

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MANYETİK KUVVET İLE TAŞIT SÜSPANSİYON KONTROLÜ

Berkan KUŞCU

**Danışman
Doç. Dr. Ergin KILIÇ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA-2022**



©2022 [Berkan KUŞCU]

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı ve Özgün Değeri.....	3
1.2. Tezin Yapısı	3
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	4
3. TASARIM	9
4. İMALAT	13
5. DONANIM (SENSÖR VE EYLEYİCİ BAĞLANTILARI)	18
5.1. Dc Motor Bağlantı	18
5.2.Enkoder Bağlantı.....	20
5.3. İvme Sensörü Bağlantı	21
5.4. Dc Motor Konum Kontrolü	22
6. MANYETİK HESAPLAR	32
6.1. İki Mıknatıs Arasındaki Kuvvetin Hesaplanması.....	32
6.2 İki Mıknatıs Arasındaki Torkun Hesaplanması.....	37
6.3. İki Mıknatıs Arasındaki Manyetik Sertliğin Hesaplanması.....	43
6.3.1. Sertlik denklemleri.....	43
6.3.2 Kuvvet ve Sertlik değerlerinin ampirik formül ile hesaplanması	48
7. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	51
7.1. Serbest Titreşim Deneyi	51
7.1.1 Yayların hepsi (4 adet) devrede iken	52
7.1.2. Sadece 2 adet yay devrede iken.....	57
7.2 Manyetik Yay Deneyi	60
7.3. Manyetik Süspansiyon Konum Kontrolü ve Deneyleri.....	67
7.3.1. Yatay konfigürasyon için konum kontrolü.....	67
7.3.2 Dikey konfigürasyon için konum kontrolü	74
7.4. Manyetik Süspansiyon İvme Deneyleri	80
7.4.1. Yaylar bağlı durumda ivme deneyi	82

7.4.1.1. Yayların hepsi (4 adet) devrede iken	82
7.4.1.2. Sadece 2 adet yay devrede iken.....	84
7.4.2. Yatay konumda manyetik süspansiyon deneyi	86
7.4.2.1. Sabit frekans ve yatay konfigürasyonda ivme deneyi	89
7.4.2.2. Değişken frekanslarda ve yatay konfigürasyonda ivme deneyi ...	93
7.4.3. Dikey konfigürasyonda ivme deneyi	97
7.4.3.1. Sabit frekans ve dikey konfigürasyonda ivme deneyi	99
7.4.3.2. Değişken frekans ve dikey konumda ivme deneyi.....	102
8. TARTIŞMA VE SONUÇLAR.....	107
9. KAYNAKLAR	109
ÖZGEÇMİŞ.....	112



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MANYETİK KUVVET İLE TAŞIT SÜSPANSİYON KONTROLÜ

Berkan KUŞCU

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ergin KILIÇ

Bu çalışmada zeminden gelen istenmeyen kuvvetleri (yolculara iletilen titreşimi) ortadan kaldırmaya yönelik bir manyetik kuvvet ile taşıt süspansiyon sisteminin tasarımı, imalatı ve kontrolü amaçlandı. Yürütülen bu tez çalışmasının özgünlüğü, zeminden gelebilecek her türlü farklı bozucu kuvvetlere karşı manyetik alan etkisi altında doğal pasif mıknatıslarla çalışan bir süspansiyon tasarımını içermesidir. Tasarlanan bu manyetik kuvvet ile taşıt süspansiyon sisteminde klasik yaylı süspansiyon sistemlerinden farklı olarak yay yerine mıknatıs kullanıldı. Manyetik kuvvet ile taşıt süspansiyon sisteminin tasarımı, simülasyonu ve analizi için Solidworks ve Matlab programları kullanıldı. Bu tasarlanan sistemde 3 adet mıknatıs bulunmaktadır. Bu mıknatıslardan bir tanesi iki mıknatısın ortasında miller üzerinde serbest kayma ve dönme hareketi yaparken diğer iki mıknatıs ise sadece dönme hareketi yapacaktır. Mıknatısların birbirlerine uyguladıkları manyetik kuvvetler (itme ve çekme) kullanılarak titreşim kontrolü, arada mekanik bir bağlantı olmadan daha hassas bir şekilde gerçekleştirilmeye çalışıldı. Mıknatısların birbirlerine uyguladıkları manyetik kuvvetin kolay bir şekilde hesaplanabilmesi için ampirik bir formül elde edildi. Ortadaki mıknatısın konumunu kontrol edebilmek için ampirik formülünün tersi alınarak kontrolcü tasarlandı. Bu kontrolcü ortadaki mıknatısın gittiği konumda kuvvet eşitliğini sağlayacak açı değerlerini belirleyerek döner mıknatısların eğim açılarını değiştirmektedir. Konum kontrolü sayesinde bu ampirik formülünün doğru çalıştığı görüldü. Konum kontrolü gerçekleştirildikten sonra tasarlanan kontrolcü üzerinde değişiklikler yapıp konum geri beslemesi yapılarak titreşim deneyleri için yeniden bir kontrolcü tasarlandı. Titreşim deneyleri için tasarlanan bu kontrolcü zeminden gelen bozucu kuvvetlere rağmen bulunduğu konumu denge noktası kabul eder ve mıknatısların eğim açılarını kuvvet eşitliğine göre değiştirerek denge konumunda kalmaya çalışır. Kontrolcü performansını her türlü koşula karşı test edebilmek için ilk olarak mıknatıslar devre dışı bırakılıp sisteme yay eklenerek zemine ve ortadaki mıknatıs üzerine yerleştirilen ivme sensörlerinden alınan ivme kuvvetleri karşılaştırıldı. Daha sonra yaylar çıkarılıp mıknatıslar devreye alınarak hem yatay konfigürasyonda hem de dikey konfigürasyonda kontrolcü devredeyken ve devre dışı durumlarda sensörlerden alınan ivme değerleri karşılaştırıldı. Sensörlerden alınan ivme değerleri iki farklı titreşim analiz yöntemiyle (RMS ve FRF) incelenerek kontrolcü devreye

alındıktan sonra zeminden ortadaki mıknatısa iletilen ivme değeriinde düşüş olduğu görüldü. Böylece yolculara iletilen ivme değeriileri tasarlanan manyetik kuvvet ile taşıt süspansiyon sistemi sayesinde azaltılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Manyetik Kuvvet, Manyetik Levitasyon, Aktif Süspansiyon Sistemleri, Titreşim Kontrolü, Konum Kontrolü.

2022, 112 sayfa



ABSTRACT

M.Sc. Thesis

VEHICLE SUSPENSION CONTROL WITH MAGNETIC FORCE

Berkan KUŞCU

**Süleyman Demirel University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ergin KILIÇ

In this study, it was aimed to design, manufacture and control the vehicle suspension system with a magnetic force to eliminate the unwanted forces from the ground (vibration transmitted to the passengers). The originality of this thesis study is that it includes a suspension design that works with natural passive magnets under the influence of magnetic field against all kinds of different disturbing forces that may come from the ground. With this designed magnetic force, magnets were used instead of springs in the vehicle suspension system, unlike the classical spring suspension systems. Solidworks and Matlab programs were used for the design, simulation and analysis of the vehicle suspension system with magnetic force. There are 3 magnets in this designed system. While one of these magnets will make free sliding and rotational movements on the shafts in the middle of the two magnets, the other two magnets will only rotate. By using the magnetic forces (push and pull) applied by the magnets to each other, vibration control was tried to be performed more precisely without any mechanical connection. An empirical formula was obtained in order to easily calculate the magnetic force exerted by the magnets on each other. In order to control the position of the magnet in the middle, the controller was designed by taking the inverse of the empirical formula. This controller changes the inclination angles of the rotating magnets by determining the angle values that will provide the force equality in the position where the middle magnet goes. Thanks to the position control, this empirical formula was found to work correctly. After the position control was carried out, changes were made on the designed controller and position feedback was made and a controller was designed again for vibration experiments. This controller, designed for vibration experiments, accepts its position as the equilibrium point despite the disturbing forces from the ground and tries to stay in the equilibrium position by changing the inclination angles of the magnets according to the force equality. In order to test the controller performance against all kinds of conditions, firstly, the magnets were disabled and the spring was added to the system, and the acceleration forces obtained from the acceleration sensors placed on the ground and on the magnet in the middle were compared. Then, the springs were removed and the magnets were activated, and the acceleration values obtained from the sensors were compared in both horizontal and vertical configurations when the controller was on and

off. The acceleration values taken from the sensors were examined with two different vibration analysis methods (RMS and FRF), and it was observed that there was a decrease in the acceleration force transmitted from the ground to the magnet in the middle after the controller was commissioned. Thus, the acceleration values transmitted to the passengers have been reduced by the designed magnetic force and the vehicle suspension system.

Keywords: Magnetic Force, Magnetic Levitation, Active Suspension Systems, Vibration Control, Position Control.

2022, 112 pages



TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın başından sonuna kadar maddi manevi desteğini esirgemeyip beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesiyle aşmamda yardımcı olan değerli Danışmanım Doç. Dr. Ergin KILIÇ'a en içten dileklerimle teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Çalışmam boyunca maddi ve manevi destekleriyle beni hiç yalnız bırakmayan annem Hülya KUŞCU'ya, babam Önder KUŞCU'ya ve ev arkadaşım Mert HİSAR'a sonsuz teşekkür ederim.

Berkan KUŞCU
ISPARTA, 2022



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Hareket iletim oranının farklı frekans ve sönümlerde değişimi	2
Şekil 3.1. Manyetik süspansiyon şematik gösterimi	10
Şekil 3.2. Manyetik süspansiyon solidworks görüntüsü	11
Şekil 3.3. Manyetik süspansiyon dönme ve kayma engelleyiciler	12
Şekil 4.1. İmal edilen alüminyum parçalar	13
Şekil 4.2. Sistem üzerinde bağlı olan krank-biyel mekanizması ve DC motorlar	14
Şekil 4.3. Sistem üzerinde bağlı olan Enkoder	14
Şekil 4.4. Sistem üzerinde zemine ve hareketli mıknatısa bağlı olan ivme sensörleri	15
Şekil 4.5. Manyetik süspansiyon İç çerçeve ve dış çerçeve bağlantısı	15
Şekil 5.1. Pololu 12 V 37 Mm 200 Rpm 50:1 Redüktörlü Dc Motor	19
Şekil 5.2. Dc motor sürücüsü (BTS7960B)	19
Şekil 5.3. Dc motor bağlantı şeması	19
Şekil 5.4. Yumo E6B2-CWZ3E 1024ppr enkoder	20
Şekil 5.5. Enkoder bağlantı şeması	20
Şekil 5.6. ADXL335 3 Eksen İvme Sensörü	21
Şekil 5.7. İvme Sensörü bağlantı şeması	21
Şekil 5.8. $K_p = 1$, $K_d = 0$ ve $K_i = 0$ parametreleri için sistem cevabı	22
Şekil 5.9. $K_p = 1$, $K_d = 0$ ve $K_i = 0$ parametreleri için sistem analizi	23
Şekil 5.10. $K_p = 10$, $K_d = 0$ ve $K_i = 0$ parametreleri için sistem cevabı	24
Şekil 5.11. $K_p = 10$, $K_d = 0$ ve $K_i = 0$ parametreleri için sistem analizi	24
Şekil 5.12. $K_p = 10$, $K_d = 0$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem cevabı	25
Şekil 5.13. $K_p = 10$, $K_d = 0$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem analizi	25
Şekil 5.14. $K_p = 50$, $K_d = 0,05$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem cevabı	26
Şekil 5.15. $K_p = 50$, $K_d = 0,05$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem analizi	27
Şekil 5.16. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem cevabı	28
Şekil 5.17. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem analizi	28
Şekil 5.18. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 5$ parametreleri için sistem cevabı	29
Şekil 5.19. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 5$ parametreleri için sistem analizi	29
Şekil 5.20. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 0,5$ parametreleri için sistem cevabı	30
Şekil 5.21. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 0,5$ parametreleri için sistem cevabı	30
Şekil 5.22. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 0,5$ parametreleri için sistem cevabı	31
Şekil 6.1. İki kübik mıknatısın matematiksel modeli	33
Şekil 6.2. Hesaplanan F_z değerinin karşılaştırılması.	36
Şekil 6.3. Farklı eğim açısına ve mesafeye göre F_z değeri	37
Şekil 6.4. Farklı eğim açısına ve mesafeye göre T_x değeri	43
Şekil 6.5. Dikey itici yay	43
Şekil 6.6. Elde edilen manyetik sertlik	45
Şekil 6.7. Mıknatısların matematiksel modelleri	45
Şekil 6.8. Elde edilen manyetik sertlik	47
Şekil 6.9. Elde edilen sertlik değerlerinin karşılaştırılması.	47
Şekil 6.10. (a) Elde Edilen kuvvet değerleri (b) Elde edilen sertlik değerleri	50
Şekil 7.1. Sistemde kullanılan krank biyel mekanizmasının şematik gösterimi	51
Şekil 7.2. Süspansiyon sisteminin 4 yay bağlı hali	52
Şekil 7.3. 4 adet yay bağlı durumda krank (2 no'lu) uzvun açı değişimi	53

Şekil 7.4. 4 adet yay bağlı durumda kızak (4 no'lu) uzvun serbest titreşim cevabı.....	53
Şekil 7.5. Süspansiyon sisteminin 2 yay bağlı hali	57
Şekil 7.6. 2 adet yay bağlı durumda krank (2 no'lu) uzvun açi değişimi.....	58
Şekil 7.7. 2 adet yay bağlı durumda kızak (4 no'lu) uzvun serbest titreşim cevabı.....	58
Şekil 7.8. Önerilen dikey konfigürasyonun deney düzeneği üzerinde uygulanması	61
Şekil 7.9. 1 cm girdi verilerek elde edilen titreşim	61
Şekil 7.10. Manyetik yay deneyi için oluşturulan simulink modeli.....	63
Şekil 7.11. Sönüm katsayısı c'nin değeri 4,5 girilerek elde edilen sonucun deney sonucuyla karşılaştırılması	64
Şekil 7.12. Sönüm katsayısı c'nin değeri 5 girilerek elde edilen sonucun deney sonucuyla karşılaştırılması	64
Şekil 7.13. Sönüm katsayısı c'nin değeri 5,5 girilerek elde edilen sonucun deney sonucuyla karşılaştırılması	65
Şekil 7.14. Sönüm katsayısı c'nin değeri 6 girilerek elde edilen sonucun deney sonucuyla karşılaştırılması	65
Şekil 7.15. Farklı sönüm katsayılarıyla elde edilen sonucun karşılaştırılması....	66
Şekil 7.16. Simulink üzerinde oluşturulan sisteme 1 cm girdi verilerek elde edilen titreşim	66
Şekil 7.17. Yatay konfigürasyonda bulunan mıknatısların şematik gösterimi	68
Şekil 7.18. Yatay konfigürasyon için oluşturulan Simulink modeli.....	68
Şekil 7.19. Başlangıç konumundan + yönde 20 mm gitmesi istenen mıknatısın cevabı.....	70
Şekil 7.20. a-) Simulink model ile elde edilen konum cevabı b-) Simulink model ile elde edilen ivme cevabı	70
Şekil 7.21. Yatay konfigürasyon için manyetik süspansiyon deney sistemi.....	71
Şekil 7.22. Gerçek sistem üzerinde yapılacak deney için oluşturulan simulink modeli	72
Şekil 7.23. Yatay düzlemde deney düzeneğinden elde edilen konum cevabı.....	73
Şekil 7.24. a-) θ_2 açısı b-) θ_1 açısı.....	73
Şekil 7.25. İvme sensöründen alınan cevap.....	73
Şekil 7.26. Dikey konumda bulunan mıknatısların şematik gösterimi	74
Şekil 7.27. Dikey olarak konumlandırılmış mıknatısların simulink modeli	75
Şekil 7.28. Başlangıç konumundan + yönde 10 mm gitmesi istenen mıknatısın cevabı	76
Şekil 7.29. a-) Simulink model ile elde edilen konum cevabı b-) Simulink model ile elde edilen ivme cevabı	77
Şekil 7.30. Dikey konfigürasyon için manyetik süspansiyon deneyi.....	77
Şekil 7.31. Gerçek sistem üzerinde yapılacak deney için oluşturulan simulink modeli	78
Şekil 7.32. Dikey düzlemde deney düzeneğinden elde edilen konum cevabı	79
Şekil 7.33. a-) Üstteki mıknatısın açısı b-) Alttaki mıknatısın açısı.....	80
Şekil 7.34. Ortadaki hareketli mıknatısın üzerine bağlanan ivme sensöründen alınan cevap.....	80
Şekil 7.35. 4 adet yay bağlı durumda a-) Soldaki mıknatısın açi değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açi değişimleri.....	83
Şekil 7.36. 4 adet yay bağlı durumda ivme	83

Şekil 7.37. 4 adet yay bağlı durumda 50 Hz filtrelenmiş ivme.....	84
Şekil 7.38. 4 adet yay bağlı durumda dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi.....	84
Şekil 7.39. 2 adet yay bağlı durumda a-) Soldaki mıknatısın açi değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açi değişimleri.....	85
Şekil 7.40. 2 adet yay bağlı durumda ivme	85
Şekil 7.41. 2 adet yay bağlı durumda 50 Hz filtrelenmiş ivme.....	86
Şekil 7.42. 2 adet yay bağlı durumda dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi.....	86
Şekil 7.43. Yatay konfigürasyonda encoderden geri besleme yapılarak geliştirilen gerçek zamanlı titreşim kontrolcü	88
Şekil 7.44. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken a-) Soldaki mıknatısın açi değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açi değişimleri	90
Şekil 7.45. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken ivme cevapları	90
Şekil 7.46. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken 50 Hz filtrelenmiş ivme cevapları	91
Şekil 7.47. Kontrolcü devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri.	91
Şekil 7.48. Kontrolcü devredeyken frekansa bağlı FRF değerleri.....	92
Şekil 7.49. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri.....	92
Şekil 7.50. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi.....	92
Şekil 7.51. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken a-) Soldaki mıknatısın açi değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açi değişimleri	94
Şekil 7.52. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken ivme cevapları	94
Şekil 7.53. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken 50 Hz filtrelenmiş ivme cevapları	95
Şekil 7.54. Kontrolcü devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri.	95
Şekil 7.55. Kontrolcü devredeyken frekansa bağlı FRF değerleri.....	96
Şekil 7.56. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri.....	96
Şekil 7.57. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi.	96
Şekil 7.58. Dikey konumda encoderden geri besleme yapılarak oluşturulan simulink kontrolcü modeli.	98
Şekil 7.59. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken a-) Soldaki mıknatısın açi değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açi değişimleri	100
Şekil 7.60. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken ivme cevapları.	100
Şekil 7.61. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken 50 Hz filtrelenmiş ivme cevapları.....	100
Şekil 7.62. Kontrolcü devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri.	101
Şekil 7.63. Kontrolcü devredeyken frekansa bağlı FRF değerleri.....	101
Şekil 7.64. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri.....	101
Şekil 7.65. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi.....	102
Şekil 7.66. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken a-) Soldaki mıknatısın açi değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açi değişimleri	103
Şekil 7.67. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken ivme cevapları	104

Şekil 7.68. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken 50 Hz filtrelenmiş ivme cevapları.	104
Şekil 7.69. Kontrolcü devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri.	105
Şekil 7.70. Kontrolcü devredeyken frekansa bağlı FRF değerleri.....	105
Şekil 7.71. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri.....	105
Şekil 7.72. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi.....	106



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1. Manyetik süspansiyon parça ve malzeme listesi.....	16
Çizelge 4.1. Manyetik süspansiyon parça ve malzeme listesi (Devam)	17
Çizelge 5.1. $K_p = 1$, K_d ve K_i katsayıları 0 alınarak hesaplanan değerler	23
Çizelge 5.2. $K_p = 10$, K_d ve K_i katsayıları 0 alınarak hesaplanan değerler	24
Çizelge 5.3. $K_p = 10$, $K_i = 2$ ve K_d katsayıları 0 alınarak hesaplanan değerler.....	26
Çizelge 5.4. $K_p = 50$, $K_d = 0,05$ ve $K_i = 2$ alınarak hesaplanan değerler.....	27
Çizelge 5.5. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ alınarak hesaplanan değerler.....	28
Çizelge 5.6. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ alınarak hesaplanan değerler.....	29
Çizelge 5.7 $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 0,5$ alınarak hesaplanan değerler.....	31
Çizelge 6.1. Fz kuvvetinin eğim açısına bağlı Matlab kodu.....	35
Çizelge 6.1. Fz kuvvetinin eğim açısına bağlı Matlab kodu (Devam).....	36
Çizelge 6.2. Tezde kullanılan mıknatısın ölçüleri.....	37
Çizelge 6.3. T_x torkunun eğim açısına bağlı Matlab kodu.....	40
Çizelge 6.3. T_x torkunun eğim açısına bağlı Matlab kodu (Devam).....	41
Çizelge 6.4. T_x torkunun mesafeye bağlı Matlab kodu.....	41
Çizelge 6.4. T_x torkunun mesafeye bağlı Matlab kodu (Devam).....	42
Çizelge 6.5. Manyetik sertliğin mesafeye bağlı Matlab kodu	44
Çizelge 6.6. Manyetik sertliğin mesafeye bağlı Matlab kodu	46
Çizelge 6.7. Optimizasyon sonucu hesaplanan katsayılar.....	48
Çizelge 6.8. Ampirik kuvvet ve sertlik denklemlerinin oluşturulması için yazılan Matlab kodu	49
Çizelge 7.1. Krank-biyel mekme mekanizması için gerekli olan ölçüler	51
Çizelge 7.2.d mesafesinin zamana göre değişimini hesaplayan matlab kodu.....	53
Çizelge 7.3. Dalgaların pik noktalarına ulaşması için geçen zaman	54
Çizelge 7.4. Dalga boylarının yükseklik farkları	54
Çizelge 7.5. Dalga boylarının zaman farkları	54
Çizelge 7.6. 4 adet yay için ters yöndeki dalganın örnek hesaplamaları.....	56
Çizelge 7.7. 4 adet yay devredeyken elde edilen değerler	56
Çizelge 7.7. 4 adet yay devredeyken elde edilen değerler (Devam)	57
Çizelge 7.8. Dalgaların pik noktalarına ulaşması için geçen zaman	58
Çizelge 7.9. Dalga boylarının yükseklik farkları	59
Çizelge 7.10. 2 yay devredeyken elde edilen değerler	59
Çizelge 7.10. 2 yay devredeyken elde edilen değerler (Devam)	60
Çizelge 7.11. Dalgaların pik noktalarına ulaşması için geçen zaman	62
Çizelge 7.12. Dalga boylarının genlik farkları.....	62
Çizelge 7.13. Hesaplamalar sonucu Elde edilen değerler	62
Çizelge 7.14. Hesaplamalar sonucu elde edilen değerler.....	67
Çizelge 7.15. Yatay olarak konumlandırılmış sistemin Simulink konum kontrolü için oluşturulan M-function kodu.....	69
Çizelge 7.16. Gerçek zamanlı konum kontrolü için düzenlenen M-function kodu	71
Çizelge 7.17. Dikey olarak konumlandırılmış sistemin Simulink konum kontrolü için oluşturulan M-function kodu.....	76
Çizelge 7.18. Dikey konumda gerçek sistem için gerçek zamanlı konum kontrolü için oluşturulan M-function kodu.....	78
Çizelge 7.19. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri	84

Çizelge 7.20. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri	86
Çizelge 7.21. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri.	93
Çizelge 7.22. FRF değerlerinden elde edilen doğal frekans ve sönüm oranları. .	93
Çizelge 7.23. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri	97
Çizelge 7.24. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri	102
Çizelge 7.25. FRF değerlerinden elde edilen doğal frekans ve sönüm oranı.	102
Çizelge 7.26. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri	106



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

F	Manyetik kuvvet
K_p	PID oransal etki katsayısı
K_i	PID integral etki katsayısı
K_d	PID türevsel etki katsayısı
θ	Eğim açısı,
d	Krank biyel mekanizması zemin uzunluğu
T	Manyetik tork kuvveti
γ, h	Mıknatısların orta noktalarından birbirlerine olan uzaklık
K	Manyetik sertlik
a	Krank kolu uzunluğu
b	Biyel kolu uzunluğu
kg	Kilogram
m	Kütle
rad/s	radyan / saniye
$N \cdot s/m$	Newton · saniye / metre
N/m	Newton / metre
kg/cm	Kilogram / santimetre
t	Zaman
V	Volt,
PWM	Sinyal genişlik modülasyonu
GND	Topraklama
PID	Oransal-integral-türevsel denetleyici kontrol döngüsü yöntemi
M_p	Maksimum aşma
e_{hata}	Kalıcı durum hatası
w_n	Doğal frekans
c_c	Kritik sönüm katsayısı
c	Sönüm katsayısı
k	Yay katsayısı
mm	Milimetre
s	Saniye
Hz	Hertz
RMS	Karakök ortalama
FRF	Frekans cevap fonksiyonu
δ	Dalga boylarının ln değeri
ζ	Sönüm oranı
x	Dalga boylarının yükseklik farkı

1. GİRİŞ

Otomotiv sanayisinde araç tasarımında araç performansının yanı sıra aracın yoldan gelen bozucu etkilere verdiği tepkiler dikkate alınması gereken unsurlar arasında yer bulmaktadır. Yoldan gelen bozucu etkiler aracın kullanım ömrünü doğrudan etkilerken, araç konforunun da düşmesine neden olabilmektedir. Süspansiyon sistemleri araç dinamiği ve sürüş konforu açısından en önemli elemanlardan birisidir. Süspansiyon sistemi araç yükünü taşıyıp manevralar sırasında tekerleklerin yer ile temasını sağlarken aynı zamanda düzgün olmayan yol koşullarında ve daha yüksek hızlarda sürücünün konforunu sağlayan sistemdir. Pasif süspansiyon sistemlerinin tasarımcıları, süspansiyon yayı ve amortisör katsayılarının belirlenmesi problemiyle karşı karşıyadır. İki önemli çelişkili faktör arasında (sürüş konforu ve yol tutuşu) karar vermek zorundadırlar. İyi sürüş konforu sağlamak için yumuşak yaylara ihtiyaç duyulur, ancak bu kötü yol tutma anlamına gelir. Bu nedenle, araç süspansiyon sistemlerinin iyileştirilmesi, ticari ve bilimsel nedenlerinde etkisiyle ilgi duyulan bir araştırma ve geliştirme konusu olmuştur (Isermann, 2007; Rajamani, 2011).

Günümüz teknolojisinde yaşanan gelişmeler neticesinde manyetik süspansiyonlar bazı taşıtlarda ve yapılarda titreşimleri önlemek adına geleneksel süspansiyonların (kütle-yay-damper üçlüsü) yerine kullanılmaya başlanmış olup kullanıcıya tüm süspansiyon parametrelerini ayarlama imkânı sunması nedeniyle üst düzey seviyede konfor ve güvenlik sunmaktadır. Geleneksel süspansiyonlarda Newton'un 3. Yasası olan etki-tepki prensibine göre zeminden kullanıcıya istenmeyen şekilde sürekli bir kuvvet aktarımı söz konusudur. Yani geleneksel bir süspansiyonda kütle-yay-damper parametreleri her ne kadar iyi bir şekilde ayarlansa da bu kuvvet aktarımı sıfıra indirilememektedir. Yani bir araç çukura girdiği zaman taşıt içerisindeki yolcuların bu durumu hissetmemesi mümkün değildir.

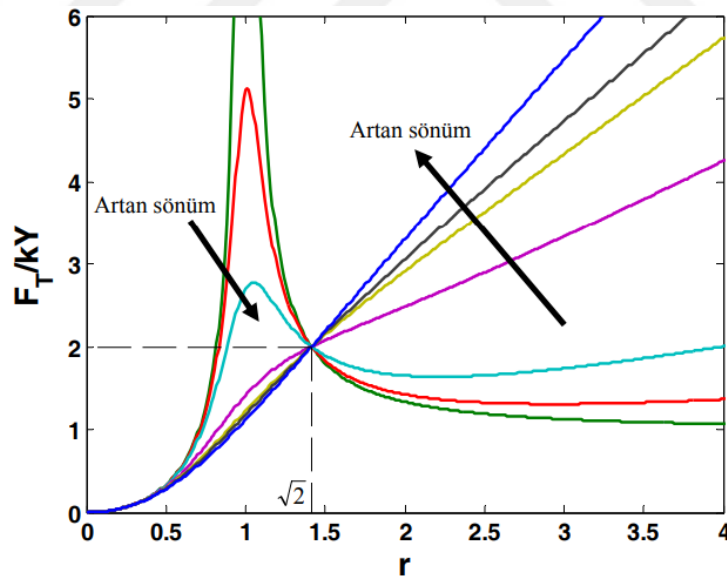
Süspansiyon gibi mühendislik sistemleri farklı frekanslarda zemin zorlamalarına maruz kalmaktadır. Kıral (2008) tek serbestlik dereceli bir sistemin harmonik formdaki zemin zorlaması ile yer değiştirme arasındaki

ilişkiyi incelemiştir. Şekil 1.1’de Kuvvet iletim oranının frekans oranı (r) ve sönüm oranına bağlı değişim grafiği verilmiştir. Burada F_T kütleye etki eden kuvvet kY ise zemine etki eden kuvvettir. Kütleye etki eden kuvvet ve kuvvet iletim oranı denklem (1.1) ve (1.2)’de verildiği şekilde ifade edilmektedir.

$$F_T = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) \quad (1.1)$$

$$\frac{F_T}{kY} = \frac{r^2 \sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(2\zeta r)^2 + (1 - r^2)^2}} \quad (1.2)$$

Şekil 1.1’de görüldüğü gibi $\sqrt{2}$ özel frekans oranına kadar artan sönümle beraber kuvvetim iletim oranı düşmektedir. $\sqrt{2}$ Frekans oranından sonra ise artan sönümle beraber kuvvet iletim oranı yükselmektedir. Dolayısıyla tasarlanacak olan süspansiyon sistemlerinin her koşulda çalışabilmesi için ayarlanabilir sönüme ihtiyacı vardır.



Şekil 1.1. Hareket iletim oranının farklı frekans ve sönümlerde değişimi (Kıral, 2008)

Önerilen tez çalışmasına konu ve kapsam olarak en yakın faaliyetler manyetik levitasyon üzerine yürütülen bilimsel çalışmalardan görülebilir. Manyetik levitasyon bir manyetik alan yardımı ile cisimlerin havada asılı kalması

olayıdır(Jayawant, 1981). Bunun en belirgin örneği günlük hayatta yeni kullanılmaya başlamış Mag-Lev trenlerdir. Bilindiği üzere bu trenler yerden yaklaşık 10 mm yukarda sürtünmesiz bir şekilde hareket ederler.

1.1. Tezin Amacı ve Özgün Değeri

Manyetik süspansiyon alanında gerçekleştirilen çalışmalar daha çok Manyetik levitasyon alanında yoğunlaşmış olup gerçekleştirilen literatür araştırmasında kuvvet aktarımını neredeyse sıfıra indirecek herhangi bir manyetik süspansiyon tasarımına doğrudan rastlanılmamıştır. Dolayısıyla önerilen tez çalışmasının en büyük özgünlüğü manyetik alan etkisi altında doğal mıknatıslarla çalışan bir süspansiyon tasarımının ilk kez gerçekleştirilecek olmasıdır. Eğer önerilen tez başarı ile tamamlanıp hareketli taşıtlarda kullanılabilir hale getirilir ise yolcular, zemin ve tekerleklerden gelen hiçbir darbeyi ya da sarsıntıyı hissetmeyecek olup mevcut taşıt süspansiyon sistemlerine göre çok daha konforlu bir yolculuk gerçekleştirmiş olacaklardır.

1.2. Tezin Yapısı

Bu tez manyetik süspansiyon sistemi tasarımı ve kontrol algoritmasının geliştirilerek klasik süspansiyon sistemiyle karşılaştırılmasını içermektedir. Tezin sonraki bölümleri ise sırasıyla şu şekilde oluşmaktadır;

- Bölüm 2: Mag-Lev ve Manyetik Süspansiyon sistemleri için önerilen kontrolcü tasarımları.
- Bölüm 3: Manyetik Süspansiyon sistemi tasarımı.
- Bölüm 4: Tasarlanan manyetik süspansiyon sisteminin imalat süreci
- Bölüm 5: Dc motor, Enkoder ve İvme Sensörlerinin bağlantı uygulamaları ve Dc Motorun PID kontrol ile konum kontrol deneyleri.
- Bölüm 6: Mıknatıslar arası manyetik kuvvet, manyetik tork ve manyetik sertlik hesaplamaları
- Bölüm 7: Manyetik süspansiyon ve klasik süspansiyon için serbest titreşim deneyleri ve manyetik süspansiyon için kontrolcü çalışmaları ve deneysel uygulamalar.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Manyetik süspansiyon sistemleri, yüksek hızlı kara taşımacılığı, manyetik rulmanlar ve titreşim izolasyon sistemleri için giderek daha popüler hale gelmektedir. Son yıllarda Japon ve Amerikan şirketleri tarafından manyetik kuvvet kullanılarak havaya uçurulan taşıtlar için çeşitli manyetik süspansiyon sistemleri geliştirilip kullanılmışlardır(Boldea vd., 1988; Rule ve Gilliland, 1980). Bu tür sistemlerin kontrolü aşırı fazla belirsizlikler yüzünden zordur. Zadeh (1965) böylesi sistemlerin kontrolünü sorunsuz bir şekilde sağlamak için bulanık mantık teorisini geliştirmiştir.

Lineer olmayan manyetik alan içeren malzemelerin geliştirilmesi sayesinde mıknatlara olan ilgi giderek artmaktadır. Özellikle manyetizma indüksiyonu ile kutuplandırılmış samaryum-kobalt ve neodyum-demir-bor kalıcı mıknatısları geleneksel alüminyum-kobalt-nikel alaşım mıknatıslarından çok daha güçlü bir şekilde üretilmektedirler. Günümüz teknolojisinde bu geliştirilmiş malzemelerin birçok mekanik sistemde yaygın olarak kullanıldığı bilinmektedir. Örnek vermek gerekirse manyetik yataklar, araba parçaları, pasif damperler, manyetik frenler, MR cihazları, Mag-Lev trenler olarak sıralanabilir. Mag-Lev (Magnetic Levitation) manyetik alan kullanılarak cisimleri havada tutan sistemlere verilen genel bir isimdir. Mag-Lev sistemleri yüksek hızlı yolcu trenleri, sürtünmesiz yataklar, rüzgâr tünelleri gibi birçok mühendislik alanında kullanılmaktadır(Kaplan ve Regev, 1976; Lee vd., 2008; Limbert vd., 1979; Lin vd., 2007; Paddison vd., 1994).

Manyetik olarak havaya kaldırılan (Mag-Lev) bir araç, gürültüyü, titreşimi ve sürtünmeden kaynaklanan aşınmayı azaltan ve kirlilik yaratmayan çevre dostu bir ulaşım sistemidir (Park vd., 2009). Cho, H. vd. (2011) bu çalışmada küçük ölçekli Mag-Lev ve tahrik sistemlerinin kuvvet özelliklerini araştırmışlardır. Mag-Lev araçlar için elektromıknatısların ve motorun fizibilitesi kaldırma kuvvetinin test edilmesiyle doğrulanır. Kim vd. (2011) başka bir çalışmada ise hibrit hareketli bir Mag-Lev aracının tasarımı ve kontrolünü çalışmışlardır. Küçük bir hibrit Mag-Lev araç tasarlanmış ve deneysel amaç için inşa edilmiştir.

Yapılan deneyler ve simülasyonlar sonucunda kaldırma kontrolünün çalışabilirliği ve performansı doğrulanmıştır.

Golob ve Tovornik (2003) çalışmasında bulanık mantığa dayalı özgün bir manyetik süspansiyon sistemini kontrol etmek için bir yaklaşım sunmuştur. Bu çalışmada kullanılan manyetik süspansiyon sistemi, basit bir elektro mıknatıs ve havada duran çelik bilyeler ile gerçekleştirilmiştir. Elektro mıknatısın çelik bilyeye uygulamış olduğu manyetik kuvvet yerçekiminin tam tersidir ve havada askıda kalmış olan bu çelik bilyeleri hareket ettirir. Bu çalışmanın amacı manyetik alan içerisinde çelik bilyelerin pozisyon kontrolünün gerçekleştirilmesidir. Lineer olmayan matematiksel modeli doğrusallaştırıp bu model yardımıyla uygun parametrelere sahip ayrık zamanlı bir PID kontrolcüsü ve bulanık mantık bazlı PID kontrolcüsü geliştirilip performans karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan testler sonucunda parametreleri ayrı ayrı ayarlanan ayrıştırılmış bulanık mantık PID kontrolcüsünün geleneksel PID kontrolcüsüne göre daha iyi performans gösterdiği sonucuna varılmıştır.

Öztürk vd. (2007) çalışmasında matematiksel modelleme, dinamik ve kontrol alanlarında giriş niteliğinde bir eğitim seti olarak kullanmak için tek eksenli bir manyetik süspansiyon sistemi geliştirmiştir. Geliştirilen sistemin kontrolü geribeslemeli doğrusallaştırma tekniğiyle sistemin doğrusal model kontrolü yapılmıştır. Klasik doğrusallaştırma teknikleri ile karşılaştırıldığında geribeslemeli doğrusallaştırma ile kontrolü yapılan sistem daha geniş çalışma aralığına sahip olduğu görülmüştür. Son olarak sistemi test etmek için dikey ve yatay bozucu etkiler altındaki kontrolü yapılp proje başarıyla tamamlanmıştır.

Jesús Rubio vd. (2017) ise çalışmasında yapay sinir ağlarını kullanarak Mag-Lev sistemlerinin modellenmesi ve kontrolünü sağlamıştır. Topun açısai konum verileri de dikkate alınarak modellenen yapay sinir ağ modelleri üzerinden elektromanyetik parametreler tahmin edilmiştir.

Özkop ve Altaş (2007) bu çalışmasında bulanık mantık denetleyici ile aktif süspansiyon sistemini kontrol etmeye çalışmıştır. Bir çeyrek araç modeli ve

bulanık mantık denetleyicisi tasarlandıktan sonra MATLAB/Simulink üzerinden modelleme yapılmıştır. Bulanık mantık denetleyicisini dört ana parçası olan bulanıklaştırma birimi, bilgi tabanı, karar üretme mantığı ve durulaştırma birimleri oluşturulmuştur. Giriş bozucu etkisi, Gaussian dağılımlı standart rastgele sayı üreteç kullanılarak elde edilip bu sistemin denetimsiz ve bulanık mantık denetimli davranışları gözlemlenmiştir. Yapılan gözlem ve testler sonucunda ise bulanık mantık denetim ile denetlenmesi sonucu sistemde bir iyileşme görülmüştür.

Sever vd. (2019) çalışmasında durum geri beslemeli aktif süspansiyon tasarımları yerine durum türevi geri beslemeli kontrol yapısı ele alınmıştır. Durum türevi geri beslemeli kontrol (DTGB) ise ivme ve hız gibi kolay elde edilebilen sinyalleri kullanması ve dinamik çıkış geri beslemesinin aksine sıfıncı mertebeden statik bir kontrol yapısı olması sebebi ile aktif süspansiyon sistemleri uygulamaları için büyük potansiyel taşımaktadır. Ayrıca ölçüm kolaylığı açısından bir avantaj sağlaması beklenmektedir. Karşılaştırma yapmak için klasik durum geri beslemeli LQR kullanılmıştır. Deneyler ve testler sonucunda ise DTGB sürüş konforu adına biraz daha iyi bir performansa sahip olmakla beraber sürüş güvenliği açısından benzer seviyede performans göstermiştir.

Youness ve Lobusov (2019) çalışmasında tam model araba aktif süspansiyonu için iki kontrol durumunu incelemiştir. Sistemi kontrol etmek için kullandığı iki yöntem PID ve LQR'dir. İlk olarak matematiksel bir model oluşturulmuş ve daha sonra CAN Bus ağına bağlı olan süspansiyon sistemi için bir yapı sunmuştur. Gerekli testler ve simülasyonları yaptıktan sonra elde edilen sonuç şu şekildedir; sistemi kontrol etmek için LQR yönteminin tercih edilmesinin, doğrudan kontrol için parametreleri seçmede daha fazla özgürlük sağladığını buna karşılık PID ise sadece süspansiyon hareketini kontrol etmek için kullanılırsa daha iyi sonuçlar elde edebileceğini göstermiştir.

E. Bonisoli ve A. Vigliani (2007) ise nadir toprak mıknatıslarına dayanan pasif bir elasto-manyetik süspansiyon modeli sunmuşlardır. Burada amaç değişken

kütleli tek serbestlik dereceli bir sistemin doğal frekansının kütesine bağımlılığı en aza indirip rezonansla değişmeyen bir pasif süspansiyon elde etmektedir. Gerekli testler ve simülasyonlar yapıldıktan sonra önerilen manyeto-elastik süspansiyon modeli önemli kütle değişikliklerine nerdeyse duyarsız doğal frekansa sahip olduğu kanıtlanmıştır.

C. Poussot-Vassal vd. (2006) endüstride geliştirilen kriterleri en aza indirerek konforu veya yol tutuşunu iyileştiren optimal bir skyhook kontrolü önermektedir. Yöntemin etkinliğini göstermek için yarı aktif magneto-reolojik damperli doğrusal olmayan süspansiyon modeli üzerinde simülasyonlar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar skyhook kontrolü ile yol tutuşunun önemli ölçüde iyileştirmenin zor olduğunu göstermiştir fakat araç konforunu önemli bir ölçüde iyileştirmiştir bu yüzden skyhook konfor kontrol odaklı bir uygulama olarak literatüre sunulmuştur.

Bednarek vd. (2020) değişen ihtiyaçlara ve dış müdahalelere uyarlanabilen esnek özelliklere sahip bir mekatronik sisteminin teorik analizini ve deneysel çalışmasını sunmuştur. Bu çalışmanın asıl amacı sistemin yay kuvvetini kontrol ederek mekanik sistemin titreşimlerini aktif olarak sönümlemektir. Sistem, doğrusal aerostatik yatak tarafından havada asılı duran kütleye sahip bir kılavuzdan oluşur. Kılavuzun bir ucuna doğrusal mekanik yay takılırken diğer ucuna neodyum mıknatıs sabitlenmiştir. Gerekli testler yapıldıktan sonra sunulan sistem ve kontrolcünün mekanik müdahale olmaksızın otomatik sertlik değişiminin olduğu ve salınımların istenmediği her yerde kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Robertson vd. (2009) sıfır sertlik (zero stiffness) kavramı üzerine çalışmalar gerçekleştirmiş olup ve bu makalede istenmeyen titreşimleri engelleyen bir manyetik kaldırma sisteminin analizini sunmuştur. Makalede daha önce analitik yollarla hesaplanan kuvvet ve sertlik denklemlerini basitleştirerek yaklaşık olarak tahmin etmiştir. Analiz sonuçları hassas uygulamalar için uygun olduğu görülmüştür. Bir başka çalışmada ise dikey olarak çekici ve dikey olarak itici yayları birleştiren manyetik bir konfigürasyon önerilmiştir. Önerilen sistemin

kontrolü için bir kontrolcü tasarlayıp gerekli simülasyonlar ile sonuçlar gösterilmiştir. Simülasyon sonuçları üzerinden sistemin sıfır sertliğe sahip olduğu gösterilmiştir (Robertson vd., 2006).

Wu vd. (2014) geleneksel bir yay ile negatif sertliğe sahip yeni bir manyetik yayı kombinleyerek bir titreşim kontrol sistemi geliştirmiştir. Ayrıca analitik yöntemlerle elde edilen sertlik çok karmaşık olmasından dolayı basitleştirmek için gerekli tahminleri yaparak basit bir denklem elde ettikten sonra negatif sertliğe sahip mıknatıslı ve negatif sertlik mıknatısı devre dışı bırakarak birtakım deneyler yapmışlardır. Deneyler sonucu yapılan analizler, negatif sertliğe sahip titreşim kontrol sisteminin daha iyi bir performansa sahip olduğunu göstermektedir.

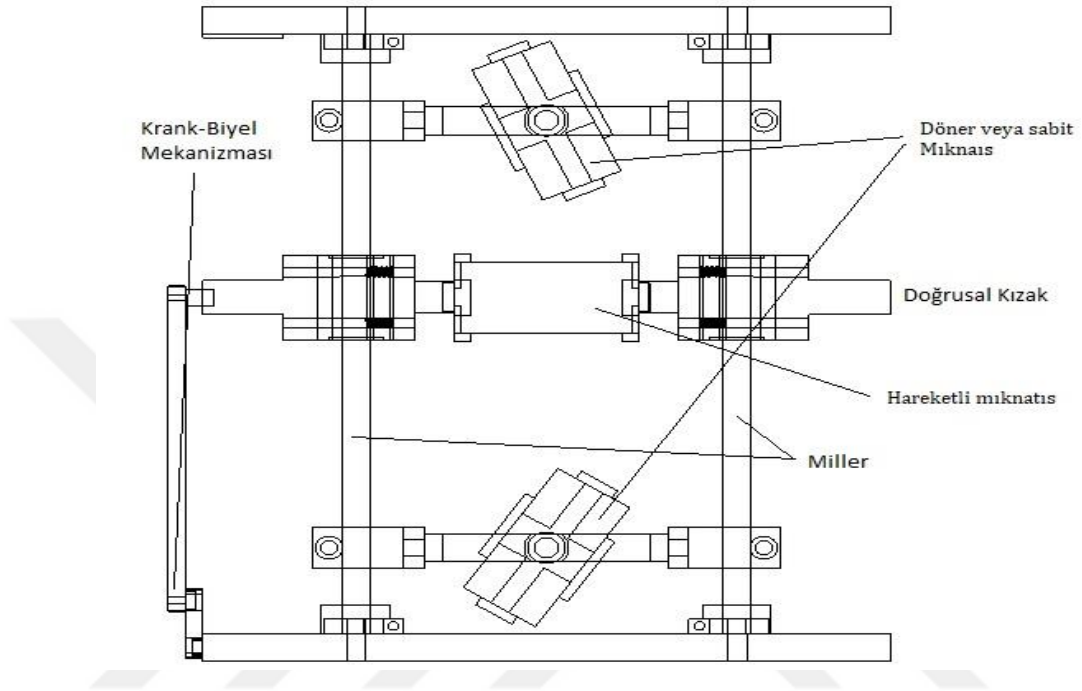
Carella vd. (2008) lineer bir yay ile mıknatısları kombinleyerek sertlik dengesini sağlamayı önermiştir. Sistemin çalışabilirliğini göstermek için dikey yönde giriş kuvveti veren bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Bu düzenek sayesinde geleneksel kütle yay sistemi ile önerilen sistemin karşılaştırılması yapılmıştır. Mıknatıslar devreye alındığında iletilebilirlik katsayısının ve yer değiştirmenin daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Mıknatısların devrede olması nedeniyle klasik kütle yay sistemine göre doğal frekansın iki kat azaldığı sonucuna varılmıştır.

