

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT GÖZLÜ KAPLARIN PARÇALI BASTIRICI İLE DERİN ÇEKİLMESİNDE EN
İYİLEME AMAÇLI BİR ALGORİTMA GELİŞTİRİLMESİ**

BORA ŞENER

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
İMAL USULLERİ PROGRAMI

DANIŞMAN
PROF. MEHMET EMİN YURCİ

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT GÖZLÜ KAPLARIN PARÇALI BASTIRICI İLE DERİN ÇEKİLMESİNDE EN
İYİLEME AMAÇLI BİR ALGORİTMA GELİŞTİRİLMESİ**

Bora ŞENER tarafından hazırlanan tez çalışması 25/12/2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Mehmet Emin YURCİ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Yrd. Doç. Dr. Muharrem ERDEM BOĞOÇLU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Mehmet Emin YURCİ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Nihat AKKUŞ
Marmara Üniversitesi

Doç. Dr. Anıl NOMAK AKDOĞAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Erhan ALTAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Mehmet FIRAT
Sakarya Üniversitesi

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 2014-06-01-DOP03 ve TÜBİTAK 1501 Sanayi Ar-Ge Projeleri Destekleme Programının 3140635 numaralı projeleri ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hazırlanmasında ilgisini ve desteğini benden hiçbir zaman esirgemeyen, doktora tez danışman hocam sayın Prof. Mehmet Emin YURCİ'ye teşekkürü bir borç bilir, saygılarımı sunarım. Tecrübesi ve bilgisi ile çalışmaya yön veren eş danışmanım sayın Yrd. Doç. Dr. Muharrem ERDEM BOĞOÇLU'ya, değerli görüşleri ve önerileri ile tezin gelişimine katkı sağlayan tez izleme komitesi üyeleri sayın Prof. Dr. Hasan KURTARAN, Prof. Dr. Nihat AKKUŞ ve Doç. Dr. Anıl NOMAK AKDOĞAN'a teşekkürlerimi sunarım. Çalışmanın her aşamasında bilgisi ile beni yönlendiren ve ufkumun genişlemesini sağlayan Niğde Üniversitesinden hocam sayın Doç. Dr. Serkan TOROS'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmaların gerçekleştirilebilmesi için gerekli altyapıyı sağlayan ÖZKOÇ Firması genel müdürü sayın Cem KOÇAN başta olmak üzere, hidrolik devre ve mekanik tasarımda görev alan sayın Birol ÖZER, Emrah DAVAS, Ömer GÜMÜŞ, Ümit Can SEZER'e, kalıp imalatında emeği geçen sayın Gürkan ÖZTÜRK'e ve deneysel çalışmalarda bana yardımcı olan tüm firma çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım. Çalışmada bütün bilgi ve birikimi ile yardımcı olan sayın Kani YILMAZ'a, laser kesimde gerekli olanakları sağlayan FORD Firmasından sayın Sedat ARAS'a ve YILDIZ KALIP Firması çalışanlarına teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca Dynaform 5. 9 programının kurulumunda yardımcı olan Netform firmasından sayın Mert AYGİN'e teşekkür ederim.

Son olarak maddi ve manevi her daim benim yanımda olan sevgili annem, babam ve ağabeyime teşekkürlerimi sunarım.

Aralık, 2017

Bora ŞENER

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	ix
KISALTMA LİSTESİ	xii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xviii
ÖZET	xix
ABSTRACT	xxii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Deneysel ve Analitik Metotlara Dayalı Yapılan Çalışmalar	4
1.1.2 Ayarlanabilir (Adaptive) Simülasyon Metoduna Dayalı Yapılan Çalışmalar	5
1.1.3 Sonlu Eleman Tabanlı Optimizasyon Metotlarına Dayalı Yapılan Çalışmalar	7
1.2 Tezin Amacı	9
1.3 Hipotez	10
BÖLÜM 2	
DERİN ÇEKME.....	12
2.1 Çok Noktadan Kontrollü Sistemler	16
2.2 Sonlu Elemanlar Metodu	22
2.2.1 Eksplisit (Açık) ve İmplicit (Kapalı) Yöntemler	23
2.2.2 Eleman Formülasyonu	27
2.2.3 Temas Tanımları ve Çeşitleri.....	30
2.2.3.1 Tek yüzey teması	31
2.2.3.2 Düğüm Noktaları ile Yüzey Teması.....	31
2.2.3.3 Yüzey-Yüzey Teması	32

2.2.4 Akma Kriterleri.....	34
2.2.4.1 Von Mises Akma Kriteri.....	35
2.2.4.2 Hill48 Akma Kriteri	36
2.2.4.3 Barlat 89 Akma Kriteri	38
BÖLÜM 3	
PASLANMAZ ÇELİKLER	41
3.1 Paslanmaz Çeliklerin Sınıflandırılması.....	42
3.1.1 Ferritik Paslanmaz Çelikler	42
3.1.2 Ostenitik Paslanmaz Çelikler	43
3.1.3 Martenzitik Paslanmaz Çelikler	45
3.1.4 Dupleks (Ostenitik-Ferritik) Paslanmaz Çelikler	46
3.1.5 Çökelme Sertleşmesi Uygulanabilen Paslanmaz Çelikler	46
BÖLÜM 4	
METOT.....	47
4.1 Çok Amaçlı Optimizasyon	47
4.2 Amaç Fonksiyonları.....	47
4.2.1 İnceleme	47
4.2.2 Kırışma	48
4.3 Tasarım Değişkenleri.....	49
4.4 Bölgeye Göre Değişken Pot Basınçlarının Tahmini	50
4.4.1 Optimizasyon Probleminin Tanımlanması.....	51
4.4.2 Uygun Deney Tasarım Metodunun Seçimi	51
4.4.3 Sonlu Eleman Analizlerinin Gerçekleştirilmesi	53
4.4.4 Yanıt Yüzeyleri Metodu	53
4.4.5 Model Doğruluğunun Kontrolü	55
4.4.5.1 Belirlilik Katsayısı (R^2)	55
4.4.5.2 Hataların Kareleri Ortalamasının Karekökü (RMSE).....	56
4.4.5.3 Düzeltilmiş Belirlilik Katsayısı (Adjusted R^2).....	56
4.4.6 Optimizasyon.....	56
4.4.6.1 Benzetilmiş Tavlama Algoritması	58
4.4.6.2 Sıçrayan Kurbağa Algoritması	61
4.4.6.3 Hibrid Algoritma	67
4.4.7 Sonlandırma Kriteri.....	68
4.5 Bölgeye ve Yola Göre Değişken Pot Basıncının Tahmini.....	69
BÖLÜM 5	
UYGULAMA	72
5.1 Çok Noktadan Kontrollü Hidrolik Sistem	73
5.2 Tek Eksenli Çekme Deneyleri	77
5.2.1 304 Paslanmaz Çelik Sacın Gerinim Hızına Bağlı Olarak Mekanik Özelliklerinin Değişimi	79
5.2.2 304 Paslanmaz Çelik Sacın Anizotropi Özelliklerinin Belirlenmesi	82

5.2.3	304 Paslanmaz Çelik Sacın Şekillendirme Hız Duyarlılık Üstelinin Belirlenmesi	83
5.2.4	Akma Eğrisinin Modellenmesi ve Pekleşme Üstelinin Belirlenmesi..	86
5.2.5	Kuasi-Statik Yapısal Denklemlerin 304 Paslanmaz Çelik Sac İçin İncelenmesi.....	86
5.3	Sonlu Eleman Modeli	89
5.3.1	Parçaların Elemanlara Ayrılması (Meshleme)	90
5.3.2	Malzeme Modelinin Tanımlanması	91
5.3.3	Temas Tanımlaması ve Sınır Şartları.....	92
5.3.4	Proses Parametrelerinin Tanımlanması	93
5.3.5	Optimum Nümerik Parametrelerin Belirlenmesi	94
5.3.5.1	Eleman Boyutu ve İnceltme Seviyesi	94
5.3.5.2	Kalıp Radyüsündeki Eleman Sayısı	98
5.3.5.3	Dinamik Etkilerin İncelenmesi.....	99
5.3.6	Akma Kriterlerinin Karşılaştırılması	100
5.3.6.1	Akma Gerilmesi ve Anizotropi Katsayısının Hadde Yönüne Göre Değişiminin Modellere Göre Tahmini ve Çekme Testi Sonuçlarıyla Karşılaştırılması	101
5.3.6.2	Hill48 ve Barlat89 Akma Kriterlerine Göre Gerçekleştirilen Sonlu Eleman Simülasyonlarının Deneyle Karşılaştırılması.....	103
5.4	Metodun Uygulanması ve Optimum Parametrelerin Belirlenmesi	105
5.4.1	Bölgeye Göre Değişken Pot Basınçlarının Tahmini.....	105
5.4.1.1	Tasarım Değişkenleri	106
5.4.1.2	Merkezi Kompozit Deney Tasarım Matrisi ve Amaç Fonksiyonunun Değerleri	106
5.4.1.3	Yanıt Yüzeyleri Metodu ile Metamodelin Oluşturulması.....	109
5.4.1.4	Metamodel Doğruluğunun Değerlendirilmesi	111
5.4.1.5	Optimizasyon Sonuçları.....	112
5.4.2	Bölgeye ve Yola Göre Değişken Pot Basınçlarının Tahmini	116
5.4.2.1	Tasarım Değişkeni	116
5.4.2.2	Taguchi L_{54} Ortogonal Dizilim.....	117
5.4.2.3	Sonlu Eleman Analizleri ve Amaç Fonksiyonlarının Değerleri....	117
5.4.2.4	Optimizasyon Sonuçları.....	117

BÖLÜM 6

DENEYSEL DOĞRULAMA	124
6.1 Optimum Bölgeye Göre Değişken (Yoldan Bağımsız) Pot Kuvvetlerinin Deneyle Doğrulanması	124
6.1.1 Parça Şekli ve Kenarlar Arası Mesafelerin Karşılaştırılması	124
6.1.2 Kalınlık Dağılımlarının Karşılaştırılması	128
6.2 Optimum Bölgeye ve Yola Göre Değişken Pot Kuvvetlerinin Deneyle Doğrulanması	129
6.2.1 Parça Şekli ve Kenarlar Arası Mesafelerin Karşılaştırılması	130
6.2.2 Kalınlık Dağılımlarının Karşılaştırılması	133
6.3 Metodun Değerlendirilmesi	135

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER	138
-------------------------	-----

7.1 Konu ile İlgili İlerde Yapılması Düşünülen Çalışmalar	144
---	-----

KAYNAKLAR.....	145
----------------	-----

EK-A

ÇOK NOKTADAN KONTROLLÜ HİDROLİK SİSTEME AİT DEVRE ŞEMASI	153
--	-----

EK-B

HER BİR PİSTONDAKİ POT ÇEMBERİ KUVVETLERİ İLE ÇOK AMAÇLI FONKSİYON ARASINDAKİ YANIT YÜZEYLERİ.....	154
---	-----

EK-C

TAGUCHİ L ₅₄ ORTOGONAL DİZİLİMİ VE ÇOK AMAÇLI FONKSİYONUN DEĞERLERİ	158
--	-----

C-1 Bölgeye ve Yola Göre Değişken Pot Basınçları İçin Regresyon Analizi Bulguları.....	167
---	-----

ÖZGEÇMİŞ.....	170
---------------	-----

SİMGE LİSTESİ

F_p	Istampa kuvveti
F_b	Bastırıcı kuvveti
K_p	Oransal kazanç
K_d	Türevsel kazanç
K_i	İntegral kazanç
R	Plastik anizotropi katsayısı
ε_w	Numune genişliği yönündeki gerinimler
ε_t	Numune kalınlığı yönündeki gerinimler
w_0	Çekme testi öncesindeki numune genişliği
w_f	Çekme testi sonrasındaki numune genişliği
t_0	Çekme testi öncesindeki numune kalınlığı
t_f	Çekme testi sonrasındaki numune kalınlığı
$\bar{R}$	Ortalama (normal) plastik anizotropi katsayısı
R_0	Hadde yönüne paralel yöndeki anizotropi katsayısı
R_{45}	Hadde yönüne diyagonal yöndeki anizotropi katsayısı
R_{90}	Hadde yönüne dik yöndeki anizotropi katsayısı
ΔR	Düzlemsel anizotropi katsayısı
$[M]$	Kütle matrisi
$[C]$	Sönümlleme matrisi
$[K]$	Katılık matrisi
F	Sisteme etki eden dış kuvvetler
$[U]$	Yer değiştirme vektörü
$[\dot{U}]$	Hız vektörü
$[\ddot{U}]$	İvme vektörü
Δt	Zaman adımı
N	Toplam eleman sayısı
α	Ölçek faktörü
Δt_{kr}	Kritik zaman adımı
L_s	Kabuk elemanın karakteristik uzunluğu
c	Dalga yayılma hızı
E	Elastiklik modülü
ρ	Malzeme yoğunluğu

ν	Poisson oranı
A	Kabuk elemanın alanı
l_1, l_2, l_3, l_4	Kabuk elemanın kenar uzunlukları
d_1, d_4	Dörtgen kabuk elemanın köşegen uzunlukları
Δt_c	Katı elemanlar için kritik zaman adımı büyüklüğü
L_{solid}	Katı elemanın karakteristik uzunluğu
V_{solid}	Katı elemanın hacmi
A_{max}	Katı elemanın en büyük alanı
c_{solid}	Ses hızı
$\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$	Asal gerilmeler
F, G, H, L, M, N	Hill48 akma kriterindeki anizotropi sabitleri
σ_e	Efektif gerilme
σ_θ	Hadde yönüne göre θ doğrultusundaki akma gerilmesi
F_θ	θ açısına dayalı fonksiyon
R_θ	Haddeleme doğrultusu ile θ açısı yapan numunedeki anizotropi katsayısı
k_1, k_2	Barlat 89 akma kriterinde gerilme tensörünün invariyanları
M	Barlat 89 akma kriterinde malzemenin kristal yapısına bağlı bir üstel
a, b, c, h	Barlat 89 akma kriterindeki anizotropi sabitleri
τ_{s1}	Kayma testinden elde edilen akma gerilmesi
f_1	İncelme amaç fonksiyonu
f_2	Kırışma amaç fonksiyonu
d_k	Kırışma limit eğrisine olan mesafe
$\psi(\varepsilon_2^i)$	Kırışma limit eğrisinde i elemanı için limit major gerinim değeri
ε_1^i	Şekillendirme sonrasında i elemanının major gerinim değeri
θ	Kırışma limit eğrisinin eğimi
$\vec{x}$	Her bir piston tarafından uygulanan pot basınçlarını gösteren vektör
f	Çok amaçlı fonksiyon
c_1, c_2	Ağırlık katsayıları
k	Faktör (değişken) sayısı
y	Gerçek yanıt vektörü
X	Bağımsız değişken matrisi
β	Model katsayılarını içeren vektör
ε	Hata vektörü
R^2	Belirlilik katsayısı
R^2_{adj}	Düzeltilmiş belirlilik katsayısı
P	Tasarım noktalarının sayısı
$\bar{y}$	Deneylerden elde edilen yanıtların ortalaması
$\hat{y}_i$	Modelden tahmin edilen yanıt değerleri
y_i	Gerçek yanıt değerleri
A_i, B_i	Tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınırları
u, ζ	[0,1] arasında rassal bir sayı
ΔE	İki noktanın enerjileri arasındaki fark
c_i	Kontrol parametresi
m_i, n_i	Serbest parametreler
N	Toplam iterasyon sayısı

x^*	Yerel minimum noktası
$F(x)$	Parçacığın potansiyel enerjisi
δ	Maksimum adım aralığı
$a(s)$	S noktasında parçacığa etki eden kuvvet
$T(x)$	Parçacığın kinetik enerjisi
x_0	Başlangıç noktası
v_0	Parçacığın ilk hızı
E_0	Toplam enerji
Δx_k	Algoritmadaki adım aralığı
δ	Maksimum adım aralığı
d	Arama yapılan bölgenin boyutu
$\dot{\epsilon}$	Gerinim hızı
F	Çekme kuvveti
ΔL	Referans çizgilerinin yerdeğiştirme miktarı
$\sigma_{müh}$	Mühendislik gerilmesi
ϵ	Mühendislik gerinimi
L_0	Numunenin ilk boyu
σ_{ak}, σ_0	Akma dayanımı
$\sigma_{çek}$	Çekme dayanımı
ϵ_{top}	Toplam uzama
σ_{ger}	Gerçek gerilme
φ	Gerçek gerinim
C	Malzeme sabiti
m	Şekil değiştirme hızına duyarlılık üsteli
K	Malzemenin mukavemet katsayısı
ϵ_p	Plastik gerinim
n	Pekleşme üsteli
ϵ_0	Akma başladığı andaki elastik gerinim
A, B, C, β	Malzeme sabitleri
P_{11}	Birinci pistonun 0 mm'deki pot basıncı
P_{54}	Beşinci pistonun 150 mm derinlikteki pot basıncı
p	İstatiksel anlamlılık değeri

KISALTMA LİSTESİ

AISI	American Iron and Steel Institute (Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü)
BHP	Blank Holder Pressure (Pot Çemberi Basıncı)
BT	Belytschko-Lin-Tsay
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
FE	Finite Element (Sonlu Eleman)
IGES	The Initial Graphics Exchange Specification (İlk Grafik Değişim Şartname)
PI	Proportional and Integral (Oransal ve İntegral)
PID	Proportional – Integral and Derivative (Oransal – İntegral ve Türevsel)
RMSE	Root Mean Square Error (Hataların Kareleri Ortalamasının Karekökü)
SÇO	Sınır Çekme Oranı
SRSM	Sequential Response Surface Method (Ardışık Yanıt Yüzeyi Metodu)
ŞSD	Şekillendirme Sınır Diyagramı
WLC	Wrinkling Limit Curve (Kırışma Limit Eğrisi)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Uygun pot basıncının belirlenememesi nedeniyle kırılan ve yırtılan parçalar 1
Şekil 1. 2	Parçanın kırılma ve yırtılma sınırı üzerinde pot çemberi basıncının etkisi 2
Şekil 1. 3	Dikdörtgen kapların şekillendirilmesi sırasında köşelerin sıkışması ve yırtılma 3
Şekil 1. 4	Kapalı çevrim kontrolü 4
Şekil 1. 5	Sabit ve değişken pot basıncı ile derin çekilmiş dikdörtgen kap 6
Şekil 1. 6	Kap yüksekliklerinin karşılaştırılması 7
Şekil 1. 7	Sabit ve değişken pot çemberi basınçlarının karşılaştırılması 9
Şekil 2. 1	Derin çekme 12
Şekil 2. 2	Değişik sac malzemeler için R ile SÇO arasındaki ilişki..... 13
Şekil 2. 3	Kulak oluşumunun görüldüğü kaplar 14
Şekil 2. 4	Kulak oluşumu ile R'nin açılma değişimi arasındaki ilişki 14
Şekil 2. 5	Dört noktadan kuvvetin uygulandığı pot plakasının yük altında davranışı.. 15
Şekil 2. 6	Pot kuvvetinin pimler aracılığıyla pot çemberine iletildiği çok noktadan kontrollü sistem 17
Şekil 2. 7	Yüksekliği ayarlanabilir pimlerden oluşan çok noktadan kontrollü sistem . 18
Şekil 2. 8	Hidrolik silindirlerin doğrudan pot çemberine etki ettiği çok noktadan kontrollü sistem 18
Şekil 2. 9	Diffenbacher firması tarafından belirli bir parça ailesini (paslanmaz çelik evye) şekillendirme amaçlı özelleştirilmiş çok noktadan kontrollü sistem 19
Şekil 2. 10	Çift gözlü evye imalatı için silindirlerin dizilimi ve konumlarına göre şekilleri 19
Şekil 2. 11	Schuler tarafından geliştirilen pot silindirlerinin hareket edebildiği çok noktadan kontrollü sistem 20
Şekil 2. 12	Kalıba entegre edilmiş çok noktadan kontrollü sistem..... 21
Şekil 2. 13	Parçanın sonlu sayıda elemana bölünmesi..... 22
Şekil 2. 14	Dörtgen ve üçgen kabuk elemanlar 25
Şekil 2. 15	LS-DYNA'da bulunan eleman tipleri..... 28
Şekil 2. 16	Kabuk elemanın orta düzlemi 28

Şekil 2. 17	Kabuk elemanın kalınlığı boyunca gerilme ve gerinimlerin hesaplandığı integrasyon noktaları	29
Şekil 2. 18	Katı elemanlar ile hazırlanmış bir sonlu eleman modeli.....	29
Şekil 2. 19	Köle ve efendi yüzey tanımı	30
Şekil 2. 20	Orta düzlemden offsetleme yapılarak temasın tanımlanması	30
Şekil 2. 21	Kendisi ile temas eden parçada tek yüzey temas	31
Şekil 2. 22	Düğüm noktaları ile yüzey teması.....	32
Şekil 2. 23	Yüzey-yüzey temasta elemanların normal yönü.....	32
Şekil 2. 24	Bir yön temas	33
Şekil 2. 25	İki yön temas	33
Şekil 2. 26	Von Mises akma yüzeyi.....	34
Şekil 2. 27	Düzlem gerilme halinde Von Mises akma yüzeyi.....	35
Şekil 3. 1	Fe-Cr denge diyagramı	42
Şekil 3. 2	Fe-Ni denge diyagramı	43
Şekil 3. 3	a) Krom yüzdesinin azalması ve tane sınırlarındaki korozyon, b) 316L kalite paslanmaz çeliğin tane sınırlarında görülen korozyon.....	44
Şekil 4. 1	İncelme kriteri için sonlu eleman modelinde incelenen bölgeler	48
Şekil 4. 2	Şekillendirme sınır diyagramında kırılma limit eğrisi ve kırılma kriteri için mesafenin tanımı.....	49
Şekil 4. 3	Bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmini için geliştirilen metodun akış şeması	50
Şekil 4. 4	Merkezi kompozit tasarım modeli (3 değişken için)	53
Şekil 4. 5	Yerel ve global optimum	57
Şekil 4. 6	Benzetilmiş tavlama algoritması akış şeması.....	61
Şekil 4. 7	Sıçrayan kurbağa algoritması akış şeması.....	66
Şekil 4. 8	Bölgeye göre değişken pot basıncının tahmini için geliştirilen metodu özetleyen akış diyagramı.....	67
Şekil 4. 9	Ardışık yanıt yüzeyleri metodunda alt bölge oluşumu	68
Şekil 4. 10	Pot basıncı-strok eğrisinin tanımlanmasında kullanılan tasarım değişkenleri (kontrol noktaları)	69
Şekil 4. 11	Bölgeye ve yola göre değişken pot basıncının tahmini için geliştirilen metodu açıklayan akış diyagramı.....	71
Şekil 5. 1	Tez kapsamında seçilmiş olan çift gözlü evye.....	72
Şekil 5. 2	Plaka	73
Şekil 5. 3	Pistonlar	74
Şekil 5. 4	Plaka içerisindeki hat düzeni.....	75
Şekil 5. 5	a) Elektrik motorları, pompalar ve oransal valflerin monte edildiği depo, b) Deponun kalıpla bağlantısının sağlanmış hali	75
Şekil 5. 6	Kalıpların prese bağlanmış hali	76
Şekil 5. 7	Çift etkili hidrolik preste derin çekme prosesinin aşamaları a) kapama, b) ıstampaların yukarı hareketi	76
Şekil 5. 8	Sistemin çalışması	77
Şekil 5. 9	304 paslanmaz çelik sac için hadde yönüne göre farklı doğrultularda hazırlanmış çekme deney numuneleri	78
Şekil 5. 10	Çekme deneyi numunesi boyutları	78

Şekil 5. 11	Shimadzu çekme deneyi cihazı	78
Şekil 5. 12	Çekme deneyi sonrası numuneler	79
Şekil 5. 13	304 paslanmaz çeliğin akma ve çekme dayanımlarının gerinim hızına göre değişimi.....	80
Şekil 5. 14	304 paslanmaz çelik sacın farklı gerinim hızlarında elde edilen mühendislik gerilmesi-mühendislik gerinim eğrileri.....	81
Şekil 5. 15	304 paslanmaz çelik sacın farklı gerinim hızlarında gerçek gerilme-gerçek gerinim eğrileri.....	81
Şekil 5. 16	Deney sonrası numunenin daralan bölgesinde genişliğin farklı noktalardan ölçümü	82
Şekil 5. 17	m'in belirlenmesinde uygulanan iki metot a) farklı gerinim hızlarında elde edilen gerilme-gerinim eğrilerinin sabit bir gerinim değerinde karşılaştırılması, b) sıçrama testi.....	84
Şekil 5. 18	304 paslanmaz çelik sacın sıçrama testi sonucunda elde edilen mühendislik gerilmesi-mühendislik gerinim grafiği.....	85
Şekil 5. 19	304 paslanmaz çelik için deneysel akma eğrisi ile kuasi-statik modellerin karşılaştırılması a) Hollomon, b) Ludwik, c) Swift, d) El-Magd.....	88
Şekil 5. 20	304 paslanmaz çelik sac için modellerin R ² değerleri	89
Şekil 5. 21	Parçaların tam ve yarım CAD modeli	90
Şekil 5. 22	Sonlu eleman modeli	91
Şekil 5. 23	Sınır şartlarının uygulandığı saca ait düğüm noktaları.....	93
Şekil 5. 24	Her bir pistondaki pot kuvvetleri ve pot çemberindeki piston dizilimi	93
Şekil 5. 25	Simulasyonda tanımlanan ıstampa hız-zaman grafiği	94
Şekil 5. 26	Bir dörtgen elemanın program tarafından bölünmesi.....	96
Şekil 5. 27	Dördüncü seviye inceltme işleminin uygulanması.....	96
Şekil 5. 28	Açı kriteri	96
Şekil 5. 29	Sacın kalıp radyüsünde penetre olması	97
Şekil 5. 30	Simulasyon D ve E'den elde edilen sonuçlar	98
Şekil 5. 31	Simulasyon D ve E'nin çözüm sürelerinin karşılaştırılması	98
Şekil 5. 32	Simulasyon sonuçları a) kalıp radyüsünde 2 eleman b) kalıp radyüsünde 4 eleman	99
Şekil 5. 33	İstampa kursuna göre iç ve kinetik enerjinin değişimi.....	99
Şekil 5. 34	Sacın kinetik enerjisi.....	100
Şekil 5. 35	Akma gerilmesinin hadde yönüne göre değişiminin modellere göre tahmini ve çekme deneyi sonuçlarıyla karşılaştırılması.....	102
Şekil 5. 36	Anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişiminin modellere göre tahmini ve çekme deneyi sonuçlarıyla karşılaştırılması.....	103
Şekil 5. 37	Hill48 ve Barlat89 akma yüzeylerinin karşılaştırılması.....	103
Şekil 5. 38	Kesim yönleri ve kesim sonucu elde edilen parça	104
Şekil 5. 39	Deney ile simülasyonlardan elde edilen kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması (köşeden köşeye a-f yönü)	105
Şekil 5. 40	Deney ile simülasyonlardan elde edilen kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması (köşeden köşeye g-k yönü)	105
Şekil 5. 41	Tasarım değişkenleri	106
Şekil 5. 42	Birinci ve beşinci pistonlardaki pot çemberi kuvvetlerinin amaç fonksiyonu üzerindeki etkisi	111

Şekil 5. 43	Metamodel doğruluğunun değerlendirilmesi.....	112
Şekil 5. 44	Metoda göre tahmin edilen optimum pot kuvvetleri.....	112
Şekil 5. 45	İterasyon sayısına göre çok amaçlı fonksiyonun değişimi	113
Şekil 5. 46	İterasyon sayısına göre tasarım değişkenlerinin değişimi	114
Şekil 5. 47	Optimizasyon öncesi ve sonrasında gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerine göre parçadaki minimum kalınlık değerleri a) optimizasyon öncesi, b) optimizasyon sonrası	115
Şekil 5. 48	Çok amaçlı fonksiyonun değişimi.....	120
Şekil 5. 49	Metoda göre tahmin edilmiş her bir pistondaki optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları	121
Şekil 5. 50	Optimizasyon öncesi ve sonrasında gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerine göre parçanın durumları a) optimizasyon öncesi, b) optimizasyon sonrası	122
Şekil 6. 1	Optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında elde edilen parça şekillerinin karşılaştırılması (a. analiz, b. deney, c. lokal kırışma)	125
Şekil 6. 2	Optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen simulasyon ve deney sonrası kenarlar arası mesafelerin karşılaştırılması	125
Şekil 6. 3	a) Köprü bölgesini kontrol eden 1 ve 2 nolu pistonlardaki pot basınçlarının artırılması ile gerçekleştirilen deney sonucu elde edilen parça, b) yan duvar	126
Şekil 6. 4	Üst plaka ve kalıptaki esnemelerin gösterimi	127
Şekil 6. 5	Optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen simulasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımı ile deneysel kalınlık dağılımının karşılaştırılması (köşeden köşeye)	128
Şekil 6. 6	Optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen simulasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımı ile deneysel kalınlık dağılımının karşılaştırılması (boydan boya)	129
Şekil 6. 7	Hidrolik presin kontrol ünitesinde basınçların girildiği ekran.....	130
Şekil 6. 8	Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında elde edilen parça şekillerinin karşılaştırılması (a. analiz, b. deney, c. lokal kırışma)	131
Şekil 6. 9	a) Köprü bölgesini kontrol eden 2 nolu pistonun basıncında yapılan değişikliğe göre gerçekleştirilen deney sonrası elde edilen parça, b) yan duvar	132
Şekil 6. 10	Basınçların düzeltildiği pistonlar a) bölgeye göre değişken pot baskı tipi, b) bölgeye ve yola göre değişken pot baskı tipi.....	133
Şekil 6. 11	Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarıyla gerçekleştirilen simulasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımı ile deneysel kalınlık dağılımının karşılaştırılması (köşeden köşeye)	134
Şekil 6. 12	Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen simulasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımı ile deneysel kalınlık dağılımının karşılaştırılması (boydan boya)	134
Şekil 6. 13	Çok noktadan kontrollü hidrolik pres ve geleneksel sistemle derin	

	çekilmiş parçada diyagonal yöndeki kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması	135
Şekil 6. 14	Yoldan bağımsız ve yola bağımlı pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen deneylerden elde edilen boydan boya kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması	136

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 5. 1 Anizotropi katsayıları.....	83
Çizelge 5. 2 304 paslanmaz çelik sacın her üç haddeleme yönü için elde edilen m değerleri.....	85
Çizelge 5. 3 İncelenen kuasi-statik akma eğrisi modelleri	87
Çizelge 5. 4 304 paslanmaz çelik sac için farklı modellerden elde edilen malzeme parametreleri	89
Çizelge 5. 5 Sac için optimum eleman boyutunun belirlenmesi amacıyla yapılan simülasyonlar	95
Çizelge 5. 6 Hill48 ve Barlat89 akma kriterlerinin malzeme sabitleri.....	101
Çizelge 5. 7 Merkezi kompozit deney tasarım matrisi ve amaç fonksiyonları.....	107
Çizelge 5. 8 Optimizasyon öncesi ve sonrasında amaç fonksiyonlarının değerleri.....	114
Çizelge 5. 9 Optimum noktada yanıt yüzeyi ile simülasyon sonucu arasındaki hata yüzdesi.....	115
Çizelge 5. 10 Kademeli regresyon analizi sonrası en etkili parametreler ve katsayıları.....	119
Çizelge 5. 11 Model özeti.....	119
Çizelge 5. 12 Tasarım değişkenlerinin optimum değerleri.....	120
Çizelge 5. 13 Sonlu eleman analizi ve matematiksel modelden hesaplanan amaç fonksiyonu değerlerinin karşılaştırılması	123
Çizelge 6. 1 Çift gözlü evyenin köprü bölgesinde revize edilmiş piston basınçlarına göre gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında parçadaki kenar mesafelerinin karşılaştırılması.....	127
Çizelge 6. 2 Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarıyla gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında parçadaki kenarlar arası mesafelerin karşılaştırılması	131
Çizelge 6. 3 Köprü bölgesinde revize edilmiş yola göre değişken piston basınçlarına göre gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında parçadaki kenarlar arası mesafelerin karşılaştırılması.....	132

ÇİFT GÖZLÜ KAPLARIN PARÇALI BASTIRICI İLE DERİN ÇEKİLMESİNDE EN İYİLEME AMAÇLI BİR ALGORİTMA GELİŞTİRİLMESİ

Bora ŞENER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Mehmet Emin YURCI

Eş Danışman: Yrd. Doç. Dr. Muharrem ERDEM BOĞOÇLU

Kare ve dikdörtgen kapların derin çekimi, silindirik kaplara göre daha zor bir işlemdir. Dikdörtgen kapların derin çekiminde sacın düz ve köşe kısımlarındaki malzeme akışları birbirinden tamamen farklıdır. Şekillendirme sırasında düz kenarlarda malzemenin akış yönü boyunca çekme gerilmeleri meydana gelirken, köşe kısımlarda ise çevresel yönde basma, radyal yönde çekme gerilmeleri meydana gelmektedir. Köşe bölgelerde meydana gelen karmaşık gerilme hali, proses sırasında bu bölgelerdeki malzeme akışını kısıtlamaktadır. Malzeme akışında ortaya çıkan bu kısıtlama, deformasyonun köşe bölgelerde yoğunlaşmasına ve kabın bu bölgelerden yırtılmasına neden olmaktadır. Düz kenarların ve köşelerin malzeme akışları arasındaki farklılığı önleyebilmek için, şekillendirme sırasında sacın farklı bölgelerine farklı bastırıcı (pot çemberi) basıncının uygulanması gereklidir. Bu sayede sacın her bölgesindeki malzeme akışı ayrı ayrı kontrol edilebilmekte ve köşedeki akış kolaylaştırılarak bu bölgelerdeki yırtılmaların önüne geçilebilmektedir. Değişken pot çemberi basıncını uygulayabilmek için çok noktadan kontrollü bir hidrolik preste her bir pistona düşecek pot basıncının belirlenmesi ve hidrolik presin buna göre programlanması gerekmektedir. Günümüz sanayisinde pot

basınçları deneme – yanılma ile belirlenmektedir. Ancak çok noktadan kontrollü bir sistemde oldukça fazla sayıda değişkenin bulunması nedeniyle, deneme – yanılma ile pot basınçlarının belirlenmesi zordur ve maliyetli bir işlemdir. Hatasız bir parça elde edilinceye kadar imalat öncesi çok sayıda denemenin yapılması, fire oranlarının ve maliyetlerin yükselmesine yol açmaktadır. Bu nedenle çok noktadan kontrollü hidrolik preste, her bir pistona düşecek pot basınçlarının tahmini için bir metodun geliştirilmesine ihtiyaç vardır.

Bu çalışmada, çok noktadan kontrollü sistemde değişken pot çemberi basıncının tahmini için sonlu eleman analizleri ile birlikte optimizasyon tekniklerine dayanan bir metod geliştirilmiştir. Metotta değişken pot çemberi basınçlarının tahmini, çok amaçlı bir optimizasyon problemi olarak formüle edilmiş ve problemde iki amaç fonksiyonu tanımlanmıştır. Fonksiyonlardan biri incelmelerin, diğeri ise kırışmaların minimizasyonuna göre oluşturulmuştur ve pot basınçları da tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. İncelme için amaç fonksiyonu parçadaki minimum kalınlığa, kırışma için amaç fonksiyonu ise şekillendirilen parçadaki majör gerinimlerin kırışma limit eğrisine olan mesafesine göre ifade edilmiştir. Tez kapsamında geliştirilen metod dikdörtgen geometriye sahip çift gözlü kapların şekillendirilmesinde uygulanmış ve parça olarak çift gözlü evye seçilmiştir. Metodun uygulaması iki aşamada gerçekleştirilmiş olup; ilk aşamada bölgeye göre değişken pot basınçları, ikinci aşamada ise bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları tahmin edilmiştir. Bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmininde ardışık yanıt yüzeyleri metodu uygulanmış ve girdiler (her bir pistondaki pot basınçları) ile çıktı (çok amaçlı fonksiyon) arasındaki ilişki ikinci dereceden bir fonksiyonla tanımlanmıştır. Fonksiyonun elde edilmesinden sonra, benzetilmiş tavlama ve sıçrayan kurbağa algoritmalarından oluşan bir hibrid algoritma ile arama yapılmış ve bu sayede fonksiyonun minimum noktası ve tasarım değişkenlerinin optimum değerleri tahmin edilmiştir. Çalışmada sonlu eleman analizleri ile optimizasyon algoritmaları arasındaki etkileşim LS-DYNA ve LS-OPT programlarının kullanılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarının tahmininde ise, her bir pistondaki pot basıncı – strok eğrisi parçalı doğrularla temsil edilmiş ve doğru üzerindeki kontrol noktaları da tasarım değişkenleri olarak tanımlanmıştır. Ardından Taguchi L_{54} ortogonal dizilimine göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilmiş ve kademeli regresyon yöntemi ile girdiler ile çok amaçlı fonksiyon arasında matematiksel model oluşturulmuştur. Benzetilmiş tavlama algoritması, Taguchi optimizasyonu ile optimum noktalar tahmin edilmiş ve her bir pistondaki optimum basınç – strok eğrileri elde edilmiştir.

Çalışmanın son bölümünde, tahmin edilen optimum pot basınçlarıyla deneyler gerçekleştirilmiş ve metodu doğrulamak için parçanın nümerik ve deneysel kalınlık dağılımları karşılaştırılmıştır. Kalınlıkların minimum olduğu noktalarda simülasyon ile deney arasındaki farkların sırasıyla bölgeye göre değişken pot basınçları için diyagonal yönde %4,53, boydan boya yönde %3,57; bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları için ise diyagonal yönde %6,3, boydan boya yönde ise %4,83 olduğu belirlenmiştir. Çalışmada çok noktadan kontrollü sistemde optimum pot basınçlarıyla elde edilen sonuçlar, aynı parçanın klasik sistemle derin çekiminden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve metod değerlendirilmiştir. Klasik sisteme kıyasla, çok noktadan kontrollü hidrolik preste optimum pot basınçlarıyla, parçanın köşe noktalarındaki incelmelerde %26 değerinde bir azalma gözlemlenmiştir. Çalışmada her iki pot baskı tipi ile gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve diyagonal yöndeki

kalınlık dağılımları arasında önemli bir farkın olmadığı, ancak bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarıyla boydan boya yönde incelmelerde %11 değerinde bir azalmanın elde edildiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Bölgeye göre değişken pot çemberi basıncı, bölgeye ve yola göre değişken pot çemberi basıncı, sonlu eleman analizleri, hibrid algoritma, çift gözlü evye

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF AN OPTIMIZATION ALGORITHM IN DEEP DRAWING OF THE DOUBLE BOWL CUPS WITH SEGMENTED BLANK HOLDER

Bora ŞENER

Department of Mechanical Engineering

Ph.D. Thesis

Adviser: Prof. Mehmet Emin YURCI

Co-Adviser: Asst. Prof. Dr. Muharrem ERDEM BOĞOÇLU

The deep drawing of square and rectangular cups is more difficult than that of cylindrical cups. Material flows at the straight and the corner sides of the blank in deep drawing of rectangular cups are completely different from each other. At the straight sides tensile stresses develop along the direction of material flow, whereas at the corner sides compressive stresses in the circumferential direction and tensile stresses in the radial direction develop during forming. Complex stress state constraint the material flow at the corner sides during the process. This restraint in the material flow induces the concentration of deformation on the corners and fracture of the cup from these regions. Application of different blank holder pressures (BHP) in the different regions of the blank is required to avoid the difference between material flows of the straight sides and corners. Thus, material flow in each region of the blank could be controlled separately and could be prevented tearing with the ease of material flow in corner regions. Determination of the BHP in each piston and programming of hydraulic press are required to apply variable BHP in a multipoint control hydraulic press. BHP are determined by trial and error in today's industry. However, determination of BHP by trial and error is difficult and costly because of the large number of variables involved in the multipoint control system. Before the manufacturing, performing of multiple trials

until a defect-free part is obtained lead to increase in the scrap rate and expenditure. Therefore, development of a method for the estimation of BHP in each piston in multipoint control hydraulic press is required.

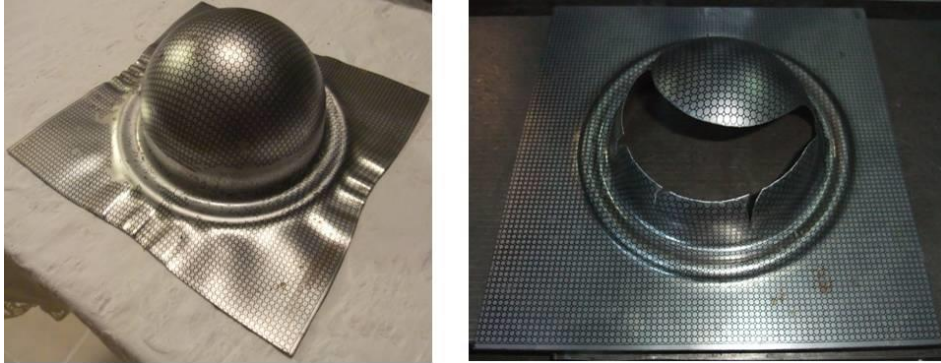
In this study, a method is based on optimization techniques in conjunction with finite element (FE) analysis was developed for the prediction of variable blank holder pressure in multipoint control system. In the method, the estimation of variable BHP was formulated as a multiobjective optimization problem and two objective functions were defined in the problem. One of the functions was created according to minimization of thinning, while the other was created according to minimization of wrinkling and BHP were defined as design variable as well. Objective functions for thinning and wrinkling were expressed by the minimum thickness in the part and distance from the major strains in the formed part to wrinkling limit curve (WLC) respectively. Method developed within the scope of thesis was applied to forming of double bowl cups and double bowl sink was selected as the part. Application of the method was carried out in two stages: In the first stage space variant BHP were estimated, while in the second stage space and stroke variant BHP were estimated. In the prediction of space variant BHP, sequential response surface method (SRSM) was applied and the relationship between inputs (BHP in each piston) and output (multiobjective function) was defined with a second order function. After obtaining the function, search was performed with a hybrid algorithm composed of simulated annealing and leap frog algorithms and then minimum point of the function and optimum values of the design variables were estimated. Interaction between FE analyses and optimization algorithms was realized by using LS-DYNA and LS-OPT software. In the prediction of space and stroke variant BHP, BHP – stroke curve in each piston was represented by piece-wise lines and control points on the line were defined as design variables. Then FE analyses were carried out according to Taguchi L_{54} orthogonal array and mathematical model was created between inputs and multiobjective function by stepwise regression method. Optimum points were predicted by simulated annealing algorithm, Taguchi optimization and optimum pressure-stroke curves in each piston were obtained.

In the last section of the study, experiments were carried out with the predicted optimum BHP and numerical and experimental thickness distributions of the part were compared to validate the method. It was determined that the differences between simulation and experiment in the points, which minimum thickness were observed, were %4,53 in diagonal direction, %3,57 in longitudinal direction for space variant BHP; they were %6,3 in diagonal direction, %4,83 in longitudinal direction for space and stroke variant BHP. The results obtained with optimum BHP in multipoint control system were compared with the results obtained from the deep drawing of the same part in traditional system and method was evaluated in the study. %26 reduction in thinning in the corner points of the part was observed for the optimum BHP in multipoint control hydraulic press compared to traditional system. Results obtained from experiments carried out with both BHP type were compared and it was seen that the difference between the thickness distributions in diagonal direction was insignificant, but reduction in thinning of %11 in longitudinal direction was obtained with space and stroke variant BHP.

Keywords: Space variant blank holder pressure, space and stroke variant blank holder pressure, finite element analyses, hybrid algorithm, double bowl sink

1.1 Literatür Özeti

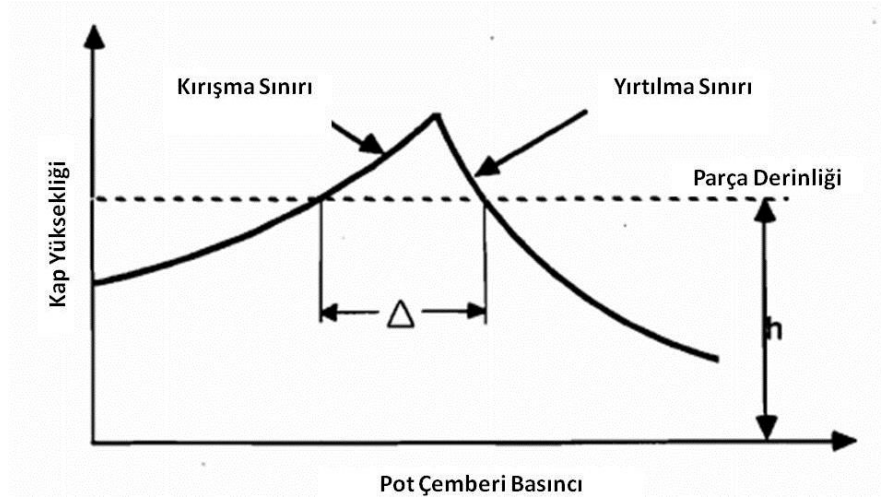
Derin çekme prosesinde malzeme özellikleri, kalıp ve ıstampa geometrileri, ilkel pul şekli, sürtünme ve yağlama koşulları, bastırıcı (pot çemberi) basıncı vb. gibi çok sayıda parametre parça kalitesine etki etmektedir. Bu parametrelerin içerisinde pot çemberi basıncı malzeme akışının kontrolünde önemli bir rol oynamaktadır. Proseste düşük pot basıncının uygulanması aşırı malzeme akışından dolayı kırışmalara, yüksek pot basıncının uygulanması ise yetersiz malzeme akışından dolayı yırtılmalara neden olmaktadır (Şekil 1. 1) [1].



Şekil 1. 1 Uygun pot basıncının belirlenememesi nedeniyle kırışan ve yırtılan parçalar

Bu nedenle kırışma ve yırtılma olmadan şekillendirmenin gerçekleştirilebilmesi için uygun bir pot basıncının belirlenmesi gerekmektedir. Her parçanın derin çekilebilmesi için uygulanması gereken pot basıncı farklıdır ve değeri parçanın kırışma ve yırtılma sınırları arasındadır. Şekil 1. 2 kırışma ve yırtılma sınırı üzerinde pot çemberi basıncının etkisini göstermektedir. Grafiğin yatay eksen pot basıncını, dikey eksen ise hasar

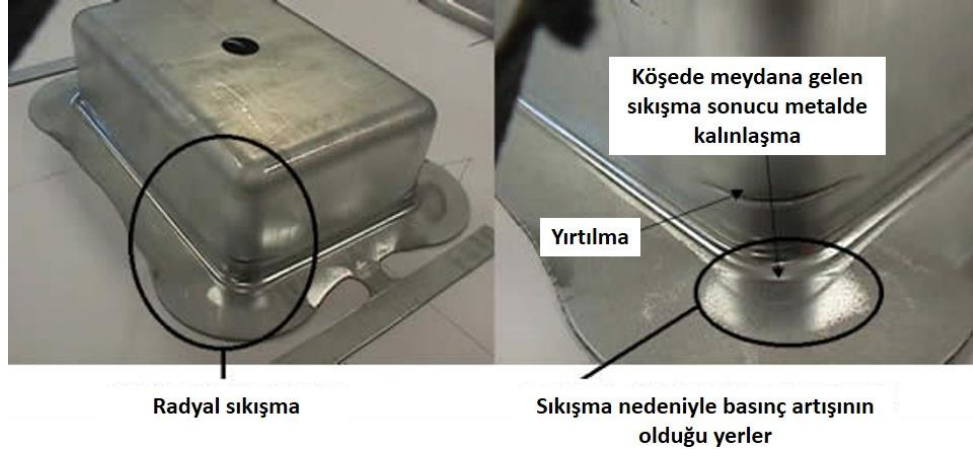
sırasındaki kap yüksekliğini göstermektedir. Şekil 1. 2’de görüldüğü gibi düşük pot basıncında kap yüksekliği kırışma ile sınırlanırken, yüksek pot basıncında ise kap yüksekliği yırtılma ile sınırlanmaktadır. Belirli bir kap derinliği için (h) parçanın güvenli olarak derin çekilebildiği aralık (Δ) kırışma ve yırtılma sınırları arasındadır [2]. Bu aralığın gerçek boyutu takım geometrisi, kalınlık, malzeme vb. gibi birçok faktöre bağlıdır. Derinlik arttırıldığında ya da daha düşük kaliteli malzeme kullanıldığında kırışma ve yırtılma sınırları birbirine yaklaşarak şekillendirme aralığı daralmakta ve böylelikle parçanın derin çekimi güçleşmektedir [3].



Şekil 1. 2 Parçanın kırışma ve yırtılma sınırı üzerinde pot çemberi basıncının etkisi [2]

Buradan da görüldüğü gibi uygulanan pot basıncının hem kırışma hem de yırtılma sınırı üzerinde doğrudan etkisi bulunmaktadır. Özellikle dikdörtgen bir sacın derin çekiminde pot basıncının etkisi çok daha önemlidir. Çünkü dikdörtgen kapların derin çekiminde üniform olmayan bir malzeme akışı söz konusudur ve oldukça karmaşık bir deformasyon mekanizması görülmektedir [4]. Bir dikdörtgen kabın derin çekimi sırasında, sacın düz kenarlarındaki ve köşe kısımlarındaki deformasyonlar birbirinden tamamen bağımsız olarak gerçekleşmektedir. Düz kenarlarda malzemenin akış yönü boyunca çekme gerilmeleri meydana gelirken köşe kısımlar ise düz kenarların hareketinden dolayı çekim sırasında sıkışmakta ve köşede çevresel yönde basma gerilmeleri, radyal yönde de çekme gerilmeleri meydana gelmektedir [5]. Bu yüzden dikdörtgen parçaların derin çekiminde, sacın düz kenarlarından kalıp boşluğuna doğru malzeme akışı serbest bir şekilde gerçekleşirken, köşe kısımlarda ise kısıtlama nedeniyle malzeme akışı daha zor

gerçekleşmektedir. Bu durum köşelerin çekim sırasında sıkışarak kabın yırtılmasına neden olmaktadır [6-15] (Şekil 1. 3).



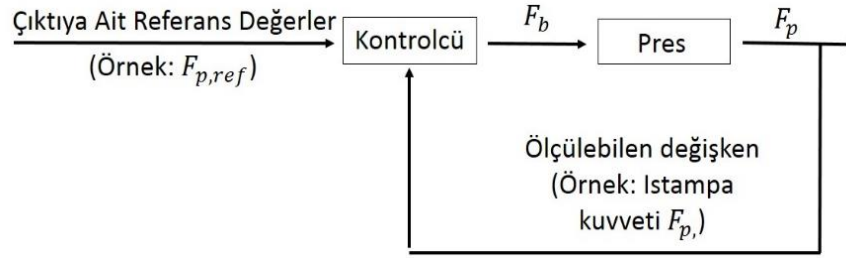
Şekil 1. 3 Dikdörtgen kapların şekillendirilmesi sırasında köşelerin sıkışması ve yırtılma [16]

Köşelerde meydana gelen yırtılmaların önüne geçebilmek için proses sırasında köşe kısımlardaki akışı kolaylaştırmak, düz kenarlardaki akışı ise sınırlandırmak gerekmektedir. Bu, sacın farklı bölgelerine farklı pot basıncı uygulanarak gerçekleştirilebilir. Çünkü bu sayede sacın her bölgesindeki malzeme akışı ayrı ayrı kontrol edilir ve böylelikle kalıp boşluğuna daha düzgün bir malzeme akışı sağlanarak köşelerdeki erken yırtılmaların önüne geçilir. Bu yüzden bölgeye ve yola göre pot basıncının değiştirilebilmesi dikdörtgen ve karmaşık geometrili parçaların derin çekilebilirliğini iyileştirebilmekte ve bu sayede kap derinliği artırılabilir. Bunun gerçekleştirilebilmesi için imalat öncesinde tasarımcının değişken pot çemberi basınç profilini doğru tahmin edebilmesi gereklidir.

Konu ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, değişken pot basıncının tahminine yönelik 3 farklı metodun uygulandığı görülmektedir. Bu metotlar sırasıyla; deneysel ve analitik, ayarlanabilir (adaptive) simülasyon ve sonlu eleman tabanlı optimizasyon metotlarıdır. Bu metotlara dayalı yapılan çalışmalar, aşağıda ayrı başlıklar halinde anlatılmaktadır.

1.1.1 Deneysel ve Analitik Metotlara Dayalı Yapılan Çalışmalar

Literatürdeki deneysel çalışmalar genel olarak kapalı çevrim kontrolüne dayalıdır. Kapalı çevrim kontrolünde, prosese ait ölçülebilen bir değişken (örneğin ıstampa kuvveti, F_p) çıktı olarak kabul edilir ve çıktı referans (ideal) değerlerine ulaşınca kadar, sistemde bulunan bir kontrolcü tarafından girdi değişkeni (pot çemberi kuvveti, F_b) sürekli olarak değiştirilir (Şekil 1. 4) [17]. Dolayısıyla kapalı çevrim kontrolünün uygulanabilmesi için, bir kontrolcü ve çıktıya ait referans değerlerinin önceden sisteme tanıtılması gereklidir.



Şekil 1. 4 Kapalı Çevrim Kontrolü

Deneysel çalışmalar içerisinde ilk kapsamlı çalışma, Hardt ve Fenn tarafından [18] de gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, kare ve konik kapların derin çekiminde pot çemberi basıncının yola göre değişimi bir kapalı çevrim kontrol sistemi ile elde edilmiştir. Araştırmacılar geliştirdikleri kontrol sisteminde; ıstampa radyüsündeki teğetsel kuvvet ve ortalama sac kalınlığı değişkenlerini çıktı, pot basıncını ise girdi olarak kabul etmişler ve çıktıların ideal değerlerini sabit pot basınçlarında yaptıkları ön deneylerle belirlemişlerdir. Deneylerde çıktı değişkenlerinden gelen değerleri sisteme sürekli geri besleme yaparak pot basıncının yol boyunca değişimini elde etmişlerdir. Siegert vd. tarafından [19] da gerçekleştirilen çalışmada, sürtünme kuvvetine dayalı bir kapalı çevrim kontrol sistemi geliştirilmiştir. Çalışmada sürtünme kuvvetini deneysel olarak elde edebilmek için sac malzemenin kalıba akışını ölçen özel bir sensör kullanılmış ve sensörden gelen bilgilere göre geri besleme yapılarak ideal sürtünme kuvveti elde edilinceye kadar pot basıncı yol boyunca değiştirilmiştir. Hsu vd. tarafından [20] de yapılan çalışmada; çıktı ıstampa kuvveti, girdi ise pot basıncı alınmış ve sistemde ıstampa kuvveti ideal değerlerine ulaşınca kadar pot basıncı değiştirilmiştir. Kergen ve Jodogne tarafından [21] de silindirik kapların derin çekimi ile ilgili yapılan çalışmada; pot çemberi ile kalıp arasındaki mesafe ve ıstampa kuvveti deney süresince ölçülmüş ve bu

değişkenler bir kapalı çevrim kontrolünde geri besleme sinyali olarak kullanılarak pot basıncı yola göre değiştirilmiştir.

Kawai [22] de analitik metoda dayalı bir çalışma gerçekleştirmiştir. Araştırmacı, moment denge denklemlerinden yola çıkmış ve parça üzerindeki kırışma yüksekliğinin kabul edilebilir değerde kalmasını sağlayan kritik pot basıncını matematiksel olarak ifade etmiştir. Manabe ve Nishimura [23] deki çalışmalarında, silindirik kap derin çekme prosesinde pot basıncının sactaki çekme oranına (drawing ratio) bağlı değişimini veren bir denklem ifade etmişler ve denkleme göre hesapladıkları pot basınç eğrisini deney ile karşılaştırmışlardır. Karşılaştırmalarında analitik metoda göre elde edilen pot basınç eğrisinin deneyle uyumlu olmadığı ve yaklaşımlarında malzeme anizotropisinin dikkate alınmadığı görülmüştür. Candra vd. [24] de, Manabe ve Nishimura tarafından önerilen [23] deki matematiksel ifadeyi geliştirip, yaklaşımlarında malzemenin anizotropisini de dahil etmişlerdir. Ancak analitik yaklaşımla elde ettikleri değişken pot basınç eğrisini deneyle doğrulamayıp, sadece sonlu eleman analizleri ile doğrulamışlardır.

1.1.2 Ayarlanabilir (Adaptive) Simülasyon Metoduna Dayalı Yapılan Çalışmalar

Ayarlanabilir simülasyon metodunda, sonlu eleman analiz programı ile bir kapalı çevrim kontrolcüsü birlikte çalıştırılarak proses parametreleri analiz süresince değiştirilmektedir. Sim ve Boyce tarafından [25] de yapılan çalışmada, silindirik bir kabın derin çekimi sonlu eleman metodu ile modellenmiş ve model içerisine yerleştirilen bir oransal ve integral (proportional and integral-PI) kontrolcüyle optimum pot basınç profili elde edilmiştir. Cao ve Boyce tarafından [26] da yapılan çalışmada, konik kap derin çekiminin sonlu eleman modeli oluşturulmuş ve modelde kalıplar arasındaki mesafe ve parçadaki maksimum gerinim değeri kontrol değişkenleri olarak seçilmiştir. Sabit pot basıncında yapılan analizler sonucunda bu değişkenlerin limit değerleri belirlenmiş ve modelde bulunan PI kontrolcüsü ile bu değişkenler limit değerler arasında kalacak şekilde pot basıncı sürekli değiştirilmiştir. Sheng vd tarafından [27] de konik kaplar için geliştirilen kontrol algoritmasında, Cao ve Boyce'un [26] daki çalışmasına ilave olarak parçanın yan duvarında meydana gelen kırışmalar da kontrol değişkeni olarak alınmış ve PI kontrolcüsüyle pot basıncı simülasyonun her zaman adımında ayarlanmıştır. Araştırmacılar metoda göre elde ettikleri değişken pot çemberi basınç eğrisini deneyde

uygulamışlar ve sabit pot basıncına göre kap yüksekliğinde %7'lik bir artış elde etmişlerdir. Koyama vd. [28] de, pot çemberi basıncının kontrolü için bulanık mantığa dayalı bir kontrol algoritması geliştirmişler ve geliştirdikleri algoritmayı silindirik kap derin çekme prosesinde kullanmışlardır. Araştırmacılar sabit pot basıncında yaptıkları sonlu eleman analizleri ile kontrol değişkenlerinin (kalıplar arası mesafe ve sac kenar hareketi) ideal eğrilerini elde etmişler ve bunları pot basıncının kontrolünde kullanmışlardır. Kitayama vd. tarafından [29] da geliştirilen kapalı çevrim kontrollü algoritma kare kap derin çekme prosesinde kullanılmış ve yola göre değişken pot basıncı elde edilmiştir. Çalışmada önerilen algoritma iki fazdan oluşmuş olup; ilk fazda kırışma ve yırtılma kontrolü yapılmış, ikinci fazda ise parça kalınlığındaki sapma değerlendirilmiştir. Zhong-qin vd. tarafından [30] daki çalışmada, LS-DYNA programına iki adet oransal-integral ve türevsel (proportional-integral and derivative-PID) kontrolcü dahil edilmiş ve dikdörtgen kabın derin çekiminde pot basıncının bölgeye ve yola göre değişimi tahmin edilmiştir. Araştırmacıların geliştirdiği kapalı çevrim kontrollü algoritmada parçanın flanş ve yan cidarındaki kırışmalar kontrol değişkeni olarak sonlu eleman modelinden alınmış ve pot çemberi basıncı analizin her zaman adımında değiştirilmiştir. PID kontrolcülerindeki K_p , K_d ve K_i katsayıları sabit pot basıncında yapılan analizlere göre belirlenmiştir. Araştırmacılar elde ettikleri sonuçları sabit pot basıncından elde edilen sonuçlarla karşılaştırmışlar ve sonuçta değişken pot basıncıyla kırışma ve yırtılmanın olmadığı hatasız bir parça elde etmişlerdir (Şekil 1. 5).



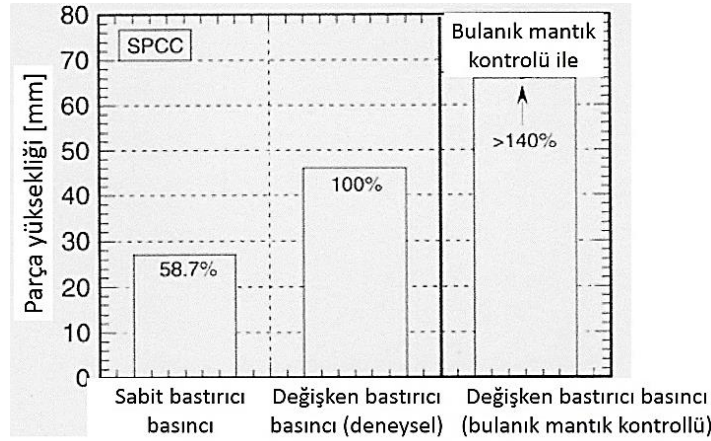
(a) Sabit pot çemberi basıncı (H = 45mm)

(b) Değişken pot çemberi basıncı (H=60mm)

Şekil 1. 5 Sabit ve değişken pot basıncı ile derin çekilmiş dikdörtgen kap [30]

Koyama tarafından [28] de silindirik kap derin çekimi için önerilen kontrol algoritması Manabe ve Koyama tarafından [31] de kare kap derin çekme prosesinde kullanılmış, sacın düz kenarlarındaki ve köşe bölgelerindeki pot basıncının yola göre değişimi elde

edilmiştir. Araştırmacılar, elde ettikleri sonuçları sabit pot basıncından elde edilen sonuçlarla karşılaştırmışlar ve parça derinliğinde %40'dan daha fazla artış sağlamışlardır (Şekil 1. 6).



