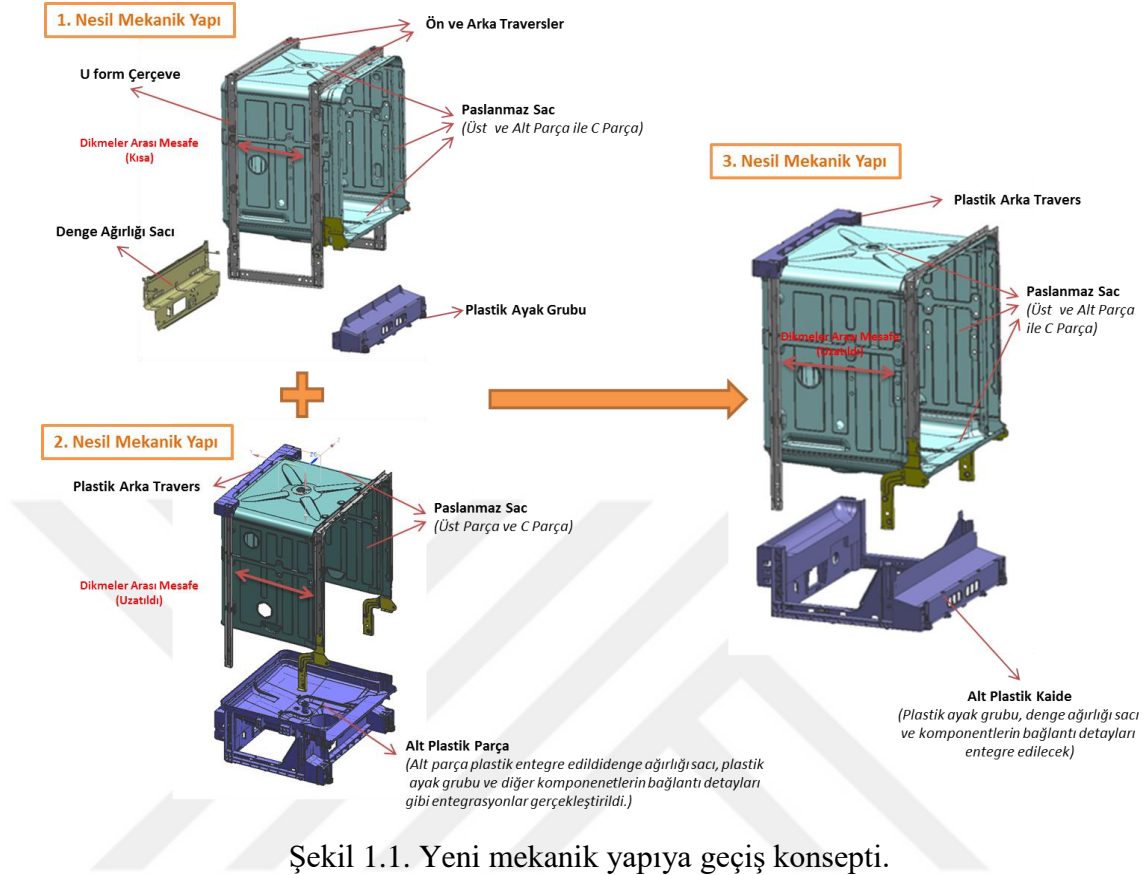
## 1. GİRİŞ

### 1.1. Giriş

Bulaşık makinesi üreticilerinin son yıllarda mekanik yapılarında hem algısal kaliteyi arttırmak hem de daha sağlam bir yapı elde etmek için alt kaide olarak isimlendirilen ve bulaşık makinesinin iç mekanik yapısının yerleştirildiği, plastik bir parça kullanımına başladıkları görülmüştür. Bu şekilde müşteri ihtiyaçlarını sağlayabildikleri gibi, bu yeni parça tasarımında bir çok optimizasyon ve maliyet iyileştirmelerini elde ettikleri ve bunları alınan uluslar arası patentler ile korudukları görülmüştür. Öte yandan, yapılan pazar araştırmalarında bulaşık makinesi kullanıcıları için kalite beklentileri ön kapı grubunun görünümü ve işlevselliği olduğu görülmüştür. Kullanıcılar dekoratif kapı grubunun açıldığında her konumda durmasını ve ağırlığının minimum düzeyde olmasını beklemektedirler.

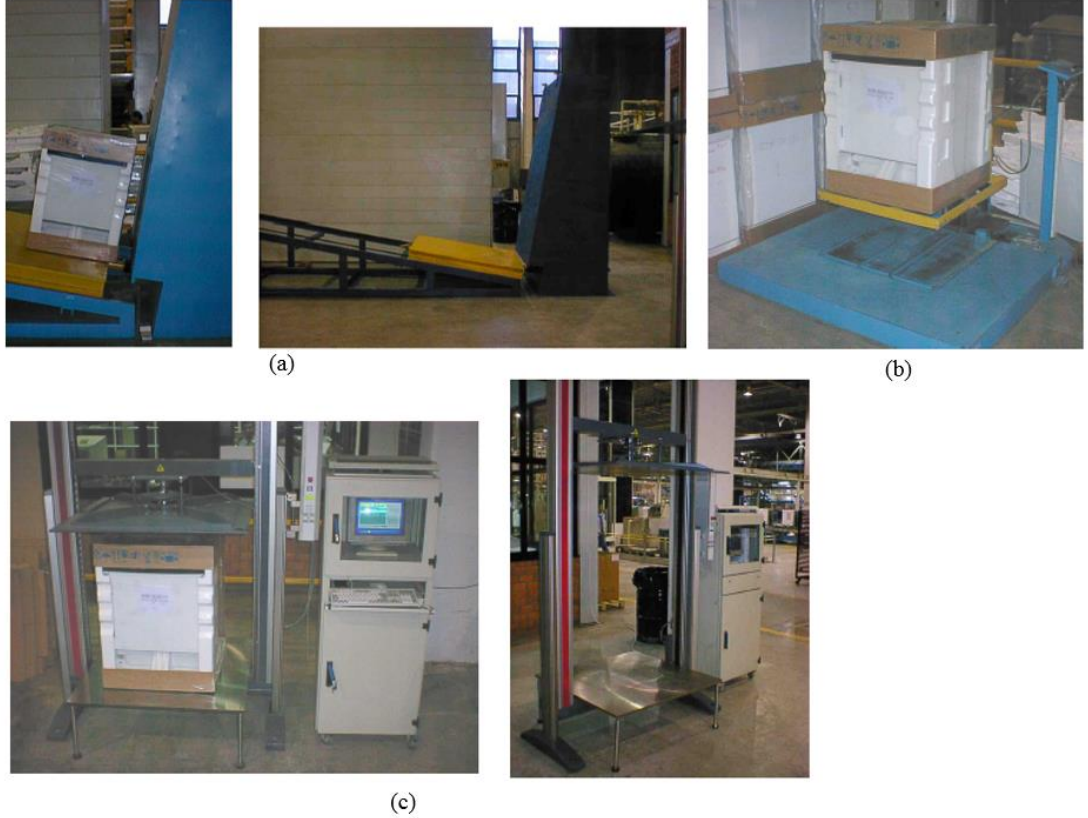
Algısal kalite isteklerinin sağlanabilmesi ve daha sağlam yapının elde edilmesi için mekanik yapının yeniden tasarlanması gerekmiştir. Arçelik A.Ş. mühendisleri kendi tasarım ve mühendislikleri olan iki mevcut tasarımdan melez bir yapı elde etmişlerdir (bkz. Şekil 1.1). Buna göre elde edilen yeni tasarımda plastik alt kaide kullanımına başlanmış, dikmeler arası mesafenin artırılmasıyla makinenin dengesinin ve sağlamlığının geliştirilmesi hedeflenmiştir.

Arçelik A.Ş. Bulaşık Makinesi Ar-Ge'si ürünlerinin müşteri memnuniyetini arttırmak ve nakliye esnasında ve kullanımda hasarlanmaması için kendi ambalaj test talimatını oluşturmuştur. Bu talimatta, nihai ürünün ambalajlandıktan sonra hem depolardaki ihtiyaçlar, yanal klamp ve üst üste istif gibi, hem de kuruluma kadar geçen sürede meydana gelebilecek dikey düşürme, yanal düşürme, köşe düşürme gibi testleri içeren Ar-Ge ve kalite güvence deneyimleri yer almaktadır. Bulaşık Makinesi Ar-Ge'si makinenin mekanik yapısıyla ilgili tüm değişiklikler için bu testleri gerçekleştirmekte ve sonuçlara göre onayını kalite güvenceye sunmaktadır.



Bununla birlikte bu tip testlerin yapılması hurda makine ve adam-saat maliyetlerini oldukça artırmaktadır. Ayrıca testlerin yapılması ve test sonuçlarına göre tasarımların değiştirilmesi oldukça vakit almakta ve üretim sürecini uzatmaktadır. Testlerin sonuçlarının sadece son deformasyon durumuna göre değerlendirilmesi; örneğin düşürme testlerinde, çarpma anı ve devamında makinenin iç yapısında meydana gelen değişikliklerin gözlemlenememesi bir diğer problem olarak ortaya çıkmaktadır. Bu tip problemlerin üstesinden gelebilmek için sonlu elemanlar simülasyonlarına tasarım sürecinde ihtiyaç duyulmaktadır. Bu simülasyonlarla, testlerin gerçekleşme anının her bir zaman adımında değerlendirilebiliyor olması, test anındaki durumun incelenmesine olanak sağlarken, son deformasyon durumları birçok mekanik özellik açısından değerlendirilebilmektedir. Ayrıca oluşturulacak sonlu elemanlar modeli sonraki çalışmalar ve değişiklikler için kullanılabilir.

Arçelik A.Ş. Bulaşık Makinesi Ar-Ge'si bünyesinde birçok kalite güvence testi gerçekleştirilmektedir. Bu testlerden bazıları Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Bu testlerin yapılmasındaki temel amaç, bulaşık makinesinin üretim aşamasından müşteriye teslimatına kadar olan süreçteki, darbe ve sarsıntılar sonucu maruz kalacağı deformasyonların önceden öngörülebilmesidir. Bu testlerden en önemlisi hem depolama esnasında, hem de ürünün taşınma esnasında karşılaşılabilecek düşürme testleridir. Bu testlerde oluşabilecek farklı düşürme durumları, taban düşürme, eğimli düşürme, köşe düşürme gibi, ele alınmalı ve farklı düşürme senaryoları düşünülmelidir. Bu tez kapsamında taban ve eğimli düşürme testleri ele alınmış ve uygun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.



Şekil 1.2. Arçelik A.Ş. Ar-Ge bünyesindeki bazı test düzenekleri: (a) Eğik çarpma testi, (b) Serbest düşürme testi, (c) Sıkıştırma testi.

Bu çalışmanın üç temel amacı bulunmaktadır: (1) Yeni nesil mekanik yapının düşürme testleri için sonlu elemanlar modelinin oluşturulması (2) Ambalaj modülünün temel parçası olan köpük için malzeme modelinin oluşturulması. (3) Testler ile doğrulanmış simülasyonlardan elde edilen kritik noktaların tespiti ve buna göre optimum tasarım geliştirilmesi. Bir sonraki bölümde bu üç amacı kapsayan literatür taramasına yer verilecektir.

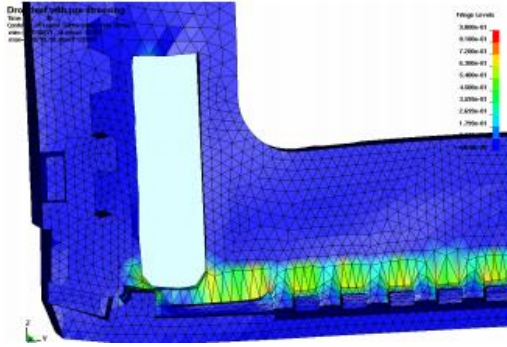
## **1.2. Literatür Taraması**

### **1.2.1. Düşürme testi ile ilgili çalışmalar**

Beyaz eşyalar için geliştirilmiş belirli bir serbest düşürme ya da ambalajlama standardı bulunmamaktadır. Her üretici kendi deneyim ve saha verilerinden yola çıkarak, kendi standartlarını oluşturmaktadır. Öte yandan, askeri standartların [1,2] dışında, düşürme testleri için geliştirilen ilk metodoloji, JEDEC [3] standartlarıdır. Taşınabilir elektronik cihazlar için geliştirilen bu standartlar, daha çok mikro elektronik kartlarda kullanılmaktadır.

Ürün düzeyinde düşürme testleri için geliştirilmiş standartlar olmamasından dolayı farklı düşürme senaryoları ele alınmalıdır. Babu ve Biswas [4], radyoaktif atıkların taşıma tankı için yaptıkları çalışmada kenar düşürme, köşe düşürme ve taban düşürme gibi çeşitli düşürme durumlarını ele almışlardır. Çalışmalarında düşürme durumlarının sonuçlarını karşılaştırarak kritik düşürme durumunu tespit etmişlerdir.

Neumayer ve arkadaşları [5], fırın ve ambalaj modülü için düşürme simülasyonlarını gerçekleştirmişler ve gerçek testler ile doğrulama çalışması gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon sonuçlarını fırın yan duvarı ve alt köpük parçasındaki von Mises gerilmeleriyle kontrol etmişler, plastik gerinim sonuçlarını gerçek testler ile Şekil 1.3'de görüldüğü üzere karşılaştırmışlardır. Bununla birlikte yan duvardaki maksimum yer değiştirmeleri belirli bölgeler için kontrol etmişler ve simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlarla örtüşüğünü gözlemlemişlerdir.



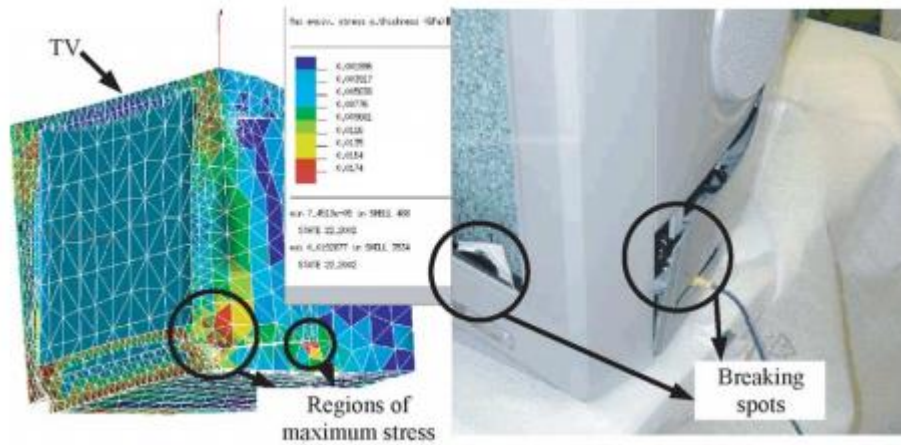
(a)



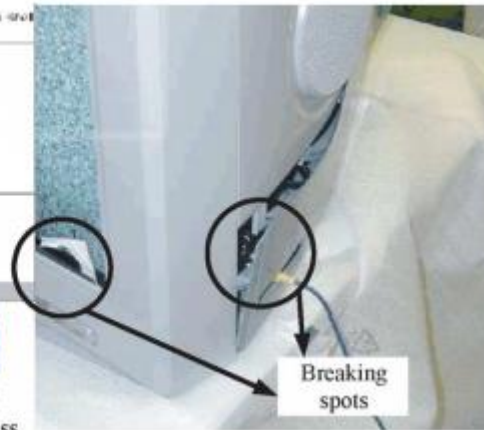
(b)

Şekil 1.3. Düşürme sonrası alt köpükteki deformasyon karşılaştırılması: (a) simülasyon (etkin gerinim sonuçları) (b) test [5].

Low ve arkadaşları [6], televizyon ve ambalaj modülü için farklı düşürme durumlarını ele almışlardır. Oluşturdukları televizyon sonlu elemanlar modelini ön, arka, yan ve tabanı üzerine olmak üzere dört farklı düşürme durumu için incelemiştir. 29'' boyutlarındaki bu televizyon modelinde, 0.5 m yükseklikten ambalaj köpükleriyle beraber düşürülmesiyle oluşan deformasyonların yapılan gerçek testler ile uyumlu olduğunu görmüşlerdir (bkz. Şekil 1.4).



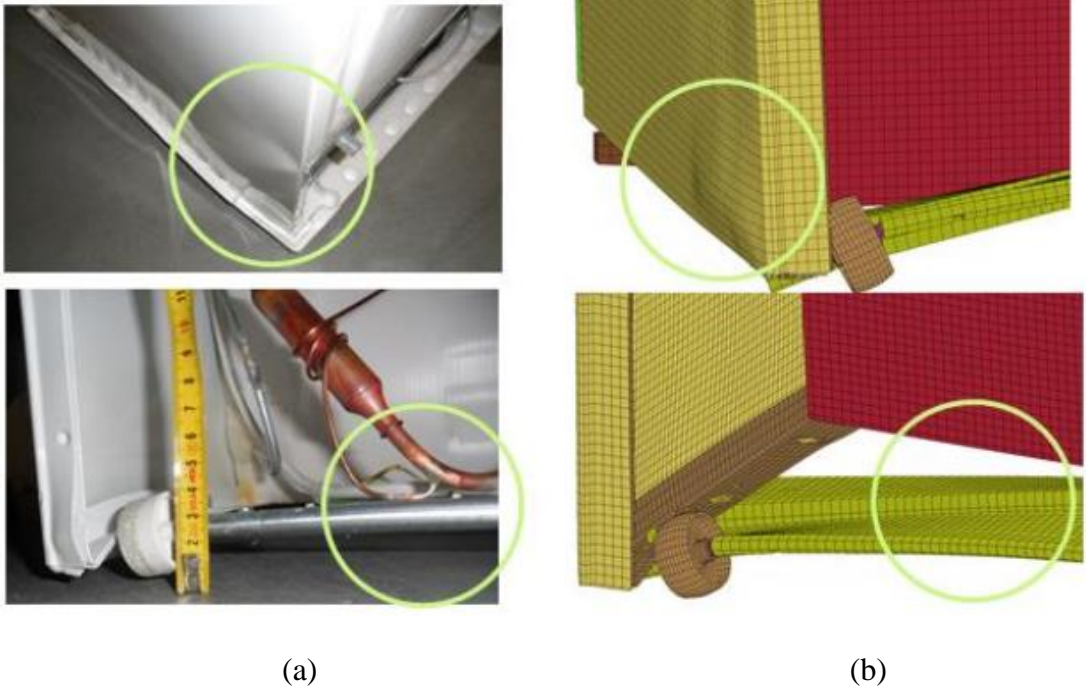
(a)



(b)

Şekil 1.4. Düşürme sonrası televizyon çerçevesindeki deformasyon karşılaştırılması: (a) simülasyon (gerilme sonuçları), (b) test [6].

Beyaz eşyalar için gerçekleştirilen düşürme testi çalışmalarından bir diğeri Blanco ve arkadaşları [7] tarafından buzdolabı için yapılmıştır. Bu çalışmalarında, 250 mm yüksekliğinden 10° eğimle serbest bırakılan buzdolabı ve ambalaj modülü için sonlu elemanlar modelini oluşturmuşlardır. Simülasyonların gerçek test ile doğrulamalarını gerçekleştirdikleri çalışmalarında deformasyonların alt köpük tasarımından kaynaklandığını gözlemlemişlerdir. Bu bağlamda alt köpük tasarımında optimizasyon çalışması gerçekleştirmişler ve Şekil 1.5’de görülen deformasyonların önüne geçmişlerdir. Burada bu tez kapsamında gerçekleştirilen düşürme durumlarından olan 10° eğimli düşürmenin incelenmesi ve buzdolabı yan duvarlarında deformasyonların görülmesi önemli bir husustur.



Şekil 1.5. Düşürme sonrası buzdolabı arka ayaklar ve yan duvardaki deformasyonların karşılaştırılması: (a) test, (b) simülasyon [7].

Wang ve arkadaşları [8], elektronik cihazlar için gerçekleştirilen düşürme simülasyonlarının güvenilirliklerini örnek düşürme problemleri ele alarak incelemişlerdir. Bu bağlamda köpük ambalaj modülüne sahip televizyon, alüminyum gövdesine sahip bir elektronik cihaz ve montaj cihazını ele almışlardır.



Çalışmalarında, özellikle düşürme simülasyonlarında karşılaşılan en temel problemlerden olan uzun analiz sürelerinin azaltılması için önemli yöntemler sunulmuştur. Bu yöntemlerden bazıları minimum zaman adımı seçeneği ve kütle ölçeklemesidir. Çalışmalarının sonunda sonlu elemanlar yönteminin elektronik cihazların düşürme testlerini modellemede güvenilir sonuçlar verdiğini tespit eden Wang ve arkadaşları, etkili modelleme adına sundukları yöntemler itibariyle literatürde önemli bir yere sahiptir.

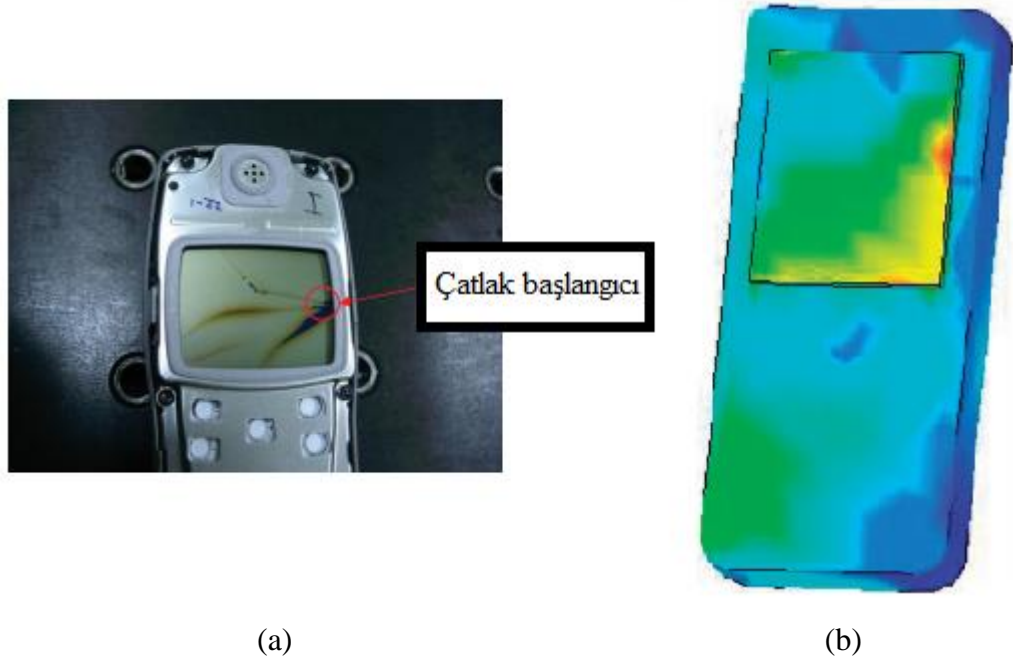
Wang ve arkadaşları [9], düşürme testlerinin 3C (Computer, Communication, Consumer) ürünleri olarak betimledikleri bilgisayar, iletişim ve tüketici ürünleri için vazgeçilmez bir ürün değerlendirme yöntemi olduğunu belirtmişlerdir. Cep telefonu düşürme testini durum çalışması olarak ele almışlar ve 100 mm yüksekliğinden farklı açılarda düşürme simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmaların sonucunda düşürme açısındaki düşük değişimlerin ( $\pm 5^\circ$ ), düşürme sonunda oluşan maksimum gerilmelerde yüksek değişimlerle (% 36) sonuçlanabileceğini, bundan dolayı düşürme açısının belirlenmesinde uygun seçimlerin yapılması gerektiğini vurgulamışlardır.

Liu ve Li [10], yeni bir cep telefonu tasarımı için düşürme simülasyonlarını farklı düşürme senaryoları için gerçekleştirmişlerdir. 1 m yüksekliğinden gerçekleştirilen düşürme simülasyonlarında özellikle düşürme anında enerji emilimini arttırmak için ekran ve kameraya monte edilen parçaların performanslarını incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda enerji emilimini artırması beklenen parçanın, gerilmelerin artmasına sebebiyet verdiğini gözlemlemişlerdir.

Wu ve arkadaşları [11], telsiz ve cep telefonu gibi çeşitli iletişim cihazlarının düşürme simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında özellikle simülasyonların dayandığı temel hesaplama yöntemlerini karşılaştırmışlardır. Açık ve kapalı çözüm yöntemlerini özet olarak aktardıkları çalışmalarında düşürme simülasyonları için en uygun hesaplama yönteminin açık çözüm ile mümkün olduğunu belirtmişlerdir.




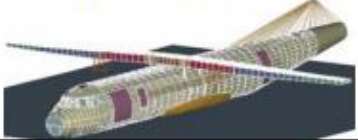

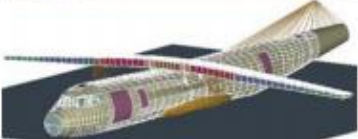

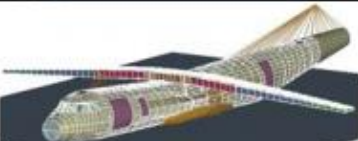

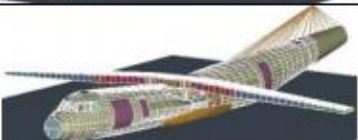


Cep telefonlarının düşürme testleri ve simülasyonları için bir diğer çalışma Hwan ve arkadaşları [12] tarafından yapılmıştır. Diğer çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada Taguchi metodu kullanılarak az sayıda test ile optimum tasarım elde edilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca gerçekleştirdikleri simülasyonlarda yüksek gerilmelerin görüldüğü bölgelerde akma gerilmesinin geçilmemesine karşın gerçek test sonuçlarında bu bölgelerde çatlakların oluştuğunu gözlemlemişlerdir (bkz. Şekil 1.6). Bu çalışma, tez kapsamında gerçekleştirilen düşürme simülasyonları sonuçlarında yüksek gerilme bölgelerinin, gerçek testlerle farklılık gösterebildiğini göstermektedir.



Şekil 1.6. Cep telefonu düşürme sonrası deformasyon durumlarının karşılaştırılması:  
(a) test, (b) simülasyon [12].

Düşürme testleri, sıklıkla uygulandığı elektronik ürünlerin dışında uçaklar, yakıt takımları gibi farklı alanlarda da uygulanmaktadır. Jackson ve Fasanella [13], bölgesel nakliye uçağı ATR 42 modelinin düşürme testleri için sayısal model

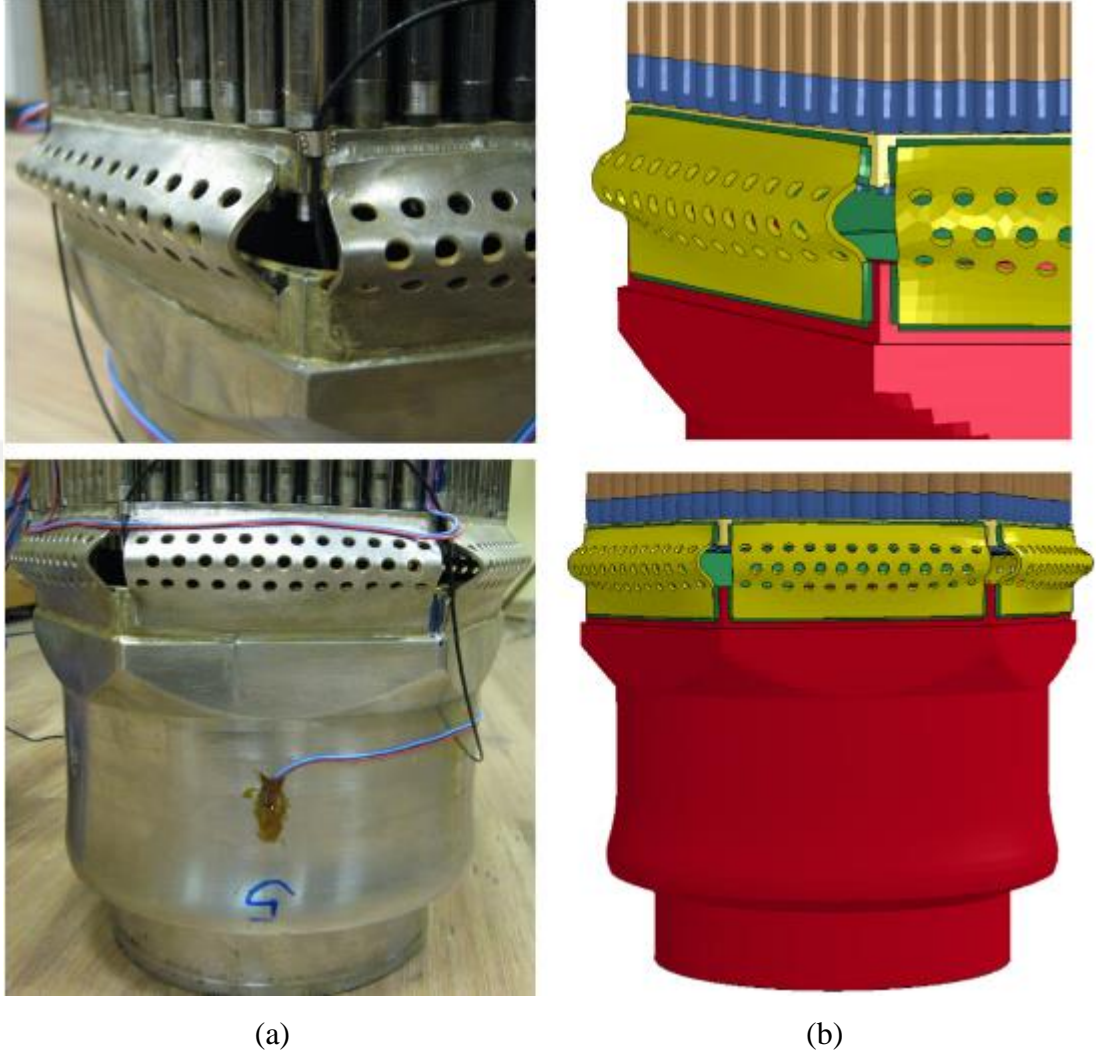
geliştirmişler ve testler ile bu modelin doğrulamasını gerçekleştirmişlerdir (bkz. Şekil 1.7).

Zaman (s)	Deneysel Çalışma	Ls-Dyna Simülasyonu
0.05		
0.10		
0.15		
0.20		
0.25		

Şekil 1.7. ATR 42 uçağının yapısal deformasyon durumları [13].

Jackson ve Fasanella [14], yaptıkları diğer bir çalışmada Boeing 737 yolcu uçağının düşürmesini incelemişler ve sert iniş olarak kabul edilebilecek çarpma sonunda baş üstü bagajlarının dinamik yanıtını araştırmışlardır.

Petkevich ve arkadaşları [15], nükleer yakıtların taşınması sırasında oluşabilecek olası düşme durumlarının, yakıtların alevlenebilmesine sebebiyet verecek bir takım kontrol edilemeyen zincirleme reaksiyonlarla sonuçlanabildiğini belirtmişlerdir. Bu sebeple nükleer yakıt takımı düşürme testlerinin yapılmasının çevreye verilebilecek olası kirliliğin engellemesi için önceden gerçekleştirilmesinin önemini vurgulamışlardır. Bu amaçla nükleer yakıt takımı düşürme simülasyonlarını Ls-Dyna ile gerçekleştirmişler ve Şekil 1.8’de görüldüğü gibi test ile doğrulamının sağlandığını gözlemlemişlerdir.



