

**İKİ SERBESTLİK DERECELİ DÜZLEMSEL PARALEL
MANİPÜLATÖRÜN DENGELENMESİ VE KONTROLÜ**

Deniz KAVALA ŞEN



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ SERBESTLİK DERECELİ DÜZLEMSEL PARALEL MANİPÜLATÖRÜN
DENGELENMESİ VE KONTROLÜ**

Deniz KAVALA ŞEN
Mekatronik Yüksek Mühendisi
0000-0002-2429-8927

Prof. Dr. Osman KOPMAZ
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2023
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Deniz KAVALA ŞEN tarafından hazırlanan “**İKİ SERBESTLİK DERECELİ DÜZLEMSEL PARALEL MANİPÜLATÖRÜN DENGELENMESİ VE KONTROLÜ**” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

- Başkan** : Prof. Dr. Osman KOPMAZ İmza
0000-0002-9429-9300
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- Üye** : Prof. Dr. Recep EREN İmza
0000-0001-9389-0281
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Tekstil Mühendisliği Anabilim Dalı
- Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN İmza
0000-0002-3281-9112
Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- Üye** : Prof. Dr. Hakan GÖKDAĞ İmza
0000-0003-3070-6365
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Hakan ÜLKER İmza
0000-0002-6416-0973
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

.././.....

B.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 yararlanılması 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.**

.../.../.....

Deniz KAVALA ŞEN

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Danışman Adı-Soyadı
Tarih

Öğrencinin Adı-Soyadı
Tarih

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

ÖZET

Doktora Tezi

İKİ SERBESTLİK DERECELİ DÜZLEMSEL PARALEL MANİPÜLATÖRÜN DENGELENMESİ VE KONTROLÜ

Deniz KAVALA ŞEN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

Bu tez çalışması, iki serbestlik dereceli beş uzuvlu düzlemsel paralel bir manipülatörün iki farklı şekilde dengelenmesi ile ilgidir. İlk olarak, bu manipülatör için en büyük yörünge ve çalışma sırasındaki maksimum hız ve ivme değerleri belirlenmiştir. Bu istenen kinematik özelliklerle bu manipülatörün sarsma kuvvetini ve sarsma momentini en aza indirgeyecek şekilde bir optimizasyon problemi oluşturulmuştur. Optimizasyonda, yörünge çalışması için çalışma uzayı içinde kalması ve kütle dengelenmesi kısıt fonksiyonları şeklinde uygulanmıştır. Manipülatörün tüm uzuv özellikleri tasarım değişkenleri olarak tanımlanmış ve elde edilen optimum tasarım parametreleri ile sarsma kuvveti ve momentinin önemli bir ölçüde azaltmanın mümkün olduğu gösterilmiştir. Burada yapılan yörünge planlamasına göre manipülatör ve motorlardan meydana gelen sistem için pozisyon kontrolü PID algortimasıyla yapılmıştır. PID kontrolör kat sayılarının bulunmasında da yapısal tasarımdaki gibi optimizasyondan yararlanılmış ve üç farklı popülasyon tabanlı optimizasyon tekniği uygulanmıştır: Genetik Algoritma (GA), Parçacık Sürüsü Optimizasyonu (PSO) ve Diferansiyel Evrim (DE). Bu çalışmada, PSO yöntemiyle sarsma kuvvetinde %96 ve sarsma momentinde %46 oranında iyileşme elde edilmiştir. PID kontrolör katsayılarının GA metoduyla uygulanmasıyla toplam mutlak pozisyon hatasının birinci motorda %0.039 ve ikinci motorda %0.043 indirilerek en iyi yörünge takibi yaptığı görülmüştür. Ayrıca hesaplamalarda aynı sayıda iterasyon kullanılarak optimizasyon yöntemlerinin performansları karşılaştırılmış ve bu iki problemde farklı optimizasyon yöntemlerinin daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir. İkinci olarak bu manipülatöre tam dengeleme yapılmıştır. Bu dengeleme, yörüngeden bağımsız olarak kütle eklemek şeklindedir. Eklenen kütlelerden dolayı motor tork ihtiyaçlarında birinci motor için 5,12 kat ve ikinci motor için 5,25 kat artış olmuştur. Bu çalışmanın sonuçları, beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün çalışacağı ortama göre dengelenme şeklini belirlenmek, yapısal tasarım ve PID kontrolör dizaynı yapmak isteyen bir imalatçı için büyük önem taşımaktadır.

Anahtar Kelimeler: Sarsma kuvveti, Sarsma momenti, Tam Dengeleme, Optimizasyon, PID kontrol, Yörünge planlaması

2023, viii + 86 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

BALANCING AND CONTROL OF A TWO DEGREES-OF-FREEDOM PLANAR PARALLEL MANIPULATOR

Deniz KAVALA ŞEN

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

Supervisor: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

This thesis is about two ways of balancing a planar parallel manipulator with five-bar with two degrees of freedom. First, the maximum trajectory and the maximum speed and acceleration values during the operation were determined for this manipulator. With these desired kinematic properties, an optimization problem has been created to minimize this manipulator's shaking force and moment. The trajectory positioning in the workspace and mass balancing are applied in the optimization process with constraint functions. All link properties of the manipulator were defined as design variables, and it was shown that it was possible to significantly reduce the shaking force and moment with the optimum design parameters obtained. According to the trajectory planning, PID position control was made for the system consisting of manipulators and motors. As in the structural design, optimization was used to find the PID controller coefficients, and three different population-based optimization techniques were applied: Genetic Algorithm (GA), Particle Swarm Optimization (PSO), and Differential Evolution (DE). In this study, a 96% improvement in shaking force and a 46% improvement in shaking moment were obtained with the PSO method. By applying the PID controller coefficients with the GA method, it was observed that the total absolute position error was reduced by 0.039% in the first motor and 0.043% in the second motor, resulting in the best trajectory tracking. In addition, the performances of the optimization methods were compared by using the same number of iterations in the calculations, and it was determined that different optimization methods gave better results in these two problems. Secondly, this manipulator has been fully balanced. This balancing is in the form of adding mass and occurs independently of the trajectory. Due to their added mass, the torque requirements increased by 5.12 times for the first motor and 5.25 times for the second motor. The results of this study are of great importance for a manufacturer who wants to determine how the five-bar planar parallel manipulator is balanced according to the environment in which it will operate to make structural design and PID controller design.

Key words: Shaking Force, Shaking Moment, Full Balancing, Optimization, PID control, Trajectory Planning
2023, viii + 86 pages.

TEŞEKKÜR

Öncelikle yaptığım bu çalışmada sürekli beni destekleyen, yardımlarını esirgemeyen ve hep örnek alacağım çok değerli tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Osman KOPMAZ'a, makale çalışmamda beni yönlendiren Sayın Doç. Dr. Ahmet Yıldız'a şükranlarımı sunarım. Ayrıca tez izleme komitemde yer alan değerli görüşleriyle araştırmanın şekillenmesini sağlayan Prof. Dr. Recep EREN'e ve Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN'e çok teşekkür ederim.

Her zaman ve her koşulda arkamda olduklarını hissettiğim sevgili annem ve babama, zor zamanlarımda destekleri ile beni motive eden arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak her daim yanında olan, en büyük moral kaynağım sevgili eşime ve canım kızıma teşekkürlerimi sunarım.

Deniz KAVALA ŞEN

.../.../.....

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	11
3.1. İki Serbestlik Dereceli Beş Uzunlu Düzlemsel Paralel Manipülatör.....	11
3.2. Ters Kinematik Analizi.....	11
3.2.1. Pozisyon Analizi.....	12
3.2.2. Hız Analizi.....	15
3.2.3. İvme Analizi.....	16
3.3. Düz Kinematik Analizi.....	17
3.4. Manipülatörün Çalışma Uzayının ve Tekil Noktalarının Tayini.....	19
3.5. Dinamik Analiz.....	23
3.6. Yörünge Planlaması.....	25
3.7. Mekanizmanın Dengelenmesi.....	27
3.7.1. Sarsma Kuvvetinin Tayini.....	27
3.7.2. Sarsma Momentinin Tayini.....	30
3.8. Sarsma Kuvvetinin ve Sarsma Momentinin Optimizasyon Yöntemleriyle Minimize Edilmesi.....	32
3.8.1. Kullanılan Optimizasyon Teknikleri.....	34
3.8.2. Sayısal Örnek.....	36
3.9. Optimize Edilen Manipülatörün Kontrolü.....	44
3.9.1. PID Kontrolör Kazanç Katsayılarının Optimizasyon ile Belirlenmesi.....	55
3.9.2. PID Kontrolör İçin Optimizasyon Sonuçları.....	56
3.10. Beş Uzunlu Düzlemsel Paralel Manipülatörün Tam Dengelenmesi.....	59
3.10.1. Sarsma Kuvvetinin Dengelenmesi.....	59
3.10.2. Sarsma Momentinin Dengelenmesi.....	64
3.10.3. Sayısal Örnek.....	68
4. TARTIŞMA.....	73
5. SONUÇ.....	74
KAYNAKLAR.....	76
EKLER.....	80
EK 1- Beş çubuk manipülatörünün dinamik denklemlerinin matris formunda gösterimi.....	80
EK 2. Maple programı ile hareket denklemlerinin Lagrange metoduyla aktif açılar cinsinden çıkarılması.....	81
ÖZGEÇMİŞ.....	86

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
x	Orijinden P noktasının yatay mesafesi (m)
y	Orijinden P noktasının dikey mesafesi (m)
V_x	P noktasının hızının x bileşeni (m/s ²)
V_y	P noktasının hızının y bileşeni (m/s ²)
a_x	P noktasının ivmesinin x bileşeni (m/s ²)
a_y	P noktasının ivmesinin y bileşeni (m/s ²)
r_1	Birinci uzuv uzunluğu (m)
r_2	İkinci uzuv uzunluğu (m)
r_3	Üçüncü uzuv uzunluğu (m)
r_4	Dördüncü uzuv uzunluğu (m)
r_5	Birinci uzuv ile dördüncü uzuv arası mesafe (m)
θ_1	Birinci uzuv açısı (rad)
θ_2	İkinci uzuv açısı (rad)
θ_3	Üçüncü uzuv açısı (rad)
θ_4	Dördüncü uzuv açısı (rad)
φ_1	Birinci uzvun asal eksenine göre ağırlık merkezi arasındaki açı (rad)
φ_2	İkinci uzvun asal eksenine göre ağırlık merkezi arasındaki açı (rad)
φ_3	Üçüncü uzvun asal eksenine göre ağırlık merkezi arasındaki açı (rad)
φ_4	Dördüncü uzvun asal eksenine göre ağırlık merkezi arasındaki açı (rad)
A_i, B_i, C_i	Freudenstein denklem katsayıları (i=1,2 için)
a_i, b_i, c_i	Yarım açı tanjant fonksiyon denklem katsayıları (i=1,2 için)
z_i	Ters kinematik çözümün ikinci dereceden denklem kökleri (i=1,2)
ω_1	Birinci uzvun açısal hızı (rad/s)
ω_2	İkinci uzvun açısal hızı (rad/s)
ω_3	Üçüncü uzvun açısal hızı (rad/s)
ω_4	Dördüncü uzvun açısal hızı (rad/s)
α_1	Birinci uzvun açısal ivmesi (rad/s ²)
α_2	İkinci uzvun açısal ivmesi (rad/s ²)
α_3	Üçüncü uzvun açısal ivmesi (rad/s ²)
α_4	Dördüncü uzvun açısal ivmesi (rad/s ²)
r_{G1}	Birinci uzvun mafsaldan ağırlık merkezine olan uzaklık (m)
r_{G2}	İkinci uzvun mafsaldan ağırlık merkezine olan uzaklık (m)
r_{G3}	Üçüncü uzvun mafsaldan ağırlık merkezine olan uzaklık (m)
r_{G4}	Dördüncü uzvun mafsaldan ağırlık merkezine olan uzaklık (m)
V_{G1}	Birinci uzvun ağırlık merkezi hızı (m/s)
V_{G2}	İkinci uzvun ağırlık merkezi hızı (m/s)
V_{G3}	Üçüncü uzvun ağırlık merkezi hızı (m/s)
V_{G4}	Dördüncü uzvun ağırlık merkezi hızı (m/s)
a_{G1x}	Birinci uzvun ağırlık merkezi ivmesinin x bileşeni (m/s ²)
a_{G1y}	Birinci uzvun ağırlık merkezi ivmesinin y bileşeni (m/s ²)
a_{G2x}	İkinci uzvun ağırlık merkezi ivmesinin x bileşeni (m/s ²)
a_{G2y}	İkinci uzvun ağırlık merkezi ivmesinin y bileşeni (m/s ²)

a_{G3x}	Üçüncü uzvun ağırlık merkezi ivmesinin x bileşeni (m/s^2)
a_{G3y}	Üçüncü uzvun ağırlık merkezi ivmesinin y bileşeni (m/s^2)
a_{G4x}	Dördüncü uzvun ağırlık merkezi ivmesinin x bileşeni (m/s^2)
a_{G4y}	Dördüncü uzvun ağırlık merkezi ivmesinin y bileşeni (m/s^2)
e	Düz kinematik doğru denkleminin eğimi
f	Düz kinematik doğru denkleminin sabit terimi
d, g, h	Düz kinematik çözümünde kullanılan 2. dereceden denklemin katsayıları
m	B ₁ ile B ₂ noktaları arasındaki yatay uzaklık (m)
n	B ₁ ile B ₂ noktaları arasındaki dikey uzaklık (m)
J	Jakobiyen matrisi
A	Jakobiyen girdi matrisi
B	Jakobiyen çıktı matrisi
x_{col}	Orijinden çizilen dairenin x eksen değeri (m)
y_{col}	Orijinden çizilen dairenin y değeri (m)
c_{10}	A ₁ noktasından r_1+r_3 yarıçaplı daire
c_{11}	A ₁ noktasından $ r_1-r_3 $ yarıçaplı daire
c_{20}	A ₂ noktasından r_2+r_4 yarıçaplı daire
c_{21}	A ₂ noktasından $ r_2-r_4 $ yarıçaplı daire
m_1	Birinci uzvun kütlesi (kg)
m_2	İkinci uzvun kütlesi (kg)
m_3	Üçüncü uzvun kütlesi (kg)
m_4	Dördüncü uzvun kütlesi (kg)
I_{G1}	Birinci uzvun atalet momenti (kgm^2)
I_{G2}	İkinci uzvun atalet momenti (kgm^2)
I_{G3}	Üçüncü uzvun atalet momenti (kgm^2)
I_{G4}	Dördüncü uzvun atalet momenti (kgm^2)
F_{01x}, F_{01y}	A ₁ mesnet noktasındaki reaksiyon kuvveti bileşenleri
F_{02x}, F_{02y}	A ₂ mesnet noktasındaki reaksiyon kuvveti bileşenleri
F_{31x}, F_{31y}	B ₁ mesnet noktasındaki reaksiyon kuvveti bileşenleri
F_{34x}, F_{34y}	P mesnet noktasındaki reaksiyon kuvveti bileşenleri
F_{24x}, F_{24y}	B ₂ mesnet noktasındaki reaksiyon kuvveti bileşenleri
F_s	Sarsma kuvveti
M_s	Sarsma momenti
K	Kinetik enerji
T_1	Birinci motor torku (Nm)
T_2	İkinci motor torku (Nm)
\vec{P}	Düzlemsel beş çubuk mekanizmasının uç noktası pozisyon vektörü
f_1	Birinci amaç fonksiyonu
f_2	İkinci amaç fonksiyonu
$\overline{a_1}, \overline{a_2}, \overline{a_3},$ $\overline{a_4}, \overline{a_5}, \overline{a_6}$	Kinetik enerji içinde kullanılan sabit değişken değerlerinin sembolleri
$\overline{A}, \overline{B}, \overline{C}$	Sadeleştirilmiş kinetik enerji denkleminin sembolleri
k_1, k_2, k_3, k_4, k_5	Birinci motor için yazılan hareket denkleminin kullanılan semboller
T_s	DC motor çıkış torku (Nm)
T_e	Manyetik motor momenti (Nm)
T_w	Sürtünme momenti (Nm)

T_L	Mekanik yük sabit momenti (Nm)
R_a	Armatür direnci (ohm)
L_a	Armatür indüktansı (H)
K_t	Tork sabiti (Nm/A)
K_b	Zıt elektromotif kuvvet sabiti (Vs./rad)
J_m	Rotor atalet momenti(kgm ²)
B_m	Viskoz sürtünme katsayısı (Nms/rad)
n	Redüktör çevrim oranı
V_1, V_2	Birinci ve ikinci motor voltajları (V)
K_{p1}, K_{p2}	PID kontrolörünün oransal kazançları
K_{d1}, K_{d2}	PID kontrolörünün türevsel kazançları
K_{i1}, K_{i2}	PID kontrolörünün integral kazançları
$\theta_{ref1}, \theta_{ref2}$	Birinci ve ikinci motorlar için referans açısal konumları (rad)
MHI_1, MHI_2 integrali	Birinci ve ikinci uzuvların konum hatalarının mutlak değerlerinin integrali

Kısaltmalar	Açıklama
GA	Genetik Algoritma
PSO	Parçacık Sürü Optimizasyonu
DE	Diferansiyel Evrim Algoritması
PID	Oransal-İntegral-Türevsel Kontrol

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. a) Seri manipülatör b) Paralel manipülatör (Pandilov, 2014).....	1
Şekil 2.1. Beş uzuvlu düzlemsel paralel mekanizma çeşitlerinin kinematik diyagramları (Cervantes-Sánchez, Rendón-Sánchez, 1999).....	4
Şekil 2.2. a) Dextar manipülatör prototipi b) Çalışma modları (Campos, vd., 2010)	5
Şekil 2.3. Beş uzuvlu paralel manipülatörün dairesel olmayan dişlilerle entegrasyonu (Mundo vd., 2007)	6
Şekil 2.4. Dengeleme teknikleri şeması	7
Şekil 2.5. Çift sarkacın farklı yöntemlerle tam dengelemesi a) Karşit kütle eklenmesi b) Ayrı karşı dönüşler kullanarak dengeleme c) Eksenel aynalama yöntemi ile simetrik mekanizma kopyası d) Avara dişli kullanımı	8
Şekil 3.1. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatör	11
Şekil 3.2. Dört ters kinematik çözüm modelleri: a) “+ -” b) “- +” c) “- -” ve d) “+ +” (Liu ve Wang ve Zheng 2006)	14
Şekil 3.3. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün ters kinematik geometrik çözümü	14
Şekil 3.4. İki düz kinematik çözüm modeli: a) yukarı konfigürasyon b) aşağı konfigürasyon (Liu ve Wang ve Zheng 2006)	18
Şekil 3.5. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün düz kinematik geometrik çözümü	18
Şekil 3.6. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün teorik çalışma alanı.....	20
Şekil 3.7. Tekil konfigürasyonlar(Hoang et al. 2015).....	22
Şekil 3. 8. Ulaşılabilir Çalışma Uzayı.....	22
Şekil 3.9. Paralel Manipülatörün Serbest Cisim Diyagramları.....	23
Şekil 3.10. Uygulanan yörünge.....	25
Şekil 3.11. P noktası için (a) Trapezoidal hız profili, (b) Pozisyon, hız ve ivme	27
Şekil 3.12. GA akış diyagramı	34
Şekil 3.13. PSO Akış diyagramı	35
Şekil 3.14. İlk Tasarım	37
Şekil 3.15. İki amaç fonksiyonu arasındaki ilişki	40
Şekil 3.16. Optimizasyon Sonrası Tasarım	41
Şekil 3.17. Optimizasyon sonuçları: Sarsma kuvveti(a), sarsma momenti(b), birinci motor torku(c), ikinci motor torku(d).....	44
Şekil 3.18. PID kontrollü paralel manipülatörün blok diyagramı.....	44
Şekil 3.19. Kontrol sonuçları, a) Birinci motorun açılma konumu b) İkinci motorun açılma konumu c) Yörünge.....	58
Şekil 3.20. Düzgün beş çubuk mekanizması.....	59
Şekil 3.21. Birinci uzuvun (a) ve Üçüncü uzuvun (b) kütle eklenmiş hali	60
Şekil 3.22. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörünün kütle dengelemesi	61
Şekil 3.23. Kütle dengelemesi olan manipülatör uzuvlarının serbest cisim diyagramları.....	63
Şekil 3.24. Dönen kütle eklenen birinci uzuv(b) ve üçüncü uzuv(a).....	64
Şekil 3.25. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün sarsma momentinin dengelenmesi (tam (dinamik) dengeleme)	67

Şekil 3.25.	Düzgün çubuklarla yapılan ilk tasarım	68
Şekil 3.26.	Kütle dengelemesi yapılan beş uzuvlu paralel manipülatör	68
Şekil 3.27.	Beş uzuvlu paralel manipülatörün tam dengelenmesi	69
Şekil 3.28.	Yapılan dengelemelerin etkileri: Sarsma kuvveti (a), Sarsma momenti(b), birinci motor torku(c) ve ikinci motor torku(d).....	72

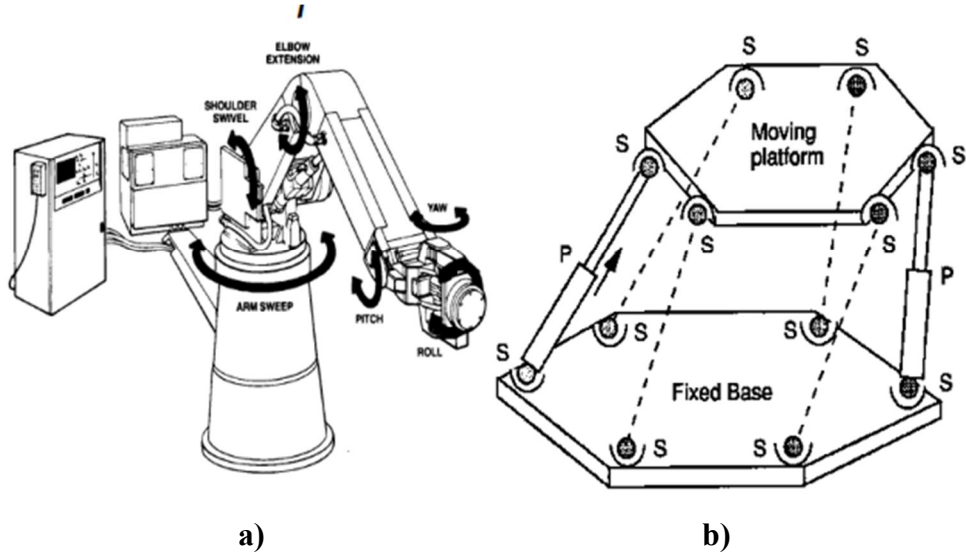
ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1.	Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörünün ilk tasarım parametreleri	38
Çizelge 3.2.	Optimizasyon Algoritmalarının Parametreleri.....	38
Çizelge 3.3.	Üç farklı optimizasyon metodu için amaç fonksiyonlarının ağırlıklandırma faktörüne göre çözümleri	39
Çizelge 3.4.	Optimum tasarım parametreleri	40
Çizelge 3.5.	Tasarım parametrelerinin kıyaslanması	42
Çizelge 3.6.	Motor Özellikleri	53
Çizelge 3.7.	Optimizasyon Algoritmalarının Parametreleri.....	56
Çizelge 3.8.	PID kazanç katsayıları	57
Çizelge 3.9.	Kütle dengelemesi yapılan manipülatörün kütle ve atalet momenti ...	69
Çizelge 3.10.	Kütle ve atalet moment değerlerini kıyaslama tablosu.....	70

1. GİRİŞ

Robotlar, geometrik yapılarına göre seri ve paralel manipülatörler olarak sınıflandırılır. Her tip robotik manipülatörün avantajları ve dezavantajları vardır ve farklı uygulamalar için uygundur. Bu manipülatör tipleri karşılaştırıldığında, seri manipülatörler basit bir yapıya, geniş bir çalışma uzayına ve basit kinematiğe sahipken paralel manipülatörler karmaşık yapıya, küçük bir çalışma uzayına ve karmaşık bir matematik modeline sahip olduğu fark edilir. Ancak paralel manipülatörler birkaç kinematik zincirden oluşması sebebiyle özellikle yüksek hassasiyet, yüksek hızda çalışma, büyük yük kabiliyeti ve yüksek dinamik performans gerektiren yerlerde tercih edilmektedir. (Pandilov ve Dukovski, 2014)



Şekil 1.1. a) Seri manipülatör b) Paralel manipülatör (Pandilov, 2014)

Paralel manipülatörler endüstriyel, savunma, havacılık ve tıbbi gibi birçok uygulamada kullanılmaktadır. Paralel manipülatörler, ilk olarak 1956'da Gough tarafından incelenmiş olup 1965 yılında Stewart tarafından bir uçak simülatörü olarak kullanılmak üzere bir platform manipülatör tasarlanmıştır. 1978'de Hunt, Stewart platformunun robot manipülatör olarak kullanılmasını önermiş ve robotik uygulamalar bağlamında ayrıntılı çalışmayı hak ettiğinden bahsetmiştir.

Bu paralel manipülatör çeşitleri arasından iki serbestlik dereceli beş uzuvlu döner mafsallı düzlemsel paralel manipülatör bu tez çalışmasının konusudur. Bu manipülatör ise yaygın olarak endüstride, montaj, nakliye ve konumlandırma gibi seri üretim için robotik uygulamaların yanı sıra haptik ve tıbbi cihazlarda da kullanılmaktadır.

Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatör tasarlanırken, kinematik ve dinamik ile ilgili birçok problem çözülmektedir. Burada çalışma uzayının belirlenmesi ve yörünge planlaması ana kinematik konular olup gerekli motor torkları ile sistemin sarsma kuvveti ve sarma momentinin belirlenmesi dinamik konulardır. Tasarımı tamamlanan manipülatörün kontrolü de diğer önemli bir konudur. Bu belirtilen konularla ilgili olarak her konu özelinde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar, kaynak araştırması kısmında ele alınmaktadır.

Bu çalışma önceki çalışmalardan üç açıdan farklılık göstermektedir. İlk olarak, manipülatörün kütle denge probleminin çözümünde optimizasyon yönteminin kullanılmasıyla, uzuvların uzunlukları, kütleleri, ataletleri, ağırlık merkezleri konumları gibi uzuvların tüm özellikleri optimizasyon parametreleri olarak kabul edilmiştir. İkinci olarak, elde edilen optimum tasarım parametreleri kullanılarak elde edilen manipülatörde kullanılan denetleyicinin PID kazançları da optimizasyon ile elde edilmiştir. Manipülatörün dengelenmesi ve kontrolü tek birçok amaçlı optimizasyon problemi olarak ortaya konabilir. Ancak, problemin bu iki aşamasının kombinasyonu, optimizasyon algoritmasını daha karmaşık hale getirebilir. Bu nedenle, manipülatör kontrol problemi ikincil bir optimizasyon problemi olarak tanımlanmıştır. Her iki optimizasyon problemi için performanslarını karşılaştırmak üzere üç farklı optimizasyon tekniği kullanılmıştır. Üçüncü olarak, bu paralel manipülatör için tam dengeleme modeli kurulmuş ve optimizasyonla elde edilen kütle dengeleme modeli ile karşılaştırılmıştır.

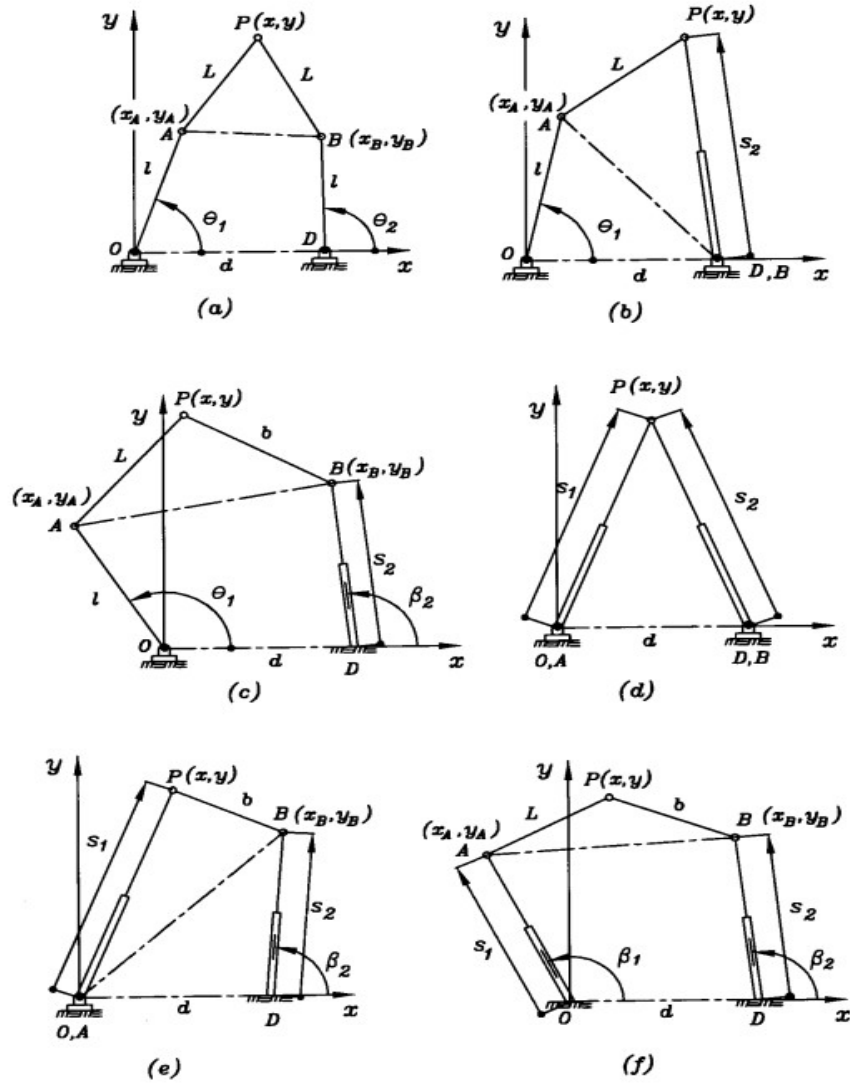
Bu çalışma ile iki serbestlik dereceli beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün çalışma sırasında gereken hassasiyete göre nasıl bir dengeleme yapılacağı konusunda tasarımcılarının bilgilendirilmesi amaçlanmıştır. Özellikle yüksek hassasiyet gerektiren tıbbi ve uzay bilimlerinde konumlandırma uygulamalarında tam dengeleme yapıldığı görülmüştür.

Bu tez çalışmasında, öncelikli olarak bu düzlemsel paralel manipülatörün tasarım öncesinde yapacağı en büyük yörünge ve maksimum hız profili belirlenmiştir. Bu belirlenen yörüngeye göre uzuv boyutları tespit edilmiştir. Bu yörüngeyi takip ederken istenilen çalışma hızında ters kinematik ve dinamik analizleri yapılmış olup sarsma kuvvetini ve sarsma momentini yok edecek veya minimize edilmesini sağlayacak şekilde matematiksel modelleme yapılmıştır. Bu model, ilk olarak sarsma kuvvetinin ve sarsma momentinin minimize edilmesi için bir optimizasyon problemi kurulmuş ve üç optimizasyon yöntemi uygulanmıştır. Özellikle bu yapısal optimizasyonda kütle dengelemesi denklemleri kısıt fonksiyonları ile yapılmıştır. Elde edilen optimum parametrelere göre üç boyutlu modelleme yapılmış fakat optimum parametrelerinin birçoğu elde edilememiştir. Optimizasyon sonucundaki veriler ile bir PID pozisyon kontrol algoritması oluşturulmuştur. Bu algoritma için hareket denklemi Lagrange yöntemi ile bulunmuş ve pasif açılar aktif açılar cinsinden belirtilerek sadeleştirilmiştir. Sistem denklemleri doğrusal olmadığı için Runge-Kutta metoduyla çözüm bulunmuştur. PID kontrolör kazanç katsayılarını bulmak içinde optimizasyon metodu uygulanmıştır. Elde edilen giriş açı değerleri düz kinematik uygulanarak yörünge çizilmiş ve üç farklı optimizasyon yönteminden en iyi sonuç vereni tespit edilmiştir. İkinci olarak ise sarsma kuvvetini ve sarsma momentini yörüngeden bağımsız olarak yok edilmesiyle manipülatörün tam dengelemesi şeklinde oluşturulmuştur. Burada kütle ekleme yapılarak kütle dengelemesi, kütle dengelemesi yapılmış sisteme dönen kütleler eklemek suretiyle tam(dinamik) dengeleme yapılmıştır. Tam dengeleme sonucunda sistemin tork ihtiyaçları belirlenmiştir. Bu değerlerin kullanılan dişlilerinin çevrim oranlarına bağlı olduğu da tespit edilmiştir.