Şekil 1. 6 Kap yüksekliklerinin karşılaştırılması [31]

1.1.3 Sonlu Eleman Tabanlı Optimizasyon Metotlarına Dayalı Yapılan Çalışmalar

Optimizasyon, dilimizde en iyileme ya da en iyileştirme anlamına gelmektedir. Örneğin bir işletmedeki maliyetlerin minimum olması, bir işin minimum enerjiyle yapılması, bir makineden elde edilecek verimin maksimum olması gibi problemler bir optimizasyon problemidir. Bu tanımdan da anlaşıldığı üzere, optimizasyon probleminde maksimize ya da minimize edilen bir büyüklük vardır ve bu büyüklüğe amaç fonksiyonu adı verilir. Amaç fonksiyonunun bağlı olduğu parametrelere de tasarım değişkenleri denir. Problemden amaç fonksiyonunun optimum değerini elde edebilmek için tasarım değişkenleri belirli bir aralıkta değiştirilir. Parametrelerin aldığı değerler üzerine konulan bu sınırlamalar kısıtlayıcılar olarak adlandırılmaktadır. Sonlu eleman tabanlı optimizasyon metotlarında ise, amaç ve kısıtlama fonksiyonları sonlu eleman analiz sonuçlarına göre oluşturulmakta ve programa entegre edilen bir optimizasyon algoritması ile amaç fonksiyonunun değeri (minimum ya da maksimum) ve bunu sağlayan tasarım değişkenlerinin optimum değerleri elde edilmektedir. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, sac şekillendirme proseslerinde geometrik parametrelerin ya da proses parametrelerinin optimize edilmesinde bu metodun uygulandığı görülmüştür. Hu vd. [32] deki çalışmalarında bir yağ tankının derin çekiminde, geometrik parametrelerden ilkel pul şeklinin ve proses parametrelerinden pot çemberi basıncının

optimize edilmesinde yanıt yüzeyi ve parçacık sürü optimizasyonuna dayalı bir metot geliştirmişlerdir. Elde ettikleri optimum sonuçlara göre sonlu eleman simülasyonları gerçekleştirmişler ve metodu doğrulamışlardır. Jakumeit vd. tarafından [33] de yapılan çalışmada, Kriging optimizasyonuna dayalı bir metot geliştirilmiş ve metot pot çemberi basıncının yola göre değişimini tahmin etmek için uygulanmıştır. Araştırmacıların hazırladığı optimizasyon modelinde; parçadaki incelmelerin, kırışmaların ve geri esneme miktarının minimizasyonu olmak üzere toplam üç amaç fonksiyonu tanımlanmış ve farklı stroklardaki pot basınçları da tasarım değişkeni olarak alınmıştır. Albut vd. [34] deki çalışmada, pot basıncının yola göre değişimini optimize edebilmek için yapay sinir ağlarına dayalı bir model geliştirmişlerdir. Araştırmacılar modelde farklı stroklardaki pot basınçlarını girdi, parçadaki geri esneme miktarını ise çıktı olarak tanımlamış ve çıktının minimum olmasını sağlayacak girdi değerlerini modelden tahmin etmişlerdir. Elde ettikleri optimum değerlere göre sonlu eleman analizi gerçekleştirmişler ve analiz sonuçlarını deney sonuçlarıyla karşılaştırarak modeli doğrulamışlardır. Ayed vd. tarafından [35] de gerçekleştirilen çalışmada, yanıt yüzeyi ve ardışık kuadratik programlama algoritmasından oluşan bir metot uygulanmış ve bölgeye göre değişken pot basınçları tahmin edilmiştir. Araştırmacılar amaç fonksiyonunu şekil değiştirme işinin minimize edilmesi, kısıtlama fonksiyonlarını ise yırtılma ve kırışmanın önlenmesine dayalı olarak tanımlamışlardır. Elde ettikleri optimum sonuçlara göre gerçekleştirdikleri deneylerde parça üzerinde üniform bir kalınlık dağılımı elde etmişlerdir. Liu vd. [36] daki çalışmalarında, pot çemberi basıncının yola göre değişimini tahmin edebilmek için çok amaçlı genetik algoritmaya dayalı bir optimizasyon metodu önermişlerdir. Çalışmada parçadaki incelmelerin ve kırışmaların minimizasyonu olmak üzere iki amaç fonksiyonu tanımlanmış ve fonksiyonlar sonlu eleman analiz sonuçlarına göre oluşturulmuştur. Fonksiyonların elde edilmesinden sonra araştırmacılar problemde genetik algoritmayı kullanarak her iki fonksiyonu da minimize edecek optimum pot basınç değerlerini elde etmişlerdir. Kitayama vd. tarafından [37] de yapılan çalışmada, radyal tabanlı fonksiyon ağları ve ardışık optimizasyona dayalı bir metot geliştirilmiş ve metot kare kap derin çekme prosesine uygulanarak pot basıncının yola göre değişimi elde edilmiştir. Palaniswamy vd. tarafından [38] de yapılan çalışmada, sonlu eleman analizi ile birlikte ardışık kuadratik programlamaya dayalı bir metot geliştirilmiş ve metot pot çemberi

basıncının bölgeye ve yola göre değişimini tahmin etmek için uygulanmıştır. Araştırmacıların geliştirdiği metotta, pot çemberi basıncının tahmini bir optimizasyon problemi olarak formüle edilmiştir. Optimizasyon probleminde, amaç fonksiyonu şekillendirilen parçadaki incelmelerin minimizasyonuna, kısıtlama fonksiyonları ise kırışmaların önlenmesine dayalı olmuş ve pot basıncı da tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. Araştırmacılar toplam proses zamanını n adıma bölmüşler ve her adımda amaç fonksiyonunu minimize edecek pot basıncını tahmin etmişlerdir. Bu işlem toplam kurs tamamlanıncaya kadar ardışık olarak uygulanmış ve bu sayede pot basıncının yola göre değişimi elde edilmiştir. Araştırmacılar metota göre tahmin ettikleri basınçları deneyde uygulamışlar ve sabit pot basıncında şekillendirilemeyen parçayı değişken pot çemberi basıncıyla kırışma ve yırtılma olmadan şekillendirebilmişlerdir (Şekil 1. 7).



Sabit pot çemberi basıncı ile

Değişken pot çemberi basıncı ile

Şekil 1. 7 Sabit ve değişken pot çemberi basınçlarının karşılaştırılması [38]

1.2 Tezin Amacı

Literatürde değişken pot çemberi basıncının belirlenmesi ile ilgili yapılan çalışmalarda başarılı sonuçlar elde edilmesine rağmen, araştırmacılar tarafından geliştirilen metotlar çok noktadan kontrollü sistemlere çözüm getirememektedir. Literatür özetinde anlatılan kapalı çevrim kontrolüne dayalı deneysel ve nümerik çalışmalarda, çıktılarına ait ideal eğrilerin ve kontrolcülerdeki katsayıların belirlenebilmesi için sabit pot basıncında çok sayıda sonlu eleman analizinin ya da deneyin yapılması gerekmektedir. Bu oldukça zaman alıcı olup, metodun uygulanabilirliğini zorlaştırmaktadır. Ayrıca kontrol sisteminde kullanılan sensörlerin kurulum zamanlarının uzun sürmesi, cevap hızlarındaki gecikmeler ve fiyatlarının yüksek olması sistemin endüstriyel kullanımını da

sınırlandırmaktadır. Analitik metotlara dayalı yapılan çalışmalarda ise tahmin edilen optimum pot basınç profilleri deneysel sonuçlarla uyumlu değildir ve sonlu eleman analizleri ile karşılaştırıldığında metodun karmaşık geometrili parçalara uygulanmasında sınırlılıklar vardır. Sonlu eleman tabanlı optimizasyon metotlarına dayalı çalışmalarda, çok az sayıda araştırmacı bölgeye ve yola göre değişken pot çemberi basıncının optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Bu çalışmalarda da proses tamamlandıktan sonra parçadaki kırışma ve yırtılma durumu incelenmeyip, toplam kurs belirli sayıda adımlara bölünmüş ve her bir adımda optimizasyon gerçekleştirilerek pot basınç profili elde edilmiştir. Ancak bu yöneme göre pot çemberi basınçları ardışık olarak tahmin edildiğinden bütün bir proses için optimum olup olmadıkları belli değildir. Bu nedenle literatürdeki bu eksikliği giderebilmek için doktora tez çalışmasında çok noktadan kontrollü sistemde her bir piston tarafından uygulanacak pot basınçlarının bölgeye ve yola göre değişimini tahmin edebilecek bir metodun geliştirilmesi ve metodun köşeli ve çift gözlü kapların derin çekimine uygulanması amaçlanmaktadır. Geliştirilecek metot sayesinde tecrübeli ve deneyimli kişilerin yardımına ihtiyaç olmadan hidrolik pres programlanabilecek ve hedeflenen parça için derin çekme prosesi optimize edilecektir.

1.3 Hipotez

Doktora tez çalışmasında değişken pot çemberi basıncının tahmini için sonlu elemanlar yöntemi ile birlikte optimizasyon tekniklerine dayanan bir metot geliştirilmiştir. Metodun uygulaması iki aşamada gerçekleştirilmiş olup; ilk aşamada bölgeye göre değişken pot basınçları, ikinci aşamada ise bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları tahmin edilmiştir.

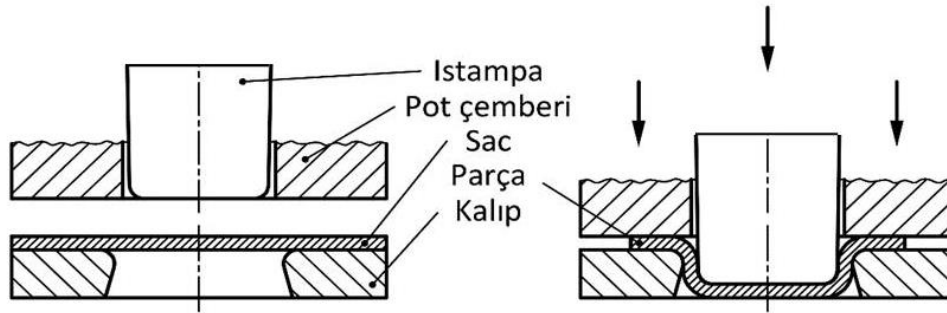
Çalışmada pot basınçlarının tahmini çok amaçlı bir optimizasyon problemi olarak formüle edilmiştir. Amaç fonksiyonlarından biri şekillendirilen parçadaki minimum kalınlığa göre (incelme), diğeri ise şekillendirme sınır diyagramında majör gerinimlerin kırışma limit eğrisine olan mesafesine göre (kırışma) tanımlanmıştır. Bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmininde metamodel tekniklerden yanıt yüzeyi metodu uygulanmış ve pot basınçları ile amaç fonksiyonları arasında matematiksel bir ilişki kurulmuştur. Amaç fonksiyonlarının her ikisini birden minimize edebilmek için benzetilmiş tavlama ve sıçrayan kurbağa algoritmalarının biraraya getirilmesinden

oluşan hibrid bir optimizasyon algoritması kullanılmış ve optimum bölgeye göre değişken pot basınçları tahmin edilmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında, bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarını tahmin edebilmek için her bir pistondaki basınç – strok eğrisinin kaç nokta ile tanımlanabileceği kararlaştırılmış ve kademeli regresyon metodu uygulanarak amaç fonksiyonu ile farklı stroklardaki pot basınçları arasında toplam 10 parametreden oluşan ikinci dereceden bir fonksiyon elde edilmiştir. Benzetilmiş tavlama algoritması ile fonksiyonun minimum noktası ve bunu sağlayan tasarım değişkenleri tahmin edilmiştir. Fonksiyonda bulunmayan parametrelerin tahmininde ise Taguchi optimizasyon metodu uygulanmış ve metot ile noktaların optimum yerleri tahmin edilerek her bir pistondaki pot basıncının yola göre değişimi elde edilmiştir. Tahmin edilen optimum pot basınçları çok noktadan kontrollü hidrolik preste denenerek, metot doğrulanmıştır.

BÖLÜM 2

DERİN ÇEKME

Düz sac malzemelerden içi boş, üç boyutlu, kap şeklinde parçaların imal edildiği yönetime derin çekme denir. Yöntemde ıstampa, kalıp ve pot çemberi olmak üzere üç takım bulunmaktadır. Kalıp üzerine yerleştirilen sac, ıstampa'nın hareketi ile radyal olarak kalıp boşluğuna doğru çekilmekte ve bu esnada pot çemberi tarafından sacın flanş bölgesine kuvvet uygulanmaktadır (Şekil 2. 1) [39].



Şekil 2. 1 Derin çekme

Hasar olmadan çekilebilecek maksimum sac çapının, elde edilecek kap ya da ıstampa çapına oranı sınır çekme oranı (SÇO) olarak adlandırılmaktadır ve SÇO malzemenin derin çekilebilirliğini gösteren bir parametredir [40]. Derin çekmeyi etkileyen faktörler; malzeme özellikleri ve proses parametreleri olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Malzemenin tane yapısının ince olması ve metalik olmayan kalıntıların bünyeden arındırılmış olması derin çekmeye olumlu etki yapmaktadır [41]. Derin çekmeyi etkileyen en önemli parametre, malzemenin plastik anizotropi katsayısıdır. Plastik anizotropi (R), çekme testinde numune genişliği yönünde oluşan gerinimlerin (ϵ_w), kalınlık yönündeki

gerinimlere (ε_t) oranı olarak tanımlanmaktadır. Parametrenin matematiksel ifadesi eşitlik 2. 1 de verilmektedir.

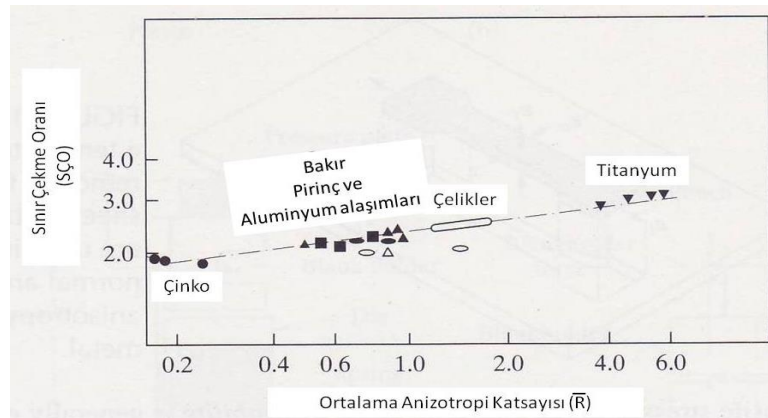
$$R = \frac{\text{Genişlik yönündeki gerinimler}}{\text{Kalınlık yönündeki gerinimler}} = \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_t} = \frac{\ln\left(\frac{w_f}{w_0}\right)}{\ln\left(\frac{t_f}{t_0}\right)} \quad (2.1)$$

Eşitlik 2. 1’de w_0 ve w_f sırasıyla çekme testi öncesinde ve sonrasındaki numune genişliklerini, t_0 ve t_f ise test öncesi ve sonrasındaki numune kalınlıklarını ifade etmektedir.

R , sacın incelmeye ya da kalınlaşmaya karşı direncini ifade eden bir parametredir. İncelmeye ya da kalınlaşmaya karşı olan bu direnç derin çekmede düzgün şekil alabilmeye katkı sağlamaktadır. Bu nedenle R değeri sac malzemenin derin çekilebilirliğinin bir ölçüsü olarak göz önüne alınır [42]. Sacın haddeleme yönüne göre farklı doğrultulardaki çekme deneyi numuneleriyle gerçekleştirilen testlerde, yöne bağlı olarak farklı R değerleri bulunabilir. Bu nedenle R parametresi için bir ortalama değer tarif edilir. Ortalama (normal) plastik anizotropi katsayısı ($\bar{R}$) olarak ifade edilen parametre eşitlik 2. 2 de gösterilmektedir [43].

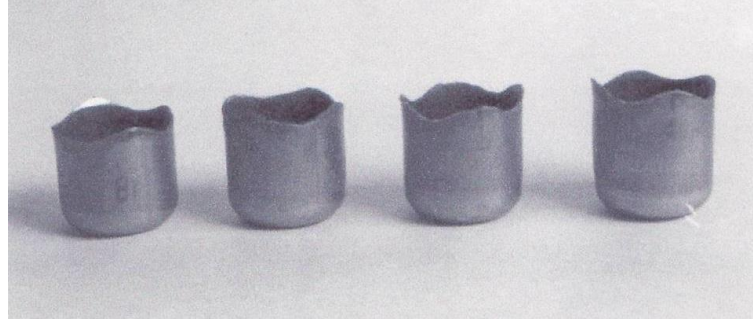
$$\bar{R} = \frac{R_0 + 2R_{45} + R_{90}}{4} \quad (2.2)$$

Eşitlik 2. 2 de bulunan R_0 , R_{45} ve R_{90} terimleri sırasıyla hadde yönüne paralel, diyagonal ve dik yöndeki anizotropi katsayılarını ifade etmektedir. Konu ile ilgili yapılan çalışmalar $\bar{R}$ ile SÇÖ arasında bir ilişkinin olduğunu ve malzemelerin $\bar{R}$ değeri arttıkça SÇÖ’nun da arttığını göstermiştir (Şekil 2. 2) [44].



Şekil 2. 2 Değişik sac malzemeler için $\bar{R}$ ile SÇÖ arasındaki ilişki [44]

Derin çekme prosesinde şekillendirilmiş parçaların üst kısmı boyunca girinti ve çıkıntılar ortaya çıkabilmektedir. Parçanın üst kenarı boyunca ortaya çıkan bu durum kulak oluşumu olarak adlandırılır [40] ve hata Şekil 2. 3’de gösterilmektedir [45].

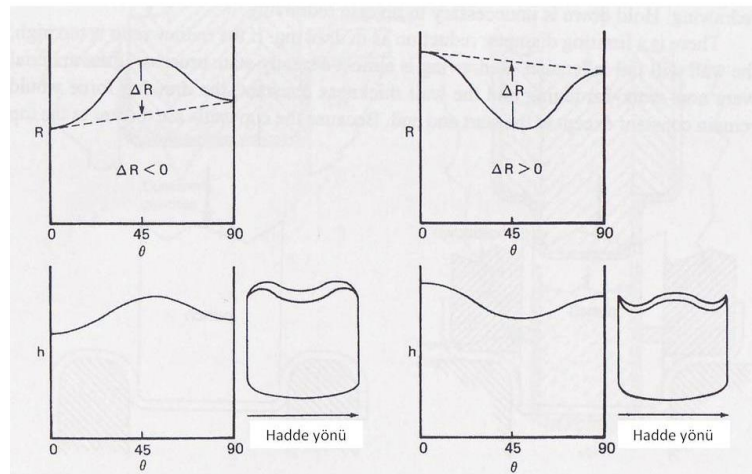


Şekil 2. 3 Kulak oluşumunun görüldüğü kaplar [45]

Bu hatanın ortaya çıkmasına ΔR ile ifade edilen düzlemsel anizotropi katsayısı neden olmaktadır. ΔR ’nin anizotropi katsayılarına göre ifadesi eşitlik 2. 3 de verilmektedir.

$$\Delta R = \frac{R_0 - 2R_{45} + R_{90}}{2} \quad (2.3)$$

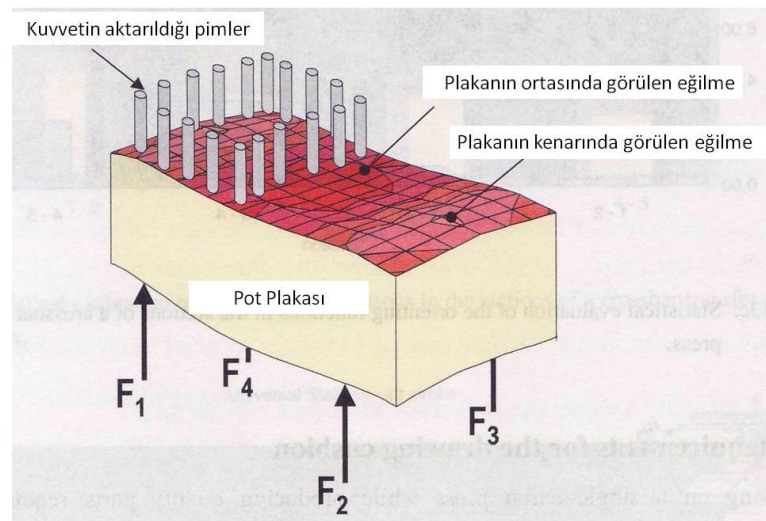
Kulak yüksekliği ve konumu R ’nin açısal değişimi ile ilişkilidir. $\Delta R > 0$ durumunda kulaklar 0° ve 90° ’de, $\Delta R < 0$ da kulaklar 45° ’de ortaya çıkarken, $\Delta R = 0$ ’da ise kulak oluşumu görülmemektedir. Açıya göre görülen bu değişim şekil 2. 4 de gösterilmektedir [46]. Kulaklar, derin çekme işleminden sonra kabın çevresi boyunca kesilir. Fireye yol açtığı ve fazladan bir kesme işlemiyle maliyeti yükselttiği için, derin çekme prosesinde kulak oluşumu minimize edilmelidir [43].



Şekil 2. 4 Kulak oluşumu ile R ’nin açısal değişimi arasındaki ilişki [46]

Bölüm 1 de anlatıldığı gibi, derin çekme işlemine etki eden proses parametrelerinin içinde pot çemberi basıncı kırışma ve yırtılmanın meydana gelmesinde önemli bir pay sahibidir ve hatasız bir imalatın gerçekleştirilebilmesi için değeri doğru belirlenmesi gerekmektedir. Değeri her ne kadar doğru belirlense de, sabit pot çemberi basıncıyla dikdörtgen kapların derin çekiminde köşe bölgelerde meydana gelen erken yırtılmaların önüne geçilememektedir. Bu problemi önlemek için, proseste değişken pot çemberi basıncının uygulanması gerekmektedir. Ancak, bugün sanayide kullanılan geleneksel tek veya çift etkili preslerin tasarımlarındaki sınırlılıklardan ötürü, sac üzerine uygulanan pot çemberi basıncı sabit kalıp, strok boyunca değişmemekte ve bu nedenle belirli bir parça geometrisine göre pot basınç profili elde edilememektedir. Bu durum hazırlık zamanlarının artmasına, takım değiştirme zamanlarının uzamasına ve kritik şekillendirmelerde yüksek fire oranlarının ortaya çıkmasına sebep olmaktadır.

Geleneksel sistemlerde, hidrolik silindirlerde oluşturulan kuvvet, öncelikle pot plakasına, oradan da pimler aracılığıyla pot çemberine iletilmektedir. Burada, pot plakasının altında bulunan hidrolik silindirlerin sayısı ve diziliminin malzeme akışı üzerinde önemli etkisi bulunmaktadır. Genelde, günümüz sanayisinde kullanılan hidrolik preslerde, kuvvet pot plakasına dört noktadan iletilmektedir. Böyle bir sistemde, en büyük elastik deformasyon ve buna bağlı olarak eğilmeler pot plakasının ortasında meydana gelmektedir (Şekil 2. 5). Plakanın ortasında meydana gelen eğilme nedeniyle, merkezde bulunan pimlerin pot çemberi ile teması kesilmekte ve bu durum parça üzerindeki basınç dağılımını olumsuz etkilemektedir [47].



Şekil 2. 5 Dört noktadan kuvvetin uygulandığı pot plakasının yük altında davranışı

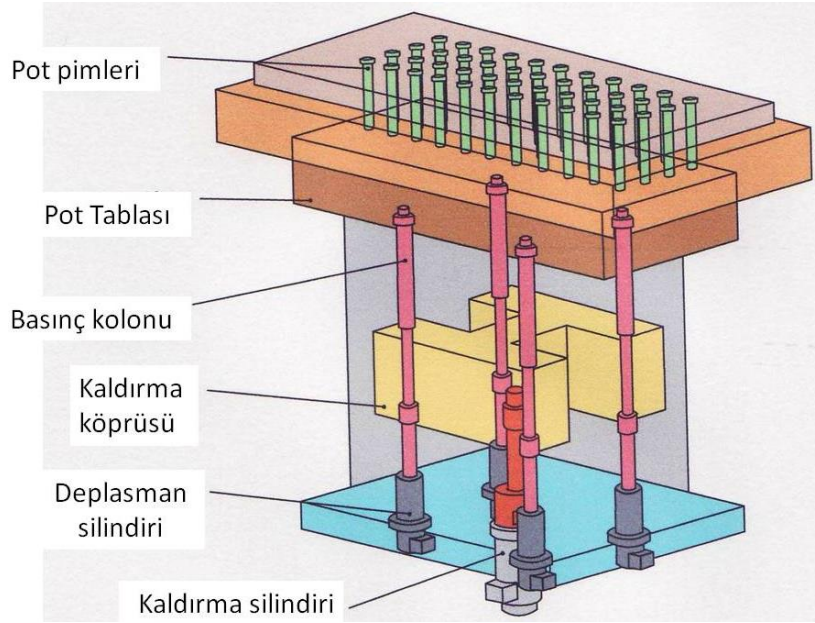
Benzer problem pimler için de söz konusudur. Pot çemberine kuvvet aktaran pimler her ne kadar hassas işlense de tam olarak yükseklikleri birbirine eşit değildir. Bu durum, boyu daha uzun olan pimlerin pot çemberi ile temas edip kuvvet iletimini sağlarken, boyu kısa olan pimlerin ise pot çemberi ile teması kaybederek kuvvet iletememesine neden olmaktadır. Böylelikle derin çekme sırasında uzun pimplere yakın bölgelerde daha yüksek basınçlar, kısa pimplere yakın bölgelerde ise daha düşük basınçlar ortaya çıkmaktadır. Bu üniform olmayan basınç dağılımı nedeniyle derin çekilen parçada tahmin edilemeyen kırılma ve yırtılmalar oluşabilmekte ya da bazı durumlarda malzeme akışının dengeli olmamasından ötürü simetrik olmayan hatalı parçalar görülebilmektedir [48].

Geleneksel sistemlerin yukarıda bahsedilen problemlerini önleyebilmek için, günümüz sanayisinde pot çemberinin altında farklı bölgelere, farklı sayılarda kâğıt sıkıştırma işlemi gerçekleştirilerek pim yükseklikleri aynı hizaya getirilmeye çalışılmaktadır. Bu yöntemde sac çevresi boyunca, metal farklı kuvvetlerle sıkıştırılarak malzeme akışında kontrol amaçlanmaktadır. Ancak bu yöntemde pot çemberi ile pim arasında kaç adet kâğıt kullanılacağı ve bu kâğıtların kalınlıkları tamamen deneme yanılma ile tespit edilmekte olup, hatasız bir parça elde edilinceye kadar işlem tekrarlanmaktadır. Ayrıca farklı bir kalıba, prese geçildiğinde, farklı basınç değerleri ve şekillendirme hızları kullanıldığında kâğıt sıkıştırma işlemine yeniden başlanması gerekmektedir. Bu yüzden şu anda sanayide kullanılan kâğıt sıkıştırma işlemi hem zaman kaybına yol açmakta, hem de fire oranını artırarak maliyetlerin yükselmesine neden olmaktadır.

2.1 Çok Noktadan Kontrollü Sistemler

Sacın farklı bölgelerinde farklı pot basıncı uygulayarak karmaşık geometrili, asimetrik parçaların derin çekilebilirliğini artırabilmek ve geleneksel preslerin yukarıda bahsedilen olumsuzluklarını ortadan kaldırabilmek için günümüzde çok noktadan kontrollü sistemler geliştirilmiştir. Bu sistemler, sacın çevresi boyunca yerleştirilmiş bağımsız olarak programlanabilen çok sayıda pot silindirinden oluşmaktadır. Bu sayede, pot basıncı bölgeye ve yola bağlı olarak değiştirilebilmektedir [49]. İmal edilecek parçaların karmaşıklığının artması ve düşük şekillendirilebilirlikli hafif malzemelerin kullanımına olan ihtiyacın yükselmesi sebebiyle, malzeme akışını daha iyi kontrol edebilmek ve proses penceresini genişletebilmek için günümüzde çok noktadan kontrollü sistemlerin

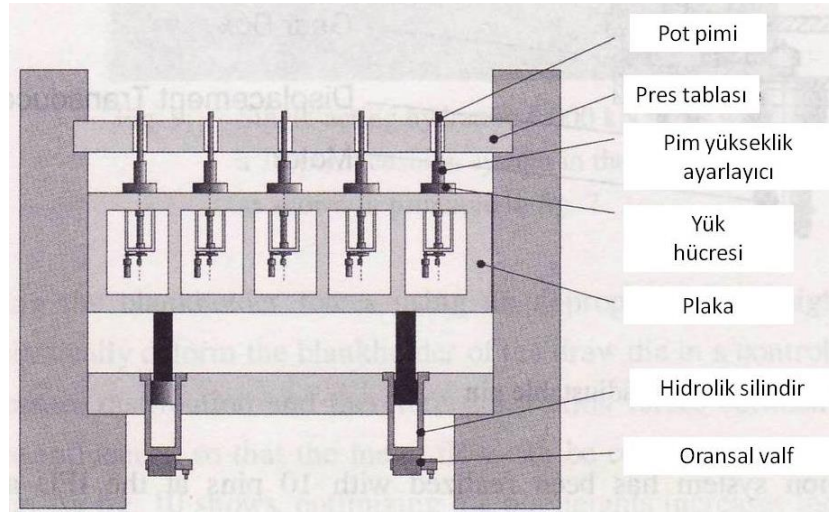
kullanımına olan gereksinim artmaktadır. Çok noktadan kontrollü sistemler genel olarak iki sınıfa ayrılmaktadır. Birinci tip tasarımda, hidrolik silindirler pot tablasına etki etmekte olup, oluşturulan pot kuvvetleri tabladan pot çemberine pimler aracılığıyla iletilmektedir (Şekil 2. 6). Burada her silindir, servo ya da oransal valflerle birbirinden bağımsız olarak kontrol edilebilmekte ve böylelikle sacın farklı bölgelerinde farklı kuvvetler oluşturulabilmektedir.



Şekil 2. 6 Pot kuvvetinin pimler aracılığıyla pot çemberine iletildiği çok noktadan kontrollü sistem [39]

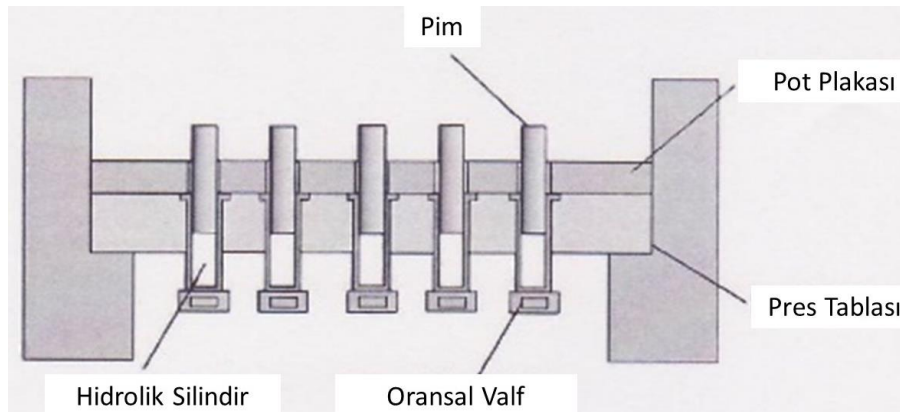
Hidrolik silindirlerin pot tablasına etki ettiği bir diğer çok noktadan kontrollü sistem Siegart vd tarafından [50] de geliştirilmiştir. Burada yukarıda anlatılan sistemden farklı olarak, pot tablasının altında yüksekliği ayarlanabilir pimler bulunmaktadır. Sistemde pim yükseklikleri bilgisayar kontrollü aktüatörlerle ayarlanmış ve pimlerden pot çemberine iletilecek kuvvetlerin ölçülebilmesi için her bir pim üzerine de yük hücresi bağlanmıştır (Şekil 2. 7). Bu sayede, pot çemberine etki eden kuvvetler ve pim yükseklik ayarlamaları kaydedilerek, kalıp değiştirme sırasındaki kurulum zamanları azaltılmıştır. Bu sistemde, pot çemberinin elastik olması nedeniyle farklı pim kuvvetleri oluşturulabilmektedir. Sistem üzerinde yapılan çalışmalarda, pimlerde ortaya çıkan kuvvetlerin optimize edilmesiyle, kırılma ve yırtılma sınırları arasında kalan derin çekme aralığının genişlediği belirtilmiştir. Ancak, bu çalışmada kalıp ve pot çemberinin elastik

davranışı nedeniyle, pim yükseklikleri ile pot basıncı arasında doğrudan bir ilişki kurulamamıştır. Bu nedenle, derin çekme sırasında pim yüksekliklerine bağlı olarak pot basıncı değiştirilememiştir [51].



Şekil 2. 7 Yüksekliği ayarlanabilir pimlerden oluşan çok noktadan kontrollü sistem

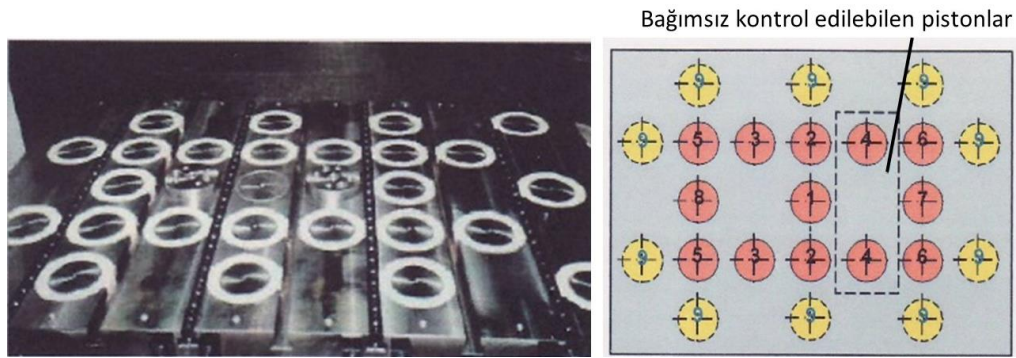
İkinci tip tasarımda ise, hidrolik silindirler doğrudan pot çemberine etki etmektedir. Burada da her silindir bağımsız olarak kontrol edilebilmekte ve bu sayede bölgeye göre değişen bir pot kuvveti sağlanabilmektedir (Şekil 2. 8).



Şekil 2. 8 Hidrolik silindirlerin doğrudan pot çemberine etki ettiği çok noktadan kontrollü sistem [50]

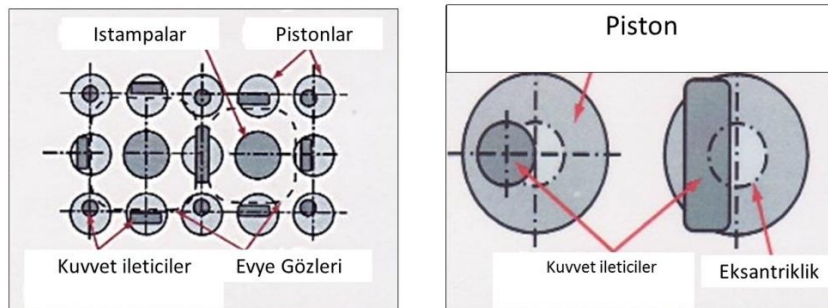
Böyle bir sistem, mutfak endüstrisindeki parçaların şekillendirilmesinde kullanılmak üzere Diffenbacher firması tarafından geliştirilmiştir. Sistemde birbirinden bağımsız olarak kontrol edilebilen silindirler pres yatağına konumlandırılmış olup, mutfak evyeleri gibi belirli bir parça ailesinin imalatı için özelleştirilmiştir. Sistemde toplam dokuz

noktadan kontrol sağlanmakta olup, dış sırada konumlanan silindirler aynı hidrolik güç kaynağına bağlanmıştır ve dolayısıyla bu bölgeden aynı basınç elde edilmektedir, ancak içteki silindirler ise simetrik konumlandırılmış olup, sekiz ayrı noktadan pot basıncını değiştirebilmektedirler (Şekil 2. 9) [49]. Diffenbacher firması tarafından oluşturulan bu çok noktadan kontrollü sistemin en önemli özelliği pot silindirlerinin hem parça geometrisine göre dizilmeleri, hem de kuvveti pot çemberine ileten piston şekillerinin bulundukları konuma özgü olmalarıdır.



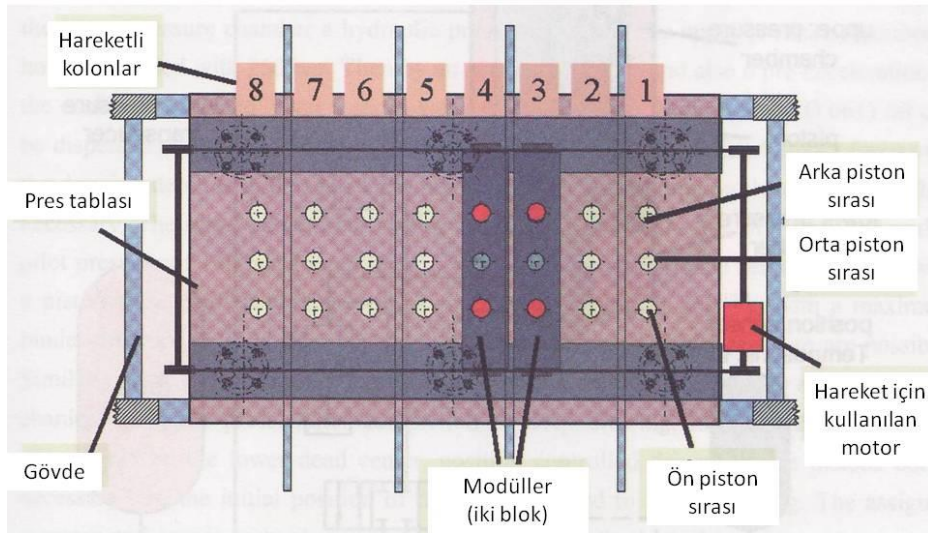
Şekil 2. 9 Diffenbacher firması tarafından belirli bir parça ailesini (paslanmaz çelik evye) şekillendirme amaçlı özelleştirilmiş çok noktadan kontrollü sistem

Sacın köşe bölgelerini tutan kısımlardaki pistonlar bu bölgedeki malzeme akışını kolaylaştırmak için küçük alanlı olup dairesel şekle sahipken, düz kenarları tutan pistonlar ise bu bölgedeki malzeme akışını kısıtlamak için geniş alanlı olup, dikdörtgen şeklindedir. Şekil 2. 10'da çift gözlü evye imalatında kullanılmak üzere pot çemberi etrafına pistonların nasıl dizildikleri ve bunların konumlarına özgü şekilleri gösterilmektedir.



Şekil 2. 10 Çift gözlü evye imalatı için silindirlerin dizilimi ve konumlarına göre şekilleri [49]

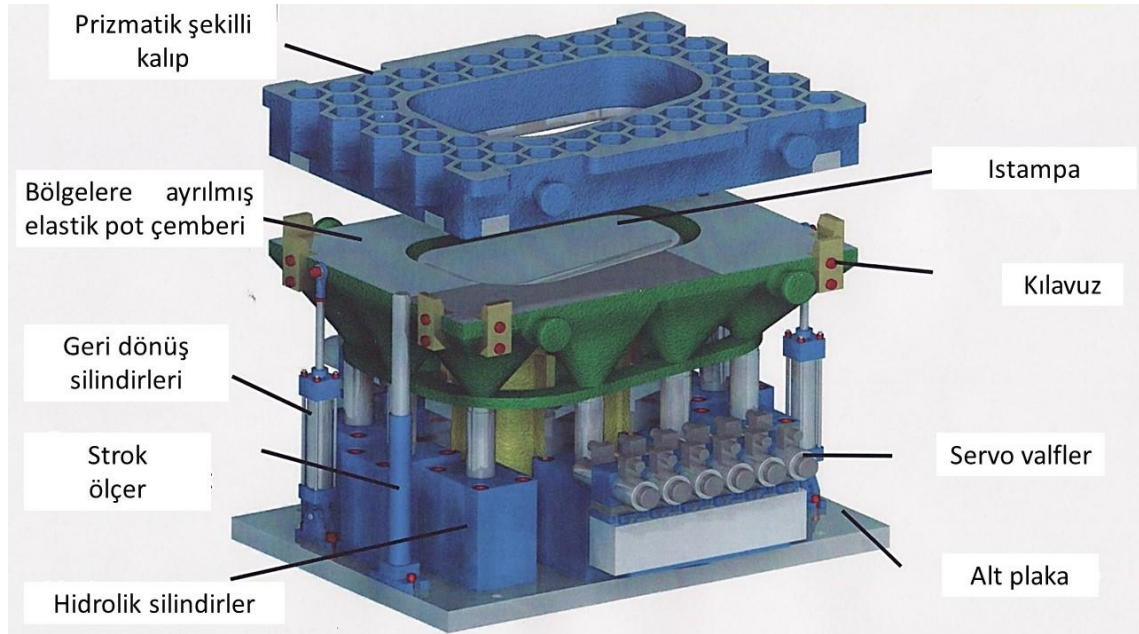
Ancak bu sistemin en büyük dezavantajı, pot silindirlerinin sabit olup hareket etmemesi nedeniyle pres esnekliğinin sınırlı olması ve bu nedenle geniş bir parça ailesine hitap edememesidir. Pot silindirlerinin hareket edebildiği çok noktadan kontrollü sistem ise Schuler firması tarafından geliştirilmiştir. Firma, pot tablası ve pot pimleri olmadan direkt 24 silindir üzerinden pot çemberine kuvvet uygulayabilen çok noktadan kontrollü bir sistem geliştirmiştir (Şekil 2. 11). Schuler firmasının geliştirdiği sistemde 24 silindir her kolonda üçer silindir olacak şekilde toplam sekiz kolona dağıtılmıştır. Burada her kolon bir blok oluşturmaktadır ve bloklar uzunlamasına doğrultuda hareket edebilmektedir. Bu sayede silindirler parça geometrisine dayalı olarak uyarlanabilmekte ve daha kontrollü bir pot basıncı oluşturulabilmektedir [52].



Şekil 2. 11 Schuler tarafından geliştirilen pot silindirlerinin hareket edebildiği çok noktadan kontrollü sistem [52]

Çok noktadan kontrollü sistemler prese entegre edildiği gibi kalıba da entegre edilebilmektedir. Bu sistemlerde silindirler (nitrojen ya da hidrolik) kalıba etki etmektedir ve doğrudan pot çemberi üzerine kuvvet uygulayabilmektedir (Şekil 2. 12). Sistemin kalıba entegre edilmesi silindirlerin parçaya dayalı olarak pozisyonlandırılmasında esneklik sağlamaktadır ve bu sayede prese entegre edilen sistemlere göre malzeme akışı üzerinde daha iyi bir kontrol sağlanmaktadır. Ayrıca oluşturulan kalıp seti herhangi bir presin çalışma hızına uyum sağlayacak şekilde kullanılabilir. Ek olarak prese entegre edilen sistemlerde pim yüksekliklerinin farklılıklarından ötürü üniform olmayan kuvvet dağılımının ortaya çıkması, merkezden

kaçık yükleme nedeniyle kayıta sapma gibi olumsuzluklar kalıba entegre edilen sistemlerde görülmemektedir.



Şekil 2. 12 Kalıba entegre edilmiş çok noktadan kontrollü sistem [51]

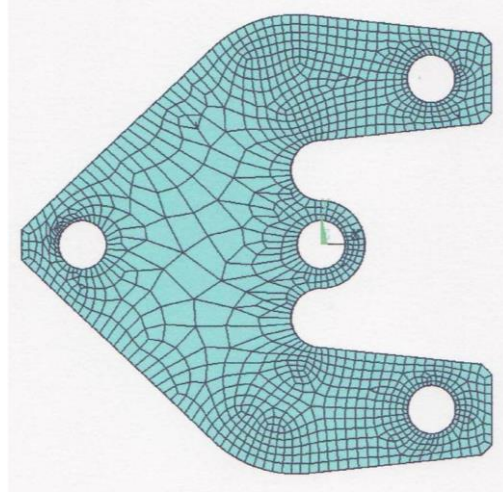
Bu yüzden prese entegre edilen sistemlerle karşılaştırıldığında kalıba entegre edilen sistemlerin kurulum zamanı daha düşüktür. Prese entegre edilen sistemlerde olduğu gibi, kalıba entegre edilen sistemlerde de her silindir bağımsız olarak yönetilmekte ve malzeme akışı etkili bir şekilde kontrol edilebilmektedir [51, 53]. Ancak bu sistemlerin maliyetleri yüksektir ve bu nedenle prese entegre edilen sistemlerle karşılaştırıldığında ancak ekonomik ise tercih edilebilir. Çok noktadan kontrollü sistemler asimetrik parçaların şekillendirilmesinde ortaya çıkan eksantrik yüklemekten etkilenmemekte ve böylelikle kayıtlarda oluşacak eğilmeler ihmal edilebilir seviyeye düşürülerek presteki enerji tüketimi azaltılmış olmaktadır. Ayrıca pres kayıtlarında eğilmenin azaltılmasıyla geleneksel sistemlerde görülen pot basıncı dağılımındaki düzensizlikler ve buna bağlı olarak ortaya çıkan hatalı parçalar bu sistemlerde görülmediği gibi, kurulum zamanları ve fire oranı ile birlikte malzeme tüketimi de azaltılmaktadır. Ek olarak çok noktadan kontrollü sistemler, geleneksel tek ve çift etkili preslere kıyasla parça geometrisine ilişkin aktüatörlerin düzenlenmesi konusunda daha esnektir. Bu sistem sayesinde hidrolik sistemin dinamik yanıtı iyileşmekte ve derin çekmenin her adımında pot basınç profilini programlama imkânı sağlanabilmektedir. Bununla birlikte geleneksel sistemlerde, derin

çekme sırasında pot çemberi saca yüksek hızda temas etmektedir. Bu durum, kalıpta ve pres kayıtlarında zamanla aşınmalara, sac üzerine sürülen yağlayıcının kaybına yol açmakta ve fire oranını artırmaktadır. Ancak çok noktadan kontrollü sistemlerde, pot çemberi saca temas etmeden önce pres koçunun hızı azaltılarak bu problemler önlenabilmektedir [49].

2.2 Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar metodu, mühendislik problemlerine kabul edilebilir bir yaklaşımla çözüm sağlayan nümerik bir yöntemdir. Mühendislik problemleri, zorluk derecesine göre analitik yöntemlerle ya da sayısal yöntemlerle çözülebilmektedir. Analitik yöntemler geometri, yük ve sınır şartlarının basit olduğu problemlerde geçerli olabilmektedir. Mühendislik problemlerinin çoğu ise karmaşık geometri ve düzgün olmayan yüklemelerden oluştuğu için analitik yöntemler bu problemlerin çözümünde yetersiz kalmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda öncelikle, incelenecek bölge sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit alt bölgelere ayrılmaktadır (Şekil 2. 13).



Şekil 2. 13 Parçanın sonlu sayıda elemana bölünmesi [54]

Elemanların birleştikleri noktalara düğüm noktası adı verilmektedir. Her eleman içerisinde, alan değişkeninin (gerilme, yer değiştirme, sıcaklık vb.) değişimi interpolasyon fonksiyonlarla tanımlanır ve interpolasyon fonksiyonları olarak polinomlar seçilir. Polinomların derecesi, modeldeki toplam düğüm sayısına bağlıdır. Sonlu elemanlar

metodunda alan değişkenlerinin düğüm noktalarındaki değerlerinin belirlenmesi problemin çözümü için yeterlidir. Metotta ilk olarak, elemanlara ait denklemler oluşturulur. Ardından her eleman için oluşturulan denklemler biraraya getirilerek sistem denklemi elde edilir. Oluşturulan denklem sisteminin, eş zamanlı çözülmesiyle alan değişkenlerinin düğüm noktalarındaki değerleri elde edilir [54,55].

2.2.1 Eksplicit (Açık) ve Implicit (Kapalı) Yöntemler

Sonlu elemanlar metodunda, hareketin non-lineer denklemi virtüel iş prensibine göre denklem 2. 4'deki gibi ifade edilmektedir.

$$[M][\ddot{U}] + [C][\dot{U}] + [K][U] = [F] \quad (2.4)$$

Bu denklemde M kütle matrisini, C sönümlleme matrisini, K katılık matrisini, F sisteme etki eden dış kuvvetleri, $[U]$, $[\dot{U}]$ ve $[\ddot{U}]$ ise sırasıyla yer değiştirme, hız ve ivme vektörlerini ifade etmektedir. Denklem 2. 4'ün çözülmesi ile herhangi bir andaki sisteme ait konum, hız ve ivme değerleri bulunabilmektedir. Prosesin bütün zaman periyodu boyunca $[0, \Delta t, 2\Delta t, \dots, T]$ parçada meydana gelecek yer değiştirmelerin belirlenebilmesi için denklem 2.4'ün her zaman adımı (Δt) için çözülmesi gerekmektedir. Sonlu elemanlar metodunda zaman eksenini $[0, \Delta t, 2\Delta t, \dots, T]$ olacak şekilde aralıklara ayrılır ve denklem 2. 4 her zaman adımı için çözülür. Denklem 2. 4'ün çözümünde statik implicit (kapalı) ya da dinamik explicit (açık) hesaplamalı yöntemler kullanılmaktadır.

Statik implicit yöntemde, prosesin kuasi-statik olduğu varsayılmakta ve bu sayede atalet ve sönümlleme etkileri ihmal edilerek denklem 2. 4 aşağıdaki hale indirgenmektedir [56].

$$[K][U] = [F] \quad (2.5)$$

Sac şekillendirme proseslerinde büyük deformasyonlar meydana geldiği için kuvvet vektörü $[F]$, yer değiştirme vektörüne $[U]$ bağlı doğrusal olmayan bir fonksiyondur. Dolayısıyla denklem 2. 5 doğrusal olmayan bir denklemdir. Statik implicit yöntemde sistemin serbestlik derecesi kadar doğrusal olmayan denklem çözülmekte ve doğrusal olmayan bu denklemler Newton-Raphson tekniği kullanılarak doğrusal hale getirilmektedir.

Dinamik explicit metotta ise denklem 2. 4 merkezi farklar yöntemine göre çözülmektedir. Merkezi farklar metodunda, $(t + \Delta t)$ anındaki yer değiştirmeyi bulabilmek için denge denklemi t anında çözülmektedir. Denklem 2. 6'da merkezi farklar metodunun uygulanması ve buna bağlı olarak t anında hız ve ivmenin nasıl belirlendiği gösterilmektedir.

$$\begin{aligned} [M]^t [\ddot{U}]^t + [C]^t [\dot{U}]^t + [k]^t [U]^t &= [F]^t \\ [\ddot{U}]^t &= \frac{1}{\Delta t^2} \{ [U]^{t+\Delta t} - 2[U]^t + [U]^{t-\Delta t} \} \\ [\dot{U}]^t &= \frac{1}{2\Delta t} \{ [U]^{t+\Delta t} - [U]^{t-\Delta t} \} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Bu ifadeler denklem 2. 4'de yerine konur ve düzenlenirse eşitlik 2. 7 elde edilir

$$\begin{aligned} \left\{ \frac{[M]^t}{\Delta t^2} + \frac{[C]^t}{2\Delta t} \right\} [U]^{t+\Delta t} &= [R]^t \\ [R]^t &= [F]^t - \left\{ [k]^t - 2 \frac{[M]^t}{\Delta t^2} \right\} [U]^t - \left\{ \frac{[M]^t}{\Delta t^2} - \frac{[C]^t}{2\Delta t} \right\} [U]^{t-\Delta t} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Eşitlik 2. 7'de düğüm noktalarında elde edilen yer değiştirmelerin, Δt büyüklüğüne bağlı olduğu görülmektedir. Parçada meydana gelen deformasyonlar, Δt 'nin büyüklüğüne bağlı olarak sürekli olarak güncellenmektedir. Bu nedenle, zaman adımı büyüklüğünün doğru bir şekilde belirlenmesi analiz sonuçların gerçek sonuçlara yakınsaması açısından son derece önemlidir. Dinamik explicit yöntemde, öncelikle her elemana ait zaman adımı büyüklüğü hesaplanır, ardından eşitlik 2. 8'e göre global zaman adımının büyüklüğü belirlenir.

$$\Delta t^{n+1} = \alpha \cdot \min\{\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_N\} \quad (2.8)$$

Burada N toplam eleman sayısını, Δt_i ise i . elemanın zaman adımı büyüklüğünü göstermektedir. Çözümün stabilitesi açısından α ölçek faktörü ifadeye eklenmiştir. Genelde bu faktör 0,9 ya da daha küçük bir değer almaktadır [57]. Dinamik explicit hesaplamalı yöntemde, her eleman için hesaplanan zaman adımının, kritik zaman adımından (Δt_{kr}) küçük olması gerekmektedir. Aksi takdirde çözümün stabilitesi bozulacak ve hatalı sonuçlar elde edilecektir [56].

Her elemanın farklı zaman adımı hesaplama yöntemi bulunmaktadır. Tez kapsamında oluşturulan sonlu eleman modelinde kabuk ve katı elemanlar kullanılmıştır. Bu nedenle

bu bölümde kabuk ve katı elemanlar için kritik zaman adımı hesabı anlatılacaktır. Kabuk eleman için kritik zaman adımı 2. 9 numaralı eşitlik kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Delta t_{kr} = L_s / c \quad (2.9)$$

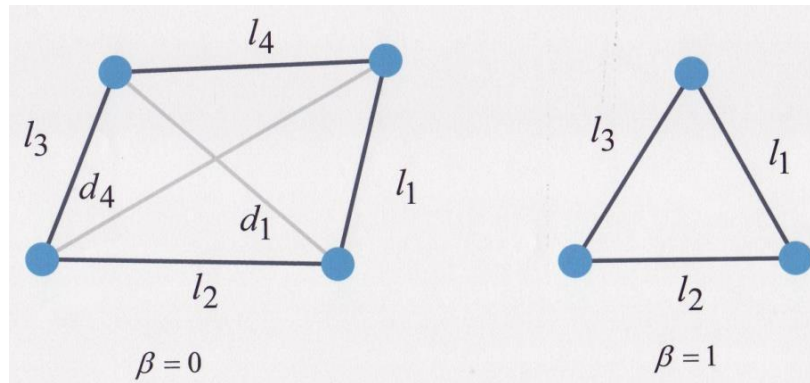
Burada Δt_{kr} eleman için kritik zaman adımını, L_s elemanın karakteristik uzunluğunu ve c ise dalga yayılma hızını göstermektedir. Dalga yayılma hızı eşitlik 2. 10'da verilmektedir.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (2.10)$$

Burada E elastiklik modülünü, ρ malzeme yoğunluğunu ve ν ise Poisson oranını ifade etmektedir. Karakteristik uzunluk eleman tipine bağlıdır ve kabuk elemanlar için üç farklı hesaplama yöntemi bulunmaktadır. Birinci hesaplama yöntemi eşitlik 2. 11'de verilmiştir.

$$L_s = \frac{(1+\beta) A}{\max(l_1, l_2, l_3(1-\beta), l_4)} \quad (2.11)$$

Burada A kabuk elemanın alanını ve l_1, l_2, l_3 ve l_4 ise kabuk elemanın kenar uzunluklarını ifade etmektedir. Dörtgen kabuk eleman için $\beta = 0$ ve üçgen kabuk eleman için $\beta = 1$ alınmaktadır (Şekil 2. 14).



Şekil 2. 14 Dörtgen ve üçgen kabuk elemanlar [58]

İkinci hesap yönteminde elemanın kenar uzunlukları yerine köşegen uzunlukları dikkate alınmaktadır. Eşitlik 2. 12'de hesaplama yöntemi verilmiştir.

$$L_s = \frac{(1+\beta) A}{\max(d_1, d_4)} \quad (2.12)$$

Burada d_1 ve d_4 dörtgen kabuk elemanın köşegen uzunluklarıdır. Bazı uygulamalarda ortaya çıkabilecek kararsızlık durumunu önlemek için üçüncü bir hesaplama yöntemi kullanılır. Özellikle çok küçük kenar uzunluğuna sahip üçgen elemanlarda tercih edilir. Ancak, diğer iki yöntemle kıyasla hesaplama sonucunda daha büyük zaman adımı değeri ortaya çıkar. Üçüncü hesap yöntemi eşitlik 2. 13'de verilmiştir [57].

$$L_s = \max \left[\frac{(1+\beta)A}{\max(l_1, l_2, l_3, (1-\beta)l_4)}, \min (l_1, l_2, l_3, l_4 + 10^{20}\beta) \right] \quad (2.13)$$

Katı elemanlar için kritik zaman adımı büyüklüğü (Δt_c) ise eşitlik 2. 14'de verilmektedir.

$$\Delta t_c = \frac{L_{solid}}{c_{solid}} \quad (2.14)$$

Burada L_{solid} katı elemanın karakteristik uzunluğunu göstermekte olup, hesaplama yöntemi eşitlik 2.15' de verilmektedir.

$$L_{solid} = \frac{V_{solid}}{A_{max}} \quad (2.15)$$

Yukarıdaki eşitlikte V_{solid} katı elemanın hacmini, A_{max} ise katı elemanın en büyük alanını ifade etmektedir.

Eşitlik 2. 14'de bulunan c_{solid} ise ses hızını göstermektedir ve ifadesi eşitlik 2.16 da verilmektedir.

$$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}} \quad (2.16)$$

Kabuk ve katı elemanlar için kritik zaman adımı ile ilgili yukarıda verilen eşitliklere göre, zaman adımı iki şekilde artırılabilir: a) malzemeye ilave kütle ekleyerek yoğunluğunu artırmak (kütle oranlama) ya da elastiklik modülünü azaltmak, b) eleman boyutunu artırmak.

Kütle oranlama ile modele fiziksel olmayan bir kütle ilave edilir. Bu sayede ilave edilen bölgedeki elemanların yoğunluğu artırılarak zaman adımı artırılır. Zaman adımının yükseltilmesiyle de analizin toplam çözüm süresi azaltılmış olur. Ancak bunu yaparken kullanıcının dikkatli olması gerekmektedir. Çünkü sisteme fiziksel olmayan bir kütlenin ilave edilmesi, analizde dinamik etkilerin ortaya çıkmasına ve bu da sonuçların gerçek sonuçlardan uzaklaşmasına neden olabilmektedir ($F = ma$). Kütle oranlama, modelde

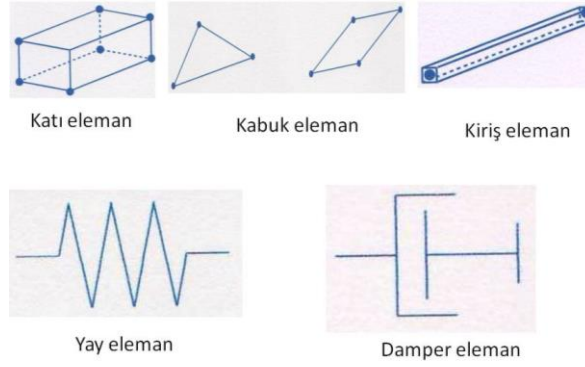
kritik olmayan bölgelerdeki bazı elemanlara ya da kinetik enerjinin iç enerjiye göre oldukça düşük olduğu kuasi-statik simülasyonlarda uygulanabilir [59].

Sac şekillendirme analizlerinde, eksplisit dinamik algoritmanın implisit statik algoritmaya göre çok sayıda avantajlı yönleri bulunmaktadır. Dinamik eksplisit metotta, statik implisit metottan farklı olarak her seferinde Newton-Raphson metodu gibi birbirine bağlı denklem çözümüne gerek duyulmamaktadır [60]. Bu durum, dinamik eksplisit metot kullanılarak yapılan çözümlerin hesaplama zamanı yönünden statik implisit metotlara göre daha avantajlı olduğunu göstermektedir. Ayrıca, denklem 2. 7’de elde edilen $[R]^t$ eleman seviyesinde hesaplanabilmekte ve biraraya getirilebilmektedir. Bu sayede statik implisit metottaki gibi büyük katılık matrislerinin toplanmasına gerek kalmadığı için çözümlerin bilgisayar hafızasında depolama probleminin de önüne geçilmektedir [61]. Yukarıda bahsedilen nedenlerden ötürü, tez kapsamında yapılan şekillendirme simülasyonlarında dinamik eksplisit metot tercih edilmiştir. Çalışmada Dynaform 5. 9 yazılımı kullanılmıştır. Dynaform, çözücü olarak LS-DYNA’yı kullanan, sac şekillendirme simülasyonları için geliştirilmiş bir ön işlemcidir. LS-DYNA; metal şekillendirme, su altı patlama, çarpışma gibi uygulamalar için geliştirilmiş, eksplisit ve implisit yöntemi kullanan non-lineer, dinamik sonlu eleman analiz programıdır [62].

2.2.2 Eleman Formülasyonu

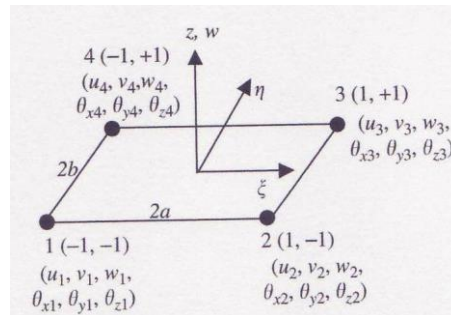
Sonlu elemanlarla gerçekleştirilen analizlerde, incelenen probleme özgü eleman tipinin belirlenmesi son derece önemlidir. Seçilecek eleman tipinin geometriye uygun olması ve geometriyi iyi bir şekilde temsil edebilmesi gerekmektedir. LS-DYNA programı, üç boyutlu katı elemanlar, iki boyutlu kabuk elemanlar, kiriş elemanlar ve kafes elemanlar olmak üzere dört çeşit eleman tipini içermektedir. Bu eleman tiplerinin dışında yay ve damper modellenmesinde kullanılan ayrık elemanlar bulunmaktadır (Şekil 2. 15).

Sac parçanın kalınlığı, diğer iki boyutuna göre kıyasla ihmal edilebilir olduğundan düzlem gerilme kabulü yapılabilmekte ve bu nedenle sonlu eleman analizlerinde sac parçalar kabuk elemanlarla modellenebilmektedir. LS-DYNA programı 27 çeşit kabuk eleman formülasyonuna sahiptir. Bunların içerisinde Belytschko-Lin-Tsay (BT) kabuk elemanı en hızlı hesaplama yapabilen elemanlardan biridir.



Şekil 2. 15 LS-DYNA'da bulunan eleman tipleri [63]

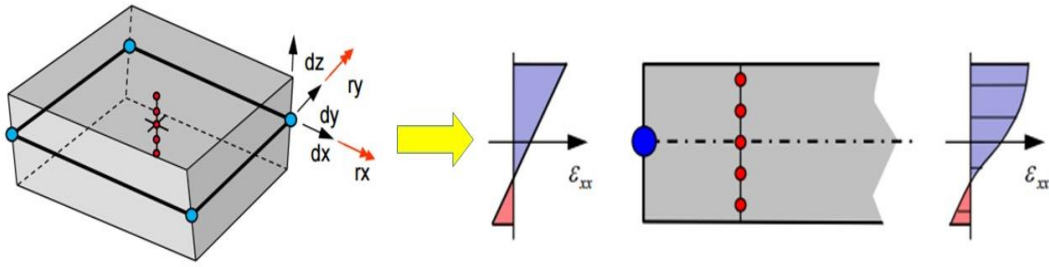
Örneğin aynı koşullarda BT kabuk eleman formülasyonu 725 matematiksel işleme gereksinim duyarken, Hughes – Liu kabuk eleman formülasyonu ise 4050 matematiksel işleme ihtiyaç duymaktadır. Hesaplamadaki bu kolaylığı ile birlikte, doğru sonuçlar elde edebildiğinden kabuk elemanlar için BT formülasyonu analizlerde tercih edilmektedir. Bu eleman tipi, dönel bir koordinat sistemine sahiptir ve hız-gerinim formülasyonunu kullanır. Elemanın hesaplamalardaki verimliliği bu iki kinematik yaklaşımın sonucu olarak elde edilen matematiksel basitleştirmelerden ileri gelmektedir. Formülasyonun dönel kısmı, eleman içerisindeki koordinat sisteminde gömülü olan nonlineer mekaniğin karmaşıklığını önlemekte, hız-gerinim kısmı ise Cauchy gerilmesiyle benzerlik gösterdiği için yapısal değerlendirmeyi kolaylaştırmaktadır [57]. Elemanın orta yüzeyi (referans yüzeyi) 4 düğüm noktası ile tanımlanmaktadır ve her bir düğüm noktası 3 yönde dönme ve 3 yönde öteleme olmak üzere toplam 6 serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 2. 16'da kabuk elemanın orta düzlemi ve her bir düğümdeki serbestlik derecesi gösterilmektedir [58].



Şekil 2. 16 Kabuk elemanın orta düzlemi [64]

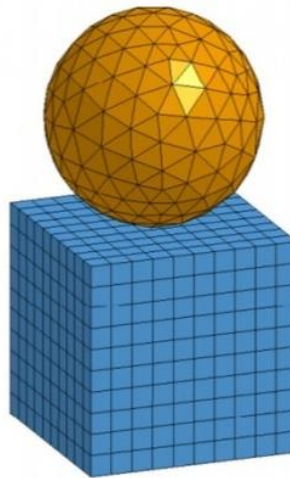
Kabuk elemanın arakesitinin belirlenmesi için kalınlık bilgisinin girilmesi gerekmektedir. LS-DYNA programında kabuk kalınlığı *Section_Shell bölümünde tanımlanmaktadır.

Kalınlık boyunca incelmelerin hesaplanabilmesi için, kabuk eleman katmanlara ayrılmaktadır. Her bir katmandaki gerilme ve gerinimler, integrasyon noktası adı verilen yerlerde hesaplanır. Hesaplamanın kaç noktada yapılacağı kullanıcı tarafından girilmekte olup, değeri incelenen probleme göre değişmektedir. Örneğin lineer elastik bir malzeme için kalınlık boyunca 2 noktada hesaplama yeterli iken, bir şekillendirme işleminde ise kalınlık boyunca 5 noktada hesaplamanın yapılması gerekmektedir. Şekil 2.17’de kalınlık boyunca hesaplamanın yapıldığı integrasyon noktaları gösterilmektedir [65].