3. TASARIM

Bu bölümde tez kapsamında geliştirilen manyetik süspansiyon tasarımı sunulmaktadır. Manyetik süspansiyon sisteminin tasarım, montaj ve analizi için Solidworks programı kullanılmıştır. Yürütülen tez kapsamında ilk olarak günümüzde kullanılan araç süspansiyon sistemlerinin yerini alması planlanan küçük bir prototip ürün tasarımı gerçekleştirilmeye çalışılmıştır. Bu doğrultuda tasarlanan sistemin parçaları Solidworks programı ile çizildikten sonra montajlanarak 3 boyutlu ortamda mekanizmanın sorunsuz çalışması gözlemlenmiştir.

Tasarlanan sistem için ilk olarak şematik çizim yapıldı. Çizilen şematik gösterim Şekil 3.1'de gösterilmektedir. Şematik gösterimde görüldüğü üzere sistemde 3 adet mıknatıs kullanılmaktadır. 3 boyutlu katı model çizimine geçilmeden önce mıknatısların boyutları belirlenmiştir. Bu mıknatıslar piyasada bulunabilecek en büyük kare mıknatıs olan $50 \times 50 \times 25$ mm boyutlarında seçildi. Sistemde mıknatıs olduğu için manyetik alandan etkilenmeyen pirinç ve alüminyum malzemeler kullanıldı. Şematik gösterimde görüldüğü gibi orta kısımdaki mıknatıs serbest kayma ve dönme hareketi yapabilecektir. Geri kalan iki mıknatıs ise orta mıknatısın üstünde ve altında ihtiyaca göre ayarlanabilir bir mesafeye sabitlenerek sadece dönme hareketi yapabilecektir. Ortadaki mıknatıs itme ve çekme kuvvetlerinin etkisiyle miller üzerinde doğrusal kızak (Lineer Rulman SCE UU serisi) yardımıyla aşağı yukarı serbest kayma yapacaktır. Dolayısıyla mıknatıslar arasında herhangi bir mekanik bağlantı kullanılmayacağı için çok daha düşük ve ayarlanabilir seviyelerde kuvvet aktarımı gerçekleşmesi düşünülmektedir. Ortadaki mıknatısın konumunu enkoder üzerinden okuyabilmek için bir krank-biyel mekanizması tasarlanmıştır. Bu tasarlanan krank-biyel mekanizması Şekil 3.2'de gösterilmektedir. Mekanizmada bulunan krank ve biyel kollarının uzunlukları ihtiyaca göre ayarlanabilir özellikte tasarlandı. Şekil 3.2'de görüldüğü gibi enkoder üst plakaya $55 \times 80 \times 5$ mm ölçülerinde bir parça ile üst plakanın yan taraflarına açılmış vida delikleri yardımıyla sabitlenmiş olup, krank kolunun ucu ise enkoder miline sabitlendi. Biyel kolunun ucu ise Lineer rulman üzerine özel

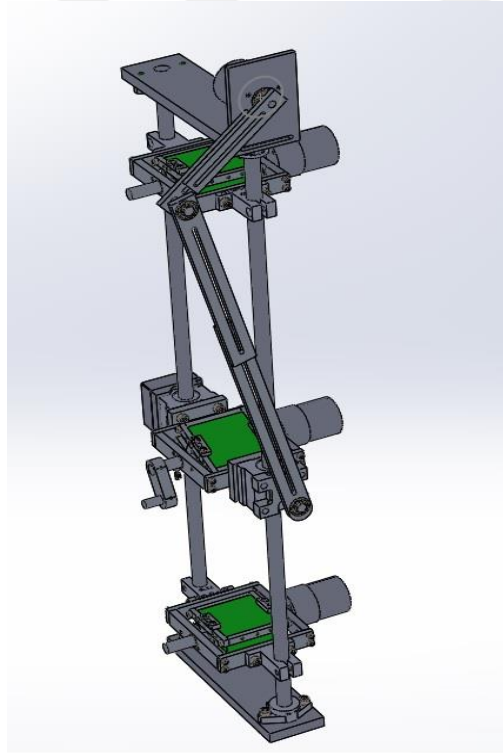
tasarlanan parça, mil ve rulman yardımıyla ortadaki mıknatısa sabitlendi. Ortadaki mıknatısın aşağı ve yukarı hareket etmesi krank açısını değiştirmektedir. Bu krank açısı enkoder yardımıyla okunarak ortadaki mıknatısın konum bilgisi kinematik hesaplamalar üzerinden tespit edilecektir.



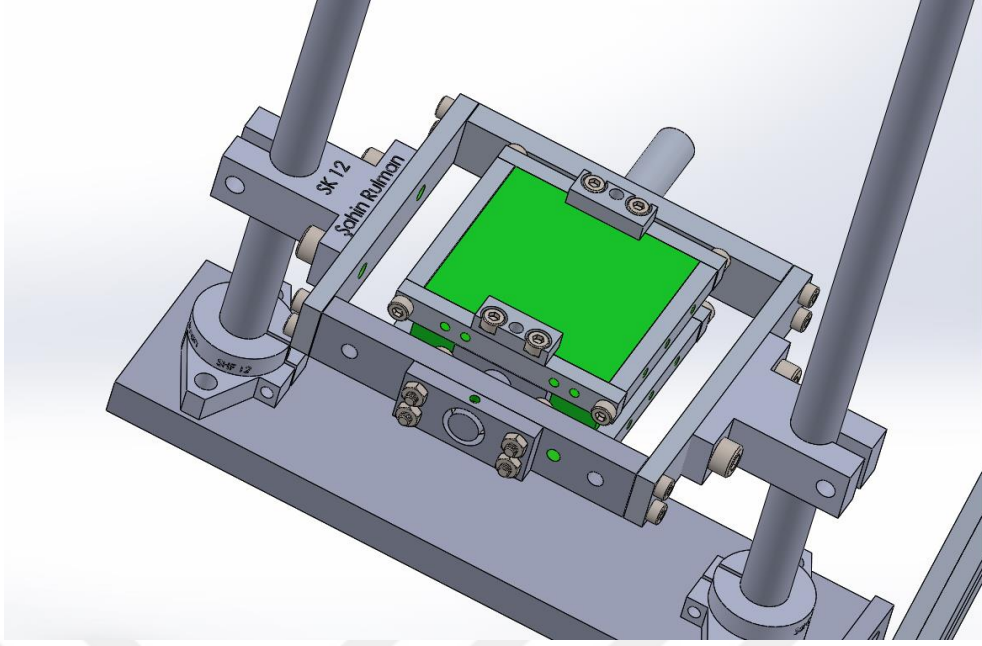
Şekil 3.1. Manyetik süspansiyon şematik gösterimi

Mıknatısların sisteme dahil edilebilmesi için Şekil 3.2’de görüldüğü gibi iki adet çerçeve tasarlanmıştır. İç çerçeve $7 \times 50 \times 5$ mm ve $7 \times 60 \times 5$ mm ölçülerinde her mıknatıs için dört adet olacak şekilde tasarlanmıştır. Dış çerçeve ise $15 \times 85 \times 7$ mm ve $15 \times 86 \times 5$ mm ölçülerinde her mıknatıs için iki adet olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarlanan çerçeveler birbirlerine civatalar ile kolay bir şekilde monte edilebilmektedir. Dış çerçeveler Mil Tutucu SK ve Lineer Rulman SCE UU serileriyle millere yataklanmış olup, iç çerçeveler ise mıknatısın dönmesini sağlamak için mil ve rulmanlarla dış çerçeveye sabitlenmiştir. İç çerçeveler mıknatısı saracak şekilde alt ve üst olarak tasarlanmıştır. Dönme görevini sağlayacak mil parçasının sabitlenmesi için alt ve üst çerçeve arasında $11 \times 25 \times 5$ mm boyutlarında ortası mil çapı boyutunda delik bir parça eklenmiştir. Miller ise alt ve üstte bulunan $50 \times 180 \times 10$ mm boyutlarındaki plakalara Mil Tutucu SHF serisiyle sabitlenmiştir.

Mıknatıslar birbirine itme ve çekme kuvveti uygularken çerçeveden çıkıp birbirine yapışmasını engellemek için Şekil 3.3’de gösterildiği gibi iç çerçeveye iki farklı kilit sistemi konulmuştur. Birinci kilit sistemi mıknatısın hem alttan hem üstten çıkmasını engellemek için iç çerçevenin üstüne sabitlenen $8 \times 20 \times 5$ mm boyutlarındaki dikdörtgen parçadır. İkinci kilit sistemi ise birinci kilit sistemi yetersiz kalırsa iç çerçevenin yanlarına açılan vida delikleriyle sıkılarak kayması engellenmektedir. Mıknatısların dönmesi istenmiyorsa dönme hareketini engellemek için Şekil 3.3’de görüldüğü gibi dış çerçeveye eklenen $15 \times 35 \times 5$ mm boyutlarındaki parça yardımıyla üstten ve alttan vidalar sıkılarak dönme hareketi engellenebilmektedir. Mıknatısı döndürecek olan motorlar Şekil 3.2’de görüldüğü gibi motorların gövde kısmı dış çerçeveye, motor mili ise ortası mil çapı boyutunda delik olan parçaya sabitlenmiştir. Bu parçaya üstten ve alttan yollanan setskurlar yardımıyla motor milinin mıknatısı çevirmesi sağlanmaktadır. Motor olmayan tarafta ise dönme görevini sağlıklı tamamlayabilmesi için rulmanlar kullanılmıştır. Ayrıca mıknatısları el ile rahatça çevirebilmek için Şekil 3.2’de görüldüğü gibi çıkırık kolları mevcuttur.



Şekil 3.2. Manyetik süspansiyon solidworks görüntüsü



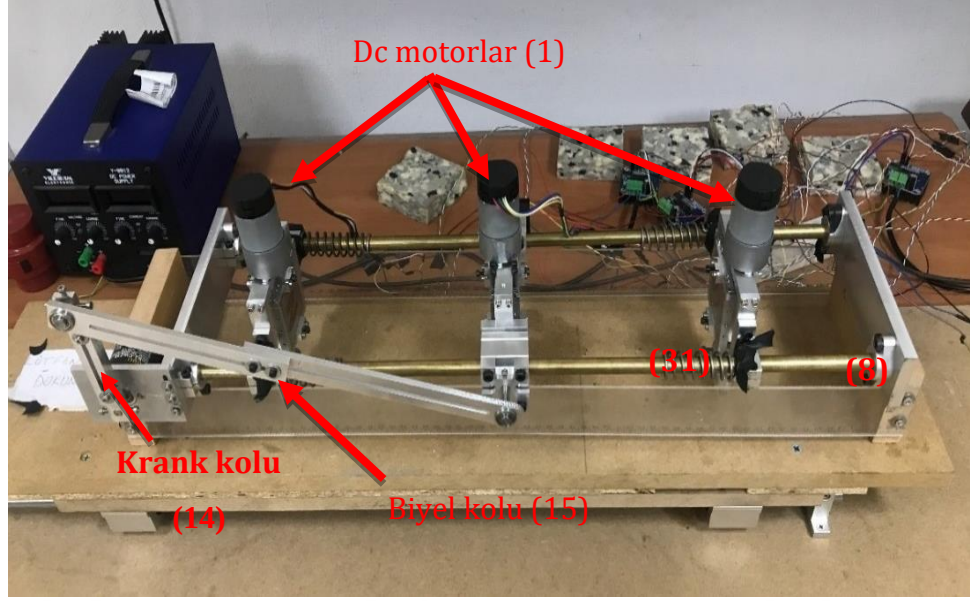
Şekil 3.3. Manyetik süspansiyon dönme ve kayma engelleyiciler

4. İMALAT

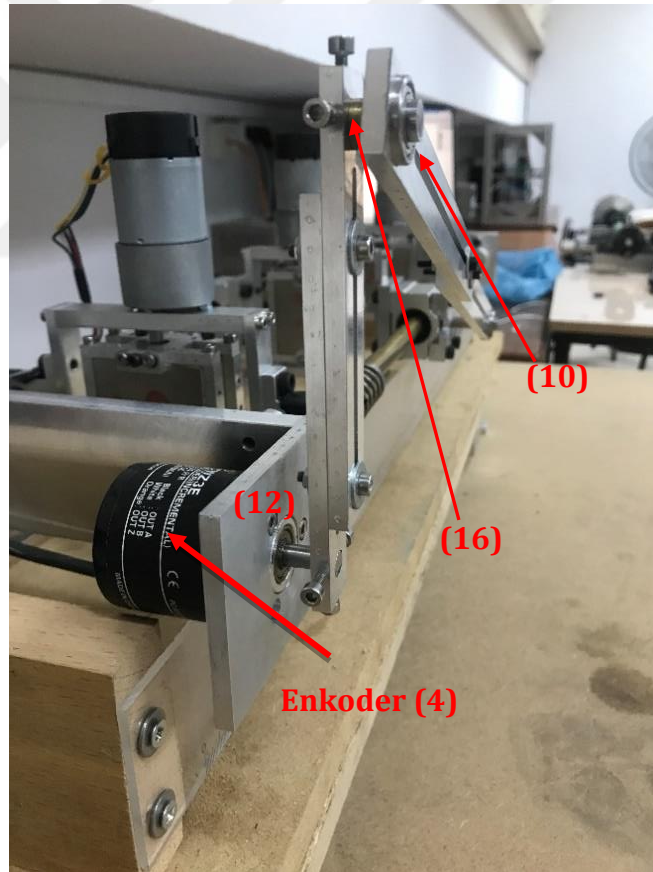
Yürütülen tez kapsamında tasarlanan manyetik süspansiyon sisteminin parçaları Süleyman Demirel Üniversitesi YETEM (Yenilikçi Teknolojiler Uygulama ve Araştırma Merkezi) biriminde üretilmiştir. İmal edilen tüm parçalar Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Şekil 4.2, 4.3, 4.4 ve 4.5’te malzemelerin bağlantı yerleri numaralar verilerek gösterilmektedir. Numara verilerek gösterilen malzemelerin tam listesi Çizelge 4.1’de gösterilmektedir. İmal edilen parçalar Inbus civatalar kullanılarak birbirlerine montajı kolay bir şekilde yapılmıştır. Önemle belirtmelidir ki Şekil 4.2’de görüldüğü gibi sistemde bulunan yaylar tamamen güvenlik amaçlıdır.



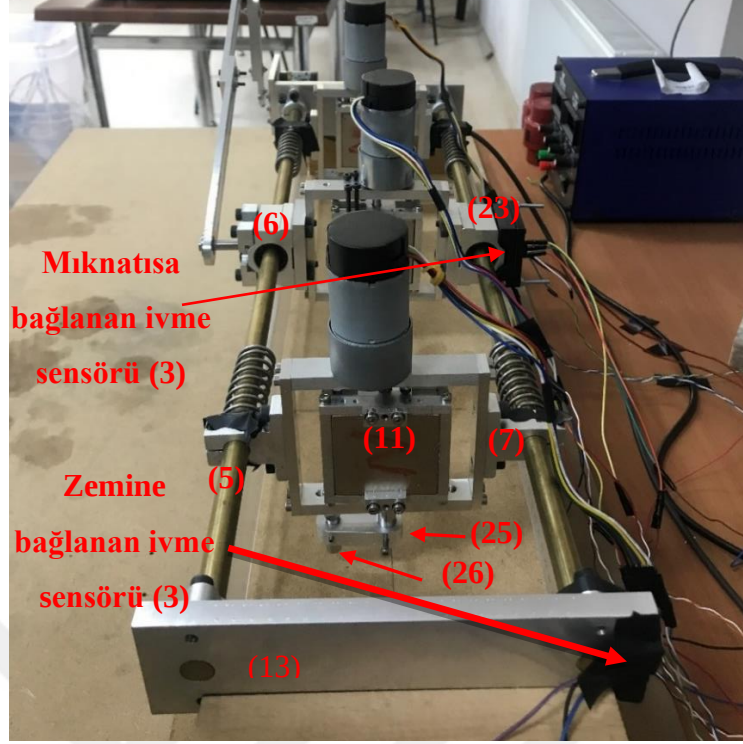
Şekil 4.1. İmal edilen alüminyum parçalar



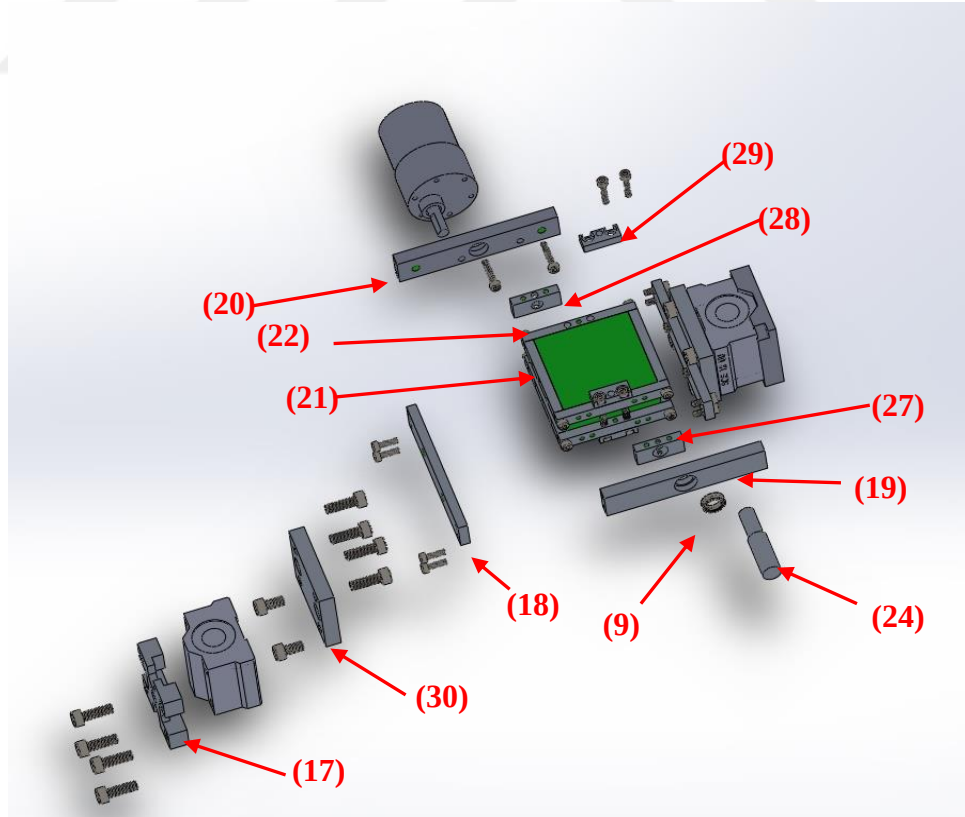
Şekil 4.2. Sistem üzerinde bağlı olan krank-biyel mekanizması ve DC motorlar



Şekil 4.3. Sistem üzerinde bağlı olan Enkoder



Şekil 4.4. Sistem üzerinde zemine ve hareketli mıknatısa bağlı olan ivme sensörleri



Şekil 4.5. Manyetik süspansiyon iç çerçeve ve dış çerçeve bağlantısı

Çizelge 4.1. Manyetik süspansiyon parça ve malzeme listesi

Parça No	Parça Adı	Adet	Açıklama: Malzeme/Üretim Şekli
1	Motor	3	Pololu 12 V 37 Mm 200 Rpm 50:1 redüktörlü dc motor
2	Motor Sürücüsü	3	BTS7960B 40 amper motor sürücüsü
3	İvme Sensörü	2	ADXL335 3 eksen ivme sensörü
4	Enkoder	1	Yumo E6B2-CWZ3E 1024ppr enkoder
5	Gövde Milleri	2	Ø12 mm çapında 600 mm uzunluğunda pirinç mil
6	Lineer Rulman	2	SCE UU 12 serisi Lineer Rulman
7	Mil Tutucu	4	SK 12 serisi mil tutucu
8	Mil Tutucu	4	SHF 12 serisi mil tutucu
9	Minyatür Rulman	5	MR128 ZZ Rulman 8 × 12 × 3,5
10	Minyatür Rulman	2	688 Rulman,8X16X4
11	Mıknatıs	3	50 × 50 × 2 mm neodyum mıknatıs
12	Enkoder Tutucu	1	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
13	Alt ve Üst Plaka	2	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
14	Krank Kolu	2	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
15	Biyel Kolu	2	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
16	Krank ve Biyel Kolunu Birbirine Bağlayan Mil	1	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
17	Biyel Kolunu Lineer Kızağa Bağlayan Mil	1	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
18	Dış Çerçeve 1 Parçası	6	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
19	Dış Çerçeve 2 Parçası	3	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
20	Motor Bağlanan Dış Çerçeve Parçası	3	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
21	İç Çerçeve 1 Parçası	12	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
22	İç Çerçeve 2 Parçası	12	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
23	İvme Sensörü Bağlantı	1	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
24	Çıkırık 1 Mili	3	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi
25	Çıkırık 2 Kolu	2	Alüminyum malzemedan CNC'de üretildi

Çizelge 4.1. Manyetik süspansiyon parça ve malzeme listesi (Devam)

26	Çıkırık 3 Mili	2	Alüminyum malzemedен CNC'de üretildi
27	Çıkırık 1 Mili İç Çerçeve Bağlantı Parçası	3	Alüminyum malzemedен CNC'de üretildi
28	Motor Mili İç Çerçeve Bağlantı Parçası	3	Alüminyum malzemedен CNC'de üretildi
29	Mıknatıs Kayma Engelleyici	12	Alüminyum malzemedен CNC'de üretildi
30	Dış parça 1 ile kızıağı bağlayan parça	2	Alüminyum malzemedен CNC'de üretildi
31	Yay	4	Ø14 mm çapında 210 mm uzunluğunda çelik yay
32	InbusCivata	60	M3 × 10 mm
33	InbusCivata	35	M3 × 16 mm
34	InbusCivata	20	M5 × 10 mm
35	InbusCivata	20	M5 × 16 mm

5. DONANIM (SENSÖR VE EYLEYİCİ BAĞLANTILARI)

Bu bölümde Dc motor, Enkoder ve İvme Sensörünün bağlantıları gösterildi. Ayrıca Dc motorun PID kontrolcü ile konum kontrolü yapıldı.

5.1. Dc Motor Bağlantı

Dc motor, düz akım elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir. Motorun iç kısmında yer alan bakır sargılara elektrik akımı verildiğinde motorun iç kısmında sabit olan mıknatıslara zıt yönde oluşan manyetik kuvvetin etkisi ile motorun hareket etme prensibine dayanır. Tez kapsamında kullanılan Dc motorlar Şekil 5.1’de gösterilmektedir. Redüktörlü dc motor 12 voltta 200 Rpm tur sayısına ulaşmaktadır. Kullanılan bu dc motorun zorlama torku 12 *kg/cm*’dir, ayrıca motorun üzerine entegre bir şekilde 64 CPR’lık çözünürlüğe sahip enkoder bulunmaktadır. Bu dc motoru sürebilmek için Şekil 5.2’de gösterilen sürücü kartı (BTS7960B) kullanılmaktadır. Şekil 5.3’de dc motorun bilgisayar üzerinden kontrol edebilmek için gerekli bağlantılar gösterilmektedir. Motorda entegre bir şekilde bulunan enkodere enerji vermek için yeşil renkli GND kablosunu kontrol kartında bulunan GND kanalına mavi renkli kabloda 5 volt çıkış veren kanala bağlanmıştır. Enkoderin okuduğu değerleri bilgisayar üzerinden kontrol etmek için sarı ve beyaz renkli kablolar kontrol kartında bulunan analog girişlere bağlanmıştır. Motorun kontrolünü bilgisayar üzerinden sağlamak için ilk olarak motorun kırmızı ve siyah renkli kabloları sürücü kartı üzerinde bulunan M+ ve M- kanallarına bağlanmıştır. Motor 12 Volt ile çalıştığından dolayı sürücü kartı üzerinde bulunan B+ ve B- kanallarına güç kaynağından alınan + ve - kablolar bağlandı ve bu sayede motorun çalışması için gerekli 12 V enerji sağlanmıştır. Sürücü kartı için gerekli olan 5V enerji kontrol kartı üzerinde bulunan 5V ve GND kanallarından sağlandı. Motorun yönünü ve hızını bilgisayar üzerinden kontrol edebilmek için sürücü kartında bulunan LPWM ve RPWM çıkışları kablolar yardımıyla kontrol kartında bulunan dijital sinyal çıkış veren kanallara bağlanmıştır. Dijital sinyaller 1 ve 0 olmak üzere 2 çıkış vermektedir. Önemle belirtilmelidir ki; bu LPWM ve RPWM çıkışlarına asla aynı anda 1 sinyali gelmemelidir eğer gelirse motor yanacaktır.

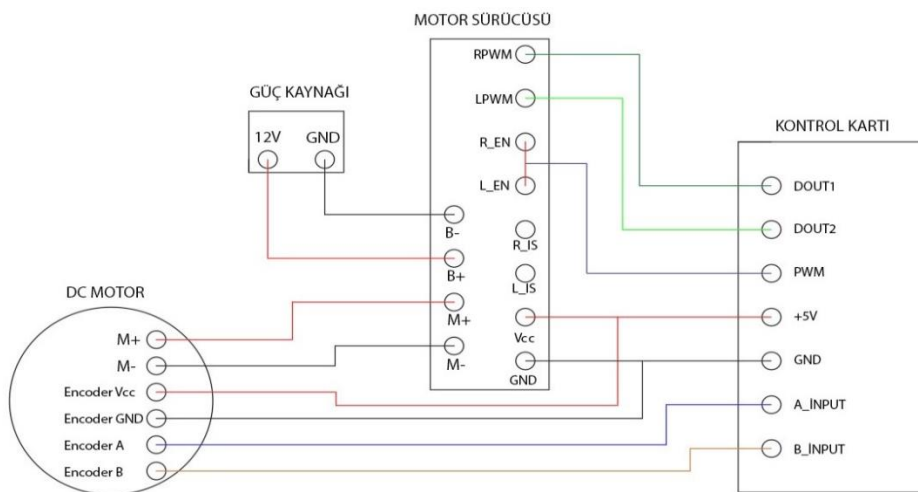
LPWM sinyali 1 RPWM sinyali 0 olursa motor sola dönecektir tam tersinde ise sağa dönecektir ikisi de sıfır olursa motor duracaktır. Motoru etkinleştirmek için sürücü kartı üzerinde bulunan L_EN ve R_EN çıkışlarını kısa devre yapılarak kontrol kartında PWM çıkış veren kanal ile beslenmiştir.



Şekil 5.1. Pololu 12 V 37 Mm 200 Rpm 50:1 Redüktörlü Dc Motor



Şekil 5.2. Dc motor sürücüsü (BTS7960B)



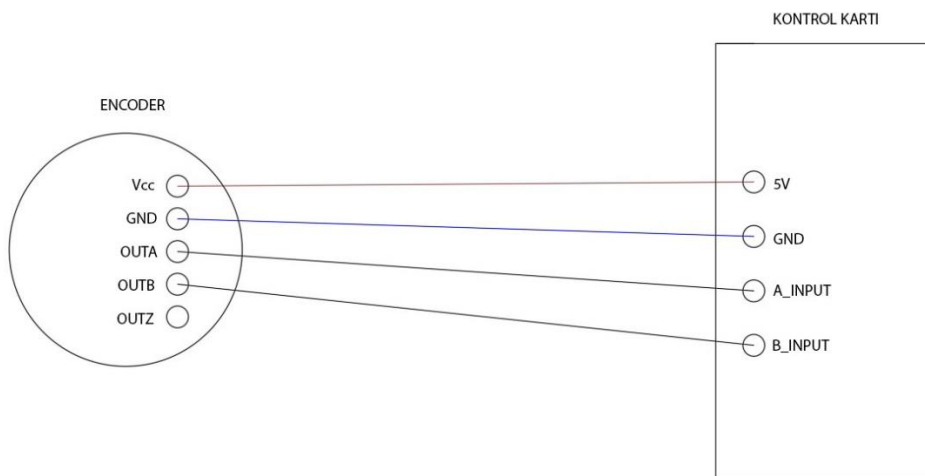
Şekil 5.3. Dc motor bağlantı şeması

5.2.Enkoder Bağlantı

Enkoder bağlı olduğu motor milinin hareketine karşılık sayısal elektrik (pulse) sinyali üreten cihazlardır. Tez kapsamında kullanılan enkoder Şekil 5.4'de gösterilmektedir. Bu enkoder bir tur dönmede 1024 pulse elektrik sinyali üretmektedir. Enkoderi kontrol edebilmek için Dc motorda olduğu gibi sürücü kartına ihtiyaç yoktur. Şekil 5.5'te enkoderin bağlantı şeması gösterilmektedir. Bağlantı şemasına bakılırsa enkoderin çalışması için 5V ile beslenmesi gerekmektedir. Kahverengi (VCC) ve Mavi (GND) uçları kontrol kartında bulunan 5V ve GND kanallarına bağlanmıştır. Enkoderin ürettiği pulse sinyallerini bilgisayar üzerinden kontrol edebilmek için Siyah (A) ve Beyaz (B) çıkışlarını kontrol kartı üzerinde bulunan A ve B analog girişlerine bağlanmıştır.



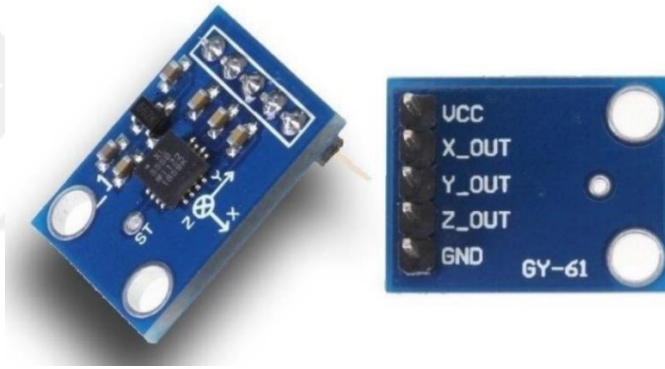
Şekil 5.4. Yumo E6B2-CWZ3E 1024ppr enkoder



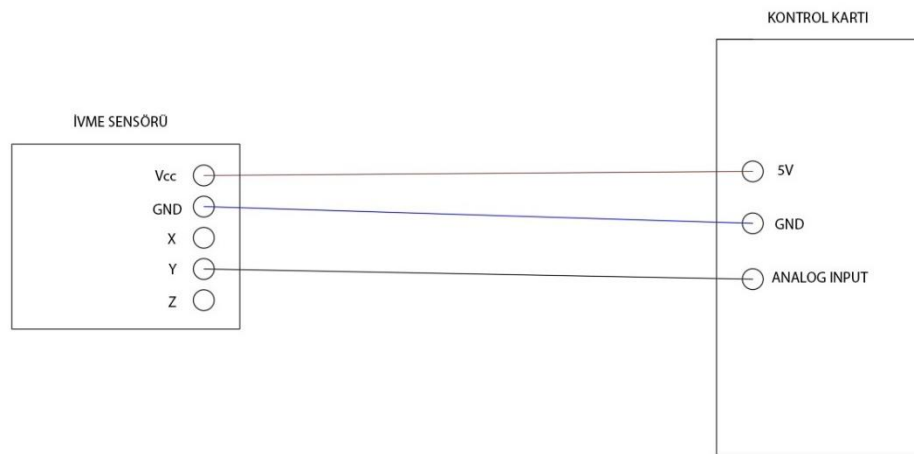
Şekil 5.5. Enkoder bağlantı şeması

5.3. İvme Sensörü Bağlantı

İvme sensörleri, ivme ve titreşim değerlerini ölçmede kullanılan cihazlardır. Tez kapsamında kullanılan ivme sensörü Şekil 5.6'da gösterilmektedir. Bu ivme sensörü üç eksenlidir ve bütün eksenlerde $\pm 5g$ 'ye kadar olan kuvvetleri ölçebilmektedir. Şekil 5.7'de kullanılan ivme sensörünün bağlantı şeması gösterilmektedir. Yürütülen tez kapsamında sadece bir eksenle ölçüm yapması yeterli olacağı için sadece Y eksenini kullanılmıştır. Şemada gösterildiği gibi ivme sensörünün beslenmesi için VCC ve GND kanalları kontrol kartı üzerinde bulunan 5V ve GND çıkışlarıyla beslenmiştir. Y ekseninde ölçülen değerleri bilgisayar üzerinden kontrol edebilmek için Y çıkışı kablo yardımıyla kontrol kartında bulunan analog sinyal girişine bağlanmıştır.



Şekil 5.6. ADXL335 3 Eksen İvme Sensörü



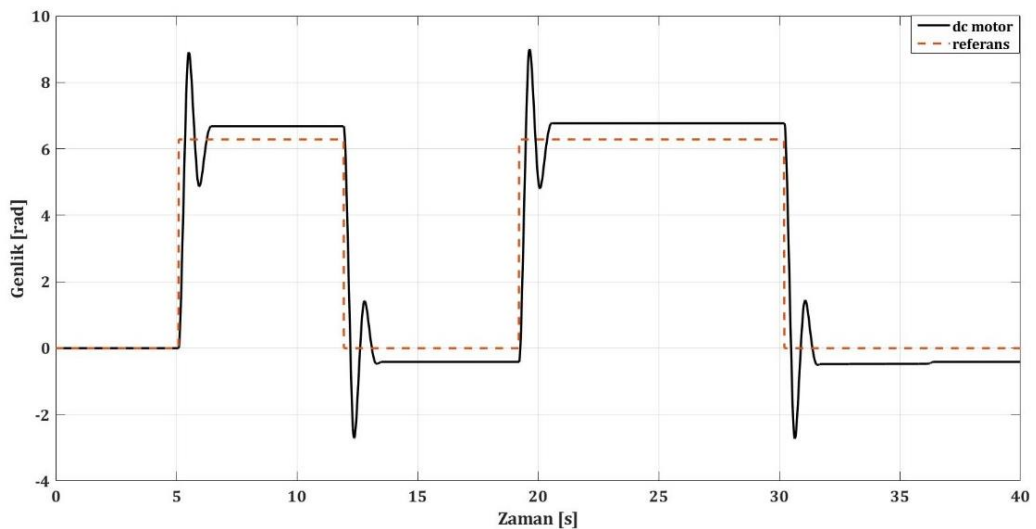
Şekil 5.7. İvme Sensörü bağlantı şeması

5.4. Dc Motor Konum Kontrolü

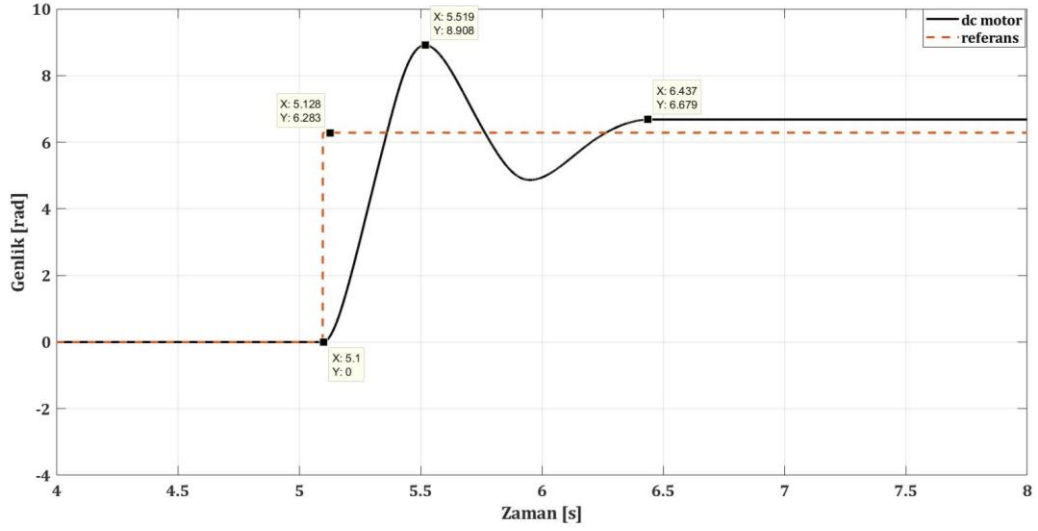
PID kontrol; sistemden geri beslenen hatanın üç ayrı matematiksel işlemlerden geçirilerek toplanması işlemidir. PID Kontrol denklem (5.1)'de gösterildiği şekilde ifade edilmektedir. PID kontrol oransal etki (P), integral etki (I), türevsel etki (D) işlemlerini içerir.

$$Gc(z) = K_p + K_i \frac{T}{1 - z^{-1}} + K_d \frac{1 - z^{-1}}{T} \quad (5.1)$$

Denklem (5.1)'de verilen PID katsayıları (K_p, K_i, K_d) deneme yanılma yöntemiyle belirleme çalışmaları yapılmıştır. En iyi sonuç veren katsayılar belirlenerek tez çalışması kapsamında büyük bir öneme sahip olan dc motorun konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. İlk önce $K_p = 1, K_d$ ve K_i katsayıları 0 alınarak sistem çalıştırıldı, dc motor üzerinde bulunan enkoderden okunan konum değeri ile istenilen konum değerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.8. ve 5.9'da gösterilmiştir. Şekil 5.9'a ait maksimum aşma ve hata değerleri Çizelge 5.1'de verilmiştir. Hesaplanan verilere bakıldığında maksimum aşma ve hata değerlerinin yüksek çıktığı görülmektedir.



Şekil 5.8. $K_p = 1, K_d = 0$ ve $K_i = 0$ parametreleri için sistem cevabı

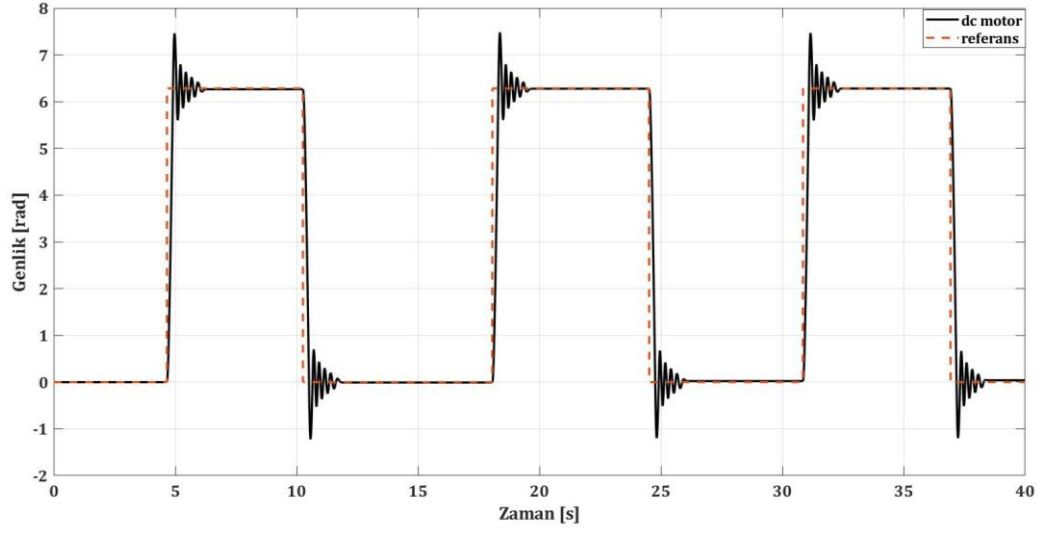


Şekil 5.9. $K_p = 1$, $K_d = 0$ ve $K_i = 0$ parametreleri için sistem analizi

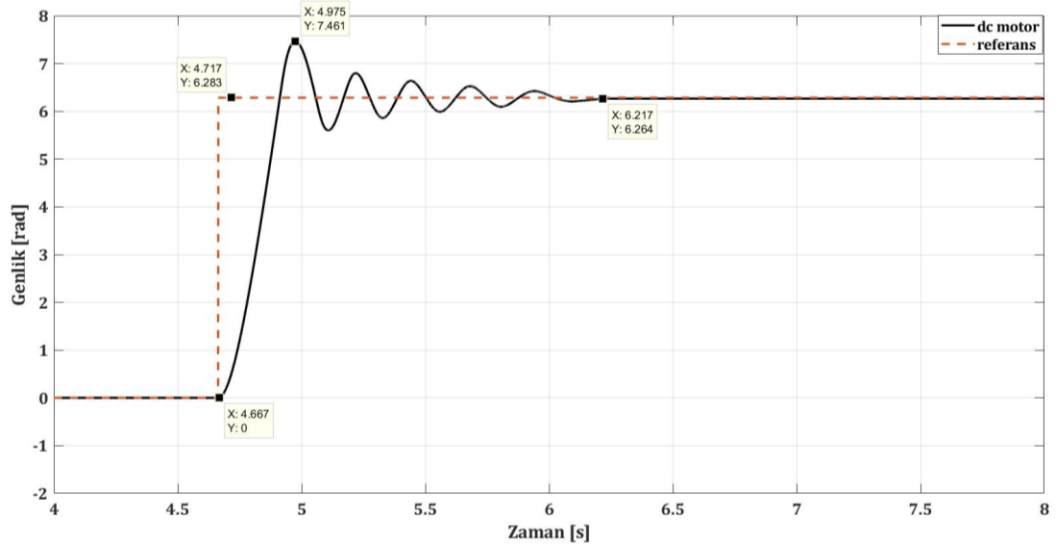
Çizelge 5.1. $K_p = 1$, K_d ve K_i katsayıları 0 alınarak hesaplanan değerler

$M_p = 8,908 - 6,283 = 2.625 [rad] = \%41,78$
$e_{hata} = 6,679 - 6,283 = 0,396 [rad] = \%6,303$
$t_s = 6,437 - 5,1 = 1,337 s$ sistemin oturma süresi

$K_p = 10$, K_d ve K_i katsayıları 0 alınarak sistem tekrar çalıştırıldı ve Dc motor üzerinde bulunan enkoderden okunan konum değeri ile istenilen konum değerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.10 ve 5.11’de gösterilmiştir. Şekil 5.11’e ait maksimum aşma ve hata değerleri Çizelge 5.2’de verilmiştir. Hesaplanan verilere bakıldığında K_p değerinin arttırılması aşım oranını ve hata değerini düşürmesine rağmen halen istenilen referans çizgisinden uzak kaldığı görülmektedir. Ayrıca K_p katsayısı arttırıldıktan sonra sistemdeki titreşimin arttığı görülmektedir.



Şekil 5.10. $K_p = 10$, $K_d = 0$ ve $K_i = 0$ parametreleri için sistem cevabı

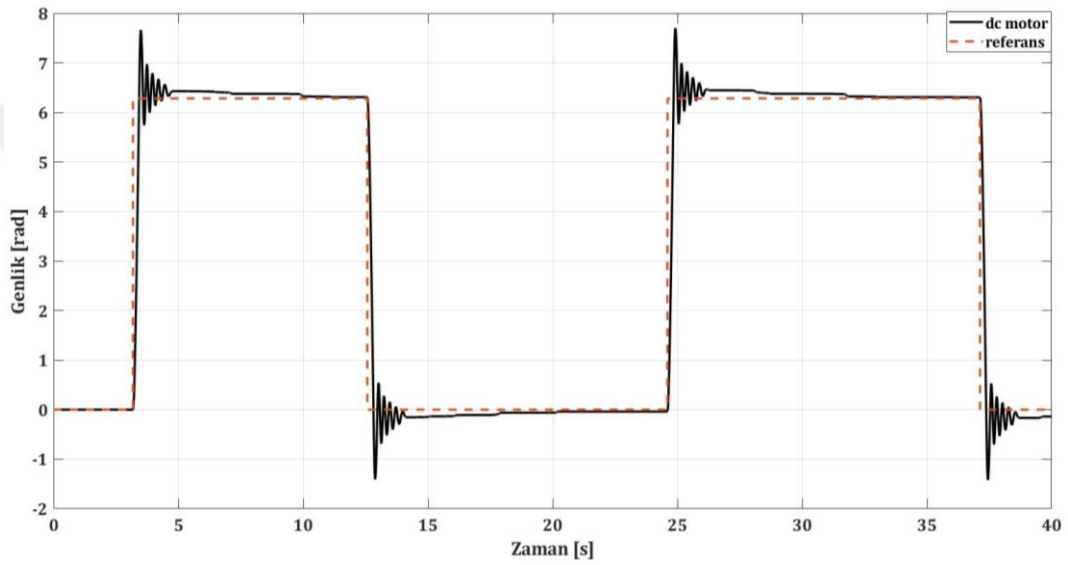


Şekil 5.11. $K_p = 10$, $K_d = 0$ ve $K_i = 0$ parametreleri için sistem analizi

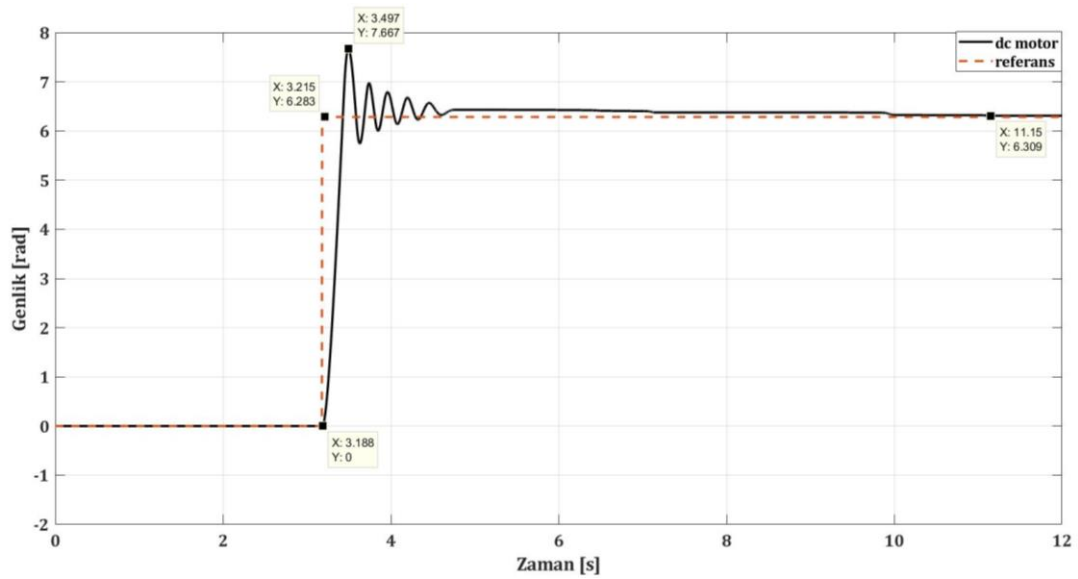
Çizelge 5.2. $K_p = 10$, K_d ve K_i katsayıları 0 alınarak hesaplanan değerler

$M_p = 7,461 - 6,283 = 1,178 \text{ [rad]} = \%18,75$
$e_{hata} = 6,283 - 6,264 = 0,019 \text{ [rad]} = \%0,302$
$t_s = 6,217 - 4,667 = 1,55 \text{ s}$ sistemin oturma süresi

$K_p = 10$, $K_i = 2$ ve K_d katsayısı 0 alınarak sistem yeniden çalıştırıldı ve Dc motor üzerinde bulunan enkoderden okunan konum değeri ile istenilen konumun değerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.12 ve 5.13'te gösterilmiştir. Şekil 5.13'e ait maksimum aşma ve hata değerleri Çizelge 5.3'te verilmiştir. Hesaplanan verilere bakıldığında K_i katsayısının arttırılması hata değerini düzelttiği görülmektedir, fakat önemle belirtilmelidir ki bu sürenin uzun olması istenilen bir durum değildir. Ayrıca K_i değerinin arttırılması aşım oranını ve titreşimi arttırdığı görülmektedir.