Çalışma kapsamında kütle dengeleme, tam dengeleme ve PID kontrolör kazanç katsayılarının optimizasyon ile bulunmasında yapılan matematik modellemelerin çözümü için Matlab programından, tasarımların üç boyutlu çiziminde Solidworks programından ve pasif açılar aktif açılar cinsinden yazılarak elde edilen hareket denklemlerinin oluşturulmasında Maple programından yararlanılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

İki serbestlik dereceli beş uzuvlu paralel manipülâtör, beş uzuv ve beş mafsaldan oluşmaktadır. Mafsalların döner (revolute) veya kayar (prismatic) olmasına göre altı farklı mekanizma elde edilebileceği tespit edilmiştir. (Cervantes-Sánchez, Rendón-Sánchez, 1999) Bu mekanizma çeşitleri Şekil 2.1’ de gösterilmiştir.



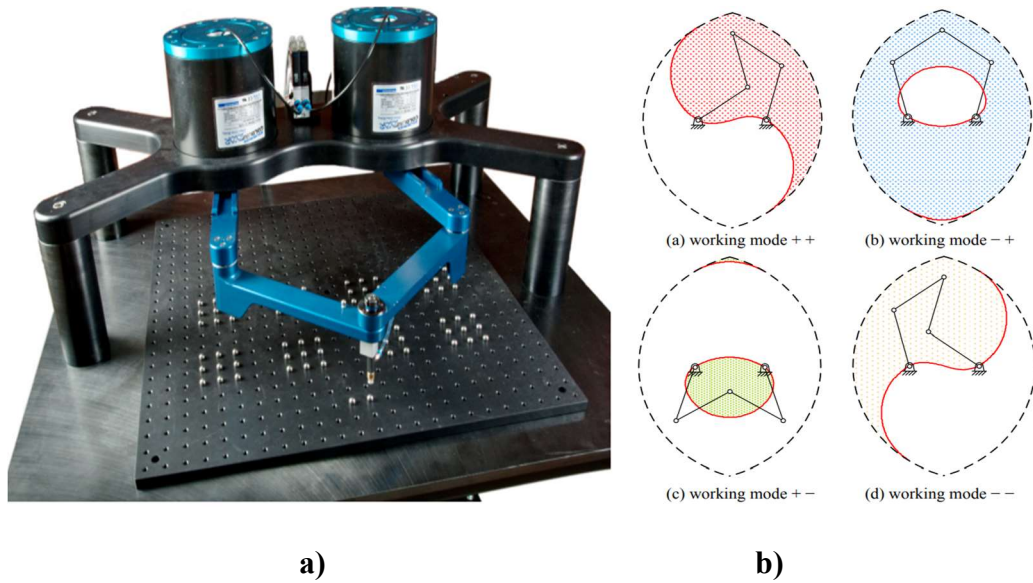
Şekil 2. 1. Beş uzuvlu düzlemsel paralel mekanizma çeşitlerinin kinematik diyagramları (Cervantes-Sánchez, Rendón-Sánchez, 1999)

Liu vd. (2006) beş uzuvlu döner mafsallı düzlemsel paralel manipülatörde simetrik uzuv kullanılarak kinematik, tekillik ve çalışma uzayı analizi problemleri ele alınmıştır. Ters ve ileri kinematik çözümler, bir mekanizmanın çalışma uzayını ve montaj modlarını belirler. Belirli bir mod için tekillik ve içinde tekillik olmayan kullanılabilir çalışma uzayı bulunmuştur.

Cervantes-Sánchez vd. (2000) de simetrik uzuvlar kullanarak geometrik olarak kinematik problemini basit şekilde formüle etmişler. Tekil noktaları bulmak için jakobiyen matrisini kullanılmıştır. Bu tekil noktalardan oluşan tekillik eğrilerini farklı geometrik özellikler için örnekler verilmiştir.

Liu vd. (2006), başka bir çalışmada beş uzuvlu manipülatörün optimum tasarımını elde etmek için tekillik, kullanılabilir çalışma uzayını incelemişler ve buna karşılık gelen atlaslar oluşturmuşlar. Atlaslara dayanarak, uzuv uzunlukları belirtilen kriterlere göre sentezleneceğini göstermişlerdir.

Özellikle Campos vd. (2010), tüm uzuv boyutlarını eşit uzunlukta almış bundan dolayı daha fazla tekillik oluştuğunu görmüştür. Bu tekilliği önlemek içinde çalışma modlarını değiştirilmesini önermiştir. Bu fikir, endüstriyel sınıf bir prototip üzerinde uygulanmıştır.

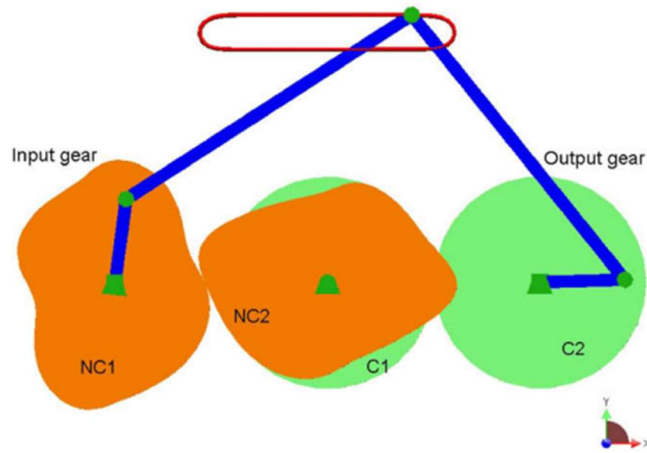


Şekil 2. 2. a) Dexter manipülatör prototipi b) Çalışma modları (Campos, vd., 2010)

Birçok araştırmacı, beş uzuvlu manipölatör çeşitleri için çalışma uzayı ve tekil noktaların bulunmasıyla ilgilenmiş ve elde edilen verilerle kullanılabilir çalışma uzayı için optimum tasarım kriterleri geliştirmişlerdir.(Gürsel Alici 2000, Campos et al. 2010, Hoang et al. 2015, Joubair et al., Le et al. 2013, Liu ve Wang ve Pritschow 2006b, Sergiu-Dan et al. 2007, Zhou ve Cheung 2001)

Hızlı hareket eden paralel mekanizmalar için yörünge planlaması da büyük önem taşımaktadır. Oarcea vd. (2021), 3-RRR düzlemsel paralel manipölatör için Solidworks ve Matlab Simulink Simscape Multibody yazılımlarını kullanarak iki hareket profilini (sabit hız ve trapezoidal hız) incelemiştir.

Mundo vd. (2007) hassas tek bir yörünge oluşturma mekanizmalarının sentezi için beş uzuvlu paralel manipölatörün dairesel olmayan dişlilerle entegrasyonunu önermiştir. İki krankın dönüşleri arasındaki gerekli ilişki temelinde bir çift dairesel olmayan dişli sentezlenmiştir ve kinematik simölasyonlar aracılığıyla yörünge üzerinde olduğu doğrulanmıştır.



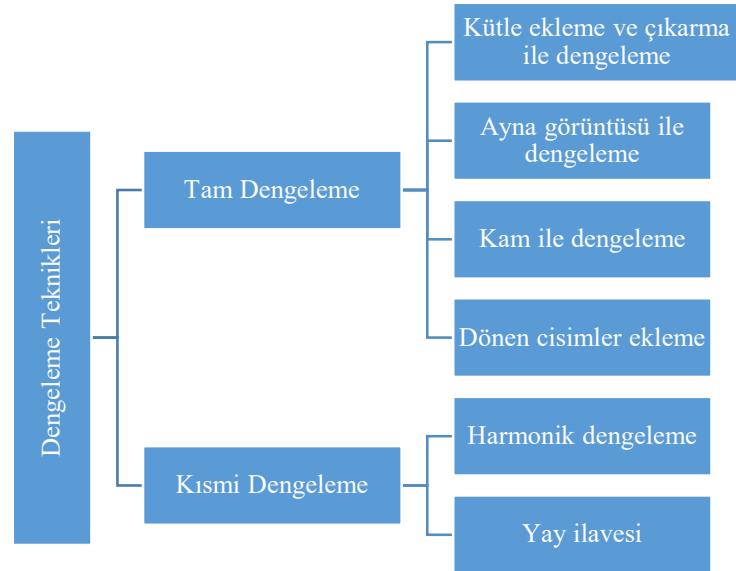
şekil 2. 3. Beş uzuvlu paralel manipölatörün dairesel olmayan dişlilerle entegrasyonu (Mundo vd., 2007)

Mundo vd. (2009), 2007 yılındaki önermiş oldukları tek bir yörüngede dairesel olmayan dişli entegrasyonlu sistemde yörünge tam olarak kat edilmesini garanti eden genetik optimizasyon algoritması kullanarak manipölatörün boyutları belirlenmiş ve dişlerinin eğim açıları azaltılmıştır.

Uzunoğlu vd. (2016), lazer kesim makinelerinde kısa hareketlerin daha hızlı ve daha hassas yapılabilmesi için beş uzuvlu paralel manipülatörü sisteme entegre etmeyi önermiştir. CNC sistemlerinin iletişim dili olarak bilinen G kodlarına X ve Y ana eksenlerine ek olarak beş uzuvlu manipülatör için U ve V kodlarını (giriş açıları) ekleyerek yeni bir algoritma tasarlamış yani yeni yörünge planlayıcısı geliştirilmiştir.

Yüksek hızlı mekanizmalarda sarsma kuvvetini ve sarsma momentini ortadan kaldırmak veya en aza indirmek çok önemli bir konudur. Bu konuda çok çeşitli çalışmalar yapılmıştır. (V. Arakelian ve Briot 2015, V. H. Arakelian ve Smith 1999, Vigen H. Arakelian ve Smith 2005, R. S. Berkof 1969, Briot ve Arakelian 2012, Elliott ve Tesar 1976, G. Feng 1991, Herder ve Gosselin 2017, Jean et al., Kochev 1990, Kochev 2000)

Lowen ve Berkof (1968) tarafından sabit kütleli rijit düzlemsel uzuvları içeren mekanizmalar için kuvvet ve moment dengeleme literatürünün incelenmiştir. Dengeleme tekniklerinin tam ve kısmi olmak üzere ikiye ayrıldığı ifade edilmektedir. Her iki dengelemenin adımları Şekil 2.4' teki şemada gösterilmiştir.

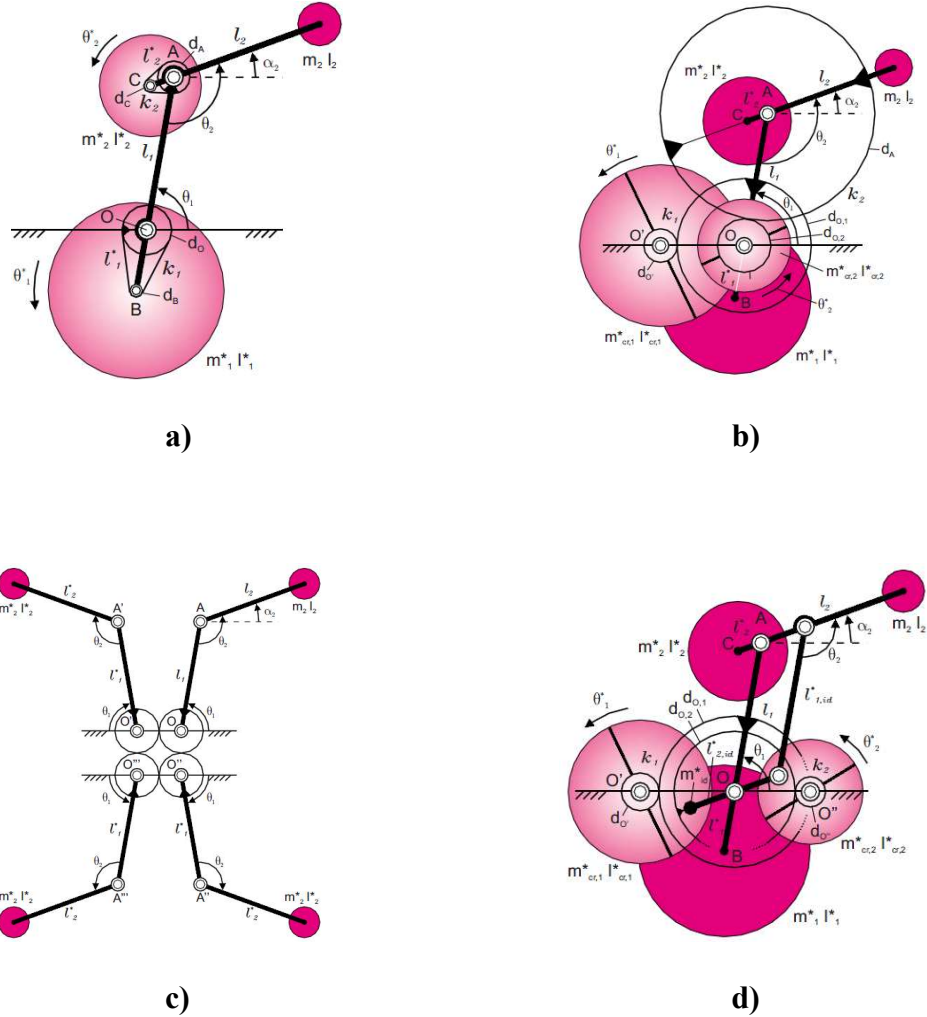


Şekil 2. 4. Dengeleme teknikleri şeması

Berkof ve Lowen (1969), bağımsız vektörler yöntemiyle toplam kütle merkezi sabit hale getirilebileceğini ve sarsma kuvvetinin ortadan kalkacağını göstermişlerdir. Keyfi kütle dağılımlarına sahip dört çubuklu ve altı çubuklu düzlemsel mekanizmalar için çözüm

bulunmuştur. Berkof (1973), dört çubuk mekanizmasında uzuvların kütlelerini yeniden düzenleyip döner kütlelerin ekleyerek tam dengeleme yapılabileceğini göstermiştir. Ayrıca dengelemenin tahrik momentine etkisi incelenmiştir.

Van der Wijk vd. (2009), çift sarkaç mekanizması için mevcut tam dengeleme ilkelerini özetlemiş, karşılaştırmış ve değerlendirmiştir. Mevcut dinamik dengeleme ilkelerinin en büyük dezavantajı, sisteme önemli miktarda kütle ve atalet eklenmesidir. Ayna mekanizmanın kullanımı en az kütle ilavesine ve aynı zamanda düşük atalet ilavesine sahip olduğunu göstermiştir. Şekil 2.5'te çift sarkacın farklı yöntemlerle tam dengelemesi gösterilmektedir.



Şekil 2. 5. Çift sarkacın farklı yöntemlerle tam dengelemesi a) Karşıt kütle eklenmesi b) Ayrı karşı dönüşler kullanarak dengeleme c) eksenel Aynalama yöntemi ile simetrik mekanizma kopyası d) Avara dişli kullanımı

Alıcı ve Shirinzadeh (2006) , mekanizmanın uzunluklarını ve açılarını dikkate alarak sarsma kuvvetlerinin, tahrik torklarının, sarsma momentinin karelerinin toplamını optimize etmek için beş çubuklu bağlantının dinamik dengesini analiz etmişler.

Ilia ve Sinatra (2009), beş çubuk bağlantısının dinamik dengelenmesi için basitleştirilmiş yeni bir yaklaşım kullanmıştır. Doğal ortogonal tümleme yöntemini geri yükleyerek beş çubuk mekanizmasının dinamik modelini türetmişler ve ardından çalışma alanına etki eden sarsma kuvvetini belirlemişlerdir. On iki bağlantı parametrelili yedi denklem ve dört eşitsizlik kısıtlamasından oluşan bir sistem ile, beş çubuklu bağlantının dinamik dengeleme koşullarını ifade edilmiştir.

Popülasyon tabanlı optimizasyon yöntemleri, mekanizmanın doğru kinematik ve dinamik parametrelerini belirlemek için çok etkili araçlardır. Literatürde en sık kullanılan stokastik optimizasyon yöntemleri Genetik Algoritma (GA), Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO)(Jian et al. 2014) ve Diferansiyel Evrim (DE) dir. Bu yöntemler, mekanizma ve makine tasarımı ile ilgili çok sayıda uygulamaya sahiptir. (Acevedo et al. 2020, Chaudhary ve Chaudhary 2015, Ganesh ve Rao 2018, Sergiu-Dan et al. 2007, Yıldız 2021)

Sergiu vd. (2007), en geniş çalışma alanını yaratmak için bir genetik algoritma kullanarak bir optimizasyon problemini çözmüşler ve sonuç olarak simetrik uzuvların uzunluklarını belirlemişlerdir.

Alıcı ve Shirinzadeh (2006), beş çubuklu bağlantının dinamik olarak dengelenmesi için bir GA kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada ağırlık faktörlerine “0” veya “1” değeri vererek amaç fonksiyonunda hangi bileşenlerin daha önemli olduğunu belirlemişlerdir.

Pratikte bir manipülatörün kontrolü de önemli bir konudur. Bu alanda yapılan çok sayıda çalışma arasından, bu çalışmayla ilgili önemli bazılarına burada değinilecektir.

Giberti vd. (2013), çok disiplinli bir çalışma ile beş çubuklu düzlemsel paralel bir manipülatörün prototipi oluşturulmuş ve PI kontrolü gerçekleştirilerek simülasyon sonuçları ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Tao ve Sadler (1995), bir durum-uzay gösterimi kullanarak bir motor tarafından sürülen dört çubuklu bir mekanizmanın sabit hız kontrolünü geliştirmişler ve birkaç değiştirilmiş PID tipi kural uygulamışlar. Şefkat ve Telli (2008), motor ve mekanizma sisteminin hız kontrolünü Kayan kip kontrol ile yapmış ve sonuçları PID kontrol ve bulanık mantık kontrol metotları ile karşılaştırmıştır.

Son yıllarda PID kontrolör katsayılarının seçiminde, özellikle izleme doğruluğu için GA ve PSO gibi optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. DC motorun hız kontrolünde, PID kontrolör katsayılarının bu iki optimizasyon yöntemi kullanılarak belirlenmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.(Yazgan et al. 2019). DC motorun pozisyon kontrolünde, karınca kolonileri optimizasyon algoritması kullanılarak PID kontrolör katsayıları bulunmuş ve klasik yöntemle karşılaştırılmıştır. (Can et al. 2019)

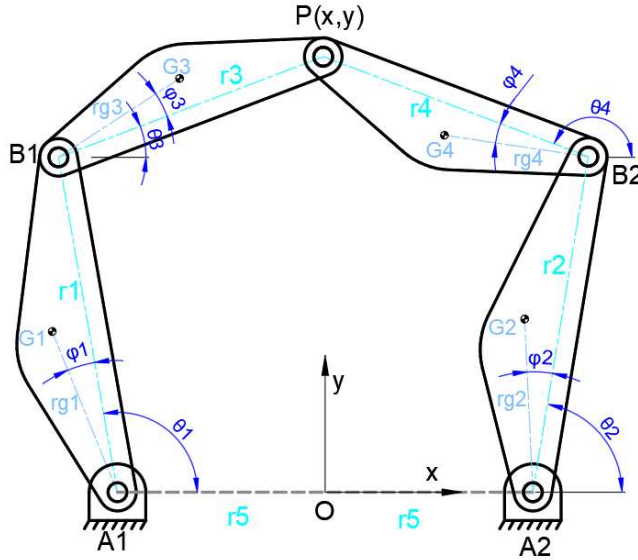
Feng, vd. (2018), robotik hidrolik silindirli ekskavatör için mükemmel yörünge izlemesini sağlayacak en uygun PID kontrolör kazanç katsayılarının geliştirilmiş bir GA ile sağladığını göstermiştir. Burada, ilk PID kazanç katsayılarını Ziegler-Nichols ayarlama yöntemiyle hesaplanmış ve başlangıç popülasyonu buna yakın oluşturulmuştur. Feng, vd. (2021), bu çalışmada elektro hidrolik silindirli ekskavatör için en iyi yörüngeyi takip etmesi için PID kontrolör katsayılarının optimize edilmesinde PSO yönteminden yararlanmıştır. Bu çalışmada, geliştirilmiş PSO yönteminin temel PSO yöntemine göre daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir.

3.MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. İki Serbestlik Dereceli Beş Uzuvlu Düzlemsel Paralel Manipülâtör

Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtör, iki serbestlik derecesine sahip kapalı kinematik zincir kullanılarak elde edilir. Bu mekanizmalar, yüksek hızlarda ve hassasiyet gerektiren işlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu mekanizmaların farklı uygulamalardaki kullanım örnekleri; montaj robotu, nakliye robotu, konumlandırma cihazı, haptik cihaz, tıbbi cihazlar ve mini pozisyonlama cihazı olarak sıralanabilir.

Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtörde uzuvların her biri farklı boyutlarda ve fiziki özelliklerde ele alınmakta olup Şekil 3.1’de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtör

3.2. Ters Kinematik Analizi

Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtörün ters kinematik analizi, iş organının bağlı olduğu P noktasının konum verileri ($P(x,y)$), hız (V_x, V_y) ve ivme (a_x, a_y) bilgileri verildiğinde uzuvların açısal konumlarının, açısal hızlarının ve açısal ivmelerinin hesaplamasıdır.

3.2.1. Pozisyon Analizi

Bu manipülatörün devre kapalılık denklemi şöyledir:

$$\overrightarrow{OP} = \overrightarrow{OA_1} + \overrightarrow{A_1B_1} + \overrightarrow{B_1P} = \overrightarrow{OA_2} + \overrightarrow{A_2B_2} + \overrightarrow{B_2P} \quad (3.1)$$

Denklem (3.1) kompleks sayı formunda aşağıdaki gibi gösterilir.

$$r_5 e^{i\pi} + r_1 e^{i\theta_1} + r_3 e^{i\theta_3} = x + iy \quad (3.2)$$

$$r_5 e^0 + r_2 e^{i\theta_2} + r_4 e^{i\theta_4} = x + iy \quad (3.3)$$

Denklem (3.2)'den $r_3 e^{i\theta_3}$ yalnız bırakılır ve bu haliyle denklemin sanal eşleniği yazılır:

$$r_3 e^{i\theta_3} = x + iy + r_5 - r_1 e^{i\theta_1} \quad (3.4)$$

$$r_3 e^{-i\theta_3} = x - iy + r_5 - r_1 e^{-i\theta_1} \quad (3.5)$$

Denklem (3.4) ile Denklem (3.5) çarpılır ve aşağıdaki denklem elde edilir. Bu işlemlerin aynısı Denklem (3.3)'teki θ_4 terimini yok etmek içinde yapılır.

$$r_3^2 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_1^2 + 2xr_5 - xr_1(e^{i\theta_1} + e^{-i\theta_1}) + iyr_1(e^{i\theta_1} - e^{-i\theta_1}) - r_5r_1(e^{i\theta_1} + e^{-i\theta_1}) \quad (3.6)$$

Euler eşitliklerinden $2 \cos(\theta) = e^{i\theta} + e^{-i\theta}$ ve $2 \sin(\theta) = (e^{i\theta} - e^{-i\theta})/i$ yararlanılır.

Düzenlemeler yapıldıktan sonra oluşan denklemler:

$$r_3^2 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_1^2 + 2xr_5 - 2(x + r_5)r_1 \cos\theta_1 - 2yr_1 \sin\theta_1 \quad (3.7)$$

$$r_4^2 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_2^2 - 2xr_5 - 2(x - r_5)r_2 \cos\theta_2 - 2yr_2 \sin\theta_2 \quad (3.8)$$

Denklem (3.7) ve (3.8), Freudenstein denklemi şekilde aşağıdaki gibi yazılır.

$$A_i \cos\theta_i + B_i \sin\theta_i + C_i = 0 \quad (3.9)$$

Bu denklemde:

$$A_1 = -2(x + r_5)r_1, B_1 = -2yr_1, C_1 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_1^2 - r_3^2 + 2xr_5$$

$$A_2 = -2(x - r_5)r_2, B_2 = -2yr_2, C_2 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_2^2 - r_4^2 - 2xr_5$$

$\cos\theta_i$ ve $\sin\theta_i$ terimleri tek tip trigonometrik fonksiyon ile gösterebilmek için

$$\sin\theta_i = \frac{2 \tan\left(\frac{1}{2}\theta_i\right)}{1 + \tan^2\left(\frac{1}{2}\theta_i\right)} \quad \text{ve} \quad \cos\theta_i = \frac{1 - \tan^2\left(\frac{1}{2}\theta_i\right)}{1 + \tan^2\left(\frac{1}{2}\theta_i\right)} \quad \text{trigonometrik eşitliklerinden}$$

yararlanır.

Yarım açının tanjant fonksiyonu ile gösterilmesiyle Denklem (3.9) deki Freudenstein denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$a_i \tan \frac{\theta_i}{2} + b_i \tan \frac{\theta_i}{2} + c_i = 0 \quad (3.10)$$

Bilinmeyen θ_i açısı birinci uzuv ve ikinci uzuv için aşağıdaki denklem ile bulunur. θ_3 ve θ_4 , Denklem (3.2) ve (3.3)' te θ_1 ve θ_2 değerlerinin ikame edilmesiyle elde edilir.

$$\theta_i = 2 \tan^{-1}(z_i), i=1,2 \quad (3.11)$$

$$z_i = \frac{-b_i + \sigma_i \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}, i=1,2 \quad (3.12)$$

Burada

$$a_1 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_1^2 - r_3^2 + 2xr_5 + 2r_5r_1 + 2xr_1$$

$$b_1 = -4yr_1$$

$$c_1 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_1^2 - r_3^2 + 2xr_5 - 2r_5r_1 - 2xr_1$$

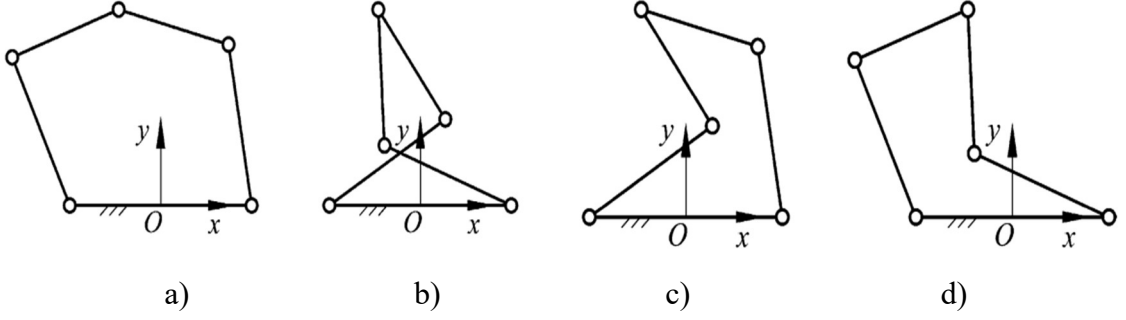
$$a_2 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_2^2 - r_4^2 - 2xr_5 - 2r_5r_2 + 2xr_2$$

$$b_2 = -4yr_2$$

$$c_2 = x^2 + y^2 + r_5^2 + r_2^2 - r_4^2 - 2xr_5 + 2r_5r_2 - 2xr_2 \text{ dir.}$$

Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün dört farklı ters kinematik çözümü vardır. Bu çözüm konfigürasyonları, Denklem (3.12)'de diskriminantın karekökünün önündeki

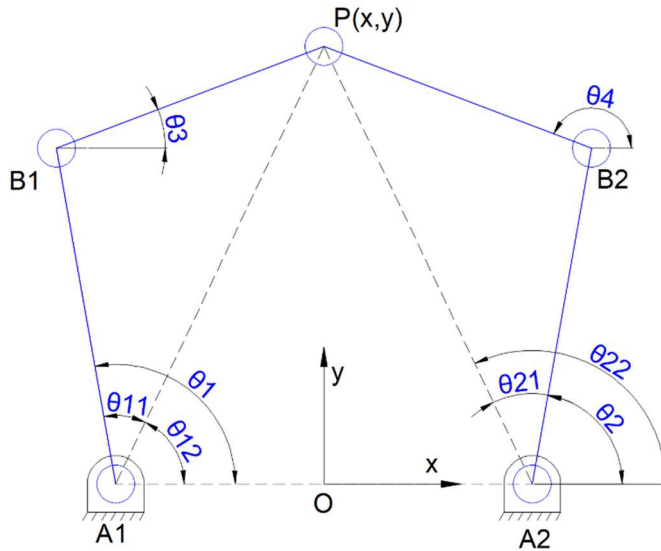
“ σ_1, σ_2 ” değerlerinin işaretine göre “+ -”, “+ +”, “- -” ve “- +” olmak üzere dört çalışma modelleri oluşur.



Şekil 3.2. Dört ters kinematik çözüm modelleri: a) “+ -” b) “- +” c) “- -” ve d) “+ +” (Liu ve Wang ve Zheng 2006)

Bu tez çalışmasında ters kinematik çözümü “+ -” çalışma modeli dikkate alınarak elde edilir, kısaca $\sigma_1 = +1$ ve $\sigma_2 = -1$ alınır.

Ters kinematik problemi geometrik yaklaşım ile de çözülebilir. Bu çözümün verilmesindeki asıl amaç bu problemin daha az matematiksel işlem uygulanarak işlem yükünü azaltmaktır.



