



**BAGAJ KAPAĞI MENTEŞELERİNİN OPTİMUM
TASARIMI İÇİN ESNEK ALGORİTMA
GELİŞTİRİLMESİ**

Şevket ÖZCAN



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BAGAJ KAPAĞI MENTEŞELERİNİN OPTİMUM TASARIMI İÇİN ESNEK
ALGORİTMA GELİŞTİRİLMESİ**

Şevket ÖZCAN

Prof. Dr. Yaşar PALA
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2017

TEZ ONAYI

Şevket ÖZCAN tarafından hazırlanan “Bagaj Kapağı Montajlarının Optimum Tasarımı İçin Esnek Algoritma Geliştirilmesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Yaşar PALA

Başkan : Prof. Dr. Yaşar PALA



İmza

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ



İmza

Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri, Mimarlık, Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Yrd. Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU

İmza

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Yukarıdaki sonuç onaylarım.



Prof. Dr. Ali BAYRAM
Enstitü Müdürü
29.6/2017

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../.../2017

Şevket ÖZCAN



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BAGAJ KAPAĞI MENTEŞELERİNİN OPTİMUM TASARIMI İÇİN ESNEK ALGORİTMA GELİŞTİRİLMESİ

Şevket ÖZCAN

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Yaşar PALA

Bu çalışmada dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşeleri için tasarım algoritması geliştirilmesine odaklanılmıştır. Çalışmanın amacı, bagaj kapağı menteşesi tasarımında geleneksel tasarım yöntemlerinde ortaya çıkan deneme yanılma çalışmalarını ortadan kaldırarak tasarım süresini ve maliyetleri minimize etmektir. Çalışma kapsamında bagaj kapağının önceden tanımlanan bir dizi pozisyondan geçecek şekilde hareket etmesini sağlamak amacıyla mekanizmaların boyut sentezi başlığı altında konum sentezi problemi ele alınmıştır. Akabinde, bagaj kapağının elle açılma kuvvetini tespit etmek için menteşe sisteminin konum ve statik kuvvet analizlerinin denklemleri ortaya çıkarılmıştır. Elde edilen denklemler ve oluşturulan matematiksel modeller kullanılarak Hypermath programında tasarım algoritmasının kodları geliştirilmiştir. Sisteme ait tasarım parametrelerinin optimum değerlerini elde etmek amacıyla geliştirilen tasarım algoritmasının kodları kullanılarak Hyperstudy programında optimizasyon çalışması yapılmıştır. Çalışmanın son aşamasında, ortaya çıkarılan matematiksel modellerin, algoritma kodlarının ve optimizasyon çalışmasının doğrulanması amacıyla Motionsolve programında sistemin kinematik analizi gerçekleştirilmiştir. Kinematik analiz sonuçları optimizasyon çalışması neticesinde ortaya çıkan sonuçların doğruluğunu kanıtlamıştır.

Anahtar kelimeler: Analiz, bagaj kapağı, optimizasyon, tasarım algoritması

2017, ix + 74 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

DEVELOPMENT OF A FLEXIBLE ALGORITHM FOR THE OPTIMUM DESIGN OF TRUNK LID HINGES

Şevket ÖZCAN

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Yaşar PALA

This study is focused on development of a design algorithm for trunk lid hinges with four-bar linkage. The aim of the study is to minimize design time and costs by eliminating trial and error procedures in traditional design process of trunk lid hinges. In the study, under a task of dimensional synthesis of mechanisms, motion generation problem has been solved for realizing the movement of the trunk lid to a set of positions respectively. In order to obtain the required manual opening force of the trunk lid, the equations of position and static force analysis of the four-bar hinged system have been derived. Using the equations and mathematical models so obtained, design algorithm codes have been developed in Hypermath program. For determining the optimum values of parameters of the system, an optimization study was carried out in Hyperstudy program by using the developed algorithm codes. At the last stage, kinematic analysis of the system was performed in Motionsolve program to validate the mathematical models, algorithm codes and optimization study. At the end of the study, the results obtained from optimization study were found to be accurate and valid according to kinematic analysis.

Keywords: Analysis, design algorithm, optimization, trunk lid

2017, ix + 74 pages.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca değerli zamanını ayırarak beni yönlendiren, tecrübelerini benden esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Yaşar PALA'ya, projede yardımcı araştırmacı olarak görev alan değerli hocam Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, bilgisayar destekli tasarım konusunda verdiği destekten dolayı değerli dostum Ahmet YILDIRIM'a ve tezimin derlenmesi ve toparlanmasında verdiği destekten dolayı Zeynep Begüm KURT'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam boyunca gösterdiği sabır ve desteğinden dolayı eşim Betül ÖZCAN'a ve ömür boyu desteklerini benden esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

Ayrıca bu tez çalışmasını 01557. STZ. 2012-2 kodlu SANTEZ programı kapsamında maddi olarak destekleyen Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığına ve TOKSAN A.Ş'ye teşekkür ederim.

Şevket ÖZCAN

.../.../2017

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Araç Mentşeleri.....	3
2.2. Boyut Sentezi	10
2.3. Kaynak Araştırması	12
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	14
3.1. Konum Sentezi.....	14
3.1.1. Üç Konum Sentezi	14
3.1.2. Sabit Pivot Konumlarına Göre Üç Konum Sentezi	23
3.2. Konum Analizi.....	28
3.3 Statik Kuvvet Analizi.....	34
3.4. Gazlı Yay Kuvvetinin Hesaplanması.....	36
3.5. Tasarım Algoritmasının Geliştirilmesi	37
3.6. Optimizasyon Çalışması	40
4. BULGULAR.....	46
4.1 Optimizasyon Çalışmasının Sonuçları.....	46
4.2. Kinematik Analiz ve Doğrulama Çalışması	58
5. SONUÇ	61
KAYNAKLAR	63
EKLER.....	65
EK 1. Konum sentezine ait tasarım algoritma kodları.....	66
EK 2. Konum analizine ait tasarım algoritma kodları	70
EK 3. Statik kuvvet analizine ait tasarım algoritma kodları	72
EK 4. Hata fonksiyonuna ait tasarım algoritma kodları	73
ÖZGEÇMİŞ	74

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	Menteşenin giriş kolunun biyel koluna bağlandığı nokta
B	Menteşenin çıkış kolunun biyel koluna bağlandığı nokta
A ₀	Menteşenin giriş kolunun araç şasesine bağlandığı nokta
B ₀	Menteşenin çıkış kolunun araç şasesine bağlandığı nokta
A ₁	Menteşenin sabit kolunun uzunluğu (mm)
A ₂	Menteşenin giriş kolunun uzunluğu (mm)
A ₃	Menteşenin biyel kolunun uzunluğu (mm)
A ₄	Menteşenin çıkış kolunun uzunluğu (mm)
A ₅	Gazlı yay bağlantı noktaları arasındaki uzaklık (mm)
C	Gazlı yayın menteşeye bağlandığı nokta
D	Gazlı yayın araç şasesine bağlandığı nokta
G	Bagaj kapağının ağırlık merkezi
H	Bagaj kapağının elle açılma noktası
F ₂₃	Giriş kolunun reaksiyon kuvveti (N)
F ₄₃	Çıkış kolunun reaksiyon kuvveti (N)
F _G	Bagaj kapağının ağırlık kuvveti (N)
F _H	Bagaj kapağının elle açılma kuvveti (N)
F _{maks}	Gazlı yayın kapalı konumdaki kuvveti (N)
F _{min}	Gazlı yayın açık konumdaki kuvveti (N)
F _P	Gazlı yay kuvveti (N)
C _L	C noktasının A noktasına olan uzaklığı (mm)
G _L	Ağırlık merkezinin A noktasına olan uzaklığı (mm)
H _L	Elle açılma noktasının A noktasına olan uzaklığı (mm)
k	Gazlı yay kuvvet sabiti (N/mm)
L	Gazlı yayın herhangi bir konumdaki uzunluğu
L _{maks}	Gazlı yayın açık konumda bağlantı noktaları arasındaki uzaklık (mm)
L _{min}	Gazlı yayın kapalı konumda bağlantı noktaları arasındaki uzaklık (mm)
P	Mekanizma üzerindeki bağlayıcı nokta
P ₁	P noktasının bagaj kapağının kapalı konumundaki pozisyonu
P ₂	P noktasının bagaj kapağının ara konumundaki pozisyonu
P ₃	P noktasının bagaj kapağının açık konumundaki pozisyonu
P₂₁	P ₂ noktasının P ₁ noktasına göre konum vektörü
P₃₁	P ₃ noktasının P ₁ noktasına göre konum vektörü
S _M	Hata fonksiyonu
α ₁	A ₁ kolunun yatay eksenle yaptığı açı (derece)
α ₂	AC doğrusunun A ₃ biyel koluyla yaptığı açı (derece)
α ₃	AG doğrusunun A ₃ biyel koluyla yaptığı açı (derece)
α ₄	AH doğrusunun A ₃ biyel koluyla yaptığı açı (derece)
θ ₁₂	A ₂ kolunun yatay eksenle yaptığı açı (derece)
θ ₁₃	A ₃ kolunun yatay eksenle yaptığı açı (derece)
θ ₁₄	A ₄ kolunun yatay eksenle yaptığı açı (derece)
θ ₁₅	Gazlı yayın yatay eksenle yaptığı açı (derece)
δ ₂	P₂₁ konum vektörünün yatay eksenle yaptığı açı (derece)
δ ₃	P₃₁ konum vektörünün yatay eksenle yaptığı açı (derece)

β_2	A ₁ giriş kolunun 1.ve 2. pozisyonları arasındaki açı değeri (derece)
β_3	A ₁ giriş kolunun 1.ve 3. pozisyonları arasındaki açı değeri (derece)
γ_2	A ₄ çıkış kolunun 1.ve 2. pozisyonları arasındaki açı değeri (derece)
γ_3	A ₄ çıkış kolunun 1.ve 3. pozisyonları arasındaki açı değeri (derece)

Kısaltmalar Açıklama

CAD Bilgisayar destekli tasarım



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Taşıt kapı menteşesi	3
Şekil 2.2. İki kol ön kaput menteşesi	4
Şekil 2.3 Dört kol ön kaput menteşesi	4
Şekil 2.4. Hatchback araçlarda kullanılan iki kollu bagaj kapağı menteşesi	5
Şekil 2.5. Sedan araçlarda kullanılan kuğu boynu bagaj kapağı menteşesi	5
Şekil 2.6. Sedan araçlarda kullanılan dört kol bagaj kapağı menteşesi	6
Şekil 2.7. Otomatik bagaj kapağı menteşe sistemi	7
Şekil 2.8. Burulma çubuklu kuğu boynu bagaj kapağı menteşesi	8
Şekil 2.9. Çekme yaylı kuğu boynu bagaj kapağı menteşesi	8
Şekil 2.10. Çekme yaylı ve gazlı yay takviyeli kuğu boynu bagaj kapağı menteşesi	9
Şekil 2.11. Gazlı yaylı dört kol bagaj kapağı menteşesi	9
Şekil 2.12. Fonksiyon sentezi	10
Şekil 2.13. Yörünge sentezi	11
Şekil 2.14. Konum sentezi	11
Şekil 3.1. Bagaj kapağının açık, ara ve kapalı konumu	14
Şekil 3.2. Menteşenin kapalı konumu	15
Şekil 3.3. Menteşenin ara konumu	15
Şekil 3.4. Menteşenin açık konumu	15
Şekil 3.5. Üç konum sentezi	16
Şekil 3.6. Sabit pivot konumlarına göre üç konum sentezi	25
Şekil 3.7. Örnek yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrisi	29
Şekil 3.8. Bagaj kapağı menteşe sistemi	30
Şekil 3.9. Bagaj kapağı menteşe sisteminin şematik gösterimi	30
Şekil 3.10. Menteşe sisteminin serbest cisim diyagramı	34
Şekil 3.11. Örnek gazlı yay yer değiştirme-kuvvet eğrisi	36
Şekil 3.12. Amaç fonksiyonun optimizasyon modeline tanıtılması	41
Şekil 3.13. Mekanizmaya ait sabit ve keyfi değişkenler	41
Şekil 3.14. Keyfi değişkenlerin optimizasyon modeline tanıtılması	43
Şekil 3.15. Örnek bir menteşeye ait tasarım alanı	43
Şekil 3.16. A ve B noktalarına ait tasarım alan sınır değerlerinin optimizasyon modeline tanıtılması	44
Şekil 3.17. Tasarım akış şeması	45
Şekil 4.1. Hata fonksiyonunun iterasyonlar sonucunda aldığı değerler	46
Şekil 4.2. Menteşeye ait keyfi değişkenlerin iterasyonlar sonucunda aldığı değerler	47
Şekil 4.3. Gazlı yaya ait keyfi değişkenlerin iterasyonlar sonucunda aldığı değerler	48
Şekil 4.4. A ve B noktalarının x ve y koordinatlarının iterasyonlar sonucunda aldığı değerler	49
Şekil 4.5. SM hata fonksiyonunun iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	50
Şekil 4.6. A_0 noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	50
Şekil 4.7. A_0 noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	51
Şekil 4.8. B_0 noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	51

Şekil 4.9. B ₀ noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	52
Şekil 4.10. C noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	52
Şekil 4.11. C noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	53
Şekil 4.12. F_{maks} 'ın iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	53
Şekil 4.13. Gazlı yay sabiti k 'nın iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	54
Şekil 4.14. A noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	54
Şekil 4.15. A noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	55
Şekil 4.16. B noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	55
Şekil 4.17. B noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği	56
Şekil 4.18. Hedef ve elde edilen yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrileri	58
Şekil 4.19. Motionview programında oluşturulan menteşe sistemi modeli	59
Şekil 4.20. Motionsolve programında yapılan kinematik analiz sonuçları	59
Şekil 4.21. Optimizasyon çalışması ve kinematik analiz sonucu elde edilen yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrileri	60

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Bagaj kapağının geçmesi gereken üç pozisyona ait konum bilgileri.....	38
Çizelge 3.2. Bagaj kapağı ve gazlı yaya ait sabit değişkenlerin sayısal değerleri	39
Çizelge 3.3. Hedef yer değiştirme-kuvvet değerleri	40
Çizelge 3.4. Keyfi değişkenlerin başlangıç, alt ve üst sınır değerleri	42
Çizelge 3.5. A ve B noktalarının tasarım alan sınır değerleri	44
Çizelge 4.1. Keyfi değişkenlerin başlangıç, alt sınır, üst sınır ve optimum değerleri	57
Çizelge 4.2. A ve B noktalarının alt sınır, üst sınır ve optimum değerleri	57



1. GİRİŞ

Son yıllarda otomotiv endüstrisinde araç üreticileri arasındaki rekabetin giderek artması bir parçanın tasarım süresi ve buna bağlı maliyetini, en az üretim süresi ve maliyeti kadar önemli hale getirmiştir. Tasarım sürelerinin kısaltılması hedefi geleneksel tasarım yöntemlerinin terkedilerek yeni yaklaşımların ortaya çıkarılmasını zorlamaktadır. Bu çalışmada, dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşesi tasarımında geleneksel tasarım yöntemlerine alternatif bir tasarım algoritması geliştirilmiştir.

Bagaj kapağı menteşelerinin temel amacı bagaj kapağının dengeli bir şekilde açılması ve kapanmasını sağlamaktır. Menteşe tasarımında bagaj kapağının açılması ve kapanmasının yanı sıra araç üreticileri tarafından ürün şartnamelerinde belirtilen boyutsal, kinematik ve ergonomik bir takım sınır şartların yerine getirilmesi gerekmektedir. Tasarımcının görevi bu şartları dikkate alarak optimum menteşe boyutlarını belirlemektir.

Mevcut durumda tecrübeye dayalı bagaj kapağı menteşesi tasarımında tasarımcı, problemin çözümünde bilimsel hesaplamaları dikkate almaksızın önceki projelerde yer alan menteşeleri yeni projeye uyarlayarak deneme yanılma yoluyla boyutları belirlemektedir. Geleneksel tasarım yaklaşımıyla hareket edilen bu tasarım sürecinde, istenen bagaj kapağı hareketini ve tanımlanan sınır şartları sağlayan menteşenin elde edilmesi amacıyla mevcut model üzerinde bir dizi tasarım değişiklikleri yapılmaktadır. Menteşe üzerinde yapılan her bir tasarım değişikliğinin ardından kinematik analizler gerçekleştirilerek bagaj kapağının hareketi incelenmekte ve sınır şartların sağlanmasına yönelik kontroller yapılmaktadır. Tasarım ve analiz çalışmaları istenen koşullar sağlanana dek bir döngü şeklinde devam etmekte ve birbirini tekrarlayan bu işlemler menteşe tasarım süresinin uzamasına ve buna bağlı menteşe tasarım maliyetlerinin artmasına sebep olmaktadır. Menteşe tasarım süresinin kısaltılması ve maliyetlerin azaltılması amacıyla bu çalışmada dört kol mekanizmasına sahip menteşe tasarımı konusunda tasarım ve analiz faaliyetlerini tamamlayıcı boyut sentezi problemi ele alınmış ve menteşe tasarım algoritması geliştirilmiştir.

Araç tasarımında bagaj kapağının kapalı, açık ve ara konumları önceden tanımlanmaktadır. Dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşelerinin bağlantı noktaları ve uzuv boyutları bagaj kapağının belirtilen bu konumlardan geçmesini sağlayacak şekilde belirlenmelidir. Bu çalışmada bagaj kapağının önceden belirlenen pozisyonlardan geçecek şekilde hareket etmesini sağlayacak dört kol mekanizmasının bağlantı noktalarının tespit edilmesi amacıyla boyut sentezi başlığı altında konum sentezi problemi ele alınarak denklemleri ortaya çıkarılmıştır.

Çalışmada, istenen bagaj kapağı hareketinin sağlanmasının yanında dikkate alınan diğer tasarım kriterleri bagaj kapağının elle açılması için gerekli olan el kuvveti ve menteşenin konumlanacağı kısıtlı tasarım alanıdır.

Bagaj kapağının açılması esnasında belirli bir kullanıcı kuvvetine ihtiyaç duyulmaktadır. Elle açılma kuvveti olarak nitelendirilen bu kuvvetin büyüklüğü bagaj kapağının kapalı konumdan tam açık konuma kadar hareketi boyunca bir yer değiştirme-kuvvet eğrisiyle ürün şartnamelerinde tanımlanmaktadır. Bagaj kapağının elle açılma kuvvet eğrisini elde edebilmek için menteşe, gazlı yay ve bagaj kapağından oluşan sistemin konum ve statik kuvvet analizlerinin denklemleri ortaya çıkarılmıştır. Ortaya çıkarılan denklemler ve elde edilen matematiksel modeller kullanılarak Hypermath programında tasarım algoritmasının kodları geliştirilmiştir.

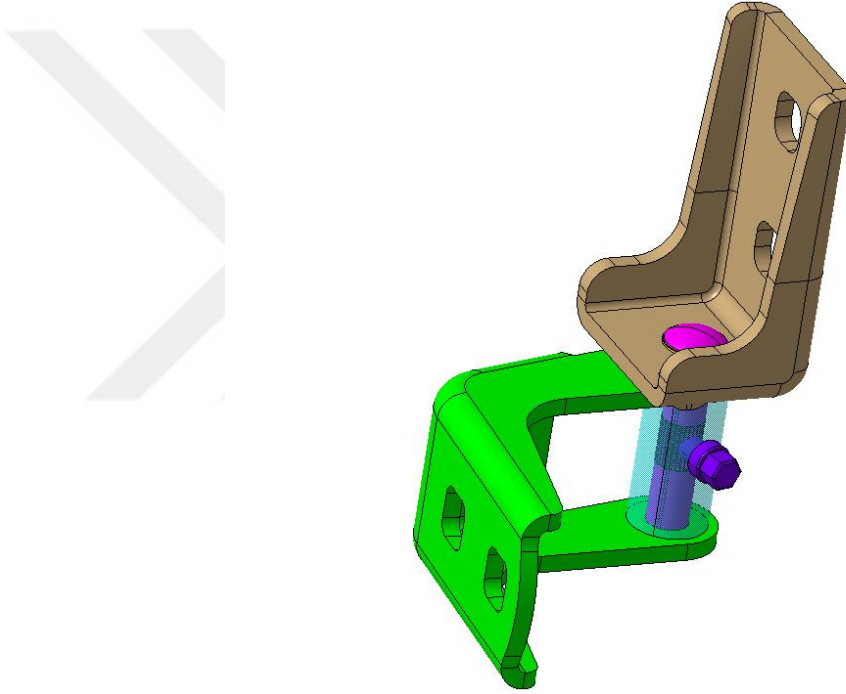
Menteşe tasarımında ürün şartnamelerinde belirtilen hedefler ve sınır şartların aynı anda sağlanması zorunluluğu mekanizmanın bağlantı noktaları ve uzuv boyutlarının optimum değerlerini elde etmeyi gerektirmektedir. Bu amaçla geliştirilen tasarım algoritmasının kodları kullanılarak Hyperstudy programında optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon çalışmasında minimize edilmek istenen amaç fonksiyon, elde edilen yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrisiyle ürün şartnamelerinde tanımlanan kuvvet eğrisi arasındaki farkı tanımlayan hata fonksiyonudur. Menteşenin tasarlanacağı alanın sınırları ise optimizasyon çalışmasının tasarım kısıtları olarak belirlenmiştir.

Çalışmada son olarak ortaya çıkarılan matematiksel modeller, geliştirilen tasarım algoritması ve yapılan optimizasyon çalışmasının doğrulunu kontrol etmek amacıyla elde edilen menteşe sisteminin Motionsolve programında kinematik analizi gerçekleştirilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Araç Mentешeleri

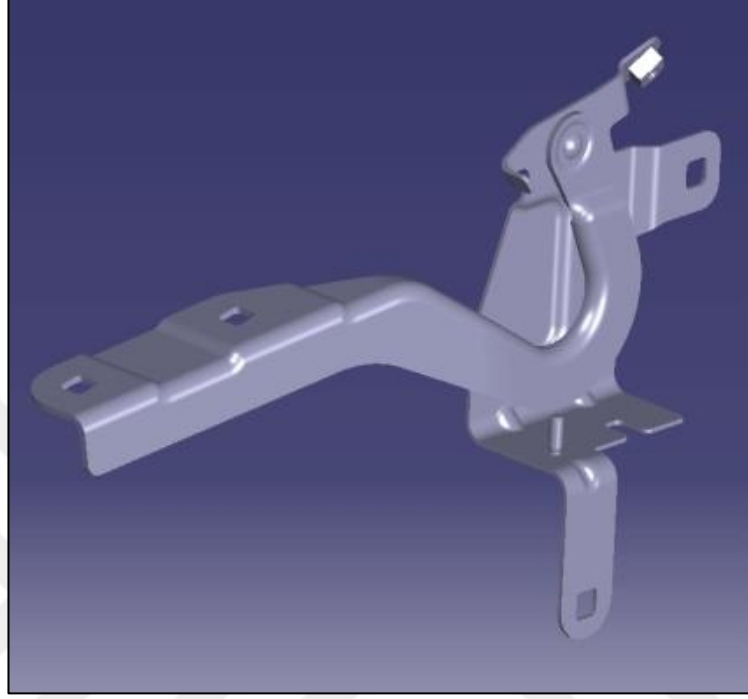
Menteşeler, iki veya daha fazla sabit parçayı birbirine bağlayarak hareketli bir bütün oluşturmaya yarayan eklemlidir. XX. yüzyılın başlarında gelişmeye başlayan otomotiv endüstrisiyle birlikte menteşeler araçlarda kapı (Şekil 2.1), bagaj kapakları ve ön kaputlarda yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Araç menteşeleri, teknolojik gelişmeler, tüketici beklentileri ve artan güvenlik önlemlerine paralel olarak gelişimini sürdürmektedir.



Şekil 2.1. Taşıt kapı menteşesi

Araçlarda ön ve arka kaputlarda kullanılan menteşeler aracın tipi, kaputun açılması ve kapanması esnasındaki ergonomik beklentiler ve tasarım kısıtlarına göre farklılıklar göstermektedir. Günümüzde araçlarda ön kaput menteşesi olarak Şekil 2.2’de görülen iki kol veya Şekil 2.3’de görülen dört kol, bagaj kapağı menteşesi olarak iki kol, dört kol veya kuğu boynu menteşe modelleri kullanılmaktadır. Bagaj kapağı menteşesi literatürde arka kaput menteşesi olarak da adlandırılmaktadır.

