BİR ELEKTROMEKANİK YÜK TAŞIMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ ve ENERJİ TÜKETİMİNİN İNCELENMESİ

Batuhan ÖZÇAY

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR ELEKTROMEKANİK YÜK TAŞIMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ ve ENERJİ TÜKETİMİNİN İNCELENMESİ

Batuhan ÖZÇAY
0009-0001-3895-3208

Prof. Dr. Elif Erzan TOPÇU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2025
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR ELEKTROMEKANİK YÜK TAŞIMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ ve ENERJİ TÜKETİMİNİN İNCELENMESİ

Batuhan ÖZÇAY

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Elif Erzan Topçu

Günümüzde endüstriyel uygulamalarda doğrusal çıkış veren güç iletimi genellikle elektrohidrolik, elektropnömatik valf-silindir sistemleriyle veya elektromekanik eyleyicilerin kullanıldığı sistemlerle yapılmaktadır. Elektromekanik eyleyicili sistemlerde de çıkışta doğrusal hareket elde edilmesi için doğrusal motorlar veya elektrik motoru tahrikli elektromekanik eyleyici mekanizmalı sistemle kullanılmaktadır. Dönme hareketinin doğrusal harekete çevrilmesi için bilyalı vida-mil, rulo vida, kayış-kasnak, kremayer dişli ve trapez vida milli mekanizmalar kullanılabilmektedir. Mekatronik alanındaki gelişme ve teknolojideki ilerlemeyle birlikte servo motor tahrikli elektromekanik eyleyicili sistemler günümüzde otomasyon sistemleri başta olmak üzere robotik, savunma, havacılık, otomotiv, tekstil sektörleri gibi pek çok farklı alanda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu sistemlerin elektrohidrolik sistemlere göre güç yoğunluğu hala düşük olsa da elektropnömatik tipteki eyleyici sistemlerine alternatif olmaya başladıkları pek çok sanayi uygulamasında görülmektedir. Elektrik enerjisinin üretiminin ve tasarruflu kullanımının gün geçtikçe önem kazandığı günümüzde sanayinin pek çok alanında kullanılan eyleyici mekanizmalarının güç aktarımında tükettikleri enerjinin belirlenmesi ve takibi de ürün seçiminde incelenmesi gereken bir parametre olarak incelenmeye başlamıştır.

Bu tez çalışmasında, servo motor kontrollü, bilyalı vida-mil mekanizmalı elektromekanik eyleyiciye sahip bir yük taşıma sisteminin güç ve enerji tüketimi farklı hız profilleri, hızlanma/yavaşlama davranışları, yük kütlesi ve yüzey eğimi gibi faktörler dikkate alınarak incelenmiştir. Ele alınan sistemin özellikleri endüstriyel ihtiyaçlar da dikkate alınarak belirlenmiştir. Sistemin matematiksel modellemesi MATLAB/ Simulink programı kullanılarak yapılmıştır. Matematiksel model üzerinden üç farklı hız profilinin oluşturduğu hareket tipine bağlı olarak farklı çalışma koşulları altında sistemin dinamik davranışı, güç ve enerji tüketimi incelenmiştir. Kurulan deney düzeneği ile trapezoidal hız profiline sahip matematiksel model çıktıları olarak incelenmiş ve doğrulanmıştır. Deneysel ve teorik sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Bilyalı vida- mil, Elektromekanik eyleyici, aktüatör, MATLAB / SIMULINK, Enerji tüketimi, matematiksel modelleme

2025, xvii + 86 sayfa.

ABSTRACT
MSc Thesis

MODELLING OF AN ELECTROMECHANICAL LOAD CARRYING SYSTEM AND INVESTIGATION OF ENERGY CONSUMPTION

Batuhan ÖZÇAY

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

Supervisor: Prof. Dr. Elif Erzan TOPÇU

Today, in industrial applications, power transmission with linear output is usually done with electro-hydraulic, electro-pneumatic valve-cylinder systems or systems using electromechanical actuators. In these electromechanical actuator systems, linear motors or electric motor-driven electromechanical actuator mechanisms are used to achieve linear motion at the output. To convert rotational motion into linear motion, ball screw, roller screw, belt-pulley, rack and pinion, and trapezoidal screw mechanisms are generally used. With the development in the field of mechatronics and advances in technology, servo motor-driven electromechanical actuator systems are now widely used in many fields, such as automation systems, robotics, defense, aerospace, automotive, and textile sectors. Although the power density of these systems is still lower than that of electro-hydraulic systems, in many industrial applications, electromechanical actuators are becoming an alternative to electro-pneumatic actuator systems. In today's world, where the production and economical use of electrical energy is gaining importance day by day, the determination and monitoring of the energy consumed by the actuator mechanisms used in many fields of power transmission has started to be studied as a parameter that examined in product selection.

This thesis investigated the power consumption of a servo motor-controlled, ball screw-type electromechanical actuator load handling system by considering various speed profiles, acceleration/deceleration behaviors, load, and surface slopes. Industrial needs were considered to determine the system's typical characteristics. The system's mathematical model is made using the MATLAB/ Simulink program. Based on the mathematical model, the system's dynamic behavior, power and energy consumption under different operating conditions depending on the type of motion generated by three different speed profiles were examined. The mathematical model with a trapezoidal velocity profile was investigated and verified as outputs with the experimental test bench. Experimental and theoretical results were found to be compatible with each other.

Key words: Ball screw, Electromechanical actuator, MATLAB/ Simulink, Energy consumption, mathematical modeling

2025, xvii + 86 pages.

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme, bu süreçte gösterdiği sonsuz destek için Kübra ÇAKIR'a, tez çalışmam süresince bilgi ve tecrübeleriyle bana rehberlik eden, yönlendirmeleri ve sabrı için danışman hocam Prof. Dr. Elif Erzan TOPÇU' ya katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Ayrıca, tezimin uygulanabilirliğini artıracak fırsatlar sağlayan ve kıymetli fikirleriyle çalışmam boyunca her zaman desteklerini hissettiren Hid-Tek Makina Genel Müdürü sayın Mustafa KARATAŞ' a ve Hid-Tek AR-GE çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Batuhan ÖZÇAY
27/05/2025

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET viii
ABSTRACT ix
TEŞEKKÜR x
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ xv
ÇİZELGELER DİZİNİ xvii
1. GİRİŞ 1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI ve KURAMSAL TEMELLER 3
2.1. Kaynak Araştırması 3
2.2. Kuramsal Temeller 12
2.2.1. Açık Döngü Kontrol 12
2.2.2. Kapalı Döngü Kontrol 13
2.2.3. Denetim Organı 14
2.2.4. Eyleyiciler 15
2.2.5. Pnömatik Eyleyiciler 16
2.2.6. Hidrolik Eyleyiciler 19
2.3. Elektromekanik Eyleyiciler 20
2.3.1. Bilyalı Vidalı Milli Elektromekanik Eyleyiciler 20
2.3.2. Kayış – Kasnak Mekanizmalı Elektromekanik Eyleyiciler 23
2.4. Algılayıcılar 28
3. MATERYAL ve YÖNTEM 29
3.1. Sistemin Tanımlanması ve Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi 29
3.2. Sistemin MATLAB / Simulink Ortamında Benzetimi 37
3.3. Deney Tesisatı 43
4. BULGULAR 49
4.1. Deneysel Çalışmalar ve Matematiksel Modelin Doğrulanması 49
4.2. Farklı Çalışma Şartlarında ve Hız Profillerinde Sistemin Çalışmasının İncelenmesi 62
4.2.1. Taşınan Kütleye Bağlı Güç Tüketimi İncelemeleri 67
4.2.2. Döngü Süresine Bağlı Güç Tüketimi İncelemeleri 69
4.2.3. Düzlem Eğimine Bağlı Güç Tüketimi İncelemeleri 71

4.2.4. İvmelenme Süresine Bağlı Güç Tüketimi İncelemeleri 71
5. TARTIŞMA ve SONUÇ 75
EKLER 80
EK 1 MATLAB / Simulink modeli, model özellikleri girdi fonksiyonları 81
EK 2 MATLAB / Simulink istenen hız girdisi, denetleyici, Servo motor ve Bilyalı vidalı mil modeli 83
EK 3 MATLAB / Simulink kuvvetlerin analizi 84
EK 4 MATLAB / Simulink tam modeli 85
ÖZGEÇMİŞ 86

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar	**Açıklama**
FLR	Hava şartlandırıcı
MPC	Model tahmin kontrol denetleyici
PID	Oransal - integral - türevsel denetleyici
PSO	Parçacık sürü optimizasyonu
PMSM	Kalıcı mıknatıslı senkron motor
SQP	Ardışık ikinci dereceden programlama yöntemi
SCARA	Seçici uyumluluk düzeneği robotik kolu
UOC	Uzaysal operatör cebri

Simgeler	**Açıklama**
a	İvme (m/s^2)
C_a	Dinamik yük oranı (N)
C_0	Statik yük oranı (N)
d_r	Diş dibi çapı (m)
E_m	Elektrik motoru çıkış enerjisi (J)
$E_{mek.}$	Mekanik enerji (J)
$E_{elek.}$	Elektrik enerjisi (J)
$E_{ileri\ ivm.}$	Hızlanma adımındaki tüketilen enerji (J)
$E_{sabit\ hız}$	Sabit hız adımındaki tüketilen enerji (J)
$E_{geri\ ivm.}$	Yavaşlama adımındaki tüketilen enerji (J)
E_{ileri}	İleri harekette tüketilen enerji (J)
E_{geri}	Geri harekette tüketilen enerji (J)
E	Young modülü (N/m^2)
f_s	Statik yük güvenlik faktörü (-)
f	Vidalı milin yataklama katsayısı (-)
f_{ac}	Vidalı mil tolerans sınıfı katsayısı (-)
F	Kuvvet (N)
$F_{eksenel}$	Eksenel kuvvet (N)
$F_{ort.}$	Ortalama dinamik eksenel kuvvet (N)
$F_{sürtünme}$	Sürtünme kuvveti (N)
$F_{vidalı\ mil\ yüksüz}$	Vidalı milin sabit sürtünme kuvveti (N)
F_a	Etkin kuvvet (N)
$F_{maks.}$	Maksimum statik kuvvet (N)
$F_{eff.}$	Adımdaki eşdeğer eksenel yük (N)

$F_{eğim}$	Yolun eğimine bağlı oluşan yokuş kuvveti (N)
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
I	Vidalı mil kesitinin minimum geometrik atalet momenti (m^4)
J	Sistemin atalet momenti ($kg.m^2$)
k	Güvenlik faktörü (-)
l	Hatve (m)
L_{kritik}	Vidalı mil yataklamalar arası mesafe (m)
L	Vidalı mil kritik uzunluk (m)
L_s	Servis ömrü (devir)
n	Anlık hız (dev/dak)
n_{kritik}	Kritik hız (dev/dak)
$n_1,n_2,\ldots,n_n$	Adımdaki hız (dev/dak)
n_m	Ortalama hız (dev/dak)
N	Yataklama katsayısı (-)
m	Yükün kütlesi (kg)
$m_{yük}$	Taşınan yükün kütlesi (kg)
P	Burkulma kuvveti (N)
P_m	Elektrik motoru çıkış gücü (W)
$P_{mek.}$	Mekanik güç (W)
$P_{elek.}$	Elektriksel güç (W)
$q_{t1},q_{t2},\ldots,q_{tn}$	Hareket adımındaki zaman yüzdesi (%)
$t_1,t_2,\ldots t_n$	Hareket adımındaki zaman (s)
$T_1,T_2,\ldots T_n$	Adımdaki tork (Nm)
T	Tork (Nm)
$T_{ort.}$	Ortalama tork (Nm)
T_{net}	Toplam tork (Nm)
T_m	Motor torku (Nm)
$T_{yüksüz}$	Elektromekanik eyleyicinin sabit sürtünme torku (Nm)
T_1	Sistemin başlangıçtaki kinetik enerjisi (J)
T_2	Sistemin son durumdaki kinetik enerjisi (J)
$U_{1\rightarrow2}$	Doğrusal harekette sabit bir kuvvetin işi (J)
v	Hız (m/s)
x	Yer değiştirme (m)
η	Verim (-)
μ	Sürtünme katsayısı (-)
ω_m	Açısal hız (dev/dak)
α	Çalışma açısı (°)
Δs	Yer değiştirme farkı (m)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1. Kapalı döngü şeması. 12
Şekil 2. Sistemin kapalı döngü şeması. 13
Şekil 3. Eyleyicilerin sınıflandırılması. 16
Şekil 4. Pnömatik sistem elemanlarının temsili gösterimi (Özçay, Azar ve Topçu, 2023). 17
Şekil 5. Pnömatik eyleyici kesit görseli (Hid-Tek, 2024). 18
Şekil 6. Hidrolik sistem elemanlarının temsili gösterimi. 19
Şekil 7. Hidrolik silindir kesit görseli (Hid-Tek, 2024). 20
Şekil 8. Bilyalı vidalı mil kesit görseli (Hid-Tek, 2024). 21
Şekil 9. Elektromekanik eyleyicinin kesit görseli ve bileşenleri (Hid-Tek, 2024). 22
Şekil 10. Elektromekanik sistem elemanlarının temsili görseli (Özçay, Azar ve Topçu, 2023). 22
Şekil 11. Kayış - kasnak mekanizmalı eyleyicinin bileşenleri ve kesit görseli (Hid-Tek, 2024). 23
Şekil 12. Servo motor ve sürücü devresi iç bileşenleri. 24
Şekil 13. Servo motor tork - hız grafiği. 25
Şekil 14. Step motor ve iç bileşenleri. 26
Şekil 15. Step motor tork - hız ve voltaj grafiği. 26
Şekil 16 (A). Yük taşıma sisteminin şeması. 29
Şekil 16 (B). Yük taşıma sisteminin blok şeması. 30
Şekil 17. Elektromekanik eyleyicinin yataklama türüne bağlı olan katsayı tablosu (*f*) (UNC Charlotte). 32
Şekil 19. MATLAB / Simulink modelinde bulunan hareket profilleri. 37
Şekil 20. MATLAB / Simulink modelinde bulunan hareket profillerinin çıktısı. 39
Şekil 21. Kullanıcının arzu ettiği hız girdisi ve denetim organı. 40
Şekil 22. Servo motor modeli. 40
Şekil 23. Bilyalı vidalı mil hız dönüşümü bloğu. 41
Şekil 24. Yük üzerine etki eden kuvvetlerin modellenmesi. 41
Şekil 25. Hareket adımlarındaki kuvvetlerin dağılımı ve modellenmesi. 42
Şekil 26. Toplam kuvvetlerin bilyalı vidalı mil ile moment değerine dönüştürülmesi. 43
Şekil 27. Deney tesisatı ve bileşenleri. 43

Şekil 28. Otomasyon ünitesi ve iç bileşenleri. 44
Şekil 29. Hidrolik güç ünitesi. 45
Şekil 30. Hidrolik eyleyici, basınç algılayıcısı, yük algılayıcısı. 46
Şekil 31. Konum algılayıcısı. 47
Şekil 32. Test 1 parametrelerine göre oluşan sonuçlar. 50
Şekil 32. Test 1 parametrelerine göre oluşan sonuçlar (devam). 51
Şekil 33. Test 2 parametrelerine göre oluşan sonuçlar. 54
Şekil 33. Test 2 parametrelerine göre oluşan sonuçlar (devam). 55
Şekil 34. Test 3 parametrelerine göre oluşan sonuçlar. 57
Şekil 34. Test 3 parametrelerine göre oluşan sonuçlar (devam). 58
Şekil 35. Test 4 parametrelerine göre oluşan sonuçlar. 60
Şekil 35. Test 4 parametrelerine göre oluşan sonuçlar (devam). 61
Şekil 36. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin konum (mm), hız (mm/s), ivme (mm/s^2) grafiği. 64
Şekil 37. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin anlık güç tüketimi grafiği. 65
Şekil 38. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin kuvvetlere bağlı anlık güç tüketimi grafiği. 65
Şekil 39. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin anlık enerji tüketimi grafiği. 66
Şekil 40. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin kuvvetlere bağlı anlık enerji tüketimi grafiği. 67

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1. Deney tesisatı test parametreleri. 49
Çizelge 2. Farklı çalışma şartlarında incelenen parametreler ve değerleri. 63
Çizelge 3. Yükün kütlesinin değişimine bağlı güç tüketimi sonuçları tablosu. 68
Çizelge 4. Çevrim süresine bağlı güç tüketimi sonuçları tablosu. 70
Çizelge 5. Düzlem açısının değişimine bağlı güç tüketimi tablosu. 72
Çizelge 6. Hızlanma – yavaşlama süresine bağlı güç tüketimi tablosu. 73

1. GİRİŞ

Eyleyiciler, kullanıcıların verdiği bir komut veya sinyal doğrultusunda bir hareket, kuvvet veya iş üretmek üzere çalışan ürünlerdir. Bir kontrol sinyali alır ve bu sinyali fiziksel bir harekete çevirirler. Makine ekipmanlarına hareket kazandıran farklı anma ölçüleri ve çalışma yapılarına sahiptirler. Eyleyiciler üç ana yapıya ayrılabilir. Bunlar; basınçlı hava ile çalışanlar, hidrolik yağlar ile çalışanlar, elektrik motoru tahrikli olarak çalışanlardır. Basınçlı hava ile çalışan eyleyiciler pnömatik eyleyici, hidrolik yağ ile çalışanlar hidrolik eyleyici ve elektrik motoru tahrikli olarak çalışanlar elektromekanik eyleyici olarak adlandırılır. Pnömatik ve hidrolik eyleyiciler çalışma yapısı ve iç bileşenler ve içerikleri bakımından benzerlerdir. Elektromekanik eyleyiciler ise elektrik enerjisini mekanik enerjiye çevirmektedirler. Çıkışında elde edilen hareket dönme veya doğrusal hareket olabilmektedir. Doğrusal hareket için sistem ya doğrudan bu şekilde çıkış verecek hale göre tasarlanmakta ya da dönme hareketini doğrusal harekete çevirecek ek mekanizmalar kullanılmaktadır. Bu şekilde bir çevrim sağlanması için genellikle bilyalı vidalı miller, kayış- kasnak mekanizmaları, trapez vidalı miller, kremayer dişli mekanizmalar kullanılmaktadır.

Sanayide yaygın olarak kullanılan pnömatik, hidrolik eyleyicilerin yanı sıra diğer eyleyicilere göre yeni bir eyleyici türü olan elektromekanik eyleyicilerde günümüzde yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Otomasyon sistemleri, üretim süreçlerinin verimliliğini ve doğruluğunu artırmak amacıyla çeşitli teknolojik bileşenleri bir araya getirmektedir. Bu sistemlerin önemli bir parçası olan elektromekanik sistemler, kullanıcıların belirlediği hareket yörüngeleri doğrultusunda işlevlerini yerine getirirler. Elektromekanik eyleyicilerin farklı aktarım birimleri ve farklı ilerleme miktarları olması sebebiyle, pnömatik ve hidrolik eyleyicilere zaman zaman rakip olmaktadırlar.

Elektromekanik eyleyiciler özellikle yüksek çevrim oranlarına ihtiyaç duyulan uygulamalarda, pnömatik eyleyicilere göre belirgin avantajlar sunmaktadır. Bunların başında hassas hareket ve kontrol edilebilirlik gelmektedir. Vidalı milli elektromekanik eyleyiciler kullanıcıların belirlediği çevrim oranlarına uyum sağlayarak, hassas ve güçlü hareket kontrolü sağlarlar. Özellikle gıda hijyeni gerektiren alanlarda, sızdırmazlık

özellikleri ve paslanmaz çelik gibi gıdaya uygun malzemelerin kullanımı sayesinde bu eyleyiciler, hidrolik eyleyicilerin uygun olmadığı, güç yoğunluğunun yüksek olduğu sistemler için yüksek iletim kuvveti sağlayabilirler. Bu özellikleri ile elektromekanik eyleyiciler, hidrolik eyleyicilere göre de avantaj sağlamaktadır.

Günümüzde enerji maliyetlerinin artması ve çevresel kaygıların ön plana çıkması, enerji tüketimini azaltmaya yönelik çalışmaların önemini artırmaktadır. Sanayide yaygın olarak kullanılan pnömatik ve hidrolik sistemler düşük ilk yatırım maliyetlerine sahip olmalarına rağmen, yüksek işletme maliyetleri ve çevreye verdikleri zararlar nedeniyle sürdürülebilirlik açısından dezavantajlı hale gelmektedir. Pnömatik ve hidrolik eyleyiciler aktarım hatlarında oluşan kaçaklar sebebi ile çalışması olumsuz yönde etkilenerek atık oluşturmaktadır. Pustavrh ve arkadaşları (2023) farklı eyleyici tipleri üzerinde yaptıkları inceleme ile birlikte işletme süreçlerinde enerji tüketimini katkısını incelemiş, hidrolik eyleyicilerin yüksek kuvvet gerektiren uygulamalar için, pnömatik eyleyicilerin ise düşük kuvvet gerektiren alanlarda uygun olduğu çıkarımına varmış elektromekanik eyleyicilerin yüksek hassasiyet ve düşük enerji gerektiren uygulamalarda avantajlı olduğunu ortaya koymuştur.

Bu çalışmanın amacı, bilyalı vida milli elektromekanik eyleyicilerin farklı hız yörüngelerine bağlı olarak enerji tüketimlerini incelemek ve dolayısıyla çevresel sürdürülebilirliğe katkılarını ortaya koyarak değerlendirmektir. Çalışmada servo motor kontrollü, bilyalı vida-mil mekanizmalı elektromekanik eyleyiciye sahip bir yük taşıma sisteminin güç tüketimi farklı hız profilleri, hızlanma/yavaşlama davranışları, yük ve yüzey eğimi gibi faktörler dikkate alınarak araştırılmıştır. İncelenen sistemin özellikleri endüstriyel ihtiyaçlar da dikkate alınarak belirlenmiştir. Sistemin matematiksel modeli MATLAB / SIMULINK programı kullanılarak hazırlanmıştır. Matematiksel model üzerinden üç farklı hız profilinin oluşturduğu hareket tipine bağlı olarak farklı çalışma koşulları altında sistemin dinamik davranışı ve güç tüketimi incelenmiştir. Kurulan deney düzeneği ile trapezoidal hız profiline sahip matematiksel model çıktıları olarak incelenmiş ve doğrulanmıştır. Deneysel ve teorik sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI ve KURAMSAL TEMELLER

2.1. Kaynak Araştırması

Son yıllarda, endüstriyel otomasyon sistemlerinin kullanımı hızla artmış ve bu sistemlerin enerji tüketimi önemli bir araştırma alanı haline gelmiştir. Özellikle otomotiv endüstrisinde, otomasyon sistemlerinin enerji tüketimi toplam enerji tüketiminin önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Elektromekanik sistemler ile birlikte artan otomasyon sistemlerinin enerji tüketimlerini azaltmaya yönelik incelenmektedir.

Yin ve arkadaşları (2019), endüstriyel robotların enerji verimliliğini optimize etmek için makine öğrenimi tabanlı bir hareket planlama yöntemi önermektedir. Çalışmada robot hareketleri eklem uzayında dijitalleştirilmiş, enerji tüketimi ölçülmüş ve bu veri setleriyle makine öğrenimi modeli eğitilmiştir. Model, enerji verimliliği için evrimsel algoritmalara uygunluk fonksiyonu sağlamaktadır. Sonuç olarak küresel optimizasyon ile enerji tüketimi azaltılmıştır. Bu çalışma robotların enerji tasarrufu odaklı hareket planlaması için makine öğrenimi yaklaşımlarının uygulanabilirliğini göstermektedir.

Enerji verimli mekatronik sistemlerin geliştirilmesi, robotik cihazların tasarım ve kontrolünde geleneksel paradigmaları değiştirmektedir. Enerji tüketimini minimize etmek için pek çok yöntem mevcut olsa da çoğu yaklaşım yeni donanım gereksinimleri veya mevcut sistemlerde değişiklikler yapmayı içermektedir.

Pellicciari ve arkadaşları (2013), mevcut sistemlere uygulanabilir ve ek maliyet gerektirmeyen bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu yaklaşım, endüstriyel robotların hareket profillerini optimize ederek enerji tüketimini azaltmayı hedeflemektedir.

Günümüzde, endüstriyel süreçlerde enerji tüketiminin azaltılması, sürdürülebilirlik hedeflerine ulaşmak için önemli bir gereklilik haline gelmiştir. Elektrik motorlarının enerji tüketiminin önemli bir kısmını oluşturduğu göz önüne alındığında, bu sistemlerin enerji verimliliğini artırmak için çeşitli donanım ve yazılım çözümleri geliştirilmiştir.

Dona ve arkadaşları (2024), bir serbestlik derecesine sahip servo tahrikli sistemler için enerji tüketimini minimize eden yörüngelerin gerçek zamanlı olarak planlanmasını sağlayan yeni bir yöntem önermektedir.

Carabin ve arkadaşları (2017), bu sistemlerin enerji performansını artırmaya yönelik mevcut yöntem, teknik ve teknolojileri sınıflandırarak kapsamlı bir inceleme sunmuşlardır. Çalışma, enerji verimliliği sağlamak için kullanılan donanım ve yazılım yöntemlerini detaylandırarak gelecekteki olası gelişmeleri ve yenilikçi yaklaşımları tartışmaktadır.

Endüstriyel kontrol sistemlerinde yörünge takibi ve denetleyici parametrelerinin optimizasyonu, sistem performansını artırmak ve enerji verimliliği sağlamak açısından kritik öneme sahiptir.

Ergüzel ve Akbay (2007), Karınca Koloni Optimizasyonu (ACO) algoritmasını kullanarak, PID ve bulanık denetleyici parametrelerinin optimizasyonunu ele almışlardır. Çalışmada, ACO algoritmasının en kısa yol bulma mantığından yola çıkarak, sistemin referans yörüngeyi en iyi şekilde takip etmesini sağlayacak denetleyici parametrelerini belirlemiş, bu değerlerin yörünge takibi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Wigström ve Lennartson (2011), robot hücreleri için geliştirilen bir zamanlama algoritmasının, robotların bireysel hareketleri için yürütme süresini değiştirerek enerji tüketimini optimize edebileceğini ortaya koymuşlardır. Bu makalede mevcut zamanlama yöntemlerinin lineer zaman ölçeklendirmeye dayandığı, ancak enerji verimliliği açısından optimal olmadığı vurgulanmaktadır. Bu eksikliği gidermek amacıyla dinamik zaman ölçeklendirme yöntemleri kullanılarak aynı yörüngeyi takip eden ancak daha az enerji tüketen yörüngeler oluşturulmuştur.

Carabin ve Vidoni (2021), nokta-çizgi yörüngeleri planlayan bir serbestlik derecesine sahip mekatronik sistemlerin enerji verimliliğini artırmaya yönelik bir optimizasyon yöntemi geliştirmiştir.

He ve arkadaşları (2018), bir paletleme robotunun eklem sürücü sistemlerinin enerji tüketimini optimize etmek için yörünge planlama yöntemi geliştirmişlerdir. Bu yöntem ile mevcut robot yapısına ve işleyişine entegre edilebilecek enerji tasarrufu sağlayan çözümler sunulmuştur.

Uçak endüstrisinde elektromekanik eyleyiciler, daha hafif, daha güvenli ve maliyet açısından daha etkili hava taşıtları yaratma hedefi doğrultusunda hidrolik eyleyicilerin yerini almaya başlamış olduğunu Jian ve arkadaşları (2016) yaptıkları çalışma ile elektromekanik eyleyicilerin sanal prototipini bağ grafiği modelleme yöntemi kullanarak ele almış ve bu yöntemle enerji transferlerini ve disiplinler arası etkileri grafiksel ve nitel olarak göstermişlerdir.

Carabin ve Scalera (2020), endüstriyel robotların enerji tüketimini optimize etmek için bir yörünge planlama yaklaşımı sunmaktadır. Yöntem, bir serbestlik derecesine sahip sistemlerin matematiksel modellerini kullanarak, nokta-nokta hareketler için enerji tüketimini minimize eden yörüngeler oluşturmayı amaçlamaktadır.

Sheng ve Li (2018), mevcut PID denetleyicilerin kontrol hassasiyetini ve sağlamlığını artırmak amacıyla, genetik algoritma ile optimize edilmiş bir değişken PID parametre denetleyici önermiştir. Çalışmalarında, paralel robotun ters kinematik modeli vektör yöntemi ile oluşturulmuş ve motor dönüşüm matrisi türetilmiştir. Hata kare integrali uygunluk fonksiyonu olarak seçilerek, genetik algoritma denetleyicisi tasarlanmıştır. Simülasyon sonuçları önerilen denetleyicinin geleneksel PID denetleyiciye göre daha yüksek kontrol hassasiyeti ve sağlamlık sunduğunu göstermiştir. Bu bulgular önerilen denetleyici pratik uygulamalar için temel oluşturduğunu vurgulamaktadır.

Benotsmane ve Kovács (2023) çalışmalarında, endüstriyel robotların enerji tüketimini minimize etmek için klasik PID ve Model Tahminli Kontrol (MPC) denetleyicinin performansını karşılaştırmışlardır. Çalışmada, RV-2AJ Mitsubishi robot kolu üzerinde yapılan bir vaka çalışmasıyla, doğrusal PID ve doğrusal MPC denetleyiciyi analiz edilmiştir. PID denetleyici, yörüngeyi daha hassas bir şekilde takip etse de daha fazla enerji tüketmiştir. Buna karşın MPC tipindeki denetleyici üç farklı referans yörüngeyi daha hızlı ve daha az enerji tüketerek gerçekleştirmiştir. Çalışmanın ana katkısı her iki

kontrol stratejisinin karmaşık dinamik sistemler üzerindeki performanslarının karşılaştırılmasıdır. Sonuçlar MPC denetleyicinin enerji tasarrufu sağlarken daha kısa çevrim süresi sunduğunu göstermektedir.

Berber ve arkadaşları (2016), otonom bir mobil robotun yörünge kontrolü için Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) ve PID kontrol yöntemlerini incelemişlerdir. Bu çalışmada mobil robotun kinematik modeli çıkarılmış ve PID kontrolünün parametreleri Parçacık Sürü Optimizasyonu kullanılarak optimize edilmiştir. Çalışmada, Parçacık Sürü Optimizasyonu ile elde edilen PID parametrelerinin, geleneksel Ziegler Nichols (ZN) yöntemine göre daha iyi performans sergilediği gösterilmiştir. Özellikle parçacık sürü optimizasyonu ile ayarlanan PID parametrelerinin aşma, oturma zamanı ve kalıcı durum hatası değerlerinde Ziegler Nichols yöntemine kıyasla daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Sonuçlar PSO algoritmasının mobil robot kontrolünde daha etkin bir performans sunduğunu göstermektedir.

Şefkat (2008) disk tipi elektromanyetik bir eyleyicinin tasarım optimizasyonunu ele alarak, hacim ve güç tüketimini minimize etmek için bir dizi matematiksel ifade geliştirmiştir. Çalışmada kullanılan boyutlara bağlı olarak tüketilen güç, manyetik çekim kuvveti, bobin sıcaklığı ve mıknatıs hacmi gibi parametreler optimize edilmiştir. Optimizasyon problemleri, ardışık ikinci dereceden programlama (SQP) yöntemi kullanılarak çözülmüş ve farklı optimum çözümler, sıcaklık ve güç tüketimindeki değişikliklerin önemini vurgulamak amacıyla sunulmuştur. Hacim minimizasyonu yaklaşık %25 iyileşme gösterirken, güç tüketiminin minimizasyonu, mıknatısın statik özelliklerinde yaklaşık %20 iyileşme sağlamıştır. Bu çalışma, elektromekanik eyleyicilerin tasarım optimizasyonunda disiplinler arası kısıtlamaların dikkate alınmasının önemini vurgulamaktadır.