Şekil 5.12. $K_p = 10$, $K_d = 0$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem cevabı

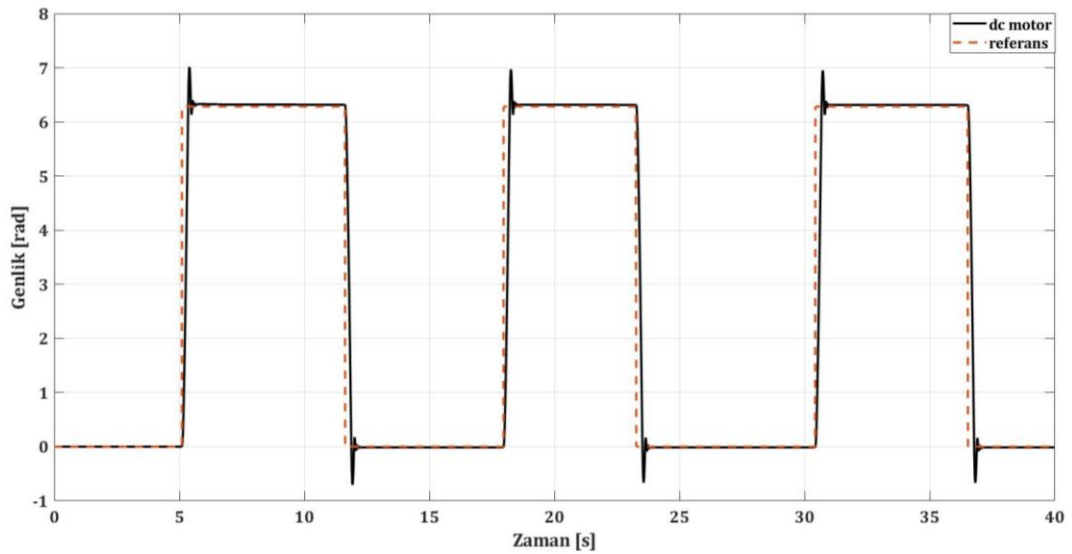


Şekil 5.13. $K_p = 10$, $K_d = 0$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem analizi

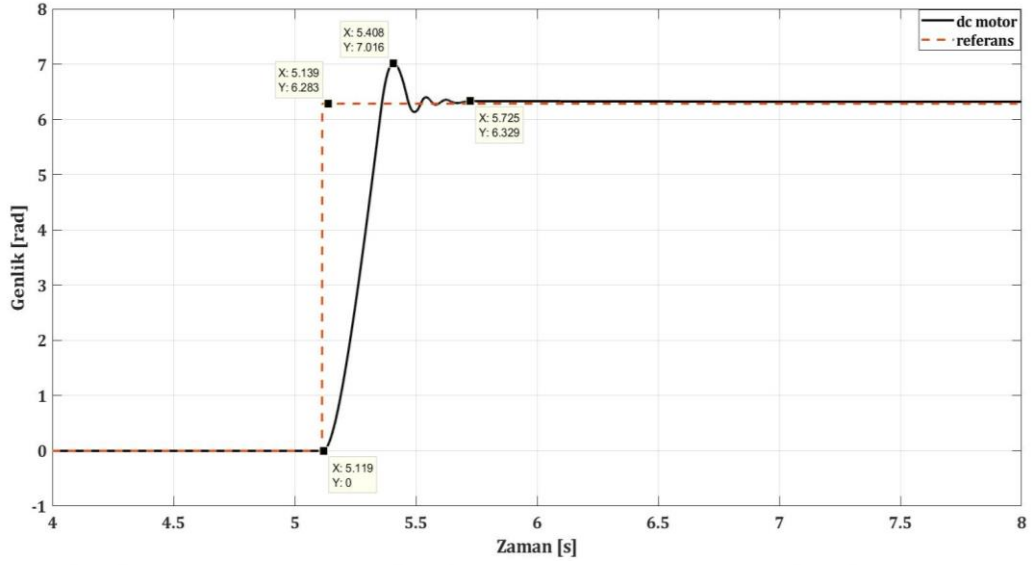
Çizelge 5.3. $K_p = 10, K_i = 2$ ve K_d katsayıları 0 alınarak hesaplanan değerler

$M_p = 7,667 - 6,283 = 1,384 \text{ [rad]} = \%22,03$
$e_{hata} = 6,309 - 6,283 = 0,026 \text{ [rad]} = \%0,414$
$t_s = 11,15 - 3,188 = 7,962 \text{ s sistemin oturma süresi}$

$K_p = 50, K_i = 2$ ve K_d katsayısı 0,05 alınarak sistem çalıştırıldı, Dc motor üzerinde bulunan enkoderden okunan konum değeri ile istenilen konumun değerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.14 ve 5.15'te gösterilmiştir. Şekil 5.15'e ait maksimum aşma ve hata değerleri Çizelge 5.4'te verilmiştir. Hesaplanan verilere bakıldığında K_p ve K_d katsayısının arttırılması maksimum aşma değerini önemli ölçüde azalttığı görülmektedir. Sistem diğer sonuçlara göre daha hızlı istenilen konuma gitse de aşım oranı yine çok yüksek değerlerdedir.



Şekil 5.14. $K_p = 50, K_d = 0,05$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem cevabı

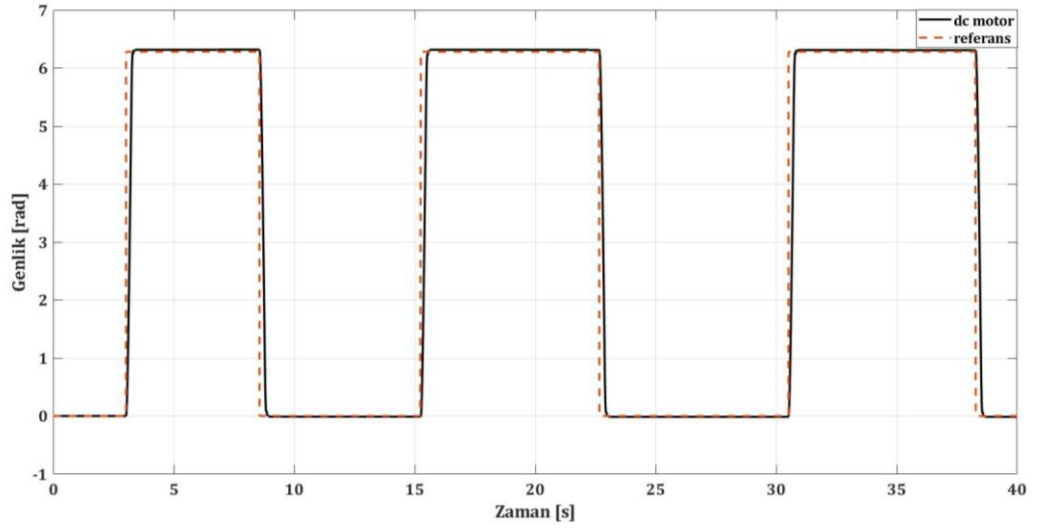


Şekil 5.15. $K_p = 50$, $K_d = 0,05$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem analizi

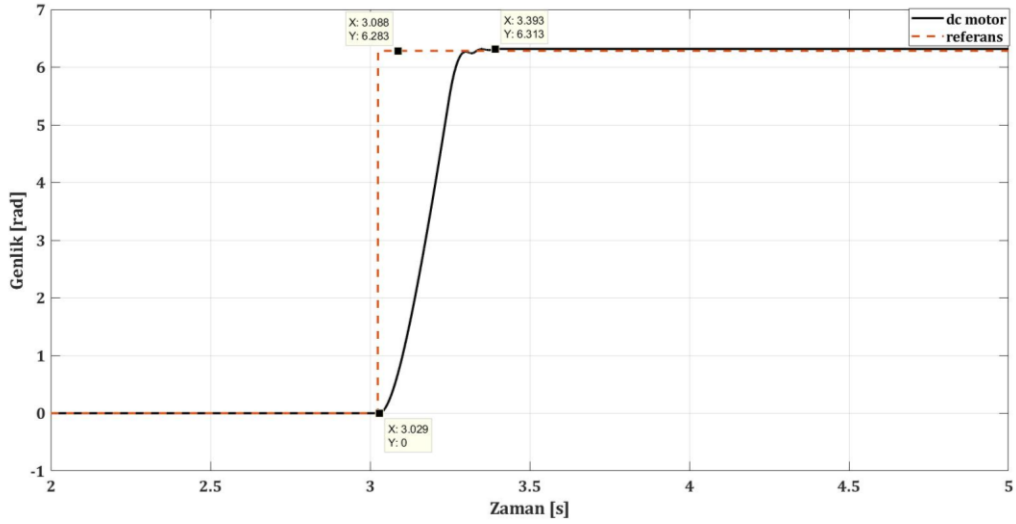
Çizelge 5.4. $K_p = 50$, $K_d = 0,05$ ve $K_i = 2$ alınarak hesaplanan değerler

$M_p = 7,016 - 6,283 = 0,697 \text{ [rad]} = \%11,67$
$e_{hata} = 6,329 - 6,283 = 0,046 \text{ [rad]} = \%0,732$
$t_s = 5,725 - 5,119 = 0,606 \text{ s}$ sistemin oturma süresi

$K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ alınarak sistem yeniden çalıştırıldı, Dc motor üzerinde bulunan enkoderden okunan konum değeri ile istenilen konumun değerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.16 ve 5.17’de gösterilmiştir. Şekil 5.17’ye ait hata değerleri Çizelge 5.5’de verilmiştir. Hesaplanan verilere bakıldığında K_d katsayısının artırılması hem aşım oranını düşürerek hem de kabul edilebilir bir hata payıyla hızlı bir şekilde istenilen konuma getirdiği görülmektedir.



Şekil 5.16. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem cevabı



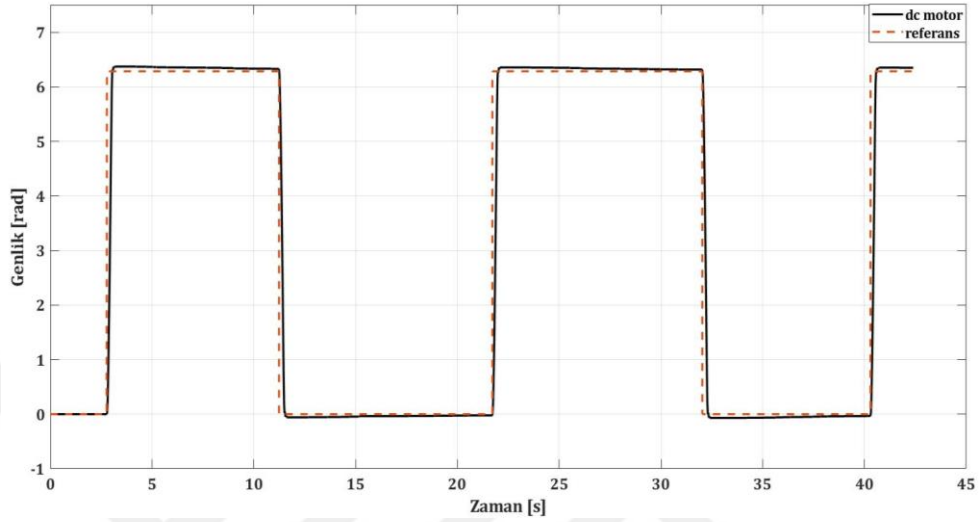
Şekil 5.17. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ parametreleri için sistem analizi

Çizelge 5.5. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ alınarak hesaplanan değerler

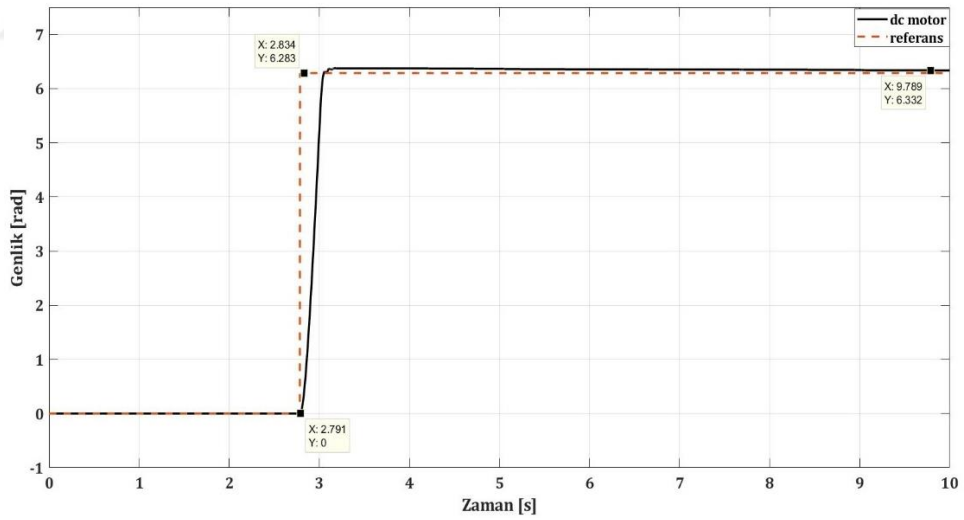
$e_{hata} = 6,313 - 6,283 = 0,03 \text{ [rad]} = \% 0,477$
$t_s = 3,393 - 3,029 = 0,364 \text{ s}$ sistemin oturma süresi

$K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve K_i katsayısı 5 alınarak sistem çalıştırıldı, Dc motor üzerinde bulunan enkoderden okunan konum değeri ile istenilen konumun değerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.18 ve 5.19’da gösterilmiştir. Şekil 5.19’a

ait hata değerleri Çizelge 5.6'da verilmiştir. Hesaplanan verilere bakıldığında K_i katsayısının yükseltilmesi hata payını yükselttiği görülmektedir. Ayrıca sistemin istenilen konuma gelme süresi kabul edilebilir bir seviyede olmadığı görülmektedir.



Şekil 5.18. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 5$ parametreleri için sistem cevabı

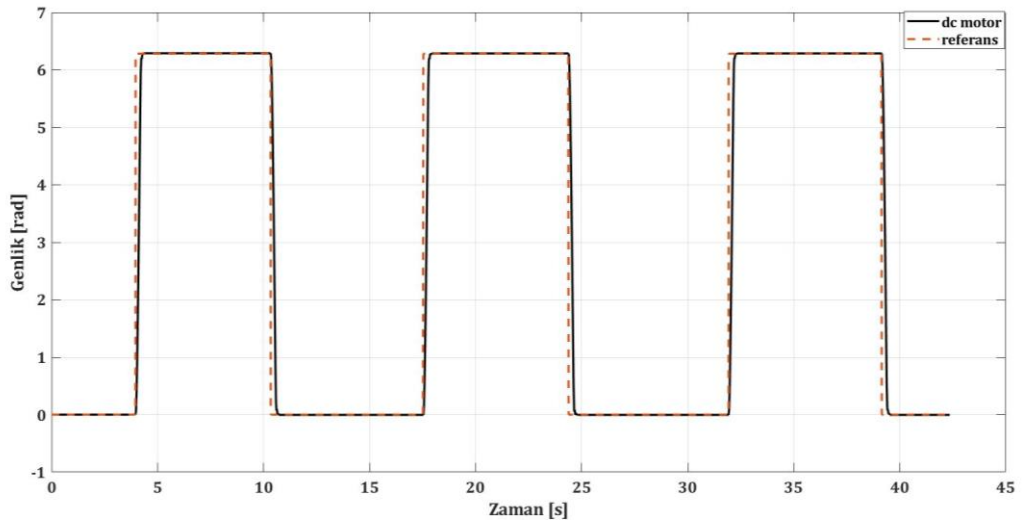


Şekil 5.19. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 5$ parametreleri için sistem analizi

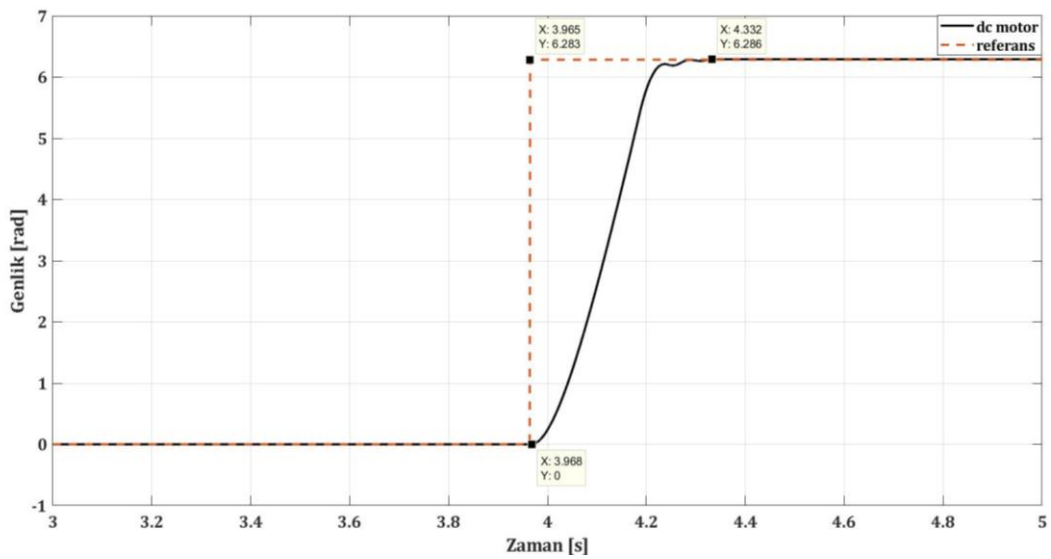
Çizelge 5.6. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 2$ alınarak hesaplanan değerler

$e_{hata} = 6.332 - 6.283 = 0.049 \text{ rad} = \%0.78$
$t_s = 9.789 - 2.791 = 6,998 \text{ s}$ sistemin oturma süresi

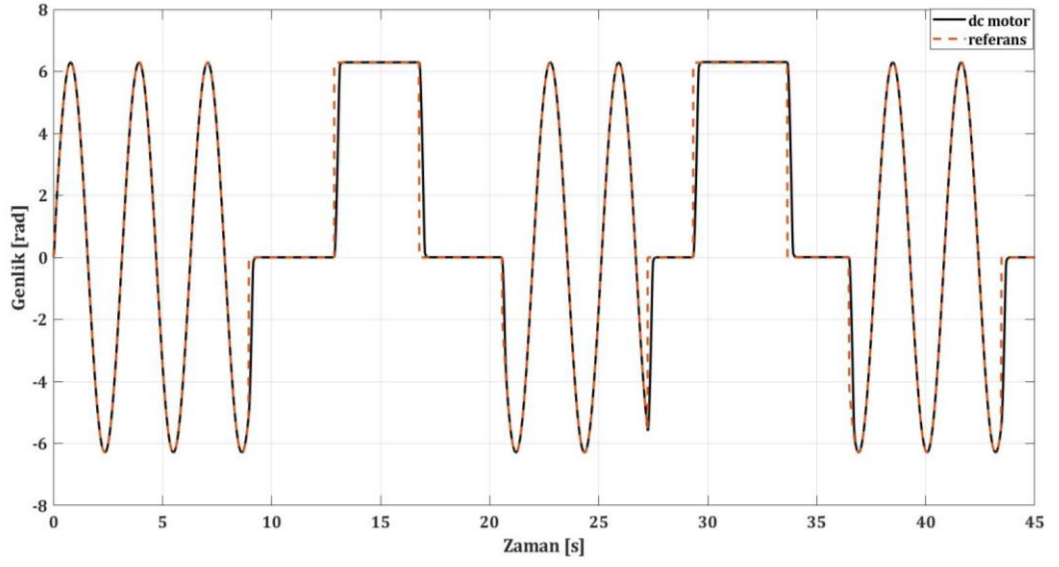
Dc motorun istenilen konuma daha iyi bir şekilde gitmesi için K_i katsayısını 0.5'e düşürerek sistem çalıştırıldı, dc motor üzerinde bulunan enkoderden okunan konum değeri ile istenilen konumun değerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.20 ve 5.21'de gösterilmiştir. Şekil 5.21'e ait değerleri Çizelge 5.7'de verilmiştir. Hesaplanan verilere bakıldığında K_i katsayısının düşürülmesiyle hata payını kabul edilebilecek bir seviyeye çektiği görülmektedir. Bu PID katsayılar kullanılarak dc motorun konum kontrolü Şekil 5.22'de gösterilen grafikte görüldüğü gibi sorunsuz bir şekilde gerçekleştirildi.



Şekil 5.20. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 0,5$ parametreleri için sistem cevabı



Şekil 5.21. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 0,5$ parametreleri için sistem cevabı



Şekil 5.22. $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 0,5$ parametreleri için sistem cevabı

Çizelge 5.7 $K_p = 50$, $K_d = 1,5$ ve $K_i = 0,5$ alınarak hesaplanan değerler

$e_{hata} = 6,286 - 6.283 = 0,003 \text{ [rad]} = \% 0.05$
$t_s = 4,332 - 3,968 = 0,364 \text{ s}$ sistemin oturma süresi

6. MANYETİK HESAPLAR

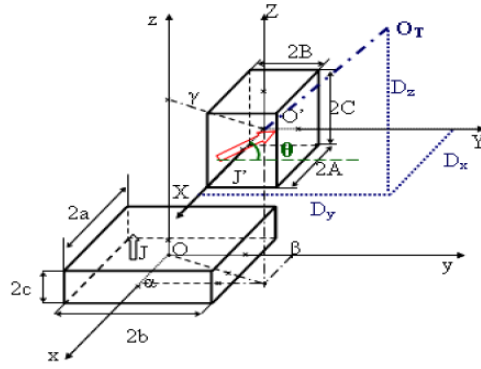
Karşılıklı iki mıknatısın birbirine karşı uyguladığı çekim ve itme kuvvetini hesaplamak kolay değildir. 1984 yılında ilk defa Akaoun, iki kübik mıknatıs arasında uygulanan etkileşim kuvvetlerinin analitik yollarla hesaplanmasını sunmuştur (Akoun ve Yonnet, 1984). Daha sonra Yonnet ve Allag (2011) bu hesaplamalara ek olarak, birbirine paralel iki kübik mıknatısın arasındaki etkileşim kuvveti ve torku manyetik düğümler ile analitik olarak hesaplanabileceğini ortaya koymuştur. Kuvvet ve tork bileşenleri manyetik düğümler ile doğrudan hesaplayabilmek için tek şartın mıknatısların mükemmel (tek tip ve polarizasyonlarının sabit) olması gerektiğidir (Yonnet ve Allag, 2011).

Allag vd. (2015) yaptıkları çalışmada ise eğimli polarizasyon yönüne sahip iki mıknatıs sistemi için birtakım hesaplamalar geliştirmişlerdir. Bu yoğun hesaplamalar sayesinde kuvvet ve tork bileşenlerinin mıknatısların dönme açılarına bağlı ifade edilmesi mümkün olmuştur.

Robertson vd. (2006) ise analitik kuvvet denklemlerinden yola çıkarak iki mıknatıs arasındaki manyetik sertlik değerlerini elde etmişlerdir. Aynı şekilde Wu vd. (2014) analitik kuvvet denklemlerinden yola çıkarak manyetik sertlik denklemlerini elde etmişlerdir. Bu iki makaleden elde edilen sertlik değerlerinin birbirine yaklaşık sonuçlar verdiği görülmüştür.

6.1. İki Mıknatıs Arasındaki Kuvvetin Hesaplanması

Mıknatısların matematiksel modeli Şekil 6.1’de gösterildiği gibidir. Hesaplamalarda Kullanılacak olan ara değişkenler denklem (6.1)’de sunulmuştur;



Şekil 6.1. İki kübik mıknatısın matematiksel modeli (Allag vd., 2015)

$$U_{ij} = \alpha + (-1)^j A - (-1)^i a$$

$$V_{kl} = \beta + (-1)^l B - (-1)^k b$$

$$W_{pq} = \gamma + (-1)^q C - (-1)^p c$$

$$r = \sqrt{U_{ij}^2 + V_{kl}^2 + W_{pq}^2} \quad (6.1)$$

Hesaplamaları basitleştirmek için hareketli mıknatısın polarizasyonu paralel $J'_{//}$ ve dikey $J'_\perp$ bileşenlere ayrıştırılacaktır. Paralel Polarizasyon için manyetik kuvvet denklem (6.2)'de sunulmuş olup, Dikey Polarizasyon için hesaplanan manyetik kuvvet denklemi ise denklem (6.3)'de verilmektedir.

Paralel Polarizasyon:

$$\begin{aligned} \phi_{//x}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) &= \frac{(V^2 - W^2)}{2} \ln(r - U) + U \cdot V \cdot \ln(r - V) + V \\ &\cdot W \cdot \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right) + \frac{1}{2} \cdot U \cdot r \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \phi_{//y}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) &= \frac{(U^2 - W^2)}{2} \ln(r - V) + U \cdot V \cdot \ln(r - U) + U \\ &\cdot W \cdot \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right) + \frac{1}{2} \cdot V \cdot r \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\emptyset_{//z}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) \\
&= -U \\
&\cdot W \\
&\times \ln(r - U) - V \cdot W \cdot \ln(r - V) + U \cdot V \\
&\cdot tg^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right) - W \cdot r
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{//} = \frac{J \cdot J'_{//}}{4 \cdot \pi \cdot \mu_0} \sum_{i=0}^1 \sum_{j=0}^1 \sum_{k=0}^1 \sum_{l=0}^1 \sum_{p=0}^1 \sum_{q=0}^1 (-1)^{i+j+k+l+p+q} \\
\cdot \emptyset_{//}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r)
\end{aligned} \tag{6.2}$$

Dikey Polarizasyon:

$$\begin{aligned}
\emptyset_{\perp x}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) \\
&= -V \cdot W \cdot \ln(r - U) + V \cdot U \cdot \ln(r + W) + W \cdot U \\
&\cdot \ln(r + V) - \frac{U^2}{2} \cdot \tan^{-1}\left(\frac{V \cdot W}{U \cdot r}\right) \\
&- \frac{V^2}{2} \times \tan^{-1}\left(\frac{U \cdot W}{V \cdot r}\right) - \frac{W^2}{2} \cdot \tan^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\emptyset_{\perp y}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) \\
&= \frac{(U^2 - V^2)}{2} \ln(r + W) - U \cdot W \\
&\cdot \ln(r - U) - U \cdot V \cdot \tan^{-1}\left(\frac{U \cdot W}{V \cdot r}\right) - \frac{1}{2} \cdot W \cdot r
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\emptyset_{\perp z}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) \\
&= \frac{(U^2 - W^2)}{2} \ln(r + V) - U \cdot V \\
&\cdot \ln(r - U) - U \cdot W \cdot \tan^{-1}\left(\frac{U \cdot W}{V \cdot r}\right) - \frac{1}{2} \cdot V \cdot r
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{\perp} = \frac{J \cdot J'_{\perp}}{4 \cdot \pi \cdot \mu_0} \sum_{i=0}^1 \sum_{j=0}^1 \sum_{k=0}^1 \sum_{l=0}^1 \sum_{p=0}^1 \sum_{q=0}^1 (-1)^{i+j+k+l+p+q} \\
\cdot \emptyset_{\perp}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r)
\end{aligned} \tag{6.3}$$

Sonuç olarak eğimli bir polarizasyon için toplam J' denklem (6.4)'te ifade edilmektedir;

$$J' = J'_{//} \cdot \sin(\theta) + J'_{\perp} \cdot \cos(\theta) \quad (6.4)$$

Bu nedenle eğimli bir polarizasyon için toplam kuvvet denklem (6.5)'te verildiği şekilde hesaplanacaktır.

$$F = F_{//} \cdot \sin(\theta) + F_{\perp} \cdot \cos(\theta) \quad (6.5)$$

Önemle belirtmek gerekir ki; gamma (γ) mıknatısların orta noktalarından birbirlerine olan mesafe olarak alınmaktadır. F_z Kuvvetinin eğim açısına (θ) bağlı Matlab kodu Çizelge 6.1'de verilmiştir.

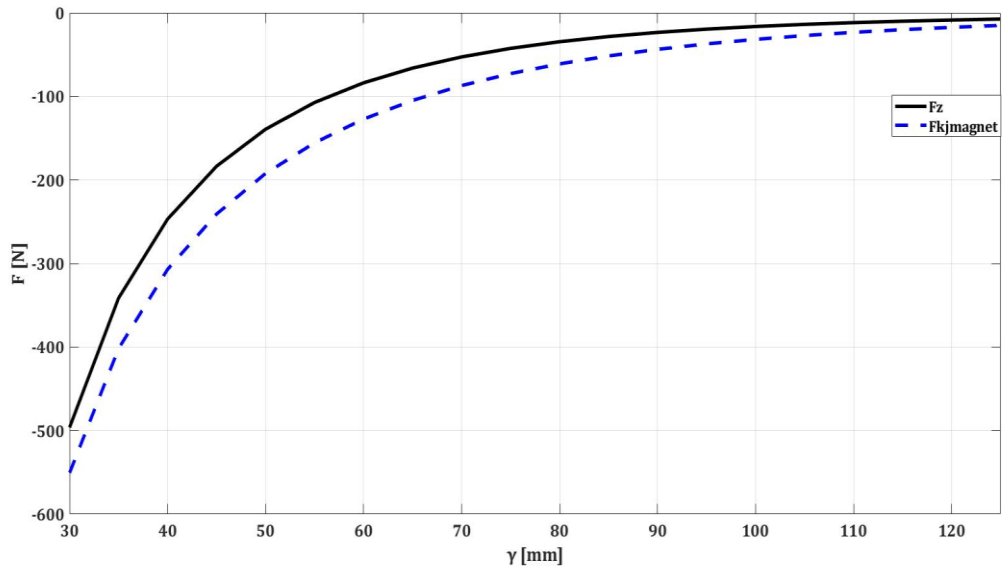
Çizelge 6.1. F_z Kuvvetinin eğim açısına bağlı Matlab kodu

```
% ölçüler metre cinsindendir
Toplam1=0; Toplam2=0;
alfa=0;beta=0;Teta=90; % derece
A=25/1000;B=25/1000;C=12.5/1000;
a=25/1000;b=25/1000;c=12.5/1000;
Dx=0;Dy=0;Dz=0;
J=1.21; Js=1.21; %% N35 serisi mıknatıs
M0=4*pi*10^-7; %% Manyetik sabiti
s=1;
for gamma=30/1000:5/1000:125/1000;
    z=1; z1=1;
    for i=0:1
        for j=0:1
            for k=0:1
                for l=0:1
                    for p=0:1
                        for q=0:1
                            U=alfa+((-1)^j)*A-((-1)^i)*a;
                            V=beta+((-1)^l)*B-((-1)^k)*b;
                            W=gamma+((-1)^q)*C-((-1)^p)*c;
                            r=sqrt((U^2)+(V^2)+(W^2));
                            Q1x=1/2*(V^2-W^2)*log(r-U)+U*V*log(r-
                            V)+V*W*atan2((U*V),(W*r))+1/2*U*r;
                            Q1y=1/2*(U^2-W^2)*log(r-V)+U*V*log(r-
                            U)+U*W*atan2((U*V),(W*r))+1/2*V*r;
                            Q1z=-U*W*log(r-U)-V*W*log(r-V)+U*V*atan2((U*V),(W*r))-W*r;
                            Q2y=1/2*(U^2-V^2)*log(r+W)-U*W*log(r-U)-U*V*atan2((U*W),(V*r))-
                            1/2*W*r;
                            Q2z=1/2*(U^2-W^2)*log(r+V)-U*V*log(r-U)-U*W*atan2((U*V),(W*r))-1/2*V*r;
                            Toplam1(z+1)=Toplam1(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*Q1z;
                            Toplam2(z+1)=Toplam2(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*Q2z;
                        end
                    end
                end
            end
        end
    end
    z=z+1;
end
end
end
end
end
end
```

Çizelge 6.1. F_z kuvvetinin eğim açısına bağlı Matlab kodu (Devam)

```
F1=(J*Js*sind(Teta))/(4*pi*M0)*Toplam1;  
F2=(J*Js*cosd(Teta))/(4*pi*M0)*Toplam2;  
F=F1+F2;  
Kuvvet(s)=F(65);  
s=s+1;  
end  
h=30:5:125;  
plot(h,Kuvvet);  
grid on; hold on;
```

Mesafeye bağlı kuvvetlerin Çizelge 6.1’de sunulan Matlab programı yardımıyla hesaplanan F_z değerinin internet ortamında bulunan K&J Magnetics, Inc. isimli bir manyetik kuvvet programı (<https://www.kjmagnetics.com/calculator.asp>) ile karşılaştırılması Şekil 6.2’de gösterilmiştir. Burada önemle belirtmek gerekir ki θ açısı 90° ’de sabit tutulmuştur.

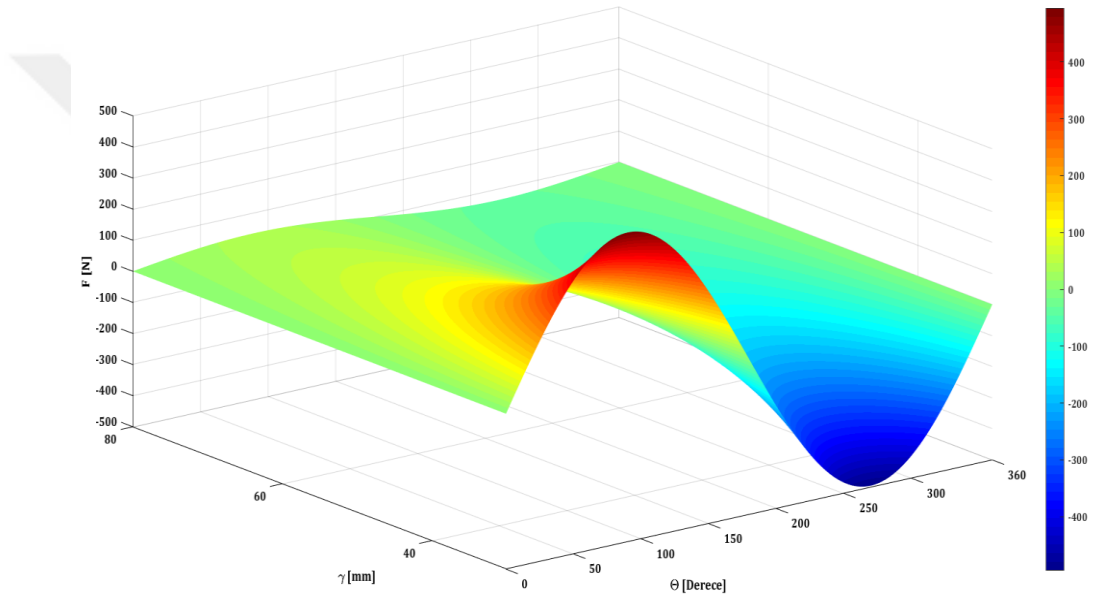


Şekil 6.2. Hesaplanan F_z değerinin karşılaştırılması

Tez çalışmasında kullanılan mıknatısların ölçüleri Çizelge 6.2’de gösterilmiştir. İlgili mıknatısların ölçüleri Çizelge 6.1’de sunulan Matlab programına girilerek z yönündeki F_z kuvvetinin hem mesafeye hem de mıknatısların eğim açısına (θ) bağlı grafiği ise Şekil 6.3’de gösterilmektedir.

Çizelge 6.2. Tezde kullanılan mıknatısın ölçüleri

Eksen	O_x	O_y	O_z
Birinci mıknatıs boyutları	50	50	25
Birinci mıknatısın parametreleri [0 1]	i	k	p
İkinci mıknatıs boyutları	50	50	25
İkinci mıknatısın parametreleri [0 1]	j	l	q
İkinci mıknatısın merkezi konumu (0')	0	0	γ
D_x, D_y, D_z	0	0	0



Şekil 6.3. Farklı eğim açısına ve mesafeye göre F_z değeri

6.2 İki Mıknatıs Arasındaki Torkun Hesaplanması

Kuvvet hesaplama kısmında verilen denklem (6.1) ve Şekil 6.1'de gösterilen matematiksel model tork hesaplamasında da geçerlidir. Mıknatıs boyutları da Çizelge 6.2'de gösterildiği gibi kullanılacaktır. Hesaplamayı basitleştirmek için hareketli mıknatısın polarizasyonu paralel $J'_{//}$ ve dikey $J'_\perp$ bileşenine ayrıştırılacaktır. Paralel Polarizasyon için manyetik tork denklemi (6.6)'de sunulmuş olup, Dikey Polarizasyon için hesaplanan manyetik tork denklemi ise denklem (6.7)'de verilmektedir.

Paralel Polarizasyon:

$$\begin{aligned}
\tau_{//x}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) &= \left(\frac{(U^2 - W^2)}{2} \ln(r - V) + U \cdot V \cdot \ln(r - U) + U \right. \\
&\quad \cdot W \cdot tg^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right) + \frac{1}{2} \cdot V \cdot r \Big) \cdot \left(C \cdot (-1)^q - \frac{W}{2} \right) \\
&\quad - \left(-U \cdot W \right. \\
&\quad \cdot \ln(r - U) - V \cdot W \cdot \ln(r - V) + U \cdot V \\
&\quad \cdot tg^{-1}\left(\frac{U \times V}{W \times r}\right) - W \cdot r \Big) \cdot \left(B \cdot (-1)^l - \frac{V}{2} \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\tau_{//y}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) &= \left(-U \cdot W \right. \\
&\quad \cdot \ln(r - U) - V \cdot W \cdot \ln(r - V) + U \cdot V \\
&\quad \cdot tg^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right) - W \cdot r \Big) \cdot \left(A \cdot (-1)^j - \frac{U}{2} \right) \\
&\quad - \left(\frac{(V^2 - W^2)}{2} \ln(r - U) + U \cdot V \cdot \ln(r - V) + V \cdot W \right. \\
&\quad \cdot tg^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right) + \frac{1}{2} \cdot U \cdot r \Big) \cdot \left(C \cdot (-1)^q - \frac{W}{2} \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\tau_{//z}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) &= \left(\frac{(V^2 - W^2)}{2} \ln(r - U) + U \cdot V \cdot \ln(r - V) + V \right. \\
&\quad \cdot W \cdot tg^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right) + \frac{1}{2} \cdot U \cdot r \Big) \cdot \left(B \cdot (-1)^l - \frac{V}{2} \right) \\
&\quad - \left(\frac{(U^2 - W^2)}{2} \ln(r - V) + U \cdot V \cdot \ln(r - U) + U \right. \\
&\quad \cdot W \cdot tg^{-1}\left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r}\right) + \frac{1}{2} \cdot V \cdot r \Big) \cdot \left(A \cdot (-1)^j - \frac{U}{2} \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
T_{//} &= \frac{J \cdot J'_{//}}{4 \cdot \pi \cdot \mu_0} \sum_{i=0}^1 \sum_{j=0}^1 \sum_{k=0}^1 \sum_{l=0}^1 \sum_{p=0}^1 \sum_{q=0}^1 (-1)^{i+j+k+l+p+q} \\
&\quad \cdot \tau_{//}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r)
\end{aligned} \tag{6.6}$$

Dikey Polarizasyon:

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp x}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) &= \theta_{\perp y} \cdot (C \cdot (-1)^q - D_z) - \theta_{\perp z} \\
 &\cdot (B \cdot (-1)^l - D_y - V) \\
 &+ \left(\frac{U \cdot (V^2 + W^2)}{2} \times \ln(r - U) \right. \\
 &- \frac{W \cdot (U^2 - V^2)}{2} \ln(r + W) - \frac{V \cdot (U^2 - W^2)}{2} \\
 &\cdot \ln(r + V) + U \cdot V \cdot W \\
 &\cdot \left(\tan^{-1} \left(\frac{U \cdot W}{V \cdot r} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{U \cdot V}{W \cdot r} \right) \right) + \frac{r^3}{6} \Big)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp y}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) &= \theta_{\perp z} \cdot (A \cdot (-1)^j - D_x) - \theta_{\perp x} \\
 &\cdot (C \cdot (-1)^q - D_z - W) \\
 &+ \left(-\frac{U^3}{3} \cdot \ln(V + r) - \frac{V \cdot (V^2 + 3 \cdot W^2)}{12} \ln(U + r) \right. \\
 &+ \frac{U^2 \cdot V}{2} \\
 &\cdot \ln(-U + r) + \frac{W \cdot (W^2 + 3 \cdot U^2)}{6} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{U \cdot W}{V \cdot r} \right) \\
 &\left. + \frac{1}{12} \cdot V \cdot U \cdot r \right)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp z}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) &= \theta_{\perp x} \cdot (B \cdot (-1)^l - D_y) - \theta_{\perp y} \\
 &\cdot (A \cdot (-1)^j - D_x - U) \\
 &+ \left(-\frac{U^3}{3} \cdot \ln(W + r) - \frac{W \cdot (W^2 + 3 \cdot V^2)}{12} \ln(U + r) \right. \\
 &+ \frac{U^2 \cdot W}{2} \\
 &\cdot \ln(-U + r) + \frac{V \cdot (V^2 + 3 \cdot U^2)}{6} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{U \cdot W}{V \cdot r} \right) \\
 &\left. + \frac{1}{12} \cdot W \cdot U \cdot r \right)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_{\perp} &= \frac{J \cdot J'_{\perp}}{4 \cdot \pi \cdot \mu_0} \sum_{i=0}^1 \sum_{j=0}^1 \sum_{k=0}^1 \sum_{l=0}^1 \sum_{p=0}^1 \sum_{q=0}^1 (-1)^{i+j+k+l+p+q} \\
 &\cdot \tau_{\perp}(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r)
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

Sonuç olarak eğimli bir polarizasyon için toplam tork denklemi (6.8)'de verildiği şekilde hesaplanmaktadır.

$$T = T_{//} \cdot \sin(\theta) + T_{\perp} \cdot \cos(\theta) \quad (6.8)$$

Önemle belirtmek gerekir ki; gamma (γ) mıknatısların orta noktalarından birbirlerine olan mesafesi olarak alınmaktadır. T_x torkunun eğim açısına (θ) bağlı Matlab kodu Çizelge 6.3'de mesafeye bağlı Matlab kodu ise Çizelge 6.4'de verilmiştir.