Bagaj kapağı menteşeleri kullarıldıkları araç tipine göre sınıflandırıldığında, hatchback araçlarda genellikle gövde kısmı araç şasesine ve hareketli kolu bagaj kapağına bağlı iki kollu menteşe modeli kullanılmaktadır (Şekil 2.4).



Şekil 2.2. İki kol ön kaput menteşesi



Şekil 2.3. Dört kol ön kaput menteşesi



Şekil 2.4. Hatchback araçlarda kullanılan iki kollu bagaj kapağı menteşesi

Sedan araçlarda ise genellikle kuğu boynu veya dört kol bagaj kapağı menteşeleri kullanılmaktadır. Kuğu boynu menteşeler bagaj içerisinde yüksek hacim kaplarken daha düşük açma kuvvetine ihtiyaç duymaktadırlar (Şekil 2.5).

Dört kol bagaj kapağı menteşeler ise bagaj içerisinde daha az yer kaplarken daha yüksek açma kuvvetlerine ihtiyaç duymaktadırlar (Şekil 2.6). Bazı sedan spor model araçlarda nadiren iki kollu menteşeler de tercih edilmektedir.



Şekil 2.5. Sedan araçlarda kullanılan kuğu boynu bagaj kapağı menteşesi
(<http://forums.vwvortex.com>, 2017)



Şekil 2.6. Sedan araçlarda kullanılan dört kol bagaj kapağı menteşesi (Farago, <http://www.thetruthaboutcars.com>, 2017)

Kuğu boynu menteşeler, bagaj kapağına bağlı dikdörtgen yada dairesel kesitli bir profil ve araç şasesine bağlı bir braketten oluşan menteşe tipidir. Aracın sağında ve solunda bulunan profiller braketlere pimlerle bağlanmış olup pim eksenlerinde serbest dönme hareketi gerçekleştirerek bagaj kapağının açılmasını ve kapanmasını sağlamaktadırlar.

Dört kol menteşeler aracın sağında ve solunda bulunan dört kol mekanizmalar ve braketlerden oluşmaktadır. Mekanizmaların giriş ve çıkış kollarının sabit dönme noktaları araç şasesine bağlı braketlere, biyel kolları ise bagaj kapağına sabitlenmiştir. Bagaj kapağı, aynı zamanda mekanizmaların biyel kolları olan kendisine bağlı braketlerle beraber hareket ederek açılma ve kapanma eylemi gerçekleşmektedir.

Araçlarda bagaj kapağı menteşelerinin bagaj kapağını açma ve kapama görevlerinin yanında tüketici beklentileri dikkate alınarak araç üreticileri tarafından talep edilen ve ürün şartnamelerinde belirtilen kinematik, ergonomik ve boyutsal bir takım şartları yerine getirmesi gerekmektedir. Menteşelerin istenen bu şartları yerine getirebilmeleri için araçlarda yardımcı sistem elemanları kullanılmaktadır. Kullanıcı beklentileri, araç tipi ve kullanılan menteşe modeline göre farklılık gösteren bu sistem elemanlarının başında çekme yayları, gazlı yaylar ve burulma çubukları gelmektedir. Bu elemanlar bazı araçlarda tek başına kullanılırken bazı araçlarda birlikte kullanılmaktadır.

Son yıllarda araçlarda birçok manuel sistemin otomatik hale dönüşmesi sonucu bagaj kapağı menteşeleri de otomatik hale gelmektedir. Geliştirilen otomatik bagaj kapağı sistemlerinde kullanılan tahrik üniteleri de mevcut yardımcı sistem elemanlarına dâhil olmuştur (Şekil 2.7). Ancak bu çalışmada otomatik bagaj kapağı sistemlerinin ayrıntılarına girilmeyecektir.

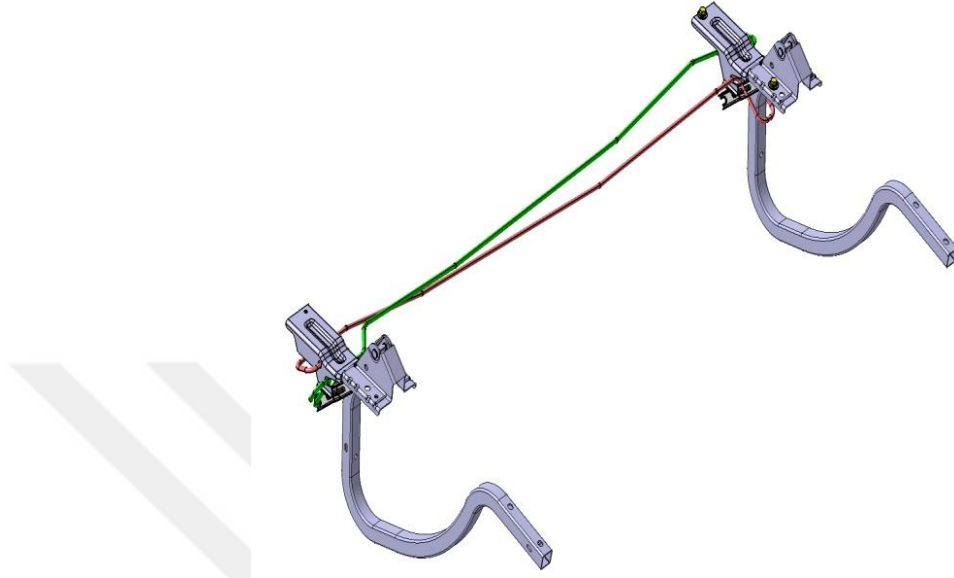


Şekil 2.7. Otomatik bagaj kapağı menteşe sistemi

Menteşe sisteminde kullanılan yardımcı sistem elemanlarının başlıca görevi kullanıcının bagaj kapağını açmasına yardımcı olmaktır. Bunun yanında bagaj kapağının açılması ve kapanması esnasında belirli konumlarda dengede kalmasını sağlamak, sönümleme özelliği göstererek bagaj kapağının sert bir şekilde kapanmasını ve belirli bir eğime sahip yolda bagaj kapağının açık pozisyonda kendiliğinden hareket etmesini engellemektir.

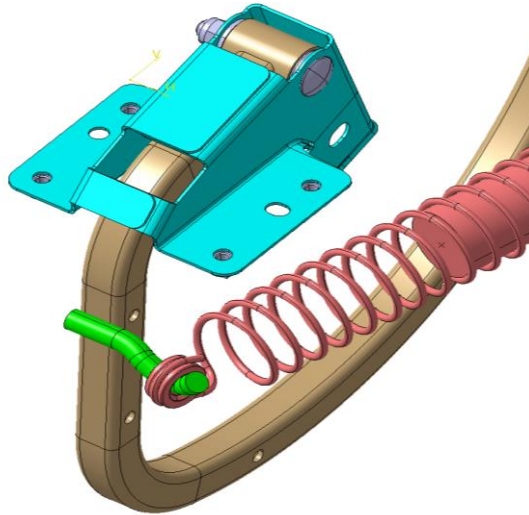
Çekme yayları ve burulma çubukları kuğu boynu bagaj kapağı menteşesine sahip sedan araçlarda kullanılırken, gazlı yaylar kuğu boynu ve dört kol menteşeye sahip sedan araçlarda ve iki kol bagaj kapağı menteşesine sahip hatchback araçlarda kullanılmaktadır. Burulma çubukları bir tarafı araç şasesine ve diğer tarafı kuğu boynu menteşeye bağlı karşılıklı konumlanmış yardımcı sistem elemanlarıdır (Şekil 2.8). Bagaj kapağının kapanması esnasında burularak şekil değiştirme enerjisi depolayan bu çubuklar bagaj kapağının açılması esnasında açma yönünde kuvvet oluşturarak kullanıcının bagaj kapağını açmasına yardımcı olmaktadır. Ayrıca bu çubuklar bagaj kapağını önceden belirlenen ara pozisyonlarda dengede tutmaktadır.

Bu denge pozisyonları genellikle kaputun bagaj kapağının kapalı konumuyla 10° ve 60° yapacak şekilde olduğu düzlemlerdir. Burulma çubuklarının tasarım şartlarını tek başına sağlayamadığı durumlarda sisteme gazlı yay da eklenmektedir.



Şekil 2.8. Burulma çubuklu kuğu boynu bagaj kapağı menteşesi

Kuğu boynu menteşe sistemlerinde kullanılan bir diğer sistem elemanı da çekme yaylarıdır. Çekme yayları bagaj kapağının sağında ve solunda olmak üzere bir tarafı araç şasesine ve diğer tarafı kuğu boynu menteşe profiline bağlı sistem elemanlarıdır (Şekil 2.9).



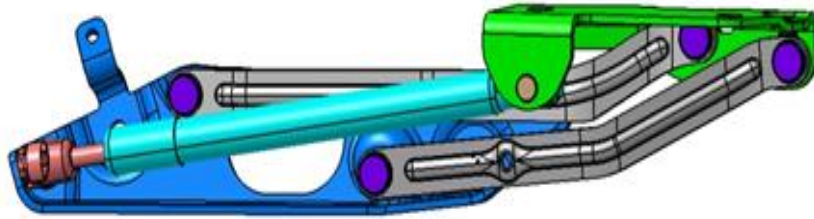
Şekil 2.9. Çekme yaylı kuğu boynu bagaj kapağı menteşesi

Bagaj kapağının açılması esnasında açma yönünde kuvvet uygulayarak kullanıcının uygulaması gereken el kuvvetini azaltan bu yaylar, kapanma esnasında açma yönünün tersinde kuvvet uygulayarak bagaj kapağının yüksek hız ve kuvvette kapanmasını engellemektedir. Çekme yaylarının sistem gereksinimlerini tek başına karşılayamadığı durumlarda burulma çubuklu sistemlerde olduğu gibi sisteme gazlı yay takviyesi yapılmaktadır (Şekil 2.10).



Şekil 2.10. Çekme yaylı ve gazlı yay takviyeli kuğu boynu bagaj kapağı menteşesi (<http://forums.vwvortex.com>, 2017)

Gazlı yaylar birçok sektörde olduğu gibi otomotiv sektöründe de yaygın bir kullanım alanına sahiptir. İçerisinde genellikle azot gibi sıkıştırılabilir gazlar bulunan gazlı yaylar sıkıştırıldıklarında ortaya çıkan gaz basıncıyla ters yönde kuvvet uygulayarak bağlı buldukları belirli bir kütleyi hareket ettirme yeteneğine sahiptirler. Gazlı yaylar, burulma çubuklu ve çekme yaylı kuğu boynu menteşelerde ilave bir yardımcı sistem elemanı olarak görev alırken dört kol mekanizmasına sahip menteşelerde asli yardımcı sistem elemanı olarak kullanılmaktadır. Gazlı yayların bir ucu araç şasesine sabitlenen brakete bağlıyken diğer ucu dört kol mekanizmasının biyel koluna bağlanmaktadır (Şekil 2.11).



Şekil 2.11. Gazlı yaylı dört kol bagaj kapağı menteşesi

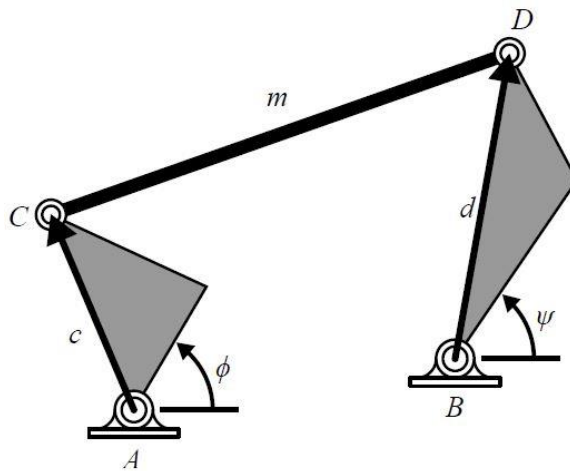
Burulma çubukları ve çekme yaylarının kuğu boynu menteşelerde üstlendiği görevin benzerini gazlı yaylar dört kol mekanizmasına sahip menteşelerde üstlenmektedir. Gazlı yaylar, bagaj kapağının açılması esnasında açma yönünde kuvvet uygulayarak kullanıcının bagaj kapağını açmasına yardımcı olmakta, kapanma esnasında ise kapanma yönüne ters kuvvet uygulayarak bagaj kapağının yüksek hız ve kuvvetlerde kapanmasını engellemektedirler.

Bu çalışmada, yardımcı sistem elemanı olarak gazlı yay kullanılan dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşesinin tasarımı ve tasarım algoritmasının geliştirilmesine odaklanılmıştır.

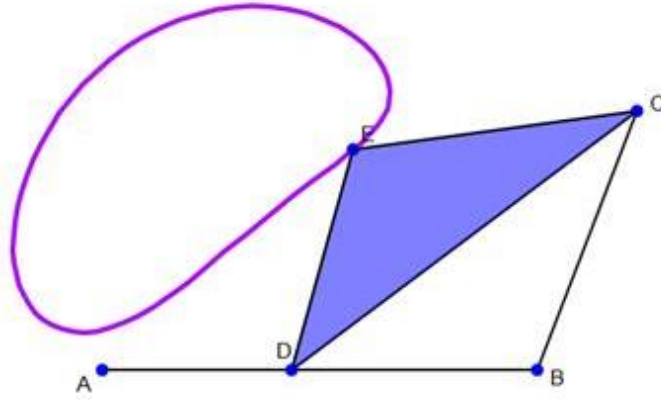
2.2. Boyut Sentezi

Mekanizmaların uzuv boyutlarının belirlenmesi problemi, sistemden istenen çıkış fonksiyonunun türüne göre boyut sentezi ana başlığı altında fonksiyon, yörünge ve konum sentezi olarak üç kategoride gruplandırılmıştır (Norton 2004).

Fonksiyon sentezi, mekanizmaya verilen bir giriş fonksiyonuna karşılık istenen çıkış fonksiyonunu sağlayacak mekanizma boyutlarının belirlenmesini amaçlar (Şekil 2.12). Mekanizmanın biyel kolu üzerinde seçilen herhangi bir kontrol noktasının önceden belirlenen noktaları takip edecek şekilde hareket etmesini sağlayacak boyutların belirlenmesi problemi ise yörünge sentezi olarak adlandırılır (Şekil 2.13).



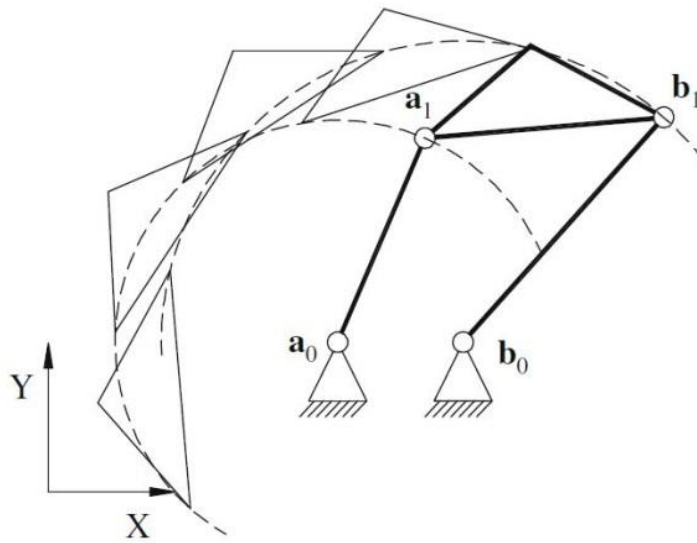
Şekil 2.12. Fonksiyon sentezi (Plecnik, <http://sites.uci.edu/markplecnik/research/function-generators/>, 2017)



Şekil 2.13. Yörünge sentezi (<https://commons.wikimedia.org>, 2017)

Konum sentezi, mekanizmaya ait biyel kolu üzerinde bulunan bir çizginin önceden belirlenen pozisyonlardan geçecek şekilde hareket etmesini sağlayan mekanizmanın boyutlarının belirlenmesi problemidir. (Şekil 2.14).

Yörünge sentezinde bir noktanın doğrusal yer değiştirmesi dikkate alınırken, konum sentezinde biyel kolunun hem doğrusal hem de açısal yer değiştirmesi önem arz etmektedir. Konum sentezi problemine bir ekskavatör kepçesinin iş malzemesini bulunduğu noktadan farklı bir noktaya taşımada esnasında alması gereken pozisyonları sağlayacak mekanizmanın boyutlarının belirlenmesi örnek gösterilebilir.



Şekil 2.14. Konum sentezi (Shen 2009)

Bu çalışmada dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşesinin boyutlarını belirlemek için başvuru boyut sentezi problemi ilk olarak Burmester tarafından grafiksel olarak çözülmüştür (Erdman ve Sandor 1984). Freudenstein problemin çözümünde kısıtlı sayıda pozisyon için analitik yöntem geliştirmiştir (Freudenstein 1954). Erdman ve Sandor problemin sayısal olarak çözülmesini kolaylaştıran vektörel çift yaklaşımını ortaya çıkarmışlardır (Erdman ve Sandor 1984). Son yıllarda bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler neticesinde mekanizmaların boyutlandırılması amacıyla boyut sentezi problemine çözümler sunan tasarım algoritmaları ve paket programlar geliştirilmiştir. Duran (2009), hatcback araçlarda bagaj kapağının açılması esnasında taradığı alanı azaltmak amacıyla iki kollu menteşelere alternatif dört ve altı kol mekanizmalı menteşe tasarımı ortaya koymuştur. Çalışmada mekanizmaların boyutlandırılması amacıyla dört ve altı kol mekanizmaları için boyut sentezi problemi ele alınmıştır. Heron Technologies firması yol ve pozisyon sentezi problemine çözümler sunan kullanışlı arayüze sahip WATT paket programını geliştirmiştir (<http://www.aes.nu/1-5softprod.htm>, 2017). Program, sentez problemlerine ait girdileri ve çıktıları CAD ortamıyla paylaşabilmektedir. Minnesota üniversitesinde Erdman tarafından ortaya çıkarılan Lincages sentez programı dört ve altı kol mekanizmaların sentez ve analizini gerçekleştirmektedir (<http://www.me.umn.edu/labs/lincages/>, 2017). Program yol, fonksiyon, üç ve dört konum için sentez problemlerini çözme kabiliyetine sahiptir. Erener (2011), havacılık sektöründe kullanılan dört kol mekanizmaların boyutlandırılması amacıyla Catia programıyla entegre bir şekilde çalışan ve yol, fonksiyon ve konum sentezlerini gerçekleştiren bir paket program sunmuştur. Demir (2005), krank biyel ve dört kol mekanizmalarının boyut sentezini gerçekleştiren CADSYN paket programını geliştirmiştir. Program kinematik sentez ve analiz yapmakla birlikte bu çalışmaların sonuçlarını Excel ortamına aktarabilmektedir.

2.3. Kaynak Araştırması

Literatürde bagaj kapağı menteşelerinin tasarımı ve tasarım yöntemlerinin geliştirilmesi konusunda sınırlı sayıda çalışma yapıldığı tespit edilmiştir. Choi ve ark. (2007), dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşelerinin Adams programında dinamik analizlerini gerçekleştirerek bagaj kapağının elle açılma kuvveti ve denge konumlarını tayin etmeye çalışmışlardır.

Yıldız ve ark. (2015), dört kol menteşeye sahip bir otomobilin bagaj kapağının elle açılma kuvvetini hesaplamak amacıyla matematiksel model geliştirmişlerdir. Dört kol menteşe sisteminin konum analizi ve virtüel iş yöntemi kullanılarak sanki-statik kuvvet analizleri yapılmıştır. Ortaya çıkarılan matematiksel model fiziksel testlerle doğrulanmıştır.

Yong (2013), midibüs ve otobüslerde yaygın bir şekilde kullanılan dört kol mekanizmasına sahip yan ve arka kaput menteşelerinin parametrik olarak tasarlanması üzerine çalışmıştır. Mevcut bir bagaj kapağı modeli üzerinde belirli pozisyonlardaki statik denge durumları incelenerek gerekli gazlı yay kuvveti, yatak kuvvetleri ve mekanizma kolları üzerinde oluşan eğilme momentleri ortaya çıkarılmıştır. Mekanizma kollarının et kalınlıkları ve gazlı yay bağlantı noktaları belirlenerek menteşe sistemi oluşturulmuştur. Çalışmada kullanılan tasarım değişkenleri parametrik hale getirilerek menteşe tasarım süreleri kısaltılmıştır. Baykuş ve ark. (2011), midibüslerde yaygın bir şekilde kullanılan dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşelerinin minimum yer kaplayacak şekilde tasarımı için çalışmıştır. Dört kol mekanizması Matlab-Simulink ve Ansys programlarında modellenerek dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Kopmaz ve ark. (2016), kullanıcının bagaj kapağını minimum kuvvetle açmasını ve bagaj kapağının önceden belirlenen belirli pozisyonlarda dengede kalmasını sağlayan dört kol mekanizmasına sahip bir burulma çubuklu kuğu boynu menteşesi tasarlamıştır. Liu ve ark. (2011), dört kol mekanizmasına sahip kuğu boynu menteşelerin otomatik olarak açılıp kapanmasını sağlayan sistemlerin otomatik kontrolünü sağlamak ve sistemi simüle edebilmek amacıyla grafiksel kullanıcı ara yüzü geliştirmişlerdir. Çalışma kapsamında, otomatik tahrik ünitesinin bagaj kapağının açılması ve kapanması esnasında uygulaması gereken kuvvet değerleri yapılan dinamik analizlerle tespit edilmiştir.

Zhang ve Chen (2011), bagaj kapağı menteşelerinde kullanılan gazlı yay ve çekme yayı gibi yardımcı sistem elemanlarını ağırlık ve maliyet yönünden dezavantajları sebebiyle ortadan kaldırmak amacıyla iki denge konumlu dört kol mekanizmasına sahip bir menteşe tasarımı gerçekleştirmiştir. İki denge konumlu mekanizmanın tasarımında sözde-rijit-gövde yöntemi ve optimizasyon çalışmalarında parçacık sürü optimizasyon kodları kullanılmıştır.

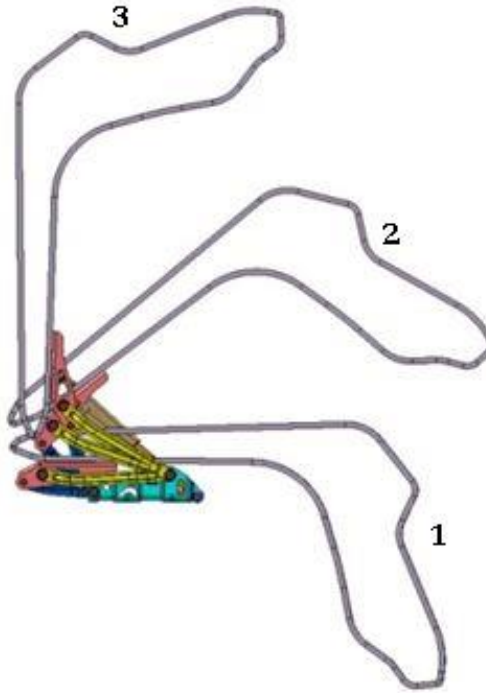
3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde tasarım algoritmasında yer alan matematiksel modellerin ve denklemlerin ortaya çıkarılması, tasarım algoritma kodlarının geliştirilmesi ve optimizasyon modelinin oluşturulması çalışmaları yer almaktadır. İlk olarak konum sentezi probleminde ait denklemler ortaya çıkarılmış ve sırasıyla konum analizi ve statik kuvvet analizi denklemleri elde edilmiştir. Sonrasında Hypermath programında tasarım algoritmasının kodları geliştirilmiş ve Hyperstudy programında optimizasyon modeli oluşturulmuştur.

3.1. Konum Sentezi

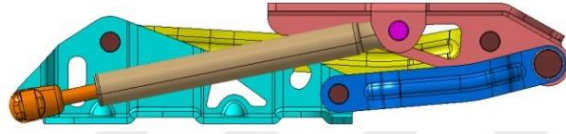
3.1.1. Üç Konum Sentezi

Bagaj kapağı menteşesi tasarımında, bagaj kapağının önceden belirlenen bir dizi pozisyondan geçecek şekilde hareket etmesi istenmektedir (Şekil 3.1). Ürün şartnamelerinde bu pozisyonlar, genellikle bagaj kapağının açık, kapalı ve bir ara konumundan oluşmaktadır. (Şekil 3.2-3.4).