Wander ve arkadaşları (2023), havacılık uygulamalarında bilyalı vidalı mil kullanan elektromekanik eyleyicilerin simülasyonunu ve mekanik arızaların modellenmesini ele almışlardır. Hidrolik eyleyiciler, ağırlıkları, verimsizlikleri ve yüksek bakım gereksinimleri nedeniyle giderek daha fazla elektrikli eyleyicilerle değiştirilmekte olup, elektromekanik eyleyiciler daha kompakt, hafif ve enerji verimli bir alternatif

sunmaktadır. Çalışmada elektromekanik eyleyicilerin güvenilirliğini artırmak amacıyla, bilyalı vida bloklarında sıkışma ve boşluk gibi mekanik arızaların modellenmesi MATLAB / Simulink modeli ile gerçekleştirilmiştir. Sıkışma ve boşluk arızalarının önlenmesi için bir izleme sistemi önerilmiş; frekans spektrum analizi ve sıcaklık tabanlı teknikler kullanılarak arızaların erken tespit edilmesinin bakım maliyetlerini düşürebileceği ve büyük arızaların önüne geçebileceği belirtilmiştir.

Ünlüel (2015) çalışmasında endüstriyel robotlar için zaman optimal yörünge kontrolü konusunu ele almıştır. Optimal robot hareket planlaması robot sistemlerinin verimliliğini en üst seviyeye çıkarmak için kritik öneme sahiptir. Çalışmada robot hareketlerinde dinamik ve kinematik hareketlerin istenen kriterlere göre iyileştirildiği bir optimizasyon yaklaşımı sunulmuştur. Bilgisayar destekli hareket planlaması, operatörlerin optimizasyon yükünü azaltarak robotların duruş süresini kısaltmakta ve üretim kapasitesini artırmaktadır. Tezde uzaysal operatör cebiri (UOC) yöntemi kullanılarak robotun kinematik ve dinamik modelleri oluşturulmuş ve bu modeller aracılığıyla zaman, enerji ve sarsılma gibi kriterler optimize edilmiştir. Ayrıca, genetik algoritma, ikinci dereceden konik programlama ve parçacık sürü optimizasyonu gibi teknikler robot yörüngelerinin zaman ve enerji bağımlı optimal planlaması için kullanılmıştır.

Chen ve arkadaşları (2011), kütle- yay- sönümleyici sisteminin minimum enerji kontrolünü inceleyerek dört farklı yaklaşımı karşılaştırmışlardır. Çalışmada öncelikle geleneksel minimum kontrol çabası yöntemi Hamiltonyen fonksiyonla uygulanmış, ardından Riccati denklemi yaklaşımıyla optimal kontrol yöntemi kullanılmıştır. Üçüncü olarak tam çözüm ile optimal kontrol yaklaşımı ele alınmış ardından PID denetleyici parçacık sürü optimizasyonu ile optimize edildiği minimum enerji kontrol yaklaşımı kullanılmıştır. Sonuçlar minimum enerji kontrol yaklaşımının belirli bir son durum ve sabit zaman aralığında diğer yaklaşımlara kıyasla en düşük enerji tüketimini sağladığını göstermiştir. Bu çalışma dört farklı kontrol yönteminin enerji tüketimi açısından karşılaştırılmasını başarılı bir şekilde ortaya koymaktadır ve minimum enerji kontrol yaklaşımının en düşük enerjiyi elde ettiğini kanıtlamaktadır.

Garriz ve Domingo (2022), endüstriyel robotların imalat sanayinde enerji tüketimi ve performans açısından yörünge optimizasyonunu ele almaktadır. Çalışma altı serbestlik

derecesine ve küresel mafsal sahip robotların yörüngelerini optimize etmek için Kalman yöntemi tabanlı bir algoritma geliştirmiştir. Yörünge optimizasyonu, filtrenin maksimize edilmesi ve elektrik enerjisinin minimize edilmesine dayanmaktadır. Simülasyonlar, robotun belirli bir yörüngede sızdırmazlık bağlantısı oluşturma uygulaması yaparken enerji tüketimini ve filtreyi optimize etme yeteneğini doğrulamıştır. Elde edilen sonuçlar, filtrenin sınırları dahilinde optimal çözümler sunarken, son noktada doğru konumlandırılmasını da garanti etmiştir. Bu yöntem, robotik üretim süreçlerinde enerji verimliliği sağlamak için etkili bir yaklaşım sunmuştur.

Dif ve arkadaşları (2020), kütle-yay-sönümleyici sistemin parametre belirsizliği altında yörünge takibi için bir kontrol stratejisi geliştirmişlerdir. Çalışma sistem giriş veya çıkışında katkısal ve çarpımsal belirsizlik türlerini modellemek için bağ grafiği yaklaşımını kullanarak fiziksel sistemler arasındaki enerji korunumunu grafiksel ve cebirsel olarak temsil etmiştir. Bu kontrol stratejisi, bağ grafiği modelindeki sistemin giriş/çıkış yolunun nedensel ters çevrimi yoluyla istenen yörüngenin takibini sağlamaktadır. Simülasyon sonuçları, önerilen kontrol stratejisinin belirsizlikler altında etkili bir yörünge takibi sağladığını göstermiştir. Bu yaklaşım bağ grafikleri kullanılarak belirsizliklerin olduğu sistemler için sağlam kontrol yasalarının tasarımında güçlü bir araç olarak öne çıkmıştır.

Raisch ve Sawodny (2019) elektromekanik tahrik sistemlerinin enerji tüketimini minimize etmek için enerji-optimal ileri besleme kontrolü kullanarak yörünge optimizasyonunu incelemişlerdir. Çalışmada dişli kayışlı bir eksenin dinamik modeli kullanılarak Pontryagin'in Maksimum Prensibi ile enerji-optimal kontrol problemi analitik olarak çözülmüştür. Optimizasyon sürtünme etkileri ve giriş kısıtlarını da içermektedir. Nihai çözüm sistem parametrelerine bağlı kök bulma problemine indirgenmiştir. Deneysel sonuçlar önerilen yöntemin enerji tüketimini %18-20 oranında azaltarak, dişli kayışlı eksen gibi elektromekanik sürücüler için etkin bir enerji tasarrufu sağladığını göstermektedir. Bu yaklaşım kontrol yörüngeleri ve tasarım parametreleri arasında bir optimizasyon dengesi kurarak elektromekanik sürücülerin tasarımını ve işletimini optimize etmektedir.

Oršanský ve arkadaşları (2020), elektromekanik sistemler için enerji-optimal yörüngeleri belirlemek amacıyla Euler-Lagrange optimizasyon yöntemini kullanarak enerji taleplerini azaltmayı amaçlamışlardır. Çalışma endüstriyel robot kolu ve tren hareket kontrolü gibi uygulamalarda sıklıkla kullanılan elektrikli sürücüler için enerji tüketimini minimize etmek üzere çok parçalı robotik sistemlerin dinamik modellerini incelemişlerdir. Ayrıca servo sürücüleri ve kalıcı mıknatıslı senkron motor (PMSM) ile yapılan deneysel sonuçlar incelenmiş ve sürtünme bileşenlerinin enerji kaybı üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Çalışma, enerji optimizasyon stratejilerinin, Coulomb ve viskoz sürtünme gibi parametreleri dikkate alarak sistemlerin enerji tüketimini önemli ölçüde azaltabileceğini göstermektedir.

Rigacci, Sato ve Shirase (2020), bilyalı vida ile çalışan besleme tahrik sistemlerinin mekanik ve elektriksel güç tüketimini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, besleme tahrik sistemlerinin güç tüketimini etkileyen ana bileşenler motor, bilyalı vidalı-mil mekanizması ve yüktür. Motorun elektriksel verimliliği, çeşitli hızlar ve yükler için açısal hız ve tork ölçümleri ile değerlendirilmiş ve çalışma koşullarının motor verimliliği üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Ayrıca, her bileşenin mekanik güç tüketimi incelenmiş ve bilyalı vidalı-mil mekanizmasının enerji tüketiminde bilyaların enerji tüketiminde önem arz eden bir bileşen olduğunu tespit etmiştir. Farklı bilya boyutları ve ön yükleme koşullarına sahip dört tür bilyalı-vida mil incelenmiş, bilyalı vida seçiminde enerji verimliliğini artırmak amacıyla rehberlik edilmiştir. Araştırma besleme tahrik sistemlerinin enerji verimliliğini artırmak için bilyalı-vida mil seçiminin önemini vurgulamaktadır.

Palomba ve arkadaşları (2020), endüstriyel robotlarda enerji tüketimini azaltmak için rejeneratif sürücüler ve optimal tasarlanmış uyumlu elemanlar kullanarak bir yöntem önermiştir. Çalışmada, robot sistemine eklenen uyumlu elemanların sertliği ve ön gerilimi ile elektrik enerjisi arasındaki ilişki analitik olarak incelenmiş ve bu elemanların enerji tasarrufuna nasıl katkı sağladığı gösterilmiştir. Beş çubuklu mekanizma ve SCARA robotu üzerinde yapılan testler, standart optimize edilmemiş yörüngeler kullanıldığında dahi enerji tüketiminde %77,8'e varan azalmalar sağlanabileceğini göstermiştir. Bu

yaklaşım, enerji depolama ve geri kazanım yoluyla robotik sistemlerin enerji verimliliğini önemli ölçüde artırabileceği belirtilmiştir.

Pellegrinelli ve arkadaşları (2015), tek robotlu sistemler için hareket planlamasında enerji tüketimini minimize etmeye yönelik bir metodoloji önermektedir. Çalışma robotik montaj süreçlerinde enerji tüketimini optimize ederek sürdürülebilir üretim stratejileri geliştirmeye odaklanmaktadır. Yöntem her görev çifti için çarpışmasız ve minimum enerji tüketimli yörüngeler oluşturmak amacıyla olasılıksal yol haritalarını kullanmaktadır. Robotun hareket planlaması görev sıralaması ve enerji tüketimini minimize eden yörüngelerin otomatik olarak üretilmesi ile gerçekleştirilir. Sonuçlar enerji tüketimini minimize eden kriter ile zaman minimizasyonu kriteri arasında önemli farklar olduğunu göstermektedir. Önerilen yöntem enerji verimliliği ve üretim süresi arasında bir denge kurarak robotların iş döngüsünü optimize etmektedir.

Ramos (2019), tekerlekli mobil robotların yörünge üretiminde zaman ve enerji minimizasyonunu ele alan bir optimal kontrol yöntemi sunmaktadır. Çalışmada robotun geometrik yolu ve kinematik kısıtlamaları dikkate alınarak, robotun başlangıç ve bitiş konumları arasında minimum zaman ve enerji tüketimi sağlayan bir yörünge oluşturulmuştur. Optimal kontrol problemi robotun doğrusal olmayan kinematik modeline dayanarak iki noktalı sınır değer problemine dönüştürülmüş ve sayısal çözücülerle çözülmüştür. Önerilen yöntem model tabanlı kestirimci kontrol felsefesi ile çevrim içi uygulanabilmektedir. Bu şekilde robotun yörüngesi her adımda yeniden hesaplanarak kapalı çevrim kontrolü sağlanmaktadır. Simülasyon sonuçları yaklaşımın doğrusal olmayan robotik yapıların kontrolünde başarılı bir şekilde uygulanabildiğini göstermektedir.

Cooper, Lawson ve Shahneh (2017) uçuş sırasında eyleyicilerin dinamik güç tüketimini simüle eden bir araç geliştirerek bu verilerin uçuş yörüngesi optimizasyon süreçlerine nasıl entegre edilebileceğini incelemişlerdir. Çalışma, altı serbestlik derecesine sahip bir uçak dinamik modeli ile düşük frekanslı elektromekanik eyleyici modellerini birleştirerek, uçuş kontrol eyleyici sistemlerinin enerji tüketimini tahmin etmeyi amaçlamaktadır. Bu simülasyon aracı uçak manevraları sırasında anlık elektriksel güç tüketimlerini hesaplayarak, yörünge optimizasyon sürecine geri bildirim sağlamakta ve

herhangi bir uçuş yolunun enerji açısından optimal olup olmadığını değerlendirmeye olanak tanımaktadır. Geliştirilen model eyleyicilerin farklı manevralar sırasında enerji tüketimini karşılaştırmış ve daha keskin dönüşlerin enerji tüketimini önemli ölçüde artırdığını göstermiştir.

İnci ve Erzan Topçu (2023), dişli kayış tahrikli elektromekanik ve pnömatik uzun stroklu eyleyicilerin maliyet analizini farklı çalışma senaryoları ile karşılaştırmışlardır. Çalışmada pnömatik sistemlerin otomasyon çalışmalarında yaygın olarak kullanıldığı ancak elektromekanik sistemlerin de yaygınlaşmaya başladığı vurgulanmıştır. Çalışma yatay doğrultuda hareket eden pnömatik ve elektromekanik tipi sistemlerin eşdeğer yük, strok, yıllık çalışma süresi ve kullanım zamanı dikkate alınarak teorik ve deneysel olarak incelenmesini kapsamaktadır. Sonuçlar pnömatik sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin düşük olmasına rağmen enerji tüketiminin yüksek olduğunu, elektromekanik sistemlerin ise ilk yatırım maliyetinin yüksek olduğunu; ancak enerji verimliliği açısından daha avantajlı olabileceğini göstermektedir. Çalışmada, pnömatik sistemlerin özellikle bekleme süresinin uzun olduğu durumlarda maliyet açısından avantaj sağlayabileceği belirtilmiştir.

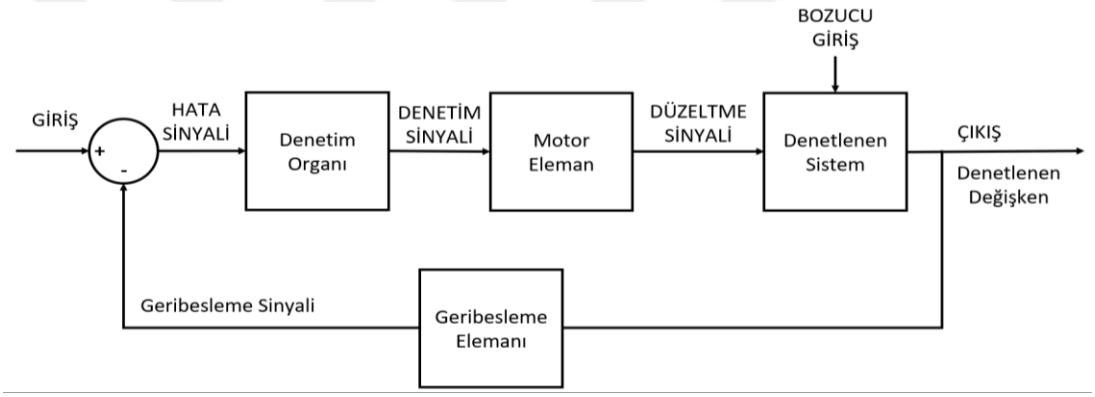
Özçay, Azar ve Erzan Topçu (2023) çalışmalarında, pnömatik ve bilyalı vida tahrikli doğrusal eyleyicinin enerji tüketimlerini karşılaştırabilecek bir kullanıcı arayüzü tasarlamışlardır. Çalışma, elektro-pnömatik ve servo motor tahrikli bilyalı vida eyleyicinin farklı yük, eğim, sürtünme, karşı yük ve hız gibi çalışma koşullarına göre uygun boyutlandırılmasını ve bu elemanların enerji tüketiminin karşılaştırılmasını ele alır. Yaptıkları çalışmada kullanıcıların, sistemin çalışma koşullarına göre eyleyici boyutlandırması yapmasına olanak sağlayan, enerji tüketim maliyetlerini karşılaştırmalı olarak sunan bir arayüz sunmaktadır. Bu arayüz doğru boyutlandırılmış eyleyicilerin ilk kurulum maliyetlerini azaltmanın yanı sıra, çevresel etkileri minimize ederek sürdürülebilirliğe katkı sağlamayı ve enerji tüketimini düşürmeyi hedeflemektedir.

Topçu, Özçay ve Karataş (2024) çalışmalarında, servo motor tahrikli bilyalı vidalı-mil mekanizmasına sahip hafif tonajlı bir pres sisteminin tasarımı ve enerji tüketiminin incelenmesini ele almışlar ve elektromekanik pres sistemleri üzerine yapılan araştırmaların yurtdışı kaynaklı olduğu göz önüne alınarak yerli bir arayüz

geliştirmişlerdir. Bu arayüz ile kullanıcıların presleme işlemi için çevrim süresi, hız profili ve kuvvet gibi taleplerine göre uygun olan eyleyici seçimi yapmışlar, arayüz sayesinde enerji tüketimi ve karbon salınımı bilgilerini de sağlamışlardır. Çalışmada geliştirilen arayüz ile kullanıcıya enerji tasarrufu sağlayabilecek en uygun ürünü önererek karbon emisyonlarının azaltılmasına katkıda bulunmuşlardır. Bu sistemin hafif tonajlı pres sistemleri için yapılan yatırım kararlarında yol gösterici olacağı hedeflenmektedir.

2.2. Kuramsal Temeller

Kontrol sistemleri, sistemden alınan çıktının belirli bir hedef değere ulaşmasını sağlamak amacıyla kullanılan kontrol elemanlarıdır. Bu sistemler, yapısına göre açık döngü ve kapalı döngü olmak üzere iki temel sınıfa ayrılır.



Şekil 1. Kapalı döngü şeması.

2.2.1. Açık Döngü Kontrol

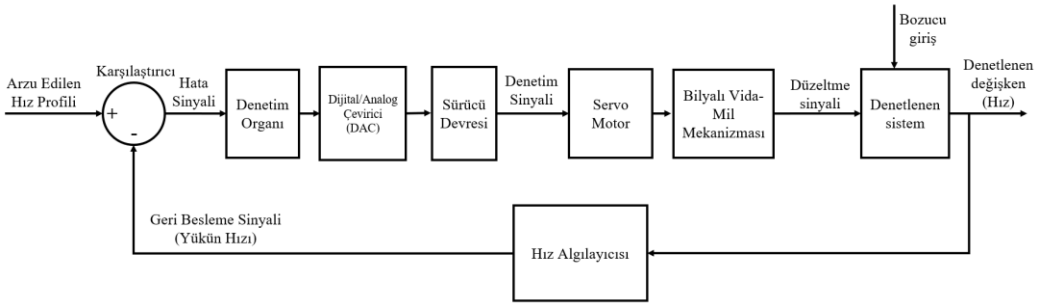
Açık döngü kontrol bir sinyalin üretilerek sistemin çalışmasını sağlandığı ancak bu çıktının belirlenen değere ulaşıp ulaşmadığına dair geri bildirim mekanizmasının kontrol edilmediği sistemlerdir. Bu nedenle açık döngü kontrol sistemin çevresel koşullara ve içsel değişkenlere karşı duyarlılığı oldukça yüksektir ve bu durum hata olasılığını artırır. Örneğin, bir fırının belirli bir sıcaklığa ulaşması için belirlenen süre boyunca ısıtılması tipik bir açık döngü sistemdir. Fırının sıcaklığı istenen değere ulaşıp ulaşmadığına bakılmaksızın belirlenen süre boyunca ısıtma işlemi devam eder. Bu durumda, çevresel sıcaklık gibi faktörlerin etkisiyle sistemin gerçek çıktısı hedeflenen değerden sapabilir. Açık döngü sistemlerin avantajları arasında basit yapıları ve düşük maliyetleri yer alırken,

dezavantajları arasında ise kontrol doğruluğunun düşük olması ve çevresel değişkenlere karşı duyarlılığın yüksek olması sayılabilir (Kuo, B.C. Otomatik Kontrol Sistemleri).

2.2.2. Kapalı Döngü Kontrol

Kapalı döngü kontrol sistemleri açık döngü kontrol sistemlerinin aksine bir geri bildirim mekanizmasına sahiptirler. Sistem çıktısının arzu edilen giriş değere ne kadar yakın olduğunu ölçen ve bu ölçümü kontrol sinyalini ayarlamak için kullanan sistemlerdir. Bu tür sistemlerde, sistem çıktısı sürekli olarak ölçülür ve bir hata sinyali oluşturulur. Hedeflenen değere olan sapma tespit edildiğinde, kontrol mekanizması bu hatayı minimize edecek şekilde ayarlanır ve çıktı değeri hedeflenen değere yaklaştırılır. Örneğin, bir klima sistemi, ortam sıcaklığını sürekli olarak ölçer ve ayarlanan sıcaklığa göre çalışır. Eğer ortam sıcaklığı hedef sıcaklıktan farklı ise, bu fark kontrol mekanizması tarafından değerlendirilir ve klima bu hatayı giderene kadar çalışmaya devam eder. Kapalı döngü kontrol sistemleri, çevresel değişkenlere ve sistem hatalarına karşı daha dayanıklı olmalarının yanı sıra, yüksek kontrol doğruluğu sağlarlar. Bununla birlikte, kapalı döngü sistemler açık döngü sistemlere göre daha karmaşık bir yapıya sahip olup daha yüksek maliyetlere sahiptirler. Ayrıca geri bildirim mekanizmasının varlığı nedeniyle tepki süreleri daha uzun olabilir (Benjamin C.kuo. Otomatik Kontrol Sistemleri).

Şekil 1'de verilen kapalı döngü bir sistemin basitleştirilmiş şeması gösterilmiştir. Geri besleme sinyali ve arzu edilen giriş karşılaştırma yapılarak referans değere olabildiğince ulaşılması sağlanmaktadır.



Şekil 2. Sistemin kapalı döngü şeması.

Şekil 2'de gösterilen örnek sistemin kapalı döngü şemasında kullanıcının belirlediği arzu edilen hız profili girişi denetlenen sistemin mevcut hız değeri ile karşılaştırılarak hata sinyali üretilir ve bu sinyal denetim organına gönderilir. Denetim organının yapısına bağlı olarak çıkışta oluşturulan denetim sinyali sürücü devreye gönderilir. Sayısal kontrollü sistemlerde bu sinyal dijital- analog çeviriciler üzerinden sürücü devrelere gerçekleştirilir. Sürücü devresi elektrik motoruna gönderdiği giriş sinyali ile motorun dönmesini sağlar. Servo motorun oluşturduğu dönme hareketi bilyalı vida-mil mekanizmalı eyleyici ile doğrusal harekete dönüştürerek denetlenen sistemin hareketini gerçekleştirir. Sistemin kapalı döngü olarak çalışmasını hız algılayıcısı sağlamaktadır.

2.2.3. Denetim Organı

PID denetim sistemi, endüstriyel kontrol sistemlerinde en yaygın kullanılan kontrol yöntemlerinden biridir. PID denetim sisteminin uzun adı P oransal, I integral, D türev etki olarak temel bileşenlerine ayrılır. PID denetleyici kullanıcının girdiği referans değere ulaşılması için sistemde oluşan hatanın minimize edilmesini sağlar. PID denetim yasası

$$m(t) = K_P(e(t) + \frac{1}{T_i}\int_0^t e(t)dt + T_d\frac{de}{dt})$$

$m(t)$ denetim sinyali çıkışı üç temel denetim etkisinin toplamı şeklinde ifade edilmiştir. Burada K_P oransal kazancı, T_i integral zaman sabitini, T_d türev zaman sabitini, $\frac{1}{T_i}\int_0^t e(t)dt$ integral bileşeni, $T_d\frac{de}{dt}$ türev bileşeni, $e(t)$ hata sinyalini temsil etmektedir.

P - Oransal kontrol elemanı, sistemdeki hataya bağlı olarak bir düzeltici sinyal üretimi yapar. Hata ne kadar büyükse kontrol sinyali de orantılı olarak artar. Bu kontrol elemanını tek başına kullanmak sistemde dinamik yapıyı kontrol etmekte fayda sağlamaz. Çünkü sistem üzerinde kalıcı hata meydana getirebilir.

I - İntegral kontrol elemanı, sistemdeki hata sinyalinin zaman içerisindeki birikimini dikkate alır ve bu birikimi azaltacak şekilde kontrol sinyali üretimini gerçekleştirir. Sistemdeki kalıcı hatayı minimize ederek kullanıcın girdiği referans değere hassas bir şekilde yaklaşmayı sağlar. İntegral etki sistemin hata karşısındaki yanıtını yavaşlatabilir.

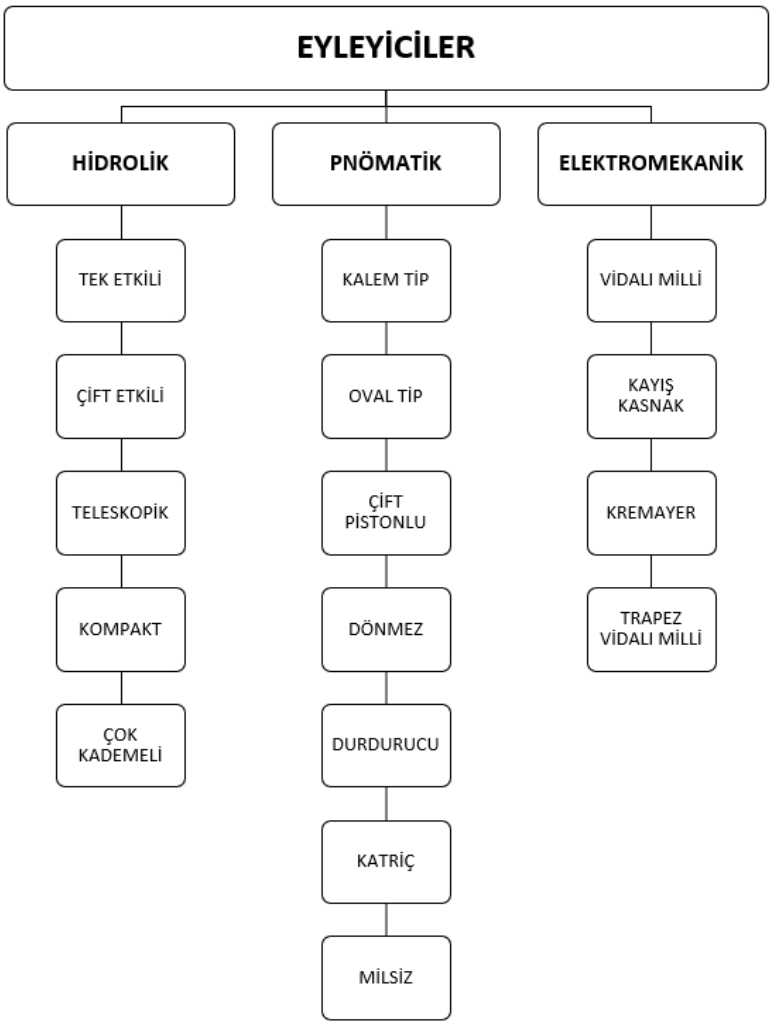
D - Türevsel kontrol elemanı, sistemdeki hata sinyalinin değişim hızını dikkate alarak bu hız doğrultusunda kontrol sinyalini düzenler. Bu kontrol elemanı sistemin ani değişikliklerde tepkisini hızlandırır.

PID ve PI kontrol birçok farklı uygulama türlerinde kullanılır. Sistemin dinamik davranış yapısının, kararlılığının ve basitliğin ön planda olması istenirse PI denetim tercih edilmektedir. Sistemin değişim hızına karşı da denetim yapılması istenirse PID denetim tercih edilmektedir.

2.2.4. Eyleyiciler

Eyleyiciler, bir yükü veya iş parçasını istenen eksende ve belirlenen strok mesafesinde hareket ettirme kabiliyetine sahip sistem bileşenlerdir. Kontrol uygulamalarında genellikle motor eleman olarak, endüstriyel uygulamalarda da aktüatör olarak tanımlanabilmektedirler. Bu işlevleri sayesinde özellikle endüstriyel otomasyon sistemlerinde önemli bir rol oynamaktadırlar. Eyleyiciler, kullanıcı tarafından belirlenen hareketin hassas bir şekilde gerçekleştirilmesine olanak sağlayarak üretim süreçlerinin verimliliğini ve doğruluğunu artırırlar. Şekil 3'te belirtilen şemada; hidrolik, pnömatik ve elektromekanik eyleyicilerin genel olarak sınıflandırılması ve alt bileşenleri gösterilmiştir. Pnömatik eyleyiciler basınçlı hava kullanarak hareket sağlarken, hidrolik eyleyiciler ise hidrolik yağlarla çalışmaktadır. Pnömatik ve hidrolik eyleyicilerin uzun yıllardır yaygın olarak kullanılması bu sistemlerin sanayide geniş bir kabul görmesine yol açmıştır. Ancak son yıllarda elektromekanik eyleyiciler de dikkat çekmeye başlamıştır. Elektromekanik eyleyiciler hareket üretmek için Bilyalı vidalı mil, kayış-kasnak sistemi, kremayer - pinyon, rulolu vida gibi mekanik hareket bileşenlerini kullanırlar. Bu eyleyiciler, elektrik enerjisini mekanik harekete dönüştürürler ve genellikle daha hassas pozisyon kontrolü, daha düşük bakım gereksinimi ve daha yüksek enerji verimliliği gibi avantajlar sunarlar. Bununla birlikte, elektromekanik eyleyicilerin ülkemizdeki sanayi uygulamalarında kullanımı nispeten yenidir ve pnömatik ile hidrolik eyleyicilere kıyasla daha az yaygınlaşmıştır. Bu durumun başlıca sebepleri arasında, elektromekanik eyleyicilerin ilk kurulum maliyetlerinin diğer tiplere göre daha yüksek olması ve bu teknolojinin sanayi tarafından tam anlamıyla benimsenmemiş olması sayılabilir. Ancak endüstriyel otomasyonun gelişimi ve enerji verimliliği konusundaki artan talepler

elektromekanik eyleyicilerin gelecekte daha yaygın kullanılmasına zemin hazırlamaktadır.

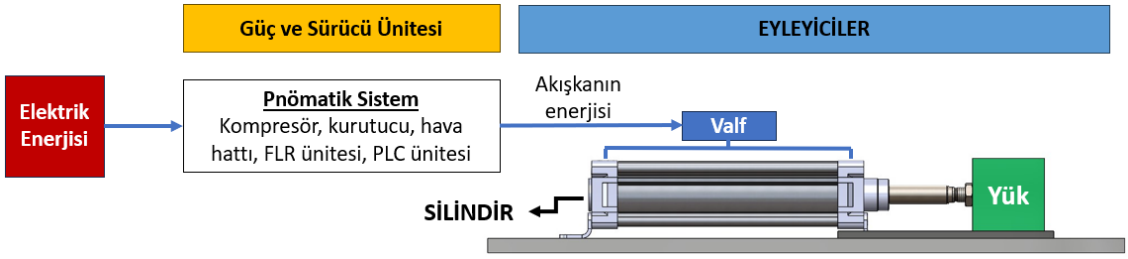


Şekil 3. Eyleyicilerin sınıflandırılması.

