

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ZIRHLI AMFİBİK ARAÇLARDA SÜSPANSİYON SİSTEMİ ALT KONTROL
KOLU İÇİN AĞIRLIK VE ŞEKİL OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uğur Özhan DEMLİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erdem ACAR

NİSAN 2021



TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Uğur Özhan DEMLİ

ÖZET

Yüksek Lisans

ZIRHLI AMFİBİK ARAÇLARDA SÜSPANSİYON SİSTEMİ ALT KONTROL KOLU İÇİN AĞIRLIK VE ŞEKİL OPTİMİZASYONU

Uğur Özhan DEMLİ

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Erdem ACAR

Tarih: Nisan 2021

Kontrol kolları tekerlekli araçların süspansiyon sistemlerinde bulunan en önemli ana alt parçalarındandır. Tekerlekli zırhlı araçlarda da yaygın olarak kullanılan çift salıncaklı süspansiyon sistemine ait ana parçalardan birisi olan alt kontrol kolu, bu çalışma kapsamında ele alınmıştır. Özellikle amfibik (hem karada hem suda hareket kabiliyetine sahip olan) özellikte olan araçlarda dikkat edilmesi gereken en önemli unsur araç ağırlığının minimumda tutulmasıdır. Bundan ötürü de kontrol kolu gibi büyük hacim ve kütleyle sahip parçalar için, boyut, şekil ve ağırlık optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Bu çalışma kapsamında da; süspansiyon alt kontrol kolu için oluşturulan sonlu elemanlar modelinin araç üstü testler ile doğrulanması ardından, vekil modeller yardımı ile ağırlık eniyilemesi yapılmıştır. Birkaç aşamada gerçekleştirilen eniyileme çalışması için, öncelikli olarak sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Hazırlanan modelin doğruluğunu test etme amaçlı, 8x8 tekerlekli araç alt kontrol kolu üzerinden gerinim ölçer yardımı ile gerinim verileri alınmış olup, benzer sınır koşulları ANSYS Workbench üzerinde ilgili parça üzerine uygulanmıştır. ANSYS yazılımından elde edilen sonuçlar ve deneysel veriler karşılaştırılarak kurulan model kabul edilebilir sapmalarla doğrulanmıştır. Devamında ise, belirlenen 4 adet tasarım değişkeni ile eniyileme probleminin çözümüne geçilmiştir. Bunun için de çok

sayıda değişkeni birlikte inceleyebilen, hesapsal maliyeti düşük ve güvenilirliği yüksek olan vekil modeller kullanılmıştır. Vekil model oluşturmak için gerekli veri noktaları belirlenirken iki farklı yöntem seçilmiştir. Bunlar, merkezi kompozit tasarım (CCD) ve Latin hiperküp deney rnekleme (LHS) tasarımıdır. İki model için de hata oranları kontrolü yapılması ardından, vekil model bütünü yöntemiyle ayrı ayrı yanıt yüzeyler oluşturulmuş ve eniyileme işlemleri gerçekleştirilerek her iki model için de sonuçlar elde edilmiştir. Karşılaştırılan sonuçlar neticesinde, merkezi kompozit tasarım kullanılarak oluşturulan vekil model ile, parça ağırlığının diğer yönteme göre daha fazla azaltılabileceği gözlemlenmiştir. Seçilen aday nokta parçaya uygulandığında, alt kontrol kolunun başlangıç ağırlığı olan 25,2 kg'ın, %13,3 oranında hafifleyerek 21,8 kg'a düşümü gerçekleşmiştir. Bu da 8x8 tekerlekli bir araç için toplamda yaklaşık 27 kg hafifleme anlamına gelmektedir.

Gelinen son aşamada, araç hareketi esnasında süspansiyonun maruz kalabileceği, taşıt üreticileri tarafından da tercih edilen sanki statik yük senaryolarından iki tanesi seçilmiştir. Bunlar boyuna darbe (ukura düşme) ve yanal darbe (kaldırıma çarpma) senaryolarıdır. Ek olarak, kriko ile teker değişim senaryosu üçüncü bir doğrulama adımı olarak eklenmiştir. Optimize edilen parça, ilgili yükler altında ANSYS Workbench yardımı ile analiz edilmiştir. Elde edilen gerilme sonuçlarının parça malzemesinin akma mukavemeti altında kaldığı ve çukura düşme senaryosunda 1,46, kaldırıma çarpma senaryosunda 1,08 ve kriko yükleme senaryosunda ise 3,17 güvenlik katsayısı ile doğrulama adımlarının tamamladığı gzlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Vekil modeller ile ağırlık eniyilemesi, Deneysel doğrulama, Sonlu elemanlar yöntemi, Süspansiyon kontrol kolu, Zırhlı tekerlekli ara.

ABSTRACT

Master of Science

WEIGHT AND SHAPE OPTIMIZATION OF ARMORED AMPHIBIOUS

VEHICLE SUSPENSION SYSTEM LOWER CONTROL ARM

Uğur Özhan DEMLİ

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Erdem ACAR

Date: April 2021

The control arms are one of the main sub-parts of the wheeled vehicle's suspension system. Within the scope of this study, the lower control arm, one of the main parts of double wishbone system, which is also widely used in the armored wheeled vehicles, is discussed. The crucial factor to be considered is to keep the vehicle weight at a minimum especially for the amphibious vehicles which are able to operate in both the land and water. For this reason, size, shape and weight optimization studies are performed for the parts with a large volume and mass such as the control arm. Also, within the scope of this study, after the validation of the finite element analysis of suspension lower control arm with on-vehicle tests, weight optimization study is performed by using surrogate models. For the optimization study that is carried out a couple of steps, finite element model is prepared initially. In order to verify the created model, strain values are collected with strain-gauge from the lower control arm of the 8x8 wheeled vehicle and the similar boundary conditions are applied to the related part on ANSYS Workbench. The ANSYS analysis results and experimental test data are compared and the created FE model are validated by acceptable deviations. Subsequently, the solution step of the optimization problem is initiated with determination of four design variables. In order to complete this step, the surrogate

models which are able to examine several variable at a time, low computational cost and high reliability, are used. Two different design of experiments are used in training data generation for surrogate models: central composite design (CCD) and Latin hypercube sampling (LHS) design. The optimization process are performed and the results are obtained for the both models. In the consequence of the compared results, it has been observed that the part weight can be reduced more by using the surrogate model creating with CCD. When the selected candidate point is applied to the part, the initial weight value which is 25,2 kg, is reduced to 21,8 kg with decreasing the ratio of %13,3. This means that 27 kg weight reduction in total approximately for a 8x8 vehicle.

In the last step, two quasi-static load scenarios which may be exposed on the suspension while the vehicle is in motion and preferred by vehicle manufacturers, are selected. These are longitudinal impact (pothole strike) and lateral impact (pavement crushing). In addition to these, wheel change scenario by using lifting jack is added as a third validation step. Optimized lower control arm is analysed under the related forces in the ANSYS Workbench. It has been observed that obtained stress values are below the yield strength of the material and it is verified with the safety factor of 1,46 for pothole strike scenario, 1,08 for pavement crushing and 3,17 for the wheel change scenario.

Keywords: Weight optimization with surrogate models, Armored wheeled vehicle, Experimental verification, Finite element method, Suspension control arm.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardımları, kesintisiz desteği ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Prof. Dr. Erdem ACAR'a, yüksek lisansım boyunca aldığım dersler ile farklı bilgi ve bakış açıları kazandıran değerli TOBB ETÜ Makine Mühendisliği hocalarına, destekleriyle her zaman yanımda olan değerli aileme ve arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xiv
RESİM LİSTESİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin İçeriği	2
2. LİTERATÜR TARAMASI	3
2.1 Tasarım Optimizasyonu Süreci	3
2.2 Deney Tasarımı Yöntemleri (DOE)	6
2.2.1 Merkezi Kompozit Tasarım	7
2.2.2 Latin Hiperküp Örnekleme	9
2.3 Vekil Model Tabanlı Yöntemler	10
2.3.1 Polinom Yanıt Yüzey Yöntemi	11
2.3.2 Radyal Tabanlı Fonksiyonlar	12
2.3.3 Kriging Yöntemi	13
2.3.4 Vekil Model Bütünü (Genetic Aggregation)	14
2.4 Vekil Modelin Doğrulanması	15
2.4.1 Kök Ortalama Kare Hata (RMSE)	16
2.5 Eniyileme Yöntemleri	17
2.6 Çift Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sistemi	20
2.7 Yol Yük Senaryoları	22
3. PROBLEM TANIMI VE ÇÖZÜM YAKLAŞIMI	25
3.1 Giriş	25
3.2 Problem Tanımı	25
3.3 Sınır Koşulları ve Çözüm Yöntemi	29
3.3.1 Parça Malzemesi ve Sınır Koşulları	29
3.3.2 Çözüm Yöntemi	33
3.4 Sonlu Elemanlar Modeli ve Çözüm Ağı Yakınsaması	34
3.5 Başlangıç Tasarımı Sonlu Elemanlar Modelinin Testlerle Doğrulanması	37
4. SÜSPANSİYON KONTROL KOLUNUN VEKİL TABANLI ENİYİLEMESİ	43
4.1 Deney Tasarımı ve Yanıt Yüzey Modeli	43
4.2 Eniyileme Sonuçlarının Test Edilmesi ve Değerlendirilmesi	55
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	61
KAYNAKLAR	63

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Mühendislik tasarım süreci [2].	3
Şekil 2.2 : Optimum tasarım süreci [1].	6
Şekil 2.3 : Klasik merkezi kompozit tasarım (2 faktör).	8
Şekil 2.4 : Yüzey merkezli merkezi kompozit tasarım (3 faktör).	8
Şekil 2.5 : LHS tasarımı (2 değişken ve 8 örneklem noktası) [15].	9
Şekil 2.6 : Vekil Model Özet Akış Şeması.	10
Şekil 2.7 : Vekil model yöntemi avantajları.	11
Şekil 2.8 : Doğrusal eğilimli Kriging model gösterimi.	13
Şekil 2.9 : Vekil model bütünü algoritması [26].	14
Şekil 2.10 : Çapraz doğrulama akış şeması.	16
Şekil 2.11 : Örnek veri seti.	16
Şekil 2.12 : Vekil Model Tabanlı Optimizasyon Akış Şeması [33].	18
Şekil 2.13 : Sırası ile Dikey, Boyuna ve Yanal Darbelerin Temsili Görselleri.	23
Şekil 3.1 : Başlangıç tasarımın genel ölçüleri.	26
Şekil 3.2 : Başlangıç tasarımının izometrik görüntüsü.	26
Şekil 3.3 : Tasarım değişkenleri.	28
Şekil 3.4 : Süspansiyon hücresine ait global modelin şematik gösterimi.	31
Şekil 3.5 : Kontrol kolu sağ bağlantı noktası.	32
Şekil 3.6 : Kontrol kolu bağlantı noktaları.	32
Şekil 3.7 : Çözüm ağı.	34
Şekil 3.8 : Çözüm ağı yakınsaması.	35
Şekil 3.9 : Analiz sonucu gerilme dağılımı.	36
Şekil 3.10 : Analiz sonucu gerilme dağılımı.	37
Şekil 3.11 : Gerinim ölçer ile örnek ölçüm akışı gösterimi [58].	38
Resim 3.2 : Parça üzerine yerleştirilen gerinim ölçer.	39
Şekil 3.12 : Gerinim ölçer sonuç grafiği.	40
Şekil 3.13 : Saha testi yüklerine yönelik başlangıç tasarımı analizi.	41
Şekil 3.14 : Sonlu elemanlar analizi ve saha testi sonuç karşılaştırması.	41
Şekil 4.1 : Yanıt yüzey lokal duyarlılık analizi.	48
Şekil 4.2 : Kontrol kolu ağırlık yanıt yüzey grafiği.	48
Şekil 4.3 : Yanıt yüzey lokal duyarlılık analizi.	51
Şekil 4.4 : Aday nokta girdileri ile yapılan analiz sonuçları.	53
Şekil 4.5 : Başlangıç Tasarımı ve Eniyileme sonucunun karşılaştırılması.	54
Şekil 4.6 : Boyuna darbe senaryosu sonucu parça üzerindeki von Mises gerilmesi..	56
Şekil 4.7 : Yanal darbe senaryosu sonucu parça üzerindeki von Mises gerilmesi.	57
Şekil 4.8 : Kriko yüklemesi analiz sınır koşulları.	59
Şekil 4.9 : Kriko yüklemesi analiz sonucu.	59

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Tasarım seçimi kılavuzu [11].	7
Çizelge 2.2 : Yol Yük Senaryoları 1 [46].	22
Çizelge 2.3 : Yol Yük Senaryoları 2 [48].	23
Çizelge 2.4 : Yol Yük Senaryoları 3 [49].	23
Çizelge 3.1 : Tasarım değişkenleri başlangıç değerleri.	28
Çizelge 3.2 : Tasarı Değişkenleri Alt ve Üst Sınırları.	29
Çizelge 3.3 : Kontrol kolu malzeme özellikleri [53].	29
Çizelge 3.4 : Tartım ve ANSYS ortamında belirlenen ağırlık karşılaştırması.	30
Çizelge 3.5 : Çözüm ağı yakınsama çalışması sonuçları.	36
Çizelge 3.6 : Başlangıç tasarımı yanıt değerleri.	37
Çizelge 3.7 : Yapılan test ve sonlu elemanlar analizi sonuçları karşılaştırması.	41
Çizelge 4.1 : Alt kontrol kolu deney tasarımı (CCD).	44
Çizelge 4.2 : İlk model için türetilen doğrulama noktaları.	45
Çizelge 4.3 : Yanıt yüzeyi RMSE değerleri.	45
Çizelge 4.4 : İlk aşama iyileştirme kontrolü için türetilen doğrulama noktaları.	46
Çizelge 4.5 : İkinci aşama iyileştirme kontrolü için türetilen doğrulama noktaları.	47
Çizelge 4.6 : İyileştirme sonucu yanıt yüzeyi RMSE değerleri.	47
Çizelge 4.7 : Yanıt yüzey modeline eklenen iyileştirme noktaları.	47
Çizelge 4.8 : Alt kontrol kolu deney tasarımı (LHS).	49
Çizelge 4.9 : Yanıt yüzeyi RMSE değerleri.	50
Çizelge 4.10 : İyileştirme sonucu yanıt yüzeyi RMSE değerleri (LHS).	50
Çizelge 4.11 : İyileştirme kontrolü için türetilen 5 adet doğrulama noktası (LHS).	50
Çizelge 4.12 : Yanıt yüzey modeline eklenen iyileştirme noktaları (LHS).	50
Çizelge 4.13 : CCD ile oluşturulan yanıt yüzey en iyilemesi aday nokta sonuçları.	52
Çizelge 4.14 : LHS ile oluşturulan yanıt yüzey en iyilemesi aday nokta sonuçları.	52
Çizelge 4.15 : Seçilen aday noktanın analiz ile doğrulanması.	53
Çizelge 4.16 : Başlangıç tasarımı ve eniyileme aday sonuçları karşılaştırması.	54
Çizelge 4.17 : Başlangıç ve eniyileme sonucu tasarım değişkenlerinin değerleri.	54
Çizelge 4.18 : Doğrulama için kullanılacak yol yük senaryoları.	55
Çizelge 4.19 : Tekere etkiyen yük değerleri.	55
Çizelge 4.20 : Yol yük senaryolarına dair analiz sonuçları.	58
Çizelge 4.21 : Kriko yüklemesi analiz sonucu.	59



KISALTMALAR

ADI	: Östemperlenmiş Sünek Dökme Demir (Austempered Ductile Iron)
CAD	: Bilgisayar Destekli Yazılım (Computer-Aided Design)
CCD	: Merkezi Kompozit Tasarım (Central Composite Design)
DOE	: Deneş Tasarımı (Design of Experiment)
FCCCD	: Yüzey Merkezli Merkezi Kompozit Tasarım (Face Centered Central Composite Design)
LHS	: Latin Hiperküp Örnekleme Tasarımı (Latin Hypercube Sampling Design)
MISQP	: Karma Tamsayı Ardişik Karesel Programlama (Mixed-Integer Sequential Quadratic Programming)
MOGA	: Çok Amaçlı Genetik Algoritma (Multi-objectives GeneticAlgorithm)
NSGA-II	: Baskılanamayan Sıralamalı Genetik Algoritma (Non-Dominated Sorted Genetic Algorithm)
RMSE	: Kök Ortalama Kare Hatası (Root Mean Square Error)
SEA	: Sonlu Elemanlar Analizi

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
$f(x)$	Amaç fonksiyonu
$g(x)$	Eşitsizlik kısıt fonksiyonu
$h(x)$	Eşitlik kısıt fonksiyonu
y_i	Gözlemlenen değer
\hat{y}_i	Modelin tahmin ettiği değer
N	Gözlem sayısı
d_1, d_2, d_3, d_4	Tasarım değişkenleri
$\sigma_{MaxVM}(x)$	Maksimum von Mises Gerilmesi
σ_Y	Malzeme akma dayanım değeri
x_L	Tasarım değişkeni alt sınır değeri
x_U	Tasarım değişkeni üst sınır değeri
ρ	Yoğunluk
σ_{ty}	Akma dayanımı
ν	Poisson oranı
E	Elastik Modülü
g	Yer çekimi sabiti
n	Değişken sayısı
l	Merkez nokta sayısı (CCD)
m	Örneklem sayısı
β_0	Sabit terim
β_i	Lineer fonksiyon parametreleri
x_i	Tasarım değişkenleri (Polinom Yanıt Yüzey)
ε	Deneysel hatalar
β_{ij}	Etkileşim parametrelerinin katsayıları
k	Tasarım değişken sayısı
$f(r)$	İnterpolasyon fonksiyonu
φ	Radyal simetrik fonksiyonlar
r	Radyal tabanlı fonksiyonun merkezinden olan uzaklık
ϵ_r	Şekil parametresi
$y(x)$	Süreç fonksiyonu
$f_h(x)$	X'in lineer veya lineer olmayan regresyonu
ε^i	Sistematik sapma
\bar{y}_{ens}	Vekil model bütününün tahmini
\bar{y}_i	Bireysel vekil modelin tahmini
N_M	Kullanılan vekil model sayısı

w_i

Kullanılan yöntemin ağırlıkça oranı



RESİM LİSTESİ

Sayfa

Resim 2.1 : Çift salıncaklı bağımsız süspansiyona sahip aks	21
Resim 2.2 : Örnek çift salıncak süspansiyon sistemi parçaları	22
Resim 3.1 : Üretilmiş başlangıç tasarım kontrol kolu tartım sonucu	30
Resim 3.2 : Parça üzerine yerleştirilen gerinim ölçer	39



1. GİRİŞ

Mühendislik çalışmalarında tasarım süreci; ihtiyacın belirlenmesi, muhtemel mühendislik çözümlerinin geliştirilmesi, en iyi çözümün değerlendirilip seçilmesi, bir prototip ürün üretilmesi, prototipin test edilmesi ve test sonuçlarının değerlendirmesi şekline ilerlemektedir. Bu yaklaşımda herhangi bir prototip faaliyetine geçilmeden önce matematiksel modeller, tasarım kısıtları ortaya konarak analiz ve optimizasyon çalışmaları yürütülmektedir.

Son yıllarda özellikle otomotiv ve savunma sanayinde yapısal optimizasyon uygulamalarının önemi giderek artmıştır. Bir tasarım mühendisi, isterleri en düşük düzeyde karşılayan bir tasarım ortaya çıkarmak yerine, en iyi tasarıma ulaşmakla ilgilenmelidir. Bu tasarım eniyileme çalışmalarının en önemli çıktılarından başında ağırlık ve boyut değerleri gelmektedir.

Günümüzde zırhlı tekerlekli araç tasarımlarında araç ağırlığı; yakıt tüketimi, menzil, yüzme gereksinimi, güç ağırlık oranı gereksinimi ile genel anlamıyla mobilite (hareket kabiliyeti) performansına doğrudan etki eden faktörlerin başında gelmektedir.

Ticari araçlarda olduğu gibi zırhlı tekerlekli araçların da en önemli alt sistemlerinden birisi süspansiyon sistemidir. Araç süspansiyon sistemi araç gövdesini taşıması sebebi ile, aracın sürüş konforu ve güvenliğinden sorumlu bir alt sistemdir. Görevleri temel olarak; yol şoklarının araç şasisine ve aracın diğer bileşenlerine iletilmesini önlemek, araç stabilizasyonu, güvenlik ve konforu sağlamak olarak sıralanabilir.

Tekerlekli taşıtlarda bulunan bağımsız süspansiyon sistemi tasarımlarından olan çift salıncaklı süspansiyon sisteminde alt ve üst kontrol kolları bulunmaktadır. Kontrol kollarının genel işlevi, süspansiyon ve araç şasisi arasındaki bağlantıyı oluşturarak, tekerleklerin her türlü yol koşulunda kontrolsüz bir şekilde hareket etmesini önlemektir. Bu tezin temel örnek problemi olan alt kontrol kolu, zırhlı tekerlekli bir araçta her bir süspansiyon hücresinde bulunmaktadır. Kolların imalat maliyetleri, bu sistemin toplam maliyetinin önemli bir bölümünü karşılamaktadır.

1.1 Tezin İçeriği

Tez kapsamında yapılan çalışmada; araç süspansiyon alt kontrol kolunun başlangıç tasarımı sonlu elemanlar modelinin araç üstü testler ile doğrulanması ardından, vekil modeller yardımı ile ağırlık eniyilemesinin yapılması amaçlanmıştır.

Bu amaç doğrultusunda gerçekleştirilen çalışmalar řu şekilde özetlenebilir; öncelikle başlangıç tasarımının sonlu elemanlar modellemesinde kullanılmak üzere araç üzerinde maruz kaldığı sabit bir yükleme senaryosu ele alınıp, kullanılacak çözüm ağ yapısı yakınsama çalışması yapılarak, model kurulmuştur. Devamında parça üzerinden araç üstü alınan gerilme değerleri ile sonlu elemanlar modeli aynı sınır koşulları altında ele alınarak karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır.

Belirli bir senaryo altında doğrulan modellemenin sonrasında, alt kontrol kolunun ağırlık eniyileme çalışmalarına geçilmiştir. Belirlenen tasarım parametreleri ardından, eniyileme probleminin çözümü için vekil modeller kullanılmıştır. Geleneksel optimizasyon yöntemlerinin çok fazla iterasyona ihtiyaç duyması, dolayısıyla fazla zaman alması ve düşük güvenirliliği sebebi ile, çok sayıda değerşeni birlikte ve eş zamanlı inceleyebilen, daha kısa sürede çıktı verebilen vekil modeller tercih edilmiştir.

Son aşamada, eniyileme çalışması tamamlanan kontrol kolu iki ayrı yol yükü senaryosunda analiz edilerek incelenmiştir.

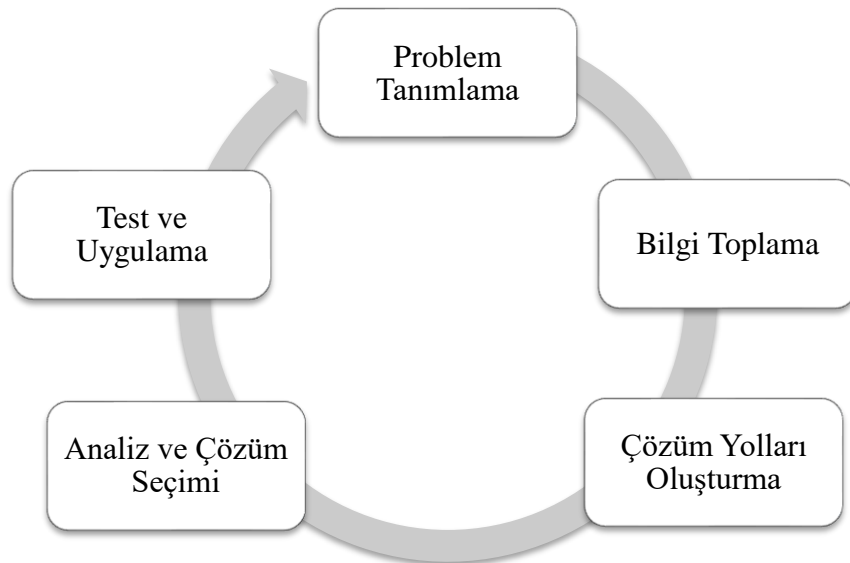
Tezin ikinci bölümünde eniyileme süreçleri, yöntemleri ve doğrulanması, ek olarak süspansiyon sistemine yönelik literatür bilgisi aktarılmıştır. nc bölümde problemin tanımı, başlangıç modeli sınır koşulları, sonlu elemanlar modeli ve bu modelin testlerle doğrulanması süreci anlatılmıştır. Dördüncü bölümde oluşturulan vekil modeller ile bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilerek eniyileme sonuçlarına ulaşılmış ve ortaya çıkan sonuçlar üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır. Son bölümde ise sonuçlar hakkında genel yorumlar yapılmış olup, tez çalışması üzerine gelecekte yapılabilecek çalışmalar hakkında görüşler sunulmuştur.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Tez kapsamında ele alınacak problemin tanımından çözüm sürecine kadar kullanılan yöntemler ve ele alınan süreçler, ilgili alt başlıklarda açıklanarak detaylandırılacaktır. Buna istinaden, tasarım optimizasyon süreci, deney tasarımı yöntemleri, vekil model tabanlı yöntemler ve doğrulanma şekli, eniyileme yöntemleri başlıklarına yer verilmiştir. Bunlara ek olarak, tez kapsamına konu olan kontrol kolunun ait olduğu sistem, çift salıncıklı süspansiyon sistemi başlığında ve analizlere girdi olan araç yol yükleri ise yol yük senaryoları başlığı altında ele alınmıştır.