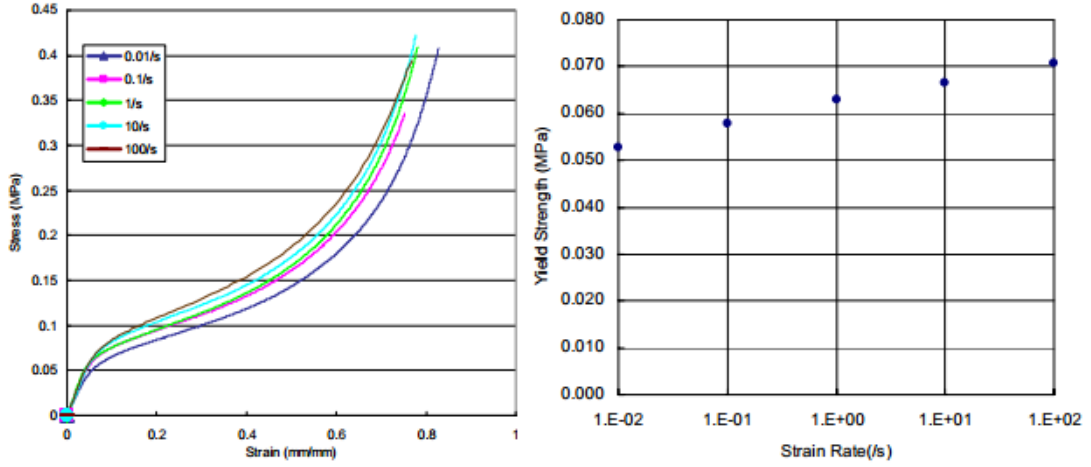
Şekil 1.8. Düşürme sonrası yakıt takımında deformasyon durumları: (a) test, (b) simülasyon [15].

Kim ve arkadaşları [16], plaka-tipi yakıt takımı için düşürme simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında düşürme olayının reaktörün içinde ve dışında olmak üzere iki durumunu ele almışlar ve bunun için açık ve kapalı çözüm metodu ile problemi çözüm yolu geliştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, kapalı çözüm metodunun 47.5 dakikada tamamlandığı simülasyonların, açık çözüm metoduyla 44 saati bulduğu gözlenmiştir. Bunun sebebinin açık çözüm yönteminde Newton-Rapson yönteminin kullanılması olduğunu yaptıkları çalışmada belirtmişlerdir.

### 1.2.2. Köpük malzeme modeli ile ilgili çalışmalar

Bu tezin amaçlarından biri bulaşık makinesinin düşürme testi simülasyonlarında kullanılmak üzere köpük malzemesinin sayısal modelinin geliştirilmesidir. Bu çalışmada köpüklerin mekanik özelliklerine özet olarak 3.Bölüm’de değinilmiştir. Yapılan literatür taraması, bulaşık makinesi ambalaj modülünde kullanılan geliştirilmiş polistiren köpüklerinin (Expanded Polystyren Foam, EPS) Ls-Dyna yazılımında sayısal modellerinin oluşturulmasını hedeflemiştir.

Croop ve Lobo [17], üç farklı köpük (polietilen, poliüretan ve polistiren) için Ls-Dyna’da malzeme seçimini incelemiştir. Köpüklerin genel mekanik özelliklerini verdikleri çalışmalarında, gerinim hızının etkisinin görülmesi için 0.01/s ile 100/s arasında gerinim hızlarında basma testleri gerçekleştirmişlerdir. 16 kg/m<sup>3</sup> yoğunluğa sahip EPS köpüğü için gerinim hızına bağlı durumu Şekil 1.9’da gösterildiği gibi elde etmişlerdir. Çalışmalarının sonunda EPS köpüğü için Ls-Dyna malzeme kütüphanesinden \*MAT\_63 (Buruşabilir köpük malzeme modeli) modelinin bu köpük modeli için gerinim hızı dikkate alınmadığında en uygun malzeme modeli olduğunu tespit etmişlerdir. Gerinim hızına bağlı olduğunun göz önünde bulundurulması durumunda bu malzeme modeline ek olarak gerinim hızına göre eğrilerinin eklenebildiği \*MAT\_163 (Düzenlenmiş buruşabilir köpük malzeme modeli) modelinin kullanılmasının uygun olacağını belirtmişlerdir.



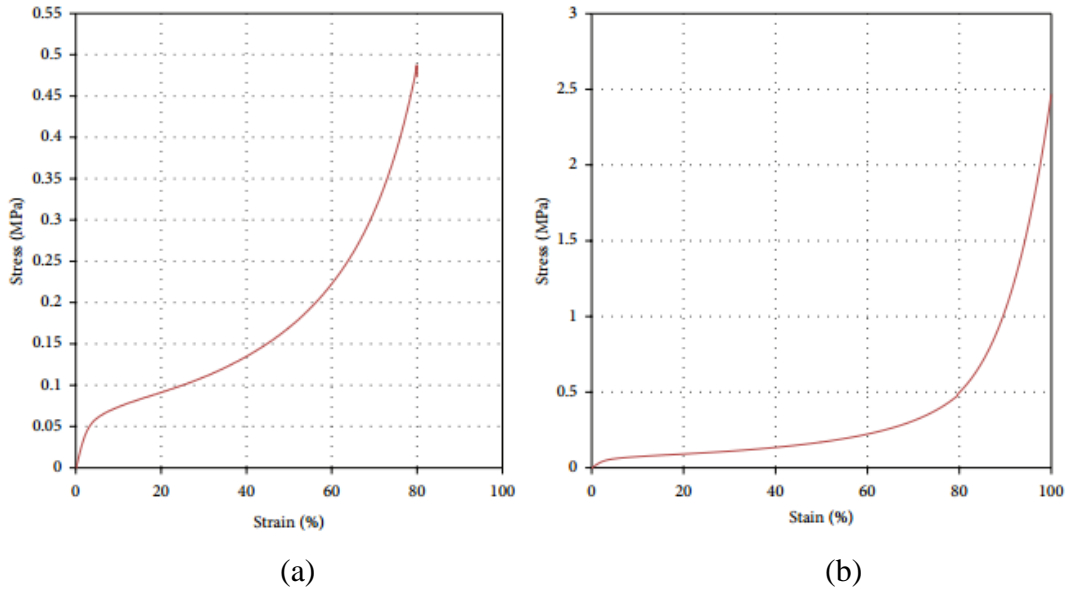
Şekil 1.9. EPS köpüklerinin gerinim hızına bağlı mekanik özellikleri [17].

Slik ve arkadaşları [18], yüksek enerji emebilme kapasitesindeki köpükler için Ls-Dyna'da sayısal model geliştirilmesini incelemişlerdir. Bu kapsamda sankei-statik basma testi, dinamik basma testi, dinamik pelvik çarpma testi ve kafa çarpma testi uygulamışlardır. Ls-Dyna malzeme kütüphanesinden \*MAT\_57 (Düşük yoğunluklu köpük malzeme modeli) ve \*MAT\_63 modelleriyle oluşturdukları malzemeler için bu testlerin simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon sonuçlarının, gerçek testler ile uyumlu olmasının ardından, her iki malzeme modelinin aynı sonuçları verdiğini gözlemlemişlerdir.

Ozturk ve Anlas [19], birden fazla yükleme durumu altındaki EPS köpüğünün sonlu elemanlar analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada iki yazılım için, ABAQUS ve Ls-Dyna, sonuçları karşılaştırmışlardır. Ls-Dyna ile oluşturdukları modelde \*MAT\_57 malzeme modelinin, bu köpük için uygun bir model olduğunu belirtmişlerdir.

Shah ve Topa [20], EPS köpüklerinin yüksek deformasyon altında davranışlarını ve kırılma durumlarını incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada köpük malzemeler için sıklıkla tercih edilen basma testinin yanı sıra, silindir düşürme testi uygulamışlardır. Bu testte 250 mm kenar uzunluklu kare kesite ve 400 mm yüksekliğe sahip köpük blokların üzerine, 50 mm çapında ve 650 mm uzunluğunda silindir tüpler düşürülmüştür. Silindir tüpün köpük içerisindeki maksimum ilerleme miktarı testler

sonucunda kaydedilmiştir. Çalışma kapsamında gerçekleştirdikleri bir diğer test olan sanki-statik basma testinde ise kuvvet-yer değiştirme eğrisini elde etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada köpük malzeme modelinin oluşturulmasında göz önünde bulundurulması gereken önemli sonuçlar elde etmişlerdir. İlk olarak sanki-statik testler sonucunda EPS köpüğü için Poisson oranının sıfır alınabileceğini göstermişlerdir. Bu testin gerçekleştirilen sayısal analiz ile aynı sonuçları verdiğini kuvvet-yer değiştirme değerleri ile kontrol etmişlerdir. Bir diğer önemli modelleme detayı olarak, yüksek deformasyonların görülebildiği durumlarda malzemenin gerilme-gerinim eğrisinin Şekil 1.10'da görüldüğü gibi genişletilmesinin gerektiğini ifade etmişlerdir. Sonuç olarak, EPS köpükleri için buruşabilir malzeme modelinin uygun model olduğunu belirtmişlerdir.

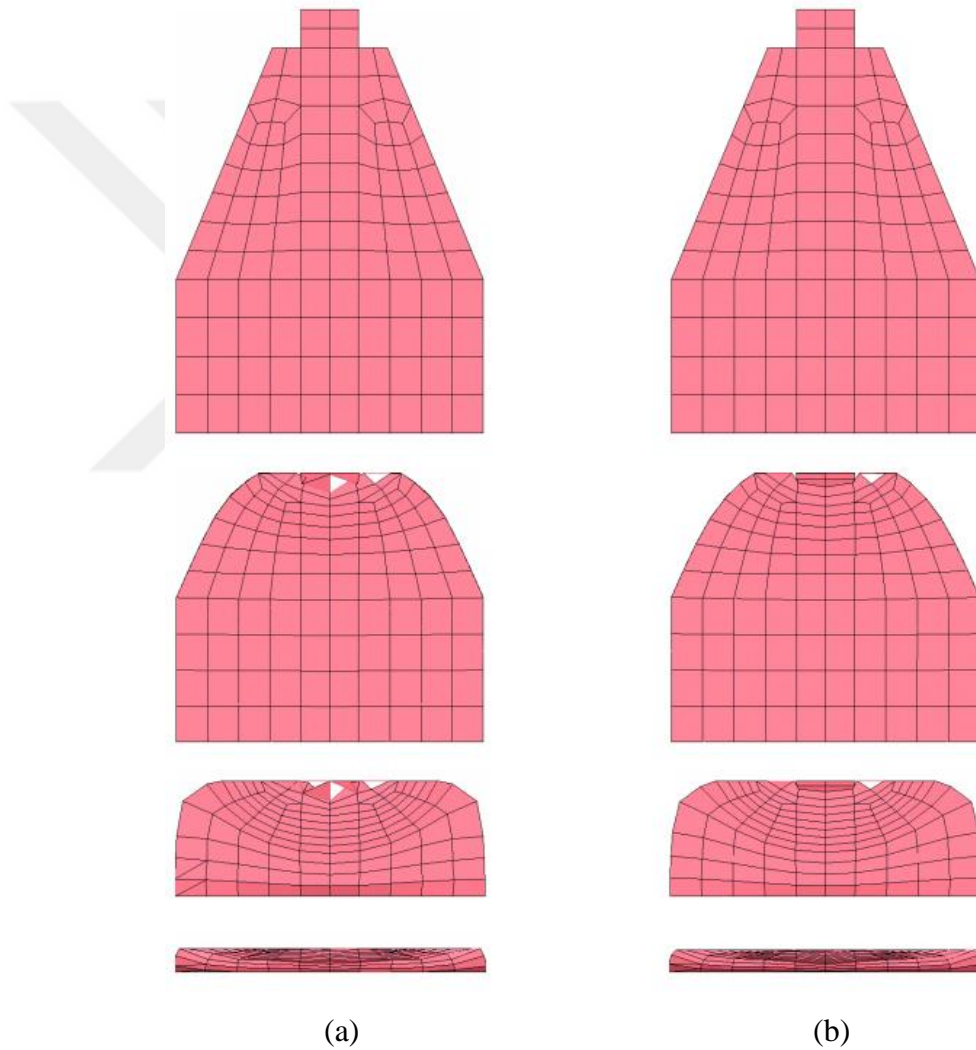


Şekil 1.10. EPS köpüğü için malzeme eğrileri: (a) orjinal eğri (b) genişletilmiş eğri [20].

EPS köpükleri için Ls-Dyna'da malzeme modelinin oluşturulduğu bir diğer çalışma Bielenberg ve Reid [21] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada güvenliği artırılmış yarış arabaları pisti bariyerleri için buruşabilir köpük modeli oluşturmuşlardır. Ls-Dyna malzeme kütüphanesinde \*MAT\_63 modelini kullandıkları EPS köpüklerinin doğrulanması için basit bir basma testi gerçekleştirmişlerdir. Bu test sonucunda



malzeme modelinin uygun olduğu sonucunu çıkarmışlardır. Ayrıca bu çalışmada köpük modellerinde sıklıkla karşılaşılan negatif hacim durumu ele alınmıştır. Bu durumun analizlerin tamamlanmasını engellediğini belirterek, iki tip eleman formülasyonunu (sabit gerilme ve tam integrasyonlu katı eleman) karşılaştırmışlardır (bkz. Şekil 1.11). Tam integrasyonlu katı eleman formülasyonu kullanılması ile bu durumun engellendiğini çalışmalarında belirtmişlerdir.



Şekil 1.11. Katı eleman formülasyonu karşılaştırması (a) sabit gerilme, (b) tam integrasyonlu katı eleman [21].

Barsotti [22], uçakların acil durumlarda kontrollü durmalarını sağlayan sistemler için buruşabilir köpük malzeme modeli kullanmıştır. Yaptığı çalışmada köpük malzeme

modeli için, Poisson oranının ihmal edilebilir olması, gerinim hızı etkisinin ihmal edilebilir olması, yüksek sıkıştırılabilirlik oranı (%85) gibi varsayımlarda bulunmuştur. Çalışmasında malzeme modeli olarak Ls-Dyna kütüphanesinden \*MAT\_63 modelini kullanmıştır.

### **1.2.3. Vekil modeller ile ilgili çalışmalar**

Bu çalışma kapsamında düşürme testleri doğrulanması tamamlanan bulaşık makinesi modelinin vekil model tabanlı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen kapsamlı literatür taramasında düşürme testleri için vekil model tabanlı optimizasyon çalışmasına rastlanmamıştır. Düşürme testleri için gerçekleştirilen optimizasyon çalışmaları tasarım değişiklikleriyle sağlanmaktadır. Bu çalışmada ise düşürme testleri için kritik parametrelerin tespit edilmesi neticesinde vekil model tabanlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada Polinom yanıt yüzey (PYY) ve Radyal tabanlı fonksiyonlar (RTF) kullanılmıştır (tanımlamalar 5.bölümde anlatılmıştır). Kullanılan vekil modellerin performansları kendi aralarında karşılaştırılabilmektedir. Bu bölümde tez kapsamında faydalanılan ve PYY ve RTF modellerinin karşılaştırmalı olarak doğruluklarının incelendiği çalışmalara yer verilecektir.

Acar ve Rais-Rohani [23], beş adet test problemini ele alarak PYY, RTF modelleri başta olmak üzere farklı vekil modellerin karşılaştırmalarını yapmışlardır. Ayrıca örnek problem olarak ele aldıkları bir diğer çalışma olan çarpışma testi için modellerin doğruluklarını karşılaştırmışlardır. Hata karelerinin ortalamasının karekök değeri (Root mean square error, RMSE) ölçütüne göre RTF modeli, doğruluk derecesi en yüksek model olarak elde edilmiştir.

Wang ve arkadaşları [24], beş adet performans ölçütüne göre yirmi adet test problemi için vekil model yöntemlerini kıyaslamışlar ve RTF yönteminin en iyi sonucu verdiğini gözlemlemişlerdir.



Jin ve arkadaşları [25], farklı problem tiplerindeki on dört adet test problemini ele alarak PYY, RTF ve Kriging modellerinin performanslarını karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında RTF modelinin gürbüzlük ve hassasiyet açısından birçok durum için en güvenilir yöntem olduğunu ifade etmişlerdir.

Acar ve arkadaşları [26], ince çeperli konik enerji yutucu elemanların tasarımı için vekil model tabanlı optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında PYY, RTF ve Kriging modellerini karşılaştırmışlardır. Doğruluk derecesi en yüksek vekil modelin, her zaman optimum sonucu vermeyebileceğini gösterdikleri çalışmalarında, RTF ve Kriging modellerinin PYY modelinden doğruluk derecesi yüksek sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

Hussain ve arkadaşları [27], yedi adet test problemini ele alarak farklı deney tasarımlarıyla oluşturulan vekil modellerin karşılaştırmasını yapmışlardır. Çalışmalarında çok etmenli ve Latin hiperküp ile oluşturulan RTF modelinin, çok etmenli PYY modeline göre daha doğru sonuçlar verdiğini ifade etmişlerdir.

Fang ve arkadaşları [28], çarpışma analizleri için PYY modelinin bazı durumlarda yeterli olmadığını belirterek RTF modelini çarpışma analizleri için kullanmaya başlamışlardır. İki modelin sonuçlarını karşılaştırdıkları çalışmalarında, özellikle yüksek ivmelerde RTF modelinin daha doğru sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. RTF modelinin hesapsal olarak daha maliyetli olmasına rağmen doğruluk derecesi daha yüksek sonuçlar verdiğini ifade etmişlerdir.

Corman ve German [29], motor döngü tasarımı için PYY, RTF ve sinir ağları vekil modellerini karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında sinir ağları modellerinin RMSE ölçütüne göre, doğruluğu en yüksek sonuçlar verdiğini ifade etmişlerdir.

Forrester ve Keane [30], havacılık ve uzay alanı için vekil model tabanlı optimizasyonların kullanımını incelemişlerdir. PYY, RTF, Kriging ve destek vektör regresyonu yöntemlerini ele almışlar ve her bir modelin güçlü ve zayıf kalan yönlerinin olduğunu yaptıkları çalışmada belirtmişlerdir.

Sözen ve arkadaşları [31], boru bükme operasyonunda geri yaylanma miktarının tahmini için vekil modelleri kullanmışlardır. Çalışmalarında lineer PYY, karesel PYY, RTF ve Kriging modellerini ele almışlar ve her bir modelin doğruluk derecesini sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçlarla tespit etmişlerdir. Buna ek olarak ortalama mutlak hata ve RMSE ölçütlerine göre vekil modellerin doğrulukları incelenmiştir. Çalışmalarında PYY modelinin en yüksek doğruluk derecesine sahip vekil model olarak belirtmişlerdir.



## 2. LS-DYNA İLE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

### 2.1. Ls-Dyna Temel Çalışma Prensibi

Bu bölümde Ls-Dyna [32,33] yazılımında kullanılan birim sistemi, hesaplama yöntemi, zaman adımı hesabı, eleman tipleri ve enerji verisi hesaplarına değinilecektir.

#### 2.1.1. Birim sistemi

Ls-Dyna'da belirli bir birim sistemi bulunmamakla birlikte birbirleriyle uyumlu olacak şekilde birimlerin kullanıcı tarafından belirlenmesi gerekmektedir. Buna göre Ls-Dyna üzerinde tanımlanan bir değişkenin sahip olduğu birim, tanımlanacak olan diğer birimlerle Çizelge 2.1'de gösterilen şekilde uyumlu olmalıdır. Bu çalışmada Çizelge 2.1'deki (c) uyumlu birim sistemi kullanılmıştır.

Çizelge 2.1. Ls-Dyna'da kullanılabilir uyumlu birim sistemi örnekleri.

Nicelik	(a)	(b)	(c)	(d)
Uzunluk	m	mm	mm	in
Zaman	s	ms	s	s
Kütle	kg	kg	ton	lb
Kuvvet	N	kN	N	lbf
Gerilme	Pa	GPa	MPa	psi
Enerji	J	kN.mm	N.mm	lbf.in

#### 2.1.2. Zaman integrasyonu

Bir sistemin hareket denklemlerinin çözülmesi zamana göre integrasyon ile mümkündür. Lineer adi diferansiyel denklemlerin analitik çözümü bulunmasına karşın lineer olmayan problemlerde sayısal çözüm yöntemlerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Sistemlerin hareket denklemleri çözümünde iki farklı çözüm yöntemi vardır: Eksplisit (açık) ve implisit (kapalı) yöntemler. Kapalı yöntemler, sistemin hem şimdiki hem de ileri bir zamandaki durumunu içeren denklemleri çözerek sistemin durumunu hesaplar. Açık yöntemler ise sistemin durumunu ileriki bir zamanda hesaplar.

Kapalı yöntemlerin matematiksel modeli (2.1) eşitliğinde aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$F(y(t), y(t + \Delta t)) = 0 \quad (2.1)$$

Burada  $t$  zamanı,  $\Delta t$  ise küçük zaman adımını ifade etmektedir.  $y(t)$  ifadesi mevcut sistem durumunu,  $y(t + \Delta t)$  ise ileriki bir zamandaki sistem durumunu ifade etmektedir. Eşitlik (2.1)'de ifade edildiği üzere, kapalı yöntemlerde sistemin hem mevcut durumu hem de ileriki bir zamandaki durumu birlikte ele alınır ve iteratif bir çözüm yolu izlenir.

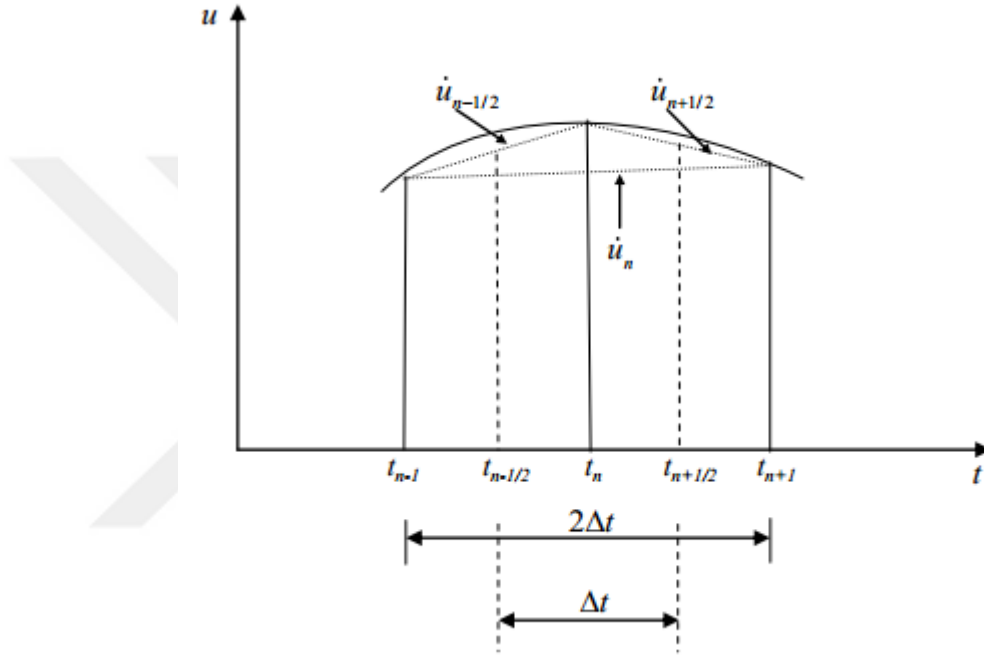
Açık yöntemlerde ise  $t + \Delta t$  anındaki sistem durumu  $t$  anındaki sistem durumuna bağlıdır ve onun bir fonksiyonudur. Dolayısıyla ileriki zaman adımındaki sistem durumu, şu anki sistem durumundan hesaplanmaktadır. Açık yöntemler matematiksel olarak Eşitlik (2.2) ile ifade edilebilir.

$$y(t + \Delta t) = G(y(t)) \quad (2.2)$$

Çarpışma analizlerinde genellikle açık yöntemler kullanılmaktadır. Bunun başlıca sebepleri çarpışma anının çok kısa zaman adımında gerçekleşmesi ve yüksek deformasyonlarda özellikle temas kuvveti hesabı için düşük zaman adımı gereksinimidir [11].

Doğrusal davranış göstermeyen pek çok problemin çözümünde sayısal çözümler gerekmektedir. Ls-Dyna açık formülasyonlu hesaplamalarda merkezi farklar

yöntemini kullanmaktadır. Bu yöntemde, hareket denklemindeki konum, hız ve ivme ifadeleri önceki ve sonraki eşit uzaklıktaki zaman adımlarını içerecek şekilde yazılır. Sistemin hareket denkleminde zamana bağlı ve konumun zamana göre türevi şeklindeki bu ifadeler yerine konularak sistemin hareket denklemleri çözülür. Merkezi farklar Şekil 2.1’de grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Merkezi farklar yönteminin grafiksel olarak gösterimi [32].

Sistemin hareket denkleminde yer değiştirme (konum), hız ve ivmeyi içermektedir. Merkezi farklar yöntemi kullanılarak, hız ve ivme konumun zamana göre türevleri ile sırasıyla Eşitlik (2.3) ve Eşitlik (2.4)’de görüldüğü gibi ifade edilir.

$$\dot{u}_n = \frac{1}{2\Delta t} (u_{n+1} - u_{n-1}) \quad (2.3)$$

$$\ddot{u}_n = \frac{1}{(\Delta t)^2} (u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}) \quad (2.4)$$

Burada  $n$ ,  $n+1$  ve  $n-1$  alt indisleri sırasıyla şu anki, bir adım sonraki ve bir adım önceki sistem durumlarını ifade etmektedir.

Sistemin hareket denklemi Eşitlik (2.5)'de gösterilmiştir.

$$M\ddot{u}_n + C\dot{u}_n + Ku_n = P_n \quad (2.5)$$

Eşitlik (2.5)'de  $M$  kütle matrisini,  $C$  sönümlenme matrisini,  $K$  katılık (rijitlik) matrisini ve  $P_n$  ise dış kuvvetleri ifade eden matristir.

Yer değiştirme, hız ve ivme ifadeleri Eşitlik(2.5)'de yerine yazıldığında sistemin hareket denklemi Eşitlik(2.6)'daki gibi elde edilir.

$$\left(M + \frac{1}{2}\Delta t C\right)u_{n+1} = \Delta t^2 P_n - (\Delta t^2 K - 2M)u_n - \left(M - \frac{\Delta t}{2}C\right)u_{n-1} \quad (2.6)$$

### 2.1.3. Zaman adımı büyüklüğü

Ls-Dyna integrasyon yaparken hesaplamalarda dikkate alınacak olan zaman adımı büyüklüğünü hesaplar. Zaman adımı büyüklüğü analizlerin süresine, kararlılığına ve hassasiyetine etki eden önemli bir etkendir. Sistemin zaman adımı büyüklüğü bütün elemanların zaman adımlarından en küçük olanı dikkate alır. Analizlerde çok küçük boyutlarda elemanların kullanılması daha hassas sonuçların elde edilmesini sağlamasına karşın küçük zaman adımına sebebiyet verir. Belirli zaman dilimini fazla sayıda küçük zaman adımına bölmek ise fazla sayıda hesaplama adımı ortaya çıkaracağından analiz süresi artar. Ls-Dyna'da zaman adımı büyüklüğü Eşitlik (2.7) kullanılarak hesaplanmaktadır [32].

$$\Delta t^{N+1} = \alpha \cdot \min \{ \Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_N \} \quad (2.7)$$

Burada  $N$  eleman sayısını,  $\Delta t$  zaman adımını ve  $\alpha$  ise zaman adımı çarpanıdır. Zaman adımı değerini belirli oranda düşürmek kullanıcıya bırakılmıştır. Zaman adımı çarpanı için varsayılan değer 0.9 olup bu çalışmada analizin tutarlılığı için 0.7 olarak seçilmiştir. Bu değer \*CONTROL\_TIMESTEP anahtar kelimesi kullanılarak tanımlanabilmektedir.

Zaman adımı hesaplama yöntemi, kabuk eleman, katı eleman, kiriş gibi eleman türlerine göre değişiklik göstermektedir. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen analizlerde zaman adımı büyüklüğünün kabuk elemanlardan hesaplanmasından dolayı, kabuk eleman türü için zaman adımı hesabından bahsedilecektir.

Eşitlik (2.8) kabuk eleman türü için zaman adımı hesabını belirtmektedir [32].

$$\Delta t_e = \frac{L_s}{c} \quad (2.8)$$

Burada  $\Delta t_e$  eleman için zaman adımını,  $L_s$  karakteristik uzunluğunu ve  $c$  ses hızını belirtmektedir. Sesin malzeme üzerinde ilerleme hızı (2.9) eşitliğinden hesaplanabilir [32].

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (2.9)$$

Burada  $E$  malzemenin elastisite modülünü,  $\rho$  malzemeni yoğunluğunu ve  $\nu$  ise Poisson oranını ifade etmektedir. Kabuk elemanların karakteristik uzunluklarını hesaplamak için üç farklı seçenek mevcuttur. Eşitlik (2.10) bunlardan ilkinin göstermektedir [32].

$$L_s = \frac{(1+\beta)A_s}{\max(L_1, L_2, L_3, (1-\beta)L_4)} \quad (2.10)$$

Burada  $A_s$  kabuk elemanının alanını,  $L_i$  ( $i=1, \dots, 4$ ) kabuk elemanının kenar uzunluklarını belirtir. Üçgen elemanlar için  $\beta=1$  ve dörtgen elemanlar için  $\beta=0$  olarak alınır. Kabuk elemanların karakteristik uzunluklarını hesaplamak için kullanılan bir diğer yöntem Eşitlik (2.11)'de ifade edilmiştir [32].

$$L_s = \frac{(1 + \beta)A_s}{\max(D_1, D_2)} \quad (2.11)$$

Burada  $D_1$  ve  $D_2$  kabuk elemanın köşegen uzunluklarını belirtmektedir. Bu yöntemde elemanın kenar uzunlukları yerine köşegen uzunluklarının dikkate alınması gerekmektedir. Kabuk elemanların karakteristik uzunluklarının hesaplanmasında üçüncü yöntem Eşitlik (2.12)'de verilmiştir. Bu yöntem genellikle çok küçük kenar uzunluğuna sahip üçgen elemanlar için bir hesaplama yöntemidir. Diğer iki yöntemle kıyaslandığında daha büyük zaman adımı değeri vermesi muhtemel olup bazı uygulamalarda meydana gelebilecek kararsızlıkların önüne geçmek amacıyla kullanılmaktadır [32].

$$L_s = \max \left[ \frac{(1 + \beta)A_s}{\max(L_1, L_2, L_3, (1 - \beta)L_4)}, \min(L_1, L_2, L_3, (1 - \beta)L_4 + 10^{20} \beta) \right] \quad (2.12)$$

Tez kapsamında gerçekleştirilen analizlerde zaman adımını belirleyen en küçük elemanı dörtgen eleman olup ( $\beta = 0$ ) kenar uzunlukları  $L_1 = 2.00mm$ ,  $L_2 = 2.14mm$ ,  $L_3 = 2.42mm$ ,  $L_4 = 4.11mm$  ve  $A_s = 6.13mm^2$  olarak ölçülmüştür. Bu değerler kullanılarak kabuk elemanın karakteristik uzunluğu Eşitlik (2.10) ile aşağıda gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$L_s = \frac{(1 + \beta)A_s}{\max(L_1, L_2, L_3, (1 - \beta)L_4)} = \frac{6.13}{4.11} = 1.49mm$$

Zaman adımını belirleyen eleman galvaniz malzemesine sahip parçada olup, malzeme özellikleri şu şekildedir:  $E = 200GPa$ ,  $\rho = 7140kg/m^3$  ve  $\nu = 0.3$ . Buna göre bu malzemede sesin ilerleme hızı Eşitlik (2.9) kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}} = \sqrt{\frac{200 \times 10^9}{7140(1 - 0.3^2)}} = 5548.1 \text{ m/s}$$



Karakteristik uzunluk ve ses hızı değerleri Eşitlik (2.8)'de yerine konulduğunda zaman adımı büyüklüğü aşağıdaki gibi çıkmaktadır.

$$\Delta t_e = \frac{L_s}{c} = \frac{1.49}{5548.1 \times 10^3} = 2.69 \times 10^{-7} \text{ s}$$

Zaman adımı büyüklüğü, zaman adımı çarpanı (bu çalışmada 0.7 olarak alınmıştır) ile çarpıldığında  $1.88 \times 10^{-7}$  s olarak bulunur. Bu değer Ls-Dyna tarafından yapılan hesaplamada  $1.97 \times 10^{-7}$  s olarak elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda bulunan zaman adımı, Ls-Dyna tarafından bulunan zaman adımına göre yaklaşık %5 hatalı çıkmıştır.