2.2.5. Pnömatik Eyleyiciler

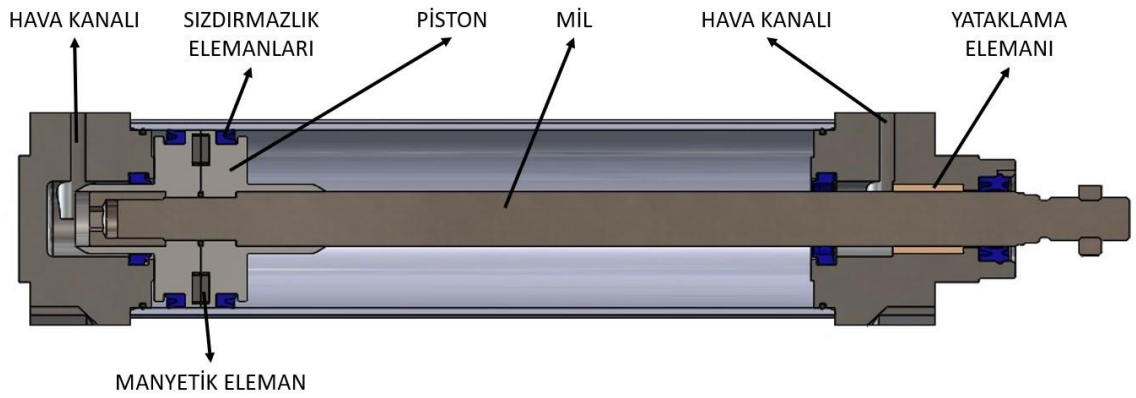
Pnömatik sistemler basınçlı hava ile güç iletimi gerçekleştiren sistemlerdir. Şekil 1' de gösterildiği gibi kapalı döngü bir elektropnömatik valf- silindir sisteminin kullanıcının belirlediği çevrime göre hareket edebilmesi için temel olarak kompresör, kurutucu, hava hatları, filtre, regülatör, yağlayıcıdan oluşan güç birimine, kullanıcının istediği çevrim hareketini yapabilmek için otomasyon sistemine ihtiyaç vardır. Sistemin kapalı döngü çalışması halinde denetim yapısına uygun algılayıcı ve karşılaştırıcı birimlerinin de sisteme dahil edilmesi gerekmektedir.

Valf ve otomasyon sistemi haricinde küçük ölçekli fabrikalarda bile hareketi sağlayacak diğer ekipmanlar bulunduğu için pnömatik eyleyiciler kullanıcının ihtiyaç duyduğu alanlarda kullanılmaktadır. Eğer pnömatik eyleyicinin çalışması için gerekli ekipmanlar yoksa eyleyicilerin ilk yatırım maliyetlerine sistem maliyetleri de girmektedir.



Şekil 4. Pnömatik sistem elemanlarının temsili gösterimi (Özçay, Azar ve Topçu, 2023).

Şekil 4'te görülebileceği gibi elektrik enerjisi ile birlikte kompresör çalıştırılarak oluşturulan basınçlı hava; kurutucuya giderek hava içerisinde bulunan su alınmakta ve hava hattına aktarılmaktadır. Basınçlı hava istenildiği kullanım alanına gelince şartlandırıcı (FLR) ünitesi olarak adlandırılan akış kontrol hatlarından geçerek PLC ünitesinin otomasyon sinyali ile basınçlı havayı yön kontrol valfleri vasıtasıyla hava odalarına aktardıktan sonra belirlenen strokta hareketi sağlanmaktadır. Pnömatik eyleyicilerin pek çok tipi ve özel kullanım alanları mevcuttur; kalem, oval, çift pistonlu, dönmez, stopper, katriç tip, milsiz vb. şeklinde eyleyici türleri istenilen uygulama, strok, kullanılacağı alan tipine göre farklı konfigürasyonlarda bulunmaktadırlar. Yine kullanım alanlarına göre; tek etkili yaylı, tek etkili karşı kuvvet geri dönüşlü, çift etkili, tandem, çift milli, yastıklı ve ayarlanabilir, yastıklı ve ayarlanamaz, teleskobik tek etkili, teleskobik çift etkili ve döner olmak üzere farklı ana çeşitleri de mevcuttur.

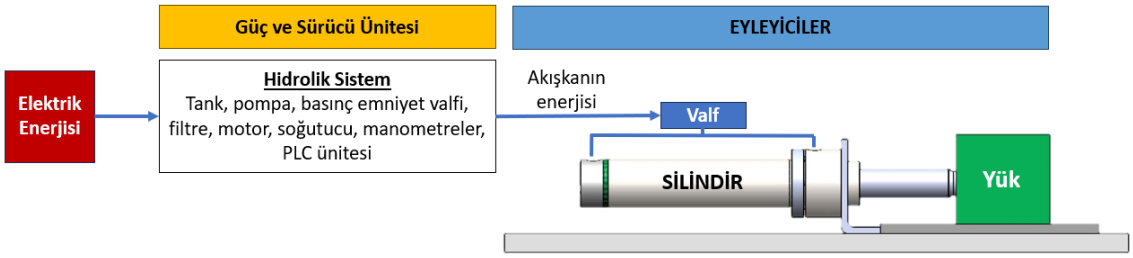


Şekil 5. Pnömatik eyleyici kesit görseli (Hid-Tek, 2024).

Pnömatik eyleyiciler sanayi kullanımında genellikle 6 bar ile çalışmaktadır fakat özel uygulama olarak 10 bar değerlerine çıkabilen pnömatik eyleyiciler de mevcuttur. Özel üretim olan klemp eyleyiciler olarak tanınan pnömatik eyleyiciler ise 5 bar basınç değerinde çalışmaktadır.

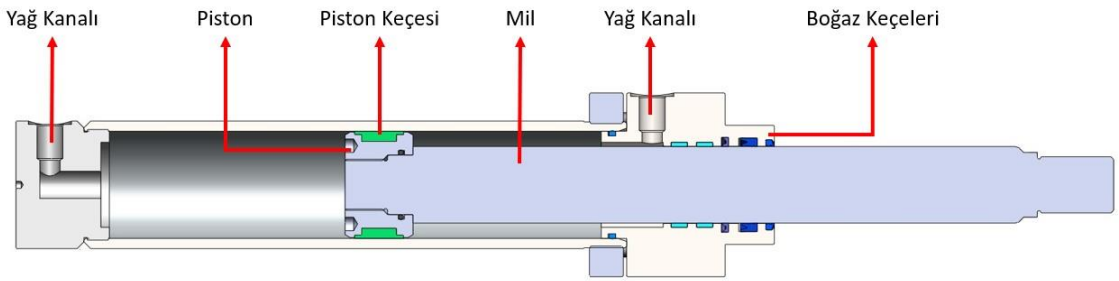
Şekil 5'te bir pnömatik eyleyicinin iç yapısı gösterilmektedir. Bu yapı içerisinde çeşitli sızdırmazlık elemanları bulunmaktadır. Bunun amacı basınçlı havanın hava odaları arasında ve dışarıya atılmasının engellenmesi içindir. Hava kanalları ile içeriye aktarılan hava piston üzerinde ileri ve geri hareketi sağlayarak sistemin çalışmasını sağlamaktadır. Manyetik eleman ile eyleyicinin üzerine bağlanacak bir sensörün konum okuma yapması sağlanmaktadır. Milin kapak üzerinde deformasyon oluşturmaması ve çizilmemesi için yataklama elemanı kullanılmaktadır. Pnömatik eyleyicinin iç yapısı elektromekanik eyleyicilere göre oldukça basit olmasına rağmen çok daha hassastırlar. Mil üzerinde bir çizik, sızdırmazlık elemanlarından birinde ufak bir yırtık olması durumunda pnömatik eyleyiciler kullanıcının beklediği performansı sergileyemezler. Pnömatik eyleyicilerin ortalama iki yılda bir tamir bakımı yapılmalıdır. Bu bakımlarda sızdırmazlık elemanları değişmekte ve sistemin iç yapısı tekrardan özel yağlama yapılmaktadır.

2.2.6. Hidrolik Eyleyiciler



Şekil 6. Hidrolik sistem elemanlarının temsili gösterimi.

Hidrolik eyleyiciler hareketini gerçekleştirebilmek için akışkan olarak hidrolik yağ kullanırlar. Akışkan gücünü sağlamak için güç kaynağı olarak tank, pompa, basınç valfi, filtre, motor, soğutucu ve basınç değerlerine uygun hortuma ihtiyaç duymaktadırlar. Sanayide genellikle tüm bu sistemler bir araya getirilerek hidrolik ünite olarak bilinen kompakt sistemler ile çözümler sunulur. Şekil 6'da belirtildiği üzere elektrik enerjisi hidrolik ünite üzerinde bulunan elektrik motoruna aktarılmakta ve pompa vasıtasıyla tank içerisinde bulunan hidrolik yağ filtreden geçerek sistem için zararlı parçalardan arındırılır. Filtre edilmiş yağ hortumlar vasıtasıyla yön kontrol valfine aktarılarak hidrolik silindire hareket kazandırılır. Hidrolik silindir girişinde, pompa çıkışında ve kullanıcının basınç değerlerini görmek istediği bölgelerde manometre bulunarak ilgili alandaki basınç değeri okunabilir. Hidrolik silindirler, pnömatik silindirlerin üstlenemeyeceği yüksek kuvvet gerektiren yerlerde kullanılırlar. İş makinelerinde, kamyon damperlerinde, pres uygulamalarında, kalıpçılıkta hidrolik silindirler kendilerine verilen görevleri yerine getirmektedirler. Hidrolik silindirler hidrolik yağ ile çalışmasından kaynaklı olarak yüksek çevrim oranlarında çalıştırılması sırasında yağ ısınır ve ısınan yağ hidrolik silindir üzerinde kaçaklar gibi olumsuz etkilere yer açar. Hidrolik silindirler her ne kadar sızdırmazlık elemanları ile uygun olarak üretilmiş olsalar dahi belirli kullanım zamanından sonra keçe ve oringlerde oluşan hasarlardan dolayı hidrolik yağ sızmaları yaşanır. Bu sızmaların yaşanmasının istenmediği sektörlerden gıda sanayi ve laboratuvar ortamında hidrolik silindir kullanım alanı bulamaz.



Şekil 7. Hidrolik silindir kesit görseli (Hid-Tek, 2024).

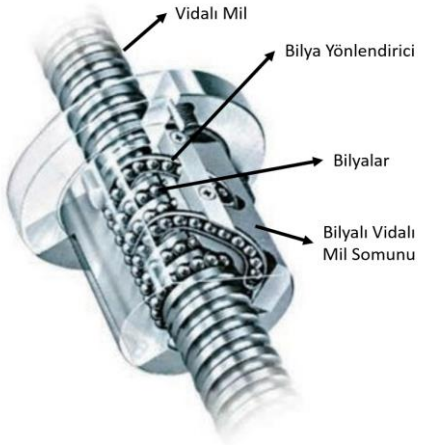
Şekil 7'de çift etkili bir hidrolik silindirin kesiti iç bileşen yapısı gösterilmektedir. Pnömatik eyleyici kesit görselinde olduğu gibi bu eyleyici içerisinde de akışkan yağı eyleyiciye aktaracak olan yağ kanalları bulunmaktadır. Eyleyici içerisinden kaçakların önlenmesi için piston keçesi ve ön kapaktan kaçakları engellemek için boğaz keçeleri bulunmaktadır.

2.3. Elektromekanik Eyleyiciler

Elektromekanik eyleyiciler, hidrolik ve pnömatik eyleyicilere göre nispeten yeni bir teknoloji olarak görülmektedir. Elektromekanik eyleyiciler içerik bakımından dört ana gruba ayrılabilirler; hareketini bilyalı vidalı mil ile sağlayanlar, kayış - kasnak ekipmanlı olanlar, kremayer sistemli olanlar, trapez vidalı mil ile olanlar. Bu dört elektromekanik eyleyici tipi de hareketini gerçekleştirebilmek için bir elektrik motoruna ihtiyaç duyar. Elektromekanik eyleyiciler elektrik enerjisini mekanik enerjiye çevirmektedirler. Çıkışlarında elde edilen hareket dönme veya doğrusal hareket olabilmektedir. Doğrusal hareket için ya sistem doğrudan bu şekilde çıkış verecek hale göre tasarlanmakta ya da dönme hareketini doğrusal harekete çevirecek ek mekanizmalar kullanılmaktadır.

2.3.1. Bilyalı Vidalı Milli Elektromekanik Eyleyiciler

Bilyalı vidalı milli elektromekanik eyleyiciler vida tipinde açılmış bir diş ve bu dişe uygun olan içerisinde bilyalar bulunan bir somun üzerinden, kullanıcının belirlediği strok mesafesinde, elektrik motorunun verdiği devir hızı ve vidalı milin hatvesi ile orantılı olarak hareket etmektedirler.

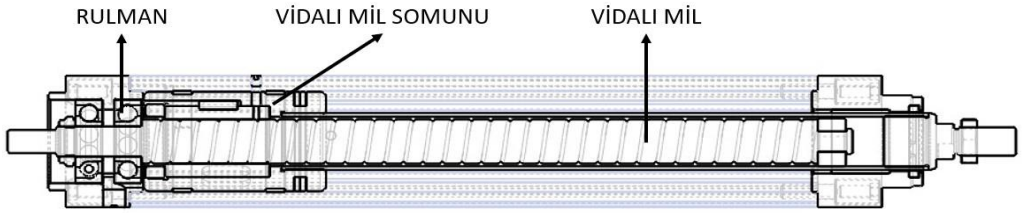


Şekil 8. Bilyalı vidalı mil kesit görseli (Hid-Tek, 2024).

Şekil 8'de bilyalar somun ve mil arasında hareketi sağlayarak somunun içerisinde bulunan bilya kanallarında hareket etmektedir. Bu hareket ile birlikte mil boyunca ileri ve geri hareket milin dönüş yönüne bağlı olarak değişmektedir.

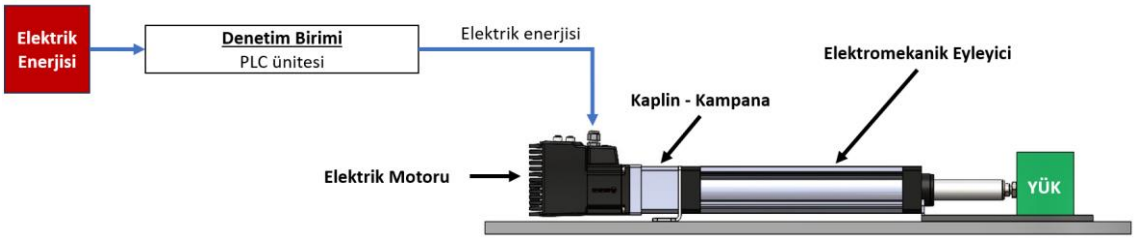
Bilyalı vidalı milli eyleyiciler bir boru profil içerisinde bulunan kama ile birlikte dönmezlik özelliğini kazanmış olurlar. Bu dönmezlik özelliği çok önemlidir çünkü eğer somun dönmeye başlar ise vidalı milli sistem ileri ve geri hareketini sağlayamaz. Bilyalı vidalı milin sabit bir şekilde dönme hareketini yapabilmesi için bir yataklama sistemine ihtiyaç vardır. Bu yataklama vidalı mil üzerinde her üretici firmanın kendi belirlediği ölçüler ile rulmanların vidalı mil sistemine çakılması ve bu rulmanları yataklayan bir arka kapak veya yarı açık sabitleme ekipmanları ile vidalı mil sistemini yataklamaktadır. Somunun boru profil içerisinde hareket ederken yalpalama yapmaması için birde yataklama elemanına ihtiyaç duyulmaktadır, bu yataklama elemanı sistem üzerinde kolay bir şekilde aşınmayan fakat kullanılan boru profili de aşındırmayacak malzemeler olan karbonlu teflon, bronzlu teflon, polyester resin gibi özel olarak seçilmektedir. Elektromekanik eyleyicilerin motorlar ile bağlantısını sağlamak için kaplin– kampana, kayış– kasnak veya ihtiyaç duyulması halinde redüktör ile güç aktarım çözümleri gerçekleşmektedir. Elektrik motorunun güç aktarımı yapmasıyla birlikte vidalı milli eyleyici kullanıcı tarafından tanımlanan hareketi yapmaktadır. Eyleyiciler taşıma veya presleme uygulamalarında kullanıldığı için bir robot veya bir operatör vasıtasıyla iş parçasının değişimi süresi olduğundan dolayı bekleme süreleri uygulamaya bağlı

kalmaktadır. Pnömatik ve hidrolik eyleyicilerin aksine bilyalı vidalı milli sistemlerin teorik olarak hesaplanabilecek değerleri daha fazladır. Örneğin vidalı milin strok değerine, çevrim oranına, eşdeğer uygulama kuvvetine bağlı olarak tahmini kullanım ömürleri hesaplanabilmektedir fakat pnömatik ve hidrolik eyleyicilerde bu değerler daha çok sızdırmazlık elamanına bağlı olduğu için doğrudan hesaplanamamaktadır. Vidalı milli eyleyiciler, pnömatik ve hidrolik eyleyicilere göre hassasiyet, tekrarlanabilirlik, hareket kontrolü, bakım konusundan ön plandadır.



Şekil 9. Elektromekanik eyleyicinin kesit görseli ve bileşenleri (Hid-Tek, 2024).

Şekil 9'da bilyalı vidalı milli elektromekanik eyleyici sunulmuştur. Elektrik motoru ile harekete geçtiği zaman somun vasıtasıyla mil ucu ileri ve geri hareketini gerçekleştirmektedir. Rulmanlar vidalı mil üzerindeki yataklama görev yapmaktadırlar.



Şekil 10. Elektromekanik sistem elemanlarının temsili görseli (Özçay, Azar ve Topçu, 2023).

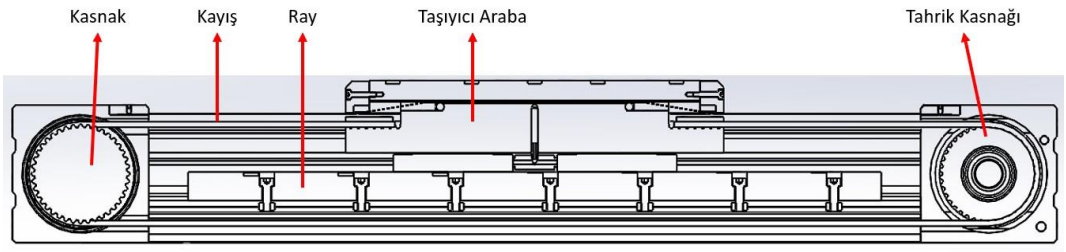
Şekil 10'da elektrik enerjisi PLC ünitesi üzerinden elektrik motoruna sinyal aktarımı yaparak motorun harekete geçmesini sağlamaktadır. Motor iletim birimi olan kaplin-kampana, kayış- kasnak veya redüktör birimine hareketi kazandırdıktan sonra elektromekanik eyleyiciye hareket aktarmaktadır. Aktarılan hareket ile birlikte yük ileri ve geri taşıma işlemini gerçekleştirmektedir. PLC ünitesi üzerinden kullanıcının

belirlediği; hız, ivmelenme oranı, bekleme süreleri, hareket profili bilgileri motor vasıtasıyla elektromekanik eyleyicide gerçekleşmektedir.

2.3.2. Kayış – Kasnak Mekanizmalı Elektromekanik Eyleyiciler

Kayış-kasnak sistemleri ile çalışan elektromekanik eyleyiciler özellikle iş parçalarının taşınmasında yaygın bir kullanım alanına sahiptir. Bu tür eyleyiciler genellikle iki adet dişli kasnak veya iki adet serbest, bir adet dişli kasnak yapısında olabilirler. Hareket sağlamak için elektrik motoru ile kaplin, kampana ve gerektiğinde redüktörler kullanılmaktadır. Bu sistemlerde hareketin aktarımı için elektrik motoru ve eyleyici arasına kayış- kasnak mekanizması konulması tercih edilirken, ilave bir kayış sistemi kullanılmaması yaygın bir yaklaşımdır.

Bu tercihlerin temel nedeni, kayışlar üzerindeki gerginliğin özel cihazlarla ölçülerek optimum seviyeye getirilse bile sistemin taşıdığı iş parçasının yükü, çalışma döngüleri, motorun pozisyonlaması ve ortam sıcaklığı gibi değişkenlerin kayışların gerginliğini olumsuz etkilemesidir. Kayışlardan birinin gevşemesi durumunda eyleyicinin pozisyonları kayabilir ve bu da istenilen hareket yörüngesinin sağlanamamasına yol açar. Bu nedenle kayış-kasnak sistemlerinin tasarımında, kayış tipi, ray tipi ve kasnak gibi unsurların seçimi kritik öneme sahiptir. Kayış- kasnak mekanizmalı eyleyicilerin iç yapısı bilyalı vidalı milli eyleyicilere göre daha basit olsa da kullanılan kayış ve kasnakların doğru seçimi, sistem performansını doğrudan etkileyebilir.



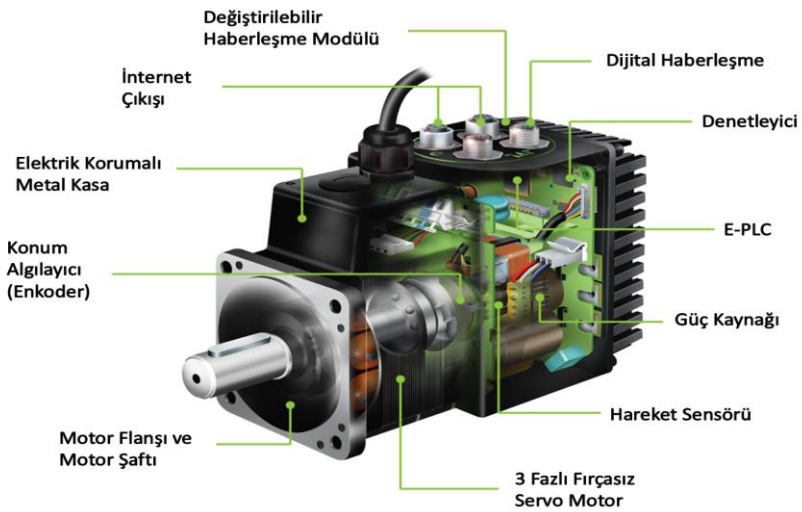
Şekil 11. Kayış - kasnak mekanizmalı eyleyicinin bileşenleri ve kesit görseli (Hid-Tek, 2024).

Şekil 11'de gösterilen kayış- kasnak mekanizmalı eyleyicinin iki adet kasnak mekanizması bulunmaktadır. Bu kasnaklardan biri motor ile bağlantı yapılan tahrik

kasnağı diğeri ise dişli kasnaktır. Kayış taşıyıcı arabaya bağlantı yapılarak istenilen strok boyunca hareket yapılmaktadır. Taşıyıcı araba ray üzerinde hareketini gerçekleştirerek sistem üzerine gelen normal kuvvetleri taşımaktadır. Bu sistemlerde kayış gerginliği ve taşıyıcı arabayı yağlama yapmak önemlidir.

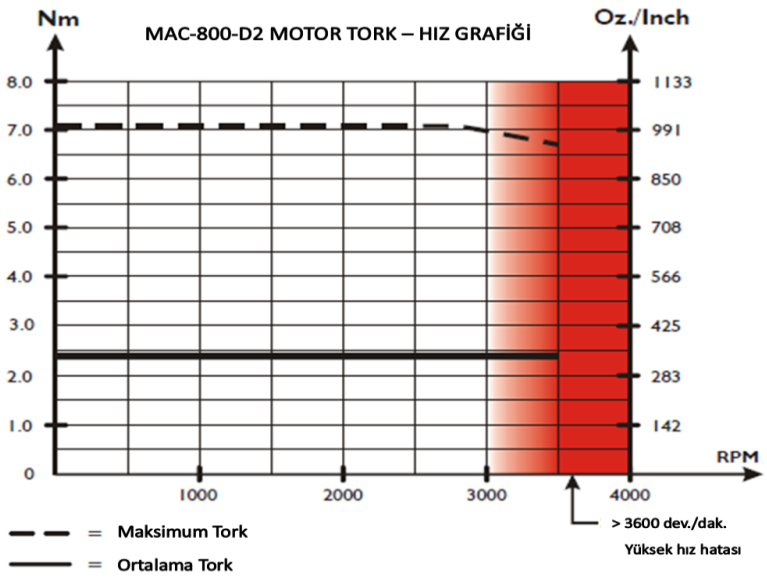
Elektromekanik sistemlerin hareketini sağlayabilmek için elektrik motorlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu motorlar elektrik enerjisini motor içerisinde hareketli mile aktararak elektromekanik sistemlere tahrik vermektedir. Bu tahrik hareketini sağlayan motorlar kendi içlerinde üç ana gruba ayrılırlar, bunlar; servo motor, dc motor, step motor olarak üst sınıflandırma yapılabilir. Elektromekanik sistemlerde uygun motor seçimi yapabilmek için taşınacak yük, presleme uygulaması ise presleme kuvveti, açı, çalışma hızı, döngü sayısı ve tasarımsal kısıtlar uygun motor seçimi için önem arz etmektedir.

Servo motorlar kapalı bir döngü ile hassas konum, hız ve tork kontrolü sağlarlar. Konum kontrolü kolay bir şekilde ayarlanabilir fakat diğer motorlara göre ilk yatırım maliyetleri daha yüksektir. Geri bildirim sensörü, motorun mil pozisyonunu ya da hızını ölçer ve bu bilgiyi kontrol devresine ileterek hedeflenen hareketin doğruluğunu sağlar. Bu sayede servo motorlar, otomasyon, robotik, CNC makineleri, endüstriyel prosesler ve daha birçok hassas hareket kontrolü gerektiren sistemde kullanılabilir. Servo motorların sunduğu yüksek hassasiyet, hızlı yanıt verme süresi ve güvenilirlik, bu motorların tercih edilmesinin başlıca nedenleridir.



Şekil 12. Servo motor ve sürücü devresi iç bileşenleri.

Şekil 12’de JVL MAC-800-D2 marka modelli bir servo motorun iç bileşenleri gösterilmiştir. Bu servo motor üreticisi harici bir denetleyici ile servo motorun kontrolünü yapmak yerine motora entegre bir şekilde kontrol yapmayı tercih etmektedir. Servo motor üzerinde bulunan haberleşme modülü ile birlikte farklı tür okuma yapan otomasyon sistemlerine bağlantı sağlanabilmektedir.

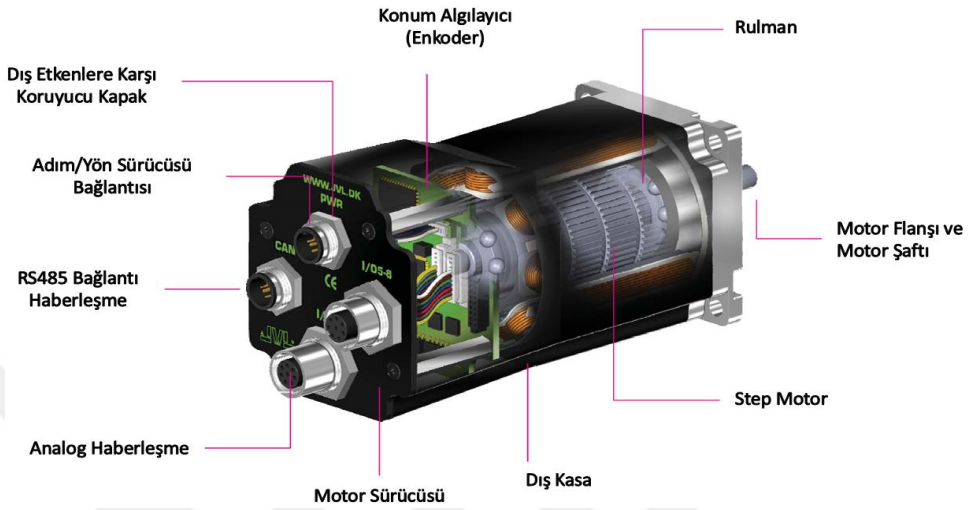


Şekil 13. Servo motor tork - hız grafiği.

Şekil 13’de servo motorun tork - hız grafiği incelendiğinde bir motora ait iki farklı tork değerinin olduğu, bunların maksimum ve ortalama tork olarak adlandırıldığı verilmiştir. Burada maksimum tork değeri motorun anlık olarak çıkabileceği bir değerdir. Ortalama tork değeri ise sabit olarak çalışabileceği tork değeridir. Motorun 3600 devir/dakika’dan sonra yüksek hız hatası verdiği grafikte gösterilmiştir.

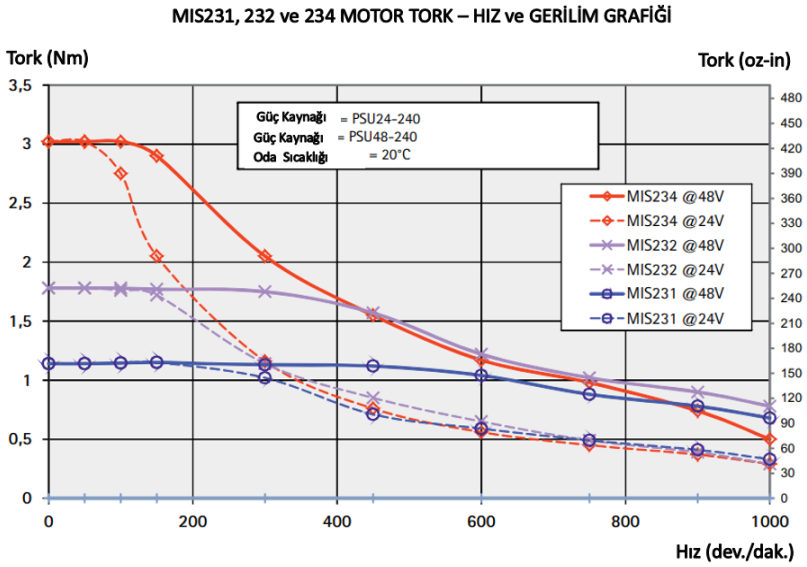
Step motorlar açık döngü bir sisteme sahiptirler. Sabit adımlarla dönebilen ve her bir adımda belirli bir açısal hareket yapabilen, konum ve hız kontrolü sağlayabilen bir elektrik motoru tipidir. Bu motorlar iç yapılarında bulunan bir dizi elektromıknatıs sayesinde adım adım döner ve bu sayede oldukça hassas bir pozisyon kontrolü sunar. Step motorlar, herhangi bir geri bildirim mekanizmasına ihtiyaç duymadan kontrol sinyalleriyle doğrudan hedef konuma ulaşabilme yeteneğine sahiptir. Bu özellikleriyle birlikte düşük hızlarda yüksek tork sağlamaları ve durma pozisyonunda konumlarını koruyabilmeleri sayesinde 3D yazıcılarda çoğunlukla kullanılırlar. Step motorları uygun

şekilde çalıştırabilmek için bir sürücüye ihtiyaç duyulur. Sürücü üzerinden hız ve akım ayarı yapılabilir. Akım ayarına göre motorun tork değeri değiştirilebilirken, hızın azaltılması da torku arttıran bir etkendir. Farklı hız aralıklarında farklı torklar vermesi sebebi ile servo motorların gerisinde kalmaktadırlar.