Şekil 3.3. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtörün ters kinematik geometrik çözümü

Geometrik çözümde kosinüs teoreminden faydalanılarak θ_{11} ve θ_{21} değerleri tespit edilirken θ_{12} ve θ_{22} değerleri tanjant fonksiyonu kullanılarak elde edilir. Aşağıdaki çözüm, (+ -) çalışma modeli içindir.

$$\begin{aligned}\theta_{11} &= \cos^{-1}\left(\frac{|\overrightarrow{PA_1}|^2 + r_1^2 - r_3^2}{2r_1|\overrightarrow{PA_1}|}\right) \\ \theta_{21} &= \cos^{-1}\left(\frac{|\overrightarrow{PA_2}|^2 + r_2^2 - r_4^2}{2r_2|\overrightarrow{PA_2}|}\right)\end{aligned}\quad (3.13)$$

$$\begin{aligned}\theta_{12} &= \tan^{-1}\left(\frac{y}{r_5 + x}\right) \\ \theta_{22} &= \pi - \tan^{-1}\left(\frac{y}{x - r_5}\right)\end{aligned}\quad (3.14)$$

$$\begin{aligned}\theta_1 &= \theta_{11} + \theta_{12} \\ \theta_2 &= \theta_{22} - \theta_{21}\end{aligned}\quad (3.15)$$

Kullanılan vektör boyutları şöyledir:

$$|\overrightarrow{PA_1}| = \sqrt{(x + r_5)^2 + y^2} \quad \text{ve} \quad |\overrightarrow{PA_2}| = \sqrt{(x - r_5)^2 + y^2}$$

3.2.2. Hız Analizi

Hız denklemleri, devre kapalılık (loop closure) denklemlerinin birinci türevi alınarak elde edilir.

$$ir_1e^{i\theta_1}\omega_1 + ir_3e^{i\theta_3}\omega_3 = V_x + iV_y \quad (3.31)$$

$$ir_2e^{i\theta_2}\omega_2 + ir_4e^{i\theta_4}\omega_4 = V_x + iV_y \quad (3.32)$$

Uzuvların açısal hız matrisi:

$$\begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_1 \sin \theta_1 & 0 & -r_3 \sin \theta_3 & 0 \\ r_1 \cos \theta_1 & 0 & r_3 \cos \theta_3 & 0 \\ 0 & -r_2 \sin \theta_2 & 0 & -r_4 \sin \theta_4 \\ 0 & r_2 \cos \theta_2 & 0 & r_4 \cos \theta_4 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_x \\ V_y \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

3.2.3. İvme Analizi

İvme denklemleri, hız denklemlerinin türevi alınarak elde edilir.

$$ir_1 e^{i\theta_1} \alpha_1 + ir_3 e^{i\theta_3} \alpha_3 = a_x + ia_y + r_1 e^{i\theta_1} \omega_1^2 + r_3 e^{i\theta_3} \omega_3^2 \quad (3.34)$$

$$ir_2 e^{i\theta_2} \alpha_2 + ir_4 e^{i\theta_4} \alpha_4 = a_x + ia_y + r_2 e^{i\theta_2} \omega_2^2 + r_4 e^{i\theta_4} \omega_4^2 \quad (3.35)$$

Uzuvların açısal ivme matrisi:

$$\begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_1 \sin \theta_1 & 0 & -r_3 \sin \theta_3 & 0 \\ r_1 \cos \theta_1 & 0 & r_3 \cos \theta_3 & 0 \\ 0 & -r_2 \sin \theta_2 & 0 & -r_4 \sin \theta_4 \\ 0 & r_2 \cos \theta_2 & 0 & r_4 \cos \theta_4 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} a_x + r_1 \omega_1^2 \cos \theta_1 + r_3 \omega_3^2 \cos \theta_3 \\ a_y + r_1 \omega_1^2 \sin \theta_1 + r_3 \omega_3^2 \sin \theta_3 \\ a_x + r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 + r_4 \omega_4^2 \cos \theta_4 \\ a_y + r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 + r_4 \omega_4^2 \sin \theta_4 \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

Uzuvların ağırlık merkezlerinin lineer ivme değerleri, X ve Y eksenlerine göre aşağıda matris şeklinde verilir. Bu değerler dinamik analiz içinde kullanılacaktır.

$$\begin{bmatrix} a_{G1x} \\ a_{G1y} \\ a_{G3x} \\ a_{G3y} \\ a_{G2x} \\ a_{G2y} \\ a_{G4x} \\ a_{G4y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_{G1} \alpha_1 \sin(\theta_1 + \varphi_1) - r_{G1} \omega_1^2 \cos(\theta_1 + \varphi_1) \\ r_{G1} \alpha_1 \cos(\theta_1 + \varphi_1) - r_{G1} \omega_1^2 \sin(\theta_1 + \varphi_1) \\ -r_1 \alpha_1 \sin \theta_1 - r_1 \omega_1^2 \cos \theta_1 - r_{G3} \alpha_3 \sin(\theta_3 + \varphi_3) - r_{G3} \omega_3^2 \cos(\theta_3 + \varphi_3) \\ r_1 \alpha_1 \cos \theta_1 - r_1 \omega_1^2 \sin \theta_1 + r_{G3} \alpha_3 \cos(\theta_3 + \varphi_3) - r_{G3} \omega_3^2 \sin(\theta_3 + \varphi_3) \\ -r_{G2} \alpha_2 \sin(\theta_2 + \varphi_2) - r_{G2} \omega_2^2 \cos(\theta_2 + \varphi_2) \\ r_{G2} \alpha_2 \cos(\theta_2 + \varphi_2) - r_{G2} \omega_2^2 \sin(\theta_2 + \varphi_2) \\ -r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - r_{G4} \alpha_4 \sin(\theta_4 + \varphi_4) - r_{G4} \omega_4^2 \cos(\theta_4 + \varphi_4) \\ r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 + r_{G4} \alpha_4 \cos(\theta_4 + \varphi_4) - r_{G4} \omega_4^2 \sin(\theta_4 + \varphi_4) \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

3.3. Düz Kinematik Analizi

Şimdiye kadar mekanizmanın ters kinematığıyla ilgilenilmekle birlikte kontrol konusu ele alındığında düz kinematığe de ihtiyaç duyulacaktır. Düz kinematikte θ_1 ve θ_2 tahrik açıları verildiğinde herhangi bir uzuv noktasının pozisyon bilgilerinin elde edilmesi hedeflenir. Burada ilgili nokta iş uzvun bağlandığı P noktası olup aşağıdaki bağlantılar geçerlidir:

$$r_3^2 = (x + r_5 - r_1 \cos \theta_1)^2 + (y - r_1 \sin \theta_1)^2 \quad (3.16)$$

$$r_4^2 = (x - r_5 - r_2 \cos \theta_2)^2 + (y - r_2 \sin \theta_2)^2 \quad (3.17)$$

Denklem (3.16) ve (3.17)'nin açılımları aşağıdaki gibidir:

$$x^2 + y^2 - 2(r_1 \cos \theta_1 - r_5)x - 2r_1 \sin \theta_1 y - 2r_5 r_1 \cos \theta_1 + r_5^2 + r_1^2 - r_3^2 = 0 \quad (3.18)$$

$$x^2 + y^2 - 2(r_2 \cos \theta_2 + r_5)x - 2r_2 \sin \theta_2 y + 2r_5 r_2 \cos \theta_2 + r_5^2 + r_2^2 - r_4^2 = 0 \quad (3.19)$$

x değeri bir doğru denkleminde şöyle gösterilir.

$$x = ey + f \quad (3.20)$$

Denklem (3.18) ile (3.19) birbirinden çıkartılıp Denklem (3.20) yerine konduğunda

$$e = \frac{r_1 \sin \theta_1 - r_2 \sin \theta_2}{2r_5 + r_2 \cos \theta_2 - r_1 \cos \theta_1} \text{ ve } f = \frac{-2r_5(r_2 \cos \theta_2 + r_1 \cos \theta_1) + r_1^2 - r_3^2 - r_2^2 + r_4^2}{-2(2r_5 + r_2 \cos \theta_2 - r_1 \cos \theta_1)}$$
 bulunur. Denklem

(3.20), Denklem (3.18)'de yerine konduğunda aşağıdaki denklem elde edilir.

$$dy^2 + gy + h = 0 \quad (3.21)$$

Burada;

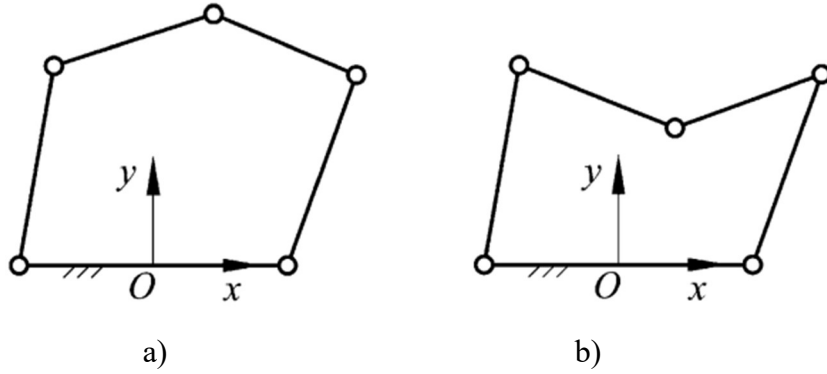
$$d = e^2 + 1, g = 2(ef - er_1 \cos \theta_1 + er_5 - r_1 \sin \theta_1)$$

$$h = f^2 - 2f(r_1 \cos \theta_1 - r_5) - 2r_5 r_1 \cos \theta_1 + r_5^2 + r_1^2 - r_3^2$$

Denklem (3.21) çözümünü ile y değeri bulunabilir.

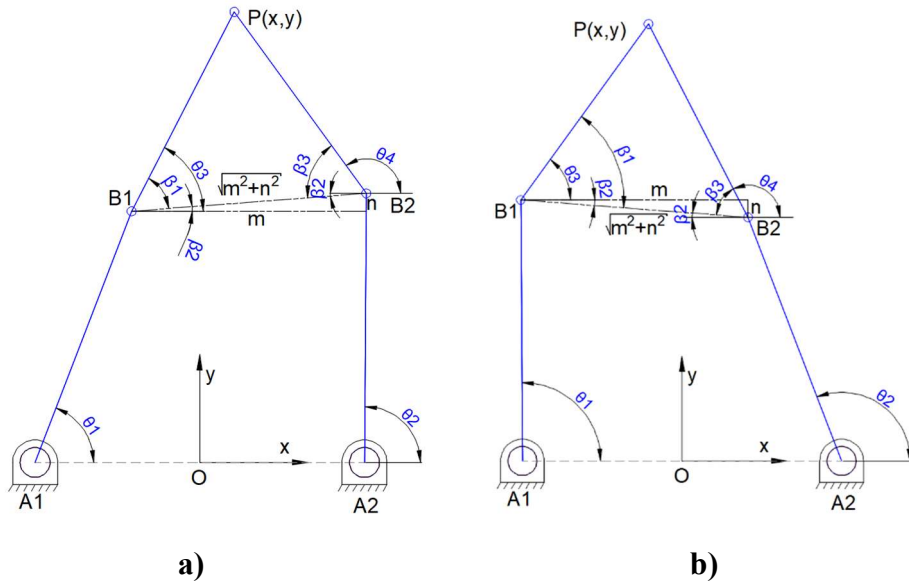
$$y = \frac{-g + \sigma\sqrt{g^2 - 4dh}}{2d} \quad (3.21)$$

Denklem (3.21) deki σ değerinin +1 veya -1 almasına göre iki düz kinematik çözüm modeli oluşur.



Şekil 3.4. İki düz kinematik çözüm modeli: a) yukarı konfigürasyon b) aşağı konfigürasyon (Liu ve Wang ve Zheng 2006)

Bu tez çalışmasında $\sigma=1$ alınarak düz kinematik çözüm modelinde yukarı konfigürasyon seçilmiştir. Düz kinematik içinde geometrik yaklaşım ile çözümü yapılabilir. Bu yöntemin kullanılması, ters kinematikte belirtildiği gibi işlem süresini kısaltmak içindir.



Şekil 3.5. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtörün düz kinematik geometrik çözümü

Şekil 3.5'te görüldüğü üzere m vektör büyüklüğü B_1 ile B_2 noktaları arasındaki yatay uzaklık, n vektör büyüklüğü ise dikey uzaklıktır.

$$m = 2r_3 - r_1 \cos \theta_1 + r_2 \cos \theta_2 \quad (3.22)$$

$$n = |r_1 \sin \theta_1 - r_2 \sin \theta_2| \quad (3.23)$$

$$\beta_1 = \cos^{-1} \left(\frac{r_3^2 + m^2 + n^2 - r_4^2}{2r_3 \sqrt{m^2 + n^2}} \right) \quad (3.24)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{n}{m} \right) \quad (3.25)$$

$$\beta_3 = \cos^{-1} \left(\frac{r_4^2 + m^2 + n^2 - r_3^2}{2r_4 \sqrt{m^2 + n^2}} \right) \quad (3.26)$$

Eğer $r_1 \sin \theta_1 \leq r_2 \sin \theta_2$ (Şekil 3.5.a)

$$\theta_3 = \beta_1 + \beta_2 \quad (3.27)$$

$$\theta_4 = \pi - \beta_3 + \beta_2 \quad (3.28)$$

Eğer $r_1 \sin \theta_1 \geq r_2 \sin \theta_2$ (Şekil 3.5.b)

$$\theta_3 = \beta_1 - \beta_2 \quad (3.29)$$

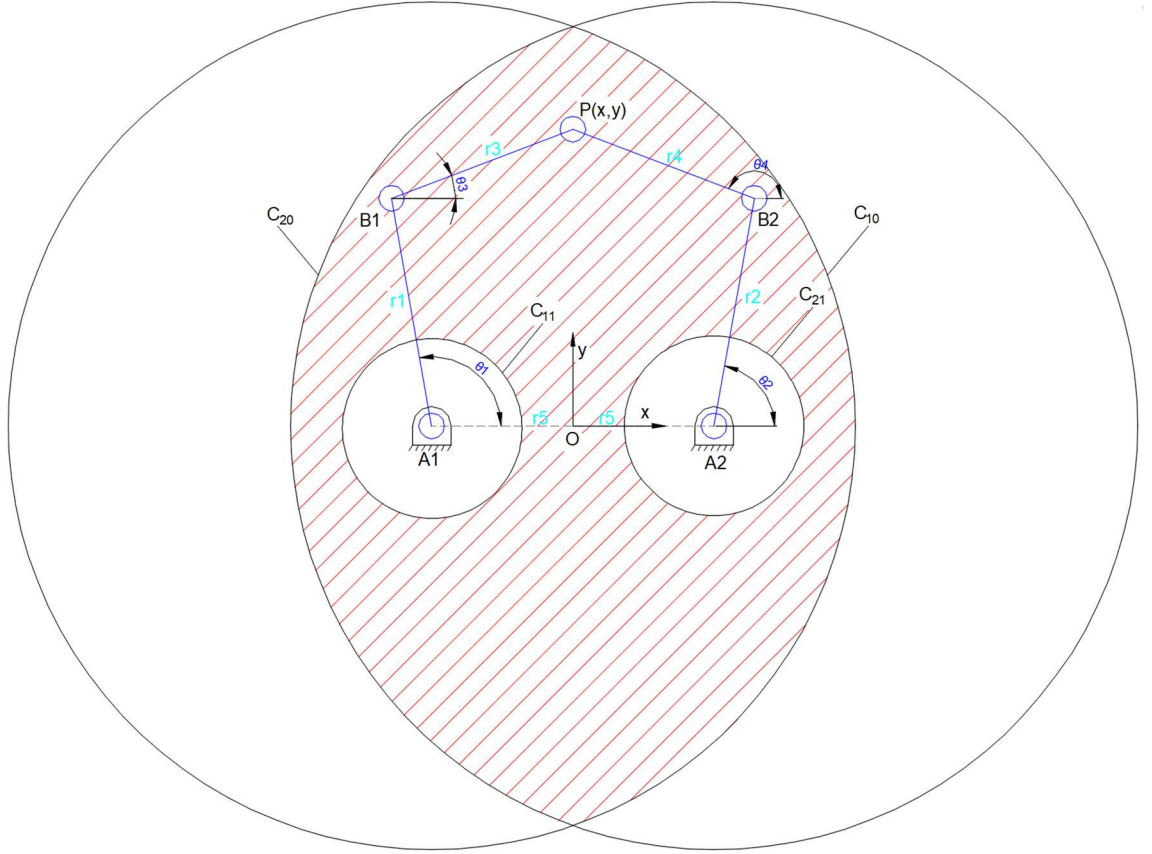
$$\theta_4 = \pi - \beta_3 - \beta_2 \quad (3.30)$$

denklemleri kullanılır.

3.4. Manipülâtörün Çalışma Uzayının ve Tekil Noktalarının Tayini

Çalışma uzayının analizi, robot tasarımında, uzuv uzunluklarının belirlenmesinde önemli bir problemdir. Özellikle bu manipülâtörün tasarımında izlenecek en büyük yörünge belirlendikten sonra çalışma alanı tayini yapılır.

Bu beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün teorik çalışma alanı şu işlem basamakları ile bulunur. Sistem, iki serbestlik dereceli iki seri manipülatörden oluşmuş olarak düşünülür. C_{10} , C_{11} , C_{20} ve C_{21} yarıçaplı daireler çizilir. Bu çizimde çalışma bölgesi, iki dairenin kesişimi olarak bulunur.



Şekil 3.6. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün teorik çalışma alanı

Teorik çalışma uzayı sınırları aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

$$C_{10}: (x + r_5)^2 + y^2 = (r_1 + r_3)^2 \quad (3.31)$$

$$C_{11}: (x + r_5)^2 + y^2 = (r_1 - r_3)^2 \quad (3.32)$$

$$C_{20}: (x - r_5)^2 + y^2 = (r_2 + r_4)^2 \quad (3.33)$$

$$C_{21}: (x - r_5)^2 + y^2 = (r_2 - r_4)^2 \quad (3.34)$$

Paralel bir manipülatörün en büyük mahzuru çalışma bölgesinde yer alan tekilliklerdir. Bu tekil noktalar, füzuli (redundant) serbestlik derecesi kazanmasına veya kuvvetlerin sonsuza ıraksamasına sebep olarak hareket kontrolünün yok eder. Tekil konfigürasyonlar Jakobiyen matrisinin determinantı sıfıra eşitleyerek bulunur. Bu matrisi elde etmek için Denklem (3.7) ve (3.8)' in türevi alınır.

$$r_1(y\cos\theta_1 - (x + r_5)\sin\theta_1)\dot{\theta}_1 = (x + r_5 - r_1\cos\theta_1)\dot{x} + (y - r_1\sin\theta_1)\dot{y} \quad (3.35)$$

$$r_2(y\cos\theta_2 - (x - r_5)\sin\theta_2)\dot{\theta}_2 = (x - r_5 - r_2\cos\theta_2)\dot{x} + (y - r_2\sin\theta_2)\dot{y} \quad (3.36)$$

Denklem (3.35) ve (3.36) aşağıdaki denklem formunda düzenlenebilir.

$$A\vec{\theta} = B\vec{p} \quad (3.37)$$

Burada giriş açısal hız vektörü $\vec{\theta} = (\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2)^T$ ve çıkış hız vektörü $\vec{p} = (\dot{x} \dot{y})^T$ dir.

A ve B matrisi Denklem (3.38) ve (3.39) de belirtilir.

$$A = \begin{bmatrix} r_1(y\cos\theta_1 - (x + r_5)\sin\theta_1) & 0 \\ 0 & r_2(y\cos\theta_2 - (x - r_5)\sin\theta_2) \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

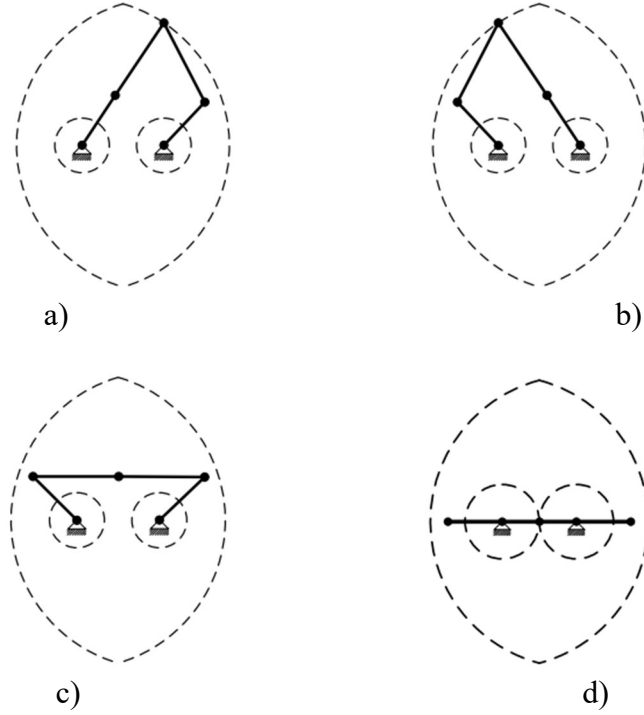
$$B = \begin{bmatrix} x + r_5 - r_1\cos\theta_1 & y - r_1\sin\theta_1 \\ x - r_5 - r_2\cos\theta_2 & y - r_2\sin\theta_2 \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

Jakobiyen matrisi şu şekilde yazılır.

$$J = A^{-1}B \quad (3.40)$$

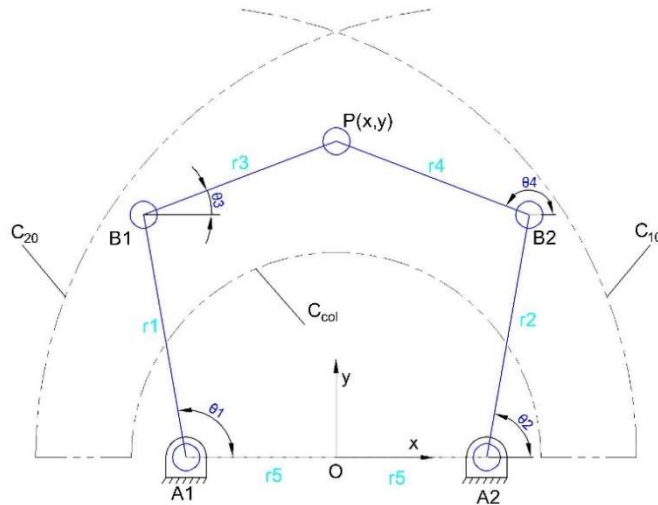
Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatör için üç tip tekillik bulunmaktadır ve Şekil 3.4'te gösterilir. Birinci tip ($\det(B) = 0$) tekillik, teorik çalışma bölgesi denklemlerinden C_{10} ve C_{20} (Şekil 3.4.a ve b) çizerken elde edilir. İkinci tip ($\det(A) = 0$) tekillik, iki pasif açılı linklerin (B_1P ve PB_2) aynı hizada olması (Şekil 3.4.c) ile gerçekleşir. Üçüncü

tip $(\det(A) = \det(B) = 0)$ tekillik ise A_1, B_1, A_2, B_2, P noktalarının eş doğrusal (collinear) olmasıdır (Şekil 3.4.d).



Şekil 3.7. Tekil konfigürasyonlar(Hoang et al. 2015)

Bu çalışmada, pozitif y bölgesi ulaşılabilir çalışma bölgesi tayin edilmiş ve buna göre ters kinematik problemi çözülmüştür. Sarsma kuvvetinin ve sarsma momentinin optimizasyon yöntemleriyle minimize edilmesi bölümünde ulaşılabilir çalışma bölgesinin sınırları, optimizasyon kısıt fonksiyonu olarak kullanılmıştır.



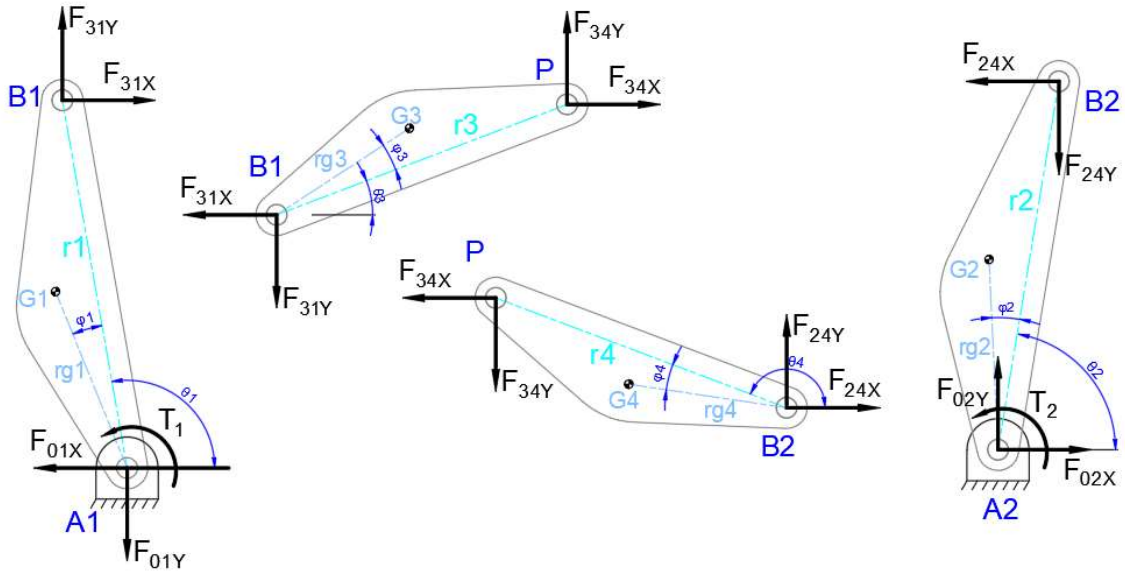
Şekil 3. 8. Ulaşılabilir Çalışma Uzayı

Ulaşılır çalışma uzayı dış sınırları C_{10} ve C_{20} denklemleri ile elde edilirken, iç sınırı Denklem (3.41) ile tanımlanır.

$$\begin{aligned} x_{col} &= (r_1 \cos \theta_1 + r_2 \cos \theta_2) / 2 \\ y_{col} &= \frac{r_1 \sin \theta_1 + r_2 \sin \theta_2}{2} \end{aligned} \quad (3.41)$$

3.5. Dinamik Analiz

Bu paralel manipülâtörün uzuvlarının ve mafsalların mukavemet açısından doğru tasarlanabilmesi ve uygun motor seçimi için reaksiyon kuvvetlerinin ve tahrik momentlerinin belirlenmesi gereklidir. A_1B_1 , B_1P , PB_2 ve B_2A_2 uzuvlarının serbest cisim diyagramları Şekil 3.9’de verilir.



Şekil 3.9. Paralel Manipülâtörün Serbest Cisim Diyagramları

Her bir uzuv için üç hareket denklemi ($\sum F_x = ma_x$, $\sum F_y = ma_y$, $\sum M_z = I\alpha$) yazılır. Mafsallarda Newton’un 3. yasasının uygulanmasıyla etki tepki bağlantıları yazılmamış olup serbest cisim diyagramlarında görüleceği üzere yön değiştirilerek gösterilmiştir.

Birinci uzuv (A₁B₁) için aşağıdaki denge denklemleri yazılır.

$$-F_{01x} + F_{31x} = m_1 a_{G1x} \quad (3.42)$$

$$-F_{01y} + F_{31y} = m_1 a_{G1y} \quad (3.43)$$

$$\vec{T}_1 + \vec{GA}_1 \times \vec{F}_{01} + \vec{GB}_1 \times \vec{F}_{31} = I_{G1} \vec{\alpha}_1 \quad (3.44)$$

Burada;

$$\vec{GA}_1 = -\vec{A}_1\vec{G} = -(r_{G1} \cos(\varphi_1 + \theta_1) \vec{i} + r_{G1} \sin(\varphi_1 + \theta_1) \vec{j})$$

$$\vec{GB}_1 = \vec{r}_1 - \vec{r}_{G1} = (r_1 \cos \theta_1 - r_{G1} \cos(\varphi_1 + \theta_1) \vec{i} + (r_1 \sin \theta_1 - r_{G1} \sin(\varphi_1 + \theta_1)) \vec{j})$$

olarak ifade edilir. Denklem (3.44)'de \vec{GA}_1 ve \vec{GB}_1 değerlerinin yerine konulmasıyla Denklem (3.45) elde edilir.

$$\begin{aligned} T_1 + r_{G1} \cos(\varphi_1 + \theta_1) F_{01y} - r_{G1} \sin(\varphi_1 + \theta_1) F_{01x} \\ + (r_1 \cos \theta_1 - r_{G1} \cos(\varphi_1 + \theta_1)) F_{31y} \\ - (r_1 \sin \theta_1 - r_{G1} \sin(\varphi_1 + \theta_1)) F_{31x} = I_{G1} \alpha_1 \end{aligned} \quad (3.45)$$

Üçüncü uzuv (B₁P) için:

$$-F_{31x} + F_{34x} = m_3 a_{G3x} \quad (3.46)$$

$$-F_{31y} + F_{34y} = m_3 a_{G3y} \quad (3.47)$$

$$\begin{aligned} r_{G3} \cos(\varphi_3 + \theta_3) F_{31y} - r_{G3} \sin(\varphi_3 + \theta_3) F_{31x} \\ + (r_3 \cos \theta_3 - r_{G3} \cos(\varphi_3 + \theta_3)) F_{34y} \\ - (r_3 \sin \theta_3 - r_{G3} \sin(\varphi_3 + \theta_3)) F_{34x} = I_{G3} \alpha_3 \end{aligned} \quad (3.48)$$

Dördüncü uzuv (B₂P) için:

$$-F_{34x} + F_{24x} = m_4 a_{G4x} \quad (3.49)$$

$$-F_{34y} + F_{24y} = m_4 a_{G4y} \quad (3.50)$$

$$\begin{aligned} -(r_4 \cos \theta_4 - r_{G4} \cos(\varphi_4 + \theta_4)) F_{34y} + (r_4 \sin \theta_4 - r_{G4} \sin(\varphi_4 + \theta_4)) F_{34x} \\ - r_{G4} \cos(\varphi_4 + \theta_4) F_{24y} + r_{G4} \sin(\varphi_4 + \theta_4) F_{24x} = I_{G4} \alpha_4 \end{aligned} \quad (3.51)$$

İkinci uzuv (A_2B_2) için:

$$-F_{24x} + F_{02x} = m_2 a_{G2x} \quad (3.52)$$

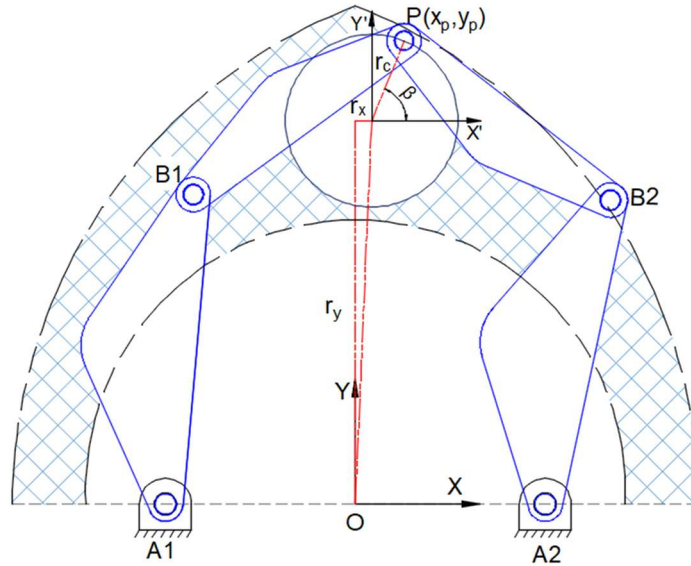
$$-F_{24y} + F_{02y} = m_2 a_{G2y} \quad (3.53)$$

$$\begin{aligned} & T_2 - (r_2 \cos \theta_2 - r_{G2} \cos(\varphi_2 + \theta_2)) F_{24y} \\ & + (r_2 \sin \theta_2 - r_{G2} \sin(\varphi_2 + \theta_2)) F_{24x} \\ & - r_{G2} \cos(\varphi_2 + \theta_2) F_{02y} + r_{G2} \sin(\varphi_2 + \theta_2) F_{02x} = I_{G2} \alpha_2 \end{aligned} \quad (3.54)$$

Bütün uzuvların dinamik denklemleri matris formunda EK-1 de verilmiştir. Sistemin dinamik denklemlerinin sürtünmesiz koşullar dikkate alınarak türetilmiştir.

3.6. Yörünge Planlaması

Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün performans değerlendirilmesi için Şekil 3.10'da gösterildiği gibi iki boyutlu uzayda dairesel bir yörünge kullanılmıştır. Bu yörünge elde edilmesinde sabit ivmeli hareket kanunu kullanılarak x eksenine kosinüs ve y eksenine sinüs değerleri verilmiştir. Çalışma uzayı içinde dairesel yörünge yarıçapı ve merkez konumu belirtilmektedir.