Şekil 2. 17 Kabuk elemanın kalınlığı boyunca gerilme ve gerinimlerin hesaplandığı integrasyon noktaları

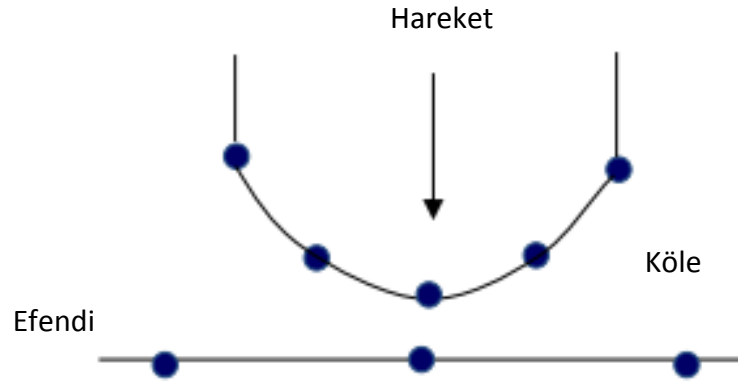
Katı elemanlar, herhangi bir geometrik basitleştirme olmadan katı cisimleri ve yapıları modelleyebilen 3 boyutlu sonlu elemanlardır. Bu elemanlarla yapılan modellerin doğruluğu yüksektir. Çünkü bu elemanlarla yapılan modellemelerde herhangi bir şekilde geometri, yapı ve yükleme için varsayım yapılmasına gerek kalmamaktadır. Katı elemanların bir diğer önemli özelliği de, bu elemanlarla hazırlanan sonlu eleman modellerinin görsel olarak fiziksel sisteme benzerliğinin yüksek olmasıdır (Şekil 2. 18) [66].



Şekil 2. 18 Katı elemanlar ile hazırlanmış bir sonlu eleman modeli

2.2.3 Temas Tanımları ve Çeşitleri

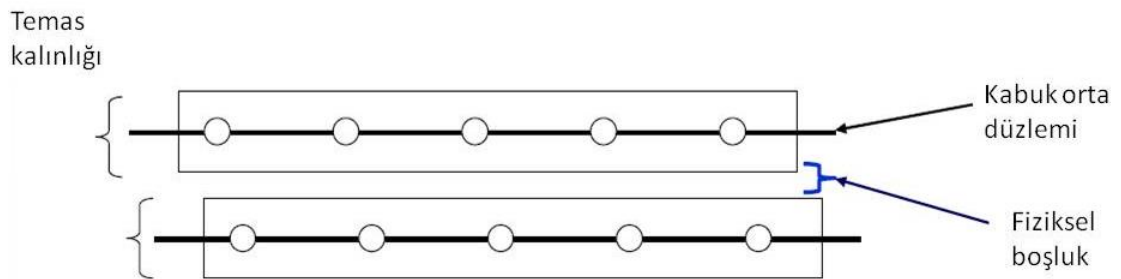
Sonlu elemanlar analizinde, modeli oluşturan parçalardan birinin dış yüzeyinin diğer bir parçanın içine girmesi teması doğurur. Parçalar arasında temas arayüzlerinin net bir şekilde tanımlanması sonlu eleman simülasyonlarının doğruluğu açısından son derece önemlidir. LS-DYNA’da arayüzlerin bir tarafı köle (slave) yüzey, diğer tarafı ise efendi (master) yüzey olarak adlandırılmaktadır (Şekil 2. 19).



Şekil 2. 19 Köle ve efendi yüzey tanımı [67]

LS-DYNA’da temas, parça numaraları (part ID), parçaların gruplanması (part sets) ya da temas yüzeylerine ait düğümlerin gruplanması (node sets) ile tanımlanabilmektedir [67].

LS-DYNA’da sacın diğer parçalarla teması, kabuk elemanların orta düzleminin her iki yöne sac kalınlığının yarısı kadar offsetlenmesi ile gerçekleştirilmektedir (Şekil 2. 20).



Şekil 2. 20 Orta düzlemden offsetleme yapılarak temasın tanımlanması

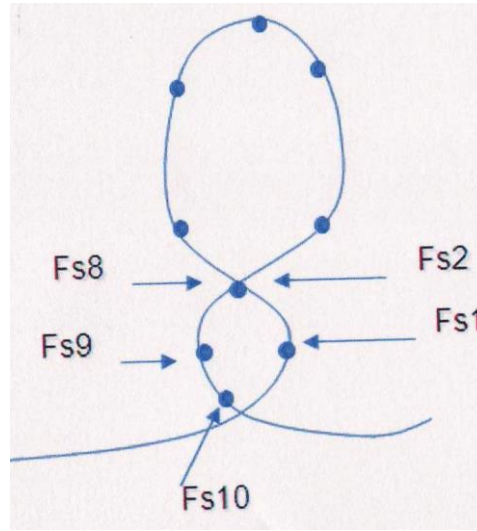
Kabuk kalınlığının hesaba katılıp katılmamasına göre, temas otomatik (automatic) ve otomatik olmayan (non-automatic) olmak üzere iki grupta incelenmektedir [68]. LS-DYNA’da otomatik temas tipleri temas komutunda otomatik kelimesinin geçmesiyle ifade edilmektedir.

LS-DYNA'da 3 farklı temas tipi bulunmaktadır.

- Tek yüzey teması
- Düğüm noktaları ile yüzey teması
- Yüzey ile yüzey teması.

2.2.3.1 Tek yüzey teması

Tek yüzey temas algoritması; bir cismin dış yüzeyinin kendisi ile veya başka bir cismin dış yüzeyi ile temas etmesi durumunda çalışmaktadır (Şekil 2. 21).



Şekil 2. 21 Kendisi ile temas eden parçada tek yüzey temas

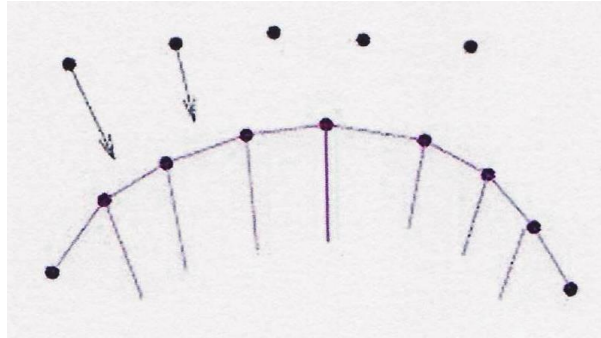
Tek yüzey temas kullanılan en genel temas tipidir, çünkü LS-DYNA'da program otomatik olarak model içerisindeki dış yüzeylerin tamamında penetrasyon olup olmadığını kontrol eder. Tüm dış yüzeyler dâhil edildiği için köle ve efendi yüzey tanımlamasına gerek yoktur. Darbe ve çarpışma simülasyonlarının çoğunda bu temas tipi kullanılmaktadır. Bu temas algoritmasında; tek yüzey, otomatik tek yüzey, otomatik genel, aşındırıcı tek yüzey ve tek kenar geçerli temas türleridir [69].

2.2.3.2 Düğüm Noktaları ile Yüzey Teması

Düğüm noktaları ile yüzey temas algoritmasında, köle düğüm noktaları efendi yüzeyden geçerken her bir köle düğüm noktası için penetrasyon kontrolü yapılmaktadır. (Şekil 2.

22). En hızlı algoritmadır ve temas tanımlaması basittir. Burada sadece düğüm noktalarının esas yüzeye çarpma davranışı göz önüne alınır.

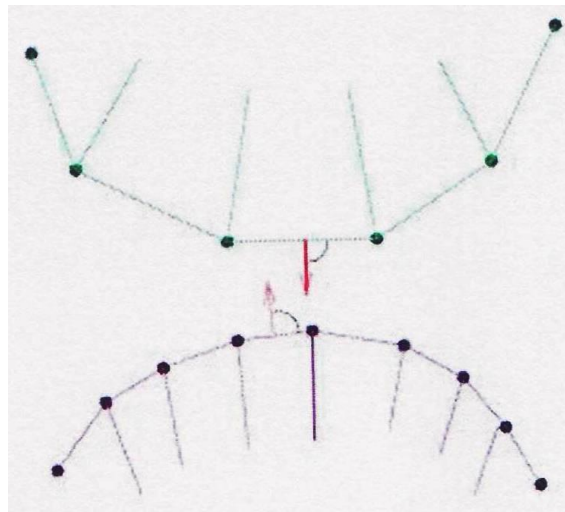
Düğüm noktaları ile yüzey temasında; düz ya da konveks yüzeyler, kaba meshlenmiş yüzeyler esas yüzey, konkav yüzeyler ve detaylı meshlenmiş yüzeyler ise köle yüzey olarak tanımlanmaktadır [70].



Şekil 2. 22 Düğüm noktaları ile yüzey teması

2.2.3.3 Yüzey-Yüzey Teması

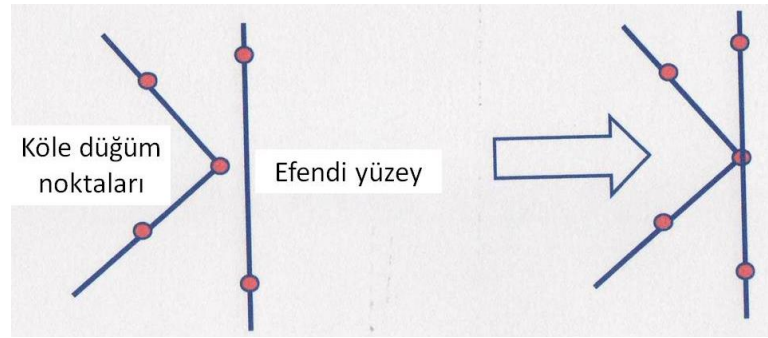
Yüzey - yüzey temas algoritması, parçalardan birine ait yüzeyin diğer bir parçanın yüzeyinin içinden geçmesi durumunda uygulanır ve kabuk kalınlığının hesaba katılması kullanıcıya bağlıdır. Yüzey ile yüzey teması tamamen simetrik, bu sayede esas ve köle yüzeylerinin seçimi bir kurala bağlı olmamaktadır. Yüzey ile yüzey temasında temas eden elemanların normal yönleri önemlidir, çünkü kabuk elemanlar potansiyel temas için sadece bir yönde bakmaktadır (Şekil 2. 23) [70]



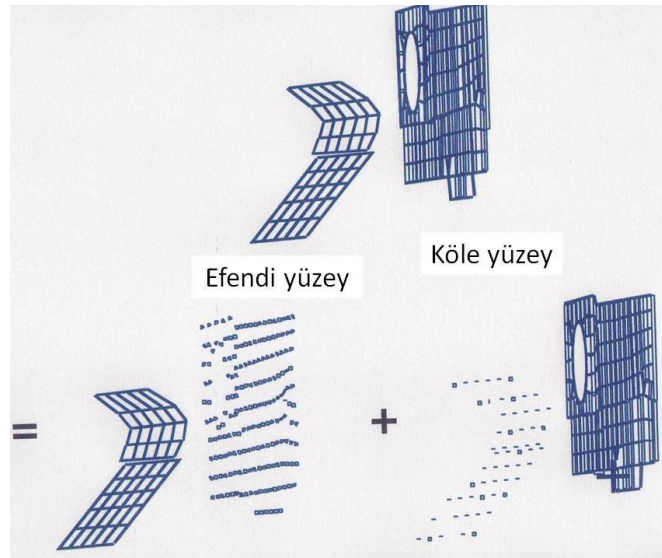
Şekil 2. 23 Yüzey-yüzey temasta elemanların normal yönü

Yüzey ile yüzey temas tanımlı yapabilmek için köle ve efendi temas yüzeylerinin düğüm noktaları bileşeni veya parça numarası tanımlanmalıdır. Yüzey-yüzey temas algoritması genel bir algoritmadır, yüzey alanının büyük olduğu parçalarda ve temas yüzeyleri biliniyorsa kullanılır. Bu temas tanımlı büyük miktarda bağıl kaymaya maruz kalan parçalarda, her iki parçanın da konveks olduğu durumlarda, esas yüzeyin kabuk ya da katı elemanlarla tanımlandığı koşullarda kullanılmaktadır [69].

Bu temas algoritmasında, her bir köle düğüm noktası, efendi yüzeyden geçerken penetrasyon olup olmadığı kontrol edilmektedir. Eğer penetrasyon kontrolü sadece köle düğüm noktaları için gerçekleştiriliyorsa o zaman bir yön yüzey-yüzey temas algoritması, önce köle düğümler için kontrol edilip daha sonra efendi düğüm noktaları için gerçekleştiriliyorsa o zaman iki yön yüzey-yüzey temas algoritması olarak isimlendirilmektedir (Şekil 2. 24 ve Şekil 2. 25) [68].



Şekil 2. 24 Bir yön temas



Şekil 2. 25 İki yön temas

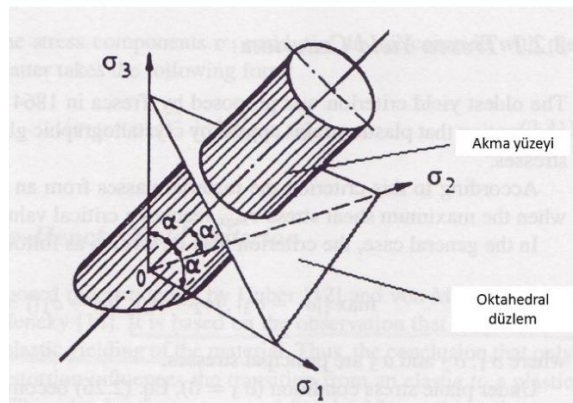
Özellikle bir yön yüzey-yüzey temas algoritması; rijid parçaların (kalıp, ıstampa) efendi yüzey, deforme olan parçaların (sac) ise köle yüzey olarak tanımlandığı sac şekillendirme simülasyonlarında uygun sonuçlar vermektedir. Bu nedenle doktora tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerinde sac ile rijid parçalar arasındaki temasın tanımlanmasında bir yön şekillendirme yüzey-yüzey temas algoritması (*CONTACT_FORMING_ONE_WAY_SURFACE_TO_SURFACE) kullanılmıştır.

2.2.4 Akma Kriterleri

Tek eksenli gerilme halinde, uygulanan gerilme malzemenin akma gerilmesine eşit olduğu anda plastik şekil değişimi başlamaktadır. Bu nokta (akma gerilmesi) malzemenin gerilme-gerinim eğrisinden belirlenebilmektedir. Çok eksenli gerilme halinde ise malzemedeki plastik şekil değiştirme anının belirlenebilmesi için asal gerilmeler arasında bir ilişkinin kurulabilmesi gerekmektedir. Bu ilişki eşitlik 2.17’de gösterilen kapalı fonksiyonla verilmektedir.

$$F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, Y) = 0 \quad (2.17)$$

Burada $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ asal gerilmeleri, Y ise basit bir deneyden (çekme deneyi, basma veya kayma deneyi) elde edilen akma gerilmesini göstermektedir. Bu anlamda çok eksenli gerilme halinde malzeme üzerinde oluşan asal gerilmelerin eşitlik 2.17’de verilen koşulu sağlaması gerekmektedir. Eşitlik 2.17 asal gerilmelerin üç boyutlu uzayda oluşturduğu bir yüzeyin matematiksel tanımı olarak yorumlanmakta olup, bu yüzey akma yüzeyi olarak adlandırılmaktadır. Bu yüzey kapalı, düzgün ve konveks yapıda olmalıdır. Şekil 2. 26’da örnek bir akma yüzeyi gösterilmektedir.



Şekil 2. 26 Von Mises akma yüzeyi

Bu yüzeyin içinde kalan koşullarda malzeme elastik şekil değiştirmekte iken, yüzey üzerinde ve yüzeyin dışında kalan bütün koşullarda ise malzeme plastik şekil değiştirmektedir. Düzlem gerilme durumunda ise ($\sigma_{33} = 0$) akma yüzeyi, σ_{11} ve σ_{22} asal gerilme düzleminde bir eğriye indirgenmektedir [71].

Sonlu eleman analizlerinde sac malzemenin plastik davranışını ve anizotropik özelliğini ifade edecek uygun bir akma kriterinin seçilmesi gerekmektedir. LS-DYNA programında 150 farklı malzeme modeli bulunmaktadır. Bu bölümde tez çalışması kapsamında kullanılan akma kriterleri anlatılmıştır.

2.2.4.1 Von Mises Akma Kriteri

Von Mises, malzeme içerisinde depo edilen şekil değiştirme enerjisinin kritik bir değere ulaştığı anda akmanın başlayacağını öne sürmüştü ve kriterini aşağıdaki gibi ifade etmiştir.

$$\frac{1}{6} [(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2] + \sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2 = \frac{\sigma_y^2}{3} \quad (2.18)$$

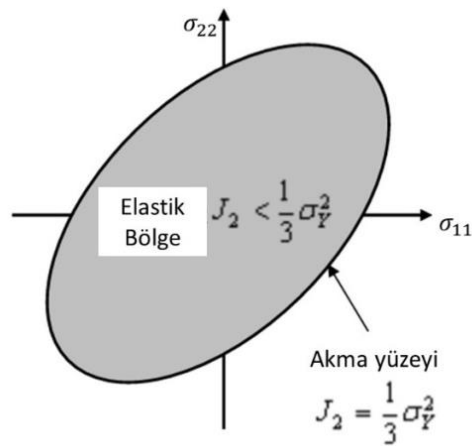
Sac şekillendirme analizlerinde düzlem gerilme ($\sigma_3 = 0$) kabulü yapıldığından eşitlik 2.18 aşağıdaki hale indirgenir.

$$(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + \sigma_{11}^2 + \sigma_{22}^2 = 2\sigma_y^2 \quad (2.19)$$

İfade düzenlenirse eşitlik 2.20 elde edilir.

$$\sigma_{11}^2 + \sigma_{22}^2 - \sigma_{11} \cdot \sigma_{22} = \sigma_y^2 \quad (2.20)$$

Eşitlik 2.20, $\sigma_{11} - \sigma_{22}$ asal gerilme düzleminde bir elipsi temsil etmektedir (Şekil 2. 27)



Şekil 2. 27 Düzlem gerilme halinde Von Mises akma yüzeyi [72]

2.2.4.2 Hill48 Akma Kriteri

Hill 1948 yılında Von-Mises akma kriterini genişleterek anizotropik bir akma kriteri önermiştir. Kriterde, malzemenin üç ortogonal simetri düzleminde bir anizotropiye sahip olduğu varsayılmaktadır. Hill48 akma kriteri aşağıdaki şekilde bir kuadratik fonksiyonla ifade edilmektedir:

$$2f(\sigma_{ij}) = F(\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + G(\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + H(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + 2L\sigma_{23}^2 + 2M\sigma_{31}^2 + 2N\sigma_{12}^2 = 1 \quad (2.21)$$

Düzlem gerilme durumu için ($\sigma_{33} = \sigma_{31} = \sigma_{23} = 0$; $\sigma_{11} \neq 0$; $\sigma_{22} \neq 0$; $\sigma_{12} \neq 0$) akma kriteri aşağıdaki ifadeye indirgenir:

$$2f(\sigma_{ij}) = (G + H)\sigma_{11}^2 - 2H\sigma_{11}\sigma_{22} + (H + F)\sigma_{22}^2 + 2N\sigma_{12}^2 = 1 \quad (2.22)$$

Burada f akma fonksiyonunu, F, G, H, L, M ve N malzemenin anizotropi durumunu gösteren sabitlerdir. Bu parametreler malzemenin anizotropi katsayılarına bağlı olarak aşağıdaki gibi belirlenir:

$$F = \frac{R_0}{R_{90}(1+R_{90})}, \quad G = \frac{1}{(1+R_0)}, \quad H = \frac{R_0}{(1+R_0)}, \quad N = \frac{(R_0+R_{90})(1+2R_{45})}{2R_{90}(1+R_0)} \quad (2.23)$$

Bu parametreler Hill48 kriterinde yerine yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\sigma_1^2 - \frac{2R_0}{1+R_0}\sigma_1\sigma_2 + \frac{R_0(1+R_{90})}{R_{90}(1+R_0)}\sigma_2^2 = \frac{R_0(1+R_{90})}{R_{90}(1+R_0)}\sigma_{90}^2 \quad (2.24)$$

Eşitlik 2.24'den görülmektedir ki düzlem gerilme koşulu altında plastik şekil değişiminin tanımlanabilmesi için iki anizotropi katsayısı (R_0 ve R_{90}) ve bir akma gerilmesi (σ_0 ya da σ_{90}) olmak üzere toplamda üç parametreye ihtiyaç bulunmaktadır.

Akma kriterinin performansını gösteren önemli bir ölçüt, kriterin malzemenin akma gerilmesinin ve anizotropi katsayısının düzlem içindeki değişimini tahmin edebilme kabiliyetidir. Bunu değerlendirebilmek için, malzeme parametreleri ile hadde yönü arasındaki ilişkinin tanımlanması gerekmektedir. Yükün tek eksenli olarak uygulandığı durumda gerilme tensörünün bileşenleri eşitlik 2. 25'deki gibi verilmektedir.

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= \sigma_{\theta} \cos^2 \theta \\ \sigma_{22} &= \sigma_{\theta} \sin^2 \theta \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\sigma_{12} = \sigma_{21} = \sigma_{\theta} \sin \theta \cos \theta$$

Eşitlik 2. 25'deki ifadeler efektif gerilme cinsinden tek bir ifadede aşağıdaki gibi yazılır:

$$\sigma = \sigma_{\theta} F_{\theta} \quad (2.26)$$

Burada σ efektif gerilmeyi, σ_{θ} hadde yönüne göre θ doğrultusundaki akma gerilmesini ve F_{θ} ise θ açısına dayalı fonksiyonu ifade etmektedir. Bu fonksiyon değerlendirilen akma kriterine göre değişmektedir. Eşitlik 2. 25'deki ifadeler eşitlik 2. 22'de yerine yazılırsa Hill48 kriteri için efektif gerilme aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\sigma = \sigma_{\theta} [G \cos^2 \theta + F \sin^2 \theta + H(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) + 2N \sin^2 \theta \cos^2 \theta]^{1/2} \quad (2.27)$$

Bu ifadeden F_{θ} çekilmiş ve ifade eşitlik 2. 28'de verilmiştir.

$$F_{\theta} = [G \cos^2 \theta + F \sin^2 \theta + H(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) + 2N \sin^2 \theta \cos^2 \theta]^{1/2} \quad (2.28)$$

Akma gerilmesinde olduğu gibi malzemenin anizotropi katsayısının da sac düzlemi içerisindeki değişimi matematiksel olarak tanımlanabilmektedir. Haddelme doğrultusu ile θ açısı yapan bir numunedeki anizotropi katsayısı R_{θ} ile gösterilirse, eşitlik 2. 1'e göre R_{θ} hadde yönüne göre $\theta + 90^\circ$ doğrultudaki genişlik ve kalınlık yönünde gerinim hızlarının oranlanmasıyla da ifade edilebilmektedir.

$$R_{\theta} = \frac{\dot{\epsilon}_{\theta+90}}{\dot{\epsilon}_{33}} \quad (2.29)$$

Asal doğrultular boyunca gerinim hızlarının ifadesi ile birlikte hacim sabitliği göz önüne alındığında aşağıdaki ifadelere ulaşılır:

$$\dot{\epsilon}_{\theta} = \dot{\epsilon}_{11} \cos^2 \theta + \dot{\epsilon}_{22} \sin^2 \theta + \dot{\epsilon}_{12} \sin \theta \cos \theta,$$

$$\dot{\epsilon}_{33} = -(\dot{\epsilon}_{11} - \dot{\epsilon}_{22}). \quad (2.30)$$

Bu ifadelerin eşitlik 2. 1'de yerine yazılmasıyla anizotropi katsayısının açıya göre değişimi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$R_{\theta} = \frac{\dot{\epsilon}_{11} \cos^2 \theta + \dot{\epsilon}_{22} \sin^2 \theta + \dot{\epsilon}_{12} \sin \theta \cos \theta}{\dot{\epsilon}_{11} + \dot{\epsilon}_{22}} - 1 \quad (2.31)$$

Eşitlik 2. 31 gerilme tensörünün bileşenleri cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$R_{\theta} = \frac{\sigma_{11}\frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{11}} + \sigma_{22}\frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{22}} + \sigma_{12}\frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{12}}}{\sigma_{11}\frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{11}} + \sigma_{22}\frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{22}}} - 1 \quad (2.32)$$

Eşitlik 2. 32 Euler özdeşliği ile birleştirilirse, aşağıdaki ifade elde edilir:

$$R_{\theta} = \frac{\sigma}{\sigma_{\theta}\left(\frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{11}} + \frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{22}}\right)} - 1 \quad (2.33)$$

Eşitlik 2.26'da σ_{θ} çekilir, Eşitlik 2. 33'de yerine yazılırsa aşağıdaki ifadeye ulaşılmış olur.

$$R_{\theta} = \frac{F_{\theta}}{\frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{11}} + \frac{\partial\sigma}{\partial\sigma_{22}}} - 1 \quad (2.34)$$

Eşitlik 2. 34 anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişimini ifade etmektedir. Bu eşitliği kullanabilmek için efektif gerilme ve açığa bağlı fonksiyon F_{θ} 'nın bilinmesi gerekmektedir. Her ikisi de kullanılan akma kriterine göre değişmektedir. Hill48 kriteri için belirlenen F_{θ} eşitlik 2. 34'de yerine yazılırsa Hill48 akma kriteri için anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişimini veren ifade aşağıdaki gibi elde edilir [73]:

$$R_{\theta} = \frac{G \cos^4\theta + F \sin^4\theta + H \cos^2 2\theta + \frac{1}{2} N \sin^2 2\theta}{G \cos^2\theta + F \sin^2\theta} - 1 \quad (2.35)$$

2.2.4.3 Barlat 89 Akma Kriteri

Bu model, Barlat ve Lian [73] tarafından düzlem gerilme koşullarında anizotropik malzemelerin modellenmesi için geliştirilmiştir. Akma kriteri 2.36 eşitliğinde verilmiştir.

$$f = a |k_1 + k_2|^M + b |k_1 - k_2|^M + c |2k_2|^M = 2\sigma_e^M \quad (2.36)$$

Yukarıdaki eşitlikte k_1 ve k_2 gerilme tensörünün invariyanlarını, M malzemenin kristal yapısına bağlı olarak değişen bir üsteli (hacim merkezli kübik kafes yapısına sahip metaller için $M = 6$, yüzey merkezli kübik kafes yapısına sahip metaller için $M = 8$), σ_e ise efektif gerilmeyi ifade etmektedir. Burada k_1 ve k_2 asal gerilmeler cinsinden aşağıdaki eşitliğe göre belirlenmektedir.

$$k_1 = \frac{\sigma_{11} + h\sigma_{22}}{2}; \quad k_2 = \left[\left(\frac{\sigma_{11} - h\sigma_{22}}{2} \right)^2 + p^2 \sigma_{12}^2 \right]^{1/2} \quad (2.37)$$

Eşitlik 2.36 ve 2.37’de bulunan a, b, c ve h anizotropi sabitleri olup, anizotropi değerleri cinsinden (R_0 ve R_{90}) eşitlik 2.38’deki gibi belirlenmektedir.

$$a = 2 - c = 2 - 2 \sqrt{\frac{R_0}{1+R_0} \cdot \frac{R_{90}}{1+R_{90}}}, \quad h = \sqrt{\frac{R_0}{1+R_0} \cdot \frac{1+R_{90}}{R_{90}}} \quad (2.38)$$

Eşitlik 2.37’de bulunan p katsayısı analitik olarak hesaplanamamaktadır. Bu katsayı ancak nümerik metotlarla ya da eşitlik 2.39 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$p = \frac{\sigma_e}{\tau_{s1}} \left(\frac{2}{2a + 2^M c} \right)^{\frac{1}{M}} \quad (2.39)$$

Burada τ_{s1} kayma testinden elde edilen akma gerilmesini ifade etmektedir [73].

Barlat 89 kriterinde akma gerilmesinin açıya göre değişimini veren denklem, 2. 25’deki ifadelerin 2. 35 ve 2. 36’da yerine yazılmasıyla eşitlik 2. 40’daki gibi elde edilir.

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma_0}{[a(F_1 + F_2)^M + a(F_1 - F_2)^M + (1 - a)(2F_2)^M]^{\frac{1}{M}}} \quad (2.40)$$

Eşitlik 2. 40’daki σ_0 hadde yönündeki akma gerilmesini ifade etmektedir. Burada,

$$F_1 = \frac{h \sin^2 \theta + \cos^2 \theta}{2}; \quad F_2 = \left[\left(\frac{h \sin^2 \theta - \cos^2 \theta}{2} \right)^2 + p^2 \sin^2 \theta \cos^2 \theta \right] \quad (2.41)$$

F_θ fonksiyonu eşitlik 2. 40’dan aşağıdaki gibi belirlenir:

$$F_\theta = [a(F_1 + F_2)^M + a(F_1 - F_2)^M + (1 - a)(2F_2)^M]^{\frac{1}{M}} \quad (2.42)$$

Eşitlik 2. 42’de elde edilen F_θ fonksiyonu eşitlik 2. 34’de yerine yazılırsa Barlat 89 kriteri için anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişimi eşitlik 2. 43’deki gibi elde edilmiş olur.

$$R_\theta = \frac{[a(F_1 + F_2)^M + a(F_1 - F_2)^M + (1 - a)(2F_2)^M]^{\frac{1}{M}}}{a(K_1 + K_2)^{M-1}(t_1 + t_2) + a(K_1 - K_2)^{M-1}(t_1 - t_2) + 2(a-1)(2K_2)^{M-1}t_2} \quad (2.43)$$

Burada

$$K_1 = \frac{h \sin^2 \theta + \cos^2 \theta}{2} \sigma_\theta; \quad K_2 = \left[\frac{h \sin^2 \theta - \cos^2 \theta}{2} + p^2 \sin^2 \theta \cos^2 \theta \right] \quad (2.44)$$

$$t_1 = \frac{a(K_1+K_2)^{M-1}+a(K_1-K_2)^{M-1}}{\sigma^{M-1}} \quad (2.45)$$

$$t_2 = \frac{a(K_1+K_2)^{M-1}-a(K_1-K_2)^{M-1}+2(a-1)(2K_2)^{M-1}}{\sigma^{M-1}} \quad (2.46)$$

Eşitlik 2. 45'deki σ Barlat 89 akma kriterindeki efektif gerilmeyi ifade etmektedir.

Barlat 89 akma kriteri incelendiğinde, kriterin a , c , h ve M olmak üzere dört parametreye bağlı olduğu görülmektedir. Yukarıda gösterildiği gibi ilk üç parametre R_0 ve R_{90} anizotropi katsayılarına, M ise malzemenin kristalografik yapısına bağlıdır.

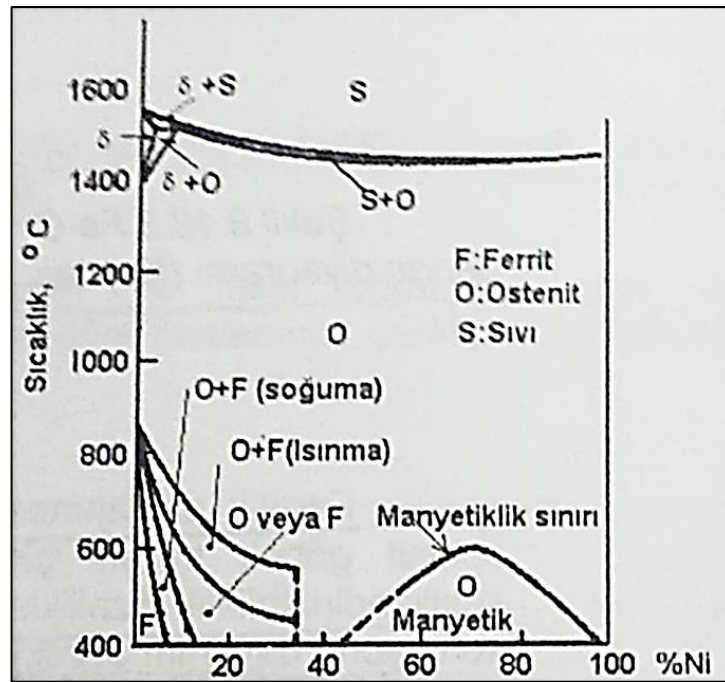
PASLANMAZ ÇELİKLER

Çeliklerin paslanmazlık özelliği kazanabilmesinde, krom önemli bir rol oynamaktadır. Çünkü kromun oksijene ilgisi demirden daha fazladır ve havadaki oksijenle birleşerek çeliğin yüzeyinde ince bir krom oksit tabakası oluşturur [74]. Yüzeyde oluşan bu tabaka, çeliği pasifleştirir ve onun korozyona karşı dayanım kazanmasını sağlar. Bu tabakanın oluşabilmesi için çeliğin bileşiminde en az %11 kromun bulunması gereklidir. Krom oranının artması paslanmaz çeliklerin korozyona karşı direncini artırırken; kaynak edilebilirliğinin ve mekanik özelliklerinin ise kötüleşmesine neden olmaktadır. Bu nedenle çeliğin ilgili özelliklerini düşürmeden, korozyona karşı dayanımını artırmak için bünyeye diğer alaşım elementleri ilave edilmektedir. Paslanmaz çeliklerde kromdan sonra gelen önemli alaşım elementi nikeldir. Nikel, oksit tabakası çeşitli etkilerle bozulduğunda tabakanın tekrardan oluşumunu sağlar ve bu sayede oksitleyici ve redükleyici ortamlara karşı dayanım kazandırır. Ayrıca nikel ostenit yapıcı olduğundan çeliğin sünekliğini ve akma dayanımını da artırır [74,75]. Krom ve nikelin dışında paslanmaz çeliklere birtakım özellikler kazandırabilmek için, diğer alaşım elementleri de ilave edilmektedir. Krom ve nikelde olduğu gibi, diğer alaşım elementleri ferrit yapıcı ya da ostenit yapıcı olarak iki gruba ayrılmaktadır. Örneğin alüminyum, vanadyum, titanyum, molibden, silisyum ve tungsten mikroyapıda ferrit oluşumuna katkı sağlarken; bakır, kobalt, mangan ve karbon ise ostenit oluşumuna katkı sağlamaktadır [76].

Bu grup içinde en çok kullanılanlar 409, 430 ve 434 kaliteli olanlardır. 409 kalite otomotivde eksoz parçalarında kullanılmakta olup, maliyeti düşük, korozyona dayanımı ve kaynak edilebilirliği iyidir. 430 kalitenin korozyona dayanımı 409'dan daha iyidir ve genellikle mutfak araçları, otomotiv sac parçaları, fırın iç kaplamalarında kullanılmaktadır. 434 kalite olanlar 430 kaliteye göre molibden açısından daha zengindir ve bu nedenle klor içeren ortamlarda korozyon dayanımı yüksektir [75, 76].

3.1.2 Ostenitik Paslanmaz Çelikler

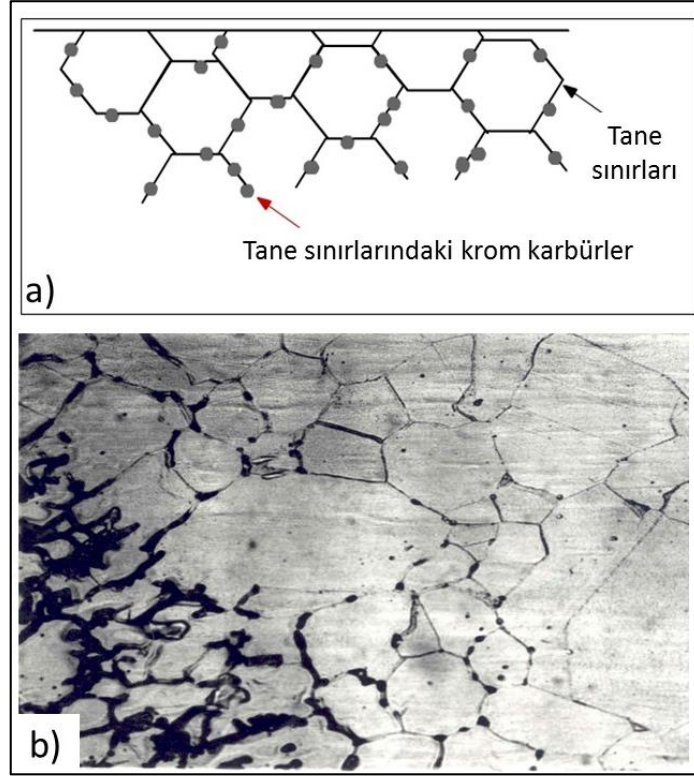
Paslanmaz çeliklerde nikel oranının artması, ostenit bölgeyi genişleterek demir-krom-karbon alaşımında ferrit bölgesinin tamamen ortadan kalkmasını sağlar. Çeliğin içerisindeki karbon oranı %0,03 değerinin altında ise, karbürler oluşmaz ve oda sıcaklığında yüzey merkezli kübik (ymk) kafes yapılı ostenitik paslanmaz çelik meydana gelir [77]. Şekil 3. 2'de Fe-Ni denge diyagramında nikel oranı arttıkça ostenit bölgesinin genişlediği görülmektedir [75].



Şekil 3. 2 Fe-Ni denge diyagramı

Ostenitik paslanmaz çelikler mükemmel süneklığe, şekillendirilebilirliğe ve korozyon direncine sahiptirler. Bu çelikler, ferritik paslanmaz çeliklere kıyasla soğuk şekillendirme ile daha yüksek dayanım değerlerine ulaşabilmektedirler.

Bileşimlerinde %0,03'den daha fazla karbon bulunduran ostenitik paslanmaz çelikler tavlama sırasında ya da kaynak işleminden sonra, 425 – 870 °C sıcaklıkları arasında yavaş soğutulduklarında krom karbon ile birleşerek kromkarbür oluşturur ve tane sınırlarına çöker. Çökelme sonrası, tane sınırlarında krom yüzdesi azaldığı için, bu bölgelerde korozyon dayanımı düşer ve taneler arası korozyon meydana gelir (Şekil 3. 3).



Şekil 3.3 a) Krom yüzdesinin azalması ve tane sınırlarındaki korozyon, b) 316L kalite paslanmaz çeliğin tane sınırlarında görülen korozyon [78]

Tanelerarası korozyonun önlenmesinde aşağıdaki işlemler uygulanmaktadır:

- a) Çözme tavlama ve Su verme: Tanelerarası korozyonun önlenmesinde çözme tavlama ve ardından su verme işlemi uygulanabilmektedir. Öncelikle malzeme 870 °C'nin üzerindeki bir sıcaklığa kadar tavlama yapılır ve içerideki kromkarbürler çözülünceye kadar bu sıcaklık değerinde bekletilir. Hemen ardından karbürlerin yeniden oluşmasına fırsat vermeyecek şekilde malzeme hızlı bir şekilde soğutulur (su verme).
- b) Titanyum ya da Niyobyum ilave edilmesi: Alternatif bir çözüm çeliğe titanyum ya da niyobyum gibi kuvvetli karbür yapıcı elementler ilave edilir. Bu elementlerin karbona ilgisi kromdan daha fazla olduğundan, karbon ile birleşerek TiC ya da

NbC oluřtururlar. Bu sayede kromun karbon ile birleřmesi engellenir ve malzemedeki krom yüzdesi korunmuř olur. 321 kalite (18% Cr, 10,5% Ni, Ti) ve 347 kalite (18% Cr, 11% Ni, Nb) ostenitik paslanmaz çelikler buna örnek verilebilir [76], [79].

Ostenitik paslanmaz çeliklerin içerisinde en çok tercih edileni 304 kalitedir, korozyon direnci ve řekillendirilebilirliėin arzu edildiėi yerlerde yaygın kullanılmaktadır, ancak kaynak dikiřlerinde krom azalma problemi olabilmektedir. Bu nedenle, kaynak iřleminde tanalerarası korozyona karřı direncin arzu edildiėi yerlerde 304 kalitenin yerini 304L kalite almaktadır. Bu kalitede karbon oranı dűřük tutulduėu için, krom karbűr okelmesi olmamaktadır [76].

310 kalite (25% Cr, 20% Ni), ostenitik paslanmaz çeliklerin içerisinde yűksek alařımlı bir bileřime sahiptir. Bu nedenle korozyon ve oksidasyona karřı dayanımı yűksektir.

304 kaliteye kıyasla 301 kalite daha hızlı pekleşme kabiliyetine sahiptir. Bu nedenle derin çekme işlemine uygun olmayıp, yűksek aşınma direncinin arzu edildiği yerlerde kullanılmaktadır [76], [79].

3.1.3 Martenzitik Paslanmaz elikler

Martenzitik paslanmaz çeliklerin bileřimlerindeki krom miktarı 17%'den daha azdır. Krom ferrit yapıcı olduėu için, belirtilen orandan daha fazla kromun bulunması ostenit bۆlgenin kűűlmesine neden olur ve bu durumda martenzit dۆnűřűműnű saėlayabilmek için gerekli ostenitleme sıcaklıėı ve karbon içeriėini kontrol edebilmek oldukça zorlařır [77]. Bileřimlerindeki karbon yűzdelerine baėlı olarak farklı sertlik ve mukavemet deėerlerine ulařılabilmektedir. Molibden, vanadyum ve nikel oranlarının ayarlanmasıyla toklukları ve temperleme dirençleri iyileřtirilmektedir [76].

Temperlenmiř martenzitik paslanmaz çelikler iki fazlı bir yapıya ve dűřűk krom içeriėine sahip oldukları için, diėer paslanmaz çeliklere kıyasla korozyona karřı dayanımları iyi deėildir. Ancak sertlik, mukavemet ve korozyon direncini birarada bulundurabilmeleri, yűksek kaliteli bıçak, rulmanlı yatak ve valf gibi çok sayıda parça imalatı için bu malzemeleri ilgi çekici hale getirmektedir [77]. Bu grup içerisinde 410 ve 416 kalite martenzitik paslanmaz çelikler en çok kullanılan malzemelerdir.

3.1.4 Dupleks (Ostenitik-Ferritik) Paslanmaz Çelikler

Yapılarında ostenit ve ferriti aynı oranlarda bulunduran paslanmaz çelikler dupleks paslanmaz çelikler olarak adlandırılmaktadır. Fiziksel özellikleri bu iki fazın özelliklerini ihtiva etmektedir. Mekanik özellikleri açısından bakıldığında bu çeliklerin akma dayanımı ostenitik paslanmaz çeliklerin iki katına yakındır. Ayrıca ostenitik paslanmaz çeliklere göre özellikle klorlu ortamlarda gerilmeli korozyon dayanımları oldukça yüksektir. Bu nedenle petrokimya endüstrisinde kimyasal maddelerin taşınması ve depolanmasında tercih edilen malzemelerdir [75], [80].

3.1.5 Çökelme Sertleşmesi Uygulanabilen Paslanmaz Çelikler

Çökelme sertleşmesi uygulanabilen paslanmaz çeliklerin bileşimleri alüminyum, niyobyum ve tantal hariç ostenitik paslanmaz çeliklere benzemektedir. Bu çelikler özelliklerini katı çözelti sertleşmesi, soğuk şekil değişimi, yaşlandırma ile kazanmaktadırlar. Düşük karbon yüzdeleriyle bile yüksek mekanik özellikler elde edilebilmektedir [77].

BÖLÜM 4

METOT

Bu çalışmada değişken pot çemberi basıncının tahmin edilebilmesi için, sonlu eleman tabanlı optimizasyon tekniğine dayanan bir metot geliştirilmiştir. Geliştirilen metotla ilk olarak bölgeye göre değişken pot basınçları, ardından bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları tahmin edilmiş ve çok noktadan kontrollü hidrolik pres programlanmıştır.

4.1 Çok Amaçlı Optimizasyon

Metotta, değişken pot basınçlarının tahmini çok amaçlı bir optimizasyon problemi olarak formüle edilmiştir. Optimizasyon probleminde iki amaç fonksiyonu tanımlanmıştır. Amaçlardan biri; şekillendirilecek parçadaki yırtılmaların, diğeri ise kırışmaların önlenmesine dayalıdır.

4.2 Amaç Fonksiyonları

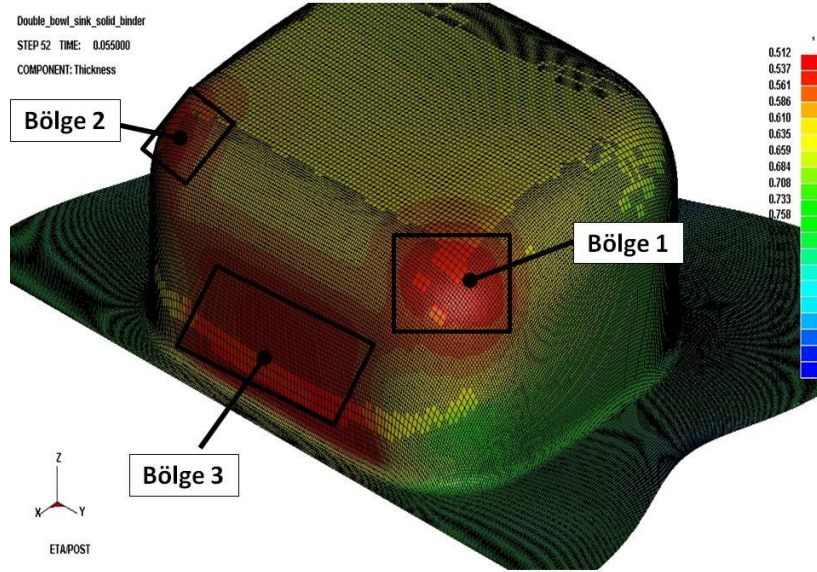
Optimizasyon probleminde amaç, incelme ve kırışmanın minimize edilmesine yönelik olduğu için problemde bu iki durumun tanımlanması gerekmektedir.

4.2.1 İncelme

Çalışmada, şekillendirilen parçadaki minimum kalınlık değeri, incelmeler için kriter olarak alınmış ve amaç fonksiyonu en küçük kareler metoduna göre eşitlik 4.1'deki gibi tanımlanmıştır.

$$f_1 = \left(\frac{t_{min} - t_0}{t_0} \right)^2 \quad (4.1)$$

Burada t_{min} şekillendirmeden sonra parçadaki minimum kalınlık değerini, t_0 ilk kalınlık değerini göstermektedir. İncelme için amaç fonksiyonu hesaplanırken, sonlu eleman modelinde şekillendirmeden sonra parçada kalınlığın minimum olduğu düğüm noktası dikkate alınmıştır. Analizlerde minimum kalınlık, parçanın köşe bölgelerinde ya da iki gözün birleştiği orta duvarda ortaya çıktığı için çalışmada bu bölgeler dikkate alınmıştır. (Şekil 4. 1).



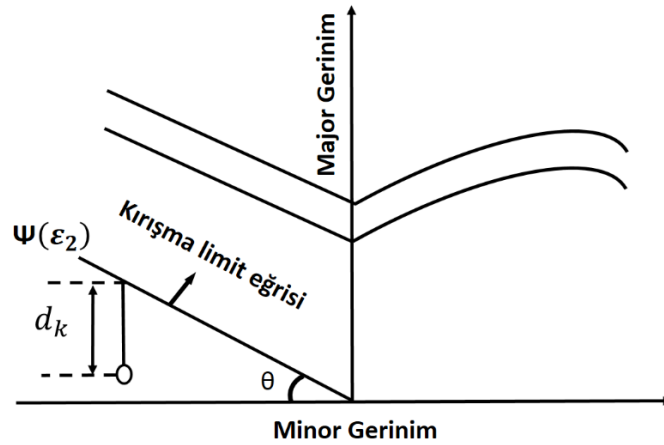
Şekil 4. 1 İncelme kriteri için sonlu eleman modelinde incelenen bölgeler

Eşitlik 4. 1'de verilen fonksiyonun minimize edilmesi, parçadaki kalınlık değişimini azaltacak ve incelmeler minimize edilerek yırtılma riski önlenecektir [81].

4.2.2 Kırışma

Kırışma, şekillendirme sınır diyagramının (SSD) sol tarafındaki kırışma limit eğrisine (wrinkling limit curve) göre tanımlanmıştır. Kırışma limit eğrisi, Havrenek tarafından ortaya atılmıştır. Havrenek çalışmasında kırışan parçalardaki gerinimleri incelemiş, major ve minor gerinimlerin SSD'nin negatif tarafında daralan bir band oluşturduğunu tespit etmiştir. Araştırmacı SSD'nin sol tarafındaki major gerinimlerin, minör gerinimlere oranının 0,5'in altına düştüğü bölgelerde kırışmaların meydana geldiğini gözlemlemiş ve bu oranı kırışma sınırı olarak belirtmiştir [82]. Tez çalışması kapsamında, kırışmanın tanımlanmasında bu bilgiden yararlanılmış, kırışma kriteri sonlu eleman modelinde parçanın kırışma riski altındaki bölgelerinde bulunan her bir elemanın major

gerinimlerinin kırışma limit eğrisine olan mesafesine göre tanımlanmıştır. Şekil 4. 2’de bu mesafe ve kırışma limit eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 4. 2 Şekillendirme sınır diyagramında kırışma limit eğrisi ve kırışma kriteri için mesafenin tanımı

Burada kırışma limit eğrisinin altında kalan parçanın flanş ve yan duvarlarında bulunan her bir eleman için limit major gerinim değeri hesaplanmış ve limit major gerinim değeri ile elemanın şekillendirme sonrasında elde edilen major gerinimi arasındaki farkın hesaplanmasıyla kırışma limit eğrisine olan mesafe tanımlanmıştır. Elde edilen mesafelerin kareleri toplamı kırışma için amaç fonksiyonu değeri olarak kabul edilmiştir. Amaç fonksiyonunun matematiksel ifadesi eşitlik 4. 2’de gösterilmektedir.

$$f_2 = \sum_{i=1}^n (d_k^i)^2 = \sum_{i=1}^n (\psi(\varepsilon_2^i) - \varepsilon_1^i)^2 = \sum_{i=1}^n ((\tan\theta \cdot \varepsilon_2^i) - \varepsilon_1^i)^2, \varepsilon_1^i < \psi(\varepsilon_2^i) \quad (4.2)$$

Eşitlik 4. 2’de, d_k kırışma limit eğrisine olan mesafeyi, $\psi(\varepsilon_2^i)$ kırışma limit eğrisinde ilgili eleman için limit major gerinim değerini, ε_1^i ’de şekillendirme sonrasında elemanın major gerinim değerini göstermektedir. Çalışmada kırışma limit eğrisinin eğimi $\theta = 1,55$ alınmıştır [83]. Bu denklemde f_2 amaç fonksiyonunun minimize edilmesi kırışma limitinin altında kalan elemanların major gerinimlerini limit değere ulaşmasını sağlayacak ve bu sayede parçadaki kırışmalar önlenmiş olacaktır.

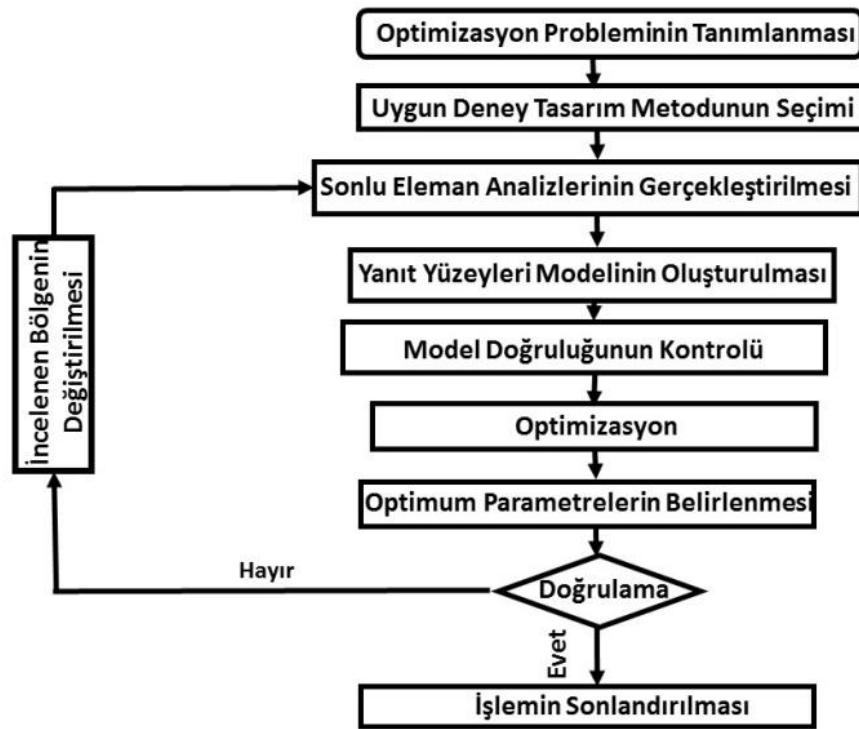
4.3 Tasarım Değişkenleri

Çok amaçlı optimizasyon probleminde, pot basınçları tasarım değişkeni olarak ele alınmıştır. Ancak, tez kapsamında gerçekleştirilecek iki uygulamaya (bölgeye göre

değişken pot basınç tipi, bölgeye ve yola göre değişken pot basınç tipi) göre tasarım değişkenlerinin sayısı değişmektedir. İlk uygulama olan bölgeye göre değişken pot basınç tipinde, tasarım değişkeninin sayısı her bir piston tarafından uygulanacak pot basınçlarıdır. Bu yüzden problemde piston sayısı kadar tasarım değişkeni vardır. İkinci uygulama olan bölgeye ve yola göre değişken pot basınç tipinde ise her bir piston tarafından uygulanacak pot basınçlarının yola göre değişimini gösteren eğrinin tanımlanması gerekmektedir. Bunun gerçekleştirilebilmesi için öncelikle eğriyi tanımlayan nokta sayısı belirlenmelidir. Dolayısıyla ikinci uygulamada değişken sayısı, eğriyi tanımlayan nokta sayısı $\times$ piston sayısı kadar olacaktır. Çalışmada ilk olarak bölgeye göre değişken pot basınç tipi ele alınmış, ardından bölgeye ve yola göre değişken pot basınç tipine geçilmiştir.

4.4 Bölgeye Göre Değişken Pot Basınçlarının Tahmini

Bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmininde, ardışık yanıt yüzeyleri (metamodel) metoduna dayalı bir optimizasyon algoritması kullanılmıştır. Uygulanan metodun akış şeması Şekil 4. 3’de gösterilmiş ve ilgili adımlar aşağıda sırayla anlatılmıştır.



Şekil 4. 3 Bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmini için geliştirilen metodun akış şeması

4.4.1 Optimizasyon Probleminin Tanımlanması

Çalışmada oluşturulan çok amaçlı optimizasyon probleminde iki amaç fonksiyonu olup amaçlar sırasıyla şekillendirilen parçadaki incelmelerin ve kırışmaların minimize edilmesidir. Bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmini için hazırlanmış optimizasyon problemi aşağıdaki gibi formüle edilmiştir:

$$\text{Minimize: } F(\vec{x}) = \{f_1(\vec{x}), f_2(\vec{x})\}$$

$$\text{kısıt: } x_{min} \leq [x_1, x_2, \dots, x_n] \leq x_{mak}$$

Burada $\vec{x}$ her bir piston tarafından uygulanan pot basınçlarını gösteren vektördür ve problemdeki tasarım değişkenin sayısı piston sayısı kadardır.

Problemde tanımlanan iki amaç fonksiyonu tek bir ifadede toplanmıştır ve çok amaçlı fonksiyon eşitlik 4. 3'de verilmektedir.

$$f = c_1 \frac{f_1}{|f_1|} + c_2 \frac{f_2}{|f_2|} \quad (4. 3)$$

Eşitlik 4. 3'de, $|f_1|$ ve $|f_2|$ amaç fonksiyonlarının ortalama değerlerini, c_1 ve c_2 ise ağırlık katsayılarını ifade etmektedir. Çalışmada, amaç fonksiyonu üzerinde yırtılma ve kırışma fonksiyonlarının her ikisinin de eşit etkiye sahip olduğu düşünülmüştür. Bu nedenle eşitlik 4. 3'de c_1 ve c_2 'nin 0,5 alınmasına karar verilmiştir.

Uygulanan pot basınçlarına karşı yukarıda tanımlanan amaç fonksiyonlarının sayısal değerleri prosesin sonlu eleman analiz sonuçlarından elde edilmiştir.

4.4.2 Uygun Deney Tasarım Metodunun Seçimi

Çalışmada bölgeye göre değişken pot basıncının tahmini için, metamodel tekniklerden yanıt yüzey metodu (response surface methodology) uygulanmış ve girdiler (pot basınçları) ile çıktılar (incelme ve kırışma) arasında matematiksel bir ilişki kurulmuştur. Girdi ve çıktı arasında ilişki kurarak, sistemin davranışını gerçek koşullara yaklaştırabilmek için belli sayıda örnek sayısına ihtiyaç vardır. Bu örnek noktaları; faktöriyel tasarım, Latin hyperküp tasarım, merkezi kompozit tasarım, Box-Behnken tasarımı, D-optimal tasarım gibi çeşitli deneysel tasarım metotları ile oluşturulmaktadır. Deneysel tasarım, en az sayıda deneyle maksimum bilgi elde etmek için deneylerin nasıl

planlanacağını ve yapılacağını gösteren bir tekniktir. Bir deneysel tasarım metodu seçmeden önce, tasarımcı tarafından problemin tanımlanması ve faktör olarak isimlendirilen değişkenlerin belirlenmesi gerekmektedir. Her bir değişken için alt ve üst sınırlar belirlenerek tasarım uzayı (ilgilenilen bölge) ortaya çıkarılmalı ve değişkenlerin hangi seviyede (inceleme aralıkları) kullanılacağına karar verilmelidir [84].

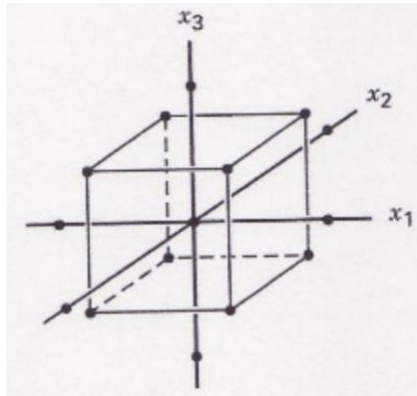
Doktora tezi kapsamında, yukarıda belirtilen deney tasarım metotlarından merkezi kompozit tasarım tercih edilmiştir. Faktöriyel tasarımlardan 2^k full faktöriyel, 2^{k-p} kesirli faktöriyel tasarımlarda her bir faktör sadece iki seviyede dikkate alınmakta ve bu tasarımlarla sadece ana etkiler ile ikinci derece etkileşimler tahmin edilebilmektedir. Ancak bu yöntemler ile, faktör aralıklarının ortasında simülasyon cevabı ile ilgili bir bilgi elde edilememektedir. 3^k türü faktöriyel tasarımlarda ise karesel etkiler tahmin edilebilmektedir, ancak bu tasarımlar çok sayıda deney yapılmasını gerektirmektedir. (örneğin 5 faktör için $3^5 = 243$) [85]. Box-Behnken yöntemi sadece ana tasarım noktalarında deneylerin yapılmasını sağlamaktadır ve bu yöntemle dayalı olarak oluşturulan yanıt yüzeyi, tasarım uzayının köşelerine yakın bölgelerinde hatalı sonuçlar verebilmektedir [84]. Belirtilen sebeplerden ötürü tez çalışmasında merkezi kompozit tasarım yöntemi tercih edilmiştir.

Merkezi kompozit tasarım, ikinci derece yanıt yüzey modeli oluşturmada yaygın kullanılan bir deney tasarım yöntemidir. Yöntemde üç tür tasarım noktası bulunur. Bunlar; iki seviyeli faktöriyel tasarım noktaları, merkez noktası ve merkez noktalara eşit mesafede olan eksenel (yıldız) noktalardır. Merkezi kompozit tasarımda deney sayısı aşağıdaki formülle belirlenir.

$$\text{Deney sayısı} = 2^k + 2k + 1 \quad (4.4)$$

Eşitlik 4. 4'de k faktör (değişken) sayısını, ilk terim 2^k faktöriyel noktaları göstermektedir. Faktöriyel tasarım noktalarında, değişkenlerin her biri iki seviyelidir ve seviyeler (-1) ve $(+1)$ olarak değişkenin minimum ve maksimum değerlerini ifade etmektedir. Faktöriyel noktaların geometrisi bir kübün temsil eder ve kübün her bir köşesi faktörlerin etkileşimini göstermektedir. Örneğin 3 değişken seçildiğinde, değişkenlerin yanıt üzerindeki etkilerini belirlemek için $2^3 = 8$ etkileşim değerlendirilmektedir. İkinci terim $2k$ eksenel noktaları ifade etmektedir. Bu noktalar kübün merkezine eşit

mesafededir ve seviyeler $\pm\alpha$ değerlerini alır. α değeri $\pm\sqrt[4]{2^k}$ formülü ile hesaplanır. α 'nın değeri eksenel noktalarının yerini belirlemektedir. Son terim olan 1 ise merkezi noktasını göstermektedir. Şekil 4. 4'de deneysel tasarım noktaları ile birlikte bir merkezi kompozit tasarım modeli gösterilmektedir. Şekil 4. 4'den de görüldüğü üzere merkezi kompozit tasarımın en büyük avantajı, ana tasarım noktalarının dışında da deneysel tasarıma olanak vermesidir. Metotta, iki faktör etkileşimleri ve doğrusal olmayan etkileşimler aynı zamanda incelenebilmektedir. Bu nedenle tez çalışmasında deney tasarım metotlarından merkezi kompozit tasarım seçilmiştir.



Şekil 4. 4 Merkezi kompozit tasarım modeli (3 değişken için) [85]

4.4.3 Sonlu Eleman Analizlerinin Gerçekleştirilmesi

Çalışmada merkezi kompozit tasarımın verdiği sıraya göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilmiş ve her bir deney için pot basınçlarına karşı amaç fonksiyonlarının sayısal değerleri elde edilmiştir.

4.4.4 Yanıt Yüzeyleri Metodu

Yanıt yüzeyleri metodu, proseslerin iyileştirilmesi ve optimizasyonunda kullanılan istatistiksel ve matematiksel tekniklerin bir toplamıdır. Metot, endüstride çok sayıda girdi değişkeninin, bir parçanın kalite karakteristiği ya da bir prosesin performansı üzerinde etkisinin olduğu durumlarda kullanılmaktadır. Bu performans ölçüsü ya da kalite karakteristiği yanıt olarak adlandırılmaktadır. Bağımsız değişkenler $(x_1, x_2, \dots, x_k)$ ile yanıt arasında bir ilişki olduğu göz önüne alınırsa bu ilişki eşitlik 4.5'deki gibi ifade edilir.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) + \varepsilon \quad (4.5)$$

Burada, y gerçek yanıt fonksiyonunu, ε ise yanıt üzerinde gözlemlenen gürültü ya da hatayı ifade etmektedir.

Yanıt yüzeyleri metodunun uygulandığı problemlerin çoğunda, yanıt ve bağımsız değişkenlerin arasındaki ilişkinin formu bilinmemektedir. Bu nedenle, yanıt yüzeyleri metodunda ilk adım, yanıt ile bağımsız değişkenler arasında gerçek bir fonksiyonel ilişki için uygun bir yaklaşımın bulunmasıdır. Genelde yaklaşım olarak polinomlar kullanılır. Eğer yanıt, bağımsız değişkenlerin lineer fonksiyonu olarak iyi bir şekilde modellenabiliyor ise, o zaman bu yaklaşım fonksiyonuna birinci derece model denir ve eşitlik 4. 6'daki gibi ifade edilir.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k + \varepsilon \quad (4.6)$$

Eğer sistemde bir eğrilik söz konusu ise, o zaman ikinci derece model gibi daha yüksek dereceli bir polinomun kullanılması gerekmektedir.

