

**KENDİNİ DENGELİYEBİLEN İKİ TEKERLEKLİ ARACIN
TASARIMI VE KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ulaş ÇELİK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı

EYLÜL 2014

**KENDİNİ DENGELİYEBİLEN İKİ TEKERLEKLİ ARACIN
TASARIMI VE KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ulaş ÇELİK
(503111615)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı

Tez Danışmanı: Yard. Doç. Dr. Ayhan KURAL

EYLÜL 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111615 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ulaş ÇELİK**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**KENDİNİ DENGELİYEBİLEN İKİ TEKERLEKLİ ARACIN TASARIMI VE KONTROLÜ**" başlıklı tezini aşağıdaki imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yard. Doç. Dr. Ayhan KURAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. İlker Murat KOÇ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Ertan ÖZNERGİZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **02 Eylül 2014**

Savunma Tarihi : **16 Eylül 2014**

Aileme,

ÖNSÖZ

Kendini Dengeleyebilen İki Tekerlekli Aracın Tasarımı ve Kontrolü başlıklı bu çalışmada; aracın modellenmesi, kontrol sistemlerinin tasarlanması, sistemin dinamik davranışının benzetimi, gerçek sistem tasarımı ve deneysel sonuçların benzetimlerle karşılaştırılması konuları ele alınmıştır.

Bu tez çalışması boyunca benden hiçbir yardımı esirgemeyen, zamanını, tecrübelerini ve bilgilerini benimle paylaşan çok değerli bilim insanları, danışmanım Sayın Yard. Doç. Dr. Ayhan KURAL ve Prof. Dr. Can ÖZSOY'a en derin sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yine bu tez çalışması süresi boyunca gerek arkadaşlığıyla gerek bilgisiyle sürekli yanımda olan, başta değerli arkadaşım Ar. Gör. Ömer Faruk ARGİN olmak üzere, Ar. Gör. Hakan Ülker'e, Ar.Gör. Turgay Eray'a ve beni her zaman destekleyen motivasyonumu üst düzeyde tutmamı sağlayan aileme de teşekkürü bir borç bilirim.

Eylül 2014

Ulaş ÇELİK
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xv
SEMBOL LİSTESİ	xix
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. MODELLEME	7
2.1 Ters Sarkaç Problemi.....	7
2.2 Matematiksel Model.....	9
3. KONTROL SİSTEMİ TASARIMI ve DİNAMİK BENZETİMLER	17
3.1 Kapalı Çevrim Kontrol Sistemi Tasarımı	21
3.1.1 Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç için PID kontrolcü tasarımı.	22
3.1.2 Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli araç için MPC tasarımı	27
3.1.2.1 Durum uzay öngörü modeli	28
3.1.2.2 Amaç fonksiyonu	30
3.1.2.3 Kayan ufuk prensibi.....	31
3.2 Dinamik Benzetimler.....	35
3.2.1 PID kontrolör ile kapalı çevrim sistem kontrolü	36
3.2.1.1 PID kontrolör ile kapalı çevrim sistem basamak bozucu cevabı	36
3.2.1.2 PID kontrolör ile kapalı çevrim sistem darbe bozucu cevabı	38
3.2.2 MPC ile kapalı çevrim sistem kontrolü	40
3.2.2.1 MPC ile kapalı çevrim sistem basamak bozucu cevabı	40
3.2.2.2 MPC ile kapalı çevrim sistem darbe bozucu cevabı	42
3.3 Karşılaştırmalar ve Sonuçlar	44
4. FİZİKSEL SİSTEM VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR	53
4.1 Mekanik Tasarım	53
4.1.1 Motorlar	55
4.1.2 Redüktörler	55
4.1.3 Aküler	56
4.2 Elektronik Tasarım	57
4.2.1 Mikroişlemci.....	57
4.2.2 İmu (Inertial measurement unit).....	58
4.2.3 FTDI kablo	58
4.2.4 Motor sürücüsü.....	59

4.3 Kablolama ve Montaj İşlemi	60
4.4 Gerçek Sistem Cevabı.....	62
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	67
KAYNAKLAR.....	69
EKLER	73
EK A.....	75
ÖZGEÇMİŞ	77

KISALTMALAR

DC	: Direct Current
IMU	: Inertial Measurement Unit
MPC	: Model Predictive Control
PID	: Proportional - Integral - Derivative
PD	: Proportional - Derivative

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç parametreleri.....	10
Çizelge 3.1 : Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç parametre değerleri.....	21

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 : Segway [27].	1
Şekil 1.2 : Ters sarkaç.	2
Şekil 1.3 : Ters sarkaç deney düzeneği [28].	2
Şekil 1.4 : Modellenen ve tasarlanan araç.	4
Şekil 2.1 : Ters sarkaç modeli.	7
Şekil 2.2 : Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç modeli.	8
Şekil 2.3 : Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç sabit eksen takımı.	8
Şekil 2.4 : Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli aracın serbest cisim diyagramı.	9
Şekil 2.5 : Aracın katı modeli.	9
Şekil 3.1 : Tekerlek tahrik sistemi.	17
Şekil 3.2 : Sistem akış şeması.	21
Şekil 3.3 : Sarkaç denge bozulumu.	22
Şekil 3.4 : Nonlinear sistem için kapalı çevrim PID kontrol blok diyagramı.	23
Şekil 3.5 : Nonlinear sistem matematik model blok diyagramı.	23
Şekil 3.6 : Nonlinear sistem θ denklemi.	24
Şekil 3.7 : Nonlinear sistem \ddot{x} denklemi.	24
Şekil 3.8 : Optimizasyon arama yöntemleri.	25
Şekil 3.9 : Matlab-Simulink optimizasyon ayar bloğu.	25
Şekil 3.10 : PID optimizasyon bloğu.	25
Şekil 3.11 : Darbe cevabı için PID optimizasyon bloğu.	26
Şekil 3.12 : Basamak cevabı için PID optimizasyonu.	26
Şekil 3.13 : Darbe cevabı için PID optimizasyonu.	27
Şekil 3.14 : Klasik kontrol - kayan ufuklu kontrol kısıt karşılaştırması.	32
Şekil 3.15 : Kayan ufuk prensibinde başlangıç durumu [25].	33
Şekil 3.16 : Kayan ufuk prensibinde optimum kontrol dizini [25].	33
Şekil 3.17 : Kayan ufuk prensibinde kontrol girişi ve bir sonraki hesaplama [25].	34
Şekil 3.18 : MPC çalışma algoritması.	34
Şekil 3.19 : Nonlinear sistem MPC kapalı çevrim kontrol blok diyagramı.	35
Şekil 3.20 : Matlab-Simulink MPC dizayn bloğu.	35
Şekil 3.21 : 20 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	36
Şekil 3.22 : 30 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	37
Şekil 3.23 : 40 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	37
Şekil 3.24 : 20 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	38

Şekil 3.25 :	30 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	39
Şekil 3.26 :	40 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	39
Şekil 3.27 :	20 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	40
Şekil 3.28 :	30 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	41
Şekil 3.29 :	40 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	41
Şekil 3.30 :	20 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	42
Şekil 3.31 :	30 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	43
Şekil 3.32 :	40 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.	43
Şekil 3.33 :	20 derecelik basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.	44
Şekil 3.34 :	30 derecelik basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.	45
Şekil 3.35 :	40 derecelik basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.	45
Şekil 3.36 :	20 derece basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.	46
Şekil 3.37 :	30 derece basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.	47
Şekil 3.38 :	40 derece basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.	47
Şekil 3.39 :	20 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.	48
Şekil 3.40 :	30 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.	48
Şekil 3.41 :	40 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.	49
Şekil 3.42 :	20 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.	50
Şekil 3.43 :	30 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.	50
Şekil 3.44 :	40 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.	51
Şekil 4.1 :	Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın katı modelinin izometrik görünüşü.	53
Şekil 4.2 :	Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın katı modelinin arkadan görünüşü.	54
Şekil 4.3 :	Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın katı modelinin yandan görünüşü.	54

Şekil 4.4	: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın katı mod- elinin üstten görünüşü.....	54
Şekil 4.5	: Kormas marka 24 v fırçalı dc motor.....	55
Şekil 4.6	: Redüktör-motor-tekerlek bağlantısı.....	56
Şekil 4.7	: Arduino® Uno [29].....	57
Şekil 4.8	: ArduIMU+V3 [29].....	58
Şekil 4.9	: FTDI kablo [29].	59
Şekil 4.10	: Pololu yüksek akımlı motor sürücüsü 24v23 cs.	59
Şekil 4.11	: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç.....	60
Şekil 4.12	: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç montaj teknik resmi.....	60
Şekil 4.13	: Kablolama işlemi.	61
Şekil 4.14	: Kablolama işlemi üst görünüm.	61
Şekil 4.15	: Kablo bağlantılar.....	62
Şekil 4.16	: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli aracın son hali.....	62
Şekil 4.17	: 40 derecelik bozucu altında gerçek sistem cevabı.	63
Şekil 4.18	: 30 derecelik bozucu altında gerçek sistem cevabı.	64
Şekil 4.19	: 20 derecelik bozucu altında gerçek sistem cevabı.	64
Şekil A.1	: Arduino 1.5.2 kodlama arayüzü.....	75

SEMBOL LİSTESİ

θ	: Sarkacın açısal yer değıştirmesi
$\dot{\theta}$: Sarkacın açısal hızı
$\ddot{\theta}$: Sarkacın açısal ivmesi
x	: x Doğrultusundaki yer değıştirme
\dot{x}	: x Doğrultusundaki hız
\ddot{x}	: x Doğrultusundaki ivme
τ_{es}	: Eşdeğer tork
τ_{motor}	: Motor torku
η	: Verim ifadesi
ρ	: Sürtünme açısı
λ	: Ağırlık matrisi
δ_A	: Ağırlık matrisi
b	: Yer ile tekerlek arasındaki sürtünme katsayısı
b_{motor}	: Motor iç sürtünme katsayısı
d_{01}	: Sonsuz vida çapı
d_{02}	: Sarı malzemeli dişlinin çapı
F	: Kuvvet
F_s	: Sürtünme Kuvveti
F_n	: Tepki Kuvveti
g	: Yer çekimi ivmesi
I	: Atalet momenti
J_A	: Amaç fonksiyonu
J_{es}	: Eşdeğer atalet momenti
J_{motor}	: Motor atalet momenti
k_p	: Oransal etkinin katsayısı
k_i	: İntegratör etkinin katsayısı
k_d	: Türev etkinin katsayısı
K_t	: Motor tork sabiti
l	: Sarkaç çubuk uzunluğu
M	: Yürüyen aksamın ağırlığı
m	: Sarkaç çubuğun ağırlığı
m_a	: Vidalı milin eksnel modülü
n	: Çevrim oranı
V_g	: Kayma hızı
t	: Zaman

KENDİNİ DENGELİYEBİLEN İKİ TEKERLEKLİ ARACIN TASARIMI VE KONTROLÜ

ÖZET

20. yüzyılın başlarından itibaren bilimdeki ilerlemeler büyük bir ivme kazanmış ve akademik çevrenin, daha elverişli bir araştırma ortamına kavuşması bu ilerlemeyi tetiklemiştir. Bilimle uğraşmak bir prestij haline gelmiş ve etkilerini göstermeye başlamıştır. Bilimin bu denli gelişimi teknolojik gelişmeleri de beraberinde getirmiştir. Özellikle 20. yüzyılın sonları ile 21. yüzyılın başlarında, bilim ve teknolojinin birlikte gelişmesiyle robotik ve akıllı sistemlerde büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Zaman içerisinde bu sistemler hayatımızın ayrılmaz birer parçaları haline gelmiştir.

Taşıtlar, hayatımızın ayrılmaz birer parçası olmaya başlayan bu akıllı sistemlerin kullanıldığı yerlerden biri olarak gösterilebilir. Taşıtlarda kullanılan bu akıllı sistemlerin amacı; zaman ve yakıt tasarrufu sağlamak, taşıtları daha kompakt hale getirebilmek ve güvenliği en üst düzeye çıkartmaya çalışmaktır. Şüphesiz ki, güvenliğin bu denli ön plana çıktığı ve fosil yakıtların giderek azaldığı dünyamızda; bu sistemlerin önemi her geçen gün artmaktadır. Bununla paralel olarak bu tarz sistemlerin gelişmesi için yapılan çalışmalarda da gözle görülür bir artış söz konusudur. Bu sistemlerin gelişmesiyle birlikte alternatif enerji bazlı ve alternatif özelliklere sahip taşıtlar geliştirilmeye çalışılmaktadır.

Bu çalışmada, iki serbestlik dereceli nonlinear bir sistem olan kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli bir aracın nonlinear modeli elde edilmiş ve tasarımı yapılmıştır. Literatürde incelenen çalışmalarda matematiksel modelin belirlenmesi için Newton hareket denklemleri ve ya Lagrange enerji metodu kullanılmıştır. Bu tez kapsamında modelin belirlenmesi hususunda Lagrange enerji metodundan yararlanılmıştır. Nonlinear model Matlab-Simulink® ortamında oluşturulmuştur. Tasarlanan araç kapsamındaki temel amaç; belirlenen referans denge konumu etrafında sarkaç açısı olan θ açısını kontrol edebilmektir. Bu sebeple oluşturulan modeller için Matlab-Simulink® ortamında PID ve Model Öngörülü Kontrol (MPC) kontrolcüler tasarlanmıştır. Konu ile ilgili çalışmalarda nonlinear model için PID kontrolcü tasarlanırken genellikle deneme yanılma yolu ile PID katsayıları belirleme yöntemi kullanılmıştır. Bu çalışma kapsamında ise PID kontrolcü katsayıları belirlenirken Matlab-Simulink® ortamında bulunan optimizasyon algoritmasından yararlanılmıştır. PID kontrolcü tasarlanırken belirli performans koşulları göz önünde bulundurulmuştur. Sistemin bu performans koşullarına göre çalışması amaçlanmıştır. MPC tasarlanırken, MPC'nin temel elemanlarından olan öngörü modeli seçilmiş, öngörülen davranış başarı ölçütü için bedel fonksiyonu optimize edilmiş ve sistem kontrol giriş sinyali kayan ufuk prensibi ile hesaplanmıştır.

Sarkaç açısı olan θ açısının kontrolü için tasarlanan kontrolcü türleri ve sistem, istenilen referansı izleyebilmesi ve performans koşullarını sağlaması için farklı bozucu tür ve büyüklükleri ile birlikte simüle edilmiştir. Simülasyon sonuçları irdelendiğinde, tasarlanan kontrolcüler aracılığıyla sistemin kontrol edilebildiği,

performans koşullarını sağladığı ve belirlenen referans denge konumunu takip edebildiği görülmüştür. PID ve MPC kontrolcü performansları karşılaştırıldığında, MPC kontrolcünün PID kontrolcüsüne göre daha hızlı ve daha az aşım performansı ile cevap verdiği aynı zamanda referans denge konumunu daha iyi takip edebildiği görülmüştür. Kontrol eforları karşılaştırıldığında, MPC'nin çok daha az efor ile sistem kontrolünü sağlayabildiği gözlemlenmiştir.

Bu çalışmanın devamında, İ.T.Ü. Makina Fakültesi laboratuvarında kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli araç tasarlanmıştır. Aracı kontrol edebilmek için tasarlanan PID kontrol sistemi deneysel çalışmada kullanılmıştır. Araç, üst kısımda bulunan sarkaç ve alt kısımda bulunan yürüyen aksam olarak iki parça halinde düşünülebilir. Araçta bulunan tekerlekler, sarkaçtaki açı değişimlerine göre motorlar aracılığıyla tahrik edilmektedir. Motorların hareketi için üretilen sinyaller Arduino® Uno gömülü sistemi tarafından hesaplanmakta ve motor sürücüsü ile uygulanmaktadır. Sarkaçtaki açı değişimi ise IMU yardımıyla ölçülerek Arduino® Uno'ya gönderilmektedir. PID kapalı çevrim kontrol sistemi algoritması oluşturulmuş ve Arduino® Uno'nun içerisine gömülmüştür. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler işlenerek, simülasyon sonuçları ile gerçek zamanlı çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır.

DESIGN AND CONTROL OF SELF-BALANCING TWO WHEELED VEHICLE

SUMMARY

From the beginning of the 20th century, improvements in science have gained immense speed. The academic environment to attain a more favorable research environment has triggered this progress. To deal with science started to become a prestigious situation and it began to show some influences. With the development of science has directly affected in technological development. Especially in the later 20th century and at the beginning of 21th century, with the progress of science and technology, major progress was made in robotics and intelligent systems. These systems became integral parts of our lives in the course of time.

Vehicles can be a good example that these smart systems are used. The purpose of these systems are to increase the safety of the vehicle, to make it more compact, to save time and fuel. Without doubt, increasing of the importance in security and decreasing of the fossil fuels in our world lead to increase the importance of these systems. Therefore there is clearly the necessity to personal human transporters that use less energy and take up less space than cars with the development of these systems. So at the beginning of 2000s, two-wheeled self-balancing electric vehicles took part in literature as segway.

Segway was developed to consume less energy as providing the space-saving. Presented as the invention of the century because of the most important feature that is interested with the user's body movement progress. And segway has high maneuverability. Zero turning radius, fast response, dimensional features and robotic properties make these systems usable in the narrow areas.

This thesis presents the mathematical modelling, control system design and real system design of two wheeled inverted pendulum which is nonlinear system with two degrees of freedom. Nonlinear model of two wheeled inverted pendulum was obtained and the vehicle was designed. To solve this problem, inverted pendulum mechanism were studied. Because the main solve was based on the inverted pendulum.

In the previous literature studies, Newton's motion equations and Lagrangian method have been used for determination mathematical model. Nonlinear equations of motion has been obtained via Lagrangian method. Many assumptions has been made in order to simplify the equations of motion of the system (like rolling without slipping, no motion horizontal axis etc.). And these equations have been linearized at the linearized points to use created MPC controller. The linearized points were the points of system operation.

Nonlinear model was created in Matlab-Simulink®. The main purpose is to control the θ angle around equilibrium position. θ angle is pendulum angle. Firstly performance conditions were determined. According to performance conditions the system were simulated with real system's parameters.

To determine real system's parameters, the real system were demontaged. And the parameters were measured. To calculate the moment of inertia of the system,

selfbalancing two wheeled vehicle was designed in SolidWorks®. Each parts of vehicle were made by using appointment materials. Then the moment of inertia of the system was calculated. Also for calculate friction coefficient, losses in reducer and motor were considered. Friction model was obtained. For obtaining the friction model, equation were written between motor torque and wheel torque. Therefore the friction coefficient were obtained using wheel dynamic.

For the closed control system, two types of controllers were used. Firstly PID controller that is commonly preferred controller was used. To creat PID controller, nonlinear dynamic equations were modelled in Matlab-Simulink®. To determine coefficients of PID controller, special optimization block was used in Matlab-Simulink®. Thus the best PID controller was obtained. Therefore PID controllers were designed on Matlab-Simulink®.

Then MPC controller that is advanced control method was used. MPC optimizes estimated future behavior of the system for success criteria. To do this, it uses system dynamical model. MPC controller's basic elements are prediction model, cost function and sliding horizon. While designing MPC, elements must be selected properly to control problem. To design MPC controller, nonlinear dynamic equations were modelled in Matlab-Simulink®. To determine parameters of MPC controller, trial-error method was used. To do this, a lot of experiments were done.

When designing the MPC, MPC prediction model, that is one of basic elements, was chosen and cost function was optimized for success criteria, then system control input signal was calculated via the principle of sliding horizon.

Each controller was tested on the system which were under the effect of different disturbances. These disturbances affect arm angular position. Disturbances were step and impulse effect.

Controllers were designed to control that pendulum angle, θ , were simulated with different disturbances. According to the results of simulation, the system can be controlled through the controllers, which provides performance requirements and specified reference has been shown to be able to follow the equilibrium position.

In the simulations, it was seen that both designed controllers can control the system and each given reference can be followed by system. And also seem that, on simulations made with step disturbances, according to closed loop system with PID controller, closed loop system with MPC replied faster with less oscillation. When made comparison about control effort, MPC control signal provides the control with a little bit more effort according to MPC control signal.

Moreover, It was observed that while increasing the step disturbance among that is applied to the system with MPC controller, the oscillation amplitude is increasing a little but there is no changing on time that is spent to get normal position.

While observing the same situation for the system with PID controller, It was seen that while increasing the disturbance effect, the oscillation amplitude and the time that is spent to get normal position is increasing.

In the simulations made with impulse disturbance, it was realized that MPC controller closed loop system replies with less oscillation according to PID controller closed loop system. Also the time that is spent to get normal positions for both controllers are approximate. At the same time, MPC controller system followed the reference angle

much better than PID controller system. It is observed that PID controller system had steady-state error. As increasing the disturbance effect that is applied to MPC controller system, the oscillation amplitude increased but the time to spend to get normal position didn't change. While observing the same situation for PID controller system, as increasing the disturbance effect, the oscillation amplitude increased a bit more and the time to spend to get normal position also increased.

In continuation of this work, The self-balancing two-wheeled vehicle was designed and it can be found in ITU Faculty of Mechanical Engineering laboratory. The designed control system was implemented for experimental control. In the vehicle wheels, the pendulum was driven by the engine according to the angle change. The signals were generated by the motor driver and Arduino® Uno embedded system were provided to motors drive. It is measured that the change in the angle of the pendulum with the help of the IMU that is sent to the Arduino® Uno. Closed-loop control system algorithm was created and embedded into the Arduino® Uno. Experiments performed when processing the data obtained as a result of the actual system. It was observed that it can be controlled with the PID controller.