Şekil 3.10. Uygulanan yörünge

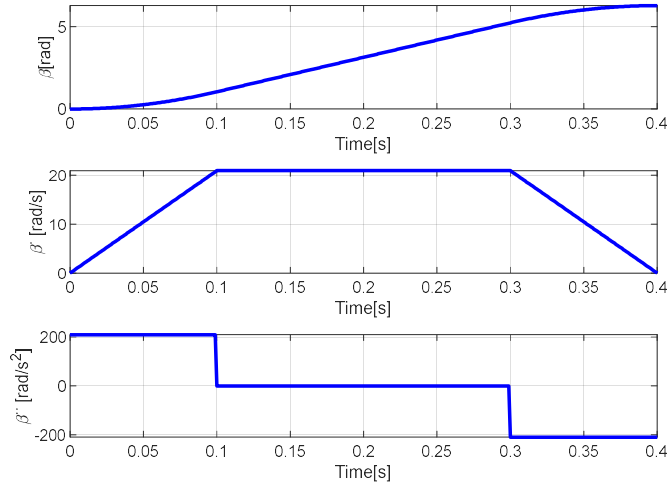
Sabit ivmeli hareket kanunu endüstriyel robotlarda yaygın olarak kullanılmakta ve trapezoidal hız profili olarak adlandırılmaktadır. Bu hız profilinde, P noktası, çalışma süresinin çoğunda maksimum hızla hareket eder. Aşağıda uygulanan trapezoidal hareket profili denklemleri belirtilmiştir.

$$\beta(t) = \begin{cases} \frac{a_c}{2} t^2 & 0 \leq t \leq t_1 \\ a_c t_1 (t_2 - t_1) & t_1 \leq t \leq t_2 \\ \frac{a_c}{2} (t - t_2)^2 & t_2 \leq t \leq t_f \end{cases} \quad (3.55)$$

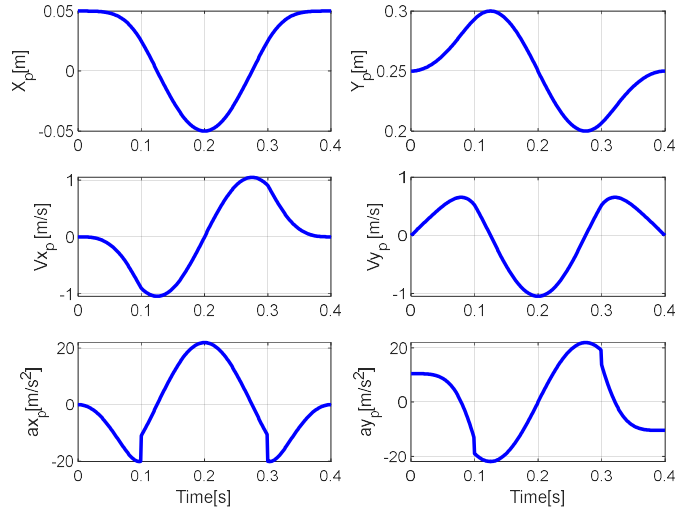
$$\dot{\beta}(t) = \begin{cases} a_c t & 0 \leq t \leq t_1 \\ a_c t_1 & t_1 \leq t \leq t_2 \\ a_c t_f - a_c t & t_2 \leq t \leq t_f \end{cases} \quad (3.56)$$

$$\ddot{\beta}(t) = \begin{cases} a_c & 0 \leq t \leq t_1 \\ 0 & t_1 \leq t \leq t_2 \\ -a_c & t_2 \leq t \leq t_f \end{cases} \quad (3.57)$$

Dairesel yörüngede P noktası referans hareketi için açısal konum, açısal hız ve açısal ivme Şekil 3.11 (a) da ve P noktasının konumu, hızı ve ivmesi kartezyen koordinat takımında Şekil 3.11 (b)' de gösterilmektedir.



a)



b)

Şekil 3.11. P noktası için (a) Trapezoidal hız profili, (b) Pozisyon, hız ve ivme

3.7. Mekanizmanın Dengelenmesi

3.7.1. Sarsma Kuvvetinin Tayini

Sarsma kuvveti, sistemin atalet kuvvetlerinin bileşkesidir. Ayrıca sistemin durağan O noktasına göre lineer momentumunun zaman göre değişimi olarak da ifade edilebilir.

$$\vec{F}_s = - \sum_{i=1}^4 m_i \ddot{r}_{Gi} = - \frac{d\vec{L}_o}{dt} \quad (3.58)$$

Dinamik analizden elde edilen verilerle düzlemsel beş çubuk manipülatörün sarsma kuvveti aşağıdaki denklemler ile bulunur.

$$F_{01} = \sqrt{F_{01x}^2 + F_{01y}^2} \quad (3.59)$$

$$F_{02} = \sqrt{F_{02x}^2 + F_{02y}^2} \quad (3.60)$$

$$F_s = -(F_{02} - F_{01}) \quad (3.61)$$

Sarsma kuvvetinin hesaplanması için ikinci yöntem olarak lineer momentumun zamana göre türevi kullanılır. Lineer momentum, Denklem (3.62)' de gösterilir.

$$\vec{L}_0 = - \sum_{i=1}^4 m_i \vec{r}_{Gi} \quad (3.62)$$

Lineer momentum denkleminin çıkarılması için öncelikli olarak uzuvların ağırlık merkezlerinin konum vektörleri yazılır.

$$\begin{aligned} \vec{r}_{G1} &= r_5 e^{i\pi} + r_{G1} e^{i(\theta_1 + \varphi_1)} \\ \vec{r}_{G3} &= r_5 e^{i\pi} + r_1 e^{i(\theta_1)} + r_{G3} e^{i(\theta_3 + \varphi_3)} \\ \vec{r}_{G2} &= r_5 e^{i0} + r_{G2} e^{i(\theta_2 + \varphi_2)} \\ \vec{r}_{G4} &= r_5 e^{i0} + r_2 e^{i(\theta_2)} + r_{G4} e^{i(\theta_4 + \varphi_4)} \end{aligned} \quad (3.63)$$

Uzuvların ağırlık merkezlerinin hız vektörleri şöyledir.

$$\begin{aligned} \vec{V}_{G1} &= (i\dot{\theta}_1) r_{G1} e^{i\varphi_1} \\ \vec{V}_{G3} &= (i\dot{\theta}_1) r_1 e^{i\varphi_1} + (i\dot{\theta}_3) r_3 e^{i\varphi_3} \\ \vec{V}_{G2} &= (i\dot{\theta}_2) r_{G2} e^{i\varphi_2} \\ \vec{V}_{G4} &= (i\dot{\theta}_2) r_{G2} e^{i\varphi_2} + (i\dot{\theta}_4) r_{G4} e^{i\varphi_4} \end{aligned} \quad (3.64)$$

Denklem (3.1) kapalılık devre denkleminde

$$e^{i\theta_4} = \frac{-2r_5 + r_1 e^{\theta_1} + r_3 e^{\theta_3} - r_2 e^{\theta_2}}{r_4} \quad (3.65)$$

olarak bulunur. Her iki tarafın zamana göre türevi aşağıdaki gibidir.

$$(i\dot{\theta}_4) e^{i\theta_4} = \frac{(i\dot{\theta}_1) r_1 e^{\theta_1} + (i\dot{\theta}_3) r_3 e^{\theta_3} - (i\dot{\theta}_2) r_2 e^{\theta_2}}{r_4} \quad (3.66)$$

Lineer momentum ifadesi:

$$\begin{aligned}
\vec{L}_o &= (i\dot{\theta}_1)e^{i\theta_1} \left(m_1 r_{G1} e^{i\varphi_1} + m_3 r_1 + m_4 \frac{r_1}{r_4} r_{G4} e^{i\varphi_4} \right) \\
&+ (i\dot{\theta}_2)e^{i\theta_2} \left(m_2 r_{G2} e^{i\varphi_2} + m_4 r_2 - m_4 \frac{r_2}{r_4} r_{G4} e^{i\varphi_4} \right) \\
&+ (i\dot{\theta}_3)e^{i\theta_3} \left(m_3 r_{G3} e^{i\varphi_3} + m_4 \frac{r_3}{r_4} r_{G4} e^{i\varphi_4} \right)
\end{aligned} \tag{3.67}$$

Denklem (3.67)'de $\dot{\theta}_1$, $\dot{\theta}_2$ ve $\dot{\theta}_3$ değerlerinin hiçbiri sabit olmayacağından, bu açisal hızların katsayılarını sıfır yapılarak sarsma kuvveti sıfır olur ve böylece kütle dengelenmesi yapılmış olur.

$$m_1 r_{G1} \cos\varphi_1 + m_3 r_1 + m_4 \frac{r_1}{r_4} r_{G4} \cos\varphi_4 = 0 \tag{3.68}$$

$$m_1 r_{G1} \sin\varphi_1 + m_4 \frac{r_1}{r_4} r_{G4} \sin\varphi_4 = 0 \tag{3.69}$$

$$m_2 r_{G2} \cos\varphi_2 + m_4 r_2 - m_4 \frac{r_2}{r_4} r_{G4} \cos\varphi_4 = 0 \tag{3.70}$$

$$m_2 r_{G2} \sin\varphi_2 + m_4 \frac{r_2}{r_4} r_{G4} \sin\varphi_4 = 0 \tag{3.71}$$

$$m_3 r_{G3} \cos\varphi_3 + m_4 \frac{r_3}{r_4} r_{G4} \cos\varphi_4 = 0 \tag{3.72}$$

$$m_3 r_{G3} \sin\varphi_3 + m_4 \frac{r_3}{r_4} r_{G4} \sin\varphi_4 = 0 \tag{3.73}$$

Denklem (3.68) ile (3.73) arasındaki tüm denklemler kütle dengelenmesi için optimizasyon kısıtı olarak kullanılır. Ayrıca lineer momentumun açık ifadesi şöyledir:

$$\begin{aligned}
\vec{L}_0 = & \left(m_1 r_{G1} \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + \varphi_1) + m_3 r_1 \dot{\theta}_1 \cos\theta_1 + m_3 r_{G3} \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + \varphi_3) \right. \\
& + m_2 r_{G2} \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + \varphi_2) + m_4 r_2 \dot{\theta}_2 \cos\theta_2 \\
& + m_4 \frac{r_1}{r_4} r_{G4} \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + \varphi_4) - m_4 \frac{r_2}{r_4} r_{G4} \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + \varphi_4) \\
& \left. + m_4 \frac{r_3}{r_4} r_{G4} \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + \varphi_4) \right) \vec{i} \\
& + \left(-m_1 r_{G1} \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 + \varphi_1) - m_3 r_1 \dot{\theta}_1 \sin\theta_1 \right. \\
& - m_3 r_{G3} \dot{\theta}_3 \sin(\theta_3 + \varphi_3) - m_2 r_{G2} \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2 + \varphi_2) \\
& - m_4 r_2 \dot{\theta}_2 \sin\theta_2 - m_4 \frac{r_1}{r_4} r_{G4} \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 + \varphi_4) \\
& \left. + m_4 \frac{r_2}{r_4} r_{G4} \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2 + \varphi_4) - m_4 \frac{r_3}{r_4} r_{G4} \dot{\theta}_3 \sin(\theta_3 + \varphi_4) \right) \vec{j}
\end{aligned} \tag{3.74}$$

3.7.2. Sarsma Momentinin Tayini

Sarsma Momenti, bir sistemin atalet kuvvetlerinin belirli bir noktaya göre momentlerinin ve uzuvların atalet momentlerinin toplamından oluşur. Diğer bir ifadeyle sistemin durağan bir O noktasına göre açısal momentumunun zamana göre değişimi olarak da tanımlanabilir.

$$\vec{M}_s = - \sum_{i=1}^4 (r_{Gi} \times M_i \ddot{r}_{Gi}) + I_{Gi} \ddot{\theta}_{Gi} = - \frac{d\vec{H}_o}{dt} \tag{3.75}$$

Düzlemsel beş çubuk mekanizmasının dinamik analiz sonucundaki verilerle sarsma momenti şu şekilde tanımlanır.

$$M_s = -(T_1 + T_2 + 2r_5 \times F_{02y}) \tag{3.76}$$

Sarsma momentinin de hesaplanmasında ikinci yöntem olarak açısal momentumun zamana göre türevi kullanılır. Bu manipülâtör için açısal momentum ifadesi Denklem (3.77) de verilir.

$$\begin{aligned}\vec{H}_o = \vec{k}H_{oz} &= \vec{r}_{G1}x m_1 \vec{V}_{G1} + \vec{r}_{G3}x m_3 \vec{V}_{G3} + \vec{r}_{G2}x m_2 \vec{V}_{G2} + \vec{r}_{G4}x m_4 \vec{V}_{G4} \\ &+ \vec{k}(I_{G1}\dot{\theta}_1 + I_{G3}\dot{\theta}_3 + I_{G2}\dot{\theta}_2 + I_{G4}\dot{\theta}_4)\end{aligned}\quad (3.77)$$

Denklem (3.77) içinde yer alan uzunlukların ağırlık merkezlerinin konum vektörleri ve hız vektörleri Denklem (3.63) ve (3.64)' den alınarak yerine konur. Her bir vektörel çarpım aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\begin{aligned}\vec{r}_{G1}x m_1 \vec{V}_{G1} &= [(-r_5 + r_{G1} \cos(\theta_1 + \varphi_1))\vec{i} \\ &+ r_{G1} \sin(\theta_1 + \varphi_1)\vec{j}]x m_1 [(-r_{G1}\dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 + \varphi_1))\vec{i} \\ &+ (r_{G1}\dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + \varphi_1))\vec{j}]\end{aligned}\quad (3.78)$$

$$= (-m_1 r_{G1} r_5 \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + \varphi_1) + m_1 r_{G1}^2 \dot{\theta}_1)\vec{k}$$

$$\begin{aligned}\vec{r}_{G3}x m_3 \vec{V}_{G3} &= [(-r_5 + r_1 \cos \theta_1 + r_{G3} \cos(\theta_3 + \varphi_3))\vec{i} \\ &+ (r_1 \sin \theta_1 + r_{G3} \sin(\theta_3 + \varphi_3))\vec{j}]x m_3 \left[\left(-r_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \right. \right. \\ &\left. \left. - r_{G3} \dot{\theta}_3 (\theta_3 + \varphi_3) \right) \vec{i} + (r_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + r_{G3} \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + \varphi_3)) \vec{j} \right]\end{aligned}\quad (3.79)$$

$$\begin{aligned}&= (-m_3 r_1 r_5 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - m_3 r_{G3} r_5 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + \varphi_3) + m_3 r_1^2 \dot{\theta}_1 + m_3 r_{G3}^2 \dot{\theta}_3 \\ &+ m_3 r_1 r_{G3} \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \theta_3 - \varphi_3) \\ &+ m_3 r_1 r_{G3} \dot{\theta}_3 \cos(\theta_1 - \theta_3 - \varphi_3))\vec{k}\end{aligned}$$

$$\vec{r}_{G2}x m_2 \vec{V}_{G2} = (m_2 r_{G2} r_5 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + \varphi_2) + m_2 r_{G2}^2 \dot{\theta}_2)\vec{k}\quad (3.80)$$

$$\begin{aligned}\vec{r}_{G4}x m_4 \vec{V}_{G4} &= (m_4 r_2 r_5 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + m_4 r_{G4} r_5 \dot{\theta}_4 \cos(\theta_4 + \varphi_4) + m_4 r_2^2 \dot{\theta}_2 \\ &+ m_4 r_{G4}^2 \dot{\theta}_4 + m_4 r_2 r_{G4} \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 - \theta_4 - \varphi_4) \\ &+ m_4 r_2 r_{G4} \dot{\theta}_4 \cos(\theta_2 - \theta_4 - \varphi_4))\vec{k}\end{aligned}\quad (3.81)$$

Açısal momentum, Denklem (3.82)'deki gibi düzenlenir.

$$\begin{aligned}
\vec{H}_o = & \dot{\theta}_1 [I_{G1} + m_1 r_{G1}^2 + m_3 r_1^2 \\
& + m_3 r_1 r_{G3} \cos(\theta_1 - \theta_3 - \varphi_3) - m_3 r_1 r_5 \cos \theta_1 \\
& - m_1 r_{G1} r_5 \cos(\theta_1 + \varphi_1)] \vec{k} \\
& + \dot{\theta}_3 [I_{G3} + m_3 r_{G3}^2 \\
& + m_3 r_1 r_{G3} \cos(\theta_1 - \theta_3 - \varphi_3) - m_3 r_{G3} r_5 \cos(\theta_3 + \varphi_3)] \vec{k} \\
& + \dot{\theta}_2 [I_{G2} + m_2 r_{G2}^2 + m_4 r_2^2 \\
& + m_4 r_2 r_{G4} \cos(\theta_2 - \theta_4 - \varphi_4) + m_4 r_2 r_5 \cos \theta_2 \\
& + m_2 r_{G2} r_5 \cos(\theta_2 + \varphi_2)] \vec{k} \\
& + \dot{\theta}_4 [I_{G4} + m_4 r_{G4}^2 \\
& + m_4 r_2 r_{G4} \cos(\theta_2 - \theta_4 - \varphi_4) + m_4 r_{G4} r_5 \cos(\theta_4 + \varphi_4)] \vec{k}
\end{aligned} \tag{3.82}$$

3.8. Sarsma Kuvvetinin ve Sarsma Momentinin Optimizasyon Yöntemleriyle Minimize Edilmesi

Bu optimizasyon problemi; belirlenen en büyük yörüngenin istenilen hız profili ile takibi sırasında meydana gelecek sarsma kuvvetinin ve sarsma momentini minimuma indirgeyecek ve çalışma bölge sınırları içinde kalmak şartıyla beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatör yeniden boyutlandırılması için gereken parametrelerin bulunması olarak tanımlanır. Amaç fonksiyonu:

$$F = w_1 * f_1 + w_2 * f_2 \tag{3.83}$$

olarak tanımlanır. w_1 ve w_2 terimleri, ağırlık faktörleridir. Bu ağırlık faktörlerinin toplamı 1 eşit olması sağlanır. f_1 ve f_2 sırasıyla birinci ve ikinci amaç fonksiyonudur. Birinci amaç fonksiyonu, sarsma kuvvetinin mutlak değerlerinin toplamıdır. İkinci amaç fonksiyonu ise sarsma momentinin mutlak değerlerinin toplamıdır.

$$f_1 = \sum \|\vec{F}_s\| \tag{3.84}$$

$$f_2 = \sum \|\vec{M}_s\| \tag{3.85}$$

Amaç fonksiyonu yirmi bir tasarım değişkeni içermekte olup aşağıda belirtilmiştir:

$$[r_{g1} \ r_{g2} \ r_{g3} \ r_{g4} \ m_1 \ m_2 \ m_3 \ m_4 \ I_{g1} \ I_{g2} \ I_{g3} \ I_{g4} \ \varphi_1 \ \varphi_2 \ \varphi_3 \ \varphi_4 \ r_1 \ r_2 \ r_3 \ r_4 \ r_5] \quad (3.84)$$

Kısıt fonksiyonları, bu manipülatörün dengelenmesini ve çalışma alanı içinde istenen yörüngeyi tutmayı içerir.

$$\begin{aligned} g_1 &= (x + r_5)^2 + y^2 - (r_1 + r_3)^2 \leq 0 \\ g_2 &= (x - r_5)^2 + y^2 - (r_2 + r_4)^2 \leq 0 \\ g_3 &= x - (r_1 \cos \theta_1 + r_2 \cos \theta_2)/2 \leq 0 \\ g_4 &= y - (r_1 \sin \theta_1 + r_2 \sin \theta_2)/2 \leq 0 \\ g_5 &= m_1 r_{G1} \cos \varphi_1 + m_3 r_1 + m_4 r_{G4} \cos \varphi_4 \frac{r_1}{r_4} \leq 0 \\ g_6 &= m_1 r_{G1} \sin \varphi_1 + m_4 r_{G4} \sin \varphi_4 \frac{r_1}{r_4} \leq 0 \\ g_7 &= m_2 r_{G2} \cos \varphi_2 + m_4 r_2 - m_4 \frac{r_2}{r_4} r_{G4} \cos \varphi_4 \leq 0 \\ g_8 &= m_2 r_{G2} \sin \varphi_2 + m_4 \frac{r_2}{r_4} r_{G4} \sin \varphi_4 \leq 0 \\ g_9 &= m_3 r_{G3} \cos \varphi_3 + m_4 r_{G4} \cos \varphi_4 \frac{r_3}{r_4} \leq 0 \\ g_{10} &= m_3 r_{G3} \sin \varphi_3 + m_4 \frac{r_3}{r_4} r_{G4} \sin \varphi_4 \leq 0 \end{aligned} \quad (3.86)$$

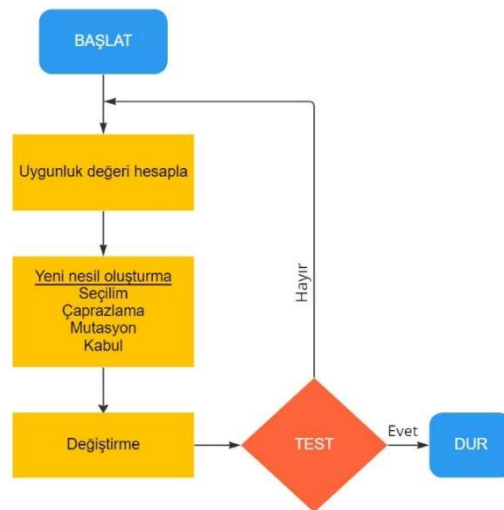
Burada g_1 ve g_2 fonksiyonları çalışma uzayının dış sınır çember denklemleri olup, g_3 ve g_4 fonksiyonları ise iç sınır çemberinin konum denklemleri olup B_1PB_2 tamamen uzatıldığında oluşan tekilliği vermektedir. g_5 ile g_{10} arasındaki fonksiyonlar ise kütle dengelemesi içindir. Çözüm uzayını sınırlamak için yukarıdaki kısıtlara aşağıdaki tasarım parametre kısıtları da eklenilmiştir.

$$\begin{aligned}
0 &\leq r_{gi} & i=1\dots4 \\
0,7m_i &\leq m_i \leq 1,3m_i & i=1\dots4 \\
0,7I_{gi} &\leq I_{gi} \leq 1,3I_{gi} & i=1\dots4 \\
0 &\leq \varphi_i \leq 2\pi & i=1\dots4 \\
0,9r_i &\leq r_i \leq 1,1r_i & i=1\dots5
\end{aligned}
\tag{3.87}$$

3.8.1 Kullanılan Optimizasyon Teknikleri

Bu tez çalışmasında, üç optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Bunlar, genetik algoritma (GA), parçacık sürü optimizasyonu (PSO) ve diferansiyel evrim algoritması (DE)'dir. Özellikle çeşitli optimizasyon yöntemlerinin kullanılması sayesinde en iyi sonucu veren parametreler bulunmuştur.

GA, optimizasyon yöntemleri içinde en yaygın kullanılanı olup gerçek genetikte olduğu gibi üreme süreçleri ve doğal seçilimin biyolojik süreçlerinden ilham alan hesaplamalı bir olasılıksal optimizasyon tekniğidir. Bu biyolojik süreçler sırasıyla, çiftleşme, üreme, klonlama/çoğalma, çaprazlama ve mutasyondur. Bu algoritma en uygun olanın hayatta kalmasına dayanan doğal seleksiyon yaklaşımını dikkate alarak yeni nesilleri yeniden üretir. GA'nın ana akış diyagramı şöyledir.



Şekil 3.12. GA akış diyagramı

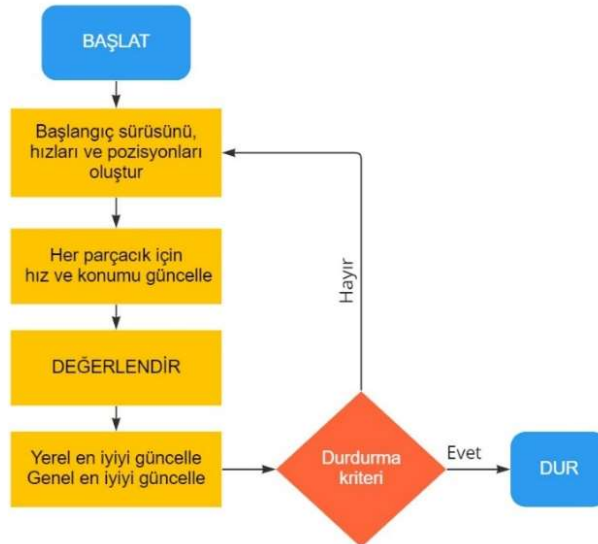
Stokastik bir optimizasyon algoritması olan Parçacık sürü optimizasyonu (PSO) yöntemi, arıların, karınca kolonilerinin, balıkların ve kuş sürülerinin grup davranışlarından esinlenmiştir. İlk olarak Kennedy ve Eberhart tarafından önerilen bu yöntemde, amaç fonksiyonunun uç noktasını aramak için rastgele bir parçacık grubu gönderilir. Bundan sonra parçacıklar, yeniden üretilen hızlar aracılığıyla hedefin en iyi değerini yakalayabilmeleri için en yakın olanları takip eder. Bu süreç, sonuçlandırma kriterleri sağlanana kadar devam eder. PSO algoritmasının tam model formülleri aşağıdaki gibidir.

$$V_{i,j}^{k+1} = wV_{i,j}^k + c_{p1}r_{ras1}((X_{PB})_{i,j}^k - X_{i,j}^k) + c_{p2}r_{ras2}((X_{GB})_j^k - X_{i,j}^k) \quad (3.88)$$

$$X_{i,j}^{k+1} = X_{i,j}^k + V_{i,j}^{k+1} \quad (3.89)$$

Burada, $i = 1, 2, \dots, M$ ve M sürü büyüklüğüdür, $j = 1, 2, \dots, N$ ve N değişken büyüklüğünü ifade eder, $k = 1, 2, \dots, K$ ve K maksimum iterasyon sayısıdır. V parçacık hızı, X parçacığın konumudur. X_{PB} ve X_{GB} parçacıkların en iyi yerel konumu ve en iyi genel konumu ifade eder. r_1 ve r_2 (0,1) arasında rasgele sayılardır ve c_1 ve c_2 katsayıları sırasıyla bilişsel ve sosyal ivme faktörleridir.

Kısaca PSO algoritmasının anlatımı Şekil 3.13'te gösterilmiştir.



Şekil 3.13. PSO Akış diyagramı

DE algoritması da stokastik popülasyon tabanlı bir olasılıksal optimizasyon tekniğidir. 1996 yılında R. Storn ve K. Price tarafından geliştirilmiştir. DE, GA'nın gelişmiş bir versiyonu olarak düşünülebilir. GA içinde yer alan mutasyon, çaprazlama ve seçim işlemlerinin aynısı uygulanır ve ayrıca bu işlemler esnasında çaprazlama olasılığı ve ağırlıklandırma faktörü olarak adlandırılan iki parametreden de yararlanır. DE başlangıç popülasyonu aşağıdaki denkleme göre oluşturulur.

$$x_{j,i,G=0} = x^{(lo)} + rand[0,1](x^{(hi)} - x^{(lo)}) \quad (3.90)$$

Denklem 3.90'da x_{jiG} rastgele dağıtılmış başlangıç popülasyonudur. hi ve lo indisleri üst ve alt başlangıç parametre sınırlarını temsil eder. DE algoritması, bir ebeveyn vektöründen x_{jiG} deneme çocuk vektörü $u_{j,i,G+1}$ üretmek için mutasyon ve çaprazlama işlemlerinin her ikisini birlikte kullanır. Aşağıdaki denkleme mutasyon sonucu çaprazlamada kullanılacak donör vektör elde edilir.

$$n_{i,G+1} = x_{r3,G} + F(x_{r1,G} - x_{r2,G}) \quad (3.91)$$

Burada, $x_{r1,G}$, $x_{r2,G}$, $x_{r3,G}$ mutasyona uğramamış rastgele üç kromozom, F mutasyon faktörü olup 0 ile 2 arasında değişebilir. Mutasyon işleminden sonra çaprazlama aşamasına geçilmektedir. Bu aşama, CR (crossover) parametresine veya aday çözümün (j), rassal olarak belirlenen bir sayı doğrultusunda seçilecek herhangi bir çözüm olarak ifade edilmiştir.

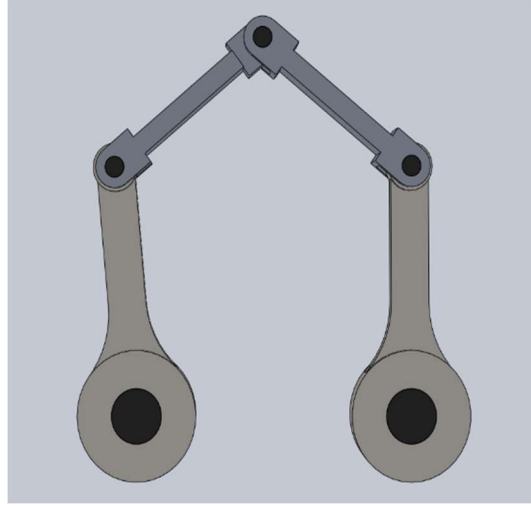
$$u_{j,i,G+1} = \begin{cases} n_{j,i,G+1} & \text{if } rand_{j,i} \leq CR \text{ veya } j = j_{rand} \\ x_{j,i,G} & \text{if } rand_{j,i} > CR \end{cases} \quad (3.92)$$

Son olarak seçim işlemi gerçekleştirilir. Seçim operatörü ile mevcut nesil ve yeni üretilen kromozomlar değerlendirilerek yeni nesil oluşturulur.

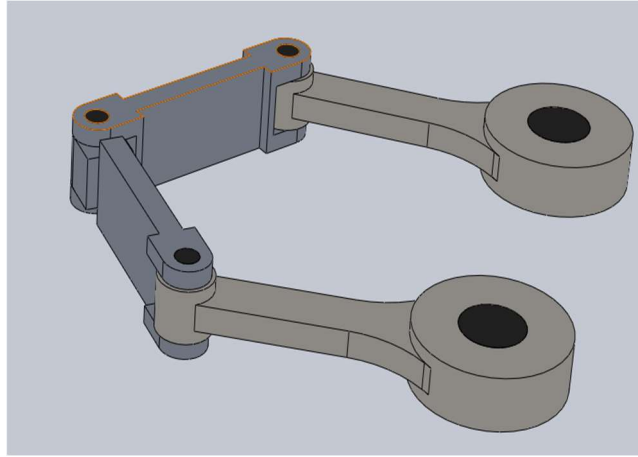
3.8.2. Sayısal Örnek

Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün ilk tasarımı, takip etmesi istenen en büyük yörüngeyi belirlemesi, bu mekanizmanın bu yörüngeyi takibi sırasında çalışma

bölgesinde yer alması ve tekil noktalar oluşturmaması sağlanarak oluşturulmuştur. Bu tasarımın ön görünüşü (a) ve üç boyutlu görüntüsü (b) Şekil 3.14’te gösterilir.



a)



b)

Şekil 3.14. İlk Tasarım

İlk tasarımda birinci uzuv ve ikinci uzuv malzemeleri çelik, üçüncü ve dördüncü uzuv malzemeleri alüminyum olarak alınmıştır. Bu manipülatörün üç boyutlu tasarım sonucunda uzuvların fiziki parametreleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörünün ilk tasarım parametreleri

Uzuv i	m_i (kg)	r_i (m)	I_{gi}	r_{gi} (m)	ϕ_i (rad)
1	1.8711	0.180	0.00934	0.07728	0
2	1.8711	0.180	0.00934	0.07728	0
3	0.3269	0.150	0.0008	0.075	0
4	0.3276	0.150	0.0008	0.08014	0
5	-	0.110	-	-	-

Öncelikli olarak manipülatörün $t=0.4$ sn'de ($X=0$, $Y=200$ ve $r=50$ mm) dairesel yörüngeyi Şekil 3.11 a) şıkında belirtilen trapezoidal hızda takibi sırasında meydana gelen sarsma kuvveti ve sarsma momenti hesaplanır. Bu işlemlerden sonra bir önceki bölümde anlatılan üç farklı optimizasyona tâbi tutulur. Bu optimizasyon işlemiyle sarsma kuvvetini ve sarsma momentini minimize edilmesi sağlanmıştır. Bu optimizasyon işlemleri uygulanırken uygulanan optimizasyon parametreleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Optimizasyon Algoritmalarının Parametreleri

GA		PSO		DE	
				Popülasyon	100
Popülasyon	100			Çaprazlama	
Çaprazlama				operatörü	0.4
operatörü	0.5	Parçacık Boyutu	100	Min. ağırlık faktörü	0.2
		Fonksi.			
Mutasyon operatörü	0.03	Toleransı	1^{-5}	Mak. ağırlık faktörü	0.8
İterasyon sayısı	200	İterasyon sayısı	200	İterasyon sayısı	200

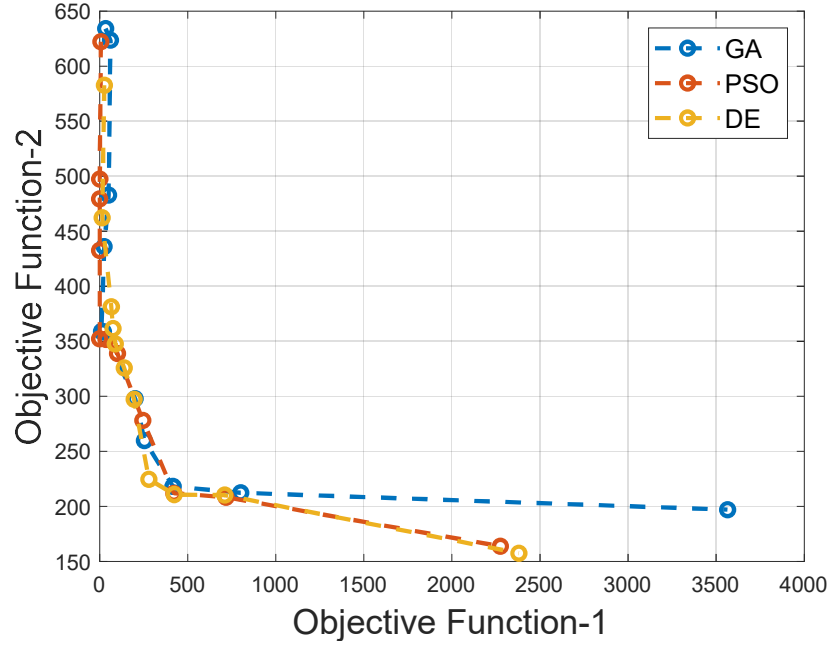
Optimizasyon işlemleri ağırlık faktörlerinin toplamı 1'e eşit olmak şartıyla on bir kez üç farklı metot için yapılmıştır. Bu optimizasyon işlemlerinin yapılmasındaki asıl amaç, bu problemde iki amaç fonksiyonunun olması ve bu amaç fonksiyonlarının tekil bir fonksiyona indirilmesidir. Bu optimizasyon sonuçları; toplam amaç fonksiyonu, sarsma kuvvetinin mutlak değerlerinin toplamı f_1 , sarsma momentinin mutlak değerlerinin toplamı f_2 olmak üzere Çizelge 3.3 de belirtilmiştir.

Çizelge 3.3. Üç farklı optimizasyon metodu için amaç fonksiyonlarının ağırlıklandırma faktörüne göre çözümleri

Ağırlık faktörü	Opt. önce	GA			PSO			DE			
	F	f ₁	f ₂	F	f ₁	f ₂	F	f ₁	f ₂	F	
w ₁ =1 and w ₂ =0	4215.3	33.4	634.1	33.4	7.1	622.1	7.1	26.1	582.6	26.1	
w ₁ =0,9 and w ₂ =0,1	3895.8	61.1	623.5	117.2	0.43	497.4	50.1	14.8	462.3	59.5	
w ₁ =0,8 and w ₂ =0,2	3576.3	51.0	482.9	137.4	0.05	479.3	95.9	65.9	381.4	129.0	
w ₁ =0,7 and w ₂ =0,3	3256.9	25.8	436.1	148.9	0.10	432.5	129.8	75.6	361.6	161.4	
w ₁ =0,6 and w ₂ =0,4	2937.4	10.0	359.1	149.6	0.01	352.3	140.9	88.9	347.7	192.4	
w ₁ =0,5 and w ₂ =0,5	2617.9	21.4	358.7	190.1	36.1	351.8	193.9	138.8	325.9	232.4	
w ₁ =0,4 and w ₂ =0,6	2298.4	201.81	297.8	259.4	100.7	339.0	243.7	195.3	297.4	256.6	
w ₁ =0,3 and w ₂ =0,7	1978.9	254.45	259.9	258.3	245.0	278.2	268.2	278.9	224.7	214.0	
w ₁ =0,2 and w ₂ =0,8	1659.5	416.60	218.1	257.8	421.5	211.9	253.9	423.8	210.8	253.4	
w ₁ =0,1 and w ₂ =0,9	1340.0	800.40	212.4	271.2	717.1	208.4	259.2	709.5	210.3	260.2	
w ₁ =0 and w ₂ =1	1020.5	3564.5	197.1	244.7	2275.5	163.8	163.8	2379.8	157.5	157.5	

Çoklu amaç fonksiyonu tekil olarak kullanıldığında en iyi sonuç iki şekilde belirlenir. İlk olarak, amaç fonksiyonları birbirlerine göre bir grafik üzerinde gösterilerek, orijine en yakın değer seçilebilir. İkinci olarak ise, iki amaç fonksiyon değerlerinin karelerinin

toplamının karekökü alınarak minimum değer bulunabilir. Çizelge 3.3'te yer alan f_1 ve f_2 amaç fonksiyonlarının grafik gösterimi Şekil 3.16'da gösterilmiştir.