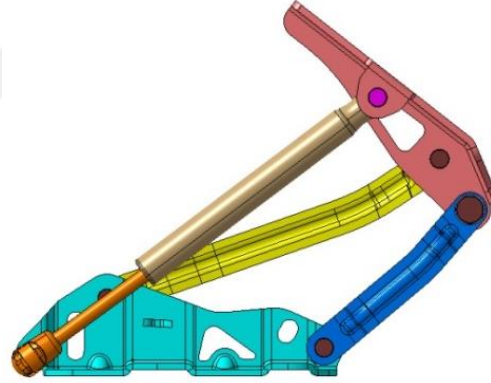


Şekil 3.1. Bagaj kapağının kapalı, ara ve açık konumu

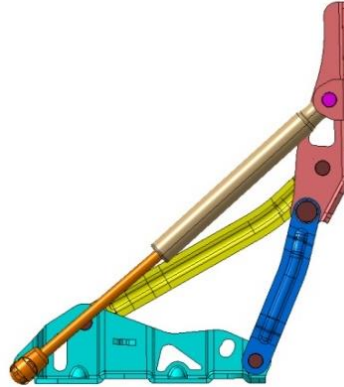
Bagaj kapağının önceden belirlenen pozisyonlardan geçecek şekilde hareket etmesini sağlayacak dört kol mekanizmasının bağlantı noktalarının tespit edilmesi, boyut sentezi başlığı altında konum sentezi probleminin çözülmesini gerektirmektedir. Bu çalışmada bagaj kapağının önceden belirlenen kapalı, açık ve bir ara konumdan geçmesini sağlayacak dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşesinin bağlantı noktalarını belirlemek amacıyla üç konum sentezi problemi ele alınmıştır. Konum sentezi probleminin çözümünde Erdman ve Sandor tarafından geliştirilen vektör çifti yaklaşımından yararlanılmıştır (Norton 2004).



Şekil 3.2. Menteşenin kapalı konumu

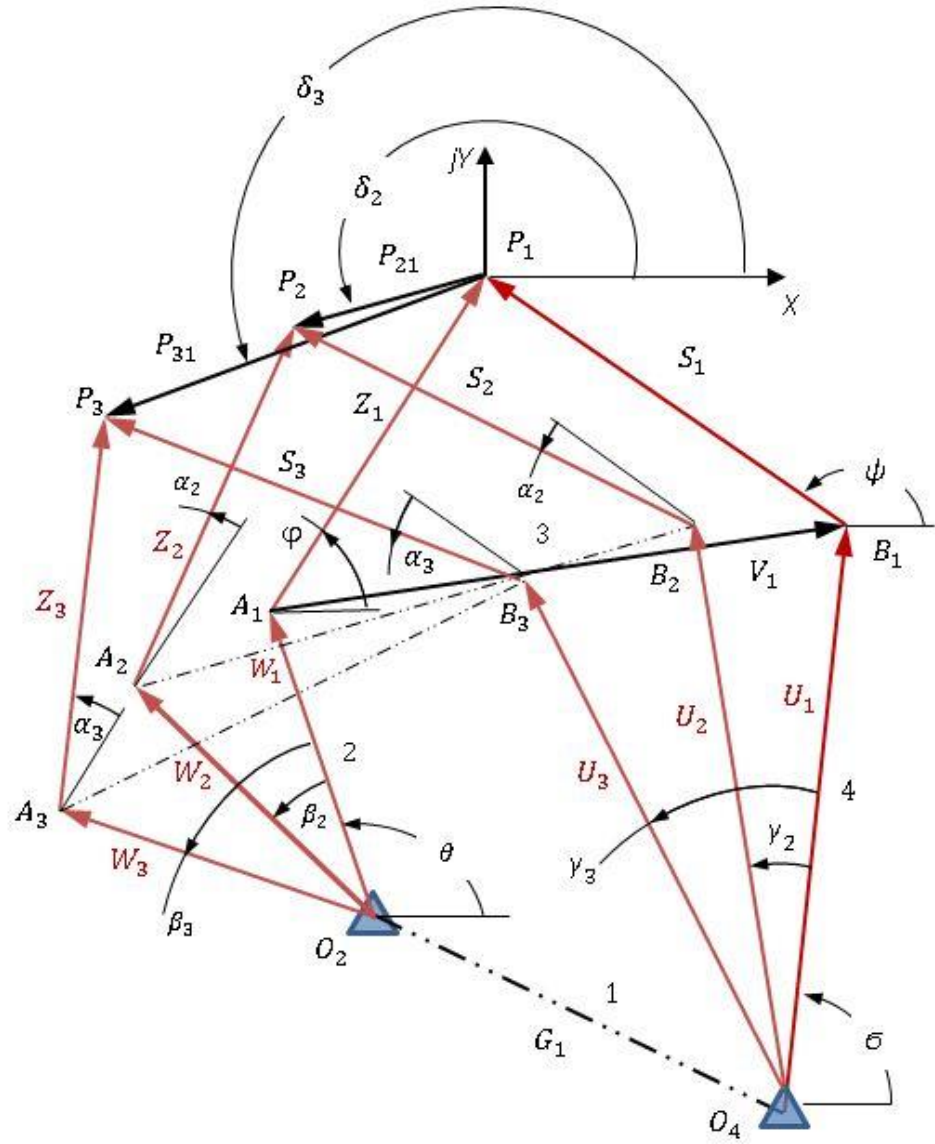


Şekil 3.3. Menteşenin ara konumu



Şekil 3.4. Menteşenin açık konumu

Şekil 3.5' de dört kol mekanizmasının başlangıç ve sonrasında alacağı diğer iki konumu ihtiva eden üç konum sentezinin grafiksel gösterimi yer almaktadır. P_1 noktası mekanizmanın başlangıç pozisyonundaki bağlayıcı noktadır. P_2 ve P_3 noktaları ise P_1 noktasının mekanizmanın sırayla geçeceği 2. ve 3. pozisyondaki konumlarını temsil etmektedir. β_2 ve β_3 açıları 2 numaralı giriş kolunun başlangıç konumuyla sırasıyla 2. ve 3. konumları arasında yaptığı açılar, α_2 ve α_3 ise \mathbf{Z} vektörünün ilk konumuna göre dönme açılarını göstermektedir.



Şekil 3.5. Üç konum sentezi (Norton 2004)

Problem, mekanizma üzerinde önceden belirlenen bir P noktasının sırasıyla P_1 , P_2 ve P_3 noktalarından geçecek ve aynı zamanda biyel kolunun α_2 ve α_3 açılarında dönecek şekilde hareket edecek mekanizmanın uzuv boyutlarını ve bağlantı noktalarını tespit etmeyi içermektedir.

Problemin çözümünde kolaylık açısından P_1 noktası global eksen takımının orijinine yerleştirilmiştir. P_1 noktası ve bu noktanın diğer iki pozisyonundaki konumlarını ifade eden P_2 ve P_3 noktaları arasındaki konum farkları \mathbf{P}_{21} ve \mathbf{P}_{31} konum vektörleriyle ifade edilmiştir. $\mathbf{W}_1\mathbf{Z}_1$ vektör çifti mekanizmanın solunu, $\mathbf{U}_1\mathbf{S}_1$ vektör çifti ise mekanizmanın sağ tarafını temsil etmektedir. Öncelikle $\mathbf{W}_1\mathbf{Z}_1$ vektör çiftinin olduğu mekanizmanın sol tarafındaki sentez denklemleri ortaya çıkarılmıştır. Sonrasında aynı şekilde $\mathbf{U}_1\mathbf{S}_1$ vektör çiftinin bulunduğu sağ kısım ele alınmıştır.

Mekanizmanın sol tarafının çözülmesi amacıyla sırasıyla 1. ve 2. pozisyonla 1.ve 3. pozisyonlar arasındaki vektör devre denklemleri ortaya çıkarılmıştır.

Mekanizmanın solunda 1.ve 2. konum arasında oluşan vektör devresi:

$$\mathbf{W}_2 + \mathbf{Z}_2 - \mathbf{P}_{21} - \mathbf{Z}_1 - \mathbf{W}_1 = 0 \quad (3.1)$$

Mekanizmanın solunda 1.ve 3. konum arasında oluşan vektör devresi:

$$\mathbf{W}_3 + \mathbf{Z}_3 - \mathbf{P}_{31} - \mathbf{Z}_1 - \mathbf{W}_1 = 0 \quad (3.2)$$

Vektör devreleri karmaşık sayı düzleminde düzenlendiğinde:

$$\begin{aligned} We^{j(\theta+\beta_2)} + Ze^{j(\phi+\alpha_2)} - P_{21}e^{j\delta_2} - Ze^{j\phi} - We^{j\theta} &= 0 \\ We^{j(\theta+\beta_3)} + Ze^{j(\phi+\alpha_3)} - P_{31}e^{j\delta_3} - Ze^{j\phi} - We^{j\theta} &= 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

ifadeler düzenlenirse:

$$\begin{aligned}
 W e^{j\theta} e^{j\beta_2} + Z e^{j\phi} e^{j\alpha_2} - P_{21} e^{j\delta_2} - Z e^{j\phi} - W e^{j\theta} &= 0 \\
 W e^{j\theta} e^{j\beta_3} + Z e^{j\phi} e^{j\alpha_3} - P_{31} e^{j\delta_3} - Z e^{j\phi} - W e^{j\theta} &= 0
 \end{aligned} \tag{3.3a}$$

ifadeleri sadeleştirirsek:

$$\begin{aligned}
 W e^{j\theta} (e^{j\beta_2} - 1) + Z e^{j\phi} (e^{j\alpha_2} - 1) &= P_{21} e^{j\delta_2} \\
 W e^{j\theta} (e^{j\beta_3} - 1) + Z e^{j\phi} (e^{j\alpha_3} - 1) &= P_{31} e^{j\delta_3}
 \end{aligned} \tag{3.3b}$$

\mathbf{W}_1 , \mathbf{W}_2 ve \mathbf{W}_3 vektörlerine ait W büyüklüğü her üç vektör için eşittir. Her üç pozisyonda da aynı uzunluğu ve rijitliği belirtir. Aynı şekilde \mathbf{Z} büyüklüğü de \mathbf{Z}_1 , \mathbf{Z}_2 ve \mathbf{Z}_3 vektörleri için aynı büyüklüğü ifade eder. Elde edilen denklemler Euler yöntemiyle gerçel ve sanal kısımlara ayrıldığında gerçel kısım:

$$\begin{aligned}
 W \cos \theta (\cos \beta_2 - 1) - W \sin \theta \sin \beta_2 + Z \cos \phi (\cos \alpha_2 - 1) - Z \sin \phi \sin \alpha_2 \\
 = P_{21} \cos \delta_2
 \end{aligned} \tag{3.4a}$$

$$\begin{aligned}
 W \cos \theta (\cos \beta_3 - 1) - W \sin \theta \sin \beta_3 + Z \cos \phi (\cos \alpha_3 - 1) - Z \sin \phi \sin \alpha_3 \\
 = P_{31} \cos \delta_3
 \end{aligned} \tag{3.4b}$$

Sanal Kısım:

$$\begin{aligned}
 W \sin \theta (\cos \beta_2 - 1) + W \cos \theta \sin \beta_2 + Z \sin \phi (\cos \alpha_2 - 1) + Z \cos \phi \sin \alpha_2 \\
 = P_{21} \sin \delta_2
 \end{aligned} \tag{3.4c}$$

$$\begin{aligned}
 W \sin \theta (\cos \beta_3 - 1) + W \cos \theta \sin \beta_3 + Z \sin \phi (\cos \alpha_3 - 1) + Z \cos \phi \sin \alpha_3 \\
 = P_{31} \sin \delta_3
 \end{aligned} \tag{3.4d}$$

Ortaya çıkan durumda 4 adet denklem ve 12 adet değişken olduğu görülmektedir. Bu değişkenlerden $\alpha_2, \alpha_3, \delta_2, \delta_3, P_{21}$ ve P_{31} problemin başlangıcında tanımlanması gerektiğinden kalan 6 değişkenden 2 tanesi keyfi seçilmelidir. β_2 ve β_3 değişkenlerinin keyfi seçileceği bir çözüm yolu seçildiğinde geriye kalan bilinmeyen 4 değişken W, Z, θ ve ϕ olacaktır. Kolaylık açısından \mathbf{W} ve \mathbf{Z} vektörlerinin x ve y koordinatlarını bulmak amacıyla:

$$\begin{aligned} W_{1x} &= W \cos \theta & Z_{1x} &= Z \cos \phi \\ W_{1y} &= W \sin \theta & Z_{1y} &= Z \sin \phi \end{aligned} \quad (3.5)$$

dönüşümleri gerçekleştirilmiştir.

Denklem 3.5'deki ifadeleri denklem 3.4'e yerleştirildiğinde:

$$\begin{aligned} W_{1x}(\cos \beta_2 - 1) - W_{1y} \sin \beta_2 + Z_{1x}(\cos \alpha_2 - 1) - Z_{1y} \sin \alpha_2 \\ = P_{21} \cos \delta_2 \end{aligned} \quad (3.6a)$$

$$\begin{aligned} W_{1x}(\cos \beta_3 - 1) - W_{1y} \sin \beta_3 + Z_{1x}(\cos \alpha_3 - 1) - Z_{1y} \sin \alpha_3 \\ = P_{31} \cos \delta_3 \end{aligned} \quad (3.6b)$$

$$\begin{aligned} W_{1y}(\cos \beta_2 - 1) + W_{1x} \sin \beta_2 + Z_{1y}(\cos \alpha_2 - 1) + Z_{1x} \sin \alpha_2 \\ = P_{21} \sin \delta_2 \end{aligned} \quad (3.6c)$$

$$\begin{aligned} W_{1y}(\cos \beta_3 - 1) + W_{1x} \sin \beta_3 + Z_{1y}(\cos \alpha_3 - 1) + Z_{1x} \sin \alpha_3 \\ = P_{31} \sin \delta_3 \end{aligned} \quad (3.6d)$$

W_{1x} , W_{1y} , Z_{1x} ve Z_{1y} bilinmeyenlerini içeren 4 adet denklem ortaya çıkmaktadır. Elde edilen denklemleri sadeleştirmek amacıyla değişkenleri içeren ifadeler bazı sabitlere dönüştürülmüştür.

$$\begin{aligned}
 A &= \cos \beta_2 - 1 & B &= \sin \beta_2 & C &= \cos \alpha_2 - 1 \\
 D &= \sin \alpha_2 & E &= P_{21} \cos \delta_2 & F &= \cos \beta_3 - 1 \\
 G &= \sin \beta_3 & H &= \cos \alpha_3 - 1 & K &= \sin \alpha_3 \\
 L &= P_{31} \cos \delta_3 & M &= P_{21} \sin \delta_2 & N &= P_{31} \cos \delta_3
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

3.7 denklemlerinde ifade edilen sabitler 3.6 denklemlerinde yerine koyulduğunda:

$$AW_{1x} - BW_{1y} + CZ_{1x} - DZ_{1y} = E \tag{3.8a}$$

$$FW_{1x} - GW_{1y} + HZ_{1x} - KZ_{1y} = L \tag{3.8b}$$

$$BW_{1x} + AW_{1y} + DZ_{1x} + CZ_{1y} = M \tag{3.8c}$$

$$GW_{1x} + FW_{1y} + KZ_{1x} + HZ_{1y} = N \tag{3.8d}$$

lineer denklem takımı elde edilir. Sistem matris formuna dönüştürüldüğünde:

$$\begin{bmatrix} A & -B & C & -D \\ F & -G & H & -K \\ B & A & D & C \\ G & F & K & H \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} W_{1x} \\ W_{1y} \\ Z_{1x} \\ Z_{1y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E \\ L \\ M \\ N \end{bmatrix} \tag{3.9}$$

ifadesi elde edilir.

Denklem 3.9 çözüldüğünde mekanizmanın sol tarafındaki bilinmeyenler ortaya çıkmaktadır. Mekanizmanın sol tarafı için yapılan çalışmanın benzeri sağ taraf için yapıldığında benzer şekilde mekanizmanın sağ tarafındaki bilinmeyenler elde edilmektedir.

Mekanizmanın sağ tarafındaki kapalı vektör devrelerini tanımlarsak:

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_2 + \mathbf{S}_2 - \mathbf{P}_{21} - \mathbf{S}_1 - \mathbf{U}_1 &= 0 \\ \mathbf{U}_3 + \mathbf{S}_3 - \mathbf{P}_{31} - \mathbf{S}_1 - \mathbf{U}_1 &= 0 \end{aligned} \quad (3.10)$$

elde edilir. Mekanizmanın sol tarafı için yapılan çalışmalar tekrarlandığında sağ taraf için:

$$\begin{aligned} U e^{j\beta} (e^{j\gamma_2} - 1) + S e^{j\psi} (e^{j\alpha_2} - 1) &= P_{21} e^{j\gamma_2} \\ U e^{j\beta} (e^{j\gamma_3} - 1) + S e^{j\psi} (e^{j\alpha_3} - 1) &= P_{31} e^{j\gamma_3} \end{aligned} \quad (3.11)$$

denklem takımlarına ulaşılır.

Sol taraf için seçilen β_2 ve β_3 keyfi değişkenlere karşılık sağ taraf için de γ_2 ve γ_3 değişkenleri keyfi değişkenler olarak seçilmiştir. Problemin çözülmesiyle sol tarafta W_{Ix} , W_{Iy} , Z_{Ix} ve Z_{Iy} gibi sağ tarafta da U_{Ix} , U_{Iy} , S_{Ix} ve S_{Iy} bilinmeyenleri ortaya çıkarılacaktır. Mekanizmanın sol tarafı için problemin başlangıcında tanımlanan değişkenlerin tümü sağ taraf için de geçerlidir.

Mekanizmanın sağ taraf için gerekli sadeleştirmeler yapıldığında:

$$\begin{aligned} A &= \cos \gamma_2 - 1 & B &= \sin \gamma_2 & C &= \cos \alpha_2 - 1 \\ D &= \sin \alpha_2 & E &= P_{21} \cos \delta_2 & F &= \cos \gamma_3 - 1 \\ G &= \sin \gamma_3 & H &= \cos \alpha_3 - 1 & K &= \sin \alpha_3 \\ L &= P_{31} \cos \delta_3 & M &= P_{21} \sin \delta_2 & N &= P_{31} \cos \delta_3 \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$AU_{1x} - BU_{1y} + CS_{1x} - DS_{1y} = E \quad (3.13a)$$

$$FU_{1x} - GU_{1y} + HS_{1x} - KS_{1y} = L \quad (3.13b)$$

$$BU_{1x} + AU_{1y} + DS_{1x} + CS_{1y} = M \quad (3.13c)$$

$$GU_{1x} + FU_{1y} + KS_{1x} + HS_{1y} = N \quad (3.13d)$$

Ortaya çıkan denklem takımı matris formuna dönüştürüldüğünde:

$$\begin{bmatrix} A & -B & C & -D \\ F & -G & H & -K \\ B & A & D & C \\ G & F & K & H \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_{1x} \\ U_{1y} \\ S_{1x} \\ S_{1y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E \\ L \\ M \\ N \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

3.14 Denklem takımının çözülmesi durumunda mekanizmanın sağ tarafındaki bilinmeyenler de elde edilmektedir.

Mekanizmanın hem sol hem de sağ tarafıyla ilgili konum sentezi denklem takımlarının ortaya çıkarılmasıyla mekanizmanın biyel kolunun önceden belirlenen 3 pozisyondan geçmesini sağlayacak uzuv boyutları ve bağlantı noktaları tespit edilebilmektedir.

Bilindiği gibi konum sentezi probleminde mekanizmanın hem sağ hem de sol tarafı için toplam 12 değişken ve sadece 4 adet denklem mevcuttur. Bu tasarım değişkenlerinden 6 tanesi probleme önceden tanıtılmakta ve geriye kalan 6 değişkenden iki tanesi keyfi seçilmektedir. Bu yöntemde keyfi değişkenler olarak mekanizmanın giriş ve çıkış kolunun başlangıç pozisyonlarıyla 2. ve 3.pozisyonları arasındaki $\beta_2, \beta_3, \gamma_2$ ve γ_3 açıları seçilmiştir.

Menteşe tasarımında kısıtlı tasarım alanından dolayı mekanizmanın sabit ya da hareketli bağlantı noktalarının önceden tayin edilmesi önem arz etmektedir.

Bu sebeple bu çalışmada menteşe tasarımında kolaylık açısından $\beta_2, \beta_3, \gamma_2$ ve γ_3 açılarının yerine mekanizmanın giriş ve çıkış kolunun sabit noktalarının x ve y koordinatları ($O_{2x}, O_{2y}, O_{4x}, O_{4y}$) keyfi seçilecektir.

Böylelikle Şekil 3.5’de görülen mekanizmanın O_2 ve O_4 noktalarının konumları önceden belirlenerek W , Z , U , S büyüklükleri ve mekanizmanın biyel kolu bağlantı noktaları A_1 ve B_1 ’in konumları tespit edilecektir.

O_2 ve O_4 noktalarının konumlarının önceden belirleneceği problemin çözümünde β_2 , β_3 γ_2 ve γ_3 açılarının önceden belirlendiği problemde yer alan denklem takımlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple önce β_2 ve β_3 açılarının keyfi seçildiği sentez problemi ele alınmış sonrasında O_2 ve O_4 noktalarının keyfi seçildiği konum sentezi denklemleri ortaya çıkarılmıştır. Literatürde bu yöntem sabit pivot konumlarına göre konum sentezi olarak adlandırılmaktadır.

3.1.2. Sabit Pivot Konumlarına Göre Üç Konum Sentezi

Şekil 3.6’da sabit pivot konumlarına göre boyut sentezi probleminin grafiksel gösterimi görülmektedir. Grafikte kolaylık açısından global eksen takımının orijini önceden belirlenen P_1 noktasına konumlandırılmıştır. Mekanizmanın sol tarafında yer alan O_2 sabit pivot konumunu P_1 , P_2 ve P_3 noktalarıyla ilişkilendirmek amacıyla \mathbf{R} vektörü tanımlanmış ve önceden belirlenen 3 konuma göre sırasıyla \mathbf{R}_1 , \mathbf{R}_2 ve \mathbf{R}_3 konum vektörleri elde edilmiştir. Aynı şekilde mekanizmanın sağ tarafında bulunan O_4 pivot noktası da P_1 noktasıyla ilişkilendirilerek benzer konum vektörleri elde edilmektedir. Burada sadece mekanizmanın sol tarafıyla ilgili kapalı vektör devreleri tanımlanacak ve ortaya çıkarılan aynı denklemler sağ tarafın çözümü için de kullanılacaktır.