Şekil 14. Step motor ve iç bileşenleri.

Şekil 14'te JVL MIS234A model step motorun iç bileşenleri mevcuttur. Motor üzerinden farklı haberleşme türlerinin bağlantı çıkışları ve konum algılayıcı bulunmaktadır.



Şekil 15. Step motor tork - hız ve voltaj grafiği.

Şekil 15'te üç farklı JVL marka step motorun 24 ve 48 gerilim (volt) değerde oluşturduğu tork- hız (dev/dak) grafiği yer almaktadır. Grafik incelendiğinde aynı motorun farklı gerilim değerlerinde ve farklı hız değerlerinde farklı karakteristik yapıda çalıştığı gözükmektedir. Hıza bağlı olarak tork değerlerinin düştüğü de gözükmektedir. Bunun sebebi ise çekilen gücün hıza bağlı olarak değişmesidir.

DC motorlar, doğru akım ile çalışan ve elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren motorlardır. Basit yapıları, geniş bir hız aralığında çalışabilme kabiliyetleri ve kolay kontrol edilebilmeleri nedeniyle endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. DC motorlar temel olarak sabit manyetik alan sağlayan stator ve dönen kısım olan rotor elemanlarından oluşmaktadırlar. Rotor üzerine uygulanan doğru akım, manyetik bir alan yaratarak tork üretir ve bu tork, rotorun dönme hareketini sağlar.

DC motorlar, fırçalı ve fırçasız olmak üzere iki temel kategoriye ayrılır. Fırçalı DC motorlarda, akımın yönünü değiştiren fırçalar ve komütatör adı verilen parçalar bulunur. Bu fırçalar, komütatörle temas ederek rotorun manyetik alanını sürekli olarak günceller ve motorun dönmesini sağlar. Fırçalı motorlar basit yapıları ve düşük maliyetleriyle taşınabilir cihazlar, oyuncaklar ve ev aletleri gibi uygulamalarda yaygın olarak tercih edilir. Fırçaların sürekli sürtünmeye maruz kalması zamanla aşınmalarına neden olur. Bu da fırçalı motorların bakım gerektirmesi ve ömürlerinin kısalması anlamına gelir. Fırçasız DC motorlar ise fırça ve komütatör içermez. Bu motorlarda rotor sabit mıknatıslardan oluşur ve stator, sırasıyla uyarılan bobinlerle rotorun manyetik alanını takip edecek şekilde elektronik olarak kontrol edilir. Fırçasız motorlar, fırçalı motorlardan farklı olarak elektronik bir kontrol devresiyle çalışır ve bu kontrol sistemi akımın yönünü değiştirebilir. Bu sayede fırçasız motorlar daha az bakım gerektirir, daha uzun ömürlüdür ve enerji verimliliği açısından daha uygundur. Ayrıca, fırçasız motorların sessiz çalışmaları ve yüksek verimlilikleri, onları hassasiyetin önemli olduğu endüstriyel uygulamalarda ön plana çıkarır (Yıldırım, 2015).

Kullanıcılar ihtiyaç duydukları çalışma tipine göre bu motor türlerinden dilediğini elektromekanik eyleyiciler ile kaplin kampana, redüktör veya kayış kasnak mekanizmaları ile tahrik momentini elektromekanik eyleyicilere aktarabilirler. Aktarılan moment elektromekanik eyleyiciden doğrusal harekete dönüştürülerek kuvvet oluşturur.

2.4. Algılayıcılar

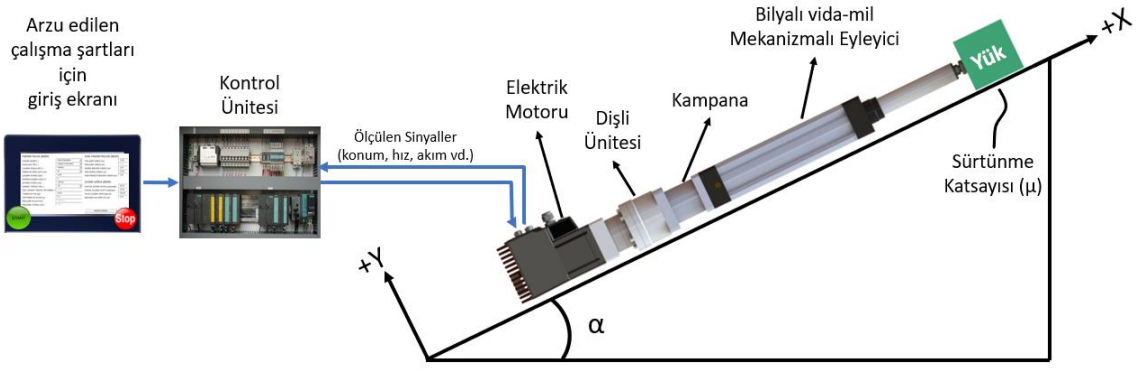
Algılayıcılar, eyleyicilere bağlı diğer makine ekipmanlarını tetiklemek için kullanılan sensör elemanlardır. Bunlar; konum, hız, tork, kuvvet, sıcaklık, akım, basınç algılayıcılar olmak üzere ayrılabilirler. Pnömatik eyleyiciler için konum algılayıcı kullanımı daha fazlayken, elektromekanik eyleyicilerde kullanım ihtiyaçlarına göre tork, kuvvet, sıcaklık, konum ve hız algılayıcılar kullanılmaktadır. Hidrolik eyleyiciler için çoğunluk ile basınç algılayıcı kullanılır. Algılayıcılar sistemin hareketini takip ederek ilgili olan veriyi kontrol ünitesine aktarırlar.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

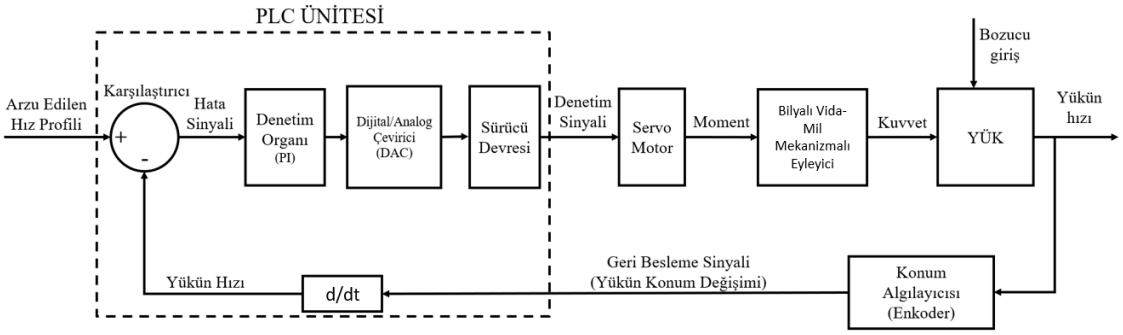
Bu çalışma kapsamında bilyalı vida-mil mekanizmalı servo motor tahrikli eyleyiciye sahip bir yük taşıma sisteminin güç ve enerji tüketimi incelenmiştir. İlk olarak sistem temel bileşenleri belirlenmiş ve sistemin dinamik davranışını temsil eden hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu hareket denklemleri kullanılarak MATLAB/ Simulink programında modelleme yapılmıştır. Daha sonra endüstriyel ölçekli bir sistemin ihtiyaçları dikkate alınarak deney düzeneği kurulmuştur. Burada karşı yük elektro-hidrolik bir sistem ile oluşturulmuştur. Bu deney düzeneği ile oluşturulan matematiksel modelin sonuçları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Üçüncü aşamada "Trapozeoidal", "Cycloidal-S" ve "Double-S" tipindeki üç farklı hız profili sisteme hız girdisi olarak verilerek bu hız profilinin güç, enerji tüketimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu hız profillerinde farklı hızlanma /yavaşlama zamanları, yük ve eğim durumları incelenerek sistemin güç kinematik, kinematik değişkenler ve güç tüketimi incelenmiştir.

3.1. Sistemin Tanımlanması ve Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Tez çalışmasında modellenen ve deney tesisatı kurulan yük taşıma sisteminin şematik gösterimi Şekil 16 (A)'da sunulmuştur. Bilyalı vida-mil mekanizmalı, servo motor tahrikli eyleyici α eğimine sahip düzlemde mil ucuna bağlı olan yükü taşımaktadır.



Şekil 16 (A). Yük taşıma sisteminin şeması.



Şekil 16 (B). Yük taşıma sisteminin blok şeması.

Şekil 16 (B)'de bu sistemin temel bileşenlerini ve sinyal akışını gösteren blok şema gösterilmiştir. Burada kullanıcının belirlediği hız profili bilgisi PLC ünitesine bilgisayar üzerinden aktarır. Geribesleme sinyali olan yükün hız değişimi enkoder ile ölçülen konum sinyalinin türevinin alınması ile elde edilir. Bu bilgi ile yükün mevcut hız bilgisi karşılaştırılarak hata sinyali üretilir. Bu hata sinyali denetim organına giriş olarak verilir ve denetim organında değerlendirilerek üretilen sinyal DAC ünitesi ve sürücü üzerinden servo motora gönderilir. Motor gerekli moment üreterek eyleyiciyi ve mil ucunda bulunan yükü harekete geçirir.

Yükün hıza bağlı konum ve ivme değişimi denklem (1,2) ile verilebilir. Birbirine rijit bağlı yük, mil sisteminin konum değişimi

$$x = \int v.dt \tag{1}$$

denklemi ile tanımlanabilir. Yükün ivmesi ise

$$a = \frac{dv}{dt} \tag{2}$$

formülü ile hesaplanabilir.

Newton'un II. hareket yasasına göre yükü hareket ettirmek için gereken kuvvet, yük, yüzey eğimi, yük ve hareket yüzeyi arasındaki sürtünme kuvvetine ve eyleyicinin iç sürtünme kuvvetine bağlı olarak Denklem 3 ile hesaplanabilir.

$$F_{eksenel} = m_{yük}.a + F_{sürtünme} + F_{vidalı\ mil\ yüksüz} + F_{eğim} \tag{3}$$

Sürtünme kuvveti,

$$F_{sürtünme} = \mu . m . g . cos(\alpha) \quad (4)$$

formülü ile hesaplanabilir.

Yükün üzerinde hareket ettiği yüzeyin eğimine bağlı olarak oluşan kuvvet,

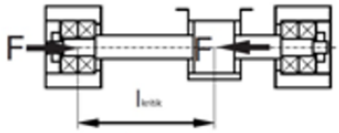
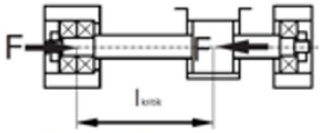
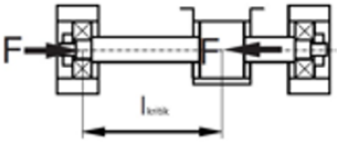
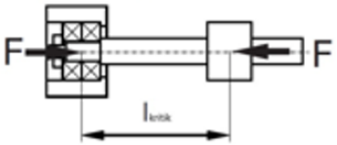
$$F_{eğim} = m . g . sin(\alpha) \quad (5)$$

denklemi ile hesaplanabilir.

Elektromekanik eyleyicinin iç yapısından kaynaklı kuvveti temsil etmektedir. Bu değer deneysel olarak tespit edilerek hesaplamalara katılmıştır. $F_{vidalı\ mil\ yüksüz}$ ürüne göre değişkenlik gösterebilen bir kuvvettir. Eyleyicinin yüksüz ve motorsuz durumda iken sabit hızda çekilmesi sırasında dinamometre üzerinden okunan kuvvet değeridir.

Sistem üzerine etkiyen kuvvetler vidalı mil sisteminde burkulmaya sebep olabilir. Bu sebeple eyleyicinin bağlantı şekli ve yük durumuna göre burkulma kuvveti değeri hesaplanarak burkulmaya karşı emniyetli olup olmadığı kontrol edilir. Burkulma kuvveti, Denklem 6 kullanılarak hesaplanabilir.

$$P = (f_a . dr^4 . 10^4)/({L_{kritik}}^2) \quad (6)$$

Bağlantı Tipi	Katsayı (f)
	40,6
	20,4
	10,2
	2,6

Şekil 17. Elektromekanik eyleyicinin yataklama türüne bağlı olan katsayı tablosu (f) (UNC Charlotte).

Vidalı miller üzerinde burkulma kuvveti hesaplanırken, somunun hareketli ve sabit olması önemlidir. Şekil 17'de belirtilen tabloda vidalı milin yataklama tipi ve somunun hareket durumuna göre burkulma hesabında kullanılması gereken katsayı değerleri sunulmuştur.

Tahrik motorunun devir sayısı ile vidalı mil sisteminin doğal frekans değeri çakışırsa rezonans durumu oluşur. Bu arzu edilmeyen bir durumdur. Bu değere kritik hız denir ve sistem boyutlandırılmasında hesaplanması gereken bir değerdir. Kritik hız Denklem 7 ile hesaplanabilir.

$$n_{kritik} = f.\frac{d_r}{L_{krtik}}.10^7 \tag{7}$$

Kritik hız yataklama değeri, diş dibi çapı ve sistemin yataklamalar arası mesafeye bağlı olarak değişmektedir.

Sistemin hareketi sırasında oluşacak olan ortalama eksenel kuvveti Denklem 8 ile hesaplanabilir.

$$F_{ort.} = \sqrt[3]{\left|F_{eff1}\right|^3 . \frac{|n_1|}{n_m} . \frac{q_{t1}}{100\,\%} + \left|F_{eff2}\right|^3 . \frac{|n_2|}{n_m} . \frac{q_{t2}}{100\,\%} + \cdots + \left|F_{effn}\right|^3 . \frac{|n_n|}{n_m} . \frac{q_{tn}}{100\,\%}} \quad (8)$$

Vidalı milin çalışması sırasında ortalama dönme hızını hesaplamak için Denklem 9 kullanılır.

$$n_m = \frac{|n_1| . q_{t1} + |n_2| . q_{t2} + \cdots + |n_n| . q_{tn}}{100\,\%} \quad (9)$$

Burada n_1, n_2, n_3, ..., n_n olanlar adımdaki devir hızları, q_{t1}, q_{t2}, q_{t3}, ..., q_{tn} ise adımdaki zamandır

Vidalı milli elektromekanik eyleyicinin yorulma ömrünün devir sayısı cinsinden hesaplanması için Denklem 10 kullanılır.

$$L_s = (\frac{C_a}{F_a . fw})^3 . 10^6 \quad (10)$$

Statik yük oranının hesabı için Denklem 11'den yararlanılır.

$$C_0 = F_{maks.} . f_s \quad (11)$$

Bilyalı vida-mil sistemlerinde kuvvet ve moment değişkenlerinin ilişkisi milin hatvesine bağlı olarak,

$$F = \frac{T . l}{2 . \pi} \quad (12)$$

formülü ile yapılabilir.

Çalışma sırasında ortalama moment;

$$T_{ort.} = \sqrt{\frac{T_1^2.t_1+T_2^2.t_2+\cdots+T_n^2.t_n}{t_1+t_2+\cdots+t_n}} \quad (13)$$

Burada T_1, T_2, T_3, ..., T_n çevrimdeki torkları, t_1, t_2, t_3, ..., t_n ise ilgili adımdaki zamanları temsil etmektedir.

Bilyalı vida - mil mekanizması bir elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Buna göre sistemin elektriksel kısmında gerilim farkı değişimine karşılık meydana gelen akım değişimi arasındaki bağıntı ve Laplace dönüşümü,

$$e_g(t) - e_b(t) = L_g \frac{di_g}{dt} + R_g i_g(t) \xrightarrow{L.D.} E_g(s) - E_b(s) = [L_g s + R_g] I_g(s) \quad (14)$$

İle ifade edilir. Burada $e_b(t)$ zıt elektromotor kuvveti rotorun hızı ile orantılı olup doğrusallaştırılmış bağıntısı ve Laplace dönüşümü,

$$e_b(t) = K_b \frac{d\theta_ç}{dt} = K_b \omega_ç(t) \xrightarrow{L.D.} E_b(s) = K_b s \theta_ç(s) \quad (15)$$

şeklinde verilir. Akım değişimine karşılık meydana gelen döndürme momenti,

$$T(t) = K_m i_g(t) \xrightarrow{L.D.} T(s) = K_m I_g(s) \quad (16)$$

Newton'un II. hareket yasasına göre sistemdeki yük, sürtünme ve atalet momentleri dikkate alınarak elektrik motorunun mekaniksel kısmının diferansiyel denklemi ve Laplace dönüşümü;

$$T_{motor}(t) = J \frac{d^2\theta_ç}{dt^2} + B \frac{d\theta_ç}{dt} + T_{yük}(t) \xrightarrow{L.D.} M(s) = s(Js + B)\theta_ç(s) + T_{yük}(s) \quad (17)$$

olarak elde edilir (Yüksel, 2021).

Doğrusal harekette sabit bir kuvvetin işi,

$$U_{1\to2} = F \cdot \cos(\theta) \cdot \Delta s \quad (18)$$

denklemiyle ifade edilebilir. Burada θ kuvvet ve yol arasındaki açıyı temsil etmektedir. İş-enerji ilkesi,

$$T_1 + U_{1\to2} = T_2 \tag{19}$$

İfadesi ile tanımlanabilir. Burada *T*, *m* kütleli cismin kinetik enerjisini temsil etmektedir ve

$$T = \frac{1}{2}mv^2 \tag{20}$$

Denklemi ile ifade edilmektedir. Bilyalı vida-mil sisteminin doğrusal hızı hatveye ve milin devir sayısına bağlı olarak,

$$v = (n \cdot l)/60 \tag{21}$$

ile ifade edilir.

Elektrik motoru ile tahrik edilen vidalı milli elektrikli eyleyici sisteminin yıllık enerji maliyetini belirlemek için, toplam çevrim süresindeki enerji tüketimi hesaplanmalıdır. Doğrusal hareket eden bir sistemde güç, kuvvet ve hıza bağlı olarak,

$$P_{mek.} = F.v \tag{22}$$

Denklemi ile ifade edilebilir.

Elektrik motoru çıkışındaki mekanik güç ile eyleyicinin gücü arasındaki ilişki verime bağlı olarak,

$$\eta_{mek.} = \frac{P_{mek.doğrusal}}{P_{mek.motor}} \tag{23}$$

Denklemi ile ifade edilebilir.

Motorun çıkış gücü ve enerji denklemi aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$P_m = T_m . \omega_m \qquad E_m = \int P_m dt \tag{24}$$

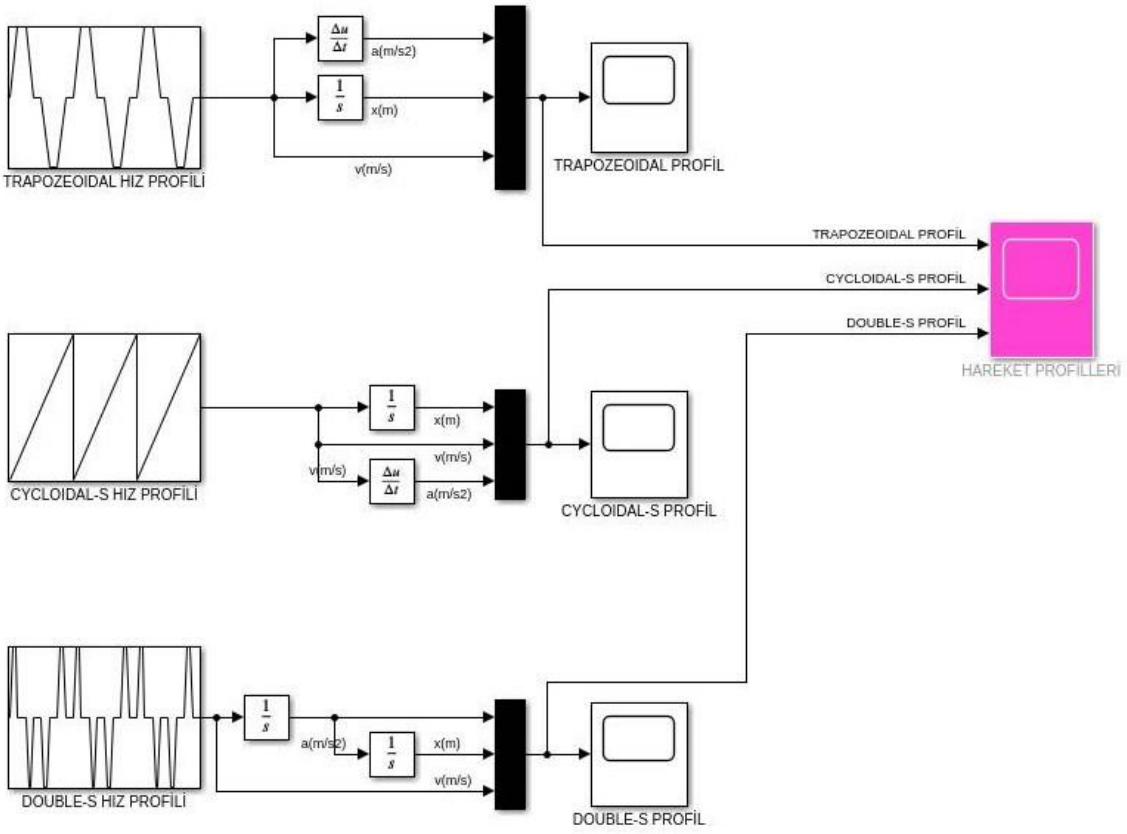
Sistemin verimi,

$$\eta = \frac{\int P_{mek.} dt}{\int P_{elek.} dt} = \frac{E_{mek.}}{E_{elek.}} = \frac{E_{ileri} + E_{geri}}{E_{elektrik}} = \frac{2.(E_{hızlanma} + E_{sabit\ hız} + E_{yavaşlama})}{E_{elektrik}} \tag{25}$$

ile belirlenir.

3.2. Sistemin MATLAB / Simulink Ortamında Benzetimi

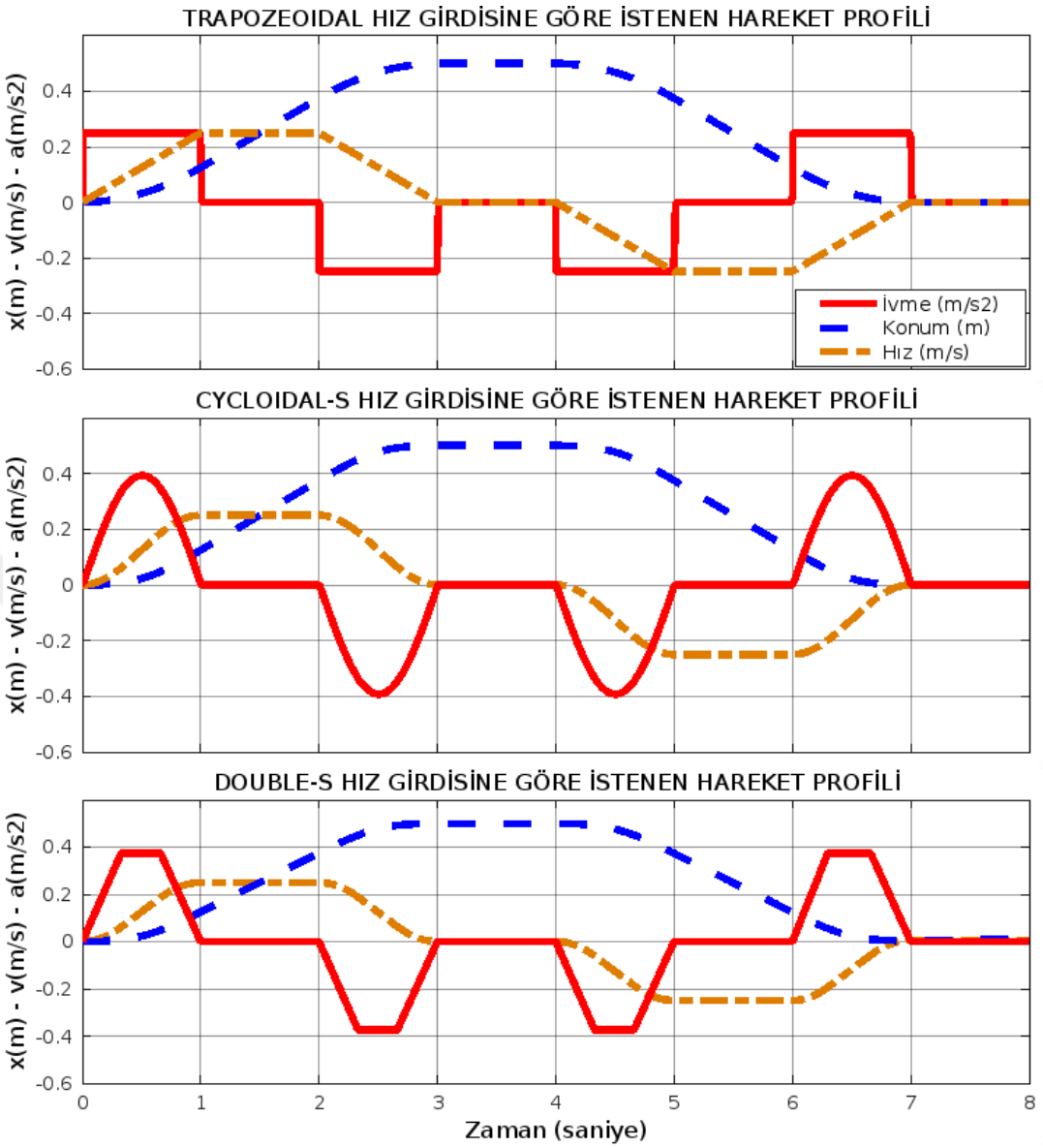
Yük taşıma sisteminin Bölüm 3.1' de elde edilen hareket denklemleri kullanılarak MATLAB / Simulink programı yardımıyla modellemesi yapılmıştır. Sistemin güç ve enerji tüketiminin incelenmesinde üç farklı hız profili giriş olarak verilmiştir. Bunlar; trapezoidal, double-S, cycloidal-S hız profilleridir. Belirtilen hız profillerinin eldesi için program gerekli kodlar yazılmıştır. MATLAB / Simulink model parametrelerinin verileri ve belirtilen hız profillerinin kodları EK 1'de sunulmuştur. Trapezoidal hareket profilinde hareket sabit ivmeli olarak gerçekleşir. Cycloidal-S hareket profilinde yarı sinüsoidal bir ivme mevcuttur. Double-S hareket profilinde ise ivme değişimi ramp fonksiyonu şeklinde artış, sabit ve ramp fonksiyonu şeklinde azalış şeklinde değişmektedir. MATLAB Trapezoidal hız profili özellikle sanayi uygulamalarında yaygın olarak kullanılan bir profildir.



Şekil 19. MATLAB / Simulink modelinde bulunan hareket profilleri.

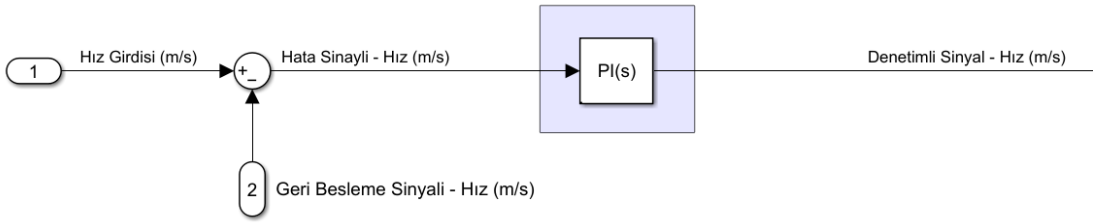
Şekil 19'da belirtilen profillerin hız ve zaman değerlerini girebilmek için "Repeating Table" bloğu kullanılmıştır. Girdi yapılan hız (m/s) değerinin Denklem 1'de belirtildiği gibi integrali alınarak konum (m)'a geçilmiş ve hızın Denklem 2'de belirtilen şekilde türevi alınarak ivme (m/s^2) değeri elde edilmiştir.

Şekil 20'de bulunan görselde, üç farklı hareket profilinin aynı zaman aralığında, aynı strok değerinde yaptığı hareket profilleri gösterilmektedir. Şekil 20'de 0,5 m strok değerine sahip bir eyleyici için 3 saniye ileri hareket, 1 saniye ileride bekleme, 3 saniye geri hareket ve 1 saniye geride bekleme olacak şekilde toplam 8 saniyede çevrimi üç hız profiline göre elde edilen konum, hız ve ivme değişimleri gösterilmiştir. Bu hareket süreleri ve strok değerleri deney tesisatı doğrulamasını yapmak için uygun şekilde düzenlenerek model çalıştırılmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. MATLAB / Simulink modelinin tüm bileşenlerini içeren görseli Ek 2' de verilmiştir.



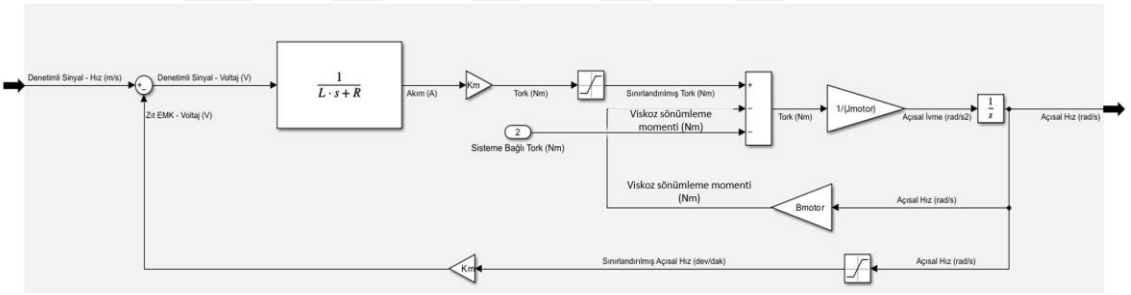
Şekil 20. MATLAB / Simulink modelinde bulunan hareket profillerinin çıktısı.

Şekil 20'de Matlab / Simulink modeli bulunan Bilyalı vidalı mil sisteminin hareket profilleri ile oluşan konum, hız ve ivme grafiği yer almaktadır.



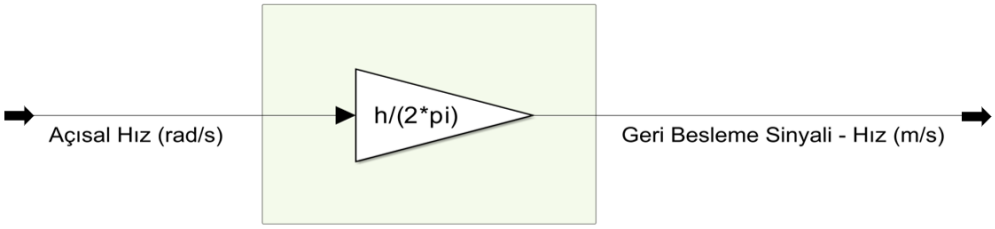
Şekil 21. Kullanıcının arzu ettiği hız girdisi ve denetim organı.

Şekil 21'de görülebileceği üzere kullanıcının arzu ettiği hız profili olan "Repeating Table" bloğundan gelen referans sinyal ile, kapalı döngü sistemin geri besleme hız sinyalindeki değerler toplama noktasında karşılaştırılmaktadır. Bu karşılaştırma sonrasında hata sinyali elde edilir. Bu hata sinyali denetim organına giriş sinyali olarak verilir. Denetim organı olarak PI (orantı + integral) yapısı kullanılmıştır. Buna göre üretilen denetim sinyali elektrik motoruna giriş olarak Şekil 22'de olduğu gibi gönderilir.