Çizelge 6.3. T_x torkunun eğim açısına bağlı Matlab kodu

```
% ölçüler metre cinsindendir
Toplam1=0;Toplam2=0;
alfa=0;beta=0;gamma=30/1000;
A=25/1000;B=25/1000;C=12.5/1000;
a=25/1000;b=25/1000;c=12.5/1000;
Dx=0;Dy=0;Dz=0;
J=1.21; %% N35 serisi mıknatıs
Js=1.21; %% N35 serisi mıknatıs
M0=4*pi*10^-7; %% Manyetik sabiti
s=1;
for Teta=90:1:270;
z=1;
z1=1;
for i=0:1
for j=0:1
for k=0:1
for l=0:1
for p=0:1
for q=0:1
U=alfa+((-1)^j)*A-((-1)^i)*a;
V=beta+((-1)^l)*B-((-1)^k)*b;
W=gamma+((-1)^q)*C-((-1)^p)*c;
r=sqrt((U^2)+(V^2)+(W^2));
Q1x=1/2*(V^2-W^2)*log(r-U)+U*V*log(r-V)+V*W*atan2((U*V),(W*r))+1/2*U*r;
Q1y=1/2*(U^2-W^2)*log(r-V)+U*V*log(r-
U)+U*W*atan2((U*V),(W*r))+1/2*V*r;
Q1z=-U*W*log(r-U)-V*W*log(r-V)+U*V*atan2((U*V),(W*r))-W*r;
Q2x=-V*W*log(r-U)+V*U*log(r+W)+W*U*log(r+V)-
1/2*(U^2)*atan2((V*W),(U*r))-1/2*(V^2)*atan2((U*W),(V*r))-
1/2*(W^2)*atan2((U*V),(W*r));
Q2y=1/2*(U^2-V^2)*log(r+W)-U*W*log(r-U)-U*V*atan2((U*W),(V*r))-1/2*W*r;
Q2z=1/2*(U^2-W^2)*log(r+V)-U*V*log(r-U)-U*W*atan2((U*V),(W*r))-1/2*V*r;
T1x=Q1y*(C*((-1)^q)-1/2*W)-Q1z*(B*((-1)^l)-1/2*V);
T2x=Q2y*(C*((-1)^q)-Dz)-Q2z*(B*((-1)^l)-Dy-V)+(1/2*U*(V^2+W^2)*log(r-U)-
1/2*W*(U^2-V^2)*log(r+W)-1/2*V*(U^2-
W^2)*log(r+V)+U*V*W*(atan2((U*W),(V*r))+atan2((U*V),(W*r)))+1/6*r^3);
T1y=Q1z*(A*((-1)^j)-1/2*U)-Q1x*(C*((-1)^q)-1/2*W);
```

Çizelge 6.3. T_x torkunun eğim açısına bağlı Matlab kodu (Devam)

```

T2y=Q2z*(A*((-1)^j)-Dx)-Q2x*(C*((-1)^q)-Dz-W)+(-1/3*(U^3)*log(V+r)-
1/12*V*(V^2+(W^2)*3)*log(U+r)+1/2*V*(U^2)*log(-
U+r)+1/6*W*(W^2+(U^2)*3)*atan2((U*V),(W*r))+1/12*V*U*r);
T1z=Q1x*(B*((-1)^l)-1/2*V)-Q1y*(A*((-1)^j)-1/2*U);
T2z=Q2x*(B*((-1)^l)-Dy)-Q2y*(A*((-1)^j)-Dx-U)+(-1/3*(U^3)*log(W+r)-
1/12*W*(W^2+(V^2)*3)*log(U+r)+1/2*W*(U^2)*log(-
U+r)+1/6*V*(V^2+(U^2)*3)*atan2((U*W),(V*r))+1/12*W*U*r);
Toplam1(z+1)=Toplam1(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*T1x;
Toplam2(z+1)=Toplam2(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*T2x;
z=z+1;
end
end
end
end
end
end
T1=(J*Js*sind(Teta))/(4*pi*M0)*Toplam1;
T2=(J*Js*cosd(Teta))/(4*pi*M0)*Toplam2;
T=T1+T2;
Tork(s)=T(65);
s=s+1;
end
Teta=0:1:180;
plot(Teta,Tork);
grid on; hold on;

```

Çizelge 6.4. T_x torkunun mesafeye bağlı Matlab kodu

```

% ölçüler metre cinsindendir
Toplam1=0;Toplam2=0;
Teta=90;alfa=0;beta=0;%derece
A=25/1000;B=25/1000;C=12.5/1000;
a=25/1000;b=25/1000;c=12.5/1000;
Dx=0;Dy=0;Dz=0;
J=1.21; Js=1.21; %% N35 serisi mıknatıs
M0=4*pi*10^-7; %% Manyetik sabiti
s=1;
for gamma=30/1000:5/1000:125/1000
z=1; z1=1;
for i=0:1
for j=0:1
for k=0:1
for l=0:1
for p=0:1
for q=0:1
U=alfa+((-1)^j)*A-((-1)^i)*a;
V=beta+((-1)^l)*B-((-1)^k)*b;
W=gamma+((-1)^q)*C-((-1)^p)*c;
r=sqrt((U^2)+(V^2)+(W^2));
Q1x=1/2*(V^2-W^2)*log(r-U)+U*V*log(r-V)+V*W*atan2((U*V),(W*r))+1/2*U*r;
Q1y=1/2*(U^2-W^2)*log(r-V)+U*V*log(r-U)+U*W*atan2((U*V),(W*r))+1/2*V*r;
Q1z=-U*W*log(r-U)-V*W*log(r-V)+U*V*atan2((U*V),(W*r))-W*r;
Q2x=-V*W*log(r-U)+V*U*log(r+W)+W*U*log(r+V)-1/2*(U^2)*atan2((V*W),(U*r))-
1/2*(V^2)*atan2((U*W),(V*r))-1/2*(W^2)*atan2((U*V),(W*r));
Q2y=1/2*(U^2-V^2)*log(r+W)-U*W*log(r-U)-U*V*atan2((U*W),(V*r))-1/2*W*r;

```

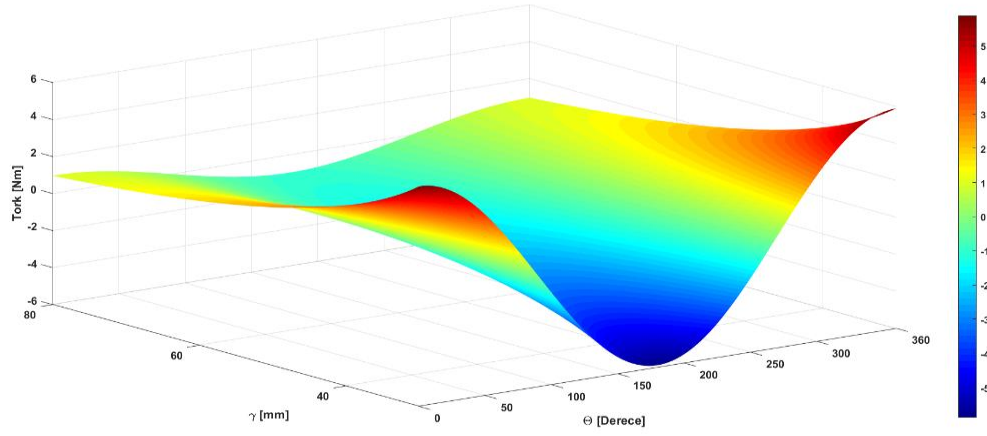
Çizelge 6.4. T_x torkunun mesafeye bağlı Matlab kodu (Devam)

```

Q2z=1/2*(U^2-W^2)*log(r+V)-U*V*log(r-U)-U*W*atan2((U*V),(W*r))-1/2*V*r;
T1x=Q1y*(C*((-1)^q)-1/2*W)-Q1z*(B*((-1)^l)-1/2*V);
T2x=Q2y*(C*((-1)^q)-Dz)-Q2z*(B*((-1)^l)-Dy-V)+(1/2*U*(V^2+W^2)*log(r-U)-
1/2*W*(U^2-V^2)*log(r+W)-1/2*V*(U^2-
W^2)*log(r+V)+U*V*W*(atan2((U*W),(V*r))+atan2((U*V),(W*r)))+1/6*r^3);
T1y=Q1z*(A*((-1)^j)-1/2*U)-Q1x*(C*((-1)^q)-1/2*W);
T2y=Q2z*(A*((-1)^j)-Dx)-Q2x*(C*((-1)^q)-Dz-W)+(-1/3*(U^3)*log(V+r)-
1/12*V*(V^2+(W^2)*3)*log(U+r)+1/2*V*(U^2)*log(-
U+r)+1/6*W*(W^2+(U^2)*3)*atan2((U*V),(W*r))+1/12*V*U*r);
T1z=Q1x*(B*((-1)^l)-1/2*V)-Q1y*(A*((-1)^j)-1/2*U);
T2z=Q2x*(B*((-1)^l)-Dy)-Q2y*(A*((-1)^j)-Dx-U)+(-1/3*(U^3)*log(W+r)-
1/12*W*(W^2+(V^2)*3)*log(U+r)+1/2*W*(U^2)*log(-
U+r)+1/6*V*(V^2+(U^2)*3)*atan2((U*W),(V*r))+1/12*W*U*r);
Toplam1(z+1)=Toplam1(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*T1x;
Toplam2(z+1)=Toplam2(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*T2x;
z=z+1;
end
end
end
end
end
end
T1=(J*Js*sind(Teta))/(4*pi*M0)*Toplam1;
T2=(J*Js*cosd(Teta))/(4*pi*M0)*Toplam2;
T=T1+T2;
Tork(s)=T(65);
s=s+1;
end
h=30:5:125;
plot(h,Tork);
grid on; hold on;

```

Tez çalışmasında kullanılan mıknatısların ölçüleri Çizelge 6.2’de gösterilmiştir. İlgili mıknatısların ölçüleri Çizelge 6.3 ve Çizelge 6.4’de sunulan Matlab programına girilerek x yönündeki T_x kuvvetinin hem mesafeye (γ) hem de mıknatısların eğim açısına (θ) bağlı grafiği ise Şekil 6.4’te gösterilmektedir. Burada önemle belirtmek gerekir ki dönme hareketi sadece x yönünde olduğu için T_z ve T_y torkları sıfırdır.



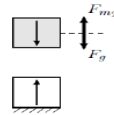
Şekil 6.4. Farklı eğim açısına ve mesafeye göre T_x değeri

6.3. İki Mıknatıs Arasındaki Manyetik Sertliğin Hesaplanması

Kuvvet hesaplama kısmında verilen denklem (6.1) sertlik hesaplamasında da geçerlidir. Mıknatıs boyutları Çizelge 6.2’de gösterildiği gibi kullanılacaktır.

6.3.1. Sertlik denklemleri

Robertson vd. (2006) tarafından Şekil 6.5’de gösterilen konfigürasyona uygun olarak manyetik sertlik hesaplamaları yapılmış olup aşağıda sunulmaktadır.



Şekil 6.5. Dikey itici yay (Robertson vd., 2006)

Manyetik sertlik hesaplamalarında kullanılacak olan denklemler denklem (6.9)’da verilmektedir.

$$k_x = K[u, v, w] \quad k_y = K[v, u, w] \quad k_z = -k_x - k_y$$

$$K[u, v, w] = -\frac{v \cdot u^2}{u^2 + w^2} - r - v \cdot \log[r - v]$$

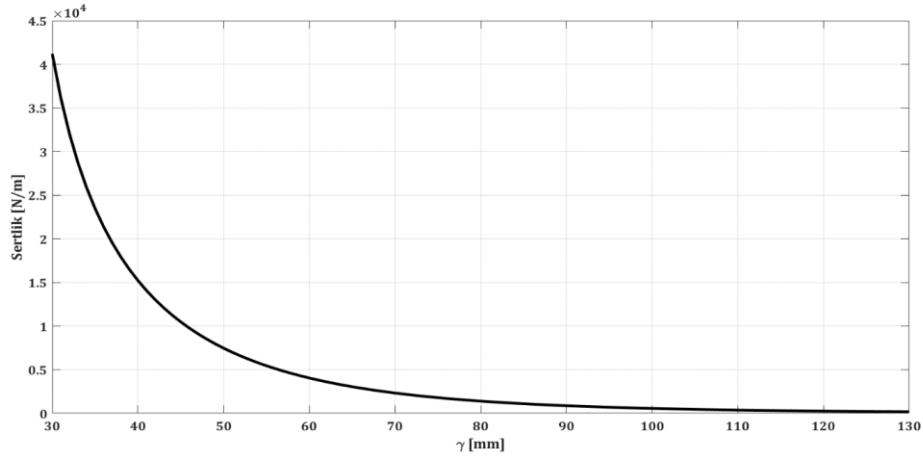
$$K = \frac{J \cdot J'}{4 \cdot \pi \cdot \mu_0} \sum_{i=0}^1 \sum_{j=0}^1 \sum_{k=0}^1 \sum_{l=0}^1 \sum_{p=0}^1 \sum_{q=0}^1 (-1)^{i+j+k+l+p+q} \cdot k(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) \quad (6.9)$$

Önemle belirtmek gerekir ki; gamma (γ) mıknatısların orta noktalarından birbirlerine olan mesafesi olarak alınmaktadır. Denklem (6.9)'da verilen ifadeler kullanılarak yazılan manyetik sertliğin mesafeye bağlı Matlab kodu Çizelge 6.5'te verilmiştir.

Çizelge 6.5. Manyetik sertliğin mesafeye bağlı Matlab kodu

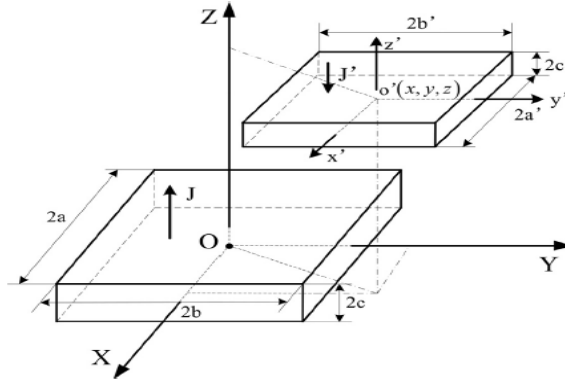
```
% ölçüler metre cinsindendir
Toplam1=0;Toplam2=0;Toplam3=0;
alfa=0;beta=0;
A=25/1000;B=25/1000;C=12.5/1000;
a=25/1000;b=25/1000;c=12.5/1000;
J=1.21; Js=1.21; %N35 serisi mıknatıs
M0=4*pi*10^-7; % Manyetik sabiti
s=1;
for gamma=30/1000:1/1000:130/1000;
z=1; z1=1;
for i=0:1
for j=0:1
for k=0:1
for l=0:1
for p=0:1
for q=0:1
U=alfa+((-1)^j)*A-((-1)^i)*a;
V=beta+((-1)^l)*B-((-1)^k)*b;
W=gamma+((-1)^q)*C-((-1)^p)*c;
r=sqrt((U^2)+(V^2)+(W^2));
kx=-((V*U^2)/(U^2+W^2))-r*V*log(r-V);
ky=-((U*V^2)/(V^2+W^2))-r*U*log(r-U);
kz=-kx-ky;
Toplam1(z+1)=Toplam1(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*kx;
Toplam2(z+1)=Toplam2(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*ky;
Toplam3(z+1)=Toplam3(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*kz;
z=z+1;
end
end
end
end
end
end
K1=(J*Js)/(4*pi*M0)*Toplam1;
K2=(J*Js)/(4*pi*M0)*Toplam2;
K3=(J*Js)/(4*pi*M0)*Toplam3;
Sertlik(s)=-K3(65);
s=s+1;
end
h=30:1:130;
plot(h,Sertlik);
grid on; hold on;
```

Mesafeye bağlı kuvvetlerin Çizelge 6.5'de sunulan Matlab programı yardımıyla hesaplanan manyetik sertlik değeri Şekil 6.6'da gösterilmiştir.



Şekil 6.6. Elde edilen manyetik sertlik

Literatürde yer alan bir diğer çalışmaya göre (Wu vd., 2014) manyetik sertlik hesaplamaları yapılmış olup kullanılan matematiksel model Şekil 6.7 üzerinden gösterilmiştir.



Şekil 6.7. Mıknatısların matematiksel modelleri (Wu vd., 2014)

Manyetik sertlik hesaplamalarında kullanılacak olan hesaplamalar denklem (6.10)'da verilmektedir. Denklem (6.10)'da verilen ifadeler kullanılarak yazılan manyetik sertliğin mesafeye bağlı Matlab kodu Çizelge 6.6'da verilmiştir.

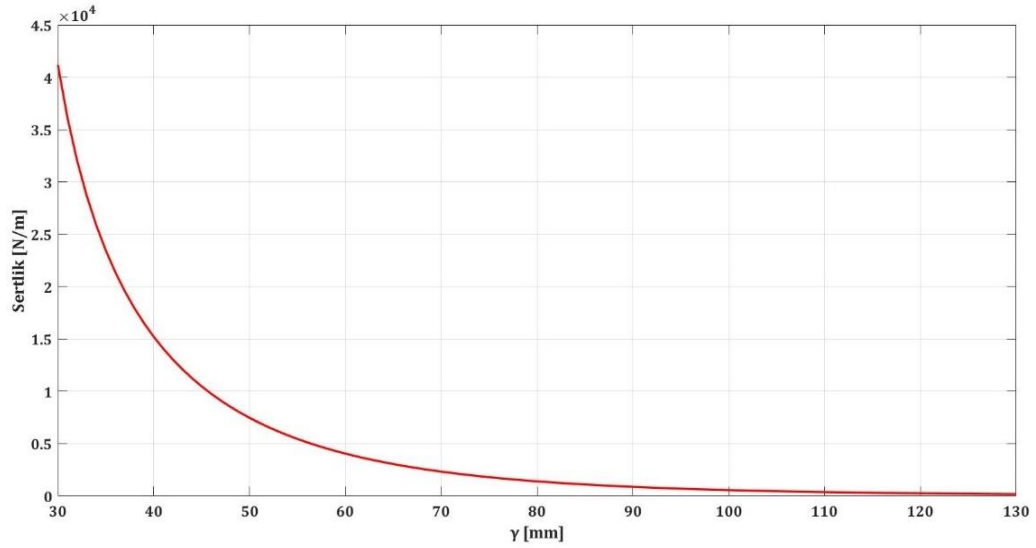
$$\varphi_x(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) = r + V \cdot \ln(r - V) \quad \varphi_y = \varphi_x[v, u, w] \quad \varphi_z = -\varphi_x - \varphi_y$$

$$K = \frac{J \cdot J'}{4 \cdot \pi \cdot \mu_0} \sum_{i=0}^1 \sum_{j=0}^1 \sum_{k=0}^1 \sum_{l=0}^1 \sum_{p=0}^1 \sum_{q=0}^1 (-1)^{i+j+k+l+p+q} \cdot \varphi(U_{ij}, V_{kl}, W_{pq}, r) \quad (6.10)$$

Çizelge 6.6. Manyetik sertliğin mesafeye bağlı Matlab kodu

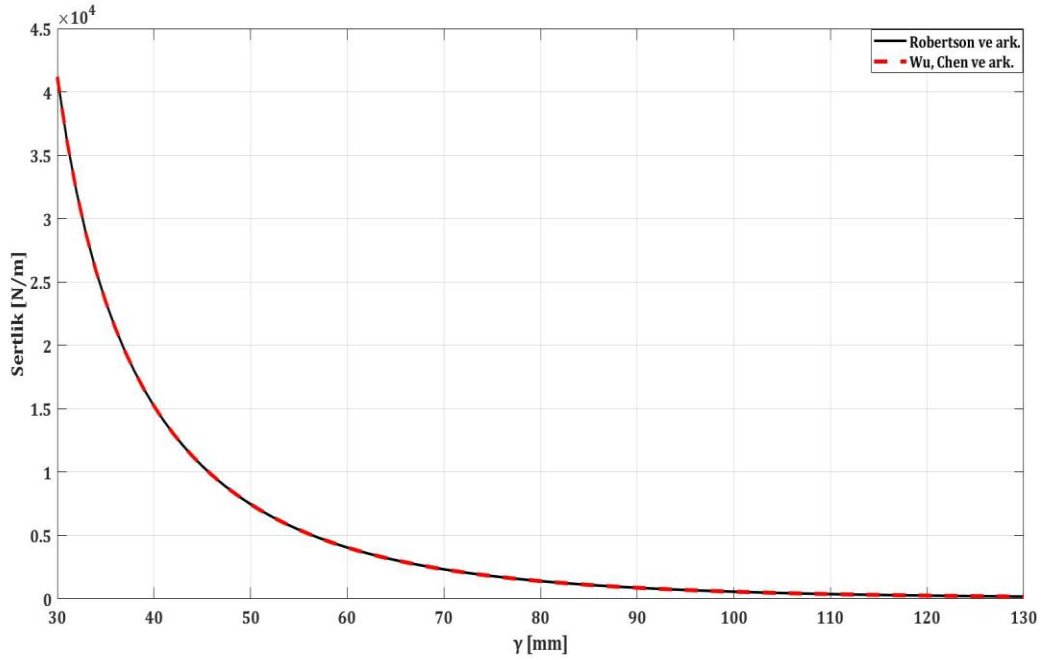
```
% ölçüler metre cinsindendir
Toplam1=0;Toplam2=0;Toplam3=0;
alfa=0;beta=0;
A=25/1000;B=25/1000;C=12.5/1000;
a=25/1000;b=25/1000;c=12.5/1000;
J=1.21; Js=1.21; % N35 serisi mıknatıs
M0=4*pi*10^-7; %% Manyetik sabiti
s=1;
for gamma=30/1000:1/1000:130/1000;
z=1; z1=1;
for i=0:1
for j=0:1
for k=0:1
for l=0:1
for p=0:1
for q=0:1
    U=alfa+((-1)^j)*A-((-1)^i)*a;
    V=beta+((-1)^l)*B-((-1)^k)*b;
    W=gamma+((-1)^q)*C-((-1)^p)*c;
    r=sqrt((U^2)+(V^2)+(W^2));
    kx1=r+V*log(r-V);
    ky1=r+U*log(r-U);
    kz1=-kx1-ky1;
    Toplam1(z+1)=Toplam1(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*kx1;
    Toplam2(z+1)=Toplam2(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*ky1;
    Toplam3(z+1)=Toplam3(z)+(-1)^(i+j+k+l+p+q)*kz1;
z=z+1;
end
end
end
end
end
end
end
K1=(J*Js)/(4*pi*M0)*Toplam1;
K2=(J*Js)/(4*pi*M0)*Toplam2;
K3=(J*Js)/(4*pi*M0)*Toplam3;
Sertlik(s)=K3(65);
s=s+1;
end
gamma=30:1:130;
plot(gamma,Sertlik);
grid on; hold on
```

Çizelge 6.6’da sunulan Matlab programı yardımıyla hesaplanan manyetik sertlik değeri Şekil 6.8’de gösterilmiştir.



Şekil 6.8. Elde edilen manyetik sertlik

İki farklı literatürden elde edilen Çizelge 6.5 ve 6.6’da sunulan Matlab programı yardımıyla hesaplanan sertlik değerlerinin karşılaştırılması Şekil 6.9’da gösterilmiştir. Elde edilen bu grafiğe bakılınca Robertson vd. (2006) ve Wu vd. (2014)’ün verdiği sertlik denklemleri aynı sonuçları verdiği görülmektedir.



Şekil 6.9. Elde edilen sertlik değerlerinin karşılaştırılması

6.3.2 Kuvvet ve Sertlik değerlerinin ampirik formül ile hesaplanması

Çizelge 6.1, 6.5 ve 6.6'da verilen Matlab kodu yardımıyla hesaplanmış olan kuvvet ve sertlik değerleri Robertson vd. (2009) tarafından önerilen ampirik bir formül yardımıyla basitçe elde edildi. İki mıknatıs arasındaki açıya bağlı kuvvet hesabı için kullanılan ampirik formül denklem (6.11)'te verilmektedir. Önemle belirtmelidir ki buradaki γ değeri formüllerde metre cinsinden alınacaktır.

$$F = \sin \theta \cdot A / (B + \gamma)^n \quad (6.11)$$

$A = x(1)$, $B = x(2)$, $n = x(3)$ için olması gereken en iyi değerler Matlab programıyla bulunur. İki mıknatıs arasındaki manyetik sertlik hesabı için kullanılacak ampirik formül ise denklem (6.12)'de verilmektedir.

$$K = -A \cdot n / (\gamma + B)^{n+1} = -x(1) \cdot x(3) / (\gamma + x(2))^{x(3)+1} \quad (6.12)$$

Ampirik formülün elde edilmesi için gerekli A, B ve n katsayılarını Çizelge 6.8'de verilen Matlab kodu yardımıyla belirlenecektir. Katsayıların belirlenmesi için daha önce Çizelge 6.1'de verilen Matlab kodu yardımıyla elde edilen her γ mesafesine denk gelen kuvvet değerlerinin girilmesi gerekmektedir. Kuvvet değerleri girildikten sonra Matlab kodunun optimizasyon yaparak iyi bir değer tahmini yapabilmesi için bir başlangıç x_0 değeri girilir ve kod çalıştırılır. Optimizasyon sonucu elde edilen A, B ve n katsayıları Çizelge 6.7'de verilmektedir;

Çizelge 6.7. Optimizasyon sonucu hesaplanan katsayılar

$A = -0,0041$	$B = 0,0227$	$n = 3,9758$
---------------	--------------	--------------

Bu katsayılar kullanılarak elde edilen kuvvet ve sertlik formülleri denklem (6.13) ve (6.14)'te verilmektedir.

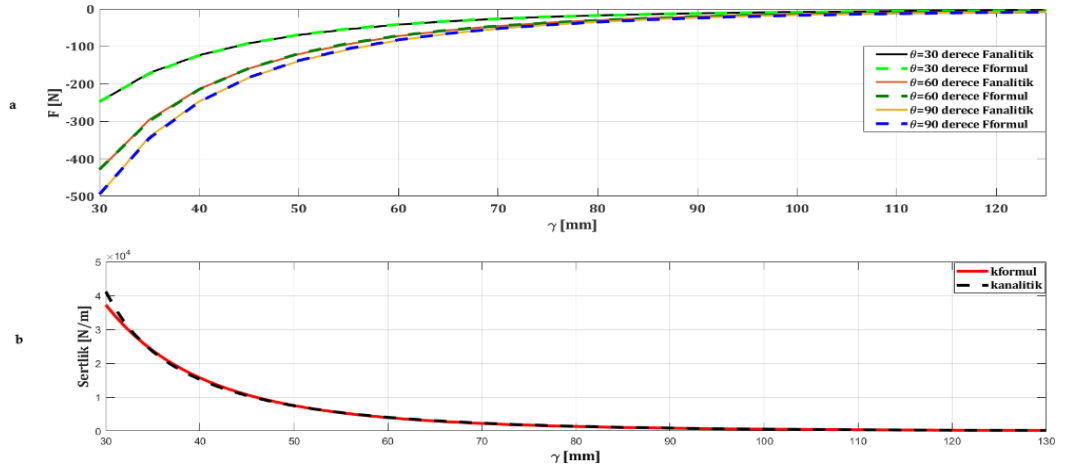
$$F = \sin \theta \cdot (-0,0041) / (0,0227 + \gamma)^{3,9758} \quad (6.13)$$

$$K = -(-0,0041 \cdot 3,9758)/(\gamma + 0,0227)^{3,9758+1} = 0,01630078/(\gamma + 0,0227)^{4,9758} \quad (6.14)$$

Önemle belirtmelidir ki formülde elde edilen A değeri manyetik kuvvetlerin negatif olarak hesaplanmasından dolayı negatif gelmiş olup pozitif bir değer olarak da kullanılabilir. Çizelge 6.1, 6.5 ve 6.6'da verilen (Analitik yöntemler) Matlab koduyla elde edilen kuvvet ve sertlik değerleriyle Çizelge 6.8'de verilen Matlab kodu yardımıyla oluşturulan ampirik formüller kullanılarak elde edilen kuvvet ve sertlik değerlerinin karşılaştırılması Şekil 6.10'da gösterilmiştir. Elde edilen bu grafik incelendiğinde Ampirik formüllerle elde edilen kuvvet ve sertlik değerleri analitik yöntemlerle elde edilen değerlerin aynı olduğu görülmektedir. Bu ampirik formüller gerçek zamanlı kontrolcü tasarımında büyük kolaylık sağlayacaktır.

Çizelge 6.8. Ampirik kuvvet ve sertlik denklemlerinin oluşturulması için yazılan Matlab kodu

```
% Kuvvet için formül: F=sind(teta)*A/(B+gamma)^n
gamma=[0.03 0.035 0.04 0.045 0.05 0.055 0.06 0.065 0.07 0.075 0.08 0.085 0.09 0.095
0.1 0.105 0.11 0.115 0.12 0.125]; % [metre] cinsinden analitik modelden elde edilen veri
girmek gerekir.
F=[-496.2368 -341.3932 -246.8135 -183.5478 -139.2159 -108.2367 -83.6888 -66.0692 -
52.7077 -42.4559 -34.5060 -28.2866 -23.3608 -19.4393 -16.2882 -13.7368 -11.6558 -
9.9471 -8.5348 -7.3608]; % [Newton] cinsinden h vektörüne karşılık gelen kuvvet
verileri girilir.
teta=90;
% A:x(1), B:x(2) ve n:x(3) için olması gereken en iyi değerler bulunur.
fun = @(x)(x(1)./(gamma+x(2)).^x(3)) - F;
x0 = [1.5e-3,20e-3,4]; %Başlangıç tahmin yapılır A:1.5e-3; B:20e-3; n=4 olsun gibi
x = lsqnonlin(fun,x0)
subplot(2,1,1);
plot(gamma*1000,F*sind(teta)) % Veri girişine karşılık Kuvvet-Konum Grafiği
ylabel('Force [N]');xlabel('\gamma [mm]');hold on;grid on;
gamma=0.03:0.005:0.125;
formul= sind(teta)*x(1)./(gamma+x(2)).^x(3);
plot(gamma*1000,formul,'g');
% stiffness için formül K= -(A*n)/(B + h)^(n + 1) olur
subplot(2,1,2);
gamma=30/1000:0.001:130/1000;
K= -1*x(1)*x(3)./(gamma+x(2)).^(x(3)+1);
plot(gamma*1000,K);
ylabel('Sertlik [N/m]');xlabel('\gamma [mm]')
```



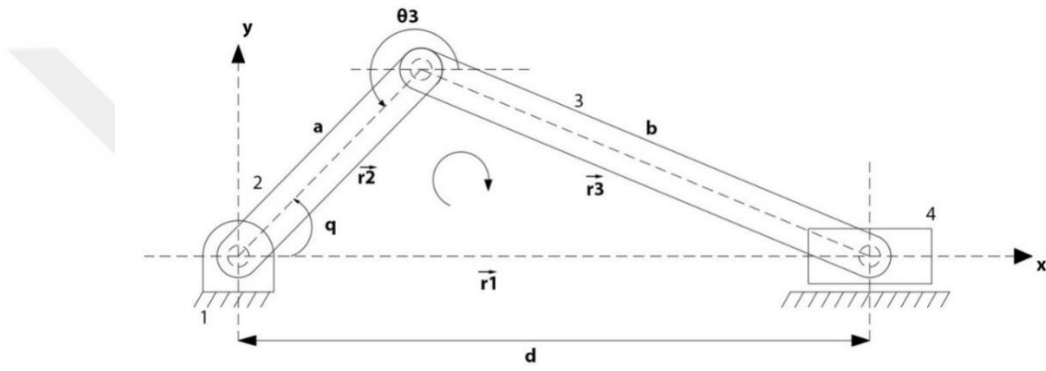
Şekil 6.10. (a) Elde Edilen kuvvet değerleri (b) Elde edilen sertlik değerleri

7. ARAŞTIRMA BULGULARI

Bu bölümde klasik yaylı süspansiyon ve manyetik süspansiyon deney uygulamaları gerçekleştirilecektir.

7.1. Serbest Titreşim Deneyi

Yürütülen tez kapsamında tasarlanan krank-biyel mekanizmasının şematik gösterimi Şekil 7.1’de verilmektedir.



Şekil 7.1. Sistemde kullanılan krank biyel mekanizmasının şematik gösterimi

Krank-biyel mekanizması analizi için gerekli olan ölçüler Çizelge 7.1’de verilmektedir

Çizelge 7.1. Krank-biyel mekanizması için gerekli olan ölçüler

$a = 105 \text{ mm}$	$b = 326 \text{ mm}$	$\theta_1 = 0^\circ$	$m = 1,6 \text{ kg}$
----------------------	----------------------	----------------------	----------------------

Krank-biyel analizi yaparken kullanılacak kinematik hesaplamalar denklemler (7.1)’de verilmektedir.

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_3 - \vec{r}_1 = 0$$

$$ae^{iq} + be^{i\theta_3} - d e^{i\theta_1} = 0$$

$$a \cdot \cos q + b \cdot \cos \theta_3 - d \cdot \cos \theta_1 = 0$$

$$a \cdot \sin q + b \cdot \sin \theta_3 - d \cdot \sin \theta_1 = 0$$

$$\cos \theta_2 = 1 \quad \sin \theta_1 = 0 \quad \theta_1 = 0^\circ$$

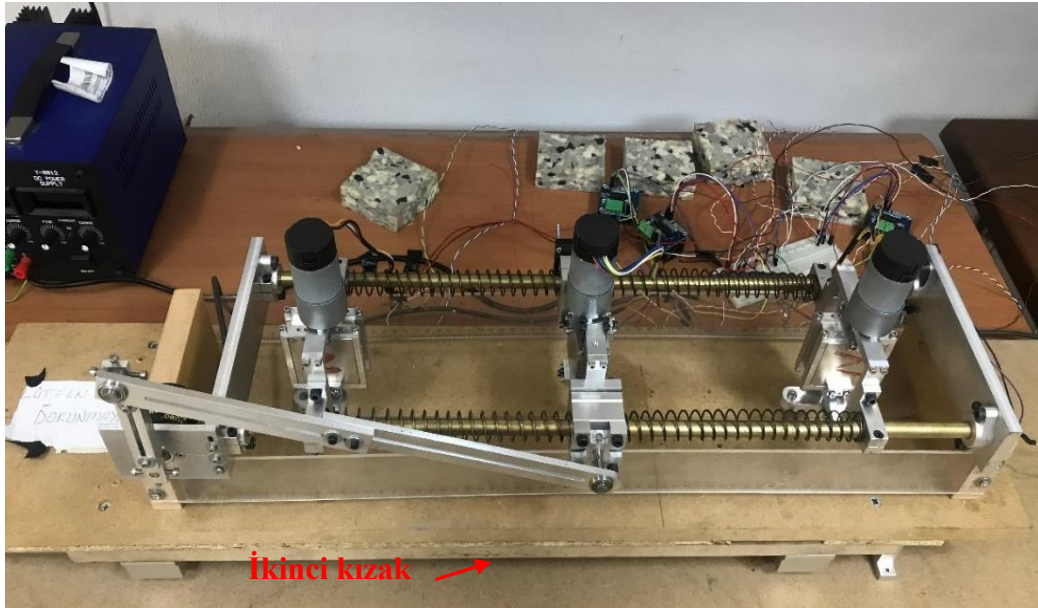
$$a \cdot \cos q + b \cdot \cos \theta_3 = d$$

$$a \cdot \cos q + b \cdot \cos \theta_3 = d$$

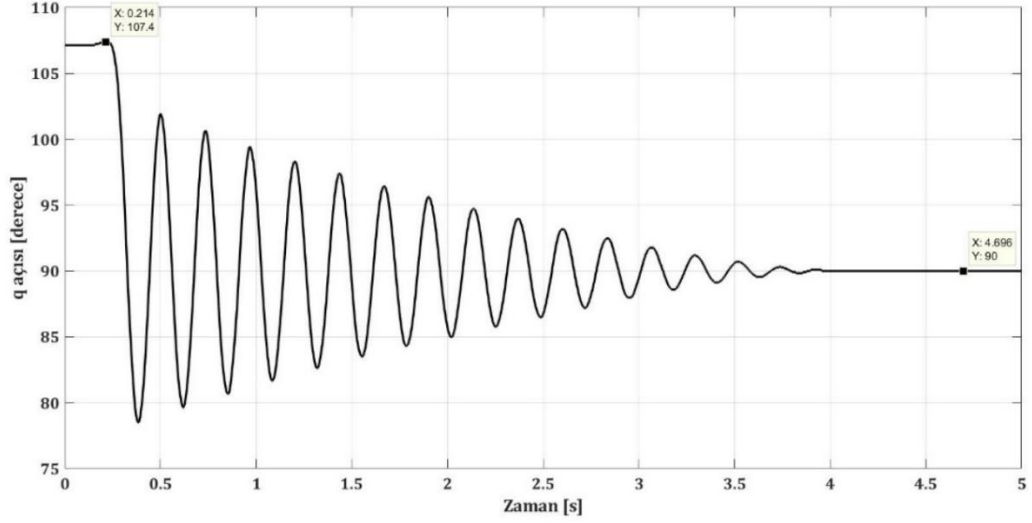
$$\sin \theta_3 = -\frac{a \cdot \sin q}{b} \quad d = a \cdot \cos q + b \cdot \cos \theta_3 \quad (7.1)$$

7.1.1 Yayların hepsi (4 adet) devrede iken

Şekil 7.2’de gösterilen kayar sisteme bağlı olan süspansiyon sisteminde bulunan krank-biyel mekanizmasının q açısı başlangıçta 90 derecededir. Bu q krank açısını 17,4 derece daha arttırıp 107,4 dereceden serbest bırakıldıktan sonra enkoder yardımıyla okunan 2 no’lu krank uzvuna ait q açısının değişimleri Şekil 7.3’de gösterilmektedir. Titreşime giren 4 no’lu kızak kütlesi ise $m=1,6 \text{ kg}$ olarak ölçülmüştür.



Şekil 7.2. Süspansiyon sisteminin 4 yay bağlı hali

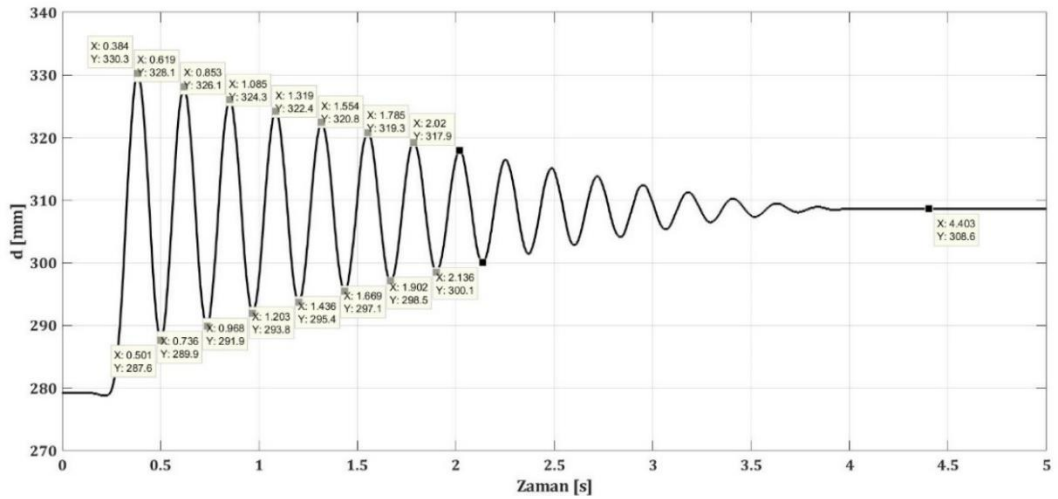


Şekil 7.3. 4 adet yay bağlı durumda krank (2 no'lu) uzvun açı değişimi

Denklem (7.1)'de verilen hesaplamalar yardımıyla elde edilen Matlab kodu Çizelge 7.2'de gösterilmektedir. Bu Çizelge 7.2'de sunulan kod yardımıyla elde edilen d değerlerinin zamana göre değişimi ise Şekil 7.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 7.2. d mesafesinin zamana göre değişimini hesaplayan matlab kodu

```
>> Q3=asind((-105*sind(q))/326);
>> d=105*cosd(q)+326*cosd(Q3);
>> plot(d)
```



Şekil 7.4. 4 adet yay bağlı durumda kızak (4 no'lu) uzvun serbest titreşim cevabı

Dalgaların pik noktalarının zaman değerleri Çizelge 7.3'te verilmektedir;

Çizelge 7.3. Dalgaların pik noktalarına ulaşması için geçen zaman

$t_1 = 0,384 \text{ s}$	$t_2 = 0,619 \text{ s}$	$t_3 = 0,853 \text{ s}$	$t_4 = 1,085 \text{ s}$
$t_5 = 1,319 \text{ s}$	$t_6 = 1,554 \text{ s}$	$t_7 = 1,785 \text{ s}$	$t_8 = 2,02 \text{ s}$
$t_{1.5} = 0,501 \text{ s}$	$t_{2.5} = 0,736 \text{ s}$	$t_{3.5} = 0,968 \text{ s}$	$t_{4.5} = 1,203 \text{ s}$
$t_{5.5} = 1,436 \text{ s}$	$t_{6.5} = 1,669 \text{ s}$	$t_{7.5} = 1,902 \text{ s}$	$t_{8.5} = 2,136 \text{ s}$

Denklem (7.2) ile hesaplanan dalga boylarının yükseklik farkları ise Çizelge 7.4'te verilmektedir;

$$x = |x_i - x_d| \quad (7.2)$$

Çizelge 7.4. Dalga boylarının yükseklik farkları

$x_1 = 330,3 - 308,6 = 21,7$	$x_{1.5} = 308,6 - 287,6 = 21$
$x_2 = 328,1 - 308,6 = 19,5$	$x_{2.5} = 308,6 - 289,9 = 18,7$
$x_3 = 326,1 - 308,6 = 17,5$	$x_{3.5} = 308,6 - 291,9 = 16,7$
$x_4 = 324,3 - 308,6 = 15,7$	$x_{4.5} = 308,6 - 293,8 = 14,8$
$x_5 = 322,4 - 308,6 = 13,8$	$x_{5.5} = 308,6 - 295,4 = 13,2$
$x_6 = 320,8 - 308,6 = 12,2$	$x_{6.5} = 308,6 - 297,1 = 11,5$
$x_7 = 319,3 - 308,6 = 10,7$	$x_{7.5} = 308,6 - 298,5 = 10,1$
$x_8 = 317,9 - 308,6 = 9,3$	$x_{8.5} = 308,6 - 300,1 = 8,5$

Denklem (7.3) kullanılarak örnek uygulamada kullanılacak olan dalga boylarının zaman farkları Çizelge 7.5'te gösterilmektedir;

$$T_{di-s} = t_s - t_i \quad (7.3)$$

Çizelge 7.5. Dalga boylarının zaman farkları

$T_{d1-2} = t_2 - t_1 = 0,619 - 0,384 = 0,235 \text{ s}$
$T_{d1.5-2.5} = t_{2.5} - t_{1.5} = 0,736 - 0,501 = 0,235 \text{ s}$

Dalga boylarının oranları denklem (7.4)'te verilmektedir;

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{21,7}{19,5} = 1,113 \quad \frac{x_{1.5}}{x_{2.5}} = \frac{21}{18,7} = 1,123 \quad (7.4)$$

Dalga boyları oranının ln değeri ise denklem (7.5)'te verilmektedir;

$$\delta_{1-2} = \ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right) = \ln(1,113) = 0,1069 \quad (7.5)$$

Sönüm oranının değeri denklem (7.6)'da sunulmaktadır;

$$\zeta_{1-2} = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}} = \frac{0,1069}{\sqrt{0,1069^2 + 4\pi^2}} = 0,017 \quad (7.6)$$

Doğal frekans değeri ise denklem (7.7) kullanılarak hesaplanmaktadır;

$$w_{n1-2} = \frac{2\pi}{T_d \cdot \sqrt{1 - \zeta^2}} = \frac{2\pi}{0,235 \cdot \sqrt{1 - 0,017^2}} = 26,7408 \text{ rad/s} \quad (7.7)$$

Kritik sönüm katsayısının değeri denklem (7.8)'de verilmektedir;

$$c_{c1-2} = 2 \cdot m \cdot w_n = 2 \cdot 1,6 \cdot 26,7408 = 85,5706 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad (7.8)$$

Sönüm katsayısının değeri denklem (7.9) üzerinden hesaplanmaktadır;

$$c_{1-2} = \zeta \cdot c_c = 0,017 \cdot 85,5706 = 1,4556 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad (7.9)$$

Yay katsayısının değeri denklem (7.10) kullanılarak bulunmuştur;

$$k_{1-2} = m \cdot w_n^2 = 1,6 \cdot 26,7408^2 = 1144,11 \text{ N/m} \quad (7.10)$$

Ters tarafta olan dalganın örnek hesaplamaları ise topluca Çizelge 7.6'da sunulmuştur. Her bir dalga periyodu için ayrı ayrı hesaplanan değerlere bakıldığında ele alınan sistemin yay sabitinin (k) 1144-1184 N/m arasında olduğu, sönüm oranının (ζ) 0,017-0,0274 arasında yer aldığı ve doğal frekansının (w_n) ise 26,74 – 27,08 rad/s dolaylarında olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.6. 4 adet yay için ters yöndeki dalga'nın örnek hesaplamaları

$\delta_{1.5-2.5} = \ln\left(\frac{x_{1.5}}{x_{2.5}}\right) = \ln(1,1230) = 0,116$
$\zeta_{1.5-2.5} = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}} = \frac{0,116}{\sqrt{0,116^2 + 4\pi^2}} = 0,0185$
$w_{n1.5-2.5} = \frac{2\pi}{T_d \cdot \sqrt{1 - \zeta^2}} = \frac{2\pi}{0,235 \cdot \sqrt{1 - 0,0185^2}} = 26,7415 \text{ rad/s}$
$c_{c1.5-2.5} = 2 \cdot m \cdot w_n = 2 \cdot 1,6 \cdot 26,7415 = 85,5728 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
$c_{1.5-2.5} = \zeta \cdot c_c = 0,0185 \cdot 85,5728 = 1,586 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
$k_{1.5-2.5} = m \cdot w_n^2 = 1,6 \cdot 26,7415^2 = 1144,17 \text{ N/m}$

Çizelge 7.3 ve 7.4'te verilen ifadeler kullanılarak hesaplanan tüm değerler Çizelge 7.7'de verilmektedir.