Mekanizmanın sol tarafı için kapalı vektör devrelerini tanımlarsak:

$$\mathbf{W}_1 + \mathbf{Z}_1 = \mathbf{R}_1$$

$$\mathbf{W}_2 + \mathbf{Z}_2 = \mathbf{R}_2 \quad (3.15a)$$

$$\mathbf{W}_3 + \mathbf{Z}_3 = \mathbf{R}_3$$

Bu denklemleri karmaşık sayı düzleminde düzenlersek:

$$\begin{aligned}we^{j\theta} + ze^{j\phi} &= R_1 \\we^{j(\theta+\beta_2)} + ze^{j(\phi+\alpha_2)} &= R_2 \\we^{j(\theta+\beta_3)} + ze^{j(\phi+\alpha_3)} &= R_3\end{aligned}\tag{3.15b}$$

ifadelerini genişlettiğimizde:

$$\begin{aligned}we^{j\theta} + ze^{j\phi} &= R_1 \\we^{j\theta}e^{j\beta_2} + ze^{j\phi}e^{j\alpha_2} &= R_2 \\we^{j\theta}e^{j\beta_3} + ze^{j\phi}e^{j\alpha_3} &= R_3\end{aligned}\tag{3.15c}$$

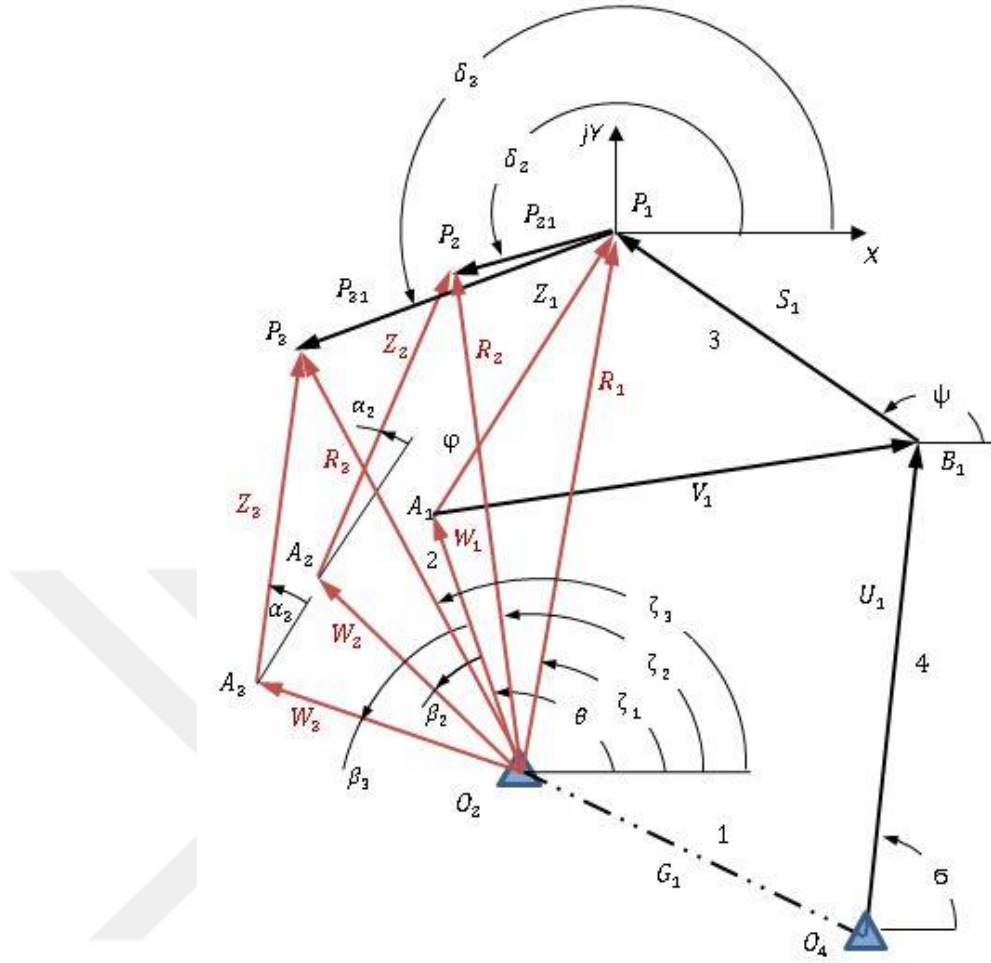
denklemleri elde edilir.

$$\begin{aligned}W &= we^{j\theta} \\Z &= ze^{j\phi}\end{aligned}\tag{3.15d}$$

dönüşümleri yapılırsa:

$$\begin{aligned}W + Z &= R_1 \\We^{j\beta_2} + Ze^{j\alpha_2} &= R_2 \\We^{j\beta_3} + Ze^{j\alpha_3} &= R_3\end{aligned}\tag{3.15e}$$

denklemleri elde edilir.



Şekil 3.6. Sabit pivot konumlarına göre üç konum sentezi (Norton 2004)

Bölüm 3.1.1’de yer alan 3 konum sentezi probleminde keyfi değişken olarak β_2 ve β_3 açıları seçilmiştir. Bu yöntemde ise keyfi değişkenler 2 numaralı giriş kolunun sabit dönme noktası O_2 ’nin x ve y koordinatlarıdır (R_{1x} , R_{1y}). Bu durumda β_2 ve β_3 açıları problemde çözülmesi gereken değişkenler olmaktadır. Bu açılar denklemlerde üstel ifadelerde yer almaktadır. β_2 ve β_3 açıları şayet önceden tayin edilseydi, 3.15e denkleminin tek bir çözümünün olması için bu denklemin genişletilmiş katsayılar matrisinin determinantının sıfır olması gerekecekti.

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & R_1 \\ e^{j\beta_2} & e^{j\alpha_2} & R_2 \\ e^{j\beta_3} & e^{j\alpha_3} & R_3 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.16a)$$

Bu determinant bilinmeyen β_2 ve β_3 açılarının bulunduğu birinci sütuna göre genişletilirse:

$$(R_3 e^{j\alpha_2} - R_2 e^{j\alpha_3}) + e^{j\beta_2}(R_1 e^{j\alpha_3} - R_3) + e^{j\beta_3}(R_2 - R_1 e^{j\alpha_2}) = 0 \quad (3.16b)$$

Sadeleştirme yapılırsa:

$$A = R_3 e^{j\alpha_2} - R_2 e^{j\alpha_3}$$

$$B = R_1 e^{j\alpha_3} - R_3 \quad (3.16c)$$

$$C = R_2 - R_1 e^{j\alpha_2}$$

düzenlenirse:

$$A + B e^{j\beta_2} + C e^{j\beta_3} = 0 \quad (3.16d)$$

elde edilir.

Denklem 3.16d kapalı bir vektör devresinin toplamını ifade etmektedir. Denklemlerde β_2 ve β_3 açılarının bulunduğu üstel ifadeler denklem takımının çözümünü zorlaştırmaktadır. Kolaylık açısından 3.16d denklemde yer alan bütün vektörler için kompleks ifadeler değiştirilmiştir. Euler özdeşliğiyle reel ve imajiner kısımlar ayrılarak β_2 ve β_3 bilinmeyenlerinin çözümü için eş zamanlı çözülen iki denklem elde edilmiştir. Bu ifadelerin kareköklerinin alınıp denkleme eklenmesiyle bir bilinmeyen elemine edilmiştir. Ortaya çıkan sinüs ve kosinüslü ifadelerden kurtulmak amacıyla tanjant yarım açı formülleri kullanılmıştır. Yapılan dönüşümler, sadeleştirmeler ve değişiklikler sonucunda β_3 açısını ortaya çıkararak 2.dereceden denklem elde edilmiştir. β_3 açısının bulunmasıyla denklemlerde gerekli dönüşümler yapılarak β_2 açısı da tespit edilmektedir (Norton 2004).

$$\beta_3 = 2 \arctan \left(\frac{K_2 \pm \sqrt{K_1^2 + K_2^2 - K_3^2}}{K_1 + K_3} \right) \quad (3.17a)$$

$$\beta_2 = 2 \arctan \left(\frac{A_3 \sin \beta_3 + A_4 + A_2 \cos \beta_3}{A_5 \sin \beta_3 + A_6 + A_3 \cos \beta_3} \right) \quad (3.17b)$$

$$K_1 = A_2 A_4 + A_3 A_6$$

$$K_2 = A_3 A_4 + A_5 A_6$$

$$(3.17c)$$

$$K_3 = \frac{A_1^2 - A_2^2 - A_3^2 - A_4^2 - A_6^2}{2}$$

$$A_1 = -C_3^2 - C_4^2$$

$$A_2 = C_3 C_6 - C_4 C_5$$

$$A_3 = -C_4 C_6 - C_3 C_5$$

$$(3.17d)$$

$$A_4 = C_2 C_3 + C_1 C_4$$

$$A_5 = C_4 C_5 - C_3 C_6$$

$$A_6 = C_1 C_3 - C_2 C_4$$

$$C_1 = R_3 \cos(\alpha_2 + \xi_3) - R_2 \cos(\alpha_3 + \xi_2)$$

$$C_2 = R_3 \sin(\alpha_2 + \xi_3) - R_2 \sin(\alpha_3 + \xi_2)$$

$$C_3 = R_1 \cos(\alpha_3 + \xi_1) - R_3 \cos \xi_3$$

$$(3.17e)$$

$$C_4 = -R_1 \sin(\alpha_3 + \xi_1) + R_3 \sin \xi_3$$

$$C_5 = R_1 \cos(\alpha_2 + \xi_1) - R_2 \cos \xi_2$$

$$C_6 = -R_1 \sin(\alpha_2 + \xi_1) + R_2 \sin \xi_2$$

Ortaya çıkarılan denklemlerde 10 adet değişken olduğu görülmektedir. Bunlar $\alpha_2, \alpha_3, \beta_2, \beta_3, \zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, R_1, R_2, R_3$ değişkenleridir. C_1 'den C_6 'ya kadar olan sabitler problemin başında belirlenen $R_1, R_2, R_3, \zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \alpha_2$ ve α_3 'ten oluşan 8 adet değişkenle ifade edilmektedir. C sabitlerinin bilinen 8 değişkenle bulunmasının ardından sırasıyla A sabitleri ve K sabitleri bulunarak β_2 ve β_3 açıları elde edilmektedir.

Burada önemli bir husus, 3.17a denkleminde her açı değeri için iki adet çözüm olacaktır. Bu çözümlerden bir tanesi $\beta_2 = \alpha_2$ ve $\beta_3 = \alpha_3$ olduğu durumda ortaya çıkan boş çözümdür. Problemin çözümü için boş olmayan çözüm kullanılacaktır.

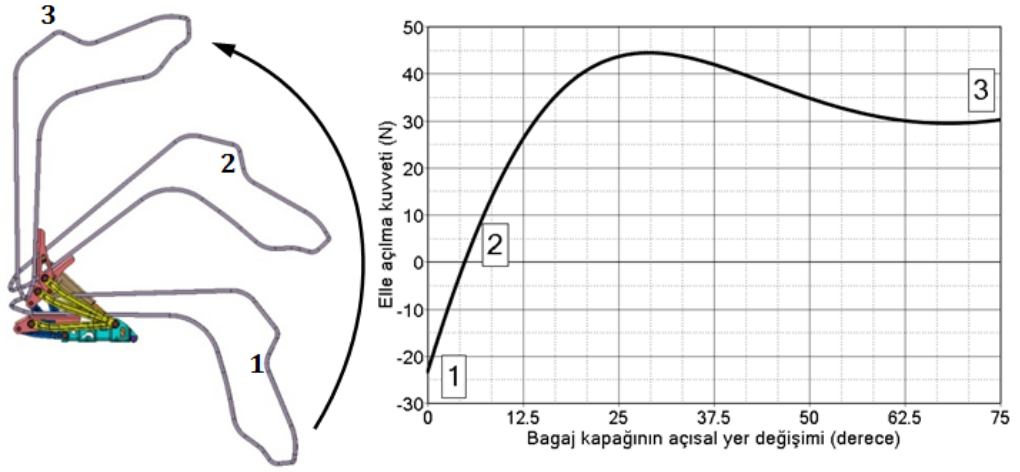
Mekanizmanın sol tarafı için yapılan bu işlemler aynı şekilde mekanizmanın sağ tarafı için yapıldığında γ_2 ve γ_3 açıları elde edilmektedir.

Problem, $\beta_2, \beta_3, \gamma_2$ ve γ_3 açılarının elde edilmesiyle Bölüm 3.1.1' de tanımlanan sabit pivot konumları tanımlanmayan 3 konum sentezi problemine dönüşmüştür. Denklem 3.1-3.9 kullanılarak W_{Ix}, W_{Iy}, Z_{Ix} ve Z_{Iy} bulunmuş olacaktır. Aynı şekilde mekanizmanın sağ tarafında yer alan U_{Ix}, U_{Iy}, S_{Ix} ve S_{Iy} büyüklükleri bulunarak önceden belirlenen 3 pozisyondan geçmesi istenen mekanizmanın bağlantı noktaları ve uzuv boyutları belirlenmiş olacaktır.

3.2. Konum Analizi

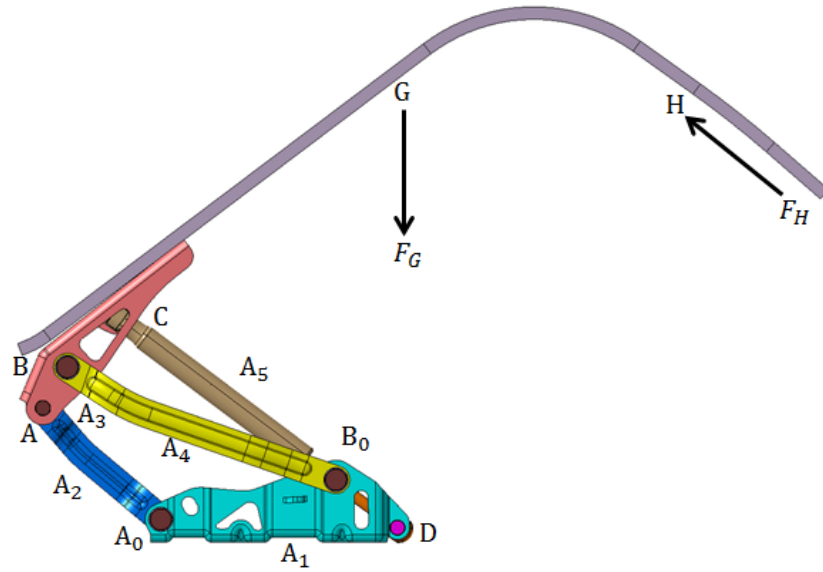
Menteşe tasarımında bagaj kapağının açılması için kullanıcı tarafından uygulanması gereken el kuvveti otomobil üreticileri tarafından ürün şartnamelerinde bir yer değiştirme-kuvvet eğrisiyle tanımlanmaktadır. Tasarımcının görevi, dört kol menteşeye ve gazlı yaya ait tasarım parametrelerinin uygun değerlerini belirleyerek geliştireceği menteşe sistemine ait yer değiştirme-kuvvet eğrisinin şartnamede tanımlı eğriye yakın olmasını sağlamaktır.

Şekil 3.7'de örnek bir yer değiştirme-kuvvet eğrisinde görüldüğü üzere, kullanıcı bagaj kapağını 1 konumundan 2 konumuna kadar elle açmakta, 2 numaralı konumda bagaj kapağı dengede kalmakta ve son olarak 2 konumundan 3 konumuna bagaj kapağı gazlı yay vasıtasıyla kendiliğinden açılmaktadır.



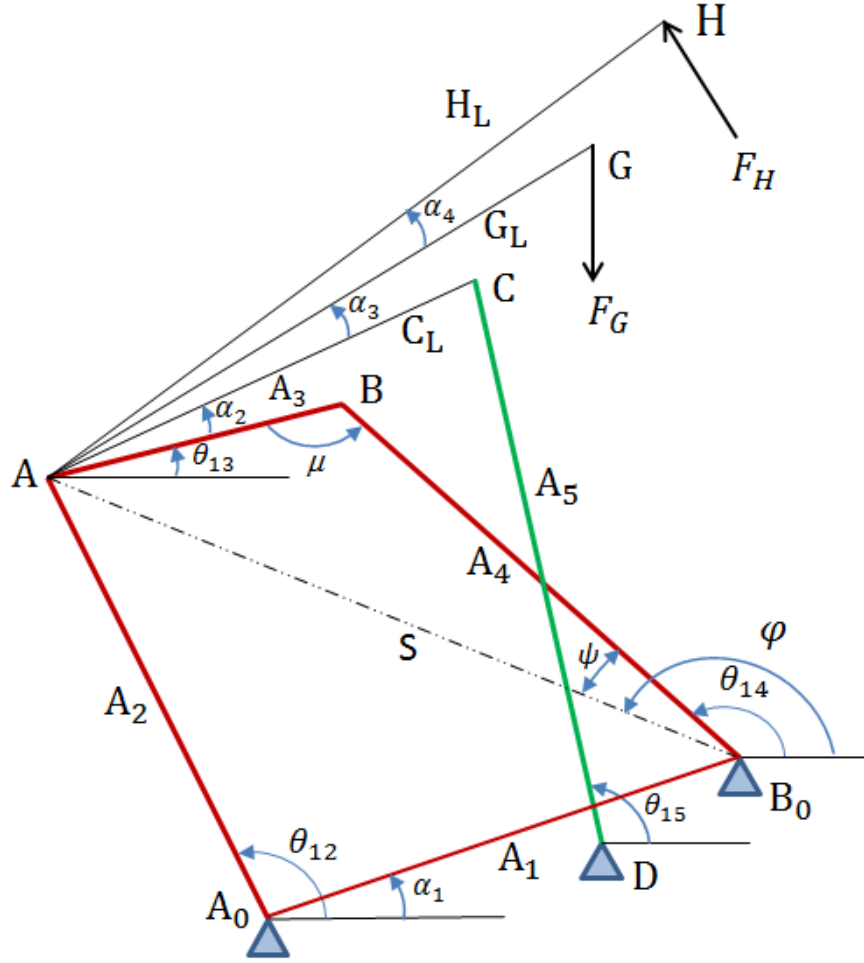
Şekil 3.7. Örnek yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrisi

Bagaj kapağının kapalı konumdan açık pozisyona doğru hareketinde gerekli olan el kuvvetinin hesaplanabilmesi için öncelikle bagaj kapağı, gazlı yay ve menteşeye ait bağlantı ve kuvvet tatbik noktalarının hareket boyunca konumlarının bilinmesi gereklidir. Bu nedenle elle açma kuvvetini ortaya çıkaracak statik kuvvet analiz denklemlerini elde etmeden önce sistemin konum analiz denklemleri ortaya çıkarılmıştır. Şekil 3.8’de sisteme ait bağlantı noktaları ve kuvvet tatbik noktalarının konumları görülmektedir. Açılarının daha net görülmesi amacıyla Şekil 3.9’da sistemin ayrıntılı şematik gösterimi yer almaktadır.



Şekil 3.8. Bagaj kapağı menteşe sistemi

Şekil 3.9'da gösterilen dört kol mekanizmasına sahip menteşe sisteminde A ve B noktaları dört kol menteşenin bagaj kapağına bağlandığı noktaları, A_0 ve B_0 noktaları ise menteşenin araç şasesine sabitlendiği noktaları göstermektedir. C noktası gazlı yayın biyel (A_3) koluna, D noktası ise araç şasesine bağlandığı noktaları temsil etmektedir. G noktası bagaj kapağının ağırlık merkezi ve H noktası ise kullanıcının bagaj kapağını elle açma noktasıdır.



Şekil 3.9. Bagaj kapağı menteşe sisteminin şematik gösterimi

Konum analizinin yapılabilmesi için öncelikle sisteme ait başlangıç açısı ve uzunluk değerlerinin tespit edilmesi gerekmektedir. Bagaj kapağının kapalı olduğu başlangıç konumunda sisteme ait noktaların konumları bilindiğinden mekanizmanın uzuv boyutları, noktalar arasındaki mesafeler ve başlangıç açısı değerleri hesaplanabilir. Denklemlerde açılar başlangıç değerlerini ifade edebilmek amacıyla 'in' alt indisi kullanılmıştır.

Dört kol mekanizmasına ait uzuv boyutları:

$$A_1 = \sqrt{(B_{0xin} - A_{0xin})^2 - (B_{0yin} - A_{0yin})^2} \quad (3.18)$$

$$A_2 = \sqrt{(A_{xin} - A_{0xin})^2 - (A_{yin} - A_{0yin})^2} \quad (3.19)$$

$$A_3 = \sqrt{(B_{xin} - A_{xin})^2 - (B_{yin} - A_{yin})^2} \quad (3.20)$$

$$A_4 = \sqrt{(B_{xin} - B_{0xin})^2 - (B_{yin} - B_{0yin})^2} \quad (3.21)$$

Kapalı konumda gazlı yay uzunluğu:

$$A_5 = \sqrt{(C_{xin} - D_{xin})^2 - (C_{yin} - D_{yin})^2} \quad (3.22)$$

Ağırlık merkezi, elle açma noktası ve gazlı yaya ait C noktasının A noktasına olan uzaklıkları:

$$G_L = \sqrt{(G_{xin} - A_{xin})^2 - (G_{yin} - A_{yin})^2} \quad (3.23)$$

$$H_L = \sqrt{(H_{xin} - A_{xin})^2 - (H_{yin} - A_{yin})^2} \quad (3.24)$$

$$C_L = \sqrt{(C_{xin} - A_{xin})^2 - (C_{yin} - A_{yin})^2} \quad (3.25)$$

Sisteme ait başlangıç açı değerleri:

$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{B_{0yin} - A_{0yin}}{B_{0xin} - A_{0xin}}\right) \quad (3.26)$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{C_{yin} - A_{yin}}{C_{xin} - A_{xin}}\right) \quad (3.27)$$

$$\alpha_3 = \arctan\left(\frac{G_{yin} - A_{yin}}{G_{xin} - A_{xin}}\right) \quad (3.28)$$

$$\alpha_4 = \arctan\left(\frac{H_{yin} - A_{yin}}{H_{xin} - A_{xin}}\right) \quad (3.29)$$

$$\theta_{13in} = \arctan\left(\frac{B_{yin} - A_{yin}}{B_{xin} - A_{xin}}\right) \quad (3.30)$$

$$\theta_{14in} = \arctan\left(\frac{B_{yin} - B_{0yin}}{B_{xin} - B_{0xin}}\right) \quad (3.31)$$

A noktasının konumu:

$$A_x = A_{0xin} + (A_2 * \cos \theta_{12}) \quad (3.32)$$

$$A_y = A_{0yin} + (A_2 * \sin \theta_{12}) \quad (3.33)$$

Dört kol mekanizmasının konum analizinde kosinüs teoreminden yararlanılmıştır (Kimbrell 1991).

$$F_1 = -A_1 * \cos \alpha_1 + A_2 * \cos \theta_{12} \quad (3.34a)$$

$$F_2 = -A_1 * \sin \alpha_1 + A_2 * \sin \theta_{12} \quad (3.34b)$$

$$S = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad (3.34c)$$

$$\varphi = \left(\frac{180}{\pi}\right) * \arctan\left(\frac{A_y - B_{0y}}{A_x - B_{0x}}\right) \quad (3.34d)$$

$$\psi = \arccos\left(\frac{S^2 + A_4^2 - A_3^2}{2 * S * A_4}\right) \quad (3.34e)$$

$$\mu = \arccos\left(\frac{A_3^2 + A_4^2 - S^2}{2 * A_3 * A_4}\right) \quad (3.34f)$$

$$\theta_{14} = \varphi - \psi \quad (3.34g)$$

$$\theta_{13} = \theta_{14} - \mu \quad (3.34h)$$

3.34 konum analizi denklemlerinin çözülmesiyle mekanizmadaki θ_{12} giriş açısına karşılık θ_{13} ve θ_{14} açı değerleri bulunmaktadır. 3.18-3.34 denklemleriyle elde edilen açılar, mekanizma bağlantı noktalarının başlangıç konumları ve uzuv boyutları kullanılarak bagaj kapağının herhangi bir konumunda sisteme ait tanımlı noktaların konumlarını ortaya çıkaracak 3.35-3.42 denklemleri elde edilmiştir. Sisteme ait tanımlı noktaların konumları:

$$B_x = A_{0xin} + ((A_2 * \cos \theta_{12}) + (A_3 * \cos \theta_{13})) \quad (3.35)$$

$$B_y = A_{0yin} + ((A_2 * \sin \theta_{12}) + (A_3 * \sin \theta_{13})) \quad (3.36)$$

$$C_x = A_{0xin} + (A_2 * \cos \theta_{12}) + (C_L * \cos(\theta_{13} + \alpha_2)) \quad (3.37)$$

$$C_y = A_{0yin} + (A_2 * \sin \theta_{12}) + (C_L * \sin(\theta_{13} + \alpha_2)) \quad (3.38)$$

$$G_x = A_{0xin} + (A_2 * \cos \theta_{12}) + (G_L * \cos(\theta_{13} + \alpha_3)) \quad (3.39)$$

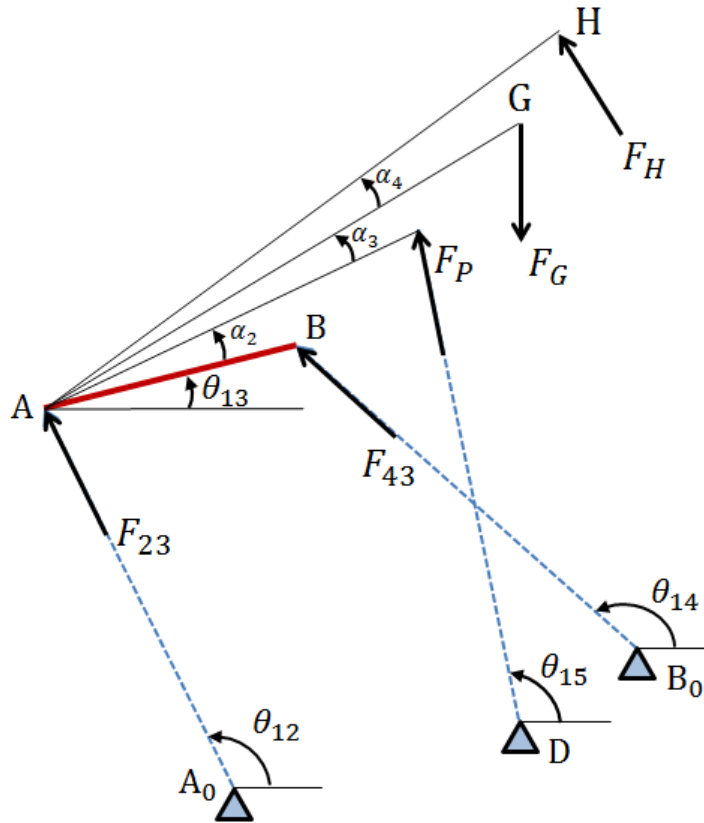
$$G_y = A_{0yin} + (A_2 * \sin \theta_{12}) + (G_L * \sin(\theta_{13} + \alpha_3)) \quad (3.40)$$

$$H_x = A_{0xin} + (A_2 * \cos \theta_{12}) + (H_L * \cos(\theta_{13} + \alpha_4)) \quad (3.41)$$

$$H_y = A_{0yin} + (A_2 * \sin \theta_{12}) + (H_L * \sin(\theta_{13} + \alpha_4)) \quad (3.42)$$

3.3 Statik Kuvvet Analizi

Bagaj kapağının hareketi boyunca ihtiyaç duyulan elle açma kuvvetini hesaplamak amacıyla dört kol mekanizmasına sahip menteşe sisteminin statik denge denklemleri ortaya çıkarılmıştır. Denklemlerde F_{23} ve F_{43} dört kol mekanizmasının giriş ve çıkış kollarındaki reaksiyon kuvvetlerini, F_P gazlı yay, F_G ağırlık ve F_H elle açma kuvvetini sembolize etmektedir. Dört kol mekanizmasına sahip menteşeye ait uzuvların ağırlıkları ve bağlantı bölgelerindeki yatak sürtünmeleri ihmal edilebilir düzeyde olduğundan dolayı hesaplara katılmamıştır. Ayrıca bagaj kapağının ürün şartnamelerinde belirtilen açma hızının düşük seviyelerde olmasından dolayı atalet kuvvetleri de ihmal edilmiştir. Şekil 3.10'da menteşe sistemine ait gösterilen serbest cisim diyagramında AB biyel koluna etki eden bütün kuvvetler ve bu kuvvetlerin doğrultuları görülmektedir.