Dynamics simulations of the real system as the cause of the difference; the variability of the size of the disturbance applied, real-growing troubles in the system snapshot, the assumptions of the model show differences, the parameters can not be measured in accurately and precisely and control was made for the force input.

In the continuation of this study, changes will be made about the actual system hardware and software necessities for the implementation of the MPC controller.

1. GİRİŞ

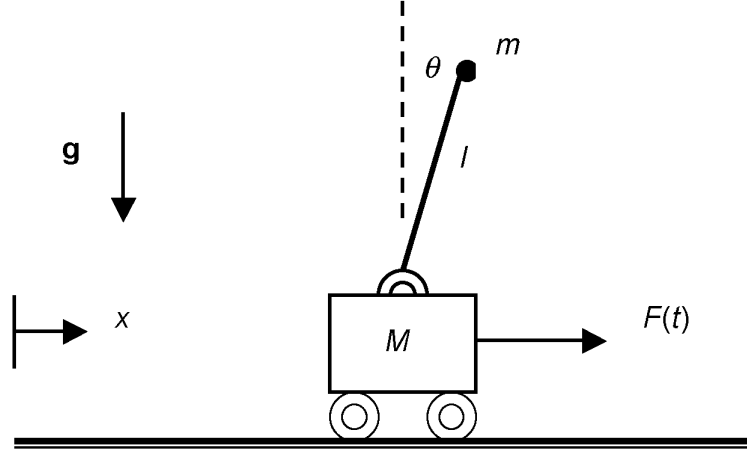
Günümüz dünyasında az enerji harcayan az yer kaplayan ve kullanımı kolay olan yeni taşıtlara ihtiyaç duyulmuştur. Böylece 2000’li yılların başlangıcında iki tekerlekli, elektrikli ve kendini dengeleyen bir araç literatürdeki yerini almıştır. Tasarlayıcısı tarafından 'Segway' adı verilen bu araç, yüzyılın en büyük icadı olarak lanse edilmiştir. Segway daha az enerji tüketmek ve az yer kaplama prensipleri doğrultusunda geliştirilmiştir. Bu aracın en önemli özelliği ise kullanıcısının vücut hareketlerine göre hareket yönünü tayin edebilmesidir. Çalışma prensibini düşündüğümüzde; aracın kolundaki açı ve yön değişimi sayesinde taşıtın ilerlemesi ve ya teker hızlarının değişmesi ile dönebilmesi amaçlanmıştır. Segway yüksek manevra kabiliyeti, sisteminin hızlı cevap verebilmesi, olduğu yerde dönebilmesi gibi özellikleri sayesinde dar bölgelerde de kullanılabilir alternatif bir taşıt halini almıştır.



Şekil 1.1: Segway [27].

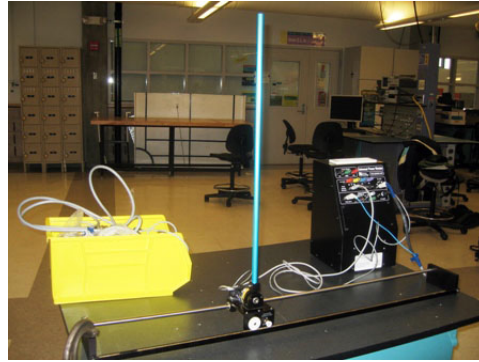
Bu iki tekerlekli, elektrikli, kendini dengeleyebilen araç son yıllarda bir çok araştırmanın temel konusu olmuş bir çok akademisyen bu konu hakkında çalışmalarda bulunmuştur. Bu kadar ilgi çekmesinin en önemli sebeplerinden birisi dengeleme probleminin bulunmasıdır. Bu aracın temel çalışma prensibini daha iyi anlayabilmek için ters sarkaç problemini ayrıntılı olarak incelemek gerekmektedir. Çünkü bu araç

ters sarkaç probleminin çözümünü esas alarak geliştirilmiştir. Ters sarkaç problemi, yıllardır akademisyenler tarafından tekrar tekrar incelenen kompleks bir problemidir.



Şekil 1.2: Ters sarkaç.

Ters sarkaç probleminin matematik modeli ve uygulaması ile ilgili çalışmalar 1980'li yılların sonlarına dayanmaktadır. Hareket denklemleri nonlinear olup, bu denklemlerin elde edilmesi için Newton hareket kanunu ve ya Lagrange enerji metodundan yararlanılmıştır. Literatür incelendiğinde, önerilen hareket denklemleri elde edilirken basitleştirilmek adına çok sayıda varsayım ve kabuller yapıldığı görülmektedir. Bu durum matematik modellerin, gerçek sistemin fiziksel davranışından sapmasına yol açmakta ve yapılan analizlerin ancak sistemin bazı özel halleri için geçerli olmasına neden olmaktadır.



Şekil 1.3: Ters sarkaç deney düzeneği [28].

İki tekerlekli ters sarkaç ile ilgili ilk uygulama 1988'de Yamafuji ve Kawamura tarafından gerçekleştirilmiştir [1]. 1996 senesinde Ha tarafından, hareketi birbirinden bağımsız iki tekerlekle sağlanan ve gyro sensörü aracılığıyla açısız hıza bağlı bir

çalışma prensibine sahip; iki tekerlekli ters sarkaç mekanizmalı robot geliştirilmiştir. Bu robota 'Yamabico Kurara' adı verilmiştir [2]. Yine aynı sene içerisinde Shiroma tarafından, yük taşımaya yarayan benzer yapıda bir robot geliştirilmiştir [3]. Ding tarafından 2000 senesinde, insan taşımada kullanılmak üzere; ayarlanabilen ve kullanıcıyı dik konumda tutabilen bir koltuk bulunan iki tekerlekli ters sarkaç mekanizması tabanlı araç geliştirilmiştir [4]. 2003 senesinde Bui tarafından, belirli bir yörüngede hareket eden ve kaynak yapmak amacıyla dizayn edilmiş iki tekerlekli ters sarkaç mekanizmalı robot geliştirilmiştir [5]. 4 sene sonrasında 2007'de Li tarafından hem insan hem yük taşıma amacıyla aynı mantıkta bir başka araç oluşturulmuştur [6]. Bu çalışmaların arasında lanse edilen ve ticari olarak en büyük karşılığı alan çalışma; 2007 senesinde Morrell ve Field tarafından oluşturulan bir algoritma ile Segway kontrolü olmuştur [7]. 2009 senesinde 'PUMA' adı verilen elektrikli ters sarkaç mekanizmalı araç Segway tarafından tanıtılmıştır [8].

Yapılan bu uygulamalarda dengeleme problemini aşabilmek için farklı kontrol yöntemleri kullanılmıştır. Pathak ise 2005'te, elektrikli aracı dengeleyebilmek adına ve hız-konum kontrolü için kısmi geri besleme yöntemden bahsetmiştir [9]. Yine 2006'da Kim tarafından lineerleştirilmiş durum uzay modeli kullanılarak konum-hız kontrolü yapılması amaçlanmıştır. Yine aynı senede, lineerleştirme yöntemine başvurulmadan giriş ve çıkışların ayarlanması ile de kontrol yapılabileceği Nasrallah tarafından sunulmuştur [10]. Nawawi ise; Kim'e ait olan 2006 senesindeki çalışmasından yola çıkarak, aracın dengelenmesi için kutup yerleştirme teoremini kullanmıştır [11]. Takahashi ve Jeong ise 2007'de 'Linear Quadratic Regulator' yöntemi ile geri besleme kontrolü yaparak humanoid robotlar üzerinde denemişlerdir [12]. 2010 senesinde Chung-Neng Huang tarafından tek tekerlekli araç için LQR methodu kullanılmıştır [13]. Li ise 2010 senesinde, deneysel bir araç üzerinde PID kontrol uygulamıştır [14]. 2011 senesinde Mahadi, Saha ve Rahman tarafından benzer problem için PD kontrol uygulanmış ve sistem tasarlanmıştır [15].

Yine bilinen yöntemlerden daha farklı olarak 2006 senesinde Charles E. Forrest tarafından yapay sinir ağları kullanılarak araç kontrolünün yapılması amaçlanmıştır [16]. 2009 senesinde, Li ve Xu tarafından bulanık mantık kontrol teoremi kullanılmıştır [17]. Huang tarafından 2011 senesinde stabilizasyon ve hız kontrolünü sağlamak amacıyla bulanık mantıksal kontrolör tasarlanmıştır [18].

MPC için literatüre bakıldığında, Pontus Giselsson [19], Cahyantari Ekaputri ve Arief Syaichu-Rohman [20] tarafından ters sarkaç sistemine MPC uygulandığı görülmektedir. Yine, Petr Chalupa ve Vladimír Bobál tarafından Newton hareket denklemleri kullanılarak modellenen ters sarkaç sistemine MPC kontrol uygulanmıştır [21].

Aracın dinamiğini, dizaynını ve kontrolünü anlamaya yönelik çalışmalar da yapılmıştır. Yüzeyin sabit bir şekilde düz olmadığı kabul edilen araştırmalarda bu işin dinamiğine de değinilmiştir. Kim aracın engebeli yüzeylerde kullanıldığı durumlarda bu engebelerin motorlardan gelen torkun üzerindeki etkilerini incelemiştir [22]. Yine Francisco tarafında 2012 senesinde, aracın sadece düz bir yüzeyde gitmediği eğimli yüzeylerde de gidebildiği üzerine gidilmiş ve buna bağlı bir dinamik model geliştirilmiştir [23]. Yine Arnoldo tarafından 2008 senesinde, sadece araç dinamiği değil aracı kullanan kişinin dinamiği çıkartılmış ve problemin çözümünde bu paramatrenin önemine değinilmiştir [24].



Şekil 1.4: Modellenen ve tasarlanan araç.

Bu tez kapsamında, ters sarkaç probleminin çözümlü esas alınarak, kendini dengeleyebilen iki tekerlekli ve elektrikli bir araç tasarlanmış, üretilmiş ve kontrolü gerçekleştirilmiştir. Dinamik model elde edilirken Lagrange enerji metodundan yararlanılmıştır. Sistemin tekerleklerinde bir kayma olmadığı ve tekerleklerin yatay yönde hareket etmediği varsayılmıştır. Kontrol edilmek istenen parametre olarak θ sarkaç açısı seçilmiştir ve sistemin kontrolü bunun üzerine inşa edilmiştir. Sistemin, verilen referans giriş ve bozucu etki altında istenilen performans koşullarını; uygulanan farklı kontrolcü türlerine göre sağlaması beklenmiştir. Oluşturulan kontrolcü ve kontrol algoritması Arduino uno gömülü sistemine gömülmüştür. Böylece simülasyon sonuçları ile gerçek zamanlı sistem arasında oluşan farklar irdelenmiştir.

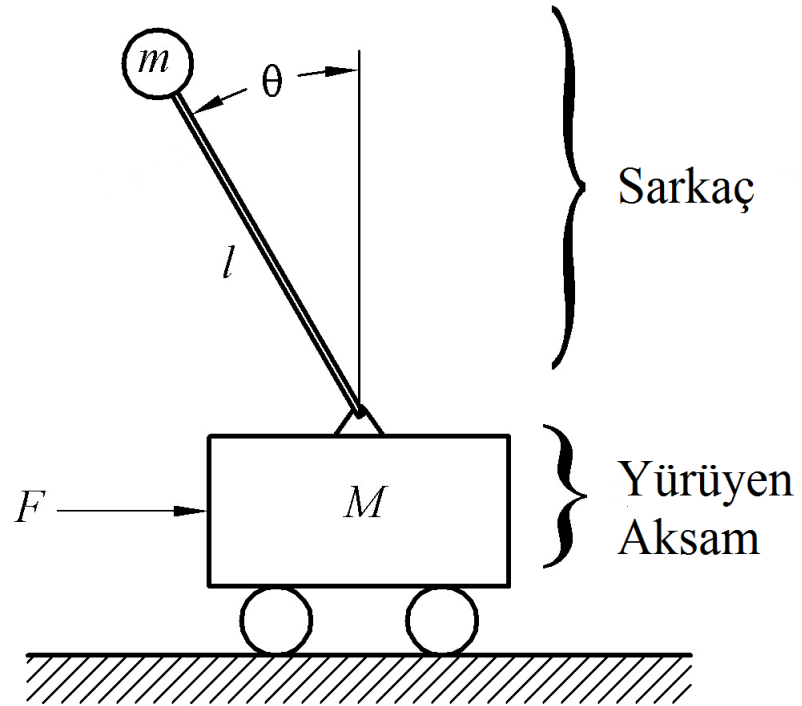
İkinci bölümde iki tekerlekli kendini dengeleyebilen aracın dinamik davranış modeli Lagrange metodu kullanılarak elde edilmiştir. Üçüncü bölümde sistemin kapalı çevrim kontrolü için gerekli kontrol sistemleri tasarlanmıştır. Elde edilen matematik model ve tasarlanan kapalı çevrim kontrol sistemleri dinamik benzetimlerle PID ve MPC kontrolcüler için incelenmiştir. Dördüncü bölümde gerçek sistemin oluşturulması, kullanılan malzemelerin tanıtılması ve yapılan deneysel çalışmalarla ilgili bilgiler verilmiştir. Aynı zamanda gerçek sistem ile dinamik benzetim sonuçları karşılaştırılmıştır. Son bölümde elde edilen sonuçlar irdelenmiştir. Gelecek çalışmalar ile ilgili bilgiler verilmiştir.

2. MODELLEME

Bu bölümde kendini dengeleyebilen iki tekerlekli aracın doğrusal olmayan dinamik denklemlerinin elde edilmesi anlatılmaktadır. Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli aracın, ters sarkaç probleminin çözümünü esas alarak geliştirildiği bilinmektedir. Bu tez kapsamında da tasarlanan araç için ters sarkaç probleminin çözümü esas alındığından, bu bölümde ters sarkaç problemi irdelenmekte ve matematiksel model çıkarımı yapılmaktadır.

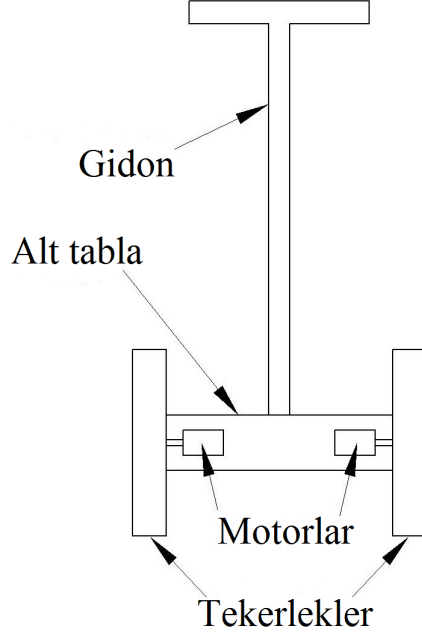
2.1 Ters Sarkaç Problemi

Ters sarkaç problemi, bir çok araştırmacının yıllardır üzerinde çalıştığı klasik ve ilgi çekici bir kontrol problemidir.



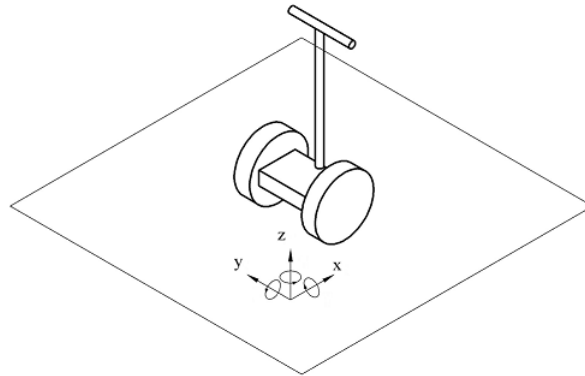
Şekil 2.1: Ters sarkaç modeli.

Amaç ise; motor tarafından tahrik edilen bir araç üzerindeki sarkacı, belirtilen referans noktasına göre dengelemeye çalışmaktır. Ters sarkaç sistemine genel itibariyle baktığımızda tek giriş ve çok çıkışlı nonlinear bir sistem olduğu söylenebilir.



Şekil 2.2: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç modeli.

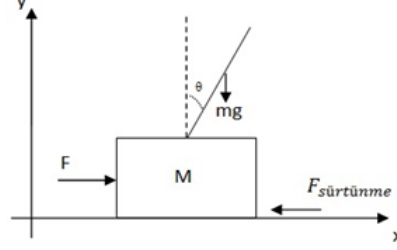
Tasarlanan araç, θ açısı değişiminin IMU tarafından ölçülmesiyle ve ölçülen bu değerler doğrultusunda kontrolcünün motorlara gönderdiği sinyaller ile motorların tekerleri tahrik etmesi sayesinde; arzu edilen bir noktaya x doğrultusunda hareket etmektedir. Buradaki temel parametre, sarkacın verilen referans açısına göre sürekli denge konumunda olması koşuludur. Verilen referans açı haricinde sisteme bozucu bir F kuvveti de uygulanabilir.



Şekil 2.3: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç sabit eksen takımı.

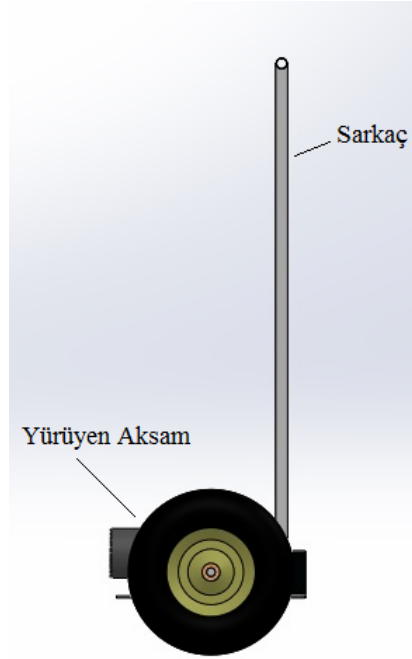
2.2 Matematiksel Model

Matematiksel model, gerçek sistemin bir nevi analitik gösterilişidir. Sistemin karakteri hakkında bilgi verir ve dinamik davranışlarının belirlenmesini sağlamaktadır.



Şekil 2.4: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli aracın serbest cisim diyagramı.

Matematik modeller sistemleri tanımlamak, analiz etmek, simülasyonlarını oluşturmak ve eğer gerekli ise matematik modele dayanarak sisteme kontrolcü tasarlamak için kullanılmaktadırlar.



Şekil 2.5: Aracın katı modeli.

Tasarlanan araç için sistemin matematiksel modelini çıkarabilmek adına Lagrange enerji metodunu kullanmak tercih edilmiştir. Bu nedenle sistem iki parça halinde düşünülmektedir. İlk parça sarkacın bulunmuş olduğu kısım (pendulum), ikinci parça ise aracın yürüyen aksamının olduğu (cart) kısmıdır. Sarkaç ve aracın yürüyen aksamı için enerji denklemleri yazılmıştır.

Çizelge 2.1: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç parametreleri.

Parametre	Açıklaması
x	Yere sabit eksen takımına göre sistemin kütesinin yatayda yaptığı yer değiştirme.
y	Yere sabit eksen takımına göre sistemin kütesinin düşeyde yaptığı yer değiştirme.
θ	Sarkacın yere sabit eksen takımına göre açısal konumu.
M	Aracın kütlesi.
m	Sarkacın kütlesi.
g	Yer çekimi ivmesi.
l	Araç kütle merkezi ile sarkaç kütle merkezi arasındaki uzaklık.
I	Sarkacın atalet momenti.
H	Aracın kütle merkezi ile yere sabit eksen takımının y eksenine göre uzaklığı.
b	Araç ile yer arasındaki sürtünme katsayısı.
F	Araca x doğrultusunda etkileyen harici kuvvet.

Şekil 2.4'deki koordinat eksen takımına göre aracın konumu;

$$\vec{x}_1 = x\vec{i} + H\vec{j} \quad (2.1)$$

ve çubuğun konumu;

$$\vec{x}_2 = (x\vec{i} + 2H\vec{j} + l\cos\theta\vec{j} + l\sin\theta\vec{i}) \quad (2.2)$$

şeklinde elde edilir.

Lagrange enerji metodunda sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri kullanılmaktadır.

Sistemin kinetik enerjisini bulmak için kullanılmak üzere kütle merkezlerinin hızları;

$$\vec{v}_{1,2} = \frac{d}{dt}\vec{x}_{1,2} \quad (2.3)$$

$$\vec{v}_1 = \dot{x}_1\vec{i} = \dot{x}\vec{i} \quad (2.4)$$

$$\vec{v}_2 = \dot{x}_2 = (\dot{x}\vec{i} - l\sin\theta\dot{\theta}\vec{j} + l\cos\theta\dot{\theta}\vec{i}) \quad (2.5)$$

şeklinde elde edilir.