Çizelge 7.7. 4 adet yay devredeyken elde edilen değerler

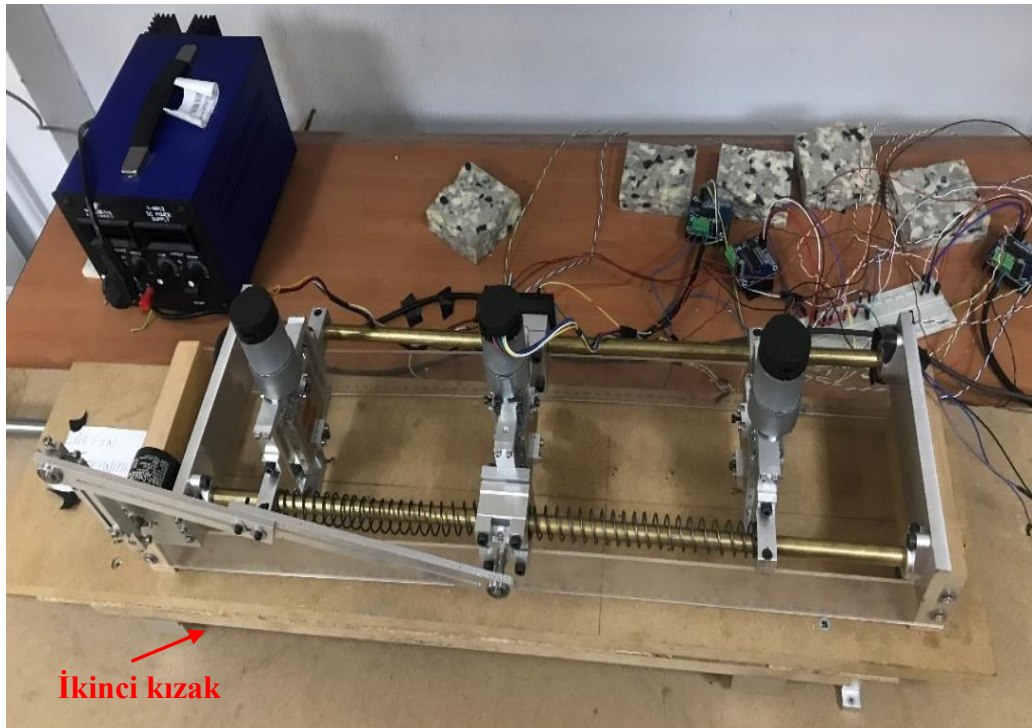
	k [N/m]	ζ	w_n [rad/s]	c_c [N.s/m]	c [N.s/m]
$\frac{x_1}{x_2}$	1144,11	0,017	26,7408	85,5706	1,4556
$\frac{x_2}{x_3}$	1153,92	0,0172	26,8552	85,9366	1,4798
$\frac{x_3}{x_4}$	1173,91	0,0173	27,0867	86,6776	1,4971
$\frac{x_4}{x_5}$	1154,07	0,0205	26,8569	85,9420	1,7640
$\frac{x_5}{x_6}$	1144,22	0,0196	26,7421	85,5747	1,6781
$\frac{x_6}{x_7}$	1184,25	0,0209	27,2059	87,0588	1,8174
$\frac{x_7}{x_8}$	1144,35	0,0223	26,7436	85,5796	1,9095
$\frac{x_{1.5}}{x_{2.5}}$	1144,17	0,0185	26,7415	85,5728	1,586

Çizelge 7.7. 4 adet yay devredeyken elde edilen değerler (Devam)

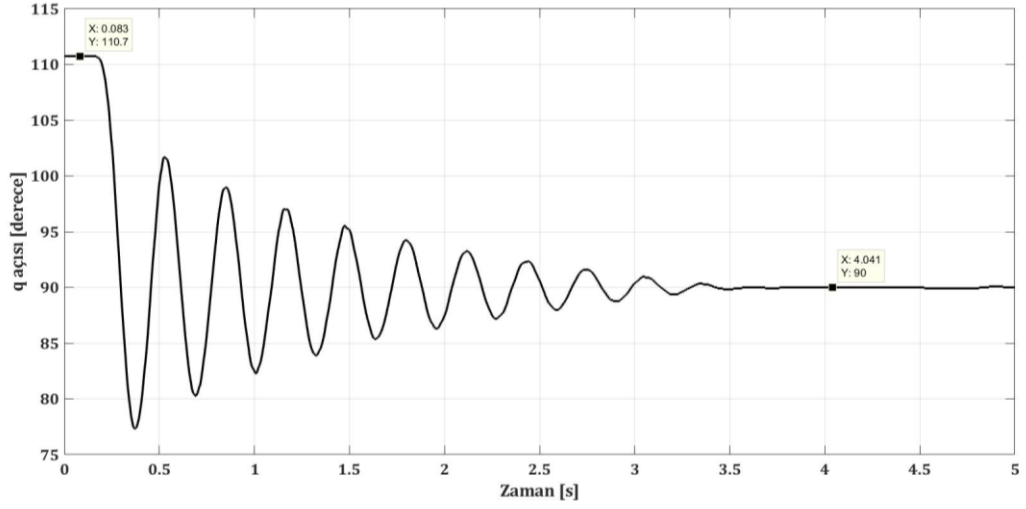
$\frac{x_{2.5}}{x_{3.5}}$	1173,94	0,018	27,0871	86,6787	1,5602
$\frac{x_{3.5}}{x_{4.5}}$	1144,21	0,0192	26,7419	85,5741	1,6447
$\frac{x_{4.5}}{x_{5.5}}$	1163,89	0,0182	26,9709	86,3070	1,5713
$\frac{x_{5.5}}{x_{6.5}}$	1164,06	0,0219	26,9730	86,3134	1,8935
$\frac{x_{6.5}}{x_{7.5}}$	1164	0,0207	26,9722	86,3111	1,7828
$\frac{x_{7.5}}{x_{8.5}}$	1154,45	0,0274	26,8613	85,9563	2,3586

7.1.2. Sadece 2 adet yay devrede iken

Yaylardan 2 tanesi sistemden çıkartılarak, Şekil 7.5’de gösterilen kayar sisteme bağlı olan süspansiyon sisteminde bulunan krank-biyel mekanizmasının q açısı başlangıçta 90 derecededir. Bu q krank açısını 20,7 derece daha arttırıp 110,7 dereceden serbest bırakıldıktan sonra enkoder yardımıyla okunan 2 no’lu krank uzununa ait q açısının değişimleri Şekil 7.6’da gösterilmektedir.

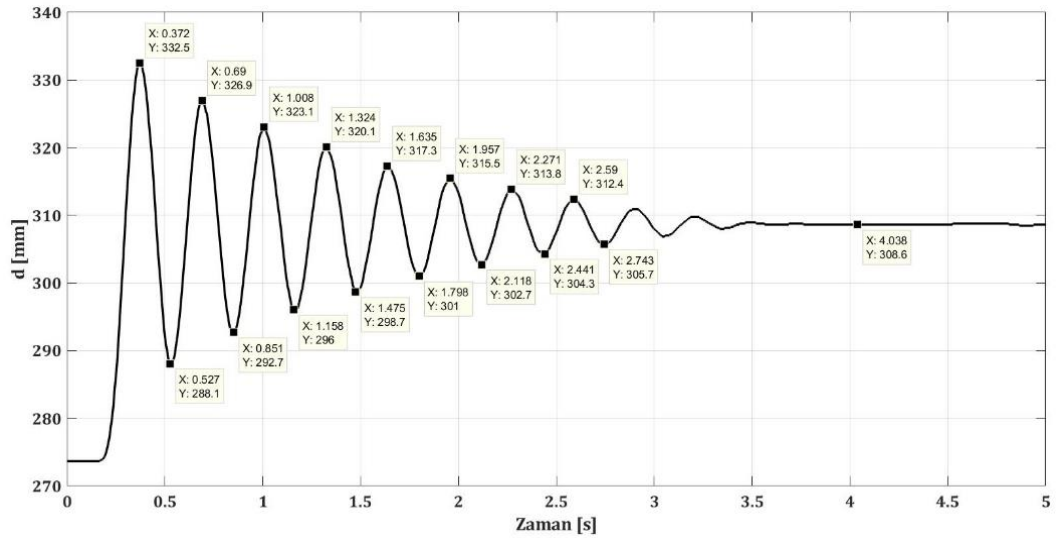


Şekil 7.5. Süspansiyon sisteminin 2 yay bağlı hali



Şekil 7.6. 2 adet yay bağlı durumda krank (2 no'lu) uzvun açı değişimi.

Çizelge 7.2'de verilen kod yardımıyla elde edilen d değerlerinin zamana göre değişimi Şekil 7.7'de gösterilmiştir.



Şekil 7.7. 2 adet yay bağlı durumda kızak (4 no'lu) uzvun serbest titreşim cevabı

Dalgaların pik noktalarının zaman değerleri Çizelge 7.8'de verilmektedir;

Çizelge 7.8. Dalgaların pik noktalarına ulaşması için geçen zaman

$t_1 = 0,372 \text{ s}$	$t_2 = 0,69 \text{ s}$	$t_3 = 1,008 \text{ s}$	$t_4 = 1,324 \text{ s}$
$t_5 = 1,635 \text{ s}$	$t_6 = 1,957 \text{ s}$	$t_7 = 2,271 \text{ s}$	$t_8 = 2,59 \text{ s}$
$t_{1.5} = 0,527 \text{ s}$	$t_{2.5} = 0,851 \text{ s}$	$t_{3.5} = 1,158 \text{ s}$	$t_{4.5} = 1,475 \text{ s}$
$t_{5.5} = 1,796 \text{ s}$	$t_{6.5} = 2,118 \text{ s}$	$t_{7.5} = 2,441 \text{ s}$	$t_{8.5} = 2,743 \text{ s}$

Dalga boylarının genlik farkları Çizelge 7.9’da verilmektedir;

Çizelge 7.9. Dalga boylarının yükseklik farkları

$x_1 = 332,5 - 308,6 = 23,9$	$x_{1,5} = 308,6 - 288,1 = 20,5$
$x_2 = 326,9 - 308,6 = 18,3$	$x_{2,5} = 308,6 - 292,7 = 15,9$
$x_3 = 323,1 - 308,6 = 14,5$	$x_{3,5} = 308,6 - 296 = 12,6$
$x_4 = 320,1 - 308,6 = 11,5$	$x_{4,5} = 308,6 - 298,7 = 9,9$
$x_5 = 317,3 - 308,6 = 8,7$	$x_{5,5} = 308,6 - 301 = 7,6$
$x_6 = 315,5 - 308,6 = 6,9$	$x_{6,5} = 308,6 - 302,7 = 5,9$
$x_7 = 313,8 - 308,6 = 5,2$	$x_{7,5} = 308,6 - 304,3 = 4,3$
$x_8 = 312,4 - 308,6 = 3,8$	$x_{8,5} = 308,6 - 305,7 = 2,9$

Çizelge 7.8 ve 7.9’da verilen değerler denklem (7.2-7.10)’da gösterilen hesaplamalara göre bulunan sayısal değerler Çizelge 7.10’da verilmektedir.

Çizelge 7.10. 2 yay devredeyken elde edilen değerler

	k [N/m]	ζ	w_n [rad/s]	c_c [N.s/m]	c [N.s/m]
$\frac{x_1}{x_2}$	625,76	0,0425	19,7763	63,2841	2,6866
$\frac{x_2}{x_3}$	625,49	0,0370	19,7720	63,2704	2,3422
$\frac{x_3}{x_4}$	633,43	0,0369	19,8970	63,6705	2,3474
$\frac{x_4}{x_5}$	654,36	0,0444	20,2231	64,7139	2,8710
$\frac{x_5}{x_6}$	610,04	0,0369	19,5263	62,4841	2,3036
$\frac{x_6}{x_7}$	641,95	0,0450	20,0304	64,0973	2,8827
$\frac{x_7}{x_8}$	622,27	0,0499	19,7210	63,1073	3,1464
$\frac{x_{1,5}}{x_{2,5}}$	602,7	0,0404	19,4084	62,1069	2,5097
$\frac{x_{2,5}}{x_{3,5}}$	671,12	0,0370	20,4804	65,5374	2,4247
$\frac{x_{3,5}}{x_{4,5}}$	629,51	0,0384	19,8354	63,4732	2,4344

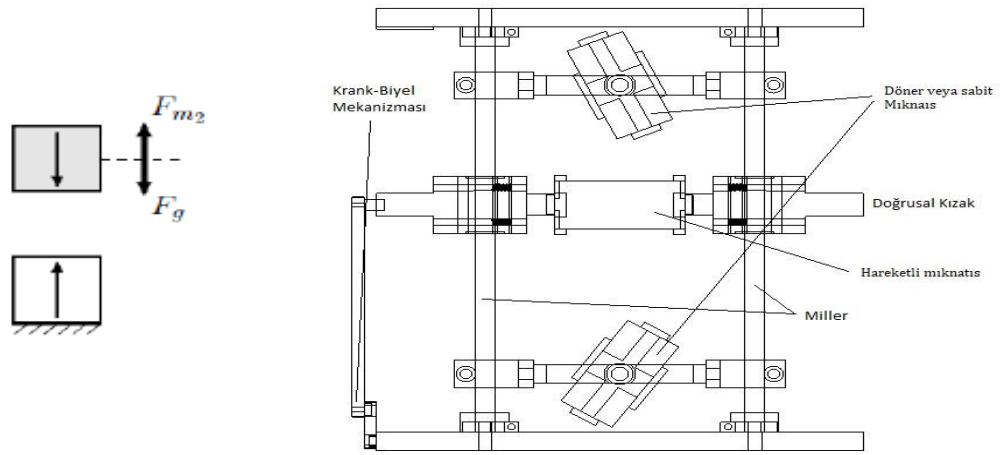
Çizelge 7.10. 2 yay devredeyken elde edilen değerler (Devam)

$\frac{x_{4.5}}{x_{5.5}}$	614,1	0,0420	19,5911	62,6915	2,6356
$\frac{x_{5.5}}{x_{6.5}}$	610,2	0,0403	19,5288	62,4923	2,5162
$\frac{x_{6.5}}{x_{7.5}}$	606,98	0,0503	19,4772	62,3271	3,1340
$\frac{x_{7.5}}{x_{8.5}}$	695,3	0,0626	20,8461	66,7075	4,1738

Çizelge 7.10'da her bir dalga periyodu için ayrı ayrı hesaplanan değer ele alındığında sistemin yay sabitinin (k) 602 - 695 N/m arasında olduğu, sönüm oranının (ζ) 0,0369 - 0,0626 arasında olduğu ve doğal frekansının (w_n) ise 19,40 - 20,84 rad/s civarında olduğu görülmektedir.

7.2 Manyetik Yay Deneyi

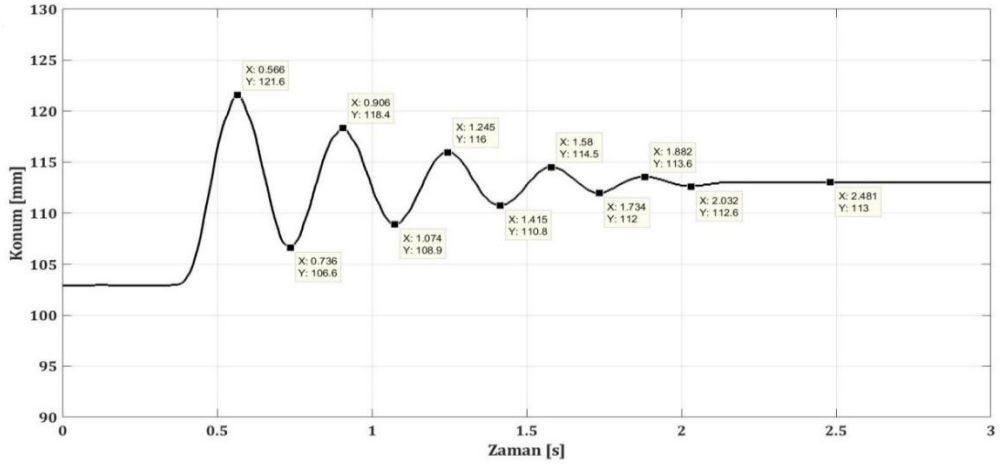
Robertson vd. (2006) Şekil 7.8'de gösterilen manyetik süspansiyon kontrolü için önermiş olduğu konfigürasyondan yararlanarak manyetik yay testleri gerçekleştirilmiştir. Robertson vd. (2006) önermiş olduğu konfigürasyonda birbirini iten iki mıknatıs bulunmaktadır. Şekil 7.8'de gösterilen deney düzeneği sistemindeki 3 mıknatıstan yukarıda yer alan döner mıknatıs devre dışı bırakılarak 2 mıknatıs üzerinden geliştirilmiş olan matematiksel modelin doğruluğu gözlenecektir. Kullanılan matematiksel modelin ifadesi Denklem (7.11)'de verilmektedir. Burada yer alan $F_{mıknatıs}$ ifadesinde Bölüm 6.3.2'de ifade edilen iki mıknatıs arasındaki kuvvet denklemleri kullanılacaktır. Daha sonra Matlab/Simulink ortamında modelleme yapılarak deneysel verilerden elde edilen parametrelerin doğrulaması yapılacaktır.



Şekil 7.8. Önerilen dikey konfigürasyonun deney düzeneği üzerinde uygulanması

$$m\ddot{x} = F_{mıknatıs} = \sin \theta \cdot A / (B + \gamma)^n \quad (7.11)$$

İlk önce deneysel sistemde hava da asılı kalan mıknatısa 1cm girdi verdikten sonra denge konumuna gelene kadar enkoder yardımıyla okunan yer değişim değerleri Şekil 7.9'da gösterilmektedir.



Şekil 7.9. 1 cm girdi verilerek elde edilen titreşim

Dalgaların pik noktalarının zaman değerleri Çizelge 7.11'de verilmektedir;

Çizelge 7.11. Dalgaların pik noktalarına ulaşması için geçen zaman

$t_1 = 0,566 \text{ s}$	$t_2 = 0,906 \text{ s}$	$t_3 = 1,245 \text{ s}$	$t_4 = 1,58 \text{ s}$	$t_5 = 1,882 \text{ s}$
$t_{1.5} = 0,736 \text{ s}$	$t_{2.5} = 1,074 \text{ s}$	$t_{3.5} = 1,41 \text{ s}$	$t_{4.5} = 1,734 \text{ s}$	$t_{5.5} = 2,032 \text{ s}$

Dalga boylarının genlik farkları Çizelge 7.12’de verilmektedir;

Çizelge 7.12. Dalga boylarının genlik farkları

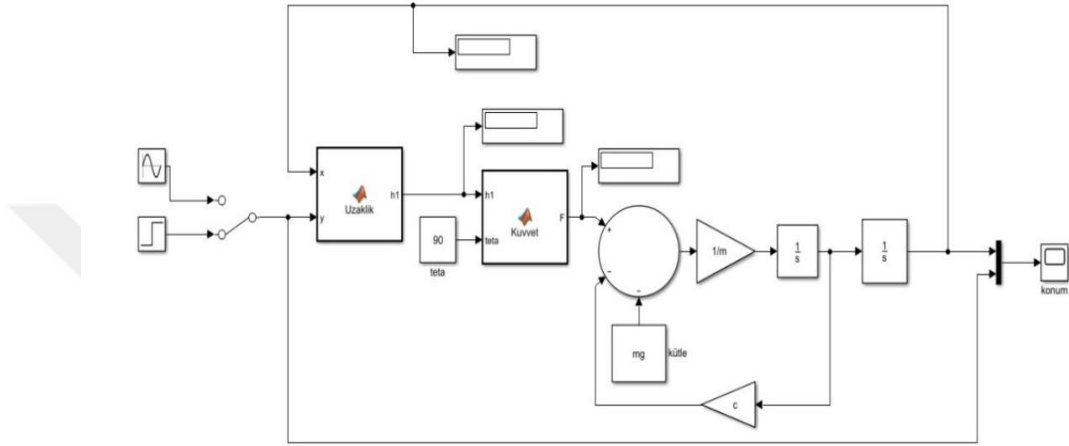
$x_1 = 121,6 - 113 = 8,6$	$x_{1.5} = 113 - 106,6 = 6,4$
$x_2 = 118,4 - 113 = 5,4$	$x_{2.5} = 113 - 108,9 = 4,1$
$x_3 = 116 - 113 = 3$	$x_{3.5} = 113 - 110,8 = 2,2$
$x_4 = 114,5 - 113 = 1,5$	$x_{4.5} = 113 - 112 = 1$
$x_5 = 113,6 - 113 = 0,6$	$x_{5.5} = 113 - 112,6 = 0,4$

Çizelge 7.11 ve 7.12’de verilen ifadeleri denklem (7.2-7.10)’da gösterilen hesaplamalara göre bulunan değerler Çizelge 7.13’de verilmektedir. Çizelge 7.13’de sunulan değerler incelendiğinde manyetik sistemin yay sabitinin (k) 549-726 N/m arasında olduğu, sönüm oranının (ζ) 0,0707 – 0,1443 arasında olduğu ve doğal frekansının (w_n) ise 18,51 – 21,30 rad/s civarında olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.13. Hesaplamalar sonucu Elde edilen değerler

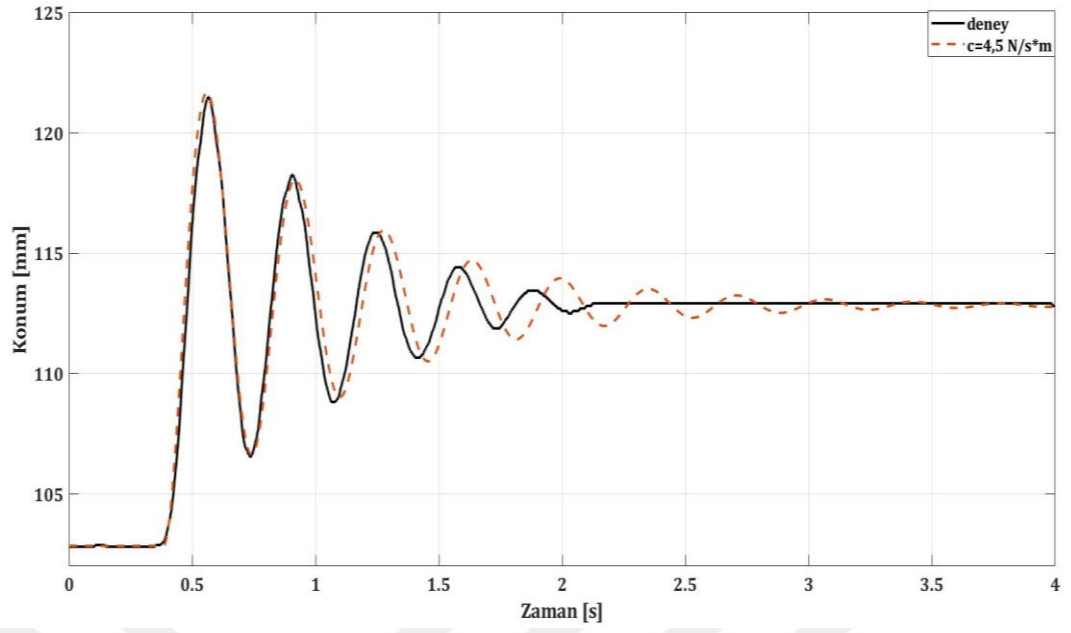
	c [N.s/m]	w_n [rad/s]	ζ	k [N/m]
$\frac{x_1}{x_2}$	4,3799	18,5306	0,0739	549,413
$\frac{x_{1.5}}{x_{2.5}}$	4,216	18,6359	0,0707	555,675
$\frac{x_2}{x_3}$	5,5484	18,6154	0,0931	554,453
$\frac{x_{2.5}}{x_{3.5}}$	5,8419	18,516	0,0986	548,548
$\frac{x_3}{x_4}$	6,6211	18,8696	0,1097	569,699
$\frac{x_{3.5}}{x_{4.5}}$	7,9093	19,851	0,1245	630,499
$\frac{x_4}{x_5}$	9,709	21,0253	0,1443	707,301
$\frac{x_{4.5}}{x_{5.5}}$	9,8394	21,3075	0,1443	726,415

Matlab/Simulink üzerinden oluşturulan manyetik askı sistemine 1 cm girdi verilerek bir simülasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan simülasyon modeli Şekil 7.10'da gösterilmektedir. Simulink sisteminde mıknatısların kuvvetini hesaplamak için denklem (6.13)'de verilen kuvvet formülü kullanılmıştır. Önemle belirtilmelidir ki burada $\gamma = h_1$ mıknatısların orta noktalarından birbirlerine olan mesafe olarak alınmaktadır.

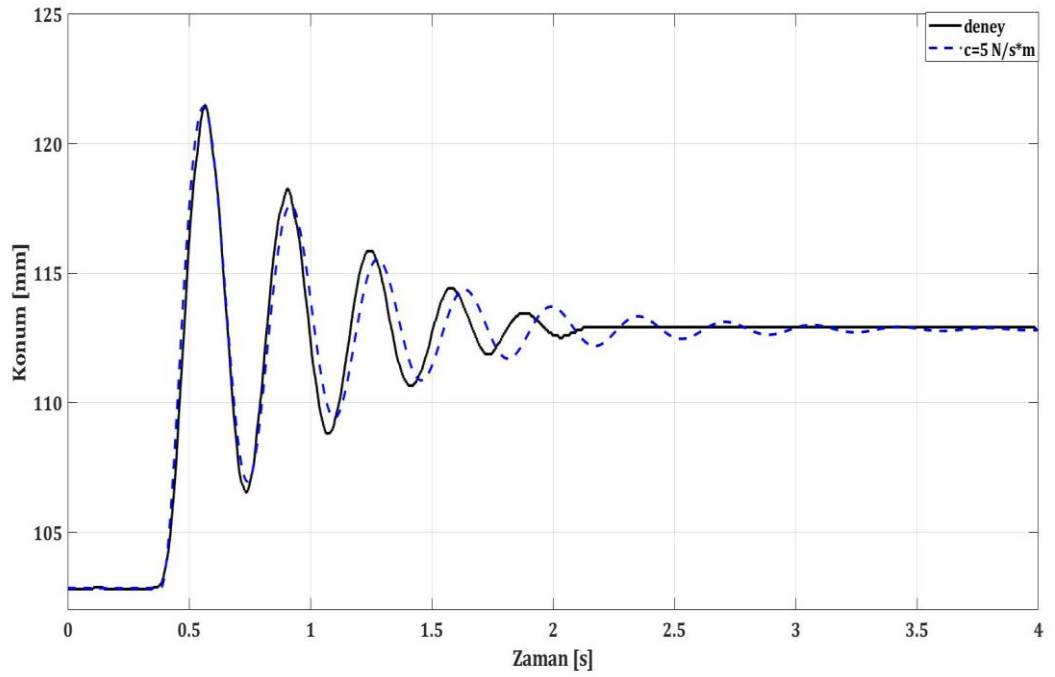


Şekil 7.10. Manyetik yay deneyi için oluşturulan simulink modeli

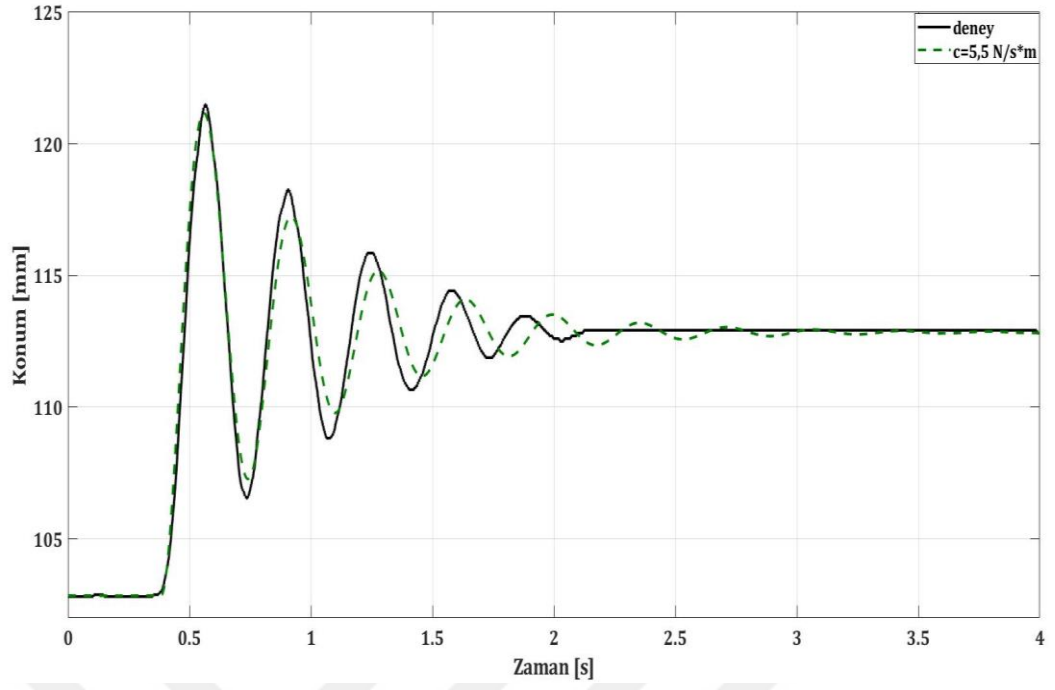
Sönüm katsayısını belirlemek için Şekil 7.10'da verilen simulink modele damper katsayısı (c) için sırasıyla 4,5 , 5, 5,5 ve 6 değerleri girilerek elde edilen sistem çıktıları Şekil 7.11, 7.12, 7.13, 7.14 ve 7.15'de gösterilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde sönüm katsayısının 4,5 [$N \cdot s/m$] olarak kabul edildiği senaryo için oluşan Şekil 7.11 çıktısında titreşim genlikleri kısmen uymasına rağmen titreşim sayısı fazla olduğu görülmüştür, sönüm katsayısının 5,5 ve 6 [$N \cdot s/m$] olarak alınan senaryolar için oluşan Şekil 7.13 ve 7.14 çıktılarından ise titreşim genliklerinin deneyden elde edilen titreşimlere göre daha az olduğu görülmektedir. Sönüm katsayısının 5 [$N \cdot s/m$] olarak kullanılan model çıktısında (*bknz.* Şekil 7.12) ise titreşim sayısı fazla olmasına rağmen titreşim genliklerinin neredeyse örtüştüğü görülmektedir. Bu yüzden manyetik yay sistemin sönüm katsayısı 5 [$N \cdot s/m$]olarak belirlenmiştir.



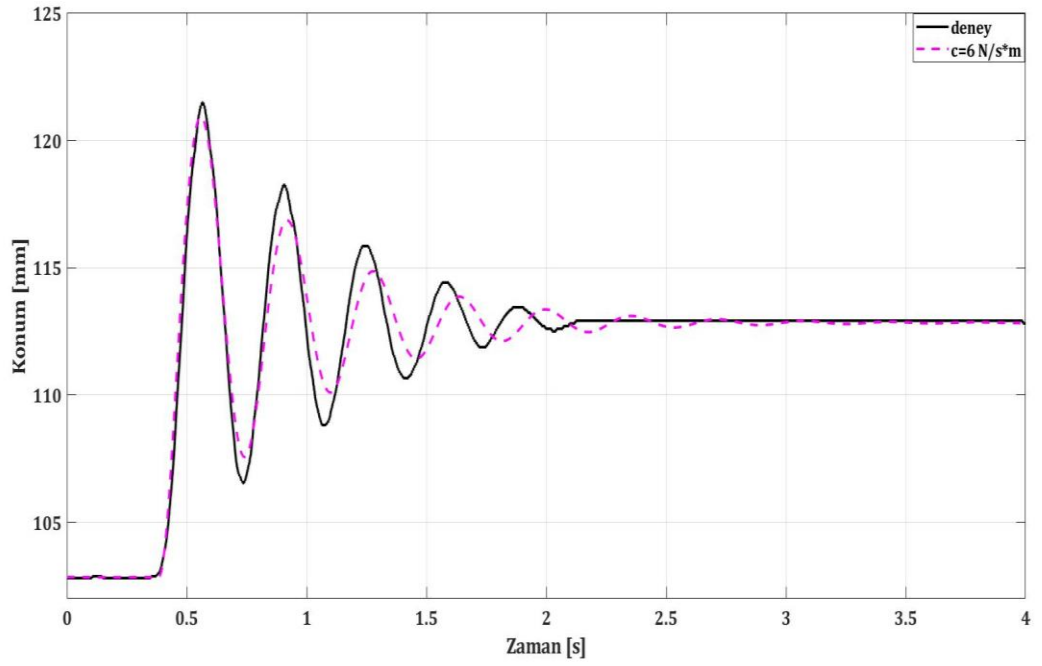
Şekil 7.11. Sönüm katsayısı c 'nin değeri 4,5 girilerek elde edilen sonucun deney sonucuyla karşılaştırılması



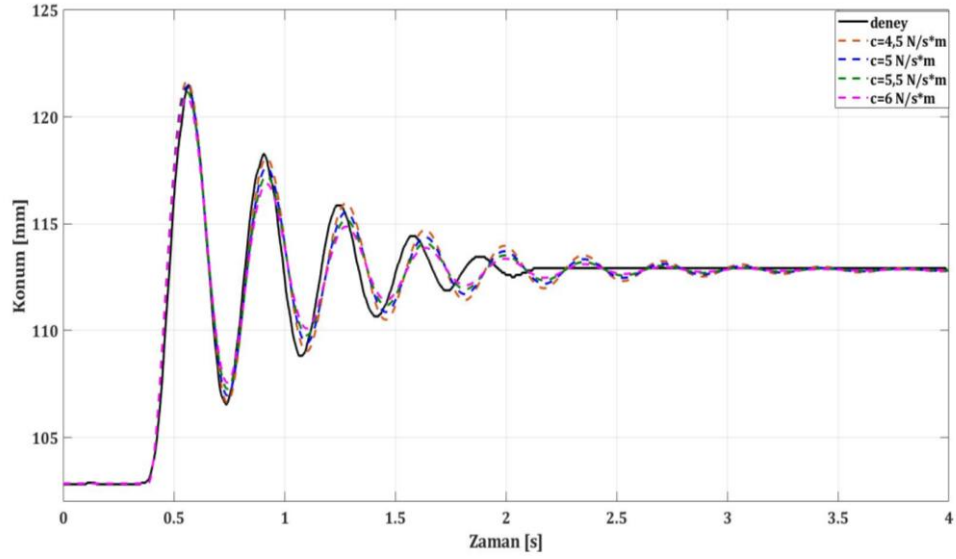
Şekil 7.12. Sönüm katsayısı c 'nin değeri 5 girilerek elde edilen sonucun deney sonucuyla karşılaştırılması



Şekil 7.13. Sönüm katsayısı c 'nin değeri 5,5 girilerek elde edilen sonucun deney sonucuyla karşılaştırılması

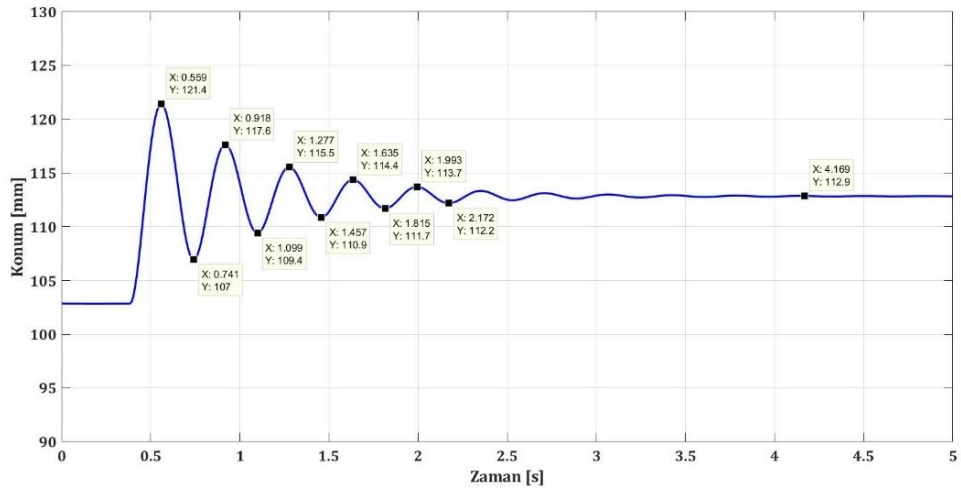


Şekil 7.14. Sönüm katsayısı c 'nin değeri 6 girilerek elde edilen sonucun deney sonucuyla karşılaştırılması



Şekil 7.15. Farklı sönüm katsayılarıyla elde edilen sonucun karşılaştırılması

Şekil 7.10'da verilen Simulink modeline kabul edilen $5 [N \cdot s/m]$ damper katsayısı girilerek elde edilen titreşim grafiği sayısal değerler üzerinden Şekil 7.16'da tekrar gösterilmektedir.



Şekil 7.16. Simulink üzerinde oluşturulan sisteme 1 cm girdi verilerek elde edilen titreşim

Denklem (7.2-7.10)'de verilen hesaplamalar kullanılarak elde edilen değerler Çizelge 7.14'de verilmektedir. Görüleceği üzere oluşturulan manyetik sistemin yay sabitinin (k) 494- 499 N/m dolaylarında olduğu, sönüm oranının (ζ) 0,0810 – 0,0995 arasında yer aldığı ve doğal frekansının (ω_n) ise 17,57 – 17,66 rad/s civarında olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.14. Hesaplamalar sonucu elde edilen değerler

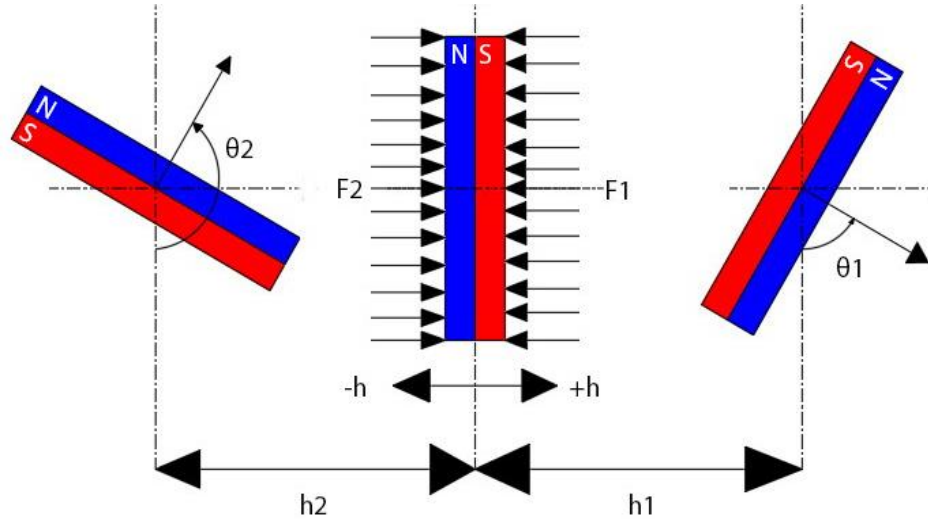
	c [N.s/m]	w_n [rad/s]	ζ	k [N/m]
$\frac{x_1}{x_2}$	5,2814	17,5796	0,0939	494,468
$\frac{x_{1.5}}{x_{2.5}}$	4,6676	17,6113	0,0828	496,253
$\frac{x_2}{x_3}$	5,2773	17,5794	0,0938	494,468
$\frac{x_{2.5}}{x_{3.5}}$	5,0022	17,6203	0,0887	496,76
$\frac{x_3}{x_4}$	4,9166	17,6179	0,0872	496,625
$\frac{x_{3.5}}{x_{4.5}}$	4,566	17,6087	0,081	496,106
$\frac{x_4}{x_5}$	5,6188	17,6384	0,0995	497,781
$\frac{x_{4.5}}{x_{5.5}}$	4,8313	17,6646	0,0855	499,261

7.3. Manyetik Süspansiyon Konum Kontrolü ve Deneyleri

Bu bölümde manyetik süspansiyonun yatay ve dikey konfigürasyonda konum kontrolü çalışmaları gerçekleştirilecektir.

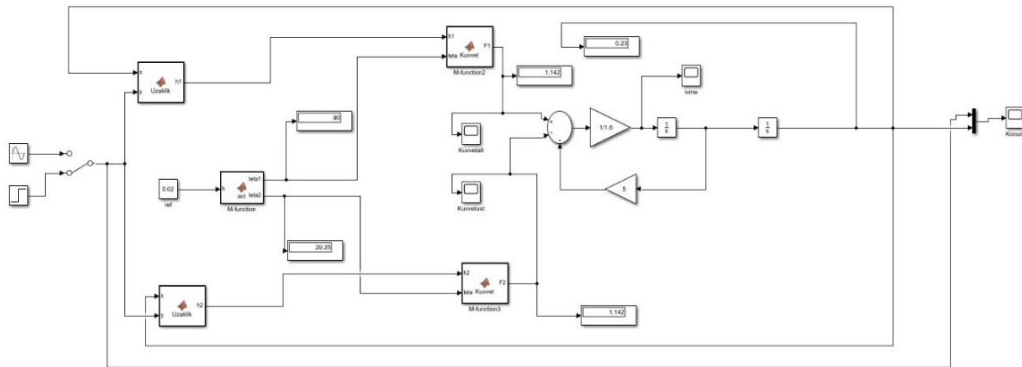
7.3.1. Yatay konfigürasyon için konum kontrolü

Yatay konum da kontrolü yapılacak olan mıknatısların şematik gösterimi Şekil 7.17’de gösterilmektedir. Şekil 7.17’de gösterildiği gibi mıknatısların eş kutuplarının birbirini itme kuvvetinden yararlanılarak ortadaki mıknatısın konum kontrolü sağlanacaktır. Ortadaki mıknatısın açısı 90 derecede sabitlenerek $+h$ ve $-h$ yönlerinde kayma hareketi yapacaktır. Soldaki ve sağdaki mıknatıslar ise sadece dönme hareketi (θ_1 ve θ_2) yaparak ortadaki mıknatısın $-h$ veya $+h$ yönünde hareket etmesini sağlayacaktır. Sabit mıknatısların birbirine olan uzaklığı 0,4 m olarak alınmıştır. Ortadaki mıknatısa gelen F_1 ve F_2 kuvvetleri sabit mıknatıslara olan uzaklıklar (h_1 ve h_2) yardımıyla elde edilecektir. Başlangıç anında döner mıknatıslar θ_1 ve $\theta_2 = 90^\circ$ açı değerinde başlayacağı için ortadaki mıknatıs döner mıknatısların tam ortasında ($h_1 = h_2 = 0,2$ m) denge konumunda bulunacaktır.



Şekil 7.17. Yatay konfigürasyonda bulunan mıknatısların şematik gösterimi

Konum kontrolünü gerçekleştirebilmek için bölüm 6.3.2’de denklem (6.13)’de verilen ampirik formülün tersi alınarak Çizelge 7.15’de verilen Matlab kodu oluşturuldu. Önemle belirtilmelidir ki h_1 ve h_2 mıknatısların orta noktalarından birbirlerine olan mesafesi olarak alınmaktadır. Çizelge 7.15’de gösterilen bu Matlab kodu gidilen mesafeye göre kuvvet eşitliğinden yararlanarak mıknatısı yatay konumda dengede tutacak en uygun θ_1 ve θ_2 açılarını vermektedir. Böylece sabit mıknatıslar oluşturulan bu Matlab kodu yardımıyla üretilen θ_1 ve θ_2 açı değerlerine göre dönme hareketi yaptıktan sonra ortadaki mıknatısın istenilen konuma gitmesi sağlanacaktır. Bu Matlab fonksiyonu ilk olarak Şekil 7.18’de verilen Simulink ortamında oluşturulmuş olan model üzerinde denenmiştir. Başarılı sonuçlar elde edildikten sonra gerçek-zamanlı konum kontrolcüsüne entegrasyonu yapılmıştır.

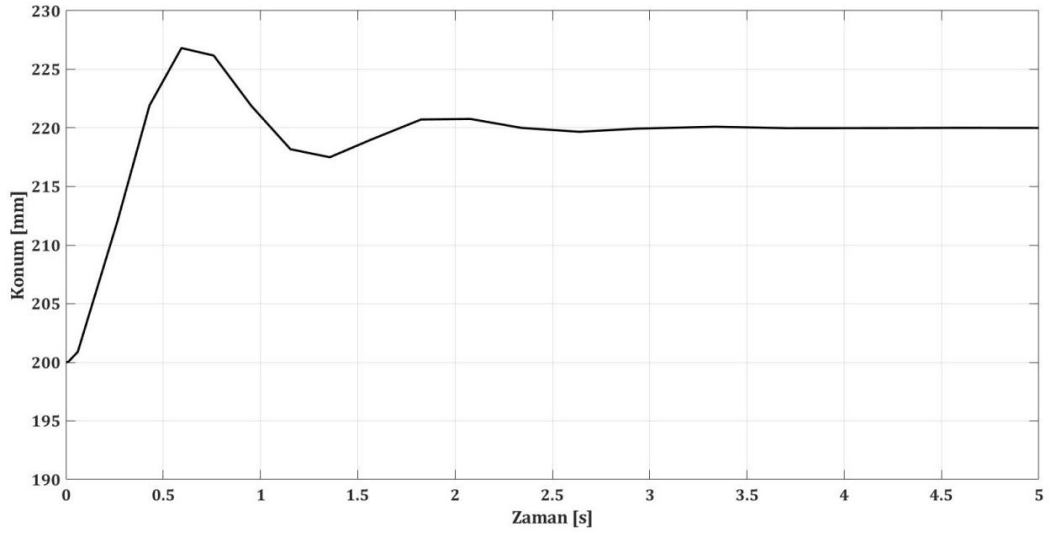


Şekil 7.18. Yatay konfigürasyon için oluşturulan Simulink modeli

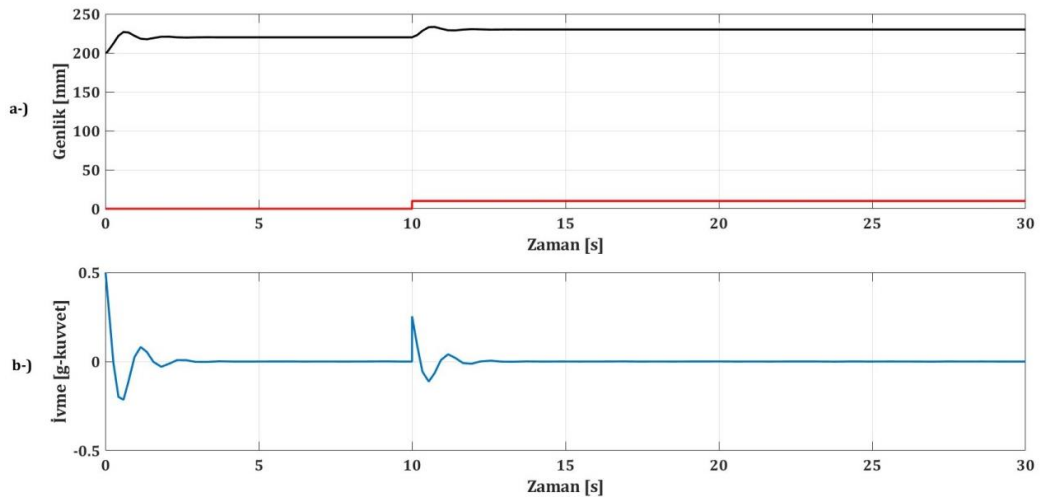
Çizelge 7.15. Yatay olarak konumlandırılmış sistemin Simulink konum kontrolü için oluşturulan M-function kodu

```
function [teta1,teta2] = aci(h)
% ölçüler metre cinsinden alınacaktır
h1=0.2+h;
h2=0.2-h;
A=0.0041; B=0.0227; n=3.9758;
if h>0
    F=sind(90)*A/(B+h1)^n;
    F1=F;
    F2=F;
    teta1=90;
    teta2=asind(F2*((B+h2)^n)/A);
elseif h<0
    F=sind(90)*A/(B+h2)^n;
    F1=F;
    F2=F;
    teta1=asind(F1*((B+h1)^n)/A);
    teta2=90;
else
    teta1=90;
    teta2=90;
end
```

Çizelge 7.15’de verilen Matlab kodu yardımıyla Şekil 7.18’de verilen Simulink model üzerinden alınan konum cevabı Şekil 7.19’da gösterilmektedir. Çizelge 7.15’de verilen Matlab kodunda görüldüğü gibi sabit mıknatısların bir tanesini sürekli 90 derecede tutarken diğer sabit mıknatısın açı değerini değiştirilerek ortadaki mıknatısın konum kontrolü gerçekleştirilmektedir. Çizelge 7.15’de verilen Matlab kodu θ_1 açısını 90 derecede sabit tutarken θ_2 açısını 29,25 dereceye ayarlayarak ortadaki mıknatısın başlangıç konumundan + yönde 20 mm yer değiştirmesini sağlamıştır. Ayrıca mıknatıs istenilen konuma ulaştıktan sonra 10 mm birim darbe girdisi verilerek verdiği konum ve ivme cevabı Şekil 7.20’de gösterilmektedir. Şekil 7.20b’de verilen grafikte görüldüğü üzere başlangıç konumundan istenilen konuma giderken yaklaşık 0,5 g kuvvetinde bir ivme hissedilmektedir. İstenilen denge konumuna geldikten bir süre sonra verilen 10 mm birim darbe girdisine karşılık ise 0,25 g kuvvetinde bir ivme hissedilmektedir.