Şekil 3.10. Menteşe sisteminin serbest cisim diyagramı

Konum analizi denklemleriyle elde edilen sisteme ait açı ve konum bilgileri kullanılarak AB biyel kolu için statik denge denklemleri ortaya çıkarılmıştır.

AB biyel kolu için statik denge denklemleri:

$$\sum F_X = 0$$

$$F_{23} * \cos \theta_{12} + F_{43} * \cos \theta_{13} + F_P * \cos \theta_{15} = 0 \quad (3.43)$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_{23} * \sin \theta_{12} + F_{43} * \sin \theta_{13} + F_P * \sin \theta_{15} -$$

$$F_H * \sin(\theta_{13} + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4) - F_G = 0 \quad (3.44)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{43} * A_3 * \sin(\theta_{14} - \theta_{13}) + F_P * C_L * \sin(\theta_{15} - \theta_{13} - \alpha_2)$$

$$+ F_H * H_L - F_G * G_L * \cos(\theta_{13} + \alpha_2 + \alpha_3) = 0 \quad (3.45)$$

F_{23} , F_{43} ve F_H olmak üzere toplam 3 bilinmeyen ve 3 lineer denklemden oluşan denklem takımı matris formuna dönüştürüldüğünde:

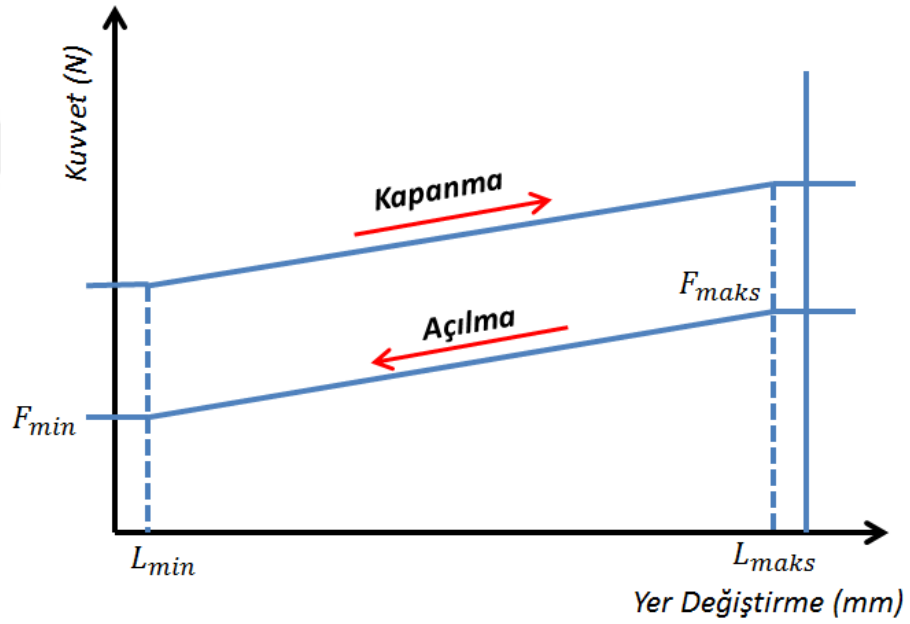
$$\begin{bmatrix} \cos \theta_{12} & \cos \theta_{13} & 1 & \cos \theta_{15} \\ \sin \theta_{12} & \sin \theta_{13} & & \sin \theta_{15} \\ 0 & A_3 * \sin(\theta_{14} - \theta_{13}) & C_L * \sin(\theta_{15} - \theta_{13} - \alpha_2) & \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_{23} \\ F_{43} \\ F_P \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ F_H * \sin(\theta_{13} + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4) + F_G \\ -F_H * H_L + F_G * G_L * \cos(\theta_{13} + \alpha_2 + \alpha_3) \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

Denklem 3.46'da görülen statik denge denklemleri çözülerek bagaj kapağını herhangi bir konumda dengede tutacak F_H elle açılma kuvveti tespit edilmektedir. Böylelikle bagaj kapağının hareketi boyunca açılma yer değişimine karşılık gelen elle açılma kuvveti hesaplanarak yer değiştirme-kuvvet eğrisi ortaya çıkarılmaktadır.

3.4. Gazlı Yay Kuvvetinin Hesaplanması

Gazlı yaylar dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşelerinde açılma ve kapanma esnasında lineer davranış gösteren yardımcı sistem elemanlarıdır. Bagaj kapağının elle açılma kuvvetinin hesaplanabilmesi için denklem 3.46'da bagaj kapağının herhangi bir konumundaki gazlı yay kuvvetini belirten F_P 'nin bilinmesi gerekmektedir. Şekil 3.11'de gösterilen grafikte örnek bir gazlı yaya ait yer değiştirme-kuvvet eğrisi görülmektedir. Eğride sürtünmeden dolayı açılma ve kapanma yönünde kuvvet farkları olduğu görülmektedir. Bu çalışmada, bagaj kapağının elle açılma kuvveti bulunmak istendiğinden dolayı gazlı yayın açılma yönündeki davranışı esas alınmıştır. Gazlı yaya ait tasarım parametrelerinin değerlerinin bilinmesi durumunda gazlı yayın herhangi bir konumdaki kuvveti denklem 3.47'de görüldüğü şekilde hesaplanmaktadır.



Şekil 3.11. Örnek gazlı yay yer değiştirme-kuvvet eğrisi

Gazlı yayın herhangi bir konumdaki kuvveti F_P :

$$\left(\frac{F_{maks} - F_{min}}{L_{maks} - L_{min}} \right) = k \quad F_P = F_{maks} - k * (L - L_{min}) \quad (3.47)$$

3.5. Tasarım Algoritmasının Geliştirilmesi

Sisteme ait matematiksel modellerin ortaya çıkarılmasının ardından Hypermath programında dört kol mekanizmasına sahip bagaj kapağı menteşesi tasarım algoritmasının kodları geliştirilmiştir. Geliştirilen tasarım algoritmasının görevi, önceden tanımlanan sınır şartları dikkate alarak optimum menteşe boyutlarının belirlenmesini sağlamaktır. Burada önemle belirtilmesi gerekir ki geliştirilen tasarım algoritması bir optimizasyon algoritması değildir. Tasarım algoritmasında konum sentezi, konum analizi ve statik kuvvet analizleri gerçekleştirilmektedir. Algoritmanın bu hesaplamaları yaparak optimum menteşe boyutlarını belirlemesi için ayrıca bir optimizasyon modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada optimizasyon modelinin oluşturulması için Hypermath programıyla entegre bir şekilde çalışan Hyperstudy programı tercih edilmiştir. Hyperstudy programında oluşturulan optimizasyon modeli, Hypermath programında geliştirilen tasarım algoritmasının kodlarını kullanarak tasarım parametrelerinin optimum değerlerini ortaya çıkarmaktadır.

Tasarım algoritmasında ilk olarak bagaj kapağının geçmesi gereken üç pozisyon için konum sentezi problemi çözülerek dört kol mekanizmasına sahip menteşenin bağlantı noktalarının konumları ve uzuv boyutları belirlenmektedir. Konum sentezi probleminde menteşeye ait tasarım değişkenlerinin hangilerinin probleme daha önceden tanıtılıp, hangilerinin keyfi değişken olacağı Bölüm 3.1.2’ de sabit pivot konumlarına göre konum sentezi başlığı altında incelenmişti. Buna göre bagaj kapağının geçmesi gereken pozisyonları temsil eden P_1 , P_2 , P_3 noktaları, bu noktalar arasındaki konum farklarını gösteren \mathbf{P}_{21} , \mathbf{P}_{31} konum vektörleri ve δ_2 , δ_3 açıları, bagaj kapağının açılma yer değişimini ifade eden α_2 ve α_3 açıları probleme önceden tanıtılması gereken değişkenlerdir.

Konum sentezi probleminin keyfi değişkenleri mekanizmanın sabit bağlantı noktaları olan A_0 ve B_0 noktalarının x ve y koordinatlarıdır. Tasarım algoritmasının girdileri olan bu değişkenlerin optimum değerleri optimizasyon çalışmasının sonucunda elde edilmektedir. Çizelge 3.1’de bagaj kapağının geçmesi gereken pozisyonlarla ilgili problemin başlangıcında tanımlanması gereken değişkenlerin sayısal değerleri görülmektedir.

Çizelge 3.1. Bagaj kapağının geçmesi gereken üç pozisyona ait konum bilgileri

Noktalar	x	y
P_1	3094,182	864,932
P_2	3101,391	927,586
P_3	3114,008	978,740
P_{21}	P_{31}	α_2
63,06 mm	115,52 mm	25,2°
α_3	δ_2	δ_3
75°	83,43°	80,11°

Konum sentezi probleminin çözülmesiyle bagaj kapağının önceden belirlenen üç pozisyondan geçmesini sağlayacak dört kol mekanizmasının uzuv boyutları ve bağlantı noktalarının konumları belirlenmiş olmaktadır. Tasarım algoritmasında bir sonraki aşama, boyutları belirlenen dört kol mekanizmasına sahip menteşe sisteminin konum ve statik kuvvet analizlerinin gerçekleştirilmesidir. Analizlerin gerçekleştirilmesi için öncelikle algoritmaya bagaj kapağı ve gazlı yaya ait sabit değişkenlerin tanıtılması gerekmektedir. Bagaj kapağının ağırlık merkezi, elle açılma noktası ve gazlı yayın araç şasesine bağlandığı D noktasının x ve y koordinatlarıyla, bagaj kapağının ağırlığı sistemin sabit değişkenleridir. Gazlı yayın dört kol mekanizmasına bağlandığı C noktasının x ve y koordinatları, maksimum gazlı yay kuvveti F_{maks} ve gazlı yay sabiti k ise sistemin gazlı yaya ait keyfi değişkenleridir.

Konum ve statik kuvvet analizlerinin girdileri olan bu keyfi değişkenlerin optimum değerleri optimizasyon çalışmasının sonucunda elde edilmektedir. Çizelge 3.2' de bagaj kapağı ve gazlı yaya ait sabit değişkenlerin sayısal değerleri görülmektedir.

Çizelge 3.2. Bagaj kapağı ve gazlı yaya ait sabit değişkenlerin sayısal değerleri

Konum	x	y
Ağırlık merkezi (G)	3415,8	784
Gazlı yay şase bağlantı noktası (D)	3329,62	796,51
Elle açma noktası (H)	3681,78	710,32
Bagaj kapağı ağırlığı	20,36 kg	

Tasarım algoritmasındaki son adım, optimizasyon çalışmasında minimize edilmeye çalışılan amaç fonksiyonunun hesaplanmasıdır.

Amaç fonksiyon, bagaj kapağının tasarım algoritmasında elde edilen yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrisiyle ürün şartnamelerinde belirtilen hedef eğri arasındaki farkı ifade eden hata fonksiyonudur. Eğrideki yer değiştirme, bagaj kapağının kapalı konumdan açık konuma doğru hareketi esnasındaki açılma yer değişimidir. Hata fonksiyonu SM , denklem 3.48’de görüldüğü üzere istenen eğrinin 8 farklı konumdaki kuvvet değerleriyle elde edilen eğrinin aynı konumlara karşılık gelen kuvvet değerlerinin farklarının karelerinin toplamı olarak tanımlanmıştır.

$$SM = \sum_{n=1}^8 (a_n - b_n)^2 \quad (3.48)$$

Bu çalışmada tanımlanan hedef yer değiştirme-kuvvet eğrisine ait bagaj kapağının açılma yer değiştirme değerleri ve bu değerlere karşılık gelen hedef elle açma kuvvet değerleri Çizelge 3.3’de görülmektedir. Hypermath programında geliştirilen tasarım algoritmasına ait kodlar çalışmanın sonunda EK 1’de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Hedef yer değiştirme-kuvvet değerleri

Yer değiştirme (derece)	Kuvvet (N)
0	-23
5	0
15	31,4
20	40
30	44,2
45	37,9
60	30,6
75	29,3

3.6. Optimizasyon Çalışması

Geliştirilen tasarım algoritmasının kodları kullanılarak, tanımlanan amaç fonksiyonu minimize eden ve istenen sınır şartları sağlayan optimum menteşe boyutlarının tespit edilmesi amacıyla Hyperstudy programında optimizasyon modeli oluşturulmuştur. Optimizasyon modelinde amaç fonksiyon denklem 3.48'de tanımlanan *SM* hata fonksiyonudur. Menteşenin konumlanacağı kısıtlı tasarım alanının sınırları ise optimizasyon çalışmasının sınır şartları olarak belirlenmiştir.

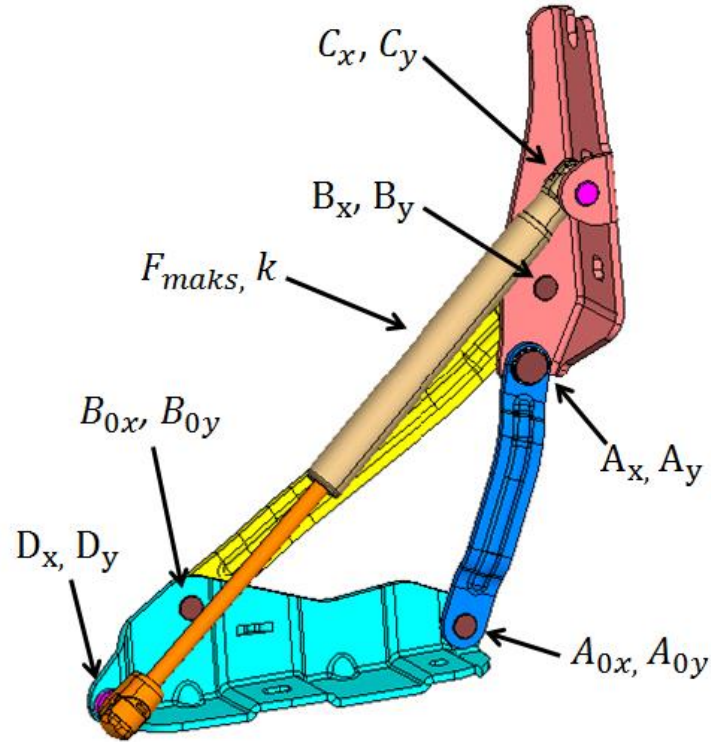
Çalışmada optimizasyon yöntemi olarak Hyperstudy programında yer alan ve son yıllarda yaygın bir şekilde kullanılan genetik algoritmalar kullanılmıştır. Şüphesiz böyle bir çalışma paket program yerine optimizasyon kodları geliştirerek ve farklı optimizasyon yöntemleri kullanılarak da yapılabilir. Ancak bu çalışmada ağırlıklı olarak optimum menteşe boyutlarına ulaşmayı sağlayacak tasarım algoritmasının geliştirilmesi üzerine odaklanılmıştır. Geliştirilen menteşe tasarım algoritması sayesinde gerek paket programlar gerekse kod geliştirerek farklı yöntemlerle optimum boyutlar tespit edilebilir. Yapılan bu çalışmadan yararlanılarak farklı optimizasyon yöntemlerinin denenmesi ve bu yöntemlerle elde edilen sonuçların karşılaştırılması ileride başka bir çalışmanın konusu olabilir.

Optimizasyon modeline ilk olarak tasarım algoritmasında ifade edilen ve minimize edilmesi istenen amaç fonksiyon tanımlanmıştır (Şekil 3.12).

Objectives		Constraints		Responses		
Active	Label	Varname	Type	Apply On	Evaluate From	Target Value
<input checked="" type="checkbox"/>	Objective 1	obj_1	Minimize	SM (m_1_r_1)	SOLVER	1.0000000

Şekil 3.12. Amaç fonksiyonun optimizasyon modeline tanıtılması

Oluşturulan optimizasyon modelinde optimum boyutlara ulaşmak amacıyla sisteme ait toplam 8 adet keyfi değişken belirlenmiştir. Bu değişkenlerden 4 tanesi dört kol mekanizmasına ait iken, diğer kalan 4 değişken gazlı yaya aittir (Şekil 3.13). Dört kol mekanizmasına ait keyfi değişkenler aynı zamanda boyut sentezi probleminin de değişkenleri olan A_0 ve B_0 noktalarının x ve y koordinatlarıdır. Gazlı yaya ait keyfi değişkenler ise gazlı yayın dört kol mekanizmasına bağlandığı C noktasının x ve y koordinatları, maksimum gazlı yay kuvveti F_{maks} ve gazlı yay sabiti olan k 'dir.



Şekil 3.13. Mekanizmaya ait sabit ve keyfi değişkenler

Çizelge 3.4’de optimizasyon modelinde sisteme ait keyfi değişkenlerin başlangıç değerleri ve değişken aralıkları Şekil 3.14’de ise bu değerlerin ve aralıkların optimizasyon modeline tanıtılması görülmektedir. Burada önemli bir husus belirlenen bu keyfi değişkenlerin yerine farklı tasarım parametreleri de keyfi değişkenler olarak seçilebilir. Geliştirilen tasarım algoritması ve oluşturulan optimizasyon modeli farklı tasarım parametrelerinin keyfi değişken olarak atanabilmesini sağlayacak esneklikte oluşturulmuştur.

Çizelge 3.4. Keyfi değişkenlerin başlangıç, alt ve üst sınır değerleri

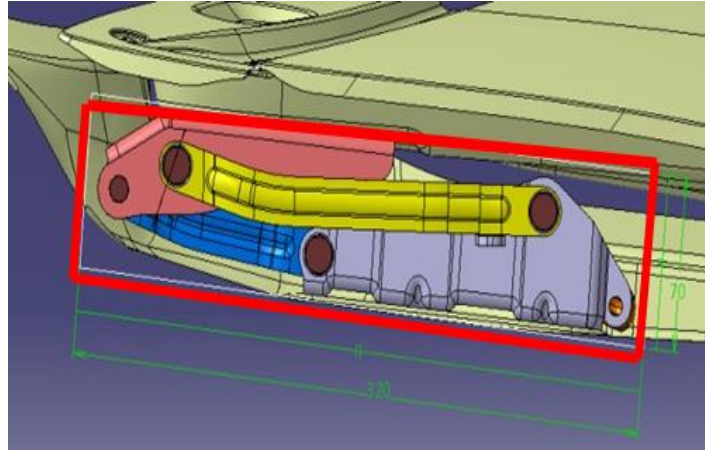
Keyfi Değişkenler	Alt Sınır	Başlangıç Değeri	Üst Sınır
A_{0x}	3150	3165	3175
A_{0y}	810	825	835
B_{0x}	3266	3280	3290
B_{0y}	820	834	845
C_x	3115	3129	3145
C_y	840	850	865
F_{maks}	860	910	980
k	3,2	3,5	4,5

	Active	Label	Varname	Lower Bound	Nominal	Upper Bound
1	<input checked="" type="checkbox"/>	AOXin	m_1_varname_1	3150.0000 ...	3165.0000 ...	3175.0000 ...
2	<input checked="" type="checkbox"/>	A0Yin	m_1_varname_2	810.00000 ...	825.00000 ...	835.00000 ...
3	<input checked="" type="checkbox"/>	B0Xin	m_1_varname_3	3266.0000 ...	3280.0000 ...	3290.0000 ...
4	<input checked="" type="checkbox"/>	B0Yin	m_1_varname_4	820.00000 ...	834.00000 ...	845.00000 ...
5	<input checked="" type="checkbox"/>	CXin	m_1_varname_5	3115.0000 ...	3129.0000 ...	3145.0000 ...
6	<input checked="" type="checkbox"/>	CYin	m_1_varname_6	840.00000 ...	850.00000 ...	865.00000 ...
7	<input checked="" type="checkbox"/>	Fmaks	m_1_varname_7	860.00000 ...	910.00000 ...	980.00000 ...
8	<input checked="" type="checkbox"/>	k	m_1_varname_8	3.2000000 ...	3.5000000 ...	4.5000000 ...

Şekil 3.14. Keyfi değişkenlerin optimizasyon modeline tanıtılması

Optimizasyon modelinde amaç fonksiyonun ve değişkenlerin tanımlanmasının ardından son olarak tasarım alan sınır şartı tanımlanmıştır.

Menteşe tasarımında dört kol mekanizmasının ve gazlı yayın, bagaj kapağının kapalı olduğu konumda belirli bir tasarım alanının içinde olması istenmektedir (Şekil 3.15). Bu nedenle menteşeye ait A_0 , B_0 , A ve B noktalarıyla gazlı yaya ait C ve D noktalarının önceden tanımlanan tasarım alanının içinde kalacak şekilde bir menteşe sistem tasarımının yapılması gerekmektedir.



Şekil 3.15. Örnek bir menteşeye ait tasarım alanı

Menteşe tasarımında bağlantı noktalarının belirlenmesinde dikkat edilmesi gereken bir diğer husus da mekanizma uzuvlarının birbirlerine göre konumu ve yapısal sınır şartlarıdır.

Tasarım alan sınır şartının tanımlanmasında bu kısıtlar da göz önünde bulundurularak bütün noktalara ait tek bir tasarım alanı tanımlamak yerine her bir noktanın konumlanacağı tasarım alanı, optimizasyon modelinde ayrı ayrı sınırlandırılmıştır. Bu noktalardan A_0 , B_0 ve C noktalarının koordinatları aynı zamanda optimizasyon çalışmasının keyfi değişkenleri olduğundan dolayı, bu noktalar için belirlenen alan sınırları aynı zamanda optimum çözümün aranacağı Çizelge 3.4’de gösterilen değişken aralıklarıyla ifade edilmektedir. Biyel koluna ait A ve B noktalarının x ve y koordinatları sentez probleminin çözülmesiyle elde edildiğinden bu noktalara ait sınır değerler optimizasyon modelinde sınır şartların tanımlandığı kısımda tanımlanmıştır. Çizelge 3.5’de bu noktalara ait sınır değerler ve Şekil 3.16’de bu değerlerin optimizasyon modeline tanıtılması görülmektedir.