#### **2.1.4. Elemanlar**

Ls-Dyna'da kullanılan temel eleman tipleri; üç boyutlu katı elemanlar, iki boyutlu kabuk elemanlar, kiriş ve kafes elemanlar ile yay ve damper gibi ayrık elemanlardır. Bu tez kapsamında iki boyutlu kabuk elemanlar ile üç boyutlu katı elemanlar kullanılmıştır.

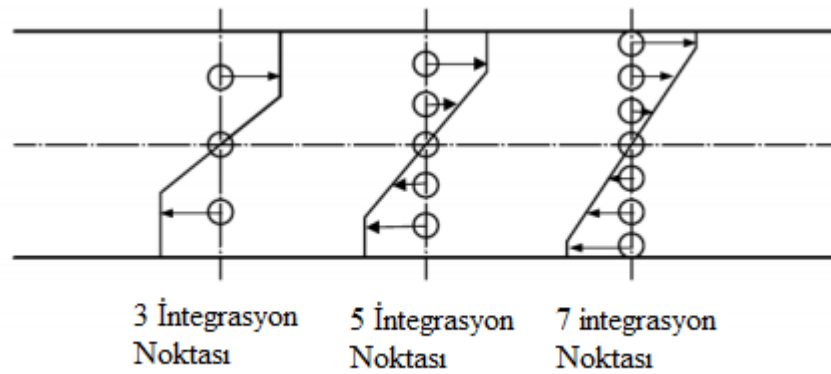
İnce yapıların modellenmesinde, modelleme sırasında kullanılması gereken eleman sayısını azaltacağından dolayı katı elemanlar yerine, kabuk elemanlar seçilmelidir. Bulaşık makinesi mekanik yapısı çoğunlukla sac parçalardan oluşmuş olup, iki boyutlu modellemeye uygundur. Bulaşık makinesi ambalaj modülünde ise üç boyutlu katı elemanların kullanılması gerekmektedir.

İki boyutlu elemanlar için kullanılan eleman tipi tam integrasyonlu kabuk elemanlardır. Ls-Dyna eleman tipleri arasından en verimli hesaplamayı yapan eleman tiplerinden olması bu eleman tipinin seçilmesinin başlıca sebebidir. Hesaplama metodu Belytschko-Lin-Tsay kabuk eleman tipi ile benzerlik göstermektedir. Örneğin Hughes-Liu kabuk elemanı kalınlık boyunca beş integrasyon noktasına sahip bir eleman için 4.150 işlem gerektirirken, Belytschko-

Lin-Tsay kabuk elemanı 725 matematiksel işlem gerektirmektedir. Eleman tipinin daha az işlem gerektirmesi, daha hızlı çözüm vermesi anlamına gelmektedir. [32] Bu nedenle eleman seçiminde bu kıstas göz önünde bulundurulmuştur.

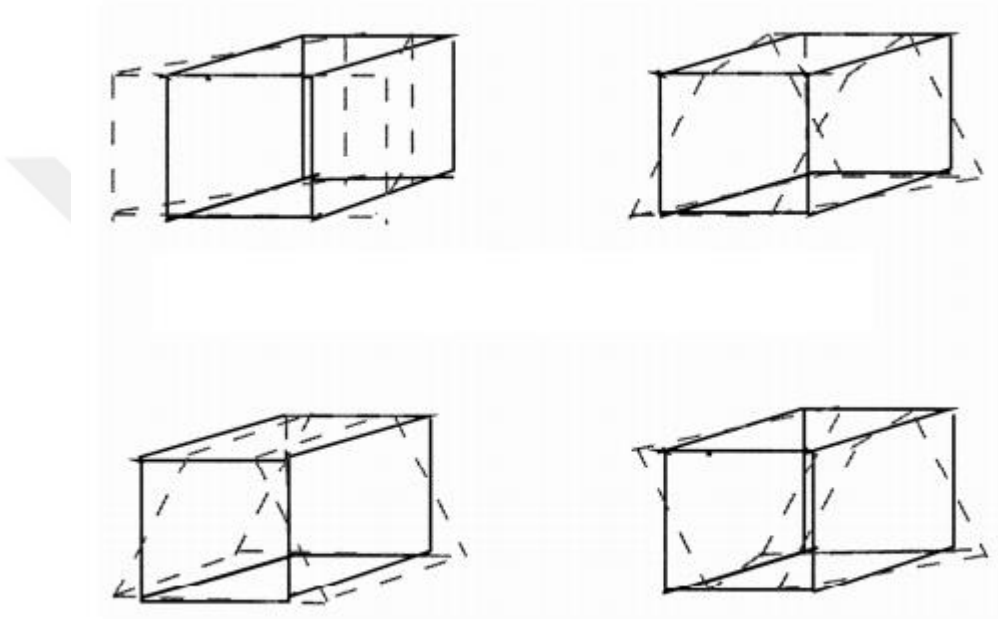
Tez kapsamında kabuk elemanlar için kullanılan tam integrasyonlu kabuk eleman formülasyonu, eleman üzerine yerleştirilmiş ve eleman ile birlikte dönen yerel bir koordinat sistemi kullanır. Belytschko-Lin-Tsay kabuk elemanının kullandığı koordinat sistemine benzer olarak, temel iki vektör elemanın merkezine yerleştirilmiştir ve eleman yüzeyine teğettir. Diğer vektör ise eleman yüzeyine dik doğrultudadır.

Kabuk elemanlar tanımlanmasında dikkat edilmesi gereken bir diğer önemli nokta, kalınlık boyunca gerilme durumunun hesaplanması için kalınlık boyunca integrasyon noktalarının tanımlanmasıdır. İntegrasyon noktası sayısının seçimi sac kalınlığına ve uygulanan gerilme miktarına göre değişmektedir. İntegrasyon noktası sayısı azaldıkça, hesaplamaların hassasiyeti de azalmaktadır. Şekil 2.2'de integrasyon noktası sayısı ve gerilme durumunun ilişkisi açıklanmıştır. İntegrasyon noktası sayısı artırıldıkça problemin çözüm süresi de uzamaktadır. Bu nedenle hesaplama zamanı ve hassasiyet göz önünde bulunarak integrasyon noktası sayısı için optimum bir değer seçilmelidir. Sac büküm problemleri gibi toplam eleman sayısının fazla olmadığı problemlerde, büküm problemlerinde bu değer 7-9 arası tanımlanabilirken [34], bu tez çalışmasında analiz süresinin kısıtlayıcı bir kıstas olması sebebiyle integrasyon noktası sayısı 3 olarak alınmıştır.



Şekil 2.2. İntegrasyon noktası sayısı ile gerilme durumunun şematik ifadesi

Üç boyutlu elemanlar için eleman tipi seçiminde iki önemli durum ele alınmalıdır. Tek integrasyon noktasına sahip katı elemanlarda sıfır enerji modu ya da daha sık kullanılan ismiyle kum saati durumu (Hourglass mode) kontrol edilmelidir. Bu deformasyon tipini kontrol altında tutmak analizin tutarlılığı açısından oldukça öneme sahiptir. Kum saati durumu Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Kum saati durumu örnekleri (*Kesikli çizgiler deformasyon sonrası eleman şeklini belirtmektedir.*) [32].

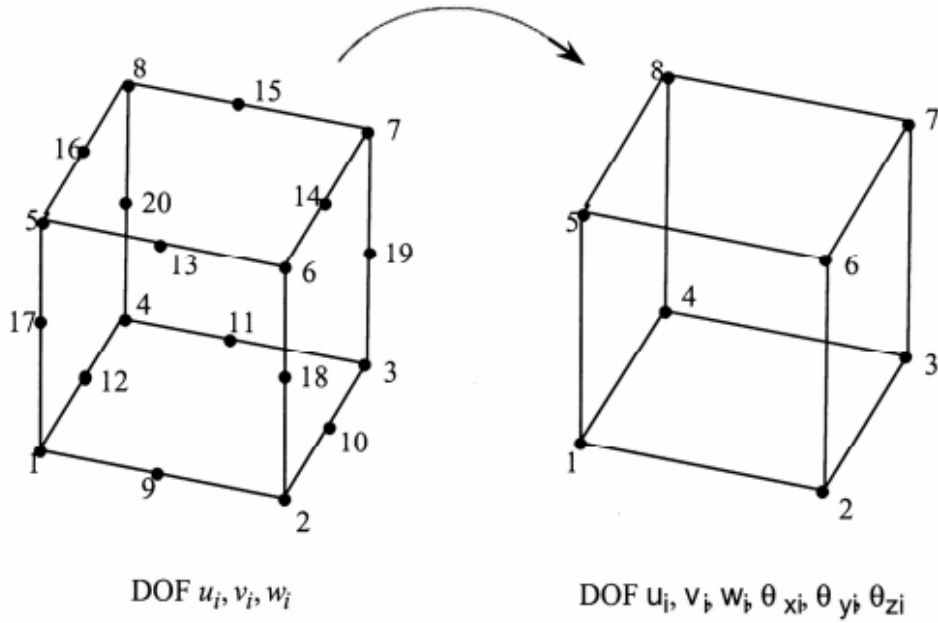
Ls-Dyna kum saati durumunu otomatik olarak kontrol eder ve kum saati enerjisinin zamana bağlı değişimini çıktı olarak kullanıcılarına sunar. Bu çıktının incelenmesi ile sonuçların tutarlılığı gözden geçirilebilir.

Bir diğer önemli durum ise negatif hacim durumu ya da diğer adıyla negatif jacobian durumudur. Köpük gibi fazla deformasyona maruz kalan malzemelerde elemanlardaki bozulma bu elemanların hacminin negatif hesaplanmasına sebebiyet verecek kadar fazla olabilir [32]. Bu durum malzemenin kopma noktasından önce meydana gelebilir. Bundan dolayı negatif hacim durumu analizin tutarlılığı açısından

kontrol edilmelidir. Bu durumun ortaya çıkmasını engelleme yollarına ileriki bölümlerde de değinilecektir.

Yukarıda bahsedilen temel sebeplerden dolayı katı eleman tipi olarak tam integrasyonlu katı elemanlar (S/R solid elements) kullanılmıştır. Hesaplama noktaları sayısını artırmak, işlem süresini olumsuz etkilemesine rağmen özellikle kum saati durumunun oluşmasını engeller.

Tez kapsamında kullanılan 48 serbestlik derecesine sahip tam integrasyonlu tuğla (brick) eleman, 20 düğüm noktasına sahip katı elemandan Şekil 2.4'de görüldüğü gibi orta noktalarındaki düğümlerin yer değiştirmeleri ve dönmelerinin dönüştürümü ile elde edilir [35].



Şekil 2.4. 20 düğümlü katı elemanın, her bir düğümde 6 serbestlik derecesine sahip 8 düğümlü katı elemana dönüştürülmesi [32].

Bu elemanın kullanılmasıyla kabuk eleman düğümlerinin katı eleman düğümleri ile paylaşılabilmesi sağlanarak böylelikle yüzeylerde sadece dört düğümün olması, özellikle temas-darbe ilişkisi açısından oldukça kolaylık sağlamaktadır.

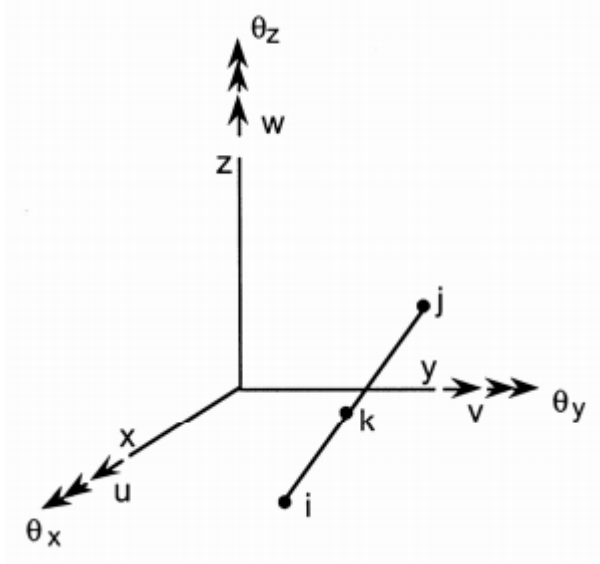
Orta nokta düğümü  $k$  için anlık hız, köşe düğümlerinin hızlarının fonksiyonu olarak Eşitlik(2.13),Eşitlik(2.14) ve Eşitlik(2.15)'deki gibi yazılır (bkz. Şekil 2.5):

$$\dot{u}_k = \frac{1}{2}(\dot{u}_i + \dot{u}_j) + \frac{y_j - y_i}{8}(\dot{\theta}_{zj} - \dot{\theta}_{zi}) + \frac{z_j - z_i}{8}(\dot{\theta}_{yi} - \dot{\theta}_{yj}), \quad (2.13)$$

$$\dot{v}_k = \frac{1}{2}(\dot{v}_i + \dot{v}_j) + \frac{z_j - z_i}{8}(\dot{\theta}_{xj} - \dot{\theta}_{xi}) + \frac{x_j - x_i}{8}(\dot{\theta}_{zi} - \dot{\theta}_{zj}), \quad (2.14)$$

$$\dot{w}_k = \frac{1}{2}(\dot{w}_i + \dot{w}_j) + \frac{x_j - x_i}{8}(\dot{\theta}_{yj} - \dot{\theta}_{yi}) + \frac{y_j - y_i}{8}(\dot{\theta}_{xi} - \dot{\theta}_{xj}). \quad (2.15)$$

Burada  $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $\theta_x$ ,  $\theta_y$  ve  $\theta_z$ , global  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönlerindeki öteleme ve dönme yer değiştirmelerini ifade etmektedir.



Şekil 2.5. Yunus ve arkadaşlarında gösterilen tipik bir eleman kenarı [35].

Hız alanın 20 düğümlü hegzahedron eleman için düğüm hızları olarak şu şekilde ifade edilir:

$$\begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_1 & \phi_2 \dots \phi_{20} & 0 & 0 \dots 0 & 0 & 0 \dots 0 \\ 0 & 0 \dots 0 & \phi_1 & \phi_2 \dots \phi_{20} & 0 & 0 \dots 0 \\ 0 & 0 \dots 0 & 0 & 0 \dots 0 & \phi_1 & \phi_2 \dots \phi_{20} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \vdots \\ \dot{u}_{20} \\ \dot{v}_1 \\ \vdots \\ \dot{v}_{20} \\ \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \dot{w}_{20} \end{Bmatrix}. \quad (2.16)$$

Burada  $\phi_i$  Bathe ve Wilson [36]'ın çalışmalarında şu şekilde verilmiştir:

$$\begin{aligned} \phi_1 &= g_1 - \frac{(g_9 + g_{12} + g_{17})}{2} & \phi_6 &= g_6 - \frac{(g_{13} + g_{14} + g_{18})}{2} \\ \phi_2 &= g_2 - \frac{(g_9 + g_{10} + g_{18})}{2} & \phi_7 &= g_7 - \frac{(g_{14} + g_{15} + g_{19})}{2} \\ \phi_3 &= g_3 - \frac{(g_{10} + g_{11} + g_9)}{2} & \phi_8 &= g_8 - \frac{(g_{15} + g_{16} + g_{20})}{2} \\ \phi_4 &= g_4 - \frac{(g_{11} + g_{12} + g_{20})}{2} & \phi_j &= g_j \quad j = 9, \dots, 20 \\ \phi_5 &= g_5 - \frac{(g_{13} + g_{16} + g_{17})}{2} \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$g_i = G(\xi, \xi_i)G(\eta, \eta_i)G(\zeta, \zeta_i)$$

$$G(\beta, \beta_i) = \frac{1}{2}(1 + \beta\beta_i) \quad \beta_i = \pm 1; \quad \beta = \xi, \eta, \zeta$$

$$G(\beta, \beta_i) = 1 - \beta^2 \quad \beta_i = 0$$

20 düğüm noktalı katı eleman için standart formülasyon yukarıda belirtilen dönüşümler ile kullanılır. Eleman 14 noktalı integrasyon kuralına göre integre edilir [37]:

$$\begin{aligned} &\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\xi, \eta, \zeta) d\xi d\eta d\zeta = \\ &B_6 [f(-b, 0, 0) + f(c, -c, -c) + f(c, c, -c) + \dots (6\text{terim})] + \\ &C_8 [f(-c, -c, -c) + f(c, -c, -c) + f(c, c, -c) + \dots (8\text{terim})] \end{aligned} \quad (2.18)$$

Burada

$$B_6 = 0.8864265927977938 \quad b = 0.7958224257542215$$

$$C_8 = 0.3351800554016621 \quad c = 0.758786910639281$$

olarak Cook tarafından bulunmuştur. Cook bu kuralın hesapsal olarak oldukça maliyetli olan 27 noktalı Gauss kuralı ile neredeyse aynı doğruluğa sahip olduğunu ifade etmektedir. Hesapsal olarak bu artışın sebebi 8 noktalı ve 14 noktalı integrasyon sayısı farkından kaynaklandığını, bunun ise sıfır enerji modları (hourglass mode) oluşumunu engellemek için gerekli olmasıdır.

### 2.1.5. Enerji verisi

Ls-Dyna enerji verisini *glstat* ve *d3hsp* dosyalarında kullanıcılarına sunmaktadır. Gerçekleştirilen analizin tutarlılığını kontrol etmenin en temel yolu toplam enerjinin kontrolü ile mümkündür. Ls-Dyna'da hesaplanan enerjiler ve bu enerji denkliği Eşitlik (2.19)'de görülmektedir [38]:

$$\underbrace{E_{kin} + E_{int} + E_{si} + E_{rw} + E_{damp} + E_{hg}}_{\text{toplam enerji, } E_{total}} = E_{kin}^0 + E_{int}^0 + W_{ext} \quad (2.19)$$

Eşitlik (2.19)'de  $E_{kin}$  kinetik enerjiyi (kinetic energy),  $E_{int}$  iç enerjiyi (internal energy),  $E_{si}$  sürtünmeler dahil arayüz kayma enerjisini (sliding interface energy),  $E_{rw}$  rijit duvar enerjisini (rigid wall energy),  $E_{damp}$  sönümlenme enerjisini (damping energy),  $E_{hg}$  kum saati (hourglass) enerjisini (hourglass energy),  $E_{kin}^0$  başlangıç kinetik enerjisini (initial kinetic energy),  $E_{int}^0$  başlangıç iç enerjisini (initial internal energy) ve  $W_{ext}$  sisteme dışarıdan etkiyen işi (external work) ifade etmektedir.

Eşitlik (2.19), sisteme giren işin çıkan işe eşit olması gerektiğini ifade etmektedir. Enerji eşitliğindeki eşitsizlik analizdeki bir hatadan kaynaklanmaktadır. Analizlerin sonuçlarında toplam enerji kontrolü yapılabildiği gibi her bir parça için ayrı ayrı enerji kontrolü yapmak da mümkündür. Bu kontrol işlemleri sırasıyla *glstat* ve *matsum* verisinden yapılabilmektedir. Eşitlik (2.19) analizin kararlılığını da

belirlemektedir. Kararlılık için enerji oranı kontrol edilmelidir. Enerji oranı Eşitlik (2.20)'da gösterilmiştir. İdeal koşullarda bu oranın 1 olması gerekirken, 1'e yakınlık kararlılığın bir ölçüsüdür.

$$e_{ratio} = \frac{E_{total}}{E_{total}^0 + W_{ext}} \quad (2.20)$$

## 2.2. Ls-Dyna Düşürme Testi Anahtar Kelimeleri

Ls-Dyna'da analizin oluşturulması anahtar kelimeler (keywords) adı verilen birtakım tanımlamalarla yapılmaktadır. Bu tanımlamalar analizde toplanacak veriler ve çıktı olarak yazdırılması için veri tabanı tanımlamaları, sonlu eleman ağındaki parçaların tanımı, bu parçaların kesit ve malzeme özellikleri tanımı, parçaların kendi içlerindeki ve diğer parçalar ile olan temas tanımlamaları, yükleme durumu ve kısıt tanımlamaları olarak ifade edilebilir.

### 2.2.1. Veri tabanı tanımı

Ls-Dyna analiz sırasında hangi verilerin çıktı olarak yazdırılacağını ve depolanacağını \*DATABASE anahtar kelimesi ile kontrol edilebilir kılınmaktadır. ASCII (American Standard Code for Information Interchange – Bilgi Değişimi için Amerikan Standart Kodlama Sistemi) seçeneği ile toplanacak veriler seçilebilmektedir. Bu verilerin hangi sıklıkla dosyaya yazdırılacağı zaman aralığı seçimi ile mümkün olmaktadır. Bu anahtar kelime ile depolanabilecek çıktı örnekleri Çizelge 2.2'de görülmektedir.

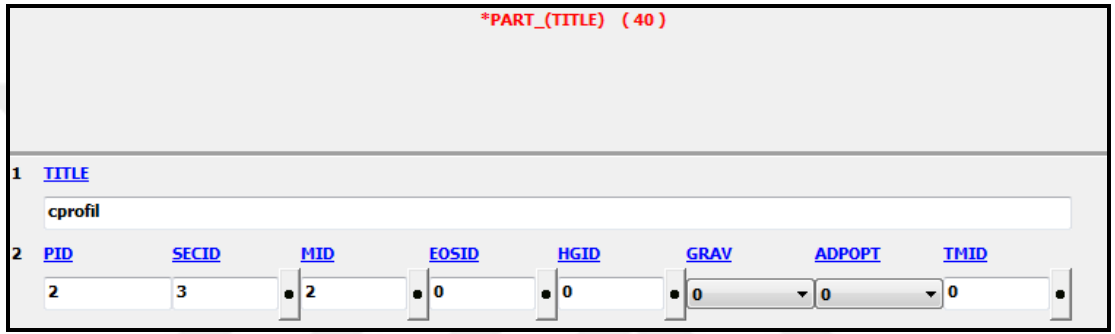
Çizelge 2.2. Ls-Dyna'da kullanılacak veri tabanı tanımlamaları.

Veri Tabanı	Açıklama
GLSTAT	Global Veri (Enerji, hız, toplam kütle değerleri)
MATSUM	Malzeme Enerjileri
NCFORC	Düğüm Arayüz Kuvvetleri
RBDOUT	Rijit Cisim Verisi
RCFORC	Bileşke Arayüz Kuvvetleri
SECFORC	Kesit Kuvvetleri



### 2.2.2. Parça tanımlamaları

Ls-Dyna parça tanımlamasını \*PART anahtar kelimesi içerisinde tanımlar. Parçaların kesitleri ve malzemeleri ilgili anahtar kelimelerin numaralarının girilmesiyle ilişkilendirilir. \*PART anahtar kelimesi Şekil 2.6’da görülmektedir. Burada PID parça numarasını, SECID kesit numarasını ve MID malzeme numarasını ifade etmektedir.



1	TITLE
	cprofil

2	PID	SECID	MID	EOSID	HGID	GRAV	ADPOPT	TMID
	2	3	2	0	0	0	0	0

Şekil 2.6. \*PART anahtar kelimesi.

Bulaşık makinesi sayısal modelinde motor, tuz kutusu gibi bazı parçaların sayısal modelleri, bu parçaların sadece ağırlıkları, ağırlık merkezleri ve atalet momentleri tanımlanmasıyla oluşturulmuştur. Bu parçaların geometrilerinin sonlu elemanlarla örülmesine uygun olmaması ve bu parçaların tüm bulaşık makinesi modelinde sadece ağırlık ve atalet momenti ile etkide bulunması, bu parçalar için farklı bir parça tanımını gerektirmektedir. Bu tanım \*PART\_INERTIA anahtar kelimesi ile yapılmaktadır. Tanımlama yapılırken parçaların kesit ve malzeme özellikleri yukarıda zikredilen sebeplerden dolayı rijit olarak kabul edilmiştir. \*PART\_INERTIA anahtar kelimesi Şekil 2.7’de görülmektedir. Burada XC,YC ve ZC kütle merkezinin koordinatlarını, TM toplam kütle ve IXX,IYY ve IZZ sırasıyla x,y ve z deki atalet tensörünü ifade etmektedir.

**\*PART\_INERTIA\_(TITLE) (3)**

1 **TITLE**  
motor\_inertia

2 **PID**      **SECID**      **MID**      **EOSID**      **HGID**      **GRAV**      **ADPOPT**      **TMID**  
44      12      12      0      0      0      0      0

3 **XC**      **YC**      **ZC**      **IM**      **IRCS**      **NODEID**  
1114.5708      -738.47925      155.62752      0.0015500      0      0

4 **DX**      **DY**      **DX**      **IYY**      **IYZ**      **IZZ**  
3.648e+004      0.0      0.0      1.564e+005      0.0      1.740e+005

5 **VTX**      **VTY**      **VTZ**      **VRX**      **VRY**      **VRZ**  
0.0      0.0      0.0      0.0      0.0      0.0

Şekil 2.7. \*PART\_INERTIA anahtar kelimesi.

### 2.2.3. Kesit tanımlamaları

Ls-Dyna kesit tanımlamasını \*SECTION anahtar kelimesi içerisinde tanımlar. İki boyutlu elemanlar kabuk yapıya sahiptirler ve kesit özellikleri \*SECTION\_SHELL anahtar kelimesi ile tanımlanır. Kullanılacak eleman formülasyonu, et kalınlığı gibi tanımlamalar bu anahtar kelime ile yapılır. Şekil 2.8’de \*SECTION\_SHELL anahtar kelimesi görülmektedir.

**\*SECTION\_SHELL\_(TITLE) (11)**

**TITLE**  
kademeli\_ayak

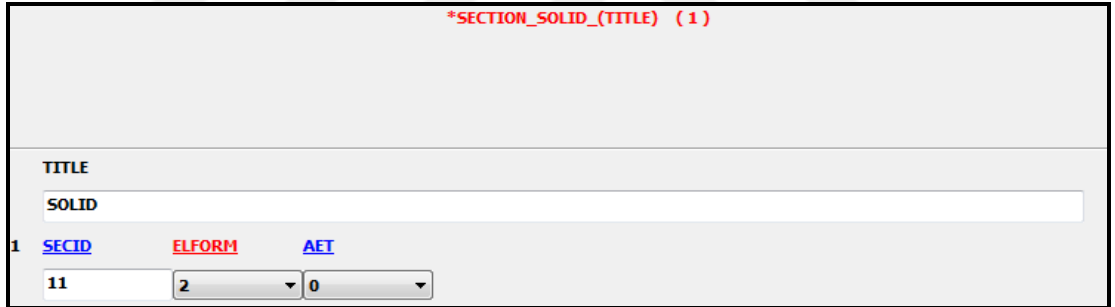
1 **SECID**      **ELFORM**      **SHRF**      **NIP**      **PROPT**      **QR/IRID**      **ICOMP**      **SETYP**  
16      16      0.8300000      3      1      0      0      1

2 **I1**      **I2**      **I3**      **I4**      **NLOC**      **MAREA**      **IDOF**      **EDGSET**  
2.0000000      2.0000000      2.0000000      2.0000000      1.0000000      0.0      0.0      0

Şekil 2.8. \*SECTION\_SHELL anahtar kelimesi.

Burada SECID kesit numarasını, ELFORM eleman formülasyonunu, T et kalınlığını ve NIP kalınlık boyunca integrasyon noktası sayısını ifade etmektedir. Eleman formülasyonu olarak tam integrasyonlu kabuk eleman hızlı bir çözümlmeye sahip olması sebebiyle seçilmiştir. Sayısal integrasyon sırasında parçaların kalınlığı boyunca olması gereken integrasyon aralığı (NIP) beklenen hassasiyetin sağlanması için uygun bir değer seçilmelidir. Tez kapsamında gerçekleştirilen analizlerde bu değer 3 olarak seçilmesi yeterli hassasiyette sonuç vermiştir.

Üç boyutlu elemanlar için kesit özelliği \*SECTION\_SOLID anahtar kelimesi ile tanımlanır. Katı yapıdaki elemanlar için eleman formülasyonunu tanımlamak yeterli olmaktadır. Şekil 2.9'da \*SECTION\_SOLID anahtar kelimesi görülmektedir. Eleman formülasyonu olarak analiz tutarlılığının sağlanması için tam integrasyonlu katı eleman seçilmiştir.



\*SECTION\_SOLID\_(TITLE) (1)

TITLE  
SOLID

1 SECID ELFORM AET  
11 2 0

Şekil 2.9. \*SECTION\_SOLID anahtar kelimesi.

#### 2.2.4. Malzeme Tanımlamaları

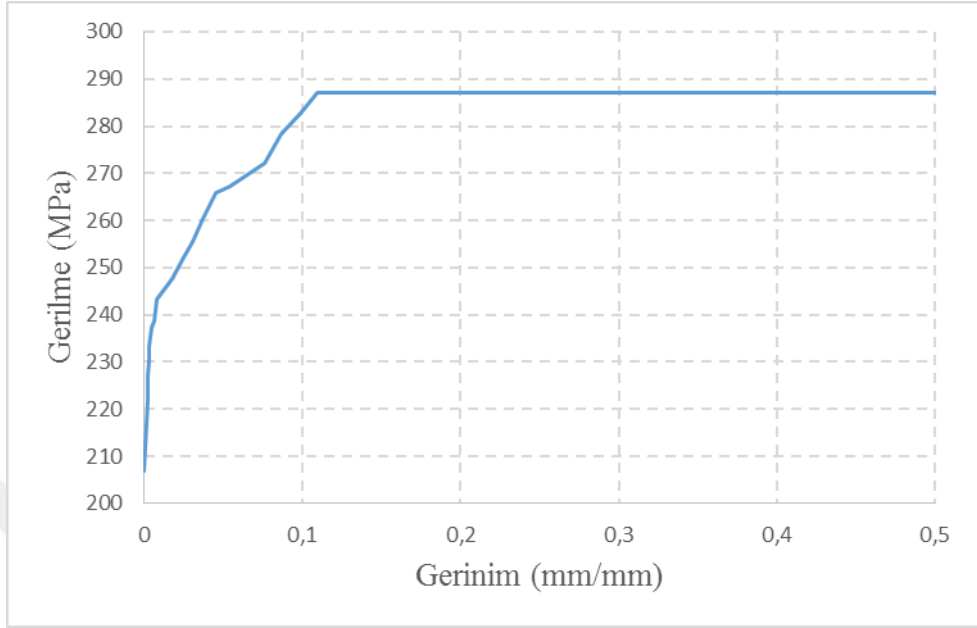
Ls-Dyna malzeme tanımlamasını \*MAT anahtar kelimesi içerisinde tanımlar. Malzeme tanımlaması Ls-Dyna malzeme kütüphanesinden [32] uygun malzeme modelinin seçilmesiyle yapılır. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen analizlerde dört farklı malzeme modeli kullanılmıştır. Bu malzemeler bulaşık makinesi mekanik yapısındaki çelik ve plastik malzemeler, ambalaj modülündeki köpük malzemesi ve motor, tuz kutusu gibi parçalar için rijit malzemedir.