2.1 Tasarım Optimizasyonu Süreci

Mühendislik tasarım süreci en genel hali ile ihtiyacın araştırılıp tanımlanması, problem hakkında gerekli bilgilerin toplanması, ön/konsept tasarım ile çözüm yolları geliştirilmesi, en iyi çözümün seçilmesi, detay tasarım, sistem gereksinimlerini karşılayan prototip ürünün geliştirilmesi ve testlerle doğrulanması süreci olarak tanımlanabilir. Tasarım ortaya çıkarılırken, tecrübe, bilgi birikimi ve sayısal analizler ortaya konularak iteratif bir yaklaşım sergilenir. Bu iterasyon parça veya alt sistem gereksinimlerini karşılayan olurlu bir tasarım bulunana kadar devam eder [1].



Şekil 2.1 : Mühendislik tasarım süreci [2].

Tasarım süreci bir tasarım mühendisi tarafından iyi organize edilmelidir. Şekil 2.1’de gösterildiği üzere, ilk aşamada tasarım çalışmasının henüz başında temel ihtiyacı anlamak ve tanımlamak gerekir. Gerçek ihtiyacı net olarak ortaya koymadan çözüm yolu türetme eğiliminde olmak ve sadece o çözüme odaklanmak, yaratıcı ve yenilikçi bir çözüm getirmeyeceği gibi, tasarımcıyı da yanlış yönlendirecektir [2]. Başlangıç aşamasında ön hazırlık niteliğinde ve çözüme yönlendirebilecek başarı kriterleri de ayrıca eklenmelidir. Düşük maliyet, yüksek emniyet ve güvenilirlik, estetik açıdan düzgünlük, bakım kolaylığı, uzun kullanım ömrü vb. konseptler başarı kriterleri arasında düşünülebilir.

İkinci aşamada probleme dair tüm bilgiler toplanarak, bunlara yönelik araştırmalar yapılmalıdır. Toplanacak bilgiler kullanıcı taleplerinden, bilgi kaynaklarından veya ilgili sisteme girdi yapabilecek tüm paydaşlardan edinilebilir.

İlerleyen süreçte, problem çözmek adına yaratıcılıkla birlikte farklı disiplinlerden gelen insanların da görüşleriyle birlikte alternatif çözümler bulma yollarına gidilir. Bir sonraki adımda ise alternatif çözümler üzerinde analizler yapılarak en iyi çözümü bulmak için çalışmalar yapılır. Burada analiz sonuçlarını değerlendirilirken birinci aşamada tanımlanan başarı kriterleri göz önüne alınmalıdır.

Analiz çıktılarının elde edilmesinin ardından gelinen son aşamalarda ise, ilgili çözümün/tasarımın prototip üretimlerinin gerçekleştirilip, uygun sınır koşulları altında test edilmesi ve doğrulanması gerekmektedir.

Genel tasarım sürecinde tariflenen basamaklara ek olarak, ilgili süreçteki izlenen basamaklarda prototip çözümünün geliştirildiği noktada tasarımın eniyileme konseptine göre analiz edip, optimizasyon süreci sonunda güncellenmesi yoluna gidilmelidir.

Optimizasyon; bir çok farklı alanda uygulanabilen ve en iyi çözümü belirlemeyi amaçlarken farklı seçenekleri karşılaştıran matematiksel bir disiplin olarak açıklanabilir. Matematiksel olarak ise; problemin tüm kısıtlarını karşılarken, amaç fonksiyonunu enküçükleyen veya enbüyükleyen tasarım değişkenleri değerlerinin belirlenmesi şeklinde ifade edilebilir [3].

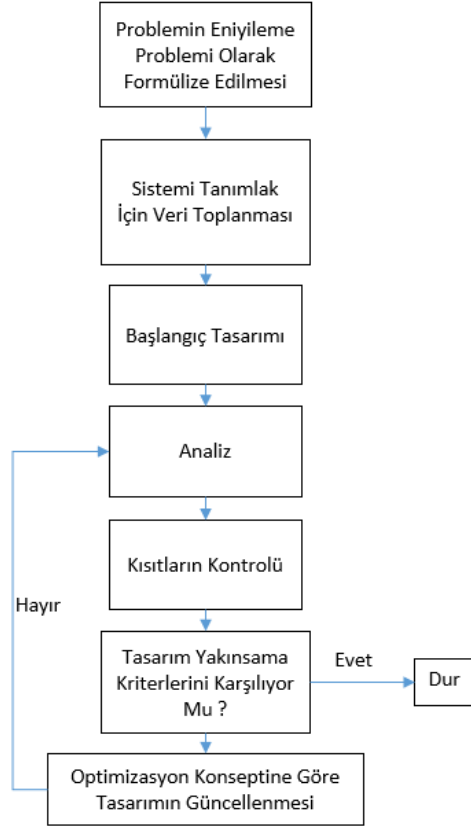
Optimasyon çalışmalarının tarihi ve ilk izleri Newton, Lagrange, and Cauchy zamanında görülmektedir. Ancak bilgisayarların gelişimi ve optimizasyon süreçlerine dahil edilmesi ile 20. yüzyıl ortalarında yeni yöntemler geliştirilmesi üzerine

çalışmalar ilerlemiştir. Simplex yöntemi ilk olarak 1947 yılında Dantzig tarafından lineer programlama için geliştirilmiştir. 1957 yılında Bellman tarafından yapılan çalışmalar, kısıtlı optimizasyon yöntemlerinin gelişiminin önünün açmaya başlamıştır [4]. 1960'larda Gomory tarafından tamsayı programlamanın öncülüğü ve yine benzer tarihlerde stokastik programlama yöntemleri Dantzig, Charnes ve Cooper tarafından geliştirilmiştir [4-6]. Ek olarak, Charnes ve Cooper tarafından, hedef programlama; belirli çok amaçlı optimizasyon problemlerini çözmek için bilinen bir yöntem, 1960'larda ortaya atılmıştır [7].

Son olarak, karmaşık mühendislik optimizasyon problemlerinin çözümüne yönelik modern optimizasyon uygulamaları olarak nitelendirilen Genetik Algoritma 1975'de ilk olarak John Holland ve Benzetimsel Tavlama ise 1980'lerin başında Kirkpatrick, Gelatt ve Vecchi tarafından ortaya atılmıştır [7]. İlerleyen dönemlerde ise gelişerek günümüze kadar kullanım alanları artmıştır.

İlk yapısal optimizasyon uygulamaları çok daha eskiye dayansa da, ciddi anlamda Schmit'in 1960 yılındaki klasik konferans makalesi ile başlamıştır. Bu yayın, Shanley'in 1952'deki çalışması gibi analitik temelli yöntemlerden daha genel olan sayısal arama yöntemleri dönemini başlatmıştır. 1980'li yılların sonuna doğru yapısal optimizasyona yönelik ticari yazılımlar için ilk adımlar atılmış olup, 1990'lı yıllar ve günümüzde hızlıca yaygınlaşmıştır [8].

Şekil 2.2'de optimum tasarım süreci özet olarak gösterilmektedir. İlk aşamada tasarım değişkenlerinin, eniyileme yapılacak amaç fonksiyonunun ve kısıt fonksiyonlarının belirlenmesi ile matematiksel formülasyon kurulur. Devamında bu formülasyona göre analiz edilen tasarımın problemdeki tüm kısıtları karşılayıp karşılamadığı kontrol edilir. Amaç fonksiyonuna yönelik hedef kriterlerin sağlanmadığı durumda, matematiksel modele göre güncellenen tasarım tekrardan analize alınarak en iyi sonuç bulunana kadar iterasyonlara devam eder.



Şekil 2.2 : Optimum tasarım süreci [1].

Klasik tasarım süreçlerinin, mühendislik simülasyonları ve analiz modellerinin çözümleri uzun süreler gerektirmekle birlikte, tasarım optimizasyonu ve doğrulama sürecinde bu analizler defalarca tekrarlanmaktadır. Bu hesaplama maliyetinin düşürülmesi adına da vekil model kullanımı yaygın bir yaklaşımdır.

Vekil model tabanlı optimizasyon çalışmaları genellikle sırası ile;

- (1) tasarım alanının tanımlanmasını
- (2) deney tasarımı (DOE) çalışmalarını
- (3) deneylerden veya simülasyonlardan örneklerin alınmasını
- (4) vekil modellerin oluşturulması ve uygun bir optimizasyon algoritmasına entegre edilmesini içerir [9].

2.2 Deney Tasarımı Yöntemleri (DOE)

Deney tasarımı temelde çok amaçlı bir optimizasyon problemidir. Deney tasarımı tasarım uzayında simülasyonların yapılacağı örnekleme noktalarının belirlenmesidir. Deneylerden elde edilecek bilgilerin doğruluğunu en üst düzeye çıkarmak ve deney

sayısını en aza indirgeyebilmek adına bu noktalar seçilir [10]. Yanıt yüzey yönteminin ilk adımı da örneklem noktalarının seçilmesidir.

Deney tasarımı yönteminin seçimi, deneyin hedeflerine ve çalışılacak faktörlerin sayısına bağlıdır [11]. Literatürde çok çeşitli deney tasarımı algoritması ve yöntemi mevcuttur. Genellikle yukarıda bahsedildiği gibi, girdi parametrelerini en verimli şekilde araştırıp, minimum nokta ile bilgi elde etmeye çalışacak örneklem noktaları aranır.

Çok çeşitli algoritmaları olsa da deney tasarımının temelde amaçları Çizelge 2.1’de verildiği şekilde üçe (*Comparative, Screening, Response Surface*) ayrılabilir. Verilen kılavuza göre, seçilen tasarım değişkeni adedine göre tercih edilebilecek yanıt yüzey yöntemine yönelik bilgiler mevcuttur.

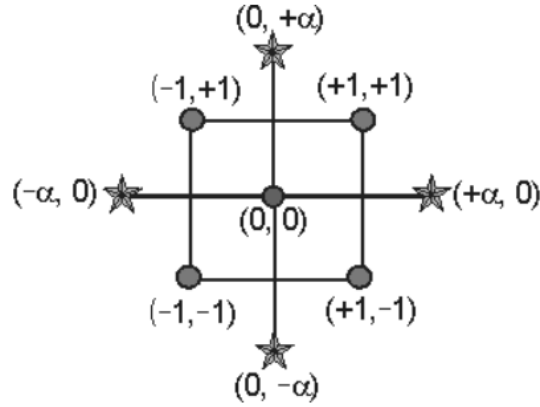
Çizelge 2.1 : Tasarım seçimi kılavuzu [11].

<u>Faktör Sayısı</u>	<u>Hedef Karşılaştırma</u>	<u>Hedef Görüntüleme</u>	<u>Hedef Tepki Yüzeyi</u>
1	1-Faktörlü Tamamen Rastgele Tasarım	-	-
2 – 4	Rastgele Blok Tasarım	Tam veya Kesirli Faktoriyel	Merkezi Kompozit veya Box-Behnken
5 ve fazlası	Rastgele Blok Tasarım	Kesirli Faktöryel veya Plackett-Burman	Faktör Sayısını Azaltmak için Önce Tarama

2.2.1 Merkezi Kompozit Tasarım

Tam faktoriyel deney tasarımını içeren, özellikle 3 seviyeli örneklemede faktör sayısının artışı örnek noktaları ciddi anlamda artırır. 3^n olarak hesaplanan örnek nokta sayısı hesabında örneğin $n=6$ iken, 729 adet deney noktasına ihtiyaç vardır. Sadece sınır değerlerini dikkate alan 2 seviyeli örnekleme ise yetersiz kalabilmektedir. Deneylerin sayısını 2 seviyeli tam faktoriyel tasarıma yaklaştırarak, her iki yaklaşımı da belli oranda içererek az ama yeterli sayıda nokta seçebilen yöntem merkezi

kompozit tasarımıdır [10,12]. Klasik merkezi kompozit tasarım Şekil 2.3'te gösterilmiştir.

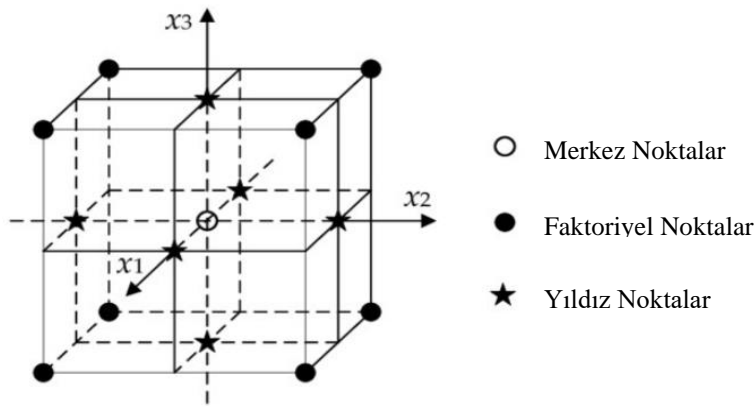


Şekil 2.3 : Klasik merkezi kompozit tasarım (2 faktör).

4 köşedeki yuvarlak semboller faktoriyel (+/- 1) tasarım noktalarını, 4 yıldız noktası aksenal (+/- alfa) tasarım noktalarını ifade etmekle birlikte, ortada da tekrarlanan merkez noktası bulunur.

Yıldız noktalarındaki $\alpha=1$ olduğu durum yüzey merkezli merkezi kompozit tasarım (FCCCD) olarak adlandırılmaktadır. Bir çok uygulamada yer bulan bu tasarım $(-1,0,1)$ değerlerinde çalışmaktadır [13].

Şekil 2.4'de 3 faktör gösterimine yer verilmiştir. Deney tasarım örneklemelerinin sayısı $(2^n + 2n + 1)$ ile hesaplanabilmektedir. Burada, n faktör sayısını (tasarım değişkeni sayısı), 1 ise merkez nokta sayısını temsil etmektedir [13]. Merkezi kompozit tasarımı yöntemi ANSYS yazılımında da en çok tercih edilen ve önerilen opsiyondur.



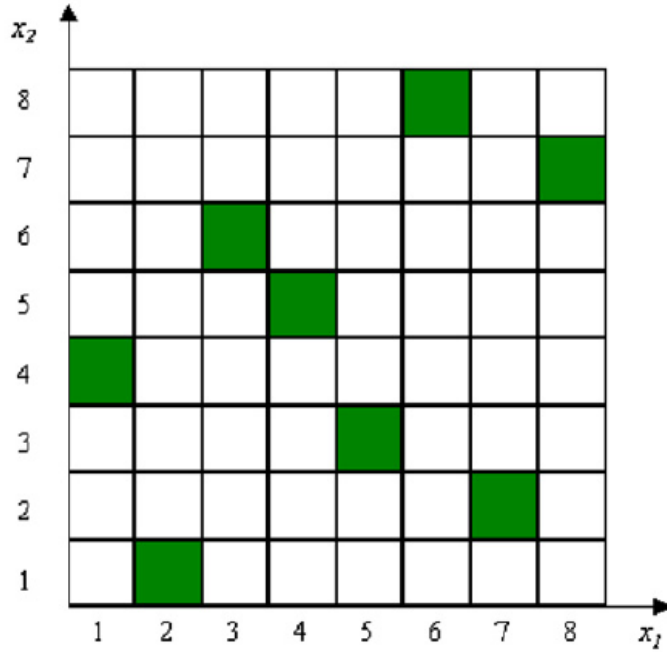
Şekil 2.4 : Yüzey merkezli merkezi kompozit tasarım (3 faktör).

2.2.2 Latin Hiperküp Örnekleme

Latin hiperküp örnekleme (LHS) tasarımı Monte Carlo örnekleme yönteminin gelişmiş hali olarak düşünülebilir. LHS tasarımında, noktalar tasarım alanında kare ağ üzerine rastgele belirlenir. Buradaki önemli kural ise, iki nokta aynı değeri paylaşmamalı ve çakışmamalıdır. Başka bir deyişle, hiçbir nokta ağ yapısı üzerinde bir satırını veya sütununu başka bir nokta ile paylaşmamalıdır [14].

İki boyutlu ortamda ağ küçük karelerden, üç boyutlu ortamda küplerden, daha yüksek boyutlu ortamlarda ise çoklu küplerden oluşur.

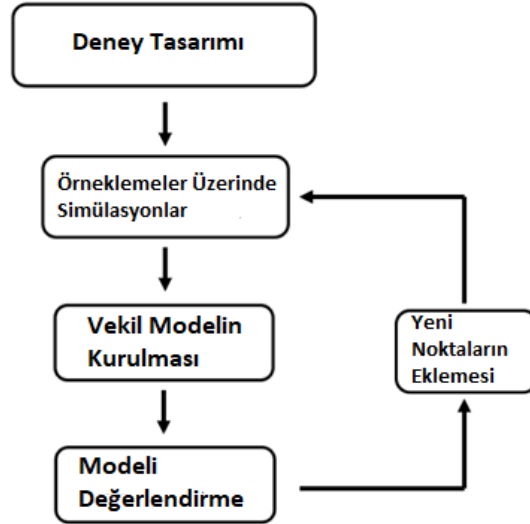
Her değişken (n) için değer aralığı, eşit olasılığa sahip m segmentine (örneklem sayısı) bölünmüştür. “ n ” adet değişkene sahip tasarım uzayı m^n formülü sonucu kadar ve aynı zamanda her biri eşit olasılığa sahip hücrelere bölünür [15]. Şekil 2.4’te gösterildiği üzere, 2 tasarım değişkeni ve 8 örneklem noktasına sahip tasarım uzayının 64 adet hücresi bulunmaktadır. Burada daha önce belirtildiği gibi, iki ayrı nokta satır ve sütunda birbiri ile çakışmamaktadır.



Şekil 2.5 : LHS tasarımı (2 değişken ve 8 örneklem noktası) [15].

2.3 Vekil Model Tabanlı Yöntemler

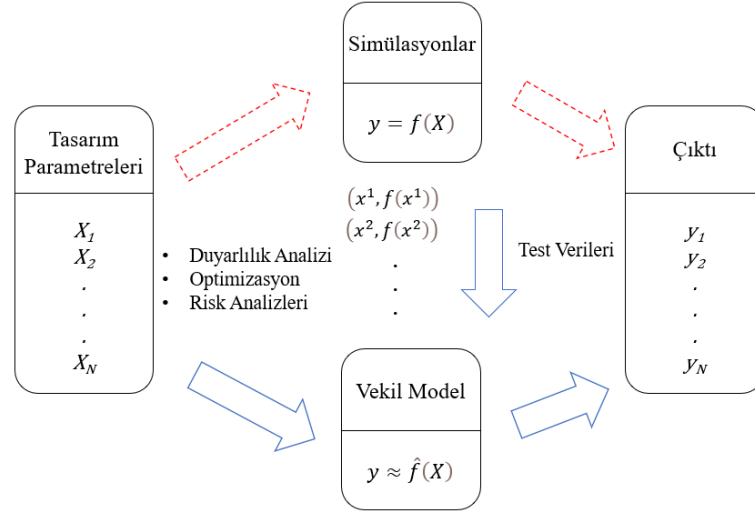
Vekil model ile optimizasyon yöntemleri belirli döngülerden oluşmaktadır. Bu döngülerde örneklem noktaları için bir dizi simülasyon gerçekleşir. Her simülasyona bir vekil model uydurulması ardından, bu vekil modellere göre optimizasyon gerçekleştirilir. Verilen hedefe göre bir doğrulama testi yapılır, sonuçlar uygun değilse süreç tekrarlanır [16]. Şekil 2.6 akış şemasında özet olarak belirtilmiştir.



Şekil 2.6 : Vekil Model Özet Akış Şeması.

Şekil 2.7’de gösterildiği üzere, simülasyon çıktısını doğru bir şekilde tahmin etmek için matematiksel bir model (vekil model) oluşturur. Bu model ile, tasarımcının güvenilir bir tasarım ortaya koyabilmek için defalarca simülasyon koşturarak günlerce sürebilecek analiz ve optimizasyon çalışmalarını çok daha kısa sürede tamamlamasına olanak sağlanır. Kesikli çizgilerle gösterilen yol hesaplama maliyeti açısından oldukça yüksektir.

Vekil modeller literatürde aynı zamanda meta-model, yanıt yüzey modelleri, benzetim modeli, yardımcı model veya yaklaşık model şeklinde anılabilmektedir [17]. Vekil model kapsamında deney tasarımı oluşturulduktan sonra, hangi vekil model tipinin kullanılacağı seçilmelidir. En çok tercih edilen yöntemler, yanıt yüzeyler, Kriging, radyal tabanlı fonksiyonlar şeklinde sıralanabilir.



➡ **Yüksek hesapsal maliyet**, çünkü simülasyon birçok defa koşturulmalı.

➡ **Uygun**, çünkü vekil modeli testi ve kullanımı efektif.

Şekil 2.7 : Vekil model yöntemi avantajları.

ANSYS yazılımında yer verilen yöntemler sırası ile vekil model bütünü (*Genetic Aggregation*), standard polinom yanıt yüzey (ikinci dereceden), Kriging, Parametrik olmayan regresyon ve yapay sinir ağları şeklindedir. İlerleyen alt başlıklarda bir kaç için detay bilgiye yer verilmiştir.

2.3.1 Polinom Yanıt Yüzey Yöntemi

İlk olarak 1951 yılında G.E.P. Box ve K.B.Wilson tarafından ortaya konulmuştur [18]. Polinomun derecesi ile modelin hata oranı ters orantılı olup, derece arttıkça genellikle modelin hata oranı azalmaktadır, ancak daha fazla simülasyon iterasyonu gerektirmektedir. Genellikle de, polinom yanıt yüzey yönteminde ikinci dereceden polinom birinci dereceden polinoma göre daha fazla kullanılmaktadır. Bunun sebebi de ikinci dereceden (karesel polinom yanıt yüzey) polinom yanıt yüzey sisteminin doğrusal olmayan davranışını yansıtmadaki esnekliği birinci dereceden polinoma göre daha fazladır [19].

İkinci dereceden terimlerle Taylor serisinin genişletilmesi sonucunda, ikinci dereceden yanıt yüzey modeli Denklemi (2.1) ile gösterilmiştir.

$$\begin{aligned}
y &= \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \cdots + \beta_k x_k + \beta_{11} x_1^2 + \cdots + \beta_{kk} x_k^2 + \beta_{12} x_1 x_2 \\
&\quad + \beta_{13} x_1 x_3 + \cdots + \beta_{k-1, k} x_{k-1} x_k + \varepsilon \\
&= \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j=2}^k \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon
\end{aligned} \tag{2.1}$$

β_0 sabit terimi, β_i lineer fonksiyon parametrelerini, x_i tasarım değişkenlerini, k tasarım değişkeni sayısını, ε deneysel hataları ve β_{ij} etkileşim parametrelerinin katsayılarını temsil etmektedir [20].

2.3.2 Radyal Tabanlı Fonksiyonlar

Radyal tabanlı fonksiyonlar yaklaşımı bir çok bilimsel disiplinde kullanılmaktadır. Bunlara örnek olarak, kısmi diferansiyel denklemlerin çözümü, görüntü yineleme, sinir ağları, coğrafi bilgi sistemleri ve optik verilebilir [21].

Radyal tabanlı fonksiyon, fonksiyon serisinin kendi merkezine veya başlangıç noktasına olan uzaklığını tanımlayarak çalışır. $f(r)$, bir dizi noktanın uzayda yer değiştirmesini ifade eden bir interpolasyon fonksiyonu olarak tanımlanabilir.