Sistemin kinetik enerjisi yazılırsa,

$$T = \frac{1}{2}m_i v_i^2 + \frac{1}{2}\omega_i^2 I_i \quad (2.6)$$

$$T = \frac{1}{2}Mv_1^2 + \frac{1}{2}mv_2^2 + \frac{1}{2}\dot{\theta}^2 I \quad (2.7)$$

olduğu görülür. Hızların kareleri hesaplanırsa,

$$\vec{v}_1^2 = \dot{x}^2 \quad (2.8)$$

$$\vec{v}_2^2 = (\dot{x} + l\cos\theta\dot{\theta})^2 + (-l\sin\theta\dot{\theta})^2 \quad (2.9)$$

şeklinde elde edilir. Denklem (2.8) ve denklem (2.9), denklem (2.7)'de yerine konularak,

$$T = \frac{1}{2}M\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m[\dot{x}^2 + 2\dot{x}l\cos\theta\dot{\theta} + l^2\cos^2\theta\dot{\theta}^2 + l^2\sin^2\theta\dot{\theta}^2] + \frac{1}{2}I\dot{\theta}^2 \quad (2.10)$$

kinetik enerji denklem (2.10) şeklinde verilebilir. Denklem (2.10) düzenlenirse,

$$T = \frac{1}{2}M\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m[\dot{x}^2 + 2\dot{x}\dot{\theta}l\cos\theta + \dot{\theta}^2 l^2(\cos^2\theta + \sin^2\theta)] + \frac{1}{2}I\dot{\theta}^2 \quad (2.11)$$

kinetik enerji,

$$T = \frac{1}{2}M\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m[\dot{x}^2 + 2\dot{x}\dot{\theta}l\cos\theta + \dot{\theta}^2 l^2] + \frac{1}{2}I\dot{\theta}^2 \quad (2.12)$$

şeklinde yazılır. Kinetik-potansiyelin (L) yazılabilmesi için sistemin denge konumunda potansiyel enerjisinin de yazılması gerekmektedir. Sistemin potansiyel enerjisi, çalışma konumunun potansiyel enerjisi sıfır olmak kaydıyla yazılırsa;

$$V = mgh \quad (2.13)$$

$$V = mgl(1 - \cos\theta) \quad (2.14)$$

şeklinde olduğu görülür. Kinetik-potansiyel (L), kinetik enerji ve potansiyel enerji farkıyla elde edilir.

$$L = T - V \quad (2.15)$$

$$L = \frac{1}{2}M\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m[\dot{x}^2 + 2\dot{x}\dot{\theta}l\cos\theta + \dot{\theta}^2l^2] + \frac{1}{2}I\dot{\theta}^2 - mgl(1 - \cos\theta) \quad (2.16)$$

Elde edilen kinetik-potansiyel kullanılarak, sistemin dinamik denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (2.17)$$

$$q_{1,2} = x, \theta \quad (2.18)$$

Belirtilen değişkenlere göre önce kısmi türevler alınıp ardından zamana göre türevler alınarak; formüldeki gerekli işlemler yapıldığı takdirde,

$$\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) = \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}}\right) \quad (2.19)$$

$$\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}}\right) = M\dot{x} + m\dot{x} + ml\cos\theta\dot{\theta} \quad (2.20)$$

denklemini elde edilir. Elde edilen denklemin zamana göre türevi alınır ve denklem düzenlenirse,

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}}\right) = \frac{d}{dt}(M\dot{x} + m\dot{x} + ml\cos\theta\dot{\theta}) \quad (2.21)$$

$$\frac{d}{dt}((M + m)\dot{x} + ml\cos\theta\dot{\theta}) \quad (2.22)$$

denklemini elde edilir. Denklem (2.17)'yi sağlamak için işleme devam edilirse,

$$\left(\frac{\partial L}{\partial q_i}\right) = \left(\frac{\partial L}{\partial x}\right) \quad (2.23)$$

$$\left(\frac{\partial L}{\partial x}\right) = 0 \quad (2.24)$$

denklemini elde edilir. Gerekli işlemler yapılırsa,

$$(M + m)\ddot{x} + ml\cos\theta\ddot{\theta} - ml\dot{\theta}^2\sin\theta = u \quad (2.25)$$

$$u = F - b\dot{x} \quad (2.26)$$

ve denklem düzenlenirse,

$$(M + m)\ddot{x} + b\dot{x} + ml\ddot{\theta}\cos\theta - ml\dot{\theta}^2\sin\theta = F \quad (2.27)$$

denklemini ortaya konulur.

Aynı işlemler θ için de gerçekleştirilirse,

$$\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) = \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}\right) \quad (2.28)$$

$$\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}\right) = ml\dot{x}\cos\theta + ml^2\dot{\theta} + I\dot{\theta} \quad (2.29)$$

denklemini elde edilir. Elde edilen denklemin zaman göre türevi alınır,

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}\right) = \frac{d}{dt}(ml\dot{x}\cos\theta + ml^2\dot{\theta} + I\dot{\theta}) \quad (2.30)$$

$$\frac{d}{dt}(ml\dot{x}\cos\theta + ml^2\dot{\theta} + I\dot{\theta}) = (I + ml^2)\ddot{\theta} + ml\ddot{x}\cos\theta - ml\dot{x}\sin\theta\dot{\theta} \quad (2.31)$$

denklemini elde edilmiş olur.

$$\left(\frac{\partial L}{\partial q_i}\right) = \left(\frac{\partial L}{\partial \theta}\right) \quad (2.32)$$

$$\left(\frac{\partial L}{\partial \theta}\right) = mgl\sin\theta - ml\dot{x}\dot{\theta}\sin\theta \quad (2.33)$$

Gerekli işlemler yapılırsa,

$$(I + ml^2)\ddot{\theta} + ml\ddot{x}\cos\theta - ml\dot{x}\sin\theta\dot{\theta} \quad (2.34)$$

$$(I + ml^2)\ddot{\theta} + ml\ddot{x}\cos\theta - ml\dot{x}\sin\theta\dot{\theta} - (mgl\sin\theta - ml\dot{x}\dot{\theta}\sin\theta) = 0 \quad (2.35)$$

ve elde edilen denklemler düzenlenirse,

$$(I + ml^2)\ddot{\theta} + ml\ddot{x}\cos\theta - mgl\sin\theta = 0 \quad (2.36)$$

olarak elde edilir.

Denklem (2.27) ve denklem (2.36), iki tekerlekli kendini dengeleyebilen sistemin nonlineer hareket denklemleridir.

Bu denklemleri basitleştirmek adına, sarkacın dikey doğrultudaki açı salınıminin her zaman çok küçük olacağı ve açı salınıminin karesinin sıfıra yakın bir değer alacağı kabulleri yapılır

$$\cos\theta \cong 1 \quad \sin\theta \cong \theta \quad \dot{\theta}^2 \cong 0 \quad (2.37)$$

ve bu noktalarda denklemler lineerleştirilirse;

$$F = (M + m)\ddot{x} + b\dot{x} + ml\ddot{\theta} \quad (2.38)$$

$$(I + ml^2)\ddot{\theta} + ml\ddot{x} - mgl\theta = 0 \quad (2.39)$$

denklem (2.38) ve denklem (2.39), iki tekerlekli kendini dengeleyebilen sistemin lineer hareket denklemleri olarak elde edilmektedir.

Sistemin kararlılığını kontrol etmek ve aynı zamanda sisteme uygulanacak kontrol sistemlerinde kullanılmak üzere, sistemin transfer fonksiyonuna geçmek için elde edilen lineer hareket denklemleri kullanılır ve laplace dönüşümleri yapılır.

$$(M + m)X(s)s^2 + bX(s)s + ml\theta(s)s^2 = F(s) \quad (2.40)$$

$$(I + ml^2)\theta(s)s^2 - mgl\theta(s) = -mlX(s)s^2 \quad (2.41)$$

Denklem (2.40) ve denklem (2.41) düzenlenir ve sistemin çıkışı θ , girişi F olduğu kabul edilip basitleştirmeler yapılırsa,

$$C = \frac{g}{s^2} - \frac{(I + ml^2)}{ml} \quad (2.42)$$

böylece transfer fonksiyonu,

$$\frac{\theta(s)}{F(s)} = \frac{1}{(mls^2 + bCs + (M + m)Cs^2)} \quad (2.43)$$

denklem (2.43) şeklinde elde edilir.

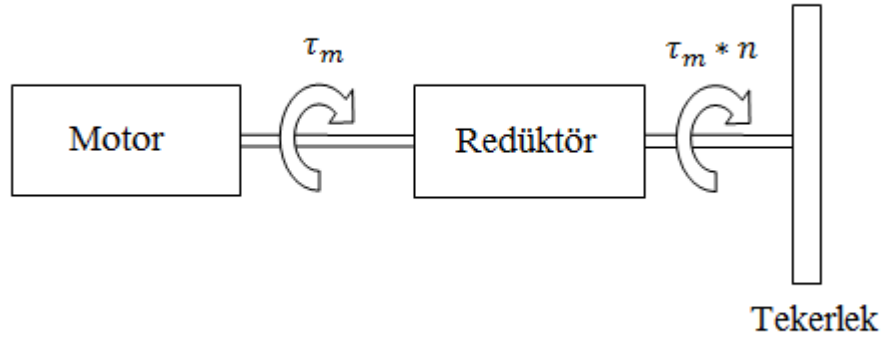
Modelde, iki tekerlekli elektrikli ve kendini dengeleyebilen aracın eğimsiz bir düzlemde hareket edeceği ve tekerleklerin düzlem üzerinde kaymadan yuvarlanacağı aynı zamanda yatay hareket yapmayacağı varsayılmaktadır.

İki tekerlekli kendini dengeleyebilen elektrikli aracın doğrusal olmayan modeli, bulunan denklem (2.12), denklem (2.14) eşitlikleri yardımıyla ve denklem (2.15), denklem (2.17) de kullanılarak denklem (2.27) ve denklem (2.36) elde edilmiş olunur. Aynı sistem için lineer model ise; denklem (2.27) ve denklem (2.36)'nın (2.37)'deki eşitlikler etrafında lineerleştirilerek, denklem (2.38) ve denklem (2.39) elde edilmiş bulunmaktadır.

3. KONTROL SİSTEMİ TASARIMI ve DİNAMİK BENZETİMLER

Bu bölümde, 2. bölümde modellenen kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın kontrolü için, kapalı çevrim kontrol sistemlerinin tasarımı açıklanmaktadır. Lagrange enerji metoduyla elde edilmiş olunan nonlinear hareket denklemleri kullanılarak PID ve MPC kontrolcüler oluşturulmakta, Matlab Simulink® yardımıyla tasarlanan kontrol sistemleri tanımlanmaktadır. Tanımlanan sistemler için istenilen performans koşulları ve farklı senaryolara göre benzetimler yapıp nonlinear sistemin farklı kontrolcüler ile vermiş olduğu cevaplar irdelenmektedir.

Tasarlanan araç, gerçek zamanlı çalışacağından nonlinear modeli incelemek lineer modele göre daha doğru olacaktır. Benzetimlerde kullanılan parametre değerleri gerçek sistem üzerinden ölçülmüş olup tablo 3.1'de verilmektedir. Bu parametreler içerisinde bulunan b sürtünme katsayısının elde edilişi ise aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Tekerlek tahrik sistemi.

Yukarıdaki şekilde motor-redüktör-tekerlek üçlüsünden oluşan tahrik sistemi gösterilmiştir. Motordan alınan tork, redüktör ile çevrim oranıyla orantılı bir şekilde artırılarak tekerleklere iletilmektedir. Bu iletim esnasında bir çok kayıp meydana gelmektedir. Bu kayıplar motordan dolayı, redüktörden dolayı, bağlantı elemanlarından dolayı gerçekleşen kayıplar olarak söylenebilir. Bu çalışmada

kullanılan parametrelerden biri olan b yer ile tekerlek arasındaki sürtünme katsayısının tespiti için, öncelikle sürtünme türü ile ilgili olarak; yer ile tekerlekler arasında kuru sürtünme olduğu kabulü gerçekleştirilmiştir. Sürtünme katsayısının tayini için ise; motor iç sürtünmesinin tekerleğe indirgenmiş modeli elde edilmiş ve redüktör verim hesabı yapılmıştır. Amaç; motor çıkış torku ile tekerlekten alınan dönme momenti arasında bir bağıntı elde ederek, yer ile tekerlek arasındaki sürtünme katsayısını belirlemektir. İndirgenmiş atalet momenti yazılırsa;

$$\frac{1}{2}J_{es}\omega_{tekerlek}^2 = \frac{1}{2}J_{motor}\omega_{motor}^2 + \frac{1}{2}J_{tekerlek}\omega_{tekerlek}^2 \quad (3.1)$$

$$J_{es} = J_{motor}\frac{\omega_{motor}^2}{\omega_{tekerlek}^2} + J_{tekerlek} \quad (3.2)$$

elde edilir. Denklemden bulunan $\frac{\omega_{motor}^2}{\omega_{tekerlek}^2}$, çevrim oranının karesini (n^2) temsil etmektedir. Eşdeğer tork yazılırsa,

$$\tau_{es}\delta\theta_{tekerlek} = \tau_{motor}\delta\theta_{motor} - \tau_{surtunme}\delta\theta_{tekerlek} - b_{motor}\omega_{motor}\delta\theta_{motor} \quad (3.3)$$

$$\tau_{es} = \tau_{motor}\frac{\delta\theta_{motor}}{\delta\theta_{tekerlek}} - \tau_{surtunme} - b_{motor}\omega_{tekerlek} \quad (3.4)$$

şeklinde elde edilir. Denklemden bulunan $\frac{\delta\theta_{motor}}{\delta\theta_{tekerlek}}$, çevrim oranını (n) temsil etmektedir.

$$\tau_{es} = \tau_{motor}n - \tau_{surtunme} - b_{motor}\omega_{tekerlek} \quad (3.5)$$

Denklemler (3.2) ve (3.5)'te bulunan indirgenmiş kütle atalet momenti ile indirgenmiş tork değerleri, aşağıda verilen denklemden yerine yazılarak hareket denklemi elde edilmiş olur.

$$J_{es}\ddot{\theta} + \frac{1}{2}\frac{\partial J_{es}}{\partial \theta}\dot{\theta}^2 = \tau_{es} \quad (3.6)$$

$$\tau_{es} = J_{es}\dot{\omega}_{tekerlek} \quad (3.7)$$

Düzenli rejimde bu terim dikkate alınmaz. Böylece,

$$\tau_{motor}n - \tau_{sürtünme} = b_{motor}\omega_{tekerlek} \quad (3.8)$$

elde edilir. Denklem (3.8), sürtünme etkisinin tekerleğe indirgenmiş halini ifade etmektedir.

Elde edilmiş olunan bu modelde, motor iç sürtünmesi ve yer ile tekerlek arasında gerçekleşen sürtünmenin etkisi mevcuttur. Bu modelde redüktörde gerçekleşen kayıplar bulunmamaktadır. Redüktörde gerçekleşen kayıp, redüktör verim hesabı yapılarak probleme dahil edilebilir.

Redüktör verim hesabı yapılırken kullanılan 30 çevrim oranlı redüktörün sonsuz vida çapı 22.5 mm ve sonsuz vida ile kontak halinde olan sarı malzemeli dişlinin çapı 68 mm'dir.

$$\frac{Z_2}{Z_1} = n = 30, d_{01} = 22.5 \text{ mm ve } d_{02} = 68 \text{ mm'dir.}$$

Sonsuz dişlinin verimi hesaplanırken $\tan\alpha =$ helis açısına ihtiyaç vardır. Bunun için önce vidalı milin eksnel modülü bulunur. Elde edilen eksnel modülden ilgili denklemlerle α açısına geçilir. Böylece,

$$m_a = \frac{d_{02}}{Z_2} = \frac{68}{30} = 2.27 \text{ mm} \quad (3.9)$$

olarak elde edilir. Helis açısı hesaplanırsa,

$$\tan\alpha = \frac{Z_1 m_a}{d_{01}} = \frac{1 * 2.27}{22.5} = 0.1 \quad (3.10)$$

$$\arctan\alpha = 0.1 \quad (3.11)$$

$\alpha = 5.71$ derece olarak elde edilir. Sürtünme açısının tayini için kayma hızı belirlenirse,

$$V_g = \frac{\pi d_{01} n_1}{60 * 1000 * \cos\alpha} = 1.66 \text{ m/sn} \quad (3.12)$$

olarak elde edilir. İlgili tablolardan V_g 'ye göre ρ 'ya bakılır. $\rho =$ sürtünme açısıdır. $\rho = 2.1$ derece olarak seçilir [26]. Motor öncelikle sonsuz dişliyi tahrik ettiğinden dolayı verim ifadesi;

$$\eta = \frac{\tan\alpha}{\tan(\alpha + \rho)} = 0.73 \quad (3.13)$$

şeklinde elde edilir. Toplam verimi bulmak için rulmanlı yatakların verimi de hesaba katılırsa;

$$\eta_{toplama} = \eta(0.98)(0.98) = 0.70 \quad (3.14)$$

olarak toplam verim elde edilir. Verim elde edildiğine göre yer ile tekerlek arasındaki sürtünme katsayısını tayin etmek için,

$$\tau_{motor}n - (F_s r) = b_{motor}\omega_{tekerlek} \quad (3.15)$$

$$F_s = F_n b \quad (3.16)$$

$$\tau_{motor} = K_t * i \quad (3.17)$$

$$(K_t * i)n * \eta_{toplama} - (F_s * r) = b_{motor} * \omega_{tekerlek} \quad (3.18)$$

genel yazılımı elde edilir.

K_t , motor tork sabitidir. Kullanılan motor için bu sabitin değeri 0.29 Nm/A'dır.

b_{motor} , motor iç sürtünme katsayısını bulmak için denklem (3.8) düzenlenirse;

$$(K_t * i) = b_{motor} * \omega_{motor} \quad (3.19)$$

bağıntısı kullanılır. Motor, 18.33 rad/sn sabit hızla sürüldüğünde 2.1A akım çekmektedir. Öyleyse,

$$(0.29 * 2.1) = b_{motor} * 18.33 \quad (3.20)$$

$b_{motor} = 0.03 \text{ Nmsn/rad}$ olarak elde edilir. Elde edilen motor iç sürtünme katsayısı ile denklem (3.18) çözülürse ve araç 0.63 rad/sn sabit açısal hız ile sürüldüğü takdirde 2.1A akım çektiğine göre,

$$(0.29 * 2.1) * 30 * 0.70 - (F_s * 0.16) = 0.03 * 0.63 \quad (3.21)$$

$F_s = 79.81$ N elde edilir. $F_s = F_n b$ olduğuna göre,

$$79.81 = (32.5) * (9.81) * b \quad (3.22)$$

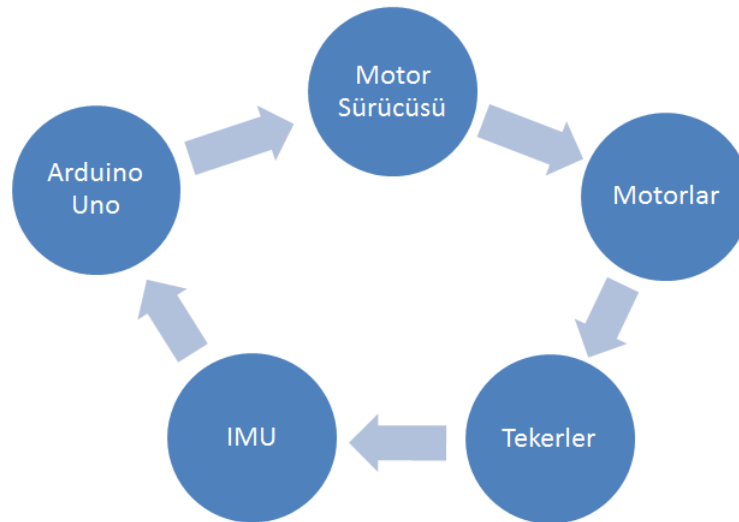
ise; $b = 0.25$ olarak bulunur. Aşağıda kullanılan parametreler tablo olarak verilmiştir.

Çizelge 3.1: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç parametre değerleri.

Parametre	Açıklaması
M	5kg.
m	27.5kg.
g	9.81m/s ² .
l	0.625 m.
I	0.751kgm ² .
b	0.25.

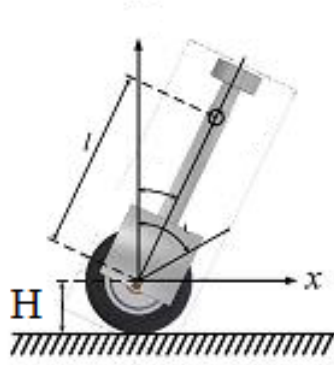
3.1 Kapalı Çevrim Kontrol Sistemi Tasarımı

Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın çalışma prensibine bakarsak; araçta bulunan tekerler, sarkaçtaki açı değişimlerine göre motorlar aracılığıyla tahrik edilerek hareket etmektedir. Motorların tahrik etmesi için üretilen sinyaller ise gömülü sistem kontrolcü ve motor sürücüsü tarafından sağlanmaktadır.



Şekil 3.2: Sistem akış şeması.

Burada temel olarak kontrol edilmek istenen parametre θ sarkaç açısıdır. Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın hareketinde; sarkacın, verilmiş olan referans açığı yakalayarak kendi dengesini sağlaması amaçlanmaktadır.



Şekil 3.3: Sarkaç denge bozulumu.

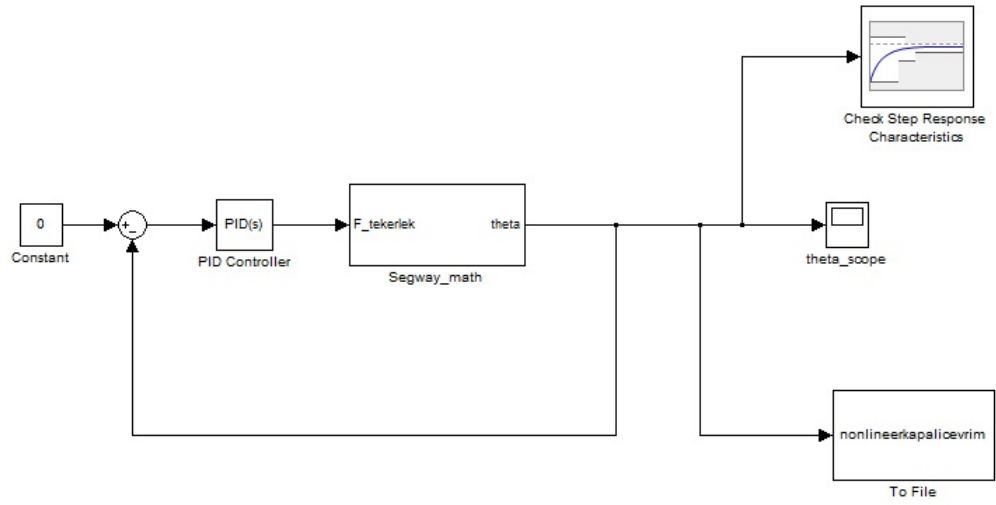
Sarkaç başlangıç konumunda 0 derecede olup bu nokta sistemin kararsız noktasıdır. Sarkaç bu konumda dengede tutulmak istenmektedir. Sistemin denge konumu bozulduğu anda tekerleklere uygulanan tahrik ile sarkacın tekrar denge konumuna getirilmesi amaçlanmaktadır. Modellenen sistemde kontrol edilmek istenen θ sarkaç açısı için, PID ve MPC kapalı çevrim kontrolcüler Matlab-Simulink® ortamında tasarlanmıştır.