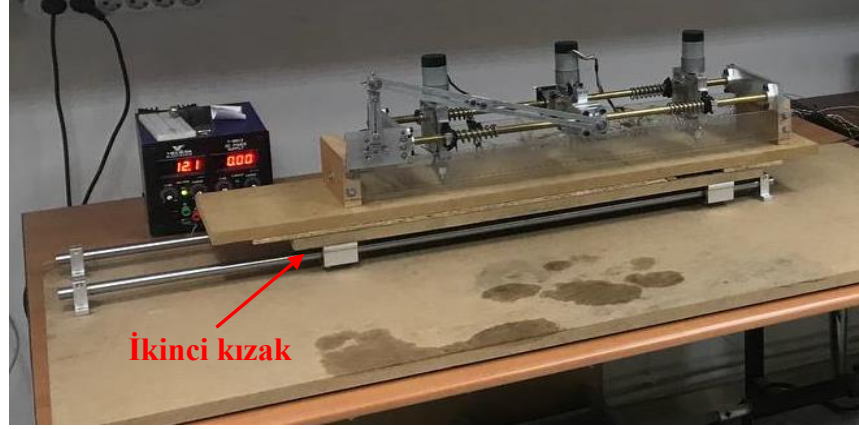
Şekil 7.19. Başlangıç konumundan + yönde 20 mm gitmesi istenen mıknatısın cevabı



Şekil 7.20. a-) Simulink model ile elde edilen konum cevabı b-) Simulink model ile elde edilen ivme cevabı

Yatay konfigürasyon için oluşturulan manyetik süspansiyonun deney düzeneği Şekil 7.21'de gösterilmektedir. Simulink model üzerinde olduğu gibi sabit mıknatısların birbirine olan uzaklığı 0,4 m olarak belirlenmiştir. Sabit mıknatısların başlangıç anındaki açı değerleri (θ_1 ve θ_2) 90 derece olarak ayarlanmıştır. Deney düzeneğinde küçük mesafelerde mıknatısların birbirine yapışma tehlikesi olmaması için Çizelge 7.15'de verilen Matlab kodu güncellenerek Çizelge 7.16'da verilen kod oluşturulmuştur. Bu verilen Matlab kodunda görüldüğü gibi kayar mıknatıs hareketi $h > 0,04$ veya $h < -0,04$ limitlerini

aşarsa döner mıknatıslar kendilerini 45 dereceye çekip mıknatısların birbirine yapışmasını engelleyecektir.



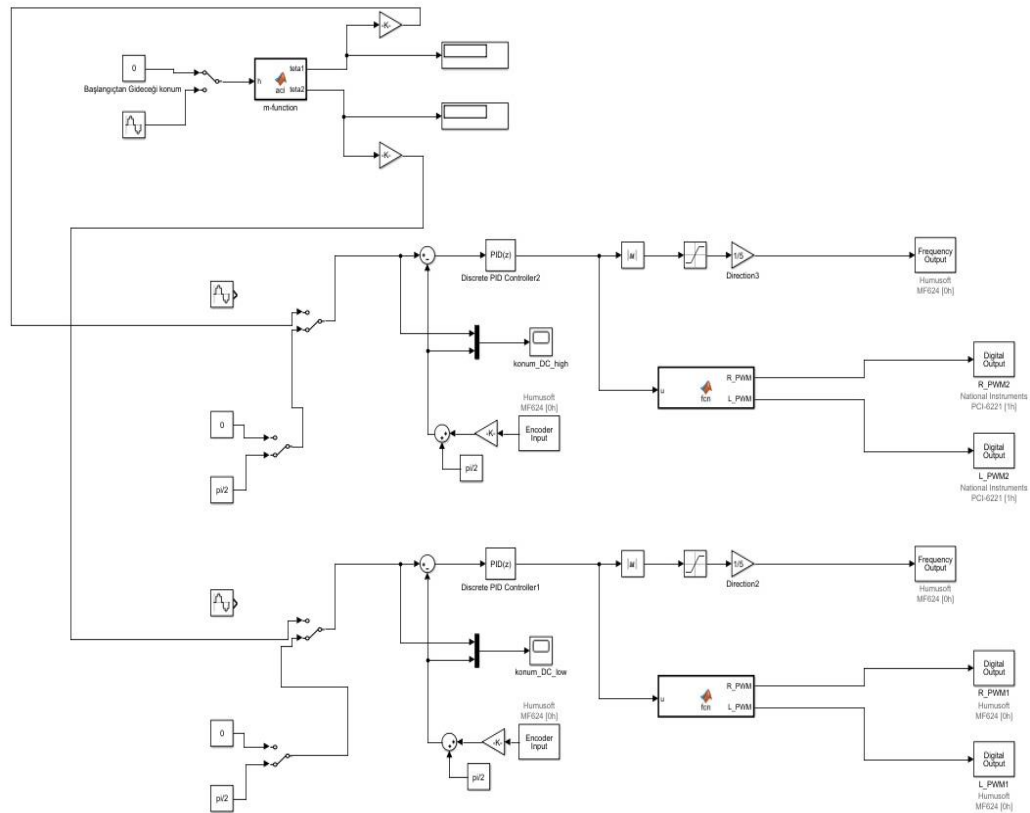
Şekil 7.21. Yatay konfigürasyon için manyetik süspansiyon deney sistemi

Çizelge 7.16. Gerçek zamanlı konum kontrolü için düzenlenen M-function kodu

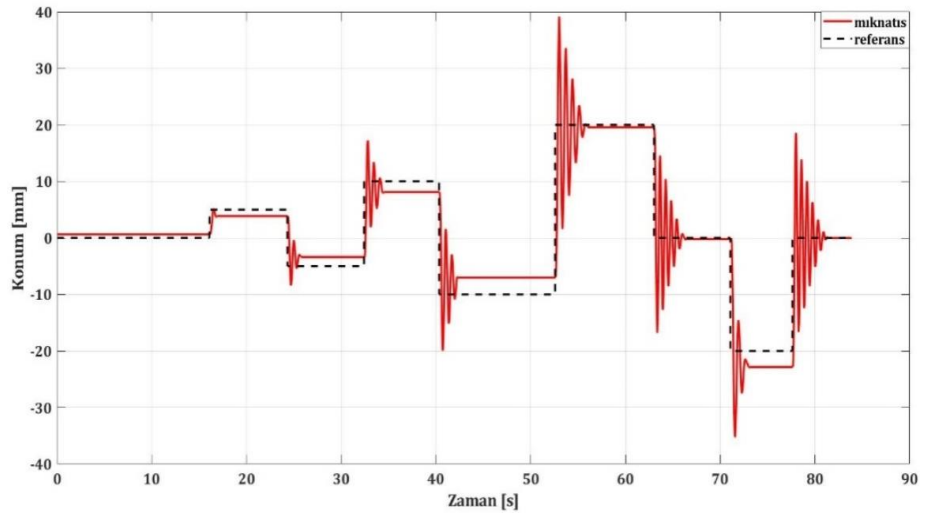
```
function [teta1,teta2] = aci(h)
%uzunluklar metre cinsinden alınacaktır
h1=0.2+h;
h2=0.2-h;
a=0.0041; b=0.0227; n=3.9758;
if (h>0.004 && h<0.04)
    F=sind(90)*a/(b+h1)^n;
    F1=F;
    F2=F;
    teta1=90;
    teta2=real(asind(F2*((b+h2)^n)/a));
elseif (h<-0.004 && h>-0.04)
    F=sind(90)*a/(b+h2)^n;
    F1=F;
    F2=F;
    teta1=real(asind(F1*((b+h1)^n)/a));
    teta2=90;
elseif (h<-0.04 || h>0.04)
    teta1=45;
    teta2=45;
else
    teta1=90;
    teta2=90;
end
```

Çizelge 7.16’da verilen Matlab kodunu test edebilmek için Şekil 7.22’de verilen gerçek-zamanlı çalışan bir Simulink model oluşturulmuştur. Humusoft kontrolcü kartları yardımıyla sabit mıknatıslara bağlanan Dc motorların Çizelge 7.16’da verilen Matlab kodunun ürettiği açı değerleri kadar dönme hareketi

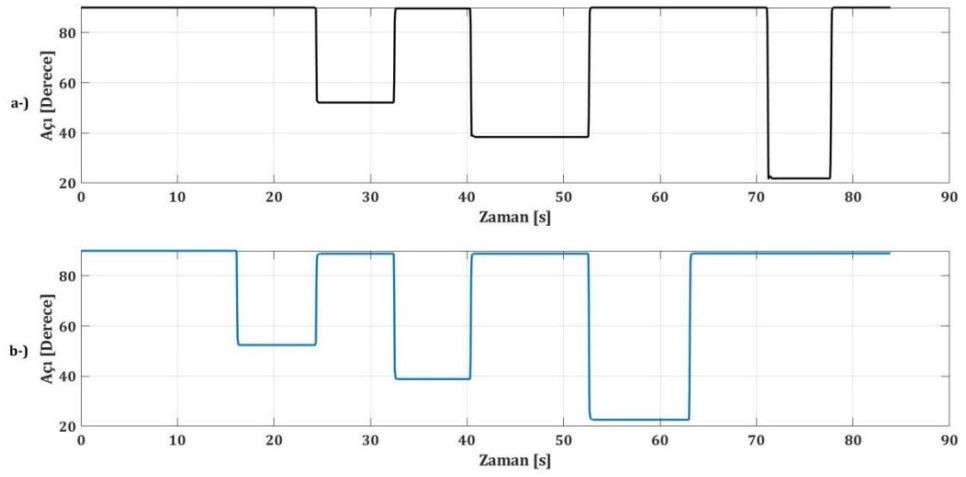
yapması sağlanmıştır. Sabit mıknatısların yaptığı bu dönme hareketi ortadaki mıknatısa tahrik vererek konum kontrolü sağlanacaktır. Ortadaki mıknatısa bağlanan Dc motor devre dışı bırakılıp mıknatıs 90 derecede sabitlenmiştir ve sadece kayma hareketi yapmasına izin verilmektedir. Ortadaki mıknatısın konumu krank-biyel mekanizması yardımıyla enkoder üzerinden okunmaktadır. Enkoder üzerinden elde edilen cevap Şekil 7.23’de gösterilmiştir. Şekil 7.23’de gösterilen grafik incelendiğinde deney düzeneğinden alınan cevaplarda bazı konumlara giderken hata olduğu tespit edilse de Çizelge 7.16’da verilen Matlab kodunun arzu edilen mantıkta çalıştığı görülmektedir. Ayrıca Çizelge 7.16’da verilen Matlab kodunun üretmiş olduğu θ_1 ve θ_2 açıları Şekil 7.24’te gösterilmektedir. Ortadaki mıknatısın üzerine bağlanan ivme sensörü üzerinden alınan ivme değerleri ise Şekil 7.25’da gösterilmektedir.



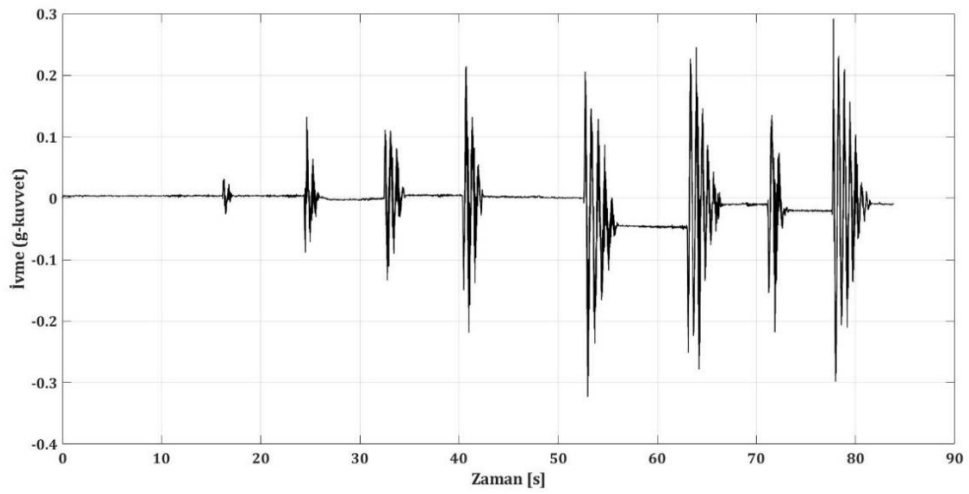
Şekil 7.22. Gerçek sistem üzerinde yapılacak deney için oluşturulan simulink modeli



Şekil 7.23. Yatay düzlemde deney düzeneğinden elde edilen konum cevabı



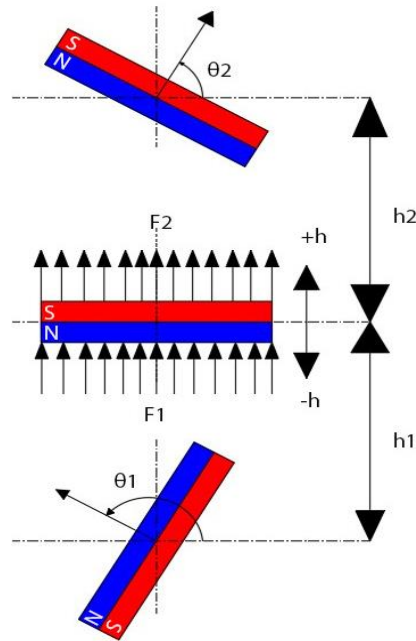
Şekil 7. 24. a-) θ_2 açısı b-) θ_1 açısı



Şekil 7.25. İvme sensöründen alınan cevap

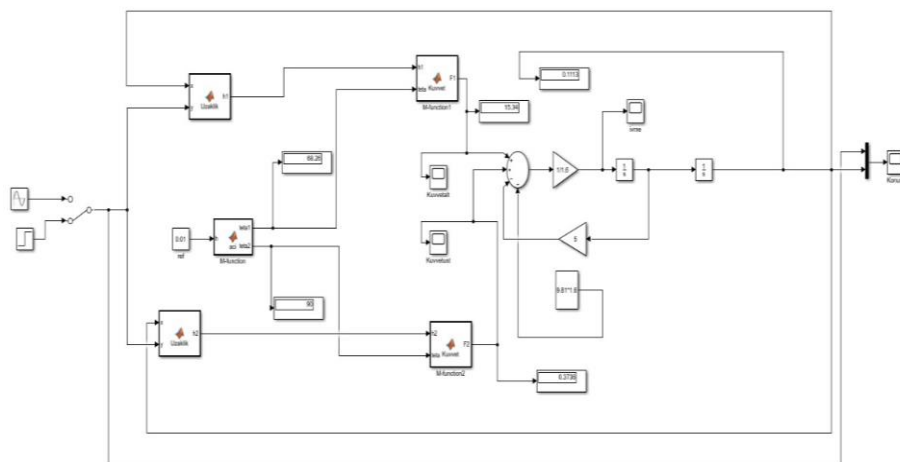
7.3.2 Dikey konfigürasyon için konum kontrolü

Dikey konum da kontrolü yapılacak olan mıknatısların şematik gösterimi Şekil 7.26'da gösterilmiştir. Şekil 7.26'da gösterildiği gibi mıknatısların eş ve zıt kutuplarının birbirini itme ve çekme kuvvetinden yararlanılarak ortadaki mıknatısın konumu belirlenecektir. Ortadaki mıknatısın açısı 90 derecede sabitlenerek $+h$ ve $-h$ yönlerinde kayma hareketi yapacaktır. Üstteki ve aşağıdaki mıknatıslar ise sadece dönme hareketi yaparak ortadaki mıknatısın $-h$ veya $+h$ yönünde hareket etmesini sağlayacaktır. Sabit mıknatısların birbirine olan uzaklığı 0,4 m olarak alınmıştır. Ortadaki mıknatısın sabit mıknatıslara uzaklıkları (h_1 ve h_2) kuvvet eşitliğinde yararlanılarak elde edilecektir. Başlangıç anında sabit mıknatıslar 45 derecede başlayacağı için ortadaki mıknatıs aşağıdaki sabit mıknatısın 0,091 m üstünde ($h_1 = 0.091$ m) denge konumuna gelmektedir. Yatay konumdan farklı olarak burada sabit mıknatısların başlangıç açısının 45 derece olmasının sebebi 90 derece olarak kabul edilseydi ortadaki mıknatıs $+h$ yönünde hareket etmeyecekti sabit mıknatısların başlangıç konumu 45 derece kabul edilerek $+h$ yönünde hareketi gözlenmiştir. Önemle belirtilmelidir ki yer çekimi etkisinden dolayı ortadaki mıknatısın kütlesi ($m=1,6$ kg) hesaplamalara dahil edilecektir.



Şekil 7.26. Dikey konumda bulunan mıknatısların şematik gösterimi

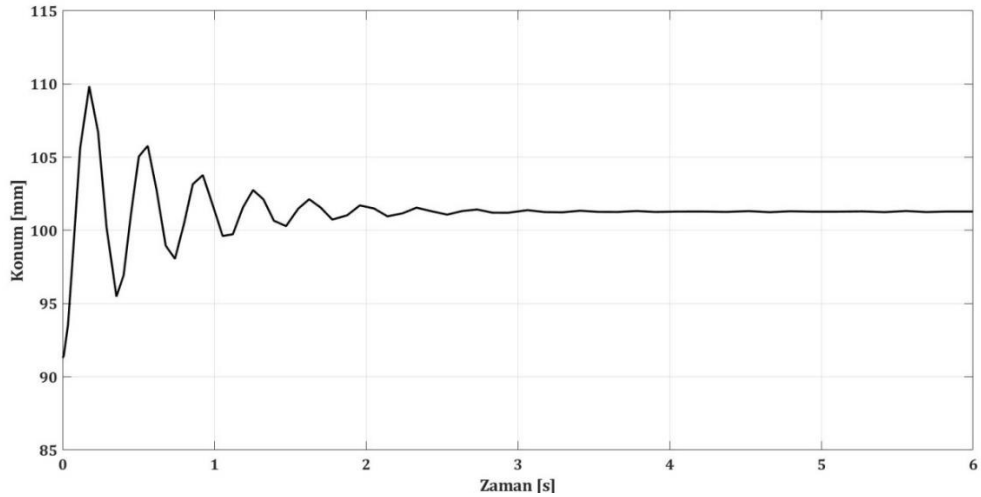
Dikey konumda daha hassas bir kontrol gerçekleşeceği için mıknatısların itme-çekme kuvvetlerini ölçen ampirik formül için çalışma alanı 50 mm ile 250 mm arası kabul edilerek bölüm 6.3.2’de Çizelge 6.8’de verilen Matlab kodu yardımıyla yeni katsayılar elde edilerek yeniden üretilmiştir. Dikey durumda konum kontrolü yapabilmek için bu yeni üretilen ampirik formülün tersi alınarak Çizelge 7.17’de verilen Matlab kodu üretildi. Bu yazılan kod gitmesi istenen mesafeye göre kuvvet eşitliğinden yararlanarak en uygun θ_1 ve θ_2 açılarını verecektir. Döner mıknatıslar Çizelge 7.17’de verilen Matlab kodu yardımıyla üretilen θ_1 ve θ_2 açı değerlerine göre dönme hareketi yaptıktan sonra ortadaki mıknatısın istenilen konuma gitmesi sağlanacaktır. Çizelge 7.17’de verilen Matlab kodu ortadaki mıknatıs +h yönünde giderse θ_2 açısını 90 dereceye eğer ortadaki mıknatıs -h yönünde hareket ederse bu sefer θ_2 açısını 0 dereceye çekip θ_1 açısını değiştirerek konum kontrolünü gerçekleştirmektedir. Çizelge 7.17’de verilen Matlab koduna bakıldığında ölü bölgeler gözükmemektedir bunun olmasının sebebi mıknatıslara bağlı olan motorların gücü mıknatısları belli konumlardan sonra hareket ettirmekte zorlanıyor ve mıknatıslar birbirine yapışma tehlikesi olmasından dolayı ölü bölgeler oluşturulmuştur. Bu Matlab fonksiyonu ilk olarak Şekil 7.27’de verilen Simulink ortamında oluşturulmuş olan model üzerinde denemesi yapılmış ve alınan konum cevabı Şekil 7.28’de gösterilmiştir.



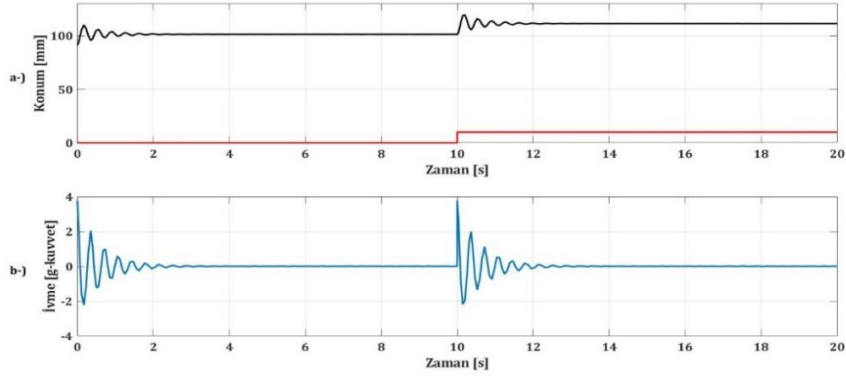
Şekil 7.27. Dikey olarak konumlandırılmış mıknatısların simulink modeli

Çizelge 7.17. Dikey olarak konumlandırılmış sistemin Simulink konum kontrolü için oluşturulan M-function kodu

```
function [teta1,teta2] = aci(h)
% ölçüler metre cinsinden alınacaktır
h1=0.091+h; h2=0.4-h1;
F=9.81*1.6;
a=0.0012; b=0.0402; n=4.8548;
if h>0.001
    teta2=90;
    F2=sind(teta2)*a/(b+h2)^n;
    F1=F-F2;
    teta1=real(asind(F1*((b+h1)^n)/a));
if isnan(teta1)
    teta1=90;
end
elseif h<-0.001
    teta2=0;
    F2=sind(teta2)*a/(b+h2)^n;
    F1=F-F2;
    teta1=real(asind(F1*((b+h1)^n)/a));
if isnan(teta1)
    teta1=90;
end
else
    teta1=45; teta2=45;
end
```

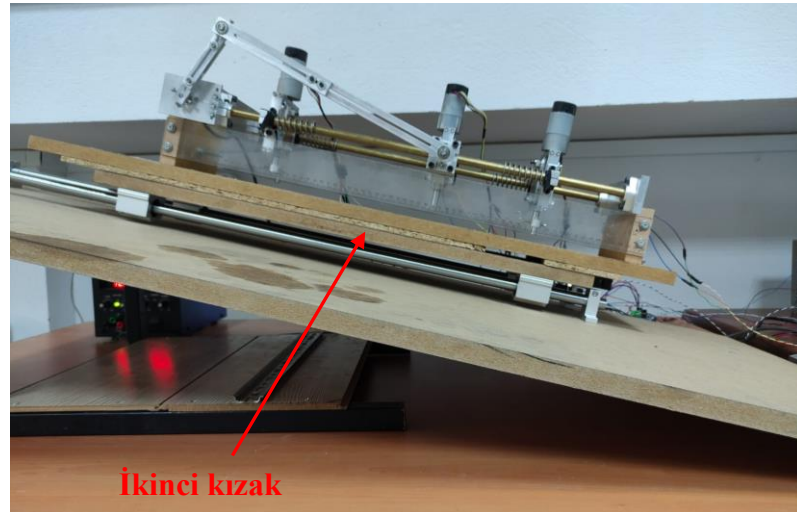


Şekil 7.28. Başlangıç konumundan + yönde 10 mm gitmesi istenen mıknatısın cevabı



Şekil 7.29. a-) Simulink model ile elde edilen konum cevabı b-) Simulink model ile elde edilen ivme cevabı

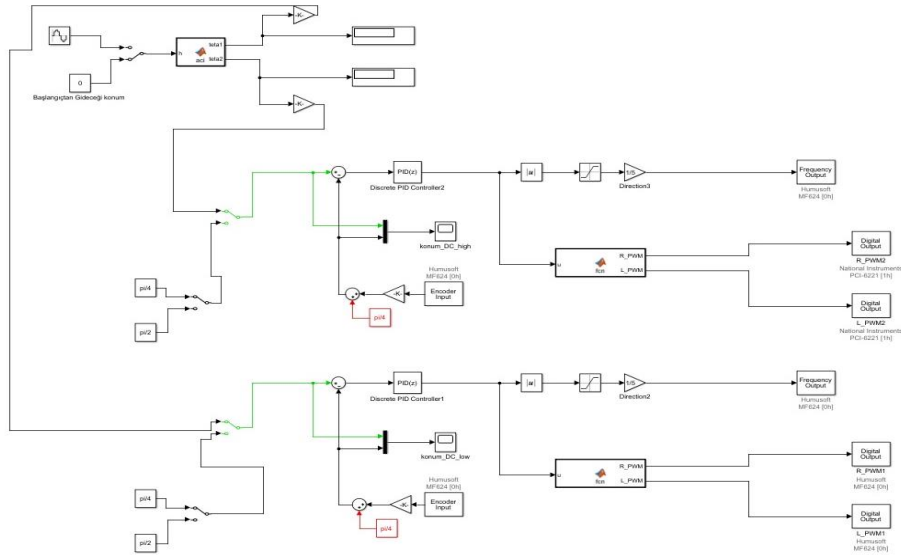
Simulink model üzerinde istenilen konuma giderken Şekil 7.29'da gösterildiği gibi yaklaşık olarak $4g$ kuvvetinde ve İstenilen konumdan 10 mm darbe girişi verildikten sonra ise gene yaklaşık $4g$ kuvvetinde bir ivme görülmüştür. Simulink modeli üzerinde istenilen konuma gittiği doğrulanan Matlab fonksiyonu gerçek sistem üzerinde deney aşamasına geçilmiştir. Yatay konumda konum kontrolü yaptıktan sonra dikey yönde test yapabilmek için mekanizmayı Şekil 7.30'da görüldüğü gibi 15 derece kaldırılmıştır. Tam dikey durumda deney yapmak zor olacağından kütleye $\sin 15^\circ$ çarpanı ekleyerek dikey konumdaymış gibi deneylere devam edilmiştir.



Şekil 7.30. Dikey konfigürasyon için manyetik süspansiyon deneyi

Gerçek sisteme geçince ortadaki mıknatısın denge konumu yani şekil 7.26'da gösterilen şematik sistemdeki h_1 yükseliği manyetik etkilerden dolayı 0,14 m

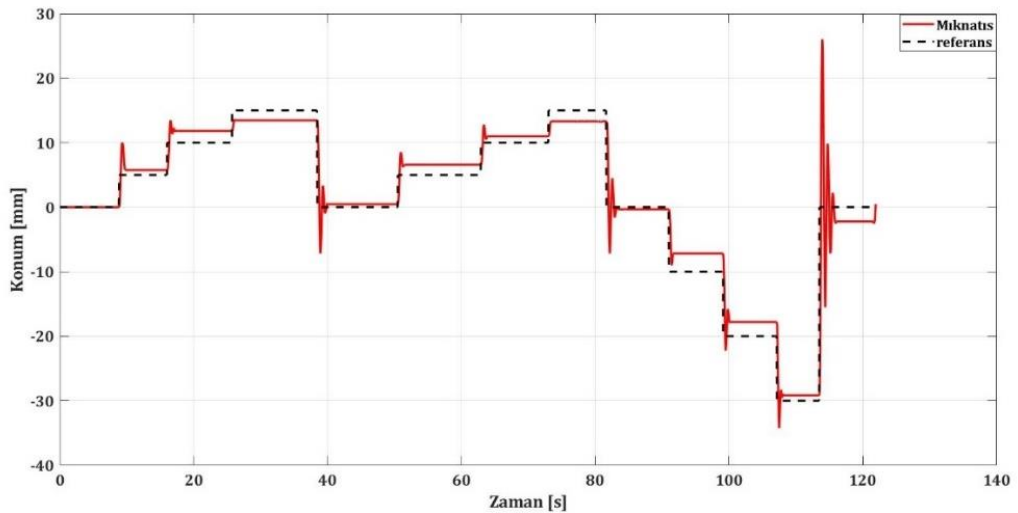
olarak ölçülmüştür. Bu sebepten dolayı gerçek sistemde kullanılacak olan M-function verisi güncellenmiştir. Güncellenen m-function verisi Çizelge 7.18’de gösterilmektedir. Sistemi çalıştıracak olan Simulink modeli 7.31’de verilmiştir.



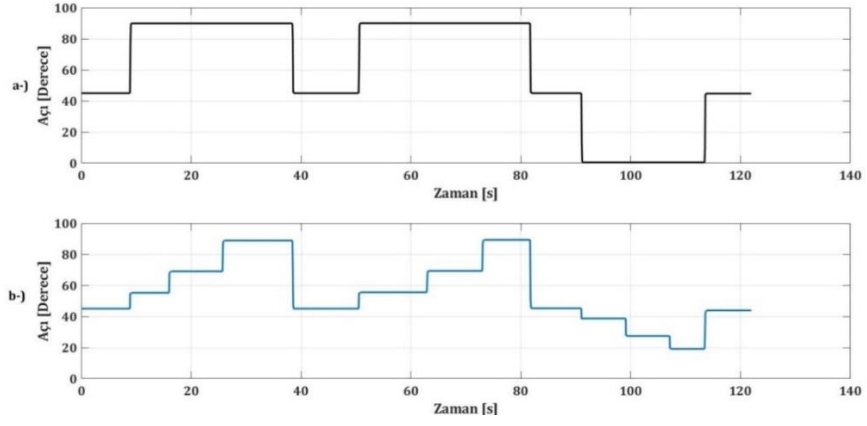
Şekil 7.31. Gerçek sistem üzerinde yapılacak deney için oluşturulan simulink modeli

```
function [teta1,teta2] = aci(h)
% ölçüler metre cinsinden alınacaktır
h1=0.14+h; h2=0.4-h1;
F=9.81*1.6*sind(15);
a=0.0012; b=0.0402; n=4.8548;
if h>0.001
    teta2=90;
    F2=sind(teta2)*a/(b+h2)^n;
    F1=F-F2;
    teta1=real(asind(F1*((b+h1)^n)/a));
elseif h<-0.001
    teta2=0;
    F2=sind(teta2)*a/(b+h2)^n;
    F1=F-F2;
    teta1=real(asind(F1*((b+h1)^n)/a));
else
    teta1=45; teta2=45;
end
```

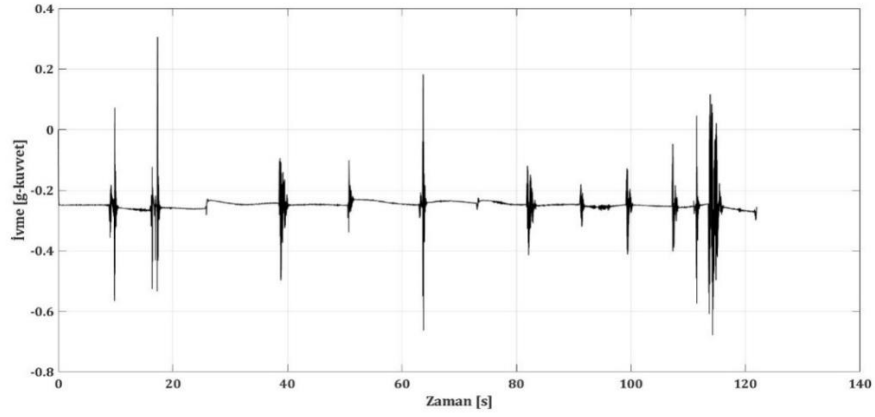
Çizelge 7.18’da verilen M-function kodu gerçek sistem üzerinde test edebilmek için şekil 7.31’de verilen simulink modeli oluşturulmuştur. Humusoft kontrolcü kartları yardımıyla sabit mıknatıslara bağlanan Dc motorların Matlab fonksiyonun ürettiği açı değerleri kadar dönme hareketi yapması sağlanmıştır. Sabit mıknatısların yaptığı dönme hareketleriyle ortadaki mıknatısın konum kontrolü sağlanmaya çalışılmıştır. Ortadaki mıknatısa bağlanan Dc motor devre dışı bırakılıp mıknatıs 90 derecede sabitlenmiştir, sadece kayma hareketi yapacaktır. Ortadaki mıknatısın konumu krank-biyel mekanizması yardımıyla enkoder üzerinden okunacaktır. Enkoder üzerinden elde edilen cevap Şekil 7.32’de gösterilmiştir. Şekil 7.32’de gösterildiği gibi deney düzeneğinden alınan cevaplarda aynı yatay konumda olduğu gibi bazı konumlara giderken hata olduğu gözlemlenmiştir. Oluşturulan fonksiyon kodunun istenilen mantıkta çalıştığı görülmektedir. Şekil 7.33’de hareketli mıknatısı istenilen konuma götürmek için aldığı açı değerleri verilmiştir. Ortadaki mıknatıs $+h$ yönünde gitmesi için üstteki mıknatıs 90 dereceye getirip diğer mıknatısı değiştirerek ayarladığı görülmektedir, $-h$ yönünde gitmesi için ise üstteki mıknatıs 0 dereceye çekilerek üstteki mıknatısın etkisi kaldırılıp konuma gitmesi sağlanmıştır. Şekil 7.34’de ise hareketli mıknatısın üzerine bağlanan ivme sensöründen alınan cevap gösterilmiştir.



Şekil 7.32. Dikey düzlemde deney düzeneğinden elde edilen konum cevabı



Şekil 7.33. a-) Üstteki mıknatısın açısı b-) Alttaki mıknatısın açısı



Şekil 7.34. Ortadaki hareketli mıknatısın üzerine bağlanan ivme sensöründen alınan cevap

7.4. Manyetik Süspansiyon İvme Deneyleri

Konum deneylerinden sonra, sistemin zeminine ivme sensörü bağlandı. Bu ivme sensöründen alınan verilerle ortadaki hareketli mıknatısın üzerinde bağlı bulunan ivme sensöründen alınan veriler karşılaştırılarak deneyler yapıldı. Deneyler esnasında hem mekanizmanın zemininde bulunan ivme sensöründen hem de kayar kızak sisteminde yer alan hareketli mıknatısa ait ivme değerleri eş zamanlı olarak ölçülmektedir. Toplanan ham ivme verilerinde gürültü olduğu için daha iyi sinyal gösterimi için ivme değerleri 50 Hz'lik düşük geçirgen filtreden geçirilmiştir. İlk olarak mıknatıslar devre dışı bırakılıp yaylar bağlanarak klasik süspansiyon sistemi elde edilip deneyler yapıldı, daha sonra mıknatıslar devreye alınıp kontrolcü aktif ve kontrolcü devre dışı şeklinde

deneyler yapıldı. Belirli bir zaman dilimine ait ölçülen ivme değerlerini sayısal olarak ifade edebilmek için denklem (7.12)'de verilen Ortalama Kare Kök (Root Mean Square) fonksiyonu kullanılmıştır.

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \quad (7.12)$$

Ayrıca belirli bir zaman dilime ait ölçülen ivme değerlerini frekansa bağlı olarak ifade edebilmek için denklem (7.13)'de verilen frekans cevap fonksiyonu (Frequency Response Function) kullanılmıştır. Frekans cevap fonksiyonu, frekans düzleminde hesaplanan çıkış sinyalinin giriş sinyaline oranı olarak tanımlanır;

$$FRF(w) = \frac{\text{Çıkış Sinyali}(w)}{\text{Giriş Sinyali}(w)} = \frac{a_{mıknatıs}}{a_{zemin}} \quad (7.13)$$

Pavelka vd. (2017) çalışmasında frekans analizi için aşağıda kullanımı belirtilen *modalfrf* ve *modalfit* fonksiyonlarını önermektedir. Böylece frekans düzleminde incelenen sistemin doğal frekans, sönüm oranını ve titreşim modları ölçülen giriş ve çıkış sinyalleri üzerinden kolaylıkla belirlenebilmektedir.

$$[frf, f, coh] = modalfrf = (x, y, fs, window, noverlap, 'Estimator', 'Hv', 'Sensor', 'acc') \quad (7.14)$$

Bu verilen Matlab fonksiyonunda, x olarak gösterilen giriş sinyali, y ile gösterilen ise çıkış sinyalidir. Giriş sinyali olarak zeminde bulunan ivme sensörünün ölçtüğü veriler çıkış sinyali olarakta hareketli mıknatıs üzerinde bulunan ivme sensörünün ölçtüğü veriler girildi. Örnekleme hızı (fs) ise 1000 olarak girildi. *Window* ise sinyalleri pencerelere bölerek analiz etmeye yarar pencere sayısı 8'i aşmaması gerektiği için bu değer ona göre ayarlandı ve *noverlap* ise çakışan sinyallerin sayısı bu da windowun yarısı olarak alınması önerilmektedir. Giriş ve çıkış sinyalleri gürültülü olduğu için *Estimator* ve *Hv* kodları kullanılarak daha düzgün bir sinyale dönüştürüldü. Girilen veriler ivme sensöründen alındığından dolayı *Sensor* ve *acc* kodları kullanıldı.

$$[fn, dr] = modalfit = (frf, f, fs, mnum, 'FitMethod', 'lsce') \quad (7.15)$$

Bu verilen Matlab fonksiyonunda doğal frekans (fn) ve sönüm oranı (dr) hesaplanmaktadır. Modalfrf fonksiyonundan elde edilen frf ve f değerleri girildi. Daha sonra örnekleme hızı tekrardan 1000 olarak girildi. (mnum) komutu ise kaç adet değer istenildiğini sormaktadır. Tahmin edebilmek için 3 adet farklı yöntem olup lsce yöntemi kullanılmıştır.

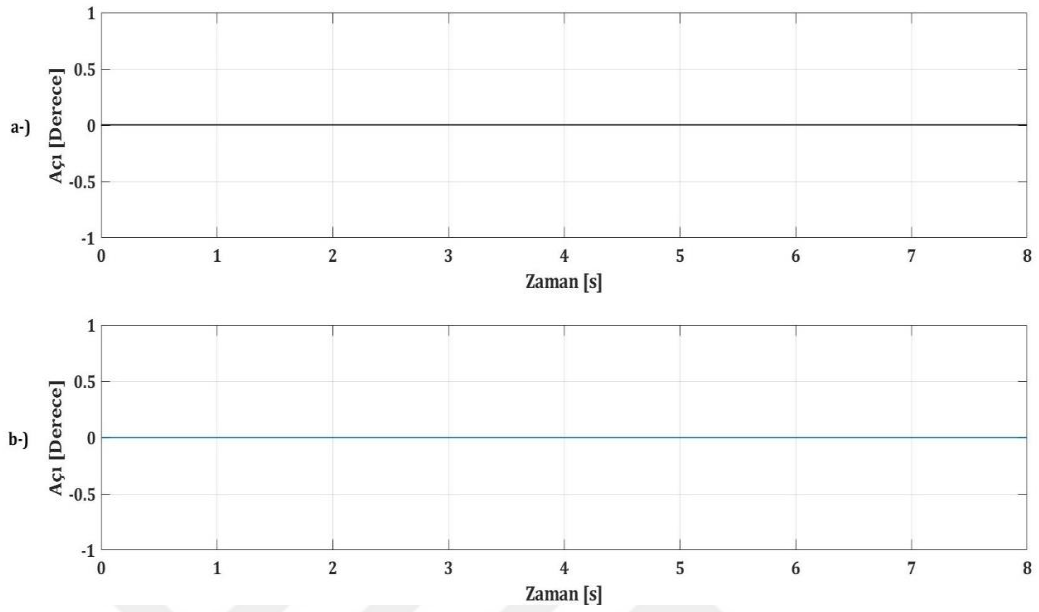
7.4.1. Yaylar bağlı durumda ivme deneyi

İlk olarak 4 yay bağlı halde ivme deneyi yapıp sonuçlar alındıktan sonra, 2 adet yay sistemden çıkarılıp aynı deneyler tekrardan yapılarak klasik süspansiyon sisteminin verdiği cevaplar daha sonra mıknatıslar devreye girdiği durumla karşılaştırılmak için grafikleri çizdirildi.

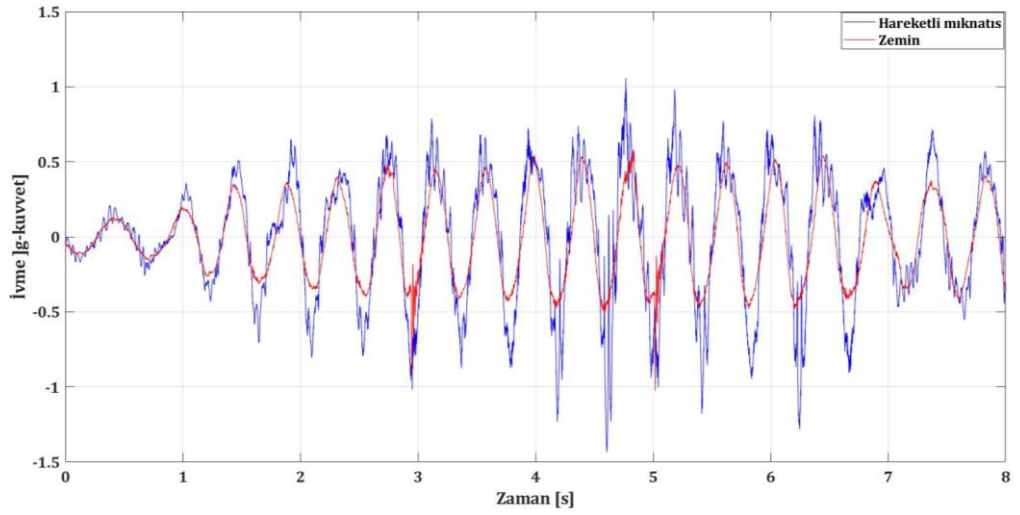
7.4.1.1. Yayların hepsi (4 adet) devrede iken

Şekil 7.2'de gösterildiği gibi 4 yay bağlı halde sistem kayar mekanizmaya sabitlenmiştir. Şekil 7.35'de görüleceği üzere mıknatıslar sürekli 0° açıda sabit tutulurken mekanizmanın bağlı olduğu zemin tüm sistemi üzerinde taşıyan ikinci bir kızak sistemi üzerinde el yardımıyla rasgele hareket ettirilerek tüm sistem genel bir zorlama kuvvetleri altında titreşime sokulmuştur. Bu esnada ivme sensörleri yardımıyla zeminin ve ortadaki mıknatısın ivmeleri ölçülerek kayıt altına alınan veriler Şekil 7.36'de sunulmaktadır, bu ham ivme verisinin 50 Hz'lik düşük geçiren filtrelenmiş hali ise Şekil 7.37'de gösterilmektedir. Ayrıca ortadaki doğrusal kayar mıknatısın yer değişimi Şekil 7.38'da gösterilmektedir. Şekil 7.36 ve 7.37'de verilen ivme grafiğine bakıldığında ortadaki hareketli mıknatıs zeminden gelen kuvvetten daha fazla bir ivme hissettiği görülmektedir. Belirli bir zaman dilimine ait ölçülen ivme değerlerini sayısal olarak ifade edebilmek için denklem (7.12)'de verilen Ortalama Kare Kök (RootMeanSquare) fonksiyonu kullanılmıştır. Denklem (7.12) yardımıyla karekök ortalaması alınan

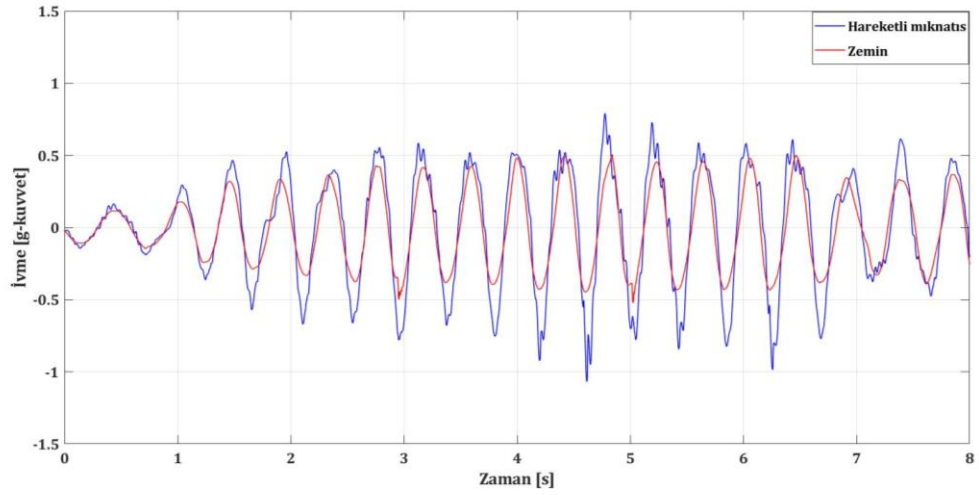
mekanizmanın zeminine ve hareketli mıknatısa ait ham ve filtrelenmiş RMS ivme değerleri Çizelge 7.19’da sırasıyla gösterilmektedir.