Fonksiyonların ağırlıklı toplamı ile de yaklaşık olarak hesaplanabilir. Yanıt fonksiyonu Denklem (2.2)'deki gibi yazılabilir [22]. α_i değerleri interpolasyon katsayılarıdır.

$$f(r) = \sum_{i=1}^N \alpha_i \varphi(\|r - r_i\|) \tag{2.2}$$

Radyal simetrik fonksiyonlar (φ) için en çok kullanılan denklem grubu, Denklem (2.3-2.7) olarak verilmiştir. Burada, r radyal tabanlı fonksiyonun merkezinden olan uzaklık ve ϵ_r ise şekil parametresidir [21].

$$\varphi_1(r) = r^2 \log r \tag{2.3}$$

$$\varphi_2(r) = e^{-(\epsilon_r r)^2} \tag{2.4}$$

$$\varphi_3(r) = \frac{1}{1 + (\epsilon_r r)^2} \tag{2.5}$$

$$\varphi_4(r) = \frac{1}{\sqrt{1 + (\epsilon_r r)^2}} \quad (2.6)$$

$$\varphi_5(r) = \sqrt{1 + (\epsilon_r r)^2} \quad (2.7)$$

2.3.3 Kriging Yöntemi

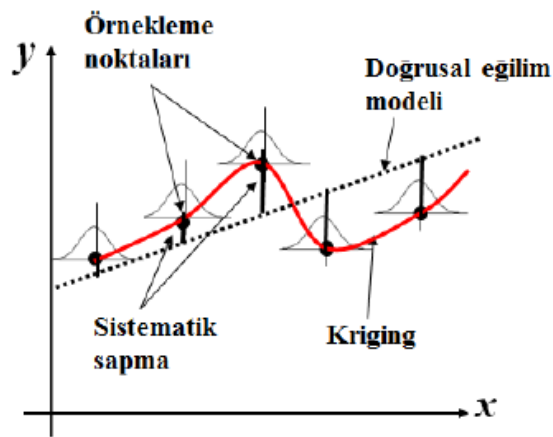
Başlangıçta Kriging 1950'lerde bir maden mühendisi olan Daniel G. Krige tarafından uzaysal tahmin tekniği olarak ortaya çıkarılmış olup, daha sonra geliştirilerek Georges Matheron tarafından modern haline getirilmiştir [23]. Bir diğer popüler vekil model oluşturma yöntemidir.

Kriging modeli $y(x)$ 'i bir regresyon modeli ve bir stokastik hatadan oluşan bir süreç fonksiyonu olarak tanımlar [24]. Kriging yanıt yüzey denklemi Denklem (2.8)'deki gibi yazılabilir.

$$y(x^i) = \sum_h \beta_h f_h(x^i) + \varepsilon^i \quad i = 1, \dots, k \quad (2.8)$$

Denklemin ilk kısmında $f_h(x)$ x 'in lineer veya lineer olmayan regresyonu, eğilim modelini ve ε^i ise sistematik sapmayı, yani hatayı ifade etmektedir [25].

En sık kullanılan eğilim modelleri sıfıncı derecede (sabit) ve birinci derecede (lineer) eğilim modelleridir. Birinci derecede eğilime sahip örnek model Şekil 2.8'de verilmiştir.



Şekil 2.8 : Doğrusal eğimli Kriging model gösterimi.

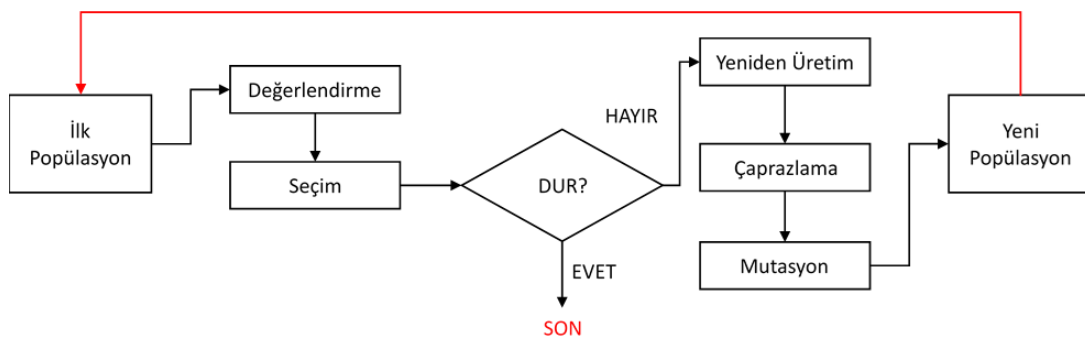
2.3.4 Vekil Model Bütünü (Genetic Aggregation)

Vekil model bütünü yöntemi ANSYS yazılımında yanıt yüzey oluşumu için varsayılan algoritmadır. Sonuç parametreleri için yanıt yüzey seçimini ve yapılandırma sürecini en uygun biçimde oluşturmaya yönelik programlanmıştır. ANSYS programında mevcut diğer yanıt yüzey yöntemlerini kullanarak, her bir çıktı için en uygun yanıt yüzey türünü otomatik olarak oluşturur. (ikinci dereceden polinom yanıt yüzey, parametrik olmayan regresyon, kriging, sınır ağları) [14].

Bu yöntem, her bir otomatik iyileştirme iterasyonunu gerçekleştirirken, başarısız nokta bölgelerini dikkate alır ve bu alanlardan kaçınır.

Ek olarak, bu yöntemin çözüm süresi ikinci dereceden polinom yanıt yüzey, parametrik olmayan regresyon veya kriging gibi diğer klasik yanıt yüzey yöntemlerine göre daha fazladır. Bunun sebebi daha önce açıklandığı üzere, birden fazla yanıt yüzey yöntem çözümünün ele alınması ve çapraz doğrulama (*cross-validation*) süreci uygulanmasıdır. Genel olarak, vekil model bütünü modeli diğer klasik yanıt yüzey modellerinden daha güvenilirdir [14].

Yanıt yüzeylerin kalitesi çapraz doğrulama ile ölçülmektedir. Kalite gereksinimleri sağlandığında veya algoritma maksimum iterasyon sayısına ulaştığında, algoritma döngüsü tamamlanır. Tamamlanmadığı takdirde, yanıt yüzey yöntemi seçenekleri rastgele değiştirilerek, bir önceki popülasyonun mutasyonu yapılarak iterasyona devam edilir. Süreç Şekil 2.9'de gösterilmiştir [26].



Şekil 2.9 : Vekil model bütünü algoritması [26].

Vekil model bütünü yanıt yüzey denklemi, farklı vekil modellerin ağırlıklı ortalamaları toplamı olarak Denklem (2.9)'daki gibi yazılabilir.

$$\bar{y}_{ens}(x) = \sum_{i=1}^{N_M} w_i \cdot \bar{y}_i(x) \quad (2.9)$$

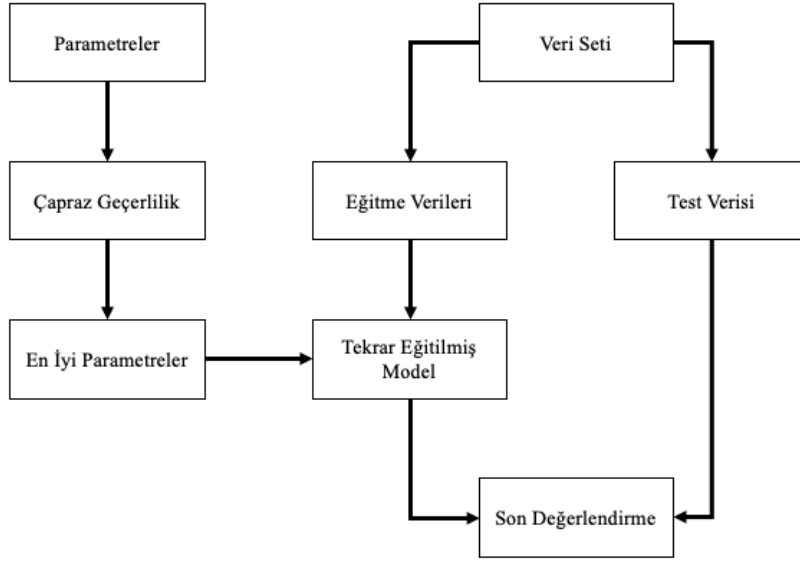
Denklemdaki \bar{y}_{ens} vekil model bütününün tahmini, \bar{y}_i bireysel vekil modelin tahminini, N_M kullanılan vekil model sayısını ve w_i kullanılan yöntemin ağırlıkça oranını ifade etmektedir.

Anlatılan bilgiler ışığında, yöntemin güvenilirliği de dikkate alınarak, bu çalışma çerçevesinde ileride anlatılacak çözüm yöntemlerinde vekil model bütünü metodu kullanılmıştır.

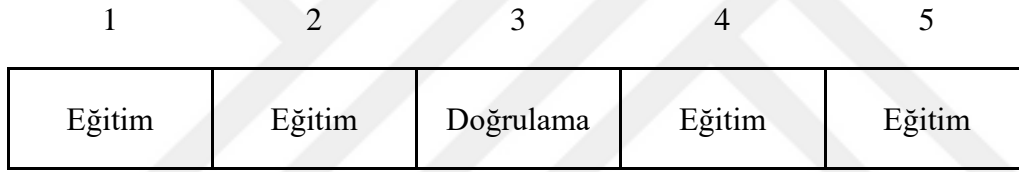
2.4 Vekil Modelin Doğrulanması

Vekil modellerin doğrulanması en önemli aşamalardan bir tanesidir. Doğruluk derecesini belirleyebilmek için farklı yöntemler mevcuttur. Örneklem bölmesi, çapraz doğrulama hatası, belirleme katsayısı, kök ortalama kare hatası bu yöntemler içerisinde yer almaktadır.

Örneklem bölmesinde (ing. *split-sample*) veriler ikiye ayrılarak, model eğitme verileri (ing. *training data*) ile vekil model oluşturulup, test verileri ile de oluşturulan model için doğrulama yapılır. Eğitme veri seti toplam örneklem büyüklüğünün bir oranı olarak belirlenebilir veya test ve eğitme datalarını bölen bir değişken atanabilir. Özellikle veri sayısı az olan modellerde kullanılması önerilmemektedir [27]. Çapraz doğrulama hatası örneklem bölmesinin gelişmiş halidir. Burada veriler neredeyse eşit boyutta “k” adet (ing. *k-fold cross validation*) alt gruba ayrılırlar. Akış şeması Şekil 2.10’de göstermiştir. Vekil model k defa oluşturulur. Her döngü esnasında 1 alt grup, eğitmen veri içerisinden çıkarılır ve hata ölçüsü bu dışarıda bırakılan alt grup kullanılarak hesaplanır [28]. Şekil 2.11’de bir örnek veri seti görselleştirilmiştir [29].



Şekil 2.10 : Çapraz doğrulama akış şeması.



Şekil 2.11 : Örnek veri seti.

Toplam örneklem büyüklüğü k değerine eşit olur ise bu yöntem farklı bir isimle (ing. *leave-one-out cross-validation*) adlandırılır [28].

2.4.1 Kök Ortalama Kare Hata (RMSE)

Kök ortalama kare hatası (RMSE) deney tasarım noktalarının hatalarının (kalıntılarının) ortalama karesinin karekökünü ifade etmektedir. Çıkan değer sıfıra ne kadar yakın ise, yanıt yüzey o kadar doğru olduğu yorumlanır [14]. Her çeşit vekil modele uygulanabilen standart ve popüler bir hata metriğidir [30]. İlgili formülasyon Denklem (2.10)'de verilmiştir.

$$\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (2.10)$$

Hata metriklerini incelerken vekil model problemlerinde çoğunlukla aşağıda verilen karşılaştırma uygulanmaktadır [31]. Çıktılar açısından küçükten büyüğe sırasıyla veri noktalarındaki RMSE, test noktalarında RMSE ve çapraz doğrulama RMSE şeklinde bir sonuç vermesi beklenir.

$$\text{RMSE}_{\text{veri}} < \text{RMSE}_{\text{test}} < \text{RMSE}_{\text{çapraz}}$$

2.5 Eniyileme Yöntemleri

Eniyileme; mevcut sınırlar ve gereklilikler dahilinde en iyi çözümün bulunması anlamına gelmektedir. Nümerik ifadeleri içeren ilk matematiksel optimizasyon çalışmalarının temelleri yöneylem araştırması kapsamında 1950’li yıllarda ortaya çıkmıştır. Teknolojideki gelişmeler ışığında modern bilgisayarların üst düzey hızları ve hesaplama güçleri ile birlikte optimizasyon çalışmaları uygulamalı matematiğin hızla büyüyen bir dalı haline gelmiştir [32].

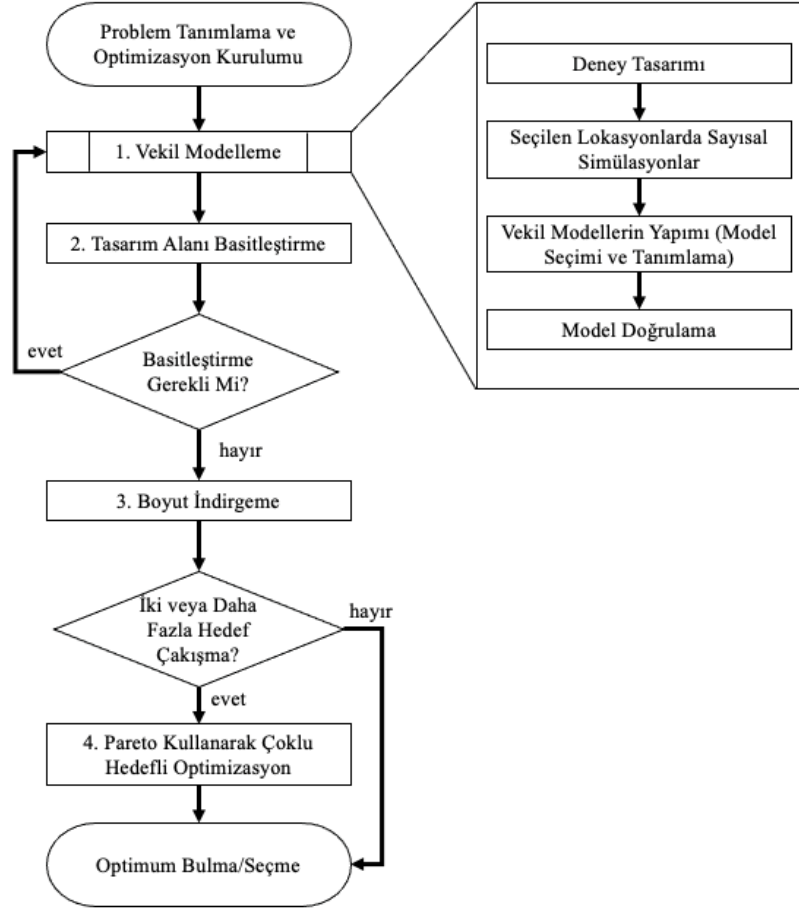
Eniyileme problemlerinin matematiksel olarak genel ifadesi Denklem (2.11-2.13)’te verilmiştir.

$$\text{Enküçükle/Enbüyüküle} \quad f(x) \quad (2.11)$$

$$\text{Öyle ki;} \quad g(x) \leq 0 \quad (2.12)$$

$$h(x) = 0 \quad (2.13)$$

Burada $f(x)$ enküçükleme veya enbüyüküleme yapılacak fonksiyonu, $g(x)$ eşitsizlik kısıtını, $h(x)$ eşitlik kısıtını ve x tasarım değişkenlerini ifade etmektedir.



Şekil 2.12 : Vekil Model Tabanlı Optimizasyon Akış Şeması [33].

Vekil model tabanlı optimizasyon süreçlerinin özet akış şeması ise Şekil 2.12’de verilmiştir. Vekil modeller tasarım hedeflerini modellerken, kısıtlamaları ve olurlu bölgeyi (ing. *feasible region*) tanımlama konusunda da yardımcı olarak kullanılabilirler. Tasarım optimizasyonu başlangıcında önemli olarak görülen bir çok tasarım değişkeni belirlenir. Ancak, değişken sayısının fazla olması hesapsal maliyeti fazlaca artırabileceğinden ötürü, tasarım değişkenlerinde bir basitleştirme yoluna gidilerek daha az önemli olan değişkenler elenebilir. Bu da boyut indirgeme (ing. *dimensionality reduction*) aşamasında yapılmakta olup, duyarlılık analizleri gerçekleştirilerek belirlenebilir [33].

Farklı tasarımları değerlendirebilmek adına, ana aşamaları gösterilen vekil modellerin kurulması ardından, son aşamada optimizasyon algoritmaları (genetik algoritma, parçacık sürü optimizasyonu, benzetimsel tavlama, vb.) kullanılarak optimum tasarım arayışına devam edilir.

Denklem (2.12-2.14)'de verilen değerlerin ve kısıtların ortaya konması ardından, hangi eniyileme yönteminin kullanılacağı seçilmelidir. Bu yöntemlerden bir kaçı, aynı zamanda ANSYS yazılımında da bulunan yöntemler sırasıyla; görüntüleme (ing. *screening*), çok amaçlı genetik algoritma (ing. *MOGA*), karesel Lagrange ile doğrusal olmayan programlama (ing. *NLPQL*) ve karma tamsayı ardışık karesel programlama (ing. *MISQP*) bu yöntemlerde bazılarıdır.

Karesel Lagrange ile doğrusal olmayan programlama gradyan tabanlı optimizasyon yöntemlerinden birisi olup, Schittkowski tarafından lineer olmayan programlama problemlerinin çözümü için geliştirilmiştir [34]. Tek amaç fonksiyonu ve çoklu kısıtlı problemlerin çözümünde kullanılmakta olup, Lagrange fonksiyonuna göre eniyileme uygulanmaktadır.

Karma tamsayı ardışık karesel programlama gradyan tabanlı optimizasyon yöntemlerinden birisidir. Tek amaç fonksiyonu ve çoklu kısıtlı problemlerin çözümünde kullanılmakta olup, problem fonksiyonları sadece tamsayı noktalarında değerlendirilir.

Görüntüleme yöntemi, iteratif bir çözüm yöntemine sahip olmayıp, Hammersley algoritmasına göre belirli sayıda rastgele örnek tasarım noktaları oluşturur. NLPQL optimizasyonu için bir başlangıç noktası olarak kullanılacak aday noktalar belirleyebilmektedir. Genellikle bu şekilde ön tasarım için kullanılabilmekte olup, fazla parametrenin olduğu durumlarda hesapsal maliyeti yüksektir [35].

Genetik algoritmalar, biyolojik organizmaların genetik mekanizmasına dayanarak, araştırma ve optimizasyon problemlerini çözmeye yarayan algoritmalarıdır. Bu algoritmalar örnek olarak köprü yapılarını tasarlamak, en büyük güç ağırlık oranını belirlemek veya minimum hurda maliyeti ile bir plakanın kesim ve gruplama çalışmalarında kullanılabilirler [36].

Genetik algoritmanın temelleri, başlıca prensipleri 1975 yılında John Holland tarafından ortaya atılmıştır [37]. Bir başlangıç popülasyonu, seçim, çaprazlama ve mutasyon gibi doğal seçim aşamalarından oluşmaktadır. Çözüm dizilerini belirlemek adına, kromozomlarla bir başlangıç popülasyonu belirlendikten sonra, yeni popülasyonların oluşturulabilmesi için bir seçim yöntemine karar verilir. Uygunluk fonksiyonuna (ing. *fitness function*) göre yüksek uyuma sahip olan bireyin bir sonraki kuşağa kopyalanması hedeflenir. Bir çok seçim yöntemi olmakla beraber turnuva, rulet

çemberi ve elitist yöntemleri yaygındır. Devamında, yeni ve iyi özellikte bireylerin oluşturulabilmesi için sırasıyla çaprazlama ve mutasyon yöntemleri uygulanır. Çaprazlamadaki amaç iyi özellikler birleştirilerek gelişmiş çözümler yaratmak iken, mutasyondaki amaç ise yeni çözümler oluşturulurken bir öncekinin kopyalanmasını önlemek ve süreci hızlandırmaktır [38-39].

Çok amaçlı genetik algoritma NSGA-II (ing. *Non-dominated sorted genetic algorithm-II*)'nin bir varyasyonu olup, kontrollü elitist konseptte dayanmaktadır. İyi genlerin çoğalması için ağırlıklandırma yaparak optimum çözüme yakınlaştırma eğilimindedir. Şekil 2.12'de görüldüğü üzere, 4. basamakta MOGA, amaç fonksiyonlarını optimize etmek üzere seçim, çaprazlama ve mutasyon yoluyla en fazla izin verilen Pareto yüzdesine yakınsayana kadar çalışarak, global optimum aday noktalarını belirler [40].

2.6 Çift Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sistemi

İlk bağımsız süspansiyon tasarımları 1920'li yılların sonunda Andre Dubonnet tarafından Fransa'da gerçekleştirilmiştir. Patentini aldığı ve kendi soyismiyle anılan Dubonnet tipi süspansiyon sistemi 1930'larda Chevrolet ve Pontiac gibi Amerikan otomobil firmaları tarafından kullanılmaya başlanmıştır. 1934 ve 1935 yıllarında ise bir başka büyük Amerikan otomobil firmalarından Cadillac ve Buick ise araçlarının ön tarafı için çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemini kullanmaya başlamıştır. Bu geçişin ana sebebi ise, motor gücü ve araç hızlarının arttığı bu dönemde sabit aksların araç sürüş konforunu fazlasıyla düşürmesidir [41].

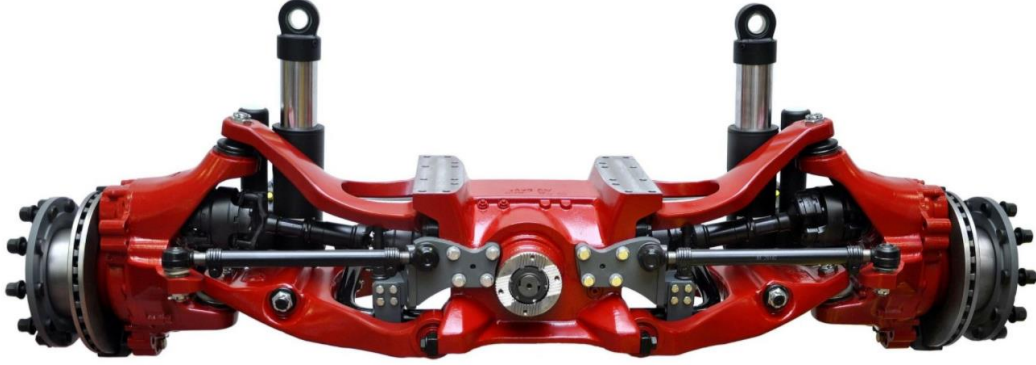
Bağımsız süspansiyon sistemleri, bir tekerleğin veya bir süspansiyon hücresinin diğer tekerleklere en az seviyede etkiyerek, bağımsız olarak yukarı ve aşağı hareket etmesini sağlar. Ek olarak bağımlı süspansiyona kıyasla, özellikle binek araçlarda ön aksta motor bölmesine daha çok yer sağlaması, tekerleklere daha fazla hareket alanı yaratması, titreşim direncinin yüksek olması ile daha fazla konfor sağlaması, bağımsız süspansiyon avantajları içerisinde gösterilebilir. Dezavantaj olarak ise, parça sayısının artması ile birlikte, sistemin kompleks bir hale gelmesi ve daha pahalı olması sayılabilir [42-43].

Bağımsız süspansiyon tasarımları arasında tek bir optimal geometriden söz edilemez. Araçların kullanım alanı, ağırlığı, konforu vb. kısıt ve isterleri sağlayacak şekilde süspansiyon geometrisi tasarlanmalıdır. [42-43].

Bağımsız süspansiyon sistemleri temel olarak 4'e ayrılabilir [43].

- MacPherson süspansiyon sistemi
- Çift Salıncaklı (ing. *Double Wishbone*) Süspansiyon Sistemi
- Çok Kollu (ing. *Multi-link*) Süspansiyon Sistemi
- Çeki Kollu (ing. *Trailing arm*) Süspansiyon Sistemi

Modern binek otomobillerde özellikle yönlendirme akslarında daha çok MacPherson tipi süspansiyon sistemi tercih edilmektedir [43]. Resim 2.1'de verilen çift salıncaklı bağımsız süspansiyona sahip bir aks ise daha çok, ağır zırhlı askeri araçlarda tercih edilebilmektedir [44].