Bulaşık makinesi mekanik yapısı, farklı mekanik özelliklerdeki çelik malzemelerden oluşmaktadır. Bu malzeme modelleri \*MAT\_24 anahtar kelimesi ile oluşturulmuştur. Bu malzeme türünde plastik bölgedeki malzeme davranışını tanımlayan gerçek gerilme-gerinim eğrisi tanımlanarak malzemenin elastik bölgesinin yanında plastik bölgesi de tanımlanabilmektedir. Şekil 2.10'da \*MAT\_24 anahtar kelimesi 430 çeliği için gösterilmiştir. Burada MID malzeme numarasını, RO malzeme yoğunluğunu, E malzemenin elastisite modülünü, PR Poisson oranını, SIGY akma gerilmesini ve LCSS malzeme eğrisi numarasını ifade etmektedir. Bu tez kapsamında yapılan analizlerde kullanılan çelik malzemelere ait plastik bölgedeki gerçek gerilme-gerinim eğrisi Şekil 2.11'de görülmektedir.

**\*MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY\_(TITLE) (7)**

TITLE								
430_CELIK								
1	<b>MID</b>	<b>RO</b>	<b>E</b>	<b>PR</b>	<b>SIGY</b>	<b>ETAN</b>	<b>FAIL</b>	<b>TDEL</b>
	2	7.800e-009	2.000e+005	0.2800000	345.00000	0.0	1.000e+020	0.0
2	<b>C</b>	<b>P</b>	<b>LCSS</b>	<b>LCSR</b>	<b>VP</b>			
	0.0	0.0	7	0	0.0			
3	<b>EPS1</b>	<b>EPS2</b>	<b>EPS3</b>	<b>EPS4</b>	<b>EPS5</b>	<b>EPS6</b>	<b>EPS7</b>	<b>EPS8</b>
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
4	<b>ES1</b>	<b>ES2</b>	<b>ES3</b>	<b>ES4</b>	<b>ES5</b>	<b>ES6</b>	<b>ES7</b>	<b>ES8</b>
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Şekil 2.10. \*MAT\_24 anahtar kelimesi.



Şekil 2.11. Çelik için gerçek gerilme-gerinim eğrisi.

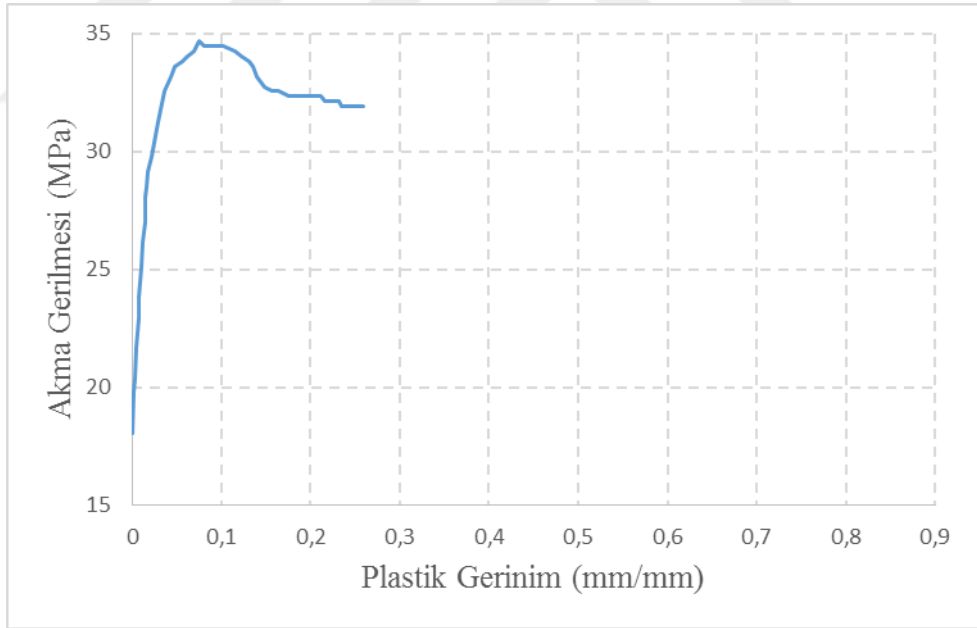
Bulaşık makinesi mekanik yapısındaki plastik parçalar \*MAT\_124 anahtar kelimesi ile oluşturulmuştur. Bu modelde malzemeleri hem çekme hem basma durumundaki akma gerilmesi-plastik gerinim eğrileri tanımlanabilmektedir. Şekil 2.12’de \*MAT\_124 anahtar kelimesi polipropilen için gösterilmiştir. Burada LCIDC basma durumu için malzeme eğrisini belirtirken, LCIDT çekme durumu için malzeme eğrisini ifade etmektedir. Polipropilen için çekme ve basma durumunda akma gerilmesi-plastik gerinim eğrileri sırasıyla Şekil 2.13 ve Şekil 2.14’de görülmektedir.

**\*MAT\_PLASTICITY\_COMPRESSION\_TENSION\_(TITLE) (3)**

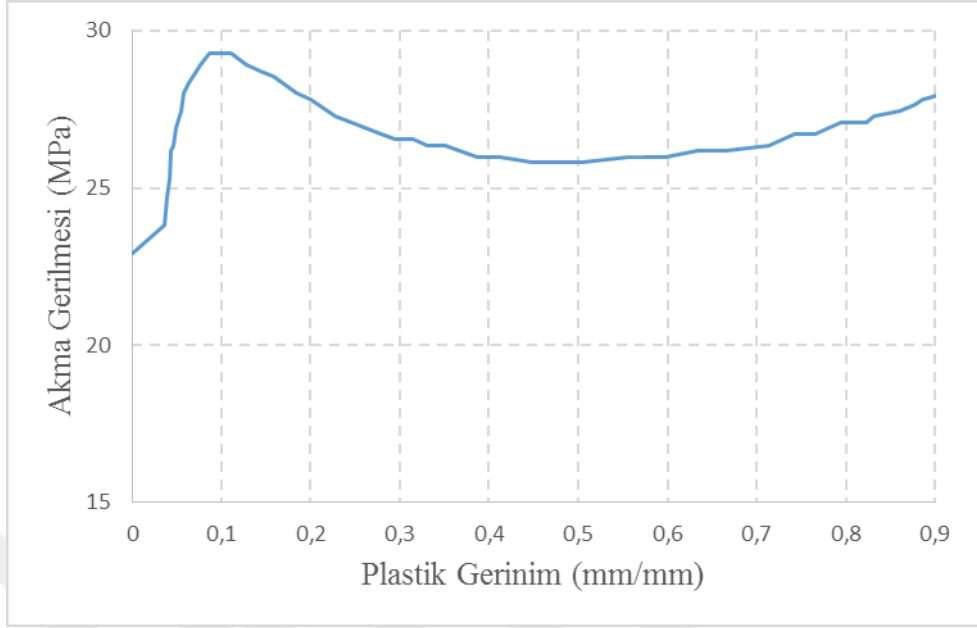
**TITLE**  
POLYPROPYLENE

1	MID	RO	E	PR	C	P	FAIL	IDEL
1		1.120e-009	4500.0000	0.4500000	0.0	0.0	1.000e+020	0.0
2	LCIDC	LCIDT	LCSRC	LCSRT	SRFLAG			
1		2	0	0	0.0			
3	PC	PT	PCUTC	PCUTI	PCUTE			
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0			
4	K							
	0.0							

Şekil 2.12. \*MAT\_124 anahtar kelimesi.



Şekil 2.13. Polipropilen için çekme durumunda akma gerilmesi-plastik gerinim eğrisi



Şekil 2.14. Polipropilen için basma durumunda akma gerilmesi-plastik gerinim eğrisi

Bulaşık makinesi ambalaj modülü Genleştirilmiş polistiren köpük (EPS-Expanded Polystyrene Foam) malzemesine sahiptir. Köpük modeli için Ls-Dyna malzeme kütüphanesinde fazla sayıda malzeme modeli bulunmaktadır. Bu tez kapsamında \*MAT\_63 malzeme modeli en uygun model olarak bulunmuştur. Tezin amaçlarından biri olan köpük malzemesi için sayısal bir model oluşturulması bir sonraki bölümde (Bölüm 3) daha kapsamlı anlatılacaktır.

Çalışmalarda kullanılan diğer malzeme türü ise \*MAT\_20 anahtar kelimesi ile oluşturulan rijit malzemedir. Rijit malzemeler şekil değişimine uğramazlar. Bulaşık makinesinde şekil değişimi incelenmeyen ancak ağırlıkları ve ataletleri sebebiyle ihmal de edilemeyen motor, tuz kutusu gibi parçalar rijit malzeme ile modellenmiştir. Ayrıca bulaşık makinesi modelinin üzerine düşürüldüğü yüzey de rijit olarak oluşturulmuştur. \*MAT\_20 anahtar kelimesi Şekil 2.15’de gösterilmiştir.

**\*MAT\_RIGID\_(TITLE) (2)**

**TITLE**  
rigid\_mass\_material

1	<b>MID</b>	<b>RO</b>	<b>E</b>	<b>PR</b>	<b>N</b>	<b>COUPLE</b>	<b>M</b>	<b>ALIAS</b>
	12	0.0078200	2.070e+011	0.3000000	0.0	0	0.0	
2	<b>CMO</b>	<b>CON1</b>	<b>CON2</b>					
	0.0	0	0					
3	<b>LCO OR A1</b>	<b>A2</b>	<b>A3</b>	<b>V1</b>	<b>V2</b>	<b>V3</b>		
	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		

Şekil 2.15. \*MAT\_20 anahtar kelimesi.

### 2.2.5. Temas tanımlamaları

Ls-Dyna temas tanımlamasını \*CONTACT anahtar kelimesi içerisinde tanımlar. Özellikle büyük deformasyonların görüldüğü problemlerde, yüzeyler arasındaki temas durumunun doğru tanımlanması analizin sonuçlarının doğruluğu açısından oldukça önemlidir. Temas tanımlamalarında özellikle çarpışma analizlerinde temasın nerede ve ne şekilde meydana geleceğinin belirlenmesi oldukça zordur [39]. Bundan dolayı bu tez kapsamında gerçekleştirilen analizlerde parçaların kendi iç temaslarında ve birbirleriyle olan temaslarında otomatik temas tanımlamaları kullanılmıştır.

Bulaşık makinesi mekanik yapısındaki her bir parça ile ambalaj modülündeki her bir parçanın kendi iç teması \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE anahtar kelimesi ile tanımlanmıştır. Bu temas tanımlaması Şekil 2.16'da gösterilmiştir. Burada FS ve FD sırasıyla statik ve dinamik sürtünme katsayılarını ifade etmektedir. Bütün temas tanımlamaların bu değerler sırasıyla 0.3 ve 0.2 olarak belirlenmiştir.



\*CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE\_(ID/TITLE/MPP) ( 2 )

CID	TITLE							
1	SINGLE_SURFACE_2D							
1	SSID	MSID	SSTYP	MSTYP	SBOXID	MBOXID	SPR	MPR
	475	0	2	0	0	0	0	0
2	FS	FD	DC	VC	VDC	PENCHK	BT	DT
	0.3000000	0.2000000	0.0	10.0000000	0.0	0	0.0	0.0
3	SFS	SFM	SST	MST	SFST	SFMT	FSF	VSF
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
<input type="checkbox"/> A <input type="checkbox"/> AB <input checked="" type="checkbox"/> ABC								
A	SOFT	SOFSCL	LCIDAB	MAXPAR	SBOPT	DEPTH	BSORT	FRCFRQ
	0	0.0	0	0.0	0.0	0	0	0
B	PENMAX	THKOPT	SHLTHK	SNLOG	ISYM	I2D3D	SLDTHK	SLDSTF
	0.0	0	0	0	0	0	0.0	0.0
C	IGAP	IGNORE	DPRFAC	DTSTIF	UNUSED	UNUSED	FLANGL	
	1	0	0.0	0.0	0	0	0.0	

Şekil 2.16. \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE anahtar kelimesi.

Bulaşık makinesi mekanik yapısı ile ambalaj modülü arasındaki ve ambalaj modülü ile rijit yüzey arasındaki temaslar \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SURFACE\_TO\_SURFACE anahtar kelimesi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu temas tanımlaması Şekil 2.17’de gösterilmiştir. Burada SOFT kısıtı 1 olarak belirlenmiştir. Özellikle çarpışma analizlerinde benzer olmayan malzemelerden oluşan parçaların arasındaki temaslarda (Bulaşık makinesi mekanik yapısı ile ambalaj modülü arasındaki temas) bu kısıdın 1 olarak kullanılması gerekmektedir [40].

\*CONTACT\_AUTOMATIC\_SURFACE\_TO\_SURFACE\_(ID/TITLE/MPP)\_(THERMAL) ( 2 )

CID	TITLE							
2	2D_3D_SURF_TO_SURF							
1	SSID	MSID	SSTYP	MSTYP	SBOXID	MBOXID	SPR	MPR
	475	476	2	2	0	0	0	0
2	FS	FD	DC	VC	VDC	PENCHK	BT	DT
	0.3000000	0.2000000	0.0	10.0000000	0.0	0	0.0	0.0
3	SFS	SFM	SST	MST	SFST	SFMT	FSF	VSF
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A	SOFT	SOFSC	LCIDAB	MAXPAR	SBOPT	DEPTH	BSORT	FRCFRQ
	1	0.0	0	0.0	0.0	0	0	0
B	PENMAX	THKOPT	SHLTHK	SNLOG	ISYM	I2D3D	SLDTHK	SLDSTF
	0.0	0	0	0	0	0	0.0	0.0
C	IGAP	IGNORE	DPRFAC	DTSTIF	UNUSED	UNUSED	FLANGL	
	1	1	0.0	0.0	0	0	0.0	

Şekil 2.17. \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SURFACE\_TO\_SURFACE anahtar kelimesi.

Analizlerde kullanılan bir diğer temas tanımlaması \*CONTACT\_TIED\_NODES\_TO\_SURFACE anahtar kelimesi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ambalaj modülünün bir arada durmasını sağlayan tahtalar ile destek straforları arasındaki temas tanımlaması bu şekilde tanımlanmıştır. Şekil 2.18'de bu temas tanımlaması gösterilmiştir.

**\*CONTACT\_TIED\_NODES\_TO\_SURFACE\_(ID/TITLE/MPP) (3)**

CID	TITLE							
5	frontal_support_tied_nodes_to_surf							
1	<b>SSID</b>	<b>MSID</b>	<b>SSTYP</b>	<b>MSTYP</b>	<b>SBOXID</b>	<b>MBOXID</b>	<b>SPR</b>	<b>MPR</b>
	725	34	4	3	0	0	0	0
2	<b>FS</b>	<b>FD</b>	<b>DC</b>	<b>VC</b>	<b>VDC</b>	<b>PENCHK</b>	<b>BT</b>	<b>DT</b>
	0.3000000	0.2000000	0.0	10.0000000	0.0	0	0.0	0.0
3	<b>SFS</b>	<b>SFM</b>	<b>SST</b>	<b>MST</b>	<b>SFST</b>	<b>SFMT</b>	<b>FSF</b>	<b>VSF</b>
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A	<b>SOFT</b>	<b>SOFACL</b>	<b>LCIDAB</b>	<b>MAXPAR</b>	<b>SBOPT</b>	<b>DEPTH</b>	<b>BSORT</b>	<b>FRCFRQ</b>
	1	0.5000000	0	0.0	0.0	0	0	0
B	<b>PENMAX</b>	<b>THKOPT</b>	<b>SHLTHK</b>	<b>SNLOG</b>	<b>ISYM</b>	<b>I2D3D</b>	<b>SLDTHK</b>	<b>SLDSTF</b>
	0.0	0	0	0	0	0	0.0	0.0
C	<b>IGAP</b>	<b>IGNORE</b>	<b>DPRFAC</b>	<b>DTSTIF</b>	<b>UNUSED</b>	<b>UNUSED</b>	<b>FLANGL</b>	
	1	0	0.0	0.0	0	0	0.0	

Şekil 2.18. \*CONTACT\_TIED\_NODES\_TO\_SURFACE anahtar kelimesi.

Tez kapsamında gerçekleştirilen analizlerde özellikle çarpma anında alt straför yüksek basınca maruz kalmaktadır. Köpük gibi yumuşak malzemelerde bu durum negatif hacim elemanı adı verilen elemanların oluşmasına sebebiyet vermekte bu ise analizlerin hatalı durdurulmasına sebebiyet vermektedir. Bu durumun önüne geçebilmek için Ls-Dyna'da \*CONTACT\_INTERIOR anahtar kelimesi kullanılmaktadır. Bu temas tanımlaması Şekil 2.19'da gösterilmiştir. Bu temas tanımlamasında sadece tek bir parça tanımlanabilmektedir [32].

**\*CONTACT\_INTERIOR (1)**

1	<b>PSID</b>
	729

Şekil 2.19. \*CONTACT\_INTERIOR anahtar kelimesi.

## 2.2.6. İlk hız ve yerçekimi kuvveti tanımlamaları

Ls-Dyna ilk hız tanımlamasını \*INITIAL\_VELOCITY anahtar kelimesi içerisinde tanımlar. Bu tez kapsamında bulaşık makinesinin 300 mm yüksekliğinden tabanı üzerine ve 10 derece yana yatık olarak düşürme analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz süresini azaltmak için bulaşık makinesinin havada kalma süresi azaltılmalıdır. Bu nedenle bulaşık makinesinin kat ettiği yükseklik boyunca yerçekimi ivmesi ile kazandığı hız ilk hız olarak belirlenir. Eşitlik (2.21) düşürme hızını düşüş yüksekliğine göre vermektedir.

$$V = \sqrt{2gh} . \quad (2.21)$$

Burada  $V$  ilk hızı,  $g$  yerçekimi ivmesini ve  $h$  düşüş mesafesini ifade etmektedir. Analizlerde düşmenin başladığı yükseklik 50 mm olarak belirlenmiştir. Buna göre ilk yüksekliğin 300 mm olduğu göz önünde bulundurularak bulaşık makinesinin analizlerdeki düşüş hızı Eşitlik (2.21) ile aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır.

$$V = \sqrt{2gh} = \sqrt{2(9806)(300 - 50)} = 2214 \text{ mm/s.}$$

\*INITIAL\_VELOCITY anahtar kelimesi Şekil 2.20’de görülmektedir.

*INITIAL_VELOCITY_GENERATION (1)							
1	NSID/PID	STYP	OMEGA	VX	VY	VZ	
	0	1	0.0	0.0	0.0	-2214.0000	
2	XC	YC	ZC	NX	NY	NZ	PHASE
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0

Şekil 2.20. \*INITIAL\_VELOCITY anahtar kelimesi.

Ls-Dyna’da yerçekimi ivmesi \*LOAD\_BODY\_Z anahtar kelimesi içerisinde tanımlanmaktadır. Bu tanımlamada yerçekimi ivmesinin büyüklüğü analiz süresine

bağlı olarak eğri olarak tanımlanır. Şekil 2.21’de bu tanımlama gösterilmiştir. Burada LCID yerçekimi ivmesi büyüklüğünün analiz süresine bağlı eğrisinin numarasını belirtirken, SF ölçekleme faktörünü ifade eder.

*LOAD_BODY_Z ( 1 )							
1	LCID	SF	LCIDDR	XC	YC	ZC	CID
	5	-1.0000000	0	0.0	0.0	0.0	0

Şekil 2.21. \*LOAD\_BODY\_Z anahtar kelimesi.

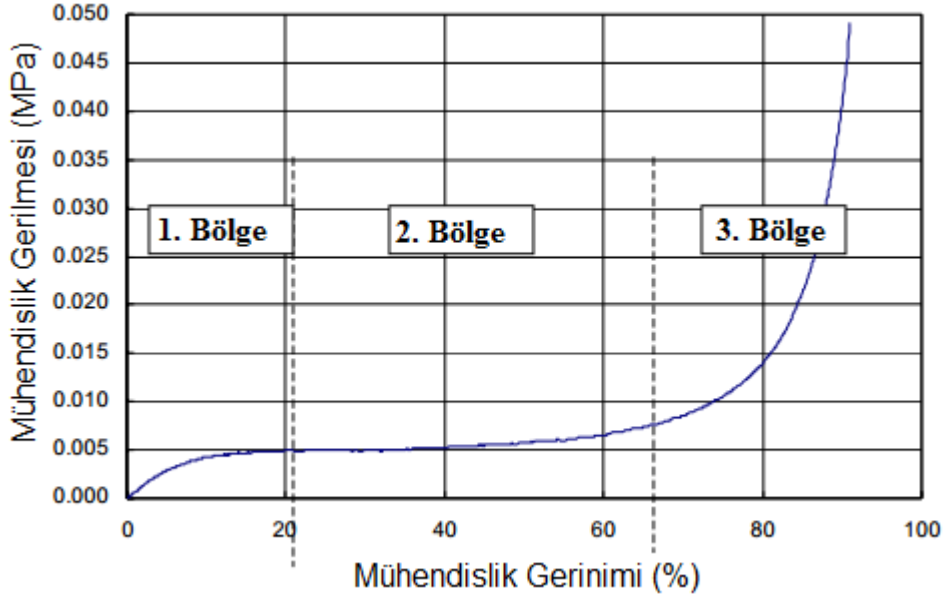
### 3. KÖPÜK MALZEME MODELİ OLUŞTURULMASI

#### 3.1. Köpük Malzeme Özellikleri

Köpükler yüksek enerji emebilme özelliğine sahip düşük ağırlıklı malzemelerdir. Ambalajlama, ısı yalıtım, araçlarda kapı saclarında koruma, yataklarda konfor sağlama gibi birçok alanda köpük malzemeleri kullanılmaktadır. Kullanım amacının çeşitliliğinden dolayı köpük malzemesinin farklı özelliklere sahip çeşitleri mevcuttur. Bundan dolayı köpükler için malzeme modellemesinin yapılabilmesi de zorlaşmaktadır.

Köpükler açık hücreli ve kapalı hücreli olabilirler. Sıkışma esnasında malzeme içerisindeki gazın dışarı çıkabildiği köpükler açık hücrelidirler. Bu köpükler genellikle esnek özelliktedirler. Köpükler için bir diğer önemli husus yapıldığı malzemenin özelliğidir. Buna göre rijit ya da esnek yapıda olabilirler. Rijit malzemelerden oluşan köpükler buruşabilir köpüklerdir. Buruşabilir köpüklerin deformasyonu sünek ve gevrek olabilir. Sünek davranışa sahip buruşabilir köpükler plastik deformasyona maruz kaldıktan sonra elastik geri dönüşüm çok az olur ya da hiç olmaz. Metalik köpükler bu gruba örnek olarak verilebilir. Öte yandan, gevrek buruşabilir köpüklerde hücre duvarları çöker. Rijit poliüretan köpükleri bu şekilde deforme olur. Bulaşık makinesi ambalaj modülünde kullanılan genişletilmiş polistiren köpükleri kapalı hücre yapısına sahip olup, rijit malzeme davranışı gösterirler [17].

Köpükler çekme veya kayma yüklemelerine karşı dayanıklı değildirler. Köpük malzemelerinde ele alınan deformasyon durumu basmadır. Köpüklerde basma gerilme-gerinim ilişkisinde genellikle üç bölgeden söz edilebilir [17] (bkz. Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Köpük malzemelerin genel deformasyon bölgeleri.

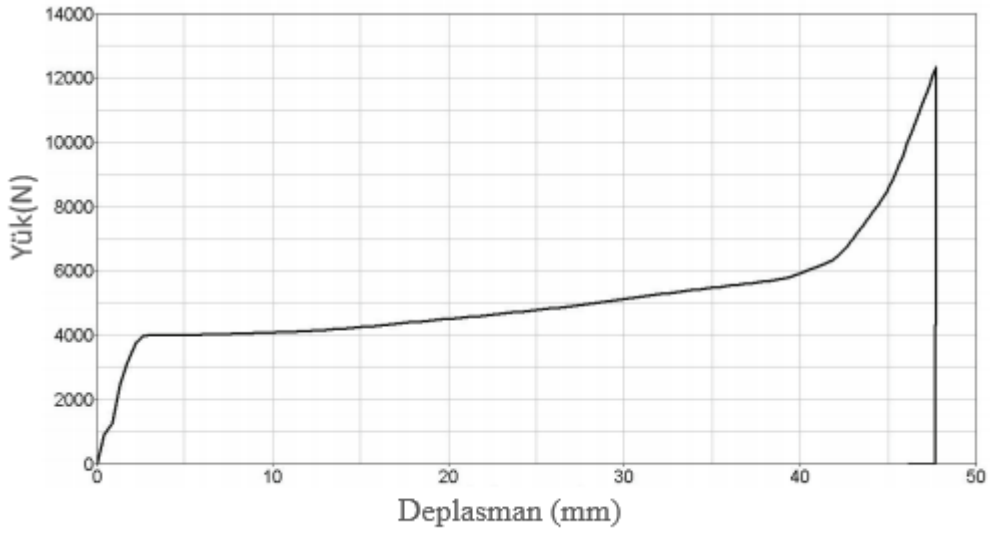
1.Bölge, başlangıç bölgesi olup lineer elastisite bölgesi olarak da adlandırılabilir. Düşük gerinimlerde, köpük elastik yanıt verir. Bundan dolayı ilk bölgede Hooke Yasası düşünülebilir. 2. Bölge, düz sıkıştırma bölgesidir. Bu bölgede gerilme değerleri genellikle çok değişmez, iç yapıda hücrelerde çökme olayı yaşanır. Ardından malzeme yoğunluğunda artışın olduğu 3.Bölge gelmektedir. Bu bölgeye densifikasyon bölgesi de denilmektedir. Köpük malzeme özellikleri çok değişkenlik gösterebildiğinden yukarıda sıralanan deformasyon bölgeleri de değişkenlik gösterebilmektedir.

Genleştirilmiş polisitren köpükleri genellikle ürünleri dış darbelerden koruma amaçlı kullanılmaktadır. Kolaylıkla deformasyona uğrayabilmelerine karşın yüksek enerji emebilme kapasitesine sahiptirler. Deformasyonların kalıcı olması sebebiyle birden çok darbeye maruz kalmaya uygun değildirler.

### 3.2. Köpük Sayısal Modeli ve Test ile Doğrulama

Ls-Dyna'da köpük malzemesi için oldukça fazla malzeme modeli bulunmaktadır. Bu malzeme modelleri arasında seçim yapılırken fazla tanımlamalar yapmaktan kaçınılmalı, malzemenin karakteristiğini yansıtabilecek girdiler oluşturulmalıdır.

Elastik iyileşme durumunun olmadığı polisitren köpükleri için en uygun malzeme modeli \*MAT\_63 anahtar kelimesi altında tanımlanabilmektedir [17,20]. Slik ve arkadaşları [18] bu malzeme modeli için gerçekleştirdikleri testlerde yükleme eğrisini Şekil 3.2’de görüldüğü gibi elde etmişlerdir. Bu eğride görüldüğü üzere elastik bir geri yükleme olmamış, eğri değeri geri yükleme fazında bir anda sıfıra düşmüştür.



Şekil 3.2. \*MAT\_63 malzeme modeli için yükleme eğrisi.

Ls-Dyna’da buruşabilir köpük modeli \*MAT\_63 anahtar kelimesi içerisinde tanımlanmaktadır. Şekil 3.3’de bu tanımlama gösterilmiştir. Malzeme kartında yer alan ve malzemeye ait mekanik özellikleri belirten değişkenler şu şekildedir:

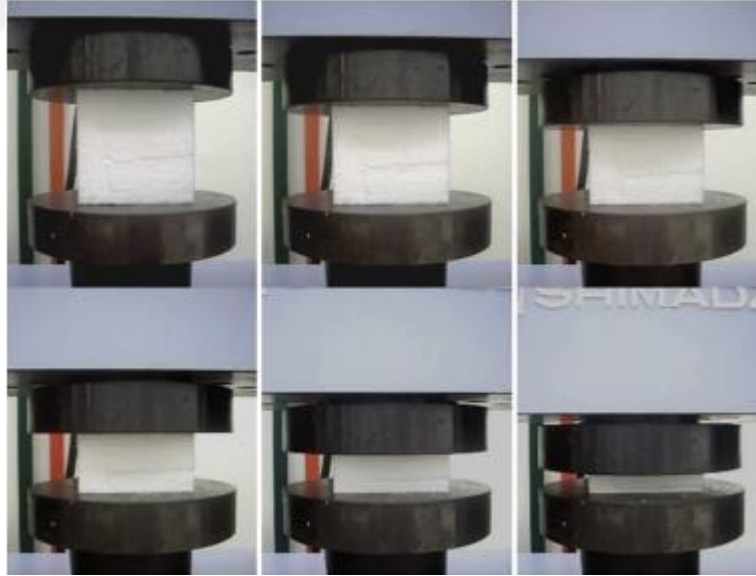
*MAT_CRUSHABLE_FOAM_(TITLE) (1)						
TITLE						
FOAM						
1	MID	RO	E	PR	LCID	TSC
	7	2.200e-011	78.000000	0	6	0.1000000
						0.5000000

Şekil 3.3. \*MAT\_63 anahtar kelimesi.



- RO : malzeme yoğunluğu  
E : elastisite modülü  
PR : Poisson oranı  
TSC : çekme gerilmesi kopma değeri  
DAMP: sönümlenme katsayısı

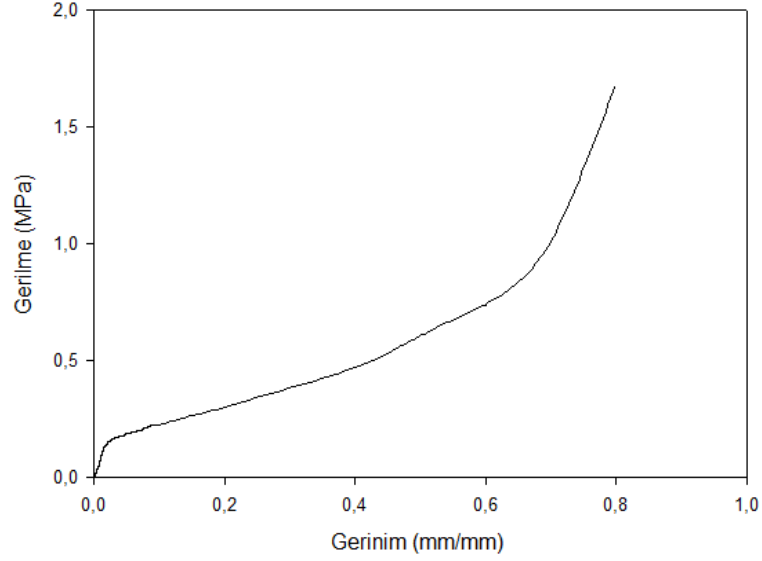
TSC ve DAMP değerleri nümerik bozulmaları engelleyecek değerlere sahip olmalıdır. Bu değerler Ozturk ve Anlas [19]'ın yaptıkları çalışmadan alınmıştır. Burada dikkat çeken bir detay Poisson oranının 0 olarak alınmasıdır. Shah ve Topa [20] 100 mm kenar uzunluklarına sahip kübik EPS örneklerini sanki-statik sıkıştırma testlerine tabi tutmuşlar ve bu testler sonucunda lateral yönde bir genişleme olmadığını Şekil 3.4'de gösterildiği şekilde elde etmişlerdir. Bu durum EPS buruşabilir köpüklerde Poisson oranının sıfıra eşit alınabileceğini göstermektedir.