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (4.7)$$

Yukarıdaki ifadeler eşitlik 4. 8'deki gibi matris formatında yazılabilir.

$$y = X\beta + \varepsilon \quad (4.8)$$

Burada, y gerçek yanıt vektörünü, X bağımsız değişken matrisini, β model katsayılarını içeren vektörü ve ε ise hata vektörünü temsil etmektedir. Model denklemlerindeki katsayıların belirlenmesinde en küçük kareler metodu uygulanmaktadır. En küçük kare metodu ile hataların kareleri toplamını minimize eden model parametreleri belirlenir. Buna göre hataların kareleri toplamı eşitlik 4. 9'deki gibi yazılır.

$$L = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2 = \varepsilon' \varepsilon = (y - X\beta)'(y - X\beta) \quad (4.9)$$

Buradan L aşağıdaki gibi yazılabilir

$$L = y'y - \beta'X'y - y'X\beta + \beta'X'X\beta = y'y - 2\beta'X'y + \beta'X'X\beta \quad (4.10)$$

$\beta'X'y$ 1×1 'lik bir matris olduğu için, bunun transpozesi de $(\beta'X'y)' = y'X\beta$ 1×1 'lik bir matris olacaktır. L fonksiyonunun minimize olabilmesi için fonksiyonun model parametrelerine göre kısmi türevlerinin sıfıra eşit olması gerekmektedir.

$$\frac{\partial L}{\partial \beta} = -2X'y + 2X'Xb = 0 \quad (4.11)$$

İfade aşağıdaki gibi basitleştirilebilir;

$$X'Xb = X'y \quad (4.12)$$

Eşitlik 4.12'nin her iki tarafı $X'X$ matrisinin tersi ile çarpılırsa, model parametrelerini içeren vektör eşitlik 4.13'deki gibi elde edilir.

$$b = (X'X)^{-1}X'y \quad (4.13)$$

Parametrelerin belirlenmesinin ardından yüzey uydurma metodu ile yanıt yüzey analizi gerçekleştirilir. Uydurulmuş yüzey, gerçek yanıt fonksiyonuna yeterli bir yaklaşımda ise o zaman uydurulmuş yüzeyin analizi gerçek sistemin analizine yaklaşık olarak eşdeğer olacaktır. Veri toplamak için uygun deneysel tasarım metotları kullanıldığında, model parametreleri doğru bir şekilde tahmin edilebilecektir [86].

4.4.5 Model Doğruluğunun Kontrolü

Yanıt yüzeyleri metodu ile oluşturulan matematiksel modelin gerçek sisteme ne ölçüde uyduğunun değerlendirilmesi gerekmektedir. Bunun için çeşitli istatistiksel parametreler bulunmaktadır. Tez çalışmasında yanıt yüzeyleri modelinin doğruluğunun kontrolünde üç istatistiksel parametre kullanılmıştır: belirlilik katsayısı (R^2), hataların kareleri ortalamasının karekökü (root mean squared error_ RMSE) ve düzeltilmiş belirlilik katsayısı (adjusted_ R^2).

4.4.5.1 Belirlilik Katsayısı (R^2)

Belirlilik katsayısı (R^2), gerçek yanıt değerleri ile modelden hesaplanan yanıt değerleri arasındaki korelasyonun karesini ifade eden bir istatistiksel parametredir. Parametre bağımlı değişkendeki değişimin ne kadarının bağımsız değişkence açıklanabildiğini göstermektedir ve eşitlik 4. 14'de verildiği gibi ifade edilmektedir [86].

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^P (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^P (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.14)$$

Eşitlik 4. 14'deki P tasarım noktalarının sayısını, $\bar{y}$ deneylerden elde edilen yanıtların ortalamasını, $\hat{y}_i$ modelden tahmin edilen yanıt değerlerini ve y_i ise gerçek yanıt değerlerini ifade etmektedir. Bu katsayı 0 – 1 arasında değerler almaktadır. R^2 'nin 0'a yaklaşması modelin deneydeki değişkenliği açıklayamadığını, 1'e yaklaşması ise modelin deneye tam olarak uyduğunu göstermektedir [87].

4.4.5.2 Hataların Kareleri Ortalamasının Karekökü (RMSE)

Hataların kareleri ortalamasının karekökü, nümerik tahminlerin hata kontrolünde yaygın olarak kullanılan parametrelerden biridir ve eşitlik 4. 15'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^p \frac{(y_i - \hat{y}_i)^2}{n}} \quad (4.15)$$

RMSE'nin 0'a yaklaşması modelin doğruluğunun arttığını ve deneyi iyi bir şekilde temsil edebildiğini göstermektedir.

4.4.5.3 Düzeltilmiş Belirlilik Katsayısı (Adjusted R^2)

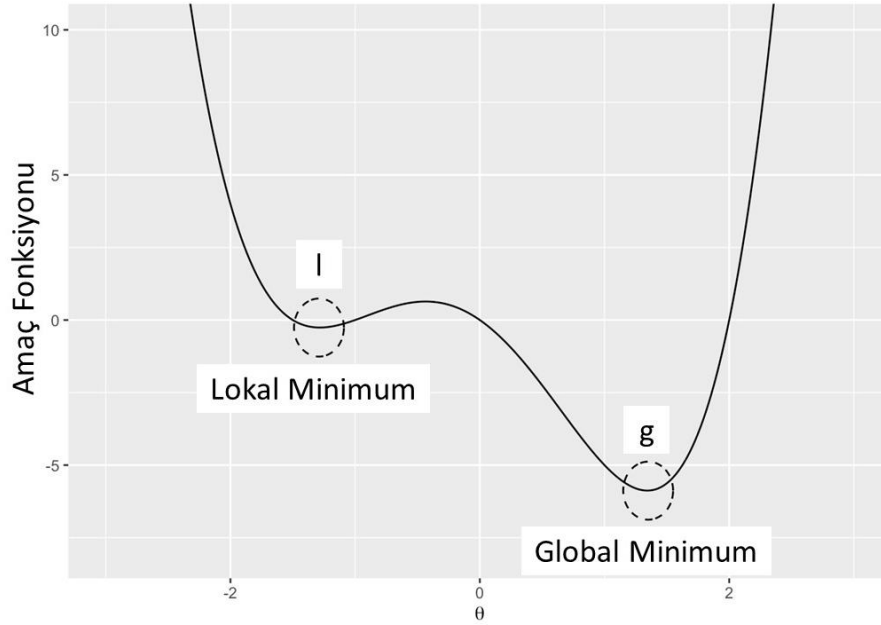
Düzeltilmiş R^2 regresyon modelinin uyum derecesini gösteren bir parametredir. Bir regresyon modelinde bağımsız değişkenin sayısı arttıkça R^2 değeri sürekli artar. Ancak R^2 'nin artması aldatıcı olabilmektedir. Modele gereksiz terimlerin ilave edilmesi bağımlı değişkendeki değişimin tesadüfen açıklanmasına ve R^2 'nin artmasına neden olabilmektedir. Bu yanıltıcı durumu önlemek için düzeltilmiş R^2 parametresine bakılır. Bu parametre bağımlı değişkendeki değişimi şans eseri olmadan, hatadan ayıklanan bölümünü gösteren bir parametredir ve eşitlik 4. 16'daki gibi hesaplanmaktadır.

$$R_{adj}^2 = 1 - \left[\frac{(1-R^2)(n-1)}{n-k-1} \right] \quad (4.16)$$

4.4.6 Optimizasyon

Optimizasyon problemini çözebilmek için probleme uygun bir optimizasyon yönteminin seçilmesi gerekmektedir. Çok çeşitli yöntemler bulunmakla birlikte optimizasyon problemlerinin çözümünde uygulanan metotlar klasik ve sezgisel olmak üzere iki ana gruba ayrılmaktadır. Klasik metotlar genelde türev tabanlı olup, optimumu bulabilmek için amaç fonksiyonlarının birinci türevini kullanırlar ve en iyi yerel optimum noktayı

bulurlar. Türev içeren algoritmaların en önemli özellikleri yöntemlerindeki kesinliktir. Ancak birden fazla minimuma sahip olan çok değişkenli fonksiyonlarda, türev içeren metotlar yerel optimum noktasında takılırlar. Bu durum Şekil 4. 5’de gösterilmektedir.



Şekil 4. 5 Yerel ve global optimum [88]

Şekil 4.5’de görüldüğü gibi fonksiyonun global minimum noktası g noktası iken, türeve dayalı algoritmalar lokal minimum noktası olan I noktasında takılmaktadır. Bu tür algoritmaların global minimumu bulabilmesi için, değişkenlere atanan ilk değerlerin (initial values) global optimum noktasına yakın olması gerekmektedir. Ancak bunun kullanıcı tarafından önceden bilinmesi mümkün değildir. Ayrıca, fonksiyonların türevinin alınabilmesi için fonksiyonların incelenen bölgede sürekli olması gerekmektedir. Ancak metal şekillendirme problemlerinde sürtünme ve temas koşulları nedeniyle, analizler sonucunda elde edilen yanıt fonksiyonları birçok yerde süreksizdir. Genelde türev tabanlı metotlar, simülasyonların düzgün yanıtlar sağladığı lineer yapısal analiz ve belirli non-lineer analiz problemlerinde uygulanmaktadır. Metal şekillendirme analizlerinde ise sürtünme ve temasın kaotik yapısı nedeniyle yanıt fonksiyonları genelde non-lineerdir ve gradyanlar sistem davranışının büyük bir kısmını gösterememektedirler. Bununla birlikte nümerik türev hesabından ileri gelen yuvarlama hataları da çözümlerin doğruluğunu olumsuz yönde etkilemektedir [88]. Sezgisel yöntemler ise türev bilgisi gerektirmeyen, genellikle doğadan esinlenen yöntemlerdir. Çok noktalı arama

yapabilmeleri sayesinde, klasik yöntemler ile karşılaştırıldığında daha hızlı bir şekilde sonuç verebilmektedirler [89]. Sezgisel yöntemler global çözümlere yaklaşma konusunda oldukça başarılı olmalarına rağmen en büyük dezavantajları kesin çözüme ulaşamayıp, bunun yerine kesin çözüm yakınındaki bir çözümü elde edebilmektedirler.

Bu nedenle, çalışmada yukarıda bahsedilen iki yöntemin olumlu özelliklerinden faydanılması düşünülmüş ve klasik bir yöntemle sezgisel bir yöntemin bir arada çalışması planmıştır. Bu sayede, klasik yöntemlerin kesinliği ile sezgisel yöntemlerin hızlı sonuç alabilmesi birleştirilerek, amaç fonksiyonunun global optimum değerine ulaşılabilmesi hedeflenmiştir. Tez kapsamında sezgisel yöntemlerden benzetilmiş tavlama (simulated annealing) algoritması, klasik yöntemlerden sıçrayan-kurbağa (leap-frog) algoritmasının biraraya getirilmesinden oluşan hibrid bir optimizasyon algoritması kullanılmıştır. Yöntemde öncelikle benzetilmiş tavlama algoritması ile global minimuma komşu noktalara yaklaşılmakta ve daha sonra sıçrayan kurbağa algoritması ile kesin çözüme ulaşılmaktadır. Bu nedenle aşağıda sırasıyla benzetilmiş tavlama algoritması, daha sonra sıçrayan kurbağa algoritması anlatılmış ve ardından da bu algoritmaların nasıl birarada çalıştığı açıklanmıştır.

4.4.6.1 Benzetilmiş Tavlama Algoritması

Benzetilmiş tavlama, metallerdeki tavlama prosesini taklit eden global stokastik (olasılıksal) bir optimizasyon algoritmasıdır. Algoritma Kirkpatrick vd. tarafından [90] çeşitli olasılıksal problemleri çözebilmek için Metropolis Monte Carlo integrasyon algoritmasının genelleştirilmesine dayalı olarak geliştirilmiştir [91]. Bu algoritmanın işleyişi metallerdeki tavlama prosesine benzediği için algoritma bu ismi almıştır.

Metalin ergime sıcaklığına kadar ısıtılıp, bu sıcaklıkta tutularak daha sonra soğutulması işlemine tavlama adı verilmektedir. Ergime sıcaklığına kadar ısıtılarak sıvı hale getirilmiş metaldeki atomlar yüksek enerji seviyelerindedir ve serbest bir şekilde hareket etmektedir. Sıcaklık azaltıldığında ise atomların enerjileri azalmakta ve buna bağlı olarak hareketleri yavaşlamaktadır. Eğer soğuma çok hızlı bir şekilde gerçekleştirilirse, bu durumda atomlar termal dengeye ulaşacak yeterli bir zamana sahip olamayacak ve yüksek enerjili çok kristalli bir yapı elde edilecektir. Bu yapı oldukça düzensiz olup, arzu edilmemektedir. Fakat soğuma yavaş bir şekilde gerçekleştirilirse, o zaman atomlar

minimum enerji seviyesine ulaşabilecek zamanı bulabilecek ve mükemmel bir kafes yapısı elde edilebilecektir. Benzetilmiş tavlama algoritmasında, optimizasyon problemindeki amaç fonksiyonunun değeri, tavlama prosesindeki enerjiye karşılık gelmektedir. Algoritmada minimum enerjinin elde edilmesi, problemde optimum çözüme ulaşıldığını göstermektedir.

Algoritmada, arama yüksek sıcaklıkta başlatılır ve en düşük enerji seviyesini bulabilmek amacıyla sistemin sıcaklığı yavaş yavaş düşürülür. Böylelikle sistemin farklı enerji seviyelerine doğru gitmesi sağlanır. Bu işlemin iteratif bir şekilde devam etmesiyle global minimuma ulaşılır [87].

Benzetilmiş tavlama algoritmasının aşamaları aşağıda açıklanmaktadır:

Adım 1: Başlatma:

Başlangıç noktası tanımlanır, bu noktaya karşı gelen enerji değeri hesaplanır. Sıcaklık için maksimum değer atanır, toplam iterasyon sayısı belirlenir.

$$x^{(0)} \in X, E^{(0)} = E(x), T^{(0)} = T_{max}, k = 0$$

Adım 2: Komşu nokta seçimi ve bu noktaya karşı gelen enerji değerinin hesaplanması:

$$x' \in X, E' = E(x')$$

Komşu noktanın seçiminde Ingber [92] tarafından önerilen denklem kullanılır. Denklem eşitlik 4.16'da verilmektedir.

$$x'_i = x_i^{(k)} + v_i(B_i - A_i) \quad (4.16)$$

Burada $[A_i, B_i]$ ilgili tasarım değişkeninin sırasıyla alt ve üst sınırlarını ifade etmektedir. v_i parametresi de eşitlik 4.17'ye göre belirlenmektedir.

$$v_i = \text{sgn} \left(u^i - \frac{1}{2} \right) T_i \left[\left(1 + \frac{1}{T_i} \right)^{|2u^i - 1|} - 1 \right] \quad (4.17)$$

Eşitlik 4.17'deki $u^i \in U [0,1]$ arasında olan rassal bir sayıdır.

Adım 3: Kabul fonksiyonu (A) belirlenir:

- a) Yeni noktanın enerji değeri bir önceki noktanın enerji değerinden küçükse yeni nokta kabul edilir.

$\Delta E < 0$ ise x' noktasını kabul et.

b) Yeni noktanın enerji değeri bir önceki noktanın enerji değerinden küçük değilse;

i) $0 < \zeta < 1$ arasında bir ζ rassal sayı oluşturulur.

ii) $A = \exp[-(E' - E)/T_i]$ değeri hesaplanır.

iii) $\zeta \leq A(E', E, T)$ ise $x' = x^{k+1}$ yeni nokta kabul edilir. Değilse reddedilir.

Adım 4: Soğutma başlatılır:

Soğutma işleminin temeli; algoritmanın yüksek sıcaklıkta başlatılması, daha sonra sıcaklığın kademeli olarak sıfıra düşürülmesidir. Algoritmada soğuma işlemi eşitlik 4.18'de gösterildiği gibi üstel bir fonksiyonla gerçekleştirilmektedir.

$$T_i^{(k)} = T_i^{(0)} \exp\left(-c_i k^{\frac{1}{N}}\right) \quad (4.18)$$

Burada c_i kontrol parametresi olarak adlandırılmaktadır ve eşitlik 4.19'da verilmiştir.

$$c_i = m_i \exp\left(-\frac{n_i}{N}\right) \quad (4.19)$$

Eşitlik 4.19'da görüldüğü gibi c_i iki serbest parametreye (m_i ve n_i) dayalıdır. Bu parametreler eşitlik 4.20'de verilmiştir.

$$m_i = \log\left(\frac{T_{p,i}^{min}}{T_{p,i}^{(0)}}\right), n_i = \log(N_{tavlama}) \quad (4.20)$$

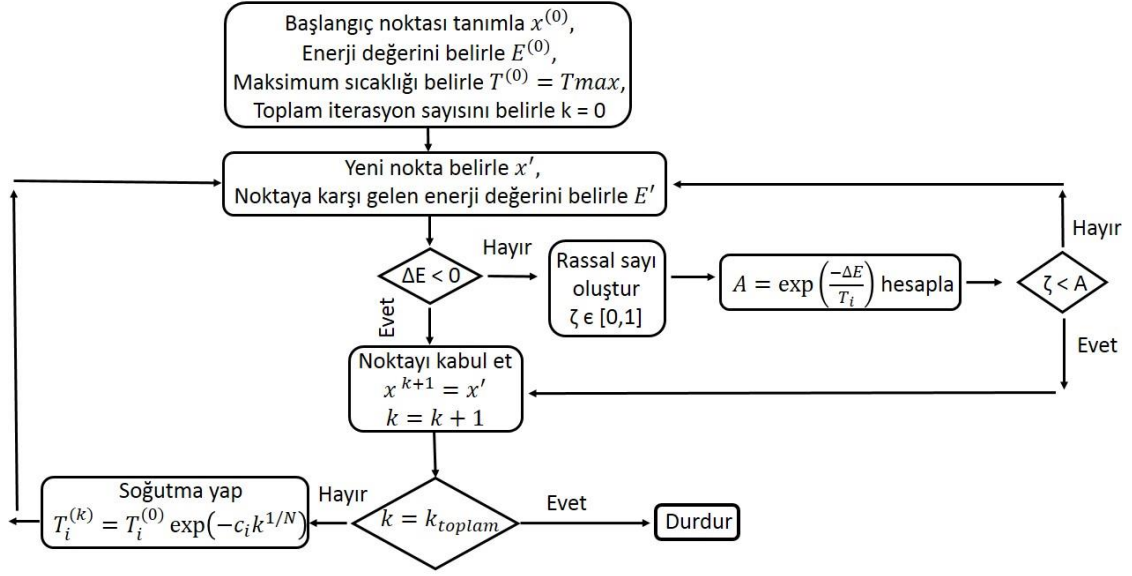
Eşitlik 4.20'de $T_{p,i}^{min}/T_{p,i}^{(0)}$ maksimum sıcaklığın minimum sıcaklığa oranını, $N_{tavlama}$ ise izin verilen zaman ile ilgili bir parametredir (adım sayısı).

Adım 4: Yeni sıcaklık değeri için Adım 2 ile Adım 4 arasındaki işlemler hareketin başlangıç noktası x' için devam ettirilir.

Adım 5: Sonlandırma gerçekleştirilir:

Önceden belirlenmiş olan iterasyon sayısına ulaşıldığında algoritma sonlandırılır.

Benzetilmiş tavlama algoritması için yukarıda anlatılan adımlar Şekil 4. 6'da verilen akış şemasında gösterilmektedir.



Şekil 4. 6 Benzetilmiş Tavlama Algoritması Akış Şeması

4.4.6.2 Sıçrayan Kurbağa Algoritması

Sıçrayan kurbağa algoritması diğer türev tabanlı metotlardan kavramsal olarak farklıdır. Metot, kuvvet etkisi altında kalan birim kütledeki bir parçacığın hareketini gözönüne alarak optimizasyon problemine çözüm getirmektedir. Algoritmada, potansiyel enerji minimize edilmeye çalışılmaktadır ve potansiyel enerji optimizasyon probleminde amaç fonksiyonunu temsil etmektedir. Enerjinin korunumu yasasına göre parçacığın potansiyel ve kinetik enerjileri toplamı sabittir. Algoritma, parçacığın kinetik enerjisini izlemekte ve potansiyel enerjisini azaltacak şekilde parçacık hareketine müdahale etmektedir. Bu sayede parçacık potansiyel enerjinin minimum olduğu yerel minimum noktasına (x^*) doğru yönlendirilmektedir.

N boyutlu kuvvet alanında parçacığın potansiyel enerjisi $F(x)$ ile gösterilirse ve x^* noktasında $F(x)$ lokal minimuma sahipse parçacığın potansiyel enerjisi eşitlik 4.21'deki gibi yazılır.

$$F(x) = - \int_{x^*}^x a(s)^T ds + F(x^*) \quad (4.21)$$

Eşitlik 4.21'de $a(s)$ s noktasında parçacığa etki eden kuvveti göstermektedir. Parçacığın kinetik enerjisi eşitlik 4.22'de verilmektedir.

$$T(x) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \dot{x}_i^2 = \frac{1}{2} \|\dot{x}\|^2 \quad (4.22)$$

Sisteme ait Lagrange ifadesi kinetik enerji ile potansiyel enerji farkına eşittir. Buradan

$$L(x) = T(x) - F(x) \quad (4.23)$$

Eşitlik 4.23'e Hamilton prensibi uygulanırsa hareket denklemi Eşitlik 4.24'deki gibi elde edilmiş olur.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_i} = 0 \quad i = 1, \dots, n \quad (4.24)$$

Eşitlik 4.21 ve Eşitlik 4.22, Eşitlik 4.23'de yerine konur ve Eşitlik 4.24'deki işlem yapılırsa vektör formunda Eşitlik 4.25 elde edilir.

$$\ddot{x} = -\nabla F = a \quad (4.25)$$

Başlangıç noktası $x(0)$ ve ilk hız $v(0)$ 'a verilecek ilk değerlere bağlı olarak eşitlik 4.24'ün çözülmesi ile parçacığın yörüngesi zamanın bir fonksiyonu olarak belirlenebilmektedir. İlk koşullar aşağıdaki gibi alınır:

$$x(0) = x_0 \quad (4.26)$$

$$\dot{x}(0) = v(0) = v_0 = 0$$

Burada x_0 başlangıç konumu rastgale bir değer alınabilmektedir. Parçacığın hareketi sırasında herhangi bir nokta için enerji korunumuna göre eşitlik 4.27 yazılabilmektedir.

$$T(x) + F(x) = T(x_0) + F(x_0) = E_0 \quad (4.27)$$

Eşitlik 4.27'de E_0 toplam enerjiyi göstermektedir ve parçacığın hareketi boyunca değeri değişmeyecektir. Metot, sabit zaman aralıklarında (Δt) parçacığın kinetik enerjisini izlemektedir. x_k ve v_k parçacığın sırasıyla $t_k = k\Delta t$ zamanındaki konumu ve hızını gösterir ve ardışık iki zaman dilimi (t_k ve t_{k+1}) için eşitlik 4.27'deki enerjinin korunumu yasası yazılırsa eşitlik 4.28 elde edilir.

$$T(x_k) + F(x_k) = T(x_{k+1}) + F(x_{k+1}) \quad (4.28)$$

Buradan potansiyel enerjideki değişim,

$$\Delta F_k = F(x_{k+1}) - F(x_k) = -T(x_{k+1}) + T(x_k) = -\Delta T_k \quad (4.29)$$

Eşitlik 4.29'a göre, eğer $\Delta T_k > 0$ olursa, o zaman potansiyel enerjideki değişim $\Delta F_k < 0$ olur. Bu da algoritma tarafından amaç fonksiyonun giderek azaltıldığını göstermektedir. Algoritma $\Delta F_k < 0$ sonucunu her zaman aralığında elde edebilmek için parçacığın kinetik enerjisine müdahale etmektedir.

Parçacığın ilk konumu x_0 , ilk hızı v_0 ve zaman adımı Δt olarak alınırsa, eşitlik 4.30 ve eşitlik 4.31'de verilen Euler denklemleri ile parçacığın herhangi bir andaki konumu ve hızı belirlenebilmektedir.

$$x_{k+1} = x_k + v_k \Delta t \quad (4.30)$$

$$v_{k+1} = v_k + a_{k+1} \Delta t \quad (4.31)$$

Burada;

$$a_k = -\nabla F_k \quad (4.32)$$

Eşitlik 4.31'de eşitliğin her iki tarafının karesi alınırsa;

$$\|v_{k+1}\|^2 = \|v_k\|^2 + \|a_{k+1}\|^2 (\Delta t)^2 + 2v_k^T a_{k+1} \Delta t \quad (4.33)$$

Eşitlik 4.30'daki $v_k \Delta t$ ifadesi yalnız bırakılıp, eşitlik 4.33'de yerine konursa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\|v_{k+1}\|^2 = \|v_k\|^2 + \|a_{k+1}\|^2 (\Delta t)^2 + 2(x_{k+1} - x_k)^T a_{k+1} \quad (4.34)$$

Eşitlik 4.32'deki a_k için verilen ifade a_{k+1} için türetilir ve eşitlik 4.34'de yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\|v_{k+1}\|^2 = \|v_k\|^2 + \|a_{k+1}\|^2 (\Delta t)^2 + 2(x_k - x_{k+1})^T \nabla F_{k+1} \quad (4.35)$$

İkinci ortalama değer teoreminin uygulanmasıyla eşitlik 4.36 elde edilir.

$$F_k = F_{k+1} + (x_k - x_{k+1})^T \nabla F_{k+1} + \frac{1}{2} (x_k - x_{k+1})^T H(\bar{x}) (x_k - x_{k+1}) \quad (4.36)$$

Burada,

$$\bar{x} = x_{k+1} - \theta \Delta x_k \quad 0 \leq \theta \leq 1 \quad (4.37)$$

Hessian matrisi aşağıda verilmektedir.

$$H(x) = \left[\frac{\partial^2 F(x)}{\partial x_i \partial x_j} \right] \quad (4.38)$$

Eşitlik 4.36 aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$(x_k - x_{k+1})^T \nabla F_{k+1} = F_k - F_{k+1} - \frac{1}{2} (x_k - x_{k+1})^T H(\bar{x}) (x_k - x_{k+1}) \quad (4.39)$$

Eşitlik 4.39'daki ifade eşitlik 4.35'de yerine yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\|v_{k+1}\|^2 = \|v_k\|^2 + \|a_{k+1}\|^2 (\Delta t)^2 + 2 \left[F_k - F_{k+1} - \frac{1}{2} \Delta x_k^T H(\bar{x}) \Delta x_k \right] \quad (4.40)$$

Eşitlik 4.40 düzenlenir ve bütün terimler 2'ye bölünürse aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\frac{1}{2} \|v_{k+1}\|^2 + F_{k+1} = \frac{1}{2} \|v_k\|^2 + F_k + \frac{1}{2} \|a_{k+1}\|^2 (\Delta t)^2 - \frac{1}{2} \Delta x_k^T H(\bar{x}) \Delta x_k \quad (4.41)$$

Burada F 'in konveks kuadratik bir fonksiyon olduğu gözönüne alınırsa Hessian sabit ve yarı tanımlı - pozitif olacaktır. Buradan potansiyel enerjideki değişim aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\Delta F_k = \frac{1}{2} \|v_k\|^2 - \frac{1}{2} \|v_{k+1}\|^2 + \frac{1}{2} \|a_{k+1}\|^2 (\Delta t)^2 - \frac{1}{2} \Delta x_k^T H(\bar{x}) \Delta x_k \quad (4.42)$$

Eğer $\|v_{k+1}\|^2 \leq \|v_k\|^2 + \|a_{k+1}\|^2 (\Delta t)^2$ ise eşitlik 4.42'ye göre $\Delta F_k > 0$ olacaktır ve bu da amaç fonksiyonunun değerinin arttığını göstermektedir. Bu durumda algoritma parçacığın kinetik enerjisine müdahale etmekte ve başlangıç durumu için parçacığın ilk hızını eşitlik 4.43'e göre düşürmektedir.

$$v_k = (v_k + v_{k+1})/4 \quad (4.43)$$

Aynı şekilde parçacığın konumu da algoritma tarafından eşitlik 4.44'e göre yeniden belirlenmektedir.

$$x_k = (x_k + x_{k+1})/2 \quad (4.44)$$

Algoritma tarafından parçacığın hızı ve konumunda eşitlik 4.43 ve 4.44'de belirtilen müdahalelere rağmen parçacığın hızı azalmaya devam ediyorsa, o zaman optimum noktadan uzaklaşıldığı ve fonksiyonun artışa geçtiği bölgelere doğru kararlı bir şekilde gidildiği sonucu çıkarılmaktadır. Bu sonuca, ardışık olarak ikiden fazla tekrarda parçacığın hızı azalmaya devam ediyorsa varılmaktadır ve bu durumda algoritma bu kısır döngüden kurtulmak için $v_k = 0$ değerini atar ve iterasyonu tekrardan başlatır. Yeni döngüde parçacığın hızı artacağı için potansiyel enerjisi azalacak ve fonksiyonun azalan bölgelerine doğru gidilebilecektir.

Algoritma nokta arama sırasında adım büyüklüğünü dikkate almaktadır ve büyük adım aralıklarını önlemek için aşağıdaki eşitlikte verildiği gibi bir sınırlama getirmektedir.

$$\|\Delta x_k\| \leq \delta \quad (4.45)$$

Eşitlik 4.45'deki δ maksimum adım aralığını göstermektedir. Algoritmada hesaplamalar aşağıdaki eşitlik sağlandığı zaman sonlandırılmaktadır.

$$\|\Delta F_k\| = \|a_k\| \leq \varepsilon \quad (4.46)$$

Burada ε oldukça küçük pozitif bir sayıdır.

Sıçrayan kurbağa algoritmasının aşamaları aşağıda açıklanmaktadır:

Adım 1: Başlangıç noktası (x_0), zaman aralığı (Δt), maksimum adım aralığı (δ), ε tanımla ve $k = -1$ al.

Adım 2: Parçacık için a_0 ve v_0 hesapla:

$$a_0 = -\nabla F(x_0), v_0 = \frac{1}{2}a_0\Delta t$$

Adım 3: $k = k + 1$ durumu için adım aralığını hesapla:

$$\|\Delta x_k\| = \|v_k\|\Delta t$$

Adım 4: Adım aralığını kontrol et:

- a) Adım aralığı maksimum adım aralığından küçükse yeni noktanın değerini bir sonraki aşama için hesapla.

$$\|\Delta x_k\| < \delta \text{ ise } x_{k+1} \text{ hesapla}$$

- b) Adım aralığı maksimum adım aralığından büyükse aşağıdaki hesaplamayı yaparak parçacığın v_k hızını yeniden hesapla ve bir sonraki aşamaya geç.

$$\|\Delta x_k\| > \delta \text{ ise } v_k = \frac{\delta v_k}{(\Delta t\|v_k\|)} \text{ değerini hesapla.}$$

Adım 5: Yeni noktanın değerini hesapla:

$$x_{k+1} = x_k + v_k\Delta t$$

Adım 6: Parçacık için a_{k+1} ve v_{k+1} hesaplanır:

$$a_{k+1} = -\nabla F(x_{k+1}), v_{k+1} = v_k + a_{k+1}\Delta t$$

Adım 7: Algoritmanın sonlandırılması için gerekli kontrol yapılır:

- i) $\|a_{k+1}\| \leq \varepsilon$ ise iterasyon sonlandırılır.
- ii) $\|a_{k+1}\| > \varepsilon$ ise bir sonraki adıma geçilir.

Adım 8: Parçacığın yeni noktadaki hızına bak ve bir önceki noktadaki hızla karşılaştır

- i) $\|v_{k+1}\| > \|v_k\|$ ise Adım 3'e git
- ii) $\|v_{k+1}\| < \|v_k\|$ ise bir sonraki noktayı tespit et ve $i = i + 1$ durumu için adım 9'a geç.

$$x_{k+2} = \frac{(x_{k+1} + x_k)}{2}$$

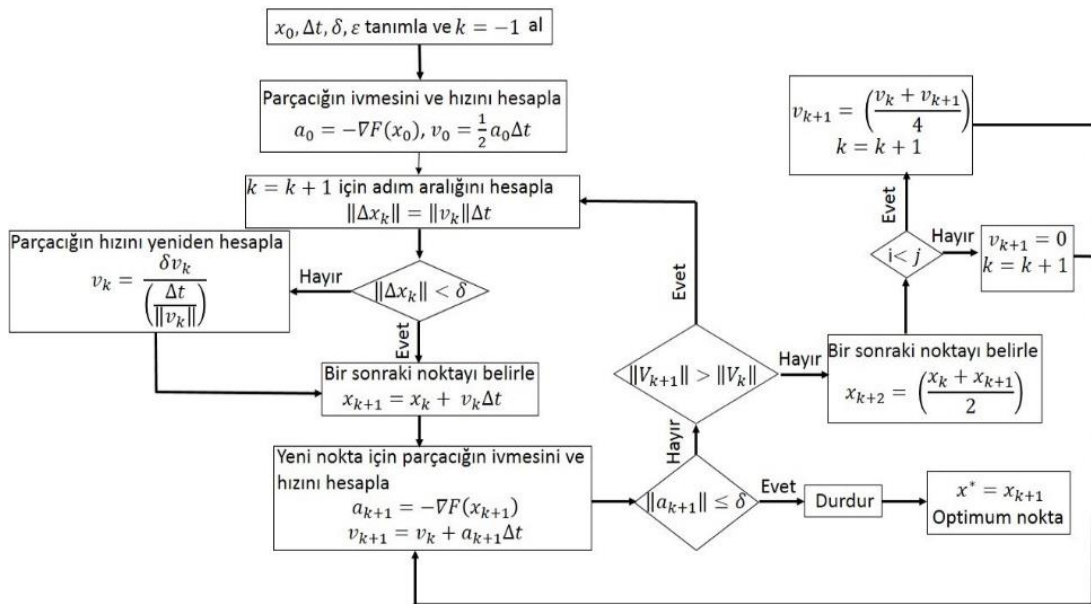
Adım 9:

- i) Eğer $i \leq j$ ise parçacığın hızını aşağıdaki ifadeye göre düşür, $k = k + 1$ durumu için adım 6'ya git.

$$v_{k+1} = \frac{(v_{k+1} + v_k)}{4}$$

- ii) Eğer $i > j$ ise parçacığın hızına 0 ata ve $k = k + 1$ durumu için adım 6'ya git.

Sıçrayan kurbağa (leap-frog) algoritması için yukarıda anlatılan adımlar Şekil 4. 7'de verilen akış şemasında gösterilmektedir [24].



Şekil 4. 7 Sıçrayan Kurbağa Algoritması Akış Şeması

4.4.6.3 Hibrid Algoritma

Problemde öncelikle benzetilmiş tavlama algoritması ile amaç fonksiyonunun global minimumuna en yakın nokta bulunmuştur. Ardından sıçrayan kurbağa algoritması ile kesin çözüme ulaşılmıştır. Hibrid algoritmanın adımları aşağıda açıklanmıştır:

Adım 1: Başlangıç noktası x_0 , toplam iterasyon sayısını N tanımla.

Adım 2: Benzetilmiş tavlama algoritmasını çalıştır ve optimum noktaları bul

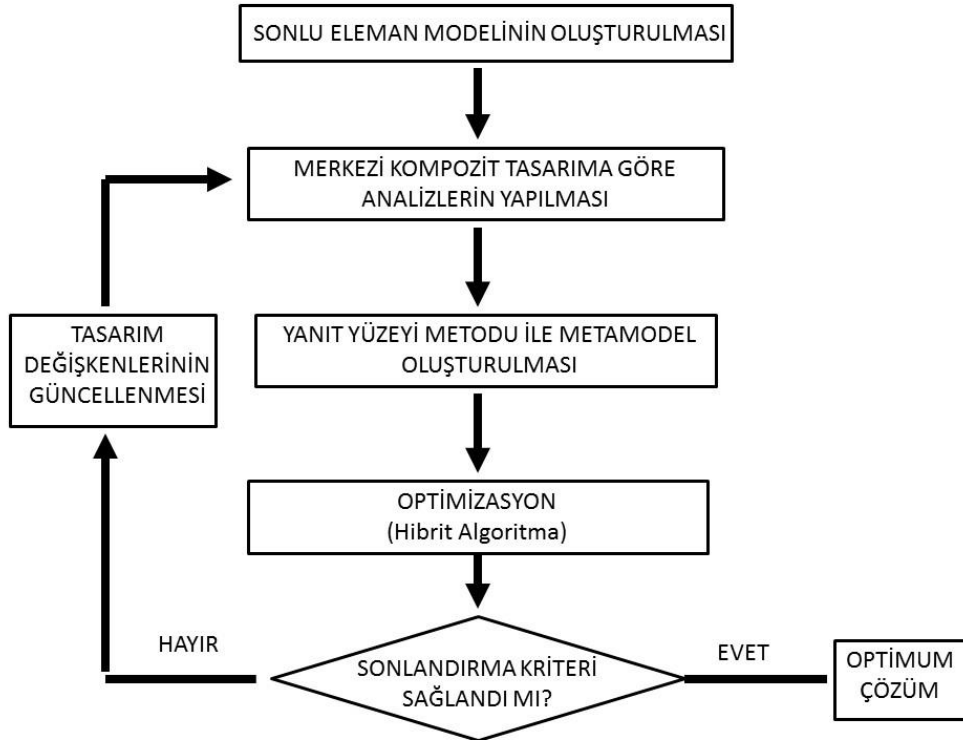
Adım 3: Sıçrayan kurbağa algoritmasını çalıştır ve düzeltme yap

Adım 4: Toplam iterasyon sayısına ulaşılmamışsa $\longrightarrow k < N$

$$k = k + 1$$

Adım 2'ye git.

Tez kapsamında bölgeye göre değişken pot basıncının tahmini için geliştirilen metotta uygulanacak işlemlerin sırası aşağıdaki akış şemasında özetlenmiştir (Şekil 4. 8).



Şekil 4. 8 Bölgeye göre değişken pot basıncının tahmini için geliştirilen metodu özetleyen akış diyagramı

4.4.7 Sonlandırma Kriteri

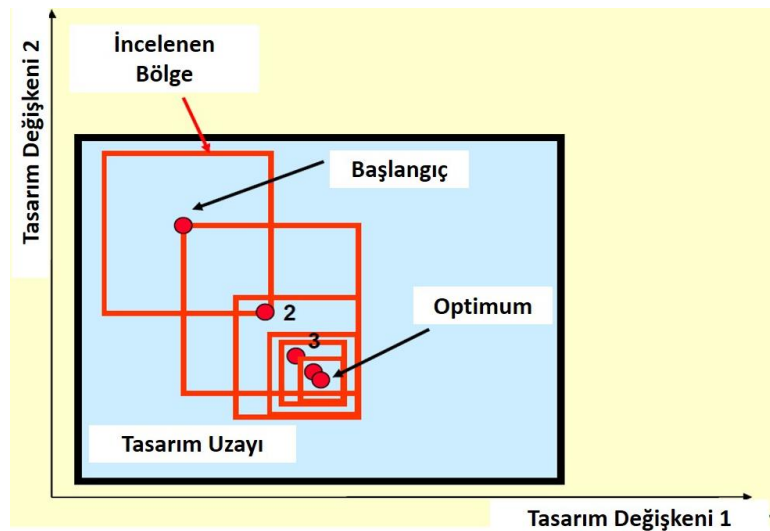
Çalışmada sonlandırma kriteri olarak toplam iterasyon sayısı gözönüne alınmıştır. Belirlenen iterasyon sayısına ulaşıncaya kadar yukarıda anlatılan işlemler tekrar edilmektedir. Metotta, ardışık iki iterasyon arasında amaç fonksiyonlarının ve tasarım değişkenlerinin aldıkları değerler arasındaki farklara bakılır ve bu farkların önceden belirlenmiş bir tolerans değerinden (ε) daha küçük olup olmadığı kontrol edilir. Değişkenler ve amaç fonksiyonu için sonlandırma kriteri Eşitlik 4. 47 ve Eşitlik 4. 48’de verilmektedir:

$$\frac{\|x^{(k)} - x^{(k-1)}\|}{\|d\|} < \varepsilon \quad (4. 47)$$

$$\frac{\|f^{(k)} - f^{(k-1)}\|}{f^{(k-1)}} < \varepsilon \quad (4. 48)$$

Bu eşitliklerde x tasarım değişkenini, d arama yapılan bölgenin boyutunu, f amaç fonksiyonunun değerini, k ve $k - 1$ ’de ardışık iki iterasyon sayısını göstermektedir. Çalışmada tolerans değeri $\varepsilon = 0,01$ ve toplam iterasyon sayısı 8 alınmıştır.

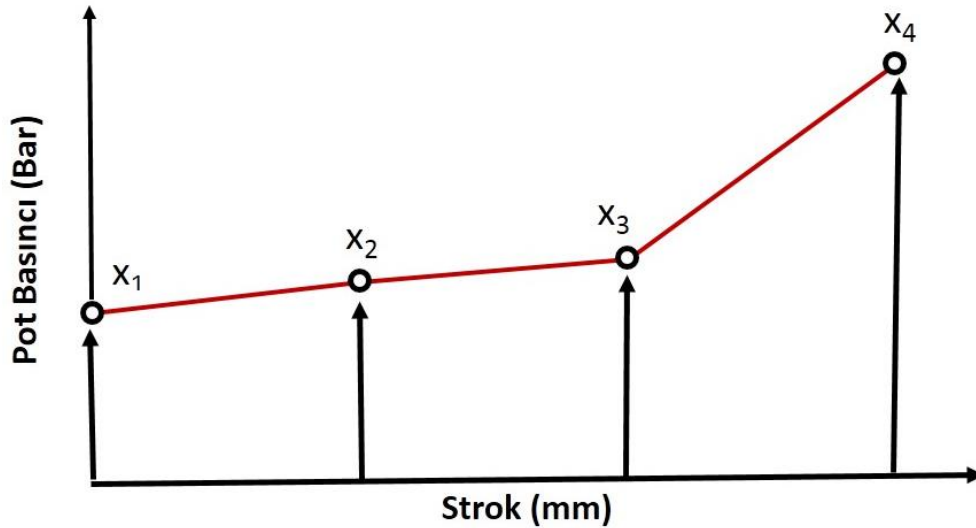
Tez kapsamında geliştirilen metotta, ardışık bölge azalmalı bir arama prosedürü uygulanmıştır. Buna göre, her iterasyon sonrasında elde edilen optimum nokta merkez kabul edilerek tasarım uzayında yeni bir bölge incelenmekte ve bu işlem toplam iterasyon sayısına ulaşıncaya kadar devam etmektedir. Metotta incelenen bölgenin merkezi hareket ettiği gibi, bölgenin boyutu da küçültülmektedir (Şekil 4. 9) [87].



Şekil 4. 9 Ardışık yanıt yüzeyleri metodunda alt bölge oluşumu

4.5 Bölgeye ve Yola Göre Değişken Pot Basıncının Tahmini

Bölgeye ve yola göre değişken pot basıncında, her bir piston tarafından farklı basınçlar uygulanmaktadır ve bu basınçlar stroğa göre değişmektedir. Bu çalışmada, pot basıncı ile strok arasındaki ilişki, parçalı doğrulardan oluşan bir eğriyle (piece-wise lineer curve) ile modellenmiştir (Şekil 4. 10). Burada strok boyunca pot basınç değişiminin belirlenebilmesi için, eğrinin kaç noktada tanımlanacağını belirlemek gerekmektedir. Dolayısıyla problemde bir piston için değişken sayısı, eğriyi tanımlayan nokta sayısı kadardır. Hidrolik presteki tüm pistonlar düşünüldüğünde o zaman bu problem için toplam tasarım değişkeninin sayısı = piston sayısı $\times$ her bir piston için eğriyi tanımlayan nokta sayısı kadar olacaktır. Örneğin, 5 adet pistona sahip olan bir hidrolik preste, bir piston için pot basıncı – strok eğrisi 4 noktadan tanımlanmış ise sistemdeki toplam değişken sayısı 20 olacaktır. Şekil 4. 10'da 4 noktadan tanımlanmış bir pot basıncı – strok eğrisi gösterilmektedir. Burada x_1 , x_2 , x_3 ve x_4 noktaları eğrinin tanımlanmasında kullanılan tasarım değişkenlerini (kontrol noktaları) ifade etmektedir.

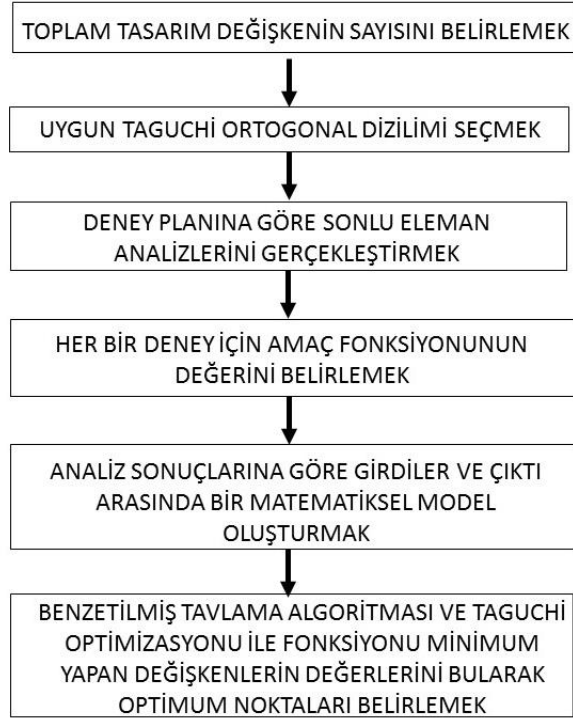


Şekil 4. 10 Pot basıncı – strok eğrisinin tanımlanmasında kullanılan tasarım değişkenleri (kontrol noktaları)

Bölüm 4. 4'de geliştirilmiş olan metamodel tabanlı optimizasyon algoritmasına dayanan metodun bu probleme uygulandığı düşünülecek olursa, merkezi kompozit tasarıma göre bu problemin çözümü için toplam = $2^{20} + 2.20 + 1 = 1048617$ adet sonlu eleman analizinin yapılması gerekmektedir. Tez kapsamında yapılan analizlerde bir simülasyonun 8 saatte tamamlandığı göz önüne alınacak olursa, bu metoda göre çalışmanın tamamlanabilmesi

için 8388936 saate (349539 gün = 957,6 yıl) ihtiyaç bulunmaktadır. Dolayısıyla bu problemin çözümü için farklı bir metodun geliştirilmesi gerekmektedir. Değişken sayısının fazla olduğu bu probleme özgü literatürde bulunan çeşitli deney tasarım teknikleri incelenmiş ve çalışmada Taguchi metodunun uygulanmasına karar verilmiştir. Taguchi metodu prosese etki eden parametrelerin ve bunların değiştiği seviyelerin planlanmasında ortogonal bir dizilim kullanmaktadır. Faktöriyel tasarımdaki gibi bütün olası kombinasyonların test edilmesi yerine, Taguchi metodu belirli kombinasyon çiftlerini test etmektedir. Bu sayede, minimum deney sayısı ile hangi parametrelerin parça kalitesine etki ettiğinin belirlenmesinde ihtiyaç olan bilgi etkili bir şekilde elde edilmektedir [93].

Çalışmada ilk olarak pot basıncı – strok eğrisinin kaç noktada tanımlanacağına karar verilmiş ve toplam değişken sayısı ortaya çıkarılmıştır. Daha sonra değişkenlerin kaç seviyede inceleneceği belirlenmiş ve uygun ortogonal dizilim seçilmiştir. Ortogonal dizilimin belirlenmesinin ardından, dizilimin verdiği sıraya göre analizler yapılmış ve her bir deney için amaç fonksiyonunun sayısal değeri bulunmuştur. Nonlineer regresyonla girdiler (farklı stroklardaki pot basınçları) ve çıktı (çok amaçlı fonksiyon) arasında matematiksel model elde edilmiştir. Elde edilen fonksiyonun minimum noktasının ve pot basınçlarının optimum değerlerinin tahmin edilmesinde benzetilmiş tavlama algoritması kullanılmıştır. Matematiksel modelde bulunmayan tasarım değişkenlerinin optimum değerlerinin tahmin edilmesinde Taguchi optimizasyon metodu uygulanmıştır. Taguchi optimizasyonuna göre, tasarım değişkenlerinin her seviyesi için amaç fonksiyonunun değerlerine bakılmış ve seviyeler içerisinde amaç fonksiyonunu minimum yapan değer ilgili tasarım değişkeni için optimum değer olarak kabul edilmiştir. Belirlenen optimum değerlerin lineer doğrularla birleştirilmesiyle bir piston için pot basıncının yola göre değişimi tahmin edilmiştir. Belirtilen işlemler her piston için tekrar edilmiş ve bu sayede bütün pistonların pot basıncı – strok eğrisi elde edilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan hidrolik preste, basınçlar rampa fonksiyonu olarak tanımlandığı için, yola göre tahmin edilen optimum noktalar parçalı doğrularla birleştirilmiştir. Yukarıda anlatılan işlemlerin sırası Şekil 4. 11'deki akış şemasında gösterilmiştir.



Şekil 4. 11 Bölgeye ve yola göre değişken pot basıncının tahmini için geliştirilen metodu açıklayan akış diyagramı

BÖLÜM 5

UYGULAMA

Çalışmada değişken pot çemberi basınçlarının tahmini için geliştirilen metot dikdörtgen geometriye sahip çift gözlü kapların şekillendirilmesinde uygulanmış ve parça olarak çift gözlü evye seçilmiştir (Şekil 5. 1).



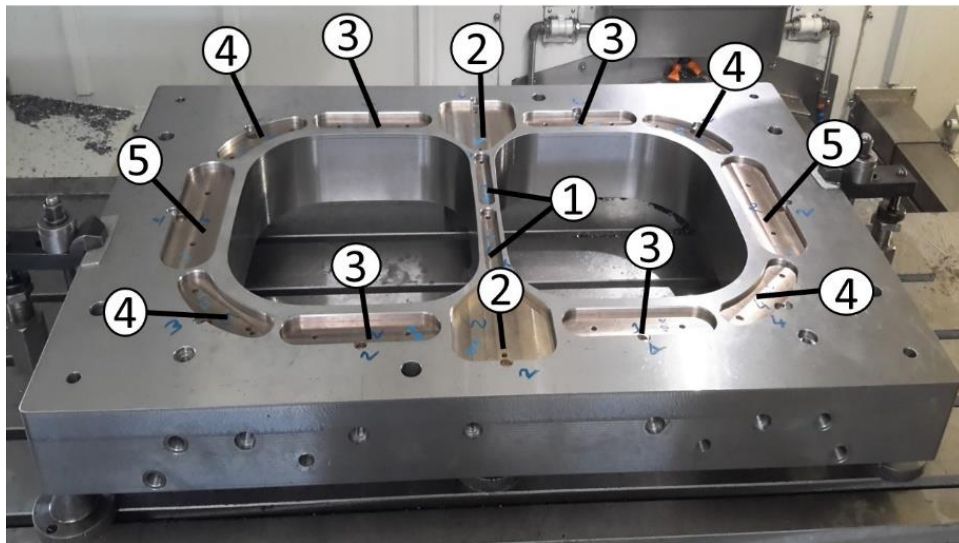
Şekil 5. 1 Tez kapsamında seçilmiş olan çift gözlü evye

Bölüm 4’de anlatılan metodun uygulanabilmesi için, prosesin sonlu eleman modelinin oluşturulması, modelin doğrulanması ve doğrulanmış model üzerinde optimizasyon çalışmasının gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bunun için öncelikle, tez kapsamında çalışılacak malzemenin mekanik özellikleri tek eksenli çekme testi ile belirlenmiş, prosesin sonlu eleman modeli oluşturulmuş ve malzeme özellikleri modele aktarılmıştır. Modeli doğrulamak için tez kapsamında seçilmiş olan çift gözlü evyenin geleneksel sistemle derin çekiminde kullanılan proses parametreleri KROM EVYE firmasından öğrenilmiş ve bu parametreler modele girilerek analiz gerçekleştirilmiştir. Deneyden ve

modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak, model doğrulanmıştır. Doğrulan model üzerinde tez kapsamında geliştirilen metot uygulanmış ve çift gözlü evyenin derin çekiminde pot basınçlarının bölgeye ve yola göre değişimi tahmin edilmiştir. Metoda göre tahmin edilen pot basınçları çok noktadan kontrollü hidrolik preste tanımlanarak hidrolik pres programlanmıştır. Bu bölümde, ilk olarak proje kapsamında geliştirilen çok noktadan kontrollü hidrolik sistem hakkında bilgi verilmiş, ardından tek eksenli çekme deneyleri, sonlu eleman modelinin kurulma ve modelin doğrulama aşamaları anlatılmıştır. Model doğrulandıktan sonra, Bölüm 4’de anlatılan metodun parça üzerinde uygulaması ve metoda göre tahmin edilen sonuçlar açıklanmıştır.

5.1 Çok Noktadan Kontrollü Hidrolik Sistem

Doktora tez çalışması kapsamında değişken pot çemberi basıncının uygulanabilmesi için geliştirilen çok noktadan kontrollü hidrolik sistem TÜBİTAK 1501 programından alınan destekle ÖZKOÇ firması ile birlikte oluşturulmuştur. Çalışmada hidrolik sistem tümüyle kalıba entegre edilmiştir ve proses sırasında pot çemberi elastik deformasyona uğratarak sacın farklı bölgelerinde farklı kuvvetler elde edilebilmiştir. Bunun için pot çemberinin altına ayrı bir plaka tasarlanmış ve hidrolik ünite bu plakaya entegre edilmiştir. Çalışmada ilk olarak plakaya 3 eksenli CNC freze tezgahı ile farklı geometrilerde boşluklar açılmış ve her bir boşluğa hidrolik basıncı uygulayacak pistonlar yerleştirilmiştir (Şekil 5. 2).



Şekil 5. 2 Plaka

Pistonların her biri farklı geometriye sahip olup, AMPCO 25 malzemeden imal edilmişlerdir. AMPCO alüminyum – bakır alaşımıdır ve özellikle paslanmaz çelik sacların derin çekiminde iyi bir yüzey kalitesi elde edebilmek için kullanılan bir malzemedir (Şekil 5. 3).



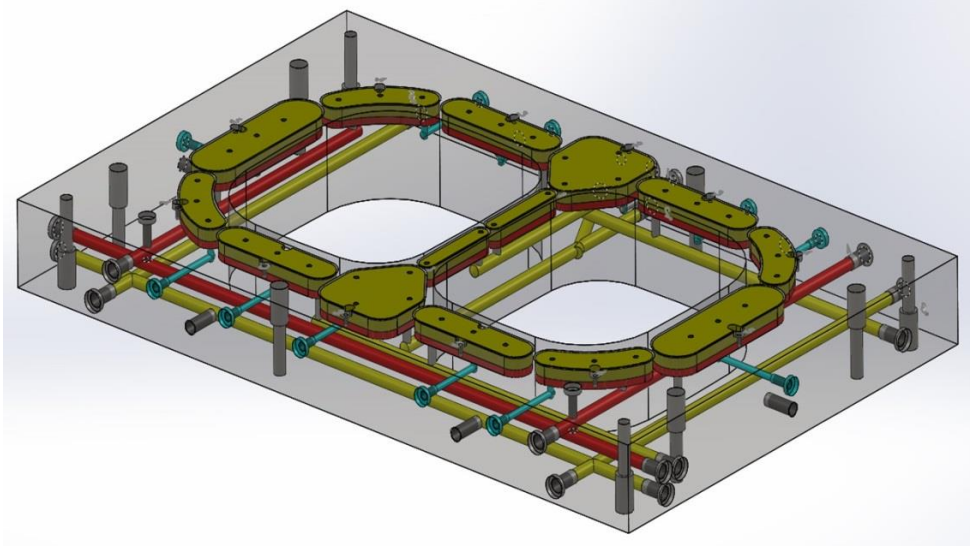
Şekil 5. 3 Pistonlar

Şekil 5. 2’de görüldüğü gibi plakada malzeme akışı beş farklı noktadan kontrol edilmektedir ve parça geometrisine göre bir dizilim gerçekleştirilmiştir. Köşe bölgelerde malzeme akışının az olması nedeniyle pistonların alanları küçük tutulurken (4 numaralı bölgeler), düz kenarlarda ise malzeme akışının fazla olması nedeniyle daha büyük alanlı pistonlar hazırlanmıştır (3 ve 5 numaralı bölgeler). Evyenin gözlerini birleştiren köprü bölgesi ise toplamda dört adet pistonla kontrol edilmektedir (1 ve 2 numaralı pistonlar) ve en büyük alana sahip pistonlar bu bölgeye yerleştirilmiştir. Çift gözlü evye imalatında, evyenin gözlerini birleştiren köprü bölgesinin proses sırasında hareketsiz kalması ve hiçbir şekilde bu bölgeden malzeme akışının olmaması gerekmektedir [49]. Bu nedenle en büyük alana sahip pistonlar bu bölge için hazırlanmıştır.

Hidrolik yağın pistonlara ulaşabilmesi için plaka içerisi 16,5 mm çaplı deliklerle delinerek bir hat düzeni oluşturulmuştur. Farklı basıncı uygulayacak pistonların farklı hatlar üzerinden yağ almasını sağlamak için deliklerin plaka yüksekliğine göre farklı mesafelerde olmasına dikkat edilmiştir. Şekil 5. 4’deki CAD resminde plaka içindeki hat düzeni gösterilmektedir.

Sistemde basınç 5 farklı bölgede değiştirileceği için her bölgeye özgü bir hidrolik devre tasarımı yapılmıştır. Plakanın köprü bölgesine yağın gönderilmesi için her biri 550 bar kapasiteli 2 adet yüksek basınçlı pistonlu pompa, diğer bölgeler için ise her biri 300 bar kapasiteli 3 adet dişli pompa kullanılmıştır ve her bir pistona gidecek yağ akışı da oransal

valflerle kontrol edilmiştir. Ayrıca ani basınç yükselmelerine karşı devreyi korumak için her bölgede bir basınç emniyet valfi, sistemdeki yağın istenilen yöne gitmesini sağlamak için bir yön kontrol valfi ve devredeki basıncın ölçülebilmesi için ise bir basınç transmitteri kullanılmıştır. Sistemin hidrolik devre şeması Ek – A’da verilmiştir. Yukarıda belirtilen tüm hidrolik devre elemanları bir depoya monte edilmiş ve deponun plakaya bağlantısı hidrolik hortumlarla sağlanmıştır (Şekil 5. 5 a ve b).

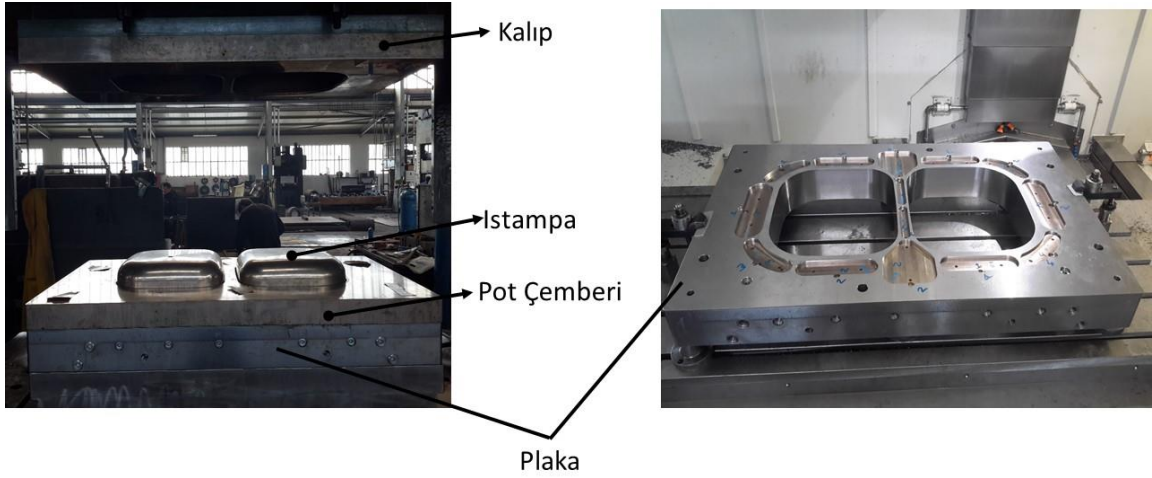


Şekil 5. 4 Plaka içerisindeki hat düzeni



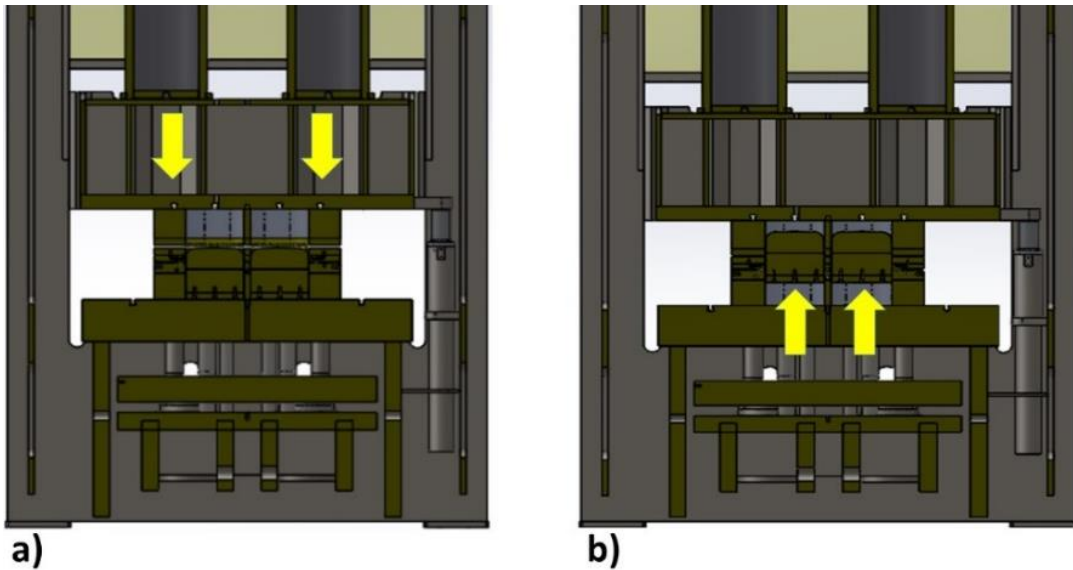
Şekil 5. 5 a) Elektrik motorları, pompalar ve oransal valflerin monte edildiği depo, b) Deponun kalıpla bağlantısının sağlanmış hali

Oluşturulan çok noktadan kontrollü sistem diğer kalıplarla birlikte 1200 tonluk alttan tahrikli hidrolik prese monte edilmiştir (Şekil 5. 6).



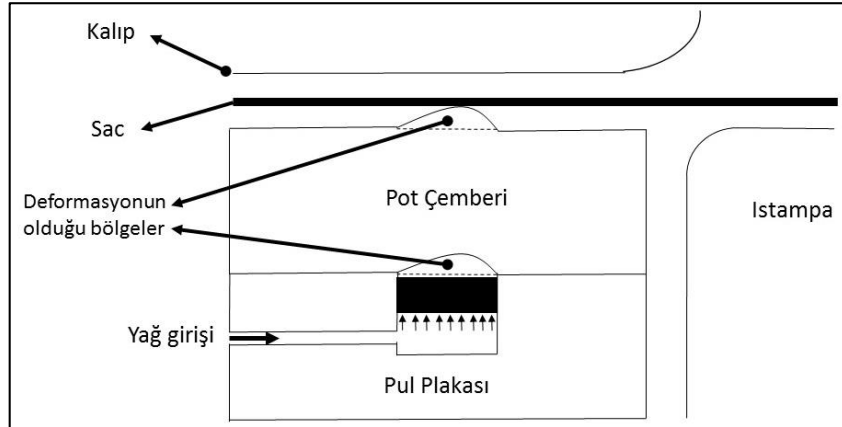
Şekil 5. 6 Kalıpların prese bağlanmış hali

Tez çalışmasında kullanılan hidrolik preste sırasıyla üst kısımda 1000 ton yük kapasitesine sahip iki adet, alt kısımda ise her biri 100 ton yük kapasitesine sahip 5 adet olmak üzere toplam 7 adet hidrolik silindir bulunmaktadır. Üstte bulunan silindirler proses sırasında aşağı doğru hareket ederek kapama işlemini gerçekleştirirken, altta bulunan hidrolik silindirler ise kapama işleminden sonra ıstampaları yukarı doğru hareket ettirerek sacın kalıp boşluğunun şeklini almasını sağlamaktadırlar. Şekil 5. 7 a ve b’de sırasıyla kapama işlemi ve ıstampaların yukarı hareketi gösterilmektedir.