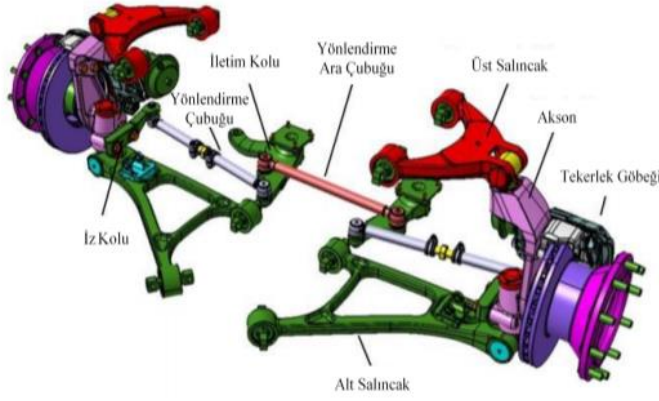


Resim 2.1 : Çift salıncaklı bağımsız süspansiyona sahip aks [44].

Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sisteminde de farklı konfigürasyonlar bulunmaktadır. Hepsinde ortak olarak tekerlek göbeği ve teker kompleksini tutan alt ve üst kontrol kolları bulunmakta olup, bu kollar rotiller ile aksone bağlıdır.

Konfigürasyon farkı yaratan durumlar ise alt ve üst kontrol kollarının boylarının aynı veya farklı olabilmesi, şok emicilerin alt veya üst kontrol kollarına, hatta direk aksone üzerine bağlanabilmesi ve kolların pivot eksenlerinin farklı olabilmesidir.

Resim 2.2'de örnek bir konfigürasyon üzerinden çift salıncak süspansiyon sistemine ait araç üstü parça detayları gösterilmiştir.



Resim 2.2 Örnek çift salıncak süspansiyon sistemi parçaları [45].

2.7 Yol Yük Senaryoları

Yol yük senaryoları özellikle süspansiyon sistemi analizlerinde kullanılmaktadır. Genellikle de sürüş anında yaşanabilen, kaza veya hasar senaryolarının etki incelemesinin yapılabilmesi için, taşıt üreticileri tarafından da tercih edilen sanki statik (ing. *quasi-static*) yük senaryoları bulunmaktadır [47-48]. Literatürdeki kaynaklarda benzer yükleme senaryolarının kullanıldığı görülürken, senaryolara ait yükleme yapılan koordinat eksenlerinde kullanılan katsayılar farklılıklar olduğu görülmüştür. Çizelge 2.2, Çizelge 2.3 ve Çizelge 2.4’de farklı kaynaklardan edinilen bu senaryolar ve bileşenlerine yönelik bilgilere yer verilmiştir. Senaryolara ait ivme bileşenleri yerçekimi ivmesinin (g) katları cinsinden tablolarda belirtilmiştir. Buradaki değerler, tekerlerin temas noktasından gelen kuvvetler için birer katsayı niteliği taşımaktadır [50]. Ek olarak, bu yüklemeler ile gerçekleştirilecek kuvvet analizleri ile süspansiyon elemanlarının bağlantı bölgelerindeki reaksiyon kuvvetleri hesaplanmaktadır.

Çizelge 2.2 : Yol Yük Senaryoları 1 [46].

	Yol Yük Senaryoları	İvme Bileşenleri		
		X (g)	Y (g)	Z (g)
1	Statik Yükleme	0	0	1
2	Tümsek Atlama	0	0	3
3	Boyuna Darbe	2,5	0	1
4	Yanal Darbe	0	2,5	1
5	Viraj Dönüşü	0	1,25	1
6	Virajda Frenleme	0,75	0,75	1
7	Geriye Frenleme	1	0	1
8	İvmelenme	-0,5	0	1
9	Virajda İvmelenme	-0,5	0,5	1

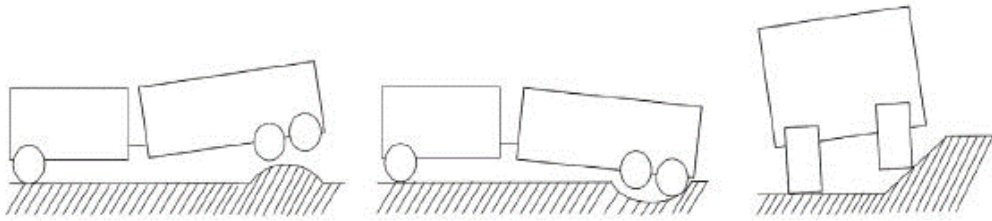
Çizelge 2.3 : Yol Yük Senaryoları 2 [48].

	Yol Yük Senaryoları	İvme Bileşenleri		
		X (g)	Y (g)	Z (g)
1	Boyuna Darbe	1	0	3
2	Dikey Darbe	0	0	3
3	Geriye Frenleme	-0,8	0	1
4	Yanal Darbe	0	2	2

Çizelge 2.4 : Yol Yük Senaryoları 3 [49].

	Yol Yük Senaryoları	İvme Bileşenleri		
		X (g)	Y (g)	Z (g)
1	Boyuna Darbe	3	0	4
2	Viraj Dönüşü Çarpma	0	0	3,5
3	Yanal Darbe	0	4	1
4	Panik Frenlemesi	2	0	2

Şekil 2.13'te ilgili senaryolara ilişkin temsili görseller mevcuttur. Bu çalışma kapsamında da alt kontrol kolunun yapısal mukavemeti, ilerleyen bölümlerde anlatılacağı üzere, seçilmiş iki ayrı standart yük tipi kullanılarak analiz edilmiştir.



Şekil 2.13 : Sırası ile Dikey, Boyuna ve Yanal Darbelerin Temsili Görselleri.



3. PROBLEM TANIMI VE ÇÖZÜM YAKLAŞIMI

3.1 Giriş

Tezin bu bölümündeki ilgili başlıklar altında; eniyileme problemine konu olan parçanın tanıtımı ve malzeme özellikleri, parçanın içinde bulunduğu sistemin anlatımı, sonlu elemanlar analizine girdi olacak yükleme senaryosunun detayları ve bu analizin başlangıç tasarımı üzerindeki sonuçları verilmiştir. Ayrıca, çözüm ağı yakınsaması çalışması da sonuçlar kısmına eklenmiştir.

Üçüncü bölümün son kısmında ise; fiziksel olarak parça üzerinde icra edilen testin sonuçları sunulmuştur. Bu saha testindeki imkan ve kabiliyetler çerçevesinde belirlenen test sınır koşulları ve yüklemeler, kurulan sonlu elemanlar modeline uygulanarak, saha testleri ve model arasında bir karşılaştırma gerçekleştirilmiştir.

3.2 Problem Tanımı

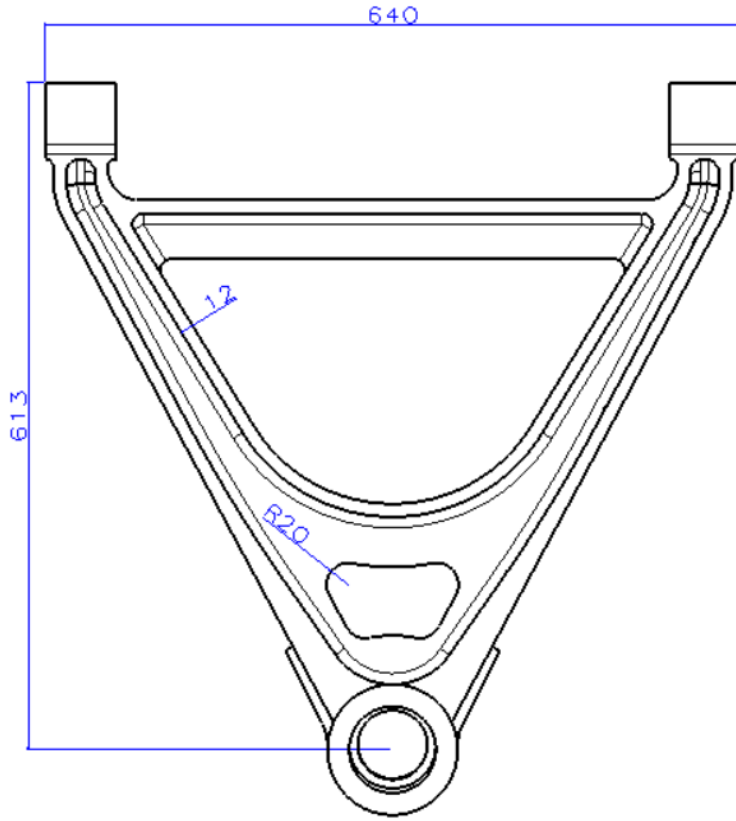
Mühendislik problemlerinde çözüm basamaklarına gelmeden önce en başta yapılması gereken çalışma problemin doğru tanımlanmasıdır. Problemin net bir şekilde ortaya konması ileri çözüm aşamalarında karşılaşılabilecek soru işaretlerini en aza indirmektedir. Problemin başlangıç koşullarının ele alınması ardından, amaç ve sınır koşulları matematiksel olarak ifade edilmedilir.

Bu çalışma kapsamında ele alınan parça, 8x8 tekerlekli zırhlı askeri bir aracın süspansiyon sisteminde konumlandırılmış en büyük parçalardan birisi olan alt kontrol koludur. Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin bulunduğu araçlarda alt kontrol kolunun konumlandırıldığı yer önceki bölümlerde Resim 2.2’de gösterilmektedir.

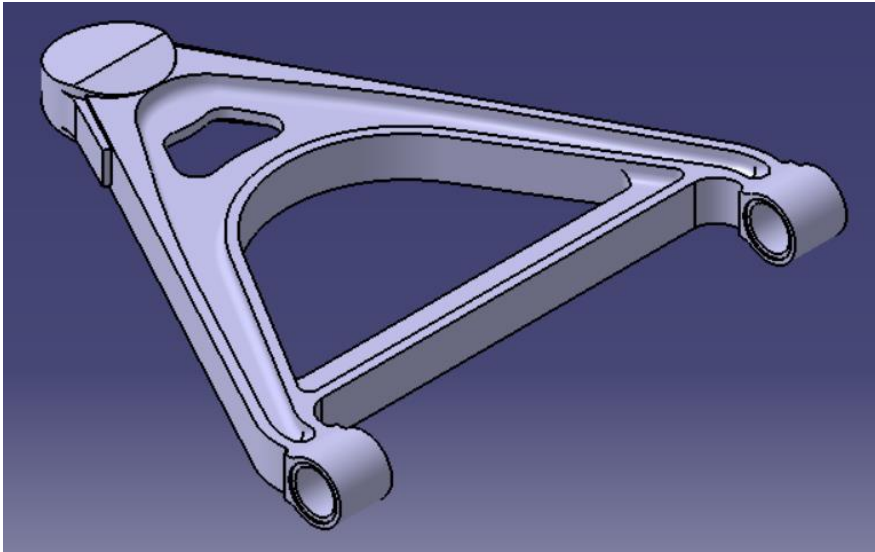
Alt kontrol kolu araç şasisindeki çerçeveye iki ayrı yerden döner mafsallarla bağlanmış olup, teker kısmında ise teker göbeğini tutan aksonun alt bölgesi üzerine bilyeli mafsal ile bağlanmıştır. Kontrol kollarının temel görevi aracın girdiği her türlü yol koşulunda tekerleklerin yukarı ve aşağı (Z eksen) yönü haricinde kontrolsüz hareketinin

engellenmesi ve her bir süspansiyon hücresinin bağımsız olarak görev yapmasına olanak sağlamaktır.

İlgili kontrol kolunun akson bağlantı yüzeyinden görünümü ve genel ölçüleri mm cinsinden Şekil 3.1’de ve CAD ortamında çizilmiş parçanın izometrik görüntüsü Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.1 : Başlangıç tasarımın genel ölçüleri.



Şekil 3.2 : Başlangıç tasarımının izometrik görüntüsü.

Kontrol kolunun minimum ağırlık ile yol yükleri sonucu maksimum Von Mises gerilmesinin malzemenin akma dayanımı geçmeyecek şekilde tasarlanmış olması hedeflenerek başlangıç olarak Denklem (3.1-3.4)'teki şekilde formülize edilmiştir. Bu çerçevede amaç fonksiyonu yapı ağırlığının enküçüklenmesi şeklinde seçilmiştir.

$$\text{Bul} \quad \mathbf{x} = \{d_1, d_2, d_3, d_4\} \quad (3.1)$$

$$\text{Enküçüle} \quad \text{Ağırlık}(\mathbf{x}) \quad (3.2)$$

$$\text{Öyle ki;} \quad \sigma_{MaxVM}(\mathbf{x}) - \sigma_Y \leq 0 \quad (3.3)$$

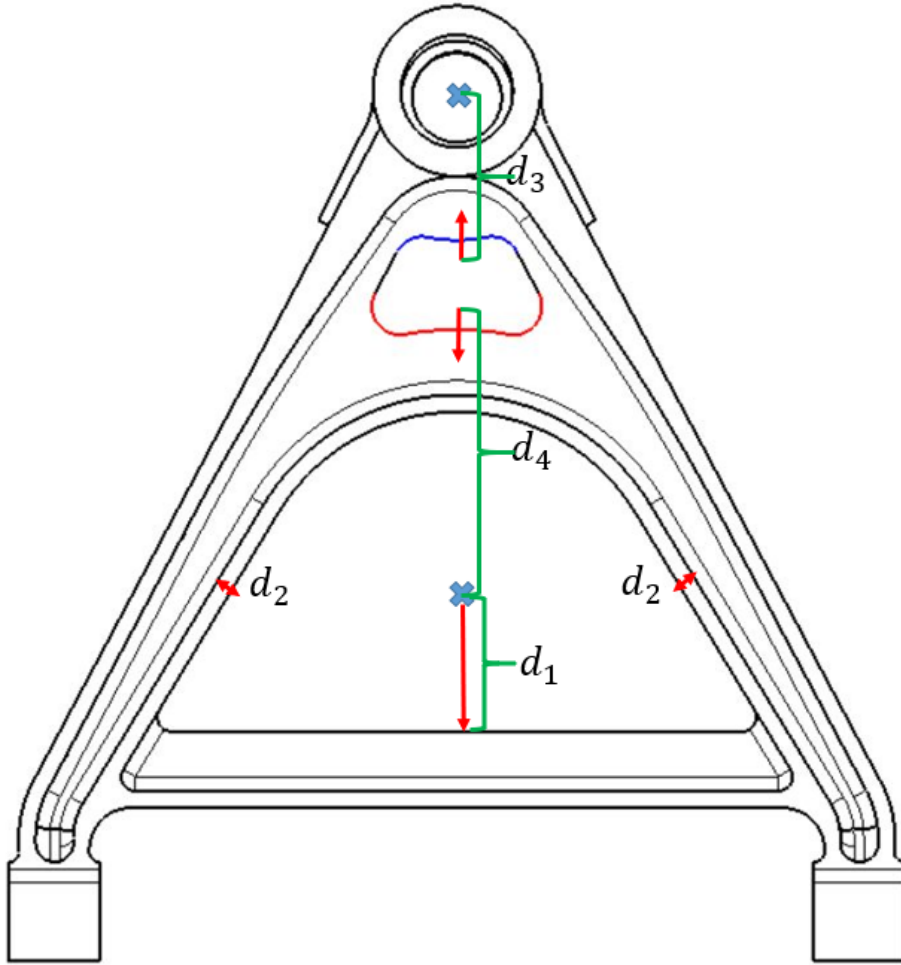
$$\mathbf{xL} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{xU} \quad (3.4)$$

Denklem (3.3)'de verilen σ_{MaxVM} ifadesi statik analiz sonucunda yapı üzerinde meydana gelen maksimum von Mises gerilmesini, σ_Y ise yapıyı oluşturan malzemenin akma dayanımı değerini ifade etmektedir.

Tasarım değişkenlerinin belirlenmesi en iyileme problemindeki ilk aşamalardan biridir. Denklem (3.1)'de verilen d_1, d_2, d_3, d_4 değerleri tasarım değişkenlerini ifade etmekte olup, \mathbf{x} tasarım değişkeni vektörünü oluşturmaktadır. Tasarım değişkenleri parça üzerinde ihlal edilmemesi gereken boyutsal kısıtlar göz önüne alınarak Denklem (3.4)'te verildiği üzere \mathbf{xL} alt sınırları ve \mathbf{xU} üst sınırları ile kısıtlandırılmıştır. Burada özellikle küresel mafsallı ve döner mafsallı bağlantı bölgeleri, bir başka deyişle başka parçalar ile arayüz bulunan bölgeler, atanılan parametre bölgelerine dahil edilmemiştir. Şekil 3.3'te parça üzerinde atanılan tasarım değişkenleri gösterilmiştir.

Parça üzerindeki kritik çember merkez noktaları bazı değişkenler için referans noktası olarak belirlenmiştir. Bundan yola çıkılarak d_1 mesafesi, referans nokta ile parçanın alt kısmının uzaklığını, d_4 ise işaretli 3 yayın merkezlerinin kesişim noktasının referans noktasına uzaklığını temsil etmektedir. d_1 mesafesi gösterilen ok yönünde arttıkça, parça alt kısmındaki oyuk büyümektedir ve d_4 uzaklığı ok yönünde gösterilen sabit noktaya doğru azalmaktadır. Benzer şekilde d_3 de işaretli 3 yayın merkez kesişim noktasının parça üst bağlantı yüzeyinin merkezine olan uzaklığını temsil etmektedir. d_3 uzaklığı gösterilen ok yönünde sabit noktaya doğru azalmaktadır. Burada özellikle parça ortasında halihazırda bulunan boşaltım bölgesinin büyütülerek hafifletme yapılması hedeflenmiştir. Son olarak d_2 ise belirtilen yerlerdeki kalınlığı

ifade etmektedir. Bu tasarım değişkenlerinin başlangıç değerleri ise Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Tasarım değişkenleri.

Çizelge 3.1 : Tasarım değişkenleri başlangıç değerleri.

Tasarım Değişkenleri	Başlangıç Değerleri (mm)
d1	75
d2	12
d3	103,94
D4	214,49

Tasarım değişkenlerine ilişkin yapılan öncül analizler ve ANSYS SpaceClaim’de yapılan incelemeler üzerine Çizelge 3.2’de belirtilen alt ve üst sınır değerleri belirlenmiştir.

Çizelge 3.2 : Tasarı Değişkenleri Alt ve Üst Sınırları.

Tasarım Değişkenleri	Başlangıç Değerleri (mm)	Alt Sınır (mm)	Üst Sınır (mm)
d1	75	75	105
d2	12	7	12
d3	103,94	80	103,94
d4	214,49	180	214,49

3.3 Sınır Koşulları ve Çözüm Yöntemi

3.3.1 Parça Malzemesi ve Sınır Koşulları

Süspansiyon kontrol kolları genellikle ticari araçlarda alüminyum ve çelik malzemeden yapılmaktadır [51]. Bu iki malzemenin karşılaştırması yapılan çalışmalarda ise dayanım ve ağırlık oranı açısından alüminyum malzemenin, elastik sınırlara dayanan bir tasarım var ise çelik malzemenin tercih edilmesi gerektiği ortaya konmuştur [52]. Orta ağırlıktaki askeri araçlardaki kontrol kollarında ise döküm çelik veya döküm demir malzemeler yüksek dayanım özelliklerinden ötürü tercih edilmektedir. Bu çalışma kapsamında ele alınan parçanın malzemesi östemperlenmiş sünek dökme demirdir (ing. *austempered ductile iron, ADI*). Östemperleme işlemi, çelik ve dökme demir gibi demir içeren malzemelere uygulanan ve bu malzemelerin mekanik özelliklerini iyileştiren bir izotermal ısıl işlem sürecidir. Bu işlemin sünek dökme demir üzerine uygulanma süreci 1970’li yıllarda başlayarak yaygınlaşmıştır [54]. Malzeme özellikleri Çizelge 3.3’te verilmiştir.

Çizelge 3.3 : Kontrol kolu malzeme özellikleri [53]

Malzeme Özelliği	Sembol	Değer	Birim
Yoğunluk (Density)	ρ	7200	kg/m ³
Akma Dayanımı (Yield Strength)	σ_{ty}	700	MPa
Poisson Oranı (Poisson's Ratio)	ν	0,28	
Elastik Modulus (Young's Modulus)	E	130	GPa

Özellikleri verilen ADI malzemesi, CAD ortamında modellenip ANSYS yazılımına aktarılan parça üzerine tanımlanmıştır. Ek olarak, başlangıç tasarımından üretilmiş bir adet kontrol kolunun da tartımı gerçekleştirilerek fiziki ürün ile karşılaştırması yapılarak hata yapı ortaya konmuştur. Resim 3.1’de tartım sonucu, Çizelge 3.4’te ise karşılaştırma tablosu verilmiştir. Çizelge 3.4’te görüleceği üzere, başlangıç tasarımı

ürün ile analiz programında elde edilen ağırlık arasında %1,17'lik bir hata payı çıkmıştır. Halihazırda çıkan farkın çok düşük bir değer olduğu değerlendirilmesine ek olarak, ölçümün yapıldığı endüstriyel tartım cihazı 0,5 kg hassaslıkla çalışan bir basküldür (DESI Model BW 3000kg). Bundan ötürü de farkın %1'in de altında olduğu değerlendirilmektedir. Bu koşullar altında parçanın başlangıç ağırlığı doğrulanmıştır.



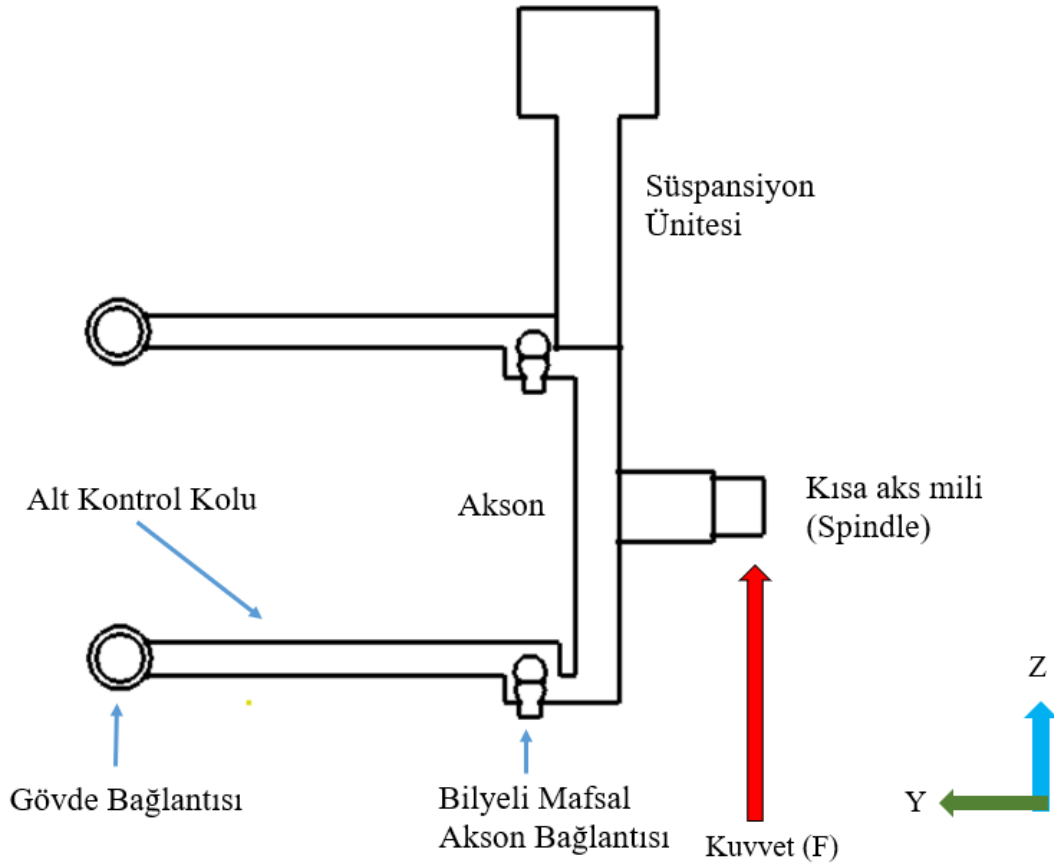
Resim 3.1 : Üretilmiş başlangıç tasarım kontrol kolu tartım sonucu.

Çizelge 3.4 : Tartım ve ANSYS ortamında belirlenen ağırlık karşılaştırması.

	Analiz Programı Değeri	Gerçek Tartım Değeri	Fark
Ağırlık (kg)	25,2	25,5	%1,17

Alt kontrol kolu başlangıç tasarımı için gerçekleştirilecek analiz için bir araç senaryosu seçilerek sınır koşulları belirlenmiştir. Seçilen durum aracın aks kantarlarına çıktığı durumda ölçülmüş olan, statik ve tümsek (ing. *bump*) pozisyondaki 4000 kg kütleli en ağır süspansiyon hücresinden elde edilen verileri yansıtmaktadır.