3.1.1 Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç için PID kontrolcü tasarımı

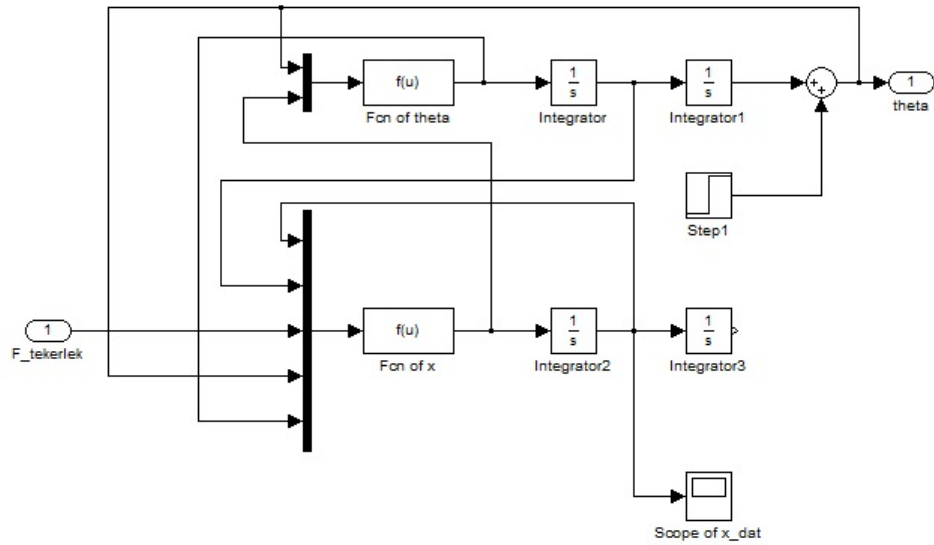
Bu bölümde, elde edilmiş olunan nonlinear dinamik denklemler kullanılarak, Matlab-Simulink® yardımıyla tasarlanan sistem tanımlanmaktadır. Tanımlanan nonlinear sistem için, Matlab optimizasyon bloğu yardımıyla belirlenen performans koşullarına göre tasarlanan PID katsayıları belirlenmektedir.

Şekil (3.4)'te nonlinear sistemin PID ile kapalı çevrim blok diyagramı gösterilmiştir.

Simulink yardımıyla tanımlanan sistem bir PID kontrolcü ile geri besleme yapılarak kontrol edilmektedir. Amaç verilmiş olan 0 referansının takip edilmesidir. Aynı zamanda sisteme θ_{input} adı altında bir de step bozucu uygulanmaktadır.

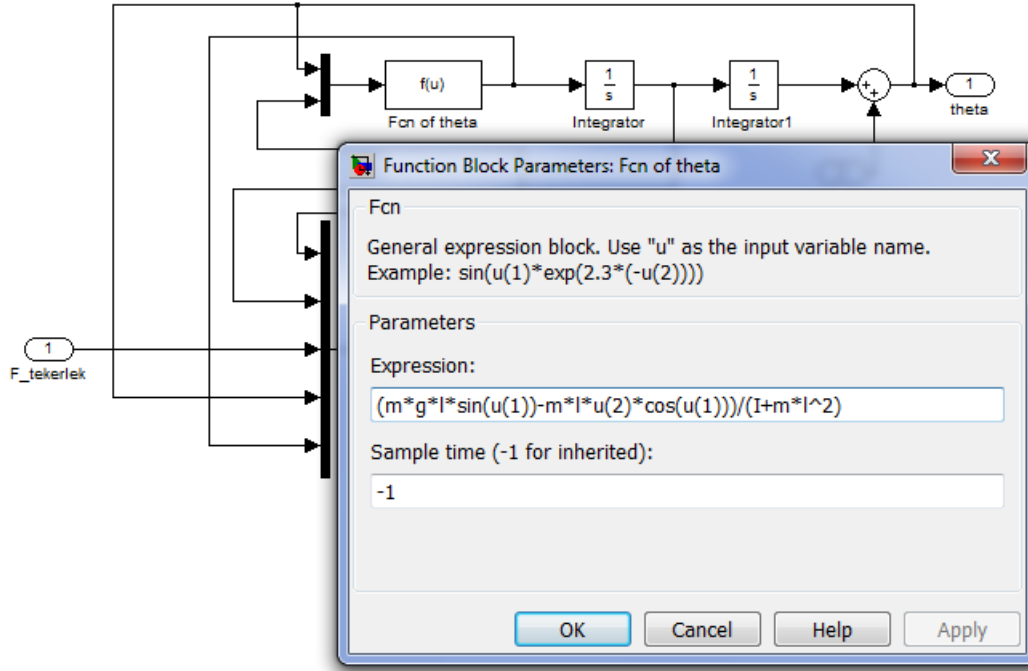


Şekil 3.4: Nonlinear sistem için kapalı çevrim PID kontrol blok diyagramı.



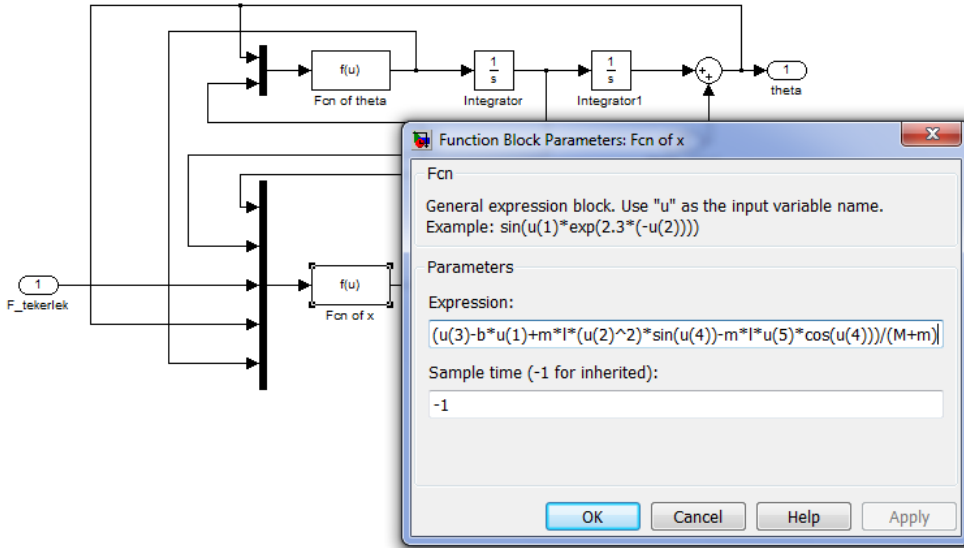
Şekil 3.5: Nonlinear sistem matematik model blok diyagramı.

Şekil (3.5)'te sistemin matematiksel modelinin blok diyagramlarıyla gösterimi mevcuttur. Elde edilmiş olan nonlinear dinamik denklemler blokların içerisine gömülmüştür.



Şekil 3.6: Nonlinear sistem $\ddot{\theta}$ denklemi.

Şekil (3.6)'da $\ddot{\theta}$ denklemi,



Şekil 3.7: Nonlinear sistem \ddot{x} denklemi.

Şekil (3.7)'de \ddot{x} denklemi görülmektedir.

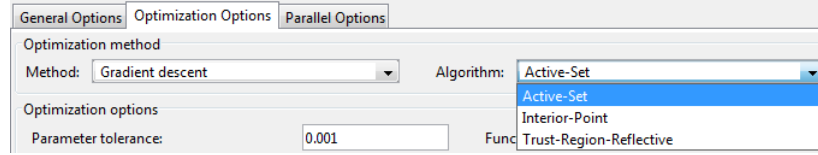
Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak nonlinear sistemin PID katsayıları deneme yanılma yoluyla değil optimizasyon yardımıyla belirlenmiştir.

Optimizasyon; bir gerçel fonksiyonu minimize ya da maksimize etmek amacı ile gerçek ya da tamsayı değerlerini tanımlı bir aralıkta seçip fonksiyona yerleştirerek sistematik olarak bir problemi incelemek ya da çözmek işlemlerini ifade eder. Probleminiz nonlinear optimizasyon problemi olarak düşünülerek optimizasyon algoritmaları incelendiğinde, en çok kullanılan metot ve arama algoritmalarının,

Trust-region	Active set
Gradient descent	Gradient descent
Quasi Newton	Quasi Newton

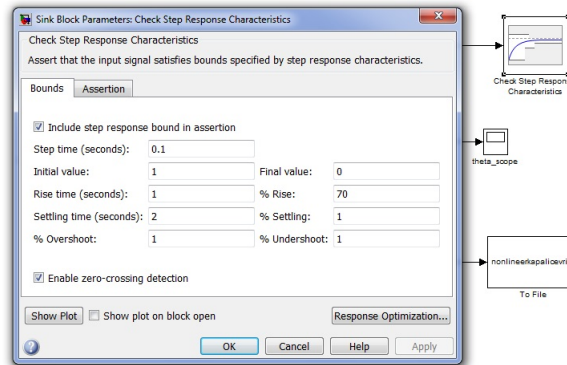
Şekil 3.8: Optimizasyon arama yöntemleri.

olduğu görülür. Bu çalışma kapsamında; arama algoritması olarak active-set, metot olarak ise gradient descent'in kullanılması uygun görülmüştür.

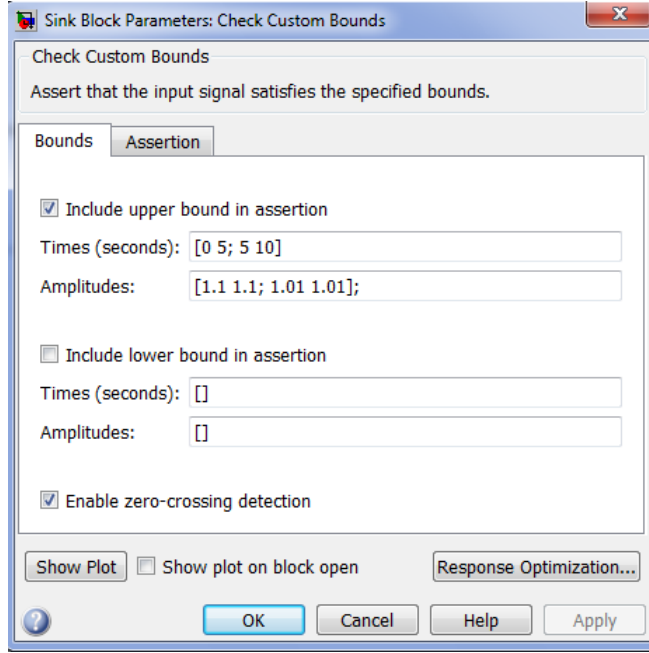


Şekil 3.9: Matlab-Simulink optimizasyon ayar bloğu.

Şekil (3.10) ve şekil (3.11)'de, farklı bozucu tipleri için optimizasyon bloklarının performans koşulları görülmektedir.



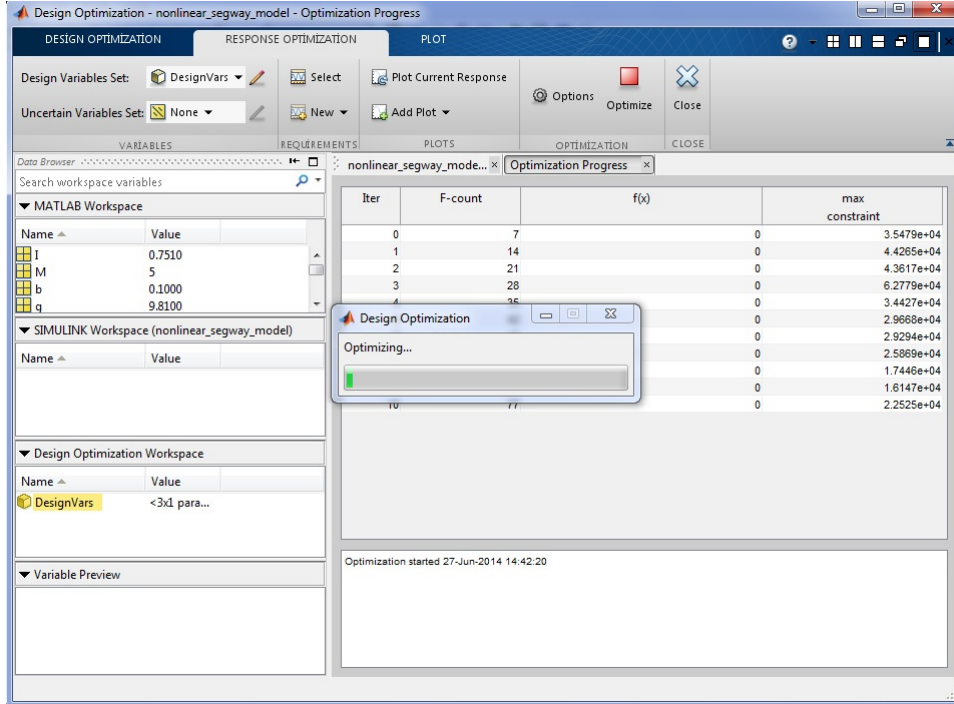
Şekil 3.10: PID optimizasyon bloğu.



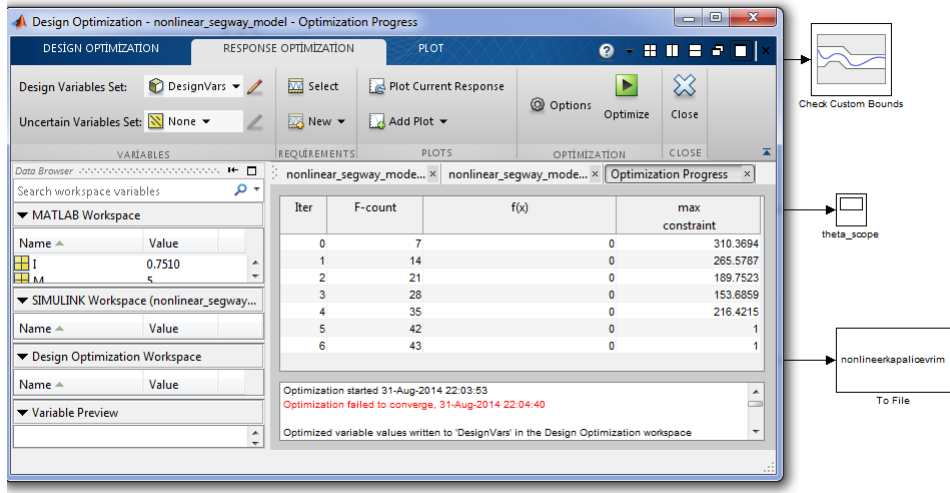
Şekil 3.11: Darbe cevabı için PID optimizasyon bloğu.

Farklı bozucular adına farklı optimizasyon blokları kullanılmaktadır. Fakat arka planda çalışan matematik aynıdır.

Şekil (3.12) ve şekil (3.13) şekillerinde optimizasyon bloğunun PID katsayılarının belirlenmesi için çalışması görülmektedir.



Şekil 3.12: Basamak cevabı için PID optimizasyonu.



Şekil 3.13: Darbe cevabı için PID optimizasyonu.

Optimizasyon sonucunda nonlineer kapalı çevrim için elde edilen PID kontrolcü katsayıları hesaplanmaktadır. Hesaplanan kontrolcü katsayıları PID bloğuyla birlikte sistemi kontrol etmek için uygulanmaktadır.

3.1.2 Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli araç için MPC tasarımı

Model Öngörülü Kontrol (MPC), sistemin gelecekteki davranışını bir başarı ölçütüne göre optimize etmek için sistemin modelini kullanan yöntemlere verilen genel isimdir. İlk olarak petrokimya endüstrisinde kullanılmak için geliştirilmiş olmasına rağmen; uçak, askeri uygulamalar ve proses endüstrisi gibi uygulama alanlarında da kendine yer bulmuştur.

MPC genellikle karmaşık yapıları kontrol etmek için belirli performans kriterlerine göre hesaplanan kontrol kanununa sahip bir yapıdır. Karmaşık sistemleri, uzun zaman gecikmesi olan sistemleri kolayca kontrol etmek için kullanılan bir kontrolcü tipidir. Çok giriş-çok çıkış sistemlere kolayca uygulanabilir olması, bilinen gelecek referans değerlerinde iyi çalışması ve çevrimiçi hesaplamaya zaman tanınması sebebiyle tercih edilebilir. En büyük dezavantajı ise modele olan kesin bağımlılığıdır. Modeldeki en ufak hata ve tahmin edilemeyen belirsizlikler kontrolcü performansını düşürecektir. PID kontrolöre karşı olan avantajı ise uzun süreli ve gecikmeli çalışan sistemlerde daha iyi performans vermesidir.

MPC'nin temel elemanlarını sıralarsak;

- a. Sistemin gelecekteki davranışını öngörmek için, bir öngörü modeli,
- b. İstenilen performans koşullarına göre öngörülen davranışın optimizasyonu (amaç fonksiyonu),
- c. Uygun sistem girişlerinin her kontrol adımında hesaplanması, kayan ufuk prensibi

diye 3 madde halinde belirtebiliriz. Burada belirtilen temel elemanlardan sistemimiz için tercih edilenler alt başlıklarda açıklanmaktadır.

3.1.2.1 Durum uzay öngörü modeli

Sistemin davranışını öngörmek için problemin çeşidine göre kullanılan çok sayıda öngörü modeli mevcuttur. Bunlar; darbe cevabı öngörü modeli, basamak cevabı öngörü modeli, transfer fonksiyonu öngörü modeli, durum uzayı öngörü modelleridir. Bu öngörü modelleri arasında transfer fonksiyonu öngörü modeli ve durum uzayı öngörü modeli en fazla kullanılan öngörü modelleridir. Problemimiz kısıtsız MPC problemi kapsamına girmektedir. Problemimize uygun olarak durum uzay öngörü modeli kullanılması tercih edilmiştir.

Durum uzay öngörü modeline ait; çıkış, giriş bozucuları ve ölçüm gürültüsünü içeren model şu şekildedir.

$$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) + B_D d(k) \quad (3.23)$$

$$y(k) = Cx(k) + D_D d(k) \quad (3.24)$$

(3.23) denkleminde bulunan B_D , B sistem matrisinin u kontrol girişi ve bozucuya ait alt matrisleri ifade eder, d ise ölçülemeyen bozucu vektörünü tanımlamaktadır. $B_D = 0$ olması durumunda sistemde sadece çıkış bozucularının olduğu, $D_D = 0$ olması durumunda ise giriş bozucuları olduğu anlaşılır. Durum uzay denklemini yazarsak;

$$x(k+1) = Ax(k) + B \Delta u(k) \quad (3.25)$$

$$y(k) = Cx(k) \quad (3.26)$$

şeklindedir. Bir sonraki adım için durum ve çıkış değerleri;

$$x(k+1) = Ax(k) + B \Delta u(k) \quad (3.27)$$

$$y(k+1) = Cx(k+1) \quad (3.28)$$

şeklinde hesaplanır. Bir adım ötesi için daha yazılırsa;

$$x(k+2) = Ax(k+1) + Bu(k+1) \quad (3.29)$$

$$x(k+2) = A[Ax(k) + Bu(k)] + Bu(k+1) \quad (3.30)$$

$$x(k+2) = A^2x(k) + ABu(k) + Bu(k+1) \quad (3.31)$$

$$y(k+2) = Cx(k+2) \quad (3.32)$$

denklemlerin yukarıdaki gibi olduğu görülür. Bu şekilde n adım kadar ilerlenirse ve genel formül verilirse;

$$x(k+n) = A^n x(k) + A^{n-1}Bu(k) + A^{n-2}Bu(k+1) + \dots + Bu(k+n-1) \quad (3.33)$$

$$y(k+n) = C[A^n x(k) + A^{n-1}Bu(k) + A^{n-2}Bu(k+1) + \dots + Bu(k+n-1)] \quad (3.34)$$

şeklinde bulunur. Öngörü modelini vektör-matris formunda yazarsak;

$$\begin{pmatrix} x(k+1) \\ x(k+2) \\ x(k+3) \\ \vdots \\ \vdots \\ x(k+n) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A \\ A^2 \\ A^3 \\ \vdots \\ \vdots \\ A^n \end{pmatrix} x(k) + \begin{pmatrix} B & 0 & \dots & 0 \\ AB & B & \dots & 0 \\ A^2B & AB & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ A^{n-1}B & A^{n-2}B & \dots & B \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u(k) \\ u(k+1) \\ u(k+2) \\ \vdots \\ \vdots \\ u(k+n-1) \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

$$\begin{pmatrix} y(k+1) \\ y(k+2) \\ y(k+3) \\ \vdots \\ y(k+n) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} CA \\ CA^2 \\ CA^3 \\ \vdots \\ CA^n \end{pmatrix} x(k) + \begin{pmatrix} CB & 0 & \dots & 0 \\ CAB & CB & \dots & 0 \\ CA^2B & CAB & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ CA^{n-1}B & CA^{n-2}B & \dots & B \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u(k) \\ u(k+1) \\ u(k+2) \\ \vdots \\ u(k+n-1) \end{pmatrix} \quad (3.36)$$

Durum-uzay formunda modellenmiş sistemin öngörü denklemleri elde edilir. Bu gösterim mevcut durum ve gelecekteki girişler bilindiği sürece geçerlidir. Sadeleştirirsek,

$$\underline{x}(k) = P_{xx}x(k) + H_x \underline{u}(k-1) \underline{y}(k) = Px(k) + Hu(k-1) \quad (3.37)$$

(3.37) denklemini elde edilir.