Şekil 3.15. İki amaç fonksiyonu arasındaki ilişki

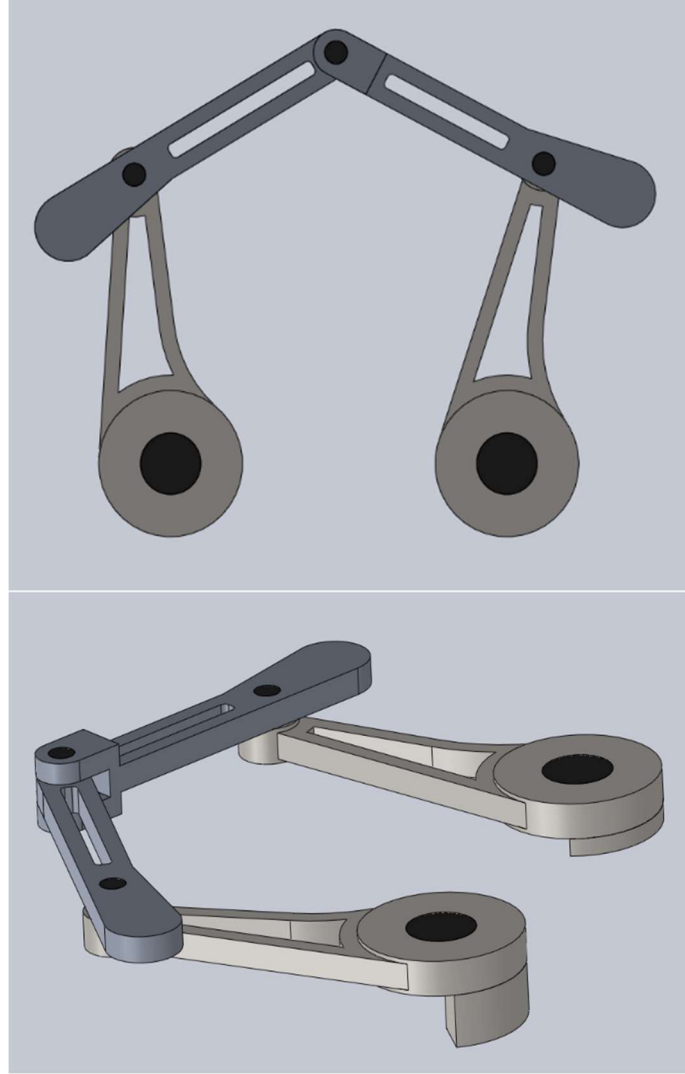
PSO yöntemi kullanılarak ağırlık faktörleri $w_1=0,6$ ve $w_2=0,4$ alınarak en iyi sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçları veren tasarım değişkenleri Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.4. Optimum tasarım parametreleri

Uzuv i	m_i (kg)	r_i (m)	I_{Gi}	r_{Gi} (m)	ϕ_i (rad)
1	2.1438	0.189	0.0075	0.0216	3.1387
2	1.5887	0.196	0.0075	0.0346	3.1440
3	0.2615	0.165	0.0006	0.0110	0.0408
4	0.2621	0.164	0.0006	0.0109	3.1826
5	-	0.111	-	-	-

Elde edilen optimum tasarım parametrelerine göre üç boyutlu tasarım yapılmaya çalışılmıştır. Yapılan tasarımlarda öncelikli olarak uzuv uzunlukları düzenlenmiştir. Bir sonraki aşama ağırlık merkezinin konumu ve kütesinin elimizdeki verilere en yakın sonucu veren tasarım oluşturulmuştur. Daha sonrasında atalet momenti ile ilgili değişimler göz önüne alınarak işlemler tekrarlanmıştır. Fakat optimizasyon sonucunda

elde edilen optimum tasarım parametrelerine yüzde yüz yaklaşılamamıştır. Şekil 3.17’de optimizasyon sonrasındaki tasarım gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Optimizasyon Sonrası Tasarım

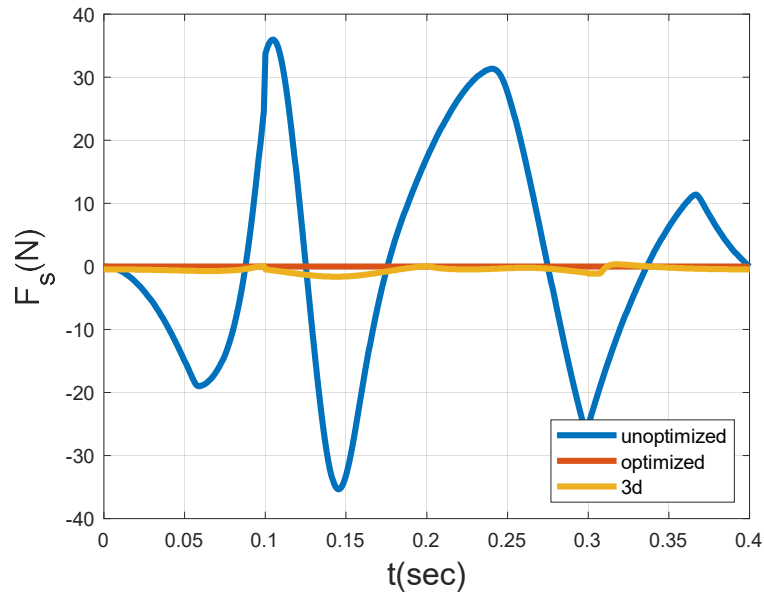
Tasarım parametreleri; ilk tasarım, optimizasyon sonucu ve üç boyutlu son tasarım ile ilgili kıyaslama Çizelge 3.5’te yer almaktadır.

Çizelge 3.5. Tasarım parametrelerinin kıyaslanması

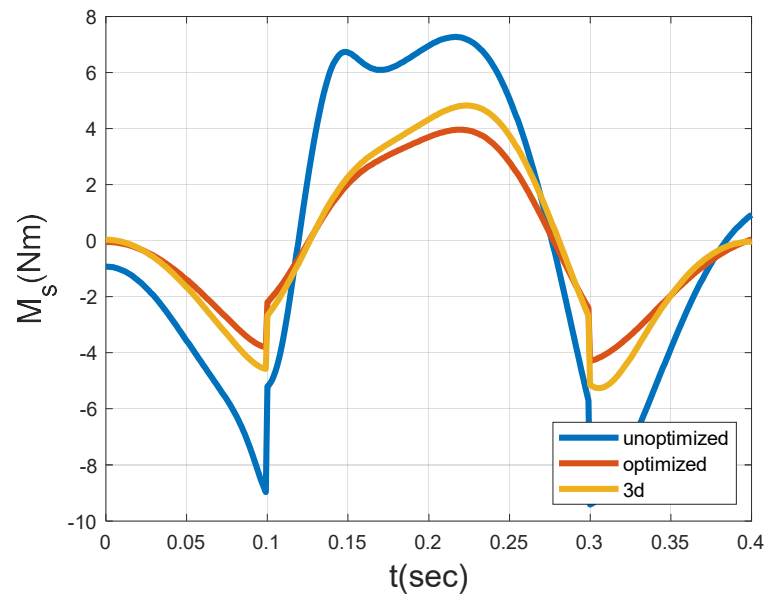
Uzuv i	m_i (kg)			r_i (m)			I_{gi} (kgm ²)		
	İlk	Opt.	3D	İlk	Opt.	3D	İlk	Opt.	3D
1	1.871	2.143	2.1	0.180	0.189	0.189	0.0093	0.0075	0.011
2	1.871	1.588	1.59	0.180	0.196	0.196	0.0093	0.0075	0.010
3	0.326	0.261	0.26	0.150	0.165	0.165	0.0008	0.0006	0.0009
4	0.327	0.262	0.30	0.150	0.164	0.164	0.0008	0.0006	0.001
5	-	-	-	0.110	0.111	0.111	-	-	-

Uzuv i	r_{gi} (m)			φ_i (rad)		
	İlk	Opt.	3D	İlk	Opt.	3D
1	0.077	0.021	0.022	0	3.138	3.12
2	0.077	0.034	0.035	0	3.144	3.13
3	0.075	0.011	0.02	0	0.040	0.03
4	0.080	0.010	0.037	0	3.182	3.17
5	-	-	-	-	-	-

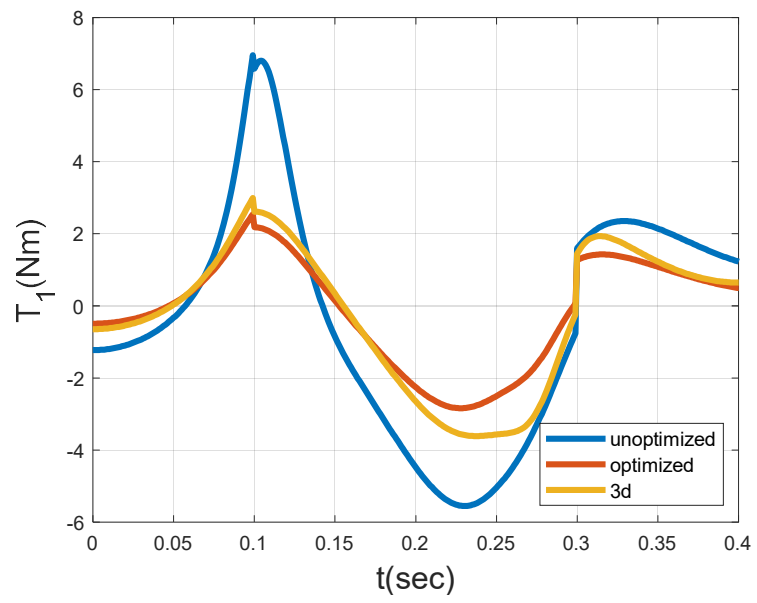
Yukarıdaki parametrelere göre sarsma kuvveti, sarsma momenti ve torklar aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.



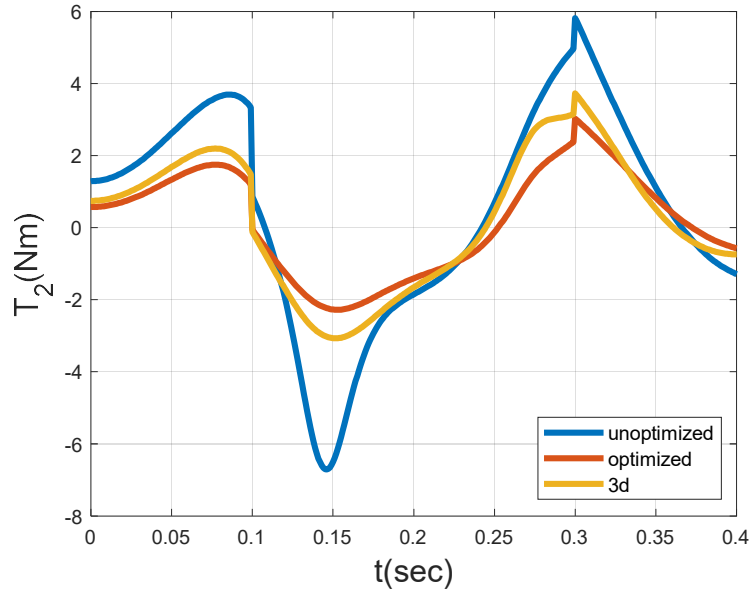
a)



b)



c)

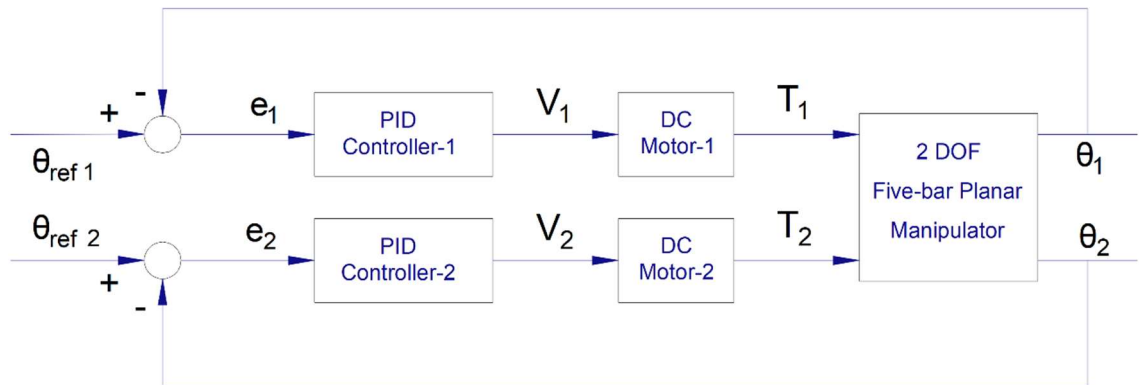


d)

Şekil 3.17. Optimizasyon sonuçları: Sarsma kuvveti(a), sarsma momenti(b), birinci motor torku(c), ikinci motor torku(d)

3.9. Optimize Edilen Manipülâtörün Kontrolü

Bir manipülâtörün kontrolü, endüstriyel uygulamalarda çok önemlidir. Bu bölüm, PID algoritmasına dayalı kontrolör tasarımına ayrılmıştır. Aşağıdaki şekilde beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtörün pozisyon kontrol blok diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.18. PID kontrollü paralel manipülâtörün blok diyagramı

Blok diyagramında görüldüğü üzere kontrol işlemi sırasında aktif açılar kullanılmaktadır. θ_1 ve θ_2 tahrik uzuv açıları ya da aktif açılar olarak tanımlanırken, θ_3 ve θ_4 açlarına pasif eklem açıları olarak adlandırılmaktadır. Pasif açılar, aktif açılar fonksiyonları olarak ifade edilebilir. Kısaca; θ_3 ve θ_4 açılarını θ_1 ve θ_2 açılarının birer fonksiyondur.

$$\begin{aligned}\theta_3 &= f_3(\theta_1, \theta_2) \\ \theta_4 &= f_4(\theta_1, \theta_2)\end{aligned}\quad (3.94)$$

Pasif mafsalların açısal hızlarının tesir katsayıları ile gösterimi:

$$\begin{aligned}\dot{\theta}_3 &= \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \dot{\theta}_1 + \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_4 &= \frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \dot{\theta}_1 + \frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \dot{\theta}_2\end{aligned}\quad (3.95)$$

Pasif mafsalların açısal ivmelerinin tesir katsayıları ile gösterimi

$$\begin{aligned}\ddot{\theta}_3 &= \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \ddot{\theta}_1 + \frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_1^2} \dot{\theta}_1^2 + 2 \frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_1 \partial \theta_2} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 + \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \ddot{\theta}_2 + \frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_2^2} \dot{\theta}_2^2 \\ \ddot{\theta}_4 &= \frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \ddot{\theta}_1 + \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_1^2} \dot{\theta}_1^2 + 2 \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_1 \partial \theta_2} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 + \frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \ddot{\theta}_2 + \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_2^2} \dot{\theta}_2^2\end{aligned}\quad (3.96)$$

$\ddot{\theta}_3$ açısal ivmesinin ikinci dereceden kısmi diferansiyel denklemin zincir kuralına göre çıkartılımı aşağıdaki gibidir. $\ddot{\theta}_4$ açısal ivmesinin de çıkartılımı aynı şekildedir.

$$\ddot{\theta}_3 = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \frac{\partial \theta_1}{\partial t} + \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial t} \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \frac{\partial \theta_2}{\partial t} + \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \theta_2}{\partial t} \right) \quad (3.97)$$

Denklem (3.97)'deki terimlerinin açık ifadeleri şöyledir:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \frac{\partial \theta_1}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial \theta_1} \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \frac{\partial \theta_1}{\partial t} \frac{\partial \theta_1}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial \theta_2} \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \frac{\partial \theta_2}{\partial t} \frac{\partial \theta_1}{\partial t} \\ \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial t} \right) &= \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial t^2} \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \frac{\partial \theta_2}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial \theta_1} \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \frac{\partial \theta_1}{\partial t} \frac{\partial \theta_2}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial \theta_2} \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \frac{\partial \theta_2}{\partial t} \frac{\partial \theta_2}{\partial t} \\ \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \theta_2}{\partial t} \right) &= \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial t^2}\end{aligned}$$

Yukarıdaki terimler yerine konduğunda Denklem (3.96) elde edilmektedir.

Aktif açıların zamana göre değişimi bilinirse, hız devre denkleminde pasif(bağımlı) iki hız değişkeni lineer cebir kuralları kullanılarak elde edilir. İki bilinmeyenli, iki denklem olduğundan Cramer metodu kullanılmıştır.

Bu metot ile pasif açısal hızların bulunması:

$$\begin{bmatrix} -r_3 \sin \theta_3 & r_4 \sin \theta_4 \\ r_3 \cos \theta_3 & -r_4 \cos \theta_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_2 \sin \theta_2 \dot{\theta}_2 + r_1 \sin \theta_1 \dot{\theta}_1 \\ r_2 \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 - r_1 \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 \end{bmatrix} \quad (3.98)$$

Pasif açısal hızların aktif hızlar cinsinden gösterimi:

$$\begin{aligned}\dot{\theta}_3 &= -\frac{r_1 \sin(\theta_1 - \theta_4)}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \dot{\theta}_1 + \frac{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_4)}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_4 &= -\frac{r_1 \sin(\theta_1 - \theta_3)}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \dot{\theta}_1 + \frac{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \dot{\theta}_2\end{aligned} \quad (3.99)$$

Denklem (3.99) den görüldüğü üzere hız tesir katsayıları aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned}\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} &= -\frac{r_1 \sin(\theta_1 - \theta_4)}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \\ \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} &= \frac{r_1 \sin(\theta_2 - \theta_3)}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)}\end{aligned} \quad (3.100)$$

$$\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} = -\frac{r_1 \sin(\theta_1 - \theta_3)}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)}$$

$$\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} = \frac{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)}$$

Pasif açısal ivmeler, pasif açısal hızlar gibi Cramer metodu ile ya da aşağıdaki ivme tesir katsayılarının Denklem (3.96)'de yerine konmasıyla bulunabilir. İvme tesir katsayıları için $\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} = f_{31}$, $\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} = f_{32}$, $\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} = f_{41}$, $\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} = f_{42}$ sembolleri kullanılmıştır. Aşağıda ivme tesir katsayıları yer almaktadır.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_1^2} \\ &= -\frac{r_1 \cos(\theta_1 - \theta_4)(1 - f_{41}) \sin(\theta_3 - \theta_4) - \sin(\theta_1 - \theta_4) \cos(\theta_3 - \theta_4)(f_{31} - f_{41})}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)^2} \\ & \frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_2^2} \\ &= \frac{r_2 \cos(\theta_2 - \theta_4)(1 - f_{42}) \sin(\theta_3 - \theta_4) - \sin(\theta_2 - \theta_4) \cos(\theta_3 - \theta_4)(f_{32} - f_{42})}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)^2} \\ & \frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_1 \partial \theta_2} \\ &= -\frac{r_1 \cos(\theta_1 - \theta_4)(-f_{42}) \sin(\theta_3 - \theta_4) - \sin(\theta_1 - \theta_4) \cos(\theta_3 - \theta_4)(f_{32} - f_{42})}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)^2} \\ & \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_1^2} \\ &= -\frac{r_1 \cos(\theta_1 - \theta_3)(1 - f_{31}) \sin(\theta_3 - \theta_4) - \sin(\theta_1 - \theta_3) \cos(\theta_3 - \theta_4)(f_{31} - f_{41})}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)^2} \\ & \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_2^2} \\ &= \frac{r_2 \cos(\theta_2 - \theta_3)(1 - f_{32}) \sin(\theta_3 - \theta_4) - \sin(\theta_2 - \theta_3) \cos(\theta_3 - \theta_4)(f_{32} - f_{42})}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)^2} \\ & \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_1 \partial \theta_2} \\ &= -\frac{r_1 \cos(\theta_1 - \theta_3)(-f_{32}) \sin(\theta_3 - \theta_4) - \sin(\theta_1 - \theta_3) \cos(\theta_3 - \theta_4)(f_{32} - f_{42})}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)^2} \end{aligned} \tag{3.101}$$

Bu çalışmada genelleştirilmiş koordinatlarda manipülatörün hareketini tanımlamak için birinci uzuv ve ikinci uzuv açıları θ_1 ve θ_2 değeriyle, Lagrange denklemi şöyledir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}_i} \right] - \frac{\partial K}{\partial \theta_i} = T_i \quad (3.102)$$

Manipülatörün kinetik enerjisi:

$$K = \sum_{i=1}^4 \left(\frac{1}{2} m_i (V_{ix}^2 + V_{iy}^2) + \frac{1}{2} I_i \dot{\theta}_i^2 \right) \quad (3.103)$$

Kinetik enerjinin açılımı:

$$K = \frac{1}{2} m_1 V_{G1}^2 + \frac{1}{2} I_{G1} \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_3 V_{G3}^2 + \frac{1}{2} I_{G3} \dot{\theta}_3^2 + \frac{1}{2} m_2 V_{G2}^2 + \frac{1}{2} I_{G2} \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} m_4 V_{G4}^2 + \frac{1}{2} I_{G4} \dot{\theta}_4^2 \quad (3.104)$$

Denklem (3.104)'deki uzuvların ağırlık merkezi hız vektörleri şöyledir:

$$\begin{aligned} \vec{V}_{G1} &= (-r_{G1} \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 + \varphi_1)) \vec{i} + (r_{G1} \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + \varphi_1)) \vec{j} \\ \vec{V}_{G3} &= (-r_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 - r_{G3} \dot{\theta}_3 \sin(\theta_3 + \varphi_3)) \vec{i} + (r_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + r_{G3} \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + \varphi_3)) \vec{j} \\ \vec{V}_{G2} &= (-r_{G2} \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2 + \varphi_2)) \vec{i} + (r_{G2} \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + \varphi_2)) \vec{j} \\ \vec{V}_{G4} &= (-r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 - r_{G4} \dot{\theta}_4 \sin(\theta_4 + \varphi_4)) \vec{i} + (r_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + r_{G4} \dot{\theta}_4 \cos(\theta_4 + \varphi_4)) \vec{j} \end{aligned} \quad (3.105)$$

Kinetik enerji içindeki çizgisel hızların açısal hızlar cinsinden yazılması aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\begin{aligned}
K = & \frac{1}{2}(m_1 r_{G1}^2 + I_{G1} + m_3 r_1^2) \dot{\theta}_1^2 + m_3 r_1 r_{G3} \cos(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 \\
& + \frac{1}{2}(m_3 r_{G3}^2 + I_{G3}) \dot{\theta}_3^2 \\
& + \frac{1}{2}(m_2 r_{G2}^2 + I_{G2} + m_4 r_2^2) \dot{\theta}_2^2 + m_4 r_2 r_{G4} \cos(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_4 \\
& + \frac{1}{2}(m_4 r_{G4}^2 + I_{G4}) \dot{\theta}_4^2
\end{aligned} \tag{3.106}$$

Sabit değişkenler için kısaltmalar uygulandığında kinetik enerji denklemi aşağıdaki gibi sadeleşmektedir.

$$\begin{aligned}
K = & \frac{1}{2} \bar{a}_1 \dot{\theta}_1^2 + \bar{a}_2 \cos(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 + \frac{1}{2} \bar{a}_3 \dot{\theta}_3^2 + \frac{1}{2} \bar{a}_4 \dot{\theta}_4^2 \\
& + \frac{1}{2} \bar{a}_5 \dot{\theta}_2^2 + \bar{a}_6 \cos(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_4
\end{aligned} \tag{3.107}$$

Denklem (3.107) de $\dot{\theta}_3$ ve $\dot{\theta}_4$ değerlerinin hız tesir katsayılarıyla gösterilimleri yerine konularak denklem $\dot{\theta}_1$ ve $\dot{\theta}_2$ indirgenmiştir.

$$\begin{aligned}
K = & \left(\frac{1}{2} \bar{a}_1 + \bar{a}_2 \cos(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} + \frac{1}{2} \bar{a}_3 \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right)^2 \right. \\
& \left. + \frac{1}{2} \bar{a}_4 \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right)^2 \right) \dot{\theta}_1^2 \\
& + \left(\frac{1}{2} \bar{a}_5 + \bar{a}_6 \cos(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} + \frac{1}{2} \bar{a}_3 \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right)^2 + \frac{1}{2} \bar{a}_4 \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right)^2 \right) \dot{\theta}_2^2 \\
& + \left(\bar{a}_3 \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} + \bar{a}_4 \frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} + \bar{a}_2 \cos(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right. \\
& \left. + \bar{a}_6 \cos(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2
\end{aligned} \tag{3.108}$$

Denklem (3.108), aşağıdaki gibi düzenlemelerle sadeleştirilmiştir.

$$K = \bar{A}\dot{\theta}_1^2 + \bar{B}\dot{\theta}_2^2 + \bar{C}\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \quad (3.109)$$

Genelleştirilmiş koordinatlarda bu manipülatörün hareket denklemlerini yazmak için aşağıdaki Lagrange yöntemi kullanılmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}_i} \right] - \frac{\partial K}{\partial \theta_i} = T_i \quad (3.110)$$

θ_1 ve θ_2 değerleri için Lagrange terimlerinin açılımı

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}_1} &= 2\bar{A}\dot{\theta}_1 + \bar{C}\dot{\theta}_2 \\ \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}_1} \right] &= 2 \frac{\partial}{\partial t} [\bar{A}] \dot{\theta}_1 + 2\bar{A}\ddot{\theta}_1 + \frac{\partial}{\partial t} [\bar{C}] \dot{\theta}_2 + \bar{C}\ddot{\theta}_2 \\ \frac{\partial K}{\partial \theta_1} &= \frac{\partial \bar{A}}{\partial \theta_1} \dot{\theta}_1^2 + \frac{\partial \bar{B}}{\partial \theta_1} \dot{\theta}_2^2 + \frac{\partial \bar{C}}{\partial \theta_1} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \\ \frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}_2} &= 2\bar{B}\dot{\theta}_2 + \bar{C}\dot{\theta}_1 \\ \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}_2} \right] &= 2 \frac{\partial}{\partial t} [\bar{B}] \dot{\theta}_2 + 2\bar{B}\ddot{\theta}_2 + \frac{\partial}{\partial t} [\bar{C}] \dot{\theta}_1 + \bar{C}\ddot{\theta}_1 \\ \frac{\partial K}{\partial \theta_2} &= \frac{\partial \bar{A}}{\partial \theta_2} \dot{\theta}_1^2 + \frac{\partial \bar{B}}{\partial \theta_2} \dot{\theta}_2^2 + \frac{\partial \bar{C}}{\partial \theta_2} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \\ \frac{\partial \bar{A}}{\partial \theta_1} &= \frac{1}{2} \bar{a}_3 \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \bar{a}_4 \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right)^2 \right] \\ &\quad + \bar{a}_2 \cos(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \\ &\quad - \bar{a}_2 \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \sin(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \left(1 - \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \end{aligned} \quad (3.111)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{A}}{\partial \theta_2} &= \frac{1}{2} \bar{a}_3 \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \bar{a}_4 \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right)^2 \right] \\ &\quad + \bar{a}_2 \cos(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \\ &\quad - \bar{a}_2 \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \sin(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \left(-\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{B}}{\partial \theta_1} &= \frac{1}{2} \bar{a}_4 \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \bar{a}_3 \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right)^2 \right] \\ &\quad + \bar{a}_6 \cos(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right) \\ &\quad - \bar{a}_6 \frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \sin(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \left(-\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{B}}{\partial \theta_2} &= \frac{1}{2} \bar{a}_4 \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \bar{a}_3 \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right)^2 \right] \\ &\quad + \bar{a}_6 \cos(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right) \\ &\quad - \bar{a}_6 \frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \sin(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \left(1 - \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{C}}{\partial \theta_1} &= \bar{a}_3 \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \right] + \bar{a}_4 \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right) \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right) \right] \\ &\quad + \bar{a}_2 \cos(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \\ &\quad - \bar{a}_2 \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \sin(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \left(1 - \frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \\ &\quad + \bar{a}_6 \cos(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right) \\ &\quad - \bar{a}_6 \frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \sin(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \left(-\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \bar{C}}{\partial \theta_2} &= \bar{a}_3 \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \right] + \bar{a}_4 \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right) \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right) \right] \\
&\quad + \bar{a}_2 \cos(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \\
&\quad - \bar{a}_2 \frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \sin(\theta_1 - (\theta_3 + \varphi_3)) \left(-\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \\
&\quad + \bar{a}_6 \cos(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right) \\
&\quad - \bar{a}_6 \frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \sin(\theta_2 - (\theta_4 + \varphi_4)) \left(1 - \frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right)
\end{aligned}$$

Diferansiyel terimler, aşağıdaki semboller ile ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned}
\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right)^2 &= f_{31x}, \quad \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right)^2 = f_{32}, \quad \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right)^2 = f_{41x}, \quad \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right)^2 = f_{42x} \\
\frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_1^2} &= df_3 d_{11}, \quad \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_1^2} = df_4 d_{11}, \quad \frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_2^2} = df_3 d_{22}, \quad \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_2^2} = df_4 d_{22} \\
\frac{\partial^2 f_3}{\partial \theta_1 \partial \theta_2} &= df_3 d_{12}, \quad \frac{\partial^2 f_4}{\partial \theta_1 \partial \theta_2} = df_4 d_{12}, \\
\frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right)^2 \right] &= df_{31x1}, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right)^2 \right] = df_{41x}, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right)^2 \right] = df_{32x1} \\
\frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right)^2 \right] &= df_{42x1}, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right)^2 \right] = df_{31x2}, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right)^2 \right] = df_{32x2}, \\
\frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right)^2 \right] &= df_{41x2}, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right)^2 \right] = df_{42x2}, \\
\frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \right] &= df_{3d121}, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_1} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right) \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right) \right] = df_{4d121}, \\
\frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_1} \right) \left(\frac{\partial f_3}{\partial \theta_2} \right) \right] &= df_{3d122}, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left[\left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_1} \right) \left(\frac{\partial f_4}{\partial \theta_2} \right) \right] = df_{4d122}
\end{aligned}$$

Lagrange denklem çözümü Maple programında yapılmıştır. Program kodları ve elde edilen çıktılar Ek 2’te verilmiştir.

Elde edilen mekanizmanın tork değerleri, semboller kullanılarak;

$$T_1 = k_1\ddot{\theta}_1 + k_2\ddot{\theta}_2 + k_3\dot{\theta}_1^2 + k_4\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + k_5\dot{\theta}_2^2 \quad (3.112)$$

$$T_2 = l_1\ddot{\theta}_1 + l_2\ddot{\theta}_2 + l_3\dot{\theta}_1^2 + l_4\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + l_5\dot{\theta}_2^2 \quad (3.113)$$

formuna getirilmiştir.

DC Motorun matematiksel modeli:

$$V_{s_i} = V_{Ra_i} + V_{La_i} + E_{emf_i} \quad i=1,2 \quad (3.114)$$

Burada, V_s giriş voltajı, $V_{Ra} = R_a I_a$, $V_{La} = L_a \frac{dI_a}{dt}$, $E_{emf} = K_b \dot{\theta}_m$ dir.

$$T_{s_i} = T_{e_i} - J_m \ddot{\theta}_{m_i} - T_{w_i} - T_{L_i} \quad i=1,2 \quad (3.115)$$

Denklem (3.115)'deki T_e manyetik motor momenti ($T_e = K_t I_a$), T_w sürtünme momenti ($T_w = B \dot{\theta}_m$), T_L mekanik yük sabit momenti ve T_s sistem çıkış momentidir. Seçilen redüktörlü DC motor özellikleri Çizelge 3.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 3.6. Motor Özellikleri

	GPX37-DCX32L
Ra-Armatür direnci (ohm)	0.331
La-Armatür indüktansı (H)	0.103e-3
Kt- Tork sabiti (Nm/A)	27.3e-3
Kb-Zıt elektromotif kuvvet sabiti (Vs./rad)	2.85e-3
Jm-Rotor atalet momenti(kgm ²)	72.8e-7
Bm-Viskoz sürtünme katsayısı (Nms/rad)	1e-5
n-Redüktör çevrim oranı	26

Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün hareketini gösteren Denklem (3.112) ve (3.113) ile DC motorların matematik modeli için Denklem (3.115)'ün birlikte değerlendirilmesiyle motor ve manipülatör sisteminin hareket denklemi elde edilmiştir.

$$k_1\ddot{\theta}_1 + k_2\ddot{\theta}_2 + k_3\dot{\theta}_1^2 + k_4\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + k_5\dot{\theta}_2^2 = K_t I_1 - J_m\ddot{\theta}_1 - B\dot{\theta}_1 - T_L \quad (3.116)$$

$$l_1\ddot{\theta}_1 + l_2\ddot{\theta}_2 + l_3\dot{\theta}_1^2 + l_4\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + l_5\dot{\theta}_2^2 = K_t I_2 - J_m\ddot{\theta}_2 - B\dot{\theta}_2 - T_L \quad (3.117)$$

Durum değişkenleri aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$x(1) = \theta_1, \quad x(2) = \theta_2, \quad x(3) = \dot{\theta}_1, \quad x(4) = \dot{\theta}_2, \quad x(5) = I_1, \quad x(6) = I_2 \quad (3.118)$$

Durum değişkenleri cinsinden Denklem (3.114), (3.116) ve (3.117),

$$\dot{x}(1) = x(3)$$

$$\dot{x}(2) = x(4)$$

$$\dot{x}(3) = \frac{K_t x(5) - B_m x(3) - k_2 x(4) - k_3 x(3)^2 - k_4 x(3)x(4) - k_5 x(4)^2}{k_1 + J_m}$$

$$\dot{x}(4) = \frac{K_t x(6) - B_m x(4) - l_1 x(3) - l_3 x(3)^2 - l_4 x(3)x(4) - l_5 x(4)^2}{l_2 + J_m} \quad (3.119)$$

$$\dot{x}(5) = \frac{1}{L_a} (V_1 - R_a x(5) - K_b x(3))$$

$$\dot{x}(6) = \frac{1}{L_a} (V_2 - R_a x(6) - K_b x(4))$$

olarak yazılır.