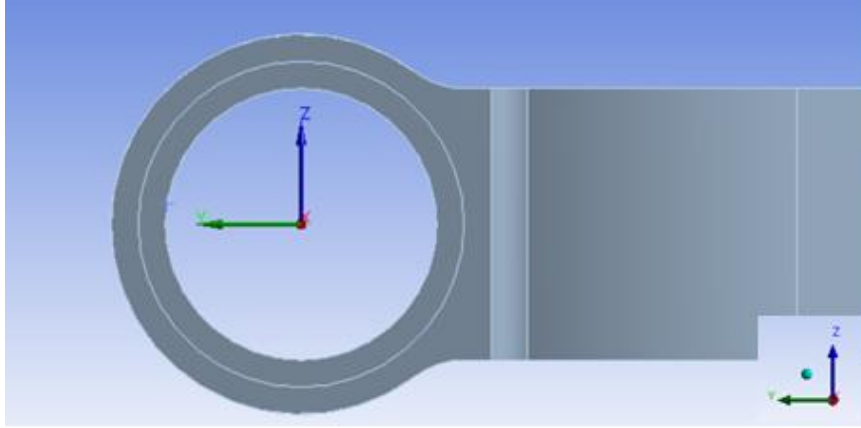
Çalışma kapsamındaki analiz modellerinin kuvvet yüklemeleri Şekil 3.4'te süspansiyon hücresine ait şematik gösterimde yer alan kısa aks mili (ing. *spindle*) üzerinden global model üzerinde uygulanmıştır. Problem tanımı bölümünde de anlatıldığı üzere kontrol kolları aksona bilyeli mafsallar ile, diğer uçtan da araç gövdesine döner mafsallar ile bağlanmıştır. Bu sınır koşulları tez kapsamında yapılan tüm analizlerde bu haliyle korunmuştur ve verilen analiz sonuç görselleri global model altında oluşturulan alt kontrol kolu alt modeline (ing. *sub-model*) aittir. İlgili modelde gövde bağlantısı olarak gösterilen bağlantı noktaları ANSYS modelinde sınır koşulu olarak döner bağlantı (ing. *revolute joint*) ve bilyeli mafsal aksan bağlantısı olarak gösterilen bölgeler de küresel bağlantı (ing. *spherical joint*) olarak global modelde atanmıştır. Ek olarak, benzer bağlantılar üst kontrol kolunda da yer almakla birlikte, süspansiyon ünitesinin üst noktası global modelde sabit destek olarak atanmaktadır.



Şekil 3.4 : Süspansiyon hücresine ait global modelin şematik gösterimi.

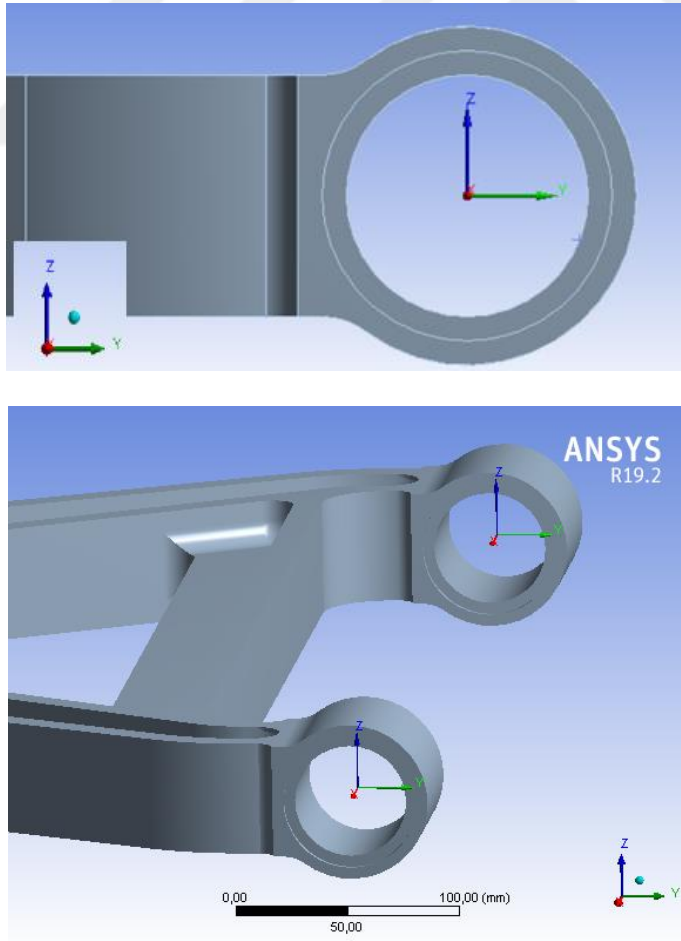
Tekerden gelen 4000 kg'lık yük sonucunda alt kontrol kolunun gövdeye bağlandığı iki ayrı noktadaki reaksiyon kuvvetleri de ayrıca gösterilmiştir. Şekil 3.5'te kontrol kolu

sağ bağlantı noktasındaki Z yönünde 4780 N, -Y yönünde 13977 N ve X yönünde 6437 N'luk yüklemeler gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Kontrol kolu sağ bağlantı noktası.

Şekil 3.6'da ise kontrol kolu sol bağlantı noktasındaki Z yönünde 4780 N, -Y yönünde 13977 N ve -X yönünde 6437 N'luk yüklemeler ve her iki bağlantı noktasının koordinatları gösterilmiştir.



Şekil 3.6 : Kontrol kolu bağlantı noktaları.

Son olarak, ağırlık doğrulaması ve analiz senaryosunun belirlenmesi ile, başlangıç tasarımı analizi için çözüm ağı yakınsaması ve analiz çözümü adımına geçilmiştir.

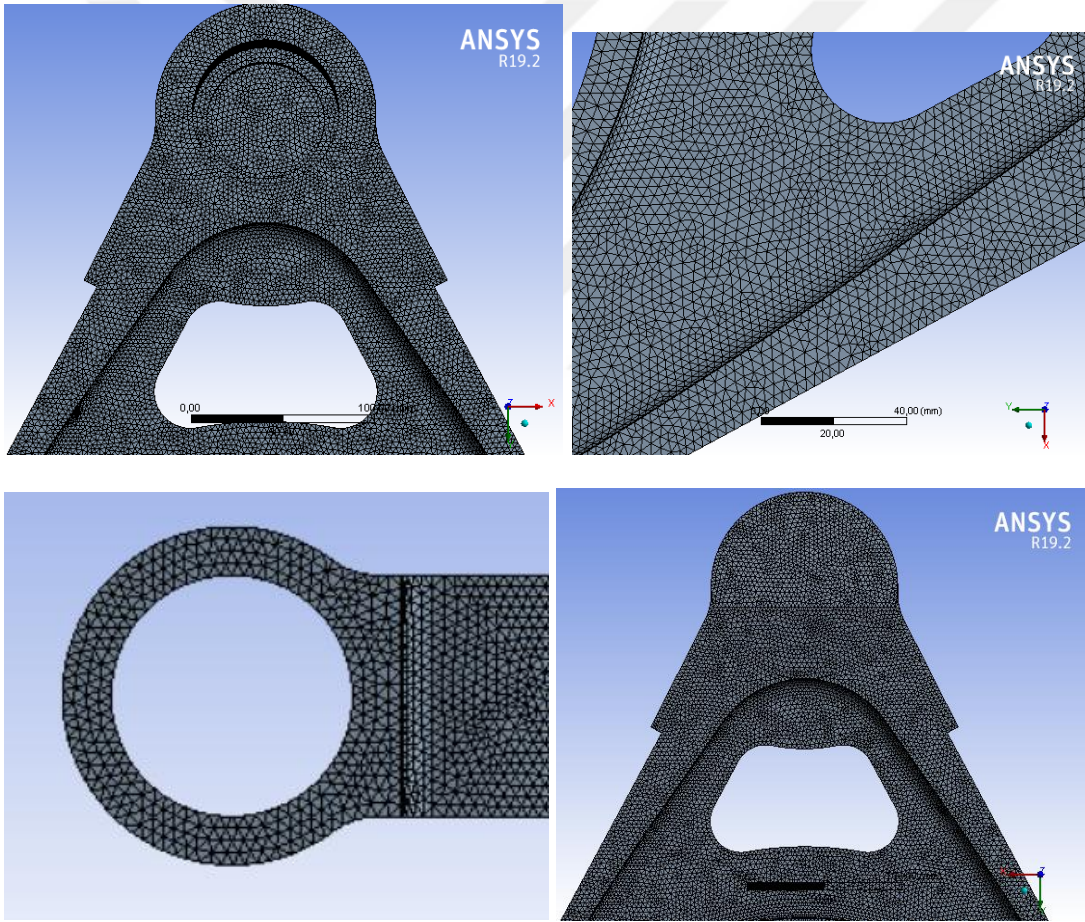
3.3.2 Çözüm Yöntemi

Alt kontrol kolu ağırlık eniyilemesi çalışması için çözüm yöntemi ana hatları ile aşağıdaki gibi yürütülmüştür;

- Süspansiyon alt kontrol kolu başlangıç modeli Catia V5 yazılımı ile oluşturulmuştur.
- Analiz ve optimizasyon aracı olarak ANSYS 19.2 kullanılmış olup, CAD modeli ANSYS ortamına aktarılarak ilgili malzeme atamaları yapılmıştır.
- Üretilmiş 1 adet parça ile yazılım ortamındaki ağırlık değerleri karşılaştırılmıştır.
- Çözüm ağı yakınsama çalışması yapılmıştır.
- Başlangıç tasarımının belirlenen bir senaryo altında sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir.
- Gerinim ölçer ile yapılan saha testleri sonuçları, aynı sınır koşulları tekrarlanarak ANSYS yazılımında alınan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.
- Optimizasyon çalışmaları için, ANSYS SpaceClaim'de daha önceden belirlenen tasarım değişkenleri, parametrik olarak modellenmiştir.
- Belirlenen amaç ve sınır koşulları doğrultusunda, deney tasarımı veri seti oluşturulup, yanıt yüzey yöntemi ile devam edilmiştir.
- Oluşturulan vekil modellerin yardımı ile ANSYS optimizasyon algoritmaları kullanılarak aday optimum noktalar elde edilmiştir. Bu noktalar değerlendirilerek amaç fonksiyonuna en uygun sonuç ile parça tasarımı güncellenmiştir.
- Optimum tasarım da yine ANSYS üzerinden iki ayrı tekerlekli araç yol yükleri senaryosu ve teker değiştirme yük senaryosu ile analiz edilerek değerlendirilmiştir.

3.4 Sonlu Elemanlar Modeli ve Çözüm Ağı Yakınsaması

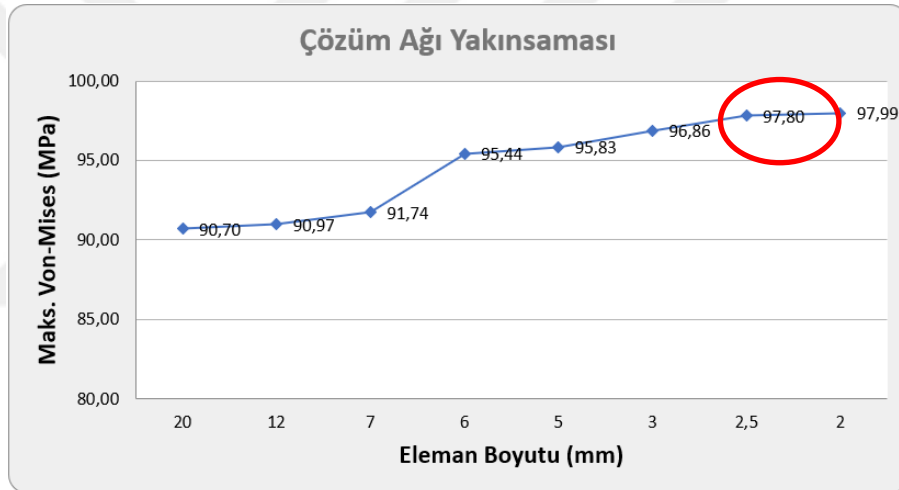
Sonlu elemanlar analizinde parçaların boyut ve şekline, analiz tipine veya çözüm süresi gereksinimine göre tek boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu elemanlar kullanılabilir. Tek boyutlu elemanlar; bir ölçüsü diğer ölçülerine oranla çok büyük olan parçalarda kullanılmaktadır. Uzun şaftlar ve kirişler buna örnek olarak gösterilebilir. Kabuk eleman olarak tariflenen iki boyutlu elemanlar da iki ölçüsü üçüncü ölçüsüne kıyasla çok büyük olan parçalara uygulanmaktadır. Sac metallere buna örnek gösterilebilir. Son olarak üç boyutlu modeller ise daha karmaşık CAD parçaları için kullanılmaktadır [55].



Şekil 3.7 : Çözüm ağı.

Çözüm ağına başlangıç olarak altıyüzlü (yüzeyi dörtgen 3-boyutlu eleman) elemanlar kullanılması hedeflenmiştir. Ancak yapılan denemeler sonucunda ANSYS programının verdiği yönlendirmelerde bu parça özelinde hacim-yüzey alanı oranının düşük olması sebebi ile alınan çıktının düşük kalitede yüzeyi dörtgen (ing.

hexahedron) elemanlar içerebileceği uyarısı alınmıştır. Yine de eleman boyutunu çok küçülterek dörtgen elemanlar ile (hex dominant) çözüm ağına zorlandığı takdirde, bazı yüzeylerden hata uyarısı alınmıştır. Program tarafından verilen öneride, parçayı birçok küçük parçaya dilimleyip taranabilir yüzeylerin oluşturulması veya dörtyüzlü (yüzeyi üçgen 3-boyutlu eleman) elemanlara geçiş yapılması gerektiği belirtilmiştir. Bu sebeple, analiz modelinde yüzeyi üçgen (ing. 10-node tetrahedral element) elemanlar kullanılarak devam edilmiştir ve Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Çözüm ağı yakınsama çalışması kapsamında farklı eleman boyutları için analizler koşturulmuştur. Bu çalışmada eleman sayısı, maksimum von Mises gerilmesi ve bu gerilmeler arasındaki oransal farklar ortaya konarak Şekil 3.8’de gösterilen yakınsama eğrisi elde edilmiştir. Bu grafik oluşturulurken elde edilen maksimum gerilmenin koordinatı (-122, -221, -17) göz önüne alınarak aynı nokta üzerindeki gerilme değerleri yansıtılmıştır.

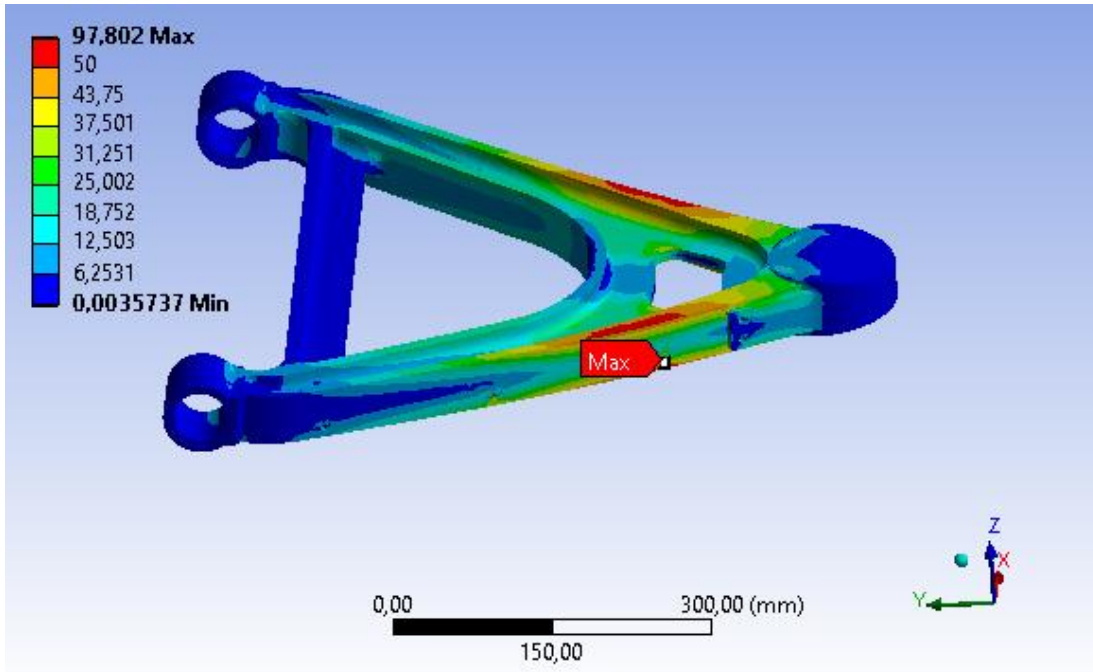


Şekil 3.8 : Çözüm ağı yakınsaması.

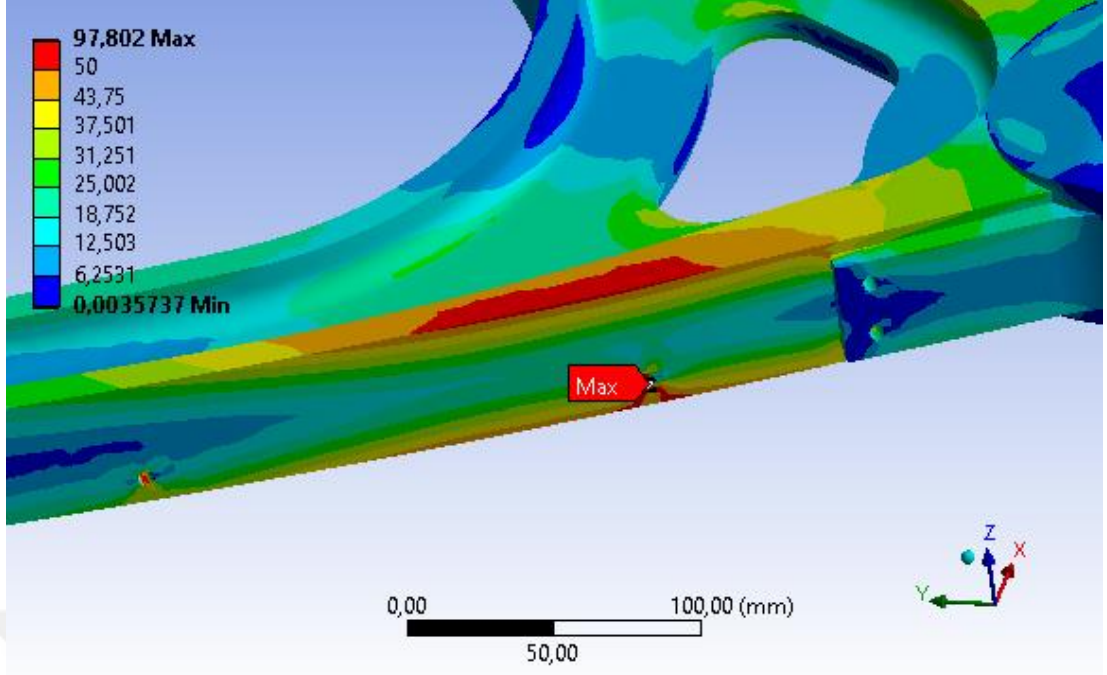
Çözüm ağı yakınsamasında gösterilen iterasyonlarda, maksimum eş-değer gerilme sonuçları arasındaki fark ve genel tablo Çizelge 3.5’te verilmiştir. Çizelge 3.5’te de görüldüğü üzere farkın %0,2 seviyelerine inmesi ve düğüm noktası sayısının optimizasyon basamağında çözüm sürelerine etkisi düşünülerek başlangıç tasarımı için 7 numaralı çözümde verilen değerler ele alınmıştır. Analiz sonuçlarına ait görseller Şekil 3.9 ve Şekil 3.10’da verilmiştir.

Çizelge 3.5 : Çözüm ağı yakınsama çalışması sonuçları.

Çözüm	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)	Fark (%)	Düğüm Noktası	Eleman Sayısı	Eleman Boyutu (mm)
1	90,70	-	396.403	286.073	20
2	90,97	0,30	461.350	330.716	12
3	91,74	0,84	506.755	355.183	7
4	95,44	4,04	593.717	414.799	6
5	95,83	0,41	670.586	464.850	5
6	96,86	1,08	1.478.833	1.015.083	3
7	97,80	0,97	2.103.918	1.449.267	2,5
8	97,99	0,19	3.552.759	2.465.028	2



Şekil 3.9 : Analiz sonucu gerilme dağılımı.



Şekil 3.10 : Analiz sonucu gerilme dağılımı.

Yukarıda anlatılan çözümlere istinaden, optimizasyon çalışmaları öncesinde başlangıç tasarımı ile elde edilmiş başlangıç değerleri Çizelge 3.6’da gösterilmiştir.

Çizelge 3.6 : Başlangıç tasarımı yanıt değerleri.

	Birim	Değer
Ağırlık	kg	25,2
Maks. von Mises	MPa	97,802

3.5 Başlangıç Tasarımı Sonlu Elemanlar Modelinin Testlerle Doğrulanması

Sonlu elemanlar modelinin kurulması ardından, üretilmiş olan parça üzerinden ölçümler alınarak, ANSYS programı analizi ile saha testleri karşılaştırılarak bir doğrulama yapılması hedeflenmiştir

Bu çalışma için atölyede 8x8 araç süspansiyonuna montajlı ve yük altındaki alt kontrol kolu üzerinden gerinim ölçer cihazı ile Şekil 3.8’de gösterilen maksimum gerilmenin olduğu bölgeden ölçüm alınmıştır. Yapılan analiz ile parça üzerindeki gerilim dağılımının tahmin edilmesi, fiziksel test için yol gösterici olmuştur.

Lord Kelvin (William Thomson) 1856 yılında, iletken tellerin üzerine mekanik bir gerilim uygulandığında, elektriksel direnç artışı olduğunu bildirmiştir. Temel düzeydeki bu keşif, günümüz gerinim ölçerlerin geliştirilmesinde öncü olmuştur [56].

Birbirlerinden bağımsız olarak çalışmış olan Arthur Ruge ve Edward Simmons da, birbirilerine çok yakın tarihlerde, 1938 yılında gerinim ölçeri icat etmişlerdir [57].

Gerinim ölçerlerdeki temel amaç, ölçüm alınan parça üzerindeki mekanik hareketin elektriksel sinyallere dönüştürülmesidir. Şekil 3.11’da gerinim ölçüm akışı gösterilmiştir.



Şekil 3.11 : Gerinim ölçer ile örnek ölçüm akışı gösterimi [58].

Birçok gerinim ölçer tipi olmakla birlikte, genellikle tek ızgaralı veya rozet tipi olarak adlandırılan birden fazla gerinim ölçerin birleşimi ile oluşan gerinim ölçer tipleri kullanılmaktadır. Rozet tipleri ise, gerinim ölçerlerin yerleşme açısına, konumlandırılmasına göre çeşitli isimler (dikdörtgen rozet, T-rozet, vidalı rozet, dik açılı rozet vb.) almaktadır. Bu çalışma kapsamında tek ızgaralı bir gerinim ölçer kullanılmıştır.

Doğru ölçüm alınabilmesi adına, gerinim ölçerin yerleştirilmesi gereken lokasyon ve yön, üzerindeki grid hatları ile doğru ayarlanmalıdır. ANSYS analizinden edinilen bilgilere istinaden, maksimum gerilimin çıktığı bölge üzerindeki ana gerinimin yön vektörleri dikkate alınarak, yerleştirilmesi gereken gerinim ölçerin yönü belirlenmiştir.

Parça üzerine yerleştirilen gerinim ölçerin görseli Resim 3.2’de verilmiştir.