Şekil 5. 7 Çift etkili hidrolik preste derin çekme prosesinin aşamaları a) Kapama, b) Istampaların yukarı hareketi

Sacın ıstampalar tarafından kalıp boşluğuna doğru hareketi sırasında, plakadaki ilgili boşluklara yağ gönderilmekte ve yağ basıncının pistonları ittirmesi ile pot çemberi kontrollü bir şekilde elastik deformasyona uğratarak farklı bölgelerde ve farklı derinliklerde pot basıncı değiştirilmektedir. Sistemin çalışma prensibi Şekil 5. 8’de gösterilmektedir.



Şekil 5. 8 Sistemin çalışması

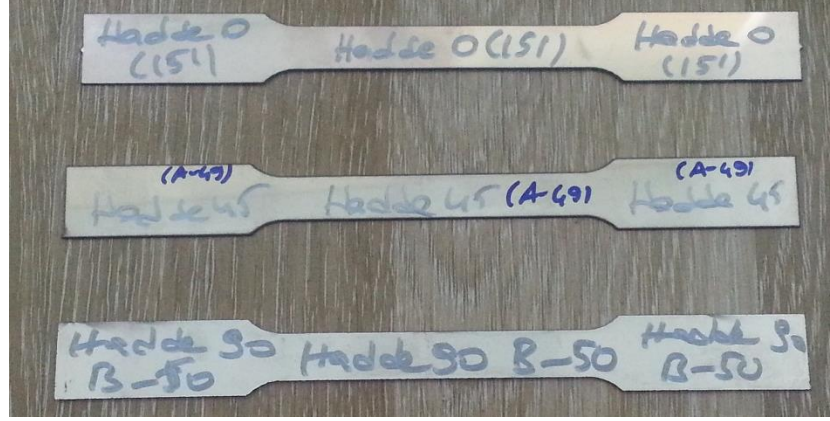
Plakada pistonların yerleştirildiği boşlukların her birinde sızdırmazlık elemanı olarak poliüretan keçeler kullanılmıştır. Sızdırmazlık elemanları proses sırasında plakadaki pistonların yaklaşık 0,4 mm dikey yönde hareket etmesine imkan sağlamaktadır. Bu hareket, pul plakasından pot çemberine doğru bölgesel kuvvetlerin ortaya çıkmasını sağlamaktadır. Sistemde pistonların hareketleri oransal valflerle bağımsız bir şekilde kontrol edilebildiğinden pot çemberi basıncı bölgeye ve yola bağlı olarak değiştirilebilmektedir.

5.2 Tek Eksenli Çekme Deneyleri

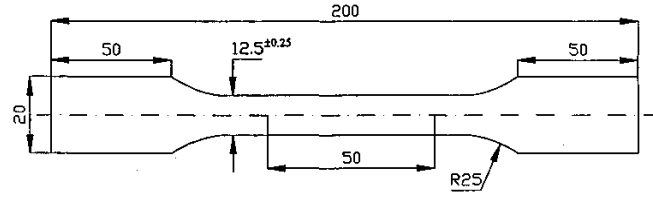
Doktora tezi kapsamında çalışılan ostenitik (304) paslanmaz çelik sacın mekanik özellikleri tek eksenli çekme testi ile belirlenmiştir. Çekme numuneleri, malzemenin haddeleme doğrultusu ile sırasıyla 0° , 45° ve 90° açı yapan doğrultularda sac plakalardan laser kesim yöntemiyle kesilerek, ASTM E8M standardına göre hazırlanmıştır. Numune kalınlığı 0,8 mm’dir.

Şekil 5. 9 ve Şekil 5. 10’da sırasıyla 304 paslanmaz çelik sac için hazırlanmış çekme deney numuneleri ve ASTM E8M standardına göre çekme deneyi numunelerinin boyutları

şematik olarak gösterilmektedir [94]. Tez çalışması kapsamında yapılan çekme deneyleri Şekil 5. 11’de gösterilen 50 kN kapasiteli, video ekstansometreli bir çekme deney cihazında gerçekleştirilmiştir. Test sırasında numunelerde meydana gelen uzama miktarları cihazda bulunan CCD kameralarla takip edilmekte ve bir program aracılığıyla bilgisayara aktarılmaktadır.



Şekil 5. 9 304 paslanmaz çelik sac için hadde yönüne göre farklı doğrultularda hazırlanmış çekme deney numuneleri



Şekil 5. 10 Çekme deneyi numunesi boyutları [94]



Şekil 5. 11 Shimadzu çekme deneyi cihazı

5.2.1 304 Paslanmaz Çelik Sacın Gerinim Hızına Bağlı Olarak Mekanik Özelliklerinin Değişimi

Çalışmada, gerinim hızına bağlı olarak 304 paslanmaz çelik sacın mekanik özelliklerinin nasıl değiştiği incelenmiş ve sonuçlar yorumlanmıştır. Bunun için deney numuneleri $\dot{\epsilon} = 0,001 \text{ s}^{-1}$, $\dot{\epsilon} = 0,005 \text{ s}^{-1}$, $\dot{\epsilon} = 0,008 \text{ s}^{-1}$ ve $\dot{\epsilon} = 0,02 \text{ s}^{-1}$ olmak üzere dört farklı gerinim hızı değerinde çekme testine tabi tutulmuştur. Belirtilen hız değerlerinde, üç haddeleme yönünün her biri için deney üç kez tekrar edilmiş ve sonuçların ortalamaları alınmıştır (Şekil 5. 12).



Şekil 5. 12 Çekme deneyi sonrası numuneler

Çekme deneyi esnasında ölçülen çekme kuvveti (F) ve numune yüzeylerine çizilen referans çizgilerinin yer değiştirme miktarı ($\Delta L = L - L_0$) eşitlik 5. 1 ve 5. 2’de yerine konularak, malzemeye ait mühendislik gerilmesi ($\sigma_{müh}$), mühendislik gerinimi (ϵ) elde edilmiş ve eğriler çizilmiştir.

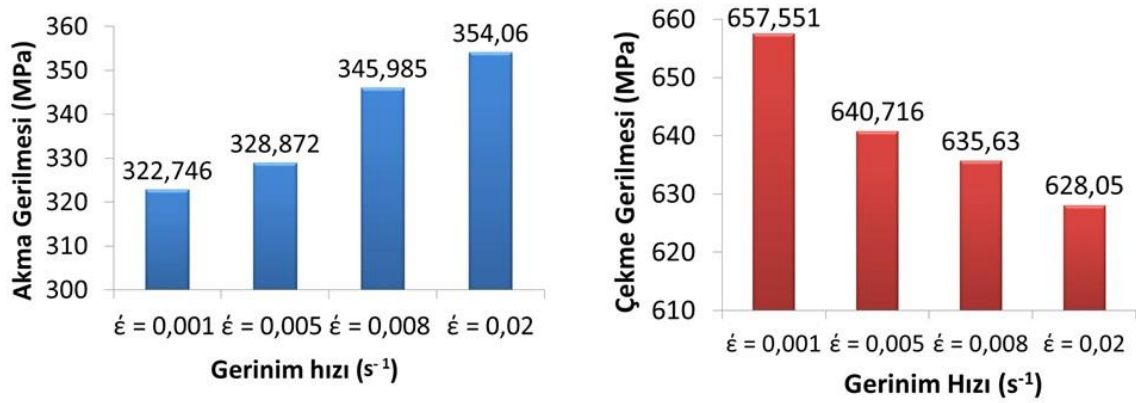
$$\sigma_{müh} = F/A_0 \quad (5.1)$$

$$\epsilon = \Delta L/L_0 \quad (5.2)$$

Burada A_0 malzemenin başlangıç kesit alanı, ΔL anlık alınan uzama miktarı ve L_0 ise numunenin ilk boyudur. Yukarıdaki işlemler, her üç doğrultu (0° , 45° ve 90°) için de tekrar edilmiştir. Mühendislik gerilmesi ve mühendislik gerinim eğrilerinden

yararlanarak malzemeye ait standart çekme özellikleri olan % 0,2 akma dayanımı (σ_{ak}), çekme dayanımı ($\sigma_{çek}$) ve toplam uzama (ε_{top}) değerleri elde edilmiştir.

Şekil 5. 13’de 304 paslanmaz çeliğin akma ve çekme dayanımlarının gerinim hızı ile değişimi gösterilmektedir.

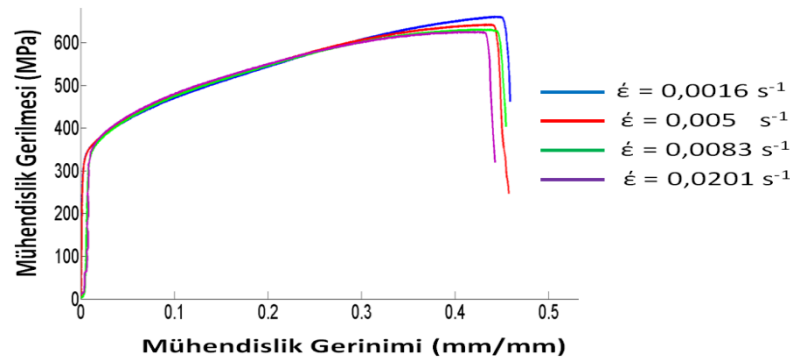


Şekil 5. 13 304 paslanmaz çeliğin akma ve çekme dayanımlarının gerinim hızına göre değişimi

Şekil 5. 13’de, gerinim hızı arttıkça 304 paslanmaz çeliğin akma dayanımının arttığı, çekme dayanımının ise azaldığı görülmektedir. Malzemenin çekme dayanımındaki bu azalma, 304 paslanmaz çelikteki kalıntı ostenitin, martenzit fazına olan dönüşümünün azalmasından kaynaklanmaktadır. Çünkü artan şekil değiştirme hızlarında, malzeme adyabatik olarak daha fazla ısınmakta bu da martenzit fazına olan dönüşümü geciktirmektedir [95]. 304 paslanmaz çeliklerin içyapısında bulunan kararsız haldeki kalıntı ostenit, uygulanan plastik deformasyona bağlı olarak martenzit fazına dönüşmektedir. Bu durum malzemenin plastik şekil değiştirme kabiliyetine büyük katkı sağlamaktadır. Çünkü kalıntı ostenit martenzit fazına dönüştükçe, malzemenin şekillendirilmesi süresince içyapıda oluşan mikro çatlakların büyüyerek ilerlemesi geciktirilebilmektedir. Bu da malzemede ortaya çıkabilecek boyun vermenin ertelenmesini ve şekillendirilebilirliğin artmasını sağlamaktadır.

Yukarıda bahsedilen nedenlerden ötürü, artan şekil değiştirme hızlarında martenzit dönüşümü azaldığı için mikro çatlakların ilerlemesi önlenememekte, bu da malzemenin çekme dayanımının azalmasına neden olmaktadır. Buna karşın, artan gerinim hızlarında malzemenin kopuncaya kadar gösterdiği uzamalarda az da olsa bir düşüş

gözlemlenmiştir. Bu durum 304 paslanmaz çelik sac için Şekil 5.14’de farklı hızlarda elde edilen mühendislik gerilmesi-mühendislik gerinimi eğrilerinde görülmektedir.



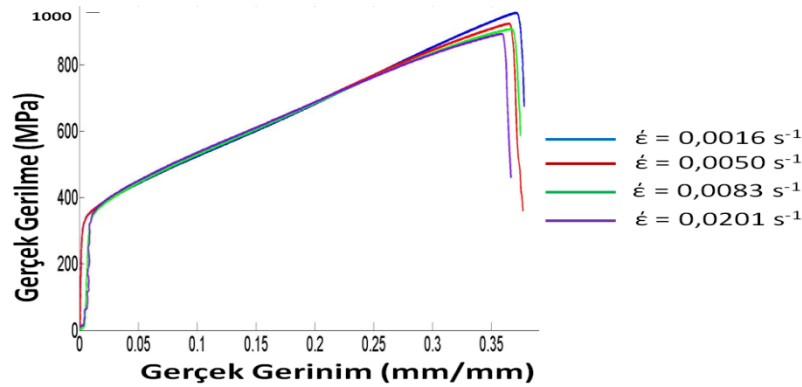
Şekil 5. 14 304 paslanmaz çelik sacın farklı gerinim hızlarında elde edilen mühendislik gerilmesi-mühendislik gerinim eğrileri

Mühendislik gerilmesi ve mühendislik gerinim eğrilerinin elde edilmesinden sonra aşağıda verilen eşitlik 5. 3 ve 5. 4’den yararlanarak gerçek gerilme (σ_{ger}) - gerçek gerinim (φ) eğrilerine geçilmiştir.

$$\sigma_{ger} = \sigma_{müh}(1 + \varepsilon) \quad (5.3)$$

$$\varphi = \ln(1 + \varepsilon) \quad (5.4)$$

304 paslanmaz çelik sac için farklı gerinim hızlarında elde edilen gerçek gerilme-gerçek gerinim eğrileri Şekil 5. 15’de gösterilmektedir.



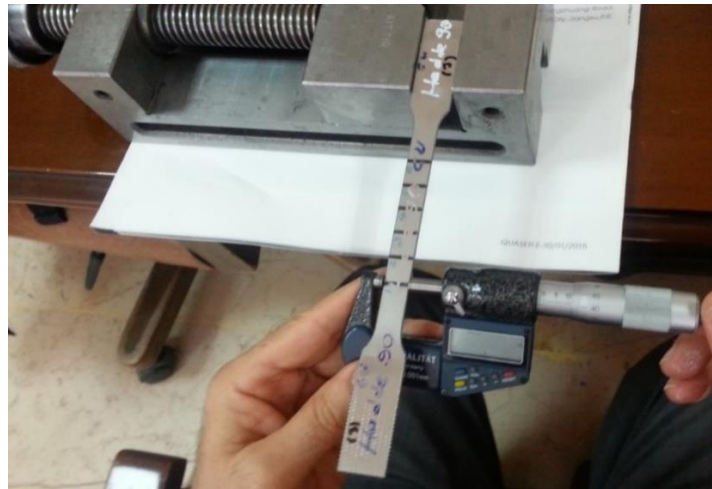
Şekil 5. 15 304 paslanmaz çelik sacın farklı gerinim hızlarında gerçek gerilme - gerçek gerinim eğrileri

Şekil değiştirme hızına göre malzeme davranışında meydana gelen bu değişimler haddeleme yönüne 45^0 ve 90^0 açı yapan doğrultularda da benzer şekilde gözlemlenmiştir.

5.2.2 304 Paslanmaz Çelik Sacın Anizotropi Özelliklerinin Belirlenmesi

Tez çalışması kapsamında, malzemenin anizotropi değerleri ASTM E517 standardına göre belirlenmiştir [42]. Malzemelere ait anizotropi değerleri, deney numunesine uygulanan deformasyon miktarının artması ile değişebilmektedir. Literatürde, %15'lik mühendislik gerinimine karşılık gelen anizotropi değerlerinin kullanılması tavsiye edilmektedir [96]. Bu nedenle deney sırasında tüm numuneler, %15'lik mühendislik gerinim değerine kadar çekilmiştir. Deneylerde gerinim hızı $\dot{\epsilon} = 0,0083 \text{ s}^{-1}$ değerinde sabit tutulmuştur. Anizotropi katsayısının hassas olarak belirlenebilmesi için deney öncesinde numunelerin ölçü boyu içerisinde eşit aralıklarla çizgiler çizilmiş ve bu çizgiler üzerinde numunelerin genişlikleri ve kalınlıkları mikrometre ile ölçülerek kaydedilmiştir. Deney sonrasında numuneler çenelerden alınmış ve aynı çizgiler üzerinden ölçümler gerçekleştirilerek daralan bölgedeki son genişlik ve kalınlık değerleri belirlenmiştir. (Şekil 5.16)

Deney öncesi ve sonrasında numunenin farklı noktalarından ölçülen genişlik ve kalınlık değerleri Eşitlik 2. 1'de yerine konulmuş ve bu noktalardaki anizotropi katsayısı ayrı ayrı belirlenmiştir. Ardından her bir çizgi için tespit edilen değerlerin ortalamaları alınarak numunenin anizotropi katsayısı belirlenmiştir. Bu prosedür, her üç doğrultu için (0° , 45° ve 90°) üç kez tekrar edilmiş ve elde edilen değerlerin ortalamaları alınarak malzemenin haddeleme yönüne paralel, diyagonal ve dik doğrultulardaki anizotropi katsayıları elde edilmiştir.



Şekil 5. 16 Deney sonrası numunenin daralan bölgesinde genişliğin farklı noktalardan ölçümü

Üç doğrultu için elde edilen anizotropi katsayıları Eşitlik 2. 2 ve Eşitlik 2. 3'de yerine konarak sırasıyla malzemeye ait ortalama anizotropi ($\bar{R}$) ve düzlemsel anizotropi (ΔR) katsayıları elde edilmiştir. Elde edilen değerler Çizelge 5. 1 de gösterilmektedir.

Çizelge 5. 1 Anizotropi katsayıları

HADDE YÖNÜ	ANİZOTROPİ KATSAYILARI
R_0	1,139
R_{45}	1,846
R_{90}	0,960
$\bar{R}$	1,448
ΔR	-0,796

Malzemelerde $\bar{R}$ parametresi derin çekilebilirliği, ΔR parametresi ise derin çekme prosesinde kulak oluşumunu kontrol eden malzeme özellikleridir. Burada, 304 paslanmaz çelik sacın ortalama anizotropi katsayısının birden büyük olması (1,448) malzemede anizotropinin var olduğunu, şekillendirme sırasında genişlik yönündeki gerinimlerin kalınlık yönündeki gerinimlerden daha büyük olduğunu ve buna bağlı olarak malzemenin derin çekme sırasında incelmeye karşı olan direncinin yüksek olduğunu göstermektedir. Düzlemsel anizotropi katsayısının ise negatif yönde büyük olması (-0,796) bu malzemeden şekillendirilecek parçalarda kulak oluşumu görülme eğiliminin yüksek olduğunu göstermektedir.

5.2.3 304 Paslanmaz Çelik Sacın Şekillendirme Hız Duyarlılık Üstelinin Belirlenmesi

Sabit sıcaklık ve gerinim değerinde malzemenin akma gerilmesiyle gerinim hızı arasındaki ilişki Eşitlik 5. 5'de ifade edilmektedir.

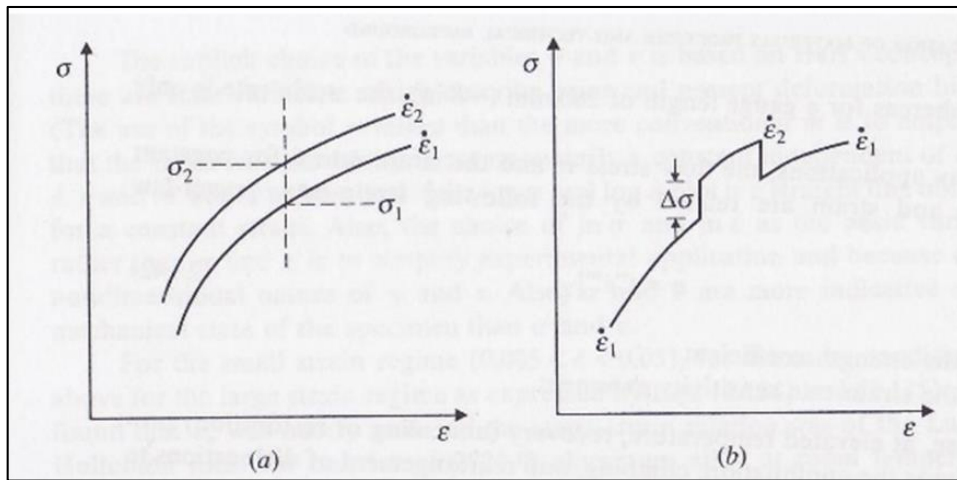
$$\sigma = C(\dot{\epsilon})^m \quad (5.5)$$

Burada C bir malzeme sabiti, m ise şekil değiştirme hızına duyarlılık üstelidir. Oda sıcaklığında metallerin çoğu için m değeri oldukça düşüktür (0 - 0,03 arasında). Eşitlik 5. 5'in her iki tarafının logaritmasının alınmasıyla aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$m = \log(\sigma_2/\sigma_1)/\log(\dot{\epsilon}_2/\dot{\epsilon}_1) \quad (5.6)$$

m 'in belirlenmesinde iki metot uygulanmaktadır. Birinci metotta, farklı gerinim hızlarında malzemenin gerilme-gerinim eğrileri elde edilir ve Eşitlik 5. 5 kullanılarak sabit bir gerinim değeri için gerilmeler oranlanır. Diğer yöntem ise literatürde sıçrama testi (jump test) olarak ifade edilmektedir. Burada, çekme testi sırasında gerinim hızında ani değişiklik yapıp, buna karşılık gelen gerilme değerlerinin logaritmalarının Eşitlik 5. 6'da birbirine oranlanmasıyla m değeri elde edilmektedir. İki metot Şekil 5. 17'de gösterilmektedir [46].

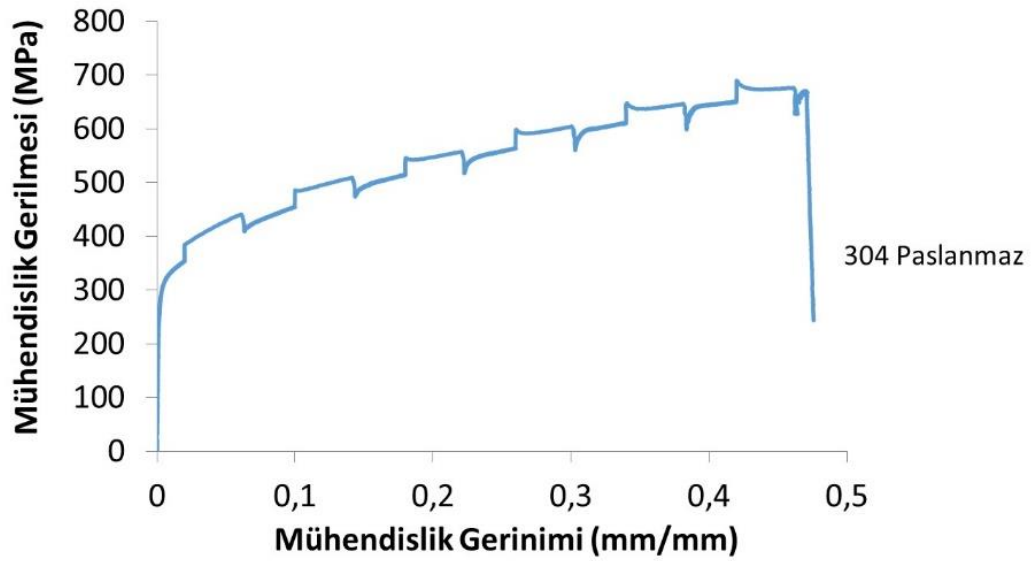
Tez kapsamında, m değerinin belirlenmesinde sıçrama testi tercih edilmiştir. Çünkü diğer test yöntemi ile karşılaştırıldığında, sıçrama testi aynı deney numunesi üzerinde gerçekleştirilmektedir ve bu nedenle sonuçları daha güvenilir olmaktadır. Burada deney numunelerine 100 katlık bir hız farkı oluşturulmuş ve deneyler numuneler kopana kadar sürdürülmüştür.



Şekil 5. 17 m 'in belirlenmesinde uygulanan iki metot. (a) Farklı gerinim hızlarında elde edilen gerilme-gerinim eğrilerinin sabit bir gerinim değerinde karşılaştırılması. (b) Sıçrama testi [46]

Sıçrama testi her üç haddelendirme yönü için yapılmış ve deney üç kez tekrar edilerek sonuçların ortalamaları alınmıştır. Şekil değiştirme hızı duyarlılık üstelinin belirlenmesinde gerilme pikleri kullanılarak m değeri Eşitlik 5. 6'ya göre belirlenmiştir.

304 paslanmaz çelik saca 100 katlık bir hız farkı oluşturularak elde edilen mühendislik gerilmesi-mühendislik gerinimi grafiği Şekil 5.18’de gösterilmektedir.



Şekil 5. 18 304 paslanmaz çelik sacın sıçrama testi sonucunda elde edilen mühendislik gerilmesi - mühendislik gerinimi grafiği

Malzemenin üç haddeleme yönünün her biri için elde edilen m değerleri Çizelge 5. 2’de gösterilmektedir. Çizelge 5. 2’de görüldüğü gibi malzemenin şekil değiştirme hızı duyarlılık üsteli, her üç haddeleme yönü için de düşük değerler almaktadır. Bu sonuç metallerin çoğunun oda sıcaklığında şekil değiştirme hızına hassasiyetlerinin çok az olduğunu doğrulamaktadır. Dolayısıyla şekillendirme esnasında pres hızında değişiklikler olsa bile, bu değişiklik malzemenin akış davranışını önemli ölçüde değiştirmeyecektir.

Çizelge 5. 2 304 paslanmaz çelik sacın her üç haddeleme yönü için elde edilen m değerleri

HADDE YÖNÜ	ŞEKİL DEĞİŞTİRME HIZI DUYARLILIK ÜSTELİ (m)
0^0	$m = 0,010$
45^0	$m = 0,008$
90^0	$m = 0,010$
Ortalama	$m_{ort} = 0,0093$

5.2.4 Akma Eğrisinin Modellenmesi ve Pekleşme Üstelinin Belirlenmesi

Sonlu eleman programlarında gerçekleştirilen şekillendirme simülasyonlarının doğruluğu, malzemenin plastik davranışının nasıl tanımlandığı ile yakından ilgilidir [97]. Malzemeler, farklı şekil değiştirme hızlarında ve sıcaklıklarda farklı davranış göstermektedirler. Bu nedenle malzeme davranışını tahmin edebilmek için farklı hızlarda ve sıcaklıklarda testlerin yapılması gerekmektedir. Ancak, malzeme davranışının her sıcaklık ve hız değeri için ayrı ayrı deneysel olarak belirlenmesi pahalı ve zaman alıcı bir yöntemdir. Bunun yerine, malzeme davranışını farklı koşullarda tahmin edebilecek modellerin kullanılması daha ekonomik ve pratik bir yoldur. Bu noktada kullanılacak matematiksel modelin, çalışılan malzemeye ne ölçüde uyduğunun belirlenmesi gerekmektedir. Bu nedenle, tez çalışması kapsamında literatürde yaygın olarak kullanılan modeller incelenmiş ve bu modellerin 304 paslanmaz çeliğin davranışını tahmin etmesindeki doğruluk derecesi araştırılmıştır. Literatürde bulunan modeller kuasi-statik ve dinamik akma eğrisi modelleri olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Kuasi-statik modeller genelde gerinime bağlı iken, dinamik akma eğrisi modelleri ise gerinim, gerinim hızı ve sıcaklık gibi parametrelere bağlıdır. Tez kapsamında çalışılan malzemenin şekil değiştirme hız duyarlılığının oldukça düşük olması ve deneylerin oda sıcaklığında gerçekleştirilecek olması nedeniyle çalışmada dinamik akma eğrisi modelleri incelenmemiş olup, sadece kuasi-statik akma eğrisi modelleri incelenmiştir.

5.2.5 Kuasi-Statik Yapısal Denklemlerin 304 Paslanmaz Çelik Sac İçin İncelenmesi

Kuasi-statik yapısal denklemler, düşük şekil değiştirme hızları ve oda sıcaklığında gerçekleştirilen şekillendirme koşullarındaki malzeme davranışının tanımlanmasında kullanılmaktadır. Bu denklemlerde, akma gerilmesi plastik gerinimin bir fonksiyonu olarak karşımıza çıkmaktadır [97]. Çalışmada, literatürde bulunan kuasi-statik modeller incelenmiş ve her bir gerinim hızı için elde edilen deneysel akma eğrileri üzerinde bu modellerin karşılaştırılması yapılmıştır. Tez kapsamında incelenen modeller Çizelge 5. 3 de gösterilmektedir. Çizelge 5. 3'de verilen eşitliklerde K malzemenin mukavemet katsayısını, ε_p plastik gerinimi, n pekleşme üstelini, σ_0 akma dayanımını, ε_0 akma başladığı andaki elastik gerinim değerini, A, B, C ve β ise malzeme sabitlerini göstermektedir.

Çizelge 5. 3 İncelenen kuasi-statik akma eğrisi modelleri

MODELLER	EŞİTLİKLER	
Hollomon	$\sigma = K(\varepsilon_p)^n$	5.7
Ludwik	$\sigma = \sigma_0 + K(\varepsilon_p)^n$	5.8
Swift	$\sigma = K(\varepsilon_0 + \varepsilon_p)^n$	5.9
El-Magd	$\sigma = A + B\varepsilon_p + C[1 - e^{(-\beta\varepsilon_p)}]$	5.10

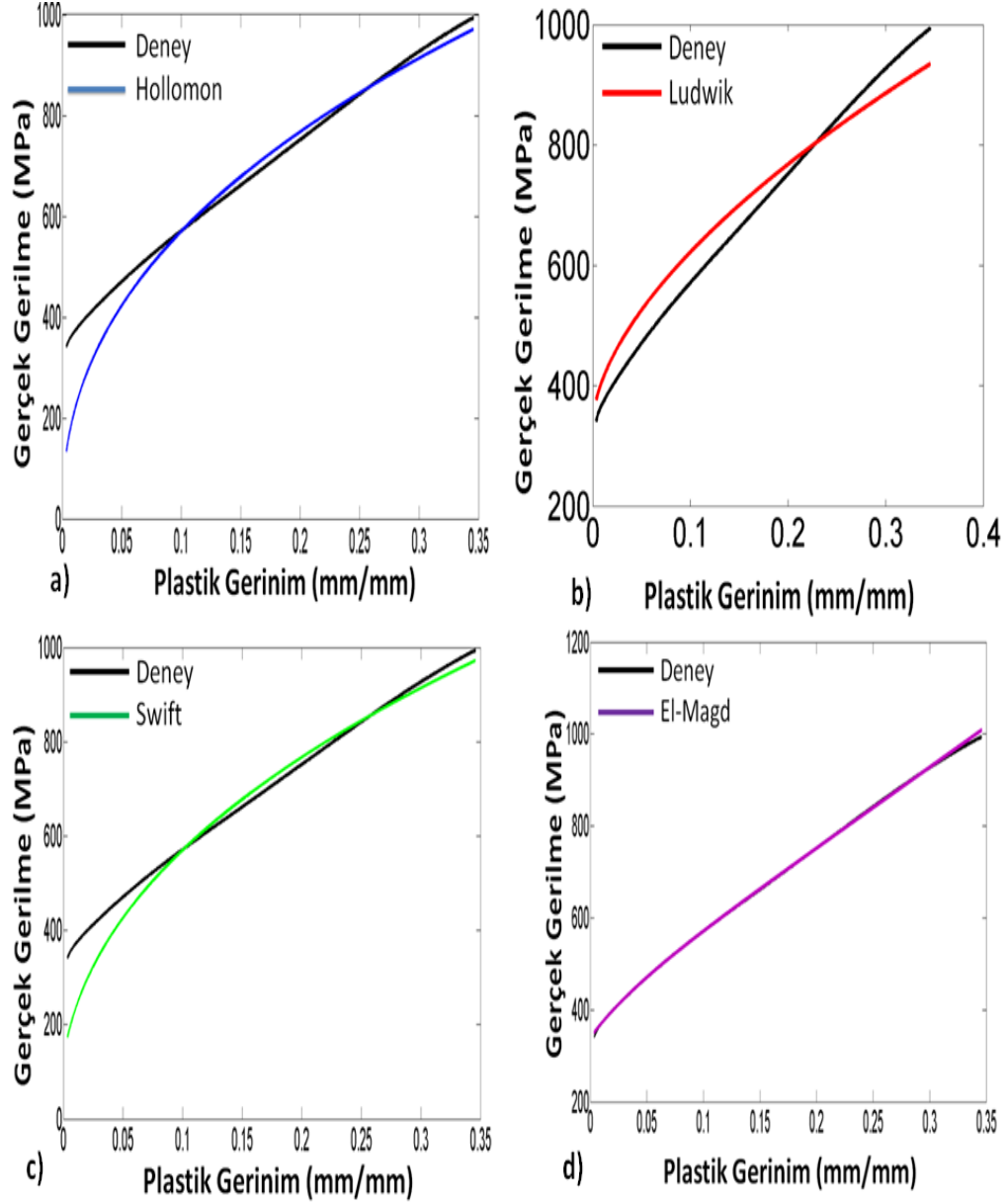
Sonlu eleman programlarında malzemelerin akma eğrilerinin programa tanıtılmasında plastik gerinim verileri kullanıldığı için, öncelikle malzemenin plastik gerinim değerleri belirlenmiştir. Bunun için çekme testinden elde edilen gerçek gerilme-gerçek gerinim eğrisinden Eşitlik 5. 11'e göre plastik gerinim değerleri elde edilmiştir.

$$Efektif\ plastik\ gerinim = Gerçek\ gerinim - \frac{Gerçek\ gerilme}{Elastiklik\ modülü} \quad (5.11)$$

Plastik gerinim değerlerinin elde edilmesinden sonra, Çizelge 5. 3'de verilen modellerin her biri, malzemenin akma dayanımı ile çekme dayanımı arasında kalan uniform plastik deformasyon bölgesi üzerinde karşılaştırılmıştır. Modellerin içerisinde bulunan malzeme sabitleri, modellerin deneysel verilere uydurulması ile belirlenmiştir. Eğri uydurma işlemi Matlab programında gerçekleştirilmiş olup, nonlinear en küçük kare metodu ve Levenberg-Marquardt algoritması kullanılmıştır. Şekil 5. 19'da 304 paslanmaz çelik sacın $\dot{\varepsilon} = 0,001\ s^{-1}$ gerinim hızında elde edilen deneysel akma eğrisi ile kuasi-statik modellerin karşılaştırılması ve Çizelge 5. 4'de eğri uydurma sonucu bu modellerden elde edilen malzeme parametreleri gösterilmektedir. Modellerin deneysel verilere uygunluğu istatistiksel parametrelerden belirlilik katsayısına (R^2) göre değerlendirilmiştir.

Şekil 5. 20'de 304 paslanmaz çelik sac için modellerin R^2 değerlerine göre karşılaştırılmaları gösterilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde malzemenin akma eğrisinin tanımlanmasında en iyi uyumu El-Magd modelinin verdiği görülmektedir. Diğer modellerle karşılaştırıldığında, El-Magd modelinin üstel bir terime sahip olması ve terim sayısının diğer modellere göre daha fazla olması, modelin deney sonuçlarına uyma kabiliyetini artırmaktadır. Bu nedenle El-Magd modeli diğer kuasi-statik modellerin

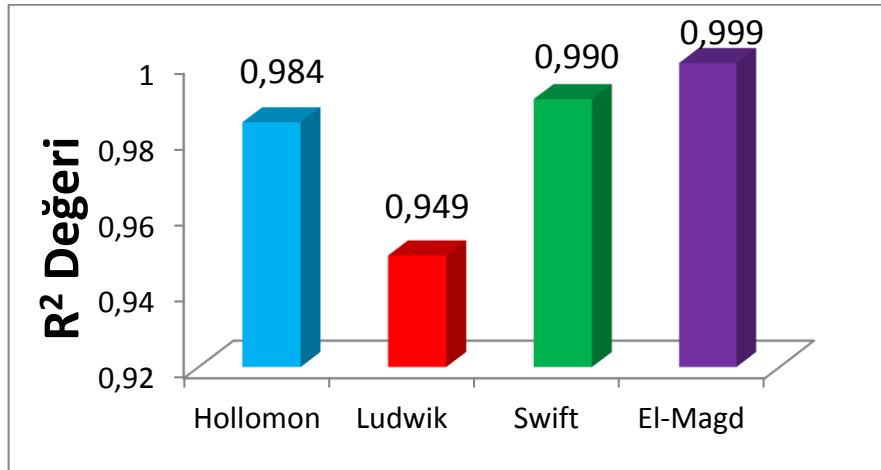
içerisinde en yüksek R^2 değerine sahiptir. El-Magd'ın dışındaki modeller incelendiğinde 304 paslanmaz çelik için Swift modelinin diğer iki modele kıyasla daha başarılı olduğu Ludwik modelinin ise en kötü uyumu sergilediği görülmüştür [98].



Şekil 5. 19 304 paslanmaz çelik için deneysel akma eğrisi ile kuasi-statik modellerin karşılaştırılması a) Hollomon, b) Ludwik, c) Swift, d) El-Magd

Çizelge 5. 4 304 paslanmaz çelik sac için farklı modellerden elde edilen malzeme parametreleri

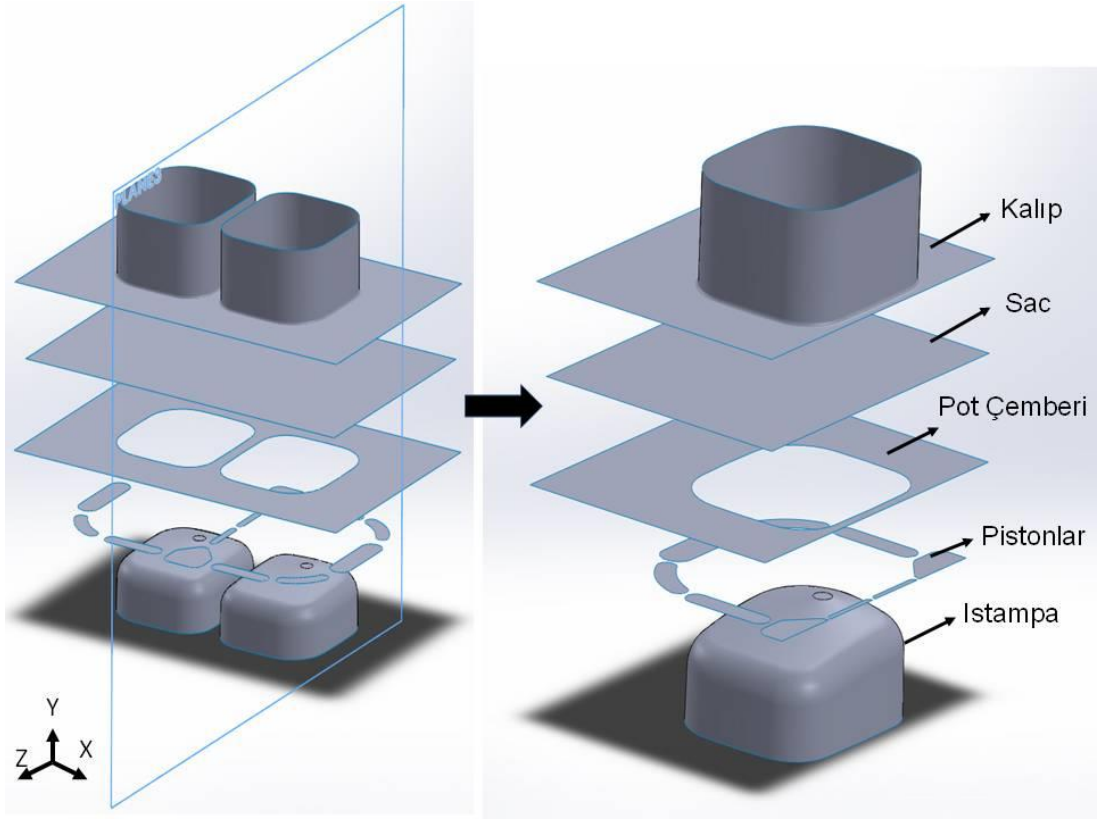
MODELLER	K [MPa]	n	ϵ_0	A	B	C	β
HOLLOMON	1532	0.429	-	-	-	-	-
LUDWIK	1126	0.6	-	-	-	-	-
SWİFT	1549	0.443	0.0024268	-	-	-	-
EL-MAGD	-	-	-	340.6	1757	60.3	24.36



Şekil 5. 20 304 paslanmaz çelik sac için modellerin R^2 değerleri

5.3 Sonlu Eleman Modeli

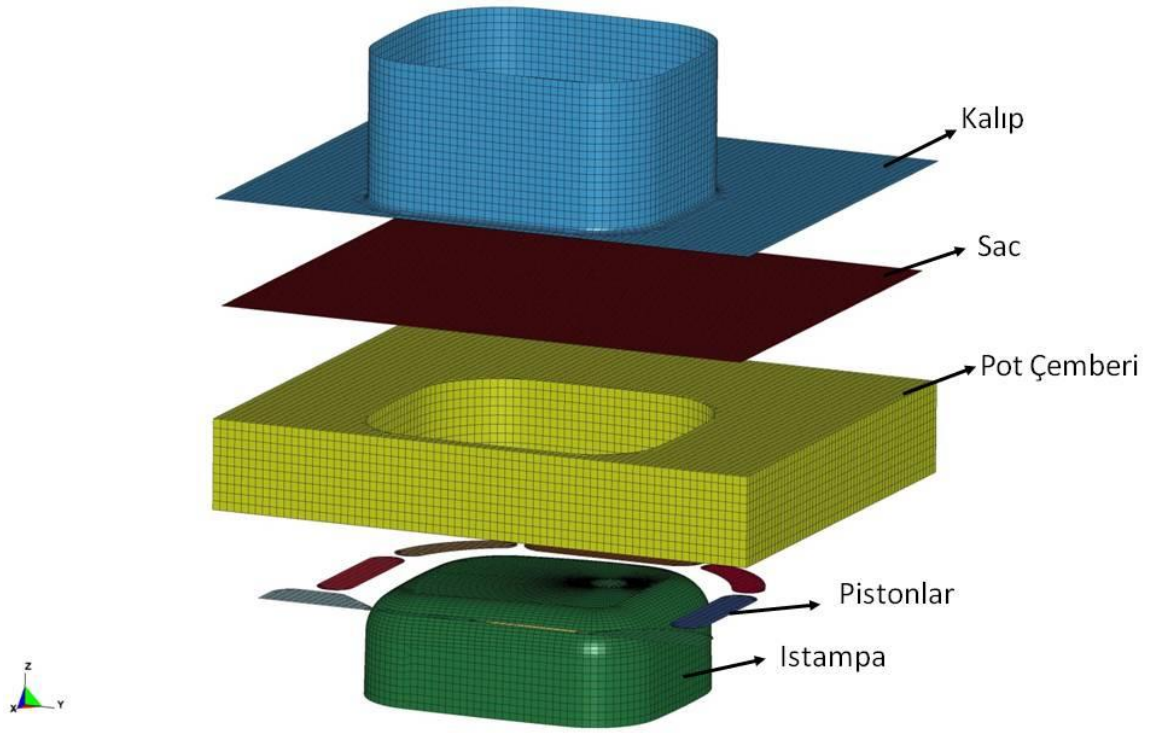
Tez çalışmasında, çift gözlü evyenin değişken pot basıncı ile derin çekiminin sonlu eleman modeli hazırlanmıştır. Sonlu eleman modeli oluşturulmadan önce tüm parçalar Solid Works 2013 programında yüzey olarak çizilmiştir. Parçaların geometrileri incelendiğinde kalıp, ıstampa ve pot çemberinin yan duvar radyüslerinin X-Y düzlemine göre simetrik olduğu, ıstampaların üst yüzeylerinde eğimin olduğu ve bu eğimin ise Y-Z düzlemine göre simetrik olduğu görülmüştür. Bu nedenle çalışmada parçalar dörtte bir modellenemeyip, Y-Z düzlemine göre yarım modellenebilmiştir. Şekil 5.21’de parçaların tam halinin ve YZ düzlemine göre yarım halinin CAD modeli gösterilmektedir.



Şekil 5. 21 Parçaların tam ve yarım CAD modeli

5.3.1 Parçaların Elemanlara Ayrılması (Meshleme)

Parçaların CAD modelinin tamamlanmasından sonra tüm parçalar IGES formatına dönüştürülmüş ve sonlu eleman analizi için Dynaform 5. 9 programına aktarılmıştır. Program içerisinde parçalar isimlendirilmiş ve strok yönü Z yönüne gelecek şekilde programda ayarlanmıştır. Sac, kalıp, ıstampa ve pistonlar kabuk elemanlarla, pot çemberi ise katı elemanlarla meshlenmiştir. Pot çemberinde kalınlığın diğer iki boyutla karşılaştırıldığında ihmal edilemeyecek büyüklüğe sahip olduğu için, pot çemberi kabuk elemanlarla modellenmemiştir. 120 mm kalınlığındaki pot çemberi kalınlık boyunca toplam 10 elemanla geçilmiş olup, her biri $10 \times 10 \times 12$ mm boyutlarında katı elemanlarla meshlenmiştir. Modelde kabuk elemanlarla meshlenmiş parçalar için Belytschko – Tsay kabuk eleman formülasyonu, pot çemberinde ise sabit gerilmeli katı eleman formülasyonu kullanılmıştır. Hesaplama zamanı ve analiz sonuçlarının doğruluğu göz önünde tutularak, sacın kalınlığı boyunca integrasyon nokta sayısı 5 olarak seçilmiştir. Şekil 5. 22’de hazırlanmış sonlu eleman modeli gösterilmektedir.



Şekil 5. 22 Sonlu eleman modeli

5.3.2 Malzeme Modelinin Tanımlanması

Modelde; ıstampa, kalıp ve pistonlar rijid olarak (MAT 20), pot çemberi ise proses sırasındaki elastik şekil değişimini hesaba katabilmek için elastik olarak (MAT 1) modellenmiştir. Sac malzemenin çekme testlerinden elde edilen sonuçlara göre üç doğrultuda da farklı özellikler gösterdiği görülmüştür. Bu nedenle sonlu eleman modelinde, sac malzemenin anizotropik davranışını tanımlayabilecek uygun bir malzeme modelinin seçilmesi gerekmektedir. Bunun için tez çalışması kapsamında çeşitli düzlem gerilmeli ortotropik akma kriterleri incelenmiş ve bu kriterlerden en yaygın kullanılan Hill 48 (MAT 37) ve Barlat 89 (MAT 36) akma kriterlerinin sac malzeme için uygun olabileceği düşünülmüştür. Bu iki kriterden hangisinin malzeme için daha uygun olduğunun belirlenmesinde, malzemenin mekanik özelliklerinin hadde yönüne göre değişimini kriterlerin tahmin edebilme kabiliyetleri ve bu kriterlere göre gerçekleştirilen simülasyonların deney sonuçlarına uyumu dikkate alınmıştır. Malzemenin pekleşme eğrisinin programa tanıtılmasında Swift denklemi kullanılmıştır. Çekme testleri ile en iyi

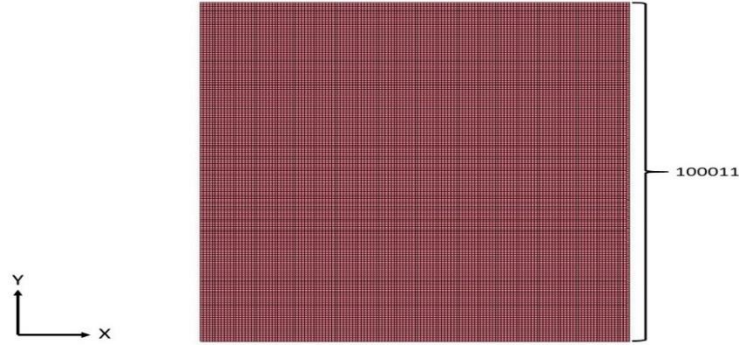
uyumu El-Magd denklemi vermesine rağmen, Swift denkleminin kullanılmasının sebebi şekillendirme sınır diyagramının (ŞSD) tanımlanması ile ilgilidir. Program tarafından ŞSD Keeler'in formülasyonuna göre tanımlanmaktadır ve bu formulasyona göre ŞSD'nin oluşturulabilmesi için malzemenin pekleşme üsteli ve sac kalınlığının girilmesi gerekmektedir. El-Magd denkleminde pekleşme üsteli bulunmadığı için programda ŞSD tanımlanamamakta ve bu da analizde hasar olabilecek bölgelerin tespit edilememesine sebebiyet vermektedir. Bu nedenle çalışmada, pekleşme eğrisinin tanımlanmasında El-Magd denkleminden sonra en iyi uyumu gösteren Swift denklemini kullanılmıştır. Swift denklemini ile ilgili malzeme parametreleri çekme testlerinden elde edilmiştir ve değerleri Çizelge 5. 4'de verilmektedir. Malzemenin anizotropi durumu Hill 48 akma kriterinde ortalama anizotropi katsayısının, Barlat89 akma kriterinde ise her üç yöndeki anizotropi katsayılarının girilmesi ile tanımlanmaktadır ve ilgili değerler Çizelge 5. 1'de verilmektedir. Barlat 89 akma kriteri ile gerçekleştirilen simülasyonlarda M olarak ifade edilen üstel, 304 austenitik paslanmaz çelik sac malzeme yüzey merkezli kübik kafes sistemine sahip olduğu için 8 alınmıştır.

5.3.3 Temas Tanımlaması ve Sınır Şartları

Modelde, parçalar arasındaki temas durumu ayrı ayrı tanımlanmıştır. Sac ile rijid parçalar (sac – ıstampa, sac – kalıp) arasındaki temasın tanımlanmasında bir yön şekillendirme yüzey – yüzey (Forming_One_Way_Surface_to_Surface) temas algoritması, sac ile pot çemberi ve pot çemberi ile pistonlar arasındaki temasın tanımlanmasında ise yüzey – yüzey (Surface_to_Surface) temas algoritması kullanılmıştır. Temas tanımlamasında kabuk elemanlarla meshlenen ve birbiriyle temas eden parçalarda, elemanların yüzey normalleri birbirine bakacak şekilde ayarlanmıştır.

LS-DYNA'da sürtünme Coulomb formülasyonuna dayalıdır ve Coulomb yasasına göre iki yüzey arasındaki sürtünme katsayısının sabit kaldığı kabul edilmektedir [57]. Sürtünme katsayılarının tanımlanmasında imalatındaki koşullar incelenmiştir. Çift gözlü evyenin derin çekiminde sacın her iki tarafına derin çekme yağı sürüldüğü için sac-ıstampa, sac-kalıp ve sac-pot çemberi arayüzeylerinde sürtünme katsayısı 0,08 olarak, pot çemberi-piston arayüzeylerindeki kuru koşullardan dolayı sürtünme katsayısı 0,2 olarak alınmıştır [99], [100]. Şekillendirme sırasında sacın hareketi için gerekli sınır şartları modelde

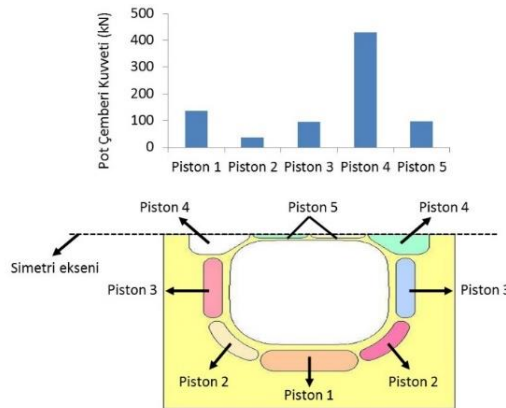
tanımlanmıştır. Sınır şartlarının uygulandığı düğüm noktaları Şekil 5. 23’de gösterilmektedir.



Şekil 5. 23 Sınır şartlarının uygulandığı saca ait düğüm noktaları

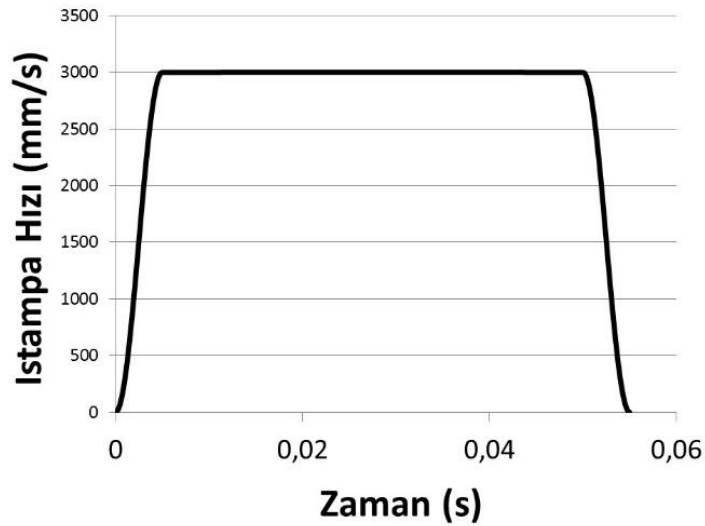
5.3.4 Proses Parametrelerinin Tanımlanması

Çalışmada daha öncede belirtildiği gibi bölgeye ve yola göre pot basınç değişimlerinin tahmin edilebilmesi için öncelikle üzerinde çalışılan sonlu eleman modelinin doğrulanması gerekmektedir. Bunun için, çok noktadan kontrollü hidrolik sistem oluşturuluncaya kadar geçen süre içerisinde, tez kapsamında seçilmiş olan çift gözlü evyenin klasik sistemle derin çekiminde kullanılmakta olan parametreler firmadan öğrenilmiş ve ilgili değerler programın proses bölümünde tanımlanmıştır. Firmadaki mevcut presle çift gözlü evye imalatında, bölgeye göre değişken pot baskı tipinin uygulandığı görülmüştür. Çalışmada, imalat sırasında her bir piston tarafından uygulanmakta olan pot basınçları kaydedilmiş ve bu değerler modeldeki pistonların alanları gözönüne alınarak kuvvet birimi cinsinden programda tanımlanmıştır. Şekil 5. 24’de her bir piston tarafından uygulanmakta olan pot kuvvetleri gösterilmektedir.



Şekil 5. 24 Her bir pistondaki pot kuvvetleri ve pot çemberindeki piston dizilimi

İmalatta ıstampa hızı yaklaşık 20 mm/s'dir, modelde ise analizin çözüm süresini düşürebilmek için ıstampa hızı 3000 mm/s olarak alınmış ve ikizkenar yamuk şeklinde bir hız-zaman profili tanımlanmıştır (Şekil 5. 25). Daha yüksek bir hızın kullanılması iki probleme yol açabilmektedir: Bunlardan ilki, malzemenin şekil değiştirme hızına hassasiyeti yüksekse simulasyon sonuçları gerçeği yansıtmayacaktır. İkincisi ise, yüksek hız değerlerinde modelde dinamik etkiler ortaya çıkacak ve bu da analizin hatalı sonuçlar vermesine yol açacaktır. Bunun için çalışmada bu iki durum incelenmiştir: Malzemenin oda sıcaklığında m üsteli sıçrama testi ile belirlenmiş ve değeri 0,01 olarak bulunmuştur. Bu değer oldukça düşük olduğundan, oda sıcaklığında hızın artırılması malzeme akışında büyük değişikliğe yol açmayacaktır. İkinci durum olarak modelde dinamik etkiler irdelenmiş ve sonuçlar 5.3.5.3 başlığında verilmiştir. Parçanın derinliği nedeniyle modelde ıstampa kursu 150 mm alınmıştır.



Şekil 5. 25 Simulasyonda tanımlanan ıstampa hız-zaman grafiği

5.3.5 Optimum Nümerik Parametrelerin Belirlenmesi

Sonlu eleman modeli oluşturulduktan sonra, modelde nümerik parametrelerin etkisi irdelenmiş ve optimum parametreler belirlenmiştir. Aşağıda nümerik parametrelerle ilgili çeşitli analizlerden elde edilen sonuçlar gösterilmektedir:

5.3.5.1 Eleman Boyutu ve İnceltme Seviyesi

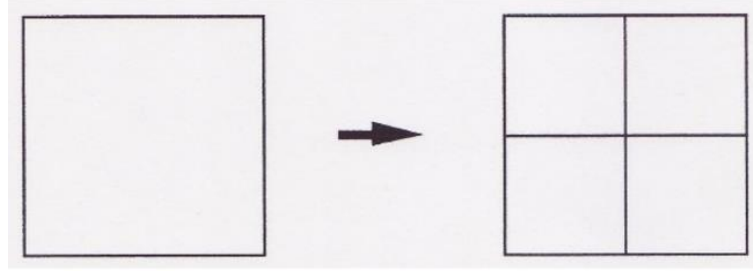
Sacta kullanılan eleman boyutunun analiz sonuçlarının doğruluğu üzerinde önemli bir etkisi bulunmaktadır. Sacın az sayıda elemanla modellenmesi analizlerde hatalı

sonuçların ortaya çıkmasına neden olurken, eleman sayısının artırılması sonuçların doğruluğunu artırmaktadır. Ancak eleman sayısı artırıldığında çözüm için gerekli süre de artmaktadır. Bu nedenle çalışmada sac için optimum eleman boyutunun belirlenebilmesi amacıyla çeşitli analizler gerçekleştirilmiştir ve yapılan simülasyonlar Çizelge 5.5’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.5 Sac için optimum eleman boyutunun belirlenmesi amacıyla yapılan simülasyonlar

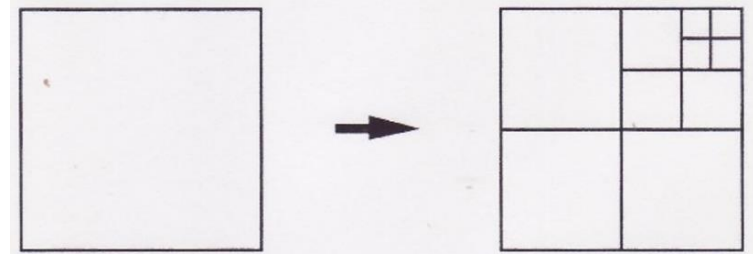
SİMÜLASYON	ELEMAN BOYUTU (mm)	ADAPTİVİTE DURUMU ve SEVİYESİ
A	5 mm	YOK
B	4 mm	YOK
C	5 mm	VAR – SEVİYE: 2
D	4 mm	VAR – SEVİYE: 2
E	5 mm	VAR – SEVİYE: 3

Çizelge 5. 5’in üçüncü sütununda adaptivite olarak geçen ifade, bir sonlu elemanın kendini daha küçük elemanlara bölmesi anlamına gelmektedir. Adaptivite seçeneği kullanıldığında, deformasyonun yoğun olduğu bölgelerde (kalıp ve ıstampa radyüsleri) bulunan elemanlar, şekillendirme sırasında program tarafından daha küçük elemanlara bölünmektedir. Şekil 5.26’da adaptivite işlemiyle bir dörtgen elemanın bölünmesi gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi bir sonlu eleman, kenarlarının orta noktasından ikiye ayrılarak dört elemana bölünmüştür. Bu bölme işlemi ikinci seviye inceltme (refinement) olarak adlandırılmaktadır. Üçüncü ve dördüncü seviye inceltmelerde bölme işlemine devam edilmekte olup, elemanların her biri dörde bölünerek sırasıyla üçüncü seviyede 16 eleman, dördüncü seviyede ise 64 eleman oluşturulmaktadır.



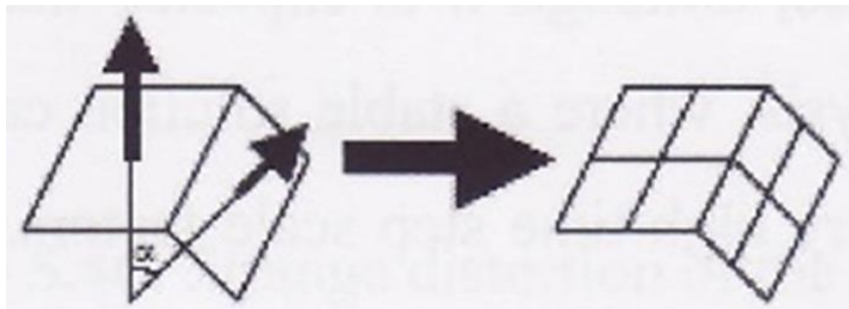
Şekil 5. 26 Bir dörtgen elemanın program tarafından bölünmesi [57]

Şekil 5. 27’de dördüncü seviye inceltme işlemi ile sonlu elemanın daha küçük elemanlara bölünmesi gösterilmektedir. Adaptivite seçeneği sayesinde sac parçadaki bütün elemanların küçültülmesi yerine, sadece deformasyonun yoğun olduğu bölgelerdeki elemanların boyutları küçültülmektedir. Bu sayede aynı sonuca daha kısa sürede ulaşılabilmektedir.



Şekil 5. 27 Dördüncü seviye inceltme işleminin uygulanması [57]

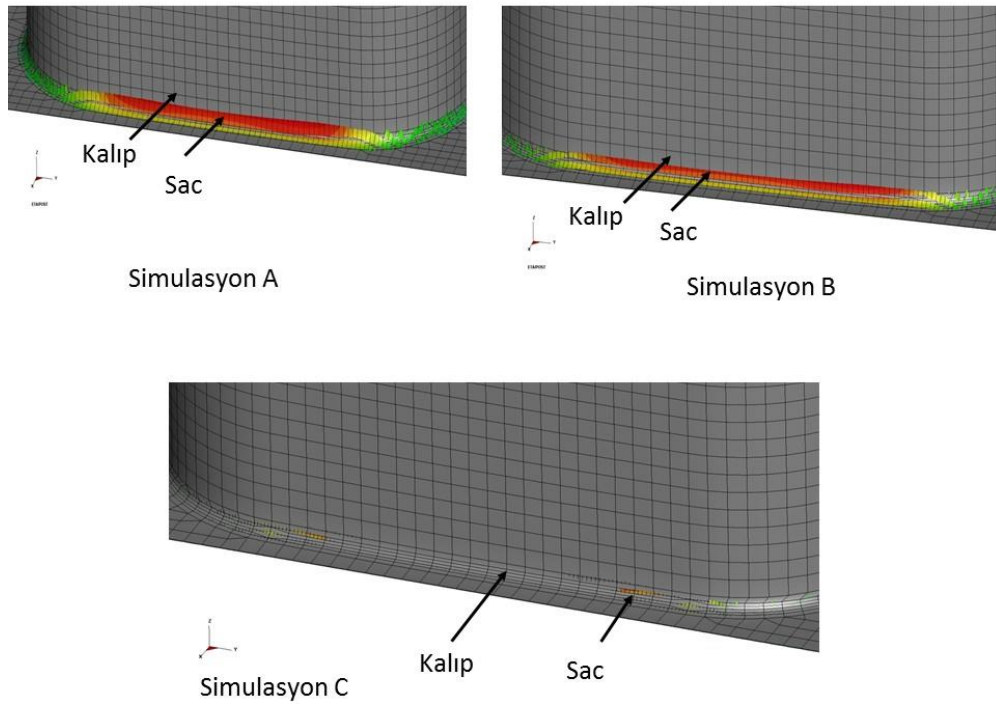
LS-DYNA programında adaptivite işlemi 2 kritere göre gerçekleştirilmektedir: İlk kriter deformasyon tabanlı olup, birbirine komşu iki kabuk elemanın normalleri arasındaki açıyı dikkate almaktadır. Şekillendirme sırasında komşu elemanların normalleri arasındaki açı önceden tanımlanmış değerden daha büyükse, program tarafından otomatik olarak bu elemanlar bölünür ve komşu iki elemanın normalleri arasında kalan açı değeri düşürülür (Şekil 5. 28).



Şekil 5. 28 Açı kriteri

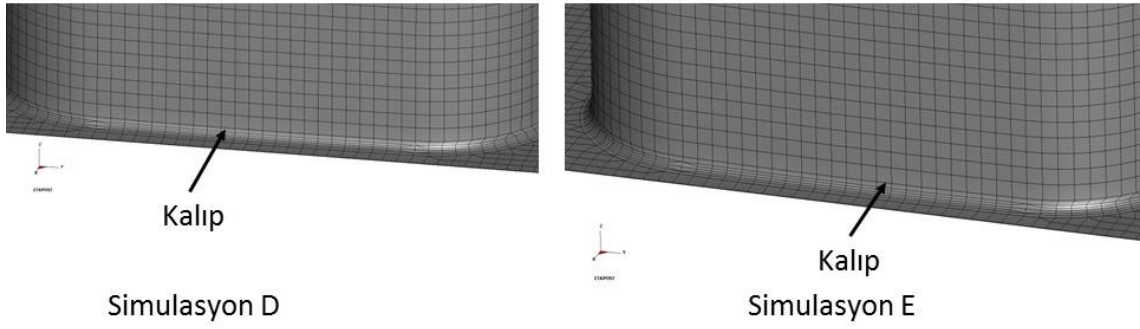
İkinci kriter ise kalınlık tabanlı olup, kabuk elemanın kalınlığı önceden tanımlanmış kalınlığın altında kalmış ise, ilgili eleman program tarafından otomatik olarak bölünür ve kalınlık istenilen değere getirilir [57]. Çalışmada adaptivitenin gerçekleştirilmesinde ilk kriter dikkate alınmıştır.