Denklem (3.119)'deki V_1 ve V_2 voltajları PID kontrolör çıkışı olup

$$V_1 = K_{p1}(\theta_{ref1} - \theta_1) + K_{d1}(\dot{\theta}_{ref1} - \dot{\theta}_1) + K_{i1} \int_0^t (\theta_{ref1}(t) - \theta_1(t)) dt$$

$$V_2 = K_{p2}(\theta_{ref2} - \theta_2) + K_{d2}(\dot{\theta}_{ref2} - \dot{\theta}_2) + K_{i2} \int_0^t (\theta_{ref2}(t) - \theta_2(t)) dt$$

tanımlanır.

3.9.1. PID Kontrolör Kazanç Katsayılarının Optimizasyon ile Belirlenmesi

İki DC motorlu beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatör sistemi doğrusal olmadığından, PID kontrolör kazanç katsayılarını belirlemek içinde optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. Optimal kazanç katsayılarını bulmak için amaç fonksiyonu Denklem (3.120)'da gösterilmiştir.

$$f_{obj} = \sqrt{MH\dot{I}_1^2 + MH\dot{I}_2^2} \quad (3.120)$$

Burada $MH\dot{I}_1$ ve $MH\dot{I}_2$ 1 ve 2 nolu tahrik uzuvlarının konum hatalarının mutlak değerlerinin bir iş periyodundaki integralleridir. Açık ifadeleri aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir. Referans konum değerleri, ters kinematik analizinden bulunan açısız konum değerleri olarak kullanılmıştır.

$$MH\dot{I}_1 = \int_0^t (|\theta_{ref1}(t) - \theta_1(t)|) dt = \int_0^t |e_1(t)| dt \quad (3.121)$$

$$MH\dot{I}_2 = \int_0^t (|\theta_{ref2}(t) - \theta_2(t)|) dt = \int_0^t |e_2(t)| dt \quad (3.122)$$

Bu optimizasyon, manipülatördeki motorların konum hatalarını en aza indirmeyi amaçlar. Optimize edilmiş PID kazanç katsayıları bir yörüngedeki minimum konum hatasını vermektedir.

PID kazanç katsayılarını ayarlamak çok önemli bir konudur. Bu katsayıların bulunması için üç farklı optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. K_{p1} , K_{d1} , K_{i1} , K_{p2} , K_{d2} , K_{i2} kazanç katsayıları tasarım değişkenleri olarak tanımlanır ve kısıt aralıkları aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} 0 &\ll K_{p_j} \ll 50 \quad j=1,2 \\ 0 &\ll K_{d_j} \ll 50 \\ 0 &\ll K_{i_j} \ll 100 \end{aligned} \quad (3.123)$$

Denklem (3.123)'de belirtilen aralığın tespiti öncelikli olarak büyük aralıklar verilerek denemeler yapılmıştır. Bu denemeler sonucunda daha uygun dar aralıklar verilmiştir. Uygulanan optimizasyon yöntemlerinin parametreleri Çizelge 3.7' deki gibidir.

Çizelge 3.7. Optimizasyon Algoritmalarının Parametreleri

GA		PSO		DE	
				Popülasyon	100
Popülasyon	100			Çaprazlama operatörü	0.4
Çaprazlama operatörü	0.5	Parçacık Boyutu	100	Min. ağırlık faktörü	0.2
Mutasyon operatörü	0.03	Fonksi. toleransı	1-5	Mak. ağırlık faktörü	0.8
İterasyon sayısı	50	İterasyon sayısı	50	İterasyon sayısı	50

3.9.2. PID Kontrolör İçin Optimizasyon Sonuçları

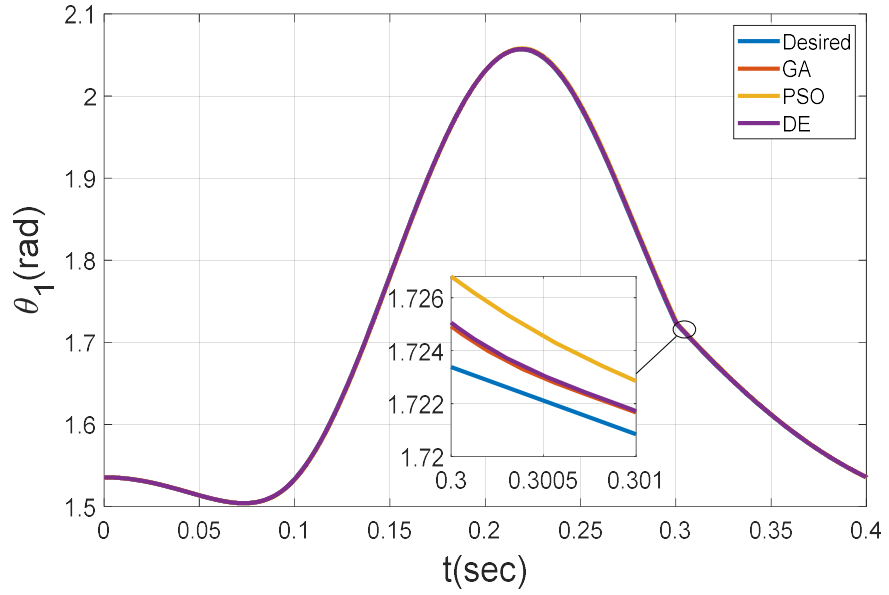
Seçilen dairesel yörünge'nin merkezi $(x_c, y_c) = (0m, 0.25m)$ ve dairenin yarıçapı $r_c = 0.05m$ 'dir. Bu yörünge'nin istenen hızda takibini sağlamak için ters kinematik analizden yararlanılarak referans pozisyon bilgileri elde edilmiştir. Bu referans pozisyon verilerinden sistemin ürettiği pozisyon verileri çıkarılır ve oluşan hata PID kontrolör ile düzeltilmiştir.

Bu çalışmada ele alınan manipülatör ve motorlardan oluşan sistem doğrusal olmadığı için bu iki hareket denklemi, Runge-Kutta metoduna dayanarak çözülmüştür. Bu çözüm Matlab programında ana program optimizasyon, alt program Runge-Kutta ve bir alt programda diferansiyel denklem takımları olmak üzere içi içe program şeklinde yazılmıştır. Optimizasyon işlemlerinden sonra elde edilen PID kazanç katsayıları Çizelge 3.8' de gösterilmektedir.

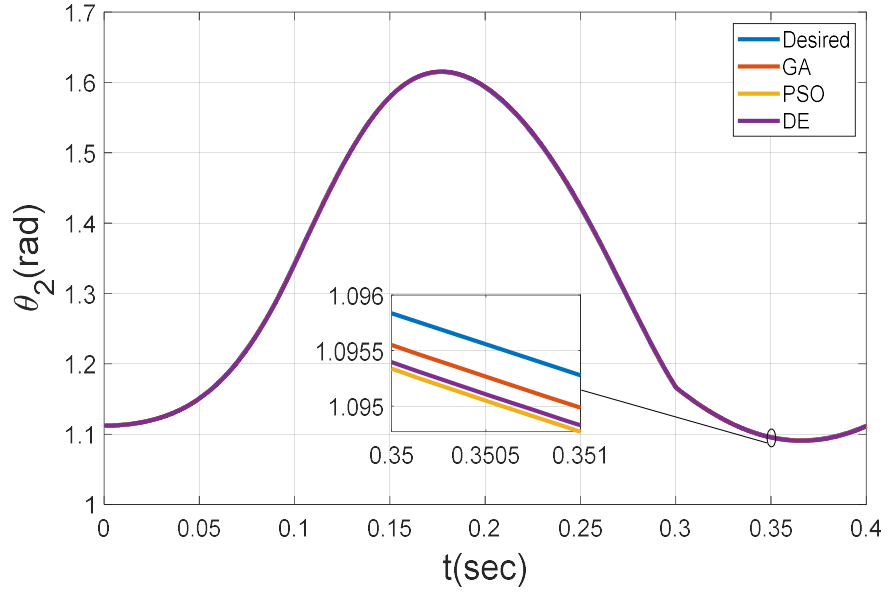
Çizelge 3.8. PID kazanç katsayıları

	GA		PSO		DE	
	Motor-1	Motor-2	Motor-1	Motor-2	Motor-1	Motor-2
K_p	36,282	49,929	36,347	40,904	41,771	47,353
K_d	49,989	50,000	22,591	38,205	46,534	37,040
K_i	72,884	99,996	80,320	100,00	100,00	62,028

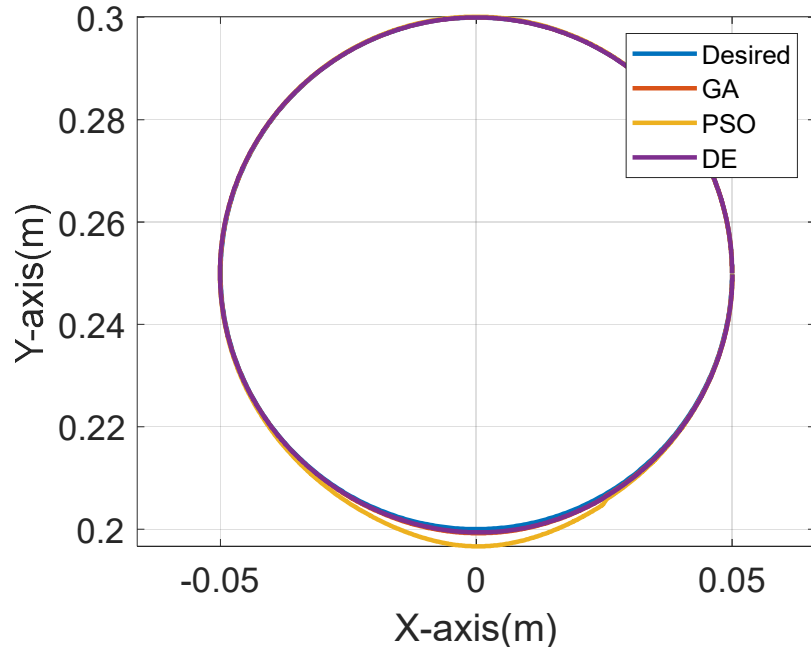
Yukarıda optimizasyon sonucunda elde edilen PID kazanç katsayılarına göre motorların açısal konumları (Şekil 3.19.a ve b) bulunmuştur. Bu açı değerlerinin düz kinematik pozisyon formülünde yerine konmasıyla yörünge (Şekil 3.19.c) elde edilmiştir.



a)



b)



c)

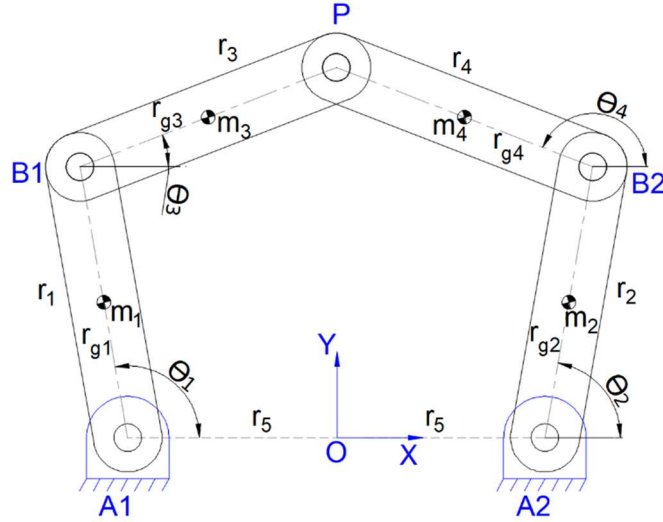
Şekil 3.19. Kontrol sonuçları, a) Birinci motorun açısai konumu b) İkinci motorun açısai konumu c) Yörünge

3.10. Beş Uzunlu Düzlemsel Paralel Manipülâtörün Tam Dengelenmesi

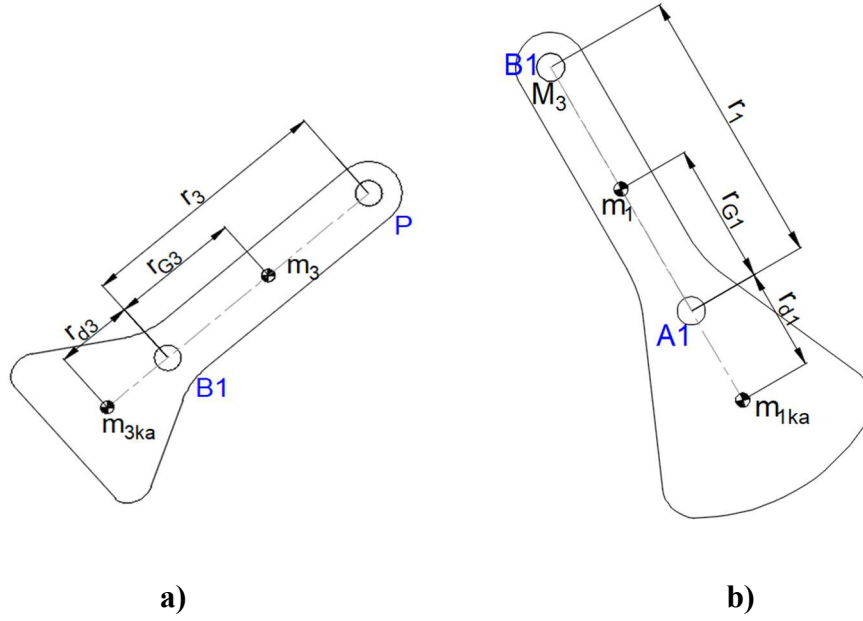
Sarsma kuvveti dengelenmiş olan bir kütle sisteminin herhangi bir noktaya göre sarsma momentinin sıfırlandığında sarsma momenti dengelenmiş olur ve bu kütle dengelenmesine tam dengeleme denir.

3.10.1. Sarsma Kuvvetinin Dengelenmesi

Sarsma kuvvetinin dengelenmesi yani kütle dengelemesi, kütle ekleme veya çıkarma ile gerçekleştirilebilir. Bu bölümde, düzgün çubuklar kullanılarak kütle eklemesi üzerinde durulmuştur. Kütle eklenmiş uzunlar Şekil 3.20' de gösterilmektedir.



Şekil 3.20. Düzgün beş çubuk mekanizması



Şekil 3.21. Birinci uzuvun (a) ve Üçüncü uzuvun (b) kütle eklenmiş hali

Üçüncü uzuvun dengeleme kütlesi Denklem (3.93) gösterilir.

$$m_{3ka} = \frac{m_3 r_{G3}}{r_{d3}} \quad (3.93)$$

Dengeleme sonrası 3.uzuvun kütle büyüklüğü:

$$M_{3kd} = m_3 + m_{3ka} \quad (3.94)$$

Denklem (3.93) de belirlenen eklenecek ilave kütle sayesinde 3. uzvun ağırlık merkezi B₁ noktasına gelir.

Birinci uzvun dengeleme kütlesi de aşağıdaki denklemde gösterilir.

$$m_{1ka} = \frac{M_{3kb} r_1 + m_1 r_{G1}}{r_{d1}} \quad (3.95)$$

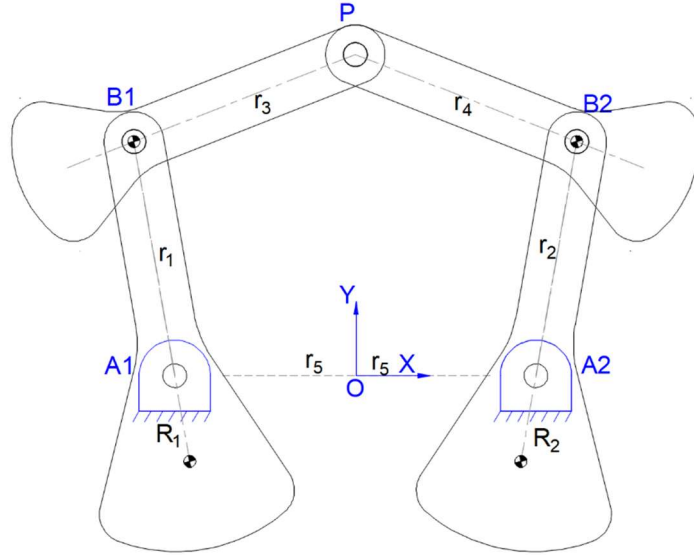
Dengeleme sonrası birinci uzvun kütle büyüklüğü:

$$M_{1kd} = m_1 + m_{1ka} \quad (3.96)$$

Burada birinci uzvun ağırlık merkezinin yeri aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$R_{1kd} = (m_1 r_{G1} - m_{1ka} r_{d1}) / M_{1kd} \quad (3.97)$$

Denklem (3.93) ve (3.95) ile birinci ve üçüncü uzuvların kütle dengelemesi yapılmış olur. Dördüncü uzuv ve ikinci uzuv içinde aynı işlemler yapılır. Bu işlemler sonunda tasarım Şekil 3.21 de gösterildiği gibi olur.



Şekil 3.22. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtörünün kütle dengelemesi

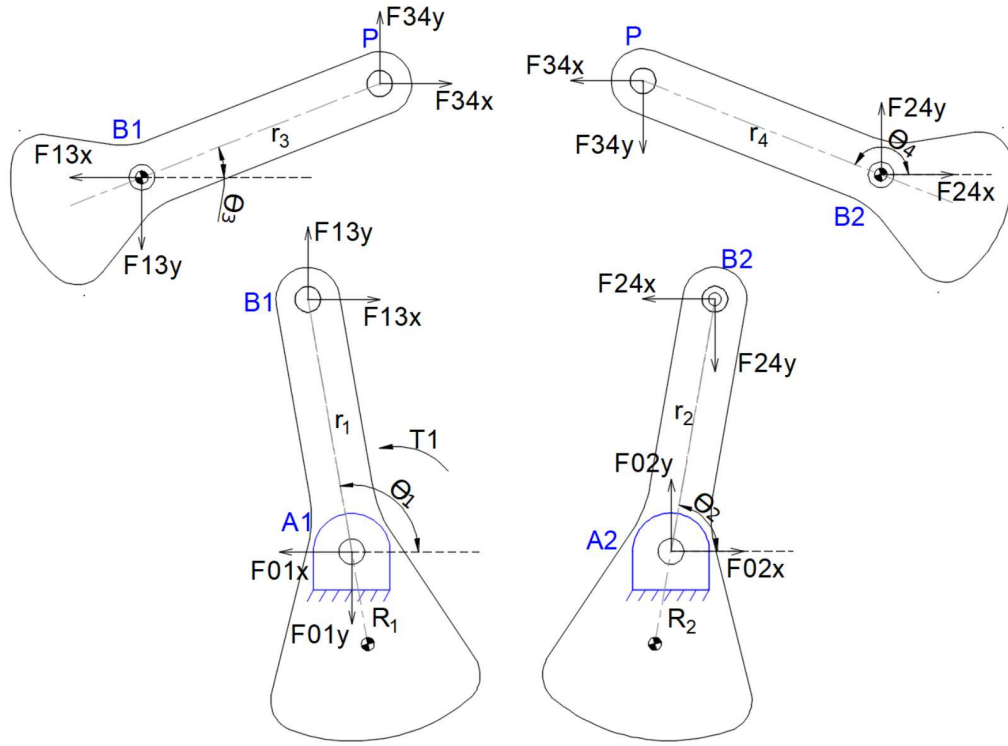
Kütle sisteminden oluşan beş çubuk mekanizmasına kütle eklemek suretiyle, sistemin lineer momentumu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned}
\vec{L}_0 = & \left(\sin\theta_1 w_1 \left(-m_1 r_{G1} + m_{1ka} r_{1D} - m_3 r_1 - m_{3ka} r_1 - m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_1 + m_{4ka} \frac{r_{4D}}{r_4} r_1 \right) \right. \\
& + \sin\theta_3 w_3 \left(-m_3 r_{G3} + m_{3ka} r_{3D} - m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_3 + m_{4ka} \frac{r_{4D}}{r_4} r_3 \right) \\
& + \sin\theta_2 w_2 \left(-m_2 r_{G2} + m_{2k} r_{2D} - m_4 r_2 - m_{4ka} r_2 + m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_2 \right. \\
& \left. \left. - m_{4k} \frac{r_{4D}}{r_4} r_2 \right) \right) \vec{i} \\
& + \left(\cos\theta_1 w_1 \left(m_1 r_{G1} - m_{1k} r_{1D} + m_3 r_1 + m_{3ka} r_1 + m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_1 \right. \right. \\
& \left. \left. - m_{4ka} \frac{r_{4D}}{r_4} r_1 \right) \right. \\
& + \cos\theta_3 w_3 \left(m_3 r_{G3} - m_{3ka} r_{3D} + m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_3 - m_{4k} \frac{r_{4D}}{r_4} r_3 \right) \\
& + \cos\theta_2 w_2 \left(m_2 r_{G2} - m_{2ka} r_{2D} + m_4 r_2 + m_{4ka} r_2 - m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_2 \right. \\
& \left. \left. + m_{4ka} \frac{r_{4D}}{r_4} r_2 \right) \right) \vec{j}
\end{aligned} \tag{3.98}$$

Çalışma sırasında hiçbir zaman gövde ile uzuvların arasında oluşan açılar sabit olmayacaktır. Bundan dolayı denklem (3.98) ile tanımlanan lineer momentumunun, parantez içindeki katsayıları sıfırlanırsa aşağıdaki sarsma kuvveti dengeleme koşulları meydana gelir. Bu dengeleme koşullarına dikkat edildiğinde kütle ekleme denklemleriyle aynı sonucu verdiği görülmektedir.

$$\begin{aligned}
-m_1 r_{G1} + m_{1ka} r_{1D} - m_3 r_1 - m_{3ka} r_1 - m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_1 + m_{4ka} \frac{r_{4D}}{r_4} r_1 &= 0 \\
-m_3 r_{G3} + m_{3ka} r_{3D} - m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_3 + m_{4k} \frac{r_{4D}}{r_4} r_3 &= 0 \\
-m_2 r_{G2} + m_{2ka} r_{2D} - m_4 r_2 - m_{4ka} r_2 + m_4 \frac{r_{G4}}{r_4} r_2 - m_{4ka} \frac{r_{4D}}{r_4} r_2 &= 0
\end{aligned} \tag{3.99}$$

Kütle dengelemesi yapılan manipülatörün motor torklarındaki ve reaksiyon kuvvetlerindeki değişimi dinamik analiz ile tespit edilmiştir. Dinamik analizde uzuvlara etki eden tüm kuvvetler Şekil 3.23'teki serbest cisim diyagramı ile belirlenmiştir.



Şekil 3.23. Kütle dengelemesi olan manipülatör uzuvlarının serbest cisim diyagramları

Her bir uzuv için üç hareket denklemi ($\sum F_x = ma_x$, $\sum F_y = ma_y$, $\sum M_z = I\alpha$) yazılır.

Birinci uzuv (A_1B_1) için:

$$-F_{01x} + F_{31x} = M_{1KD}a_{R1x} \quad (3.100)$$

$$-F_{01y} + F_{31y} = M_{1KD}a_{R1y} \quad (3.101)$$

$$T_1 + R_1 \cos \theta_1 F_{01y} - R_1 \sin \theta_1 F_{01x} - (r_1 + R_1) \cos \theta_1 F_{31y} + (r_1 + R_1) \sin \theta_1 F_{31x} = I_{GG1}\alpha_1 \quad (3.102)$$

Üçüncü uzuv (B_1P) için:

$$-F_{31x} + F_{34x} = M_{3KD}a_{B1x} \quad (3.103)$$

$$-F_{31y} + F_{34y} = M_{3KD}a_{B1y} \quad (3.104)$$

$$-r_3 \cos \theta_3 F_{34y} + r_3 \sin \theta_3 F_{34x} = I_{GG3}\alpha_3 \quad (3.105)$$

Dördüncü uzuv (B_2P) için:

$$-F_{34x} + F_{24x} = M_{4KD} a_{B2x} \quad (3.106)$$

$$-F_{34y} + F_{24y} = M_{4KD} a_{B2y} \quad (3.107)$$

$$r_4 \cos \theta_4 F_{34y} - r_4 \sin \theta_4 F_{34x} = I_{G4} \alpha_4 \quad (3.108)$$

İkinci uzuv (A₂B₂) için:

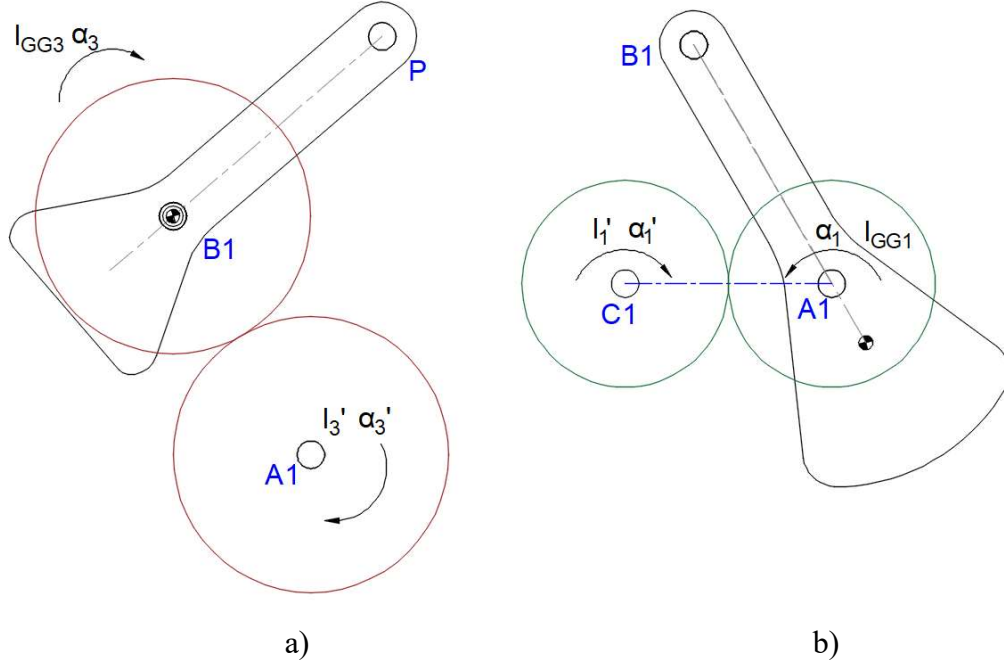
$$-F_{24x} + F_{02x} = M_{2KD} a_{R2x} \quad (3.109)$$

$$-F_{24y} + F_{02y} = M_{2KD} a_{R2y} \quad (3.110)$$

$$T_2 - R_2 \cos \theta_2 F_{02y} + R_2 \sin \theta_2 F_{02x} + (r_2 + R_2) \cos \theta_2 F_{24y} - (r_2 + R_2) \sin \theta_2 F_{24x} = I_{GG1} \alpha_1 \quad (3.111)$$

3.10.2. Sarsma Momentinin Dengelenmesi

Sarsma momentinin dengelenmesi, kütle dengelemesi yapılan sisteme ters yönde dönen kütlelerin eklenmesiyle gerçekleşir ve Şekil 3.24' te gösterilmiştir.



Şekil 3.24. Dönen kütle eklenen birinci uzuv(b) ve üçüncü uzuv(a)
 Öncelikli olarak eklenen dönen kütlelerden dolayı uzuvların kütleleri;

$M_1 = M_{1kd} + m_{1kas}$, $M_2 = M_{2kd} + m_{2kas}$, $M_3 = M_{3kd} + m_{3kas}$, $M_4 = M_{4kd} + m_{4kas}$, gibi düzenlenir.

Üçüncü uzva eklenen kasnak kütesinden dolayı birinci uzvun ağırlık merkezi tekrar hesaplanır. Aynı işlem ikinci uzuv içinde yapılır.

$$R_1 = M_3 r_1 / M_1 \quad (3.112)$$

Üçüncü uzvun kütle dengelemesinde sonra ağırlık merkezine (B1 noktasına) göre kütle atalet momenti artık şu şekilde ifade edilir.

$$I_{GG3} = I_{G3} + m_3 r_{G3}^2 + m_{3ka} r_{3D}^2 + I_{3kas} \quad (3.113)$$

Bu durumda üçüncü uzva B₁ mafsalıyla ortak eksenli ve rijit bağlı bir dişli, gövdeye A₁'den geçen eksen etrafında dönecek tarzda yataklanmış bir dişli bağlanabilir.

Bu dişlinin kütle atalet momenti, dişli oranına göre $I_3' = I_{GG3}/i$ olarak alınır.

Birinci uzvun kütle dengelemesinden sonra A₁ noktasına göre kütle atalet momenti ise şöyledir.

$$I_{A1} = I_{GG1} + M_1 R_1^2 + I_{1kas} + M_3 r_1^2 \quad (3.114)$$

Atalet momentinin dengelenmesi için C₁ noktasına eklenen dişlinin atalet momenti ise;

$$I_1' = I_{GG1}/i \quad (3.115)$$

bulunabilir.

Sarsma momentinin dengelenmesi için sistemin sarsma kuvveti sıfır olmalı ve bununla birlikte herhangi bir noktaya göre toplam açısal momentumu bir sabit olmalıdır. Açısal momentum ifadesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned}\vec{H}_o = \vec{k}H_{oz} = \vec{r}_{GO1} \times M_1 \vec{V}_{GO1} + \vec{r}_{GO3} \times M_3 \vec{V}_{GO3} + \vec{r}_{GO2} \times M_2 \vec{V}_{GO2} \\ + \vec{r}_{GO4} \times M_4 \vec{V}_{GO4} + \vec{k}(I_{GG1}\dot{\theta}_1 + I_{GG3}\dot{\theta}_3 + I_{GG2}\dot{\theta}_2 + I_{GG4}\dot{\theta}_4)\end{aligned}\quad (3.116)$$

Uzuvların kütle merkezlerinin konum vektörleri ve hız vektörleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned}\vec{r}_{GO1} &= (-r_5 + R_1 \cos\theta_1)\vec{i} + R_1 \sin\theta_1 \vec{j} \\ \vec{r}_{GO3} &= (-r_5 + r_1 \cos\theta_1)\vec{i} + r_1 \sin\theta_1 \vec{j} \\ \vec{r}_{GO2} &= (r_5 + R_2 \cos\theta_2)\vec{i} + R_2 \sin\theta_2 \vec{j} \\ \vec{r}_{GO4} &= (r_5 + r_2 \cos\theta_2)\vec{i} + r_2 \sin\theta_2 \vec{j}\end{aligned}\quad (3.117)$$

$$\begin{aligned}\vec{V}_{GO1} &= (-R_1 \omega_1 \sin\theta_1)\vec{i} + (R_1 \omega_1 \cos\theta_1)\vec{j} \\ \vec{V}_{GO3} &= (-r_1 \omega_1 \sin\theta_1)\vec{i} + (r_1 \omega_1 \cos\theta_1)\vec{j} \\ \vec{V}_{GO2} &= (-R_2 \omega_2 \sin\theta_2)\vec{i} + (R_2 \omega_2 \cos\theta_2)\vec{j} \\ \vec{V}_{GO4} &= (-r_2 \omega_2 \sin\theta_2)\vec{i} + (r_2 \omega_2 \cos\theta_2)\vec{j}\end{aligned}\quad (3.118)$$

Yukarıdaki ifadeleri yerine koymak suretiyle, toplam açılal momentumdaki vektörel çarpımların açılımı Denklem (3.119)'de gösterilmiştir.

$$\begin{aligned}\vec{r}_{GO1} \times M_1 \vec{V}_{GO1} &= M_1(-r_5 R_1 \omega_1 \cos\theta_1 + R_1^2 \omega_1) \\ \vec{r}_{GO3} \times M_3 \vec{V}_{GO3} &= M_3(-r_5 r_1 \omega_1 \cos\theta_1 + r_1^2 \omega_1) \\ \vec{r}_{GO2} \times M_2 \vec{V}_{GO2} &= M_2(-r_5 R_2 \omega_2 \cos\theta_2 + R_2^2 \omega_2) \\ \vec{r}_{GO4} \times M_4 \vec{V}_{GO4} &= M_4(-r_5 r_2 \omega_2 \cos\theta_2 + R_2^2 \omega_2)\end{aligned}\quad (3.119)$$

Yukarıdaki vektörel çarpımları yerine konulduğunda aşağıdaki ifadeye ulaşılmıştır.

$$\begin{aligned}\vec{H}_o = (\omega_1(M_1 R_1^2 + I_{GG1} - M_1 r_5 R_1 \cos\theta_1 + M_3 r_1^2 - M_3 r_5 r_1 \cos\theta_1) \\ + \omega_2(M_2 R_2^2 + I_{GG} - M_2 r_5 R_2 \cos\theta_2 + M_4 r_2^2 + I_{GG} \\ - M_4 r_5 r_2 \cos\theta_2) + (\omega_3 I_{GG} - \omega_3 I_3') + (\omega_4 I_{GG} - \omega_4 I_4') \\ - \omega_1' I_1' - \omega_2' I_2')\vec{k}\end{aligned}\quad (3.120)$$

Denklem (3.120)'deki $r_5 \cos\theta_1(-M_1 R_1 - M_3 r_1)$ ve $r_5 \cos\theta_2(-M_2 R_2 - M_4 r_2)$ ifadelerinde kütle dengelemesinden dolayı parantez içindekiler birbirine eşit olup bu ifade sonucu sıfırdır. R_1 mafsal noktasına göre ters olduğundan eksi (-) işaret almaktadır. $(\omega_3 I_{GG3} -$

$\omega_3 I_3'$) ve $(\omega_4 I_{GG4} - \omega_4 I_4')$ ifadeleri de sıfırlanır. Böylece beş çubuk mekanizmasının “0” noktasına göre toplam açısal momentumu aşağıdaki denklem formuna getirilmiş olur.