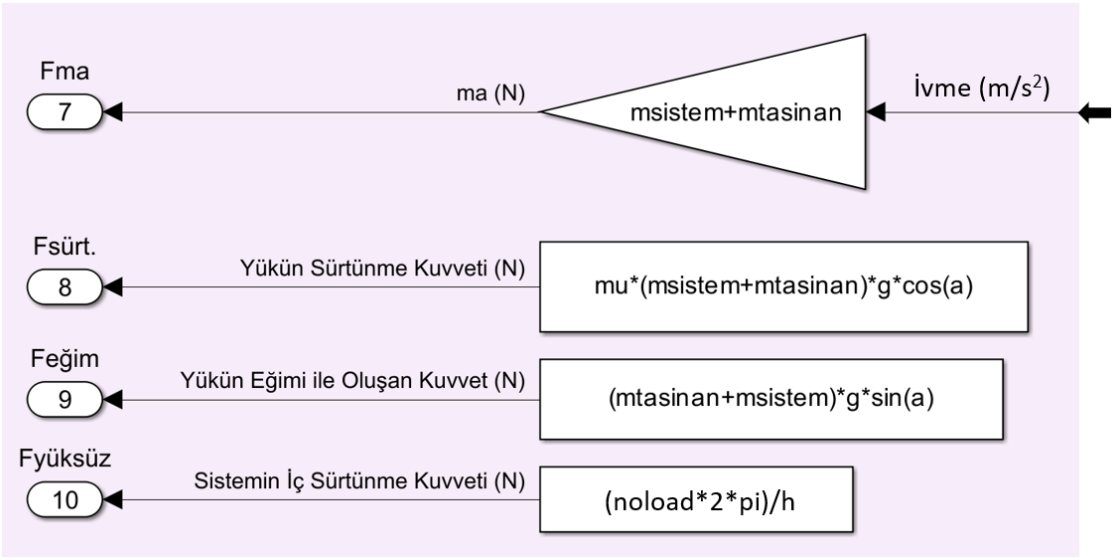
Şekil 22. Servo motor modeli.

Şekil 22'de Denklem 14, Denklem 15, Denklem 16 ve Denklem 17 kullanılarak elde edilen servo motorun modeli görülmektedir. Sistemin elektriksel kısmı indüktans (L) ve direnç (R) elemanları ile temsil edilmektedir. Uygulanan gerilime göre bobinden geçen akım sinyali ile orantılı olarak moment sinyalinin üretilmesi sağlanır. Sistem üzerine etkiyen moment değerleri dikkate alınarak Denklem 17 kullanılarak açısal ivme değeri elde edilir. Burada deney tesisatında kullanılmak üzere seçilen motorun çalışma devri ve torku ile ilgili sınırlandırmalar da saturasyon bloğu kullanılarak dikkate alınmıştır. Açısal ivme değerini açısal hız (rad/s) değerine çevirmek için integratör bloğu kullanılmıştır.



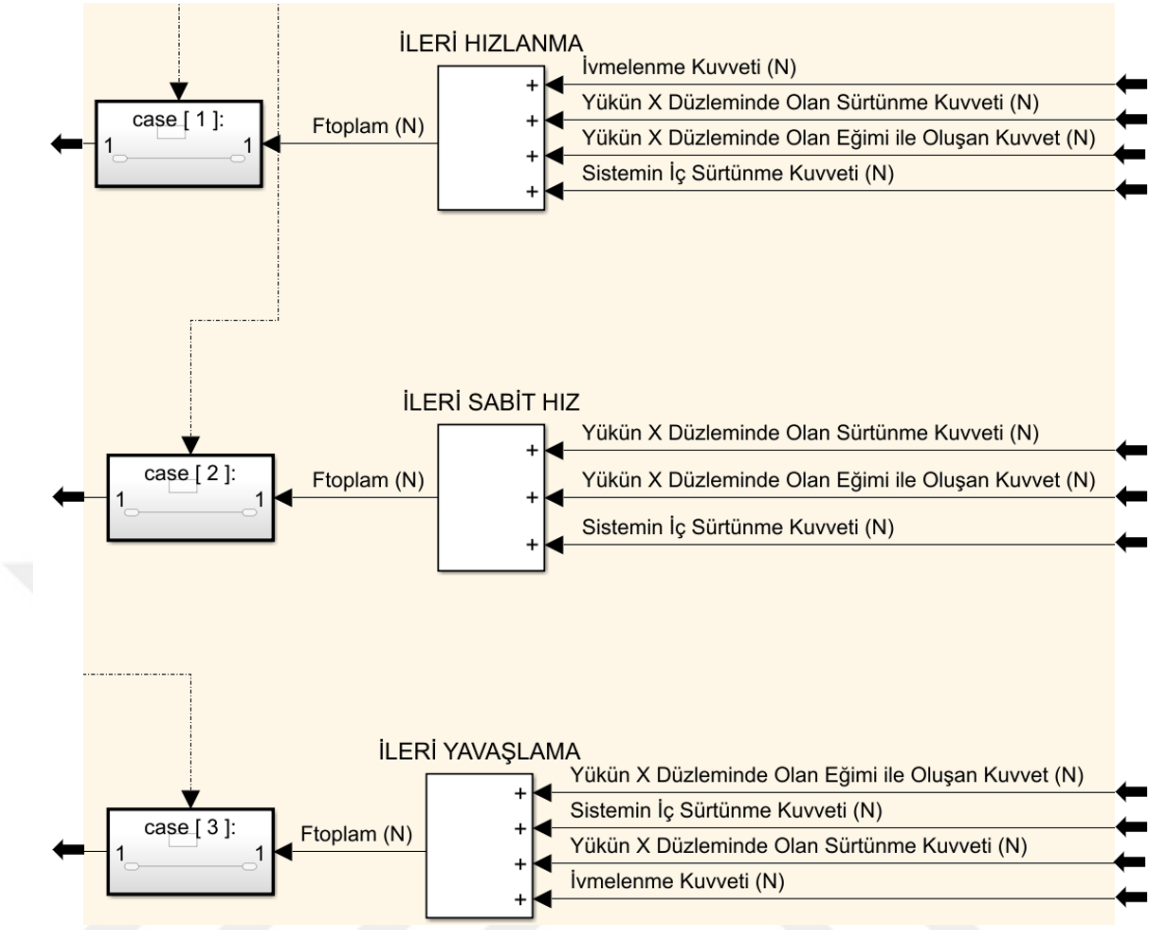
Şekil 23. Bilyalı vidalı mil hız dönüşümü bloğu.

Şekil 23'te açısal hız olarak gelen sinyal bilyalı vida- mil sistemine giriş yaparak Denklem 21'de ifade edildiği gibi modellenmiştir. EK 2'de modelin hız girişini, denetim organını ve servo motorunu kapsayan görsel sunulmuştur.



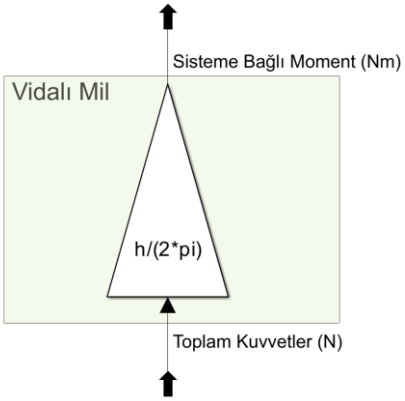
Şekil 24. Yük üzerine etki eden kuvvetlerin modellenmesi.

Denklem 3 ile elde edilen hareket denklemlerinin benzetim modeline ait görsel Şekil 24'de sunulmuştur.



Şekil 25. Hareket adımlarındaki kuvvetlerin dağılımı ve modellenmesi.

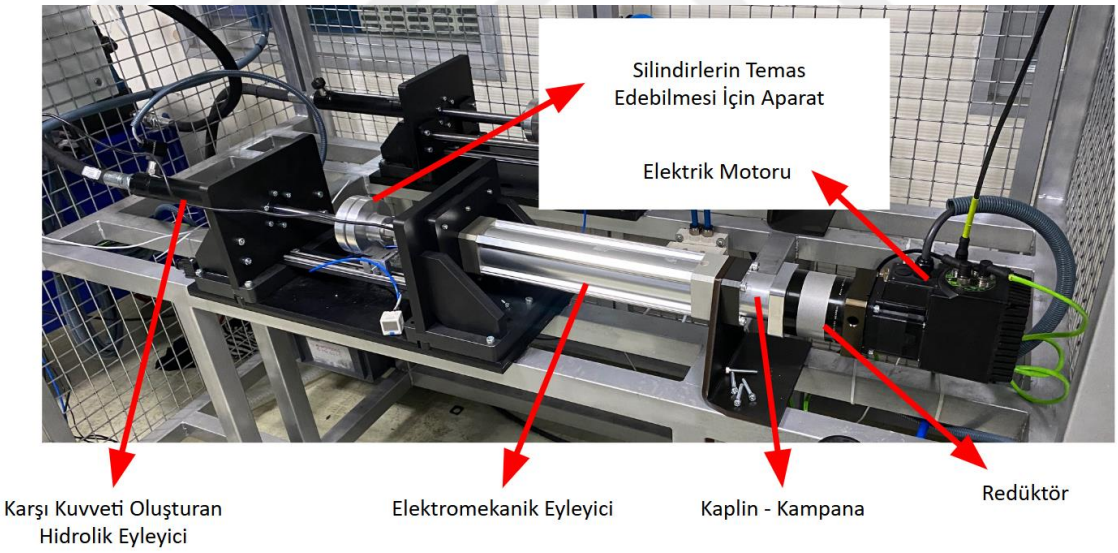
Şekil 25'de sistemin ileri hızlanma, sabit hız ve yavaşlama hareketinin gerçekleştirdiği sırada oluşan kuvvetlere ait adımlar yer almaktadır. Adımdaki kuvvet değerlerinin oluşturulması için "if - case" blokları kullanılarak hepsi "merge" bloğuna dahil edilmiş ve bloktan çıkan sinyal ekrana bağlanarak hareket adımındaki kuvvetler değerlendirilmiştir. Ek 3'te verilen model görselinde her hareket adımı bulunmakta ve bağlantı şekli verilmektedir.



Şekil 26. Toplam kuvvetlerin bilyalı vidalı mil ile moment değerine dönüştürülmesi.

Denklem 12' de verilen matematiksel formülün temsili Şekil 26' olduğu gibi bir kazanç elemanı kullanılarak yapılmıştır. Elde edilen sinyallere göre; gerilim, akım, moment, açısal hız, kuvvet ve doğrusal hız arasındaki ilişki Denklem 22, 24 ve 25 kullanılarak incelenmiştir.

3.3. Deney Tesisatı

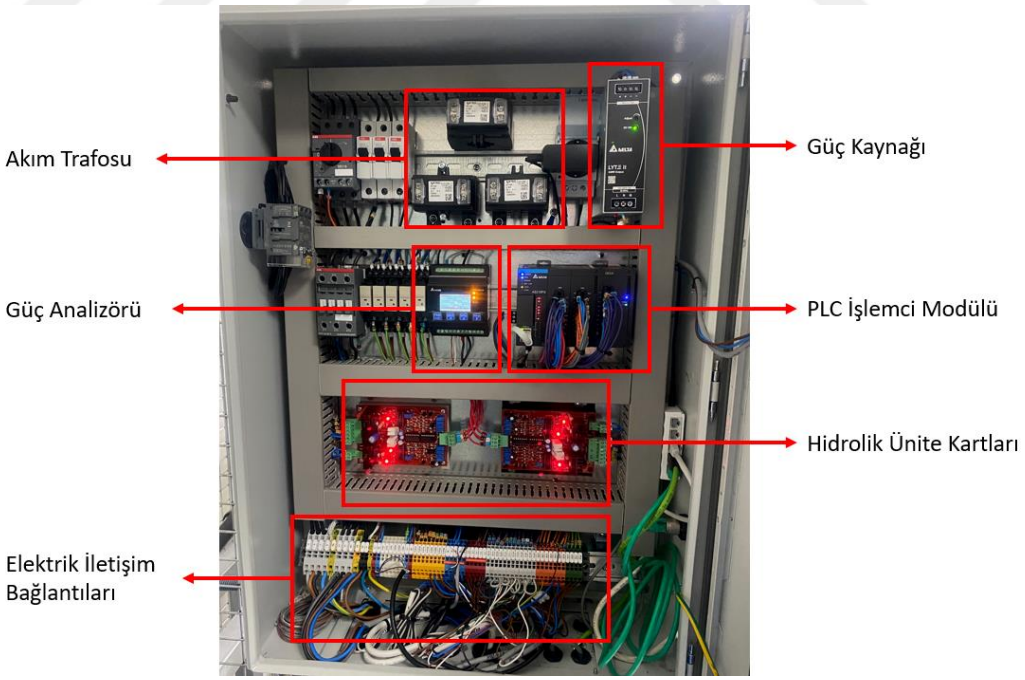


Şekil 27. Deney tesisatı ve bileşenleri.

Yapılan modellemenin doğrulanması ve farklı çalışma şartları altındaki sistemin güç tüketiminin incelenmesi için Şekil 27' de gösterilen deney tesisatı kurulmuştur. Deney tesisatının bileşenleri olarak servo motor, redüktör, kaplin- kampana, bilyalı vida- milli

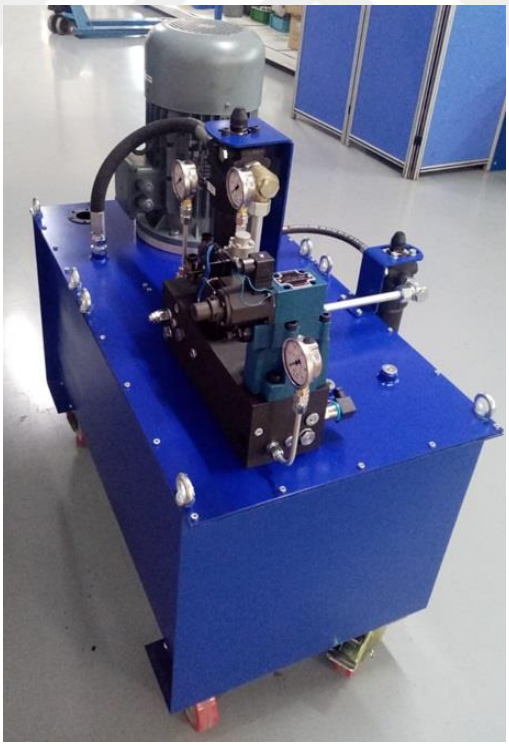
elektromekanik eyleyici olan WLA4-063-010-0250, karşı kuvveti oluşturan hidrolik sistem, silindir temasları için mil ucu aparatları bulunmaktadır. Deney tesisatı üzerinde bulunan veri aktarım kabloları ile PLC ünitesi ile haberleşme sağlanmaktadır. Elektromekanik eyleyicinin anma çapı 63 olup, 10 mm hatveye, 250 mm stroğa sahip bilyalı vida milli bir yapıdadır.

Deney tesisatı kontrol ünitesi, sürücü devresi, W3-040-22-0200 kodlu elektro-hidrolik eyleyiciden oluşmaktadır. Hidrolik eyleyicilerin hareketini sağlayabilmek için bir adet hidrolik güç ünitesi bulunmaktadır. İş güvenliği sebebiyle yükün farklı açılarda çalıştırılmasıyla ilgili sıkıntılar yaşanabileceği için deney tesisatının yatay halde oluşturulmasına karar verilmiştir. Elektrik motoru tahrikli bilyalı vidalı mil tipindeki eyleyicinin kullanıcının istediği şartlarda çalıştıracağı şekilde farklı senaryoları oluşturabilmesi için PLC kontrollü bir kontrol birimi de inşa edilmiştir. Açılı çalışma simülasyonu sırasında açı ve simüle edilecek karşı kuvvet değerleri Şekil 12'de ekranda gösterilen değerler girildikten sonra Denklem 4 ve Denklem 5 kullanılarak ileri ve geri hareket için hidrolik silindir simüle ettirilmiştir.



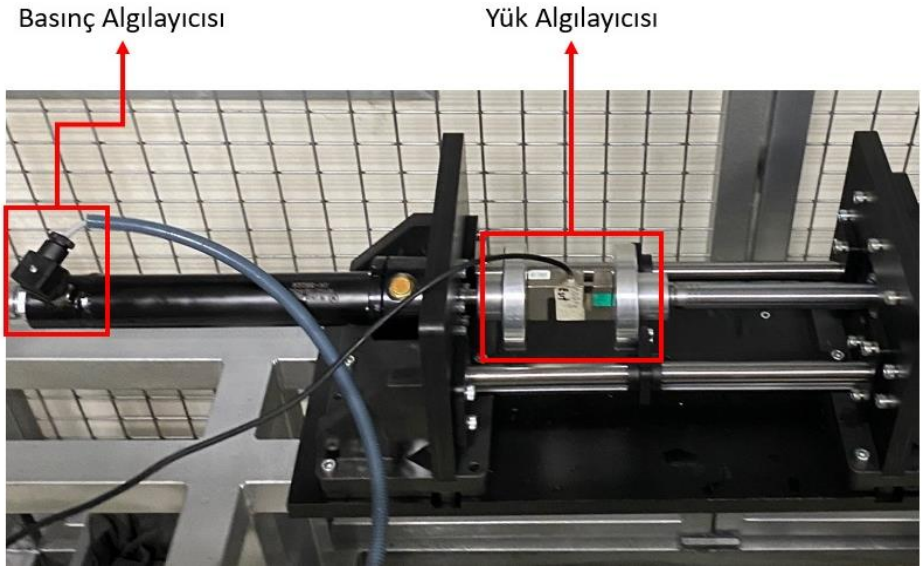
Şekil 28. Otomasyon ünitesi ve iç bileşenleri.

Şekil 28’de gösterilen sistemde deney tesisatında kullanılan otomasyon ünitesinin bileşenleri incelendiğinde akım trafosu, güç kaynağı, güç analizörü, PLC işlemci modülü, hidrolik ünite kartları, elektrik iletişim bağlantıları görülebilir. PLC işlemci modülü kullanıcının belirlediği adımları izlemek, test düzeneğinden verileri almak ve işlemek için bulunmaktadır. Hidrolik ünite kartları, karşı kuvveti oluşturan hidrolik eyleyicilere hareket kazandırabilmek için hidrolik ünitedeki valf grubunu, pompayı, elektrik motorunu kontrol etmektedir. Elektrik iletişim bağlantıları ile elektromekanik eyleyici, servo motor ve hidrolik ünite üzerinden veri alma ve veri aktarabilmesi için PLC ünitesi ile bağlantı kurulan kısımdır. Elektromekanik eyleyiciye bağlı olan servo motorun enerji tüketimini inceleyebilmek için akım trafosu kullanılmıştır. Bu trafo ile akım düzenlenerek güç analizörüne bağlanmaktadır. Güç analizörü ise servo motordaki akım, güç faktörü, gerilim, güç, toplam enerji tüketim değerlerini PLC üzerinden kullanıcıya sunmaktadır. Sistem üzerinden alınan tüm veriler kullanıcıya otomasyon ekranı vasıtasıyla aktarım yapılmaktadır.



Şekil 29. Hidrolik güç ünitesi.

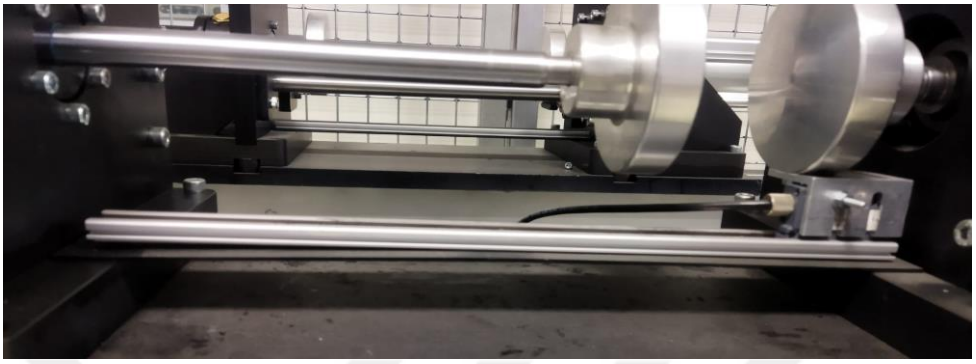
Şekil 29’de gösterilen hidrolik güç ünitesi, karşı kuvveti oluşturacak olan hidrolik silindirlere hareketini kazandıran ekipmandır. Ünite üzerinde 7,5 kW güce, 1500 devir/dak hıza ve 400 volt besleme gerilimine sahip elektrik motoru kullanılmıştır. Bu motor ile birlikte pompa çalıştırılarak sistemde akış sağlanmaktadır. Filtreler ile birlikte kirlenmiş yağ arındırılmaktadır. Özel çelik blok sayesinde sistem üzerinden hidrolik eyleyiciye yön kontrol valfinin yardımıyla yağ aktarımı yapılmaktadır. Bu sayede sistem ileri hareketi sağlamaktadır. Hidrolik eyleyici tek etkili olduğu için basınç durumunda sürekli açık olacak şekilde çalışmaktadır.



Şekil 30. Hidrolik eyleyici, basınç algılayıcısı, yük algılayıcısı.

Şekil 30’da sunulan görselde tek etkili hidrolik silindir üzerinde bulunan basınç algılayıcısı, silindiri besleyen hattaki basınç değerini ölçmekte ve otomasyon ünitesine veri aktarımı yapmaktadır. Hidrolik silindir ve elektromekanik eyleyici arasında bulunan kalibrasyonu yapılmış yük hücresi (load cell) ile kuvvet değerini ölçerek otomasyon sistemine aktarmaktadır. Aktarılan veriler otomasyon üzerinde bulunan PLC işlemci modülü üzerinde işlenerek çıktı verisi kullanıcıya aktarılmaktadır. Ayrıca hidrolik silindir farklı basınç değerleri ile test edilmiş ve yük hücresi üzerinden alınan kuvvet değeri basınç ve alan değerleri ile hesaplanarak karşılaştırmalı olarak incelenmiş ve uygunluğu tespit edilmiştir.

Elektromekanik eyleyicinin konum değişimi servo motor üzerinde bulunan açısal konum algılayıcısından toplanan verilerle yapılacak dönüşümle elde edilmiştir. Ayrıca bu dönüşümü doğrulamak için deney düzeneğinde bir doğrusal enkoder de kullanılmıştır.



Şekil 31. Konum algılayıcısı.

Şekil 31'de doğrusal enkoder ve bağlantısı gösterilmiştir. Konum algılayıcısı, denetlenen sistem olan bilyalı vidalı milli elektromekanik eyleyicinin mil ucu aparatına sabitlenmektedir. Algılayıcı düz bir manyetik şerit üzerinde gidip gelerek mil ucundaki konumun ölçümünü yapmaktadır. Bu ölçüm ile birlikte PLC ünitesinde haberleşme yapmakta ve hareket döngüsünü sağlamaktadır.

Tez çalışmasında benzetim çalışmaları ile yapılacak değerlendirmeler için deney tesisatı ayarlaması Şekil 16' daki gösterim dikkate alınarak yapılandırılmıştır. Taşınan yük hareket yüzeyinin eğim açısına göre oluşan eğim kuvveti ve yükün hareket edeceği yüzey ile yük arasındaki sürtünme katsayısı (μ) 0,5 olarak kabul edilerek hesaplanan sürtünme kuvveti değerlerine göre hidrolik sistem tarafından oluşturulması gereken yük değeri belirlenmiştir.

Deney tesisatında kullanılan elektromekanik eyleyici deney düzeneğine bağlanmadan önce yüksüz halde yatay düzlemde ileri ve geri hareketini 1500 dev/dak devir sayısıyla gerçekleştirirken iç sürtünmelere sahip olduğu tespit edilmiştir. Deney tesisatında bulunan ve taşınan bir kütlenin olmadığı yüksüz durum için yapılan testlerde hidrolik ünitede oluşan en düşük basınç değerinin 5 Bar olduğu ve bu durumun yaklaşık 20 kg değerinde bir kütlenin etkisine karşılık geldiği yapılan incelemeler sonucunda tespit edilmiştir. Bu sebeple yüksüz olarak değerlendirilen testlere bu değer katılarak inceleme

yapılmıştır. Ayrıca yapılan deneyler sonucunda yüksüz durumdayken sistemde kullanılan bilyalı vidalı milli eyleyicinin iç sürtünme torkunun 0,35 Nm olduğu belirlenmiştir. Bu değer de uygun şekilde modele dahil edilmiştir.

Eyleyicinin bağlı olduğu otomasyon sistemi üzerinde Şekil 31' de gösterildiği gibi bir adet güç analizörü bulunmaktadır. Bu analizörün ölçüm doğruluğunun tespiti için sistemde pens ampermetre de kullanılarak akım ölçümü yapılmış ve sistem tarafından çekilen gücün hesaplanmasında kullanılmıştır.

Deneylerde maksimum hız değeri 0,14 m/s olarak alınmıştır. Testler veri doğrulayabilmek için üç kere tekrarlanmış ve her testin üç verisi de incelenmiştir. Yapılan testlerin incelenmesi ve yorumlanması sonucunda MATLAB programında simüle edilen güç tüketimi değerleri ile uyumlu olduğu yapılan testlerin incelenmesi sonucunda anlaşılmıştır. Detaylar Bulgular kısmında verilmiştir.

Deney tesisatı PLC ünitesinde sadece trapezoidal hız profilinin kullanımına uygun olduğu için doğrulama işleminde de modelde bu hız profili kullanılmıştır.

4. BULGULAR

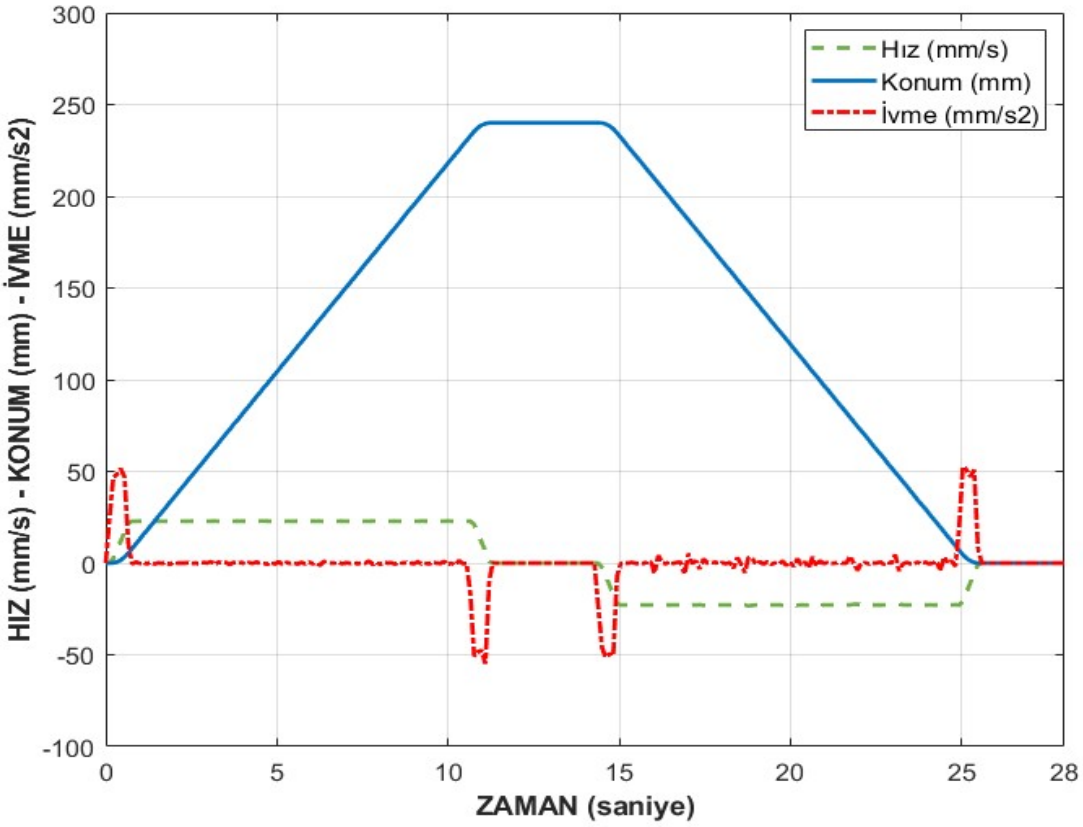
4.1. Deneysel Çalışmalar ve Matematiksel Modelin Doğrulanması

Bölüm 3.3’ de sunulan deney düzeneğinde matematiksel modelin doğrulanması amacıyla Çizelge 1’ de gösterilen deneyler yapılmıştır. Veriler otomasyon sisteminden 0,1 s örnekleme zamanı ile toplanmıştır. Deneysel çalışmalar yapılırken sistemin yatayda çalıştığı ve yük- yüzey arasındaki sürtünme katsayısının 0,5 olduğu kabul edilmiştir. Bekleme süresi 3 saniye alınmıştır. Farklı çalışma şartları altında doğrulama yapmak için maksimum hız, taşınan kütle ve çevrim süresi değiştirilerek dört set deney yapılmıştır. Hız profili olarak trapezoidal hız profili kullanılmıştır. Her deney 3 kere tekrarlanmıştır.

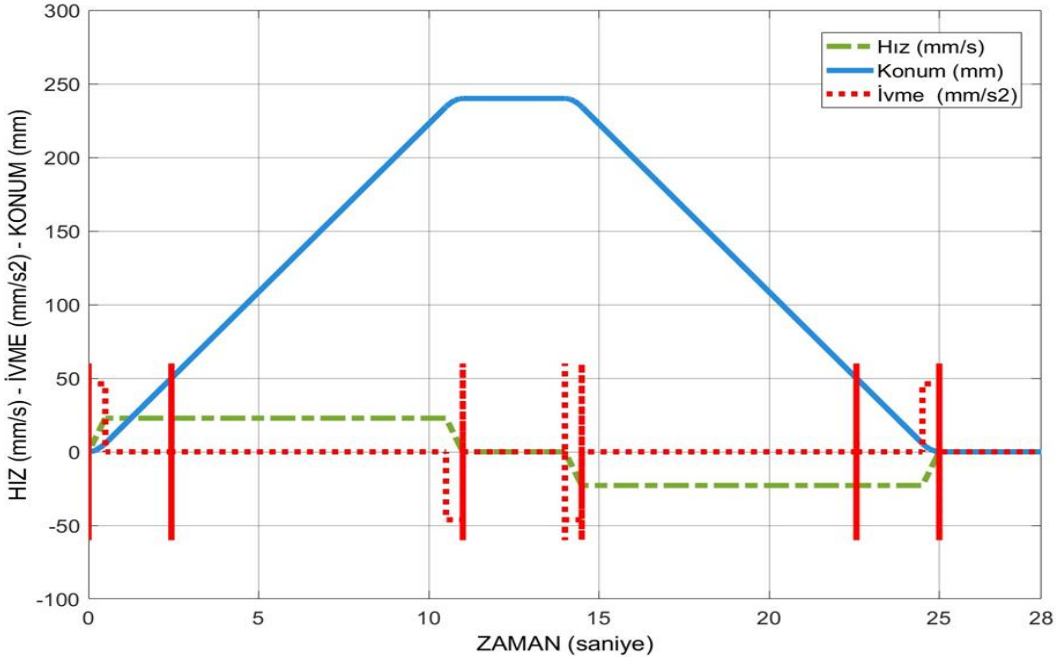
Çizelge 1. Deney tesisatı test parametreleri.