Şekil 3.4. EPS köpüğünün sanki-statik sıkıştırma testi [20].

Malzeme modelinde kullanılan yoğunluk ve elastisite modülü değerleri üretici firmalardan alınmasına karşın, malzemenin gerilme-gerinim eğrisi elde edilememiştir. \*MAT\_63 anahtar kelimesinde malzeme modellemesinin yapılabilmesi için gerilme-hacimsel gerinim eğrisinin tanımlanması gerekmektedir.

Poisson oranı sıfır olarak alındığından dolayı hacimsel gerinim yerine aksenal gerinimin alınması mümkün olmaktadır. Üretici firmadan alınan malzeme bilgileri sonucunda  $22 \text{ kg/m}^3$  yoğunluğundaki EPS köpüğü için gerilme-gerinim eğrisi Şekil 3.5'de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

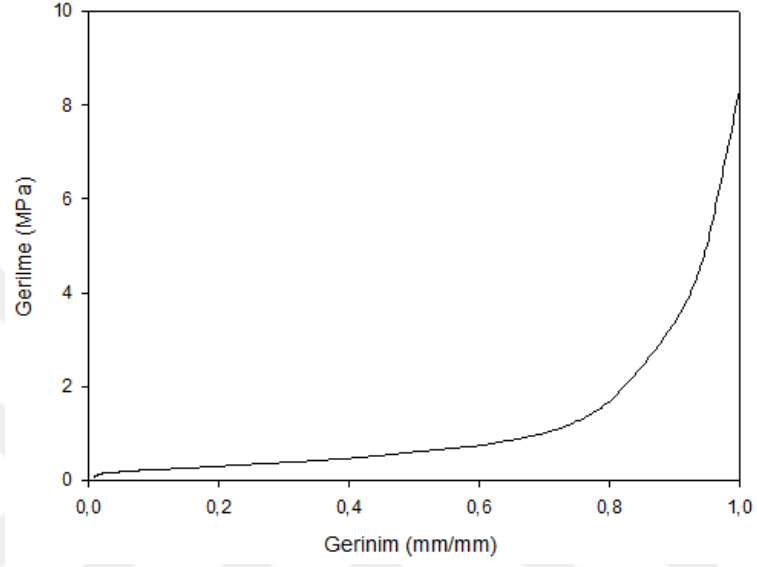


Şekil 3.5. EPS köpük malzemesi için gerilme-gerinim eğrisi.

Köpük malzeme modellerinde yüksek deformasyon durumlarında negatif hacim elemanı oluşur. Bu durum analizlerin tamamlanmadan durmasına sebebiyet verir. Bu durumu engellemek için malzeme gerilme-gerinim eğrisi yüksek gerinimler için eksponansiyel olarak genişletilir [20] ve Şekil 3.6'da gösterilen malzeme eğrisi elde edilir.

Buna göre bu eğrinin kullanılarak oluşturulduğu malzeme modelinin, malzemenin karakteristiğini tam olarak gösterebilmesi için gerçek test ile doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda 80 mm kenar uzunluğuna sahip kare kesitli, 30 mm yüksekliğinde  $22 \text{ kg/m}^3$  yoğunluğundaki EPS köpük numuneleri, 50 mm çapındaki rijit topla basma testine tabi tutulmuştur. Testlerde EPS köpüğü rijit top ile 30 mm sıkıştırılmış olup, her bir 5 mm'de kuvvet değeri ölçülmüştür. Rijit topun hızı 600 mm/s olarak belirlenmiş ve farklı hızlarda testler yapılmasına gerek duyulmamıştır.

Bunun sebebi EPS köpüklerinin gerinim hızına bağlı olmamaları varsayımıdır [41]. Köpüklerin testleri Mecmesin MultiTest cihazı ile yapılmış olup test düzeneği Şekil 3.7'de görülmektedir. Basma testi 30 adet numune için tekrarlanmıştır.

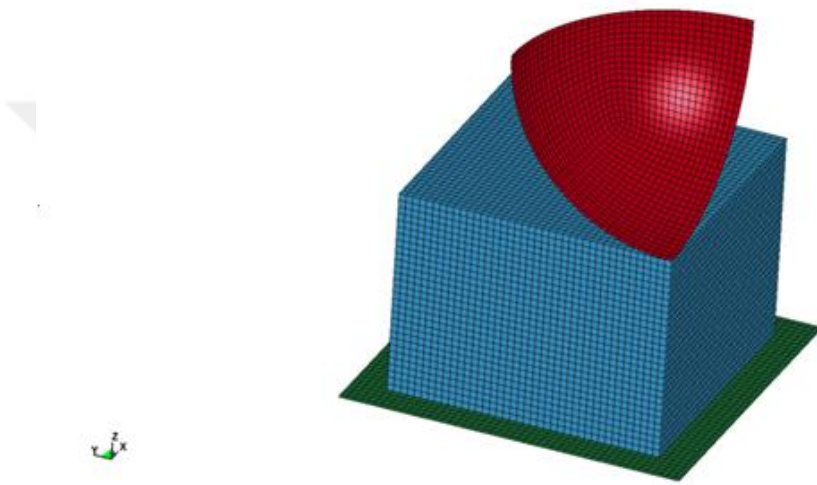


Şekil 3.6. EPS köpük malzemesi için genişletilmiş gerilme-gerinim eğrisi.



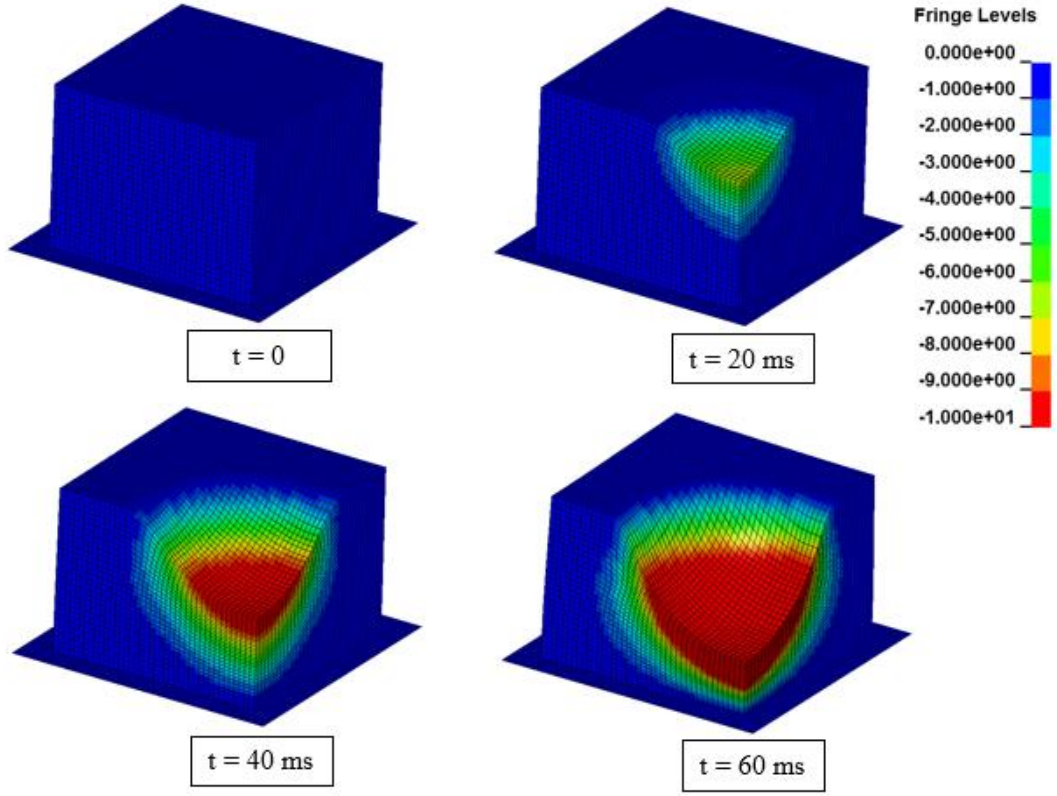
Şekil 3.7. EPS köpüğü basma testi düzeneği.

Basma testlerinin sonlu elemanlar modeli Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Problemin simetrik olması avantajı kullanılarak, rijit top ve köpük için çeyrek modeller ele alınmıştır. Katı elemanlar 1 mm kenar uzunluğuna sahip üç boyutlu tuğla elemanlar ile oluşturulmuştur. Köpük blok elemanlarındaki yer değiştirme Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Buna göre elemanlarda kum saati durumunun oluşmadığı gözlemlenmiş, deformasyon durumunun tutarlı olduğu sonucuna varılmıştır.

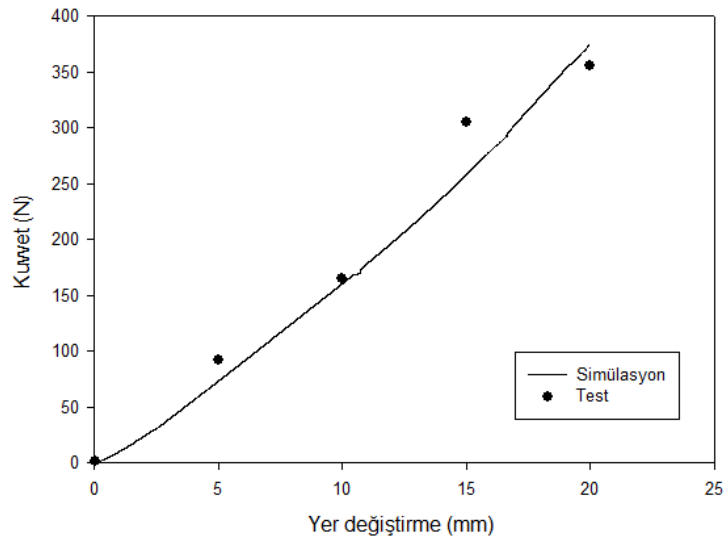


Şekil 3.8. EPS köpüğü basma testi sonlu eleman modeli.

Basma testinde analizlerin doğrulanması kuvvet-yer değiştirme eğrilerinin kontrolü ile mümkündür. Buna göre rijit top ile köpük blok arasındaki tepki kuvvetinin rijit topun yer değiştirmesine bağlı grafikleri Şekil 3.10’da gösterildiği gibi elde edilmiştir. Simülasyon sonuçlarının test sonuçlarıyla örtüştüğü görülmektedir. Buna göre Çizelge 3.1’de listelenen parametreler ve Şekil 3.6’da verilen gerilme-gerinim eğrisi ile \*MAT\_63 anahtar kelimesi içerisinde oluşturulan malzeme modelinin bulaşık makinesi ambalaj modülü için uygun bir modelleme olacağı sonucu çıkarılmıştır.



Şekil 3.9. EPS köpüğü basma testi sonlu elemanlar analizi sonuçları (yer değiştirme görseli, mm).



Şekil 3.10. Kuvvet-yer değiştirme eğrisi.

Çizelge 3.1. EPS köpük malzeme modeli parametreleri.

Parametre	Tanım	Değer	Birim
RO	Yoğunluk	$2.2 \times (10)^{-11}$	Ton/mm <sup>3</sup>
E	Elastisite Modülü	78	MPa
PRS	Poisson Oranı	0	
TSC	Çekme Gerilmesi Kopma Değeri	0.1	MPa
DAMP	Sönümlenme Katsayısı	0.5	

## 4. BULAŞIK MAKİNESİ DÜŞÜRME TESTİ VE ANALİZLERİ

Bu bölümde, düşürme testi düzeneğinden ve taban düşürme ve eğimli düşürme için gerçekleştirilen deneysel çalışmalardan, Ls-Dyna ile gerçekleştirilen düşürme analizlerinden bahsedilecektir. Ayrıca sayısal modelin test ile doğrulanması üzerinde durulacak ve kritik düşürme durumu belirlenecektir.

### 4.1. Deneysel Çalışma

#### 4.1.1. Test düzeneği

Deneysel çalışmaların yapılabilmesi için Şekil 4.1’de görülen test platformu kullanılmaktadır. Bu platform ile bulaşık makinesi tabanı üzerine düz düşürme testine tabi tutulabildiği gibi, ön ve yan ayakları üzerine belirli açılarda eğimli ya da köşesi üzerine de düşürülebilmektedir. Düşürme eğimi platforma kenardan bağlı rijit kol ile sağlanmaktadır. Tez kapsamında taban ve yana 10° eğimli düşürme testleri gerçekleştirilmiştir (bkz. Şekil 4.2).



Şekil 4.1. Düşürme test düzeneği.



(a)



(b)

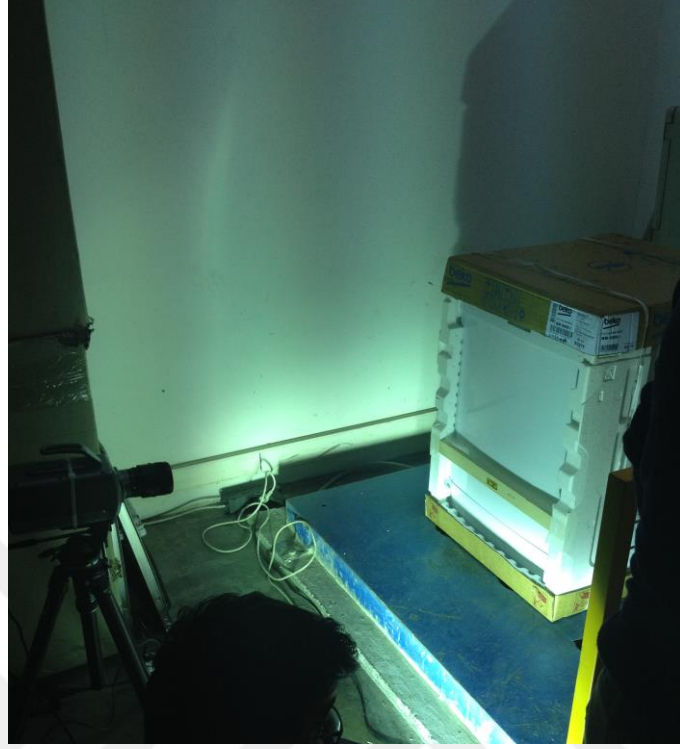
Şekil 4.2. Düşürme şekilleri; (a) taban düşürme, (b) 10° eğimli düşürme.

#### 4.1.2. Testlerin yapılışı

Test düzeneği önceki bölümde gösterilmişti. Bulaşık makinesi düşürme testlerinin yapılışı bu bölümde anlatılmıştır. Düşürme testi platformunun altında düşey yönde hareket etme kabiliyetine sahip rijit tablalar vardır. Bu tablalar kullanılarak bulaşık makinesi düşürmenin gerçekleştirileceği yüksekliğe kaldırılır. Düşürme yüksekliği ayarlandıktan sonra rijit tablalar yüksek ivme ile platformdaki ilk pozisyonlarına dönerler. Rijit tablaların yüksek hızda inmesinden dolayı, bulaşık makinesi bir an havada asılı kalır, ardından serbest düşme hareketi gerçekleştirir. Eğimli düşürmeler için eğim açısı platformun yanındaki rijit kol ile sağlanır.

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen taban ve yana 10° eğimli düşürme testleri 300 mm yüksekliğinden yapılmıştır. Testler yüksek hızlı kamera ile 500 fps (saniyede 500 kare) hızında kaydedilmiş ve düşürme anı incelenmiştir. Kamera ile farklı açılardan görüntülerin toplanabilmesi için testler farklı açılardan tekrarlanmıştır. Bulaşık makinesinin çarpma anında iç yapısında kalan parçaların incelenebilmesi için dış ambalaj naylonu, yan destek köpükleri ve yan duvar çıkarılarak testlerin tekrarı sağlanmıştır. Testlerin yapılış anı Şekil 4.3'de görülmektedir.

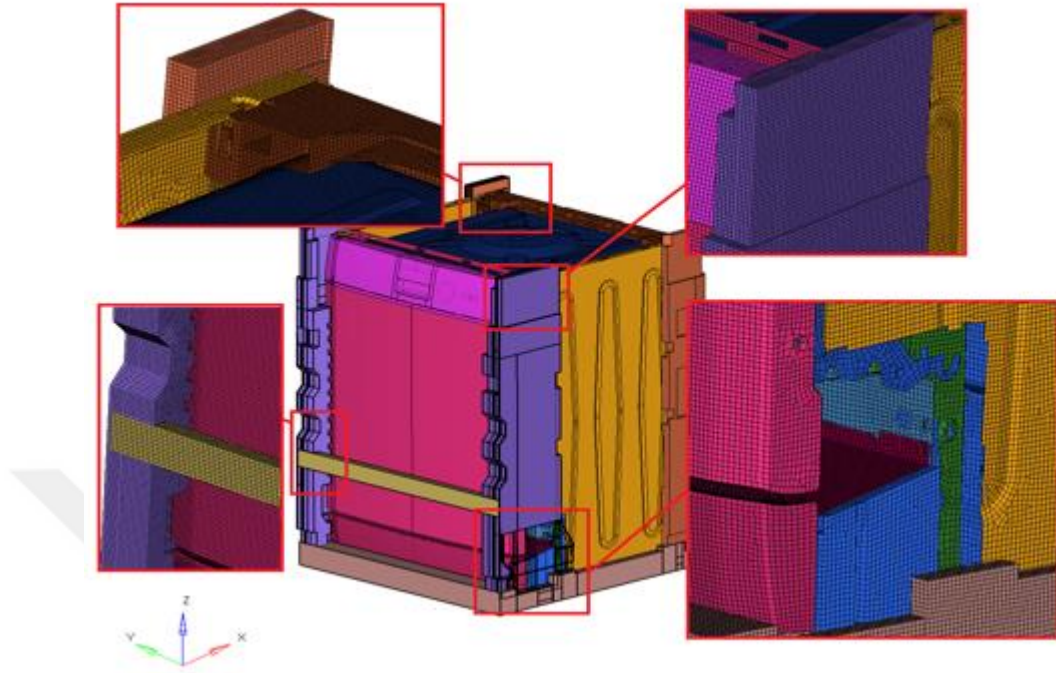




Şekil 4.3. Düşürme testinin yapılışı.

#### **4.2. Bulaşık Makinesi Düşürme Testi Sayısal Modeli**

Bulaşık makinesi mekanik yapısının ve ambalaj modülünün katı modeli NX yazılımı ile oluşturulmuş ve HYPERMESH yazılımı ile de sonlu elemanlar ağı örülmüştür. Düşürme analizleri açık doğrusal olmayan sonlu elemanlar kodu Ls-Dyna ile gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli, bulaşık makinesi mekanik yapısı, köpükler ve destek tahtalarından oluşmaktadır. Tüm modelde 413,169 adet kabuk eleman, 963,640 adet katı eleman ve 699 adet bir boyutlu rijit ve kütle elemanı olmak üzere toplamda 1,399,508 eleman bulunmaktadır. Analizi gerçekleştirilen bulaşık makinesi modeli Şekil 4.4’de gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Bulaşık makinesi sonlu elemanlar modeli.

Sonlu elemanlar ağı oluşturulan kabuk eleman boyutları kritik olmayan bölgeler için 8 mm olarak belirlenmiştir. Daha hassas sonuçlara ihtiyaç duyulan bölgelerde ise eleman boyutu 2 mm'ye kadar düşürülmüştür. Daha ince ağ yapısına sahip olan bölgeler bulaşık makinesi mekanik yapısında alt bölgelerdeki parçalar ve özellikle çarpma anında yüke en fazla maruz kalan ön bölgedeki kademeli ayaklardır. İki boyutlu elemanlar için tam integrasyonlu kabuk elemanlar kullanılmıştır. Öte yandan sonlu elemanlar modelinin büyük kısmını üç boyutlu katı elemanlar oluşturmaktadır. Köpük parçaları ile destek tahtaları üç boyutlu ağ yapısına sahiptir. Analiz tutarlılığının sağlanması için kontrol edilmesi gereken kum saati ve negatif hacim elemanı durumları göz önünde bulundurularak, katı elemanlar için tam integrasyonlu katı eleman tipi uygun bulunmuştur. Ayrıca üç boyutlu elemanlar hegzagonal yapıdaki tuğla (brick) elemanlar ile oluşturulmuştur.

Bulaşık makinesi mekanik yapısı temel olarak farklı yoğunluklardaki çelik malzemeler ve plastik malzemelerden oluşmaktadır. Tez kapsamında köpük için uygun malzeme modeli geliştirilmesi amaçlanmıştır ve bunun için bir önceki bölümde

anlatılan çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Buna göre analizlerde kullanılan malzeme modelleri şu şekildedir:

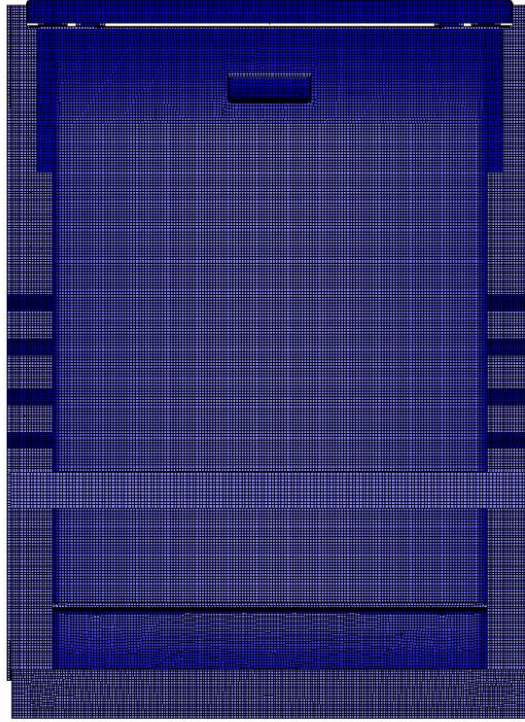
- \*MAT\_RIGID (Type 20) tanımlaması rijit zemin için,
- \*MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY (Type 24) tanımlaması çelik parçalar için,
- \*MAT\_PLASTICITY\_COMPRESSION\_TENSION (Type 124) tanımlaması plastik parçalar için ve
- \*MAT\_CRUSHABLE\_FOAM (Type 63) tanımlaması köpük parçalar için kullanılmıştır.

Bulaşık makinesi mekanik yapısı ve ambalaj modülündeki her bir parçanın kendi içindeki teması \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE ile tanımlanmıştır. Ayrıca bulaşık makinesi ile ambalaj modülü arasında ve ambalaj modülü ile rijit zemin arasındaki temasları tanımlamak için \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SURFACE\_TO\_SURFACE tanımlaması kullanılmıştır. Ambalaj modülünde destek tahtaları ile yan destek straforları arasındaki teması tanımlamak için \*CONTACT\_TIED\_NODES\_TO\_SURFACE tanımlaması kullanılmıştır. Tüm bu temas tanımlamalarının yanında, \*CONTACT\_INTERIOR tanımlaması strafor deformasyonunda negatif hacim elemanları hatasının alınmasını engellemek için kullanılmıştır. Temas tanımlamalarında statik ve dinamik sürtünme katsayıları sırasıyla 0.3 ve 0.2 olarak belirlenmiştir [26].

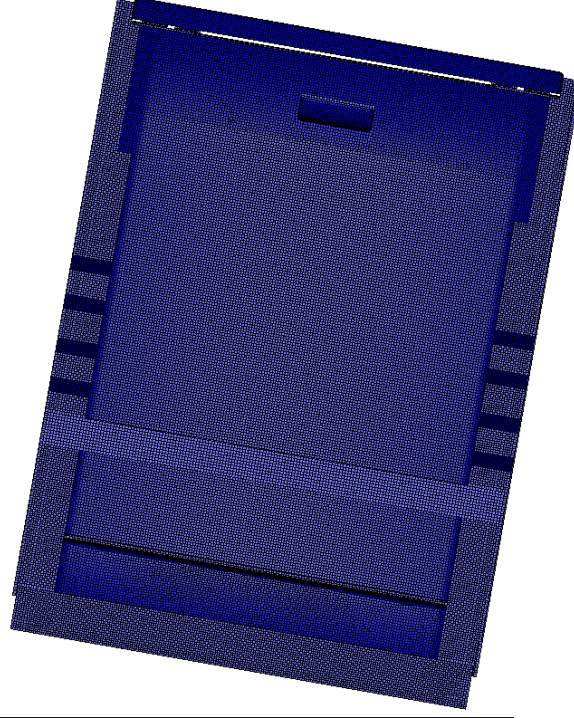
Analiz süresinin azaltılması için bulaşık makinesinin serbest düşmeye bırakıldığı yükseklik 300 mm'den 10 mm'ye düşürülmüştür. Bulaşık makinesi modelinin bu düşüş mesafesinde kazandığı hız modele ilk hız olarak tanımlanmıştır. Buna göre 2385 mm/s olan ilk hız \*INITIAL\_VELOCITY\_GENERATION tanımlaması ile oluşturulmuştur. Probleme yerçekiminin etkisi ihmal edilemediğinden \*LOAD\_BODY\_Z tanımlaması, yerçekimi ivmesini tanımlamak için kullanılmıştır.

### 4.3. Sayısal Modelin Test ile Doğrulanması

Tez kapsamında iki tip düşürme durumu ele alınmıştır; taban düşürme ve eğimli düşürme. Her iki düşürme senaryosu için oluşturulan sayısal modelin doğruluğunun saptanabilmesi için testler gerçekleştirilmiştir. Düşürme testleri ARÇELİK A.Ş. test merkezinde yer alan düşürme test platformu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Testler 500 fps (saniyede 500 kare) çekim yapabilen hızlı kamera ile kaydedilmiştir. Elde edilen kamera görüntüleri analizde elde edilen görüntüler ile karşılaştırılmış ve oluşturulan sayısal modellerin doğruluğu kontrol edilmiştir. Bu bölümde taban düşürme ve eğimli düşürme için test sonuçları ve sayısal model sonuçlarının karşılaştırılmasına yer verilecektir. Taban düşürme ve 10° eğimli düşürme Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da görülmektedir.



Şekil 4.5. Taban düşürme sayısal modeli.

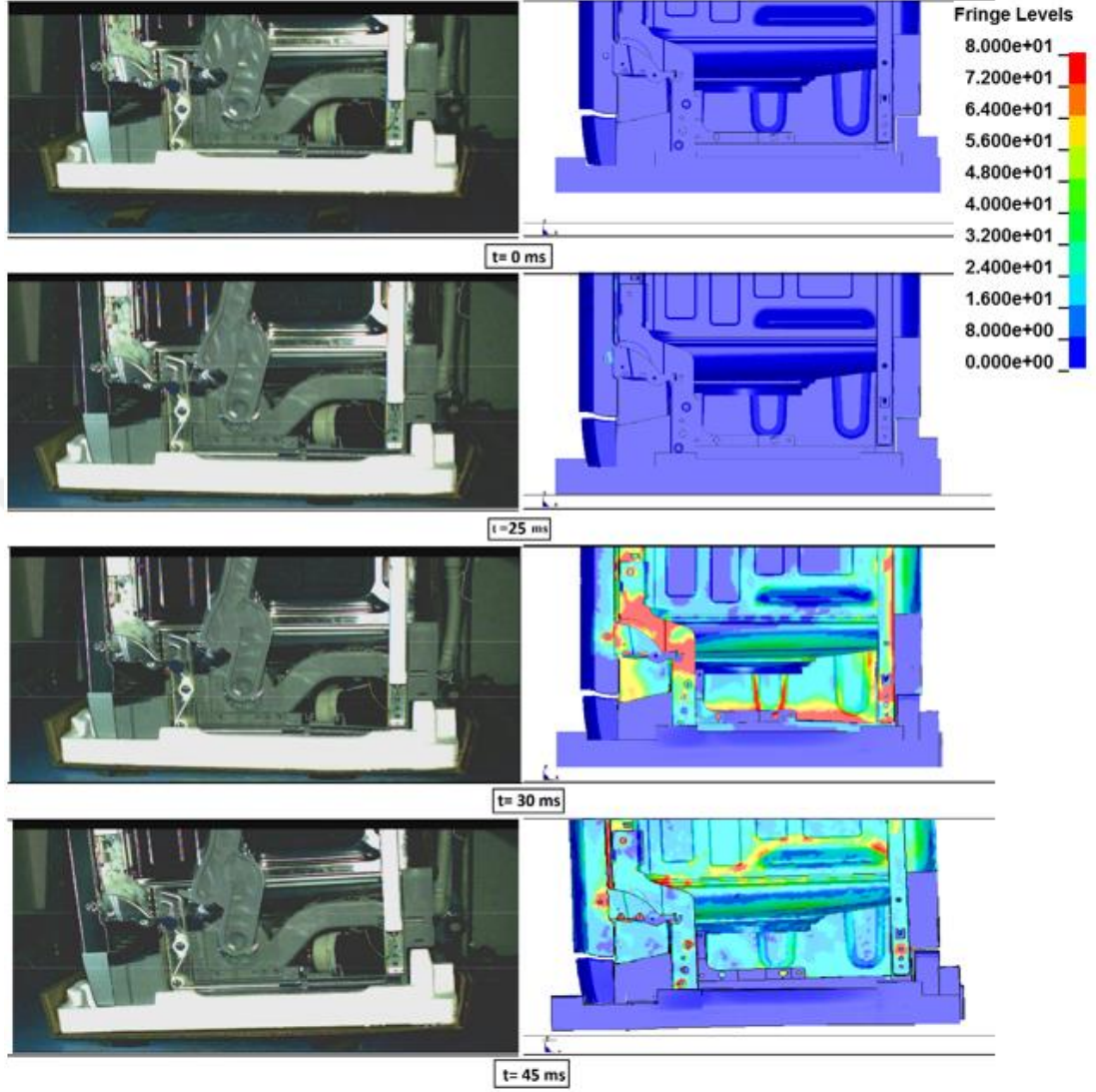


Şekil 4.6. 10° eğimli düşürme sayısal modeli.

#### 4.3.1. Taban düşürme sonuçları

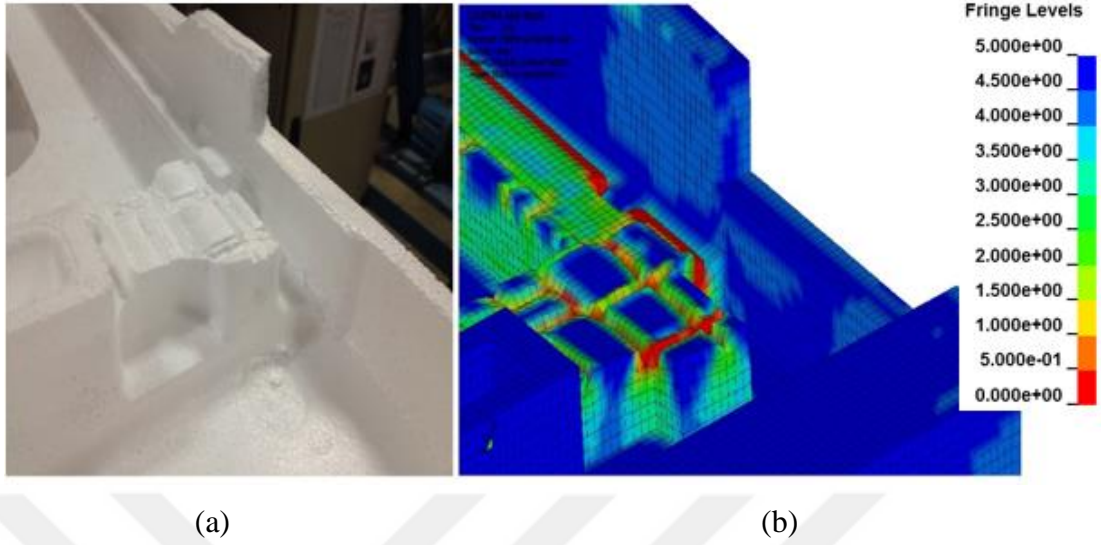
Bulaşık makinesinin taban düşürme testi ve analizleri başarıyla gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarının değerlendirilmesi hızlı kamera görüntüleriyle ve son deformasyon durumuna göre yapılmıştır. Buna göre bulaşık makinesi mekanik yapısında herhangi bir parçada deformasyon gözlemlenmemiştir. Bunun yanında alt köpükte özellikle plastik alt parçanın temas ettiği bölgelerde deformasyonlar görülmüştür. Bulaşık makinesi iç yapısında düşürme esnasındaki durumun incelenebilmesi için yan destek köpükleri ve yan duvarlar modelden çıkarılmış ve hızlı kamera görüntüleri kaydedilmiştir. Elde edilen kamera görüntüleri ile analizde elde edilen görüntüler karşılaştırılmıştır. Bulaşık makinesi ağırlık merkezinin ön tarafa yakın olmasından kaynaklanan öne doğru eğilme durumu analiz sonuçlarında da görülmüştür. Testlerde mekanik yapıda deformasyon görülmemesine karşın, sayısal analizde özellikle kademeli ayaklarda kritik gerilme değerleri elde edilmiştir. Şekil 4.7’de hızlı kamera görüntüleri ile sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması görülmektedir.