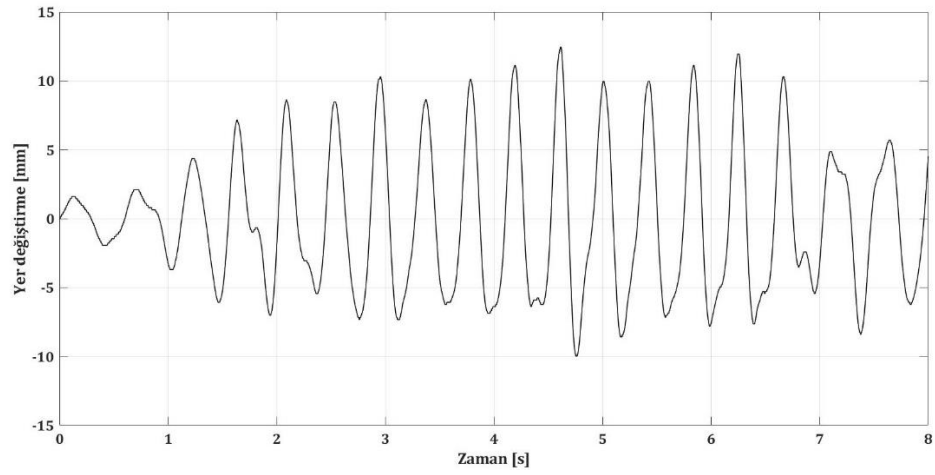
Şekil 7.35. 4 adet yay bağlı durumda a-) Soldaki mıknatısın açı değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açı değişimleri



Şekil 7.36. 4 adet yay bağlı durumda ivme



Şekil 7.37. 4 adet yay bağlı durumda 50 Hz filtrelenmiş ivme



Şekil 7.38. 4 adet yay bağlı durumda dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi

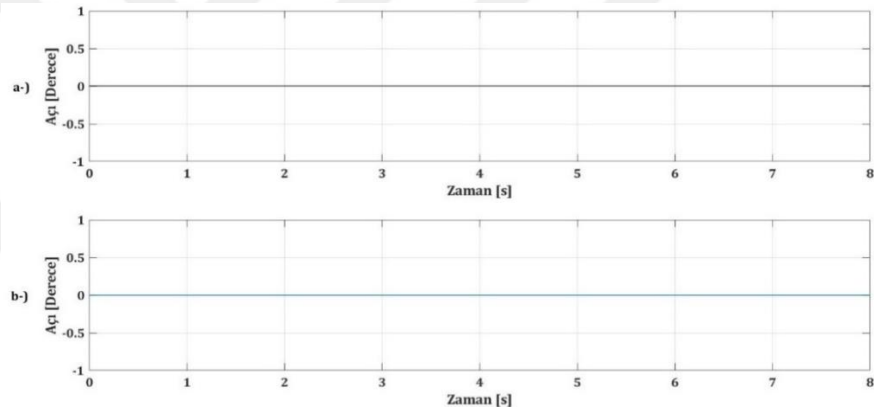
Çizelge 7.19. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri

	$a_{RMS_mıknatıs}$	a_{RMS_zemin}	$\frac{a_{RMS_mıknatıs}}{a_{RMS_zemin}}$
<i>Ham veri</i>	0,4188	0,2799	1,4962
<i>50 Hz filtrelenmiş</i>	0,3874	0.2666	1,4531

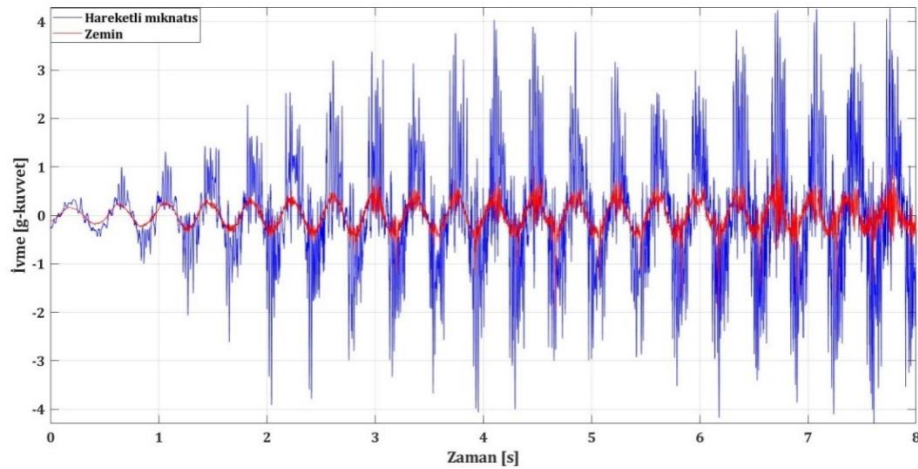
7.4.1.2. Sadece 2 adet yay devrede iken

Şekil 7.5’de gösterildiği gibi kayar mekanizmaya sadece 2 yay bağlı halde sistem üzerinde testler yapılmıştır. Şekil 7.39’da görüleceği üzere mıknatıslar sürekli 0° açıda sabit tutulurken mekanizmanın bağlı olduğu zemin bir kızak sistemi

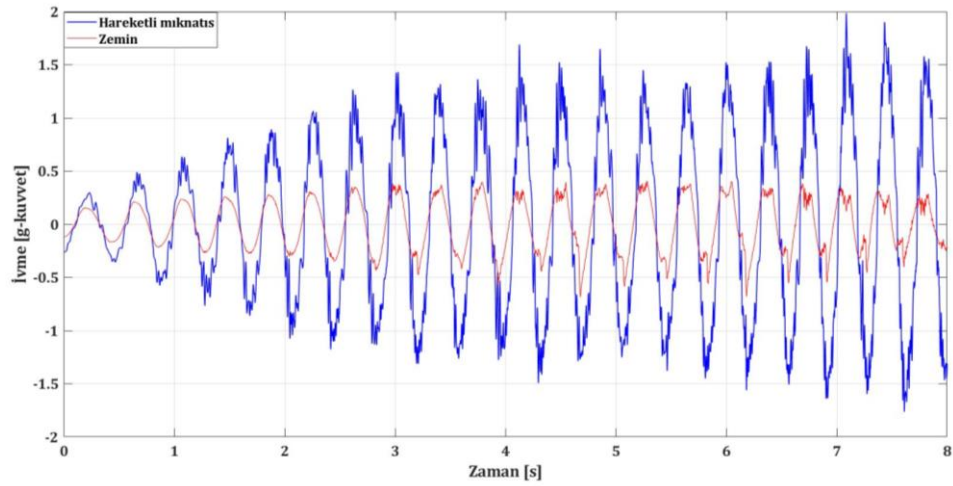
üzerinde el yardımıyla rasgele hareket ettirilerek tüm sistem genel bir zorlama kuvvetleri altında titreşime sokulmuştur. Bu esnada ivme sensörleri yardımıyla zeminin ve ortadaki mıknatısın ivmeleri ölçülerek kayıt altına alınan veriler Şekil 7.40'da sunulmaktadır. Bu ham ivme verisinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali ise Şekil 7.41'de gösterilmektedir. Ayrıca Ortadaki mıknatısın yer değişim grafiği Şekil 7.42'de gösterilmektedir. Şekil 7.39'da verilen ivme grafiğine bakıldığında ortadaki hareketli mıknatıs zeminden gelen kuvvetten daha fazla bir kuvvet hissettiği görülmektedir. Elde edilen ivme kuvvetlerini daha kolay analiz edebilmek için denklem (7.12)'de verilen RMS (RootMeanSqaure) fonksiyonu kullanıldı. Denklem (7.12) yardımıyla karekök ortalaması alınan mekanizmanın zeminine ve hareketli mıknatısa ait ham ve filtrelenmiş RMS ivme değerleri Çizelge 7.20'de sırasıyla gösterilmektedir.



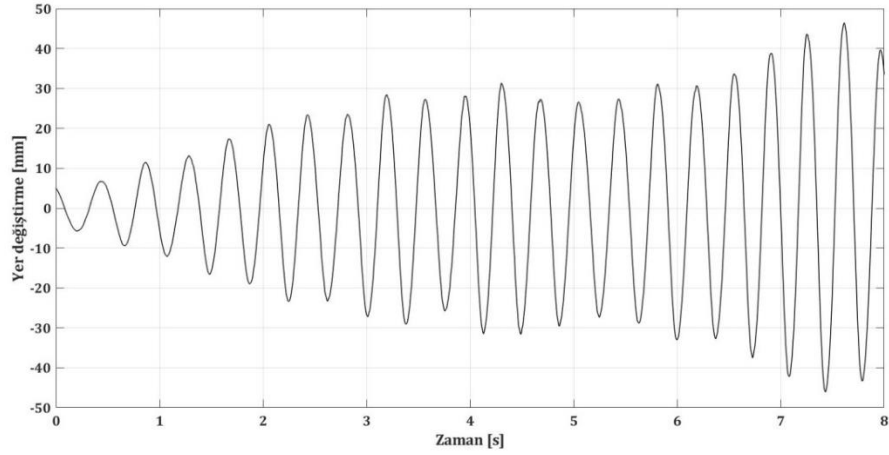
Şekil 7.39. 2 adet yay bağlı durumda a-) Soldaki mıknatısın açı değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açı değişimleri



Şekil 7.40. 2 adet yay bağlı durumda ivme



Şekil 7.41. 2 adet yay bağlı durumda 50 Hz filtrelenmiş ivme



Şekil 7.42. 2 adet yay bağlı durumda dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi

Çizelge 7.20. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri

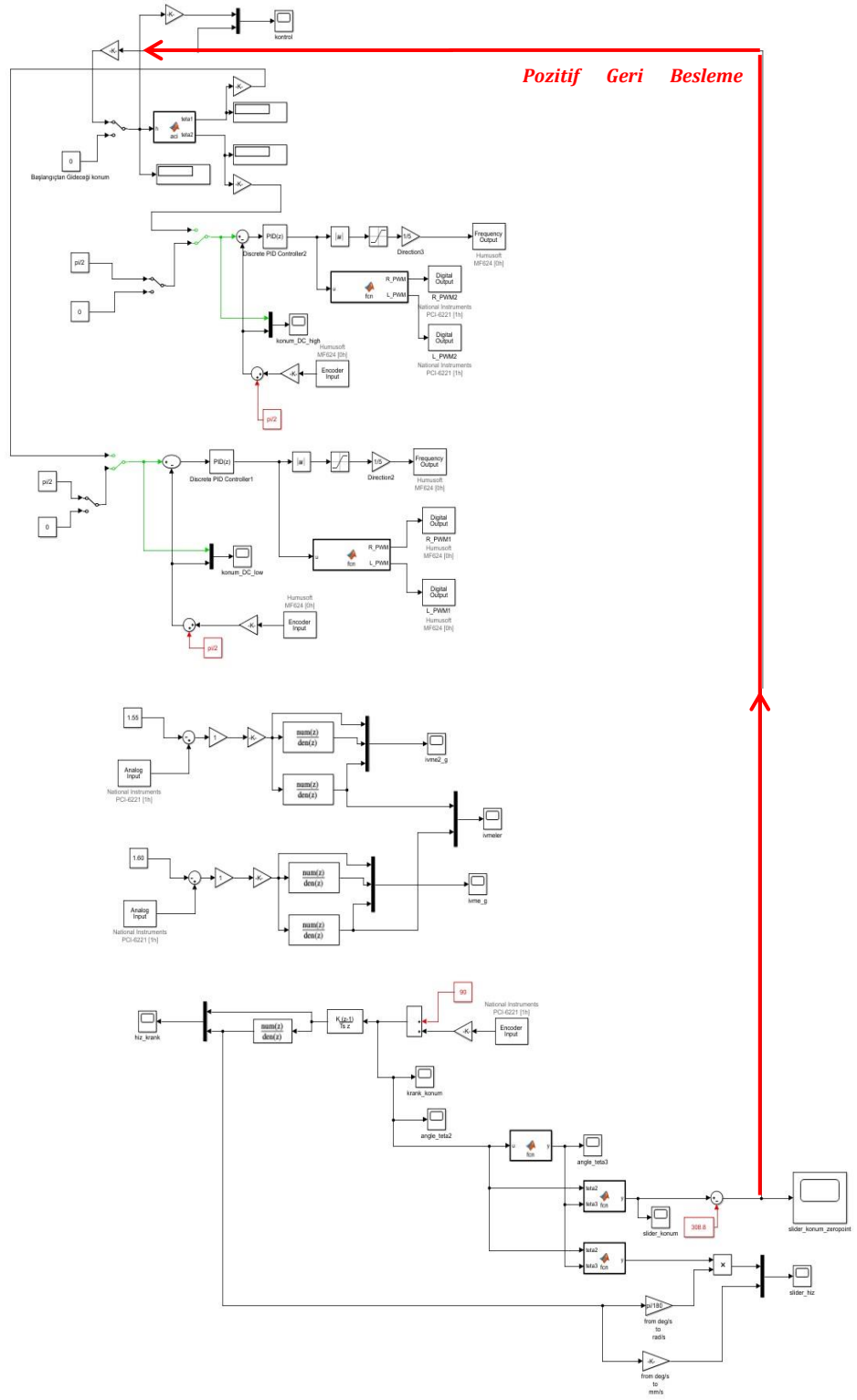
	$a_{RMS_mıknatıs}$	a_{RMS_zemin}	$\frac{a_{RMS_mıknatıs}}{a_{RMS_zemin}}$
Ham veri	1,1545	0,2930	3,9386
50 Hz filtrelenmiş	0,8179	0,2369	3,4525

7.4.2. Yatay konumda manyetik süspansiyon deneyi

Şekil 7.21’de görüldüğü gibi tüm manyetik süspansiyon sistemi el ile tahrik edilen ikinci büyük bir kayar mekanizma üzerindyeiken titreşim testleri yapıldı.

İvme sensörleri yardımıyla zeminin ve ortadaki hareketli mıknatısın ivmeleri karşılaştırılarak Çizelge 7.16'da geliştirilen Matlab fonksiyonun etkisi net bir şekilde gözlemlenecektir. Şekil 7.43'de sisteme enkoderden pozitif geri besleme (kırmızı renkli hat beslemesi) yapılarak geliştirilen nihai gerçek zamanlı titreşim kontrol modeli sunulmaktadır. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken yapılan ölçümler kayıt edilerek karşılaştırma yapılacaktır. Kontrolcüyü devre dışı bırakmak için veya devreye almak için Simulink modelinde yeşil renk ile gösterilen anahtarlar kullanılmaktadır. El tahrikli sabit frekans ve değişken frekans olmak üzere iki farklı deney yapılacaktır. Böylece geliştirilen kontrolcünün olabildiğince farklı durumlardaki performansları gözlemlenmeye çalışılmıştır.



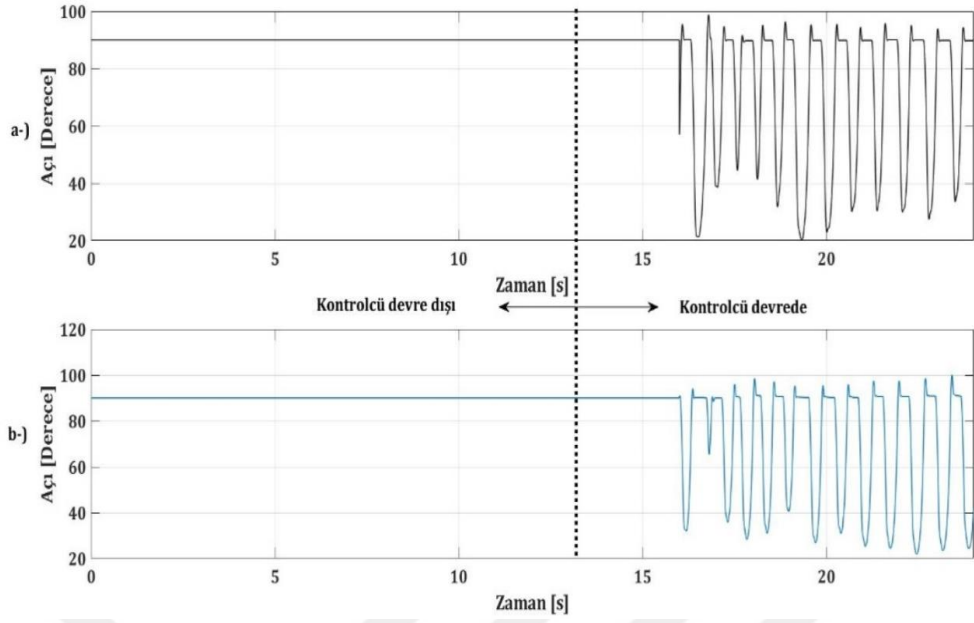


Şekil 7.43. Yatay konfigürasyonda encoderden geri besleme yapılarak geliştirilen gerçek zamanlı titreşim kontrolcü

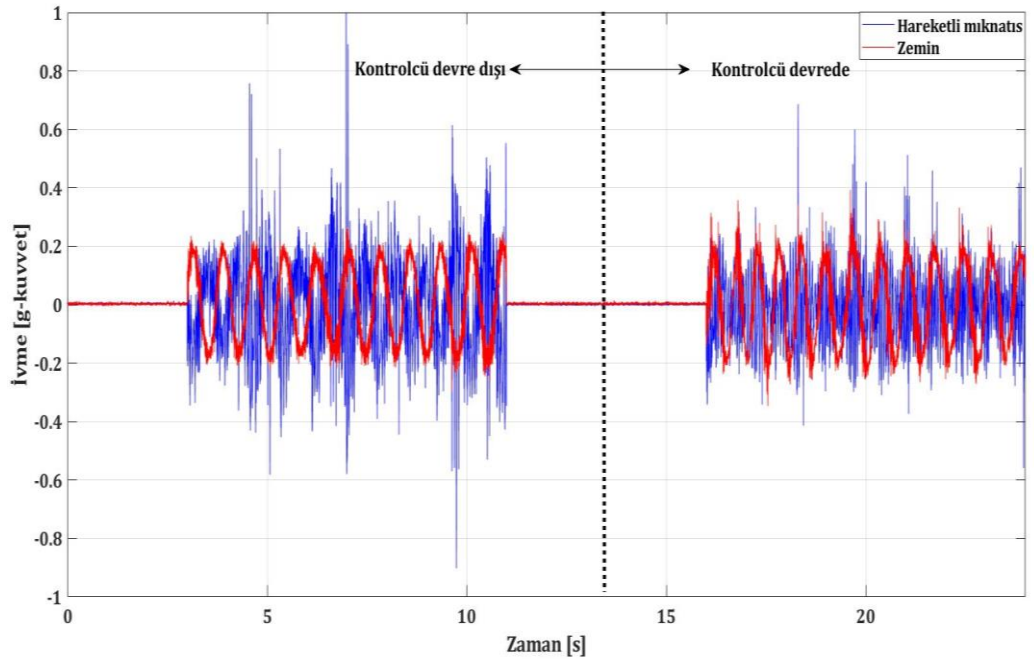
7.4.2.1. Sabit frekans ve yatay konfigürasyonda ivme deneyi

İlk olarak Şekil 7.44'de görüldüğü gibi kontrolcü devre dışı bırakılıp döner mıknatıslar 90 dereceye sabitlendi. Sabitlendikten sonra dışarıdan el tahrikiyle zemine sabit frekansa sahip kuvvet verildi. Zemine ve ortadaki hareketli mıknatısın üzerine yerleştirilen ivme sensörleri yardımıyla elde edilen ivme kuvvetleri Şekil 7.45'te gösterilmektedir. Şekil 7.45'te verilen ham ivme verilerinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali Şekil 7.46'da gösterilmektedir. Daha sonra Şekil 7.43'de görüldüğü gibi enkoder üzerinden okunan konum bilgisi geri besleme yapılarak kontrolcü devreye alınır. Kontrolcünün devreye girmesiyle hareketli mıknatıs zeminden gelen tahrik etkisiyle gittiği konumu yeni denge konumu kabul edip, Şekil 7.44'de gösterildiği gibi döner mıknatısların açılarını değiştirip zeminden gelen ivme kuvvetini sönümleyerek denge konumunda kalmaya çalışmaktadır. Kontrolcü devredeyken ivme sensörlerinden alınan cevap Şekil 7.45'te gösterilmektedir. Şekil 7.45'te verilen ham ivme verilerinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali Şekil 7.46'da gösterilmektedir. Elde edilen ivme kuvvetlerini daha kolay analiz edebilmek için denklem (7.12)'de verilen RMS (Root Mean Square) fonksiyonu kullanıldı. Denklem (7.12) yardımıyla karekök ortalaması alınan mekanizmanın zeminine ve hareketli mıknatısa ait ham ve filtrelenmiş RMS ivme değerleri Çizelge 7.21'de sırasıyla gösterilmektedir. Ayrıca ivme değerlerinin frekansa göre cevapları denklem (7.14)'de verilen Matlab fonksiyonu ile hesaplanarak Şekil 7.47, 7.48 ve 7.49'da gösterilmektedir. Ayrıca denklem (7.15)'de verilen Matlab fonksiyonu ile elde edilen doğal frekans ve sönüm oranı değerleri Çizelge 7.22'de sırasıyla gösterilmektedir.

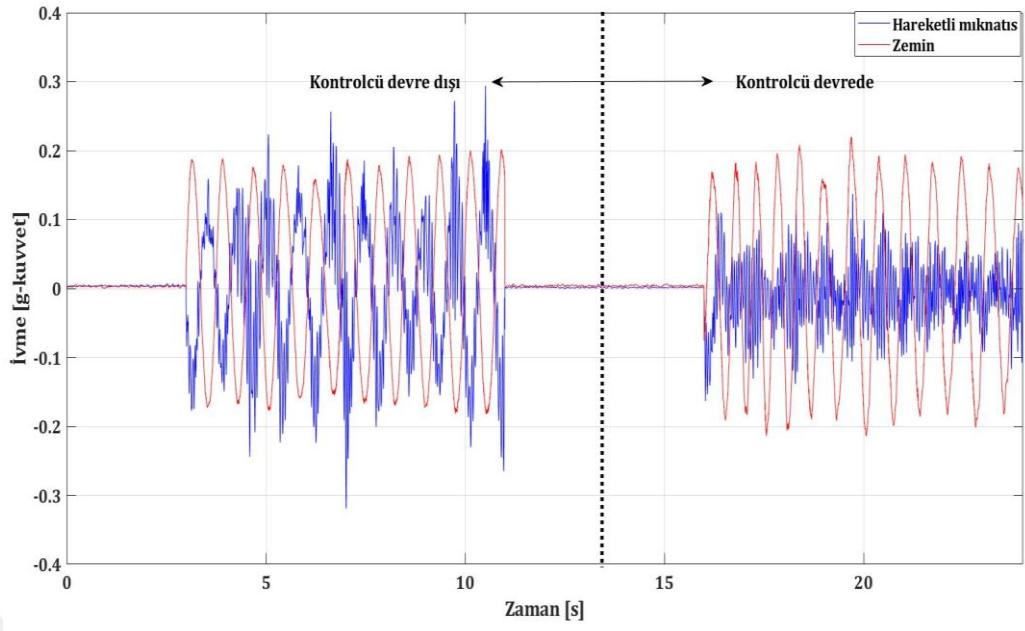
Kuvvet iletim oranlarına bakınca kontrolcü devreye alındığında titreşim değerlerinde yaklaşık 2 katlık bir azalma olduğu görülmektedir. FRF değerlerine bakarsak kontrolcü devreye alındığında ise yaklaşık 3 katlık bir azalma olduğu görülmektedir. Kontrolcünün sabit frekansta istenilen görevi başarılı bir şekilde yerine getirdiği görülmektedir. Ayrıca Şekil 7.50'de hareketli mıknatısın yaptığı yer değişimleri gösterilmektedir.



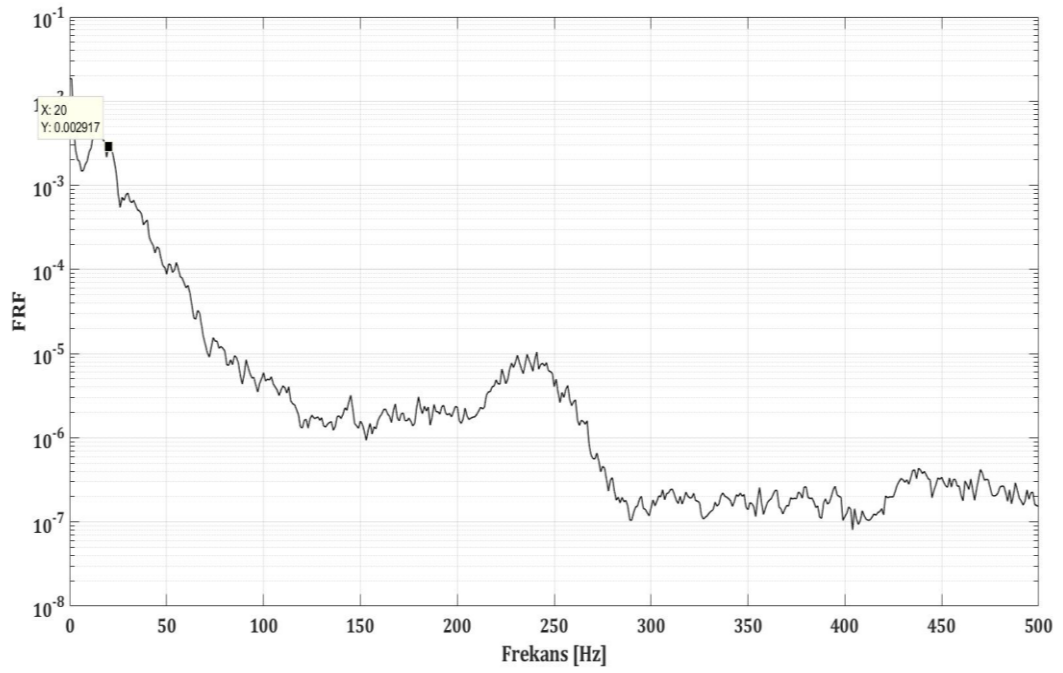
Şekil 7.44. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken a-) Soldaki mıknatısın açı değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açı değişimleri



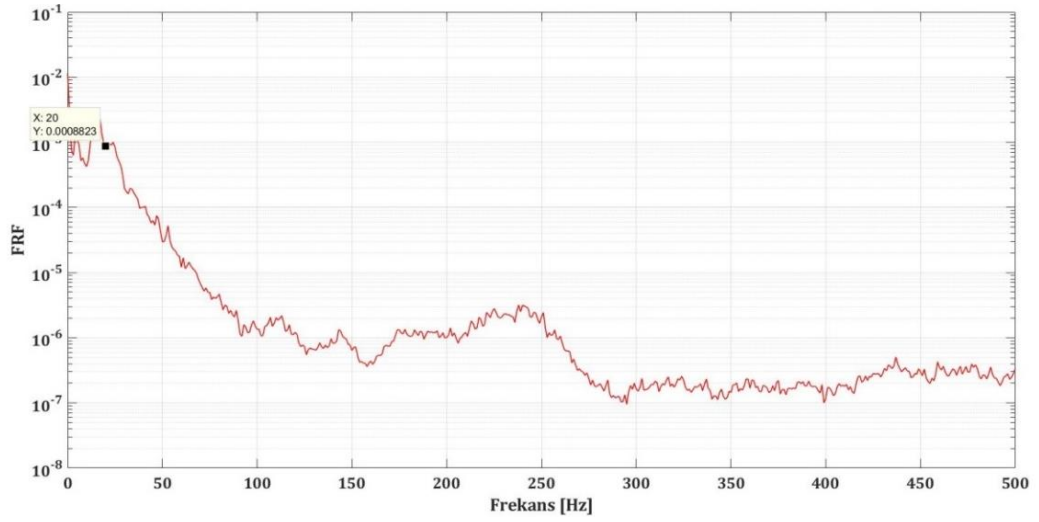
Şekil 7.45. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken ivme cevapları



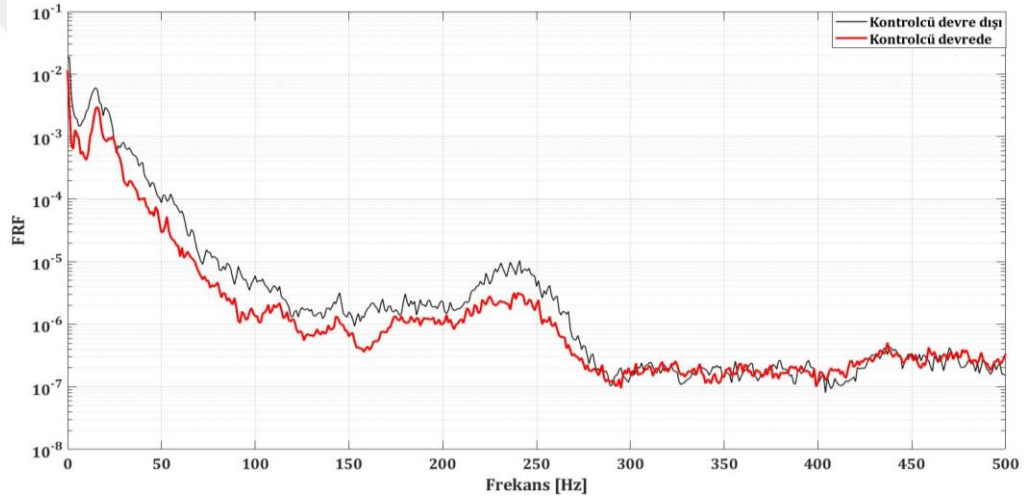
Şekil 7.46. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken 50 Hz filtrelenmiş ivme cevapları



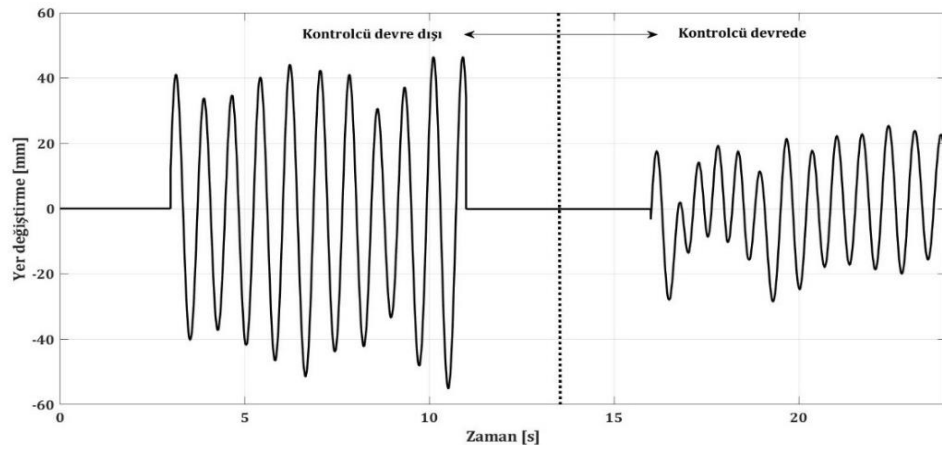
Şekil 7.47. Kontrolcü devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.48. Kontrolcü devredeyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.49. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.50. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi

Çizelge 7.21. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri

		$a_{RMS_mıknatıs}$	a_{RMS_zemin}	$\frac{a_{RMS_mıknatıs}}{a_{RMS_zemin}}$
<i>Kontrolcü devre dışı</i>	<i>Ham veri</i>	0,1622	0,1299	1,2387
	<i>50 Hz filtrelenmiş</i>	0,1028	0,1250	0,8224
<i>Kontrolcü devrede</i>	<i>Ham veri</i>	0,11	0,1389	0,7919
	<i>50 Hz filtrelenmiş</i>	0,0463	0,1303	0,3553

Çizelge 7.22. FRF değerlerinden elde edilen doğal frekans ve sönüm oranları

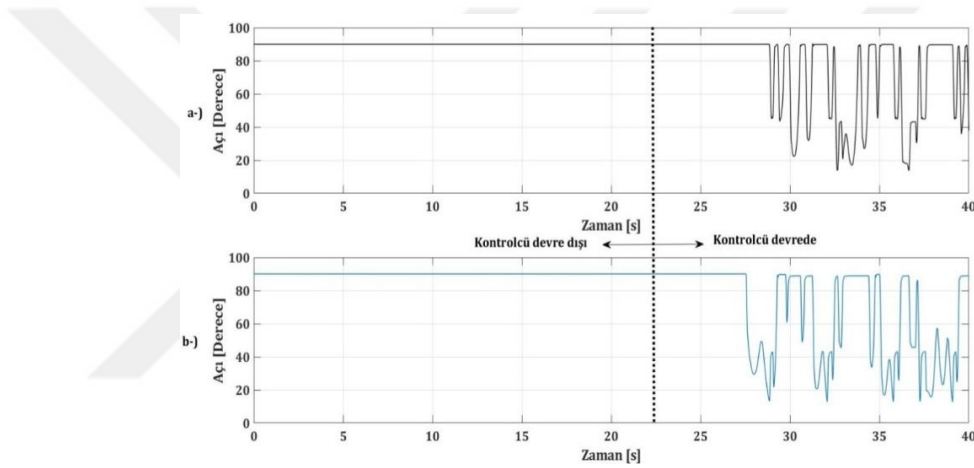
	Frekans düzleminde
Doğal frekans (ω_n)	19,5563 Hz
Sönüm oranı (ζ)	0,1270

7.4.2.2. Değişken frekanslarda ve yatay konfigürasyonda ivme deneyi

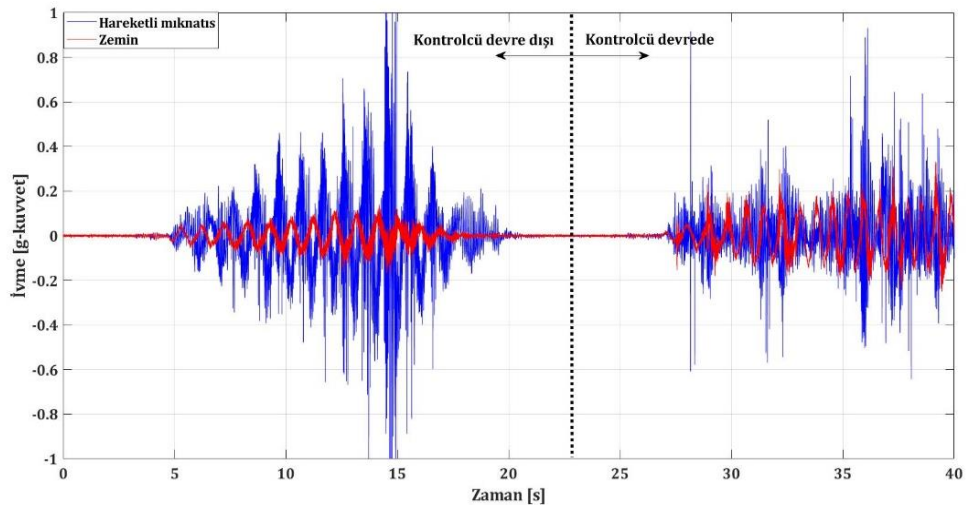
İlk olarak Şekil 7.51’de görüldüğü gibi kontrolcü devre dışı bırakılıp döner mıknatıslar 90 dereceye sabitlendi. Sabitlendikten sonra dışarıdan el yardımıyla zemine değişken frekansa sahip kuvvet verildi. Daha sonra zemine ve ortadaki hareketli mıknatısın üzerine yerleştirilen ivme sensörleri yardımıyla elde edilen ivme kuvvetleri Şekil 7.52’de gösterilmektedir. Şekil 7.52’de verilen ham ivme verilerinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali Şekil 7.53’te gösterilmektedir. Daha sonra Şekil 7.43’de görüldüğü gibi enkoder üzerinden okunan konum bilgisi geri besleme yapılarak kontrolcü devreye alınır. Kontrolcünün devreye girmesiyle hareketli mıknatıs zeminden gelen tahrik etkisiyle gittiği konumu denge konumu kabul edip, Şekil 7.51’de gösterildiği gibi döner mıknatısların açılarını değiştirip zeminden gelen ivme kuvvetini sönümleyerek denge konumunda kalmaya çalışmaktadır. Kontrolcü devredeyken ivme sensörlerinden alınan cevap Şekil 7.52’de gösterilmektedir. Şekil 7.52’de verilen ham ivme verilerinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali Şekil 7.53’te gösterilmektedir. Elde edilen ivme kuvvetlerini daha kolay analiz edebilmek için denklem (7.12)’de verilen RMS (Root Mean Square) fonksiyonu kullanıldı. Denklem (7.12) yardımıyla karekök ortalaması alınan mekanizmanın zeminine ve hareketli mıknatısa ait ham ve

filtrelenmiş RMS ivme değerleri Çizelge 7.23’de sırasıyla gösterilmektedir. Ayrıca ivme değerlerinin frekansa göre cevapları denklem (7.14)’de verilen Matlab fonksiyonu ile hesaplanarak Şekil 7.53, 7.54 ve 7.56’da gösterilmektedir.

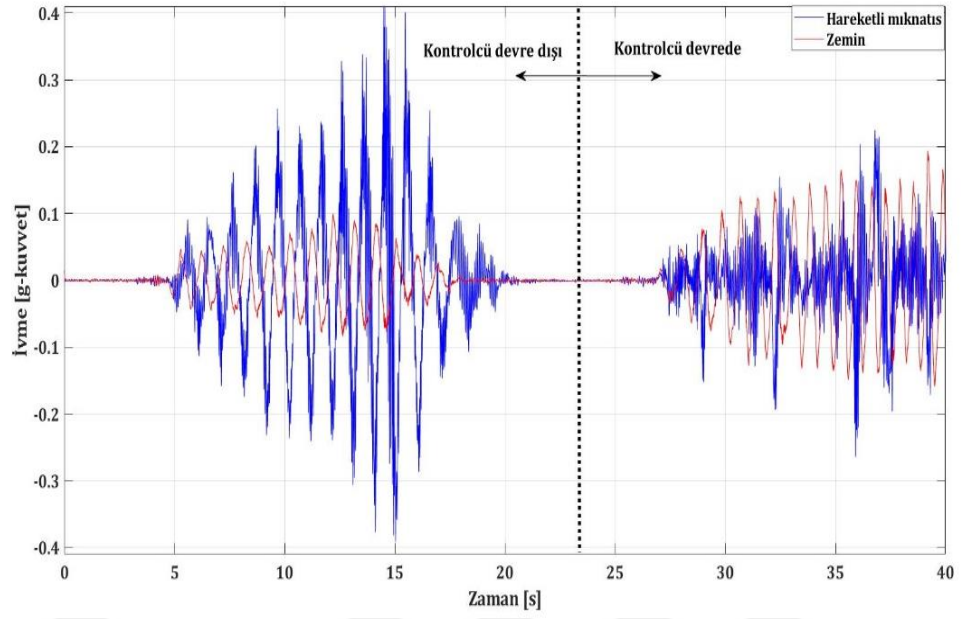
Kuvvet iletim oranlarına bakınca kontrolcü devreye alındığında ivme değerlerinde neredeyse 3 katlık bir düşüş olduğu görülmektedir. FRF değerlerine bakılırsa kontrolcü devreye alındığında ise yaklaşık 2 katlık bir azalma olduğu görülmektedir. Kontrolcünün değişken frekansta da istenilen görevi başarılı bir şekilde yerine getirdiği açıkça görülmektedir. Ayrıca Şekil 7.57’de hareketli mıknatısın yaptığı yer değişimleri gösterilmektedir.



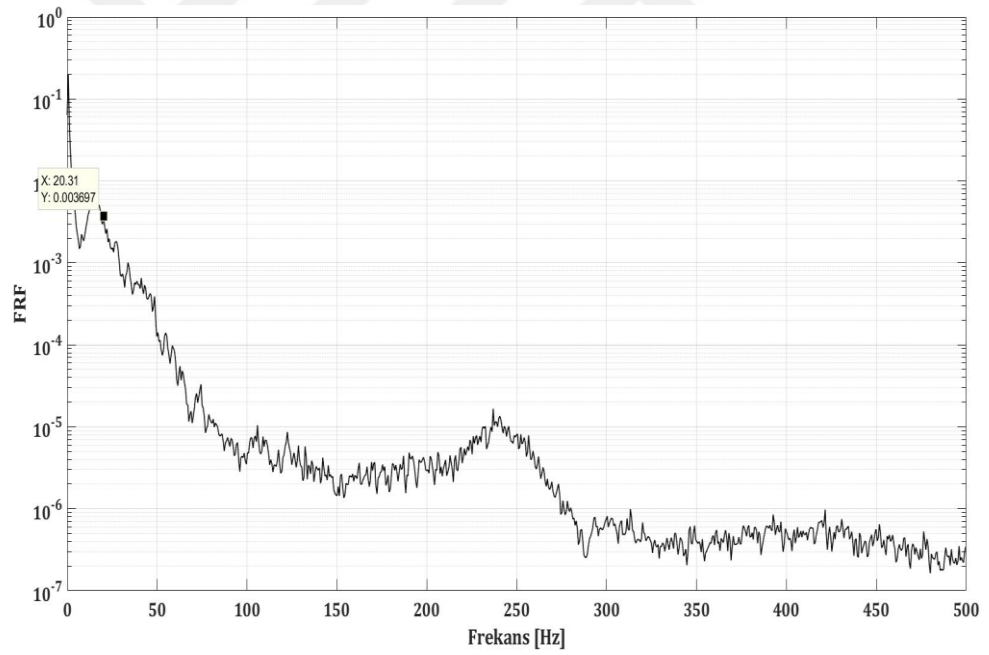
Şekil 7.51. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken a-) Soldaki mıknatısın açı değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açı değişimleri



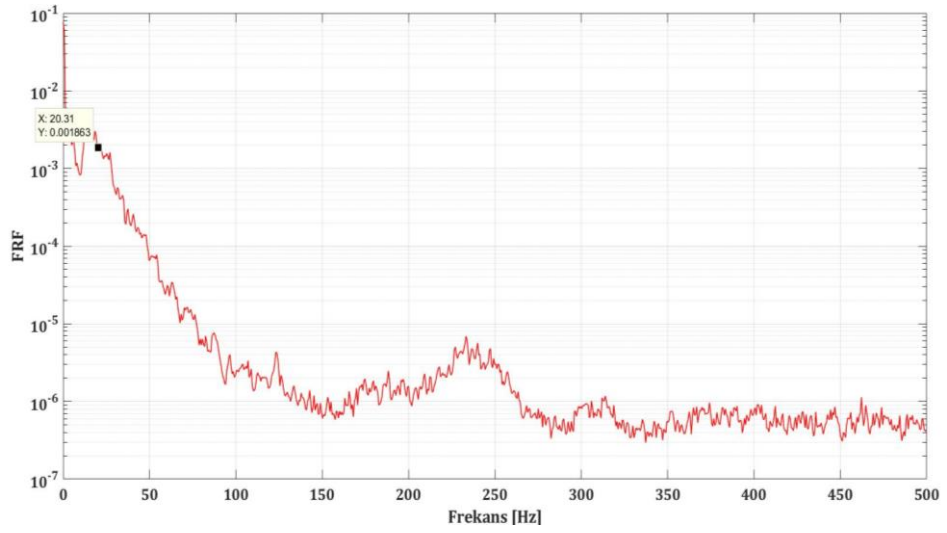
Şekil 7.52. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken ivme cevapları



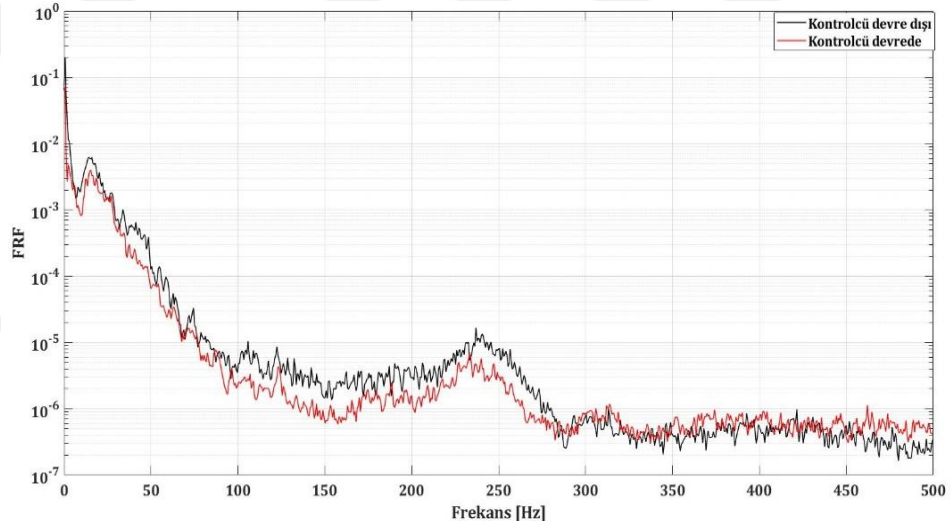
Şekil 7.53. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken 50 Hz filtrelenmiş ivme cevapları



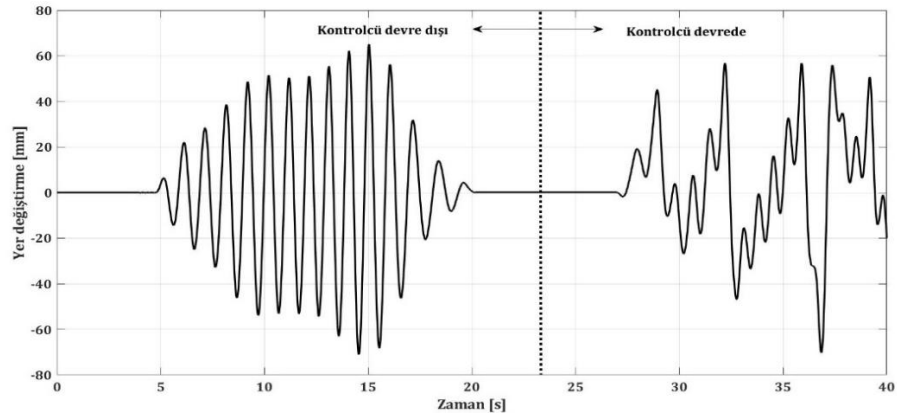
Şekil 7.54. Kontrolcü devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.55. Kontrolcü devredeyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.56. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri



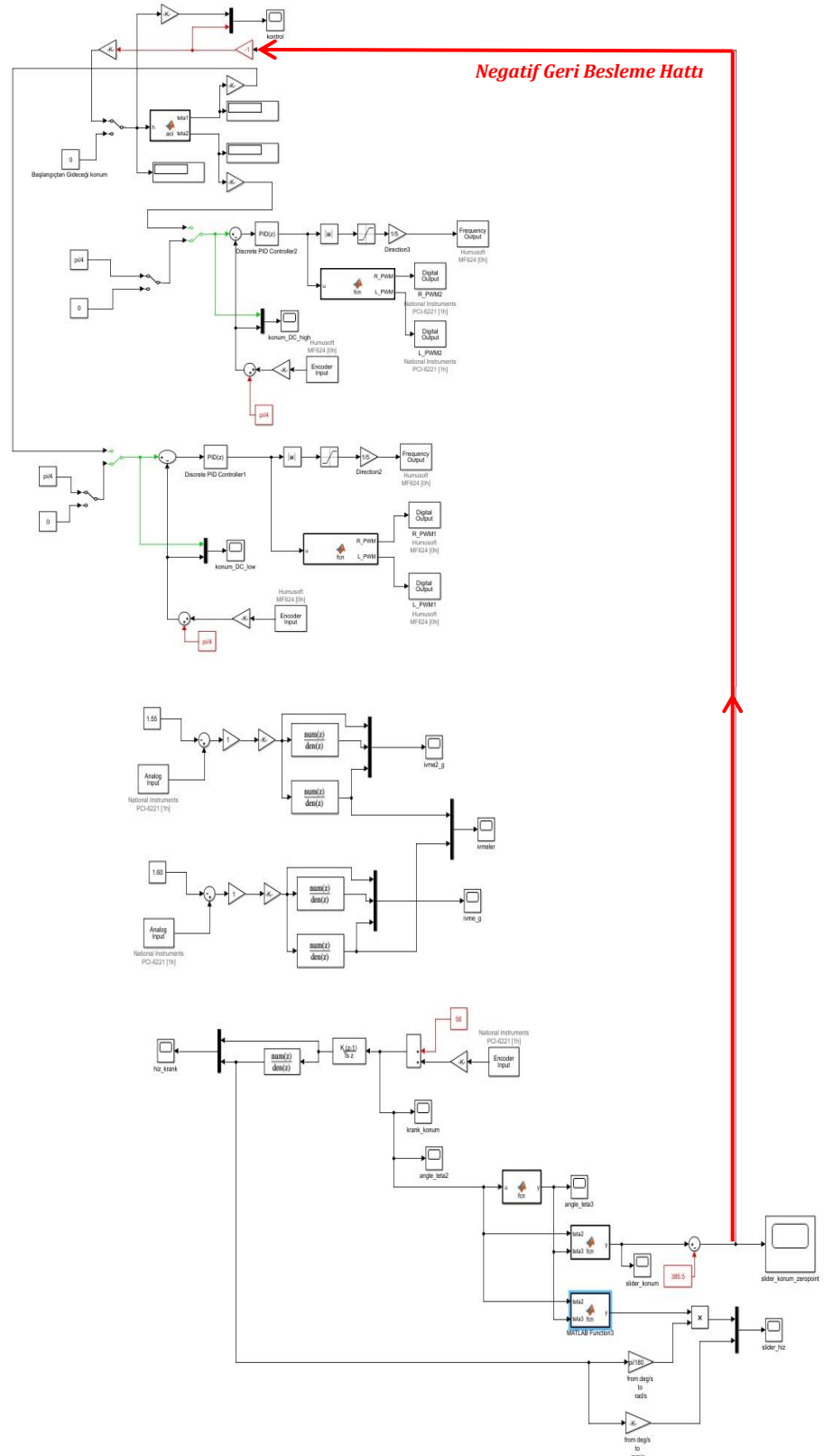
Şekil 7.57. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi

Çizelge 7.23. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri

		$a_{RMS_mıknatıs}$	a_{RMS_zemin}	$\frac{a_{RMS_mıknatıs}}{a_{RMS_zemin}}$
<i>Kontrolcü devre dışı</i>	<i>Ham veri</i>	0,1964	0,0452	4,3451
	<i>50 Hz filtrelenmiş</i>	0,1252	0,0413	3,0315
<i>Kontrolcü devrede</i>	<i>Ham veri</i>	0,1184	0,0887	1,3348
	<i>50 Hz filtrelenmiş</i>	0,0586	0,0835	0,7018

7.4.3. Dikey konfigürasyonda ivme deneyi

Yatay konumda ivme deneyinden sonra sistem Şekil 7.30'da gösterildiği gibi eğim açısı 15 dereceye ayarlanarak tekrarlanmıştır. Kütle ve kontrolcü parametrelerine sinüs çarpanı ekleyerek sanki dikeydeymiş gibi testler gerçekleştirildi. Yatay konumda olduğu gibi zemine ve hareketli mıknatısa bağlanan ivme sensörleri yardımıyla dikey konumda zeminin ve hareketli mıknatısın hissettiği ivmeler eş zamanlı olarak ölçülmüştür. Bu sayede elde edilen iki ivme kuvveti karşılaştırılarak dikey konumda kontrolcünün etkisi net bir şekilde görülecektir. Yatay durumda sabit mıknatısların başlangıç açıları 90 derece iken dikey durumda başlangıç açıları 45 derece olarak yapılacaktır. Nedeni ise eğer yukardaki ve alttaki mıknatısı 90 derecede sabitlersek maksimum çıkabileceği nokta denge konumu olur ve hareket kabiliyeti azalır. Şekil 7.58'de sisteme enkoderden negatif geri besleme yapılarak oluşturulan Simulink modeli verilmiştir. Dikey konum kontrolü yaparken Çizelge 7.18'de verilen Matlab fonksiyonu ivme kontrolünde de aynı şekilde kullanılmaktadır.