Parametreler	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4
Maksimum Hız (mm/s)	23	30	50	140
Çevrim Süresi (s)	28	22	16	10
Taşınan Kütle (kg)	0	90	190	285

Deneylerde matematiksel modelin doğrulanması hedeflendiği için parametrelerin sistem üzerindeki etkisi bu kısımda incelenmemiştir. Bu değerler modelde de tanımlanarak elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Şekil 35 A’da yük taşıma sistemine Çizelge 2’deki Test 1 verilerinin giriş olarak verilmesiyle elde edilen deneysel sonuçlar gösterilmiştir. Şekil 35 B’ de yükün konum, hız ve ivme değişimi MATLAB / Simulink programında Bölüm 3.2’de sunulan benzetim modeli sonuçları sunulmuştur.



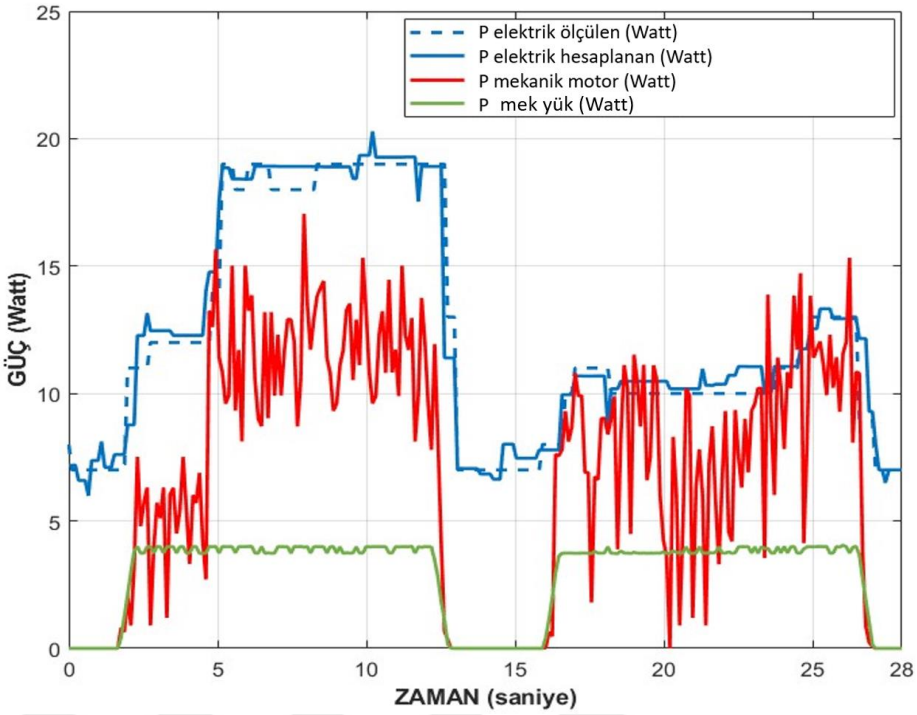
(A)



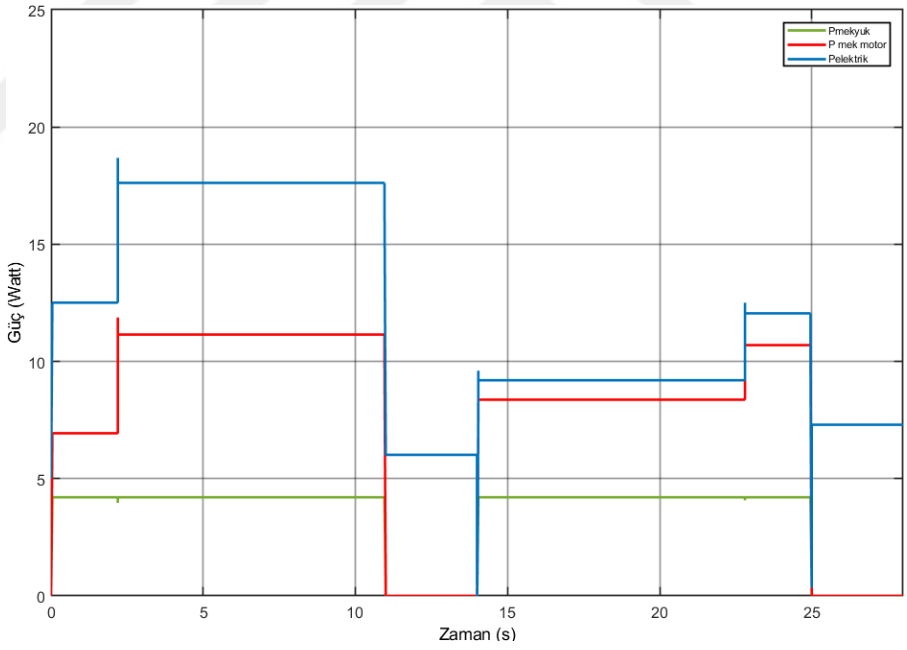
(B)

Şekil 32. Test 1 parametrelerine göre oluşan sonuçlar.

A) Deneysel kinematik sonuçları. **B)** Model kinematik sonuçları. **C)** Deneysel güç tüketimi sonuçları. **D)** Model güç tüketimi sonuçları.



(C)



(D)

Şekil 32. Test 1 parametrelerine göre oluşan sonuçlar (devam).

A) Deneysel kinematik sonuçları. **B)** Model kinematik sonuçları. **C)** Deneysel güç tüketimi sonuçları. **D)** Model güç tüketimi sonuçları.

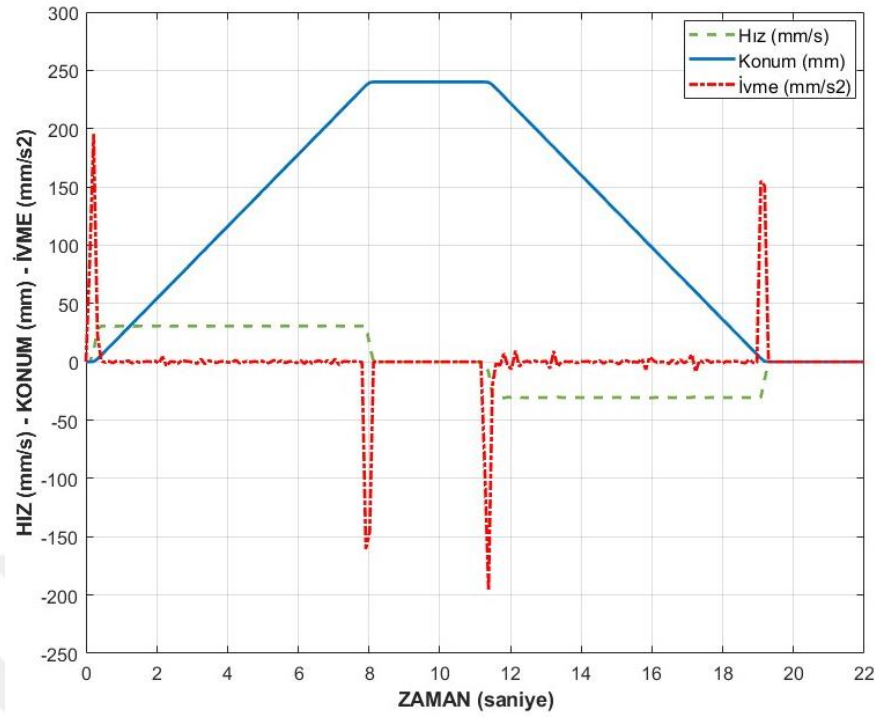
Hareket başladığında deneyden alınan hız verisi ile hesaplanan ivme değeri 51,5 mm/s^2 olarak tespit edilmiş, Simulink modelinde ise bu değer 46,17 mm/s^2 olarak

hesaplanmıştır. Sabit hız sırasında deneysel verilerden alınan eyleyicinin hızı 22,8 mm/s ile 22,9 mm/s arasında hareketi gerçekleştirirken, Simulink modelinde bu değerin sabit olarak 22,8 mm/s olduğu görülmüştür. Yavaşlama adımına geçen eyleyici deneysel verilerde -54,9 mm/s^2 ile yavaşlama ivmesi değerine ulaşırken Simulink modelinde bu değer -46,17 mm/s^2 değerinde olmuştur.

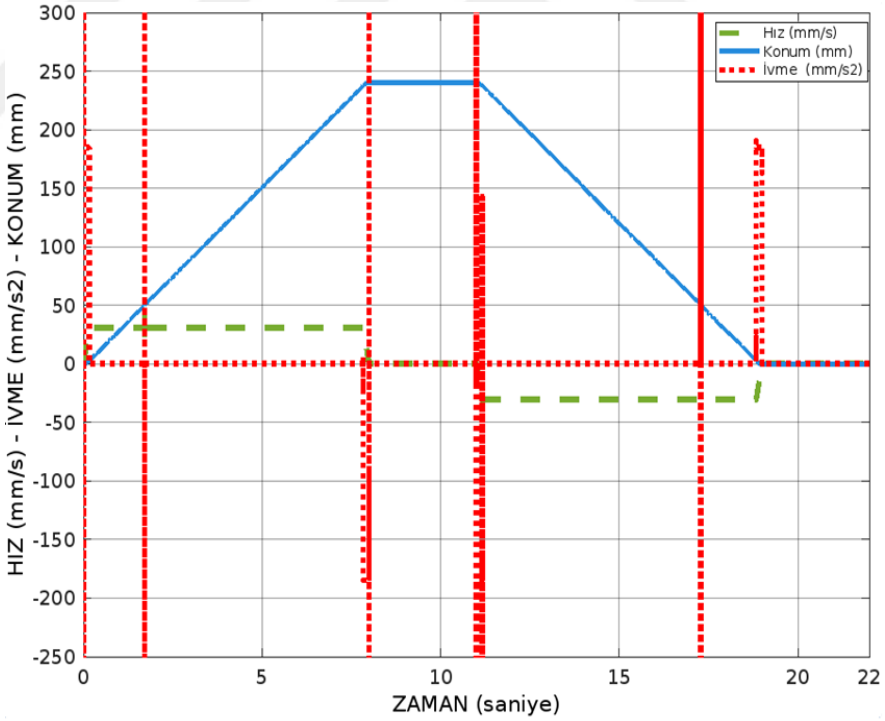
Şekil 32'de Çizelge 2'de verilen Test 1 girdi parametreleri ile birlikte deney tesisatının çalıştırılması ile alınan veriler doğrultusunda oluşan güç tüketim grafiği Şekil 32 (A), MATLAB / Simulink programı ile oluşturulan modelden elde edilen güç grafik Şekil 32 (B) da sunulmuştur. Burada "P elektrik ölçülen" güç analizöründen ölçülen elektrik gücü değerini "P elektrik hesap" deney tesisatından ölçülen gerilim, akım ve güç faktörüne göre hesaplanan gücü "P mekanik motor (Watt)" elektrik motorundan ölçülen moment ve açısal hız değerine göre hesaplanan mekanik motor çıkış gücünü, "P mek yük" ise yüke hidrolik sistem tarafından uygulanan kuvvet ve yük hızına göre hesaplanan mekanik gücü ifade etmektedir. Deney tesisatında kullanılan hidrolik pistonun stroğu 200 mm'dir. Bu sebeple bilyalı vidalı – mil mekanizmasının ilk 50 mm'lik konum değişimi temassız şartlarda olmaktadır. Hidrolik ünitede karşı kuvveti oluşturacak basınç bu durumda da var olduğu için güç bu sürede de ölçülen bir büyüklük olarak sunulmuştur. Elektromekanik sistem 0-50 mm arasında ilerlerken elektrik motor ve bilyalı vidalı mil sistemine ait yükü yenmek üzere moment oluşturmaktadır. Model çalışması da bu duruma göre düzenlemiş ve sonuçlar elde edilmiştir. Temas gerçekleştikten sonra Şekil 36 A'da görüldüğü gibi elektrik gücü tüketimi yaklaşık 18 Watt'tır. Bu hareket hali modele de dahil edilmiştir ve temas noktasına kadar yaklaşık 12 Watt elektrik gücü tüketimi görülmüştür. Simulink modelinde ise enerji tüketimi karşı kuvveti oluşturan hidrolik eyleyicinin temas noktasına kadar 12 Watt daha sonrasında hidrolik eyleyiciye temas ile 17 Watt değerinde ileri hareketi tamamlamıştır. Deney sisteminde bekleme adımında güç değeri tekrar 7 Watt değerine düşmektedir. MATLAB modelinde ise bu değer 5 Watt olarak okunmaktadır. Geri dönüş hareketinde deney sistemi 10 Watt elektrik gücü tüketilirken, hidrolik eyleyiciden temasın ayrılması ile birlikte güç tüketimi artarak 13,5 Watt değerine ulaşmıştır. Simulink modelinde geri dönüşte güç tüketimi 9 Watt olarak okunmuş ve hidrolik eyleyicinin temasından sonra güç tüketimi artarak 13,5 Watt değerine ulaşmıştır. Deney sistemi ve Simulink modelinde son noktada bekleme adımına

geçtiği için motor kapatılmış ve güç tüketimi yapılmamıştır. Sistemin iç bileşen sürtünmesinden kaynaklı olarak Denklem 3'te belirtildiği gibi bir sürtünme kuvveti ve buna bağlı olarak bir moment mevcuttur. Motor ve eyleyici iç sürtünmesinden kaynaklanan harekete geçmesi için güç tüketimi gerekmektedir. Buna bağlı olarak sadece hareket durumunda gözüken bu güç tüketimi 5 Watt güç tüketimi olduğunu göstermektedir. Bu değer Simulink modelinde 7 Watt olarak okunmuş, hidrolik eyleyici ile temas noktalarında ise anlık bir değişim yaşamıştır. Deneysel veriler ile hesaplanan mekanik güç hidrolik eyleyiciye temas edene kadar 5 Watt olurken temas sonrasında 13 Watt olarak gerçekleşmiştir. MATLAB/ Simulink modelinde ise temasa kadar olan bölümde 7 Watt, temas sonrasında ise 12 Watt olarak güç tüketimi olmuştur. Deneysel veriler ile geri dönüş hareketinin yapıldığı bölümde mekanik güç tüketimi yaklaşık 8 Watt, hidrolik eyleyicinin temasından sonra 12 Watt değerine çıkmıştır. Simulink modelini incelediğimizde ise bu durumun modelde de mevcut olduğunu, hidrolik eyleyici ile temas bölgesinde 8 Watt güç tüketimi varken temas sonrasında yaklaşık 11 Watt değerine çıktığı gözlemlenmiştir.

Şekil 33'de Çizelge 2'de verilen Test 2 girdi parametrelerine bağlı olarak yapılan incelemeler sunulmuştur. Şekil 36 A'da hareket başladığında deney sistemi maksimum ivmelenme değeri olan 195,5 mm/s^2 ye ulaşmıştır. Aynı koşullarda incelenen Simulink modelinde ise Şekil 36 B'de görülebileceği gibi bu değer 184,7 mm/s^2 değerine ulaşarak harekete devam etmiştir. Deney sistemi sabit hızı 30,51 mm/s ile 31,01 mm/s arasında hareketini sürdürmüştür. Simulink modelinde ise bu değer sabit olarak 30,63 mm/s olarak gerçekleşmiştir. İleri hareketin yavaşlama bölümünde deney sistemi yavaşlama ivmesi -160,5 mm/s^2, Simulink modeli ise -184,7 mm/s^2 ile tamamlamıştır. Geri hareket başladığında deney sisteminden -196,5 mm/s^2 değeri ile maksimum ivmelenme değeri okunmuştur. Simulink modelinde ise bu değer -184,7 mm/s^2 okunmuştur. Geri hareketin yavaşlama adımında deney sisteminden 151 mm/s^2 değer okunurken Simulink modelinde 184,7 mm/s^2 ile yavaşlama adımı tamamlanmıştır.



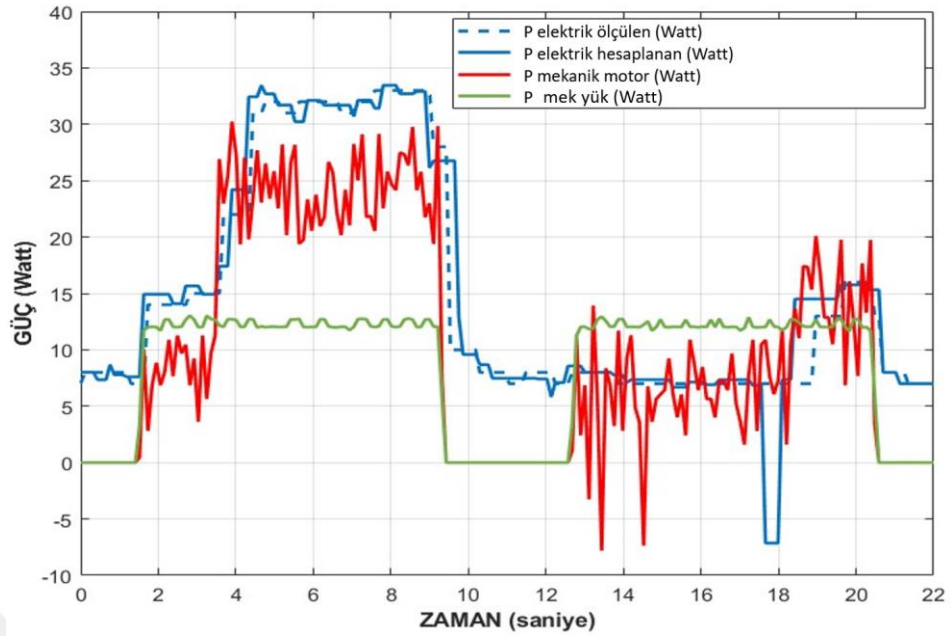
(A)



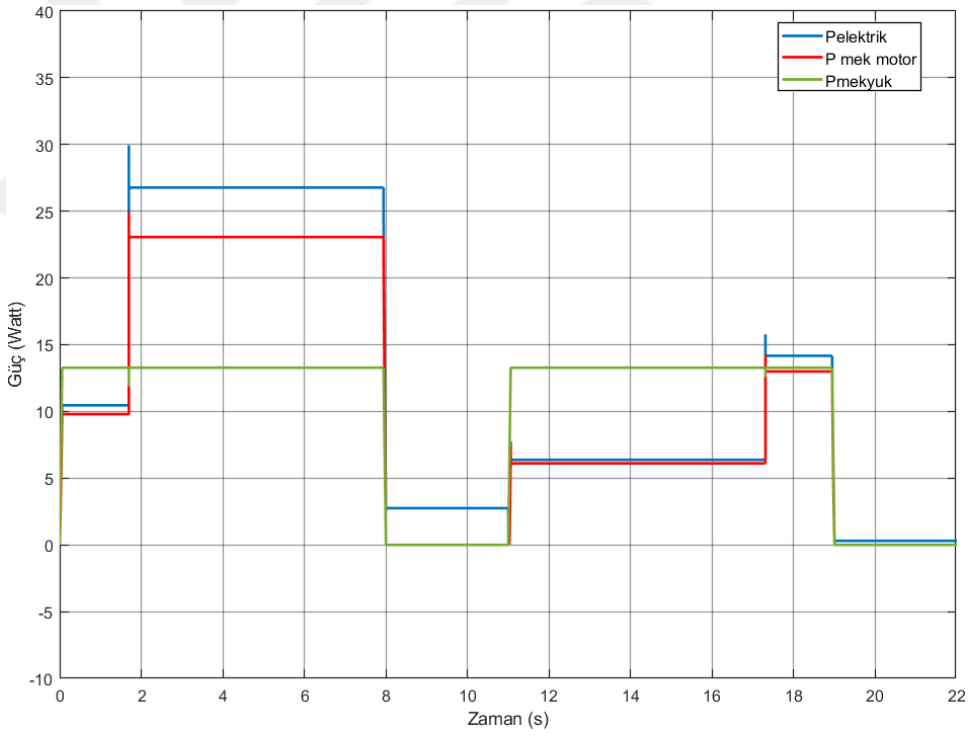
(B)

Şekil 33. Test 2 parametrelerine göre oluşan sonuçlar.

A) Deneysel kinematik sonuçları. **B)** Model kinematik sonuçları. **C)** Deneysel güç tüketimi sonuçları. **D)** Model güç tüketimi sonuçları.



(C)



(D)

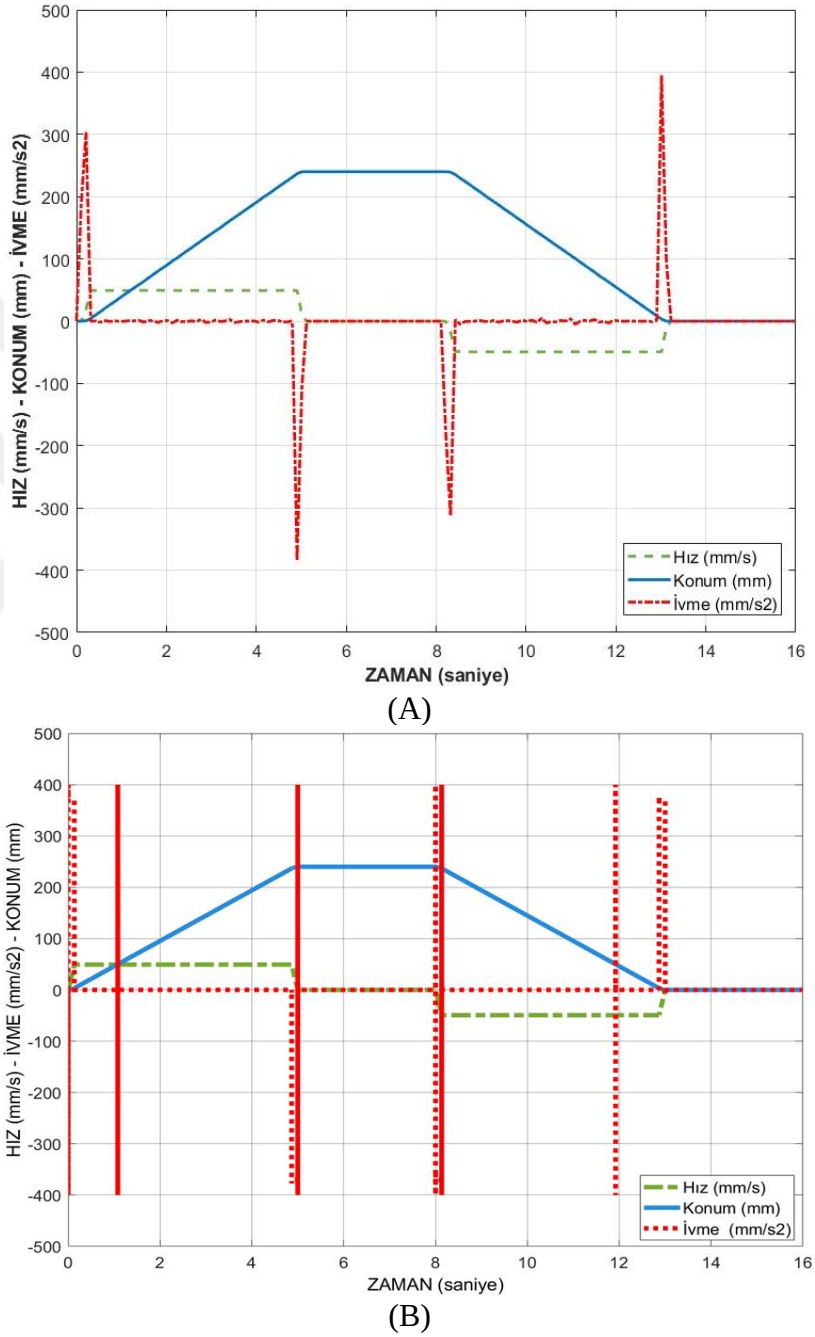
Şekil 33. Test 2 parametrelerine göre oluşan sonuçlar (devam).

A) Deneysel kinematik sonuçları. **B)** Model kinematik sonuçları. **C)** Deneysel güç tüketimi sonuçları. **D)** Model güç tüketimi sonuçları.

Şekil 33 C ve D'de verilen grafikte Çizelge 2'de verilen Test 2 girdileri ile sistemdeki güç tüketimi verileri alınmıştır. Deney sistemi hareket gerçekleştiğinde hidrolik eyleyiciye temas edene kadar güç tüketimi 15 Watt, temastan sonra ise güç tüketimi 33 Watt olarak okunmaktadır. Simulink modelinde ise hidrolik eyleyicinin temasına kadar 10 Watt hidrolik eyleyiciye temas sonrası 28 Watt olarak okunmuştur. Geri hareket sırasında karşı kuvveti oluşturan hidrolik eyleyici kuvvetinde temsil edilen eğim kuvvetinin harekete yardımcı bir kuvvet olarak etkilediği için elektrik motoru daha az güç tüketmektedir. Bu sebepten dolayı güç tüketimi düşmektedir. Deney sisteminden alınan veriler ile geri dönüş incelendiğinde 10 Watt altında bir tüketim ile olduğu fakat hidrolik eyleyicinin temasından çıktıktan sonra güç tüketiminin artarak 15 Watt değerine ulaştığı gözlemlenmiştir. Simulink modelinde hidrolik eyleyici ile temas halindeyken 14 Watt güç tüketiminin olduğu ve hidrolik eyleyicinin teması kalktıktan sonra ise 20 Watt olarak okunmuştur. Doğrusal güç tüketimi deney verileri ile incelendiğinde ileri ve geri harekette 13 Watt enerji tüketimi yaptığı gözlemlenmektedir. Simulink modelinde ise bu değer 15 Watt olarak okunmuştur. Mekanik güç deneysel veriler ile incelendiğinde ileri harekette hidrolik eyleyiciye temasta bulunana kadar 10 Watt ve altında olurken temas sonrasında 25 Watt olarak okunmuş, geri dönüşte temas halindeyken yaklaşık 8 Watt, temas kalktıktan sonra ise 20 Watt ve altında okunmuştur. Simulink modelinde mekanik güç incelendiğinde hidrolik eyleyici ile temasa geçene kadar 22 Watt, temas sonrasında 28 Watt, geri harekette ve temas halindeyken 15 Watt, temas kalktıktan sonra ise 23 Watt olarak okunmuştur.

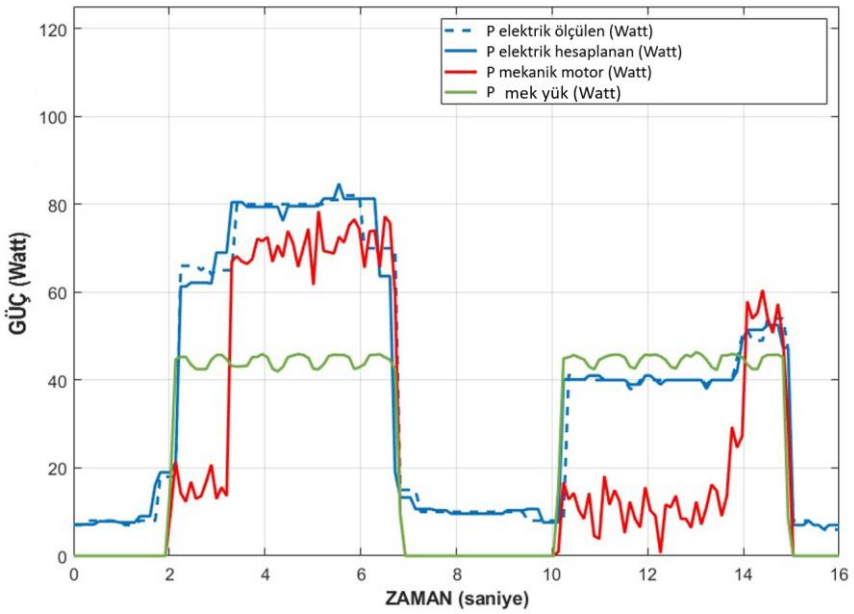
Şekil 34'de Çizelge 2'de verilen Test 3'ün test girdisi değerleri ile sistemin üzerinden alınan veriler ile oluşan kinematik grafik yer almaktadır. Hareket başladığında deneysel veriler ile hesaplanan ivme değeri 303,7 mm/s^2 olarak kayıt edilmiştir. Simulink modelinde ise 369,3 mm/s^2 olarak okunmuştur. İleri hareket sırasında deney sisteminde hız 49,30 mm/s ile 49,58 mm/s arasında ölçülmüştür. Simulink modelinde bu değer 49,32 mm/s olarak sabit bir değerde gerçekleşmiştir. Yavaşlama adımında deney sisteminden ölçülen en yüksek ivme değeri -384, mm/s^2 olmuştur. Simulink modelinde bu değer -369,3 mm/s^2 olarak okunmuştur. Deney sisteminde geri hareketin başlangıcında oluşan maksimum ivme değeri -312,7 mm/s^2 olarak Denklem 2'de belirtildiği şekilde ölçülen hız değerinden yola çıkarak hesaplanmıştır. Simulink modelinde ise -369,3 mm/s^2

olmuştur. Geri hareketin sabit hız değeri deney sisteminden -49,2 mm/s ile -49,5 mm/s arasında olmuştur. Simulink modelinde bu değer -49,3 mm/s olmuştur. Geri hareketin yavaşlama bölümünde deney sisteminden okunan değer 395 mm/s^2 olarak okunurken Simulink modelinde bu değer 369,3 mm/s^2 olmuştur.

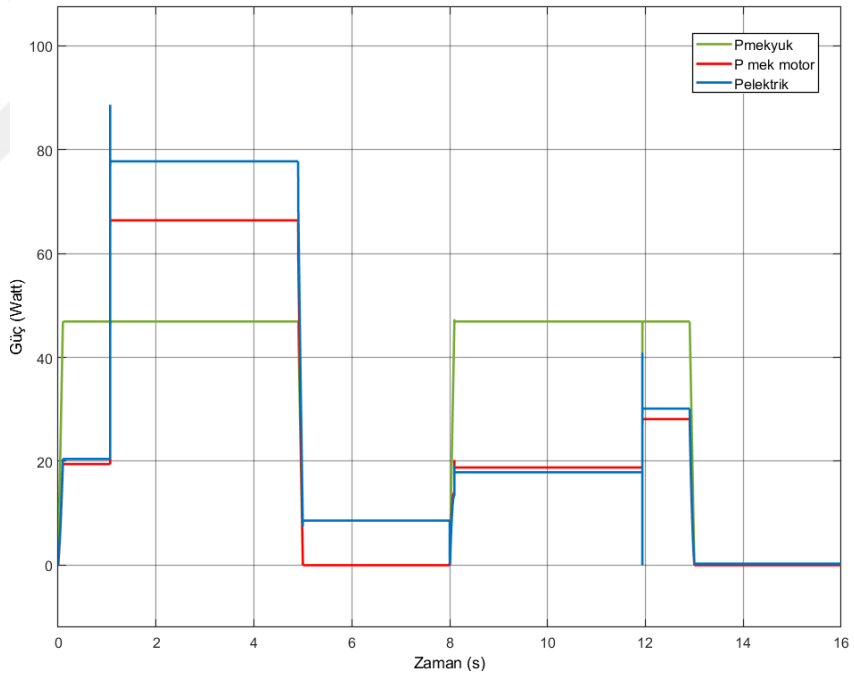


Şekil 34. Test 3 parametrelerine göre oluşan sonuçlar.