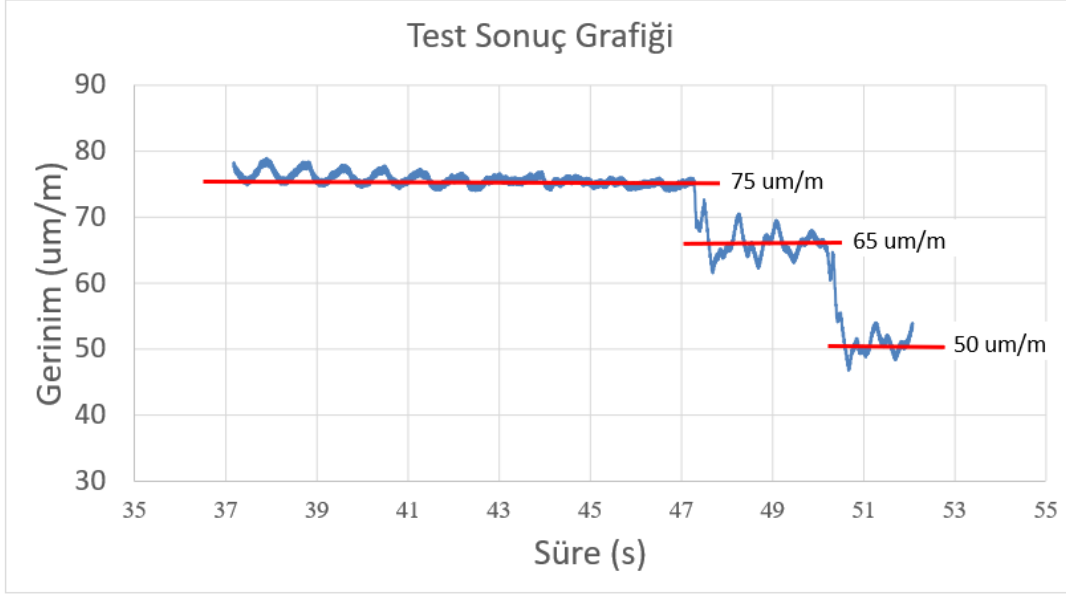


Resim 3.2 : Parça üzerine yerleştirilen gerinim ölçer.

Testte kullanılan gerinim ölçerin gösterge faktörü (gauge factor) $2,125 \pm 0.5\%$ 'dir. Alt kontrol koluna yerleştirilen gerinim ölçerler daha sonra çeyrek köprü devresine (wheatstone köprüsü) bağlanmıştır. Sonrasında ise, her devre veri toplama cihazının belirli kanalına bağlanmıştır. Yükleme ile edinilen sonuç değerleri ise bilgisayar üzerinden okunmuştur.

Testin aracın üzerinde yapılması sebebiyle, güvenlik tedbirleri gereğince araç şasisine sabitleyici ayaklar yerleştirilmiş olup, ön aks sol süspansiyon kulesi boşa çıkarılmıştır ve sadece teker yükü ile teste devam edilmiştir. Bu da alt askı koluna binen yükü azalttığından ötürü, okunan değerlerin görece küçük olmasına neden olmuştur.

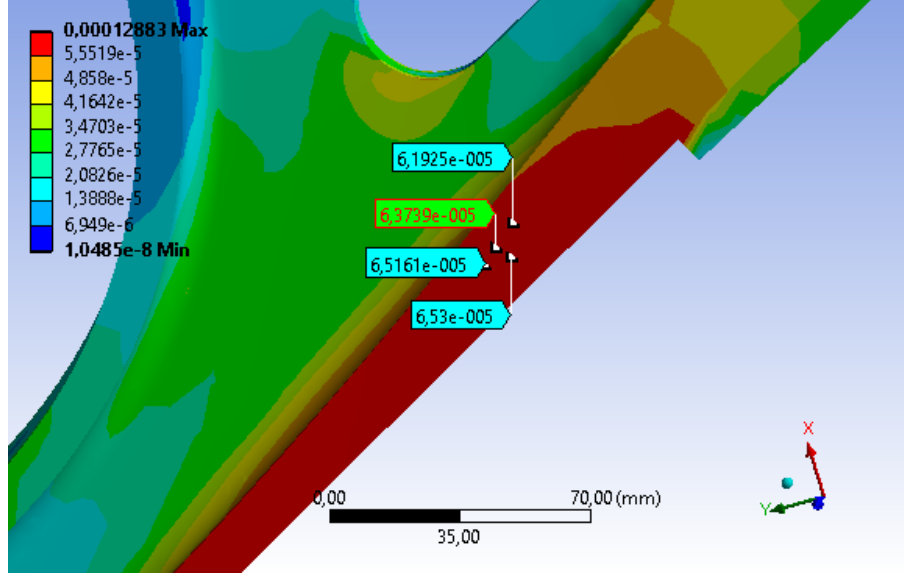
Yapılan ölçümün ardından alınan sonuç grafiği Şekil 3.12'de verilmiştir.



Şekil 3.12 : Gerinim ölçer sonuç grafiği.

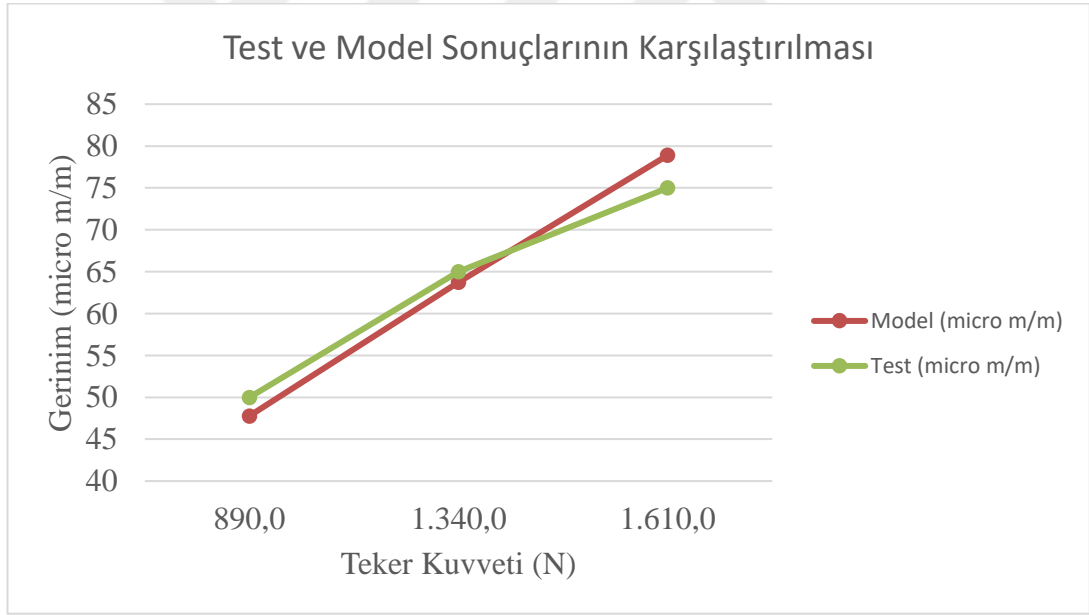
Şekil 3.12 grafiğine göre model ile karşılaştırma yapılacak 3 farklı süspansiyon yüksekliğinden elde edilen ortalama gerinim değerleri grafik üzerinde belirtilerek, sırasıyla 75, 65 ve 50 microstrain olarak belirlenmiştir. İşaretlenen değerler; forklift yardımı ile kaldırılan sol ön aksın farklı yüksekliklerde alt askı kolu üzerinde yarattığı y yönündeki gerinimi (ϵ_{yy}) ifade etmektedir.

Karşılaştırmanın doğru olabilmesi adına, yapılan testin sınır koşulları ve yüklemeleri, analiz modeline aktarılmıştır. Test esnasında yüklerin tekerden verilmesi sebebiyle, yine global modelde Çizelge 3.7'de verilen tüm yüklemeler tekeri taşıyan mil üzerinden yapılmış olup, alt kontrol koluna ait gövdeye ve aksına bağlantı yerleri ilk kurulan sonlu elemanlar analiz modelinde olduğu haliyle korunmuştur. Devamında ise gerinim ölçerin parça üzerine yapıştırıldığı aynı bölgedeki model sonuçları ele alınarak bir karşılaştırma planlanmıştır. Analiz modelinde, teker yükü sonucunda kontrol kolu üzerinde belirtilen bölgedeki gerinim değerleri sonucu Şekil 3.13'te gösterilmektedir. Şekil 3.13'te okunan değer, Çizelge 3.7'de gösterilen 2 numaralı modele aittir.



Şekil 3.13 : Saha testi yüklerine yönelik başlangıç tasarımı analizi.

Yapılan test ve sonlu elemanlar analizi sonuçları karşılaştırması Şekil 3.14'te verilmiştir. Sonuçların sapma miktarları da Çizelge 3.7'de verilmiştir.



Şekil 3.14 : Sonlu elemanlar analizi ve saha testi sonuç karşılaştırması.

Çizelge 3.7 : Yapılan test ve sonlu elemanlar analizi sonuçları karşılaştırması.

No	Teker Kuvveti (N)	Gerinim- Model (micro m/m)	Gerinim -Test (micro m/m)	Sapma Oranı (%)
1	890,0	47,8	50,0	4,4
2	1.340,0	63,8	65,0	1,9
3	1.610,0	78,9	75,0	-5,2

Edinilen bilgiler neticesinde deneysel sonuçlar ve SEA sonuçlarının kabul edilebilir hata payları ile doğrulandığı değerlendirilmektedir. Ek olarak, gerinim ölçer ile benzer şekilde yapılan doğrulama çalışmalarının kabul edilebilir sapma sonuçları literatürde incelendiğinde, bu çalışma kapsamında bulunan sonuçların da uygun olduğu değerlendirilmiştir [58-60].



4. SÜSPANSİYON KONTROL KOLUNUN VEKİL TABANLI ENİYİLEMESİ

4.1 Deney Tasarımı ve Yanıt Yüzey Modeli

Bu bölümde problem tanımı kısmında bahsedildiği üzere eniyileme problemine konu olan alt kontrol kolu parçasının eniyileme probleminin çözüm süreçlerine ve sonuçlarına yer verilmiştir. Çözüm yöntemi ve literatür kısmında belirtildiği üzere, eniyileme problemi vekil modeller kullanılarak çözülmüştür. İlk olarak tasarım uzayında simülasyonların yapılacağı örnekleme noktalarının belirlenmesi için deney tasarımı oluşturulmuştur. Parçanın üzerindeki uygun bölgelere atanan, bir önceki bölümlerde Çizelge 3.7’de verilen 4 tasarım değişkeni ve kısıtlarına istinaden deney tasarımı örneklem noktaları belirlenmiştir.

Literatür kısmında belirtildiği üzere birden fazla deney tasarım yöntemi bulunmaktadır. Bu çalışma kapsamında merkezi kompozit tasarım ve Latin hiperküp örnekleme tasarımı kullanılarak deney tasarımı oluşturulmuş olup, iki ayrı vekil model için de eniyileme sonuçları elde edilmiş ve karşılaştırmalar yapılmıştır.

İlk olarak merkezi kompozit tasarım tipine göre oluşturulan bu noktalar için sonlu elemanlar analizleri koşturularak ağırlık ve von Mises gerilmesi değerleri hesaplanmıştır. Değerlerin olduğu tablo Çizelge 4.1’de verilmiştir. Merkezi kompozit tasarımı formülasyonuna istinaden 4 adet tasarım değişkeni için $2^4 + 2 \times 4 + 1 = 25$ adet örnekleme noktası oluşturulmuştur.

Çizelge 4.1 : Alt kontrol kolu deney tasarımı (CCD).

No	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	90,00	9,50	91,97	197,25	23,55	95,94
2	75,00	9,50	91,97	197,25	24,15	93,95
3	105,00	9,50	91,97	197,25	23,14	97,10
4	90,00	7,00	91,97	197,25	22,69	96,18
5	90,00	12,00	91,97	197,25	24,39	100,58
6	90,00	9,50	80,00	197,25	23,50	93,85
7	90,00	9,50	103,94	197,25	23,61	94,52
8	90,00	9,50	91,97	180,00	23,40	99,42
9	90,00	9,50	91,97	214,49	23,69	98,29
10	79,44	7,74	83,54	185,10	23,25	98,44
11	100,56	7,74	83,54	185,10	22,37	97,05
12	79,44	11,26	83,54	185,10	24,43	100,94
13	100,56	11,26	83,54	185,10	23,57	97,32
14	79,44	7,74	100,40	185,10	23,31	97,56
15	100,56	7,74	100,40	185,10	22,44	95,91
16	79,44	11,26	100,40	185,10	24,50	97,68
17	100,56	11,26	100,40	185,10	23,64	97,91
18	79,44	7,74	83,54	209,39	23,44	94,24
19	100,56	7,74	83,54	209,39	22,57	95,88
20	79,44	11,26	83,54	209,39	24,63	99,78
21	100,56	11,26	83,54	209,39	23,77	94,71
22	79,44	7,74	100,40	209,39	23,53	98,17
23	100,56	7,74	100,40	209,39	22,65	95,52
24	79,44	11,26	100,40	209,39	24,71	93,22
25	100,56	11,26	100,40	209,39	23,85	93,13

Deney tasarım verilerinin oluşturulması ardından, bu verileri kullanılarak yanıt yüzey modelleri oluşturulmuştur. Bu modeller için de literatür kısmında bahsedildiği gibi

çalışma kapsamında vekil model bütünü (ing. *Genetic Aggregation*) meta modeli oluşturulmuştur. Modelde 5 adet doğrulama noktası oluşturulmuştur. Doğrulama noktaları vekil modelin doğruluğunu belirlemek için kullanılan noktalardır [61].

İlk oluşturulan modelin doğrulama noktaları Çizelge 4.2’de ve karekök ortalama hata karesi (RMSE) değerleri Çizelge 4.3’te verilmiştir. Elde edilen hata değerlerinin ağırlık parametresi anlamında 0,5’in altında, yeterince küçük ve kabul edilebilir olduğu görülse de, maksimum von Mises Gerilmesi RMSE değerinde iyileştirme yapılabileceği ve bu değer 2’nin altına düşürülmesinin uygun olacağı değerlendirilmiştir.

Çizelge 4.2 : İlk model için türetilen doğrulama noktaları.

No	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	90,17	7,01	92,94	180,10	22,55	97,02
2	75,11	9,46	91,51	214,27	24,27	96,60
3	104,68	9,22	103,62	196,82	23,14	94,57
4	75,09	9,42	103,50	195,54	24,16	97,38
5	88,29	9,56	80,44	180,68	23,46	97,01

Çizelge 4.3 : Yanıt yüzeyi RMSE değerleri.

	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
RMSE	0,025898	2,5889

Doğrulama noktalarının yanıt yüzey kalitesinin düşük veya iyileştirilebilir seviyede olduğunu gösterdiği durumlarda, bu noktalar yanıt yüzey kalitesini artırma amacıyla iyileştirme noktaları (ing. *refinement points*) olarak kullanılabilir. İyileştirme noktaları, deney tasarım noktalarında olduğu gibi, yeni bir simülasyon ile çözümlenerek yeni çıktılar elde edilir ve yanıt yüzey oluşturmada girdi olarak kullanılır. Ek olarak, ANSYS DesignXplorer da vekil model oluşturma ve doğrulama için iyileştirme noktaları kullanımına olanak sağlamakla birlikte, bunu Evrensel Tahmin tabanlı Vekil Modelleme Uyarlamalı İyileştirme Tekniği (ing. *Universal Prediction-based Surrogate Modeling Adaptive Refinement Technique (UP SMART)*) algoritması ile sağlamaktadır [61].

Vekil model bütünü çözümü özelinde ise otomatik iyileştirme seçeneği mevcuttur. İyileştirmek için sonuç değerlerinden (Von Mises ve ağırlık değerleri) en az birinin seçilmesi gerekmektedir. Otomatik iyileştirme, tolerans değeri tanımlanması ardından, durdurma kriteri sağlanıncaya kadar devam eder. Bu süreçte yeni tasarım noktaları oluşturulur [62]. Ek olarak, oluşturulacak yeni iyileştirme noktalarının maksimum sayısı, kullanıcı tarafından belirlenebilmektedir.

Çizelge 4.3'teki RMSE değerleri incelendiğinde, sonuçlarda iyileştirme yapılabileceği değerlendirilmiş olup, 2 aşamalı iyileştirme süreci uygulanmıştır.

- İlk aşama olarak Çizelge 4.2'de gösterilmiş olan elde edilen 5 doğrulama noktası, iyileştirme noktası olarak modele eklenmiştir. Devamında yeni 5 adet doğrulama noktası türetilmiştir ve bu da Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4 : İlk aşama iyileştirme kontrolü için türetilen doğrulama noktaları.

No	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	104,65	9,61	80,43	197,88	23,14	100,25
2	89,16	9,47	103,44	213,97	23,78	96,61
3	89,69	7,10	103,83	194,58	22,78	94,09
4	75,05	9,26	80,35	195,82	24,01	94,61
5	104,28	11,87	91,39	195,87	23,75	94,92

- İkinci aşama olarak ise Çizelge 4.4'te gösterilmiş olan 5 adet doğrulama noktası, tekrardan iyileştirme noktası olarak modele eklenmiştir. Devamında ise bir yeni 5 adet doğrulama noktası türetilmiştir ve bu da Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.5 : İkinci aşama iyileştirme kontrolü için türetilen doğrulama noktaları.

No	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	91,75	11,96	91,30	180,83	24,17	96,01
2	104,96	9,63	91,72	213,58	23,31	94,81
3	91,42	9,68	80,51	213,76	23,63	94,03
4	88,68	7,08	93,07	213,59	22,92	97,40
5	87,18	7,12	80,61	197,18	22,81	98,48

Bu iyileştirmelere istinaden oluşan yeni yanıt yüzey modeli için RMSE değerleri Çizelge 4.6’da verilmiştir. Ağırlık ve maksimum von Mises gerilmesinde, hedeflenen yanıt yüzeyi RMSE değerleri yakalanmış olup, iyileştirme süreci sonlandırılmıştır.

Çizelge 4.6 : İyileştirme sonucu yanıt yüzeyi RMSE değerleri.

	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
RMSE	0,011368	1,6873

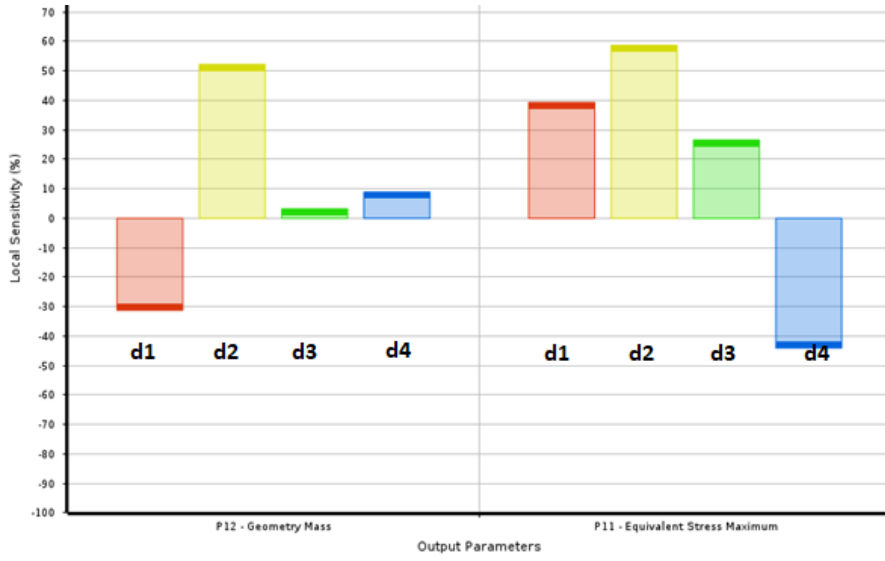
Ek olarak, kullanılan iyileştirme noktaları Çizelge 4.7’de toplu olarak gösterilmiştir.

Çizelge 4.7 : Yanıt yüzey modeline eklenen iyileştirme noktaları.

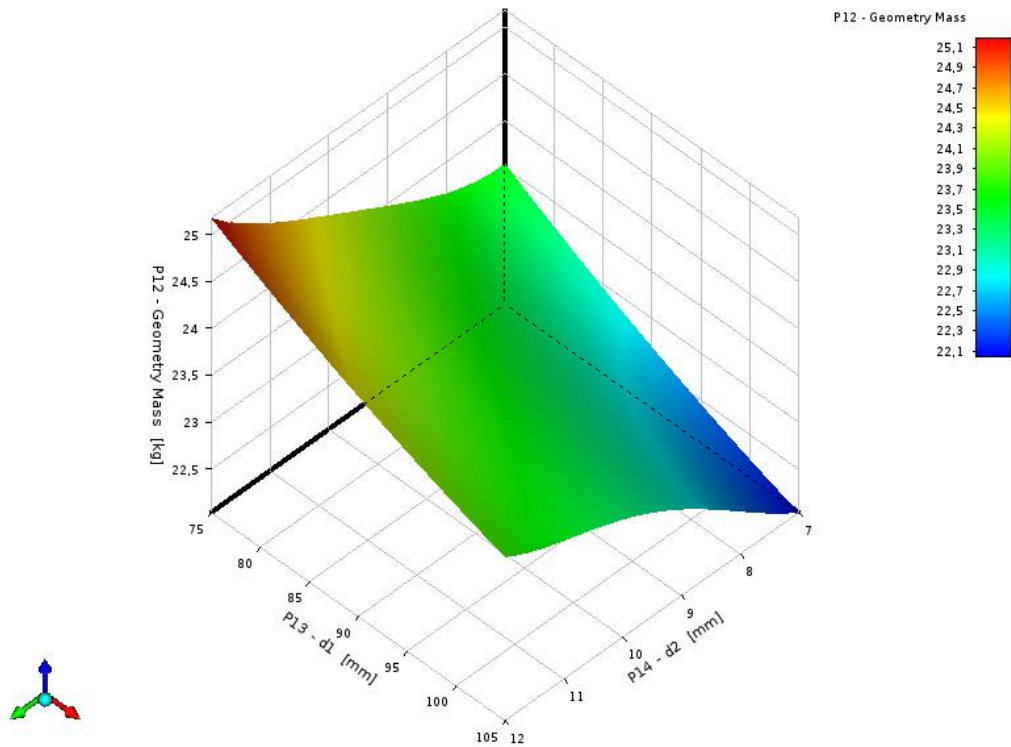
No	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	90,17	7,01	92,94	180,10	22,55	97,02
2	75,11	9,46	91,51	214,27	24,27	96,60
3	104,68	9,22	103,62	196,82	23,14	94,57
4	75,09	9,42	103,50	195,54	24,16	97,38
5	88,29	9,56	80,44	180,68	23,46	97,01
6	104,65	9,61	80,43	197,88	23,14	100,25
7	89,16	9,47	103,44	213,97	23,78	96,61
8	89,69	7,10	103,83	194,58	22,78	94,09
9	75,05	9,26	80,35	195,82	24,01	94,61
10	104,28	11,87	91,39	195,87	23,75	94,92

Tasarım değişkenleri başlangıç değerleri baz alınarak Şekil 4.1’de elden edilen yanıt yüzey lokal duyarlılık grafiği gösterilmiştir. Buradan yola çıkılarak en etkili

değişkenin ağırlık için sırasıyla d_2 ve d_1 olduğu, von Mises gerilmesi için ise d_2 , d_1 ve d_4 olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca Şekil 4.2’de de yanıt yüzey grafiği bu tasarım değişkenlerine göre çizdirilmiştir.



Şekil 4.1 : Yanıt yüzey lokal duyarlılık analizi.



Şekil 4.2 : Kontrol kolu ağırlık yanıt yüzey grafiği.

İkinci yöntem olarak latin hiperküp örnekleme (LHS) deney tasarım yöntemiyle oluşturulan bu noktalar için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilerek ağırlık ve von

Mises gerilmesi değerleri hesaplanmıştır. Değerlerin olduğu tablo izelge 4.8’de verilmiştir.

Çizelge 4.8 : Alt kontrol kolu deney tasarımı (LHS).

No	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	90,00	9,10	81,44	195,87	23,36	96,19
2	94,80	10,50	95,80	194,49	23,68	97,84
3	75,60	9,50	99,63	186,21	24,07	97,40
4	92,40	11,70	92,93	193,11	24,16	99,69
5	78,00	7,90	86,22	206,90	23,55	97,52
6	103,20	10,10	85,27	209,66	23,44	93,77
7	91,20	10,70	96,76	208,28	24,02	94,94
8	102,00	8,30	93,89	197,25	22,98	94,25
9	84,00	10,90	87,18	204,14	24,30	93,24
10	81,60	8,10	103,46	213,80	23,62	96,32
11	86,40	7,50	80,48	182,07	22,85	99,76
12	80,40	11,50	91,01	198,62	24,62	97,77
13	88,80	11,30	88,14	190,35	24,13	94,48
14	96,00	8,90	100,59	183,45	23,01	97,76
15	85,20	11,90	84,31	211,04	24,63	96,91
16	99,60	8,70	97,72	191,73	22,85	95,77
17	98,40	8,50	90,05	212,42	22,97	93,62
18	93,60	9,70	101,55	184,83	23,40	98,34
19	79,20	7,30	89,10	187,59	23,15	95,29
20	76,80	10,30	102,50	188,97	24,33	94,16
21	87,60	9,90	94,84	205,52	23,86	96,10
22	100,80	11,10	82,39	180,69	23,47	97,79
23	104,40	9,30	98,67	200,00	23,17	100,39
24	82,80	7,70	83,35	202,76	23,24	96,39
25	97,20	7,10	91,97	201,38	22,46	96,70

Deney tasarım verilerinin oluşturulması ardından, aynı şekilde vekil model bütünü (ing. *Genetic Aggregation*) meta modeli oluşturulmuştur. Burada da 5 adet doğrulama noktası belirlenmiş olup, ilk çözümün ardından bu noktalar iyileştirme noktaları olarak kullanılmıştır.