Bu çalışma kapsamında, Çizelge 5. 5’de gösterildiği gibi farklı eleman boyutları ve inceltme seviyelerinde 5 ayrı simülasyon gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde simülasyon A, B ve C’de, sacın kalıp radyüsünde penetre olduğu görülmüştür (Şekil 5.29).



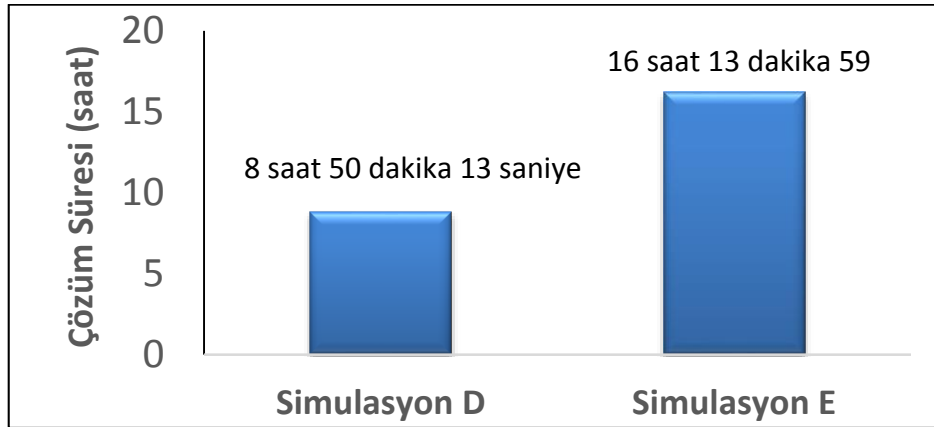
Şekil 5. 29 Sacın kalıp radyüsünde penetre olması

İlk üç simülasyonda penetrasyonun görülmesinin sebebi, şekillendirme sırasında sacın eleman boyutunun kalıp radyüsüne göre kaba kalmasındandır. Penetrasyonun önüne geçebilmek için bu bölgede sacdaki eleman boyutunun düşürülmesi gerekmektedir. Bunun için çalışmada, 4 mm eleman boyutunda 2.seviye inceltme ve 5 mm eleman boyutunda 3.seviye inceltmenin uygulanmasına karar verilmiştir (Simülasyon D ve E). Bu iki seçenekten elde edilen sonuçlar Şekil 5.30’da gösterilmektedir. Şekil 5. 30’da görüldüğü gibi, Simülasyon D ve E’de penetrasyon önlenmiş olup, sac kalıp radyüsünden dışarı çıkmamıştır.



Şekil 5. 30 Simulasyon D ve E’den elde edilen sonuçlar

Çalışmada bunlardan hangisinin seçileceğine karar verebilmek için bu iki analizin çözüm süreleri karşılaştırılmıştır (Şekil 5.31). Şekil 5.31’de Simulasyon D’nin E’ye göre çözüm süresinin daha az olduğu görülmektedir. Buna göre, doğruluk ve çözüm süresi göz önüne alındığında, modellemede sac için optimum eleman boyutunun 4 mm ve inceltme seviyesinin 2 alınmasına karar verilmiştir.

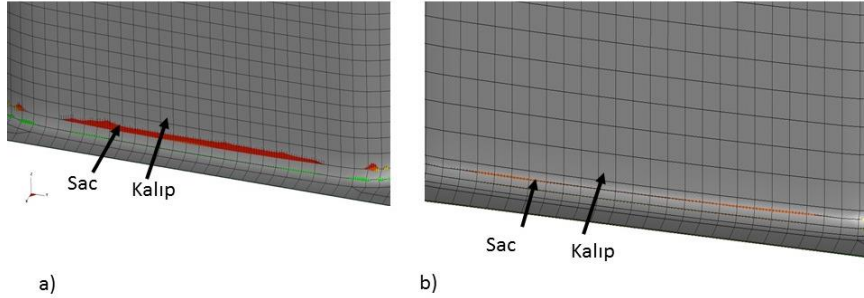


Şekil 5. 31 Simulasyon D ve E’nin çözüm sürelerinin karşılaştırılması

5.3.5.2 Kalıp Radyüsündeki Eleman Sayısı

Sac için eleman boyutunun belirlenmesinden sonra, kalıp radyüsündeki eleman sayısının etkisi araştırılmıştır. Çizelge 5. 5’de gerçekleştirilen simülasyonlarda 8 mm’lik kalıp radyüsü toplam 6 elemanla geçilmektedir. Çalışmada doğruluktan ödün vermeden çözüm süresini azaltabilmek için kalıp radyüsünün daha az elemanla geçilip geçilemeyeceği araştırılmıştır. Bunun için kalıp radyüsünün önce 2 elemanla, daha sonra ise 4 elemanla geçildiği analizler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar önceki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Şekil 5. 32 a ve b’de sırasıyla kalıp radyüsünün 2 ve 4 elemanla geçildiği analizlerin sonuçları gösterilmektedir. Şekil 5. 32’de her iki analizde

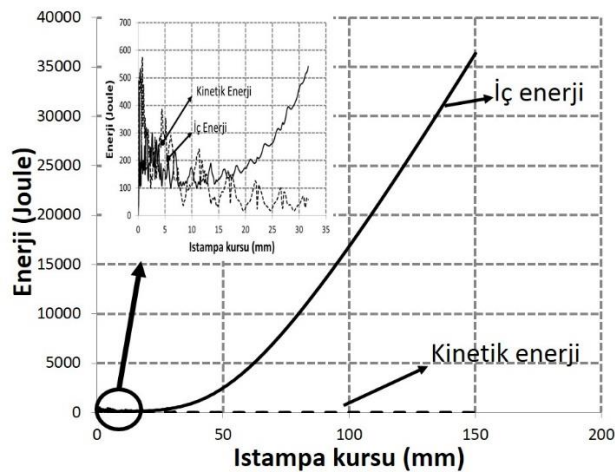
de sacın kalıp radyüsüne penetre olduğu görülmektedir. Buna göre, modellemede kalıp radyüsündeki eleman sayısının düşürülmeyip, en az 6 elemanla geçilmesi gerektiğine karar verilmiştir.



Şekil 5. 32 Simulasyon sonuçları a) kalıp radyüsünde 2 eleman b) kalıp radyüsünde 4 eleman

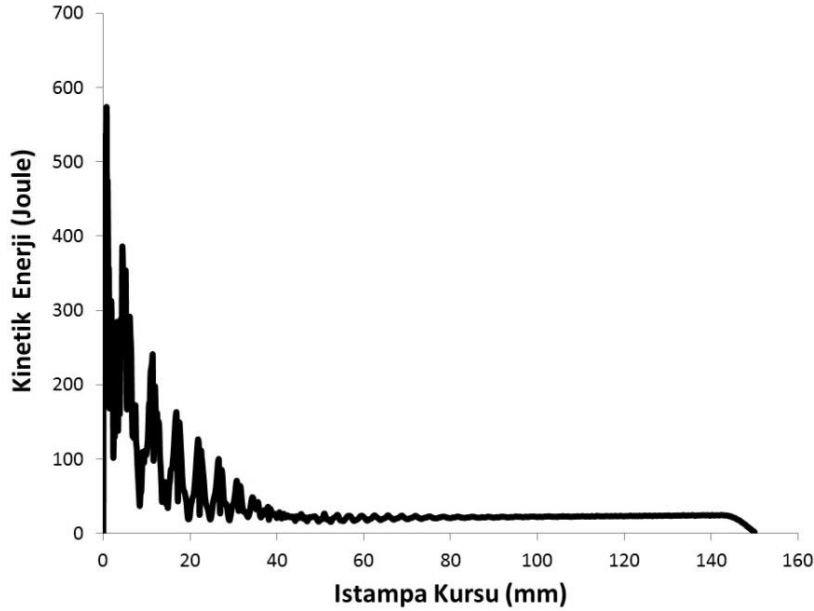
5.3.5.3 Dinamik Etkilerin İncelenmesi

Sonlu eleman modelinde seçilmiş olan ıstampa hızının uygun olup olmadığını belirleyebilmek için modeldeki dinamik etkiler irdelenmiştir. Sonlu eleman analizinde kinetik enerjinin iç enerjiye oranı dinamik etkilerin büyüklüğü için bir göstergedir. Karafillis ve Boyce [101] eksplisit metotta kabul edilebilir sonuçlar elde edebilmek için analizin büyük bir bölümünde kinetik enerjinin iç enerjiye oranının %5'i geçmemesi gerektiğini belirtmişlerdir. Bu nedenle tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen analizlerde proses boyunca kinetik enerjinin iç enerjiye oranına bakılmış ve %5'i geçip geçmediği kontrol edilmiştir. Şekil 5. 33'de ıstampa kursuna göre iç ve kinetik enerjinin değişimi gösterilmektedir.



Şekil 5. 33 İstampa kursuna göre iç ve kinetik enerjinin değişimi

Şekil 5. 33’de prosesin büyük bir kısmında kinetik enerjinin iç enerjinin %5’inden daha düşük değerler aldığı görülmektedir. Sadece analizin başında kinetik enerji iç enerjinin %5’ini geçmektedir (Daire içine alınan bölge). Bu durum başlangıç anında sac – ıstampa arasındaki ilk temasla ilgilidir. Şekil 5. 34 analiz boyunca sacdaki kinetik enerjinin değişimini göstermektedir.



Şekil 5. 34 Sacın kinetik enerjisi

Şekil 5. 34’de analizin başında sacdaki titreşimlerin en yüksek değere ulaştığı, simülasyon ilerledikçe titreşimlerin sönümlendiği ve prosesin sonunda 0’a kadar düştüğü görülmektedir. Başlangıç anında ıstampa saca yüksek hızla temas ettiği için, sacdaki titreşimler en yüksek değerine bu anda ulaşmaktadır. Bu nedenle analizin başında kinetik enerji iç enerjinin % 5’ini geçmektedir. Prosesin başında sac malzemede deformasyon başlamadan malzeme harekete başladığı için, analizin erken aşamalarında kinetik enerjiyi iç enerjinin % 5’inin altına düşürebilmek genelde mümkün olmamaktadır [102], [103].

5.3.6 Akma Kriterlerinin Karşılaştırılması

Sac şekillendirme simülasyonlarında doğru sonuçlar alabilmek için malzemenin anizotropik davranışını temsil edebilecek uygun bir akma kriterinin seçilmesi gerekmektedir. Bunun için çalışma kapsamında daha öncede belirtildiği gibi literatürde

yaygın olarak kullanılan Hill48 (MAT 37) ve Barlat89 (MAT 36) modelleri 304 paslanmaz sac malzeme için incelenmiştir.

Hill48 ve Barlat89 malzeme modellerinden hangisinin 304 paslanmaz çelik için daha uygun olduğunun belirlenmesinde iki kriter dikkate alınmıştır: a) malzemenin akma gerilmesi ve anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişimini modellerin tahmin edebilme kabiliyetinin karşılaştırılması, b) bu modellere göre gerçekleştirilen sonlu eleman simülasyonlarının deneyle karşılaştırılması.

5.3.6.1 Akma Gerilmesi ve Anizotropi Katsayısının Hadde Yönüne Göre Değişiminin Modellere Göre Tahmini ve Çekme Testi Sonuçlarıyla Karşılaştırılması

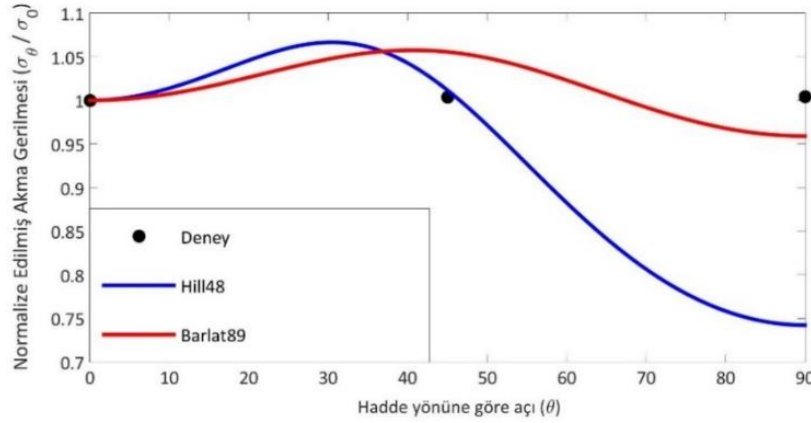
Çalışmada malzemenin akma gerilmesi ve anizotropi katsayısı hadde yönüne göre sırasıyla 0^0 , 45^0 ve 90^0 açı yapan doğrultularda tek eksenli çekme testi ile belirlenmiş ve sonuçlar Bölüm 5.2.2’de verilmiştir. Bu bölümde malzemenin akma gerilmesi ve anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişimi Hill48 ve Barlat89 akma kriterlerine göre teorik olarak hesaplanmış ve teorik sonuçlar tek eksenli çekme testinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Hill48 ve Barlat89 akma kriterlerlerindeki anizotropi parametreleri, çekme testinden elde edilen anizotropi katsayılarına (R_0 , R_{45} , R_{90}) göre sırasıyla Eşitlik 2. 23 ve 2. 38 kullanılarak belirlenmiş ve elde edilen sonuçlar Çizelge 5. 6’da verilmiştir. Barlat 89 akma kriterindeki p değeri ise literatürden alınmıştır [104].

Çizelge 5. 6 Hill48 ve Barlat 89 akma kriterlerinin malzeme sabitleri

MALZEME MODELİ	ANİZOTROPİ KATSAYILARI			
Hill48	F	G	H	N
	0,605	0,467	0,532	2,398
Barlat89	a	c	h	p
	1,489	0,510	1,042	0,92

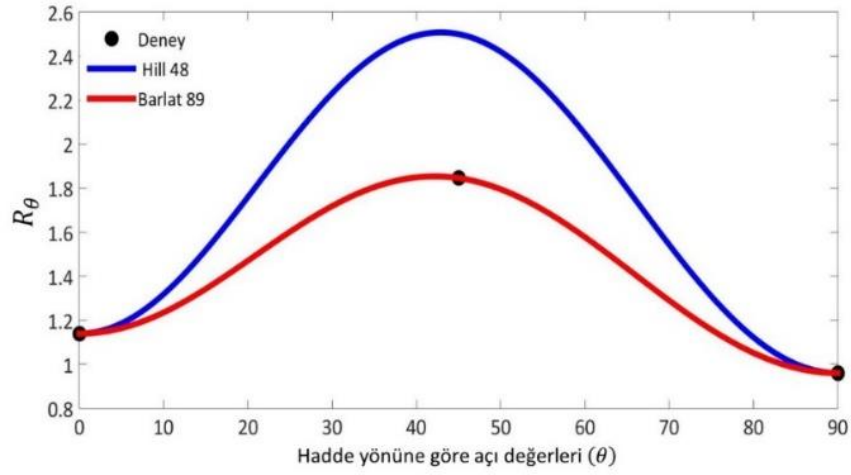
Akma gerilmesinin ve anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişimi Eşitlik 2. 26 ve 2. 33'de verilen fonksiyonlarla hesaplanmıştır ve her iki kritere göre elde edilen sonuçların çekme deneyi sonuçlarıyla karşılaştırılması sırasıyla Şekil 5. 35 ve Şekil 5. 36'da gösterilmektedir.



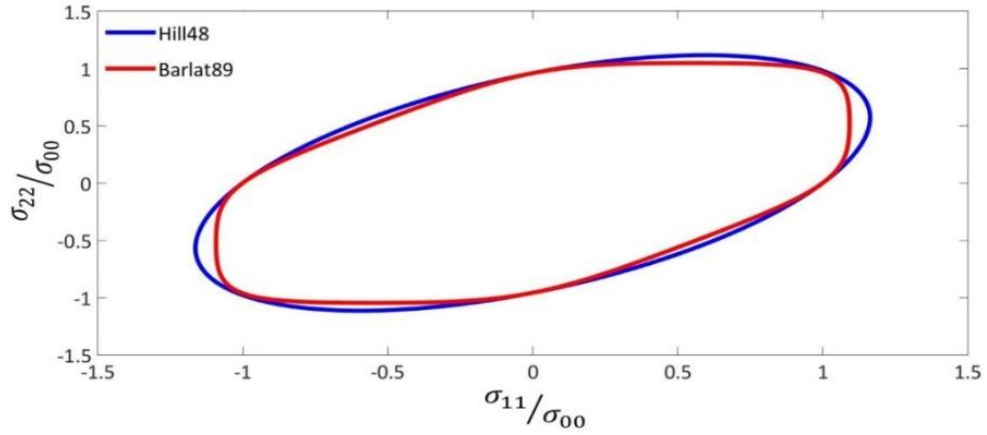
Şekil 5. 35 Akma gerilmesinin hadde yönüne göre değişiminin modellere göre tahmini ve çekme deneyi sonuçlarıyla karşılaştırılması

Şekil 5. 35'deki karşılaştırma normalize edilmiş akma gerilmesi değerine göre yapılmıştır. Burada hadde yönüne paralel yöndeki akma gerilmesi (σ_0) referans alınmış ve diğer yönlerdeki akma gerilmeleri σ_0 'a bölünerek açıya göre değişim elde edilmiştir. Şekil 5. 35'deki sonuçlara bakıldığında hadde yönüne dik yönde Barlat89 kriterinin Hill48 kriterine kıyasla deney sonucuna daha yakın bir tahminde bulunduğu (Barlat 89: % 4,5 hata, Hill48: %26 hata), Hill48 kriterinin ise diagonal yönde Barlat89 akma kriterine göre daha yakın bir tahminde bulunduğu görülmektedir (Hill48: %0,7 hata, Barlat89: %5,16 hata). Şekil 5. 36'daki anizotropinin açıya göre değişimi incelendiğinde ise her üç yönde de Barlat89 akma kriterinden elde edilen sonuçların deney sonuçlarıyla tam olarak uyduğu, Hill48 kriterinin ise diagonal yönde anizotropi katsayısını deneye göre daha yüksek tahmin ettiği görülmektedir.

Çalışmada ayrıca her iki kritere göre akma yüzeyleri çizilmiş ve yüzeyler Şekil 5. 37'de birbiriyle karşılaştırılmıştır. Şekilde, Barlat89 akma yüzeyinin Hill48 yüzeyine göre daha dar olduğu görülmektedir. Bu durum Barlat89 kriteri ile plastik deformasyon başlangıcının Hill48'e göre daha erken olacağını göstermektedir.



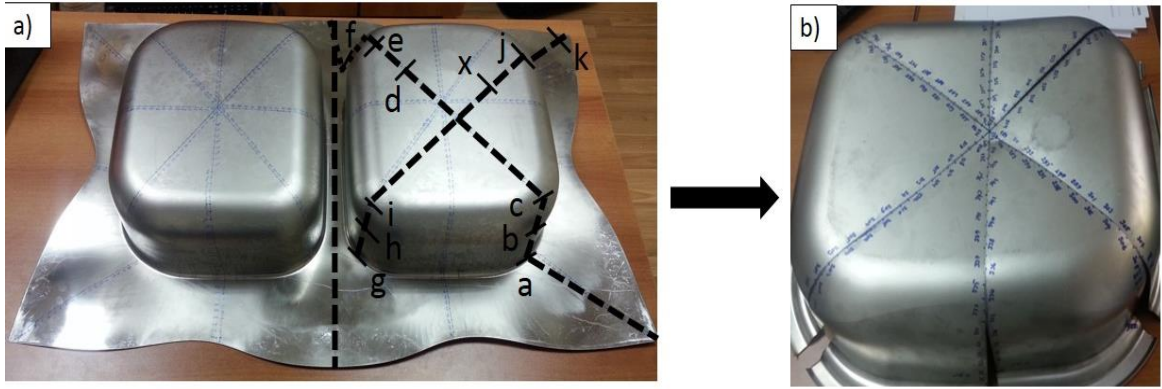
Şekil 5. 36 Anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişiminin modellere göre tahmini ve çekme deneyi sonuçlarıyla karşılaştırılması



Şekil 5. 37 Hill48 ve Barlat89 akma yüzeylerinin karşılaştırılması

5.3.6.2 Hill48 ve Barlat89 Akma Kriterlerine Göre Gerçekleştirilen Sonlu Eleman Simulasyonlarının Deneyle Karşılaştırılması

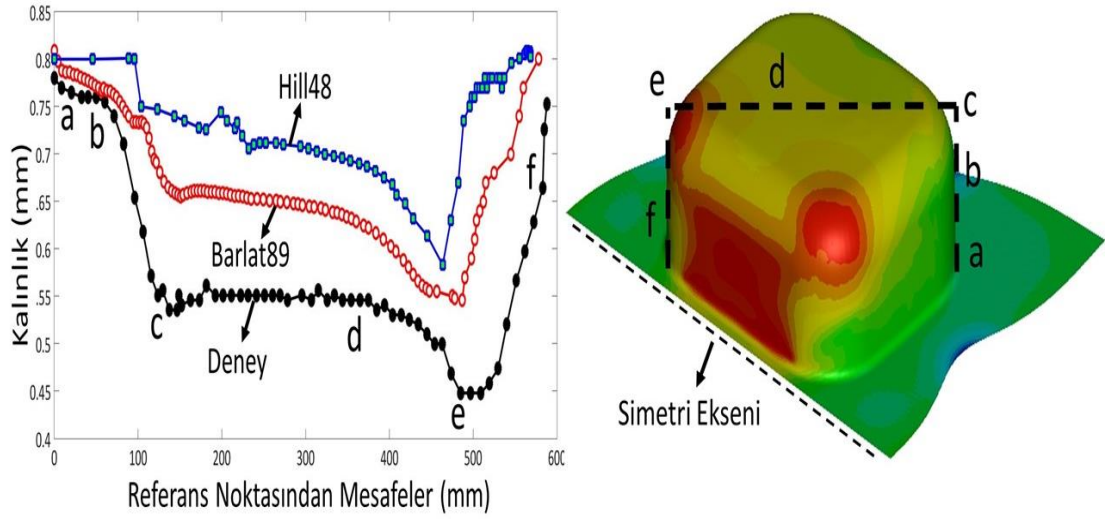
Çalışmada her iki kritere göre çift gözlü evye derin çekme prosesinin sonlu eleman analizleri gerçekleştirilmiş ve simulasyonlardan tahmin edilen kalınlık dağılımları ile deneysel kalınlık dağılımı karşılaştırılmıştır. Deneysel olarak kalınlık dağılımını belirleyebilmek için, çift gözlü evye üzerinde kalınlıkların ölçüleceği yerler numaralandırılmış ve parça 5 eksen laser kesim ile kesilmiştir. Parçanın kesiminde öncelikle iki göz birbirinden ayrılmış, daha sonra her bir göz köşeden köşeye kesilmiştir. Şekil 5. 38’de kesim yönleri ve kesim işleminden sonra elde edilen parça gösterilmektedir.



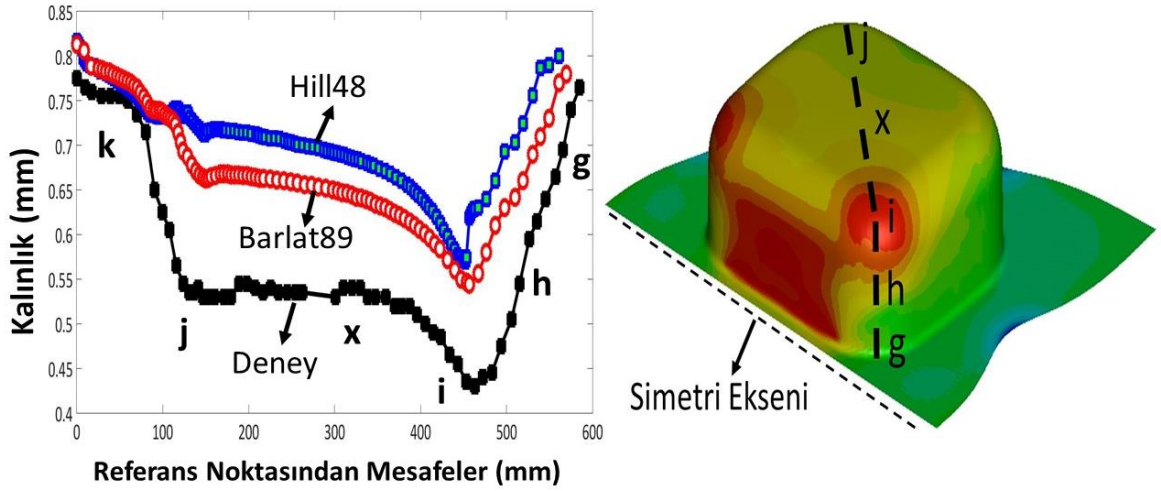
Şekil 5. 38 Kesim yönleri ve kesim sonucu elde edilen parça

Kesim işleminin tamamlanmasından sonra, numaralandırılmış yerlerden noktasal mikrometre ile kalınlıklar ölçülmüş ve parçanın köşeden köşeye kalınlık dağılımları (A-F yönü ve G-K yönü) çıkarılmıştır. Her iki yön için deney ile simülasyonlardan elde edilen kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması Şekil 5. 39 ve Şekil 5. 40'da gösterilmektedir. Şekil 5. 39 ve Şekil 5. 40'a bakıldığında simülasyon ile deney sonuçlarının birbiri ile uyumlu oldukları, en fazla incelmenin iki gözün birleştiği köşelerde (e ve i noktaları) meydana geldiği ve Hill48 kriterine kıyasla, Barlat89 kriterinden elde edilen sonuçların deney sonuçlarına daha yakın olduğu görülmektedir. Barlat89 modeli ile deney arasındaki fark incelmenin en fazla olduğu e ve i noktalarında sırasıyla %21,87 ve %26, 6 iken, aynı noktalarda Hill48 ile deney arasındaki fark ise sırasıyla %30,13 ve %33,49'dur. Bu farklılık modellerden tahmin edilen anizotropi katsayıları ile ilgilidir. Şekil 5. 36'da görüldüğü gibi Hill48 kriterine kıyasla Barlat89 kriteri malzemenin anizotropi katsayılarını daha düşük değerlerde tahmin etmiştir. Anizotropi katsayısı malzemenin incelmeye karşı direncini gösteren bir parametre olduğundan, Barlat89 akma kriteri ile gerçekleştirilen simülasyonlarda incelmeler Hill48 kriterine göre daha fazla gerçekleşmiş ve deney sonuçlarına daha yakın hale gelmiştir.

Akma gerilmesi, anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişimi ve kalınlık dağılımlarının tahmininde Barlat89 akma kriterinin Hill48 kriterine kıyasla deney sonuçlarına daha yakın olduğu için tez çalışması kapsamında gerçekleştirilecek sonlu eleman analizlerinde bu kriterin kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 5. 39 Deney ile simülasyonlardan elde edilen kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması (köşeden köşeye a-f yönü)



Şekil 5. 40 Deney ile simülasyonlardan elde edilen kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması (köşeden köşeye g-k yönü)

5.4 Metodun Uygulanması ve Optimum Parametrelerin Belirlenmesi

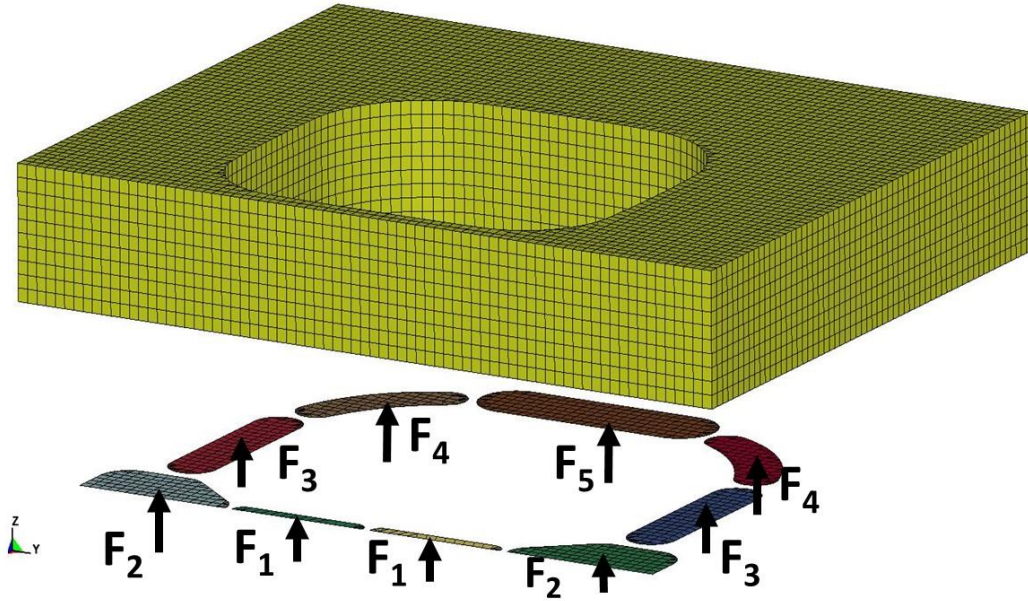
Tez kapsamında geliştirilen metodun parça üzerinde uygulanmasıyla öncelikle bölgeye göre değişken pot basınçları, daha sonra bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları tahmin edilmiş ve optimum parametreler belirlenmiştir.

5.4.1 Bölgeye Göre Değişken Pot Basınçlarının Tahmini

Sonlu eleman modelinin doğrulanmasından sonra, çalışmada Bölüm 4. 4'de anlatılan metot uygulanmış ve metoda göre bölgede değişken pot basınçları tahmin edilmiştir.

5.4.1.1 Tasarım Değişkenleri

Bölgeye göre değişken pot basınç tipinde her bir piston tarafından uygulanan pot basınçları tasarım değişkeni olarak alınmıştır. Bu nedenle problemde piston sayısı kadar tasarım değişkeni vardır. Doktora tez çalışması kapsamında geliştirilen çok noktadan kontrollü hidrolik preste, 5 pistonda farklı pot basınçları uygulandığından bu problem için toplam tasarım değişkeninin sayısı 5 olup, değişkenler Şekil 5. 41’de gösterilmektedir.



Şekil 5. 41 Tasarım değişkenleri

5.4.1.2 Merkezi Kompozit Deney Tasarım Matrisi ve Amaç Fonksiyonunun Değerleri

Şekil 4. 8’deki akış şemasında da görüldüğü gibi sonlu eleman modelinin oluşturulmasından sonra, ilk adım probleme uygun bir deney tasarım metodunun seçilmesi ve deney tasarımının verdiği plana göre sonlu eleman analizlerinin gerçekleştirilmesidir. Doktora tez çalışması kapsamında, deney tasarım metodlarından merkezi kompozit tasarım seçilmiş ve sebebi Bölüm 4.4.2’de anlatılmıştır. Problemdeki toplam tasarım değişkeninin sayısı 5 olduğundan merkezi kompozit deney tasarımına göre $n = 2^5 + (2 \times 5) + 1 = 43$ adet sonlu eleman analizinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Çalışmada merkezi kompozit deney tasarımının verdiği sıraya göre analizler gerçekleştirilmiş ve her bir analiz için amaç fonksiyonlarının (yırtılma, kırılma

ve çok amaçlı fonksiyon) değerleri sırasıyla Eşitlik 4. 1, Eşitlik 4. 2 ve Eşitlik 4. 3'e göre hesaplanmıştır. Merkezi kompozit deney tasarım matrisi ve her bir deneyden elde edilen sonlu eleman analiz sonuçları Çizelge 5. 7'de verilmektedir. Çizelge 5. 7'deki sonuçlar dördüncü iterasyona ait sonuçlar olup, üçüncü iterasyon sonundaki optimum değerler dördüncü iterasyonun ilk deneyi olduğu için Çizelge 5. 7'deki toplam deney sayısı 44'dür.

Çizelge 5. 7 Merkezi Kompozit Deney Tasarım Matrisi ve Amaç Fonksiyonları

Deney No	Tasarım Değişkenleri					Amaç Fonksiyonları		
	F ₁ (kN)	F ₂ (kN)	F ₃ (kN)	F ₄ (kN)	F ₅ (kN)	İncelme (f ₁)	Kırışma (f ₂)	Çok Amaçlı Fonksiyon (f)
1	50,02	240,5	115,4	57,54	232,2	0,0922	0,2545	0,1734
2	50,53	255,3	120,8	63,24	239,7	0,0968	0,2544	0,1757
3	49,61	255,3	120,8	63,24	239,7	0,0972	0,2537	0,1755
4	50,53	246,5	120,8	63,24	239,7	0,0933	0,2531	0,1732
5	49,61	246,5	120,8	63,24	239,7	0,0965	0,2529	0,1748
6	50,53	255,3	109,9	63,24	239,7	0,0946	0,2558	0,1752
7	49,61	255,3	109,9	63,24	239,7	0,0952	0,2551	0,1752
8	50,53	246,5	109,9	63,24	239,7	0,0927	0,2562	0,1745
9	49,61	246,5	109,9	63,24	239,7	0,0932	0,2564	0,1748
10	50,53	255,3	120,8	59,87	239,7	0,0963	0,2534	0,1749
11	49,61	255,3	120,8	59,87	239,7	0,0960	0,2525	0,1743

12	50,53	246,5	120,8	59,87	239,7	0,0954	0,2527	0,1740
13	49,61	246,5	120,8	59,87	239,7	0,0958	0,2517	0,1738
14	50,53	255,3	109,9	59,87	239,7	0,0962	0,2550	0,1756
15	49,61	255,3	109,9	59,87	239,7	0,0950	0,2538	0,1744
16	50,53	246,5	109,9	59,87	239,7	0,0926	0,2558	0,1742
17	49,61	246,5	109,9	59,87	239,7	0,0927	0,2552	0,1740
18	50,53	255,3	120,8	63,24	224,7	0,0927	0,2563	0,1745
19	49,61	255,3	120,8	63,24	224,7	0,0955	0,2554	0,1755
20	50,53	246,5	120,8	63,24	224,7	0,0935	0,2557	0,1746
21	49,61	246,5	120,8	63,24	224,7	0,0941	0,2543	0,1742
22	50,53	255,3	109,9	63,24	224,7	0,0924	0,2577	0,1750
23	49,61	255,3	109,9	63,24	224,7	0,0954	0,2567	0,1761
24	50,53	246,5	109,9	63,24	224,7	0,0944	0,2573	0,1758
25	49,61	246,5	109,9	63,24	224,7	0,0943	0,2568	0,1756
26	50,53	255,3	120,8	59,87	224,7	0,0948	0,2547	0,1748
27	49,61	255,3	120,8	59,87	224,7	0,0931	0,2541	0,1736
28	50,53	246,5	120,8	59,87	224,7	0,0926	0,2531	0,1729
29	49,61	246,5	120,8	59,87	224,7	0,0930	0,2524	0,1727
30	50,53	255,3	109,9	59,87	224,7	0,0921	0,2572	0,1747

31	49,61	255,3	109,9	59,87	224,7	0,0922	0,2561	0,1742
32	50,53	246,5	109,9	59,87	224,7	0,0924	0,2574	0,1749
33	49,61	246,5	109,9	59,87	224,7	0,0938	0,2571	0,1755
34	50,07	250,9	115,3	61,55	232,2	0,0961	0,2544	0,1753
35	51,16	250,9	115,4	61,55	232,2	0,0933	0,2550	0,1742
36	50,07	261,3	115,4	61,55	232,2	0,0950	0,2552	0,1751
37	50,07	250,9	128,2	61,55	232,2	0,0944	0,2531	0,1738
38	50,07	250,9	115,4	65,57	232,2	0,0936	0,2554	0,1745
39	50,07	250,9	115,4	61,55	250,1	0,0958	0,2523	0,1741
40	48,98	250,9	115,4	61,55	232,2	0,0950	0,2536	0,1743
41	50,07	240,5	115,4	61,55	232,2	0,0925	0,2550	0,1738
42	50,07	250,9	102,5	61,55	232,2	0,0933	0,2586	0,1759
43	50,07	250,9	115,4	57,54	232,2	0,0960	0,2533	0,1747
44	50,07	250,9	115,4	61,55	214,3	0,0919	0,2566	0,1743

5.4.1.3 Yanıt Yüzeyleri Metodu ile Metamodelin Oluşturulması

Tez çalışmasında yanıtlar (incelme, kırışma fonksiyonları ve çok amaçlı fonksiyon) ile bağımsız değişkenler (her bir pistondaki pot çemberi kuvvetleri) arasındaki fonksiyonel ilişki için ikinci dereceden bir polinom modelinin uygun olacağına karar verilmiştir. Problemden 5 değişken olduğuna göre 20 parametrelilik bir model uydurulmuş olup, amaç fonksiyonları ile her bir pistondaki pot çemberi kuvvetleri arasındaki regresyon denklemleri aşağıda verilmektedir.

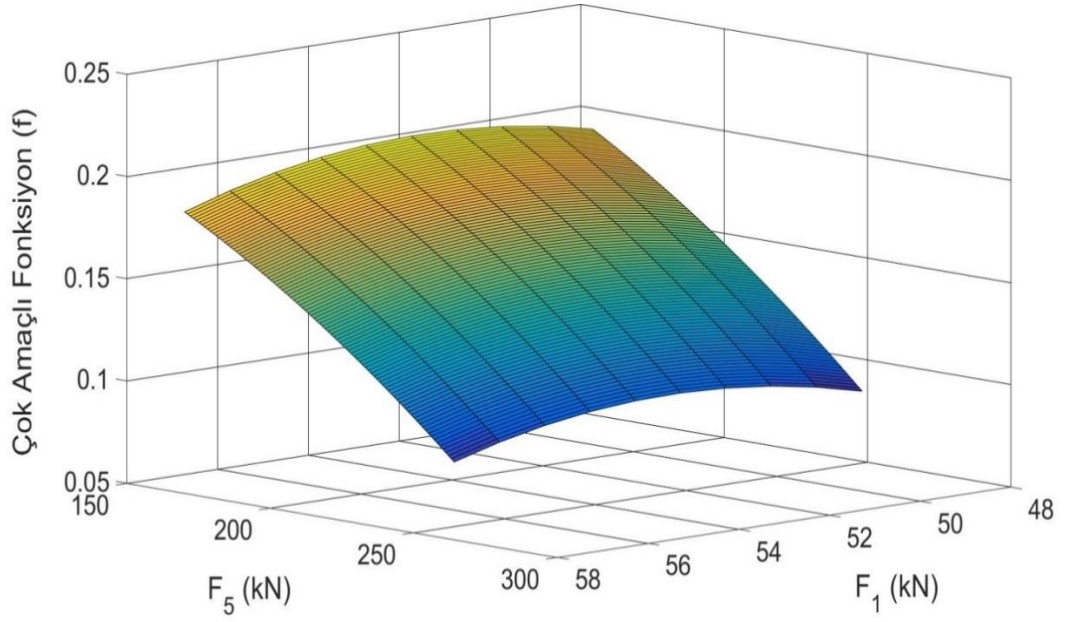
$$\begin{aligned}
f_1 = & -4,956742 + (0,149660 * F_1) + (0,002844 * F_2) + (0,001326 * F_3) \\
& + (0,034487 * F_4) - (0,001735 * F_5) - (0,001372 * F_1^2) + (0,000047 * F_1 * F_2) \\
& - (0,000014 * F_1 * F_3) - (0,000474 * F_1 * F_4) + (0,000026 * F_1 * F_5) - (0,000018 * \\
& F_2^2) + (0,000002 * F_2 * F_3) + (0,000008 * F_2 * F_4) + (0,000014 * F_2 * F_5) - \\
& (0,000012 * F_3^2) - (0,000009 * F_3 * F_4) + (0,000010 * F_3 * F_5) - (0,000055 * \\
& F_4^2) - (0,000021 * F_4 * F_5) - (0,000006 * F_5^2)
\end{aligned} \tag{5. 12}$$

$$\begin{aligned}
f_2 = & 1,557798 + (0,001188 * F_1) - (0,007163 * F_2) - (0,009190 * F_3) \\
& - (0,002341 * F_4) + (0,001410 * F_5) - (0,000080 * F_1^2) + (0,000043 * F_1 * F_2) \\
& + (0,000016 * F_1 * F_3) - (0,000041 * F_1 * F_4) - (0,000011 * F_1 * F_5) + (0,000007 * \\
& F_2^2) + (0,000017 * F_2 * F_3) + (0,000007 * F_2 * F_4) - (0,000004 * F_2 * F_5) + \\
& (0,000009 * F_3^2) + (0,000024 * F_3 * F_4) + (0,000001 * F_3 * F_5) + (0,000004 * \\
& F_4^2) - (0,000002 * F_4 * F_5)
\end{aligned} \tag{5. 13}$$

$$\begin{aligned}
f = & -1,699474 + (0,075424 * F_1) - (0,002160 * F_2) - (0,003932 * F_3) \\
& + (0,016073 * F_4) - (0,000163 * F_5) - (0,000726 * F_1^2) + (0,000045 * F_1 * F_2) \\
& + (0,000001 * F_1 * F_3) - (0,000257 * F_1 * F_4) + (0,000007 * F_1 * F_5) - (0,000005 * \\
& F_2^2) + (0,000010 * F_2 * F_3) + (0,000008 * F_2 * F_4) + (0,000005 * F_2 * F_5) - \\
& (0,000001 * F_3^2) + (0,000007 * F_3 * F_4) + (0,000005 * F_3 * F_5) - (0,000026 * \\
& F_4^2) - (0,000011 * F_4 * F_5) - (0,000003 * F_5^2)
\end{aligned} \tag{5. 14}$$

İncelenen bölgede girdilere karşılık, amaç fonksiyonlarının (yanıtlar) aldığı değerler üzerinden yüzey uydurularak metamodel oluşturulmuştur.

Şekil 5. 42’de çok amaçlı fonksiyon (f) ile birinci ve beşinci pistonlardaki pot çemberi kuvvetleri (F_1, F_5) arasında oluşturulan yanıt yüzeyi gösterilmektedir. Diğer pistonlardaki pot çemberi kuvvetleri ile amaç fonksiyonları arasındaki yanıt yüzeyleri EK-B’de verilmektedir.

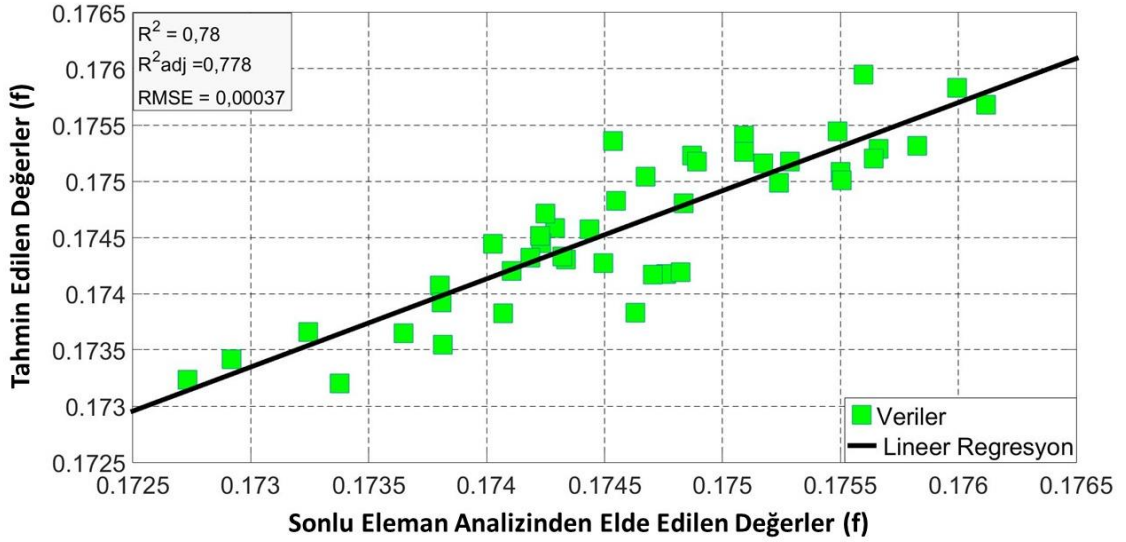


Şekil 5. 42 Birinci ve beşinci pistonlardaki pot çemberi kuvvetlerinin amaç fonksiyonu üzerindeki etkisi

5.4.1.4 Metamodel Doğruluğunun Değerlendirilmesi

Tez çalışmasında doğru sonuçlara ulaşabilmek için, metamodelin gerçek sistemin davranışını temsil edip etmediğinin değerlendirilmesi gerekmektedir. Çalışmada çok amaçlı fonksiyon için oluşturulmuş metamodelin tahmin kabiliyetinin değerlendirilmesinde bölüm 4.4.5’de anlatılan üç istatistiksel parametre kullanılmıştır: belirlilik katsayısı (R^2), hataların kareleri ortalamasının karekökü ($RMSE$) ve düzeltilmiş belirlilik katsayısı (R^2_{adj}).

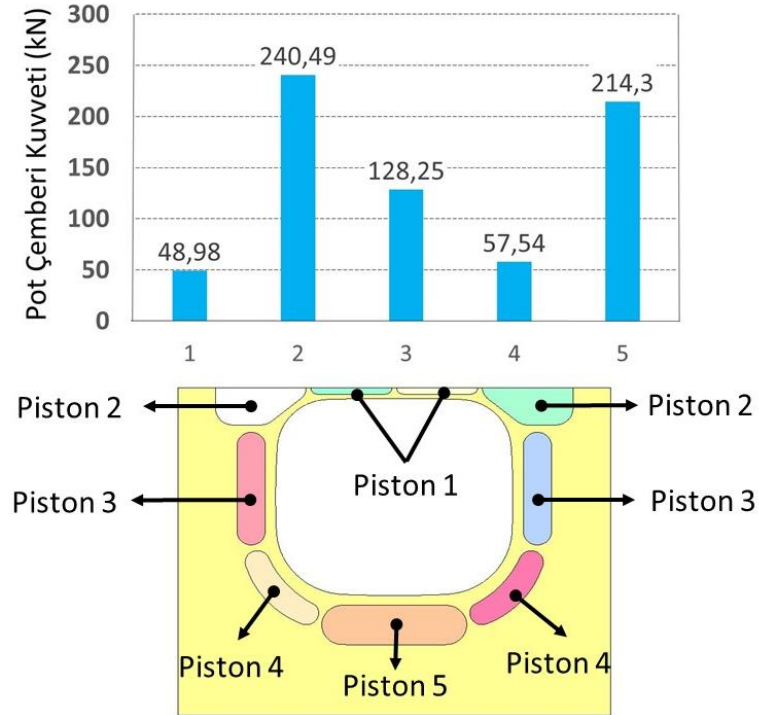
Şekil 5. 43’de, sonlu eleman analizlerine göre her bir deneyden hesaplanmış amaç fonksiyonu değerleri ile metamodelden tahmin edilen amaç fonksiyonu değerleri arasındaki ilişki gösterilmektedir. Metamodel ve sonlu eleman analizlerinden elde edilen sonuçlara göre istatistiksel parametreler $R^2 = 0,78$ ve $RMSE = 0,00037$ ve $R^2_{adj} = 0,778$ olarak belirlenmiştir. R^2 ve R^2_{adj} ’nin 1’e, $RMSE$ ’nin ise 0’a yakın çıkması metamodelin doğruluğunun yüksek olduğunu ve metamodelin sonlu eleman analizlerinin yerine kullanılabileceğini göstermektedir.



Şekil 5. 43 Metamodel doğruluğunun değerlendirilmesi

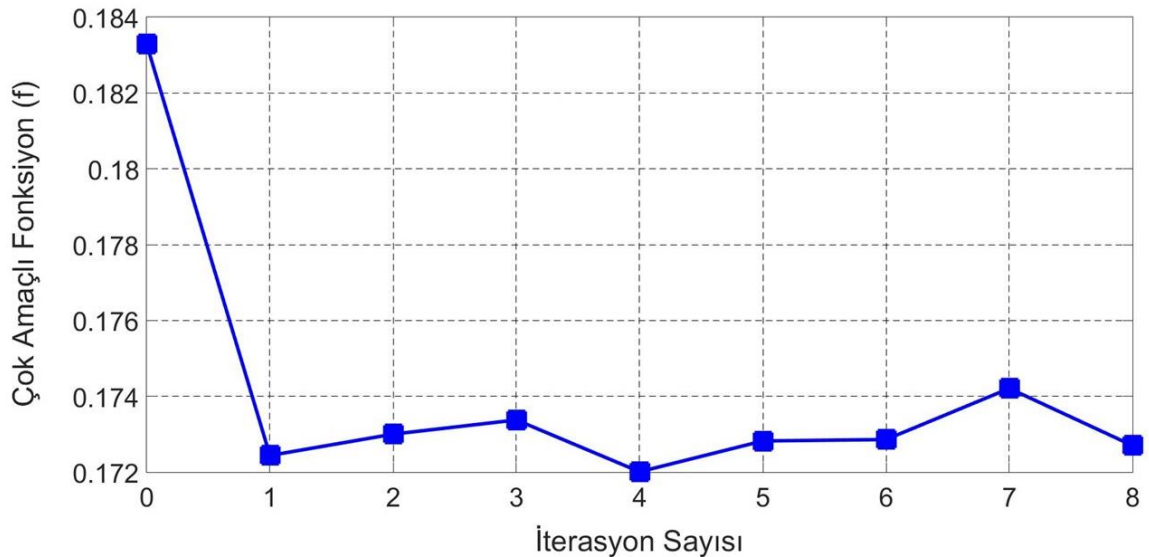
5.4.1.5 Optimizasyon Sonuçları

Çalışmada yanıt yüzeylerinin oluşturulmasından sonra bölüm 4.4.6.3’de anlatılan hibrit algoritma kullanılmış ve 304 paslanmaz sac malzemeden 150 mm derinlikteki çift gözlü evyenin derin çekimi için her bir pistondaki optimum pot çemberi kuvvetleri tahmin edilmiştir (Şekil 5. 44).

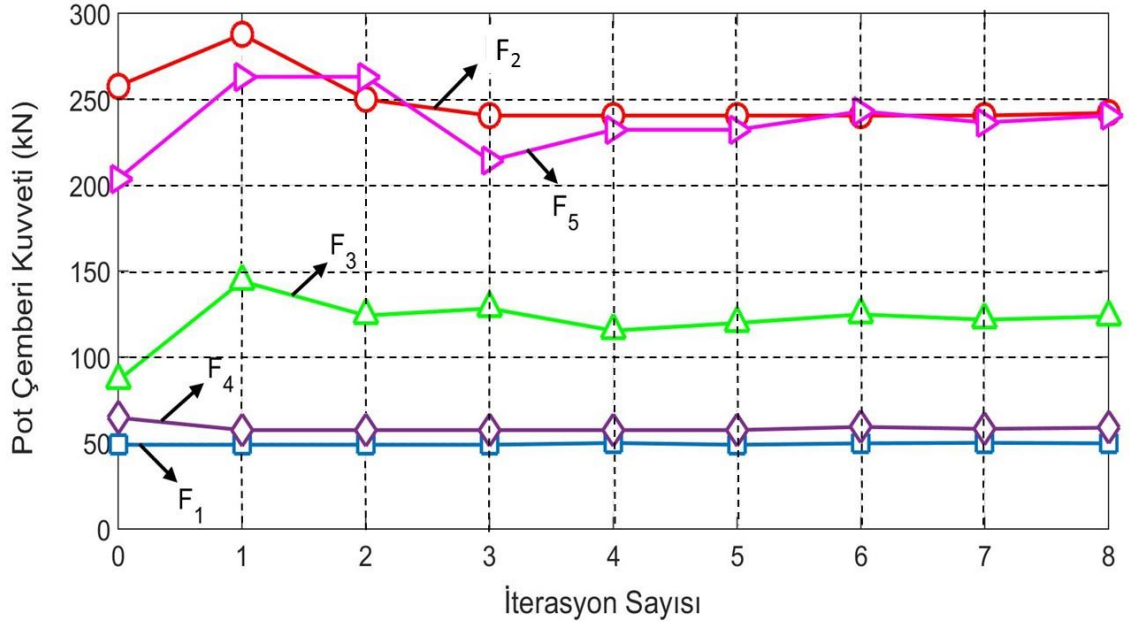


Şekil 5. 44 Metoda göre tahmin edilen optimum pot kuvvetleri

Şekil 5. 44’de yarım modele göre tahmin edilen kuvvetler gösterilmektedir. Tam model için piston 1 ve piston 2’deki kuvvetlerin ikiyle çarpılması gerekmektedir. Optimizasyon sonrası tahmin edilen kuvvetlere bakıldığında, en büyük kuvvetin çift gözlü evyenin köprü bölgesindeki 2 numaralı pistonda meydana geldiği, ardından pot kuvvetlerinin büyüklük olarak sırasıyla kalıbın düz kenarlarındaki 5 ve 3 numaralı pistonlarda sıralandığı, en küçük pot kuvvetinin ise köşe bölgede bulunan 4 numaralı pistonda ortaya çıktığı görülmüştür. Çift gözlü evyenin derin çekiminde köprü bölgesinde malzeme akışının olmaması için diğer düz kenarlara göre en büyük pot kuvveti 2 nolu pistonda meydana gelmiş, köşe bölgede ise malzeme akışını kolaylaştırabilmek ve incelmeleri azaltabilmek için en düşük pot kuvveti 4 numaralı pistonda ortaya çıkmıştır. Tez kapsamında Bölüm 4’de anlatıldığı gibi bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmininde ardışık yanıt yüzeyleri metodu uygulanmıştır. Metoda göre yukarıda anlatılan işlemler toplam iterasyon sayısına ulaşıncaya kadar tekrar edilmiş, her iterasyon sonrasında tasarım değişkenlerinin incelendiği bölge daraltılarak yeni bölgelerde arama yapılmış ve optimum değerler tahmin edilmiştir. Her iterasyon sonrası tahmin edilen optimum noktalara göre amaç fonksiyonunun değişimi incelenmiştir. İterasyonlara bağlı olarak çok amaçlı fonksiyonun ve tasarım değişkenlerinin değişimi sırasıyla Şekil 5. 45 ve Şekil 5. 46’de gösterilmektedir.



Şekil 5. 45 İterasyon sayısına göre çok amaçlı fonksiyonun değişimi

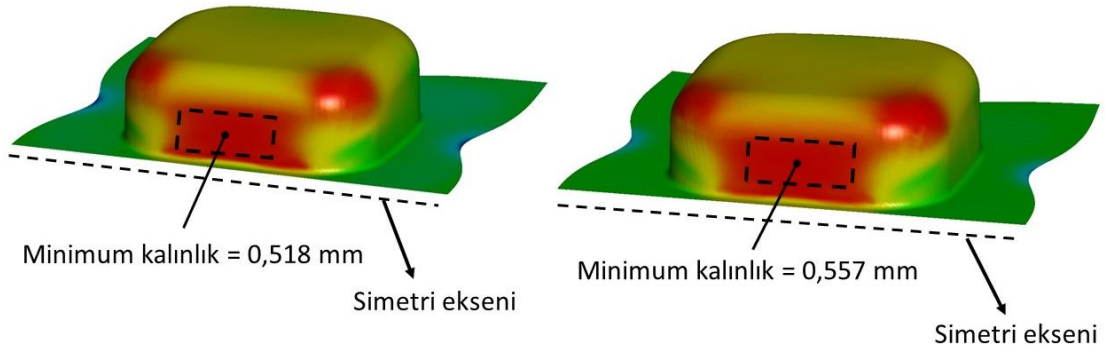


Şekil 5. 46 İterasyon sayısına göre tasarım değişkenlerinin değişimi

Şekil 5. 45’de çok amaçlı fonksiyonun iterasyon sayısına göre değişimine bakıldığında, 4. iterasyonda fonksiyonun minimum değere ulaştığı görülmüş ve bu iterasyondaki tasarım değişkenlerinin optimum noktalar olduğuna karar verilmiştir. Metoda göre tahmin edilen optimum pot kuvvetleriyle sonlu eleman analizi gerçekleştirilmiş ve analizden elde edilen sonuçlar, optimizasyon öncesindeki ilk değerlere göre gerçekleştirilen analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Optimizasyon öncesi ve sonrasında sonlu eleman analizlerine göre amaç fonksiyonlarının aldığı değerler ve parçanın durumları sırasıyla Çizelge 5. 8 ve Şekil 5. 47’de gösterilmiştir.

Çizelge 5. 8 Optimizasyon öncesi ve sonrasında amaç fonksiyonlarının değerleri

Amaç fonksiyonları	İlk durum	Optimizasyon sonrası
İncelme (f_1)	0,12425625	0,09210011
Kırışma (f_2)	0,242313	0,251918
Çok Amaçlı fonksiyon ($w_1 \cdot f_1$) + ($w_2 \cdot f_2$)	0,183284625	0,172009055



Şekil 5. 47 Optimizasyon öncesi ve sonrasında gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerine göre parçadaki minimum kalınlık değerleri a) optimizasyon öncesi, b) optimizasyon sonrası

Çizelge 5. 8’de amaç fonksiyonlarının aldıkları değerlere bakıldığında, optimizasyon sonrasında incelleme fonksiyonunun değerinde %26 civarında bir düşüşün, kırışma fonksiyonunun değerinde ise %4 civarında bir artışın olduğu görülmüştür. Optimizasyon sonrası incelleme fonksiyonundaki düşüş, kırışma fonksiyonundaki artıştan daha fazla olduğu için, çok amaçlı fonksiyonun değerinde %6 civarında bir azalma gerçekleşmiştir. Metoda göre tahmin edilen optimum pot kuvvetleri Eşitlik 5. 12, Eşitlik 5. 13 ve Eşitlik 5. 14’de yerine konularak, incelleme, kırışma ve çok amaçlı fonksiyonlarının optimum noktadaki değerleri hesaplanmıştır. Eşitliklere göre hesaplanan amaç fonksiyonlarının değerleri, sonlu eleman simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve yanıt yüzeyi ile simülasyon sonuçları arasındaki hata yüzdeleri belirlenmiştir. Sonuçlar Çizelge 5. 9’da verilmiştir.

Çizelge 5. 9 Optimum noktada yanıt yüzeyi ile simülasyon sonucu arasındaki hata yüzdesi

	İncelleme (f_1)	Kırışma (f_2)	Çok Amaçlı Fonksiyon (f)
Yanıt Yüzeyi	0,0987	0,2274	0,2055
Sonlu Eleman Analizi	0,09210011	0,251918	0,172009055
Hata yüzdesi	% 7,166	% 9,73	% 19,47

Çizelge 5. 9’da, optimum noktada çok amaçlı fonksiyonun yanıt yüzeyine ve simülasyon sonucuna göre verdiği değerler arasında %20 civarında bir farkın olduğu, buna göre tez kapsamında geliştirilen matematiksel modelin %80 doğrulukta tahmin kabiliyetine sahip olduğu görülmüştür.

5.4.2 Bölgeye ve Yola Göre Değişken Pot Basınçlarının Tahmini

Çalışmada bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmin edilmesinden sonra, Bölüm 4. 5’de anlatılan metot uygulanmış ve çift gözlü evyenin derin çekiminde optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları tahmin edilmiştir.

5.4.2.1 Tasarım Değişkeni

Metoda göre ilk olarak her bir piston için pot basıncı – strok eğrisini tanımlayacak nokta sayısının belirlenmesi gerekmektedir. Nokta sayısı arttıkça basınç – strok eğrisinin tanımlanabilmesi de kolaylaşacaktır. Ancak optimizasyonun verimliliği, problemdeki tasarım değişkeninin sayısı ile ters orantılıdır. Eğer problemde değişken sayısı fazla olursa optimizasyonun doğru sonuçlara ulaşması mümkün olmayacaktır. Bu nedenle çalışmada bu durum göz önüne alınmış ve her bir piston için basınç – strok eğrisini 4 noktayla tanımlamanın uygun olacağına karar verilmiştir. Böylelikle bir piston için değişken sayısı 4 olup, modelde 5 pistonda pot basıncı değiştirildiği için bu problemdeki toplam tasarım değişkeninin sayısı 20’dir:

$$x = [P_{11}, P_{12}, P_{13}, P_{14}, \dots, P_{54}] \quad (5.15)$$

Eşitlik 5. 15 ‘de bulunan $[P_{11} \dots P_{54}]$ pot basınçlarını göstermekte olup, alt indislerden ilki piston, ikincisi ise strok numarasını tanımlamaktadır. Tez kapsamında çalışılan çift gözlü evye derinliğinin 150 mm olduğu ve basınç – strok eğrisinin 4 noktada tanımlandığı göz önüne alınacak olursa, bu problemde her 50 mm derinlikteki pot basınçları tahmin edilmiştir. Buna göre P_{11} 1. pistonun 0 mm’deki pot basıncını, P_{54} ise 5. pistonun 150 mm derinlikteki pot basıncını ifade etmektedir.

5.4.2.2 Taguchi L_{54} Ortogonal Dizilim

Tasarım değişkeni sayısının belirlenmesinden sonra, değişkenlerin 3 seviyede incelenmesine karar verilmiş ve 20 değişken 3 seviye için uygun Taguchi deney tasarımı araştırılmıştır. Minitab programında yapılan araştırmalarda, program 20 değişken için karışık seviyede (2 ve 3 seviyenin birlikte olduğu seviye) sonuçlar vermiş olmuş olup, bunların arasından 3 seviyenin en fazla olduğu L_{54} ortogonal dizilimi tercih edilmiştir. Bu dizilimde 19 değişken 3 seviyede, sadece 1 değişken 2 seviyede değerlendirilmektedir.

5.4.2.3 Sonlu Eleman Analizleri ve Amaç Fonksiyonlarının Değerleri

Bu çalışmada Taguchi L_{54} ortogonal dizilimine göre sonlu eleman analizleri gerçekleştirilmiş ve her bir analiz için amaç fonksiyonlarının değerleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar EK – C’de verilmiştir.

5.4.2.4 Optimizasyon Sonuçları

Taguchi L_{54} ortogonal dizilimine bağlı olarak gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerine göre amaç fonksiyonlarına ait değerlerin elde edilmesinden sonra, optimum parametrelerin tahmin edilebilmesi için öncelikle girdiler ile çıktı arasında bir ilişkinin kurulabilmesi gerekmektedir. Bunun için çalışmada 20 değişkeni ve bu değişkenlerin karelerini içeren toplam 40 parametrelilik ikinci dereceden bir modelin problem için uygun olacağı düşünülmüştür. 54 analizden elde edilen sonuçlara göre Minitab programında gerçekleştirilen regresyon analizi sonucunda modeldeki katsayılar ve değişkenlerin amaç fonksiyonu üzerindeki etkisi çizelge EK-C-1’de verilmiştir. Değişkenlere ait katsayıların kabulü istatistiksel anlamlılık değerine (p değeri) göre yapılmıştır ve çalışmada kabul edilebilecek hata seviyesi olarak p değeri 0,15 alınmıştır. EK-C-1’deki çizelgeye bakıldığında çoğu parametre için p değerlerinin 0,15’den büyük olduğu görülmektedir. Bu sonuç regresyon analizi sonrası değişkenlere ait tahmin edilen katsayıların anlamlı olmadığını ve bu modelin sistemin davranışını temsil edemeyeceğini göstermektedir. Modele bütün parametrelerin dahil edilmesi p değerlerinin artmasına neden olmuş ve modelin güvenilirliğini düşürmüştür. Bu nedenle çalışmada kademeli (stepwise) regresyon yöntemi uygulanarak, istatistiksel olarak anlamlı parametrelerin belirlenmesine ve bu parametrelere göre modelin oluşturulmasına karar verilmiştir.