A) Deneysel kinematik sonuçları. **B)** Model kinematik sonuçları. **C)** Deneysel güç tüketimi sonuçları. **D)** Model güç tüketimi sonuçları.



(C)



(D)

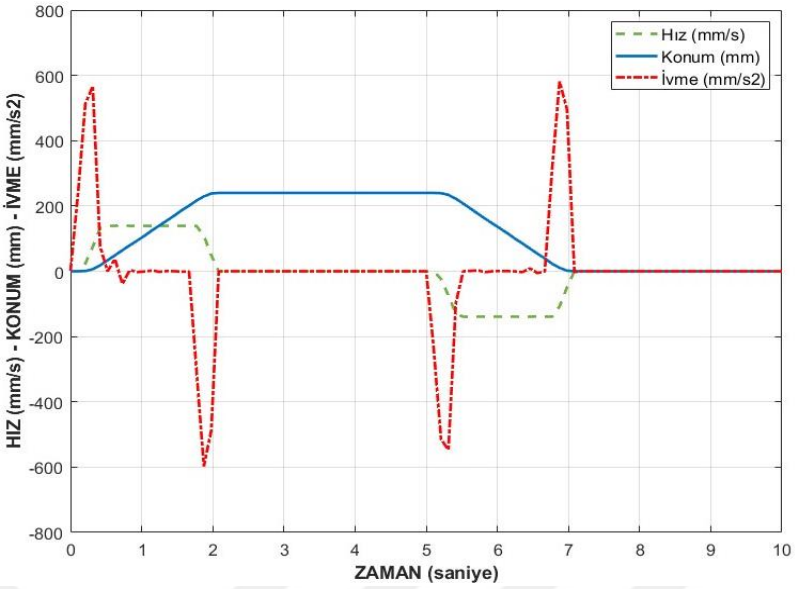
Şekil 34. Test 3 parametrelerine göre oluşan sonuçlar (devam).

A) Deneysel kinematik sonuçları. **B)** Model kinematik sonuçları. **C)** Deneysel güç tüketimi sonuçları. **D)** Model güç tüketimi sonuçları.

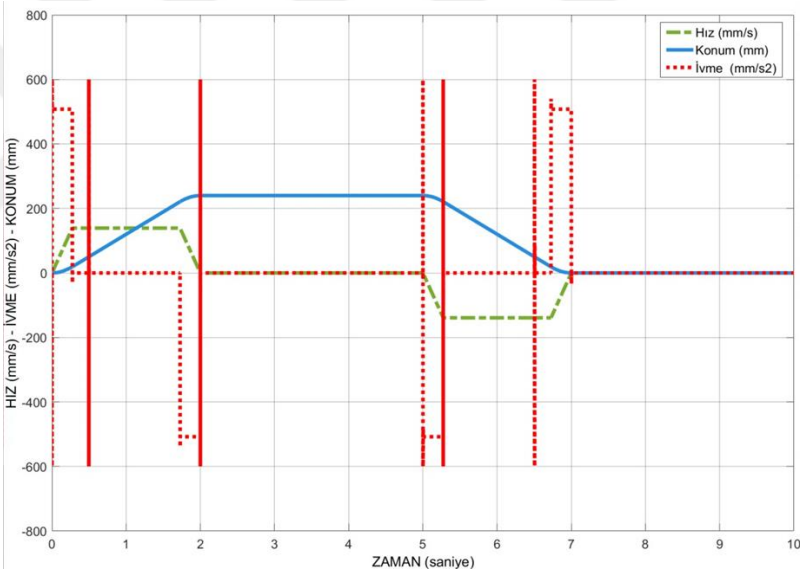
Şekil 34 incelendiğinde deneysel veriler ile ileri hareket esnasında hidrolik eyleyici ile temas edene kadar elektriksel güç tüketimi önce 19 Watt değerine sonra 62,15 Watt

değerine çıkarak hidrolik eyleyici ile temas sonrasında 80 Watt güç tüketimi olmaktadır. Simulink modelinde eyleyiciye temas edene kadar 20 Watt, temas sonrasında 49 Watt okunmaktadır. Geri hareket sırasında deney sistemi hidrolik silindir ile temas halindeyken 40 Watt değerindeyken, temastan sonra 52 Watt olarak okunmuştur. Simulink modelinde geri hareket hidrolik eyleyici ile temastayken 19 Watt, temas kalktıktan sonra 25 Watt olarak okunmuştur. Deneyden alınan veriler ile hesaplanan mekanik güç ileri harekette hidrolik eyleyici temas noktasına kadar yaklaşık yaklaşık 17 Watt olarak daha sonrasında temas ile birlikte yaklaşık 71 Watt değerine ulaşmıştır. Simulink modelinde temas noktasına kadar 20 Watt, temas ile birlikte 66 Watt olarak okunmuştur. Geri harekette deneysel veriler ile hesaplanan mekanik güç hidrolik eyleyici ile temastayken yaklaşık 12 Watt değerinde okunmuş, temas kalktıktan sonra ise yaklaşık 58 Watt değerine ulaşmıştır. Simulink modelinde hidrolik eyleyici ile temastayken bu değer 18 Watt olarak okunmuş, temas kalktıktan sonra ise 28 Watt olarak okunmuştur.

Şekil 35'de Çizelge 2'de verilen Test 4 parametreleri deney tesisatına girilerek hareket gerçekleştirilmiş ve otomasyon sistemi üzerinden alınan veriler doğrultusunda kinematik grafik çıkarılmıştır. Bu testte deney sisteminde bulunan servo motor tasarımsal olarak izin verilen maksimum ivme ve maksimum hız değerinde test edilmiştir. Deney verileri ile hareketin başlangıcında ivmelenme değeri maksimum 566,8 mm/s^2 olarak okunmuştur. MATLAB modelinde okunan ivmelenme değeri 507,83 mm/s^2 olmuştur. Sabit hızda ileri hareket sırasında deney sisteminden 139 mm/s ile 142,74 mm/s hız arasında veriler alınmıştır. Simulink modelinde bu değer 139,03 mm/s olmuştur. Yavaşlama hareketinde deney sisteminden -597,7 mm/s^2 olarak değer alınmıştır. Yine aynı adımda Simulink modelinde -507,83 mm/s^2 olarak değer alınmıştır. Geri hareketin deney sisteminde ivmelenme değeri -547,2 mm/s^2 olarak kayıt edilmiştir. MATLAB/ Simulink modelinde bu değer -507,83 mm/s^2 olmuştur. Geri dönüşte sabit hız deney sisteminde -138,98 mm/s ile -139,26 mm/s arasında gerçekleşmiştir. Simulink modelinde bu değer sabit olarak 139,03 mm/s olarak gerçekleşmiştir. Deney sisteminde yavaşlama ivmelenme değeri 581,5 mm/s^2 olarak okunurken Simulink modelinde bu değer 507,83 mm/s^2 olarak okunmuştur.



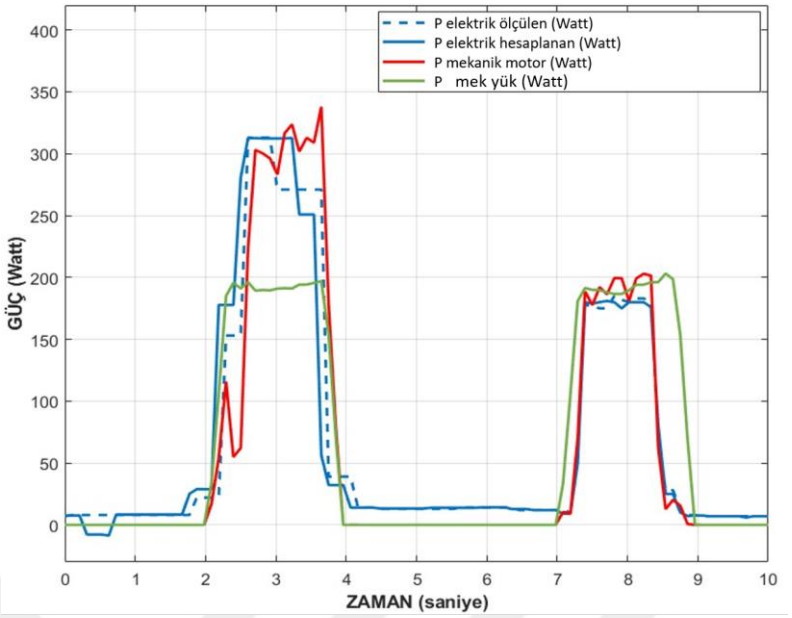
(A)



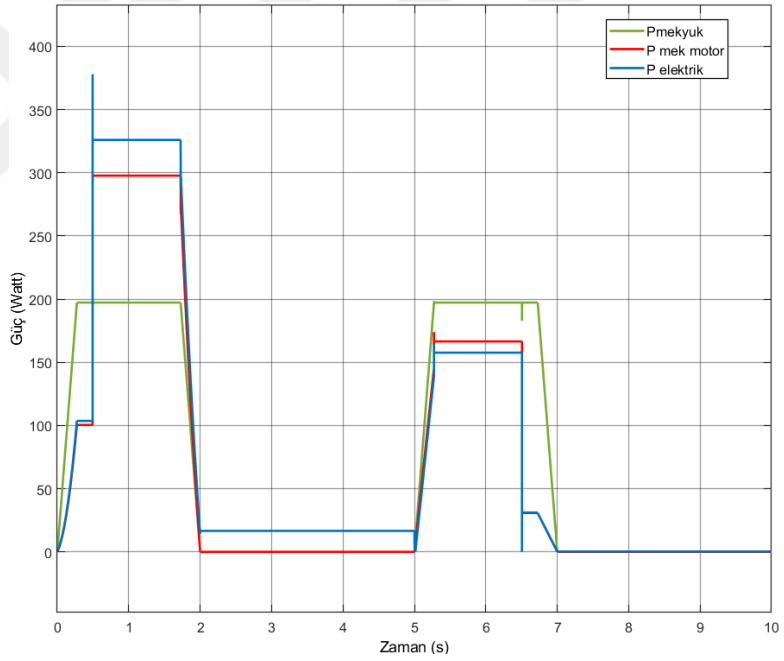
(B)

Şekil 35. Test 4 parametrelerine göre oluşan sonuçlar.

A) Deneysel kinematik sonuçları. **B)** Model kinematik sonuçları. **C)** Deneysel güç tüketimi sonuçları. **D)** Model güç tüketimi sonuçları.



(C)



(D)

Şekil 35. Test 4 parametrelerine göre oluşan sonuçlar (devam).

A) Deneysel kinematik sonuçları. **B)** Model kinematik sonuçları. **C)** Deneysel güç tüketimi sonuçları. **D)** Model güç tüketimi sonuçları.

Şekil 35 incelendiğinde Çizelge 2'de verilen Test 4 parametreleri ile deneysel ve model üzerinde çalışma yapılmıştır. MATLAB/ Simulink modelinde ise hidrolik eyleyici ile

temas edene kadar 103 Watt temas sonrasında 325 Watt olduğu gözlemleniyor. Geri dönüş hareketinde deneysel sonuçlar ile okunan güç tüketimi yaklaşık 180 Watt değerindeyken Simulink modelinde bu değer 159 Watt olarak okunmaktadır. Mekanik güç tüketimi incelendiğinde deney sisteminde hidrolik eyleyici ile temas edene kadar yaklaşık 70 Watt olduğu temas sonrasında ise yaklaşık 160 Watt değerine ulaştığı, geri dönüş hareketinde ise yaklaşık 190 Watt değerinde olduğu gözlemlenmiştir. Simulink modelinde ileri harekette 300 Watt olarak geri harekette ise 166 Watt olarak değer okunmuştur.

Deney sisteminin matematiksel olarak modellenmesi MATLAB/ Simulink programında yapılmış, Çizelge 2'de belirtilen parametreler doğrultusunda farklı hız, taşınan kütle değerleri ile deney sistemi ve model üzerinden verilerek alınarak karşılaştırmaları yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda deney sistemi ve model arasındaki hız, ivme, konum, mekanik güç, elektriksel güç, doğrusal güç değerlerinin birbiriyle uyumlu olduğu ve sonuçların birbirleriyle yakın olduğu tespit edilmiştir.

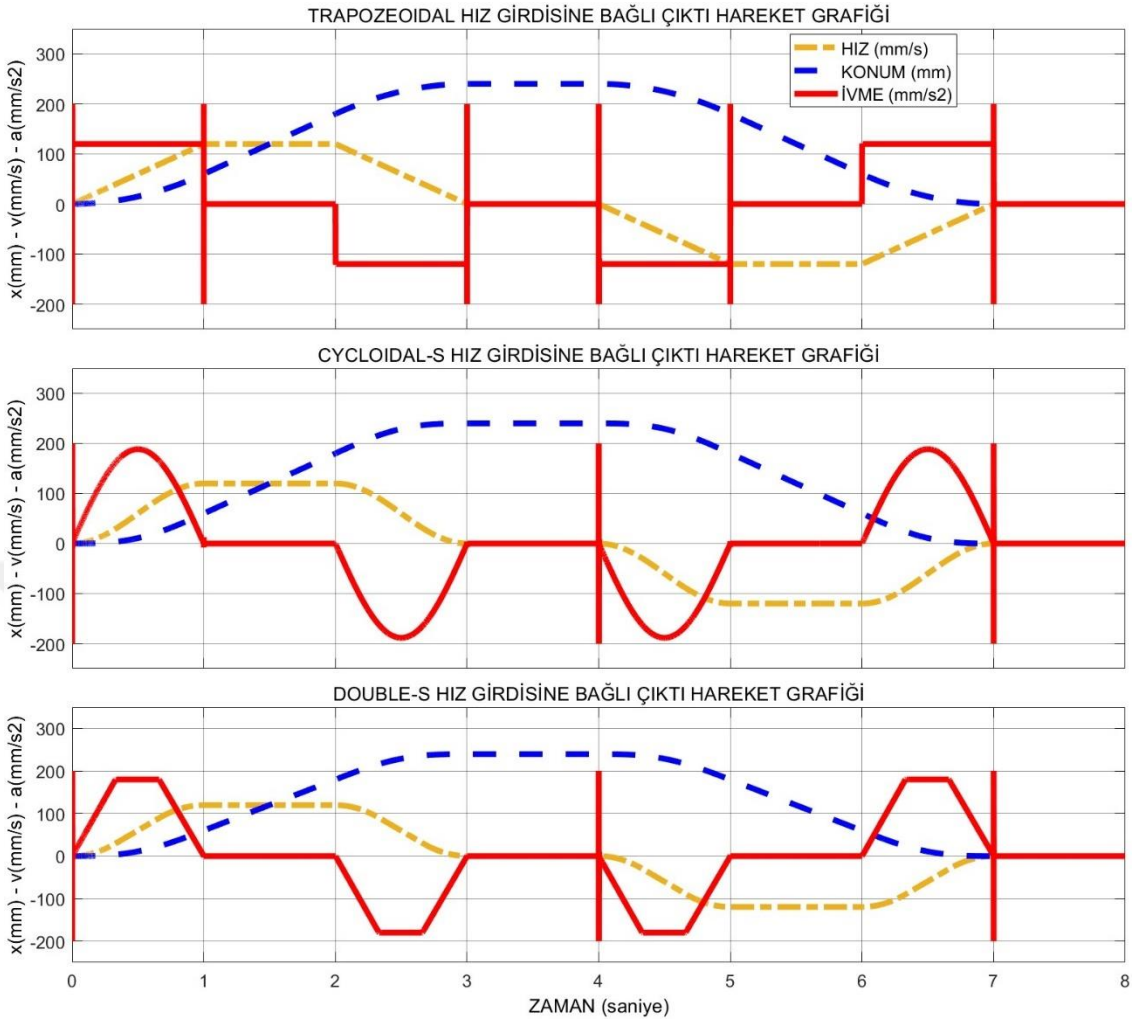
4.2. Farklı Çalışma Şartlarında ve Hız Profillerinde Sistemin Çalışmasının İncelenmesi

Sistemde kullanılan JVL-MAC-800-D2 motorun karakteristik yapısından ve otomasyon sistemi ile iletişim kurabilme kabiliyetinden dolayı deneysel çalışmalarda sadece trapezoidal hız girdisi ile oluşan hareket incelenebilmiştir. Bölüm 4.1' de yapılan doğrulama ardından "Cycloidal-S" ve "Double-S" hız girdisine bağlı hareket profillerini inceleyebilmek için çalışmalara MATLAB/ Simulink modeli üzerinden devam edilmiştir. Burada yapılan incelemelerde sistemin farklı hareket profillerinde çalışması halinde taşınan kütlenin, çevrim süresinin ve yüzey eğiminin sistemin güç, enerji tüketimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. İncelemeler taşınan kütleye, açıya ve süreye bağlı olarak gerçekleştirilmiş ve Çizelge 2'de incelenen parametreler ile sunulmuştur.

Çizelge 2. Farklı çalışma şartlarında incelenen parametreler ve değerleri.

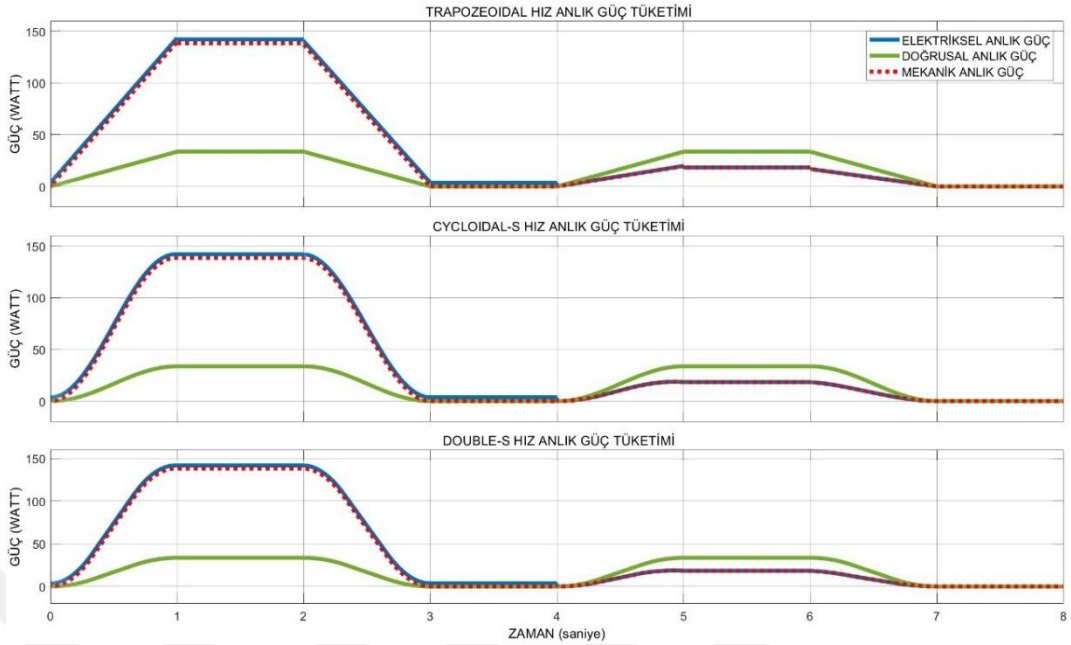
Test Tanımı	Hızlanma - Yavaşlama Süresi (s)	Hareket Düzlemi Açısı (α)	Toplam Çevrim Süresi (s) (tçs)	Taşınan Kütle (kg)
Yükün kütlesinin değişimine göre (i)	tçs/3	30	28	0
	tçs/3	30	28	50
	tçs/3	30	28	100
	tçs/3	30	28	150
Çevrim süresinin değişimine göre (ii)	tçs/3	30	8	100
	tçs/3	30	16	100
	tçs/3	30	22	100
	tçs/3	30	28	100
Düzlem açısının değişimine göre (iii)	tçs/3	0	28	100
	tçs/3	30	28	100
	tçs/3	60	28	100
	tçs/3	90	28	100
Hızlanma ve yavaşlama süresine göre (iv)	0,17	30	8	100
	0,40	30	8	100
	0,90	30	8	100
	1,50	30	8	100

16 tane farklı durum incelendiği için tekrarlı grafikler olmaması adına bir örnek üzerinden grafikler ve ayrıntılı tanımlanan sonuçlar sunulmuş, ardından diğer sonuçlar tablo olarak gösterilmiştir. 8 saniye çevrim süresinde, 240 mm hareket mesafesine sahip, 30° ile 100 kg taşıma yapan bir yük taşıma sisteminin cevap eğrileri incelenmiştir. Üç farklı hız girdisi profilinin oluşturduğu konum (mm), hız (mm/s) ve ivme (mm/s^2) Şekil 43'te verilmiştir.

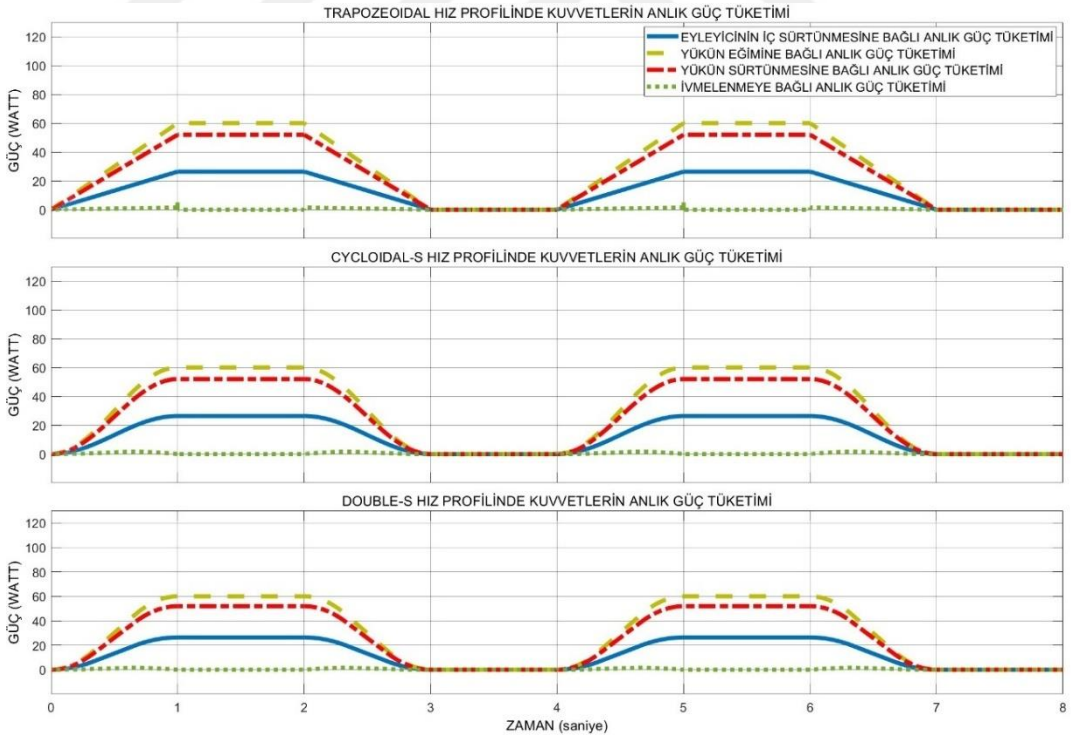


Şekil 36. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin konum (mm), hız (mm/s), ivme (mm/s^2) grafiği.

Bu üç farklı hız profiline bağlı, anlık olarak oluşacak güç tüketimi grafiği Şekil 37'de verilmiştir. Grafik üzerinde elektriksel anlık güç, doğrusal anlık güç ve mekanik anlık güç tüketimleri yer almaktadır. Düzlem ile 30° açılı olacak şekilde çalışma yaptığı için ileri hareket sırasında anlık güç tüketimleri yüksekken geri dönüş sırasında anlık güç tüketimleri düşük kalmıştır.



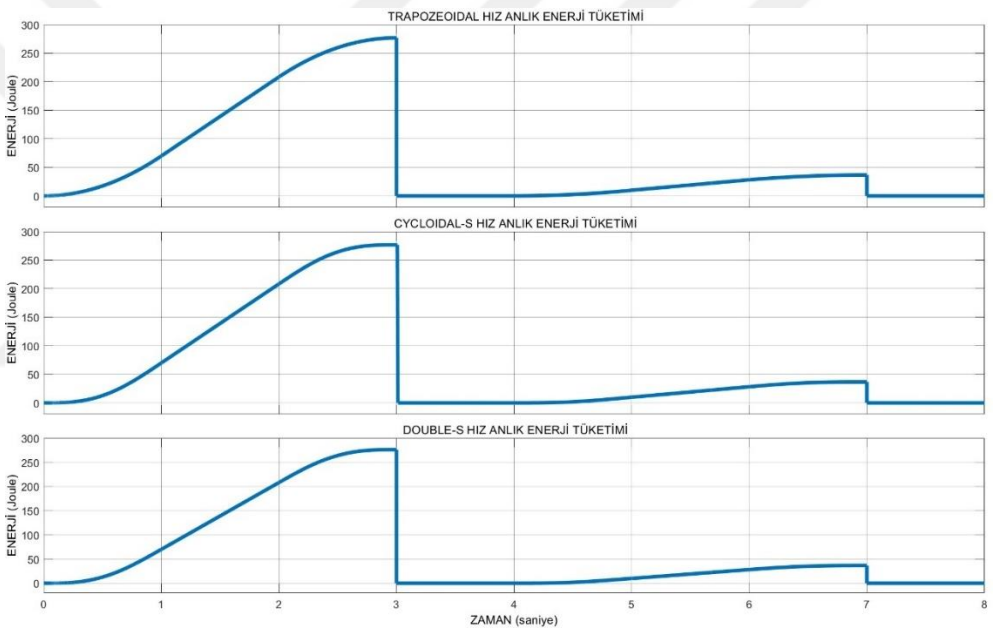
Şekil 37. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin anlık güç tüketimi grafiği.



Şekil 38. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin kuvvetlere bağlı anlık güç tüketimi grafiği.

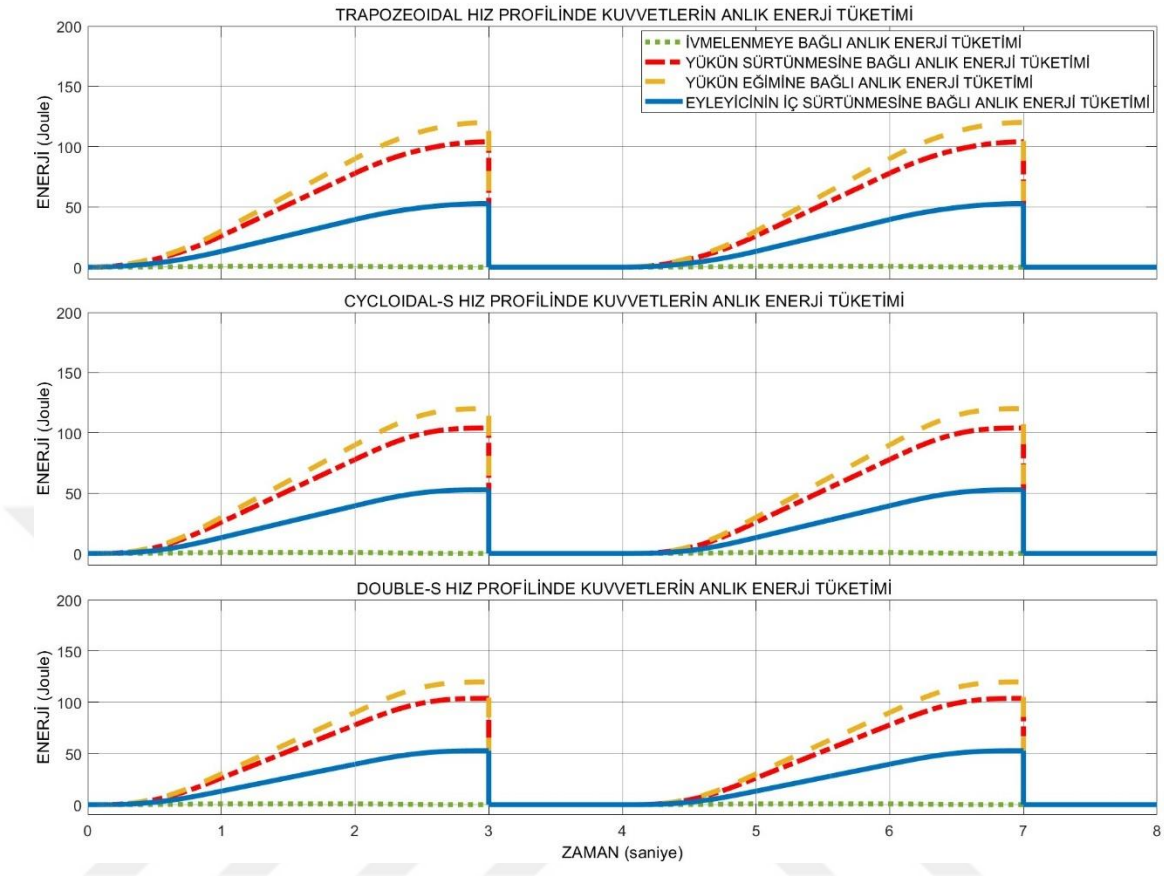
Anlık güç tüketimlerinin kuvvetlere bağlı oluştuğu durumun incelenmesi için yük üzerine etkiyen kuvvetlerin çalışma sırasındaki güç değerleri ayrı ayrı olarak incelenmiş ve Şekil 38' de gösterilmiştir. Şekil 38 üzerinde kuvvetlere bağlı oluşacak olan anlık güç tüketimleri yer almaktadır, bu güç tüketimleri 30° açı ile çalışma sırasında 100 kg yük kütlesi taşıma yapılırken oluşacak olan kuvvetlere tekabül gelmektedir.

Üç farklı hız profillerine bağlı olarak verilen şartlar altında oluşan anlık enerji tüketimlerinin incelenmesi yapılmış ve bu çalışma Şekil 36'da verilmiştir. İleri hareket sırasında düzlemin açısından kaynaklı olarak ileri hareket daha fazla enerji tüketimi yaptığı gözlemlenmektedir.



Şekil 39. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin anlık enerji tüketimi grafiği.

Farklı yol profillerinde sistemin enerji tüketimi Şekil 39'da, sistem üzerine etkiyen kuvvetlerin enerji tüketimleri Şekil 40' da gösterilmiştir. Eğriler incelendiğinde yol profillerinin değişiminin enerji tüketimi üzerinde beklenildiği üzere çok etkili olmadığı gözlenmiştir. En fazla güç ve nerji tüketiminin eğime bağlı olarak ileri hareket sırasında olduğu görülmüştür. Yine bilyalı vidalı mil sisteminin ve yüzey ile yük arasındaki sürtünmenin önemli oranda enerji tüketimi gerçekleştirdiği, kinetik enerji değişiminin ihmal edilebilecek düzeylerde olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 40. 8 saniye döngü süresi ve 240 strok hareket mesafesine sahip hız profillerinin kuvvetlere bağlı anlık enerji tüketimi grafiği.