LHS için ilk oluşturulan yanıt yüzey modelin karekök ortalama hata karesi (RMSE) değerleri izelge 4.9’da verilmiştir.

Çizelge 4.9 : Yanıt yüzeyi RMSE değerleri.

	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
RMSE	0,18875	2,0696

Modele iyileştirme noktaları eklenmesi ardından oluşan yeni yanıt yüzey modeli için RMSE değerleri Çizelge 4.10’da verilmiştir.

Çizelge 4.10 : İyileştirme sonucu yanıt yüzeyi RMSE değerleri (LHS).

	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
RMSE	0,042842	1,7662

Çizelge 4.10’de verilen iyileştirilmiş değerlerin bir sonraki adıma geçebilmek için yeterli olduğu değerlendirilmiştir. Bu değerlerin elde edilmesinde kullanılan doğrulama noktaları Çizelge 4.11’de ve kullanılan iyileştirme noktaları ise Çizelge 4.12’de verilmiştir.

Çizelge 4.11 : İyileştirme kontrolü için türetilen 5 adet doğrulama noktası (LHS).

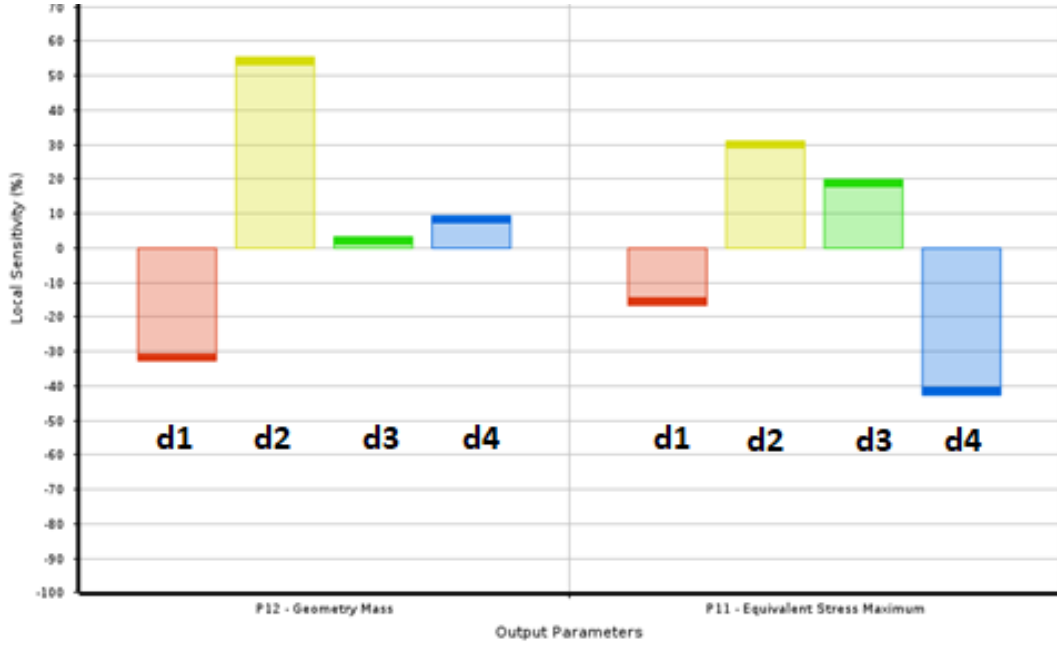
No	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	81,95	7,15	103,02	194,01	23,10	96,40
2	76,62	11,98	93,32	180,83	24,79	96,73
3	103,34	7,01	80,23	212,99	22,66	92,44
4	101,33	11,98	80,53	199,94	23,89	95,68
5	104,69	11,91	102,62	182,53	23,67	97,46

Çizelge 4.12 : Yanıt yüzey modeline eklenen iyileştirme noktaları (LHS).

No	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	104,63	7,22	85,54	180,08	22,41	98,66
2	75,75	11,79	102,47	214,37	25,09	98,27
3	76,14	11,37	80,42	180,23	24,55	98,22
4	101,84	7,02	103,52	212,34	22,84	97,29
5	104,76	11,81	103,04	213,07	23,92	93,16

Benzer şekilde Şekil 4.3’te, elden edilen yanıt yüzey lokal duyarlılık grafiği gösterilmiştir. En etkili değişkenin d_2 olduğu ve devamında d_1 - d_4 parametrelerinin ise sırasıyla ağırlık ve gerilme değerlerinde daha etkin olduğu gözlemlenmiştir.

Bunlara ek olarak, iki vekil model için elde edilen grafiklerin lokal parametre değerleri üzerinden olması sebebiyle, d_1 değişkeninin Şekil 4.1 ve Şekil 4.3 grafiklerinde gerilmeye olan etkisinin farklı görülmesinin mümkün olabileceği değerlendirilmiştir.



Şekil 4.3 : Yanıt yüzey lokal duyarlılık analizi.

Deney tasarımı ve yanıt yüzey modeli belirlenmesi ardından, amaç fonksiyonu ve kısıtlara istinaden yanıt yüzey eniyileme çalışması yapılmıştır. Bu kapsamda her iki vekil model için de eniyileme sonuçları elde edilmiştir.

Optimizasyon modelinde, amaç fonksiyonu ağırlık enküçükleme olarak tanımlanmıştır. Ayrıca von Mises gerilmesinin sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen (97,80 MPa) değerine eşit veya daha küçük olması kısıtı eklenmiştir. Optimizasyon problemi denklem (4.1-4.4)'te gösterilmektedir.

$$\text{Bul} \quad x = \{d_1, d_2, d_3, d_4\} \quad (4.1)$$

$$\text{Enküçükle} \quad \text{Ağırlık}(x) \quad (4.2)$$

$$\text{Öyle ki;} \quad \sigma_{MaxVM}(x) - 97,80 \leq 0 \quad (4.3)$$

$$x_L \leq x \leq x_U \quad (4.4)$$

Literatür kısmında açıklandığı üzere, ANSYS yazılımı ile çok amaçlı genetik algoritma (MOGA) yöntemi kullanılmıştır. 11.334 adetlik örneklemin ardından,

tanımlanan amaç fonksiyonunu ve kısıtları sağlayabilen 3 adet aday sonuç noktasının değerleri elde edilmiştir. Aday nokta değerlerinin sonuçları, merkezi kompozit tasarım (CCD) ve latin hiperküp örnekleme (LHS) deney tasarım yöntemleri ile oluşturulan vekil modellere göre sırasıyla Çizelge 4.13 ve Çizelge 4.14'te verilmiştir.

Çizelge 4.13 : CCD ile oluşturulan yanıt yüzey en iyilemesi aday nokta sonuçları.

Aday Nokta	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	104,999	7,007	80,668	180,311	21,868	96,667
2	104,870	7,009	81,671	180,436	21,876	96,688
3	104,883	7,000	82,820	180,656	21,877	96,701

Çizelge 4.14 : LHS ile oluşturulan yanıt yüzey en iyilemesi aday nokta sonuçları.

Aday Nokta	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)	Ağırlık (kg)	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)
1	101,209	7,003	80,132	180,161	22,130	97,673
2	101,884	7,003	80,193	180,198	22,131	97,623
3	101,196	7,005	80,472	180,161	22,133	97,661

Yanıt yüzey modellerin RMSE değerleri ve sonunda yapılan eniyileme çalışması sonucunda Çizelge 4.13 ve Çizelge 4.14 sonuçları göz önünde bulundurulduğunda, merkezi kompozit tasarım deney tasarım noktaları ile oluşturulmuş yanıt yüzey ile yapılan eniyileme aday nokta sonuçlarının kullanılmasının uygun olduğu görülmüştür.

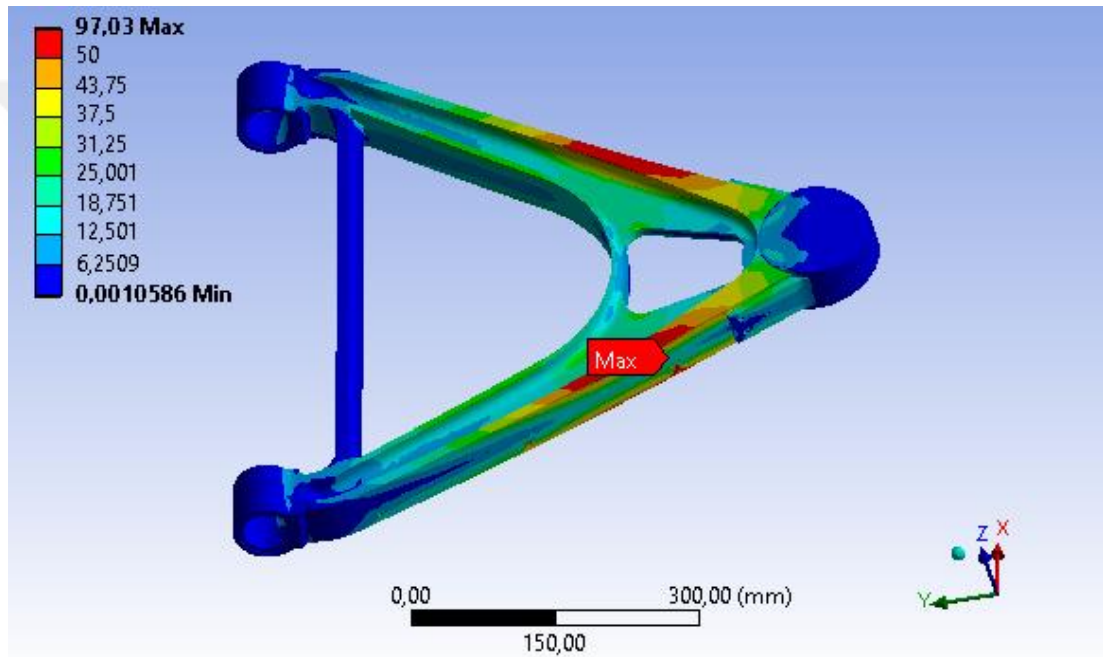
Alınan tüm sonuçlar karşılaştırıldığında Çizelge 4.13'teki 1 numaralı aday nokta seçilerek, doğrulama amacı ile model üzerine işlenip çözümü gerçekleştirilmiştir. Aday noktanın doğrulanması için yapılan analiz çalışması ve sonuçları Şekil 4.4'te ve Çizelge 4.15'te gösterilmiştir.

Vekil model ile yapılan eniyileme çalışması sonucunda elde edilen aday noktanın değerleri sonlu elemanlar modeline uygulanıp analiz koşturulduğunda elde edilen değerler, hem ağırlık hem de gerilme sonuç değerleri anlamında Çizelge 4.15'teki fark sütununda verildiği üzere çok küçük sapmalarla doğrulanmıştır. Bu doğrulamanın

ardından, bir sonraki aşamaya geçilebileceği ve farklı kritik senaryolar altında optimize edilmiş parçanın analiz edilebileceği değerlendirilmiştir.

Çizelge 4.15 : Seçilen aday noktanın analiz ile doğrulanması.

	Aday Nokta Sonucu	Analiz Sonucu	Fark (%)
Ağırlık (kg)	21,87	21,85	-0,08
Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)	96,67	97,03	0,38



Şekil 4.4 : Aday nokta girdileri ile yapılan analiz sonuçları.

Başlangıç tasarımı ile eniyileme aday sonuçları karşılaştırması Çizelge 4.16'da verilmiştir.

Alt kontrol kolunun başlangıç ağırlığı olan 25,2 kg'ın, %13,3 oranında hafifleyerek 21,8 kg'a düşümü gerçekleşmiştir. Bu da 8x8 tekerlekli bir araç üzerinde 8 adet bulunan bu kontrol kolunun adet başına 3,35 kg hafiflemesi ve toplamda araçta yaklaşık 27 kg hafifleme anlamına gelmektedir. Ek olarak, parça üzerindeki maksimum von Mises gerilmesinin de bu hafifleme ardından artmamış olması ve %1'in altında bir sapma ile benzer değer ölçülmüş olması, yapılan eniyilemenin başarılı bir sonuç verdiği anlamı taşımaktadır.

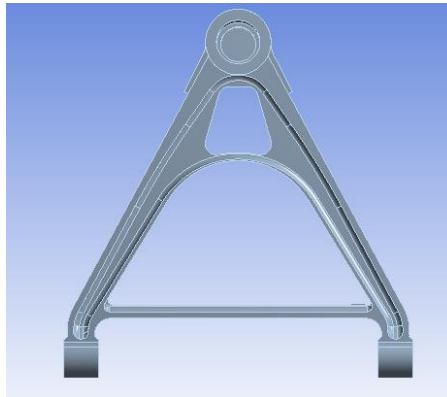
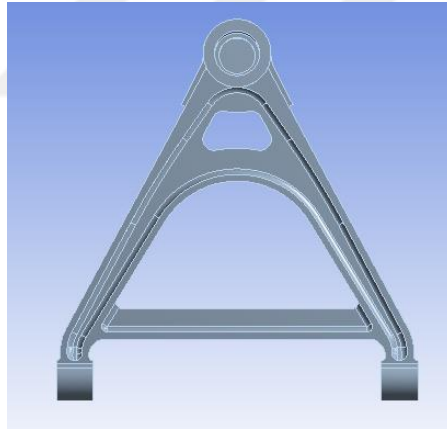
Çizelge 4.16 : Başlangıç tasarımı ve eniyileme aday sonuçları karşılaştırması.

	Başlangıç Tasarımı	Eniyileme Sonucu	Fark (%)	Fark (kg)
Ağırlık (kg)	25,20	21,85	-13,2937	-3,35
Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)	97,80	97,03	-0,78935	-

Alt kontrol kolu başlangıç tasarımı ile eniyileme aday sonuçları karşılaştırması Şekil 4.5'te verilmiştir. Ek olarak atanan tasarım değişkenlerinin başlangıç değeri ve eniyileme sonucunda elde edilen değerleri Çizelge 4.17'de verilmiştir.

Çizelge 4.17 : Başlangıç ve eniyileme sonucu tasarım değişkenlerinin değerleri.

	Başlangıç Değeri	Eniyileme Sonucu Elde Edilen Değer
d1 (mm)	75	104,9
d2 (mm)	12	7
d3 (mm)	103,9	80,6
d4 (mm)	214,4	180,3



Şekil 4.5 : Başlangıç Tasarımı ve Eniyileme sonucunun karşılaştırılması.

4.2 Eniyileme Sonuçlarının Test Edilmesi ve Değerlendirilmesi

Ağırlık eniyilemesi tamamlanan alt kontrol kolu için, daha önce literatür kısmında da ele alınan, sürüş anında yaşanan farklı durumların etki incelemesinin yapılabilmesi için, sanki statik (ing. *quasi-static*) kritik yol yük senaryolarına (kırılma ve hasar oluşturabilen senaryolar) ilişkin analizler bu bölümde gerçekleştirilmiştir. Boyuna darbe, aracın düz gittiği durumda derin bir çukura düştüğü senaryoyu anlatmaktadır. Aynı zamanda yanal darbe ise araç tekerini yüksek hızda bir kaldırıma çarpma veya direk yan eksende bir darbe almasını anlatan senaryodur. Bu senaryoların kontrol kolları haricindeki diğer süspansiyon parçalarına yüksek hasarlar vereceği değerlendirilmekle birlikte, senaryo sonucunda alt kontrol kolu üzerinde, parça akma mukavemet değeri altında gerilme değerlerinin elde edilmesi beklenmektedir. Sonuçlara ilişkin güvenlik katsayısı da hesaplanmıştır. Seçilen 2 ayrı yol yük senaryosu Çizelge 4.18’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.18 : Doğrulama için kullanılacak yol yük senaryoları.

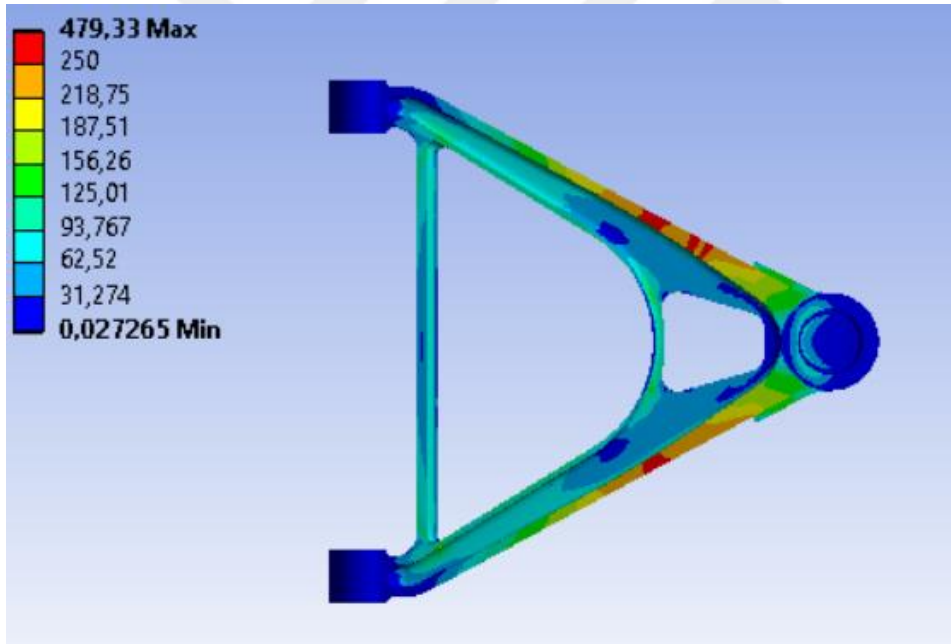
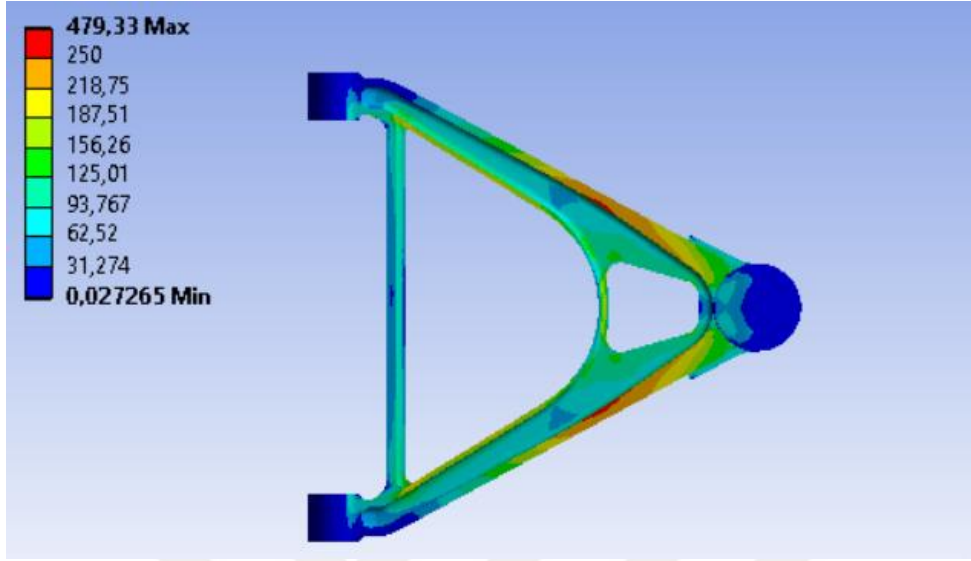
		İvme Bileşenleri		
	Yol Yük Senaryoları	X (g)	Y (g)	Z (g)
1	Boyuna Darbe (Çukura Düşme)	2	0	3
2	Yanal Darbe (Kaldırıma Çarpma)	0	3	1

Bu senaryolara istinaden tekerde oluşacak yüklerin hesaplanması için aks kütlesi 3.500 kg ve yerçekimi sabiti $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ alınarak hesaplanmıştır. Senaryolara ilişkin yükler Çizelge 4.19’da gösterilmiştir.

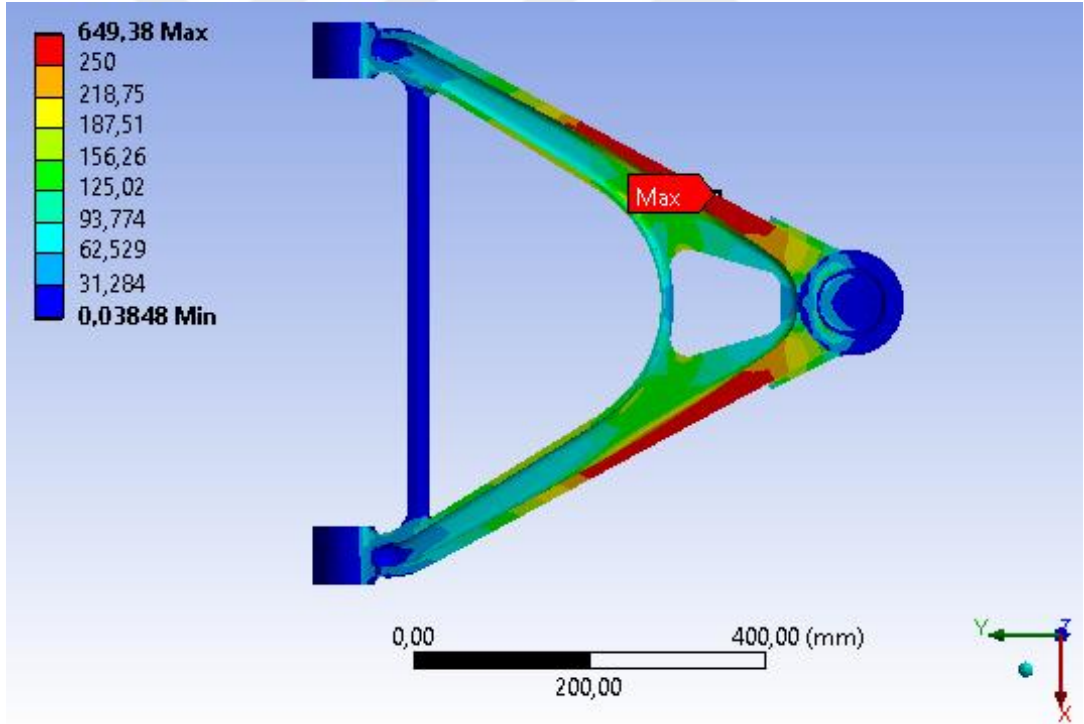
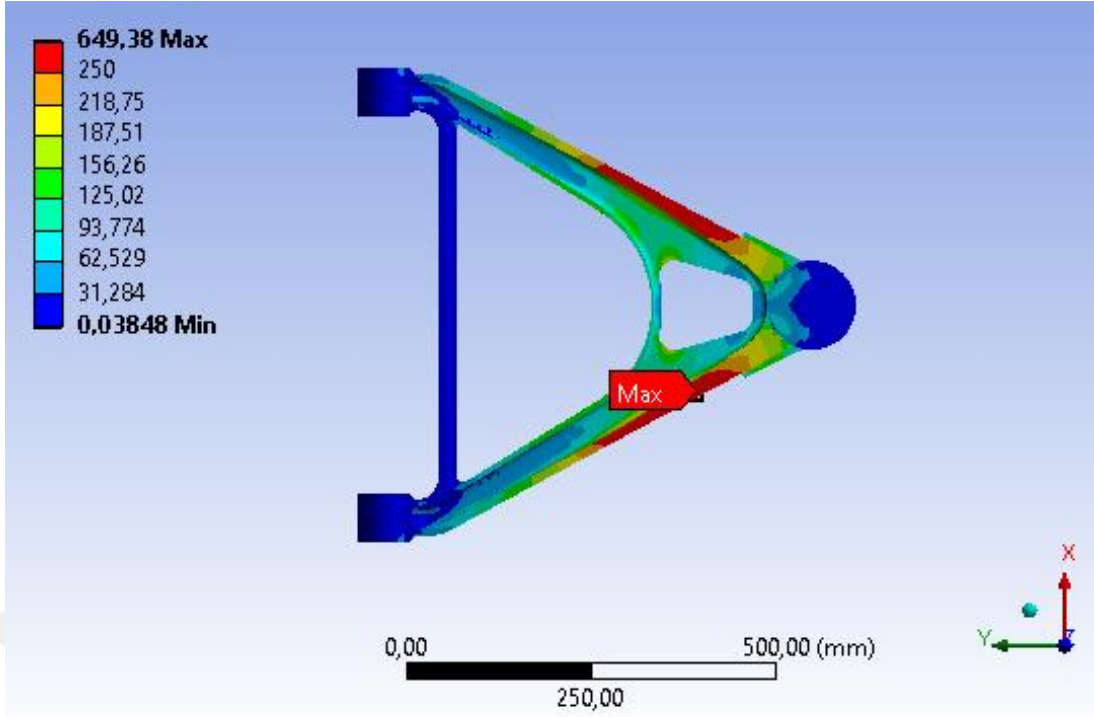
Çizelge 4.19 : Tekere etkiyen yük değerleri.