Kademeli regresyon yönteminde bazı değişkenler modele eklenip, bazıları modelden çıkarılarak sonuç üzerinde en etkili parametreler belirlenmektedir. Metot, her terim ekleyip çıkarma sırasında modele ait R^2 ve düzeltilmiş R^2 değerlerini kontrol etmektedir. Belirli bir adımdan sonra terim eklenip çıkarılması modeli iyileştirmiyorsa işlem durdurulmaktadır. Buna göre tez kapsamında kademeli regresyon metodu uygulanmış ve toplam 10 adım sonrasında en etkili parametreler ve bu parametrelere ait katsayılar belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 5. 10'da gösterilmektedir.

Çizelge 5. 10'da bütün parametrelere ait p değerlerinin 0,15'den daha küçük olduğu, amaç fonksiyonuna 9 değişkenin anlamlı derecede katkı yaptığı ve regresyon modelinin bu parametrelere göre oluşturulabileceği görülmektedir. Kademeli regresyon analizi sonrası elde edilen matematiksel model eşitlik 5. 16'da verilmektedir. 10 adımdan oluşan kademeli regresyon analizi sonrası elde edilen matematiksel modele ait istatistiksel parametreleri veren model özeti Çizelge 5. 11'de gösterilmektedir.

Çizelge 5. 11'deki sonuçlardan, pot basınçları ile çok amaçlı fonksiyon arasında %92 değerinde bir korelasyonun olduğunu (R değeri) ve çok amaçlı fonksiyondaki değişkenliğin %84,1'nin Eşitlik 5. 16'daki pot basınçları tarafından açıklanabildiği anlaşılmaktadır. R^2 ile birlikte düzeltilmiş R^2 değerinin de yüksek olması, pot basınçları tarafından açıklanan değişimin tesadüfen olmadığını göstermektedir.

Farklı stroklardaki pot basınçları ile çok amaçlı fonksiyon arasındaki matematiksel ilişkinin belirlenmesinden sonra, benzetilmiş tavlama algoritmasının uygulanmasıyla fonksiyonun minimumu ve bunu sağlayan tasarım değişkenlerinin optimum değerleri tahmin edilmiştir. Matlab programında gerçekleştirilen optimizasyon işleminin ardından, amaç fonksiyonunun iterasyon sayısına göre değişimi ve değişkenlerin optimum değerleri sırasıyla Şekil 5. 48 ve Çizelge 5. 12'de gösterilmektedir.

Şekil 5. 48'de, amaç fonksiyonu değerinin azaldığı ve toplam 14395 iterasyon sonrasında fonksiyonun minimum değere (0,901) ulaştığı görülmektedir. Eşitlik 5. 16'da bulunmayan 11 değişkenin optimum değerlerinin tahmininde Taguchi optimizasyon metodu uygulanmıştır.

Çizelge 5. 10 Kademeli regresyon analizi sonrası en etkili parametreler ve katsayıları

Faktörler	Katsayılar	T-istatistik	P değeri
Sabit terim	2,431		
P_{11}	-0,00050	-3,81	0,000
P_{21}	-0,0093	-3,30	0,002
P_{32}	0,00020	3,53	0,001
P_{41}	0,00040	4,54	0,000
P_{12}^2	-0,00000020	-1,62	0,113
P_{21}^2	0,0000154	3,38	0,002
P_{31}^2	0,00000260	10,49	0,000
P_{33}^2	0,00000042	1,68	0,10
P_{51}^2	0,00000204	7,21	0,000
P_{54}^2	-0,00000071	-2,44	0,019

$$f = 2,431 - 0,0005P_{11} - 0,0093P_{21} + 0,0002P_{32} + 0,0004P_{41} - 0,00000020P_{12}^2 + 0,0000154P_{21}^2 + 0,0000026P_{31}^2 + 0,00000042P_{33}^2 + 0,00000204P_{51}^2 - 0,00000071P_{54}^2 \quad (5. 16)$$

Çizelge 5. 11 Model özeti

Model	R	R^2	Düzeltilmiş R^2	Standart Sapma
Eşitlik 5. 16	0,917 ^a	0,841	0,804	0,0119

^a Tahmin değişkenleri: Pistonların farklı stroklardaki pot basınçları (P_{11} , P_{21} , P_{32} , P_{41} , P_{12}^2 , P_{21}^2 , P_{31}^2 , P_{33}^2 , P_{51}^2 , P_{54}^2)

^b Bağımlı değişken: Çok amaçlı fonksiyon (f)

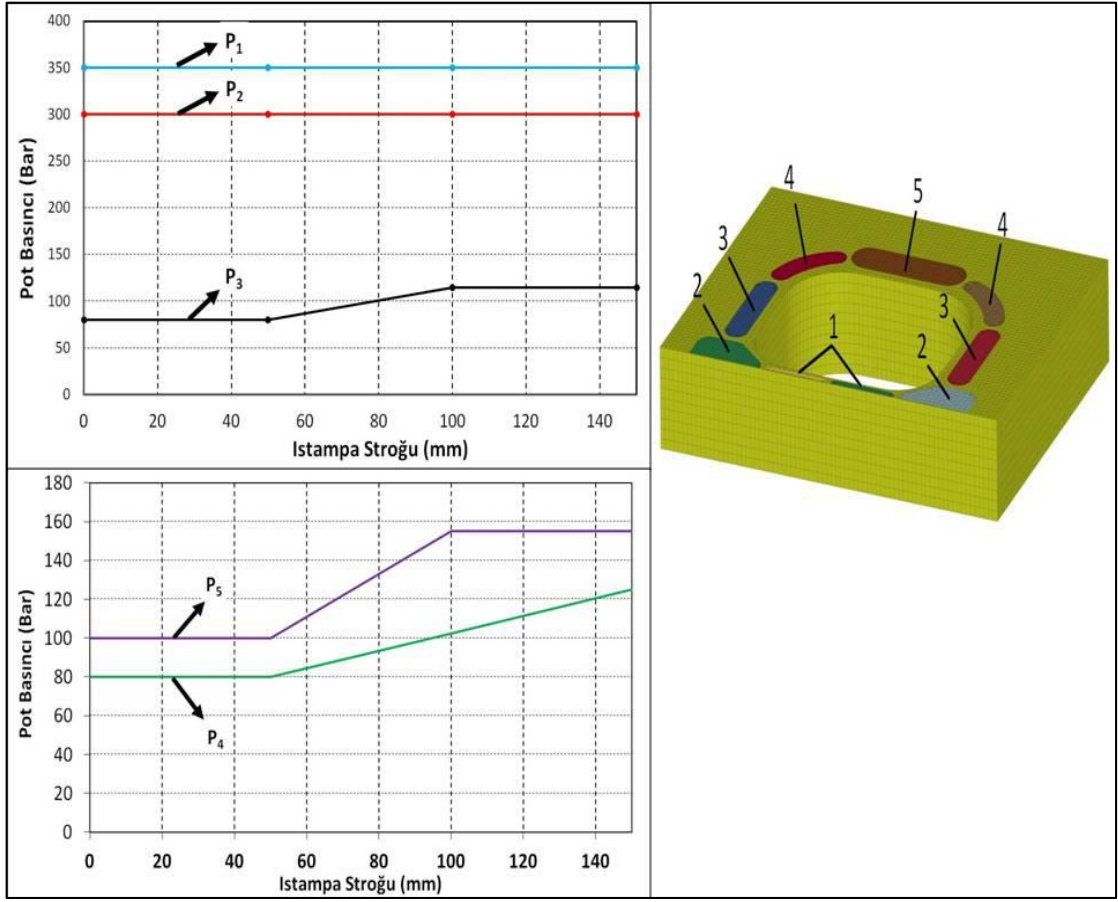


Şekil 5. 48 Çok amaçlı fonksiyonun değişimi

Taguchi optimizasyonuna göre, değişkenlerin her bir seviyesine karşılık gelen amaç fonksiyonu değerlerinin ortalamaları alınmış ve bunların içerisinde amaç fonksiyonunu minimum yapan seviye ilgili değişken için optimum değer olarak belirlenmiştir. Belirlenen optimum noktaların parçalı doğrularla birleştirilmesi sonucu, her bir piston için optimum pot basıncı – strok eğrisi elde edilmiştir. Benzetilmiş tavlama algoritması ve Taguchi optimizasyon metodunun uygulanması sonucu, tahmin edilen her bir pistondaki pot basıncının yola göre değişimi Şekil 5. 49’da gösterilmektedir.

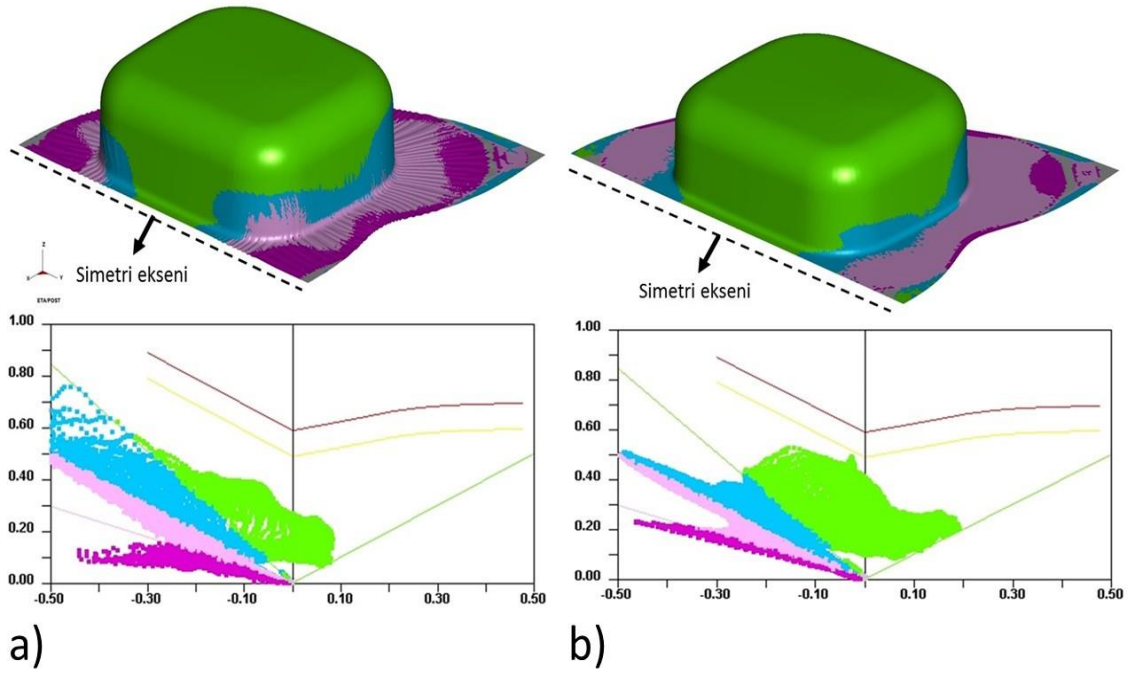
Çizelge 5. 12 Tasarım değişkenlerinin optimum değerleri

Tasarım Değişkenleri	Optimum Değerler (Bar)
P_{11}	349,987
P_{12}	346,22
P_{21}	301,646
P_{31}	81,429
P_{32}	83,005
P_{33}	114,987
P_{41}	82,647
P_{51}	100,029
P_{54}	154,622



Şekil 5. 49 Metoda göre tahmin edilmiş her bir pistondaki optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları

Şekil 5. 49’da, ilk 50 mm’lik strok değerine kadar köprü bölgesindeki 1 nolu piston hariç diğer pistonlardaki pot basınçlarının minimum seviyede sabit kaldığı, 50 mm’den sonra ise, 1 ve 2 numaralı piston hariç diğer pistonlardaki basınçların maksimum değerlerine kadar lineer bir şekilde artışa geçtiği görülmektedir. Buradan, ilk 50 mm derinliğe kadar parçada önemli bir kırışmanın olmadığı ve bu nedenle pistonlardaki basınçların minimum seviyede kaldığı, 50 mm’den sonra ise sacdaki küçülmeye bağlı olarak malzemeyi kırıştırmadan kontrollü bir şekilde kalıp boşluğuna aktarabilmek için bütün pistonlardaki pot basınçlarının artışa geçtiği sonucuna varılmıştır. Şekil 5. 49’da gösterilmiş olan pot basıncı – strok eğrilerine göre sonlu eleman analizi gerçekleştirilmiş ve analiz sonrasında parça durumu, ilk Taguchi deneyine göre gerçekleştirilen analizden elde edilen parça durumu ile karşılaştırılmıştır. Optimizasyon öncesi ve sonrasında parçanın durumları Şekil 5. 50’da gösterilmektedir.



Şekil 5. 50 Optimizasyon öncesi ve sonrasında gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerine göre parçanın durumları a) optimizasyon öncesi, b) optimizasyon sonrası

Şekil 5. 50’de optimizasyon öncesinde parçanın flanş bölgesindeki düğüm noktalarında majör gerinimlerin kırışma limit eğrisinin altında kaldığı ve bu bölgelerde kırışmaların olduğu, optimizasyon sonrasında ise gerinimlerin kırışma limit eğrisine yaklaştığı ve parçanın flanş bölgesindeki kırışmaların azaldığı görülmektedir.

Çalışmada matematiksel modelin tahmin kabiliyetini değerlendirilebilmek için, optimum parametrelere göre gerçekleştirilen sonlu eleman analizinden elde edilen amaç fonksiyonunun değeri ile optimum noktaların Eşitlik 5. 16’te yerine konulmasıyla hesaplanan amaç fonksiyonunun değeri karşılaştırılmıştır. Çizelge 5. 13’de modele ve sonlu eleman analizine göre elde edilen amaç fonksiyonuna ait değerlerin karşılaştırılması gösterilmektedir. Çizelge 5. 13’e göre model ile sonlu eleman analizi arasında yaklaşık %8,153 değerinde bir hatanın olduğu görülmektedir. Bu sonuç matematiksel modelin tahmin kabiliyetinin iyi olduğunu ve Eşitlik 5. 16’nın sonlu eleman analizlerinin yerine kullanılabileceğini göstermektedir.

Çizelge 5. 13 Sonlu eleman analizi ve matematiksel modelden hesaplanan amaç fonksiyonu değerlerinin karşılaştırılması

Amaç fonksiyonu	Sonlu eleman analizine göre	Eşitlik 5.16'ya göre	Hata	% Hata
f	0,984134925	0,9039	0,0802	% 8,153

DENEYSEL DOĞRULAMA

Bu bölümde, tez kapsamında geliştirilen metoda göre tahmin edilen optimum pot kuvvetleriyle deneyler gerçekleştirilmiş ve deney sonuçlarıyla nümerik sonuçlar karşılaştırılarak metodun doğrulaması yapılmıştır.

6.1 Optimum Bölgeye Göre Değişken (Yoldan Bağımsız) Pot Kuvvetlerinin Deneyle Doğrulanması

Çalışmada ilk olarak, metoda göre tahmin edilen optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetlerinin çok noktadan kontrollü hidrolik preste uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bunun için öncelikle Şekil 5. 44’de gösterilen pot kuvvetleri pistonların alanları gözönüne alınarak basınç birimi bara dönüştürülmüştür. Ardından hidrolik presin kontrol ekranındaki arayüzde, her bir pistonun karşısındaki sütuna pistonlardaki pot basınçları bar cinsinden girilmiş ve hidrolik pres bu değerlerle çalıştırılmıştır.

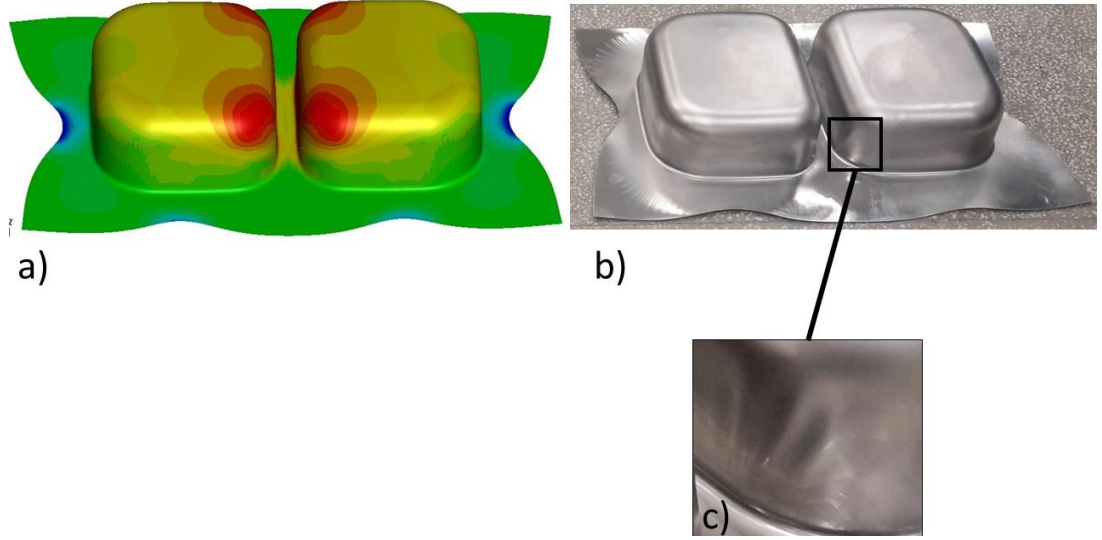
DeneySEL doğrulamada 2 kriter dikkate alınmıştır: a) Model ve deneyden elde edilen parça şekillerinin ve şekillendirilmiş parçadaki kenarlar arası mesafelerin karşılaştırılması, b) Kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması.

6.1.1 Parça Şekli ve Kenarlar Arası Mesafelerin Karşılaştırılması

Deney sonrasında elde edilen parçanın kenarları arasındaki mesafeler ölçülmüş ve ölçüm sonuçları sonlu eleman analizinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Optimum bölgede değişken pot kuvvetlerine göre gerçekleştirilen deney ve simülasyon

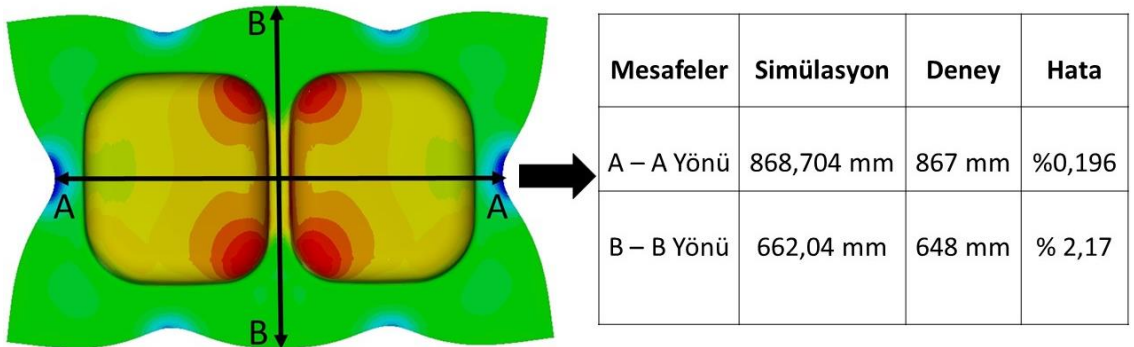
sonucunda, parçanın şekli ve kenarları arasındaki mesafelerin karşılaştırılması sırasıyla Şekil 6. 1 ve Şekil 6. 2’de gösterilmiştir.

Simülasyon ve deneyden elde edilen parça şekilleri karşılaştırıldığında, deney sonrası çift gözlü evyenin köprü bölgesine komşu yan duvarlarında kırışmaların meydana geldiği, simülasyon sonrasında ise bu bölgelerde kırışmaların olmadığı görülmüştür (Şekil 6. 1 a ve b).



Şekil 6. 1 Optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında elde edilen parça şekillerinin karşılaştırılması (a. Analiz, b. Deney, c. Lokal kırışma)

Simülasyon ve deney sonrası elde edilen parçanın kenarları arası mesafeleri karşılaştırıldığında, parçanın uzun kenarında (A – A yönü) simülasyon ile deney arasında % 0,2, kısa kenarında ise (B – B yönü) % 2,17 civarında bir farkın olduğu görülmüştür (Şekil 6. 2).



Şekil 6. 2 Optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen simülasyon ve deney sonrası kenarlar arası mesafelerin karşılaştırılması

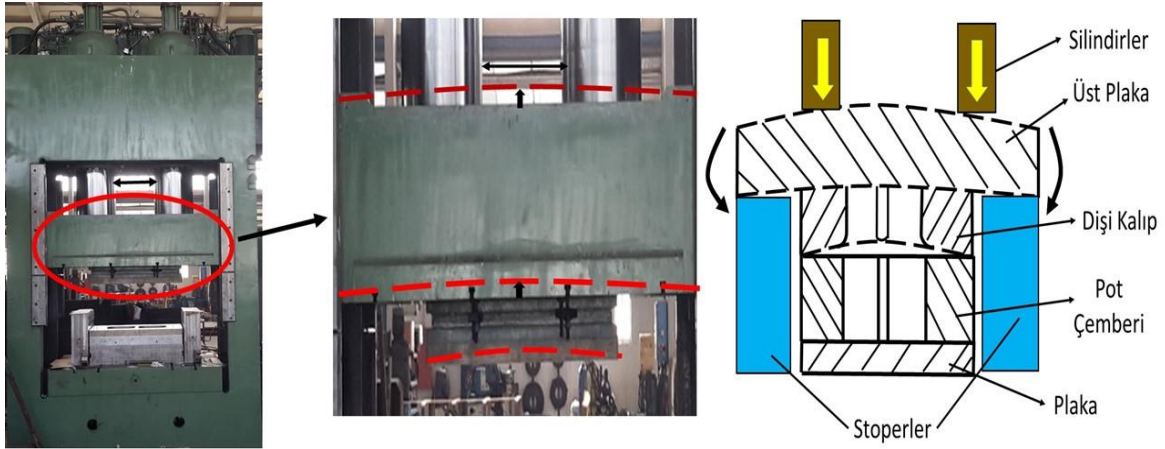
Deney sonrasında, kırışmaların sadece parçanın köprü bölgesine komşu yan duvarlarında meydana gelmesi ve simülasyonla deney arasında B – B yönündeki farkın diğer yöne göre daha fazla olması, bu bölgedeki pistonlarda modelden tahmin edilen pot basınçlarının yeterli olmadığı, bu nedenle B – B yönünde gereğinden fazla malzemenin kalıp boşluğuna aktığı ve yan duvarda kırışmalara yol açtığı sonucuna varılmıştır. Bunun üzerine deneylerde, diğer pistonlardaki pot basınçlarının değiştirilmeyip, sadece köprü bölgesinde bulunan pistonlardaki pot basınçları artırılarak bu bölgedeki kırışmaların giderilmesi amaçlanmıştır. Deneysel çalışmalarda, çift gözlü evyenin köprü bölgesinde bulunan 1 nolu pistondaki basıncın 300 bardan 350 bara (48,98 kN'dan 57,14 kN'a) , 2 nolu pistondaki basıncın ise 280 bardan 335 bara (240,49 kN'dan 287,73 kN'a) çıkartılmasıyla bu bölgedeki kırışmalar önlenmiştir (Şekil 6. 3).



Şekil 6. 3 a) Köprü bölgesini kontrol eden 1 ve 2 nolu pistonlardaki pot basınçlarının artırılması ile gerçekleştirilen deney sonucu elde edilen parça, b) Yan duvar

Parçanın köprü bölgesindeki malzeme akışında, model ile deney arasında ortaya çıkan farklılığın sebebi araştırıldığında, problemin deneyde kullanılan hidrolik presin konstrüksiyonundan kaynaklandığı anlaşılmıştır. Kullanılan hidrolik preste üst plakayı hareket ettiren iki silindirin aralarında yaklaşık 50 cm civarında bir mesafenin olması,

şekillendirme sırasında üst plaka ve buna bağlı kalıbın orta kısımlarının yukarıya doğru gereğinden fazla esnemesine yol açmıştır (Şekil 6. 4).



Şekil 6. 4 Üst plaka ve kalıptaki esnemelerin gösterimi

Meydana gelen bu esneme nedeniyle, kalıbın orta kısmından pot çemberine doğru yeterli kilitleme kuvveti iletilmemekte, bu da köprü bölgesi için modelden tahmin edilen pot basınçlarının eksik kalmasına ve bu bölgede kırışmaların ortaya çıkmasına sebebiyet vermektedir. Pres gövdeleri elastik sistemler olup, standartlardaki sınıflandırmalara göre az veya çok esneme yapmaktadırlar. Bunu önlemek için rijidlik artırılmak istendikçe, pres maliyetlerinin yükselmesini de göze almak gerekmektedir. Köprü bölgesindeki pistonlarda model ile deney arasında ortaya çıkan basınç farkının belirlenmesi üzerine, yukarıda belirtilen revize edilmiş basınçlarla tekrardan sonlu eleman analizi gerçekleştirilmiş ve analiz ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Çizelge 6. 1’de köprü bölgesi için revize edilmiş pot basınçlarıyla gerçekleştirilen analiz ve deney sonrası şekillendirilmiş parçanın kenarları arasındaki mesafelerin karşılaştırılması gösterilmektedir.

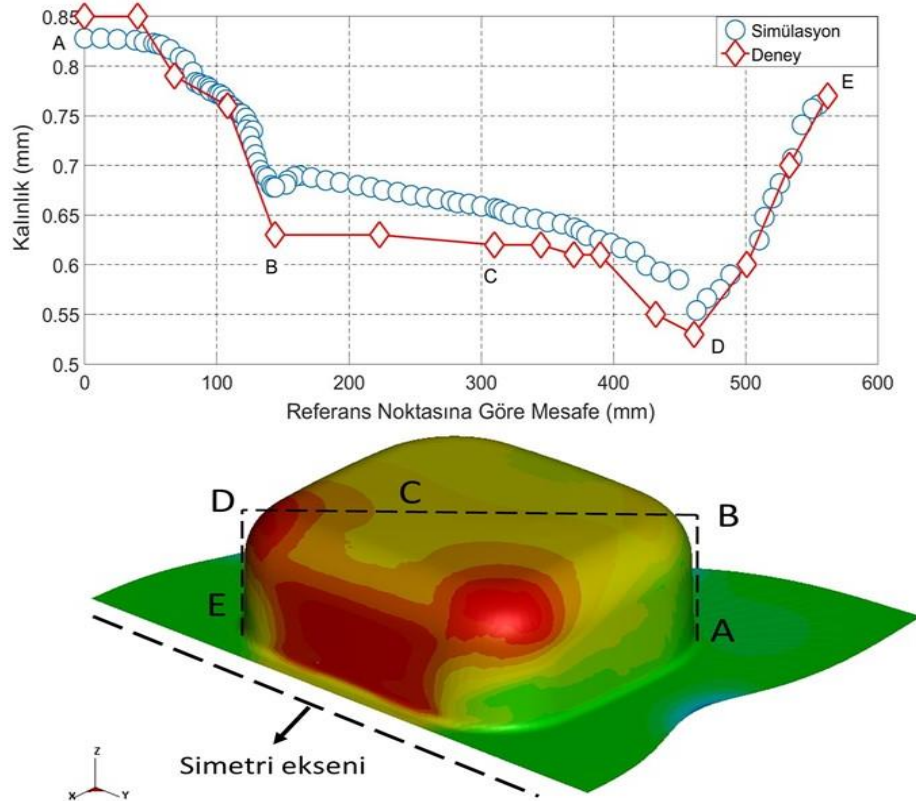
Çizelge 6. 1 Çift gözlü evyenin köprü bölgesinde revize edilmiş piston basınçlarına göre gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında parçadaki kenar mesafelerinin karşılaştırılması

Mesafeler	Simülasyon	Deney	Hata
A – A Yönü	870,384 mm	865 mm	% 0,62
B – B Yönü	665,618 mm	655 mm	% 1,62

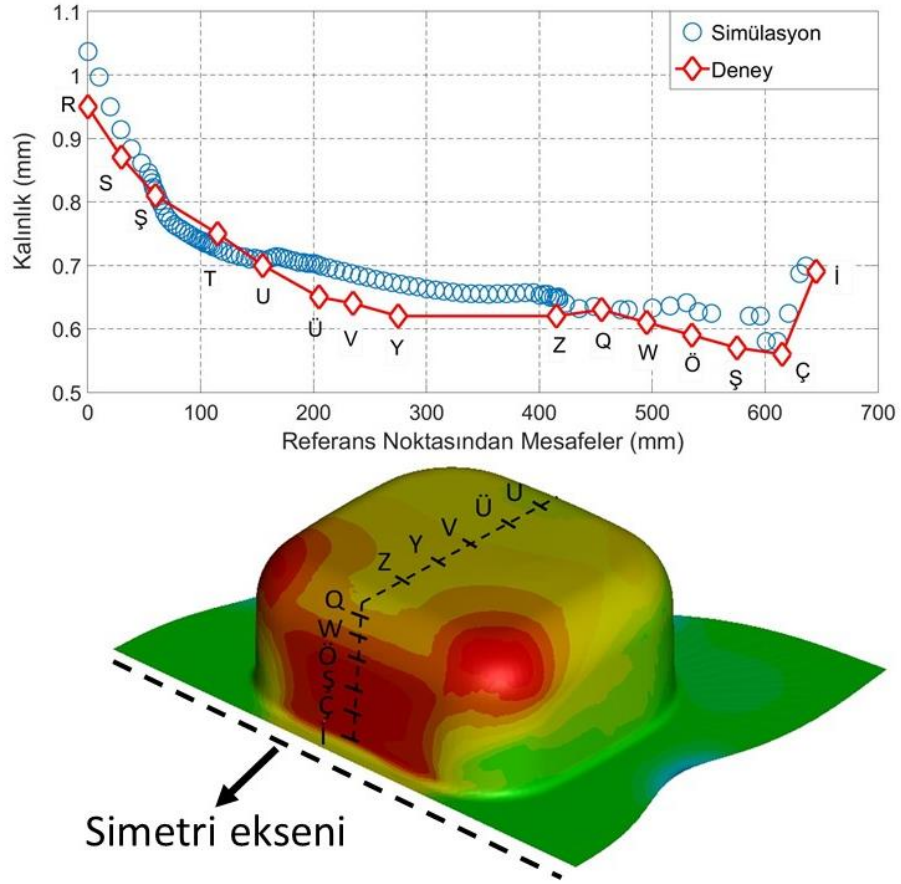
Çizelge 6. 1’de, köprü bölgesindeki pistonların basınçları artırıldığında, B – B yönünde simülasyon ile deney arasındaki hata yüzdesinin bir önceki duruma göre azaldığı ve modelin deney şartlarına yaklaştığı görülmektedir.

6.1.2 Kalınlık Dağılımlarının Karşılaştırılması

Parçadaki lokal kırışmalar ortadan kaldırıldıktan ve kenarlar arası mesafeler karşılaştırıldıktan sonra, parçanın kalınlık dağılımları nümerik ve deneysel olarak irdelenmiştir. Deneysel kalınlık dağılımını elde edebilmek için, parça 5 eksen laser kesimle kesilmiş ve evyenin iki gözü birbirinden ayrılmıştır. Daha sonra ayrılan her bir evye gözü, köşeden köşeye ve boydan boya kesilmiştir. İşlemin tamamlanmasından sonra, kesilen yerlerden noktasal mikrometre ile kalınlıklar ölçülmüş ve parçanın köşeden köşeye ve boydan boya kalınlık dağılımları çıkarılmıştır. Belirtilen yönler için analiz ve deneyden elde edilen kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması sırasıyla Şekil 6. 5 ve Şekil 6. 6’da gösterilmektedir.



Şekil 6. 5 Optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen simülasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımı ile deneysel kalınlık dağılımının karşılaştırılması (köşeden köşeye)



Şekil 6. 6 Optimum bölgeye göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen simülasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımı ile deneysel kalınlık dağılımının karşılaştırılması (boydan boya)

Şekil 6. 5 ve Şekil 6. 6 incelendiğinde, simülasyondan tahmin edilen ve deneyden elde edilen kalınlık dağılımlarının birbirleriyle uyumlu olduğu, her ikisinde de diyagonal yön için minimum kalığın parçanın köşe noktasında (D noktası_0,53 mm), boydan boya yön için ise iki gözün birleştiği duvarda (Ç noktası_0,56 mm) meydana geldiği görülmüştür. Bu noktalarda simülasyon ile deney arasında sırasıyla D noktası için %4,53, Ç noktası için ise %3,57 değerinde hata bulunmaktadır. Bu değerler parçanın kalınlık dağılımının model tarafından doğru bir şekilde tahmin edildiğini göstermektedir.

6.2 Optimum Bölgeye ve Yola Göre Değişken Pot Kuvvetlerinin Deneyle Doğrulanması

Metoda göre tahmin edilen bölgeye göre değişken pot kuvvetlerinin deneyle doğrulanmasının ardından, optimum bölgeye ve yola göre değişken pot kuvvetlerinin uygulamasına geçilmiştir.

Hidrolik preste pot basınçlarının girildiği ekranda; sütunlar pistonların bulundukları bölgeleri, satırlar ise proses sırasındaki ıstampa stroğunu ifade etmektedir. Çalışmada, 5 bölgede ve her bölge için de yola bağlı olarak 4 farklı noktada pot basınçları değiştirildiği için, ekran 4 satır ve 5 sütundan oluşmaktadır (Şekil 6. 7).

Limit	Bölge 1	Bölge 2	Bölge 3	Bölge 4	Bölge 5
1.0 mm	350.0 bar	335.0 bar	100.0 bar	125.0 bar	150.0 bar
50.0 mm	350.0 bar	335.0 bar	100.0 bar	125.0 bar	150.0 bar
100.0 mm	350.0 bar	335.0 bar	100.0 bar	125.0 bar	150.0 bar
170.0 mm	350.0 bar	335.0 bar	100.0 bar	125.0 bar	150.0 bar

Değer izleme					
-16.6 mm	0.0 bar	0.8 bar	0.6 bar	1.0 bar	0.1 bar

TABLA ON	ÇIKIŞ	BAR
----------	-------	-----

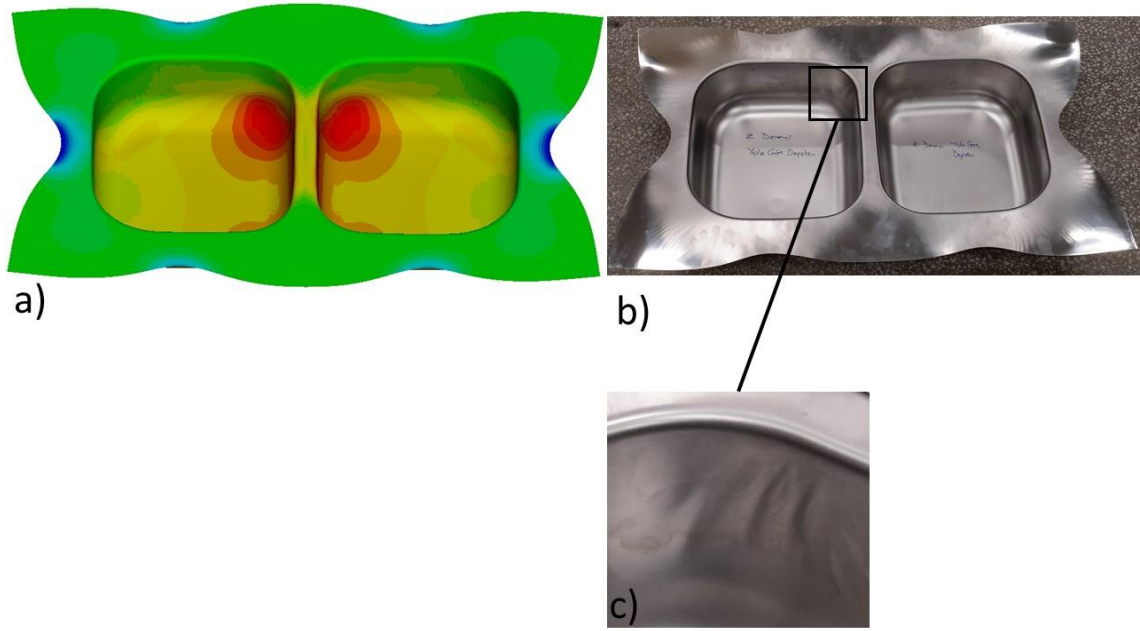
Şekil 6. 7 Hidrolik presin kontrol ünitesinde basınçların girildiği ekran

Şekil 5. 49'da gösterilen ve modelden tahmin edilen her bir pistondaki optimum pot basıncı – strok eğrileri hidrolik presin kontrol ünitesine girilerek deneyler gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar analizden tahmin edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

6.2.1 Parça Şekli ve Kenarlar Arası Mesafelerin Karşılaştırılması

Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarıyla gerçekleştirilen analiz ve deney sonrasında, parçanın şekli ve kenarları arasındaki mesafelerin karşılaştırılması sırasıyla Şekil 6. 8 ve Çizelge 6. 2'de gösterilmiştir.

Bir önceki uygulamada olduğu gibi, bu uygulamada da modelden tahmin edilen basınçlarla gerçekleştirilen deneylerde, aynı bölgede kırışmaların meydana geldiği görülmüştür (Şekil 6. 8).



Şekil 6. 8 Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında elde edilen parça şekillerinin karşılaştırılması
(a. Analiz, b. Deney, c. Lokal kırışma)

Çizelge 6. 2 Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarıyla gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında parçadaki kenarlar arası mesafelerin karşılaştırılması

Mesafeler	Simülasyon	Deney	Hata
A – A Yönü	868,11 mm	862 mm	% 0,709
B – B Yönü	654,579 mm	642 mm	% 1,96

Bölüm 6.1’de belirtilmiş olan hidrolik presin üst plakasındaki esneme nedeniyle, parçanın kısa kenarında (B – B yönü) simülasyon ile deney arasındaki hatanın, uzun kenarına göre (A – A yönü) daha fazla olduğu görülmüştür. Bunun üzerine köprü bölgesini kontrol eden pistonlardaki pot basınçlarının yola göre değişimi incelenmiş ve kırışmaları önlemek için, sadece bu bölgede bulunan pistonlardaki basınçlar değiştirilmiştir. Yan duvardaki kırışmadan sonra gerçekleştirilen deneylerde, 2 nolu pistonda basınç 300 bardan 335 bara yükseltilmiş, diğer pistonlarda ise modelden tahmin edilen basınç – strok eğrileri kullanılmıştır. 2 nolu pistondaki basıncın 35 bar artırılmasıyla gerçekleştirilen deneyler sonrasında ilgili bölgedeki kırışmaların önlendiği görülmüştür (Şekil 6. 9).



Şekil 6. 9 a) Köprü bölgesini kontrol eden 2 nolu pistonun basıncında yapılan değişikliğe göre gerçekleştirilen deney sonrası elde edilen parça, b) Yan duvar

Yan duvardaki kırışmaların önlenmesinden sonra, revize edilmiş basınç değeriyle sonlu eleman analizi gerçekleştirilmiş ve analiz ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Çizelge 6. 3’de analiz ve deneyden elde edilen kenarlar arası mesafelerin karşılaştırılması gösterilmektedir.

Çizelge 6. 3 Köprü bölgesinde revize edilmiş yola göre değişken piston basınçlarına göre gerçekleştirilen sonlu eleman analizi ve deney sonrasında parçadaki kenarlar arası mesafelerin karşılaştırılması

Mesafeler	Simülasyon	Deney	Hata
A – A Yönü	870,438 mm	860 mm	%1,214
B – B Yönü	657,122 mm	653 mm	%0,631

Köprü bölgesindeki 2 nolu pistondaki basıncın düzeltilmesinden sonra gerçekleştirilen analizde bir önceki duruma göre, B – B yönünde simülasyon ile deney arasındaki farkın azaldığı Çizelge 6. 3’de görülmektedir.

Her iki pot baskı tipinde meydana gelen lokal kırışmaların ortadan kaldırılması için, köprü bölgesini kontrol eden pistonların basınçlarında gerçekleştirilen düzeltmeler Şekil 6. 10 a ve b’deki tablolarda taralı olarak gösterilmektedir.

Strok	Piston 1	Piston 2	Piston 3	Piston 4	Piston 5	Strok	Piston 1	Piston 2	Piston 3	Piston 4	Piston 5
0 mm	350	335	100	125	150	0 mm	350	335	80	80	100
50 mm	350	335	100	125	150	50 mm	350	335	80	80	100
100 mm	350	335	100	125	150	100 mm	350	335	115	102,5	155
150 mm	350	335	100	125	150	150 mm	350	335	115	125	155

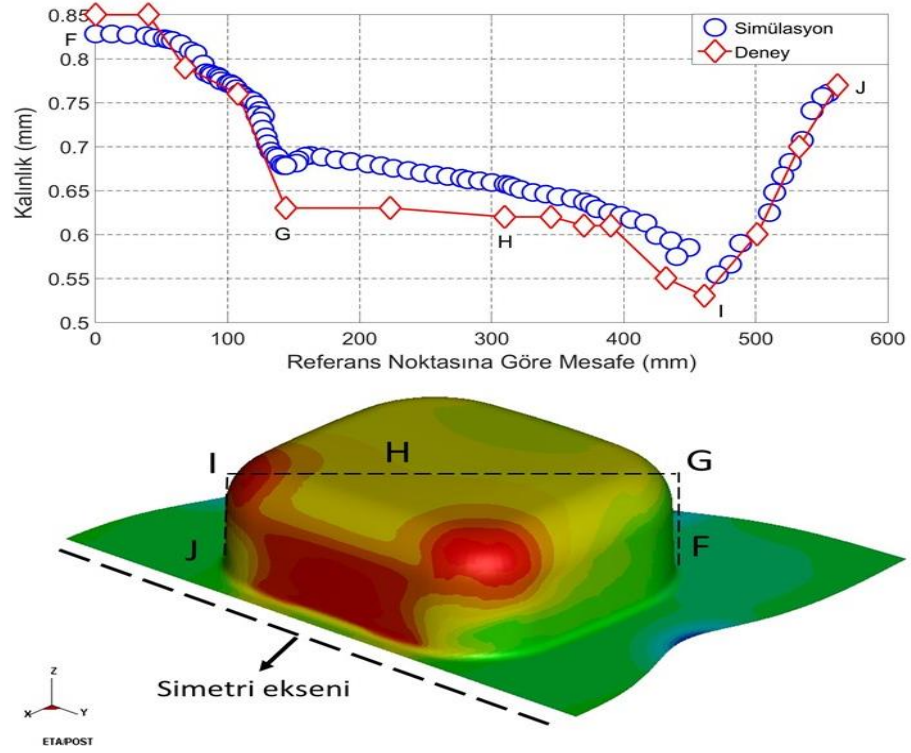
a) b)

Şekil 6. 10 Basınçların düzeltildiği pistonlar a) bölgeye göre değişken pot baskı tipi, b) bölgeye ve yola göre değişken pot baskı tipi

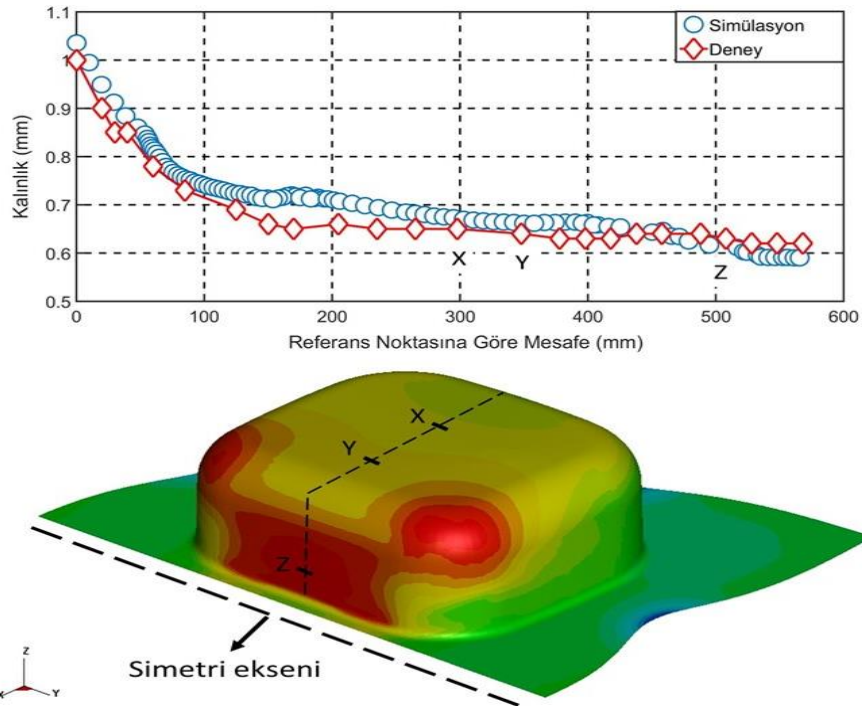
6.2.2 Kalınlık Dağılımlarının Karşılaştırılması

Parçanın yan duvarındaki kırışmaların önlenmesinden sonra, nümerik ve deneysel kalınlık dağılımları karşılaştırılmıştır. Köşeden köşeye ve boydan boya yönler için nümerik ve deneysel kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması sırasıyla Şekil 6. 11 ve Şekil 6. 12’de gösterilmiştir.

Şekil 6. 11 ve Şekil 6. 12’de her iki yön için simülasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımlarının, deney sonuçlarına yakın olduğu görülmektedir. Simülasyonla deney arasında kalınlıkların minimum olduğu noktalardaki hata yüzdeleri; köşeden köşeye yön için %6,3 (I noktası), boydan boya yön için ise % 4,83 (Z noktası) olarak belirlenmiştir. Her iki yönden elde edilen deneysel ve nümerik kalınlık dağılımları incelendiğinde; boydan boya yöne kıyasla, parçanın köşe bölgelerindeki (köprüye yakın) incelmelerin daha fazla olduğu görülmüştür.



Şekil 6. 11 Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarıyla gerçekleştirilen simülasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımı ile deneysel kalınlık dağılımının karşılaştırılması (köşeden köşeye)

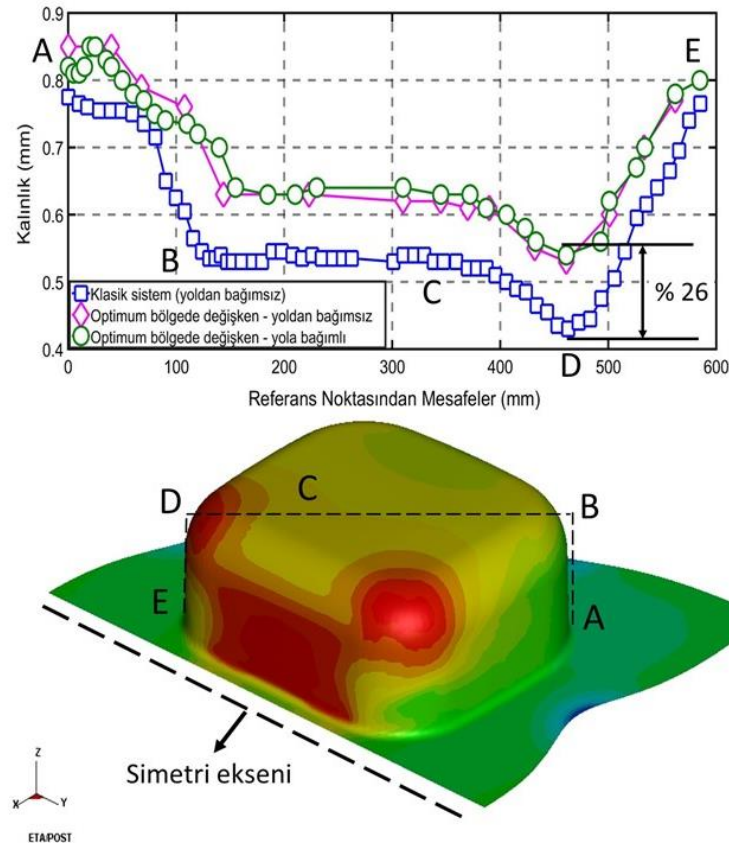


Şekil 6. 12 Optimum bölgeye ve yola göre değişken pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen simülasyondan tahmin edilen kalınlık dağılımı ile deneysel kalınlık dağılımının karşılaştırılması (boydan boy)

6.3 Metodun Değerlendirilmesi

Çalışmada optimum parametrelerin tahmin edilmesi ve bunların deneyle doğrulanmasının ardından elde edilen sonuçlar, aynı parçanın geleneksel sistemle derin çekimi sonucu elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve metodun performansı değerlendirilmiştir. Şekil 6. 13’de; çok noktadan kontrollü sistemde bölgeye göre değişken, bölgeye ve yola göre değişken pot kuvvetleriyle ve geleneksel sistemle derin çekilmiş parçaların diyagonal yöndeki kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması gösterilmektedir.

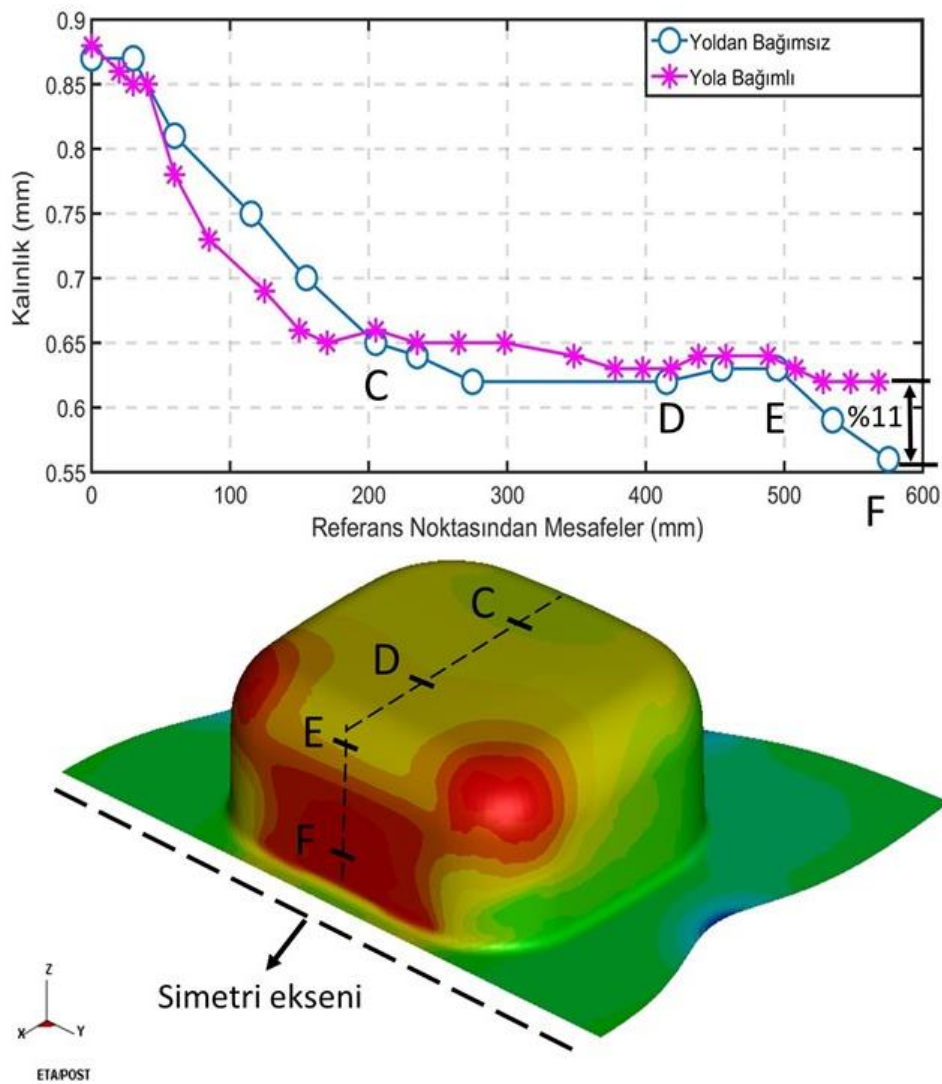
Şekil 6. 13’de klasik sistemden elde edilen sonuçlara kıyasla, optimum pot kuvvetleriyle parçanın köşe bölgesindeki incelmelerde %26 değerinde bir azalmanın elde edildiği görülmektedir (D noktası). Bu sonuç; çok noktadan kontrollü hidrolik presde değişken pot kuvvetleri doğru tahmin edilebildiği takdirde, klasik sisteme göre malzeme akışında daha iyi bir kontrol sağlanabileceğini ve buna bağlı olarak incelmelerde azalma elde edilebileceğini göstermektedir.



Şekil 6. 13 Çok noktadan kontrollü hidrolik pres ve geleneksel sistemle derin çekilmiş parçada diyagonal yöndeki kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması

Yoldan bağımsız pot basınçları ve yola bağımlı pot basınçlarıyla elde edilen sonuçlar kendi aralarında karşılaştırıldığında ise, diyagonal yönde elde edilen kalınlık dağılımlarının birbirine oldukça yakın olduğu ve aralarında önemli bir farkın olmadığı görülmüştür. Bu durum boydan boya kalınlık dağılımı için de incelenmiş ve burada farklılık olup olmadığı araştırılmıştır. Şekil 6. 14’de optimum yoldan bağımsız ve yola bağımlı pot basınçları için boydan boya kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması gösterilmektedir.

Şekil 6. 14’de boydan boya doğru kalınlık dağılımlarının karşılaştırılmasında; yoldan bağımsız pot kuvvetlerine kıyasla, yola bağımlı pot kuvvetleriyle iki gözün birleştiği duvar bölgesinde incelmelerde %11 değerinde bir azalmanın olduğu görülmüştür.



Şekil 6. 14 Yoldan bağımsız ve yola bağımlı pot kuvvetleriyle gerçekleştirilen deneylerden elde edilen boydan boya kalınlık dağılımlarının karşılaştırılması

Çalışmada ortaya çıkan bu durumun sebebi araştırılmış ve parçanın bu bölgesinde meydana gelen incelmelerde, düz kenarlardaki pot basınçlarının etkisinin olduğu anlaşılmıştır. Yola bağlı pot basınçlarıyla gerçekleştirilen şekillendirmede düz kenarlarda pot basınçları düşük değerlerde başladığından, şekillendirme sırasında köprü bölgesi için gerekli malzeme ihtiyacının çoğu düz kenarlardan karşılanmış ve yoldan bağımsız pot basıncına kıyasla köprü bölgesinden daha az malzeme kalıp boşluğuna aktarılmıştır. Bu nedenle, yoldan bağımsız pot basınçlarıyla karşılaştırıldığında, yola bağlı pot basınçlarıyla gerçekleştirilen şekillendirmelerde çift gözlü evyenin iki gözünün birleştiği duvarda incelmelerde azalma elde edilebilmiştir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Doktora tez çalışmasında, dikdörtgen geometriye sahip çift gözlü kapların derin çekimi için her bir piston tarafından uygulanacak pot basınçlarının bölgeye ve yola bağlı değişimini tahmin edebilecek bir metot geliştirilmiş ve parça olarak çift gözlü evye seçilmiştir. Geliştirilen metot sonlu eleman tabanlı optimizasyon yöntemlerine dayalı olup iki aşamada uygulanmıştır: ilk aşamada metoda göre bölgeye göre değişken pot basınçları, ikinci aşamada ise bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları tahmin edilmiştir.

Çalışmada öncelikle ostenitik (304) paslanmaz sac malzemenin tek eksenli çekme testiyle mekanik özellikleri belirlenmiştir. Sırasıyla $\dot{\epsilon} = 0,001 s^{-1}$, $\dot{\epsilon} = 0,005 s^{-1}$, $\dot{\epsilon} = 0,008 s^{-1}$ ve $\dot{\epsilon} = 0,02 s^{-1}$ gerinim hızı değerlerinde çekme testleri gerçekleştirilerek malzemenin akma ve çekme dayanımlarının hıza bağlı değişimi incelenmiştir. Sac malzemenin anizotropi özelliklerini belirleyebilmek için malzemenin haddeleme yönüne paralel, diyagonal ve dik yönde hazırlanmış çekme numuneleriyle testler gerçekleştirilmiş ve malzemenin üç yöndeki anizotropi katsayısı belirlenmiştir. Malzemenin şekil değiştirme hızına duyarlılığının belirlenmesinde sıçrama testi gerçekleştirilmiştir. Test sırasında 100 katlık bir hız farkı oluşturulmuş ve hız artışına bağlı olarak gerilme piklerinin logaritmaları oranlanarak m değeri belirlenmiştir. Sıçrama testi numunenin üç haddeleme yönü için tekrar edilerek, her yön için malzemenin şekil değiştirme hızına hassasiyet üsteli elde edilmiştir. Tez kapsamında gerçekleştirilen sonlu eleman simülasyonlarında doğru sonuçlara ulaşabilmek için, çalışmada malzemenin akma eğrisinin matematiksel olarak tanımlanması gerekli olmuştur. Bunun için

literatürde bulunan kuasi-statik akma eğrisi modelleri incelenmiş ve bu modellerin ostenitik (304) paslanmaz çelik için uygunluğu değerlendirilmiştir. Modellerin deneysel akma eğrisine uydurulmasında nonlinear en küçük kare metodu ve Levenberg-Marquardt algoritması uygulanmış ve sonuçların değerlendirilmesi istatistiksel parametrelerden belirlilik katsayısı (R^2) değerine göre yapılmıştır.

Çekme testlerinin sonucunda;

- Gerinim hızı arttıkça malzemenin akma dayanımı artarken, çekme dayanımının ise azaldığı görülmüştür. Bu durum plastik şekil değiştirme sırasında 304 paslanmaz çeliğin içyapısındaki kalıntı ostenitin martenzite dönüşüm oranı ile açıklanmıştır. Ostenitik (304) paslanmaz çeliklerde içyapıdaki kalıntı ostenit plastik şekil değiştirme sırasında martenzite dönüşmekte ve martenzit fazı malzemenin şekillendirilmesi sırasında oluşan mikroçatlakların ilerlemesini geciktirmektedir. Gerinim hızı arttığında ise, malzeme adyabatik ısındığı için içyapıdaki ostenitin martenzite dönüşümü azalmakta ve bu durum mikroçatlakların durdurulamayarak, malzemenin çekme dayanımının azalmasına neden olmaktadır.
- Malzemenin ortalama anizotropi katsayısı 1,448, düzlemsel anizotropi katsayısı ise – 0,796 olarak belirlenmiştir. Bu değerlere göre, sac malzemenin derin çekme sırasında incelmeye karşı direnci ve bu malzemedan şekillendirilecek parçalarda kulak oluşumu görülme eğilimi yüksektir.
- Malzemenin her üç doğrultudaki m değerinin oldukça düşük olduğu (0,01) görülmüştür. Bu sonuç metallerin oda sıcaklığında şekil değiştirme hızına duyarlılığının çok az olduğunu ve pres hızında ortaya çıkabilecek hız değişimlerinin malzeme davranışında büyük bir değişikliğe yol açmayacağını göstermektedir.
- Elde edilen deneysel akma eğrileri ile dört kuasi – statik modelin (Hollomon, Ludwik, Swift ve El-Magd) karşılaştırması yapılmış ve deneysel akma eğrisi ile en iyi uyumu El-Magd modelinin verdiği görülmüştür. El-Magd modelinin diğer modellere göre terim sayısının daha fazla olması ve üstel bir terime sahip olması modelin deneyi temsil etme kabiliyetini artırmıştır. El-Magd modelinin dışındaki

modellere bakıldığında ise Swift modelinin diğer iki modele göre daha başarılı olduğu, Ludwik modelinin ise en kötü performansı gösterdiği görülmüştür.

Çalışmada tek eksenli çekme testlerinin gerçekleştirilmesinin ardından, tez kapsamında seçilen çift gözlü evyenin değişken pot çemberi basıncıyla derin çekiminin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Sistemde pot çemberi elastik deformasyona uğratarak farklı bölgelerde farklı kuvvetlerin oluşturulabilmesi amaçlanmıştır. Bunun için deney düzeneğinde pot çemberinin altına ayrı bir plaka tasarlanmış ve hidrolik sistem bütünüyle bu plakaya entegre edilmiştir. Toplam 5 bölgede pot basınçları değiştirilmiş olup, basınçları uygulayacak pistonlar parça geometrisine göre dizilmiştir. Belirtilen deney düzeneğine göre sonlu eleman modeli hazırlanmıştır. Modelde;

- Kalıp, ıstampa ve pistonlar rijid olarak, pot çemberi ise elastik olarak modellenmiştir. Parçaların simetri durumları incelenmiş ve geometrileri nedeniyle parçalar ancak yarım modellenebilmiştir.
- Doğruluk ve çözüm süresi göz önüne alınarak, sac için optimum eleman boyutunun belirlenmesi amacıyla çeşitli analizler gerçekleştirilmiştir. Bunun için farklı eleman boyutunda ve farklı inceltme seviyelerinde olmak üzere 5 ayrı sonlu eleman analizi gerçekleştirilmiştir. İlk üç analizde, şekillendirme sırasında saca ait düğüm noktalarının, kalıp radyüsünden dışarı çıktığı görülmüştür. Bunun üzerine sactaki eleman boyutu azaltılıp, inceltme seviyesi artırılarak 2 ayrı analiz daha gerçekleştirilmiştir. Son iki analizden elde edilen sonuçlarda, sacın kalıp radyüsünden dışarı çıkmadığı görülmüştür. Bu iki analizden hangisinin seçileceğine dair kararın verilmesinde çözüm sürelerine bakılmıştır. Çözüm süreleri de dikkate alındığında, modelde sac için optimum eleman boyutunun 4 mm, inceltme seviyesinin ise 2 alınmasına karar verilmiştir.
- Sac için optimum eleman boyutunun belirlenmesinin ardından, kalıp radyüsündeki eleman sayısının etkisi araştırılmıştır. Çözüm süresini düşerebilmek amacıyla kalıp radyüsündeki eleman sayısı azaltılmış, 8 mm'lik radyüs sırasıyla 2 ve 4 elemanla geçilmiştir. Her iki durum için gerçekleştirilen

sonlu eleman analizlerinde sacın kalıp radyüsüne penetre olduğu görülmüş ve bu durumda kalıp radyüsündeki eleman sayısının düşürülmeyip, modelde 8 mm'lik radyüsün 6 elemanla geçilmesine gerektiğine karar verilmiştir.

- Seçilmiş ıstampa hızının uygunluğunu belirleyebilmek için dinamik etkiler incelenmiştir. Bunun için gerçekleştirilen analizlerde, kinetik enerjinin iç enerjiye oranına bakılmış ve analiz süresince bu oranın %5'i geçip geçmediği kontrol edilmiştir. Yapılan incelemelerde, sadece analizin başında kinetik enerjinin iç enerjinin %5'ini geçtiği görülmüştür. Bu durum ıstampanın saca ilk andaki teması ile açıklanmıştır. Başlangıçta ıstampa saca yüksek hızla temas ettiği için, sactaki titreşimler en yüksek değerine ulaşmış ve bu nedenle ilk anda modelde kinetik enerji iç enerjinin %5'ini geçmiştir.
- Sac malzemenin anizotropik davranışının tanımlanmasında Hill48 ve Barlat89 akma kriterleri değerlendirilmiştir. Bu modellere göre, malzemenin akma gerilmesi ve anizotropi katsayısının hadde yönüne göre değişimi teorik olarak hesaplanmış ve teorik sonuçlar çekme deneyinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre hadde yönüne dik yönde Barlat89 kriteri %4,5, Hill48 kriteri ise %26 hata payı ile tahminde bulunurlarken, diagonal yönde ise Hill48 kriteri %0,7, Barlat89 kriteri ise %5,16 değerinde hata payı ile tahminde bulundukları görülmüştür. Anizotropi katsayısının açıya göre değişimine bakıldığında; her üç yönde de Barlat89 kriterinin çekme deneyi sonuçlarıyla uyduğu, Hill48 kriterinin ise diagonal yönde anizotropi katsayısını deneye göre daha yüksek bir değerde tahmin ettiği görülmüştür. Son olarak her iki kritere göre çift gözlü evye derin çekme prosesinin sonlu eleman analizleri gerçekleştirilmiş ve analizlerden tahmin edilen kalınlık dağılımları ile klasik sistemde gerçekleştirilen deneyden elde edilen kalınlık dağılımları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda Barlat89 kriterine göre tahmin edilen kalınlık dağılımının, Hill48 kriterine göre deney sonuçlarına daha yakın olduğu görülmüştür. Bu sonuç, akma kriterlerinin malzemenin anizotropi katsayılarını tahminindeki farklılıktan kaynaklanmıştır. Teorik ve deneysel sonuçların

karşılaştırmalarından, sac malzemenin anizotropik davranışının modellenmesinde Barlat89 akma kriterinin kullanılmasına karar verilmiştir.