Şekil 4.7. Taban düşürme test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması (etkin gerilme (MPa) sonuçları).

Son deformasyon durumu alt köpük incelenerek yapılmıştır. Testlerden elde edilen son deformasyon durumu, sayısal analiz sonucuyla Şekil 4.8’de karşılaştırılmıştır. Plastik alt parçanın alt köpük ile temas ettiği bölgelerde deformasyonların olduğu görülmüştür. Buna göre alt köpüğün ezilme davranışı incelendiğinde benzer sonuçların elde edildiği söylenebilir. Sonuç olarak, elde edilen test ve analiz sonuçları Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de karşılaştırıldığında sayısal modelin test ile doğrulanabildiği söylenebilir.

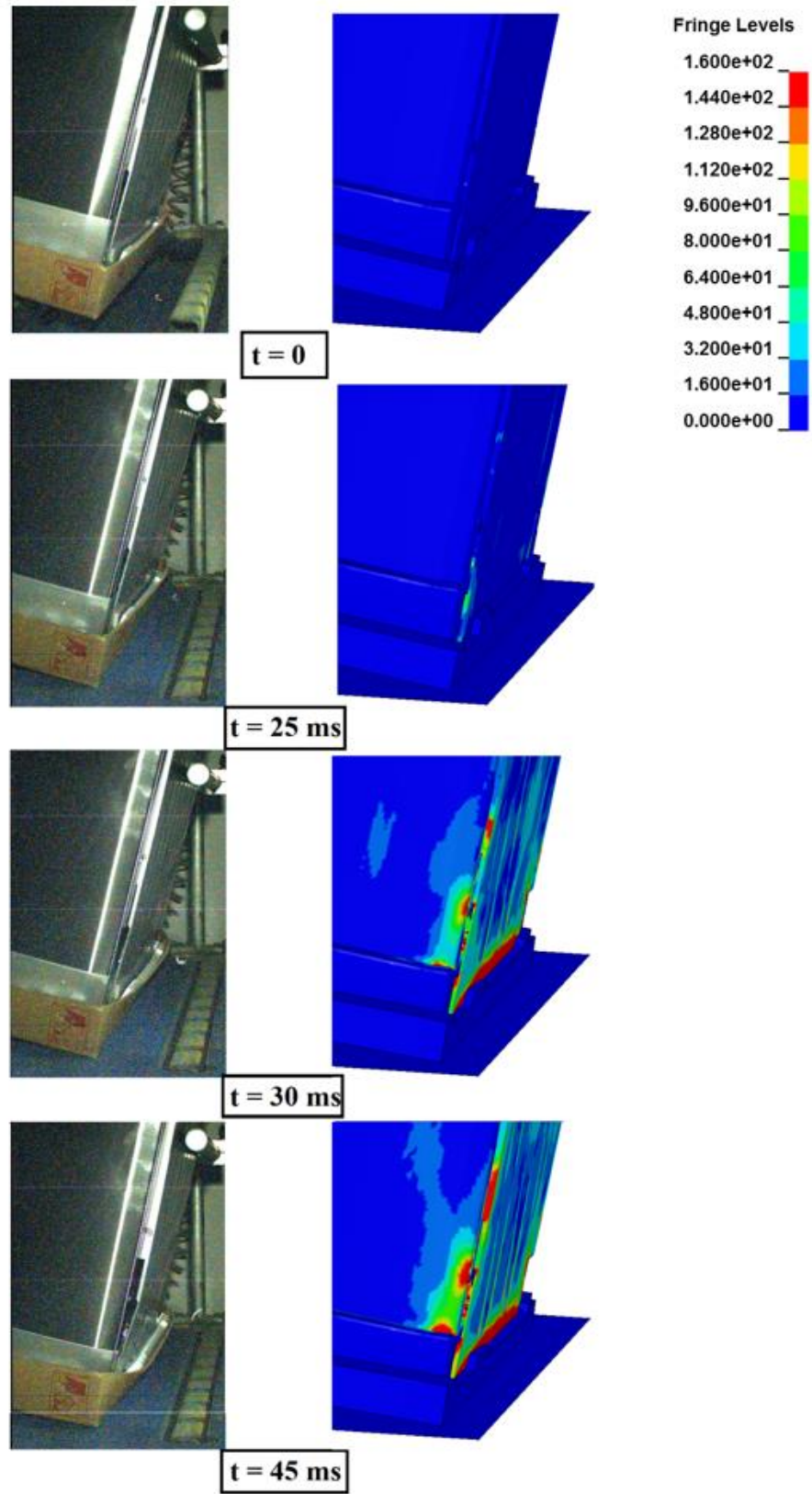


Şekil 4.8. Taban düşürme sonrası alt köpükte oluşan son deformasyon durumu karşılaştırması: (a) test (b) simülasyon (etkin gerilme (MPa) sonuçları).

#### 4.3.2. Eğimli düşürme sonuçları

Bulaşık makinesinin eğimli düşürme testi ve analizleri başarıyla gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarının değerlendirilmesi hızlı kamera görüntüleriyle ve son deformasyon durumuna göre yapılmıştır. Buna göre bulaşık makinesi mekanik yapısında herhangi bir parçada deformasyon gözlemlenmezken yan duvardaki yana doğru açılma miktarı dikkat çekmektedir. Bunun yanında alt köpükte özellikle plastik alt parçanın temas ettiği bölgelerde deformasyonlar görülmüştür.

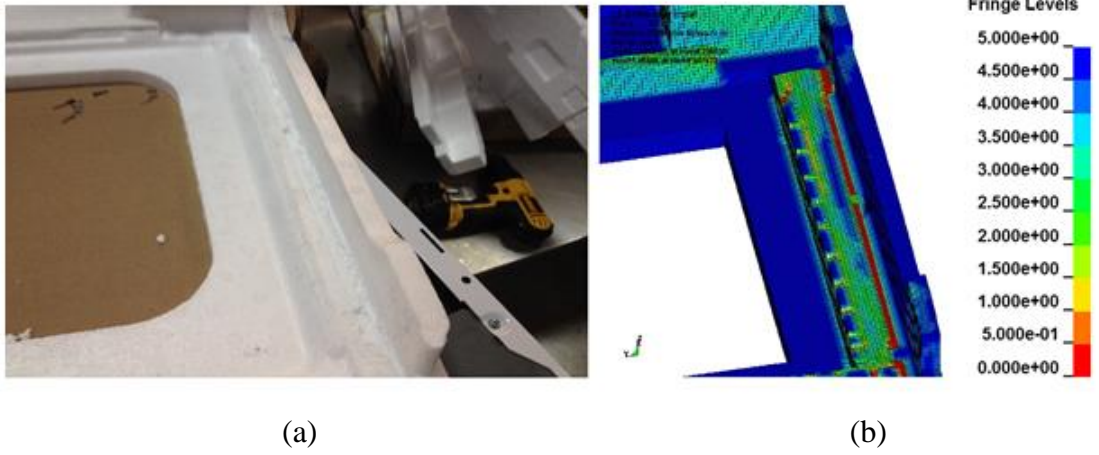
Elde edilen kamera görüntüleri ile analizde elde edilen görüntüler karşılaştırılmıştır. Testlerde özellikle yan bölgelerde yüksek oranda deformasyon riski taşıyan bölgeler gözlenmiştir. Yan duvarda menteşe bölgesinde gözle görülür açılmalar meydana gelmiştir. Son durumda mekanik yapıda deformasyon görülmemesine karşın, sayısal analizde özellikle kademeli ayaklar ile yan duvarın bağlantı ve altı bölgelerinde kritik gerilme değerleri elde edilmiştir. Şekil 4.9'da hızlı kamera görüntüleri ile sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 4.9. Eğimli düşürme test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması (etkin gerilme (MPa) sonuçları).



Son deformasyon durumu alt köpük incelenerek yapılmıştır. Testlerden elde edilen son deformasyon durumu, sayısal analiz sonucuyla Şekil 4.10'da karşılaştırılmıştır. Plastik alt parçanın, alt köpüğün yanal yüzü boyunca deformasyonlara sebebiyet verdiği, bazı bölgelerde kırılmaların olduğu test sonucunda gözlenmiştir. Simülasyonda alt köpüğün ezilme davranışı incelendiğinde benzer sonuçların elde edildiği söylenebilir. Sonuç olarak, elde edilen test ve analiz sonuçları Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da karşılaştırıldığında sayısal modelin test ile doğrulanabildiği söylenebilir.

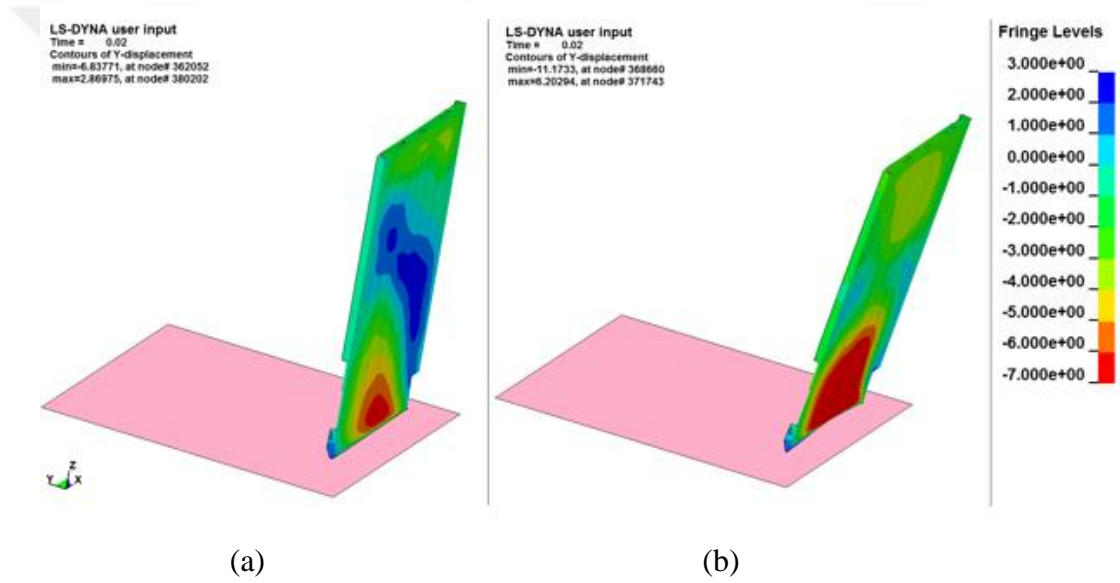


Şekil 4.10. Eğimli düşürme sonrası alt köpükte oluşan son deformasyon durumu karşılaştırması: (a) test (b) simülasyon (etkin gerilme (MPa) sonuçları).

#### 4.4. Kritik Düşürme Durumunun Belirlenmesi

Tez kapsamında iki düşürme durumu, taban ve eğimli düşürme için testler ve simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sayısal modellerin testler ile doğrulanması sağlandıktan sonra vekil model tabanlı optimizasyon çalışması ile devam edilmiştir. Optimizasyon çalışması iki düşürme durumundan bu bölümde anlatılacak olan bazı detaylara göre daha kritik olan düşürme durumu için gerçekleştirilecektir. Bunun sebebi uzun süren analizlerin her iki düşürme durumu için de gerçekleştirilmesinin çok süre almasıdır. Bir sonraki bölümde detaylandırılacağı üzere 30 adet örnekleme noktası için analizlerin tamamlanması gerektiğinden tek bir düşürme durumunun değerlendirilmesi uygun görülmüştür. Bu bağlamda analizlerde elde edilen sonuçlara göre iki düşürme durumu karşılaştırılmıştır.

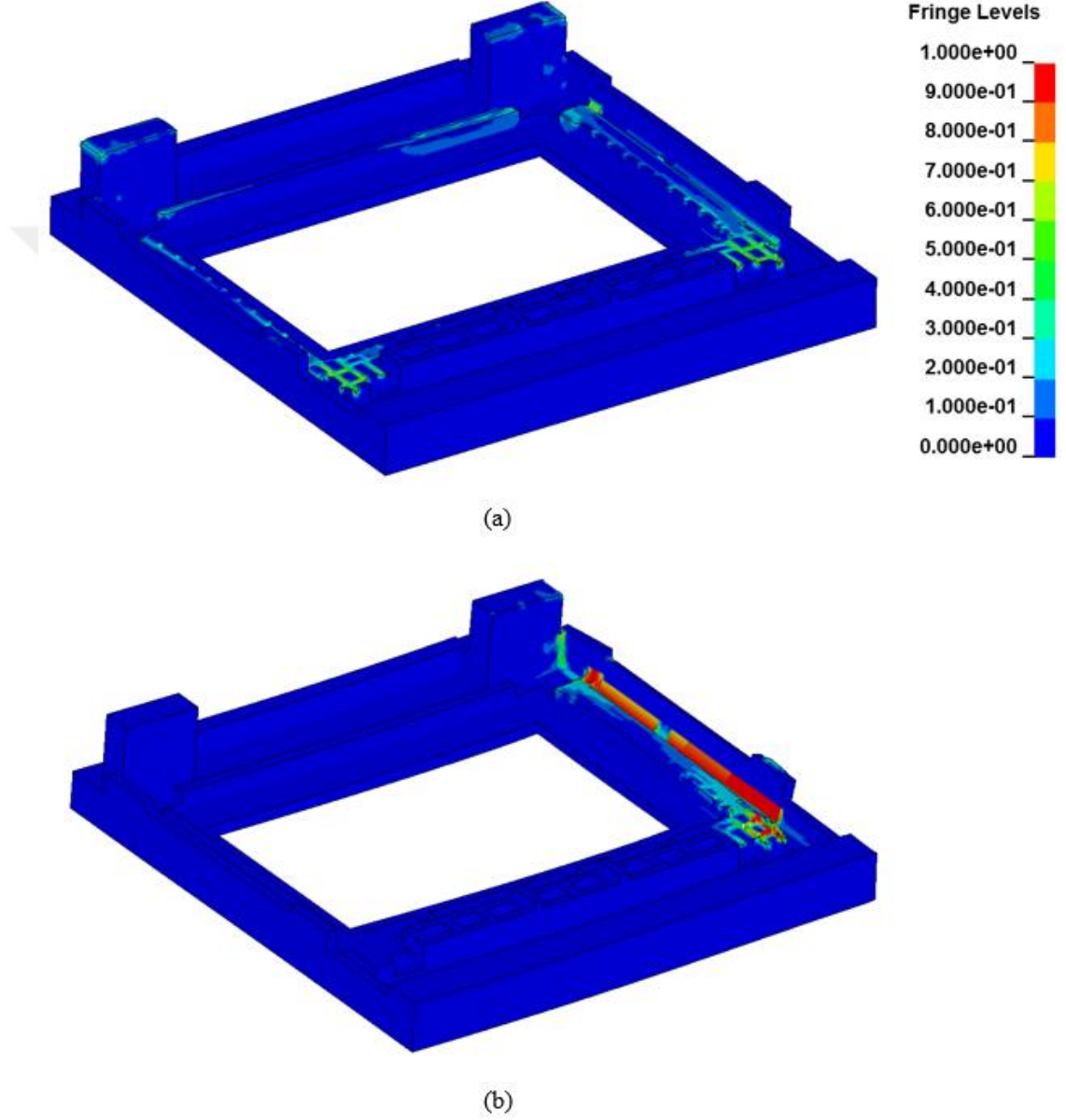
Bulaşık makinesi ürün iadelerinin temel sebebi yan duvardaki deformasyonlardan kaynaklanmaktadır. Bundan dolayı yan duvardaki deformasyon durumunun ayrıntılı olarak incelenmesi gerekmektedir. Analizler sonucunda, yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarının kritik seviyelere çıkabildiği gözlenmiştir. Her iki düşürme durumu için de yan duvardaki maksimum yer değiştirme miktarı kontrol edildiğinde Şekil 4.11’de görüldüğü üzere eğimli düşürmede daha kritik bir durum tespit edilmiştir. Taban düşürme için yer değiştirme miktarı 7 mm civarında gözlenirken bu değer eğimli düşürmede 11 mm’nin üzerinde çıkmıştır.



Şekil 4.11. Yan duvardaki maksimum yer değiştirme karşılaştırması: (a) taban düşürme (b) eğimli düşürme (yer değiştirme (mm) sonuçları).

Düşürme esnasında enerjinin en çok emildiği parçaların başında alt köpüğün geldiği önceki bölümlerde bahsedilmişti. Her iki düşürme durumu için alt köpükteki etkin gerininin karşılaştırılması, kritik düşürme durumunun belirlenmesinde bir diğer önemli noktadır. Alt köpükteki deformasyonun miktarı etkin gerininin değeriyle kontrol edilmesi ile sağlanır. Buna göre, her iki düşürme durumu içinde alt köpükteki etkin gerininin değerleri Şekil 4.12’de karşılaştırılmıştır. Taban düşürme sonucunda 1.06 olan etkin gerininin, eğimli düşürme sonunda özellikle alt köpüğün yan yüzeyinde 2.10 olarak elde edilmiştir. Buna göre eğimli düşürmede daha kritik bir

durum söz konusudur. Buna göre sonraki bölümde detaylarının anlatılacağı Vekil model tabanlı optimizasyon çalışması eğimli düşürme durumu için gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.12. Alt köpükteki etkin gerinim karşılaştırması: (a) taban düşürme (b) eğimli düşürme.

## 5. BULAŞIK MAKİNESİ VEKİL MODEL TABANLI OPTİMİZASYONU

Son yıllarda bilgisayarların işlem gücü, bellek ve depolama kapasitelerinin muazzam seviyelere ulaşmasına karşın, kabul edilebilir doğruluk derecesinde gerçekleştirilen analiz süreleri hesapsal olarak maliyetlidir [42]. Tez kapsamında gerçekleştirilen bulaşık makinesi sonlu elemanlar analizleri Intel® Xeon® CPU e5-2687W 0 3.10 GHz işlemci ve 32.0 GB RAM kullanılarak 20 saatte tamamlanabilmektedir. Bir optimizasyon probleminin çözümü ise, analizlerin defalarca tekrarlanmasını gerektirebilmektedir. Bu tip sayısal maliyeti yüksek olan problemlerde, vekil model tabanlı optimizasyon teknikleri en popüler yaklaşımlardır [43,44].

Vekil modeller, bir problemin girdileri ve yanıtları arasında matematiksel bir bağıntı oluşturmayı sağlarlar. Bu matematiksel modellerin kullanımı ile fazla sayıda analiz gerektiren ve uzun hesaplama sürelerine sahip mühendislik problemlerinin sonuçlarının tahmin edilmesi sağlanır. Bu matematiksel ilişkinin belirlenebilmesi için öncelikle girdilerin farklı değerleri için belirli sayıda tasarım noktaları oluşturulmalı ve bu tasarım noktalarındaki yanıtlar deneyler ve ya analizler ile elde edilmelidir. İlk olarak, deneysel tasarım yöntemleri (Design of experiment, DoE) ile tasarım noktaları belirlenir. Ardından her bir tasarım noktası için gerekli analizler yapılarak yanıt değerleri hesaplanır. Son olarak, tasarım noktaları ve bu noktalar için elde edilen yanıtlar kullanılarak, girdiler ve yanıtlar arasında matematiksel model oluşturulur. Bu matematiksel modelin bir kez oluşturulmasıyla, girdilerin farklı değerleri için çok hızlı ve basit bir şekilde yanıt tahmini kolaylıkla yapılabilir.

Vekil modellerin doğruluğunun bazı hata ölçütleri ile kontrol edilerek kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğunun belirlenmesinin ardından optimizasyon probleminin çözümü gerçekleştirilir. Optimizasyon sonucunun analizler ile doğrulanması gerekmektedir. Doğrulanmanın sağlanmaması durumunda tasarım noktaları eklenerek ya da önemsiz değişkenler girdi seti dışına çıkartılarak vekil modellerin yeniden oluşturulması ve optimizasyon probleminin çözümünün tekrarlanması gerekmektedir.

Deney tasarımı oluşturma yöntemleri, bu çalışmada kullanılan vekil modeller ve bu modellerin doğruluklarının kontrolü hakkında bilgiler takip eden bölümlerde sunulmuştur. Ayrıca tez kapsamında gerçekleştirilen optimizasyon çalışmasının detayları ve sonuçlarına da bu bölümde değinilecektir.

### **5.1. Deney Tasarımı Oluşturulması**

Vekil model oluşturulmasının ilk aşaması, deney tasarım tipinin belirlenmesidir. Deney tasarımı, belli değerlere sahip tasarım değişkenleri aracılığıyla ifade edilen ve bir dizi halinde gerçekleştirilecek deneyleri ifade eder [45]. Deneysel tasarımlar iki kategoride incelenebilir [46];

- (i) Klasik tasarımlar
- (ii) Uzay doldurma (space filling) tasarımlar.

Klasik deney tasarımları, fiziksel deneylerin yapıldığı zamanlarda deney tasarımı teorisinden faydalanılması sonucunda ortaya çıkmıştır [46]. En çok tercih edilen klasik deney tasarımları; merkezi karma tasarım (central composite design) [47], çok etmenli (factorial design) ve ya kesirli çok etmenli tasarım (fractional factorial design) [47], Plackett-Burman tasarımı [48] ve Box-Behnken [49] tasarımlarıdır. Klasik tasarımlar hakkında kapsamlı bilgiler için Myers ve Montgomery'nin [47] kitabına başvurulabilir.

Uzay doldurma tasarımları, örnekleme noktaları oluştururken tasarım uzayının tüm bölgelerini eşit olarak değerlendirmelerinden dolayı tercih edilmektedirler. Örnekleme yöntemi seçiminin etkileri incelendiğinde, büyük boyutlu problemler için uzay doldurma tasarım yöntemlerinin daha uygun olduğu görülmüştür [25]. En çok bilinen uzay doldurma tasarımları; Latin hiperküp (Latin hypercube) rneklemeli tasarım [50], minimax ve maximin tasarımları [51], maksimum entropi tasarımı [52] ve dikey sıralar (orthogonal arrays) deneysel tasarımlarıdır. Bu alışmada Latin hiperküp rneklemeli tasarım tipi kullanılmıştır.



doğrusal olmadığı ve hızlı değiştiği problemlerde (örneğin çarpışma problemlerinde) tercih edilmektedir. Bu tez kapsamında polinom yanıt yüzey (PYY) ve radyal tabanlı fonksiyon (RTF) vekil model tipleri kullanılmıştır. Bu vekil modeller hakkında kısa bilgiler takip eden bölümlerde verilecektir.

### 5.2.1. Polinom yanıt yüzey (PYY)

Kullanılan değişken sayısına bağlı olarak ( $x_i, i = 1 \dots N_{var}$ ) PYY modelleri istenilen şekilde oluşturulabilir. En sık kullanılan PYY modeli ikinci derece polinom formunda olanıdır ve şu şekilde ifade edilebilir [47]:

$$\hat{y}(x) = a_0 + \sum_{i=1}^{N_{var}} a_i x_i + \sum_{i=1}^{N_{var}} a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{N_{var}-1} \sum_{j=i+1}^{N_{var}} a_{ij} x_i x_j. \quad (5.1)$$

Burada  $\hat{y}$ , asıl yanıt fonksiyonu olan  $y$  ile yaklaşık olarak aynı yanıtı veren fonksiyondur.  $N_{var}$  kullanılan değişken sayısını,  $a_0, a_i, a_{ii}, a_{ij}$  de en küçük kareler yöntemi ile belirlenecek olan bilinmeyen katsayıları ifade etmektedir.

### 5.2.2. Radyal tabanlı fonksiyonlar (RTF)

Radyal tabanlı fonksiyonların öncelikli uygulama amacı çok değişkenli dağınık veriler için çok değişkenli fonksiyonların elde edilmesidir [53]. Bir radyal tabanlı fonksiyon şu şekilde gösterilebilir;

$$\hat{y}(x) = \sum_{k=1}^N \lambda_k \phi(\|x - x_k\|). \quad (5.2)$$

Burada  $x$  girdi değişkenleri vektörünü ve  $x_k$   $k$ . örnekleme noktasındaki girdi değişkenleri vektörünü belirtir.  $N$  örnekleme noktası sayısını,  $\phi$  fonksiyonu Öklid normundaki  $\|x - x_k\|$  radyal tabanlı fonksiyonu ve  $\lambda_k, k = 1, N$  olmak üzere interpolasyon katsayılarını ifade etmektedir. Öklid normu, tasarım noktası  $x$  ile örnekleme noktası veya merkez  $x_k$ , arasındaki radyal mesafeyi ( $r$ ) göstermektedir ve Eşitlik (5.3) kullanılarak hesaplanır:

$$r = \|x - x_k\| = \sqrt{(x - x_k)^T (x - x_k)} \quad (5.3)$$

Genelde kullanılan RTF modelleri ince-levha yivi (thin-plate spline), Gauss (Gaussian) ve çok değişkenli ikinci dereceden (multi-quadratic) denklemdir. Bu modeller sırasıyla Eşitlik (5.4), (5.5) ve (5.6)'da gösterilmiştir.

$$\phi(r) = r^2 \log(r) \quad (5.4)$$

$$\phi(r) = e^{-\alpha r^2}, \alpha > 0 \quad (5.5)$$

$$\phi(r) = \sqrt{r^2 + c^2} \quad (5.6)$$

Bu modeller içerisinde en çok kullanılan RTF formülasyonu, çok değişkenli ikinci dereceden denklemdir (bkz. Denklem (5.6)). Bu yöntemde  $c$  değişkeni sabit bir sayıyı ifade etmektedir. Tüm örnekleme noktaları 0 ila 1 arasında normalize edildiğinde görülmüştür ki,  $c$ 'yi 1'e eşit almak birçok problem türü için yeterli olmaktadır [24]. Bu tez kapsamında çok değişkenli ikinci dereceden RTF formülasyonu kullanılmış ve  $c = 1$  olarak alınmıştır.

Bilinmeyen interpolasyon katsayıları ( $\lambda_k$ ,  $k = 1, N$ ) artık hataların ( $R$ ) minimizasyonu gerçekleştirilerek aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$R = \sum_{j=1}^N \left[ y(x_j) - \sum_{k=1}^N \lambda_k \phi(\|x - x_k\|) \right]^2 \quad (5.7)$$

Minimizasyon eşitliği matris notasyonunda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$[A]\{\lambda\} = \{y\}. \quad (5.8)$$



Burada belirtilen ifadeler şu şekildedir;

$$[A] = \phi(\|x_j - x_i\|); j = 1, N, i = 1, N$$

$$\{\lambda\}^T = \{\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_N\}^T$$

$$\{y\}^T = \{y(x_1), y(x_2), \dots, y(x_N)\}^T.$$

İnterpolasyon katsayıları vektörü Eşitlik (5.8) çözülerek elde edilir.

### 5.3. Vekil Modellerin Doğruluğunun Belirlenmesi

Tez kapsamında oluşturulan vekil modeller için iki farklı doğrulama yöntemi izlenmiştir. PYY modelinin tasarım noktalarındaki doğruluğu hata karelerinin ortalamasının karekök değeri (root mean square error, RMSE) ile değerlendirilmiştir. Bu hata ölçütünde vekil model ile tahmini sonucunda elde edilen değer ile analizlerden elde edilen değer arasındaki fark Eşitlik (5.9) kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{N}}. \quad (5.9)$$

Burada  $N$  örnekleme noktası sayısını,  $\hat{y}_i$  PYY ile elde edilen  $i$ . örnekleme noktasındaki yanıtı ve  $y_i$  ise  $i$ . örnekleme noktasındaki asıl yanıtı ifade etmektedir. RMSE değerleri, yanıtların örnekleme noktalarındaki değer aralığına bölünerek normalize edilebilirler:

$$NRMSE = \frac{RMSE}{y_{\max} - y_{\min}}. \quad (5.10)$$

RTF modeli bütün örnekleme noktalarından geçtiği için, bu modelin doğruluğunun hesaplanabilmesi için rastgele seçilmiş test noktalarındaki yanıtlar (ek yanıt değerlendirmeleriyle) ya da çapraz doğrulama hata hesabı gerekir. Tez kapsamında

PYY ve RTF modelleri için çapraz doğrulama hata ölçęęi kullanılarak modellerin doğrulukları belirlenmiştir.

Çapraz doğrulama hatası ölçęęi (generalized mean square cross validation error metric, GMSE) şu şekilde hesaplanabilir. Herhangi bir vekil model türü  $N-1$  tane deneme noktası kullanılarak  $N$  kez oluşturulur. Her seferinde bir örnekleme noktası, kullanılan modelin doğruluğunu test edebilmek için diğer örnekleme noktalarının içinden ayrılır. Ardından, çıkarılan örnekleme noktasındaki ( $x_i$ ) asıl yanıt  $y^i$  ile vekil model kullanılarak tahmin edilen yanıt arasındaki fark hesaplanır. Sonuç olarak, GMSE Eşitlik (5.11) kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$GMSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y^i - \hat{y}^{(i)})^2. \quad (5.11)$$

GMSE değerleri, yanıtların örnekleme noktalarındaki değer aralığına bölünerek normalize edilebilirler:

$$NGMSE = \frac{GMSE}{y_{\max} - y_{\min}} \quad (5.12)$$

#### **5.4. Bulaşık Makinesinin Vekil Modeller ile Optimizasyonu ve Sayısal Model ile Doğrulanması**

Tez kapsamında gerçekleştirilen bulaşık makinesinin dūřürme testleri için vekil model tabanlı optimizasyonunun amacı, makinenin mevcut dūřürme performansının korunarak, çarpma anında kritik olan kademeli ayak ve alt köpük parçalarının ağırlıklarını en aza indirebilmektir. Optimizasyon sürecine geçmeden önce bulaşık makinesinin dūřürme performansında doğrudan etkisi olan parçalar ve tasarım değişkenlerinin belirlenmesi gerekmektedir.

Tez kapsamında gerçekleřtirilen bulařık makinesi dūřürme analizlerinde yana  $10^\circ$  eęimli dūřürme testinin daha kritik sonuçlar verdięi önceki bölümde anlatılmıřtı. Buna göre optimizasyon çalıřması eęimli dūřürme analizleri için gerçekleřtirilmiştir.