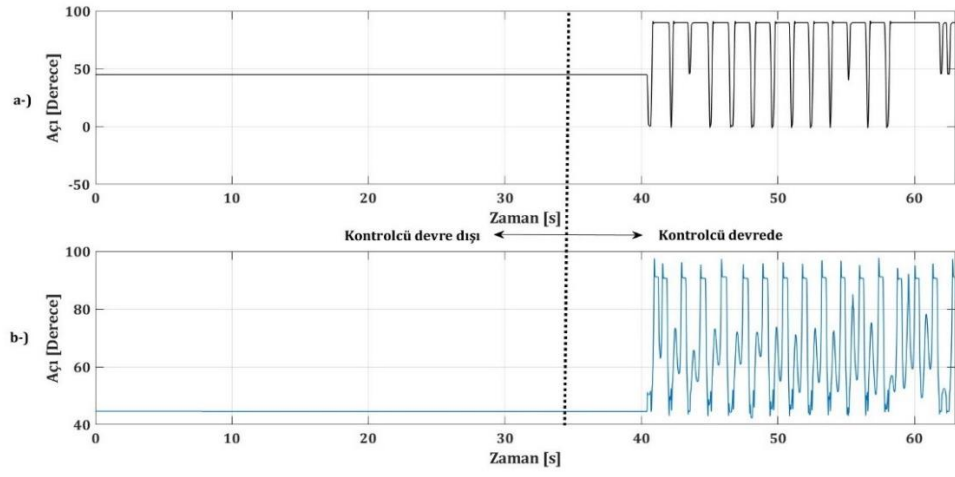


Şekil 7.58. Dikey konumda encoderden geri besleme yapılarak oluşturulan simulink kontrolcü modeli

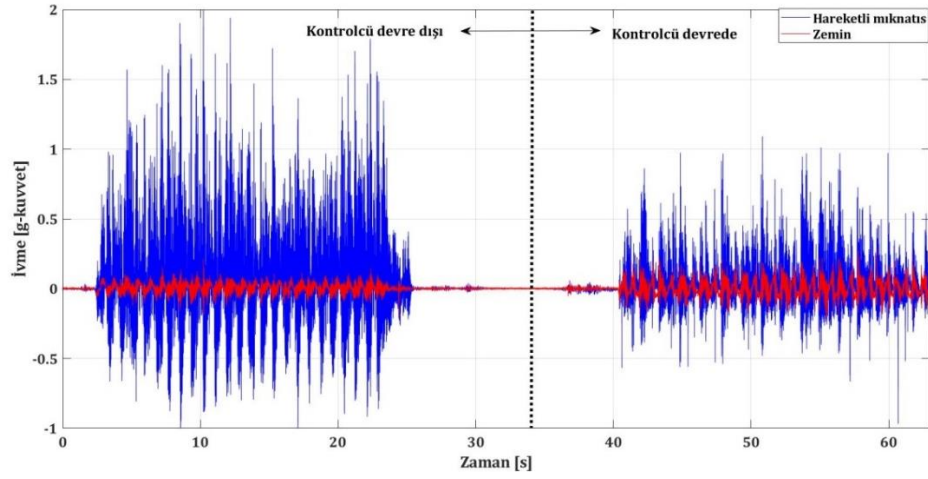
7.4.3.1. Sabit frekans ve dikey konfigürasyonda ivme deneyi

İlk olarak Şekil 7.59'da görüldüğü gibi kontrolcü devre dışı bırakılıp döner mıknatıslar 45 dereceye sabitlendi. Sabitlendikten sonra dışarıdan el yardımıyla zemine sabit frekansa sahip kuvvet verildi. Daha sonra zemine ve ortadaki hareketli mıknatısın üzerine yerleştirilen ivme sensörleri yardımıyla elde edilen ivme kuvvetleri Şekil 7.60'da gösterilmektedir. Şekil 7.60'da verilen ham ivme verilerinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali Şekil 7.61'de gösterilmektedir. Daha sonra Şekil 7.58'de görüldüğü gibi enkoder üzerinden okunan konum bilgisi negatif geri besleme yapılarak kontrolcü devreye alınır. Kontrolcünün devreye girmesiyle hareketli mıknatıs zeminden gelen tahrik etkisiyle gittiği konumu yeni denge konumu kabul edip, Şekil 7.59'da gösterildiği gibi döner mıknatısların açılarını değiştirip zeminden gelen ivme kuvvetini sönümleyerek denge konumunda kalmaya çalışmaktadır. Kontrolcü devredeyken ivme sensörlerinden alınan cevap Şekil 7.60'da gösterilmektedir. Şekil 7.60'da verilen ham ivme verilerinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali Şekil 7.61'de gösterilmektedir. Elde edilen ivme kuvvetlerini daha kolay analiz edebilmek için denklem (7.12)'de verilen RMS (Root Mean Square) fonksiyonu kullanıldı. Denklem (7.12) yardımıyla karekök ortalaması alınan mekanizmanın zeminine ve hareketli mıknatısa ait ham ve filtrelenmiş RMS ivme değerleri Çizelge 7.24'de sırasıyla gösterilmektedir. Ayrıca ivme değerlerinin frekansa göre cevapları denklem (7.14)'de verilen Matlab fonksiyonu ile hesaplanarak Şekil 7.62, 7.63 ve 7.64'de gösterilmektedir. Ayrıca denklem (7.15)'de verilen Matlab fonksiyonu ile elde edilen doğal frekans ve sönüm oranı değerleri Çizelge 7.25'de sırasıyla gösterilmektedir.

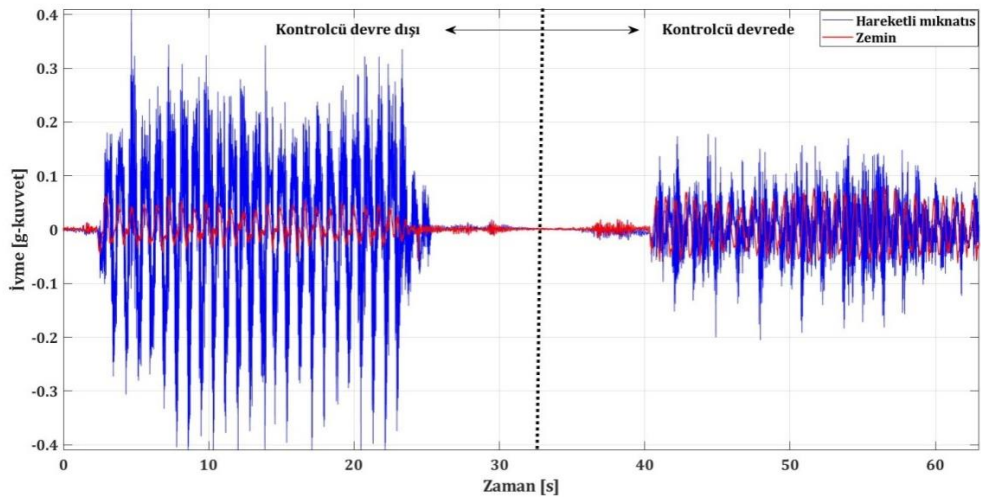
Kuvvet iletim oranlarına bakınca kontrolcü devreye alındığında yaklaşık 3-4 katlık bir ivme değerinin sönümlendiği görülmektedir. FRF değerlerine bakarsak kontrolcü devreye alındığında ise yaklaşık 3 katlık bir azalma olduğu görülmektedir. Kontrolcünün sabit frekansta istenilen görevi başarılı bir şekilde yerine getirdiği görülmektedir. Ayrıca Şekil 7.65'te hareketli mıknatısın yaptığı yer değişimler gösterilmektedir.



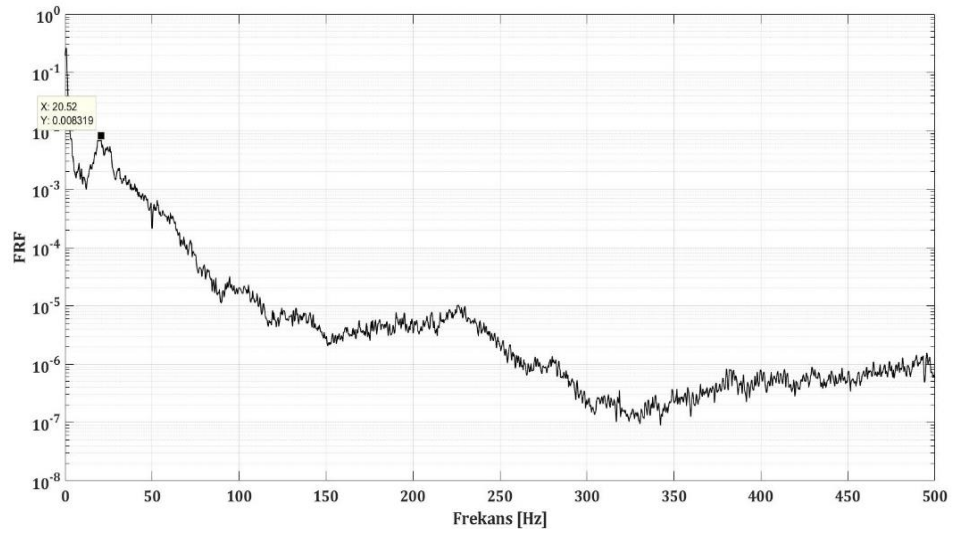
Şekil 7.59. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken a-) Soldaki mıknatısın açı değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açı değişimleri



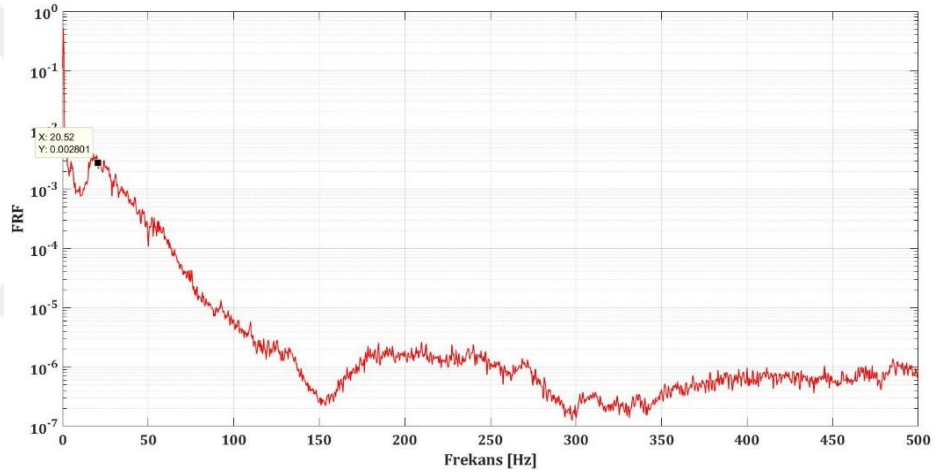
Şekil 7.60. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken ivme cevapları



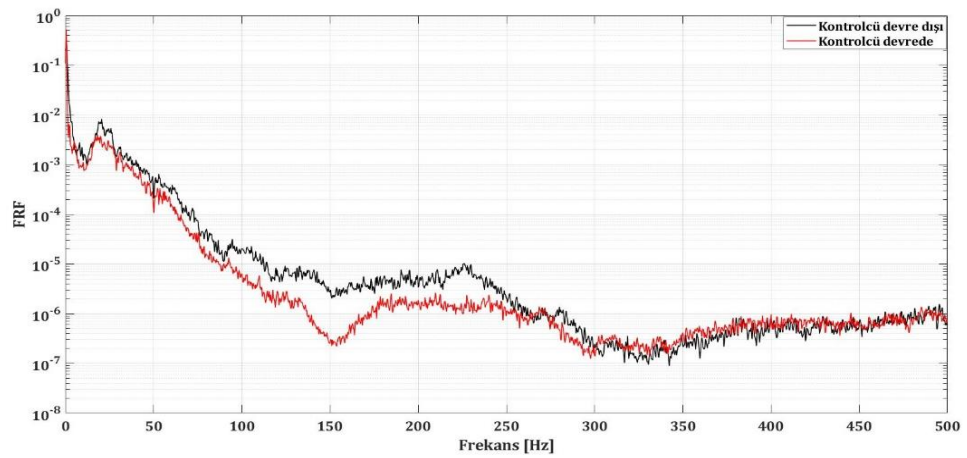
Şekil 7.61. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken 50 Hz filtrelenmiş ivme cevaplar



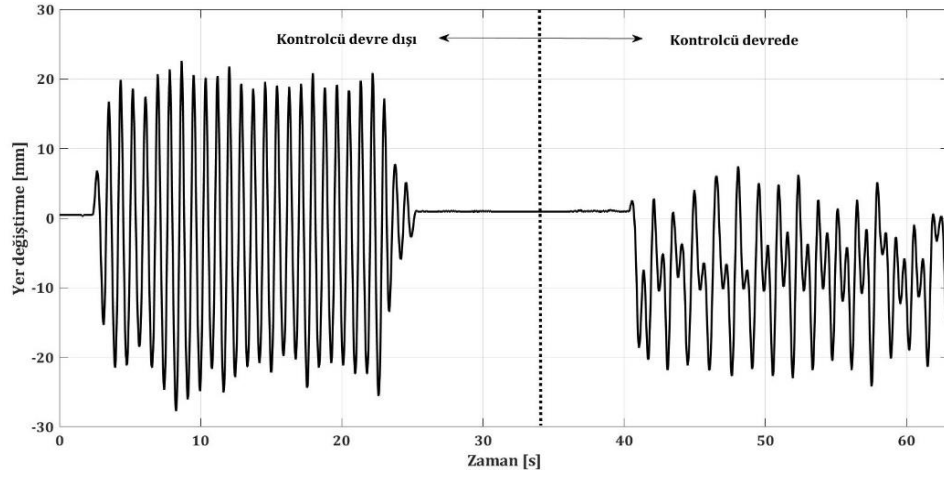
Şekil 7.62. Kontrolcü devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.63. Kontrolcü devredeyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.64. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.65. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi

Çizelge 7.24. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri

		$a_{RMS_mıknatıs}$	a_{RMS_zemin}	$\frac{a_{RMS_mıknatıs}}{a_{RMS_zemin}}$
Kontrolcü devre dışı	Ham veri	0,3517	0,0310	11,3452
	50 Hz filtrelenmiş	0,1298	0,0223	5,8206
Kontrolcü devrede	Ham veri	0,1614	0,0514	3,1401
	50 Hz filtrelenmiş	0,0471	0,0368	1,2799

Çizelge 7.25. FRF değerlerinden elde edilen doğal frekans ve sönüm oranı

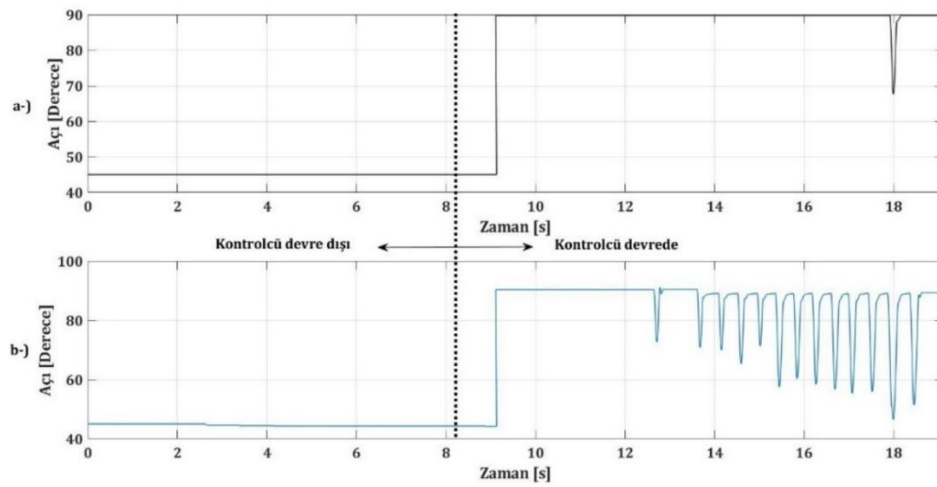
	Frekans düzleminde
Doğal frekans (ω_n)	20,4347 Hz
Sönüm oranı (ζ)	0,1486

7.4.3.2. Değişken frekans ve dikey konumda ivme deneyi

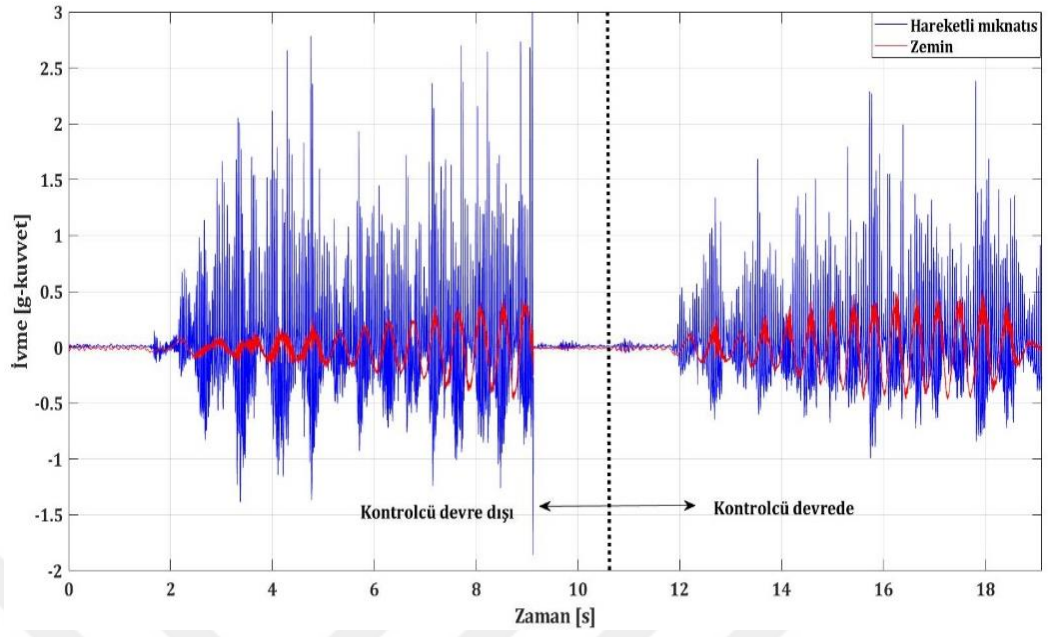
İlk olarak Şekil 7.66'da görüldüğü gibi kontrolcü devre dışı bırakılıp döner mıknatıslar 45 dereceye sabitlendi. Sabitlendikten sonra dışarıdan el tahrikiyle zemine değişken frekansa sahip kuvvet verildi. Daha sonra zemine ve ortadaki hareketli mıknatısın üzerine yerleştirilen ivme sensörleri yardımıyla elde edilen ivme kuvvetleri Şekil 7.67'de gösterilmektedir. Şekil 7.67'de verilen ham ivme verilerinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali Şekil 7.68'de gösterilmektedir. Daha sonra

Şekil 7.58’de görüldüğü gibi enkoder üzerinden okunan konum bilgisi geri besleme yapılarak kontrolcü devreye alınır. Kontrolcünün devreye girmesiyle hareketli mıknatıs zeminden gelen tahrik etkisiyle gittiği konumu denge konumu kabul edip, Şekil 7.66’da gösterildiği gibi döner mıknatısların açılarını değiştirip zeminden gelen ivme kuvvetini sönümleyerek denge konumunda kalmaya çalışmaktadır. Kontrolcü devredeyken ivme sensörlerinden alınan cevap Şekil 7.67’de gösterilmektedir. Şekil 7.67’de verilen ham ivme verilerinin 50 Hz ile filtrelenmiş hali Şekil 7.68’de gösterilmektedir. Elde edilen ivme kuvvetlerini daha kolay analiz edebilmek için denklem (7.12)’de verilen RMS (Root Mean Square) fonksiyonu kullanıldı. Denklem (7.12) yardımıyla karekök ortalaması alınan mekanizmanın zeminine ve hareketli mıknatısa ait ham ve filtrelenmiş RMS ivme değerleri Çizelge 7.26’da sırasıyla gösterilmektedir. Ayrıca ivme değerlerinin frekansa göre cevapları denklem (7.14)’de verilen Matlab fonksiyonu ile hesaplanarak Şekil 7.69, 7.70 ve 7.71’de gösterilmektedir.

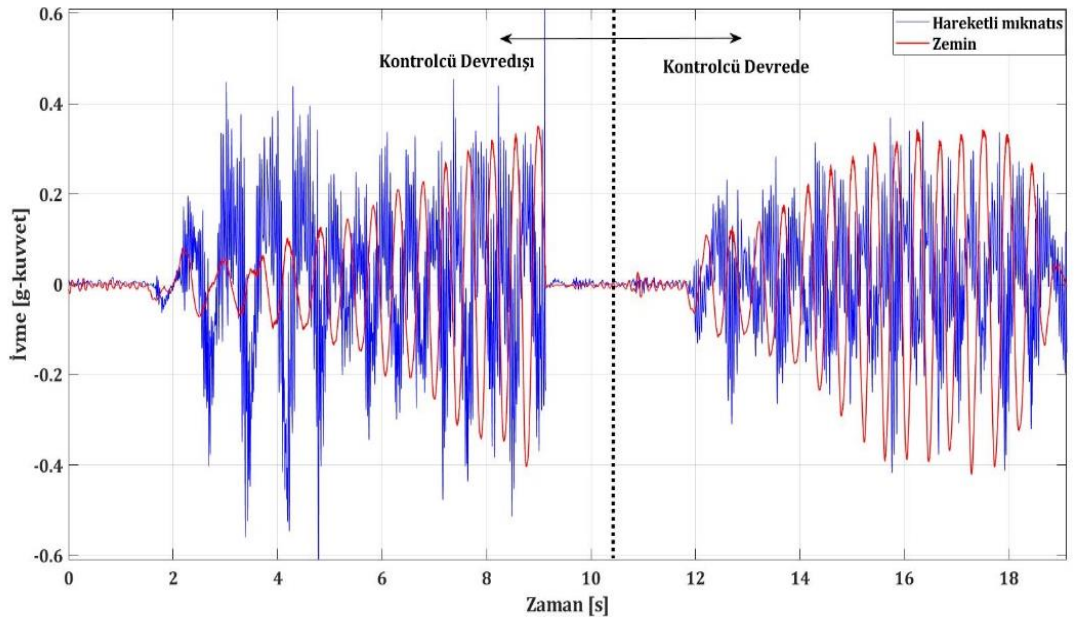
Kuvvet iletim oranlarına bakınca kontrolcü devreye alındığında neredeyse 1,5-2 katlık bir kuvvet sönümlendiği görülmektedir. FRF değerlerine bakılırsa kontrolcü devreye alındığında ise yaklaşık 1,5 katlık bir azalma olduğu görülmektedir. Kontrolcünün sabit frekansta istenilen görevi başarılı bir şekilde yerine getirdiği görülmektedir. Ayrıca Şekil 7.72’de hareketli mıknatısın yaptığı yer değişimleri gösterilmektedir.



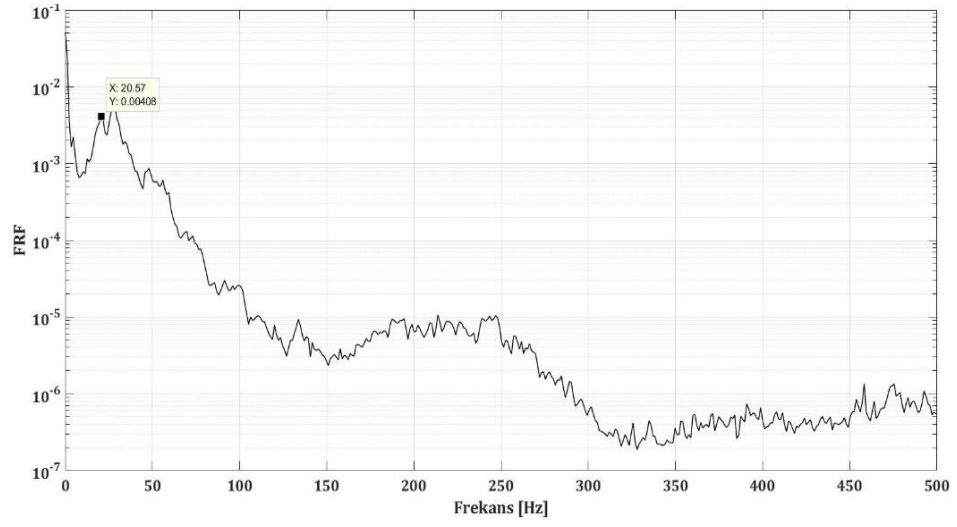
Şekil 7.66. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken a-) Soldaki mıknatısın açı değişimleri b-) Sağdaki mıknatısın açı değişimleri



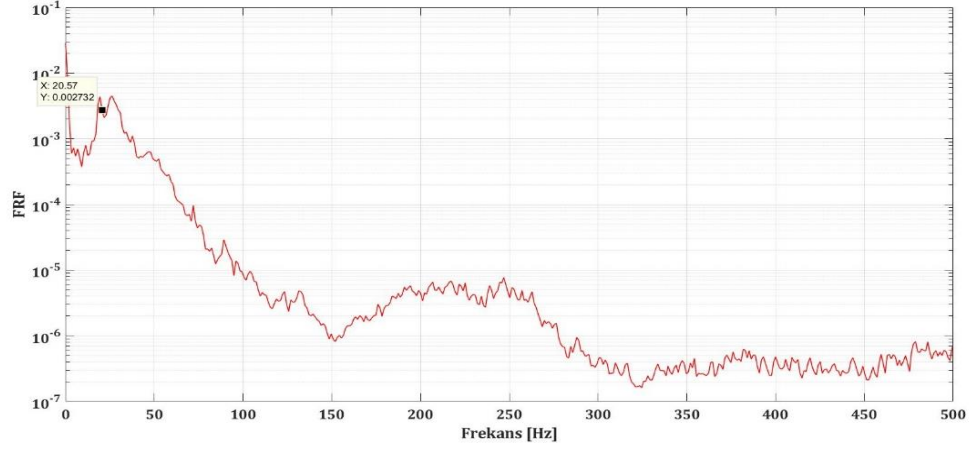
Şekil 7.67. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken ivme cevapları



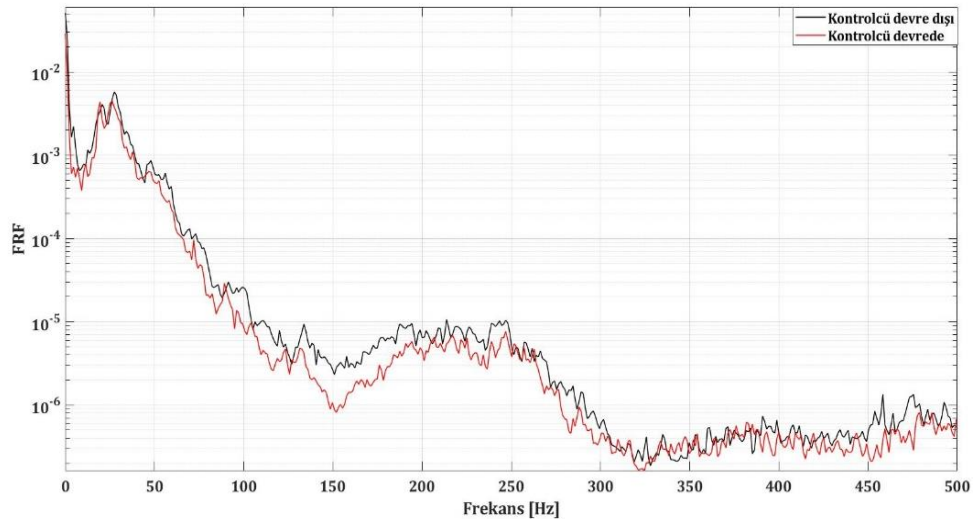
Şekil 7.68. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken 50 Hz filtrelenmiş ivme cevapları



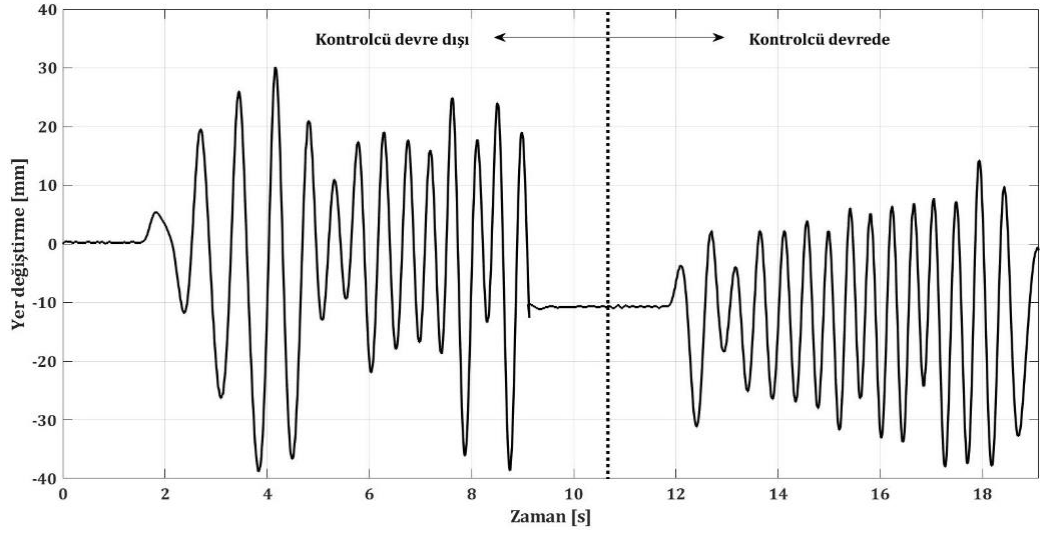
Şekil 7.69. Kontrolcü devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.70. Kontrolcü devredeyken frekansa bağlı FRF değerleri



Şekil 7.71. Kontrolcü devredeyken ve devre dışıyken frekansa bağlı FRF değerleri



şekil 7.72. Kontrolcü devre dışıyken ve devredeyken dış tahrik esnasında ortadaki mıknatısın yer değişimi

Çizelge 7.26. Ölçülen ve filtrelenen ivmelerin RMS değerleri

		$a_{RMS_mıknatıs}$	a_{RMS_zemin}	$\frac{a_{RMS_mıknatıs}}{a_{RMS_zemin}}$
Kontrolcü devre dışı	Ham veri	0,5213	0,1572	3,3161
	50 Hz filtrelenmiş	0,1710	0,1474	1,1601
Kontrolcü devrede	Ham veri	0,3854	0,2076	1,8564
	50 Hz filtrelenmiş	0,1202	0,1953	0,6155

8. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu çalışmada farklı zemin koşullarında klasik yaylı süspansiyon sistemlerinden daha iyi bir titreşim sönümleme sağlayacak bir manyetik süspansiyon sistemi tasarımı ve kontrolü gerçekleştirilmiştir. Manyetik süspansiyon tasarımında parçalar manyetik kuvvet etkisi altında çalışacağından dolayı pirinç ve alüminyum malzemelerden üretildi. Araç süspansiyon sistemlerinde kuvvet aktarımını önemli ölçüde sönümleyecek bir manyetik süspansiyon tasarımına doğrudan rastlanılmamıştır. Literatürde bu tez çalışmasına en yakın örnek günlük hayatta kullanılmaya yeni başlanmış olan Mag-Lev trenleridir. Bu manyetik süspansiyon sisteminde üç adet mıknatıs bulunmaktadır. Ortadaki mıknatıs 90° açıda sabitlenerek sadece kayma hareketi yaparken, diğer iki mıknatıs ise ortadaki mıknatısın altında ve üstünde (veya sağında ve solunda) istenilen mesafeye sabitlenerek sadece dönme hareketi yapmaktadır. Döner mıknatısların açıları bölüm 5.4'e konum kontrolü gerçekleştirilen Dc motorlar ile kontrol edilmektedir. Döner mıknatısların açıları değiştirilerek ortadaki mıknatısın konumu mıknatısların itme ve çekme kuvvetlerinden yararlanılarak belirlenebilmektedir. Tasarlanan bu cihazda mıknatıslar devre dışı bırakılıp yaylar eklenerek ve mıknatıslar devredeyken (döner mıknatıslar 90° açığa sabitlendi) serbest titreşim deneyleri yapıldı. Serbest titreşim deneylerine bakılırsa mıknatısların yay gibi davrandığı bölüm 7.1 ve 7.2'de görülmektedir. Bölüm 6.3.2'de verilen manyetik kuvvet formülünün tersi alınarak bir Matlab kodu yazıldı. Bu geliştirilen Matlab kodu ortadaki mıknatısın istenilen mesafeye gitmesi için döner mıknatısların alması gereken açı değerlerini hesaplamaktadır. Bölüm 7.3'de bu Matlab kodu kullanılarak elde edilen yeni bir Matlab koduyla oradaki mıknatısın konum kontrolü simülasyon ortamında ve deney düzeneği üzerinde başarılı bir şekilde gerçekleştirildi. Konum kontrolü yapıldıktan sonra ortadaki mıknatısın konumu enkoder üzerinden geri besleme yapılarak gerçek-zamanlı bir kontrolcü tasarlandı. Bu kontrolcü ortadaki mıknatısın bulunduğu konumu sürekli yeni denge konumu kabul edip döner mıknatısların açısını değiştirerek zeminden iletilen kuvveti sönümleyip daha az hissedilmesini sağlamaktadır. İvme deneylerini yapabilmek için cihazın altına ikinci bir kızak sistemi yerleştirildi. Kızak sistemi yardımıyla zemine verilen

tahrik kuvvetinin ortadaki mıknatısa ne kadar iletildiğini görebilmek için zemine ve ortadaki mıknatısın üzerine ivme sensörü bağlanarak karşılaştırılmalar yapıldı. Yapılan deneylerden alınan cevaplar RMS (karakök ortalaması) ve FRF (Frekans cevap fonksiyonu) metotlarıyla analiz edildi. İvme deneyleri 2 farklı konfigürasyon üzerinde yapıldı, bunlar yatay ve dikey konfigürasyonlardır. İlk olarak cihaz yatay konfigürasyona alınarak yaylı, kontrolcü devre dışı (döner mıknatıslar 90° açıda sabit) ve kontrolcü devredeyken olmak üzere üç farklı durumda yapıldı. Deneyler sonucu elde edilen verileri RMS ve FRF metotlarıyla analiz edildiğinde kontrolcü aktif edildikten sonra yaklaşık 2-3 katlık bir kuvvet sönümlendiğini gördük. Kontrolcünün etkisini dikey konfigürasyonda görmek için ikinci kızak sistemine 15 derecelik bir eğim verilerek cihaz dikey konfigürasyona alındı. Dikey konfigürasyonda ivme deneyleri kontrolcü devre dışıyken (döner mıknatıslar 90° açıda sabit) ve kontrolcü devredeyken tekrarlandı. Elde edilen ivme cevapları RMS ve FRF yöntemleriyle analiz edildiğinde kontrolcü devreye alındıktan sonra yaklaşık 2-2,5 katlık bir kuvvet sönümlendiği görülmektedir. Tasarlanan kontrolcü ile zeminden iletilen kuvvetin büyük bir oranda sönümlendiği açıkça görülmektedir. Böylelikle farklı yol koşullarında zeminden iletilen istenmeyen titreşimler sönümlenerek daha konforlu bir sürüş sağlanabilecektir. Cihaz son durumu itibarıyla laboratuvarında bulunan masaüstü bilgisayara bağımlı olarak çalışır vaziyettedir.

İleriye dönük çalışma olarak elektronik donanım uygun bir platform seçilerek mobil hale dönüştürülebilir. Daha güçlü tork kuvveti üretilebilen motorlar ve daha hassas kontrolcü tasarımıyla zeminden iletilen istenmeyen titreşim tamamen sönümlenip sıfıra indirilebilir.

9. KAYNAKLAR

- Akoun, G., Yonnet, J.-P. (1984). 3D analytical calculation of the forces exerted between two cuboidal magnets. *IEEE Transactions on Magnetics*, 20(5), 1962-1964.
- Allag, H., Yonnet, J.-P., Boucekara, H. R., Latreche, M. E., Rubeck, C. (2015). Coulombian Model for 3D Analytical Calculation of the Torque Exerted on Cuboidal Permanent Magnets with Arbitrary Oriented Polarizations. *Applied Computational Electromagnetics Society Journal*, 30(4).
- Bednarek, M., Lewandowski, D., Polczyński, K., Awrejcewicz, J. (2020). On the active damping of vibrations using electromagnetic spring. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 1-14.
- Boldea, I., Trica, A., Papusoiu, G., Nasar, S. (1988). Field tests on a maglev with passive guideway linear inductor motor transportation system. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 37(4), 213-219.
- Bonisoli, E., Vigliani, A. (2007). Passive elasto-magnetic suspensions: nonlinear models and experimental outcomes. *Mechanics Research Communications*, 34(4), 385-394.
- Carrella, A., Brennan, M., Waters, T., Shin, K. (2008). On the design of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using linear mechanical springs and magnets. *Journal of Sound and Vibration*, 315(3), 712-720.
- Cho, H.-W., Kim, C.-H., Lee, J.-M., Han, H.-S. (2011). Design and characteristic analysis of small scale magnetic levitation and propulsion system for maglev train application. Paper presented at the 2011 International Conference on Electrical Machines and Systems.
- Jesús Rubio, J., Zhang, L., Lughofer, E., Cruz, P., Alsaedi, A., Hayat, T. (2017). Modeling and control with neural networks for a magnetic levitation system. *Neurocomputing*, 227, 113-121.
- Golob, M., Tovornik, B. (2003). Modeling and control of the magnetic suspension system. *ISA transactions*, 42(1), 89-100.
- Isermann, R. (2007). *Mechatronic systems: fundamentals*: Springer Science & Business Media.
- Jayawant, B. V. (1981). *Electromagnetic levitation and suspension techniques*.
- Kaplan, B.-Z., Regev, D. (1976). Dynamic stabilization of tuned-circuit levitators. *IEEE Transactions on Magnetics*, 12(5), 556-559.

- Kim, C.-H., Cho, H.-W., Lee, J.-M., Han, H.-S., Kim, B.-S., Kim, D.-S. (2011). Levitation control of a hybrid-excited magnetic levitation vehicle. Paper presented at the 2011 11th International Conference on Control, Automation and Systems.
- Kıral, Z., Notları, M. T. D. (2008). Dokuz Eylül Üniversitesi. Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir.
- Lee, Y., Yang, J., Shim, S. (2008). A new model of magnetic force in magnetic levitation systems. *Journal of Electrical Engineering and Technology*, 3(4), 584-592.
- Limbert, D., Richardson, H., Wormley, D. (1979). Controlled dynamic characteristics of ferromagnetic vehicle suspensions providing simultaneous lift and guidance.
- Lin, F.-J., Teng, L.-T., Shieh, P.-H. (2007). Intelligent adaptive backstepping control system for magnetic levitation apparatus. *IEEE Transactions on Magnetics*, 43(5), 2009-2018.
- Özkop, E., Altaş, İ. H. (2007). Bulanık Mantık Denetleyici ile Aktif Otomobil Süspansiyon Denetimi. XII. EEBB Mühendisliği Ulusal Kongresi Ve Fuarı, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir. Kasım, 14-18.
- Öztürk, S., Kızır, S., Bingöl, Z., Oysu, C. (2007). Manyetik Süspansiyon Sisteminin Gerçeklenmesi ve Kontrolü. TOK 2007, Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 95-100.
- Paddison, J., Macleod, C., Goodall, R. (1994). State variable constraints on the performance of optimal Maglev suspension controllers. Paper presented at the Control Applications, 1994., Proceedings of the Third IEEE Conference on.
- Park, D. Y., Shin, B. C., Han, H. (2009). Korea's urban maglev program. *Proceedings of the IEEE*, 97(11), 1886-1891.
- Poussot-Vassal, C., Sename, O., Dugard, L., Ramirez-Mendoza, R., Flores, L. (2006). Optimal skyhook control for semi-active suspensions. *IFAC Proceedings Volumes*, 39(16), 608-613.
- Rajamani, R. (2011). *Vehicle dynamics and control*: Springer Science & Business Media. In: New York, USA.
- Robertson, W., Wood, R., Cazzolato, B., Zander, A. (2006). Zero-stiffness magnetic springs for active vibration isolation.
- Robertson, W. S., Kidner, M., Cazzolato, B. S., Zander, A. C. (2009). Theoretical design parameters for a quasi-zero stiffness magnetic spring for vibration isolation. *Journal of Sound and Vibration*, 326(1-2), 88-103.

- Rule, R., Gilliland, R. (1980). Combined magnetic levitation and propulsion: The mag-transit concept. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 29(1), 41-49.
- Sever, M., Şendur, H. S., Yazıcı, H., Arslan, M. S. (2019). Active vibration control of a vehicle suspension system having biodynamic driver model with state derivative feedback LQR. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34(3), 1574-1583.
- Wu, W., Chen, X., Shan, Y. (2014). Analysis and experiment of a vibration isolator using a novel magnetic spring with negative stiffness. *Journal of Sound and Vibration*, 333(13), 2958-2970.
- Yonnet, J.-P., Allag, H. (2011). Three-dimensional analytical calculation of permanent magnet interactions by “magnetic node” representation. *IEEE Transactions on Magnetics*, 47(8), 2050-2055.
- Youness, S., Lobusov, E. (2019). Networked control for active suspension system. *Procedia Computer Science*, 150, 123-130.
- Zadeh, L. A. (1965). Fuzzy sets. *Information and control*, 8(3), 338-353.
- Pavelka, P., Huňady, R., Kučinský, M. (2017). Modal analysis using the signal processing toolbox of Matlab 2017. *American Journal of Mechanical Engineering*, 5(6), 312-315.