Çizelge 3.5. A ve B noktalarının tasarım alan sınır değerleri

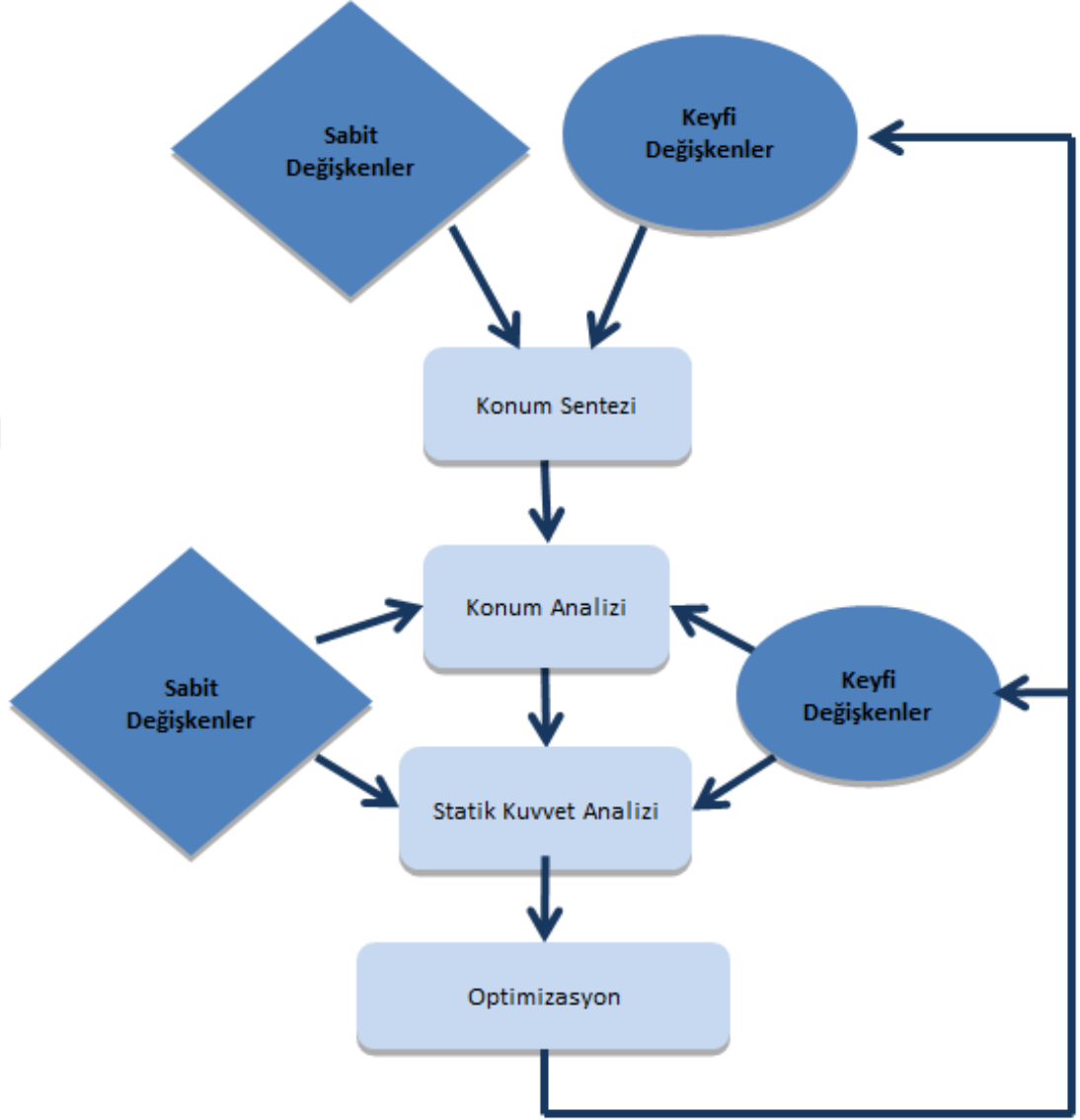
A Noktası	B Noktası
$3040 < A_x < 3065$	$3060 < B_x < 3085$
$830 < A_y < 860$	$840 < B_y < 865$

	Active	Label	Varname	Type	Apply On	Bound Type	Bound Value
1	<input checked="" type="checkbox"/>	Constraint 1	c_1	Deterministic	$AXin(m_1_r_2)$	\leq	3065.0000
2	<input checked="" type="checkbox"/>	Constraint 2	c_2	Deterministic	$AXin(m_1_r_2)$	\geq	3040.0000
3	<input checked="" type="checkbox"/>	Constraint 3	c_3	Deterministic	$AYin(m_1_r_3)$	\leq	860.00000
4	<input checked="" type="checkbox"/>	Constraint 4	c_4	Deterministic	$AYin(m_1_r_3)$	\geq	830.00000
5	<input checked="" type="checkbox"/>	Constraint 5	c_5	Deterministic	$BXin(m_1_r_4)$	\leq	3085.0000
6	<input checked="" type="checkbox"/>	Constraint 6	c_6	Deterministic	$BXin(m_1_r_4)$	\geq	3060.0000
7	<input checked="" type="checkbox"/>	Constraint 7	c_7	Deterministic	$BYin(m_1_r_5)$	\leq	865.00000
8	<input checked="" type="checkbox"/>	Constraint 8	c_8	Deterministic	$BYin(m_1_r_5)$	\geq	840.00000

Şekil 3.16. A ve B noktalarına ait tasarım alan sınır değerlerinin optimizasyon modeline tanıtılması

Tasarım alanının içinde kalması gereken noktalardan gazlı yayın araç şasesine bağlandığı D noktasının x ve y koordinatları sabit değişkenler olarak belirlenip problemin başında tanımlandığından dolayı optimizasyon çalışmasında bu noktaya ait bir sınırlama söz konusu değildir.

Şekil 3.17’de optimum menteşe boyutlarına ulaşmak için izlenen adımları gösteren tasarım akış şeması görülmektedir.



Şekil 3.17. Tasarım akış şeması

4. BULGULAR

4.1 Optimizasyon Çalışmasının Sonuçları

Sisteme ait değişkenlerin, amaç fonksiyonun ve sınır şartların tanımlanmasının ardından Hyperstudy programında geliştirilen optimizasyon modeli çalıştırılmıştır. Çalışmanın sonunda hata fonksiyonunu minimize eden ve istenen sınır şartları sağlayan menteşe ve gazlı yaya ait tasarım parametrelerinin optimum değerleri elde edilmiştir. Şekil 4.1’de hata fonksiyonu SM ’nin iterasyonlar sonucunda aldığı değerler görülmektedir.

Iteration Index	SM	Evaluation Reference	Iteration Reference	Condition	Best Iteration
1	271.23444	1	1	Feasible	
2	4.0375646	37	2	Feasible	
3	4.0375646	37	2	Feasible	
4	4.0375646	37	2	Feasible	
5	2.3107142	80	5	Feasible	
6	0.9929855	103	6	Feasible	
7	0.8631492	124	7	Feasible	
8	0.3988649	140	8	Feasible	
9	0.3416939	152	9	Feasible	
10	0.1148066	221	10	Feasible	
11	0.0876719	238	11	Feasible	
12	0.0876719	238	11	Feasible	
13	0.0873661	266	13	Feasible	
14	0.0766377	290	14	Feasible	
15	0.0766377	290	14	Feasible	
16	0.0556183	320	16	Feasible	
17	0.0444464	344	17	Feasible	
18	0.0385689	358	18	Feasible	
19	0.0293823	384	19	Feasible	
20	0.0202115	439	20	Feasible	
21	0.0201151	454	21	Feasible	
22	0.0200919	462	22	Feasible	
23	0.0200919	462	22	Feasible	
24	0.0184046	514	24	Feasible	
25	0.0183918	516	25	Feasible	25

Şekil 4.1. Hata fonksiyonunun iterasyonlar sonucunda aldığı değerler

Şekil 4.2’de menteşeye ait keyfi değişkenlerin iterasyonlar sonucunda aldığı değerler görülmektedir.

	AOXin	A0Yin	B0Xin	B0Yin	Ite...dex	Eva...nce	It...ce	Condition
1	3165.0000	825.00000	3280.0000	834.00000	1	1	1	Feasible
2	3155.1615	816.00000	3266.5664	824.01267	2	37	2	Feasible
3	3155.1615	816.00000	3266.5664	824.01267	3	37	2	Feasible
4	3155.1615	816.00000	3266.5664	824.01267	4	37	2	Feasible
5	3170.2793	813.71807	3270.7388	823.63761	5	80	5	Feasible
6	3151.7576	815.53656	3266.1905	820.87822	6	103	6	Feasible
7	3151.7605	815.42831	3267.0744	821.41957	7	124	7	Feasible
8	3159.4347	816.03144	3270.5916	821.46226	8	140	8	Feasible
9	3159.4089	815.74883	3266.5675	821.14592	9	152	9	Feasible
10	3153.1589	818.24883	3266.0000	841.14592	10	221	10	Feasible
11	3154.3214	818.12152	3266.4016	839.03310	11	238	11	Feasible
12	3154.3214	818.12152	3266.4016	839.03310	12	238	11	Feasible
13	3154.3213	818.09770	3266.4020	839.05505	13	266	13	Feasible
14	3159.2071	817.56704	3267.5496	839.35589	14	290	14	Feasible
15	3159.2071	817.56704	3267.5496	839.35589	15	290	14	Feasible
16	3159.2069	817.56787	3279.6056	839.35569	16	320	16	Feasible
17	3158.9976	817.59519	3278.1467	839.26819	17	344	17	Feasible
18	3159.2069	817.56793	3277.9789	839.01794	18	358	18	Feasible
19	3159.2073	817.56793	3277.9790	839.23526	19	384	19	Feasible
20	3158.8779	817.60055	3274.5756	839.24627	20	439	20	Feasible
21	3158.8849	817.59092	3274.5757	839.24186	21	454	21	Feasible
22	3159.0001	817.57424	3274.9226	839.24032	22	462	22	Feasible
23	3159.0001	817.57424	3274.9226	839.24032	23	462	22	Feasible
24	3159.0000	817.57460	3274.8644	839.32784	24	514	24	Feasible
25	3159.0000	817.57459	3274.8764	839.32782	25	516	25	Feasible

Şekil 4.2. Menteşeye ait keyfi değişkenlerin iterasyonlar sonucunda aldığı değerler

Şekil 4.3’de gazlı yaya ait keyfi değişkenlerin iterasyonlar sonucunda aldığı değerler görülmektedir.

	∑ CXin	∑ CYin	∑ Fmaks	∑ k	Ite...dex	Eva...nce	It...ce	Condition
1	3129.0000	850.00000	910.00000	3.5000000	1	1	1	Feasible
2	3130.9065	855.39922	907.52098	3.9016236	2	37	2	Feasible
3	3130.9065	855.39922	907.52098	3.9016236	3	37	2	Feasible
4	3130.9065	855.39922	907.52098	3.9016236	4	37	2	Feasible
5	3131.6276	855.34760	903.97403	3.9177424	5	80	5	Feasible
6	3130.7188	855.65443	903.86499	3.5138937	6	103	6	Feasible
7	3131.0723	855.38246	903.89637	3.6578900	7	124	7	Feasible
8	3131.3877	855.36002	906.75289	3.7842313	8	140	8	Feasible
9	3131.3496	855.51070	906.54548	3.7588309	9	152	9	Feasible
10	3131.3496	855.51070	906.54548	3.7588309	10	221	10	Feasible
11	3131.3601	855.51069	906.65580	3.7594500	11	238	11	Feasible
12	3131.3601	855.51069	906.65580	3.7594500	12	238	11	Feasible
13	3131.3601	855.51006	906.65446	3.7594500	13	266	13	Feasible
14	3131.3491	855.48603	905.52525	3.7327827	14	290	14	Feasible
15	3131.3491	855.48603	905.52525	3.7327827	15	290	14	Feasible
16	3131.3494	855.48603	905.51866	3.7327824	16	320	16	Feasible
17	3131.3437	855.48932	905.59903	3.7329001	17	344	17	Feasible
18	3131.3480	855.48603	905.52422	3.7356642	18	358	18	Feasible
19	3131.3286	855.48603	905.52293	3.7352673	19	384	19	Feasible
20	3131.3294	855.48608	905.52293	3.7361520	20	439	20	Feasible
21	3131.3294	855.48608	905.52293	3.7357939	21	454	21	Feasible
22	3131.3294	855.48611	905.52294	3.7353715	22	462	22	Feasible
23	3131.3294	855.48611	905.52294	3.7353715	23	462	22	Feasible
24	3131.2948	855.48609	905.65817	3.7323285	24	514	24	Feasible
25	3131.2954	855.48610	905.65807	3.7324022	25	516	25	Feasible

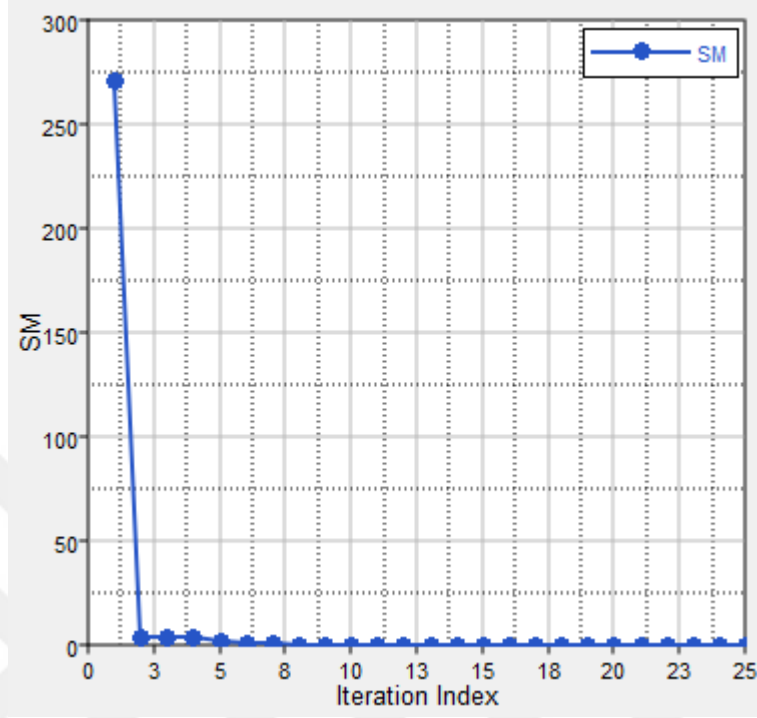
Şekil 4.3. Gazlı yaya ait keyfi değişkenlerin iterasyonlar sonucunda aldığı değerler

Şekil 4.4’de mekanizmanın biyel koluna ait A ve B noktalarının x ve y koordinatlarının iterasyonlar sonucunda aldığı değerler görülmektedir.

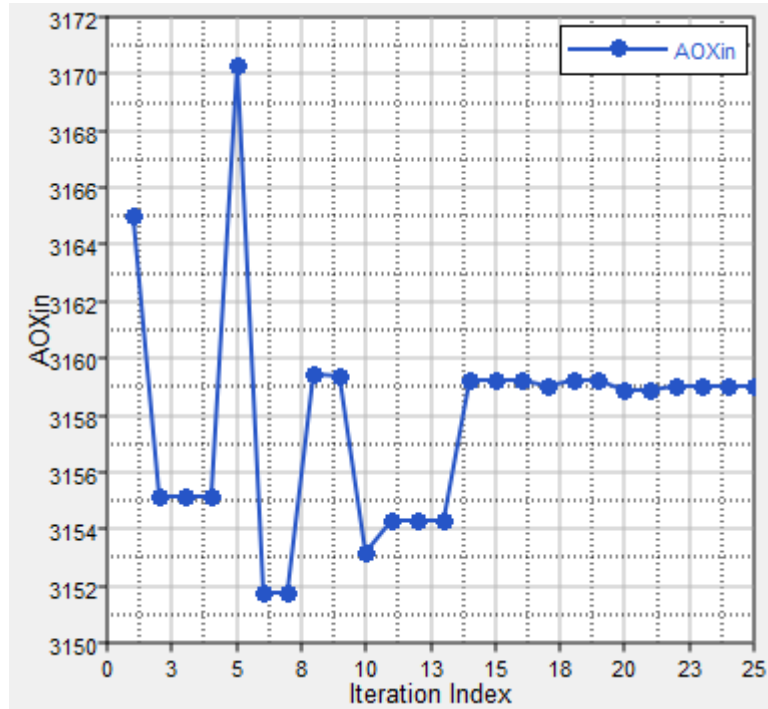
	x AXin	y AYin	x BXin	y BYin	It...dex	Eva...nce	It...ce	Condition
1	3051.2611	845.73100	3078.4860	852.75375	1	1	1	Feasible
2	3044.5858	842.95504	3074.7495	848.63797	2	37	2	Feasible
3	3044.5858	842.95504	3074.7495	848.63797	3	37	2	Feasible
4	3044.5858	842.95504	3074.7495	848.63797	4	37	2	Feasible
5	3049.2556	842.11248	3075.3036	848.70479	5	80	5	Feasible
6	3043.1131	842.89031	3074.0540	847.54719	6	103	6	Feasible
7	3043.0760	842.85792	3074.3029	847.77321	7	124	7	Feasible
8	3046.1943	842.89595	3074.8507	847.95449	8	140	8	Feasible
9	3046.0871	842.80990	3074.1680	847.65607	9	152	9	Feasible
10	3044.6127	843.68050	3077.9200	854.74146	10	221	10	Feasible
11	3045.0114	843.61858	3077.5961	853.97914	11	238	11	Feasible
12	3045.0114	843.61858	3077.5961	853.97914	12	238	11	Feasible
13	3045.0031	843.61125	3077.6001	853.98722	13	266	13	Feasible
14	3046.6425	843.37181	3077.8074	854.14655	14	290	14	Feasible
15	3046.6425	843.37181	3077.8074	854.14655	15	290	14	Feasible
16	3046.6427	843.37207	3079.3353	854.65984	16	320	16	Feasible
17	3046.5753	843.38312	3079.1435	854.56592	17	344	17	Feasible
18	3046.6428	843.37209	3079.0815	854.46791	18	358	18	Feasible
19	3046.6429	843.37208	3079.1175	854.54681	19	384	19	Feasible
20	3046.5332	843.38629	3078.6968	854.40568	20	439	20	Feasible
21	3046.5324	843.38322	3078.6961	854.40408	21	454	21	Feasible
22	3046.5690	843.37660	3078.7394	854.41831	22	462	22	Feasible
23	3046.5690	843.37660	3078.7394	854.41831	23	462	22	Feasible
24	3046.5691	843.37671	3078.7469	854.44773	24	514	24	Feasible
25	3046.5691	843.37671	3078.7484	854.44823	25	516	25	Feasible

Şekil 4.4. A ve B noktalarının x ve y koordinatlarının iterasyonlar sonucunda aldığı değerler

Şekil 4.5’de SM hata fonksiyonunun, Şekil 4.6’da A_0 noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlere ait grafikler görülmektedir.

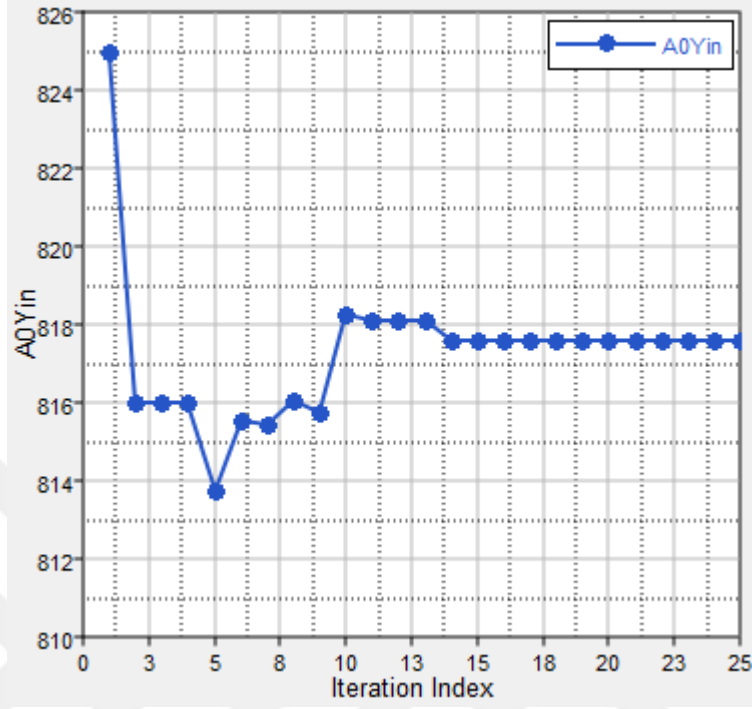


Şekil 4.5. SM hata fonksiyonunun iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

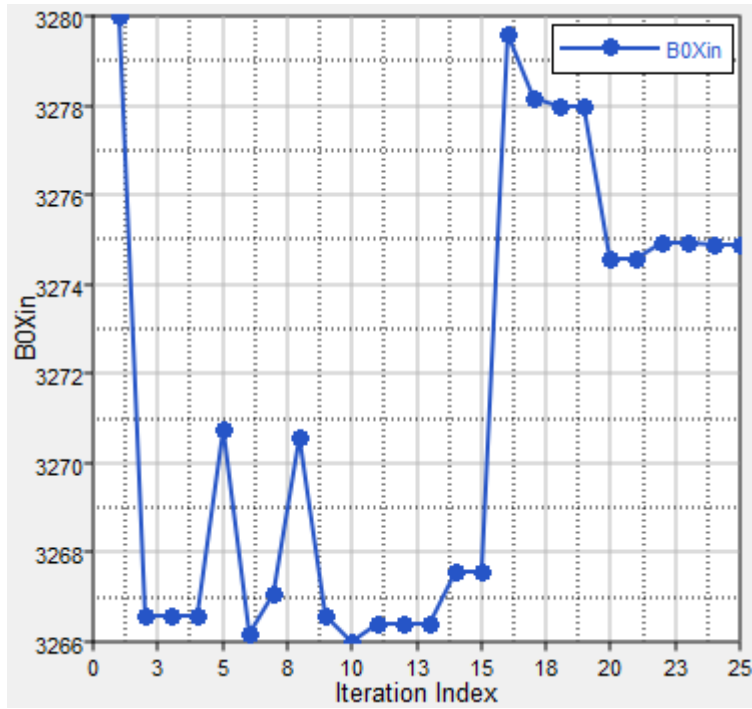


Şekil 4.6. A_0 noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

Şekil 4.7’de A_0 noktasının y koordinatının ve Şekil 4.8’da B_0 noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlere ait grafikler görülmektedir.

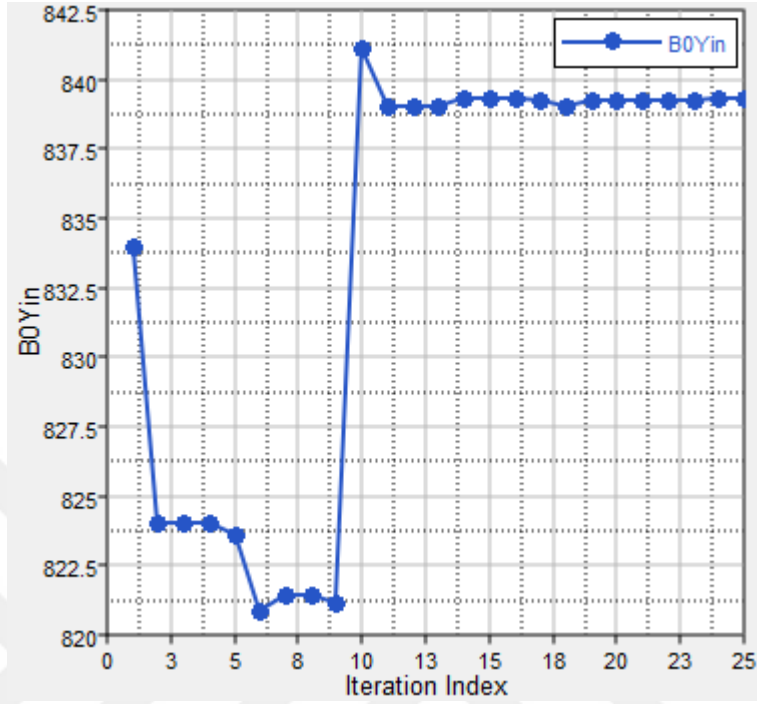


Şekil 4.7. A_0 noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

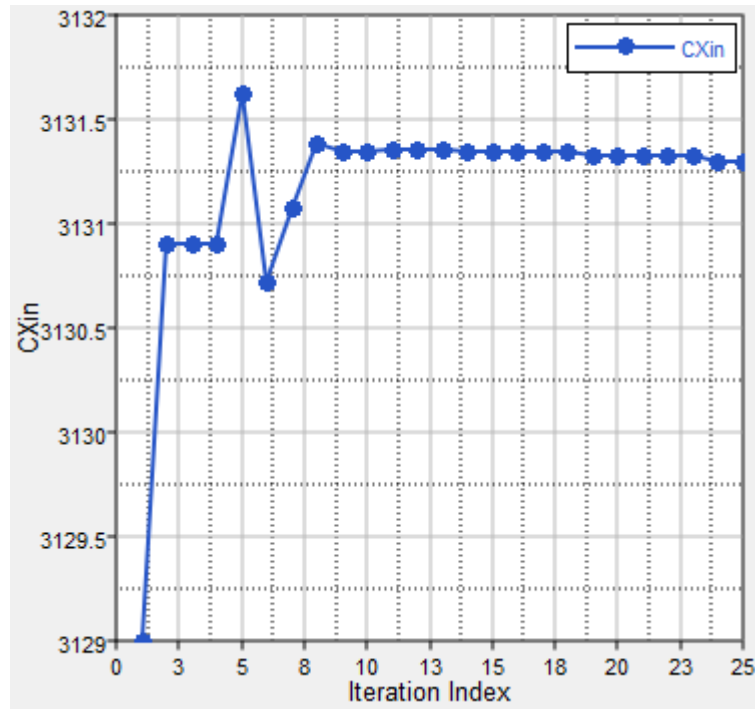


Şekil 4.8. B_0 noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

Şekil 4.9’da B_0 noktasının y koordinatının ve Şekil 4.10’da C noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlere ait grafikler görülmektedir.