3.1.2.2 Amaç fonksiyonu

MPC algoritmasının bir diğer temel elemanı olan amaç fonksiyonu; kontrol kanunu geçerli kılmak için kullanır. Genel amaç, ilgili ufuktaki gelecek çıkışın $y(t)$, referans sinyali $r(t)$ 'yi takip etmesi ve aynı zamanda kontrol eforunu enerji terimi olarak ifade edilebilir olmasıdır. Kontrol eforu, kontrol girişindeki değişim miktarı olarak

$$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1) \quad (3.38)$$

ifade edilebilir. Amaç fonksiyonunu genel olarak yazarsak,

$$J_A(N_1, N_2, N_u) = \sum_{j=N_1}^{N_2} \delta_A [y(t+j|t) - r(t+j)]^2 + \sum_{j=1}^{N_u} \lambda [\Delta (t+j-1)]^2 \quad (3.39)$$

şeklinde ifade edilebilir. N_1 ve N_2 terimleri minimum ve maksimum öngörü ufuklarını temsil etmektedir. N_u ise kontrol ufku olarak adlandırılır. Eğer ki sistemde gecikme mevcutsa minimum öngörü ufku bu gecikme kadar seçilmelidir. δ ve λ terimleri ise sistem davranışını etkileyen ağırlık katsayılarıdır.

Amaç fonksiyonu J , bir örnekleme adımında minimize edilerek öngörü ufku boyunca optimum performansı sağlayacak kontrol değişimlerinin hesaplanmasını gerçekleştirir. Bu kontrol değişimlerinin vektörünün uzunluğu, kontrol ufkunun uzunluğuna eşittir.

Tasarlamak istediğimiz kontrolcüye göre problemimiz kısıtsız MPC problemi tanımına uymaktadır. Kısıtsız MPC problemi; kontrol probleminde giriş, çıkış ve ya durumlar üzerinde hiçbir kısıtlamanın olmadığı kapalı çevrim öngörülü problemidir. MPC yöntemindeki en önemli iki husus amaç fonksiyonu ve ağırlık matrislerinin hesaplanmasıdır. Amaç fonksiyonunu minimize etmek için kontrol edilmek istenen değişkenin ağırlık matrisi arttırılmaktadır. Amaç fonksiyonunun örnekleme adımı boyunca minimize edilmesi, öngörü ufku boyunca optimum performansı sağlayacak kontrol değişimlerinin hesaplanmasını sağlar. Amaç fonksiyonunu kısıtsız MPC problemine göre revize edersek;

$$J_A(k) = \sum_{j=N_1}^{N_2} [r(t+j) - y(t+j|t)]^2 + \sum_{j=1}^{N_u} \lambda [\Delta(t+j-1)]^2 \quad (3.40)$$

şeklinde ifade edilir. Problemimize uygun olarak kontrol değişimini ve öngörü modelini de yazarsak,

$$\Delta u(k) = (k+j|k=0, j \geq N_u) \quad (3.41)$$

$$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k)y(k) = Cx(k) \quad (3.42)$$

şeklinde ifade edilir. Böylelikle (3.42) denkleminde tanımlı durum-uzaylı sistem modeline ait amaç fonksiyonu, N_2 boyunca öngörülen çıkışların, istenilen referans değeri farkının karelerinin toplamı ve N_u boyunca kontrol değişimlerinin karelerinin λ ile değişimi ile ağırlıklandırılması sonucundaki toplamını ifade etmektedir. Kontrol kanunu için genel amaç fonksiyonunu yazarsak,

$$J_A(k) = \sum_{k=1}^N \sum_{j=N_1}^{N_2} [r(t+j) - y(t+j|t)]^2 + \sum_{j=1}^{N_u} \lambda [\Delta(t+j-1)]^2 \quad (3.43)$$

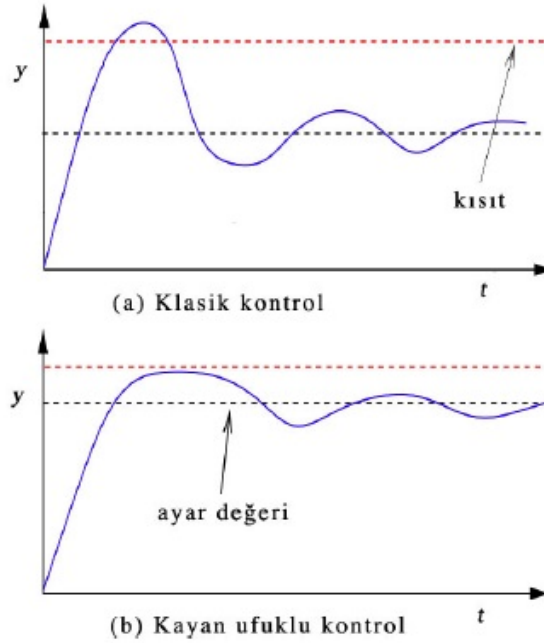
şeklinde tanımlanır. N çalışma süresini k ise adım sayısını belirtmektedir.

3.1.2.3 Kayan ufuk prensibi

Kayan ufuk prensibi, doğrusal kuadratik kontrol kuramına dayanır. Bu doğrusal kuadratik kontrolcü, kuadratik olarak tanımlanan bedel fonksiyonunu sonsuz zaman için minimize eder ve optimum kontrol girişi üretir. Böylece ele alınmış olunan

problem için, başka bir optimal çözüm yoktur. Bu kontrolde, kontrol girişleri sonlu bir ufuk için bulunmaktadır. Bu ufuktan sonraki optimal kontrol girişleri hesaplanmaz. Bundan dolayı kayan ufuklu kontrol alt-optimaldir olarak düşünülebilir. Sistemin durumuna ve ya sistemden istenen davranışa göre bedel fonksiyonuna eklenecek ek terimler ile bu durum aşılabilir.

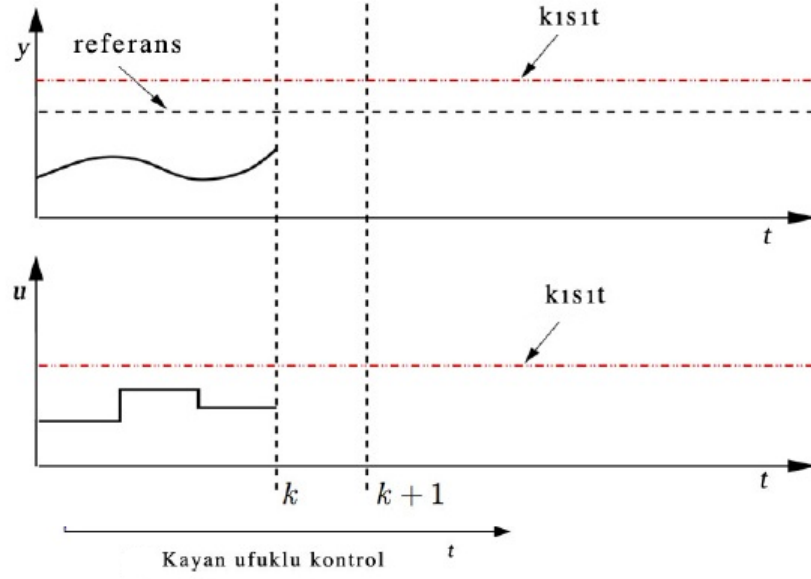
Kayan ufuklu kontrolün en önemli avantajı; kontrolde, sayısal çözümleme kullanılabilmesidir. Bedel fonksiyonu ise kuadratik programlama ile çözümlenir. Kuadratik optimizasyon yapısı, dormülasyonda kısıtların olmasına izin verdiği için, kayan ufuklu kontrolcü kısıtları ihlal edilmeden problemi ele almaktadır. Klasik kontrole göre bu noktada üstünlüğü bulunmaktadır.



Şekil 3.14: Klasik kontrol - kayan ufuklu kontrol kısıt karşılaştırması.

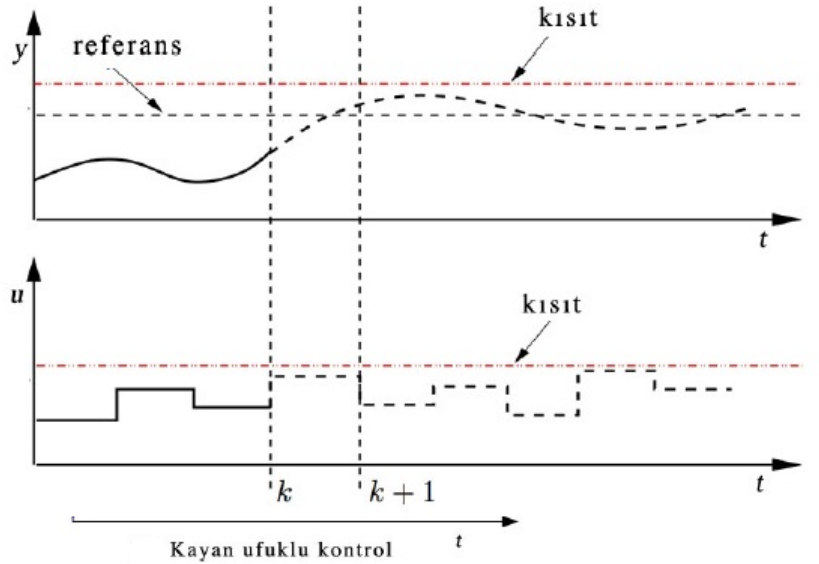
Şekil (3.14)'de görüldüğü gibi klasik kontrolde problem kısıtlamalar dikkate alınmadan ve sadece ihlal edilmeleri halinde ele alınırlar. Kayan ufuklu kontrolcü de ise, gelecekteki çıkış değerlerini kısıtlamaları ihlal etmeyecek şekilde hesapladığı için, çıkış limitlerin çok yakınında, fakat sınırları geçmeden çalışabilmektedir. Bu önemli bir durumdur. Çünkü kısıtlı problemlerde optimal çözüm çoğu zaman kısıtların kesişim noktalarında bulunur.

Kayan ufuklu kontrolün davranışını, giriş ve çıkış değerlerinin sıfıra eşit olmadığı bir durumda kontrol edilen sistemin bir k zaman adımı sürekli ve ayrık zamanlı gösterimi,



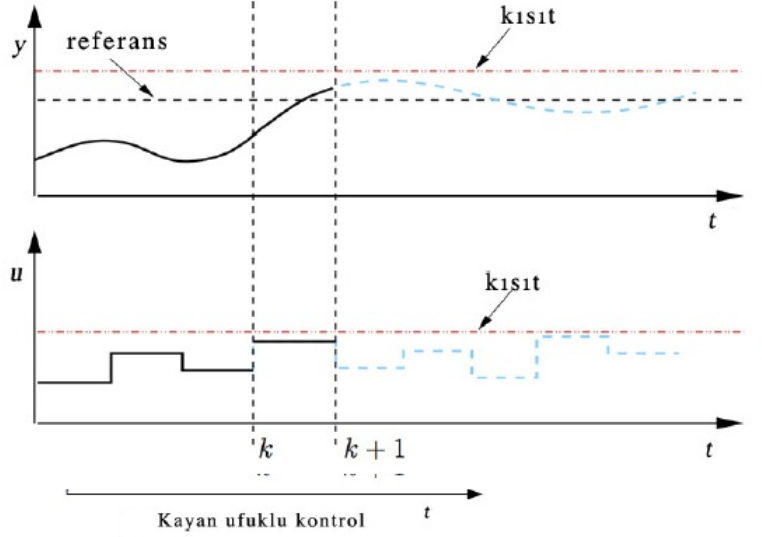
Şekil 3.15: Kayan ufuk prensibinde başlangıç durumu [25].

Şekil (3.15)'de gösterilmektedir. İlk adımda sistemin o anki durumları ölçülür ve $x(k)$ durum vektörü elde edilir. İkinci adımda ise öngörü modeli ve bedel fonksiyonu kullanılarak belirli sonlu ufuk için bir kontrol girişi dizini elde edilir. Bu dizi,



Şekil 3.16: Kayan ufuk prensibinde optimum kontrol dizini [25].

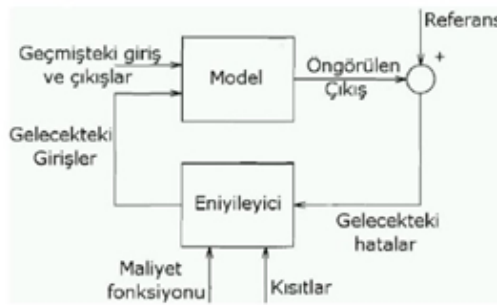
şekil (3.16)'da görüldüğü gibi, ufuk bitmeden sistemi istenilen değere getirecek şekilde hesaplanır. Sonraki aşamada hesaplanan optimal kontrol sinyali dizinin ilk elemanı $u(k)$ sisteme gönderilir.



Şekil 3.17: Kayan ufuk prensibinde kontrol girişi ve bir sonraki hesaplama [25].

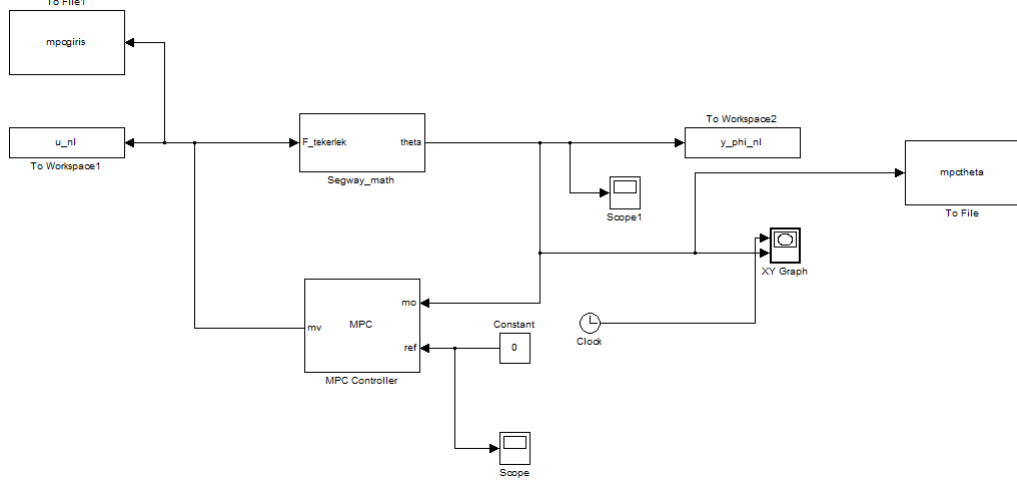
Şekil (3.17)'de gösterildiği gibi sonlu ufuklu optimizasyonunun ilk adımı $x(k+1)$ hesaplanarak sona ermiş olur. $(k+1)$. adımda, k adımına göre kontrolcü, bir adım daha uzağı öngörür. Ufuk zamanda ileriye doğru kaymış olur. Sistemde gürültü ve bozucu olmayan durumlarda, (k) ve $(k+1)$ adımlarında hesaplanan optimal kontrol giriş dizisinin aynı olması beklenir. Fakat gerçekte bu etmenler bulunmaktadır.

İki tekerlekli kendini dengeleyebilen elektrikli araca uygulanmak istenen kontrol sistemi, kısıtsız MPC problemi olarak ele alınıp MPC çalışma algoritması uygulanmaktadır (Şekil 3.18).



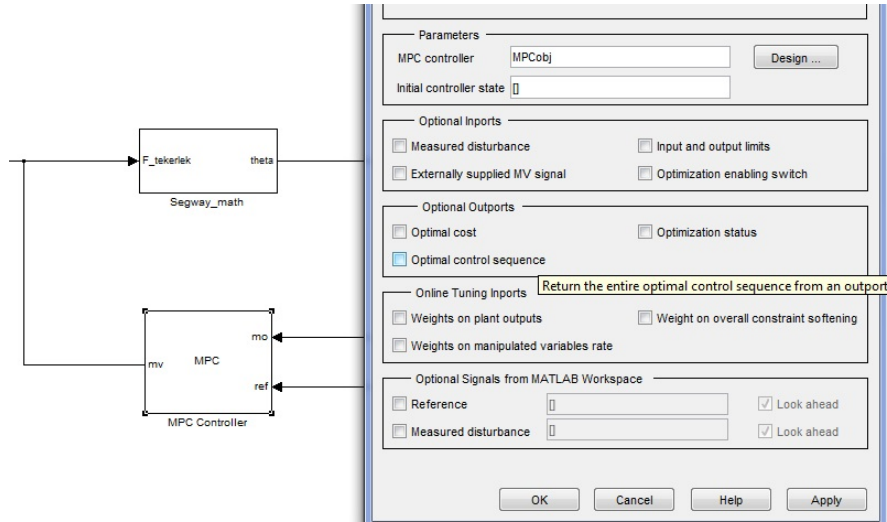
Şekil 3.18: MPC çalışma algoritması.

Kısıtsız MPC problemi; kontrol probleminde giriş, çıkış ve ya durumlar üzerinde hiçbir kısıtlamanın olmadığı kapalı çevrim öngörülü problemidir. Bölüm 2'de elde edilmiş olunan lineer denklemlere göre Matlab-Simulink® ortamında MPC tasarlanmakta ve nonlinear modele uygulanmaktadır.



Şekil 3.19: Nonlinear sistem MPC kapalı çevrim kontrol blok diyagramı.

3.19 'de nonlinear sistemin MPC kapalı çevrim blok diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.20: Matlab-Simulink MPC dizayn bloğu.

Şekil (3.20)'de Matlab MPC dizayn bloğu görülmektedir.

3.2 Dinamik Benzetimler

Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç için tasarlanan kapalı çevrim kontrol sistemleri, belirtilen gerçek araç parametreleri için benzetimlerle incelenmiştir. Benzetimlerde, daha önceki bölümlerde elde edilmiş olunan nonlinear sistem modeli kullanılmıştır. Aracın gerçek parametreleri, araç parçalarının demonte edilmesi ile ölçülerek bulunmuştur. Benzetimler Matlab Simulink® yazılımı ile yapılmıştır.

Benzetimlerde kontrolcüler için farklı bozucu çeşitleri uygulanmıştır. Uygulanan bozuculara göre kontrolcü cevapları karşılaştırmaları verilmiştir.

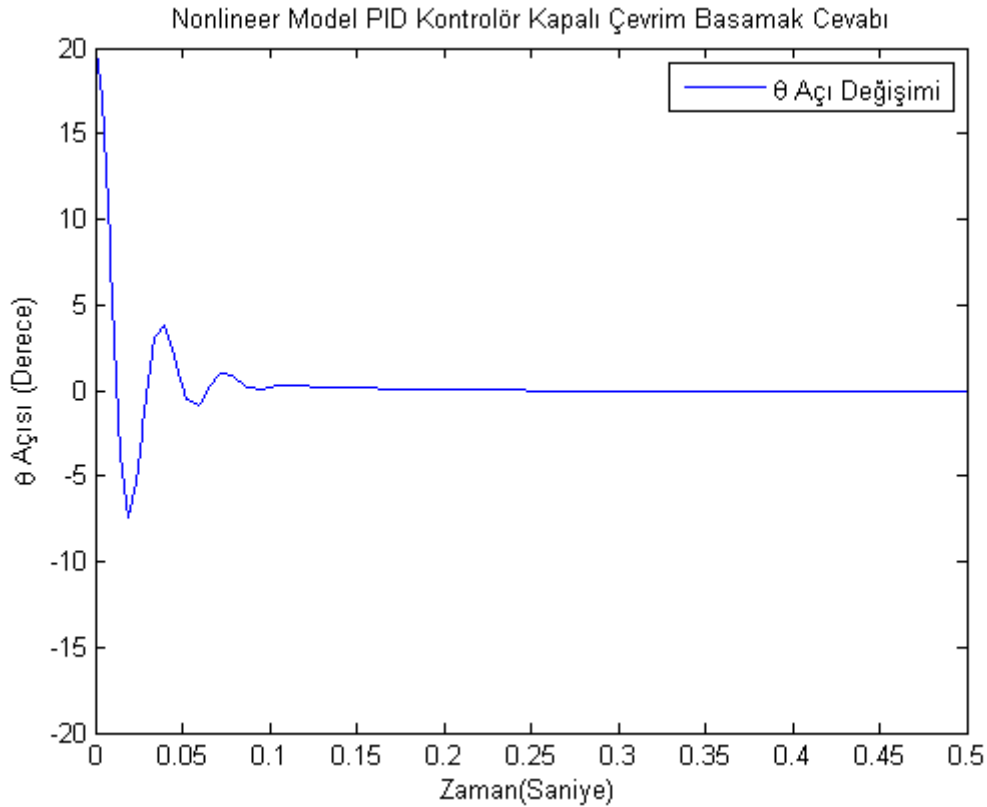
3.2.1 PID kontrolör ile kapalı çevrim sistem kontrolü

PID kontrolör ile kapalı çevrim sistem kontrolü için farklı bozucu etkiler altında sistemin verilen referans açığı takip etmesi amaçlanmıştır.