		Teker Yükleri		
	Yol Yük Senaryoları	X (N)	Y (N)	Z (N)
1	Boyuna Darbe (Çukura Düşme)	68.670	0	103.005
2	Yanal Darbe (Kaldırıma Çarpma)	0	103.005	34.335

Her iki senaryo için de tekerden verilen yükler sonucunda alt kontrol kolu üzerinde gerçekleşen maksimum von Mises gerilmesi değerleri Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de ayrı ayrı verilmiştir.



Şekil 4.6 : Boyuna darbe senaryosu sonucu parça üzerindeki von Mises gerilmesi.



Şekil 4.7 : Yanal darbe senaryosu sonucu parça üzerindeki von Mises gerilmesi.

Senaryolara göre elde edilen sonuçlar ve bu sonuçlara istinaden hesaplanmış güvenlik katsayıları Çizelge 4.20’de verilmiştir. Sonuçlara göre; maksimum von Mises gerilmesinin parça akma mukavemeti altında kalarak başarılı olduğu ve yanal darbenin kontrol kolu üzerinde etkisinin daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Sebebinde ise Z

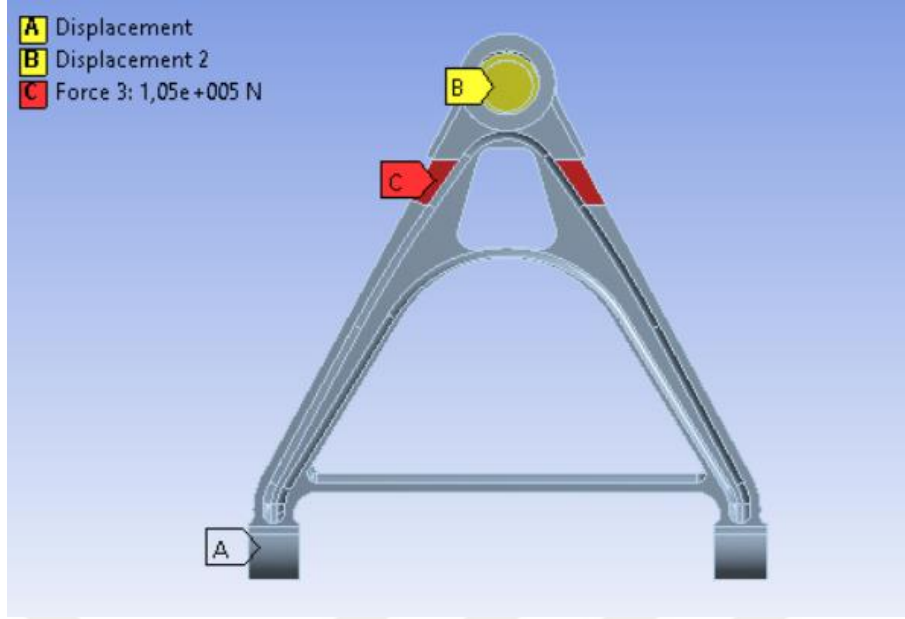
yönünde tekere gelen kuvvetin öncelikli olarak süspansiyon şok emicileri tarafından sönümlenerek kontrol kollarına daha az yük bindirdiği, ancak yanıl yüklerde kontrol kolu üzerine daha fazla yük bindiği görülmüştür.

Çizelge 4.20 : Yol yük senaryolarına dair analiz sonuçları.

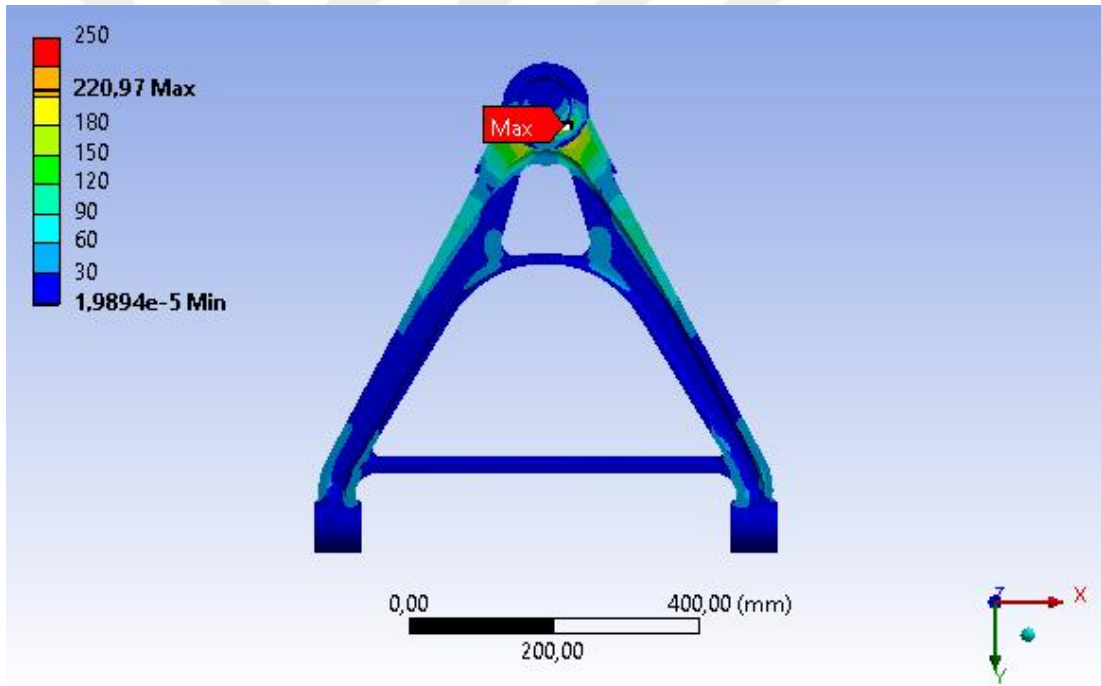
	Yol Yük Senaryoları	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)	Akma Mukavemeti (MPa)	Güvenlik Katsayısı
1	Boyuna Darbe (Çukura Düşme)	479,33	700	1,46
2	Yanal Darbe (Kaldırma Çarpma)	649,38	700	1,08

Yol yükleri haricinde, ilgili parçanın, sahada ihtiyaç olması durumunda tekerlek değiştirme senaryosuna hizmet etmesi gerekmektedir. Kriko yardımıyla teker değiştirilmesi sırasında alt süspansiyon kolunun kullanılması planlanmaktadır. Bu durumda süspansiyon kolunun ilgili statik yük altında dayanımı değerlendirilmiştir.

Buradaki sınır koşullarında, alt kontrol kolunun bilyeli mafsıl ve döner mafsıl bağlantı bölgelerindeki deplasmanlar sıfıra eşitlenmiş olup, teker tarafına yakın kriko ile temas edecek bölge üzerinden kuvvet uygulanmıştır. Sahadaki zor koşulları simüle edebilmek adına, aracın belli bir eğimde kalmış olacağı değerlendirilerek, kriko yardımıyla tekeri 20 cm yukarı kaldırmak için kriko tarafından süspansiyon koluna uygulanması gereken kuvvet, 70.000 N olarak belirtilmiştir. Ancak direkt bu kuvveti uygulamak yerine, güvenlik faktörü (1,5) de eklenerek 105.000 N ile analiz koşturulmuştur. Teker sabit yükseklikte tutulacağından ötürü problem statik olarak ele alınmıştır. Şekil 4.8'de parça üzerine uygulanan sınır koşulları ve Şekil 4.9'da ise analiz sonuçları gösterilmiştir. Bu senaryo için de elde edilen sonuçlar incelendiğinde, parça akma mukavemeti altında bir gerilme hesaplandığı ve güvenlik katsayısının hali hazırda 1,5 olarak alındığı durumda dahi, bu operasyonu rahatça gerçekleştirilebileceği anlaşılmıştır. Çizelge 4.21'de verilen analiz sonuçları emniyet katsayısını 3,17 olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.8 : Kriko yüklemesi analiz sınır koşulları.



Şekil 4.9 : Kriko yüklemesi analiz sonucu.

Çizelge 4.21 : Kriko yüklemesi analiz sonucu.

	Yük Senaryosu	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)	Akma Mukavemeti (MPa)	Güvenlik Katsayısı
1	Kriko yüklemesi ile teker değişimi	220,97	700	3,17



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Mühendislik tasarım sürecinde tasarımı gerçekleştirilecek bir parçanın, ihtiyaca yönelik gereksinimleri tam anlamıyla sağlaması beklenmektedir. Bunun için de ön tasarım ile çözüm yolları geliştirilmesi ve devamında en iyi çözümün seçilerek detay tasarıma geçilmesi ile süreç devam eder. Bununla birlikte, başlangıç tasarımı, belirlenen eniyileme amaç ve kısıtları doğrultusunda uygun analiz edilerek, optimizasyon süreci sonunda güncellenebilmektedir.

Tez kapsamında eniyileme çalışması için ele alınan parça; başlangıç tasarımı ihtiyaca yönelik olarak optimum tasarım süreçleriyle tamamlanan 8x8 zırhlı tekerlekli bir araca ait çift salıncaklı süspansiyon sisteminin alt kontrol kolu parçasıdır. Bu parçanın, sonlu elemanlar analizi kullanılarak belirli senaryolar altında yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen sonlu elemanlar modeli, gerinim ölçer ile yapılan saha testleri sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Optimizasyon çalışmaları için vekil model tabanlı bir yaklaşım takip edilmiştir. Belirlenen 4 adet tasarım değişkeni ile parametrik olarak modelleme yapıp, ağırlık enküçükleme amaç fonksiyonu ve ilgili sınır koşulları doğrultusunda, iki ayrı vekil model oluşturulmuştur. Bu modeller için merkezi kompozit tasarım ve Latin hiperküp örnekleme tasarımı yöntemleri seçilip deney tasarımları oluşturulmuş, devamında vekil model bütünü yöntemi ile yanıt yüzeyler oluşturulmuştur. Her iki model için de çok amaçlı genetik algoritma yöntemi kullanılarak eniyileme sonuç noktaları elde edilmiştir.

Elde edilen aday noktalar değerlendirildiğinde, merkezi kompozit tasarım ile oluşturulan vekil model tabanlı eniyileme sonuçlarının daha iyi değerler verdiği görülmüş ve parça buna istinaden güncellenerek analiz koşturulmuştur. Vekil model çıktısı olan ağırlık ve maksimum von Mises gerilmesi sonuçları ve sonlu elemanlar modeli analizinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış olup, %0,1'in altında sapma oranları ile doğrulanmıştır.

Son aşamada, eniyilenmiş model yol yükü senaryoları ve teker değiştirme yüklemesi senaryosu altında analiz edilmiş olup, maksimum von Mises gerilmesi parça akma

mukavemeti altında kalarak başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Güvenlik katsayıları 1,46 ve 3,17 bulunarak parça doğrulanmıştır.

Eniyileme çalışması sonrası, başlangıç değeri 25,2 kg olan alt kontrol kolunun kütlesi %13,3 oranında azaltılarak 21,85 kg'a düşürülmüştür. Alt kontrol kolu 8x8 tekerlekli bir araçta 8 adet bulunmaktadır. Bu da 1 araç için yaklaşık olarak 27 kg'lık bir hafifleme anlamına gelmektedir. Yüksek mobilite yeteneğine sahip ve özellikle yüzme gereksinimi olan kara araçlarında en kritik konu araç ağırlığıdır. Tez kapsamında tamamlanan çalışma sonucu da, araç bütününde ağırlık azaltma çalışmalarına katkıda bulunmaktadır.

Tez kapsamında yapılan çalışmalara ek olarak;

- Eniyilenmiş parça doğrulamalarını fiziksel olarak gerçekleştirmek adına, parça imalatının yapılarak, bağımsız süspansiyon test düzeneği üzerinde ömür testlerine tabi tutulabilir. Özellikle güvenlik açısından kritik öneme sahip parçaların seri üretimleri öncesi bu yol izlenmektedir.
- En iyileme tasarım değişkenleri alternatifleri çalışılabilir.
- Doğrulama senaryolarına sağ veya sola dönüşte yaşanabilecek hasar verici yol yük senaryoları da ayrı ayrı eklenebilir.

Bu çalışma sonucunda yapılacak çıkarımlardan bir tanesi de, sadece alt kontrol kolunda değil, araç üzerindeki büyük hacimli veya üzerine düşük kuvvetler etkileyen yapısal parçaların (rampa, kapı, kapak, karkas, yönlendirme sistemleri vb. sistemlerin alt bileşenleri) tamamına ağırlık ve şekil optimizasyonu çalışmalarının uygulanması, araçlarda ciddi anlamda kütle kazancına destek sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Arora, J.S.**, Introduction to Optimum Design, Elsevier Inc. (3rd edition), USA, (2012)
- [2] **Khandani, S.**, (2005) Engineering Design Process, Solectron Corporation in Milpitas, California.
- [3] **Panos Y.P., Douglass J.W.**, (2000) Principles of Optimal Design: Modeling and Computation, Cambridge University Press (2nd edition), New York.
- [4] **Bellman, R.**, (1958) Dynamic Programming and Stochastic Control Processes, Information and Control 1, 228-239.
- [5] **Gomory, R.E.**, (1960) All-Integer Integer Programming Algorithm, International Business Machines Corporation Research Center, Yorktown Heights, New York.
- [6] **Charnes, A., Cooper W.W.**, (1959) Chance-constrained programming, Management Science, 5, 73-79.
- [7] **Singiresu S.R.**, Engineering Optimization Theory and Practice, John Wiley & Sons, Inc. (4th edition), Hoboken, New Jersey, 2009.
- [8] **Vanderplaates G.N.**, (2006) Structural Optimization for Statics, Dynamics and Beyond, *Article in Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. XXVIII, No. 3: 316-322.
- [9] **Haftka, R.T., Zhang, Y., Kim, N.H.**, (2020) General-Surrogate Adaptive Sampling Using Interquartile Range for Design Space Exploration, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 142, 051402:1-11.
- [10] **Haftka, R.T.**, (2012) Design of Experiments Lecture Notes, University of Florida.
- [11] <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/>, NIST/SEMATECH e-Handbook of Statistical Methods (21.02.2021)
- [12] **Pehlivanoğlu Y.V.**, Optimizasyon: Temel Kavramlar ve Yöntemler (1'inci Baskı), Ankara, (2017).
- [13] **Wang, W., Cheng, Y., Tan, G.**, (2018) Design Optimization of SBS-Modified Asphalt Mixture Reinforced with Eco-Friendly Basalt Fiber Based on Response Surface Methodology, *Materials, MDPI*, 11, 1311; DOI:10.3390/ma11081311.
- [14] **ANSYS Inc.**, (2019) ANSYS DesignXplorer User's Guide.
- [15] **Acar, E., Güler, M.A.**, (2010). Multi-objective crash worthiness optimization of tapered thin-walled tubes with axisymmetric indentations, *Thin-Walled Structures* 49: 94–105, DOI:10.1016/j.tws.2010.08.010

- [16] **Haftka, R.T.**, (2012) Optimization with Surrogates Lecture Notes, University of Florida.
- [17] <http://sumo.intec.ugent.be/surrogates/>, Surrogate models, SUMO – Surrogate Modeling Lab, Ghent University (21.02.2021).
- [18] **Box, G. E. P., Draper, N. R.**, Empirical model-building and response surfaces. John Wiley & Sons, New York (1987).
- [19] **Chih, M.**, (2013). A more accurate second-order polynomial metamodel using a pseudo-random number assignment strategy, *Journal of the Operational Research Society*, 64, 198–207.
- [20] **Myers, R.H., Montgomery, D.C., Anderson-Cook, C.M.**, Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments (3rd edition), John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey (2009).
- [21] **Smolik, M., Skala, V.**, (2021). Radial basis function and multi-level 2D vector field approximation, *Mathematics and Computers in Simulation* 181 522–538
- [22] **Morelli, M., Bellosta, T., Guardone, A.**, (2021) Efficient radial basis function mesh deformation methods for aircraft icing, *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 392, 113492.
- [23] **Gentile, M., Courbin, F., Meylan, G.**, (2012) Interpolating point spread function anisotropy, *Article in Astronomy and Astrophysics*, DOI: 10.1051/0004-6361/201219739.
- [24] **Luo, X., Li, X., Zhou, J., Cheng, T.**, (2012) A Kriging-based hybrid optimization algorithm for slope reliability analysis, *Structural Safety* 34, 401–406, DOI:10.1016/j.strusafe.2011.09.004
- [25] **Boukouvala, F., Ierapetritou, M.G.**, (2012) Feasibility analysis of black-box processes using an adaptive sampling Kriging-based method, *Computers and Chemical Engineering* 36, 358–368, DOI:10.1016/j.compchemeng.2011.06.005
- [26] **Lopez-Tapia, A.C.**, (2019). Optimization Of The Geometry Of Domestic Gas Burner Injectors By Using The Design Exploration Process, M.Sc. THESIS, Univesidad De Cabtabria, Santander
- [27] https://www.ibm.com/support/knowledgecenter/SSLVMB_sub/statistics_mainhelp_ddita/spss/tree/idh_idd_tree_validation.html, (05.01.2021)
- [28] **Quepio, N.V., Haftka, R.T., Shyy W.**, (2005) Surrogate-based analysis and optimization, *Progress in Aerospace Sciences*, 41 1–28
- [29] http://www.stat.cmu.edu/~ryantibs/statcomp-F16/lectures/cross_val.html. (05.01.2021)
- [30] **Viana F.**, (2011). Multiple Surrogates for Prediction and Optimization, PhD. Dissertation, University of Florida, USA.
- [31] **Acar, E.**, (2019) Makine Mühendisliğinde Eniyileme Teknikleri ve İleri Uygulamalar Ders Notları (TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi)

- [32] **Russenschuck, S.**, (1999) *Mathematical Optimization Techniques*, CERN, 1211 Geneva 23, Switzerland, DOI: 10.5170/CERN-1999-001.60
- [33] **Mack, Y., Goel, T., Shyy, W., Haftka, R.**, (2007) Surrogate Model-Based Optimization Framework: A Case Study in Aerospace Design, *Studies in Computational Intelligence (SCI)*, 51, 323–342, DOI: 10.1007/978-3-540-49774-5_14
- [34] **Schittkowski, X.**, (1986) NLPQL: a fortran subroutine solving constrained nonlinear programming problems, *Annals of Operations Research* volume 5, 485–500.
- [35] **ANSYS Inc.**, (2019) ANSYS DesignXplorer Optimization Tutorials.
- [36] **Beasley, D., Bull D.R., Martin, R.R.**, (1993) An Overview of Genetic Algorithms, *University Computing*, 58-69.
- [37] **Holland, J.H.**, (1975). *Adaptation in Natural and Artificial Systems*, University of Michigan Press, Ann Arbor.
- [38] **Bolat, B.**, (2006). The Simulation and Optimization Of Lift Control Systems With Genetic Algorithms, *Journal of Engineering and Natural Sciences*, Sigma 2006/2.
- [39] **Bolat, B., Erol, O.K., İmrak C.E.**, (2004) Mühendislik Uygulamalarında Genetik Algoritmalar Ve Operatörlerin İşlevleri, *Y.T.U. Sigma Dergisi*, Sayı:2004/4,264-271
- [40] **Wen, J., Yang, H., Jian, G.**, (2016). Energy and cost optimization of shell and tube heat exchanger with helical baffles using Kriging metamodel based on MOGA, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98 (2016) 29–39.
- [41] **Dixon, J.C.**, *Suspension Geometry and Computation*, John Wiley & Sons Ltd (1st Edition), Great Britain, (2009)
- [42] **Jadirgar, V.V., Dadar, M.S., Sulakhe, V.P.**, (2010) Wishbone Structure for Front Independent Suspension of a Military Truck, *Defence Science Journal*, Vol. 60, No. 2, March 2010, pp. 178-183
- [43] **Živković, V., Nedić, B., Đurić, S.**, (2020). Manufacturing Specificity of Vehicle's Independent Suspension System Parts, *Mobility & Vehicle Mechanics*, Vol. 46, No. 1, (2020), pp 31-41
- [44] <http://www.ads-cz.com>, (15.01.2021)
- [45] **Topaç, M.M., Deryal, U., Bahar, E., Yavuz, G.**, (2015). Optimal kinematic design of a multi-link steering system for a bus independent suspension: An application of response surface methodology, *MECHANIKA*. Volume 21(5): 404-413, DOI: 10.5755/j01.mech.21.5.11964
- [46] **Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S.**, (2011) *Fahrwerkhandbuch, Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*
- [47] **Topaç, M.M., Bahar, E., Kaplan, A., Sarıkaya E.Z.**, (2017). Topoloji Optimizasyonu Yardımıyla, Askeri Taşıt Bağımsız Ön Süspansiyonu için Alt Salıncak Tasarımı, Uluslararası Savunma Sanayi Sempozyumu IDEFIS2017, Nisan 6-8.

- [48] **Lee, D., Lee, J.,** (2003) Structural optimization concept for the design of an aluminium control arm, *J. Automobile Engineering*, Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217 Part D, 647-656.
- [49] **Chawla, A.,** (2012) Suspension Systems and Components Lecture Notes, Department of Mech. Engineering Indian Institute of Technology.
- [50] **Topaç, M.M., Olguner, C., Yenice, A., Kuralay, N.S.,** (2015) Kamyon Bağımsız Ön Süspansiyon Sisteminin Kavramsal Tasarımı, 8. *Mühendislik ve Teknoloji Sempozyumu*, Çankaya Üniversitesi, Mayıs 14-15.
- [51] **Chacon, P.A., Sierra, A., Gonzalez-Estrada, O.A.,** (2018) Stress analysis of a suspension control arm, *Research Report Universidad Industrial de Santander*, Bucaramanga, Colombia.
- [52] **Dhanu, G., Kattimani, S., Zhou, J., Cheng, T.,** (2016) Comparison Study Of Lower Control Arm With Different Material, *International Research Journal of Engineering and Technology*, Volume: 03 Issue: 10, 702-708
- [53] <https://www.iso.org/standard/67754.html>, ISO17804, International Standard (15.10.2020)
- [54] **Keough, J.R., Hayrynen, K.L.,** (2010) Designing with Austempered Ductile Iron (ADI), American Foundry Society, Schaumburg, IL.
- [55] <https://altairuniversity.com/wpcontent/uploads/2014/02/meshing.pdf>, (5.10.2020)
- [56] **Tuttle. M.E.,** (1989) Fundamental Strain-Gage Technology, Manual on Experimental Methods for Mechanical Testing of Composites. Springer, Dordrecht.
- [57] **Oluwole O.O., Olanipekun A.T., Ajide O.O.,** (2015) Design, construction and Testing of a strain gauge Instrument, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Volume 6, Issue 4, 1825-1829.
- [58] **Gutiérrez-Moizant, R., Ramírez-Berasategui, M., Calvo, J.A.,** (2020) Validation and Improvement of a Bicycle Crank Arm Based in Numerical Simulation and Uncertainty Quantification, *MDPI Sensors* 2020, 20, 1814, DOI:10.3390/s20071814.
- [59] **Monaheng, L.F., Du Preez, W.B., Olwage, A., Haupt, P.,** (2016. Strain Gauge Validation Of Finite Element Analysis Of A Ti6AL4V (ELI) Mandibular Implant Produced Through Additive Manufacturing, Conference Rapid Product Development Association of South Africa, November 2016.
- [60] **Rahim, E., Shah, S., Dubov, A.,** (2011) A Preliminary Biomechanical Assessment of a Polymer Composite Hip Implant Using an Infrared Thermography Technique Validated by Strain Gage Measurements, *Journal of Biomechanical Engineering, ASME*, Vol. 133 074503-1-6.
- [61] **Banyay, G.A., Smith, S.D., Young, J.S.,** (2018) Sensitivity Analysis of a Nuclear Reactor System Finite Element Model, *ASME Verification and Validation Symposium*, Minneapolis, MN, USA, May 16-18.

[62] ANSYS Forum, <https://forum.ansys.com/discussion/20782/genetic-aggregation-is-default-response-surface>, (30.09.2020)