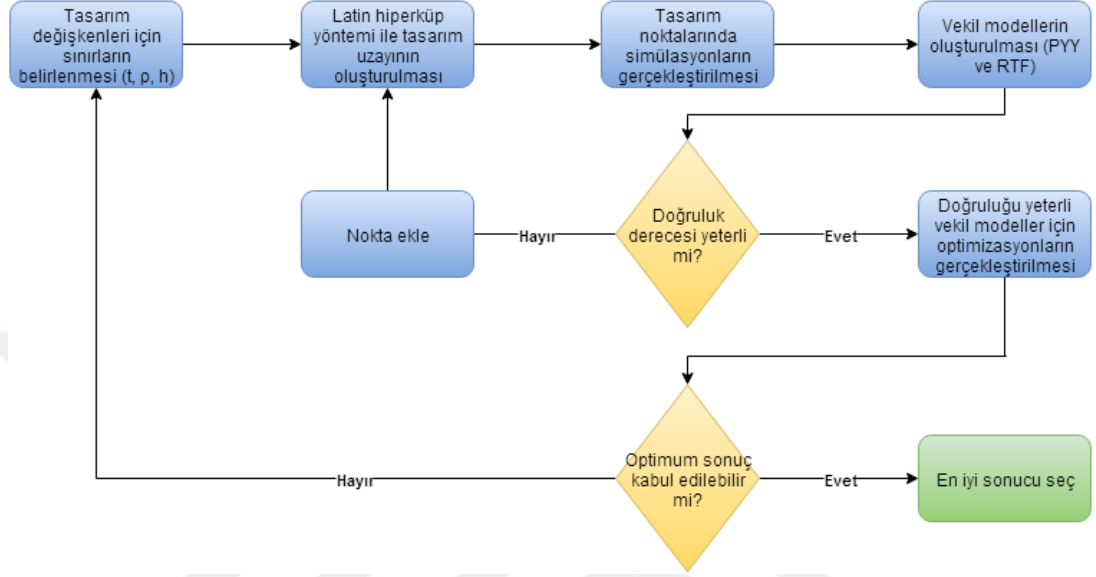
Düşürme durumlarında mekanik yapıda yükü taşıyan ana elemanlar bulaşık makinesinin ön ayakları konumunda olan kademeli ayaklardır. İç iskelete dikmeler ile bağlı olan ayaklar, yere çarpma anında özellikle kademeli bölgelerde yana doğru eğilme eğilimindedir. Kademeli ayaklar mekanik yapıda en kritik parçalar olmasına karşın, düşürme esnasında bulaşık makinesinin darbelerden korunması esas olarak ambalaj modülü (özellikle alt köpük) ile sağlanmaktadır. Kalıcı deformasyona uğrayarak çarpışma enerjisinin emiliminin gerçekleştiği köpüklerdeki durum düşürme analizi sonuçlarında detaylı olarak önceki bölümde incelenmişti. Bu sebeplerden dolayı optimizasyon problemi, bulaşık makinesi mekanik yapısındaki kademeli ayak ve ambalaj modülündeki alt köpük üzerinde inşa edilmiştir. Kademeli ayağın et kalınlığı  $t$ , alt köpük yoğunluğu  $\rho$  ve alt köpük yüksekliğindeki artış  $h$ , tasarım değişkenleri olarak belirlenmiştir. Bu değişkenlerin minimum ve maksimum değerleri belirlenecek ve buna göre tasarım uzayı oluşturulacaktır.

Optimizasyon problemine geçilmeden belirlenmesi gereken bir diğer önemli husus amaç ve kısıt fonksiyonlarıdır. Bu çalışmadaki amaç fonksiyonu, kademeli ayak ve/veya alt köpüğün ağırlıklarının (sırasıyla  $W_d$  ve  $W_b$ ) minimize edilmesidir. Bulaşık makinesinin düşürme performansının mevcut durumu koruması ise aşağıdaki kısıtlar ile sağlanmıştır:

- (i) Kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı,  $u_y$
- (ii) Yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı,  $v_y$
- (iii) Alt köpükteki enerji emilimi,  $E$
- (iv) Alt köpükteki etkin gerinim,  $\varepsilon$

Örnekleme noktalarındaki simülasyonlar gerçekleştirilerek yukarıda sıralanan kısıtların yanıtları ile veri havuzu oluşturulur. Ardından bu yanıtlara göre kısıtların tahmini için vekil modeller oluşturulur. Vekil modellerin doğruluğunun kabul edilebilir olması durumunda optimizasyon probleminin çözümüyle devam edilir. Optimizasyon sonucunda elde edilen optimum noktanın simülasyonlar ile

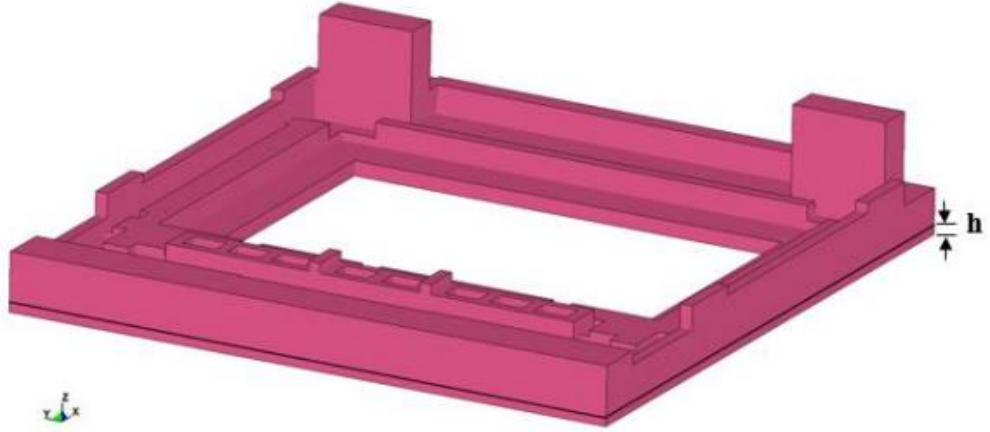
doğrulanmasının tamamlanmasıyla en iyi optimum nokta seçilir. Çalışmada izlenecek yöntemin ana hatları Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Vekil model tabanlı optimizasyon çerçevesi

#### 5.4.1. Problem tanımı

Vekil model tabanlı optimizasyonun ilk adımında tasarım değişkenleri ile amaç ve kısıt fonksiyonları belirlenmelidir. Buna göre tasarım değişkenleri olarak kademeli ayağın et kalınlığı  $t$ , alt köpük yoğunluğu  $\rho$  ve alt köpük yüksekliğindeki artış  $h$  (bkz. Şekil 5.3) belirlenmiştir. Kademeli ayak ve alt köpük Şekil 5.4’de (modelin sağ bölümü görsellik amacıyla çıkarılmıştır) sırasıyla parça numarası 10 ve parça numarası 28 olarak gösterilmiştir. Bu tasarım değişkenlerinin kademeli ayak ve/veya alt köpüğün ağırlıklarını minimum yapan değerleri aranmaktadır.



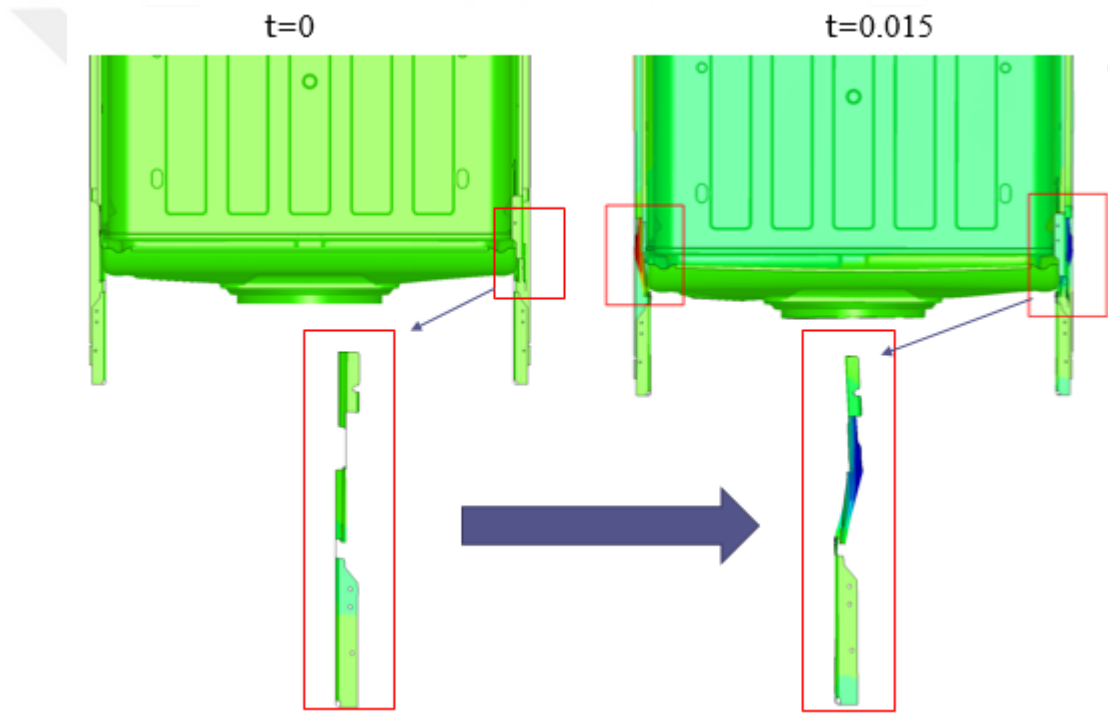
Şekil 5.3. Alt köpük yüksekliğindeki artış miktarı,  $h$



Şekil 5.4. Bulaşık makinesi mekanik yapısı ve ambalaj modülü: kademeli ayak (pid=10) ve alt köpük (pid=28)

Kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı gerçekleştirilecek optimizasyon probleminin ilk kısıtıdır. Şekil 5.5’de görüldüğü gibi kademeli ayaktaki

yana doğru yer değiştirme kritik seviyelere çıkabilmektedir. Çarpma esnasında kademeli ayaktaki yana doğru eğilme miktarının sınırlandırılması gerekmektedir. Düşürme testlerinde karşılaşılan ve birçok ürünün iadesinin arkasında yatan en büyük sebeplerden biri de yan duvardaki deformasyon miktarıdır. Düşürme sonrasında yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı da bu sebeple kısıt olarak problemde yer almalıdır. Düşürme performansının kontrolü için gerekli diğer kısıtlar alt köpükteki enerji emilimi ve etkin gerinim miktarıdır. Çizelge 5.1’de bu kısıtların mevcut değerleri görülebilmektedir.



şekil 5.5. Çarpma anında kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı

Çizelge 5.1. Tasarım değişkenleri ve kısıtların mevcut değerleri.

Tasarım değişkenleri ( $x$ )			Kısıtlar			
$t$ (mm)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$h$ (mm)	$u_y$ (mm)	$v_y$ (mm)	$E$ (J)	$\varepsilon$ (-)
2	22	0	2.239	11.17	27.90	2.096

Vekil model tabanlı optimizasyonunun bir sonraki basamağı deney tasarımının oluşturulmasıdır. Buna göre 3 değişken için 30 örnekleme noktası Latin hiperküp örnekleme yöntemi kullanılarak oluşturulmuştur. MATLAB’da “*lhsdesign*” komutu ile Latin hiperküp yöntemi kullanılarak tasarım uzayı oluşturulabilmektedir. Tasarım değişkenleri kademeli ayağın et kalınlığı  $t$ , alt köpük yoğunluğu  $\rho$  ve alt köpük yüksekliğindeki artış  $h$  için alt ve üst sınırlar şu şekildedir:

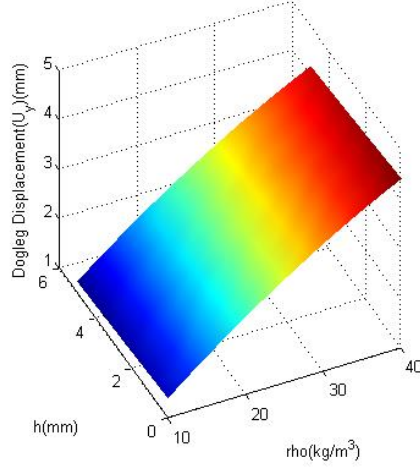
- (i)  $1.5 \text{ mm} \leq t \leq 2.5 \text{ mm}$
- (ii)  $10 \text{ kg/m}^3 \leq \rho \leq 40 \text{ kg/m}^3$
- (iii)  $0 \leq h \leq 5 \text{ mm}$

#### 5.4.2. Vekil model yanıtlarının grafiksel gösterimi

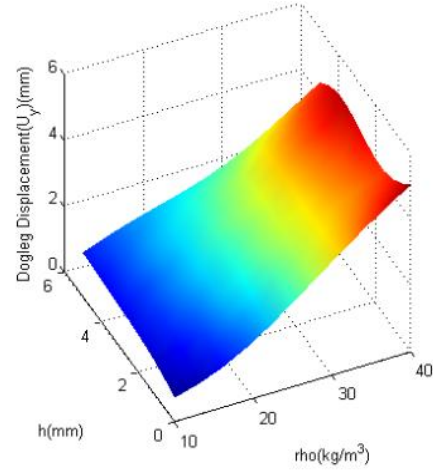
Deney tasarımının oluşturulmasından sonra, örnekleme noktalarındaki simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve buna göre kısıtlar için yanıtların tahmini PYY ve RTF modelleri kullanılarak oluşturulmuştur. Vekil modeller ile yapılan tahminlerin grafiksel olarak gösterilebilmesi üç değişken için aynı anda mümkün değildir. Bu nedenle, üç değişkene sahip bu problem, altı farklı iki değişkenli kombinasyon olarak ele alınmıştır. Her iki değişken ele alınırken dışarıda kalan değişken, değer aralığının ortasına sabitlenmiş ve grafikler elde edilmiştir. Buna göre kısıtların PYY ve RTF modelleriyle grafiksel gösterimleri; Şekil 5.6, Şekil 5.7, Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’de görüldüğü gibidir.

Bu grafiksel gösterimler incelenerek, tasarım değişkenlerinin kısıt yanıtlarında nasıl bir etkilerinin olduğu gözlemlenebilmektedir. Örneğin Şekil 5.6’da (b),(e) ve (c),(f) grafikleri ele alındığında, kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarının, kademeli ayak kalınlığı ile ani değişebildiği gözlenmiştir. Buna göre bu kısıttaki aktif tasarım değişkeni kademeli ayak kalınlığıdır. Aynı şekilde alt köpükteki emilen enerji ve etkin gerininin ele alındığı Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da kademeli ayak kalınlığının yanıtları fazla etkilemediği görülmüştür. Bununla birlikte alt köpük için en etkin tasarım değişkeninin alt köpük yoğunluğu olduğu grafiklerden anlaşılmaktadır.

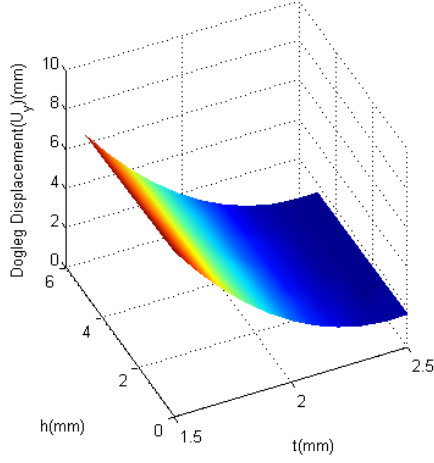
(a)  $t = 2 \text{ mm}$



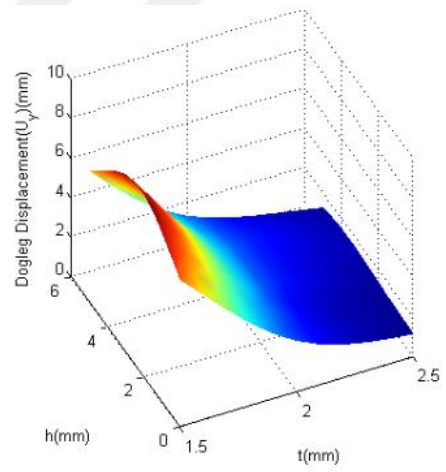
(d)  $t = 2 \text{ mm}$



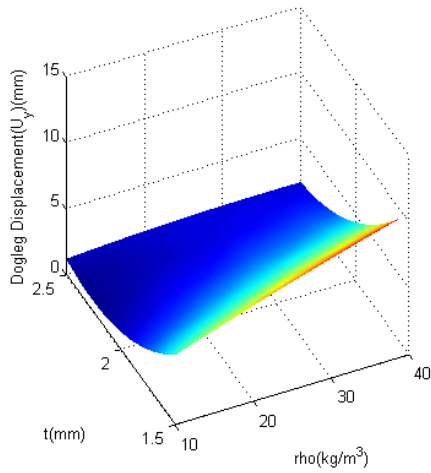
(b)  $\rho = 25 \text{ kg/m}^3$



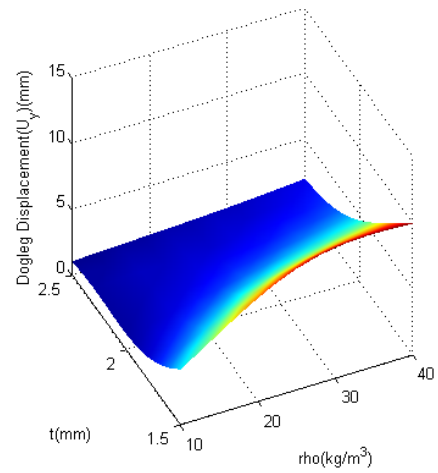
(e)  $\rho = 25 \text{ kg/m}^3$



(c)  $h = 2.5 \text{ mm}$



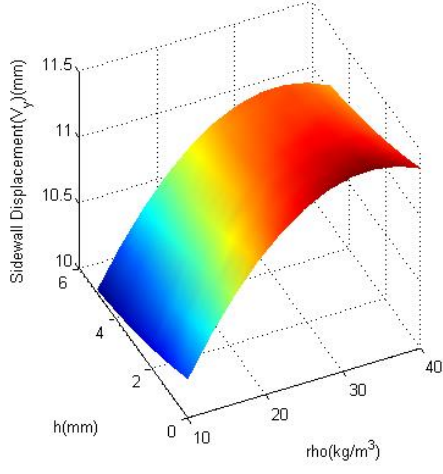
(f)  $h = 2.5 \text{ mm}$



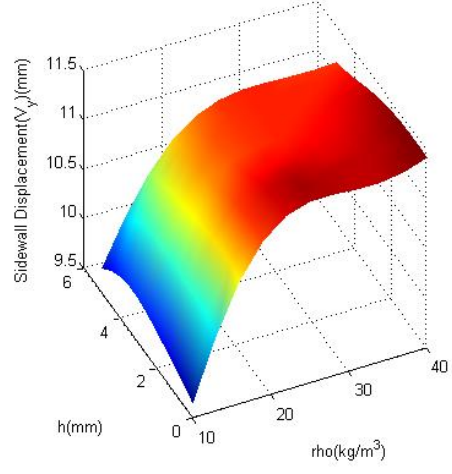
Şekil 5.6. Kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarının vekil modeller ile gösterimi: (a)-(c) PYY ve (d)-(f) RTF



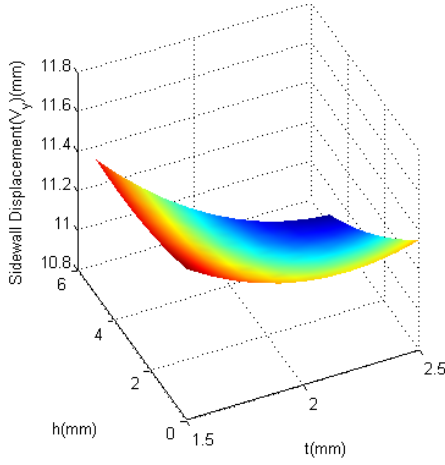
(a)  $t = 2$  mm



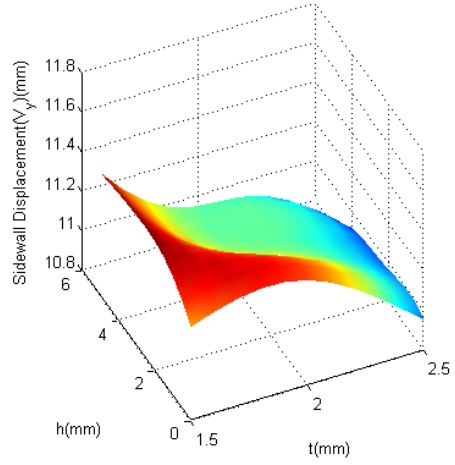
(d)  $t = 2$  mm



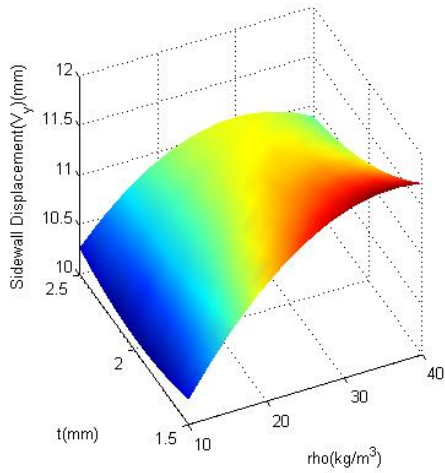
(b)  $\rho = 25$  kg/m<sup>3</sup>



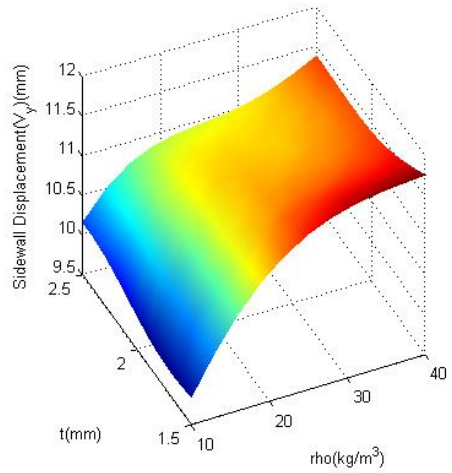
(e)  $\rho = 25$  kg/m<sup>3</sup>



(c)  $h = 2.5$  mm

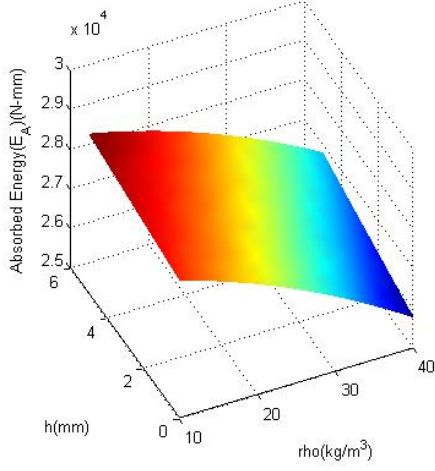


(f)  $h = 2.5$  mm

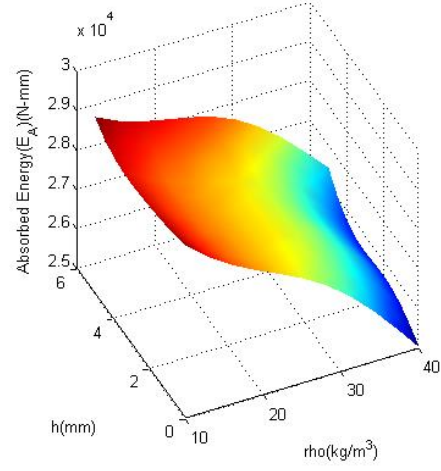


Şekil 5.7. Yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarının vekil modeller ile gösterimi: (a)-(c) PYY ve (d)-(f) RTF

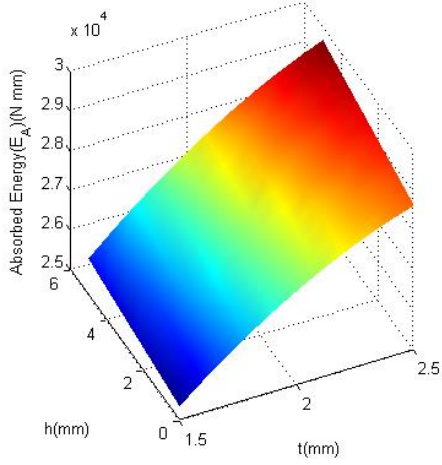
(a)  $t = 2 \text{ mm}$



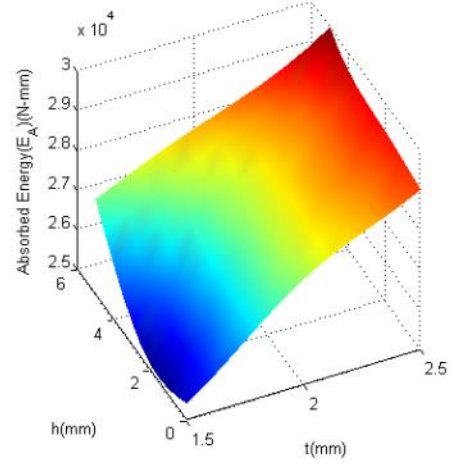
(d)  $t = 2 \text{ mm}$



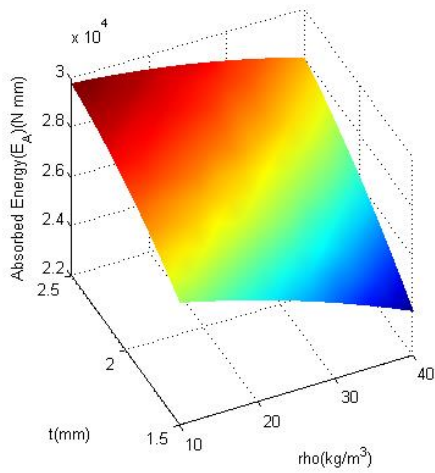
(b)  $\rho = 25 \text{ kg}/\text{m}^3$



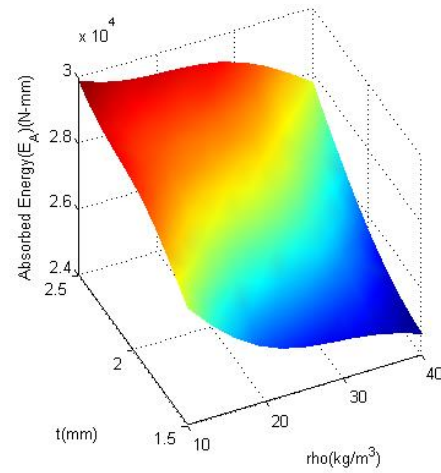
(e)  $\rho = 25 \text{ kg}/\text{m}^3$



(c)  $h = 2.5 \text{ mm}$

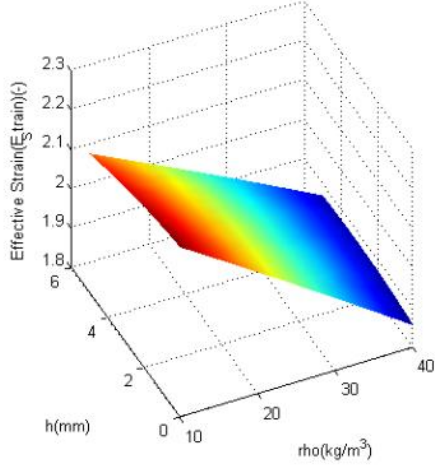


(f)  $h = 2.5 \text{ mm}$

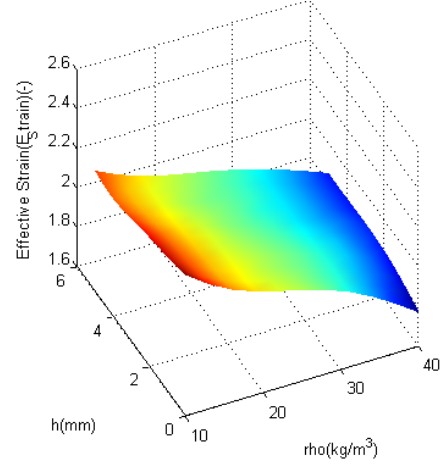


Şekil 5.8. Alt köpükteki enerji emiliminin vekil modeller ile gösterimi: (a)-(c) PYY ve (d)-(f) RTF

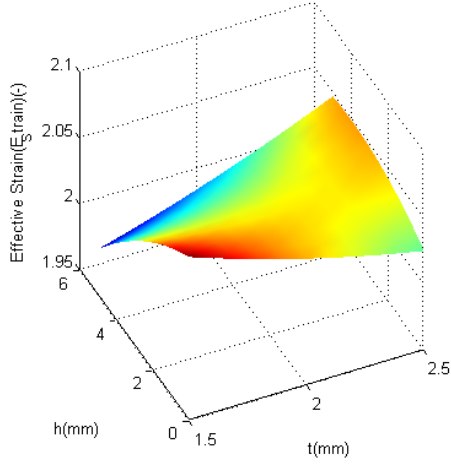
(a)  $t = 2 \text{ mm}$



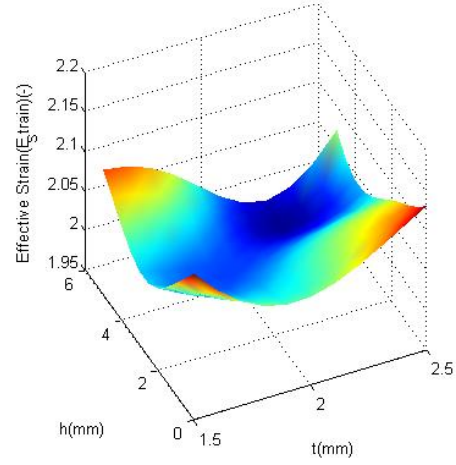
(d)  $t = 2 \text{ mm}$



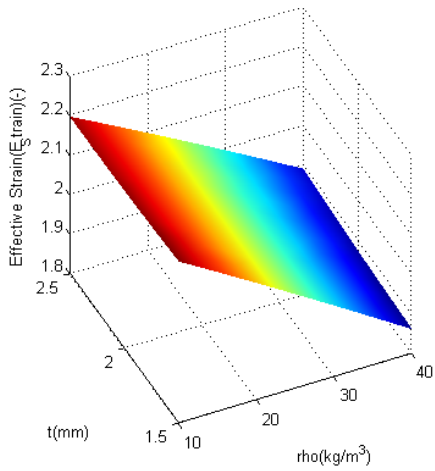
(b)  $\rho = 25 \text{ kg/m}^3$



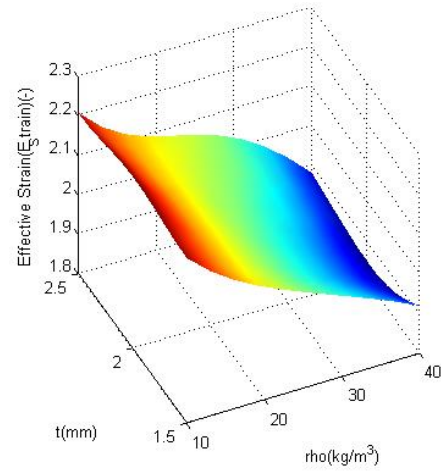
(e)  $\rho = 25 \text{ kg/m}^3$



(c)  $h = 2.5 \text{ mm}$



(f)  $h = 2.5 \text{ mm}$



Şekil 5.9. Alt köpükteki etkin gerininin vekil modeller ile gösterimi: (a)-(c) PYY ve (d)-(f) RTF.

Şekil 5.6, Şekil 5.7, Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da verilen grafiklerde, vekil modellerin karşılaştırılmasının yapılması da mümkündür. Bütün grafiklerde PYY modelinin, RTF modeline göre daha düzgün geçişlerinin olduğu söylenebilir. Bunun sebebi RTF modelinin tüm örnekleme noktalarından oluşturulması söylenebilir. Buna göre düşürme gibi lineer olmayan problemlerde RTF modelinin yanıt grafikleri bu tip sonuçlar verebilmektedir.