3.2.1.1 PID kontrolör ile kapalı çevrim sistem basamak bozucu cevabı

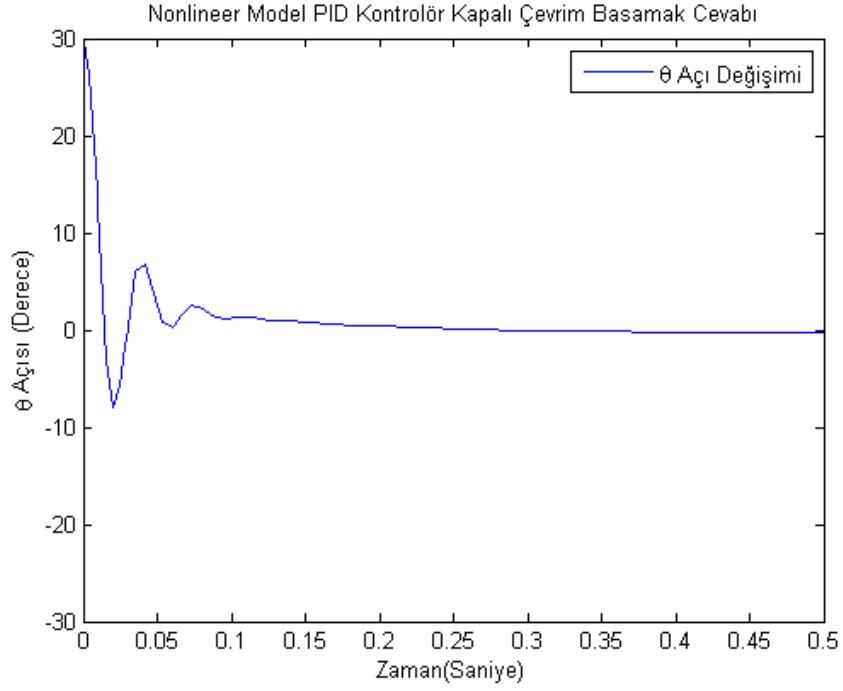
Elde edilmiş olunan nonlinear dinamik denklemlere göre Matlab-Simulink® ortamında hazırlanan bloklarda da görüldüğü üzere sisteme öncelikle basamak bozucu uygulanmıştır. Uygulanan basamak bozucu büyüklükleri; 20 derece, 30 derece ve 40 derecedir. Basamak bozucu altında sistemin verdiği cevaplar incelenirse,

20 derece için;



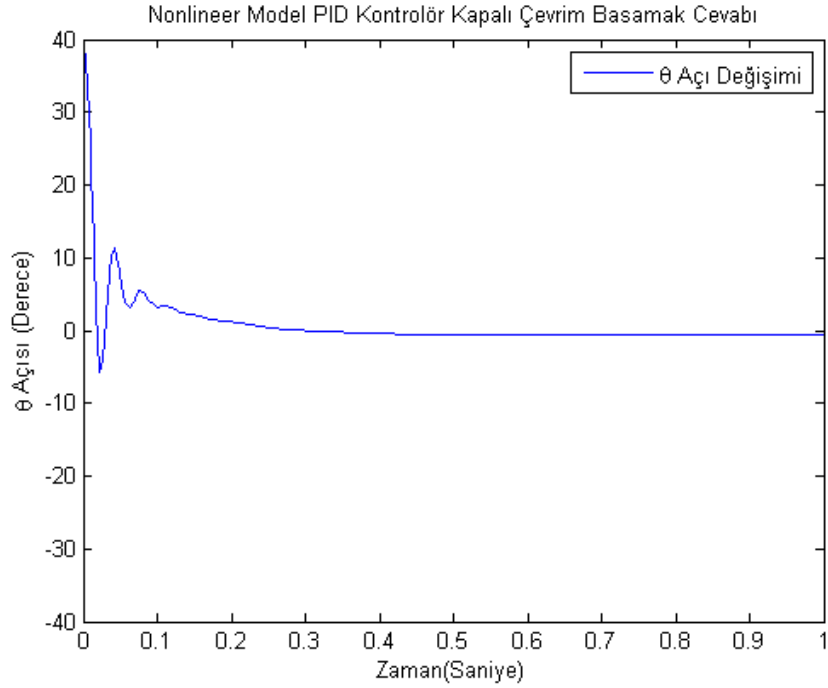
Şekil 3.21: 20 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

30 derece için;



Şekil 3.22: 30 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

40 derece için;



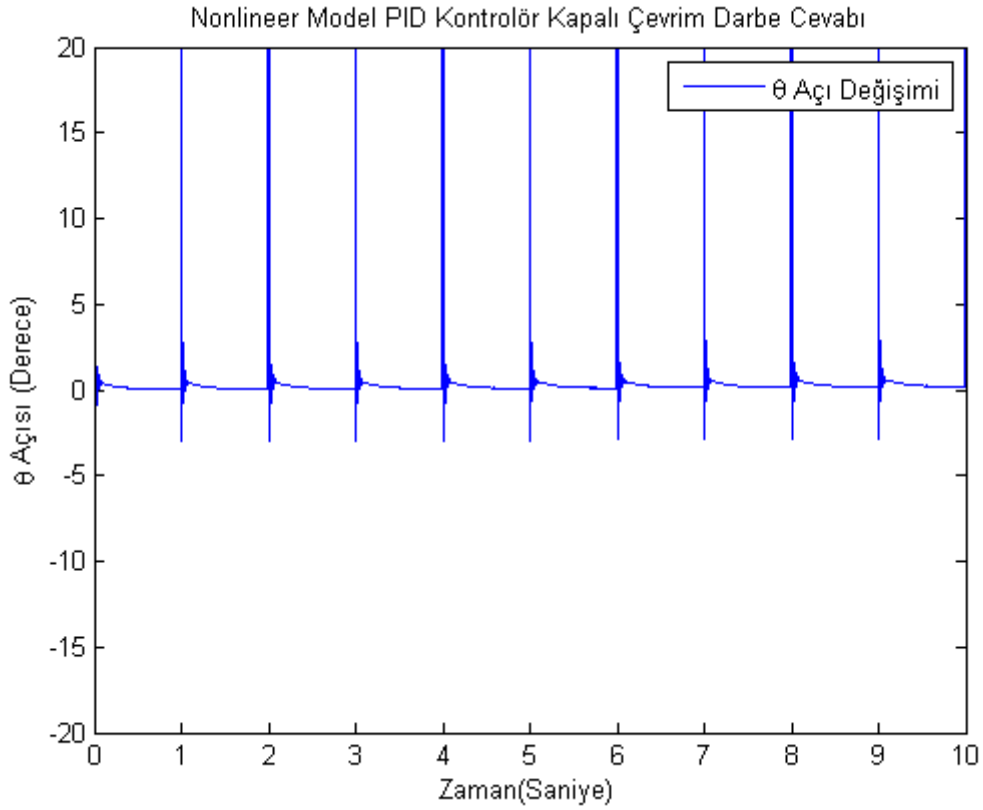
Şekil 3.23: 40 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

grafikleri elde edilir. Grafiklerden de görüldüğü üzere; PID kontrolörlü kapalı çevrim sistemin, 20-30-40 derecelik basamak bozucular altında belirlenen performans koşullarında istenen referans açığı takip edebildiği görülmektedir. Bu grafikler sistemin kontrol edilebilindiğini göstermektedir.

3.2.1.2 PID kontrolör ile kapalı çevrim sistem darbe bozucu cevabı

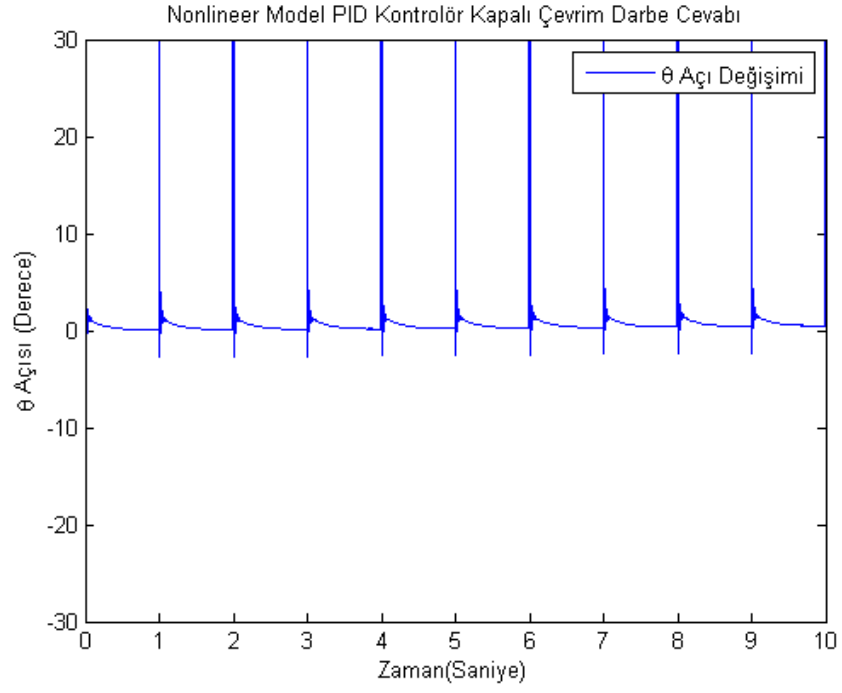
Elde edilmiş olunan nonlinear dinamik denklemlere göre Matlab-Simulink® ortamında hazırlanan bloklarda bozucu etki olarak; darbe genişliği 0.1, genliği 20-30-40 derece ve periyodu 1 olan darbe bozucular sırasıyla uygulanırsa,

20 derece için;



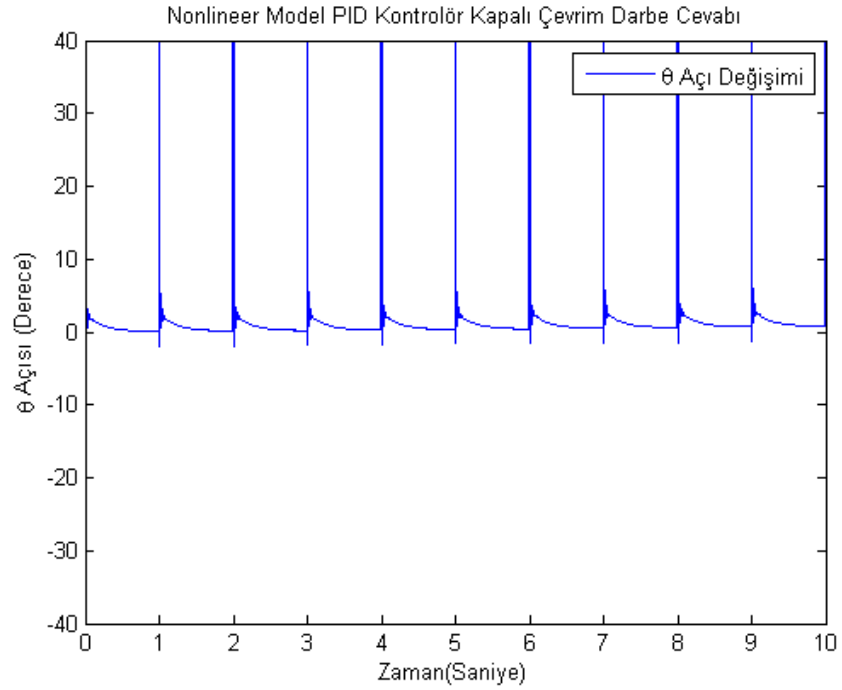
Şekil 3.24: 20 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

30 derece için;



Şekil 3.25: 30 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

40 derece için;



Şekil 3.26: 40 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model PID kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

grafikleri elde edilir. Grafiklerden de görüldüğü üzere; PID kontrolörlü kapalı çevrim sistemin, 20-30-40 derecelik bozucular altında belirlenen performans koşullarında istenen referans açığı takip edebildiği görülebilmektedir. Bu grafikler sistemin kontrol edilebildiğini göstermektedir. Bu işlem için de Matlab-Simulink® ortamında bulunan optimizasyon bloğundan yararlanılmıştır. Yararlanılan optimizasyon bloğuna göre yeni PID katsayıları belirlenmiş ve sistem simüle edilmiştir.

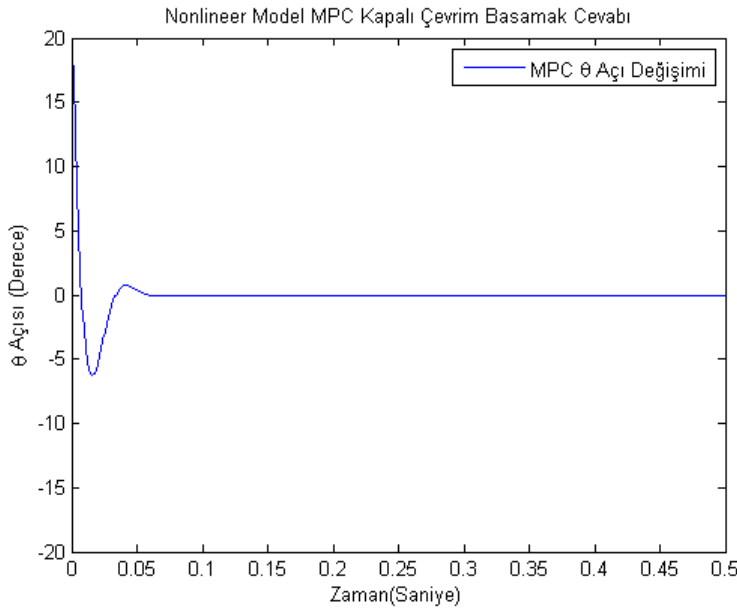
3.2.2 MPC ile kapalı çevrim sistem kontrolü

MPC ile kapalı çevrim sistem kontrolü için de tıpkı PID kontrolör ile olduğu gibi farklı bozucu etkiler altında sistemin verilen referans açığı takip etmesi amaçlanmıştır. Bozucu etki olarak aynı büyüklük ve genliklerdeki basamak ve darbe bozucular uygulanmıştır.

3.2.2.1 MPC ile kapalı çevrim sistem basamak bozucu cevabı

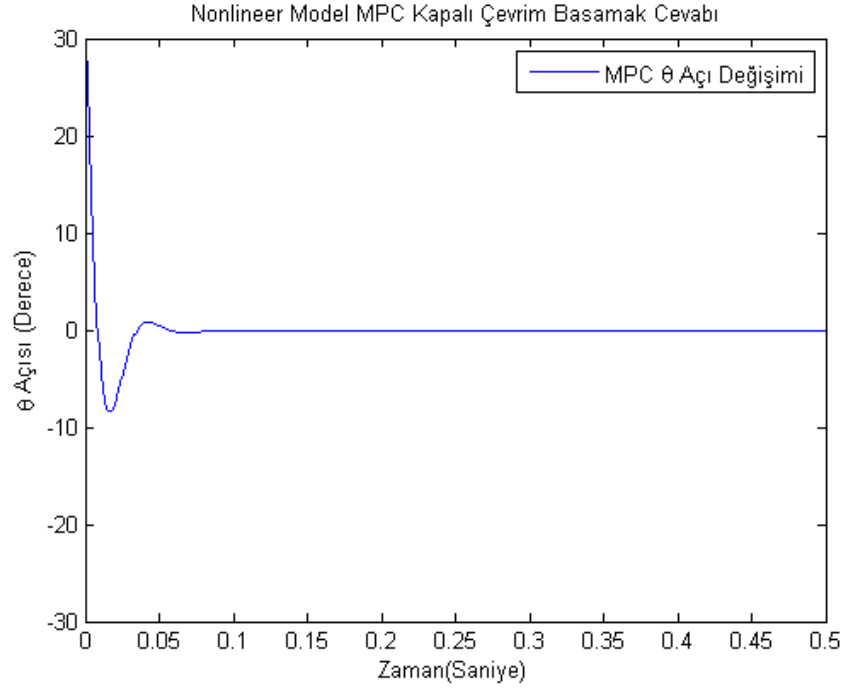
Bölüm 2’de elde edilen nonlinear denklemler çalışma noktalarına göre lineerleştirilmişti. Bu kısımda lineerleştirilmiş dinamik denklemlere göre MPC tasarlanıp nonlinear sisteme uygulanmaktadır. Nonlinear sisteme aynı büyüklükte basamak bozucular uygulanırsa,

20 derece için;



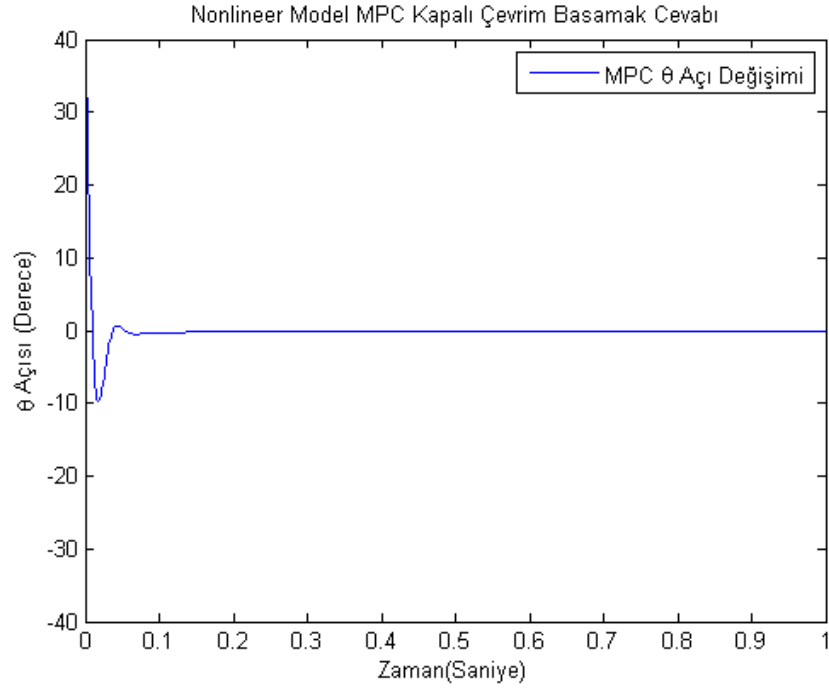
Şekil 3.27: 20 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

30 derece için;



Şekil 3.28: 30 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

40 derece için;



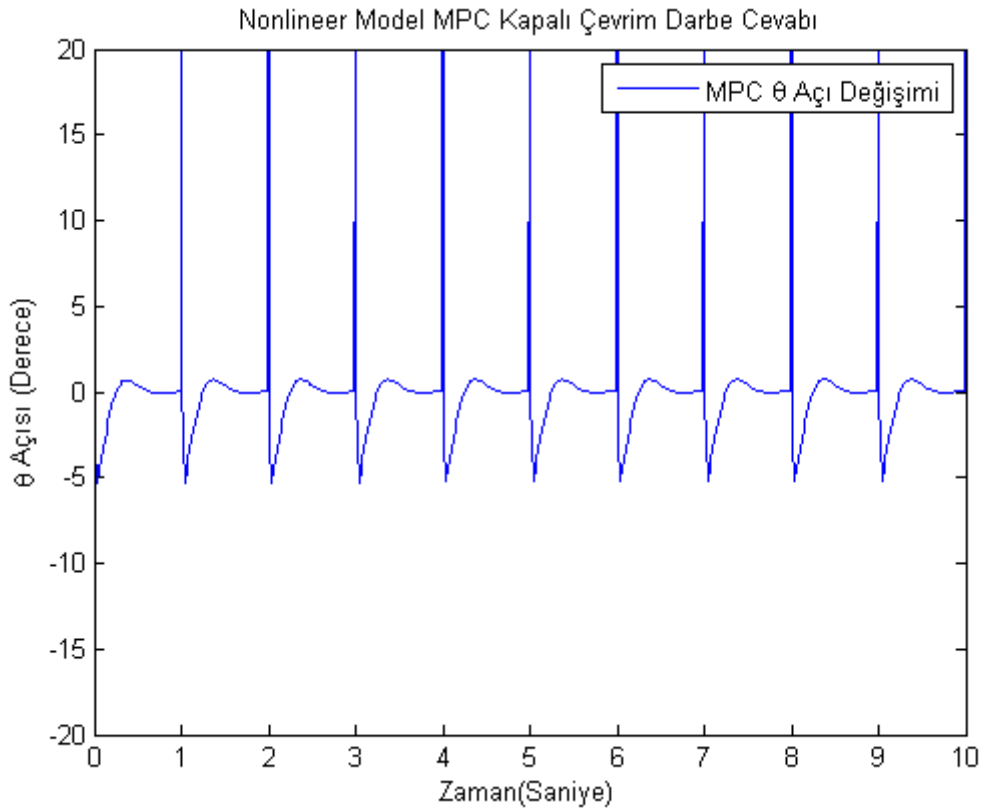
Şekil 3.29: 40 derecelik basamak bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

grafikleri elde edilir. MPC kontrolör için, Matlab® ortamında sistem *m.file* yardımıyla tanıtılmıştır. Aynı şekilde farklı bir *m.file* sayesinde kayan ufuklu kontrolün parametreleri belirlenmiştir. Matlab-Simulink® ortamında nonlinear sisteme, hazırlanmış olunan lineer kontrolcü uygulanmıştır. Grafiklerden de görüldüğü üzere; MPC kontrolörlü kapalı çevrim sistemin, 20-30-40 derecelik bozucular altında belirlenen performans koşullarında istenen referans açığı takip edebildiği görülebilmektedir.