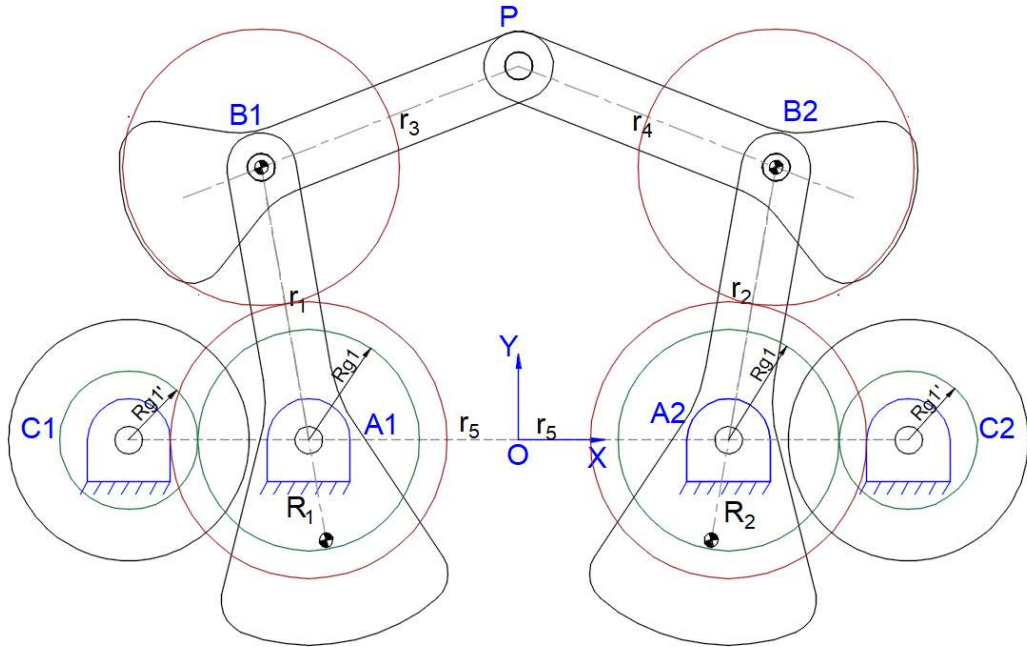
$$\begin{aligned} \vec{H}_O = & (\omega_1(M_1 R_1^2 + I_{GG1} + M_3 r_1^2) + \omega_2(M_2 R_2^2 + I_{GG2} + M_4 r_2^2 + I_{GG4}) \\ & - \omega_1' I_1' - \omega_2' I_2') \vec{k} \end{aligned} \quad (3.121)$$

Sarsma momentinin dengede olması için açısal momentum sıfır olmalıdır. Yaygın olarak w_1 ve w_2 açısal hızlarının hiçbiri sabit olmayacağından, bu koşul ancak mekanizmaya açısal momentumları $w_1' I_1'$ ve $w_2' I_2'$ olan döner nesnelere eklemek suretiyle sıfır yapılabilir.

$$\omega_1' I_1' = -\omega_1 (M_1 R_1^2 + I_{GG1} + M_3 r_1^2) \quad (3.122)$$

$$\omega_2' I_2' = -\omega_2 (M_2 R_2^2 + I_{GG2} + M_4 r_2^2) \quad (3.123)$$

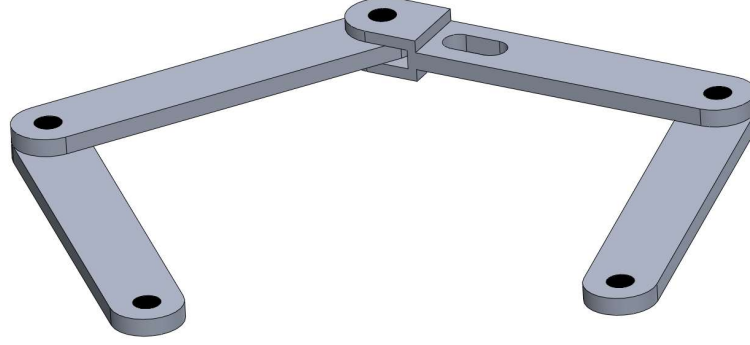
Bu çalışmada Şekil 3.25'te görüldüğü gibi düz dişli mekanizması eklemek suretiyle tam (dinamik) denge sağlanmıştır.



Şekil 3.25. Beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülâtörün sarsma momentinin dengelenmesi (tam (dinamik) dengeleme)

3.10.3. Sayısal Örnek

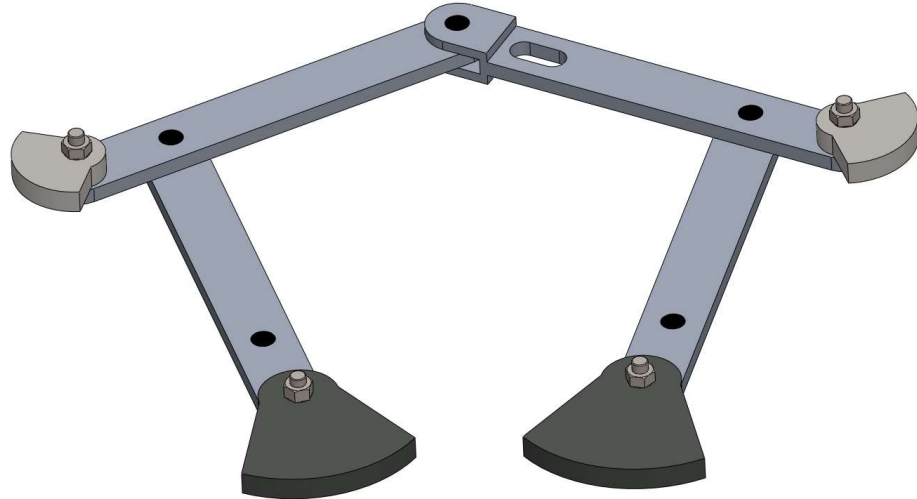
Düzdün çubuklardan yapılan beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatör tasarımının üç boyutlu görüntüsü Şekil 3.25'te gösterilmiştir.



Şekil 3.26. Düzdün çubuklarla yapılan ilk tasarım

Bu tasarımda tüm uzuv malzemeleri alüminyum olarak alınmış ve tüm uzuvların fiziksel özellikleri aynıdır. ($m_i=0.2695\text{kg}$, $r_i=0.200\text{m}$, $r_{gi}=0.100\text{m}$ ve $I_{gi}=0.00133$)

İlk tasarım sonrasında kütle dengelemesi yapılan bu manipülatörün üç boyutlu görüntüsü aşağıdaki şekilde gibidir.



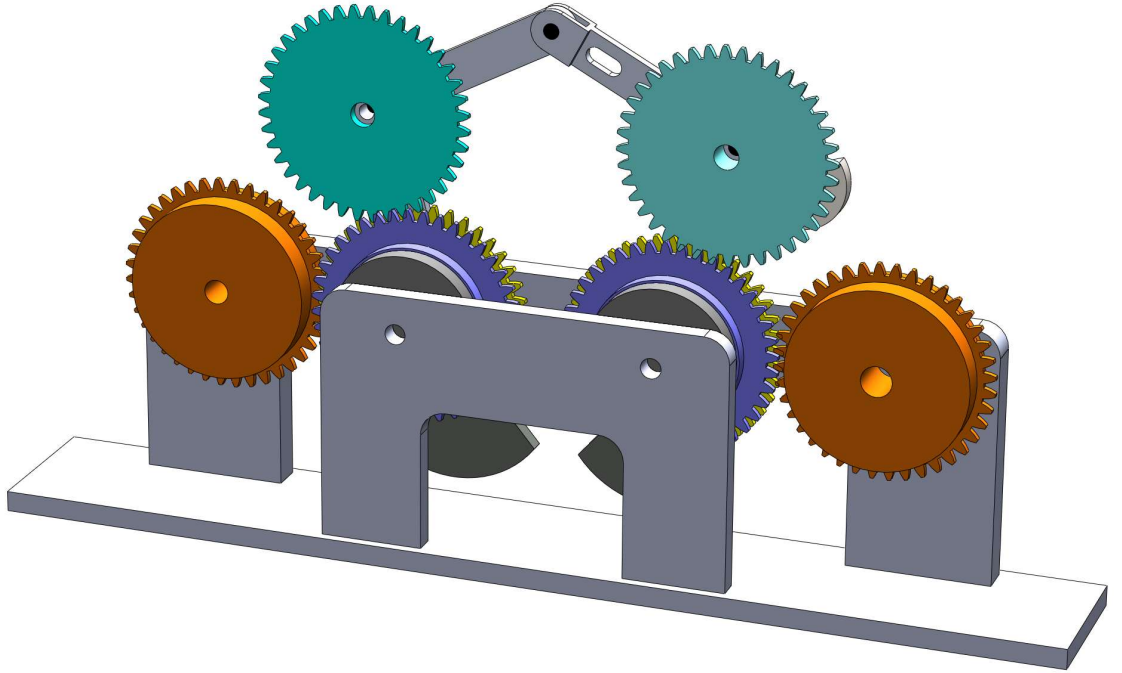
Şekil 3. 27. Kütle dengelemesi yapılan beş uzuvlu paralel manipülatör

Üçüncü ve dördüncü uzva eklenen kütlelerin malzemesi çelik seçilirken birinci ve ikinci uzva eklenen kütlelerin malzemesi kurşun olarak belirlenmiştir. Bu sayede eklenen kütlelerin mafsala olan uzaklıkları minimuma indirilmiştir. Uzuvarın fiziksel özellikleri Çizelge 3.9’da verilmiştir.

Çizelge 3.9. Kütle dengelemesi yapılan manipülatörün kütle ve atalet momenti

Uzuv i	M_i (kg)	I_{gi} (kgm ²)
1 ve 2	1.6113	0.01361
3 ve 4	0.63177	0.00620

Kütle dengelemesinin ardından tam dengeleme yapılması için sisteme ters yönde dönen dişli mekanizmaları eklenmiştir ve Şekil 3.27’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.28. Beş uzumlu paralel manipülatörün tam dengelenmesi

Üçüncü ve dördüncü uzuvlara plastik (Delrin 2700) dişli sabitlenmiş A_1 ve A_2 noktalarındaki karşıt plastik dişli ve uzuvların ataletini karşılamak üzere çelik malzeme

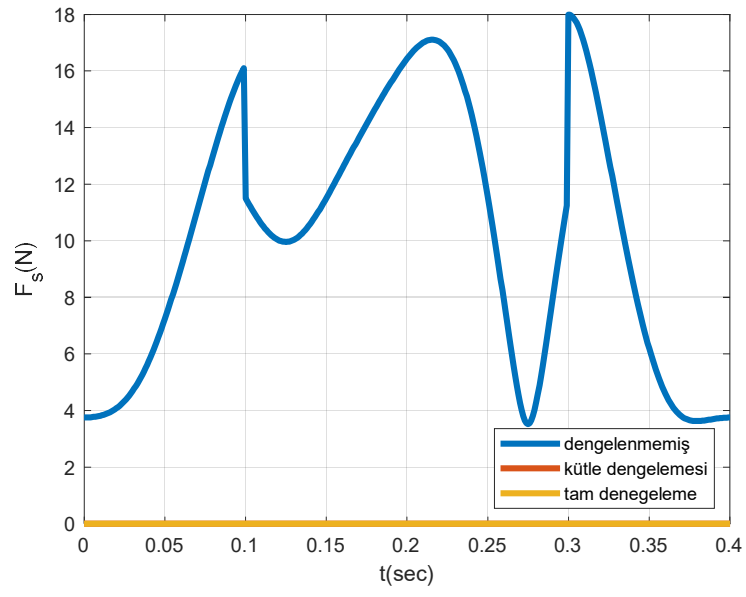
ilave olarak kullanılmıştır. Birinci ve ikinci uzva çelik dişli sabitlenmiş C_1 ve C_2 noktalarındaki karşıt çelik dişliler kullanılmıştır. Kullanılan tüm dişli oranı bir olarak alınmıştır.

Yapılan üç boyutlu tasarımlar sonucunda kütle ve atalet moment değerleri aşağıdaki kıyaslama tablosunda gösterilmiştir. Burada, kütle dengeleme ve tam dengeleme sırasındaki kütle ve atalet momentindeki artış görülmektedir.

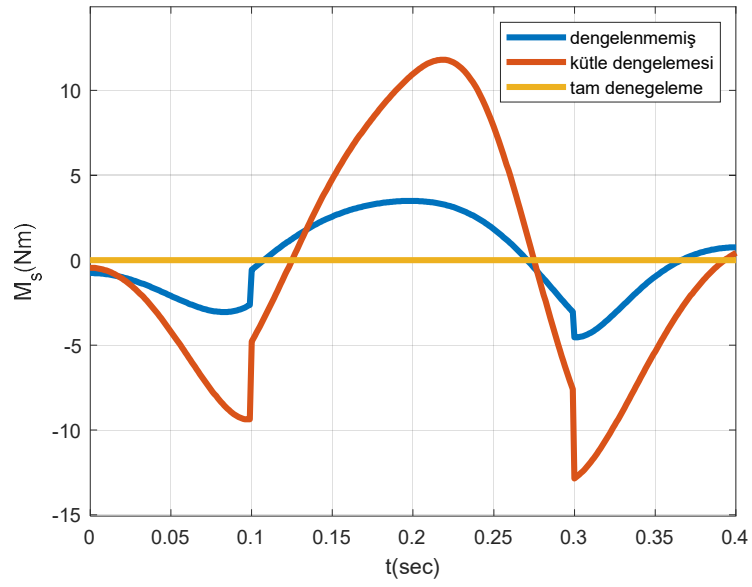
Çizelge 3.9. Kütle ve atalet moment değerlerini kıyaslama tablosu

Uzuv i	m_i (kg)			I_{gi} (kgm^2)		
	İlk	Kütle denge	Tam denge	İlk	Kütle denge	Tam denge
1 ve 2	0.26795	1.61130	3.48644	0.00133	0.01361	0.03107
3 ve 4	0.26795	0.63177	0.92170	0.00133	0.00620	0.00751

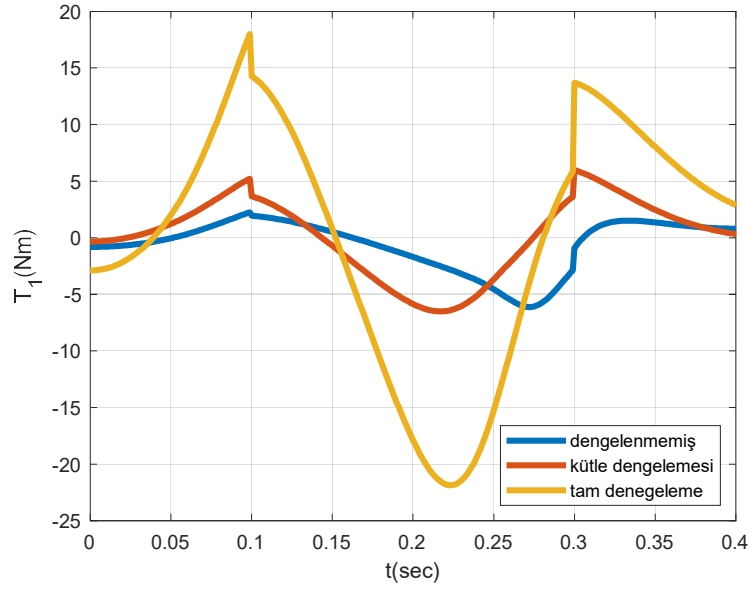
Yapılan tasarımların sonucunda sarsma kuvveti, sarsma momenti, birinci ve ikinci motorların tork ihtiyacındaki değişimler grafikler halinde Şekil 3.28’de gösterilmiştir.



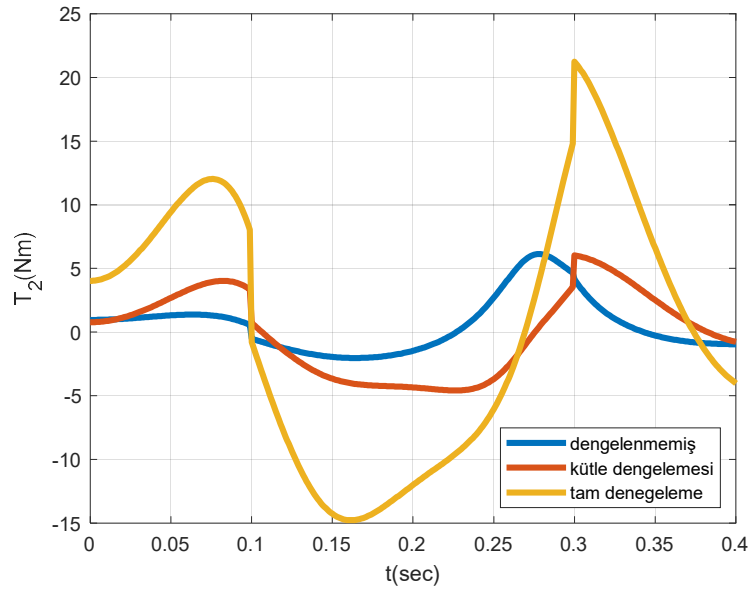
a)



b)



c)



d)

Şekil 3.29. Yapılan dengelemelerin etkileri: Sarsma kuvveti (a), Sarsma momenti(b), birinci motor torku(c) ve ikinci motor torku(d)

4. TARTIŞMA

İki serbestlik dereceli beş uzuvlu düzlemsel paralel manipülatörün dengelenmesi iki şekilde ele alınmıştır. Birincisi göreve bağlı dengeleme metodudur. Bu dengelemede, en büyük yörünge ve maksimum hız ile çalışma sırasında optimizasyon yöntemleriyle sarsma kuvvetini ve sarsma momentini minimize edilmesidir. Bu yapısal optimizasyonda tüm parametrelerin hepsi optimize edilmiştir. Bu optimizasyon işleminde üç farklı teknik kullanılmış ve içlerinden en iyi sonucu kullanılmıştır. Ancak bu dengeleme yaklaşımı manipülatörde gerçekleştirilecek göreve özgüdür. Her ne kadar bu manipülatör en büyük ölçekli yörünge göz önünde alınsa da farklı bir yörünge kullanımında mevcut dengelemenin ideal olduğu doğrudan iddia edilemez.

Dengelemede takip edilen ikinci yol klasik metot olup mekanizmaya dönen ve ötelenen kütleler eklemek suretiyle tam dengeleme yapılmıştır. Bu dengeleme yörüngeden bağımsız olarak geçerliliğini koruyacaktır. Fakat yukarıdaki bölümde verilen sonuçlardan görüleceği üzere motor tahrik değerleri yüksek olmaktadır. Dolayısıyla her iki yöntemin üstün ve mahzurlu kısımları vardır.

Dengeleme işleminden sonra kontrol ele alınmıştır. Kontrol konusunun yapısal optimizasyonda sonra ikinci aşama olarak ele alınması problemin daha karmaşık hale getirilmesini önlenmiştir. Özellikle PID kazanç katsayılarının sistem doğrusal olmadığı (nonlinear) olduğu için bilinen yöntemlerle bulunması zordur. Belli aralıklar öngörülerek test edilmiş ve optimizasyon yöntemleri kullanılarak en iyi kazanç katsayıları bulunmuştur.

Ayrıca yapısal optimizasyonda uzuv kütleleri ve atalet momentleri bağımsız parametreler olarak hesaba katılmıştır. Bu sebeple optimal tasarım parametrelerine göre mekanizmanın bir üç boyutlu tasarım programıyla kontrol edildiğinde bu değerlere yakınsandığı fakat birebir ulaşamadığı görülmüştür.

5. SONUÇ

Bu çalışma, üç aşamadan meydana gelmektedir. Birincisi, ilk tasarımın yapılabilmesi için izlenecek en büyük yörünge belirlenmiştir. Bu esnada istenilen maksimum çalışma hızı ve ivme değerleri seçilmiştir.

İkinci olarak sarsma kuvvetini ve momentini en aza indiren ve PID kontrol algoritmasıyla en hassas yörünge takibini sağlayan tasarım parametrelerinin optimizasyon ile bulunmasına odaklanılmıştır. Buradaki yapısal optimizasyonun amaç fonksiyonu iki alt amaç fonksiyonunun ağırlık faktörleri kullanılarak birleştirilmesinden oluşmuştur. Özellikle yörünge çalışma uzayı içinde kalması şartı ile her bir uzvun dengesizlik bileşenlerinin sıfır olma şartları optimizasyon probleminin kısıtları oluşturmuştur. Optimizasyon için genetik algoritma, parçacık sürüsü optimizasyonu ve diferansiyel evrim yöntemleri kullanılmıştır. Burada ağırlıklandırma faktörlerine toplamları bire eşit olacak şekilde farklı değerler verilerek sonuçlara etkisi de incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, $w_1=0.6$ ve $w_2=0.4$ faktörleri için PSO yönteminin optimal değerler verdiği anlaşılmıştır. Bu çalışma ile sarsma kuvveti dengelenmiş ve sarsma momenti en aza indirilmiştir. Bu optimal değerler kullanıldığında sarsma kuvvetinde %100, sarsma momentinde %54,44, birinci motor torkunda %52,59 ve ikinci motor torkunda %48,55 değerinde azalma sağlanmıştır. Bununla birlikte optimal tasarım parametrelerine göre uzuvların tasarımında bazı zorluklar ortaya çıkmıştır. Bu parametre değerlerine olabildiğince yaklaşılmış olup sadece uzuv uzunlukları tam değer olarak alınmıştır. Üç boyutlu tasarım sonrasındaki gerçek parametrelerle sarsma kuvvetinde %95,87, sarsma momentinde %45,95, birinci motor torkunda %38,92 ve ikinci motor torkundaki %33,89 değerinde azalma olacağı görülmüştür.

İkinci aşama içinde yer alan optimum tasarım parametreleriyle elde edilen mekanizmanın PID pozisyon kontrolü yapılmıştır. PID kontrolör kazanç katsayıları bulunmasında optimizasyon metodu uygulanmıştır. Bu optimizasyonda da iki amaç fonksiyonu vardır. Bunlar, birinci motorun ve ikinci motorun açısal pozisyonlarındaki mutlak hata değerlerin integralidir. Bu iki değer karelerinin toplamının karekökü olarak tek bir amaç fonksiyonuna dönüştürülmüştür. Ağırlık faktörleri bire eşit alınarak kararlı sonuçlar elde edilmiştir. Optimizasyon metodlarının uygulanmasıyla GA ile MHI_1 %0,039 ve MHI_2

%0,043, PSO ile MHI_1 %0,085 ve MHI_2 %0,060 ve DE ile MHI_1 %0,042 ve MHI_2 %0,061 hata değerleri elde edilir. Bunların içinde PID katsayılarının seçiminin en iyi GA optimizasyonu ile sağlanmış ve böylece en doğru yörünge takibi yapılmıştır. Bu üç farklı optimizasyon yönteminin uygulanması, farklı optimizasyon yöntemlerinin çeşitli optimizasyon problemlerinde daha iyi sonuçlar verdiğini görülmüştür.

Üçüncü aşama ise bu paralel manipülatörün tam dengelemesidir. Bu dengeleme, dönen ve ötelenen kütle ekleme veya çıkarılması suretiyle yapılmıştır. Özellikle atalet kuvvetlerinin artmasıyla motor tork ihtiyaçları artacağı görülmüştür. Tork ihtiyaçları kütle dengelemesinde birinci motor için 1,59 katı, ikinci motor için 1,66 katı ve tam dengelemede ise birinci motor için 5,12 katı, ikinci motor için 5,25 katı olarak artmıştır. Kütle dengelemesi sırasında sarsma momenti 2,85 katı artmaktadır.

Bu çalışma sayesinde ihtiyaca bağlı olarak dengeleme metodunun seçilmesin gerekli olduğu tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

- Acevedo, M., Orvañanos-Guerrero, M. T., Velázquez, R., Arakelian, V. 2020. An alternative method for shaking force balancing of the 3RRR PPM through acceleration control of the center of mass. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(4):. <https://doi.org/10.3390/app10041351>
- Alici, Gürsel 2000. Determination of singularity contours for five-bar planar parallel manipulators. *Robotica*, 18(5):, 569–575. <https://doi.org/10.1017/S0263574700002733>
- Alici, Gursel, Shirinzadeh, B. 2006. Optimum dynamic balancing of planar parallel manipulators based on sensitivity analysis. *Mechanism and Machine Theory*, 41(12):, 1520–1532. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2006.01.001>
- Arakelian, V., Briot, S. 2015. *Balancing of Linkages and Robot Manipulators (Vol. 27)*. Retrieved from <http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-12490-2>
- Arakelian, V. H., Smith, M. R. 1999. Complete shaking force and shaking moment balancing of linkages. *Mechanism and Machine Theory*, 34(8):, 1141–1153. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(98\)00067-6](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(98)00067-6)
- Arakelian, Vigen H., Smith, M. R. 2005. Shaking force and shaking moment balancing of mechanisms: A historical review with new examples. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 127(2):, 334–339. <https://doi.org/10.1115/1.1829067>
- Bajjiya, S. S., Chaudhary, K., Chaudhary, H. 2021. A Review on Dynamic Balancing and Link Shape Synthesis of Planar Mechanisms. *Lecture Notes in Mechanical Engineering, (August)*:, 87–106. https://doi.org/10.1007/978-981-15-4477-4_7
- Berkof, R. S. 1969. A new Method for Complete Force Balancing Simple Linkages. , ASME, *Journal of Engineering for Industry*, Vol.91, No.1,pp. 53-60.
- Berkof, Richard S. 1973. Complete force and moment balancing of inline four-bar linkages. *Mechanism and Machine Theory*, 8(3):, 397–410. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(73\)90076-1](https://doi.org/10.1016/0094-114X(73)90076-1)
- Briot, S., Arakelian, V. 2012. Complete shaking force and shaking moment balancing of in-line four-bar linkages by adding a class-two RRR or RRP Assur group. *Mechanism and Machine Theory*, 57:, 13–26. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.06.004>
- Campos, L., Bourbonnais, F., Bonev, I. A., Bigras, P. 2010. Development of a five-bar parallel robot with large workspace. *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference : Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference (Vol. 2)*, , 917–922. <https://doi.org/10.1115/DETC2010-28962>
- Can, E., Köse, A. 2019. Optimization of PID parameters using ant colony algorithm for position control of DC motor. *8th International Conference on Renewable Energy Research and Applicants, Brasov, Romania Nov.3-6*, pp.1047–1051.

Cervantes-Sánchez, J. J., Hernández-Rodríguez, J. C., Rendón-Sánchez, J. G. On the workspace, assembly configurations and singularity curves of the RRRRR-type planar manipulator.

Cervantes-Sánchez, J. J., Rendón-Sánchez, J. G. A simplified approach for obtaining the workspace of a class of 2-dof planar parallel manipulators.

Chaudhary, K., Chaudhary, H. 2015. Optimal dynamic balancing and shape synthesis of links in planar mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 93:, 127–146. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.07.006>

Elliott, J. L., Tesar, D. 1976. Theory of Torque, Shaking Force, and Shaking Moment Balancing of Four Link Mechanisms. *American Society of Mechanical Engineers (Paper)*, (76-WA/DE-24):, 715–722.

Feng, G. 1991. Complete shaking force and shaking moment balancing of 17 types of eight-bar linkages only with revolute pairs. *Mechanism and Machine Theory*, 26(2):, 197–206. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(91\)90083-G](https://doi.org/10.1016/0094-114X(91)90083-G)

Feng, H., Ma, W., Yin, C., Cao, D. 2021. Trajectory control of electro-hydraulic position servo system using improved PSO-PID controller. *Automation in Construction*, 127(December 2020):, 103722. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2021.103722>

Feng, H., Yin, C. B., Weng, W. wen, Ma, W., Zhou, J. jing, Jia, W. hua, Zhang, Z. li 2018. Robotic excavator trajectory control using an improved GA based PID controller. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 105:, 153–168. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2017.12.014>

Ganesh, S. S., Rao, A. B. K. 2018. Kinematic and Dynamic Optimization of a 2-DOF Parallel Kinematic Mechanism. *Procedia Computer Science*, 133:, 576–584. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2018.07.086>

Giberti, H., Cinquemani, S., Ambrosetti, S. 2013. 5R 2dof parallel kinematic manipulator - A multidisciplinary test case in mechatronics. *Mechatronics*, 23(8):, 949–959. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2012.09.006>

Herder, J. L., Gosselin, C. M. 2017. A Counter-Rotary Counterweight (CRCW) for Light-Weight Dynamic Balancing. , 1–9.

Hoang, T., Vuong, T., Pham, B. 2015. Study and Development of Parallel Robots Based On 5-Bar Linkage. *National Conference on Machines and Mechanisms*, (November): Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/283356024_Study_and_Development_of_Parallel_Robots_Based_On_5-Bar_Linkage

Ilija, D., Sinatra, R. 2009. A novel formulation of the dynamic balancing of five-bar linkages with applications to link optimization. *Multibody System Dynamics*, 21(2):,

193–211. <https://doi.org/10.1007/s11044-008-9134-2>

Jean, M., International, C. G.-P. of I., 1996, undefined Static balancing of planar parallel manipulators. ieeexplore.ieee.org. Retrieved from <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/509282/>

Jian, W., Hua, T. X., Yong, C. 2014. The research of parallel multi-objective particle swarm optimization algorithm. Proceedings of the IEEE International Conference on Software Engineering and Service Sciences, ICSESS, (2013):, 300–304. <https://doi.org/10.1109/ICSESS.2014.6933568>

Joubair, A., Slamani, M., Computer-Integrated, I. B.-R. and, 2013, undefined Kinematic calibration of a five-bar planar parallel robot using all working modes. Elsevier. Retrieved from <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0736584512001214>

Kochev, I. S. 1990. Full shaking moment balancing of planar linkages by a prescribed input speed fluctuation. Mechanism and Machine Theory, 25(4):, 459–466. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(90\)90082-U](https://doi.org/10.1016/0094-114X(90)90082-U)

Kochev, I. S. 2000. General theory of complete shaking moment balancing of planar linkages: A critical review. Mechanism and Machine Theory, 35(11):, 1501–1514. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(00\)00015-X](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(00)00015-X)

Le, T. D., Kang, H. J., Doan, Q. V. 2013. A method for optimal kinematic design of five-bar planar parallel manipulators. 2013 International Conference on Control, Automation and Information Sciences, ICCAIS 2013, (November):, 7–11. <https://doi.org/10.1109/ICCAIS.2013.6720521>

Liu, X. J., Wang, J., Pritschow, G. 2006a. Kinematics, singularity and workspace of planar 5R symmetrical parallel mechanisms. Mechanism and Machine Theory, 41(2):, 145–169. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2005.05.004>

Liu, X. J., Wang, J., Pritschow, G. 2006b. On the optimal kinematic design of the PRRRP 2-DoF parallel mechanism. Mechanism and Machine Theory, 41(9):, 1111–1130. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2005.10.008>

Liu, X. J., Wang, J., Zheng, H. J. 2006. Optimum design of the 5R symmetrical parallel manipulator with a surrounded and good-condition workspace. Robotics and Autonomous Systems, 54(3):, 221–233. <https://doi.org/10.1016/j.robot.2005.11.002>

Lowen, G. G., Berkof, R. S. 1968. Survey of investigations into the balancing of linkages. Journal of Mechanisms, 3(4):, 221–231. [https://doi.org/10.1016/0022-2569\(68\)90001-3](https://doi.org/10.1016/0022-2569(68)90001-3)

Şefkat, G. ve Telli, S. 2008. Elektrik motoru ile tahrik edilen dört-çubuk mekanizmasının kayan kip hız kontrolü. Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 13, S.2:, 15–26.