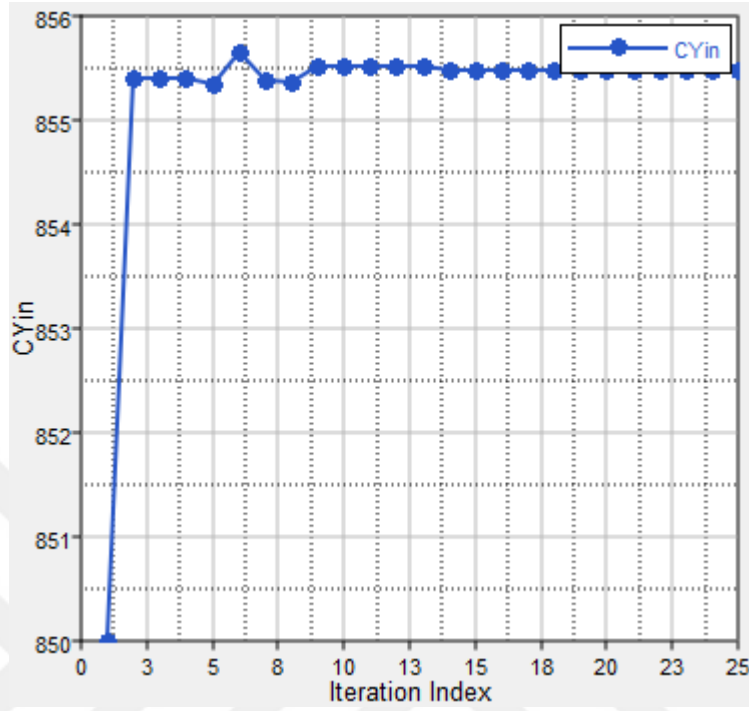


Şekil 4.9. B_0 noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

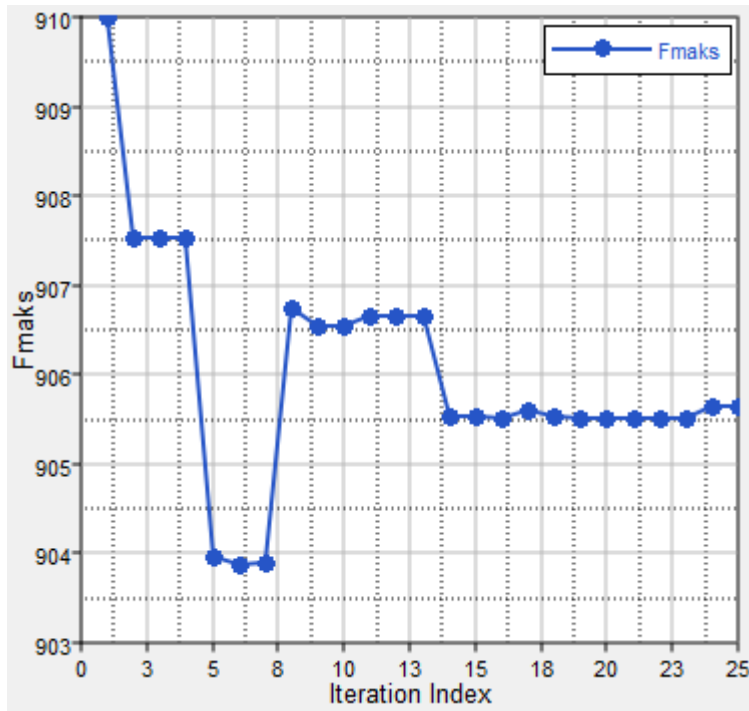


Şekil 4.10. C noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

Şekil 4.11’de C noktasının y koordinatının ve Şekil 4.12’de maksimum gazlı yay kuvveti F_{maks} ’ın iterasyonlar sonucunda aldığı değerlere ait grafikler görülmektedir.

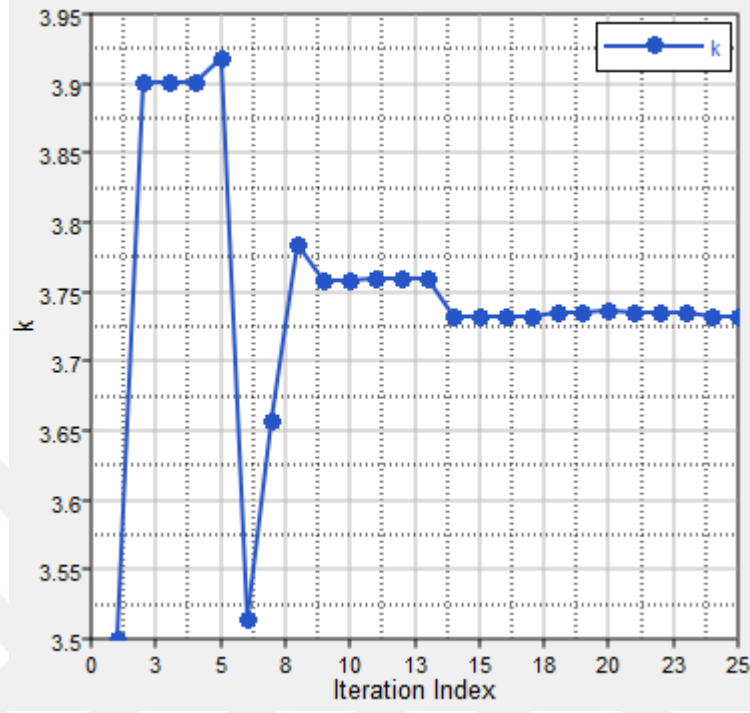


Şekil 4.11. C noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

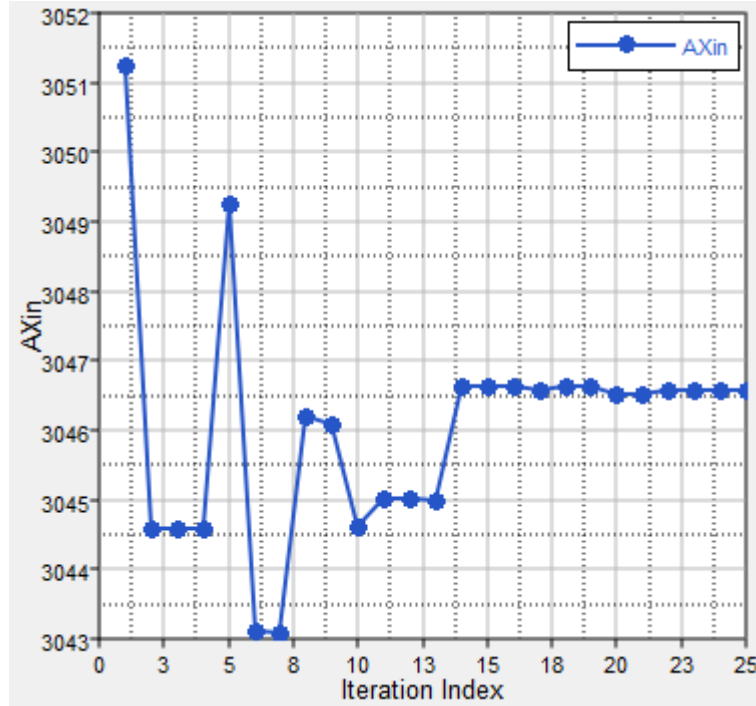


Şekil 4.12. F_{maks} ’ın iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

Şekil 4.13’de gazlı yay kuvvet sabiti k ’nın ve Şekil 4.14’de A noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlere ait grafikler görülmektedir.

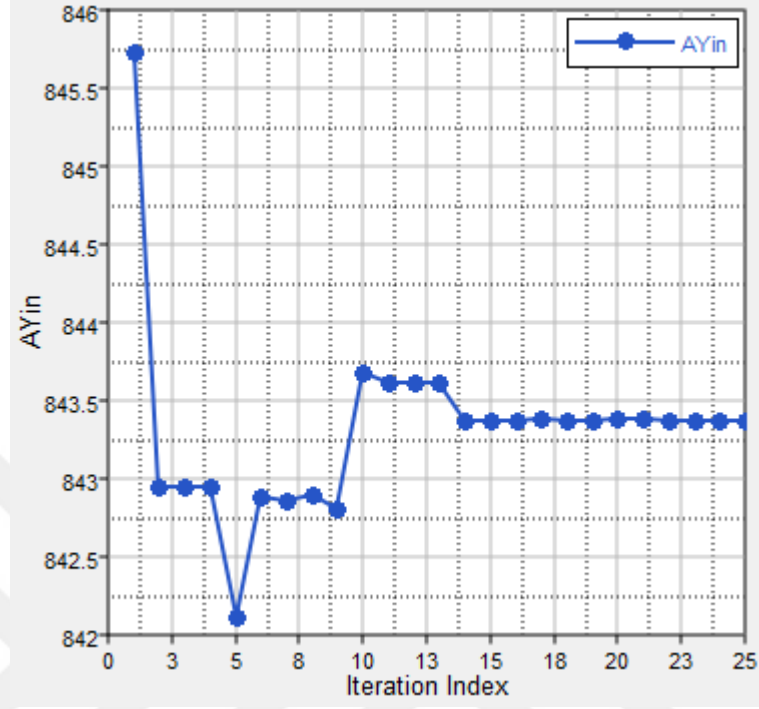


Şekil 4.13. Gazlı yay sabiti k ’nın iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

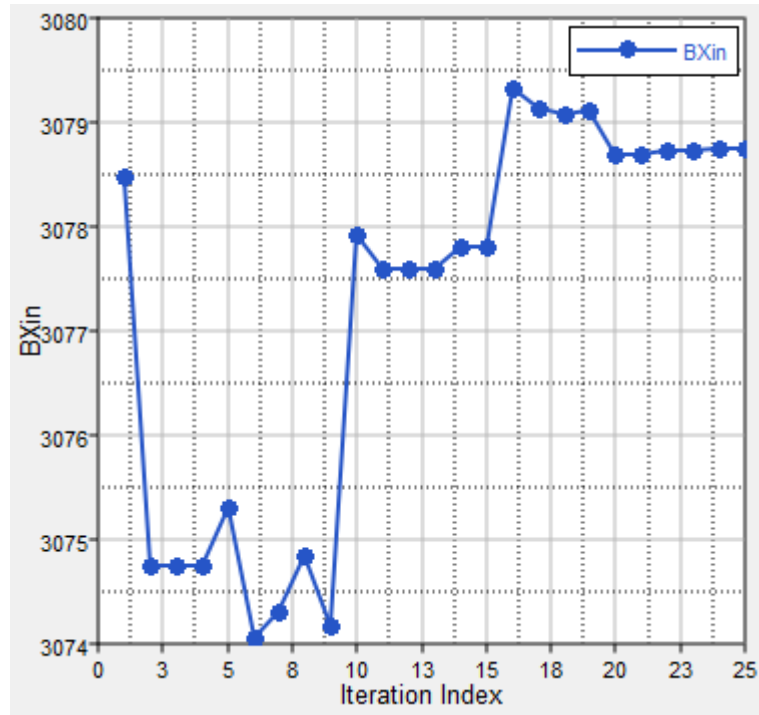


Şekil 4.14. A noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

Şekil 4.15’de A noktasının y koordinatının ve Şekil 4.16’da B noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlere ait grafikler görülmektedir.

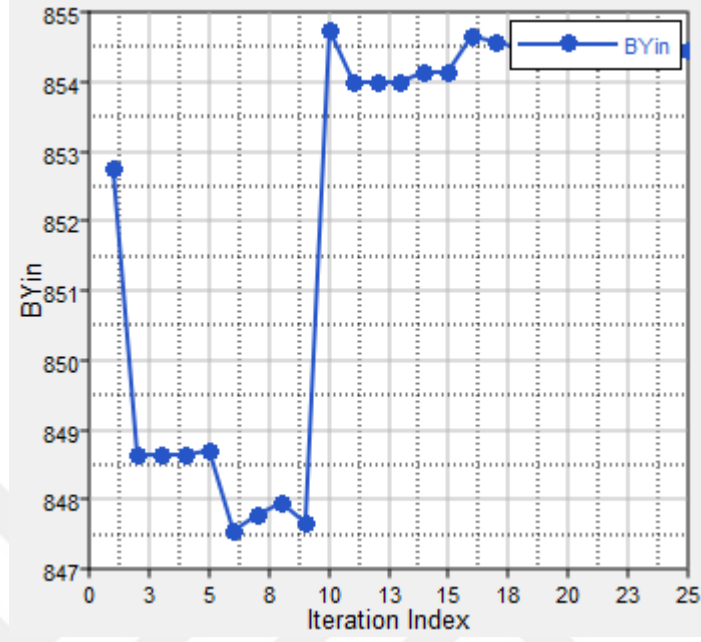


Şekil 4.15. A noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği



Şekil 4.16. B noktasının x koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

Şekil 4.17’de B noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlere ait grafikler görülmektedir.



Şekil 4.17. B noktasının y koordinatının iterasyonlar sonucunda aldığı değerlerin grafiği

Çizelge 4.1’de menteşe ve gazlı yaya ait keyfi değişkenlerin başlangıç, alt sınır, üst sınır ve optimizasyon çalışması neticesinde elde edilen optimum değerleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Keyfi değişkenlerin başlangıç, alt sınır, üst sınır ve optimum değerleri

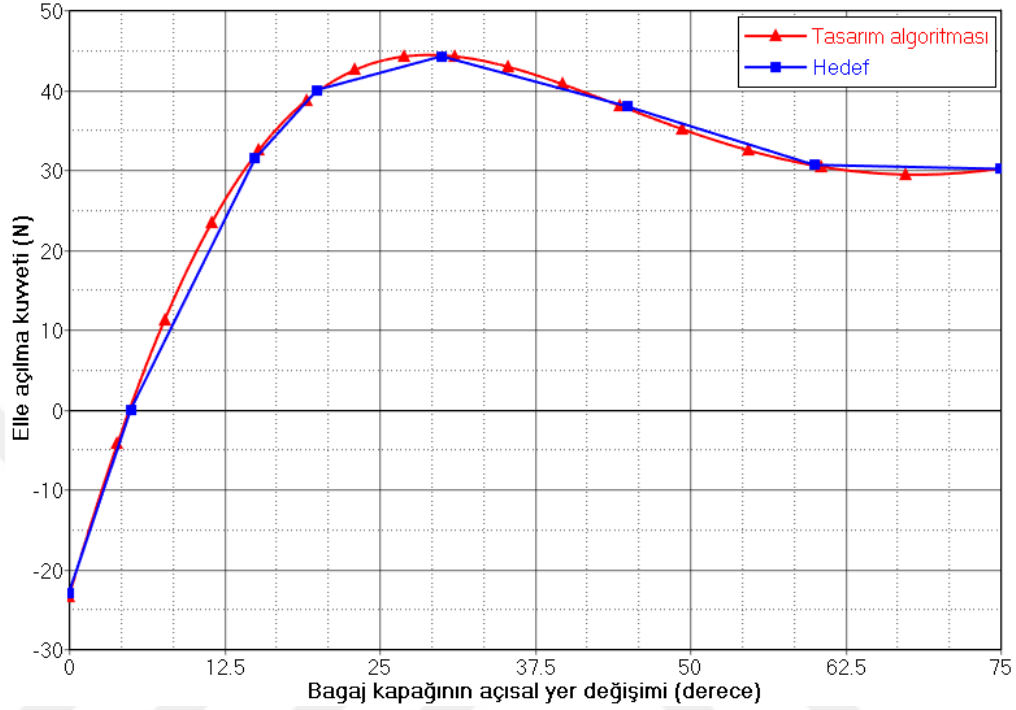
Keyfi Değişkenler	Alt Sınır	Başlangıç Değeri	Üst Sınır	Optimum Değer
A_{0x}	3150	3165	3175	3159
A_{0y}	810	825	835	817.574
B_{0x}	3266	3280	3290	3274.876
B_{0y}	820	834	845	839.327
C_x	3115	3129	3145	3131.295
C_y	840	850	865	855.486
F_{maks}	860	910	980	905.658
k	3.2	3.5	4.5	3.73

Çizelge 4.2’de boyut sentezi probleminin çözülmesiyle elde edilen menteşenin A ve B noktalarının tasarım alan sınır değerleri ve optimizasyon çalışması neticesinde elde edilen optimum değerleri görülmektedir.

Çizelge 4.2. A ve B noktalarının alt sınır, üst sınır ve optimum değerleri

Noktalar	Alt Sınır	Üst Sınır	Optimum Değer
A_x	3040	3065	3046.569
A_y	830	860	843.376
B_x	3060	3085	3078.748
B_y	840	865	854.448

Şekil 4.18’de tasarım algoritmasına tanıtılan yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrisiyle optimizasyon çalışması neticesinde elde edilen yer değiştirme-kuvvet eğrileri görülmektedir.



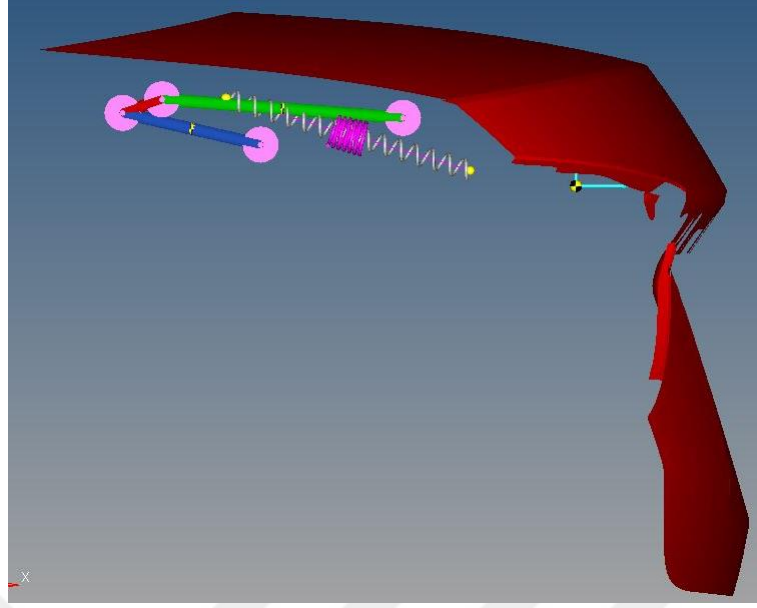
Şekil 4.18. Hedef ve elde edilen yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrileri

Şekil 4.18’de görüldüğü üzere hedef ve elde edilen eğrinin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Eğrilerin bagaj kapağının önceden tanımlanan 8 noktadaki elle açma kuvvet değerlerinin farkını kullanarak elde edilen SM hata fonksiyonunun değeri 0.018’dir. Bu değer ürün şartnamelerinde belirtilen elle açma sınır şartını sağlamaktadır.

4.2. Kinematik Analiz ve Doğrulama Çalışması

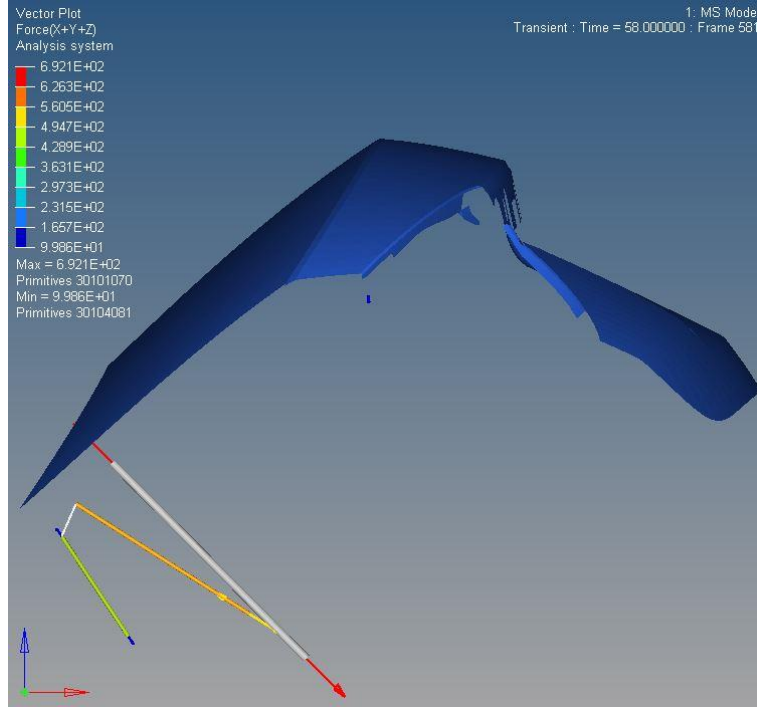
Çalışmada son olarak, ortaya çıkarılan matematiksel modeller, geliştirilen tasarım algoritması ve yapılan optimizasyon çalışmasının doğrulunu kontrol etmek amacıyla elde edilen menteşe sisteminin Motionsolve programında kinematik analizi gerçekleştirilmiştir.

Tasarım algoritmasında ve optimizasyon çalışmasında tanımlanan ve elde edilen tasarım parametrelerine ait sayısal değerler kullanılarak Motionview programında sisteme ait analiz modeli oluşturulmuştur (Şekil 4.19).



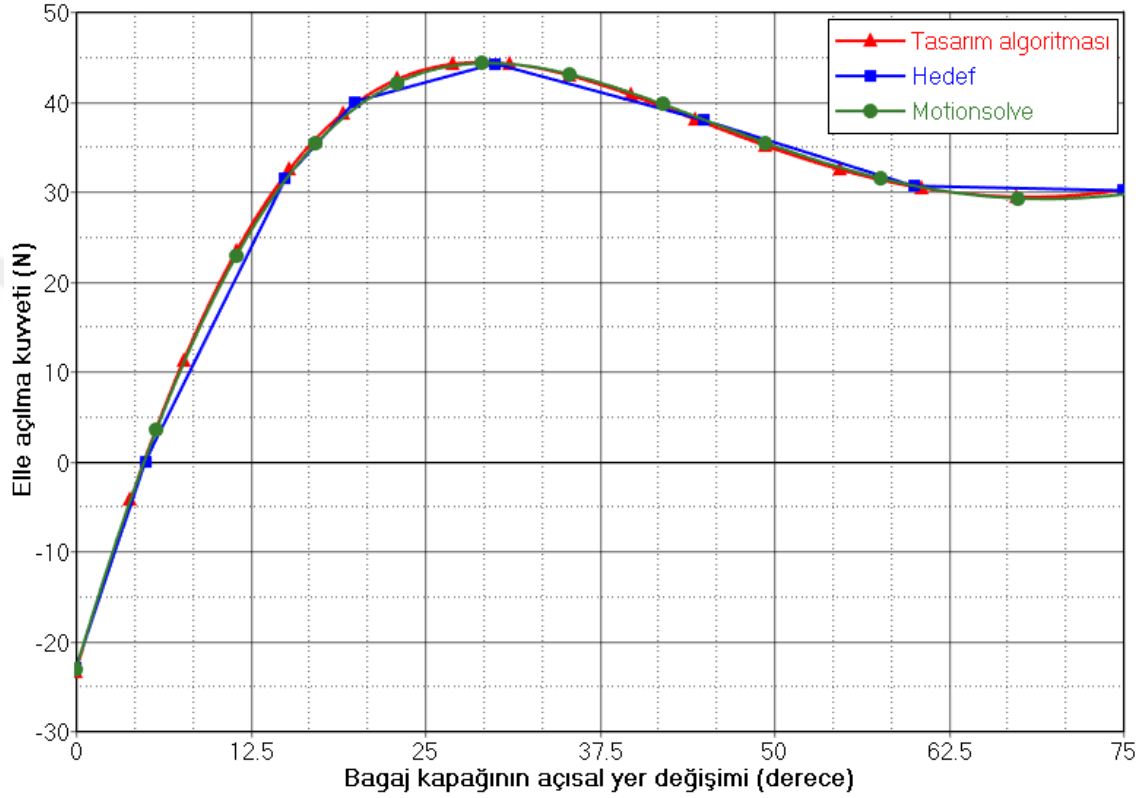
Şekil 4.19. Motionview programında oluşturulan menteşe sistemi modeli

Bagaj kapağının kapalı konumdan açık konuma doğru hareketini sağlamak amacıyla elle açılma noktasında bagaj kapağının hareketi yönünde sabit hızda yer değiştirme hareketi tanımlanmıştır. Bagaj kapağının hareketinde oldukça düşük yer değiştirme hızı tanımlanarak sistemin sanki-statik kuvvet analizi gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.20).