3.2.2.2 MPC ile kapalı çevrim sistem darbe bozucu cevabı

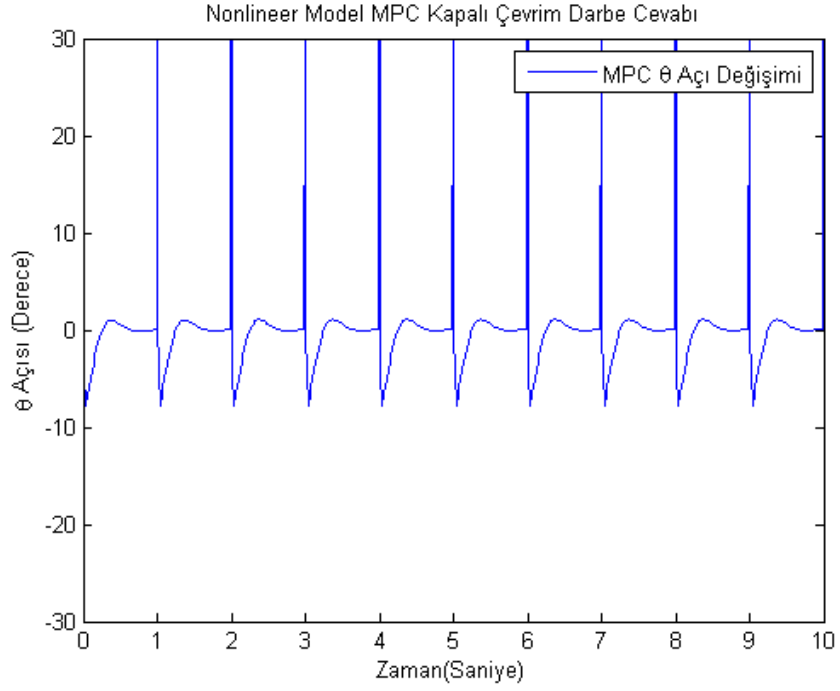
Bir önceki bölümde yapılmış olan işlemler bu bölümde de aynı şekilde uygulanmaktadır. Matlab-Simulink® ortamında nonlinear sisteme, hazırlanmış olunan kontrolcü; darbe genişliği 0.1, genliği 20-30-40 derece ve periyodu 1 olan darbe bozucular uygulanırsa,

20 derece için;



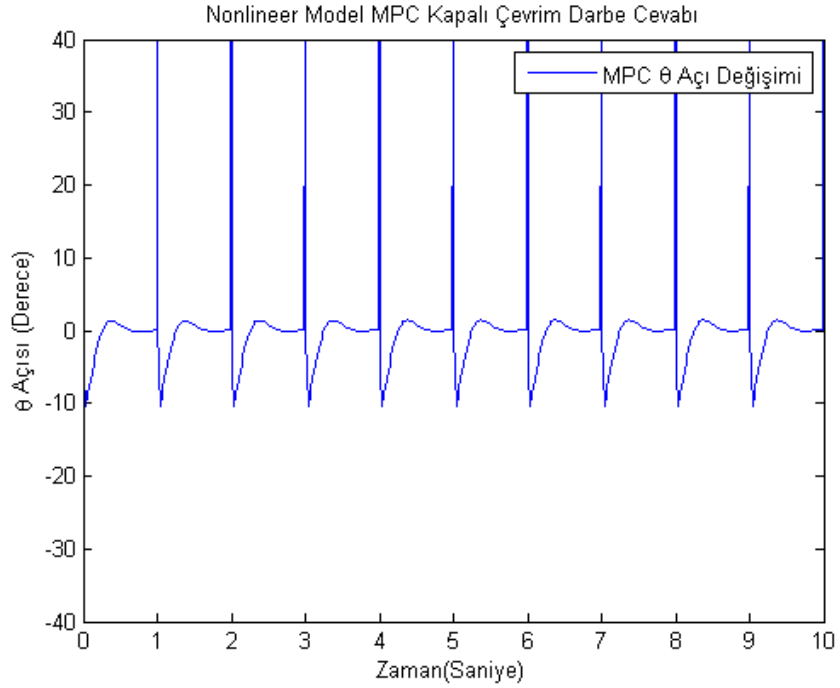
Şekil 3.30: 20 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

30 derece için;



Şekil 3.31: 30 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

40 derece için;



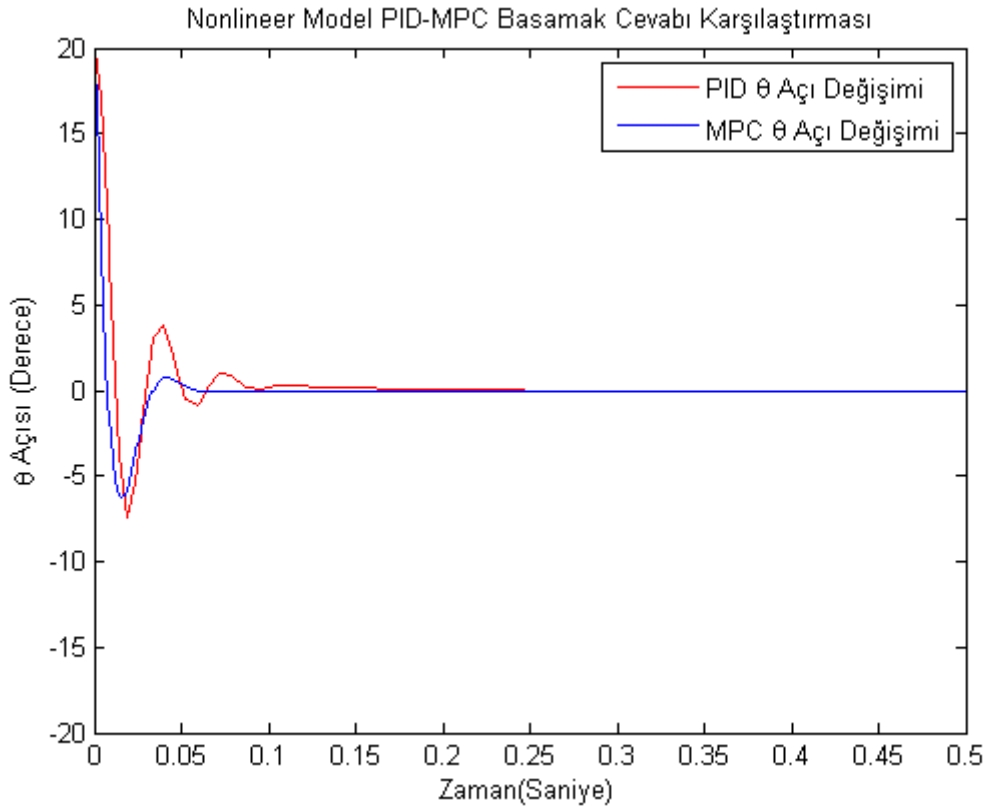
Şekil 3.32: 40 derecelik darbe bozucu altında nonlinear model MPC kontrolör kapalı çevrim sistem cevabı.

grafikleri elde edilir. Grafiklerden de görüldüğü üzere; MPC kontrolörlü kapalı çevrim sistemin, 20-30-40 derecelik bozucular altında belirlenen performans koşullarında istenen referans açığı takip edebildiği görülebilmektedir.

3.3 Karşılaştırmalar ve Sonuçlar

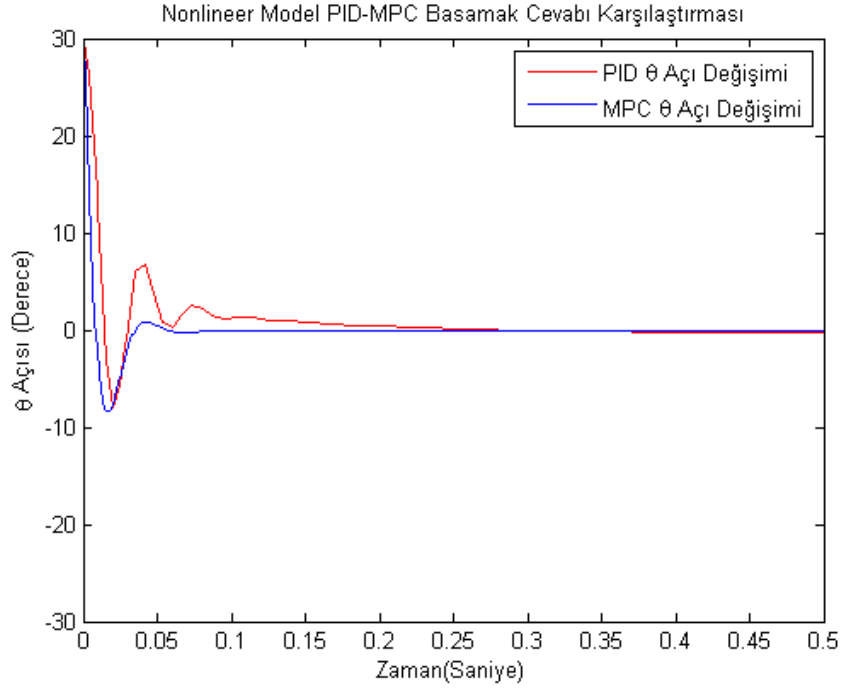
Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli aracın kontrolü için elde edilen nonlineer modele Matlab-Simulink® ortamında aynı büyüklük ve genliklerde basamak ve darbe bozucular uygulanmıştır. Uygulanan bu bozucular doğrultusunda sistemin referans açığı takip edebildiği görülmüştür. Bu kısımda, sistemin aynı büyüklüklerdeki bozucular altında vermiş olduğu cevaplar irdelenmiştir. Aynı zamanda kontrol eforu değerlendirilmesi yapılmıştır.

-Basamak bozucular altında sistemin cevapları incelendiğinde,
20 derecelik basamak bozucu için sonuçlar irdelendiğinde;



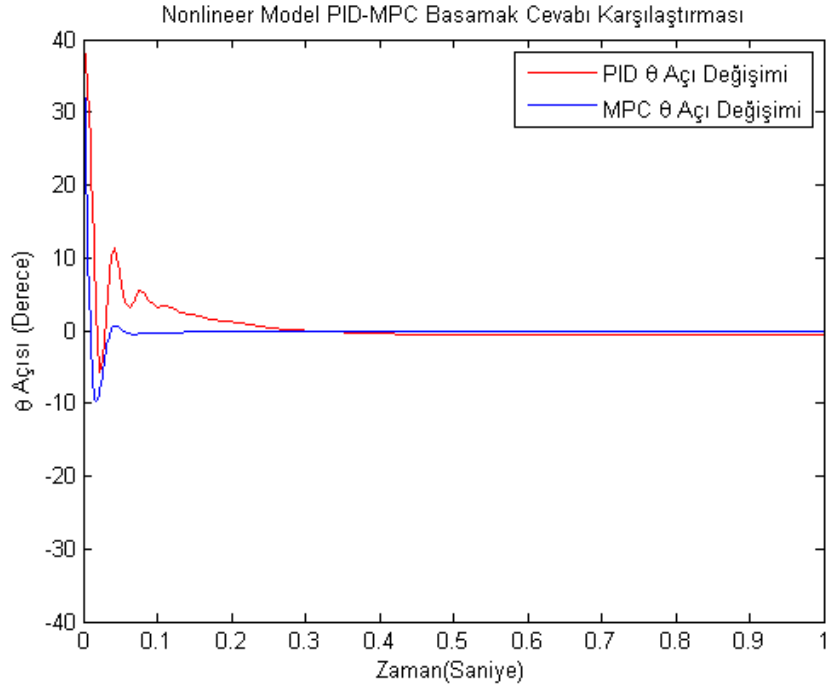
Şekil 3.33: 20 derecelik basamak bozucu için nonlineer model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.

30 derecelik basamak bozucu için sonuçlar irdelendiğinde;



Şekil 3.34: 30 derecelik basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.

40 derecelik basamak bozucu için sonuçlar irdelendiğinde;

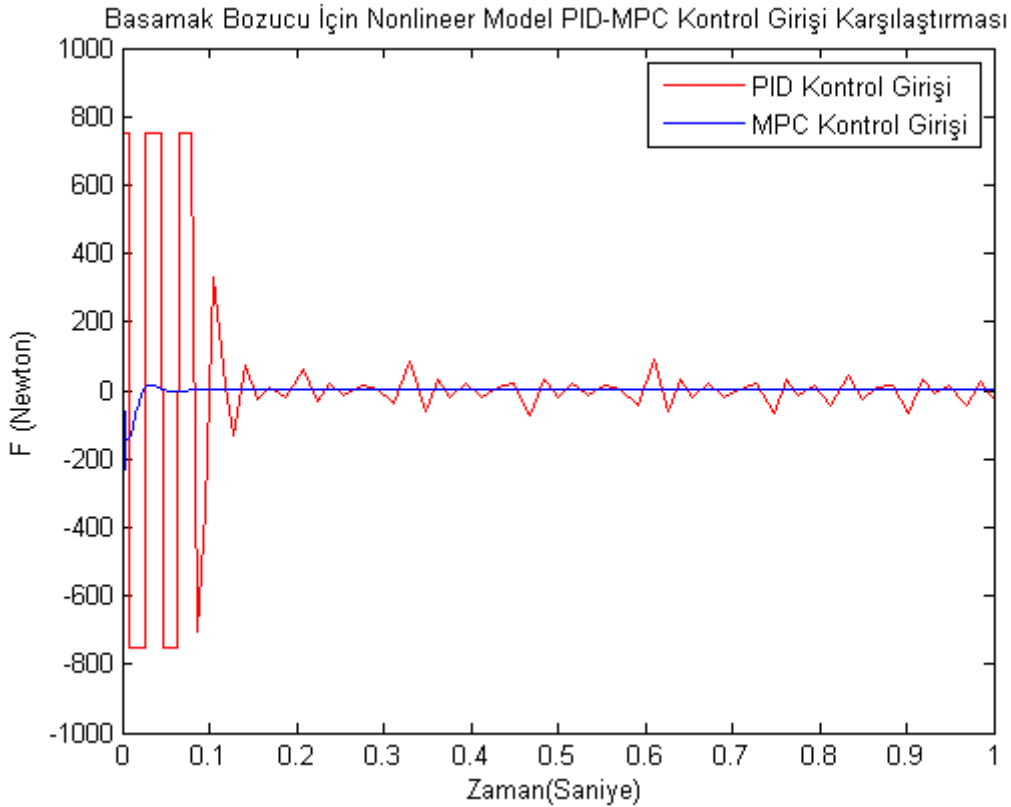


Şekil 3.35: 40 derecelik basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.

grafikleri elde edilir. Grafiklerden de görüldüğü üzere, MPC kontrolörlü kapalı çevrim sistem cevapları PID kontrolcülü kapalı çevrim sistem cevaplarına göre çok daha iyi performans göstermektedir. Her üç grafik için de; MPC kontrolörlü sistem, PID kontrolörlü sisteme oranla daha az salınımlı cevap vermekte ve referans açığa daha kısa sürede oturmaktadır. Şekil (3.35)'de daha net bir şekilde farkedildiği üzere PID kontrolcülü sistemde daimi rejim hatasının olduğu görülmektedir. Grafiklerden, MPC kontrolörlü sisteme uygulanan bozucu büyüklüğü arttıkça salınının genliğinin bir miktar arttığı fakat referans açığa oturma zamanında ise bir değişiklik olmadığı gözle çarpılmaktadır. Aynı durum PID kontrolcülü sistem için irdelendiğinde ise, uygulanan bozucu etkinin büyüklüğü arttıkça salınının genliğinin arttığının ve referans açığa oturma zamanının da yükseldiği görülmektedir.

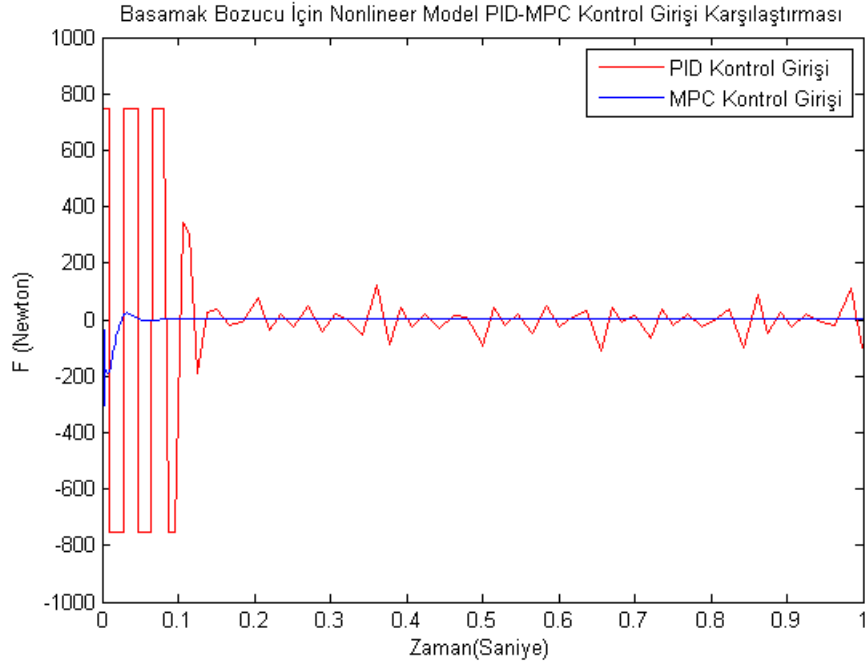
Basamak bozucular için kontrol sinyal girişi karşılaştırılması yapılırsa,

20 derece için;



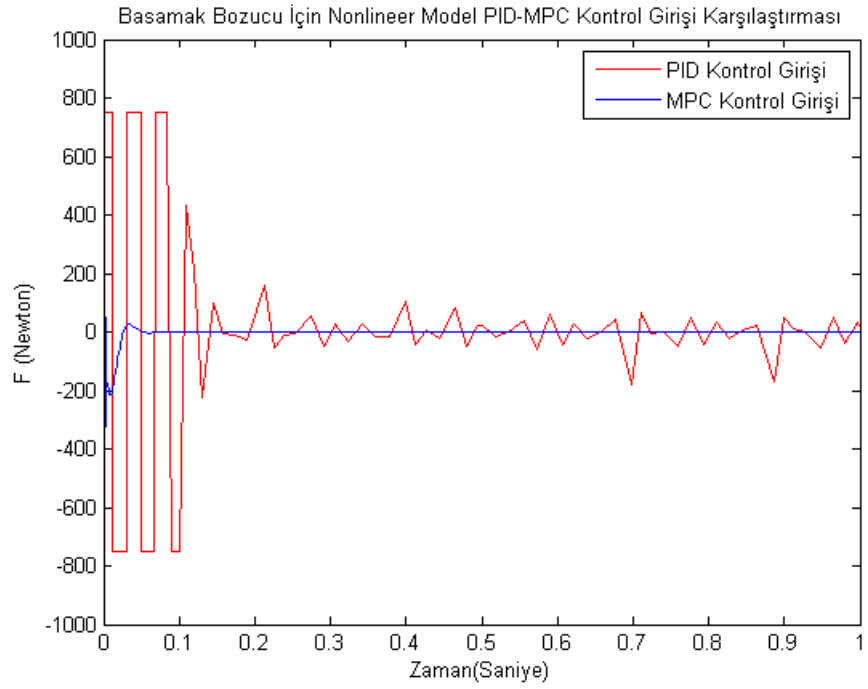
Şekil 3.36: 20 derece basamak bozucu için nonlinear model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.

30 derece için;



Şekil 3.37: 30 derece basamak bozucu için nonlineer model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.

40 derece için;

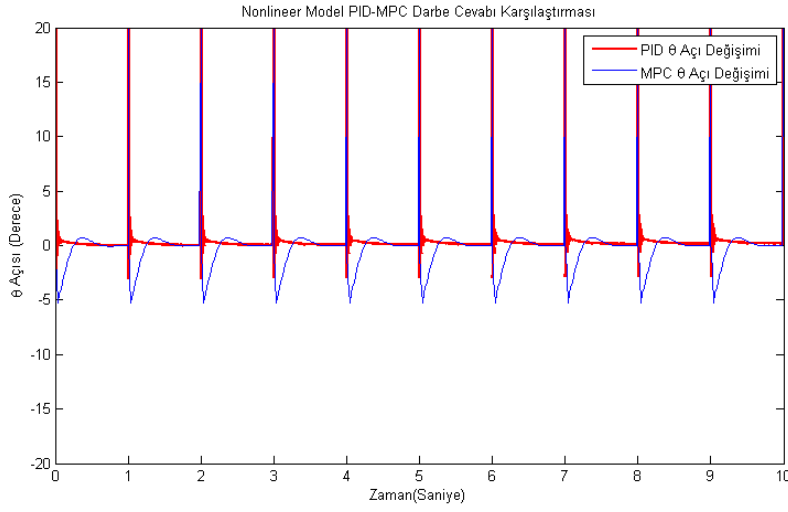


Şekil 3.38: 40 derece basamak bozucu için nonlineer model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.

grafikleri elde edilir. Her üç grafikten de görüldüğü üzere; MPC kontrolör PID kontrolöre göre daha az kontrol eforu sarfederek sistemi kontrol edebilmektedir. Aynı zamanda PID kontrolörlü sistemde saturasyon olduğu aşıkardır. Uygulanan bozucu etkinin artması MPC kontrolör için fark ortaya çıkarmamış olsa da, PID kontrolcü için irdelendiğinde efor salınım genliklerinin arttığı görülmektedir.