### 5.4.3. Vekil modellerin doğruluğu

PYY modelinin örnekleme noktalarındaki hataları Eşitlik (5.9) kullanılarak hesaplanmıştır. Bulunan hata değerleri Eşitlik (5.10) ile normalize edilerek Çizelge 5.2’de verilmiştir. Bütün kısıtlar için hatanın %4’den düşük olduğu göz önünde bulundurularak çok iyi bir doğruluk seviyesinde olduğu çıkarımı yapılır. Önceden belirtildiği gibi RTF modelleri bütün örnekleme noktalarından geçtiği için Çizelge 5.2’de yer almamıştır.

Çizelge 5.2. Vekil modellerin örnekleme noktalarındaki doğruluk dereceleri.

Vekil model	$u_y$	$v_y$	$E$	$\varepsilon$
	NRMSE (%)	NRMSE (%)	NRMSE (%)	NRMSE (%)
<b>PYY</b>	3.40	0.71	2.09	3.96
<b>RTF</b>	-	-	-	-

Her iki vekil modelin çapraz doğrulama hataları Eşitlik (5.11) kullanılarak hesaplanmıştır. Bulunan hata değerleri Eşitlik (5.12) ile normalize edilerek Çizelge 5.3’de verilmiştir. Buna göre RTF modelinin doğruluğu ilk kısıt ( $u_y$ ) için PYY’den daha iyi olmasına karşın, diğer tüm kısıtlarda PYY daha iyi doğruluk derecesine sahiptir. Bununla birlikte her iki modeldeki hataların, RTF için dördüncü kısıt( $\varepsilon$ ) dışında, %10’dan düşük olduğu göz önünde bulundurularak yeterli doğruluk seviyelerine sahip oldukları söylenebilir. Öte yandan, RTF modelinde gerçek gerinim

tahmini için hesaplanan %13.3 seviyesindeki hata lineer olmayan bir problem için kabul edilebilir seviyededir.

Çizelge 5.3. Vekil modellerin çapraz doğrulama hata ölçütüyle doğruluk dereceleri.

Vekil model	$u_y$	$v_y$	$E$	$\varepsilon$
	NGMSE (%)	NGMSE (%)	NGMSE (%)	NGMSE (%)
PYY	5.55	<b>5.79</b>	<b>3.20</b>	<b>7.39</b>
RTF	<b>4.45</b>	8.62	4.81	13.3

#### 5.4.4. Optimizasyon sonuçları ve sayısal model ile doğrulama

Vekil modellerin doğruluğunun kontrol edilmesi ve yeterli doğruluk derecelerinde olduklarının tespit edilmesinin ardından optimizasyon probleminin çözümüne geçilmiştir. Optimizasyon problemleri MATLAB® programında “*fmincon*” komutu (ardışık ikinci dereceden programlama) kullanılarak çözülmüştür. Global en iyi sonucun bulunabilme ihtimalini arttırmak için, optimizasyon problemi rastgele belirlenen 100 noktadan başlatılmıştır.

Tez kapsamında gerçekleştirilen optimizasyon modeli aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\begin{aligned}
 \text{Bul} \quad & x = \{t, \rho, h\} \\
 \text{Minimize et} \quad & W_d(x) \quad (\text{veya } W_b(x)) \\
 \text{Öyle ki} \quad & u_y(x) \leq u_{y\text{-mevcut}} \\
 & v_y(x) \leq v_{y\text{-mevcut}} \\
 & E(x) \geq E_{\text{mevcut}} \\
 & \varepsilon(x) \leq \varepsilon_{\text{mevcut}}.
 \end{aligned} \tag{5.13}$$

Buna göre kademeli ayak kütesinin ( $W_d$ ) ve alt köpük kütesinin ( $W_b$ ) minimize edilmesi amaçlanmıştır. Öncelikle her iki amaç fonksiyonu için ayrı ayrı çözümler elde edilerek tek amaçlı durumlar için optimum noktalar elde edilmiştir. Buna göre

tek amaçlı durumlar için elde edilen optimizasyon sonuçları Çizelge 5.4’de verilmiştir. Tüm modellerde, kademeli ayak kütleindeki azalma oranı, alt köpük kütleindeki azalma oranına kıyasla daha az olmuştur. PYY modeli her iki amaç fonksiyonu için de aynı optimum noktaya ulaşmıştır. Bununla birlikte RTF modeli ile her iki amaç fonksiyonu için de PYY modelinden daha fazla azalma miktarı elde edilmiştir.

Çizelge 5.4. Tek amaçlı fonksiyonlar için optimizasyon sonuçları.

Vekil model	Amaç fonksiyonu	Tasarım değişkenleri (x)			Amaç fonksiyonu (kütle) [g]			
		t (mm)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	h (mm)	Mevcut değer	Vekil model ile	Sayısal model ile	Kütle azalışı (%)*
<b>PYY</b>	min $W_b$	1.894	14.94	4.973	221.7	171.8	172.7	22.09
	min $W_d$	1.894	14.94	4.973	307.6	291.4	292.2	5.00
<b>RTF</b>	min $W_b$	2.125	14.88	3.953	221.7	166.7	166.7	<b>24.81</b>
	min $W_d$	1.881	16.39	4.322	307.6	289.3	289.3	<b>5.950</b>

$$*: \text{Kütle azalışı}(\%) = \frac{\text{Mevcut değer} - \text{Optimum değer}}{\text{Mevcut değer}} \times 100.$$

Optimum tasarım değişkenlerinin sayısal modelleri oluşturulmuş ve kısıtlar için asıl yanıtlar elde edilmiştir. Buna göre optimum nokta için vekil modellerden elde edilen değerler ile sayısal model sonuçlarının karşılaştırılması Çizelge 5.5 ve Çizelge 5.6’da verilmiştir. Çizelge 5.5’de pozitif hatalar yanıt tahminlerinin korunumlu (conservative) olduğunu gösterirken, negatif hatalar korunumsuz (unconservative) tahminleri belirtir. Buna göre kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme,  $u_y$  için yapılan tahminin korunumlu sonuç verdiği söylenebilir. Yan duvardaki yana doğru yer değiştirme,  $v_y$  tahmininde kısmen korunumsuzluk görülmektedir. Ancak hem sayısal modelden elde edilen hem de vekil modellerden elde edilen  $v_y$  yanıtları mevcut değerden küçüktür. Bu nedenle elde edilen optimum sonucun bu kısıt açısından da kabul edilebilir olduğu söylenebilir. Bununla birlikte, her iki kısıt için de RTF modelleri PYY modelinden daha yüksek doğruluk derecesinde yanıt tahmin etmiştir.

Çizelge 5.6'da alt köpükteki enerji emilimi,  $E$  kısıdındaki negatif hatalar korunumluluğu, pozitif hatalar tutarsızlığı belirtir. Öte yandan alt strafordaki etkin gerinim,  $\varepsilon$  kısıtı için tam tersi bir durum söz konusudur. Buna göre her iki vekil model ile  $E$  tahminleri kısmen korunumludur. Öte yandan  $\varepsilon$  tahmininde PYY modeli ile kısmen korunumlu tahminler elde edilirken, RTF tahminlerinde kısmen korunumsuzluk söz konusudur. Ancak bu korunumsuzluk %0.1 olarak hesaplanmış olup, optimizasyon sonuçlarının kabul edilebilirliğini engellememektedir.

Çizelge 5.5. Tek amaçlı durumlarda optimum tasarım değişkenleri için kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı,  $u_y$  ve yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı,  $v_y$ .

Vekil model	Amaç fonksiyonu	$u_y$ (mm)*			$v_y$ (mm)**		
		Vekil model ile	Sayısal model ile	Hata (%) ***	Vekil model ile	Sayısal model ile	Hata (%)
PYY	min $W_b$	2.239	2.129	+5.20	10.54	10.70	-1.47
	min $W_d$	2.239	2.129	+5.20	10.54	10.70	-1.47
RTF	min $W_b$	1.559	1.501	+0.52	10.68	10.73	-0.47
	min $W_d$	2.239	2.212	+1.23	10.74	10.76	<b>-0.23</b>

\*Kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı mevcut değeri,  $u_y = 2.239$  mm,

\*\*Yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı mevcut değeri,  $v_y = 11.17$  mm,

\*\*\* Hata(%) = (Vekil model – Sayısal model) / Sayısal model.

Çizelge 5.6. Tek amaçlı durumlarda optimum tasarım değişkenleri için alt köpükteki enerji Emilimi,  $E$  ve etkin gerinim,  $\varepsilon$ .

Vekil model	Amaç fonksiyonu	$E$ (J)*			$\varepsilon$ (-)**		
		Vekil model ile	Sayısal model ile	Hata (%)	Vekil model ile	Sayısal model ile	Hata (%)
PYY	min $W_b$	28.53	28.54	-0.05	2.096	2.080	+0.77
	min $W_d$	28.53	28.54	-0.05	2.096	2.080	+0.77
RTF	min $W_b$	28.85	29.01	-0.55	2.096	2.098	-0.10
	min $W_d$	28.44	28.40	+0.16	2.096	2.088	+0.37

\*Alt köpükteki enerji Emilimi mevcut değeri,  $E = 27.90$  J,

\*\*Alt köpükteki etkin gerinim mevcut değeri,  $\varepsilon = 2.096$ .

Çizelge 5.4'deki sonuçlarda PYY modelinin her iki amaç fonksiyonu (min  $W_b$  ve min  $W_d$ ) için aynı optimuma ulaştığı görülmüştür. RTF modelde ise farklı optimumlar gözlenmiştir. Bundan dolayı, bu model için ayrı ayrı tek amaçlı optimizasyon yerine, her iki amaç fonksiyonu arasında bir ilişki tanımlanarak çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Çok amaçlı fonksiyon Eşitlik(5.14) ile tanımlanır:

$$f = w \frac{W_d}{W_{d,0}} + (1 - w) \frac{W_b}{W_{b,0}}. \quad (5.14)$$

Burada  $f$ , minimize edilecek çok amaçlı fonksiyonu ve  $w$  terimi ise  $W_d$  ve  $W_b$  arasındaki göreceli önemi belirten ağırlık katsayısıdır.  $W_{d,0}$  ve  $W_{b,0}$  normalizasyon sabitleri olup, örnekleme noktalarından elde edilen minimum  $W_d$  ve  $W_b$  değerlerini belirtir (sırasıyla 232.7 g ve 113.8 g.).  $W_d$  ve  $W_b$  azaltımının eşit öneme sahip olduğu durum ele alındığında, Eşitlik (5.14)'deki ağırlık katsayısı  $w=0.5$  olarak alınır. Buna göre gerçekleştirilen optimizasyon sonuçları Çizelge 5.7'de verilmiştir. Buna göre eşit öneme sahip olarak ele alınan durumda alt köpükteki kütle azalışının, kademeli ayaktaki kütle azalışına kıyasla daha fazla olduğu görülmüştür.



Çizelge 5.7. Çok amaçlı fonksiyon için optimizasyon sonuçları.

Amaç fonksiyonu	Tasarım değişkenleri (x)			Parça	Amaç fonksiyonu (kütle) (g)			
	t (mm)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	h (mm)		Mevcut değer	Vekil model ile	Sayısal model ile	Kütle azalışı (%)*
min f (w=0.5)	1.954	15.48	3.911	Alt köpük	221.7	173.2	174.1	21.46
				Kademeli Ayak	307.6	300.5	300.5	2.30

$$*: \text{Kütle azalışı}(\%) = \frac{\text{Mevcut değer} - \text{Optimum değer}}{\text{Mevcut değer}} \times 100.$$

Optimum nokta için vekil modellerden elde edilen değerler ile sayısal model sonuçlarının karşılaştırılması Çizelge 5.8 ve Çizelge 5.9’da verilmiştir. Çizelge 5.8’de pozitif hatalar yanıt tahminlerinin korunumlu olduğunu gösterirken, negatif hatalar korunumsuz tahminleri belirtir. Buna göre kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme,  $u_y$  için yapılan tahminin korunumlu sonuç verdiği söylenebilir. Ayrıca bu kısıt için yapılan tahminler arasında en düşük hatanın çok amaçlı fonksiyona sahip optimizasyonda elde edildiği görülmüştür. Yan duvardaki yana doğru yer değiştirme,  $v_y$  tahmininde kısmen korunumsuzluk görülmektedir. Ancak hem sayısal modelden elde edilen hem de vekil modellerden elde edilen  $v_y$  yanıtları mevcut değerden küçüktür. Bu nedenle elde edilen optimum sonucun bu kısıt açısından da kabul edilebilir olduğu söylenebilir.

Çizelge 5.9’da alt köpükteki enerji emilimi,  $E$  kısıdındaki negatif hatalar korunumluluğu, pozitif hatalar korunumsuzluğu belirtir. Öte yandan alt strafordaki etkin gerinim,  $\varepsilon$  kısıtı için tam tersi bir durum söz konusudur. Buna göre  $E$  tahmini kısmen korunumludur. Öte yandan  $\varepsilon$  tahmininde kısmen korunumsuzluk söz konusudur. Ancak bu korunumsuzluk %0.4 olarak hesaplanmış olup, optimizasyon sonuçlarının kabul edilebilirliğini engellememektedir.

Çizelge 5.8. Çok amaçlı fonksiyonda optimum tasarım değişkenleri için kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı,  $u_y$  ve yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı,  $v_y$ .

Amaç fonksiyonu	$u_y$ (mm)*			$v_y$ (mm)**		
	Vekil model ile	Sayısal model ile	Hata (%)	Vekil model ile	Sayısal model ile	Hata (%)
$\min f$ ( $w=0.5$ )	1.922	1.920	+0.10	10.70	10.76	-0.56

\*Kademeli ayaktaki yana doğru yer değiştirme miktarı mevcut değeri,  $u_y = 2.239$  mm,

\*\*Yan duvardaki yana doğru yer değiştirme miktarı mevcut değeri,  $v_y = 11.17$  mm.

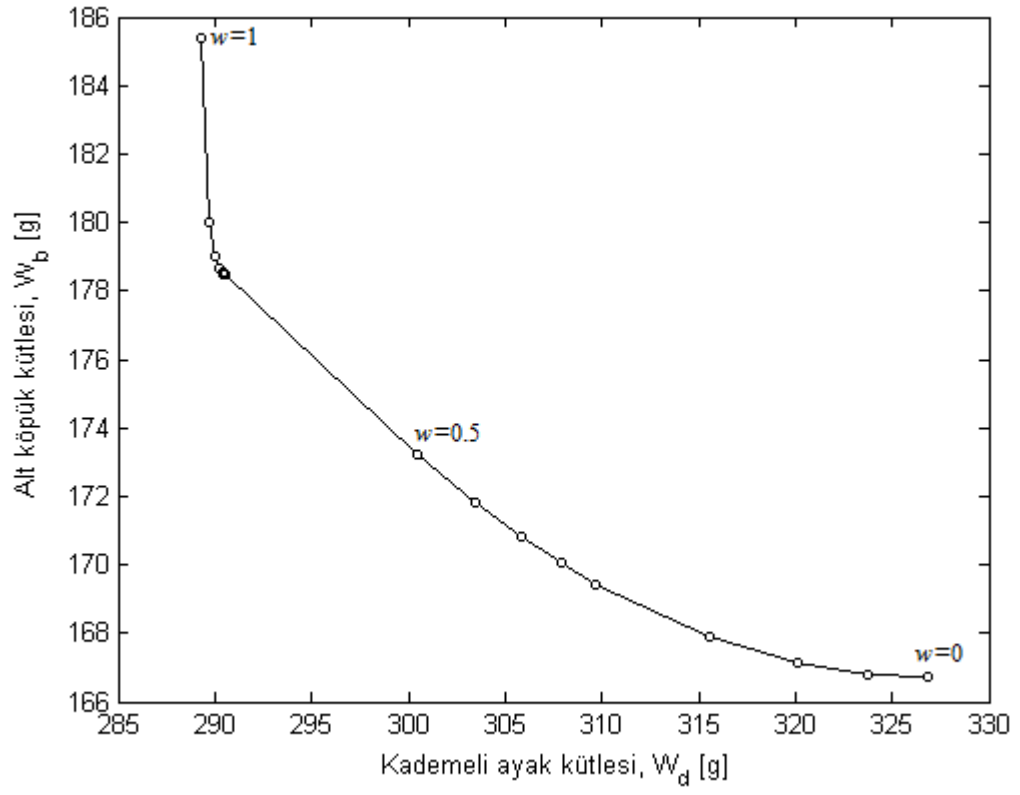
Çizelge 5.9. Çok amaçlı fonksiyonda optimum tasarım değişkenleri için alt köpükteki enerji emilimi,  $E$  ve etkin gerinim,  $\varepsilon$ .

Amaç fonksiyonu	$E$ (J)*			$\varepsilon$ (-)**		
	Vekil model ile	Sayısal model ile	Hata (%)	Vekil model ile	Sayısal model ile	Hata (%)
$\min f$ ( $w=0.5$ )	28.49	28.57	-0.28	2.096	2.105	-0.43

\*Alt köpükteki enerji emilimi mevcut değeri,  $E = 27.90$  J,

\*\*Alt köpükteki etkin gerinim mevcut değeri,  $\varepsilon = 2.096$ .

Son olarak, 0 ile 1 arasında değişen farklı ağırlık katsayıları ( $w$ ) alınarak çok amaçlı optimizasyon problemi için Pareto optimum sınırı (POS) oluşturulmuştur. Buna göre, RTF modeli için oluşturulan POS Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Amaç fonksiyonları  $W_d$  ile  $W_b$  arasındaki ilişki bu şekilde tanımlanmaktadır. POS kademeli ayak kütlelerinin amaç fonksiyonunda baskın olduğu alanda lineerdir. Bu bölümde  $W_d$ 'deki ufak azalışa karşılık  $W_b$  oldukça fazla azalış göstermiştir. Bununla birlikte POS'un ütopya noktasına yakınsadığı durum,  $W_d$  ve  $W_b$ 'nin eşit öneme sahip oldukları,  $w=0.5$  durumudur.



Şekil 5.10. Çok amaçlı fonksiyon için Pareto optimal sınırı.

## 6. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

Tez kapsamında elde edilen sonuçlar şu şekildedir:

EPS köpükleri için Ls-Dyna malzeme kütüphanesinde \*MAT\_63 modelinin kullanılması, malzemenin sayısal modelinin oluşturulmasında tercih edilebilir.

Bulaşık makinesinin taban düşürme ve eğimli düşüme testlerinin simülasyonları başarıyla gerçekleştirilmiştir. Simülasyonların gerçek testler ile doğrulanması sağlanmıştır.

Bulaşık makinesinin düşürme anında kritik yükleme durumuna maruz kalan parçaları tespit edilmiştir. Bu parçalar mekanik yapıda kademeli ayak ve yan duvar; ambalaj modülünde alt köpüktür.

İki düşürme durumu (taban düşürme ve eğimli düşürme) sonuçları karşılaştırılmış ve eğimli düşürmenin tespit edilen parçalar göz önünde bulundurulduğunda daha kritik düşürme durumu olduğu tespit edilmiştir.

Polinom yanıt yüzey (PYY) ve Radyal tabanlı fonksiyon (RTF) modelleri kullanılarak kritik düşürme durumu için vekil model tabanlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan vekil modeller, optimizasyon probleminin kısıtlarının tahmininde kullanılmıştır.

Optimizasyon problemi sonucunda bulaşık makinesinin mevcut düşürme performansı kötüleştirilmeden kademeli ayak ve alt köpüğün kütlelerinin azaltılabileceği sonucu çıkmıştır.

Tek amaçlı optimizasyon ele alındığında RTF modeli ile, PYY modelinden daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Kademeli ayak kütlesi ve alt köpük kütlesinde sırasıyla % 5.95 ve % 24.8 kütle kazanımı elde edilmiştir.

Çok amaçlı optimizasyon ele alındığında PYY modelinden daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Kademeli ayak kütlesi ve alt köpük kütlelerinde sırasıyla % 5.0 ve % 22.9 kütle kazanımı elde edilmiştir.

Bu çalışmada taban düşürme ve yana doğru  $10^\circ$  eğimli düşürme durumları ele alınmıştır. Gelecek çalışmalarda diğer düşürme durumları, örneğin öne doğru eğimli düşürme, köşe düşürme, ele alınabilir. Ayrıca kalite standartlarının belirlendiği diğer testler (klamp ile yandan sıkıştırma, istif testi) optimizasyon çalışmasına eklenebilir. Bu tezde iki vekil model kullanılarak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Gelecek çalışmalarda diğer vekil modellerden Destek vektör regresyonu, Kriging yöntemleri çalışmaya eklenebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] MIL-STD-810F. Military standard: test method standard for environmental engineering consideration and laboratory tests, US Dep. Def. (2000).
- [2] MIL-STD-883F. Military standard: test methods and procedures for microelectronics., Washington, DC US Off. Nav. Publ. (2004).
- [3] JEDEC Standard JESD22-B11: Board Level Drop Test Method of Components for Handheld Electronic Products, Jt. Electron Device Eng. Counc. (2003).
- [4] S. Babu, J. Biswas, Drop Analysis of Waste Transfer Flask, 10th Int. LS-DYNA Users Conf. (2008) 57–64.
- [5] Dan Neumayer, Drop Test Simulation of a Cooker Including Foam Packaging and Pre-stressed Plastic Foil Wrapping, 9th Int. LS-DYNA Users Conf. (2006) 33–40.
- [6] K.H. Low, Y. Wang, K.H. Hoon, N. Vahdati, Initial global-local analysis for drop-impact effect study of TV products, *Adv. Eng. Softw.* 35 (2004) 179–190.
- [7] D.H. Blanco, A. Ortalda, F. Clementi, Impact simulations on home appliances to optimize packaging protection : a case study on a refrigerator, 10th Eur. LS-DYNA Conf. 2015. (2015).
- [8] Y.Y. Wang, C. Lu, J. Li, X.M. Tan, Y.C. Tse, Simulation of drop/impact reliability for electronic devices, *Finite Elem. Anal. Des.* 41 (2005) 667–680.
- [9] H.L. Wang, S.C. Chen, L.T. Huang, Y.C. Wang, Simulation and Verification of the drop Test of 3C Products, 8th Int. LS-DYNA Users Conf. (2004) 7–18.
- [10] W. Liu, H. Li, Impact analysis of a cellular phone, 4 Th ANSA  $\mu$ ETA Int. Conf. (2011) 7.
- [11] J. Wu, G. Song, C. Yeh, K. Wyatt, Drop/Impact Simulation and Test Validation of Telecommunication Products, *Intersoc. Conf. Therm. Phenom.* (1998) 330–336.
- [12] C.L. Hwan, M.J. Lin, C.C. Lo, W.L. Chen, Drop tests and impact simulation for cell phones, *J. Chinese Inst. Eng.* 34 (2011) 337–346.
- [13] K.E. Jackson, E.L. Fasanella, Development and Validation of a Finite Element Simulation of a Vertical Drop Test of an ATR 42 Regional Transport Airplane, (2008).
- [14] K.E. Jackson, E.L. Fasanella, Crash Simulation of a Vertical Drop Test of a B737 Fuselage Section with Overhead Bins and Luggage, *Int. Aircr. Fire Cabin Saf. Res. Conf.* (2001).
- [15] P. Petkevich, V. Abramov, V. Yuremenko, V. Piminov, V. Makarov, a. Afanasiev, Simulation of the nuclear fuel assembly drop test with LS-Dyna, *Nucl. Eng. Des.* 269 (2014) 136–141.
- [16] H.-J. Kim, J.-S. Yim, B.-H. Lee, J.-Y. Oh, Y.-W. Tahk, Drop Impact Analysis of Plate-Type Fuel Assembly in Research Reactor, *Nucl. Eng. Technol.* 46

- (2014) 529–540.
- [17] B. Croop, H. Lobo, N. DatapointLabs, Selecting material models for the simulation of foams in LS-DYNA, Proc. 7th European LS-DYNA Conference (2009).
  - [18] G. Slik, G. Vogel, Material Model Validation of a High Efficient Energy Absorbing Foam, Proc. 5th Ls-Dyna Forum (2006).
  - [19] U.E. Ozturk, G. Anlas, Finite element analysis of expanded polystyrene foam under multiple compressive loading and unloading, Mater. Des. 32 (2011) 773–780.
  - [20] Q.H. Shah, a. Topa, Modeling large deformation and failure of expanded polystyrene crushable foam using LS-DYNA, Model. Simul. Eng. 2014 (2014).
  - [21] R.W. Bielenberg, J.D. Reid, Modeling Crushable Foam for the SAFER Racetrack Barrier, 8th Int. LS-DYNA Users Conf. (2004) 1–10.
  - [22] M. Barsotti, Comparison of FEM and SPH for Modeling a Crushable Foam Aircraft Arrestor Bed, (2010) 37–54.
  - [23] E. Acar, M. Rais-Rohani, Ensemble of metamodels with optimized weight factors, Struct. Multidiscip. Optim. 37 (2009) 279–294.
  - [24] L. Wang, D. Beeson, G. Wiggs, M. Rayasam, A comparison of metamodeling methods using practical industry requirements, Proc. 47th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Struct. Struct. Dyn. Mater. Conf. Newport, RI, (2006).
  - [25] R. Jin, W. Chen, T.W. Simpson, Comparative studies of metamodeling techniques under multiple modeling criteria, Struct. Multi-Disciplinary Optim. 23 (2001) 1–13.
  - [26] E. Acar, M. A. Guler, B. Gereker, M.E. Cerit, B. Bayram, Multi-objective crashworthiness optimization of tapered thin-walled tubes with axisymmetric indentations, Thin-Walled Struct. 49 (2011) 94–105.
  - [27] M.F. Hussain, R.R. Barton, S.B. Joshi, Metamodeling: Radial basis functions, versus polynomials, Eur. J. Oper. Res. 138 (2002) 142–154.
  - [28] H. Fang, M. Rais-Rohani, Z. Liu, M.F. Horstemeyer, A comparative study of metamodeling methods for multiobjective crashworthiness optimization, Comput. Struct. 83 (2005) 2121–2136.
  - [29] J.A. Corman, B.J. German, A Comparison of Metamodeling Techniques for Engine Cycle Design Data, Techniques. (2010) 1–14.
  - [30] A.I.J. Forrester, A.J. Keane, Recent advances in surrogate-based optimization, Prog. Aerosp. Sci. 45 (2009) 50–79.
  - [31] L. Sozen, M. A. Guler, D. Bekar, E. Acar, Investigation and prediction of springback in rotary-draw tube bending process using finite element method, Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci. 226 (2012) 2967–2981.
  - [32] J. Hallquist, LS-DYNA® theory manual, 2006.

[http://www.dynasupport.com/manuals/additional/ls-dyna-theory-manual-2005-beta/at\\_download/file](http://www.dynasupport.com/manuals/additional/ls-dyna-theory-manual-2005-beta/at_download/file).

- [33] Livermore Software Technology Corporations (LSTC), LS-DYNA Keyword User's Manual - Volume II, 2013.
- [34] K.P. Li, W.P. Cardn, R.H. Wagoner, Measurement of springback, *Int. J. Mech. Sci.* 44. (2002) 103–122.
- [35] S.M. Yunus, T.P. Pawlak, R.D. Cook, Solid Elements with Rotational Degrees of Freedom, Part I-Hexahedron Elements, To Be Publ. (1989).
- [36] K.J. Bathe, E.L. Wilson, Numerical Merthods in Finite Element Analysis, Prentice-Hall. (1976).
- [37] R.D. Cook, Concepts and Applications of Finite Element Analysis, John Wiley Sons, Inc. (1974).
- [38] Ls-Dyna Support Erişim Adresi: <http://www.dynasupport.com/tutorial/ls-dyna-users-guide/energy-data>, Erişim tarihi: 05.01.2016.
- [39] S. Bala, Contact Modeling in Ls-Dyna, Part 1: Some Recommendations, Livermore Software Technology Corporation, (2001).
- [40] Ls-Dyna Support Erişim Adresi: <http://www.dynasupport.com/tutorial/ls-dyna-users-guide/contact-modeling-in-ls-dyna>, Erişim tarihi: 07.01.2016.
- [41] O. Ramon, J. Miltz, Prediction of dynamic properties of plastic foams from constant-strain rate measurements, *Appl. Polym. Sci.* (1990).
- [42] S. Venkataraman, R.T. Haftka, Structural optimization complexity: what has Moore's law done for us?, *Struct. Multidiscip. Optim.* 28 (2004) 375–387.
- [43] N. V. Queipo, R.T. Haftka, W. Shyy, T. Goel, R. Vaidyanathan, P. Kevin Tucker, Surrogate-based analysis and optimization, *Prog. Aerosp. Sci.* 41 (2005) 1–28.
- [44] A.I.J. Forrester, A. Sóbester, A.J. Keane, Engineering Design via Surrogate Modelling: A Practical Guide, John Wiley Sons, Chichester. (2008).
- [45] T.W. Simpson, J. Peplinski, P.N. Koch, J.K. Allen, Metamodels for Computer-Based Engineering Design: Survey and Recommendations, *Eng. Comput.* (2001) 129–150.
- [46] G.G. Wang, S. Shan, Review of metamodeling techniques in support of engineering design optimization, *J. Mech. Des.* (2007) 370–380.
- [47] R.H. Myers, D.C. Montgomery, Response Surface Methodology: process and product optimization using designed experiments, Wiley, New York, NY. (2002).
- [48] R.L. Plackett, J.P. Burman, The design of optimum multifactorial experiments, *Biometrika.* (1946).
- [49] G.E.P. Box, D.W. Behnken, Some new three level designs for the study of quantitative variables, *Technometrics.* (1960).
- [50] J.-S. Park, Optimal Latin-hypercube designs for computer experiments, *J Stat Plan Infer.* (1994) 111.



- [51] M.E. Johnson, L.M. Moore, D. Ylvisaker, Minimax and maximin distance designs, *J. Stat. Planninf Inference.* (1990) 131–148.
- [52] C. Currin, T.J. Mitchell, M.D. Morris, D. Ylvisaker, Bayesian prediction of deterministic functions, with applications to the design and analysis of computer experiments, *J. Am. Stat. Assoc.* (1991).
- [53] M.D.Buhmann, *Radial basis function: Theory and Implementations*, Cambridge Univ. Press. New York, NY. (2003).
- [54] J. Sacks, W.J. Welch, J.S.B. Mitchell, P.W. Henry, Design and Experiments of Computer Experiments, *Stat. Sci.* 4 (1989) 409–423.
- [55] M. Smith, *Neural networks for statistical modeling*, , Von Nostrand Reinhold, New York. (1993).
- [56] S.R. Gunn, *Support Vector Machines for classification and regression*, Tech. Report, Image Speech Intell. Syst. Res. Group, Univ. Southampton, UK., (1997).

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : MÜLKOĞLU, Oğuzhan  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 21.01.1991, Ankara  
Medeni hali : Bekar  
Telefon : 0 (506) 418 27 62  
e-posta : [omulkoglu@ybu.edu.tr](mailto:omulkoglu@ybu.edu.tr)

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	TOBB ETÜ Makine Mühendisliği Bölümü	2013

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-2015	TOBB ETÜ Makine Mühendisliği Bölümü	Proje Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi
2015-...	Yıldırım Beyazıt Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi

### Yabancı Dil

İngilizce

### Yayınlar

- **O. Mulkoglu**, M.A. Guler, H. Demirbag, Drop Test Simulation and Verification of a Dishwasher Mechanical Structure, 10th Eur. LS-DYNA Conf. (2015).
- **O.Mulkoglu**, M.A. Guler, E. Acar, H. Demirbag, Drop Test Simulation and Surrogate Based Optimization of a Dishwasher Mechanical Structure and Its Packaging Module (*İnceleme Aşamasında*).