Şekil 4.20. Motionsolve programında yapılan kinematik analiz sonuçları

Şekil 4.21’de görüldüğü üzere Motionsolve programında yapılan analiz sonucu elde edilen yer değiştirme-kuvvet eğrisiyle optimizasyon çalışması sonucu elde edilen eğrinin birebir örtüştüğü görülmektedir. Analiz sonuçları ortaya çıkarılan matematiksel modellerin, geliştirilen tasarım algoritmasının ve yapılan optimizasyon çalışmasının doğruluğunu kanıtlamıştır.



Şekil 4.21. Optimizasyon çalışması ve kinematik analiz sonucu elde edilen yer değiştirme-elle açma kuvvet eğrileri

5. SONUÇ

Yapılan çalışma sonucunda geleneksel bagaj kapağı menteşesi tasarım yöntemlerine alternatif bir menteşe tasarım algoritması geliştirilmiştir. Geliştirilen tasarım algoritması sayesinde pozisyon sınır şartı, tasarım alan sınır şartı ve elle açılma kuvvet sınır şartlarını sağlayan dört kol mekanizmasına sahip menteşe sistemi ortaya çıkarılmıştır.

Literatürde konuyla ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde genellikle herhangi bir tasarım hedefi olmadan menteşe sistemlerinin kinematik ve dinamik yönden incelendiği görülmektedir. Belirli bir tasarım şartını dikkate alan çalışmalarda da sadece tasarım parametrelerinin sınır şartların sağlanmasına yönelik etkilerinin incelendiği tespit edilmiştir.

Yapılan bu çalışmada literatürde yapılan çalışmalara göre belirgin bir farklılık ortaya koyularak mevcut bir sistemin analizi yerine boyut ve kuvvet sentezi gerçekleştirilerek sınır şartları sağlayan menteşe sisteminin ortaya çıkarılması sağlanmıştır. Hem mevcut durumdaki menteşe tasarım yöntemleri hem de literatürde yapılan çalışmalarla kıyaslandığında yapılan bu çalışma, menteşe sistem tasarımını deneme yanılma yönteminden kurtararak bilimsel ve sistematik bir temele oturtmuştur. Tasarımcı geliştirilen tasarım algoritması sayesinde, mevcut bir model üzerinden deneme ve yanılmalarla ilerlemek yerine sınır şartları algoritmaya tanıtılarak ve herhangi bir optimizasyon yöntemi kullanarak optimum menteşe boyutlarına ulaşabilmektedir.

Çalışmada optimum boyutlara ulaşmak amacıyla menteşe ve gazlı yaya ait sekiz tasarım parametresi keyfi değişken olarak seçilmiştir. Ancak tasarımcı her zaman keyfi değişkenler olarak bu tasarım parametrelerini seçmek zorunda değildir. Geliştirilen tasarım algoritması farklı tasarım parametrelerinin de keyfi değişken olarak seçilmesine olanak sağlamaktadır. Algoritmanın tasarımcıya sunduğu bu imkan sayesinde farklı araç projelerinde ve farklı tasarım koşullarında keyfi değişkenler isteğe bağlı değiştirilerek tasarımcının menteşe sistemi geliştirme konusunda esnekliği ve özgürlüğü artmıştır.

Günümüzde otomotiv endüstrisinde yaşanan rekabet dikkate alındığında herhangi bir araç parçasının tasarım süresinin ve maliyetinin azaltılmasının üreticiye ciddi anlamda bir rekabet gücü kazandırdığı aşikârdır.

Yapılan bu akademik çalışmanın, deneme yanılmaları ortadan kaldırarak çok kısa sürede optimum boyutlarda menteşe sistemini ortaya çıkarması sanayiye uygulanabilir bir çalışma olması açısından önem arz etmektedir.

Yapılan çalışmada tasarım algoritmasının kodları Hypermath programında geliştirilmiş ve optimizasyon çalışması bu programla entegre çalışabilen Hyperstudy programında yapılmıştır. Bu çalışmadan faydalanarak menteşe tasarlamak isteyen bir kullanıcının mevcut durumda bu paket programlar hakkında bilgi sahibi olması gerekmektedir. Gelecekte kullanıcı bu paket programlara zorunluluğunu ortadan kaldırmak ve geliştirilen tasarım algoritmasından daha pratik bir şekilde yararlanması amacıyla, uygun bir programlama dili kullanılarak tasarım algoritması ve optimizasyon çalışmasının bir arada bulunduğu bir optimizasyon algoritması ve grafiksel tasarım arayüzü geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2002.** <http://forums.vwvortex.com/showthread.php?5185048-Jetta-GLI-Finally-Unveiled-First-Photos-and- Impressions&p=70044429&viewfull=1>-(Erişim tarihi: 12.03.2017)
- Anonim, 2002.** WATT, Mechanism Design Suite, by Heron Technologies. <http://www.aes.nu/1-5softprod.htm>-(Erişim tarihi: 28.03.2017)
- Anonim, 2011.** Four bar linkage gif. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:4_bar_linkage_animated.gif-(Erişimtarihi:24.03.2017)
- Baykus, B., Anlı, E., Özkol, I. 2011.** Design and Kinematics Analysis of a Parallel Mechanism to be Utilized as a Luggage Door by an Analogy to a Four-Bar Mechanism. *Engineering*, 3: 411-421.
- Choi, K.S., Park, S.K., Wang, H.M., Jin, Y.H., Lim, C.W., Kim, H.M. 2007.** Dynamic analysis of vehicle trunk lid with 4-bar link structure. *Sae Technical Papers*, 2007-01-0455.
- Demir, E. 2005.** Kinematic Design of Mechanisms in a Computer Aided Design Environment, *M. Sc. Thesis*, Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University, Ankara.
- Duran, Y. 2009.** Design of a Mechanism for Opening Hatchback Car Baggage Door, *M. Sc. Thesis*, Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University, Ankara.
- Erdman, A.G., Sandor, G.N. 1984.** Mechanism Design, Analysis and Synthesis Volume 1, Prentice-Hall, USA.
- Erdman, A.G., Sandor, G.N. 1984.** Mechanism Design, Analysis and Synthesis Volume 2, Prentice-Hall, USA.
- Erdman, A.G., 2011.** Lincages, Linkage Interactive Computer Assisted Geometrically Enhanced Synthesis. <http://www.me.umn.edu/labs/lincages/>-(22.02.2017).
- Erener, K. 2011.** Developing a Four-Bar Mechanism Synthesis Program in Cad Environment, *M. Sc. Thesis*, Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University, Ankara.
- Farago, R., 2009.** TTAC's Top Ten Trunk Hinges. <http://www.thetruthaboutcars.com/2009/05/ttacs-top-ten-trunk-hinges-your-submissions-please/>-(Erişim tarihi: 13.03.2017)
- Freudenstein, F. 1954.** An Analytical Approach to the Design of Four-Link Mechanisms, *Transactions of the ASME*, 76(3): 483-492
- Kimbrell, J.T. 1991.** Displacement Analysis: Kinematic analysis and synthesis, Editör: Mcgraw-Hill, New York, USA, pp:27-51.
- Kopmaz, O., Yıldız, A., Atik, N. 2016.** Yeni Model Bir Binek Aracı İçin Bagaj Kapağı Açma Kapama Mekanizmasının Tasarımı ve Test Süreci. The 17 th International Conference on Machine Design and Production, 12-15 Haziran 2016, Bursa, Türkiye.
- Liu, H., Lee, S.W., Lee, J.C., Jung, B.D., Yoon, G.H. 2011.** GUI Development for Dynamic Simulation and Operation Sequence of Power Trunk Lid System. *Sae International*, 2011-28-0133.
- Norton, R.L. 2004.** Design of machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines, Editör: Mcgraw-Hill, 3rd edition, New York, USA, pp:188-214.

- Plecnik, M., 2014.** Function Generators. <http://sites.uci.edu/markplecnik/research/function-generators/>-(Erişim tarihi: 22.03.2017)
- Shen, Q., Al-Smadi, Y.M., Martin, P.J., Russell, K., Sodhi, R.S. 2009.** An extension of mechanism design optimization for motion generation. *Mechanism and Machine Theory*, 44: 1759-1767.
- Yıldız, A., Kopmaz, O., Gökyer, Y. 2015.** Binek araçlarda kullanılan gazlı pistonlu bagaj kapağı açma-kapama mekanizmalarının incelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 20(2).
- Yong, L. 2013.** Optimization Design of the Structure of the Manual Swing-out Luggage Compartment Door of Passenger Cars. *Sae Technical Papers, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 6(7): 1267-1271.
- Zhang, S., Chen, G. 2011.** Design of Compliant Bistable Mechanism for Rear Trunk Lid of Cars. *Intelligent Robotics and Applications*, , 4th International Conference, ICIRA 2011, December 6-8, Aachen, Germany.

EKLER

EK 1. Konum sentezine ait tasarım algoritma kodları

EK 2. Konum analizine ait tasarım algoritma kodları

EK 3. Statik kuvvet analizine ait tasarım algoritma kodları

EK 4. Hata fonksiyonuna ait tasarım algoritma kodları



EK 1. Konum sentezine ait tasarım algoritma kodları

```
function mentese_algoritma
(A0Xin,A0Yin,B0Xin,B0Yin,CXin,CYin,Fmaks,k)

    //KONUM SENTEZİ
    //Bagaj kapağının geçmesi gereken pozisyonların konumları

    P1X=3094.182;
    P1Y=864.932;
    P2X=3101.391;
    P2Y=927.586;
    P3X=3114.008;
    P3Y=978.74;
    alfa2=25.2;
    alfa3=75;
    delta2=83.43;
    delta3=80.11;
    P21=63.06;
    P31=115.52;

    //MEKANİZMA SOL TARAFIN ÇÖZÜMÜ

    //P noktasının O_1 noktasına göre konumu

    R1=sqrt((A0Xin-P1X)^2+(A0Yin-P1Y)^2);
    R2=sqrt((A0Xin-P2X)^2+(A0Yin-P2Y)^2);
    R3=sqrt((A0Xin-P3X)^2+(A0Yin-P3Y)^2);

    //Kinematik sentez açısı bağıntıları

    zeta1=(180/pi)*atan2((P1Y-A0Yin),(P1X-A0Xin));
    zeta2=(180/pi)*atan2((P2Y-A0Yin),(P2X-A0Xin));
    zeta3=(180/pi)*atan2((P3Y-A0Yin),(P3X-A0Xin));
    zeta11=(180/pi)*atan2((P1Y-B0Yin),(P1X-B0Xin));
    zeta22=(180/pi)*atan2((P2Y-B0Yin),(P2X-B0Xin));
    zeta33=(180/pi)*atan2((P3Y-B0Yin),(P3X-B0Xin));

    C1=R3*cos(Rad(alfa2+zeta3))-R2*cos(Rad(alfa3+zeta2));
    C2=R3*sin(Rad(alfa2+zeta3))-R2*sin(Rad(alfa3+zeta2));
    C3=R1*cos(Rad(alfa3+zeta1))-R3*cos(Rad(zeta3));
```

```

C4=-R1*sin(Rad(alfa3+zeta1))+R3*sin(Rad(zeta3));
C5=R1*cos(Rad(alfa2+zeta1))-R2*cos(Rad(zeta2));
C6=-R1*sin(Rad(alfa2+zeta1))+R2*sin(Rad(zeta2));

A1=-(C3)^2-(C4)^2;
A2=(C3*C6)-(C4*C5);
A3=-(C4*C6)-(C3*C5);
A4=(C2*C3)+(C1*C4);
A5=(C4*C5)-(C3*C6);
A6=(C1*C3)-(C2*C4);

K1=A2*A4+A3*A6;
K2=A3*A4+A5*A6;
K3=(A1^2-A2^2-A3^2-A4^2-A6^2)/2;

beta3rad=2*atan((K2-sqrt(K1^2+K2^2-K3^2))/(K1+K3));
beta3=beta3rad*180/pi;

beta2rad=atan((A3*sin(Rad(beta3))+A2*cos(Rad(beta3))+A4)/
(A5*sin(Rad(beta3))+A3*cos(Rad(beta3))+A6));
beta2=beta2rad*180/pi;

//MEKANİZMA SAĞ TARAFIN ÇÖZÜMÜ
// P noktasının O_2 noktasına göre konumu

R11=sqrt((B0Xin-P1X)^2+(B0Yin-P1Y)^2);
R22=sqrt((B0Xin-P2X)^2+(B0Yin-P2Y)^2);
R33=sqrt((B0Xin-P3X)^2+(B0Yin-P3Y)^2);

C11=R33*cos(Rad(alfa2+zeta33))-R22*cos(Rad(alfa3+zeta22));
C22=R33*sin(Rad(alfa2+zeta33))-R22*sin(Rad(alfa3+zeta22));
C33=R11*cos(Rad(alfa3+zeta11))-R33*cos(Rad(zeta33));
C44=-R11*sin(Rad(alfa3+zeta11))+R33*sin(Rad(zeta33));
C55=R11*cos(Rad(alfa2+zeta11))-R22*cos(Rad(zeta22));
C66=-R11*sin(Rad(alfa2+zeta11))+R22*sin(Rad(zeta22));

A11=-(C33)^2-(C44)^2;
A22=(C33*C66)-(C44*C55);
A33=-(C44*C66)-(C33*C55);

```



```

A44=(C22*C33)+(C11*C44);
A55=(C44*C55)-(C33*C66);
A66=(C11*C33)-(C22*C44);

K11=A22*A44+A33*A66;
K22=A33*A44+A55*A66;
K33=(A11^2-A22^2-A33^2-A44^2-A66^2)/2;

gama3rad=2*atan((K22-sqrt(K11^2+K22^2-K33^2))/(K11+K33));
gama3=gama3rad*180/pi;

gama2rad=atan((A33*sin(Rad(gama3))+A22*cos(Rad(gama3))+A44)/
(A55*sin(Rad(gama3))+A33*cos(Rad(gama3))+A66));
gama2=gama2rad*180/pi;

//Mekanizma sol taraf uzuv boyutlarının hesaplanması

A=cos(Rad(beta2))-1;
B=sin(Rad(beta2));
C=cos(Rad(alfa2))-1;
D=sin(Rad(alfa2));
E=P21*cos(Rad(delta2));
F=cos(Rad(beta3))-1;
G=sin(Rad(beta3));
H=cos(Rad(alfa3))-1;
K=sin(Rad(alfa3));
L=P31*cos(Rad(delta3));
M=P21*sin(Rad(delta2));
N=P31*sin(Rad(delta3));

H=[A,-B,C,-D;F,-G,H,-K;B,A,D,C;G,F,K,H];
V=[E;L;M;N];
X=H\V;

W1X=X(1,1);
W1Y=X(2,1);
Z1X=X(3,1);
Z1Y=X(4,1);

```

```
//Mekanizma sağ taraf uzuv boyutlarının hesaplanması
```

```
SA=cos(Rad(gama2))-1;  
SB=sin(Rad(gama2));  
SC=cos(Rad(alfa2))-1;  
SD=sin(Rad(alfa2));  
SE=P21*cos(Rad(delta2));  
SF=cos(Rad(gama3))-1;  
SG=sin(Rad(gama3));  
SH=cos(Rad(alfa3))-1;  
SK=sin(Rad(alfa3));  
SL=P31*cos(Rad(delta3));  
SM=P21*sin(Rad(delta2));  
SN=P31*sin(Rad(delta3));
```

```
SH=[SA,-SB,SC,-SD;SF,-SG,SH,-SK;SB,SA,SD,SC;  
SG,SF,SK,SH];  
SV=[SE;SL;SM;SN];  
SX=SH\SV;
```

```
U1X=SX(1,1);  
U1Y=SX(2,1);  
S1X=SX(3,1);  
S1Y=SX(4,1);
```

```
L1=sqrt((W1X)^2+(W1Y)^2);  
L2=sqrt((Z1X)^2+(Z1Y)^2);
```

```
L3=sqrt((U1X)^2+(U1Y)^2);  
L4=sqrt((S1X)^2+(S1Y)^2);
```

```
//Mekanizma bağlantı noktalarının konumlarının bulunması
```

```
AXin=A0Xin+W1X;  
AYin=A0Yin+W1Y;  
BXin=B0Xin+U1X;  
BYin=B0Yin+U1Y;
```

EK 2. Konum analizine ait tasarım algoritma kodları

```
162 teta12=teta12max+1;
163 f=(beta3*(-1)+1)
164
165 //MEKANİZMA KONUM ANALİZİ
166
167 for t=1,f do
168     teta12=teta12-1;
169
170 //Bagaj kapağı,gazlı yay, elle açma noktası konumları
171
172 DXin=3329.62; //gazlı yay D noktası X koordinat
173 DYin=796.51; //gazlı yay D noktası Y koordinat
174 GXin=3415.8; //ağırlık merkezi X koordinat
175 GYin=784; //ağırlık merkezi Y koordinat
176 HXin=3681.78; //elle açma noktası X koordinat
177 HYin=710; //elle açma noktası Y koordinat
178 KK=20.36 //bagaj kapağı kütle
179 W=(KK*9.81)/2; //bagaj kapağı ağırlık
180
181
182 L1=sqrt((CXin-DXin)^2+(CYin-DYin)^2);
183 A1=sqrt((BOXin-AOXin)^2+(BOYin-AOYin)^2);
184 A2=sqrt((AXin-AOXin)^2+(AYin-AOYin)^2);
185 A3=sqrt((BXin-AXin)^2+(BYin-AYin)^2);
186 A4=sqrt((BXin-BOXin)^2+(BYin-BOYin)^2);
187 CL=sqrt((CXin-AXin)^2+(CYin-AYin)^2);
188 GL=sqrt((GXin-AXin)^2+(GYin-AYin)^2);
189 HL=sqrt((HXin-AXin)^2+(HYin-AYin)^2);
```

```

191 //Menteşe mekanizması açılı bağıntıları
192
193 teta13in=(180/pi)*atan2((BYin-AYin),(BXin-AXin))
194 teta14in=(180/pi)*atan2((BYin-BOYin),(BXin-BOXin))
195
196 alfa_1=(180/pi)*atan2((BOYin-AOYin),(BOXin-AOXin));
197 alfa_2=(180/pi)*atan2((CYin-AYin),(CXin-AXin))-teta13in;
198 alfa_3=(180/pi)*atan2((GYin-AYin),(GXin-AXin))-teta13in;
199 alfa_4=(180/pi)*atan2((HYin-AYin),(HXin-AXin))-teta13in;
200
201 AY=A0Yin+(A2*sin(Rad(teta12)));
202 AX=A0Xin+(A2*cos(Rad(teta12)));
203
204 F1=(-A1*cos(Rad(alfa_1))+A2*cos(Rad(teta12)));
205 F2=(-A1*sin(Rad(alfa_1))+A2*sin(Rad(teta12)));
206 S=sqrt(F1^2+F2^2);
207
208 //phi=(180/pi)*atan(F2/F1);
209 phi=(180/pi)*atan2((AY-BOYin),(AX-BOXin));
210 psi=Deg(acos((S^2+A4^2-A3^2)/(2*S*A4)));
211 mu=Deg(acos((A3^2+A4^2-S^2)/(2*A3*A4)));
212
213 teta14=phi-psi
214 teta13=teta14-mu
215
216 BX=A0Xin+(A2*cos(Rad(teta12))+A3*cos(Rad(teta13)));
217 BY=A0Yin+(A2*sin(Rad(teta12))+A3*sin(Rad(teta13)));
218 CX=A0Xin+(A2*cos(Rad(teta12))+CL*cos(Rad(teta13+alfa_2)));
219 CY=A0Yin+(A2*sin(Rad(teta12))+CL*sin(Rad(teta13+alfa_2)));
220 GX=A0Xin+(A2*cos(Rad(teta12))+GL*cos(Rad(teta13+alfa_3)));
221 GY=A0Yin+(A2*sin(Rad(teta12))+GL*sin(Rad(teta13+alfa_3)));
222 HX=A0Xin+(A2*cos(Rad(teta12))+HL*cos(Rad(teta13+alfa_4)));
223 HY=A0Yin+(A2*sin(Rad(teta12))+HL*sin(Rad(teta13+alfa_4)));
224 teta15=(180/pi)*atan2((CY-DYin),(CX-DXin));
225 L=sqrt((DXin-CX)^2+(DYin-CY)^2);

```

EK 3. Statik kuvvet analizine ait tasarım algoritma kodları

```
227 // STATİK DENGE DENKLEMLERİ
228
229 //gazlı yay kuvveti
230 FP=Fmaks-((L-L1)*(k))
231
232 //elle açma kuvvetinin hesaplanması
233 H=[-1,0,0,0,cos(Rad(180-teta12)),0,0;
234 0,1,0,0,-sin(Rad(180-teta12)),0,0;
235 0,0,-1,0,0,cos(Rad(180-teta14)),0;
236 0,0,0,1,0,-sin(Rad(180-teta14)),0;
237 0,0,0,0,cos(Rad(teta12)),cos(Rad(teta14)),
238 -(sin(Rad(teta13+alfa_4)))]);
239 0,0,0,0,sin(Rad(teta12)),sin(Rad(teta14)),
240 (cos(Rad(teta13+alfa_4)))]);
241 0,0,0,0,0,A3*sin(Rad(teta14-teta13)),HL];
242
243 V=[0; 0; 0; 0; (-FP*cos(Rad(teta15)))]);
244 W-(FP*sin(Rad(teta15)))]);
245 (((W)*(GL)*cos(Rad(teta13+alfa_3)))-
246 ((FP)*CL*sin(Rad(teta15-teta13-alfa_2))))];
247
248 X=H\V;
249 FH=-2*X(7,1);
250 ST(t,1)=[FH];
```

EK 4. Hata fonksiyonuna ait tasarım algoritma kodları

```
                                //OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI
//elle açma kuvvet eğrisi(hedef değerler)

KD=[0 5 15 20 30 45 60 75];           //açı değerleri
GF=[-23 0 31.4 40 44.2 37.9 30.6 29.3]; //kuvvet değerleri
SP(t,1)=[teta13-teta13in];
end
Z=Spline(SP,ST,[0 5 15 20 30 45 60 75],'extrap');

                                //hata fonksiyonu
sigma_m=[];
for m=1,8 do
sigma_m(1,m)=(Z(1,m)-GF(1,m))^2;
end

                                //hyperstudy programına geçiş
SM=sum(sigma_m);
outfile='sentez_full.res';
fid=io.open(outfile,'w');
fid::write(SM,'\n');
fid::write(AXin,'\n');
fid::write(AYin,'\n');
fid::write(BXin,'\n');
fid::write(BYin,'\n');
fid::close();
PlotLine(SP,ST)
PlotLine(KD,GF)
print(SM)
end
```

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Şevket ÖZCAN
Doğum Yeri ve Tarihi : Elbistan/1986
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise : Eskişehir Anadolu Lisesi/Fen Bilimleri-2004
Lisans : Uludağ Üniversitesi/Makine Mühendisliği-2009

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Met Mühendislik/Analiz Mühendisi (2010-2012)
Toksan Otomotiv /Analiz Uzmanı (2012- ...)

İletişim (e-posta) : sevketozcan16@gmail.com

Yayımları :

Özcan, Ş., Yıldırım, A., Pala, Y., Yıldız, A.R. 2016. Taşıt Kaput Menteşelerinin Optimum Tasarımı, 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Mayıs 2016, Bursa, Türkiye.

Başer, T.A., Usta, M., Çetin, H., Özcan, Ş., Çeliker, T. 2013. A Study on Bending of AA6XXX Extruded Profiles, 7th International Conference and Exhibition on Design and Production of Machines and Dies/Mold, Haziran 2013, Antalya, Türkiye.