Sonlu eleman modelinin hazırlanıp modelin doğrulanmasından sonra, tez çalışması kapsamında geliştirilen metot parça üzerinde uygulanmış ve metoda göre optimum pot basınçları tahmin edilmiştir. Metotta;

- Değişken pot çemberi basınçlarının tahmini, çok amaçlı optimizasyon problemi olarak formüle edilmiş ve problemde iki amaç fonksiyonu tanımlanmıştır. İlk fonksiyon parçadaki incelmelerin, ikinci fonksiyon ise kırışmaların minimizasyonuna dayalı hazırlanmış olup, problemde pot basınçları da tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır.
- İncelme ve kırışma için amaç fonksiyonları en küçük kareler metoduna göre oluşturulmuştur. İncelme için amaç fonksiyonu; parçadaki minimum kalınlığa göre, kırışma için amaç fonksiyonu ise parçadaki major gerinimlerin, kırışma limit eğrisine olan mesafesine göre tanımlanmıştır.
- Öncelikle bölgeye göre değişken pot basınçları, ardından bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları tahmin edilmiştir. Bölgeye göre değişken pot basınçlarının tahmininde, ardışık yanıt yüzeyleri ve hibrid algoritma (benzetilmiş tavlama + sıçrayan kurbağa) kullanılmış ve her bir pistondaki optimum pot basınçları tahmin edilmiştir. Bölgeye ve yola göre değişken pot basınçlarının tahmininde ise; Taguchi L_{54} ortogonal deney tasarımı, benzetilmiş tavlama algoritması ve Taguchi optimizasyonu kullanılmış ve her pistondaki pot basıncının yola göre değişim eğrisi tahmin edilmiştir.
- Metodun uygulanmasında, hibrid algoritma ile sonlu eleman analizlerinin arasındaki etkileşim, LS–OPT ve LS-DYNA programlarının birlikte kullanılmasıyla gerçekleştirilmiştir.

Doktora tezinin altıncı bölümünde, metoda göre tahmin edilen optimum bölgeye göre değişken ve optimum bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları çok noktadan kontrollü hidrolik prese girilerek, hidrolik pres programlanmıştır. Gerçekleştirilen deneyler sonrasında;

- Her iki pot baskı tipinde de yırtılmanın olmadığı, sadece köprü bölgesinin yan duvarlarında kırışmaların olduğu parçalar elde edilmiştir. Bu bölgelerde kırışmaların deneyde görülüp, analizde görülmemesi üzerine bu farklılığın sebebi araştırılmıştır. Yapılan araştırmalarda, hatanın hidrolik preste üst plakayı hareket ettiren silindirler arası mesafenin fazla olması, bu nedenle üst plaka ve buna bağlı olarak kalıbın orta kısımlarının gereğinden fazla esnemesinden kaynaklandığı anlaşılmıştır. Kalıbın orta kısmında meydana gelen esneme sebebiyle, bu bölgedeki sac malzemenin tutulmasında modelden tahmin edilen basınçlar yetersiz kalmış ve belirtilen bölgelerde aşırı malzeme akışı nedeniyle kırışmalar meydana gelmiştir.
- İlgili bölgede meydana gelen kırışmaları önlemek için, bölgede değişken pot baskı tipinde 1 ve 2 nolu pistonlarda modelden tahmin edilen basınçlara sırasıyla 50 ve 55 bar ilave edilirken, bölgeye ve yola göre değişken pot baskı tipinde ise; 2 nolu pistonda bütün proses boyunca 35 bar ilave edilmiştir.
- Kırışmalar önlendikten sonra, parçaların deneysel ve nümerik kalınlık dağılımları belirlenmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Her iki pot basınç türünde de, deney ve simülasyon sonuçlarının uyumlu olduğu görülmüştür. Kalınlıkların minimum olduğu noktalarda simülasyonla deney arasındaki farkların; sırasıyla bölgeye göre değişken pot basınçları için diyagonal yönde %4,53, boydan boya yönde % 3,57, bölgeye ve yola göre değişken pot basınçları için ise diyagonal yönde %6,3, boydan boya yönde ise %4,83 olduğu belirlenmiştir.
- Elde edilen sonuçlar, aynı parçanın klasik sistemle derin çekiminden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Klasik sisteme göre çok noktadan kontrollü hidrolik pres ile gerçekleştirilen deneylerde, parçanın köşe noktalarındaki incelmelerde %26 değerinde bir iyileşme elde edilmiştir.
- Diyagonal yöndeki kalınlık dağılımlarında yoldan bağımsız ve yola bağımlı pot kuvvetleri arasında önemli bir farkın olmadığı, ancak boydan boya yöndeki kalınlık dağılımlarında ise yoldan bağımsızla kıyasla yola bağımlı pot kuvvetleriyle iki gözün birleştiği duvar bölgesinde %11 civarında bir azalmanın

meydana geldiği görülmüştür. Bu durumun sebebi araştırılmış ve bunun düz kenarlarda bulunan pistonlardaki (3 ve 5 numaralı) pot basınçlarıyla ilgili olduğu anlaşılmıştır. Yola bağlı pot baskı tipinde 3 ve 5 numaralı pistonlardaki basınçlar yoldan bağımsız kıyasla düşük değerlerde başladığından, proste köprü bölgesi için gerekli malzeme ihtiyacı düz kenarlardan sağlanmış ve köprü bölgesinden daha az malzeme kalıp boşluğuna çekilmiştir. Bu nedenle yola bağlı pot kuvvetleriyle iki gözün birleştiği duvardaki incelmelerde %11 değerinde iyileşme elde edilmiştir.

7.1 Konu ile İlgili İlerde Yapılması Düşünülen Çalışmalar

Çalışma kapsamında elde edilen bilgiler ışığında konu ile ilgili olarak gelecekte yapılması düşünülen çalışmalar aşağıda belirtilmiştir:

- Tez kapsamında geliştirilen metot, farklı göz boyutlarına ve derinliklerine sahip çift gözlü evyelerin derin çekiminde uygulanabilecek şekilde genişletilebilir.
- Tez kapsamında geliştirilen metot, farklı kalınlıklardaki sacların ve farklı malzemelerin derin çekiminde uygulanabilir.
- Proses sırasında pot çemberi basıncı ile birlikte, ıstampa hızının da değişimi dikkate alınıp, optimum pot basıncı ve ıstampa hız-zaman eğrilerini tahmin edilebilecek bir metot geliştirilebilir.
- Optimum parametrelerin tahmin edilmesinde, literatürde bulunan sezgisel optimizasyon algoritmaları arasında süre ve doğruluk açısından bir karşılaştırma yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Şener, B., (2012). Otomotiv Sektöründe Kullanılan Derin Çekme Saclarının Şekillendirilebilirliğinin Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] Duncan, J.L. ve Sowerby, R., (1986). "Review of Practical Modelling Methods for Sheet Metal Forming", Advanced Technology Of Plasticity, 1: 615-624.
- [3] Ahmetoglu, M., Altan, T. ve Kinzel, G.L., (1992). "Improvement of Part Quality in Stamping by Controlling Blank-Holder Force and Pressure", Journal of Materials Processing Technology 33: 195-214.
- [4] Lange, K., (1985). Handbook of Metal Forming, First Edition, Mc Graw-Hill Inc., Berlin.
- [5] Wong, C., Wagoner, R.H. ve Wenner, M.L., (1997). "Corner Design in Deep Drawn Rectangular Parts", Society of Automotive Engineering Paper No 970437.
- [6] Doege, E. ve Sommer, N., (1987). "Blank Holder Pressure and Blank Holder Layout in Deep Drawing of Thin Sheet Metal", Advanced Technology Of Plasticity, 2: 1305-1314.
- [7] Ahmetoglu, M., Coremans, A., Kinzel, G. ve Altan, T., (1993). "Improving Drawability by Using Variable Blank Holder Force and Pressure in Deep Drawing of Round Cups", Society Of Automotive Engineering Paper No 930287.
- [8] Siegert, K. ve Doege, E., (1993). "CNC Hydraulic Multipoint Blank Holder System for Hydraulic Presses", Annals of CIRP, 1: 319-322.
- [9] Neugebauer, R., Leib, U. ve Braun, H., (1997). "Influence of Material Flow in Deep Drawing Using Individual Controllable Draw Pin and Smooth Blank Holder Design", SAE Paper No 9709.
- [10] Obermeyer, E.J. ve Majilessi, S.A., (1998). "A Review of Recent Advances in the Application of Blankholder Force Towards Improving the Forming Limits of Sheet Metal Parts", Journal of Materials Processing Technology, 75: 222-234.

- [11] Mattiasson, K. ve Bernspang, L., (1998). "On the Use of Variable Blank Holder Force in Sheet Metal Stamping", *Simulation of Materials Processing: Theory, Methods and Applications*, 831-838.
- [12] Gunnarsson, L. ve Schedin, E., (2001). "Improving the Properties of Exterior Body Panels in Automobiles Using Variable Blank Holder Force", *Journal of Materials Processing Technology* 114: 168-173.
- [13] Kawai, N., Mori, T., Hayashi, H. ve Kondoh, F., (1987). "Effects of Punch Cross-Section on Deep Drawability of Square Shell of Aluminum Sheet", *Journal of Engineering for Industry*, 109: 355-361.
- [14] Marumo, Y., Saiki, H. ve Mori, T., (1999). "Combined Effects of Strain Hardening Characteristics and the Tool Geometry on the Deep Drawability of Square Aluminum Cups", *Journal of Materials Processing Technology*, 89-90: 30-36.
- [15] Gavas, M. ve Izciler, M., (2006). "Design and Application of Blankholder System with Spiral Spring in Deep Drawing of Square Cups", *Journal of Materials Processing Technology*, 171:274-282.
- [16] Hedrick A., Sink-Making Secrets , <http://www.thefabricator.com>, 14 Mart 2012.
- [17] Lim, Y., Venugopal, R. ve Ulsoy, G.A., (2008). "Advances in the Control of Sheet Metal Forming", *Proceedings of the 17th World Congress the International Federation of Automatic Control*, 6-11 July 2008, Seoul.
- [18] Hardt, D.E. ve Fenn, R.C., (1993). "Real-Time Control of Sheet Stability During Forming", *Journal of Engineering for Industry*, 115: 299-308.
- [19] Siegert, K., Ziegler, M. ve Wagner, S., (1997). "Closed Loop Control of the Friction Force. Deep Drawing Process", *Journal of Materials Processing Technology*, 71: 126-133.
- [20] Hsu, C.W., Ulsoy, A.G. ve Demeri, M.Y., (2000). "An Approach for Modeling Sheet Metal Forming for Process Controller Design", *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 122: 717-724.
- [21] Kergen, R. ve Jodogne, P., (1992). "Computerized Control Of The Blankholder Pressure On Deep Drawing Presses", *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, No. 920433: 51-56.
- [22] Kawai, N., (1961). "Critical Conditions of Wrinkling in Deep Drawing of Sheet Metals – 2nd Report Analysis and Considerations for Conditions of Blank-Holding", *Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers*, 4: 175-181.
- [23] Manabe, K. ve Nishimura, H., (1987). "An Improvement in Deep Drawability of Steel/Plastic Laminate Sheets by Control of Blank Holding Force", *Advanced Technology of Plasticity*, 2: 1297-1304.
- [24] Candra, S., Batan, L.M., Berata, W. ve Pramono,A.S., (2015). "Analytical Study and FEM simulation of the Maximum Varying Blank Holder Force to Prevent Cracking on Cylindrical Cup Deep Drawing", *Procedia CIRP*, 26: 548-553.

- [25] Sim, H.B. ve Boyce, M.C., (1992). "Finite Element Analysis of Real-Time Stability Control in Sheet Forming Processes", ASME Journal of Engineering Materials and Technology, 114(2): 180-188.
- [26] Cao, J. ve Boyce, M.C., (1997). "A Predictive Tool for Delaying Wrinkling and Tearing Failures in Sheet Metal Forming", ASME Journal of Engineering Materials and Technology, 119: 354-365.
- [27] Sheng, Z.Q, Jirathearanat, S. ve Altan, T., (2004). "Adaptive FEM Simulation for Prediction of Variable Blank Holder Force in Conical Cup Drawing", International Journal of Machine Tools & Manufacture, 44: 487-494.
- [28] Koyama, H., Manabe, K. ve Yoshihara, S., (2003). "A Database Oriented Process Control Design Algorithm for Improving Deep-Drawing Performance", Journal of Materials Processing Technology, 138: 343-348.
- [29] Kitayama, S., Hamano, S., Yamazaki, K., Kubo, T., Nishikawa, H. ve Kinoshita, H., (2010). "A Closed-Loop Type Algorithm for Determination of Variable Blank Holder Force Trajectory and Its Application to Square Cup Deep Drawing", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 51: 507-517.
- [30] Zhong-qin, L., Wu-rong, W. ve Guan-long, C., (2007). "A New Strategy to Optimize Variable Blank Holder Force Towards Improving the Forming Limits of Aluminum Sheet Metal Forming", Journal of Materials Processing Technology, 183: 339-346.
- [31] Manabe, K. ve Koyama, H., (2008). "Intelligent Control Scheme of Divided Blank Holder for Square-Cup Deep-Drawing Process", International Journal of Materials and Product Technology, 32: 476-490.
- [32] Hu, W., Yao, L.G. ve Hua, Z.Z., (2008). "Optimization of Sheet Metal Forming Processes by Adaptive Response Surface Based on Intelligent Sampling Method", Journal of Materials Processing Technology, 197: 77-88.
- [33] Jakumeit, J., Herdy, M. ve Nitsche, M., (2005). "Parameter Optimization of the Sheet Metal Forming Process Using an Iterative Parallel Kriging Algorithm", Structural and Multidisciplinary Optimization, 29: 498-507.
- [34] Albut, A., Ciubotaru, V., Radu, C. ve Olaru, I., (2011). "Optimization of the Blank Holder Force Using the Neural Network Algorithm", AIP Conference Proceedings, 1383: 1004-1009.
- [35] Ben Ayed, L., Delamézière, A., Batoz, J.L. ve Knoop-Lenoir, C., (2005). "Optimization of the Blankholder Force Distribution with Application to the Stamping of a Car Front Door Panel (Numisheet'99)", Proceedings of the 6th International Conference and Workshop on Numerical Simulation of 3D Sheet Metal Forming Process, 15-19 August 2005, Michigan.
- [36] Liu, G.P., Han, X. ve Jiang, C., (2008). "A Novel Multi-Objective Optimization Method Based On An Approximation Model Management Technique", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 197: 2719-2731.
- [37] Kitayama, S., Kita, K. ve Yamazaki, K., (2012). "Optimization of Variable Blank Holder Force Trajectory by Sequential Approximate Optimization With RBF

- Network”, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 61: 1067-1083.
- [38] Palaniswamy, H., Braedel, M., Thandapani, A. ve Altan, T., (2006). “Optimal Programming of Multipoint Cushion System for Sheet Metal Forming”, Annals of CIRP, 1: 215-220.
- [39] SCHULER, (1998). Metal Forming Handbook, Yayın No: 41, Berlin.
- [40] Mielnik, E.M. (1991). Metalworking Science and Engineering, McGraw-Hill Incorporation, United States of America.
- [41] Demirci, H.İ., (2001). Yüksek Hızda Şekillendirmeye Etki Eden Kalıp Parametrelerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [42] ASTM E517-00, (2010). Standart Test Methods for Plastic Strain Ratio r for Sheet Metal, ASTM, West Conshohocken.
- [43] Çapan, L. (2010). Metallerde Plastik Şekil Verme, Beşinci Baskı, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- [44] Atkinson, M., (1967). “Assessing Normal Anisotropic Plasticity of Sheet Metals”, Sheet Metal Industries, 44: 167-178.
- [45] Kishor, N. ve Kumar, D.R., (2002). “Optimization of Initial Blank Shape to Minimize Earing in Deep Drawing Using Finite Element Method”, Journal of Materials Processing Technology, 130-131: 20-30.
- [46] Hosford, W.F. ve Caddell, R.M., (2007). Metal Forming Mechanics and Metallurgy, Third Edition, Cambridge University Press, United States of America.
- [47] Hohnhaus, J. ve Schöllhammer, D., (2000). “Holistic View Of The Press-Die System For The Production Of Automotive Parts”, New Developments in Sheet Metal Forming International Conference, 23-24 May 2000, Stuttgart, 119-139; Derleyen: Siegert, K., (2000). New Developments in Sheet Metal Forming, Werkstoff-Informationsgesellschaft, Frankfurt.
- [48] Altan, T. ve Tekkaya, E., (2012). Sheet Metal Forming Fundamentals, First Edition, ASM International Materials Park, U.S.A
- [49] Pahl, K.J., (1997). “New Developments in Multi-Point Die-Cushion Technology”, Journal of Materials Processing Technology, 71: 168-173.
- [50] Siegert, K., Häussermann, M., Haller, D., Wagner, S. ve Ziegler, M., (2000). “Tendencies in Presses and Dies for Sheet Metal Forming Process”, Journal of Materials Processing Technology, 98: 259-264.
- [51] Häussermann, M., (2000). “Multipoint-Cushion-Technology Advances and Die Design”, New Developments in Sheet Metal Forming International Conference, 23-24 May 2000, Stuttgart, 341-366; Derleyen: Siegert, K., (2000). New Developments in Sheet Metal Forming, Werkstoff-Informationsgesellschaft, Frankfurt.

- [52] Glöckler, M., Schmolz, K. ve Luginger, F., (2004). "Standard Control for Presses and Automation Mechanism", New Developments in Sheet Metal Forming International Conference, 11-12 May 2004, Stuttgart, 341-366; Derleyen: Siegert, K., (2004). New Developments in Sheet Metal Forming, Werkstoff-Informationsgesellschaft, Frankfurt.
- [53] Hengelhaupt, J., Vulcan, M., Darm, F., Ganz, P. ve Schweizer, R., (2006). "Robust Deep Drawing Process of Extensive Car Body Panels", New Developments in Sheet Metal Forming International Conference, 16-17 May 2006, Stuttgart, 276-304; Derleyen: Liewald, M., (2006). New Developments in Sheet Metal Forming, Werkstoff-Informationsgesellschaft, Frankfurt.
- [54] Mecitoğlu, Z., Finite Element Analysis in Structures, <http://akademi.itu.edu.tr/mecit/Dersler>, 12 Kasım 2013.
- [55] Topçu, M. ve Taşgetiren, S., (1998). Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu, Pamukkale Üniversitesi, Ders Kitapları Yayın No:007, Mühendislik Fakültesi Matbaası, Denizli.
- [56] Bathe, K-J., (1997). Finite Element Procedures, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, United States of America.
- [57] Hallquist, J.O., (2006). LS-DYNA Theory Manual, Livermore Software Technology Corp., California.
- [58] Bala, S., Time Integration, <http://blog2.d3view.com/timeintegration.pdf>, 18 Temmuz 2012.
- [59] LS-DYNASupport, Mass Scaling, www.dynasupport.com/howtos/general/mass-scaling, 25 Temmuz 2012.
- [60] Jung, D.W., Yoo, D.J. ve Yang, D.Y., (1995). "A Dynamic Explicit/Rigid-Plastic Finite Element Formulation and Its Application to Sheet Metal Forming Processes", Engineering Computations, 12: 707-722.
- [61] Cook, R.D., Malkus, D.S. ve Plesha, M.E., (1988). Concepts and Applications of Finite Element Analysis, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- [62] ETA, (2015). Eta/DYNAFORM User's Manual, Version 5.9.2.1, Troy.
- [63] QASYS Limited (2001). LS-DYNA Environment: User Guide, Version 8.1, West Midlands.
- [64] Liu, G.R. ve Quek, S.S., (2003). The Finite Element Method: A Practical Course, First Edition, Elsevier Science, Oxford.
- [65] Haufe, A., Schweizerhof, K. ve DuBois, P., (2013). "Review of Shell Element Formulations in LS-DYNA: Properties, Limits, Advantages, Disadvantages", 12th LS-DYNA Forum, 24–25 September 2013, Stuttgart, 1–35.
- [66] Erhart, T., (2011). "Review of Solid Element Formulations in LS-DYNA: Properties, Limits, Advantages, Disadvantages", 10th LS-DYNA Forum, 12–13 October 2011, Stuttgart, 1–36.

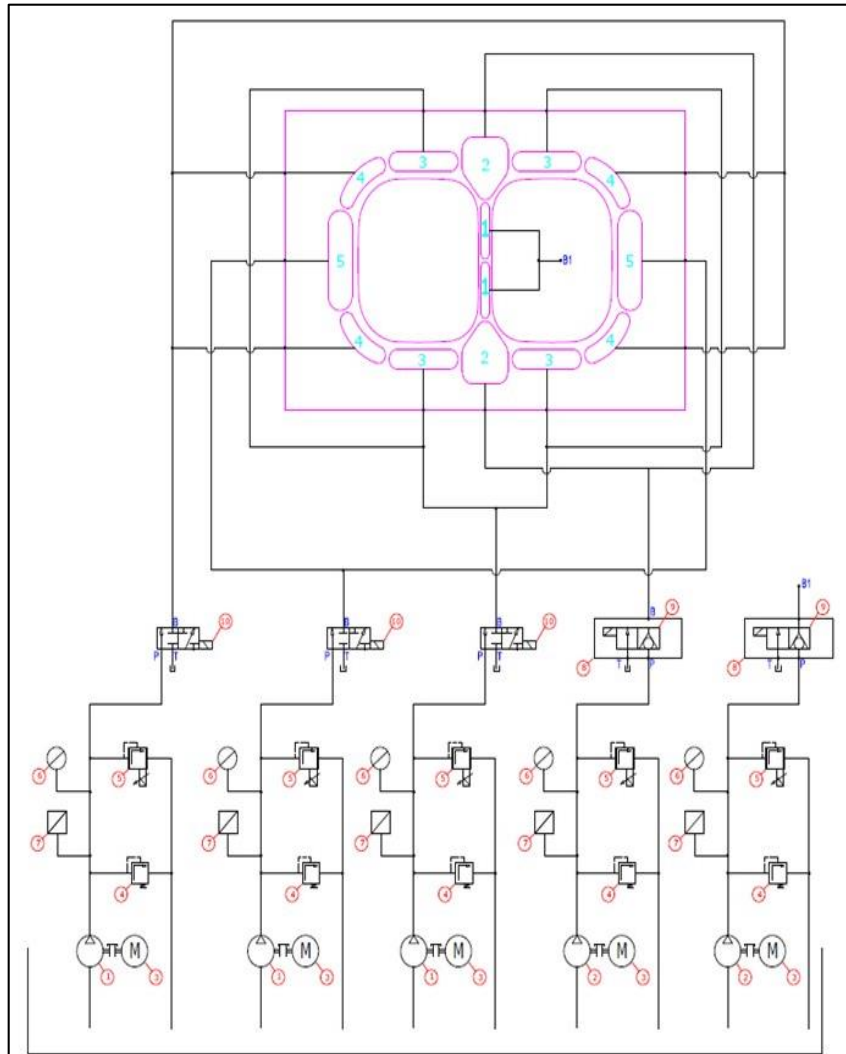
- [67] Forsberg, J., Short Introduction to LS-DYNA and LS-PrePost, http://www.solidmechanics.iei.liu.se/Examiners/Courses/Master_Level/TMHL19/intro_lsdynd_lsprepost.pdf, 09 Eylül 2013.
- [68] LS-DYNA Aerospace Working Group, Contact in LS-DYNA, www.awg.lstc.com/tiki/tiki-download_file.htm, 12 Ocak 2014.
- [69] Suman, M.L.J., Contacts in LS-DYNA, http://10_Session19and20_LS-DYNA3.pdf, 16 Şubat 2014.
- [70] LS-DYNA Support, Contact Modeling in LS-DYNA, www.dynasupport.com/tutorial/ls-dyna-users-guide/contact-modeling-in-ls-dyna.htm, 19 Mart 2014.
- [71] Banabic, D., (2010). Sheet Metal Forming Processes: Constitutive Modelling and Numerical Simulation, Springer, Heidelberg Dordrecht New York.
- [72] Kim, N.H., (2015). Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis, Springer, Heidelberg Dordrecht New York.
- [73] Barlat, F. ve Lian, J., (1989). "Plastic Behavior and Stretchability of Sheet Metals. Part I: A Yield Function for Orthotropic Sheets Under Plane Stress Conditions", International Journal of Plasticity, 5: 51-66.
- [74] Yüksel, M., (2003). Malzeme Bilgisi, 2. Baskı, Makine Mühendisleri Odası, Ankara.
- [75] Can, A.Ç., (2006). Tasarımcı Mühendisler İçin Malzeme Bilgisi, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [76] Llewellyn, D.T. ve Hudd, R.C., (1997). Steels: Metallurgy & Applications, Third Edition, Butterworth Heinemann, London.
- [77] Askeland, D.R., (1984). The Science and Engineering of Materials, First Edition, Brooks/Cole Engineering Division, Monterey.
- [78] Ahmad, Z., AbdulAleem, B.J. ve Hussaini, I.S., Forms of Corrosion, <http://faculty.kfupm.edu.sa/ME/hussaini/CorrosionEngineering.html>, 04 Mayıs 2001.
- [79] Güleç, Ş. ve Aran, A. (1995). Malzeme Bilgisi Cilt II, İkinci Baskı, İTÜ Makine Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul.
- [80] Grocki, J., A Primer for Duplex Stainless Steels?, <http://steeltank.com/Portals/PressureVessels/Seminar.html>, 05 Ekim 2012
- [81] Barlet, O., Batoz, J.L., Guo, Y.Q., Mercier, F., Naceur, H. ve Knopf-Lenoir, C., (1996). "The Inverse Approach and Mathematical Programming Techniques for Optimum Design of Sheet Forming Parts", ASME, 3: 227-232.
- [82] Havrenek, J., (1975). "Wrinkling Limit of Tapered Pressings", J.Aust. Inst. Met, 20(2): 114-119.
- [83] Wurster, K.M., Liewald, M., Blaich, C. ve Mihm, M., (2011). "Procedure for Automated Virtual Optimization of Variable Blank Holder Force Distributions

- for Deep-Drawing Processes with LS-Dyna and optiSLang”, 8th Weimar Optimization and Stochastic Days 2011, 24-25 November 2011, Stuttgart.
- [84] Cavazzuti, M., (2013). Optimization Methods: From Theory to Design Scientific and Technological Aspects in Mechanics, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
 - [85] Montgomery, D.C., (2012). Design and Analysis of Experiments, Eighth Edition, John Wiley & Sons Inc.
 - [86] Myers, R., Montgomery, D.C. ve Anderson-Cook, C.M., (2009). Response Surface Methodology, Process and Product Optimization Using Designed Experiments, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc Publication.
 - [87] Stander, N., Roux, W., Basudhar, A., Eggleston, T., Goel, T. ve Craig, K., (2013). LS-OPT User’s Manual A Design Optimization and Probabilistic Analysis Tool for the Engineering Analyst, Livermore Software Technology Corporation., California.
 - [88] CBMM Tutorial: Optimization Notes, Local vs. Global Minima, www.cbmm.mit.edu.tr/documents/CBMM_Optimization_Notes.html, 17 Ağustos 2016.
 - [89] Kesintürk, T., (2006). “Diferansiyel Gelişim Algoritması”, İstanbul Ticaret Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 9: 85-89.
 - [90] Kirkpatrick, S., Gelatt, C.D. ve Vecchi, M.P., (1983). “Optimization by Simulated Annealing”, Science 220: 671-680.
 - [91] Metropolis, N., Rosenbluth, A.W., Rosenbluth, M.N., Teller, A.H. ve Teller, E., (1953). “Equation of State Calculations by Fast Computing Machines”, Journal of Chemical Physics 21(6): 1087-1092.
 - [92] Ingber, L., (1989). “Very Fast Simulated Re-Annealing”, Mathematical Computer Modeling, 12, 8: 967-973.
 - [93] Liu, Z., Li, Y., Daniel, B. ve Meehan, P., (2014). “Taguchi Optimization of Process Parameters for Forming Time in Incremental Sheet Forming Process”, Materials Science Forum, 773-774: 137-143.
 - [94] ASTM E8/E8M, (2016). Standart Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials, ASTM, West Conshohocken.
 - [95] Soares, C. G., Gonzalez, B. M. ve Santos, L.A., (2017). “Strain Hardening Behavior and Microstructural Evolution During Plastic Deformation of Dual Phase, Non-Grain Oriented Electrical and AISI 304 Steels”, Materials Science & Engineering A 684: 577-585.
 - [96] Marciniak, Z., Duncan, L.J., ve Hu, J.S., (2002). Mechanics of Sheet Metal Forming, Second Edition, Butterworth-Heinemann.
 - [97] Gronostajski, Z., (2000). “The Constitutive Equations for FEM Analysis”, Journal of Materials Processing Technology, 106: 40-44.
 - [98] Sener, B. ve Yurci, M. E., (2017). “Comparison of Quasi-Static Constitutive Equations and Modeling of Flow Curves for Austenitic 304 and Ferritic 430 Stainless Steels”, Acta Physica Polonica A, 131: 605-607.

- [99] Endelt, B. ve Danckert, J., (2009). "Feedback Control of a Forming Process and the Impact of Normal Distributed Sampling Noise", *International Journal of Material Forming*, 2: 339-342.
- [100] Meigh, H.J., (2000). *Cast and Wrought Aluminum Bronzes – Properties, Processes and Structure*, First Edition, Institute of Materials, London.
- [101] Karafillis, A. P. ve Boyce, M.C., (1996). "Tooling and Binder Design for Sheet Metal Forming Processes Compensating Springback Error", *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 36: 503-526.
- [102] ABAQUS/Explicit: Advanced Topics, Quasi-Static Analyses, www.imechanica.org/files/I5-quasi-static.pdf, 11 Mayıs 2014.
- [103] Sener, B. ve Yurci, M.E., (2017). "Numerical Parameters for Deep Drawing Simulation of a Double Bowl Sink", *Materials Testing*, 59: 480-484.
- [104] Toros, S., Polat, A. ve Ozturk, F., (2012). "Formability and Springback Characterization of TRIP800 Advanced High Strength Steel", *Materials&Design*, 41: 298-305.

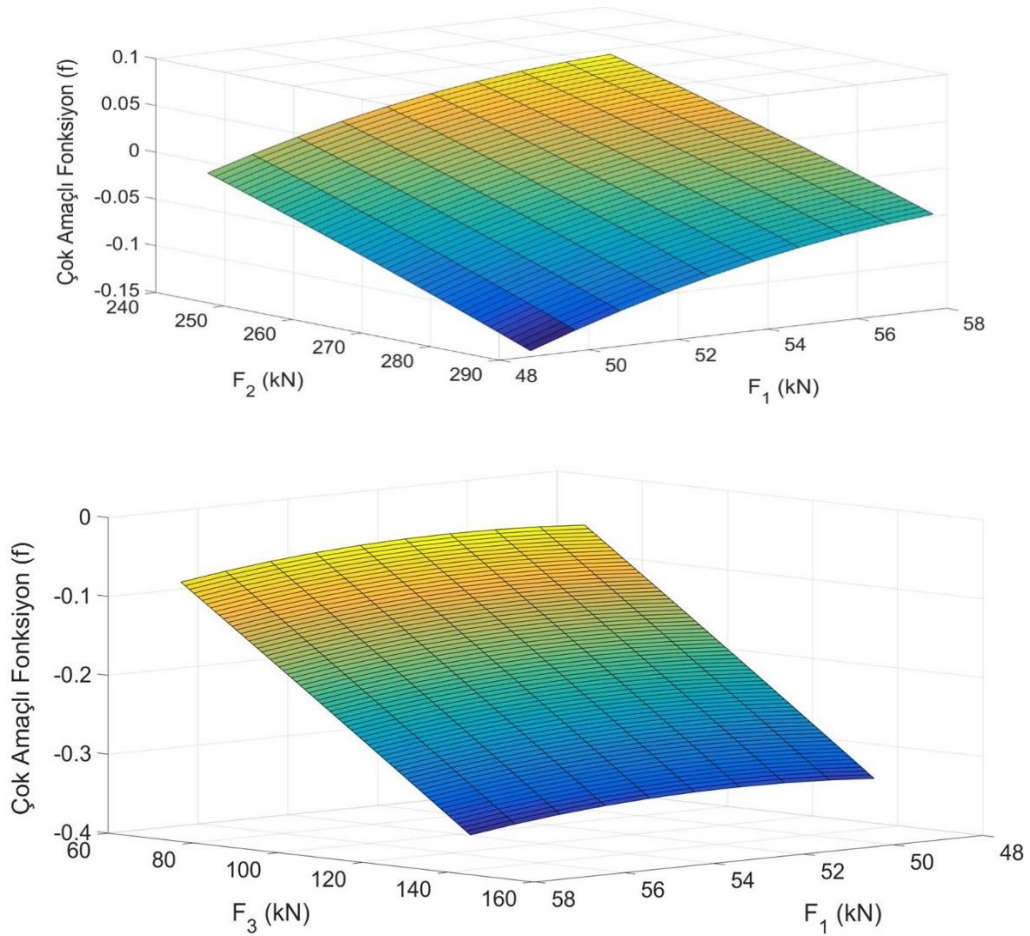
ÇOK NOKTADAN KONTROLLÜ HİDROLİK SİSTEME AİT DEVRE ŞEMASI

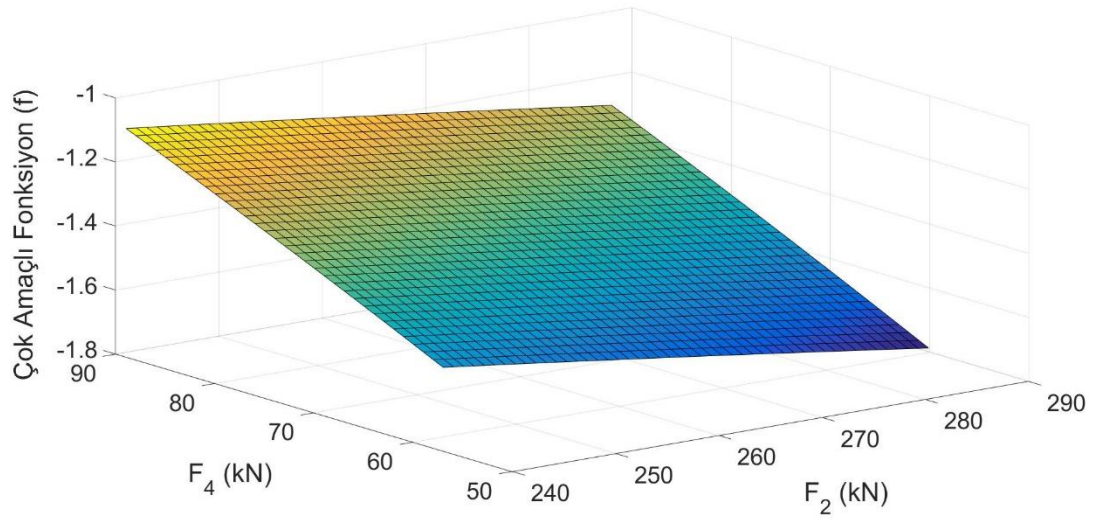
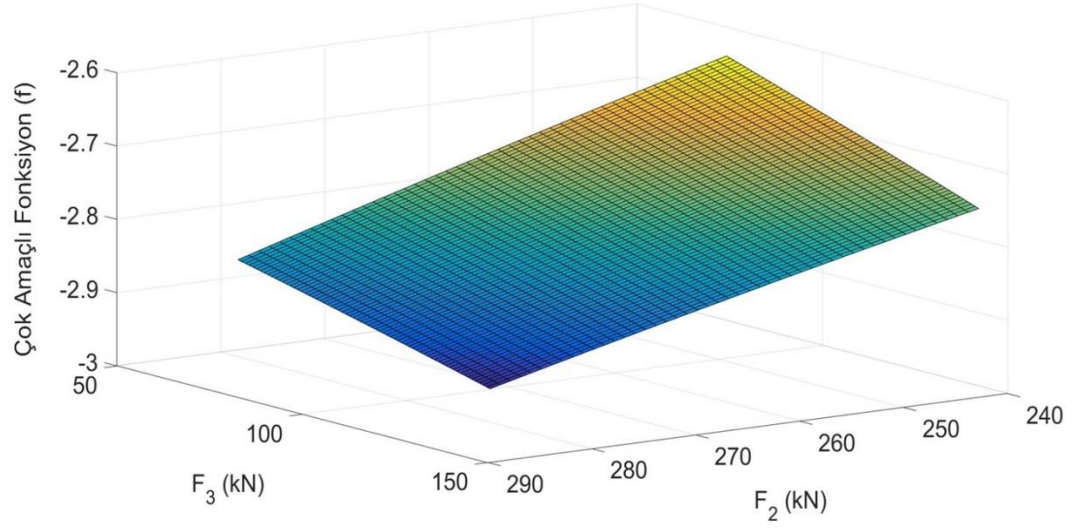
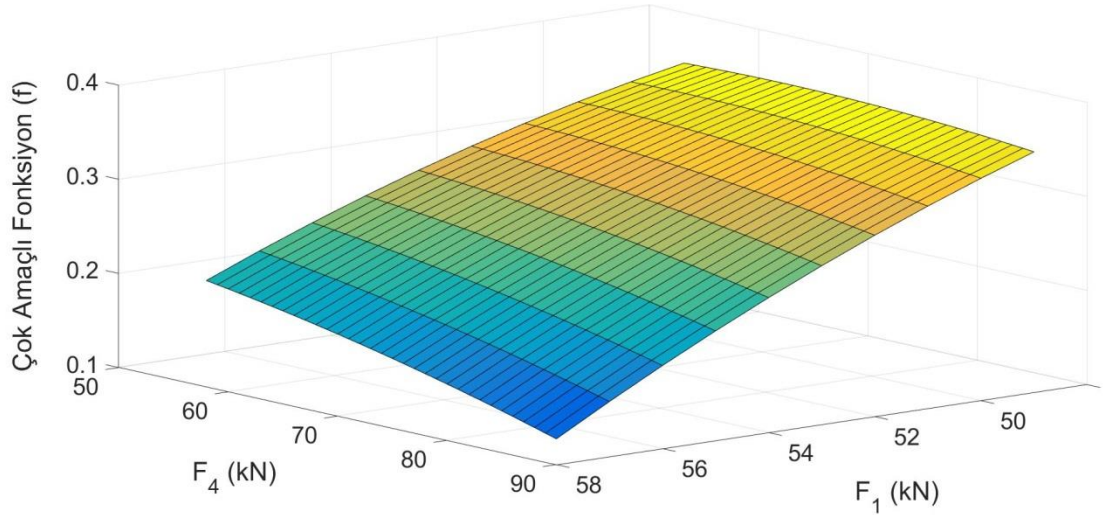
Pot çemberi basıncının 5 farklı bölgede değiştirileceği plaka için hazırlanan hidrolik devre şeması aşağıda gösterilmektedir.

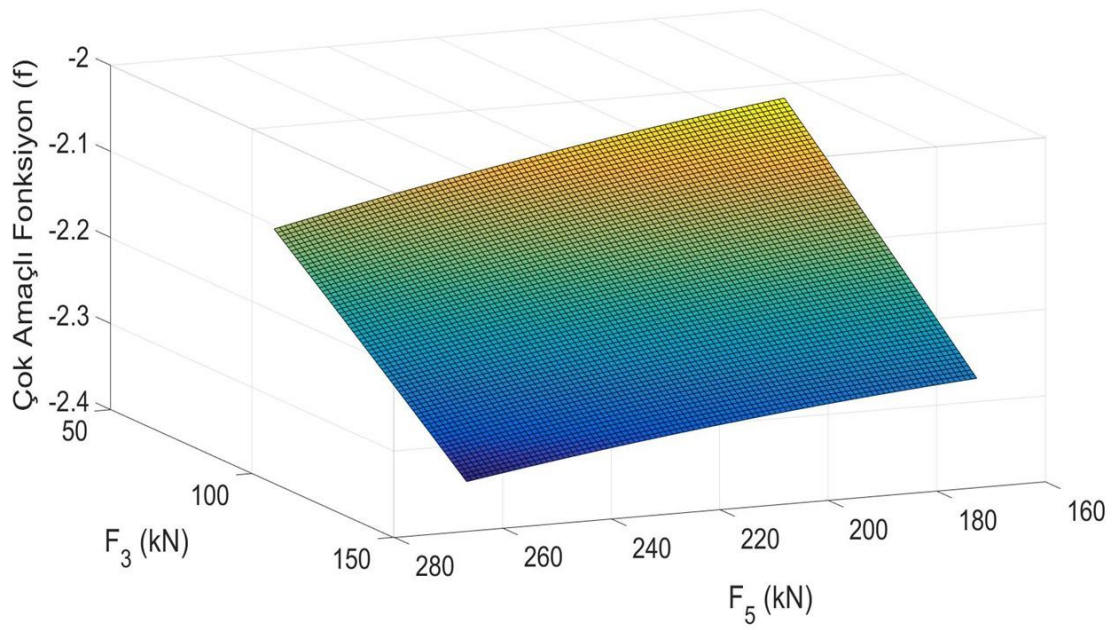
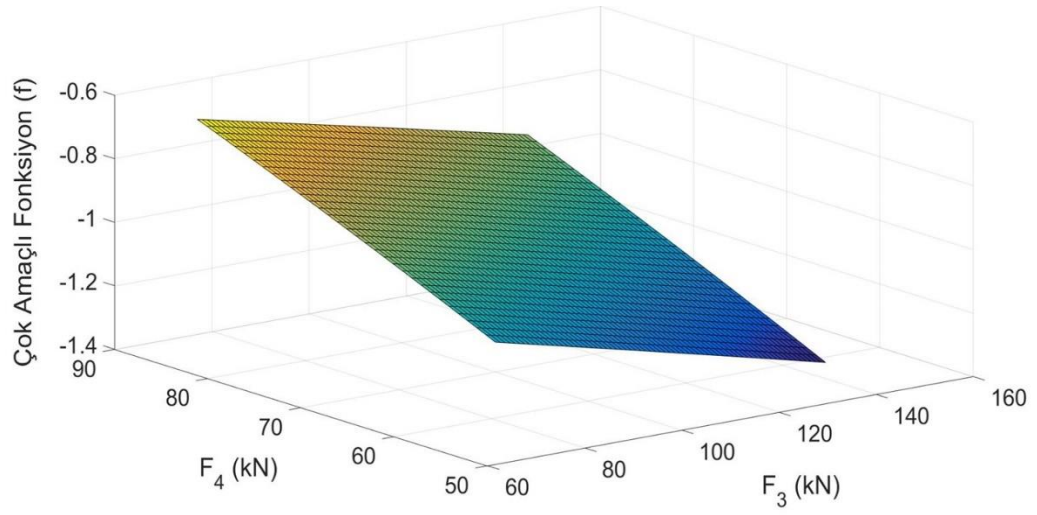
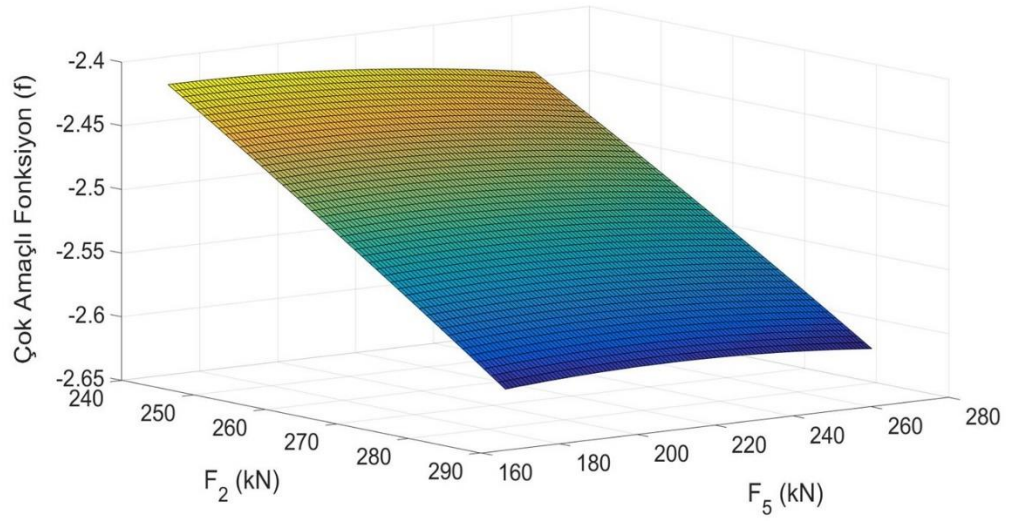


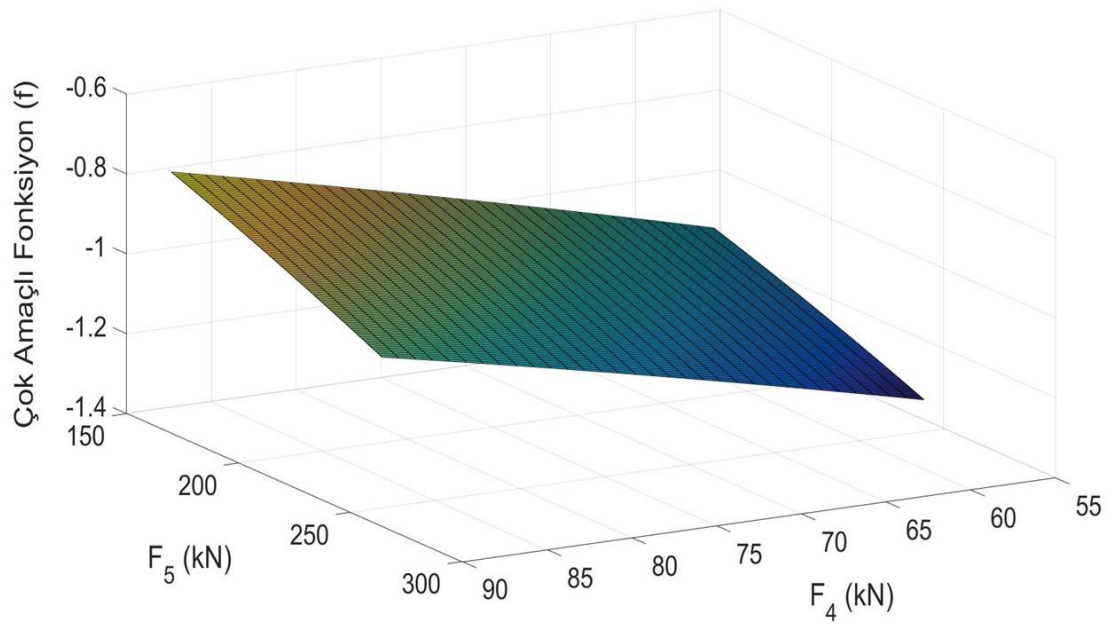
HER BİR PİSTONDAKİ POT ÇEMBERİ KUVVETLERİ İLE ÇOK AMAÇLI FONKSİYON ARASINDAKİ YANIT YÜZEYLERİ

Bölgeye göre değişken pot çemberi kuvvetleri ile çok amaçlı fonksiyon arasında oluşturulan ve Eşitlik 5. 14'de ifade edilen regresyon denklemine göre, tasarım değişkenleri ile çok amaçlı fonksiyon arasındaki yanıt yüzeyleri aşağıdaki şekillerde verilmiştir.









TAGUCHİ L₅₄ ORTOGONAL DİZİLİMİ VE ÇOK AMAÇLI FONKSİYONUN DEĞERLERİ

Taguchi L₅₄ ortogonal dizilimine göre gerçekleştirilen sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen çok amaçlı fonksiyonun değerleri aşağıdaki çizelgede verilmektedir.

Deney No	Tasarım Değişkenleri								Çok Amaçlı Fonksiyon
	P ₁₁ [bar]	P ₁₂ [bar]	P ₁₃ [bar]	P ₁₄ [bar]	P ₂₁ [bar]	P ₂₂ [bar]	P ₂₃ [bar]	P ₂₄ [bar]	f = w ₁ (f ₁ / f ₁)+ w ₂ (f ₂ / f ₂)
1	300	300	300	300	280	280	280	280	0,962399998
2	300	300	300	300	280	280	280	280	1,014732563
3	300	300	300	300	280	280	280	280	1,04956165
4	300	300	325	325	307,5	307,5	307,5	307,5	0,944496302
5	300	300	325	325	307,5	307,5	307,5	307,5	1,001440551
6	300	300	325	325	307,5	307,5	307,5	307,5	1,023769909
7	300	300	350	350	335	335	335	335	0,992372108

8	300	300	350	350	335	335	335	335	1,014438276
9	300	300	350	350	335	335	335	335	1,062997239
10	300	325	300	300	307,5	307,5	335	335	0,952830533
11	300	325	300	300	307,5	307,5	335	335	0,97370616
12	300	325	300	300	307,5	307,5	335	335	1,06686977
13	300	325	325	325	335	335	280	280	0,991654007
14	300	325	325	325	335	335	280	280	1,035099672
15	300	325	325	325	335	335	280	280	1,014053705
16	300	325	350	350	280	280	307,5	307,5	1,017311417
17	300	325	350	350	280	280	307,5	307,5	0,987113975
18	300	325	350	350	280	280	307,5	307,5	1,028834602
19	300	350	300	325	280	335	307,5	335	0,97333053
20	300	350	300	325	280	335	307,5	335	1,010219844
21	300	350	300	325	280	335	307,5	335	1,017096057
22	300	350	325	350	307,5	280	335	280	1,010891501
23	300	350	325	350	307,5	280	335	280	0,979238745
24	300	350	325	350	307,5	280	335	280	1,010801217
25	300	350	350	300	335	307,5	280	307,5	0,981996322
26	300	350	350	300	335	307,5	280	307,5	1,02874644

27	300	350	350	300	335	307,5	280	307,5	1,027583252
28	325	300	300	350	335	307,5	307,5	280	1,020709515
29	325	300	300	350	335	307,5	307,5	280	1,004826387
30	325	300	300	350	335	307,5	307,5	280	1,011462253
31	325	300	325	300	280	335	335	307,5	0,96844391
32	325	300	325	300	280	335	335	307,5	0,981464288
33	325	300	325	300	280	335	335	307,5	1,021508149
34	325	300	350	325	307,5	280	280	335	0,988897401
35	325	300	350	325	307,5	280	280	335	0,998418639
36	325	300	350	325	307,5	280	280	335	0,981701127
37	325	325	300	325	335	280	335	307,5	1,010005574
38	325	325	300	325	335	280	335	307,5	0,998587113
39	325	325	300	325	335	280	335	307,5	0,995780656
40	325	325	325	350	280	307,5	280	335	0,988578391
41	325	325	325	350	280	307,5	280	335	0,993294616
42	325	325	325	350	280	307,5	280	335	0,999962984
43	325	325	350	300	307,5	335	307,5	280	0,976033754
44	325	325	350	300	307,5	335	307,5	280	0,979337633
45	325	325	350	300	307,5	335	307,5	280	1,018110051

46	325	350	300	350	307,5	335	280	307,5	0,975158867
47	325	350	300	350	307,5	335	280	307,5	0,962419901
48	325	350	300	350	307,5	335	280	307,5	1,020079148
49	325	350	325	300	335	280	307,5	335	0,96479263
50	325	350	325	300	335	280	307,5	335	0,983313742
51	325	350	325	300	335	280	307,5	335	1,042441418
52	325	350	350	325	280	307,5	335	280	0,950002203
53	325	350	350	325	280	307,5	335	280	0,995374587
54	325	350	350	325	280	307,5	335	280	0,995631979

Deney No	P₃₁ [bar]	P₃₂ [bar]	P₃₃ [bar]	P₃₄ [bar]	P₄₁ [bar]	P₄₂ [bar]	P₄₃ [bar]	P₄₄ [bar]	f = w₁(f₁/ f₁) + w₂(f₂/ f₂)
1	80	80	80	80	80	80	80	80	0,962399998
2	115	115	115	115	102,5	102,5	102,5	102,5	1,014732563
3	150	150	150	150	125	125	125	125	1,04956165
4	80	80	80	80	80	80	102,5	125	0,944496302
5	115	115	115	115	102,5	102,5	125	80	1,001440551
6	150	150	150	150	125	125	80	102,5	1,023769909
7	80	80	80	80	80	80	125	102,5	0,992372108

8	115	115	115	115	102,5	102,5	80	125	1,014438276
9	150	150	150	150	125	125	102,5	80	1,062997239
10	80	80	115	115	125	125	80	80	0,952830533
11	115	115	150	150	80	80	102,5	102,5	0,97370616
12	150	150	80	80	102,5	102,5	125	125	1,06686977
13	80	80	115	115	125	125	102,5	125	0,991654007
14	115	115	150	150	80	80	125	80	1,035099672
15	150	150	80	80	102,5	102,5	80	102,5	1,014053705
16	80	80	115	115	125	125	125	102,5	1,017311417
17	115	115	150	150	80	80	80	125	0,987113975
18	150	150	80	80	102,5	102,5	102,5	80	1,028834602
19	80	115	80	150	102,5	125	80	80	0,97333053
20	115	150	115	80	125	80	102,5	102,5	1,010219844
21	150	80	150	115	80	102,5	125	125	1,017096057
22	80	115	80	150	102,5	125	102,5	125	1,010891501
23	115	150	115	80	125	80	125	80	0,979238745
24	150	80	150	115	80	102,5	80	102,5	1,010801217
25	80	115	80	150	102,5	125	125	102,5	0,981996322
26	115	150	115	80	125	80	80	125	1,02874644

27	150	80	150	115	80	102,5	102,5	80	1,027583252
28	80	150	150	115	102,5	80	80	80	1,020709515
29	115	80	80	150	125	102,5	102,5	102,5	1,004826387
30	150	115	115	80	80	125	125	125	1,011462253
31	80	150	150	115	102,5	80	102,5	125	0,96844391
32	115	80	80	150	125	102,5	125	80	0,981464288
33	150	115	115	80	80	125	80	102,5	1,021508149
34	80	150	150	115	102,5	80	125	102,5	0,988897401
35	115	80	80	150	125	102,5	80	125	0,998418639
36	150	115	115	80	80	125	102,5	80	0,981701127
37	80	115	150	80	125	102,5	80	80	1,010005574
38	115	150	80	115	80	125	102,5	102,5	0,998587113
39	150	80	115	150	102,5	80	125	125	0,995780656
40	80	115	150	80	125	102,5	102,5	125	0,988578391
41	115	150	80	115	80	125	125	80	0,993294616
42	150	80	115	150	102,5	80	80	102,5	0,999962984
43	80	115	150	80	125	102,5	125	102,5	0,976033754
44	115	150	80	115	80	150	80	125	0,979337633
45	150	80	115	150	102,5	80	102,5	80	1,018110051

46	80	150	115	150	80	102,5	80	80	0,975158867
47	115	80	150	80	102,5	125	102,5	102,5	0,962419901
48	150	115	80	115	125	80	125	125	1,020079148
49	80	150	115	150	80	102,5	102,5	125	0,96479263
50	115	80	150	80	102,5	125	125	80	0,983313742
51	150	115	80	115	125	80	80	102,5	1,042441418
52	80	150	115	150	80	102,5	125	102,5	0,950002203
53	115	80	150	80	102,5	125	80	125	0,995374587
54	150	115	80	115	125	80	102,5	80	0,995631979

Deney No	P₅₁ [bar]	P₅₂ [bar]	P₅₃ [bar]	P₅₄ [bar]	$f = w_1 \left(\frac{f_1}{ f_1 } \right) + w_2 \left(\frac{f_2}{ f_2 } \right)$
1	100	100	100	100	0,962399998
2	127,5	127,5	127,5	127,5	1,014732563
3	155	155	155	155	1,04956165
4	127,5	155	127,5	155	0,944496302
5	155	100	155	100	1,001440551
6	100	127,5	100	127,5	1,023769909
7	155	127,5	155	127,5	0,992372108
8	100	155	100	155	1,014438276

9	127,5	100	127,5	100	1,062997239
10	100	100	127,5	155	0,952830533
11	127,5	127,5	155	100	0,97370616
12	155	155	100	127,5	1,06686977
13	127,5	155	155	127,5	0,991654007
14	155	100	100	155	1,035099672
15	100	127,5	127,5	100	1,014053705
16	155	127,5	100	100	1,017311417
17	100	155	127,5	127,5	0,987113975
18	127,5	100	155	155	1,028834602
19	127,5	155	100	100	0,97333053
20	155	100	127,5	127,5	1,010219844
21	100	127,5	155	155	1,017096057
22	155	127,5	127,5	155	1,010891501
23	100	127,5	155	100	0,979238745
24	127,5	100	100	127,5	1,010801217
25	100	100	155	127,5	0,981996322
26	127,5	127,5	100	155	1,02874644
27	155	155	127,5	100	1,027583252

28	155	127,5	155	127,5	1,020709515
29	100	155	100	155	1,004826387
30	127,5	100	127,5	100	1,011462253
31	100	100	100	100	0,96844391
32	127,5	127,5	127,5	127,5	0,981464288
33	155	155	155	155	1,021508149
34	127,5	155	127,5	155	0,988897401
35	155	100	155	100	0,998418639
36	100	127,5	100	127,5	0,981701127
37	127,5	155	155	127,5	1,010005574
38	155	100	100	155	0,998587113
39	100	127,5	127,5	100	0,995780656
40	155	127,5	100	100	0,988578391
41	100	155	127,5	127,5	0,993294616
42	127,5	100	155	155	0,999962984
43	100	100	127,5	155	0,976033754
44	127,5	127,5	155	100	0,979337633
45	155	155	100	127,5	1,018110051
46	155	127,5	127,5	155	0,975158867

47	100	155	155	100	0,962419901
48	127,5	100	100	127,5	1,020079148
49	100	100	155	127,5	0,96479263
50	127,5	127,5	100	155	0,983313742
51	155	155	127,5	100	1,042441418
52	127,5	155	100	100	0,950002203
53	155	100	127,5	127,5	0,995374587
54	100	127,5	155	155	0,995631979

C-1 Bölgeye ve Yola Göre Değişken Pot Basınçları İçin Regresyon Analizi Bulguları

Taguchi L₅₄ deney tasarımındaki sonlu eleman analizlerinden elde edilen sonuçlara göre çok amaçlı fonksiyon (çıkıtı) ile her bir pistonun farklı stroklardaki pot basınçları (girdiler) arasındaki ilişkinin belirlenebilmesi için Minitab programında gerçekleştirilen regresyon analizi sonrası model parametreleri ve parametrelerin istatistiksel anlamlılık değerleri aşağıdaki çizelgede verilmektedir.

Faktörler	Katsayılar	T-İstatistik	P-Değeri
Sabit terim	0,909	0,57	0,580
P_{11}	-0,000486	-3,16	0,007
P_{12}	0,003333	0,78	0,449
P_{13}	0,002151	0,50	0,622
P_{14}	0,007401	1,75	0,102

P_{21}	-0,008947	-2,68	0,018
P_{22}	-0,002230	-0,67	0,511
P_{23}	0,000303	0,09	0,929
P_{24}	-0,002154	-0,65	0,525
P_{31}	-0,0001816	-0,23	0,819
P_{32}	0,0008627	1,12	0,281
P_{33}	-0,0008083	-1,05	0,313
P_{34}	-0,0010840	-1,31	0,212
P_{41}	0,002192	1,32	0,208
P_{42}	0,001153	0,82	0,425
P_{43}	-0,001664	-1	0,332
P_{44}	-0,000289	-0,17	0,864
P_{51}	-0,000333	-0,23	0,822
P_{52}	0,000126	0,09	0,929
P_{53}	-0,000427	-0,31	0,761
P_{54}	0,001637	1,19	0,254
P_{12}^2	-0,005324	-0,81	0,432
P_{13}^2	-0,003399	-0,52	0,612
P_{14}^2	-0,011514	-1,77	0,099

P_{21}^2	0,014899	2,75	0,016
P_{22}^2	0,003620	0,67	0,512
P_{23}^2	-0,000568	-0,10	0,918
P_{24}^2	0,003487	0,65	0,527
P_{31}^2	0,003463	1,03	0,322
P_{32}^2	-0,002763	-0,83	0,420
P_{33}^2	0,003961	1,19	0,255
P_{34}^2	0,004561	1,28	0,222
P_{41}^2	-0,008618	-1,07	0,304
P_{42}^2	-0,005196	-0,77	0,453
P_{43}^2	0,008455	1,05	0,312
P_{44}^2	0,000594	0,07	0,942
P_{51}^2	0,003420	0,60	0,557
P_{52}^2	-0,000185	-0,03	0,973
P_{53}^2	0,001617	0,30	0,769
P_{54}^2	-0,007216	-1,34	0,202

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Bora ŞENER
Doğum Tarihi ve Yeri :06.09.1984 / Isparta
Yabancı Dili :İngilizce ve Rusça
E-posta :borasen@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	İstanbul Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lise	Fen Bilimleri	Ataköy Cumhuriyet Lisesi	2001

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Makale

1. **Sener B.**, Yurci Emin M. “The Effects of Anisotropic Yield Functions on Plastic Behavior of 304 Stainless Steel”, Journal of Testing and Evaluation (Basım Aşamasında).
2. **Sener B.**, Yurci Emin M., (2017). “Comparison of Quasi-Static Constitutive Equations and Modeling of Flow Curves for Austenitic 304 and Ferritic 430 Stainless Steels”, Acta Physica Polonica A, 131:605-607.
3. **Sener B.**, Yurci Emin M., (2017). “Numerical Parameters for Deep Drawing Simulation of a Double Bowl Sink”, Materials Testing, 59:480-484.
4. **Sener B.**, Kurtaran H., (2016). “Modeling the Deep Drawing of an AISI 304 Stainless-Steel Rectangular Cup Using the Finite-Element Method and an Experimental Validation”, Materiali in Tehnologije, 50:961-965.
5. **Sener B.**, Kayali Sabri E., (2016). “Numerical and Experimental Investigation of Friction Effect in Limiting Dome Height Test”, Journal of Testing and Evaluation, 44:1580-1584.
6. **Sener B.**, Kurtaran H., (2016). “Optimization of Process Parameters for Rectangular Cup Deep Drawing by the Taguchi method and Genetic Algorithm”, Materials Testing, 58:238-245.
7. **Sener B.**, Kayali Sabri E., Kucukyildirim Onur B., (2014) “Lubrication Effects During Biaxial Stretch Forming of Galvanized Steel Compared to Interstitial-Free Steel”, Materials Testing, 56:962-968.

Bildiri

1. **Sener B.**, Kayali Sabri E., (2014) “Investigation of Lubrication Effects in the Right Side of the Forming Limit Diagrams”, International Conference of Computational Methods in Sciences and Engineering 2014 (ICCMSE 2014), 04-07 Nisan 2014, Atina, Yunanistan.

2. **Şener B.**, Kayali Sabri E., (2013) “Effectiveness of Stamping Lubricants in Erichsen Test”, 15th International Conference on Sheet Metal (SheMet¹³), 25-27 Mart 2013, Belfast, İrlanda.

3. **Şener B.**, Gülmez T., Yurci Emin M., (2012) “Derin Çekme Kalite Sacların Şekillendirme Sınır Diyagramlarının Belirlenmesi”, 10-12 Ekim 2012, Denizli, Türkiye.

Proje

1.”Çok Noktadan Kontrollü Hidrolik Derin Çekme Presi Tasarımı ve Prototip Üretimi”, TÜBİTAK 1501 Sanayi Ar-Ge Projeleri Destekleme Programı, Proje Numarası:3140635

2.”Çift Çekimli Kapların Şekillendirilmesinde Bastırıcı Basıncının Bölgesel Değişimleri ve Programlanması”, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü, Proje Numarası:2014 06 01 DOP03

3. “Otomotiv Sektöründe Kullanılan Derin Çekme Saclarının Şekillendirilebilirliğinin Analizi”, İstanbul Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi, Proje Numarası:34429 İTÜ-BAP