Çizelge 2'de belirtilen parametreler ile birlikte oluşan anlık güç ve enerji tüketimi değerlerinden maksimum nokta alınarak güç ve enerji tüketim tabloları oluşturulmuştur.

4.2.1. Taşınan Kütleye Bağlı Güç Tüketimi İncelemeleri

Bu bölümde hareket düzlemi açısı ve çevrim süresi sabit tutularak taşınan kütlenin (m=0,50,100 kg) güç, enerji tüketimi üzerindeki etkisi üç hız profili ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Konum olarak her üç hareket profili de 240 mm strok olacak şekilde hareketini gerçekleştirmiştir. Bu inceleme 11 saniye ileri hareket, 3 saniye ileride bekleme, 11 saniye geri hareket, 3 saniye geride bekleme olmak üzere toplamda 28 saniye döngü süresine sahiptir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 3' de sunulmuştur.

Çizelge 3. Yükün kütlesinin değişimine bağlı güç tüketimi sonuçları tablosu.

Yükün Kütlesinin Değişimine Bağlı Güç Tüketimi	Kütle (kg)	P elektriksel güç tüketimi (Watt)	P mekanik güç tüketimi (Watt)	P doğrusal güç tüketimi (Watt)	P eğim kuvvetine bağlı güç tüketimi (Watt)	P sürtünme kuvvetine bağlı güç tüketimi	E elektriksel enerji tüketimi (Joule)	E eğim kuvvetine bağlı enerji tüketimi	E sürtünme kuvvetine bağlı güç tüketimi
Double-S Hız Profili	**0**	16,01	14,86	0,25	5,27	4,56	57,02	2,31	2,07
	50	17,23	15,90	0,81	5,83	4,05	166,66	61,10	52,91
	100	30,01	26,36	6,41	11,43	9,90	265,80	119,80	103,79
	150	43,93	36,82	12,01	17,04	14,75	385,78	178,47	154,61
Cycloidal-S Hız Profili	**0**	17,76	15,61	0,26	5,54	4,79	57,25	2,40	2,10
	50	18,03	16,71	0,85	6,13	5,30	167,05	61,25	53,05
	100	31,34	27,69	6,73	12,01	10,40	271,30	120,10	104,01
	150	45,79	38,67	12,62	17,90	15,50	386,70	178,95	154,98
Trapezoidal Hız Profili	**0**	16,02	14,86	0,25	5,27	4,56	57,10	2,35	2,10
	50	17,23	15,90	0,81	5,83	5,05	166,72	61,12	52,93
	100	30,01	26,36	6,41	11,44	9,90	266,70	119,84	103,80
	150	43,93	36,82	12,01	17,04	14,76	385,94	178,55	154,65

Yükün kütlesi arttıkça elektriksel, motor meknik çıkış gücünün ve eyleyici için tanımlanan doğrusal mekanik güç tüketiminin her üç hız profili içinde yükseldiği gözlemlenmektedir. Yol eğimi ve sürtüme kuvvetlerinin ve bu kuvvetler etkisiyle olan güç tüketiminini de arttığı görülmüştür. Enerji harcamlarının da benzer şekilde değiştiği tespit edilmiştir. “Cycloidal-S” profilinin güç tüketiminin çok ayırdedici olmasa da daha yüksek olduğu, “Double S” profilinin daha düşük tüketim yaptığı söylenebilir.

4.2.2. Döngü Süresine Bağlı Güç Tüketimi İncelemeleri

Bu bölümde Çizelge 2’de verilen değerler ile döngü süresinin değiştirilmesi ile oluşan güç tüketimleri incelenmiştir.

Buna göre 8 s, 16 s, 22 s ve 28 s olmak üzere dört farklı çevrim süresi incelenmiştir. Her döngü süresinde de ileri hareketin sonunda 3 s, geri hareketin sonunda 3 s olacak şekilde bekleme yapılmaktadır. Simulink modeli oluşturulan WLA4-063-010-0250 kodlu elektromekanik eyleyicinin çalışma stroku 240 mm dir. 28 s olarak gerçekleşen inceleme verileri Çizelge 4’te yer almaktadır.

Çizelge 4 incelendiğinde çevrim süresine bağlı güç tüketimi tablosu yer almaktadır. Çevrim süresi azaldıkça güç tüketiminin her üç hız profili içinde yükseldiği gözlemlenmektedir. En düşük güç tüketimini “Double-S” hız profili olduğu söylenebilir.

Çizelge 4. Çevrim süresine bağlı güç tüketimi sonuçları tablosu.

Çevrim Süresine Bağlı Güç Tüketimi	Çevrim Süresi (s)	P elektriksel güç tüketimi (Watt)	P mekanik güç tüketimi (Watt)	P doğrusal güç tüketimi (Watt)	P eğim kuvvetine bağlı güç tüketimi (Watt)	P sürtünme kuvvetine bağlı güç tüketimi (Watt)	E elektriksel enerji tüketimi (Joule)	E eğim kuvvetine bağlı enerji tüketimi (Joule)	E sürtünme kuvvetine bağlı güç tüketimi (Joule)
Double-S Hız Profili	**8**	163,05	159,81	38,85	69,57	60,25	276,72	120,05	103,96
	16	60,55	56,90	13,83	24,68	21,37	276,75	120,05	103,98
	22	38,99	35,35	8,59	15,33	13,28	276,40	119,91	103,76
	28	30,01	26,36	6,41	11,43	9,90	265,80	119,80	103,79
Cycloidal -S Hız Profili	**8**	188,25	184,59	44,88	80,07	69,34	276,90	120,11	104,02
	16	65,18	61,53	14,96	26,69	23,12	277,88	120,14	104,04
	22	40,56	36,92	8,98	16,02	13,87	276,90	120,10	104,01
	28	31,34	27,69	6,73	12,01	10,40	271,30	120,10	104,01
Trapezoidal Hız Profili	**8**	164,05	160,40	39,00	69,57	60,25	276,80	120,07	103,98
	16	60,55	56,90	13,84	24,68	21,38	276,95	120,10	104,01
	22	39,00	35,35	8,59	15,33	13,28	276,60	119,95	103,80
	28	30,01	26,36	6,41	11,44	9,90	266,70	119,84	103,80

4.2.3. Düzlem Eğimine Bağlı Güç Tüketimi İncelemeleri

Çizelge 2'de "Düzlem açısının değişimine göre (iii)" maddesinde belirtilen değerlere göre farklı yol eğimi değerlerine göre güç tüketimleri bu bölümde incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Çizelge 5'te verilmiştir.

Çizelge 5' ten de görülebileceği üzere eğimin artmasıyla güç ve enerji tüketimi önemli oranda artmaktadır. İleri hareket sırasında yükü taşımak için yol eğimini yenmek için gerekli kuvvet arttığı için tüketilen enerji miktarı da artmıştır. Sürtünme kuvvetinin etkisi ise açının artışı ile azalmaktadır. Düzlem açısı 60 derecedeyken güç tüketiminin her üç hız profili içinde yükseldiği gözlemlenmektedir. Yol profilleri arasında önemli bir farklılık olmadığı söylenebilir. Ancak en düşük güç tüketimi "Double-S" hız profili ile gerçekleşmiş olduğu söylenebilir.

4.2.4. İvmelenme Süresine Bağlı Güç Tüketimi İncelemeleri

İvmelenme süresine bağlı olarak üç farklı hız profilinin anlık güç tüketimleri inceleme çalışması yapılırken kullanılan parametreler; 30° çalışma açısında, 100 kg taşınan kütle ile, 8 saniye çevrim süresine sahip olacak şekilde çalışma gerçekleştirilmiştir. Çizelge 2' de gösterilen "Hızlanma ve yavaşlama süresine göre (iv)" tanımına göre 4 farklı kademe değeri ile inceleme yapılmıştır. MATLAB/ Simulink modelinde simüle edilen WLA4-063-010-0250 kodlu elektromekanik eyleyici bu çalışmada 240 mm hareket gerçekleştirmiştir.

Yapılan testlerin kinematik grafikleri verilerek sabit hız adımındaki sürenin ve ivmelenme adımındaki süreye bağlı oluşacak konum, ivme ve hız grafikleri her test için ayrı olarak verilmiştir. Bu çalışma ile ivme değerinin artışı ile birlikte oluşacak güç ve enerji tüketimlerinin incelemesi yapılmıştır. Çizelge 6' da hızlanma-yavaşlama süresine bağlı güç, enerji tüketimi tablosu sunulmuştur.

Çizelge 5. Düzlem açısının değişimine bağlı güç tüketimi tablosu.

Düzlem Açısının Bağlı Güç Tüketimi	**Eğim Açısı (°)**	P elektriksel güç tüketimi (Watt)	P mekanik güç tüketimi (Watt)	P doğrusal güç tüketimi (Watt)	P eğim kuvvetine bağlı güç tüketimi (Watt)	P sürtünme kuvvetine bağlı güç tüketimi (Watt)	E elektriksel enerji tüketimi (Joule)	E eğim kuvvetine bağlı enerji tüketimi (Joule)	E sürtünme kuvvetine bağlı güç tüketimi (Joule)
Double-S Hız Profili	**0**	17,88	16,46	5,03	0,00	11,43	172,48	0,00	119,79
	30	30,01	26,36	6,41	11,43	9,90	265,80	119,80	103,79
	60	35,44	30,55	14,78	19,80	5,72	320,08	207,01	59,92
	90	31,97	27,89	17,84	22,87	0,00	292,36	239,68	0,00
Cycloidal-S Hız Profili	**0**	18,71	17,29	5,28	0,00	12,01	172,88	0,00	120,10
	30	31,34	27,69	6,73	12,01	10,40	271,30	120,10	104,01
	60	36,98	32,09	15,52	20,80	6,01	320,85	208,02	60,05
	90	33,38	29,30	18,74	24,02	0,00	292,97	240,20	0,00
Trapezoidal Hız Profili	**0**	17,88	16,46	5,03	0,00	11,44	172,55	0,00	119,85
	30	30,01	26,36	6,41	11,44	9,90	266,70	119,84	103,80
	60	35,44	30,55	14,78	19,81	5,72	320,19	207,58	59,93
	90	31,98	27,89	17,84	22,87	0,00	292,38	239,70	0,00

Çizelge 6. Hızlanma – yavaşlama süresine bağlı güç tüketimi tablosu.

E sürtünme kuvvetine bağlı güç tüketimi (Joule)	E eğim kuvvetine bağlı enerji tüketimi (Joule)	E elektriksel enerji tüketimi (Joule)	P sürtünme kuvvetine bağlı güç tüketimi (Watt)	P eğim kuvvetine bağlı güç tüketimi (Watt)	P doğrusal güç tüketimi (Watt)	P mekanik güç tüketimi (Watt)	P elektriksel güç tüketimi (Watt)	**İvmelenme Süresi (s)**	**İvmelenme Süresine Bağlı Güç Tüketimi**
104,01	120,10	276,85	36,72	42,39	23,76	97,74	101,36	**0,17**	**Double-S Hız Profili**
104,01	120,10	276,87	40,00	46,19	25,89	106,45	110,10	**0,40**	
104,01	120,10	276,89	49,74	57,45	32,19	132,42	136,08	**0,90**	
104,01	120,10	276,70	69,30	80,03	44,86	184,50	188,20	**1,50**	
104,02	120,10	276,88	36,72	42,39	23,76	97,75	101,38	**0,17**	**Cycloidal-S Hız Profili**
104,02	120,10	276,88	40,00	46,19	25,90	106,50	110,15	**0,40**	
104,02	120,10	276,95	49,76	57,50	32,20	132,45	136,10	**0,90**	
104,02	120,10	276,90	69,34	80,07	44,88	184,60	188,30	**1,50**	
104,02	120,10	276,85	36,72	42,38	23,76	97,74	101,36	**0,17**	**Trapezoidal Hız Profili**
104,02	120,10	276,88	40,00	46,19	25,89	106,45	110,13	**0,40**	
104,02	120,10	276,94	49,75	57,45	32,20	132,43	136,09	**0,90**	
104,02	120,10	276,90	69,39	80,13	44,92	189,60	190,00	**1,50**	

Hızlanma süresinin yüksek olması ivmeyi arttırmaktadır. Sistemin güç tüketiminin her üç hız profili içinde yükseldiği gözlemlenmektedir. En düşük güç tüketimini “Double-S” hız profili ile gerçekleştiği söylenebilir.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu tez çalışmasında servo motor kontrollü, bilyalı vida-mil mekanizmalı elektromekanik eyleyiciye sahip bir yük taşıma sisteminin güç tüketimi farklı hız profilleri, hızlanma/yavaşlama davranışları, yük ve yüzey eğimi gibi faktörler dikkate alınarak araştırılmıştır. Sistemin hareket denklemleri ilgili mühendislik yasaları kullanılarak elde edildikten sonra MATLAB/ Simulink ile benzetimi yapılmıştır. Bu modelleme ile farklı hız profillerinin, hızlanma, yavaşlama, sabit hızla hareket sürelerinin, sistem yük, eğim, sürtünme katsayısı gibi değerlerin parametrik olarak ayarlanabilmesi sağlanmıştır.

Çalışma kapsamında kurulan deney düzeneği üzerinde testler yapılarak elde edilen sonuçlar benzetim modeli sonuçları ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu deney düzeneği ile trapezoidal hız profiline sahip matematiksel model çıktıları olarak incelenmiş, elde edilen deneysel ve teorik sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

Doğrulama işleminden sonra benzetim modeli ile Trapezoidal, Cycloidal-S ve Double-S hız profillerinde taşınan kütleye, döngü süresine ve çalışma açısına göre MATLAB/ Simulink modeli üzerinde çalışmalar yapılmıştır.

Yapılan incelemeler sonucunda, en düşük güç tüketimine sahip olan hız profilinin Double-S olduğu, Trapezoidal hız profilinin ikinci sırayı aldığı ve Cycloidal-S hız profilinin ise en fazla güç tüketen profil olduğu gözlemlenmiştir.

Ayrıca sistemin iç sürtünmelerinin de güç tüketiminde özellikle düşük kütleli taşıma işlemlerinde etkin olduğu gözlenmiştir.

Gelecekte enerji tüketiminde tasarruf sağlayacak optimum hız profilinin ve çalışma şartlarının bulunması için optimizasyon çalışmasının yapılması hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

Pustavrh, J., Hočevar, M., Podržaj, P., Trajkovski, A., Majdič, F. (2023). Comparative study of a hydraulic, pneumatic and electric linear actuator system. *Scientific Reports*. https://doi.org/10.1038/s41598-023-47602-x

Yin, S., Jia, W., Wang, L. (2019). A machine learning based energy efficient trajectory planning approach for industrial robots. *Procedia CIRP, 81*, 429-434. https://doi.org/10.1016/j.procir.2019.03.074

Pellicciari, M., Berselli, G., Leali, F., Vergnano, A. (2013). A method for reducing the energy consumption of pick-and-place industrial robots. *Mechatronics, 23*(3), 326-334. https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.01.013

Dona', D., Lenzo, B., Boscariol, P., Rosati, G. (2024). A real-time capable method for planning minimum energy trajectories for one degree-of-freedom mechatronic systems. *Control Engineering Practice, 142*, 105766. https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2023.105766

Carabin, G., Wehrle, E., Vidoni, R. (2017). A review on energy-saving optimization methods for robotic and automatic systems. *Robotics, 6*(4), 39. https://doi.org/10.3390/robotics6040039

Ergüzel, T. T., Akbay, E. (2007). ACO (Ant Colony Optimization) algoritması ile yörünge takibi. *UMES'07 - Ulusal Teknik Eğitim, Mühendislik ve Eğitim Bilimleri Genç Araştırmacılar Sempozyumu*, 92-95.

Wigström, O., Lennartson, B. (2011). Energy optimization of trajectories for high-level scheduling. *2011 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering*, 654-659. https://doi.org/10.1109/CASE.2011.6042432

Carabin, G., Vidoni, R. (2021). Energy-saving optimization method for point-to-point trajectories planned via standard primitives in 1-DoF mechatronic systems. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 116*, 331-344. https://doi.org/10.1007/s00170-021-07277-y

He, Y., Mei, J., Fang, Z., Zhang, F., Zhao, Y. (2018). Minimum energy trajectory optimization for driving systems of palletizing robot joints. *Mathematical Problems in Engineering, 2018*, Article ID 7247093. https://doi.org/10.1155/2018/7247093

Jian, F., Maré, J.-C., Yongling, F. (2016). Modelling and simulation of flight control electromechanical actuators with special focus on model architecting, multidisciplinary effects, and power flows. *Chinese Journal of Aeronautics, 29*(4), 1046-1065. https://doi.org/10.1016/j.cja.2016.07.006

Carabin, G., Scalera, L. (2020). On the trajectory planning for energy efficiency in industrial robotic systems. *Robotics, 9*(4), 89. https://doi.org/10.3390/robotics9040089

Sheng, L., Li, W. (2018). Optimization design by genetic algorithm controller for trajectory control of a 3-RRR parallel robot. *Algorithms, 11*(1), 7. https://doi.org/10.3390/a11010007

Benotsmane, R., Kovács, G. (2023). Optimization of energy consumption of industrial robots using classical PID and MPC controllers. *Energies, 16*(8), 3499. https://doi.org/10.3390/en16083499

Berber, Ö., Ateş, M., Alruim Alhasan, H., Güneş, M. (2016). Parçacık sürü optimizasyonu ve PID ile mobil robotun optimum yörünge kontrolü. *KSU Mühendislik Bilimleri Dergisi, 19*(3), 165-169.

Şefkat, G. (2009). The design optimization of the electromechanical actuator. *Structural and Multidisciplinary Optimization, 37*(4), 635-644. https://doi.org/10.1007/s00158-008-0254-3

Wander Cóndor Romero, J., Díaz Campillejo, Á., Gómez Hidalgo, A. (2024). Simulation of electromechanical actuators with ballscrew and modelling of faults. *AIAA Technical Conferences*.

Ünlüel, M. (2015). Endüstriyel robotlarda zaman optimal yörünge kontrolü (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

K. -Y. Chen, M. -S. Huang and R. -F. Fung, "The comparisons of minimum-energy control of the mass-spring-damper system," 2011 9th World Congress on Intelligent Control and Automation, Taipei, Taiwan, 2011, pp. 666-671, doi: 10.1109/WCICA.2011.5970597

Garriz, C., Domingo, R. (2022). Trajectory optimization in terms of energy and performance of an industrial robot in the manufacturing industry. *Sensors, 22*(19), 7538. https://doi.org/10.3390/s22197538

Dif, I., Benmahammed, K., Kouzou, A., Hafaifa, A. (2020). Trajectory tracking control design of a mass-damping-spring system with uncertainty using the bond graph approach. *Engineering, Technology & Applied Science Research, 10*(6), 6427-6431.

Raisch, A., Sawodny, O. (2019). Consumption minimization for electromechanical drives by energy-optimal feedforward control. *2019 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics (SMC)*, 1557-1562. https://doi.org/10.1109/SMC.2019.8913923

Oršanský, P., Ftorek, B., Vittek, J. (2020). Energy optimal trajectories for electro-mechanical systems. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 776*(1), 012113. https://doi.org/10.1088/1757-899X/776/1/012113

Rigacci, M., Sato, R., Shirase, K. (2020). Experimental evaluation of mechanical and electrical power consumption of feed drive systems driven by a ball-screw. *Precision Engineering, 64*, 280-287. https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2020.04.016

Palomba, I., Wehrle, E., Carabin, G., Vidoni, R. (2020). Minimization of the energy consumption in industrial robots through regenerative drives and optimally designed compliant elements. *Applied Sciences, 10*(21), 7475. https://doi.org/10.3390/app10217475

Pellegrinelli, S., Borgia, S., Pedrocchi, N., Villagrossi, E., Bianchi, G., Molinari Tosatti, L. (2015). Minimization of the energy consumption in motion planning for single-robot tasks. *Procedia CIRP, 29*, 354-359. https://doi.org/10.1016/j.procir.2015.02.174

Ramos, O. E. (2019). Optimal control for time and energy minimization in the trajectory generation of a mobile robot. *2019 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics (SMC)*, 3281-3286. https://doi.org/10.1109/SMC.2019.8913923

Cooper, M., Lawson, C. P., Shahneh, A. Z. (2017). Simulating actuator energy consumption for trajectory optimisation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 232*(11), 2178-2192. https://doi.org/10.1177/0954410017710271

İnci, M., Erzan Topçu, E. (2023). Dişli Kayış Tahrikli Elektromekanik ve Pnömatik Uzun Stroklu Eyleyicilerin Maliyet Analizi İncelemesi. *Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 6(1), 161-179. https://doi.org/10.47495/okufbed.1094876

Özçay, B., Azar, S., Erzan Topçu, E. (2023). An Interface Design for Comparison of Energy Consumption of Pneumatic and Ball Screw-Driven Linear Actuators. *The European Journal of Research and Development*, 3(4), 298-313. https://doi.org/10.56038/ejrmd.v3i4.299

Topçu, E. E., Özçay, B., Karataş, M. (2024). Bilyalı vida-mil mekanizmalı servo motor tahrikli hafif tonajlı bir pres sisteminin tasarımı ve enerji tüketiminin incelenmesi. *Euroasia Journal of Mathematics, Engineering, Natural & Medical Sciences*, 11(34), 1-9. https://doi.org/10.5281/zenodo.13847582

Yüksel, İ. (2021). Otomatik kontrol: Sistem dinamiği ve denetim sistemleri (12. baskı). Dora Yayın Evi.

Hid-Tek Makina Ltd.Şti. *2024 ürün kataloğu*. https://www.hid-tek.com.tr/

UNC Charlotte. *Engineering resources*. University of North Carolina at Charlotte. 24 Aralık 2024 tarihinde https://eng-resources.charlotte.edu/unccengkit/ adresinden edinilmiştir.

Kuo, B.C . Otomatik Kontrol Sistemleri 7. Basım'dan Çeviri . Literatür Yayıncılık . ISBN: 9789757860945

Yıldırım, C. (2015). *Pic Tabanlı Fırçasız DC Motor Tasarımı.* Yüksek Lisans Tezi.

EKLER

EK 1 MATLAB / Simulink modeli, model özellikleri girdi fonksiyonları.

EK 2 MATLAB / Simulink istenen hız girdisi, denetleyici, servo motor ve bilyalı vidalı mil modeli.

EK 3 MATLAB / Simulink kuvvetlerin modeli.

EK 4 MATLAB / Simulink tam modeli.

EK 1 MATLAB / Simulink modeli, model özellikleri girdi fonksiyonları

```
a=(30*pi)/180;

h=10e-3;

mu=0.5;

Km=6.8/5;

L=0.0001; R=2;

Jmotor=1e-6; Bmotor=1e-6; g=9.81;

mtasinan=100;

msistem=2.02;

mtoplam=mtasinan+msistem;

Mnoload=0.35;

%Trapezoidal Profilin Tanımı

t0=0; t1=1; t2=2; t3=3; t4=4; t5=5; t6=6; t7=7; t8=8;

Vmax=0.25; v0=0; v1=Vmax; v2=Vmax; v3=0; v4=0; v5=-Vmax; v6=-Vmax; v7=0; v8=0;

p0=1; p1=2; p2=3; p3=4; p4=5; p5=6; p6=7; p7=8; p8=9;

%Double-s Profilin Tanımı

ta0=0; ta1=0.33; ta2=0.66; ta3=1; ta4=2; ta5=2.33; ta6=2.66; ta7=3; ta8=4; ta9=4.33; ta10=4.66; ta11=5; ta12=6; ta13=6.3; ta14=6.66; ta15=7; ta16=8;

Vmax1=0.375; va0=0; va1=Vmax1; va2=Vmax1; va3=0; va4=0; va5=-Vmax1; va6=-Vmax1; va7=0; va8=0; va9=-Vmax1; va10=-Vmax1; va11=0; va12=0; va13=Vmax1; va14=Vmax1; va15=0; va16=0;

%Cycloidal-S Profilin Tanımı

tc1=1; tc3=1; T=3; td=tc1; tb=T-tc3;

Lb=0.5;

Vb=(2*Lb)/(2*T-tc1-tc3);

omega1=pi/tc1; omega3=pi/tc3;
```

```
t_ileride_bekle=1;     t_geride_bekle=1;     t_total=2*T+t_ileride_bekle+t_geride_bekle;
t=linspace(0,t_total,2000); t_prime=t-T+tc3;

vl=zeros(size(t));

for i=1:length(t)

                    if t(i) <=td

                       vl(i)=(Vb/2)*(1-cos(omega1*t(i)));

                    elseif t(i) <=tb

                       vl(i)=Vb;

                    elseif t(i) <=T

                       vl(i) =(Vb/2)*(1+cos(omega3*t_prime(i)));

                    elseif t(i) <=(T+t_ileride_bekle)

                       vl(i) = 0;

                    elseif t(i) <= (T+t_ileride_bekle+td)

                       t_rev = t(i)-T-t_ileride_bekle;

                       vl(i) =-(Vb/2)*(1-cos(omega1*t_rev));

                    elseif t(i) <= (T+t_ileride_bekle+tb)

                       vl(i) = -Vb;

                    elseif t(i) <= (t_total - t_geride_bekle)

                       t_rev_prime = t(i)-t_total+t_geride_bekle+tc3;

                       vl(i)=-(Vb/2)*(1+cos(omega3*t_rev_prime));

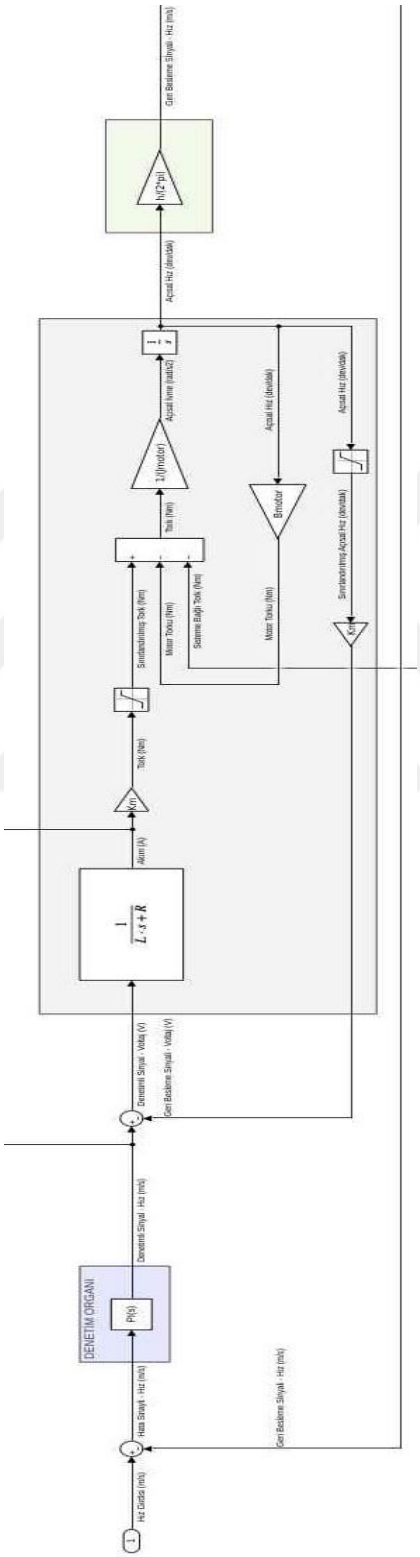
                    else

                       vl(i) =0;

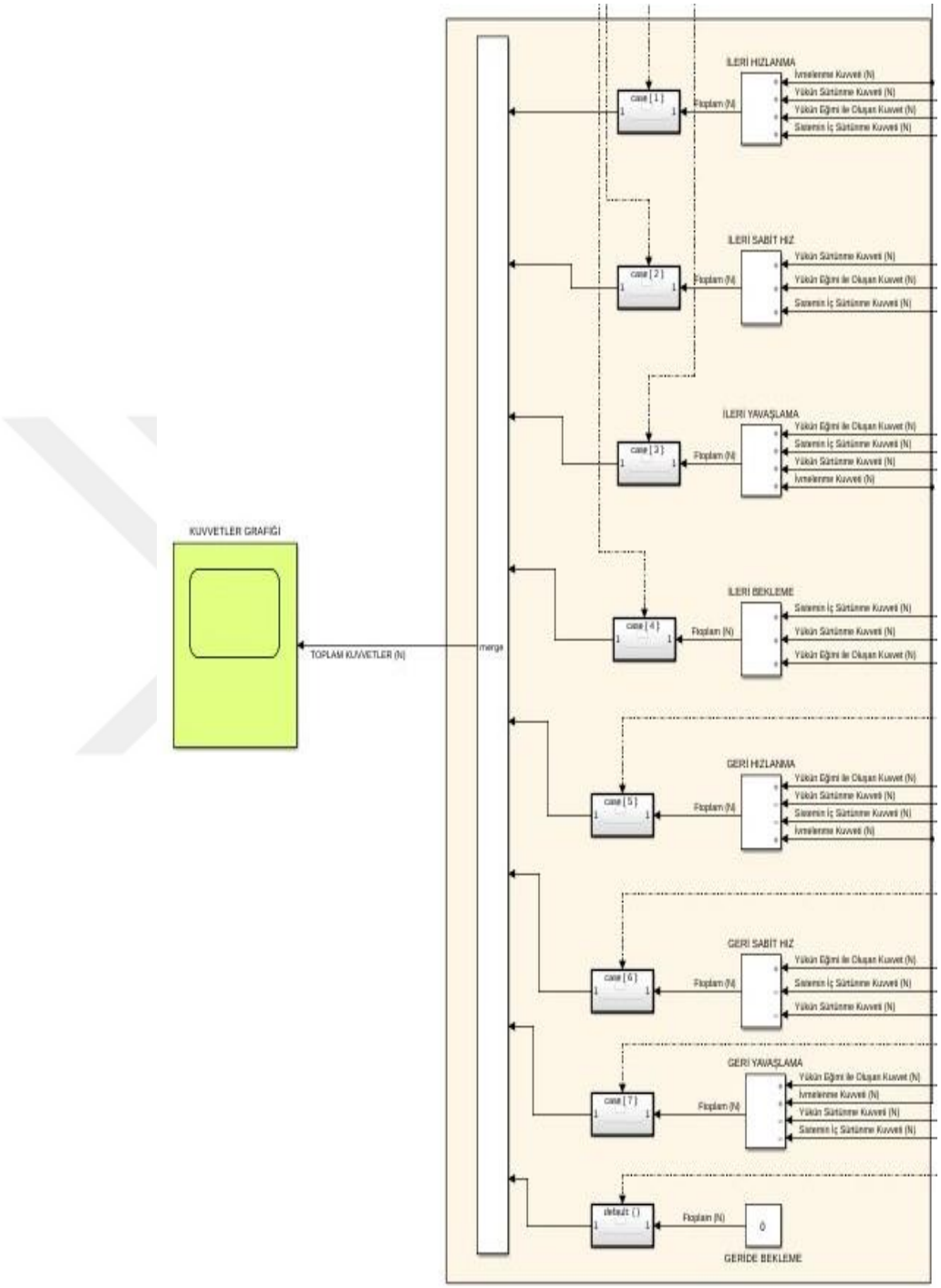
                    end

                 end
```

EK 2 MATLAB / Simulink istenen hız girdisi, denetleyici, Servo motor ve Bilyalı vidalı mil modeli



EK 3 MATLAB / Simulink kuvvetlerin analizi



EK 4 MATLAB / Simulink tam modeli