Oarcea, A., Cobilean, V., Stan, S. D. 2021. Trajectory planning of a 3-RRRRR planar parallel robot. Proceedings of 2021 9th International Conference on Modern Power Systems, MPS 2021. <https://doi.org/10.1109/MPS52805.2021.9492613>

Sergiu-Dan, S., Maties, V., Balan, R. 2007. Optimization of 2 DOF micro parallel robots using genetic algorithms. Proceedings of the 2007 4th IEEE International Conference on Mechatronics, ICM 2007, 719–724. <https://doi.org/10.1109/ICMECH.2007.4280011>

Tao, J., Sadler, J. P. 1995. Constant speed control of a motor driven mechanism system. *Mechanism and Machine Theory*, 30(5):, 737–748. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(94\)00072-S](https://doi.org/10.1016/0094-114X(94)00072-S)

Uzunoglu, E., Dede, M. I. C., Kiper, G. 2016. Trajectory planning for a planar macro-micro manipulator of a laser-cutting machine. *Industrial Robot*, 43(5):, 513–523. <https://doi.org/10.1108/IR-02-2016-0057>

Van der Wijk, V., Herder, J. L., Demeulenaere, B. 2009. Comparison of various dynamic balancing principles regarding additional mass and additional inertia. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 1(4):, 1–9. <https://doi.org/10.1115/1.3211022>

Yazgan, H., Yener, F., Soysal, S., Gür, A. 2019. Comparison Performances of PSO and GA to Tuning PID Controller for the DC Motor. *Sakarya University Journal of Science*, 23(39539):, 1–1. <https://doi.org/10.16984/sofenbilder.376464>

Yildiz, A. 2021. Parametric synthesis of two different trunk lid mechanisms for sedan vehicles using population-based optimisation algorithms. *Mechanism and Machine Theory*, 156:, 104130. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104130>

Zhou, H., Cheung, E. H. M. 2001. Analysis and optimal synthesis of hybrid five-bar linkages. *Mechatronics*, 11(3):, 283–300. [https://doi.org/10.1016/S0957-4158\(00\)00020-9](https://doi.org/10.1016/S0957-4158(00)00020-9)

EKLER

EK 1- Beş çubuk manipülâtörünün dinamik denklemlerinin matris formunda gösterimi

$$\begin{bmatrix}
 -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -r_{G1} \sin \varphi_1 & r_{G1} \cos \varphi_1 & 1 & -(r_1 \sin \theta_1 - r_{G1} \sin \varphi_1) & r_1 \cos \theta_1 - r_{G1} \cos \varphi_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -r_{G3} \sin \varphi_3 & r_{G3} \cos \varphi_3 & -(r_3 \sin \theta_3 - r_{G3} \sin \varphi_3) & r_3 \cos \theta_3 - r_{G3} \cos \varphi_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & r_4 \sin \theta_4 - r_{G4} \sin \varphi_4 & -(r_4 \cos \theta_4 - r_{G4} \cos \varphi_4) & r_{G4} \sin \varphi_4 & -r_{G4} \cos \varphi_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1
 \end{bmatrix} x$$

$$\begin{bmatrix}
 F_{01x} \\
 F_{01y} \\
 T_1 \\
 F_{31x} \\
 F_{31y} \\
 F_{34x} \\
 F_{34y} \\
 F_{24x} \\
 F_{24y} \\
 F_{02x} \\
 F_{02y} \\
 T_2
 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix}
 m_1 a_{G1x} \\
 m_1 a_{G1y} \\
 I_{G1} \alpha_1 \\
 m_3 a_{G3x} \\
 m_3 a_{G3y} \\
 I_{G3} \alpha_3 \\
 m_4 a_{G4x} \\
 m_4 a_{G4y} \\
 I_{G4} \alpha_4 \\
 m_2 a_{G2x} \\
 m_2 a_{G2y} \\
 I_{G2} \alpha_2
 \end{bmatrix} \quad (E1)$$

$$\varphi_i = \varphi_i + \theta_i$$

EK 2. Maple programı ile hareket denklemlerinin Lagrange metoduyla aktif açılar cinsinden çıkarılması

```

> with(Student:-Basics):
> with(linalg):
> f31:=(-r1*sin(q1-q4))/(r3*sin(q3-q4)): f32:=(r2*sin(q2-q4))/(r3*
sin(q3-q4)): f41:=(-r1*sin(q1-q3))/(r4*sin(q3-q4)): f42:=(r2*sin
(q2-q3))/(r4*sin(q3-q4)):
> f31x:=f31^2: f32x:=f32^2: f41x:=f41^2: f42x:=f42^2: f31x2:=f31*
f32: f41x2:=f41*f42:

> df3d12:=simplify((( -r1/r3)*((cos(q1-q4)*(-f42)*sin(q3-q4))-(sin
(q1-q4)*cos(q3-q4)*(f32-f42)))/sin(q3-q4)^2), trig): df4d12:=
simplify((( -r1/r4)*((cos(q1-q3)*(-f32)*sin(q3-q4))-(sin(q1-q3)*cos
(q3-q4)*(f32-f42)))/sin(q3-q4)^2):

> df3d11:=(-r1/r3)*((cos(q1-q4)*(1-f41)*sin(q3-q4))-(sin(q1-q4)*cos
(q3-q4)*(f31-f41)))/sin(q3-q4)^2: df3d22:=(r2/r3)*((cos(q2-q4)*(1
-f42)*sin(q3-q4))-(sin(q2-q4)*cos(q3-q4)*(f32-f42)))/sin(q3-q4)
^2:

> df4d11:=(-r1/r4)*((cos(q1-q3)*(1-f31)*sin(q3-q4))-(sin(q1-q3)*cos
(q3-q4)*(f31-f41)))/sin(q3-q4)^2: df4d22:=(r2/r4)*((cos(q2-q3)*(1
-f32)*sin(q3-q4))-(sin(q2-q3)*cos(q3-q4)*(f32-f42)))/sin(q3-q4)
^2:

> df31x1:=(2*r1^2/r3^2)*((sin(q1-q4)*cos(q1-q4)*(1-f41)*sin(q3-q4)
^2)-(sin(q1-q4)^2*cos(q3-q4)*sin(q3-q4)*(f31-f41)))/sin(q3-q4)^4:
> df41x1:=(2*r1^2/r4^2)*((sin(q1-q3)*cos(q1-q3)*(1-f31)*sin(q3-q4)
^2)-(sin(q1-q3)^2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f31-f41)))/sin(q3-q4)^4:

> df32x1:=(2*r2^2/r3^2)*((sin(q2-q4)*cos(q2-q4)*(-f41)*sin(q3-q4)
^2)-(sin(q2-q4)^2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f31-f41)))/sin(q3-q4)^4:

> df42x1:=(2*r2^2/r4^2)*((sin(q2-q3)*cos(q2-q3)*(-f31)*sin(q3-q4)
^2)-(sin(q2-q3)^2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f31-f41)))/sin(q3-q4)^4:
> df31x2:=(2*r1^2/r3^2)*((sin(q1-q4)*cos(q1-q4)*(-f42)*sin(q3-q4)
^2)-(sin(q1-q4)^2*cos(q3-q4)*sin(q3-q4)*(f32-f42)))/sin(q3-q4)^4:
> df41x2:=(2*r1^2/r4^2)*((sin(q1-q3)*cos(q1-q3)*(-f32)*sin(q3-q4)
^2)-(sin(q1-q3)^2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f32-f42)))/sin(q3-q4)^4:
> df32x2:=(2*r2^2/r3^2)*((sin(q2-q4)*cos(q2-q4)*(1-f41)*sin(q3-q4)
^2)-(sin(q2-q4)^2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f32-f42)))/sin(q3-q4)^4:
> df42x2:=(2*r2^2/r4^2)*((sin(q2-q3)*cos(q2-q3)*(1-f32)*sin(q3-q4)
^2)-(sin(q2-q3)^2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f32-f42)))/sin(q3-q4)^4:
> df3d121:=((-r2*r1)/r3^2)*((cos(q1-q4)*(1-f41)*sin(q2-q4)+sin(q1-
q4)*cos(q2-q4)*(-f41))*sin(q3-q4)^2-2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f31-
f41)*sin(q1-q4)*sin(q2-q4))/sin(q3-q4)^4:

> df4d121:=((-r2*r1)/r4^2)*((cos(q1-q3)*(1-f31)*sin(q2-q3)+sin(q1-
q3)*cos(q2-q3)*(-f31))*sin(q3-q4)^2-2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f31-
f41)*sin(q1-q3)*sin(q2-q3))/sin(q3-q4)^4:

> df3d122:=((-r2*r1)/r3^2)*((cos(q1-q4)*(-f42)*sin(q2-q4)+sin(q1-
q4)*cos(q2-q4)*(1-f42))*sin(q3-q4)^2-2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f32
-f42)*sin(q1-q4)*sin(q2-q4))/sin(q3-q4)^4:

```



```

> df4d122:=((-r2*r1)/r4^2)*((cos(q1-q3)*(-f32)*sin(q2-q3)+sin(q1-
q3)*cos(q2-q3)*(1-f32))*sin(q3-q4)^2-2*sin(q3-q4)*cos(q3-q4)*(f32
-f42)*sin(q1-q3)*sin(q2-q3))/sin(q3-q4)^4:
> A:=1/2*a1+a2*f31*cos(q1-(q3+bt3))+1/2*a3*f31x-1/2*a4*f41x:
> At:=subs({q1=w1*t, q2=w2*t, q3=w3*t, q4=w4*t},A):
> dAt:=diff(At,t):
> dAt1:=subs({w1*t=q1, w2*t=q2, w3*t=q3, w4*t=q4},dAt):
> dAt2:=subs({w3=f31*w1+f32*w2, w4=f41*w1+f42*w2},dAt1):
> dAt3:=simplify(dAt2, trig):
> B:=1/2*a5+a6*f42*cos(q2-(q4+bt4))+1/2*a3*f32x+1/2*a4*f42x:
> Bt:=subs({q1=w1*t, q2=w2*t, q3=w3*t, q4=w4*t},B):
> dBt:=diff(Bt,t):
> dBt1:=subs({w1*t=q1, w2*t=q2, w3*t=q3, w4*t=q4},dBt):
> dBt2:=subs({w3=f31*w1+f32*w2, w4=f41*w1+f42*w2},dBt1):
> dBt3:=simplify(dBt2, trig):
> C:=a2*f32*cos(q1-(q3+bt3))+a6*f41*cos(q2-(q4+bt4))+a3*f31*f32+a4*
f41*f42:
> Ct:=subs({q1=w1*t, q2=w2*t, q3=w3*t, q4=w4*t},C):
> dCt:=diff(Ct,t):
> dCt1:=subs({w1*t=q1, w2*t=q2, w3*t=q3, w4*t=q4},dCt):
> dCt2:=subs({w3=f31*w1+f32*w2, w4=f41*w1+f42*w2},dCt1):
> dCt3:=simplify(dCt2, trig):
> dAdq1:=simplify(diff(A, q1), trig):
> dBdq1:=simplify(diff(B, q1), trig):
> dCdq1:=simplify(diff(C, q1), trig):
> dKEdtdw1:=simplify(2*A*aa1+C*aa2+2*dAt3*w1+dCt3*w2, trig):
> dKEdq1:=dAdq1*w1^2+dCdq1*w1*w2:
> T1:=simplify(dKEdtdw1-dKEdq1, trig):
> T11:=subs({cos(q3-q4)=cq34, sin(q1-q3)=sq13, sin(q1-q4)=sq14, sin
(q2-q3)=sq23, cos(q1-q3)=cq13, cos(q1-q4)=cq14, cos(q2-q4)=cq24,
cos(q2-q3)=cq23, sin(q2-q4)=sq24, sin(q3-q4)=sq34},T1):
> T11:=collect(T11, [aa1, aa2, w1^2, w2^2], distributed);

```

$$\begin{aligned}
T11 := & \frac{1}{r^3 sq34^4 r^3} \left(\left(2 r^3 (cq34^2 r1 r3 r4 sq14 sq34 - r1 r3 r4 sq14 sq34) r^2 a2 \cos(-q1 \right. \right. & (1) \\
& + q3 + bt3) + cq34^4 a1 r^3 r^3 - 2 \left(-\frac{1}{2} r1^2 r^2 cq14^2 a3 + \frac{1}{2} r1^2 r^3 cq13^2 a4 \right. \\
& + \left(a1 r^3 + \frac{1}{2} r1^2 a3 \right) r^2 - \frac{1}{2} a4 r1^2 r^3 \left. \right) r3 r4 cq34^2 + r3 (-r1^2 r^2 cq14^2 a3 \\
& + r1^2 r^3 cq13^2 a4 + (a1 r^3 + a3 r1^2) r^2 - a4 r1^2 r^3) r4) aal \\
& + \frac{1}{r^3 sq34^4 r^3} \left(\left(2 r^3 \left(-\frac{1}{2} r3 r4 r2 sq24 sq34 cq34^2 \right. \right. \right. \\
& + \frac{1}{2} r3 r4 r2 sq24 sq34) r^2 a2 \cos(-q1 + q3 + bt3) - (-cq34^2 r3 r4 sq13 sq34 \\
& + r3 r4 sq13 sq34) a6 r^3 r1 r4 \cos(-q2 + q4 + bt4) - 2 \left(-\frac{1}{2} r1 r^3 a4 r2 sq23 sq13 \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{1}{2} r_1 r_4^2 a_3 r_2 \text{sq}24 \text{sq}14 \Big) r_3 r_4 c q 3 4^2 + r_3 \left(-a_3 r_1 r_2 r_4^2 \text{sq}14 \text{sq}24 \right. \\
& \left. - a_4 r_1 r_2 r_3^2 \text{sq}13 \text{sq}23 \right) r_4 \Big) a a 2 \Big) + \frac{1}{r_4^3 \text{sq}34^4 r_3^3} \left(\left(2 r_3 \left(r_3 \left(\frac{1}{2} r_4 c q 1 4 r_1 \text{sq}34 \right. \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. + r_1^2 \text{sq}13 c q 1 4 \right) \right) c q 3 4^2 + \text{sq}34 \left(r_1^2 r_3 \text{sq}14 \text{sq}13 + r_4 \left(c q 1 4^2 r_1^2 - r_1^2 \right) \right) c q 3 4 \right. \\
& \left. - r_3 \left(\frac{1}{2} r_4 c q 1 4 r_1 \text{sq}34 + r_1^2 \text{sq}13 c q 1 4 \right) \right) r_4^2 a_2 \cos(-q_1 + q_3 + b t_3) \\
& - 2 r_3 \left(r_1^2 c q 1 4^2 - \frac{1}{2} r_1 r_3 \text{sq}14 \text{sq}34 - r_1^2 \right) \left(c q 3 4 - 1 \right) r_4^3 \left(c q 3 4 + 1 \right) a_2 \sin(-q_1 \\
& + q_3 + b t_3) - 2 \left(-\frac{1}{2} r_1^2 r_3^2 a_4 c q 1 3 \text{sq}13 + \frac{1}{2} r_1^2 r_4^2 a_3 c q 1 4 \text{sq}14 \right) r_3 r_4 c q 3 4^2 \\
& - 2 \left(r_3 \left(-a_3 c q 1 4^2 r_1^2 r_4^2 + a_4 c q 1 3^2 r_1^2 r_3^2 + a_3 r_1^2 r_4^2 - a_4 r_1^2 r_3^2 \right) \text{sq}13 - \left(\right. \right. \\
& \left. \left. - a_3 c q 1 4^2 r_1^2 r_4^2 + a_4 c q 1 3^2 r_1^2 r_3^2 + a_3 r_1^2 r_4^2 - a_4 r_1^2 r_3^2 \right) \text{sq}14 r_4 \right) r_1 c q 3 4 + r_3 \left(\right. \\
& \left. - 2 r_1^2 \left(-a_3 c q 1 4 r_1 r_4 + a_4 c q 1 3 r_1 r_3 \right) \text{sq}14 \text{sq}13 \text{sq}34 - r_1^2 r_3^2 a_4 c q 1 3 \text{sq}13 \right. \\
& \left. + r_1^2 r_4^2 a_3 c q 1 4 \text{sq}14 \right) r_4 \Big) w l^2 \Big) + \frac{1}{r_4^3 \text{sq}34^4 r_3^3} \left(\left(2 r_3 \left(r_3 \left(-\text{sq}23 r_2 c q 1 4 r_1 \right. \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. - \frac{1}{2} r_1 \text{sq}13 r_2 c q 2 4 \right) \right) c q 3 4^2 + \text{sq}34 \left(-\frac{1}{2} r_1 r_3 \text{sq}24 r_2 \text{sq}13 - r_1 \left(\text{sq}23 r_3 \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. - \frac{3}{2} \text{sq}24 r_4 \right) r_2 \text{sq}14 \right) \right) c q 3 4 - r_3 \left(-\text{sq}23 r_2 c q 1 4 r_1 - \frac{1}{2} r_1 \text{sq}13 r_2 c q 2 4 \right) \Big) r_4^2 a_2 \cos(\\
& -q_1 + q_3 + b t_3) - 3 r_3 r_1 r_2 \text{sq}14 \text{sq}24 \left(c q 3 4 - 1 \right) r_4^3 \left(c q 3 4 + 1 \right) a_2 \sin(-q_1 + q_3 \\
& + b t_3) - \left(-c q 1 3 r_1 \text{sq}14 r_4 c q 3 4^2 + \text{sq}34 \left(r_4 r_1 \text{sq}14 \text{sq}13 + r_3 r_1 \left(c q 1 3 - 1 \right) \left(c q 1 3 \right. \right. \right. \\
& \left. \left. + 1 \right) \right) c q 3 4 + c q 1 3 r_1 \text{sq}14 r_4 \Big) a_6 r_3^2 r_1 r_4 \cos(-q_2 + q_4 + b t_4) - a_6 r_3^3 r_1^2 \left(c q 1 3 \right. \\
& \left. - 1 \right) \left(c q 1 3 + 1 \right) \left(c q 3 4 - 1 \right) r_4 \left(c q 3 4 + 1 \right) \sin(-q_2 + q_4 + b t_4) - 2 \left(r_3 r_1 r_2 r_4 \left(\right. \right. \\
& \left. \left. - a_3 r_4 \text{sq}24 + a_4 r_3 \text{sq}23 \right) \text{sq}14 \text{sq}13 + r_1 \left(\left(-2 a_3 c q 1 4^2 r_4^2 + a_4 c q 1 3^2 r_3^2 + 2 a_3 r_4^2 \right. \right. \right. \\
& \left. \left. - a_4 r_3^2 \right) \text{sq}24 + r_3 r_4 \text{sq}23 a_3 \left(c q 1 4 - 1 \right) \left(c q 1 4 + 1 \right) \right) r_2 r_4 \Big) r_1 c q 3 4 \\
& - 2 r_3 r_1 \left(\left(\frac{1}{2} r_1 r_2 \left(a_3 c q 2 4 r_4 + a_4 c q 2 3 r_3 \right) \text{sq}14 - \left(-\frac{1}{2} r_4 a_3 r_1 c q 1 4 \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. + r_3 a_4 r_1 c q 1 3 \right) \text{sq}24 r_2 \right) \text{sq}13 + \frac{1}{2} \text{sq}23 r_2 \left(2 a_3 c q 1 4 r_1 r_4 + a_4 c q 1 3 r_1 r_3 \right) \text{sq}14 \right) \\
& \text{sq}34 r_4 \Big) w_2 w_1 \Big) + \frac{1}{r_4^3 \text{sq}34^4 r_3^3} \left(\left(2 r_3 \left(r_3 \left(-\frac{1}{2} r_4 r_2 c q 2 4 \text{sq}34 \right. \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. + \frac{1}{2} \text{sq}23 r_2^2 c q 2 4 \right) \right) c q 3 4^2 + \text{sq}34 \left(\frac{1}{2} r_2^2 r_3 \text{sq}23 \text{sq}24 + r_4 \left(-\frac{1}{2} r_2^2 \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. + \frac{1}{2} r_2^2 c q 2 4^2 \right) \right) \right) c q 3 4 - r_3 \left(-\frac{1}{2} r_4 r_2 c q 2 4 \text{sq}34 + \frac{1}{2} \text{sq}23 r_2^2 c q 2 4 \right) \Big) r_4^2 a_2 \cos(-q_1
\end{aligned}$$

```

+ q3 + bt3) - 2 r3 ( - 1/2 r2^2 + 1/2 r2^2 cq24^2 ) (cq34 - 1) r4^3 (cq34 + 1) a2 sin(-q1
+ q3 + bt3) - (cq13 sq24 r2 r4 cq34^2 + sq34 r2 (r3 sq23 - r4 sq24) sq13 cq34
- cq13 sq24 r2 r4) a6 r3^2 r1 r4 cos(-q2 + q4 + bt4) - a6 r3^3 (r2 sq13 sq23
- r4 sq13 sq34) r1 (cq34 - 1) r4 (cq34 + 1) sin(-q2 + q4 + bt4) - 2 (
- 1/2 r1 r3^2 a4 r2 cq23 sq13 - 1/2 r1 r4^2 a3 r2 cq24 sq14 ) r3 r4 cq34^2 - 2 (r3 (
- a4 cq23^2 r2^2 r3^2 - a4 r2^2 r3 r4 sq23 sq24 + a4 r2^2 r3^2) sq13 - (-a3 cq24^2 r2^2 r4^2
- a3 r2^2 r3 r4 sq23 sq24 + a3 r2^2 r4^2) sq14 r4) r1 cq34 + r3 ( -2 r1 (
- 1/2 r3 a4 r2^2 cq23 sq24 sq13 + 1/2 r2 sq23 (-r2 r4 a3 cq24 sq14 - r2 (a3 cq14 r4
+ a4 cq13 r3) sq24) ) sq34 - r1 r3^2 a4 r2 cq23 sq13 - r1 r4^2 a3 r2 cq24 sq14 ) r4 ) w2^2)
> dAdq2:=simplify(diff(A,q2),trig):
> dBdq2:=simplify(diff(B,q2),trig):
> dCdq2:=simplify(diff(C,q2),trig):
> dKEdtw2:=simplify(2*B*aa2+C*aa1+2*dBt3*w2+dCt3*w1, trig):
> dKEdq2:=dAdq2*w1^2+dBdq2*w2^2+dCdq2*w1*w2:
> T2:=simplify(dKEdtw2-dKEdq2, trig):
> T22:=collect(T2, [aa1, aa2, w1^2, w2^2], distributed):
> T222:=subs({cos(q3-q4)=cq34, sin(q1-q3)=sq13, sin(q1-q4)=sq14, sin
(q2-q3)=sq23, cos(q1-q3)=cq13, cos(q1-q4)=cq14, cos(q2-q4)=cq24,
cos(q2-q3)=cq23, sin(q2-q4)=sq24, sin(q3-q4)=sq34}, T22):
> T223:=collect(T222, [aa1, aa2, w1^2, w2^2], distributed);
T223 := 1/(r4^3 sq34^4 r3^3) ( ( - ( -cq34^2 r1 r3 r4 sq13 sq34 + r1 r3 r4 sq13 sq34) a6 r3^2 r4 cos(-q2
+ q4 + bt4) - r3 a2 (cq34^2 r3 r4 sq24 sq34 - r3 r4 sq24 sq34) r4^2 r2 cos(-q1 + q3
+ bt3) + r3 (a3 r1 r2 r4^2 sq14 sq24 + a4 r1 r2 r3^2 sq13 sq23) r4 cq34^2
- r3 (a3 r1 r2 r4^2 sq14 sq24 + a4 r1 r2 r3^2 sq13 sq23) r4) aa1) + 1/(r4^3 sq34^4 r3^3) ( (
- (2 cq34^2 r2 r3 r4 sq23 sq34 - 2 r2 r3 r4 sq23 sq34) a6 r3^2 r4 cos(-q2 + q4 + bt4)
+ cq34^4 a5 r3^3 r4^3 + r3 (r2^2 r3^2 cq23^2 a4 + r2^2 r4^2 a3 cq24^2 + (-a4 r2^2 - 2 a5 r4^2) r3^2
- r2^2 r4^2 a3) r4 cq34^2 - (r2^2 r3^2 cq23^2 a4 + r2^2 r4^2 a3 cq24^2 + (-a4 r2^2 - a5 r4^2) r3^2
- r2^2 r4^2 a3) r3 r4) aa2) + 1/(r4^3 sq34^4 r3^3) ( ( - ( - (cq13 r1^2 sq14
+ cq13 r1 r3 sq34) r4 cq34^2 + (r1^2 r4 sq14 sq13 + r3 (cq13^2 r1^2 - r1^2)) sq34 cq34
+ (cq13 r1^2 sq14 + cq13 r1 r3 sq34) r4) a6 r3^2 r4 cos(-q2 + q4 + bt4) - r3^3 r4 a6 (cq34
- 1) (cq34 + 1) (cq13^2 r1^2 - r1^2) sin(-q2 + q4 + bt4) - r3 a2 (cq24 sq13 r1 r3 cq34^2

```


$$\begin{aligned}
& + r1 (r3 sq13 - r4 sq14) sq24 sq34 cq34 - cq24 sq13 r1 r3) r4^2 r2 \cos(-q1 + q3 + bt3) \\
& - (r1 sq14 sq24 + r3 sq24 sq34) r3 a2 (cq34 - 1) r4^3 (cq34 + 1) r2 \sin(-q1 + q3 + bt3) \\
& + r3 (a3 cq14 r1 r2 r4^2 sq24 + a4 cq13 r1 r2 r3^2 sq23) r4 cq34^2 - 2 r2 (\\
& - (a3 cq14^2 r1^2 r4^2 + a3 r1^2 r3 r4 sq13 sq14 - a3 r1^2 r4^2) r4 sq24 + r3 (a4 cq13^2 r1^2 r3^2 \\
& + a4 r1^2 r3 r4 sq13 sq14 - a4 r1^2 r3^2) sq23) cq34 - (r2 (r4 a3 cq14 r1^2 sq13 sq24 \\
& + sq14 r1 (cq13 a4 r1 r3 sq23 + r1 sq13 (a3 cq24 r4 + a4 cq23 r3))) sq34 \\
& + r2 r4^2 a3 cq14 r1 sq24 + r2 r3^2 a4 cq13 r1 sq23) r3 r4) w1^2) + \frac{1}{r4^3 sq34^4 r3^3} \left(\left(- \left(\right. \right. \right. \\
& - (-cq13 r1 r2 sq24 - 2 cq23 r1 r2 sq14) r4 cq34^2 + \left(-r2 r4 sq13 r1 sq24 + 3 \left(r3 sq13 \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{2}{3} r4 sq14 \right) r1 r2 sq23 \right) sq34 cq34 + (-cq13 r1 r2 sq24 - 2 cq23 r1 r2 sq14) r4 \left. \right) \\
& a6 r3^2 r4 \cos(-q2 + q4 + bt4) - 3 r3^3 r4 a6 (cq34 - 1) (cq34 + 1) sq13 sq23 r1 r2 \sin(\\
& -q2 + q4 + bt4) - r3 a2 (-cq24 sq23 r2 r3 cq34^2 + (-r3 sq23 r2 sq24 - r2 r4 (cq24 \\
& - 1) (cq24 + 1)) sq34 cq34 + cq24 sq23 r2 r3) r4^2 r2 \cos(-q1 + q3 + bt3) - r2^2 (cq24 \\
& - 1) (cq24 + 1) r3 a2 (cq34 - 1) r4^3 (cq34 + 1) \sin(-q1 + q3 + bt3) - 2 r2 \left(\right. \\
& -r1 r2 r3 (-a3 r4 sq14 + a4 r3 sq13) sq23 r4 sq24 - 2 r1 \left(r3 \left(r3^2 a4 cq23^2 \right. \right. \\
& \left. \left. + \frac{1}{2} a3 r4^2 cq24^2 - r3^2 a4 - \frac{1}{2} r4^2 a3 \right) sq13 - \frac{1}{2} r4 sq14 (2 a3 cq24^2 r4^2 \right. \\
& \left. \left. + a4 cq23^2 r3^2 - 2 a3 r4^2 - a4 r3^2) \right) r2 \right) cq34 - r2 \left((-r1 (a3 cq14 r4 \right. \\
& \left. + a4 cq13 r3) r2 sq23 + (-2 a3 cq24 r2 r4 - a4 cq23 r2 r3) r1 sq13) sq24 + sq14 r1 (\right. \\
& \left. -a3 cq24 r2 r4 - 2 a4 cq23 r2 r3) sq23) sq34 r3 r4) w1 w2) + \frac{1}{r4^3 sq34^4 r3^3} \left(\left(- \left(\right. \right. \right. \\
& - (2 cq23 r2^2 sq24 - cq23 r2 r3 sq34) r4 cq34^2 + (2 r2^2 r4 sq23 sq24 + r3 (2 cq23^2 r2^2 \\
& - 2 r2^2)) sq34 cq34 + (2 cq23 r2^2 sq24 - cq23 r2 r3 sq34) r4) a6 r3^2 r4 \cos(-q2 + q4 \\
& + bt4) - r3^3 r4 a6 (cq34 - 1) (cq34 + 1) (2 cq23^2 r2^2 + r2 r4 sq23 sq34 - 2 r2^2) \sin(\\
& -q2 + q4 + bt4) + r3 (-a3 cq24 r2^2 r4^2 sq24 - a4 cq23 r2^2 r3^2 sq23) r4 cq34^2 - 2 r2 \left(\right. \\
& \left. - (a3 cq24^2 r2^2 r4^2 + a4 cq23^2 r2^2 r3^2 - a3 r2^2 r4^2 - a4 r2^2 r3^2) r4 sq24 \right. \\
& \left. + r3 (a3 cq24^2 r2^2 r4^2 + a4 cq23^2 r2^2 r3^2 - a3 r2^2 r4^2 - a4 r2^2 r3^2) sq23) cq34 - (-r2^2 (\right. \\
& \left. -2 a3 cq24 r2 r4 - 2 a4 cq23 r2 r3) sq23 sq24 sq34 - r2^2 r4^2 a3 cq24 sq24 \right. \\
& \left. - r2^2 r3^2 a4 cq23 sq23) r3 r4) w2^2) \right)
\end{aligned}$$

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Deniz KAVALA ŞEN
Doğum Yeri ve Tarihi : BORNOVA 01.03.1985
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Selma Yiğitalp Lisesi Fen Bilimleri-İZMİR
Lisans : Pamukkale Üniversitesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Dokuz Eylül Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar :

Makine Mühendisi, Dirinler Döküm San. Tic. A.Ş.- İZMİR (2008)
Ar-GE Mühendisi, Lazertek Tasarım Ltd. Şti.- MANİSA (2009-2010)
Makine Mühendisi, Burçelik Bursa Çelik Döküm San. A.Ş.- BURSA (2011-2012)
Ar-GE Birim Lideri, Burçelik Bursa Çelik Döküm San. A.Ş.- BURSA (2012-2015)
Proje Yönetim, Tasarım, Ar-GE Grup Lideri, Burçelik Bursa Çelik Döküm San. A.Ş.- BURSA (2015-2021)
Ar-GE Merkezi Müdürü, Burçelik Bursa Çelik Döküm San. A.Ş.- BURSA (2017-2021)

İletişim (e-posta) : d.kavalasen@gmail.com

Akademik Çalışmaları:

Kavala Sen, D., Yıldız, A., Kopmaz, O. 2022. “Optimal Design of a Five-Bar Planar Manipulator and Its Controller by Using Different Algorithms for Minimum Shaking Forces and Moments for the Largest Trajectory in a Usable Workspace.” *Machines* 10(11): 971

Kavala Şen, D. Kopmaz, O. 2022. “Düzlemsel Beş Çubuk Mekanizmasının Optimizasyon Sonucunda Elde Edilen Parametrelerin Dizayn Edilebilirliğinin İncelenmesi” 19th International Conference on Machine Design and Production (UMTİK 2022), Cappadocia-Turkey, 31 August- 3 September 2022

Kavala Şen, D., 2010. “Beş Eksenli CNC Tezgâh Tasarımı ve Kontrolü”, Yüksek Lisans Tezi, DEU Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği, İZMİR.

Kavala, D., Uyar, E. 2010. “5 Eksen CNC İşleme Tezgâhi Tasarımı ve Kontrolü”, *Otomasyon*, 215, 212-219