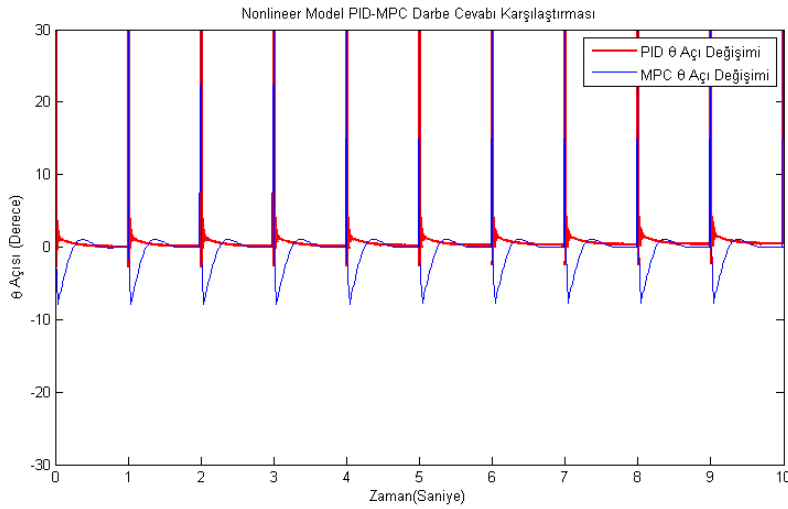
-Darbe bozucular altında sistemin cevapları incelendiğinde,

20 derecelik darbe bozucu için sonuçlar irdelendiğinde;



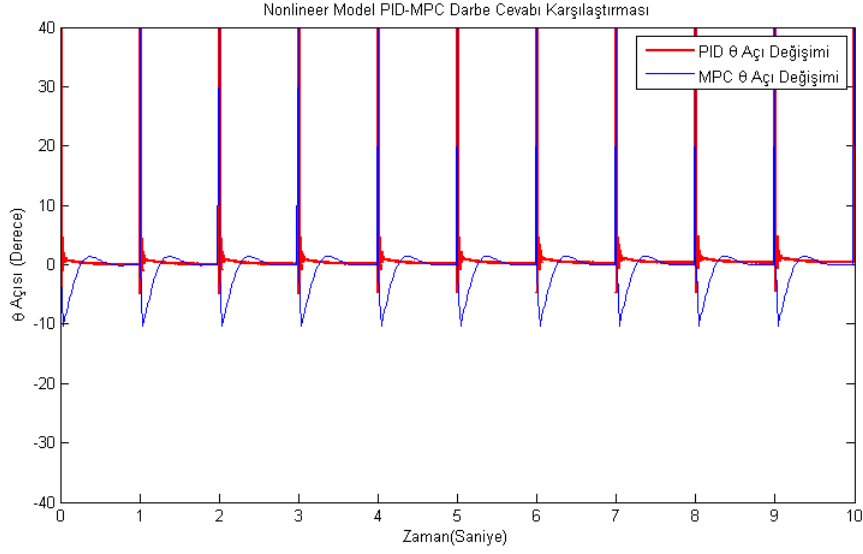
Şekil 3.39: 20 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.

30 derecelik darbe bozucu için sonuçlar irdelendiğinde;



Şekil 3.40: 30 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.

40 derecelik darbe bozucu için sonuçlar irdelendiğinde;

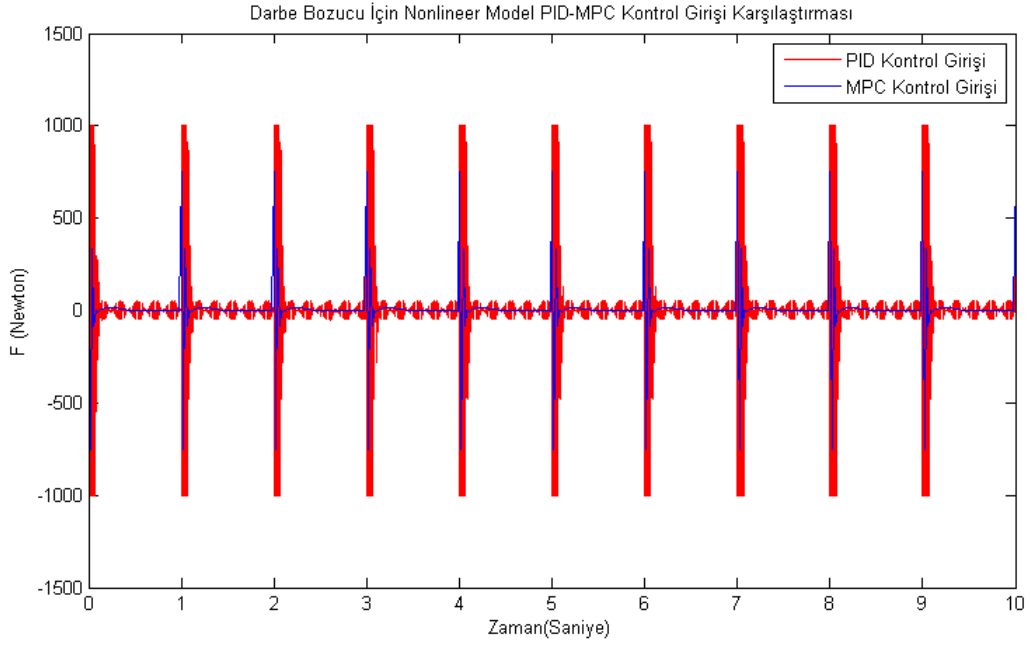


Şekil 3.41: 40 derece darbe bozucu için nonlinear model PID-MPC kontrolör kapalı çevrim karşılaştırılması.

grafikleri elde edilir. Grafiklerden de görüldüğü üzere, MPC kontrolörlü kapalı çevrim sistem cevapları PID kontrolcülü kapalı çevrim sistem cevaplarına göre daha az salınımlı fakat 0.1 saniye mertebelerinde olmak üzere daha yavaş cevap vermektedir. Her üç grafik için de; MPC kontrolörlü sistem, PID kontrolörlü sisteme göre referans açığı çok daha iyi şekilde takip etmektedir. Daimi rejim hatası bulunmamaktadır. Şekil (3.40)'da daha net bir şekilde farkedildiği üzere PID kontrolcülü sistemde daimi rejim hatasının olduğu görülmektedir. Grafiklerden, MPC kontrolörlü sisteme uygulanan bozucu büyüklüğü arttıkça salınının genliğinin bir miktar arttığı fakat referans açığı oturma zamanında ise bir değişiklik olmadığı göze çarpmaktadır. Aynı durum PID kontrolcülü sistem için irdelendiğinde ise, uygulanan bozucu etkinin büyüklüğü arttıkça salınının genliğinin küçük bir miktar arttığı ve referans açığı oturma zamanının da yükseldiği görülmektedir. PID kontrolcü için grafiklere bakıldığında, uygulanan bozucu etki arttıkça, daimi rejim hatasının da doğru orantılı olarak arttığı görülmektedir.

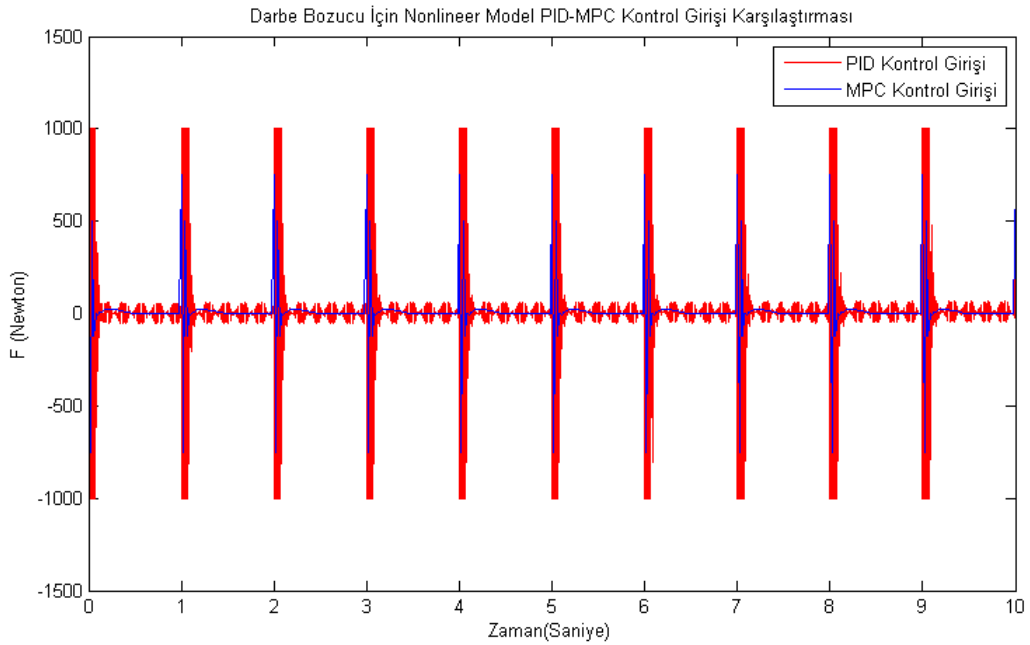
Basamak bozucular için kontrol sinyal girişi karşılaştırılması yapılırsa,

20 derece için;



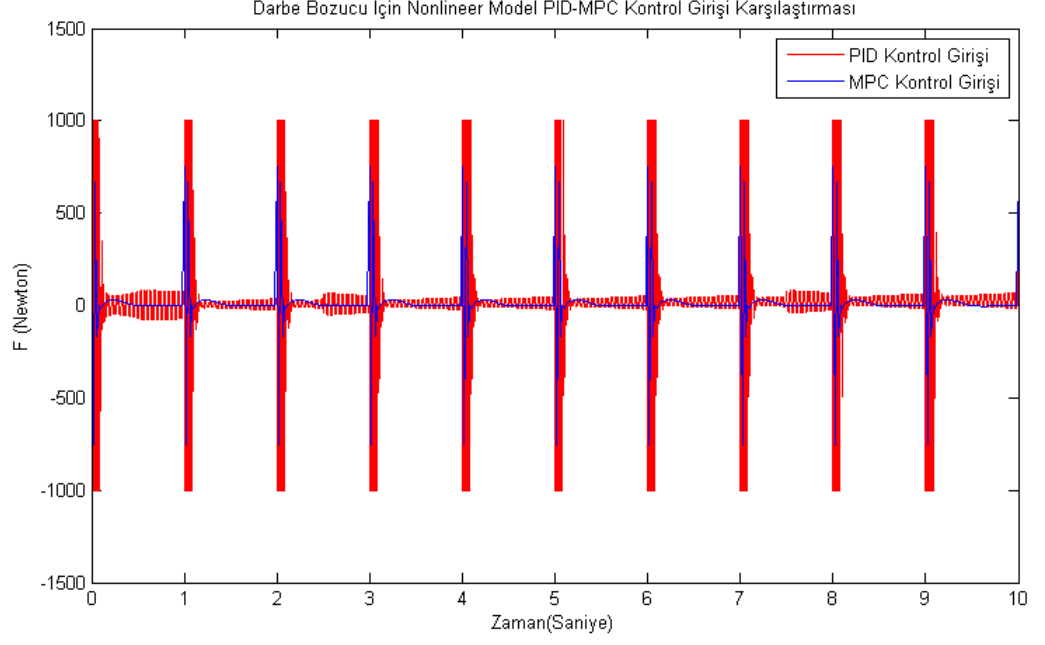
Şekil 3.42: 20 derece darbe bozucu için nonlineer model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.

30 derece için;



Şekil 3.43: 30 derece darbe bozucu için nonlineer model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.

40 derece için;



Şekil 3.44: 40 derece darbe bozucu için nonlineer model PID-MPC kapalı çevrim kontrol girişi karşılaştırılması.

grafikleri elde edilir. Her üç grafikten de görüldüğü üzere; MPC kontrolör PID kontrolöre göre daha az kontrol eforu sarfederek sistemi kontrol edebilmektedir. Aynı zamanda PID kontrolörlü sistemde saturasyon olduğu aşıkardır. Uygulanan bozucu etkinin artması MPC kontrolör için çok küçük salınım farklılıkları ortaya çıkarmıştır. PID kontrolcü için irdelendiğinde ise; efor salınım genliklerinin daha fazla arttığı görülmektedir.

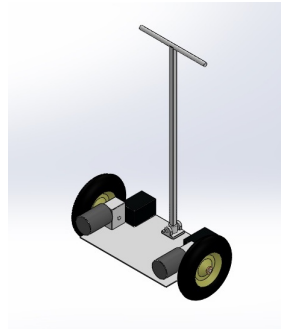
Elde edilen benzetim sonuçlarına göre MPC kontrolör PID kontrolöre göre çok daha iyi sonuçlar vermektedir. MPC kontrolörün parametreleri deneme yanılma yoluyla elde edilmiştir. MPC kontrolör için önemli olan parametreler p = öngörü ufku , m = kontrol ufku , w = ağırlık matrisleri'dir. Bu parametreler ile oynanarak, alınabilen en iyi sonuçlarla benzetimler verilmiştir.

4. FİZİKSEL SİSTEM VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, dinamik modelin elde edilmesi ve benzetimlerin ardından kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın tasarımı, üretilmesi ve gerçek sistem üzerinde yapılmış olan deney sonuçları ele alınmaktadır. Tasarımı, elektronik ve mekanik kısım olarak iki kısım olarak düşünürsek, bu fiziksel sistem; motorlar, motor sürücüleri, sensörler, aküler, kontrol donanımı ve yazılımını içermektedir. Taşıt alt ve üst parça olarak iki parça halinde düşünüldüğünde; motorlar, motor sürücüleri, aküler, kontrolcü gibi parçalar alt kısımda, üst kısımda ise; sarkaç ve üzerinde açma-kapama butonları bulunmaktadır. Bu bölümdeki alt başlıklarda, aracın yapımında kullanılan parçalardan bahsedilmektedir. Ayrıca hareketin sağlanması ve kontrolünde kullanılan elektronik elemanlar hakkında da bilgiler sunulmaktadır. PID kontrolörlü sisteminin gömülü kontrolcüde programlanması ve aracın kontrol sistemiyle deney sonuçları irdelenmektedir.

Sistem iki adet 300 Watt, 24 V fırçalı DC motor tarafından tahrik edilmektedir. Kontrolcü olarak Arduino® Uno tercih edilmiştir. Sensör olarak ise IMU (Inertial Measurement Unit) tercihi yapılmıştır. IMU için gerekli olan güç Arduino® üzerinden sağlanmaktadır. Motorlar ve sistemde bulunan diğer cihazların tüm güç gereksinimleri 12V'luk iki akü aracılığıyla beslenmektedir.

4.1 Mekanik Tasarım

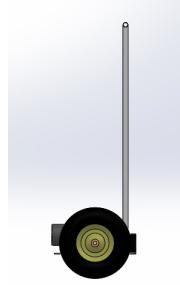


Şekil 4.1: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın katı modelinin izometrik görünüşü.

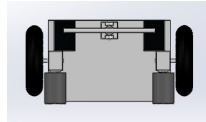
Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın tasarımı yapılırken; aracın kullanım koşulları, amacı ve kullanıcı özellikleri göz önünde bulundurulmuştur. Bu niteliklere uygun olarak SolidWorks® yazılımında araç çizilmiş ve imal edilmiştir.



Şekil 4.2: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın katı modelinin arkadan görünüşü.



Şekil 4.3: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın katı modelinin yandan görünüşü.



Şekil 4.4: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın katı modelinin üstten görünüşü.

Tasarımı yapılan sistemin imal aşamasına geçildiğinde; elektronik parçaları, motorları, redüktörleri taşıyacak ve aynı zamanda kullanıcının ayakta duracağı alt tablanın boyutları ve malzemesi seçilmiştir. Alt tabla için 10 mm kalınlığında 600x400 'lük düz çelik profil kullanılmıştır. Sarkaç için ise, daha hafif bir malzeme olarak 40x40 'lık alüminyum alaşım kare profil seçilmiştir. Sarkaç, alt tablaya bir mesnet yardımıyla geçirilmiştir.

Motorlardan gelen tahriği tekerleklere iletme üzere redüktör kullanımı düşünülmüştür. Tekerleklerin mile sıkı geçmesinin yanı sıra kama kullanımı

yapılmıştır. Alt başlıklarda aracın mekanik kısmında kullanılan parça tanımları ve seçilme nedenleri birlikte verilmektedir.

4.1.1 Motorlar

Bir elektrik motorunun manyetik alandaki değişimleri temel olarak çalıştığı düşünülürse; doğru akım motorları, doğru akım elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmek için kullanılan elektrik makineleridir. En basit tipteki doğru akım motor tipi ise fırçalı doğru akım motorlarıdır.

Sistemde kullanılan motorlar da fırçalı doğru akım motorlarıdır. Kormas marka 300w 24V motorlar, dakikada en fazla 1400 devir hıza sahiptir ve yük altındaki çıkış torku sistem için yeterli olmaktadır. Bu tasarım kapsamında 2 adet motor kullanılmaktadır.



Şekil 4.5: Kormas marka 24 v fırçalı dc motor.

4.1.2 Redüktörler

Redüktörler hakkında kısa bilgi vermek gerekirse; bir dönme hareketinin devir-tork oranını dişliler yardımıyla değiştiren dişli sistemleridir. Redüktörlerin diğer amaçları

ise, çeşitli konumlarda bulunan miller arasında devinimi ve gücü iletmek, çeşitli dönüş yönleri elde etmek, küçük bir hacim içerisinde büyük çevrim oranları elde edebilmek ve döndürülen elemanlar arasında devinim bakımından bağımsızlık sağlamaktır.



Şekil 4.6: Redüktör-motor-tekerlek bağlantısı.

Tasarlanan sistemde kullanılan redüktör, As redüktör firmasının tek kademeli 30 çevrim oranlı redüktörüdür. Redüktör kullanılmasının nedeni ise; ihtiyaçtan daha fazla olan elektrik motor çıkış devrini belli bir oranda düşürerek çıkışta elde edilen torku aynı oranda artırmaktır.

4.1.3 Aküler

Tasarlanan sistem için 12 Voltluk 2 adet seri bağlanmış Select SL-EV 12V 14Ah Elektrikli Bisiklet Aküsü seçilmiştir. Bu aküler motorlar, motor sürücüsü ve sensörler için gerekli gücü sağlamaktadır.

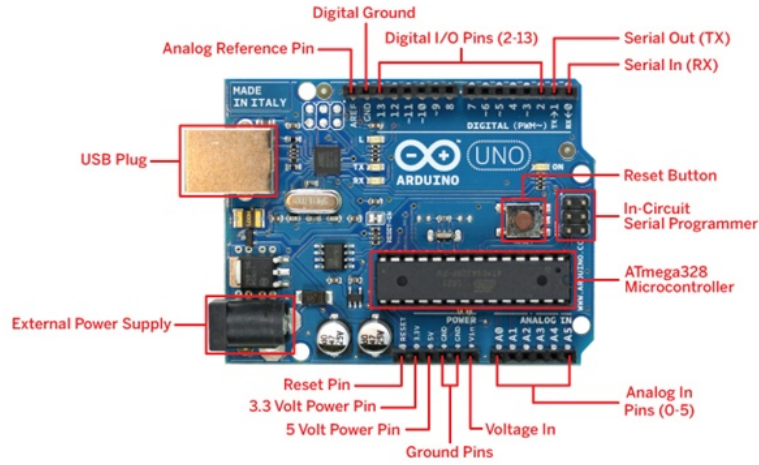
4.2 Elektronik Tasarım

Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli aracın elektronik tasarımı yapılırken; aracın kullanım koşulları ve seçilen parçaların özellikleri göz önünde bulundurulmuştur. Alt başlıklarda aracın elektronik kısmında kullanılan yazılım, parça tanımları ve seçilme nedenleri birlikte verilmektedir.

4.2.1 Mikroişlemci

Tasarlanan sistemde Arduino® Uno kullanılması uygun görülmüştür. Arduino açık kaynak kod tabanına dayanan bir kontrolcüdür. Arduino®, açık kaynak kodlu olması ve kolay kullanılabilir arayüzü ile tasarlanan sistemde tercih edilmiştir. Arduino kendi başına çalışabilmesinin yanı sıra etrafı ile de etkileşimde olabilmekte ve bilgisayarlar üzerinden tasarlanmış yazılımlara bağlanabilmektedir.

Arduino kartları bir mikro işlemci ve yan elemanlardan oluşmaktadır. Her bir kartta bir voltaj regülatörü, bir zamanlayıcı ve giriş çıkış için gerekli bağlantı elemanları bulunmaktadır.



Şekil 4.7: Arduino® Uno [29].

-Arduino Uno Özellikleri;

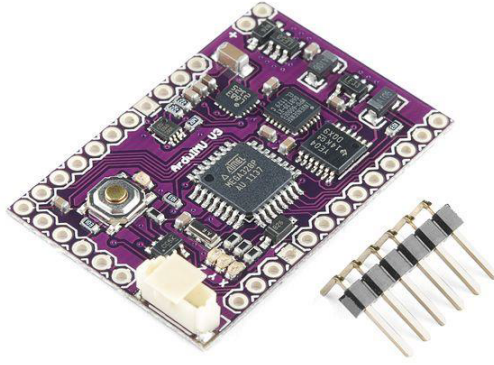
ATmega328 işlemci kullanan Arduino çeşididir. 14 dijital giriş/çıkış pini bulunur, bunlardan altı tanesi PWM çıkışı olarak kullanılabilenmektedir. 6 analog giriş pinine sahiptir. 16 MHz kristal osilatörü, usb bağlantısı, 2.1 mm güç girişi, ICSP başlığı ve reset butonu bulunmaktadır. Mikroişlemciyi destekleyecek herşeye sahiptir. Çalıştırmak için DC 7 12V güç kaynağına bağlamak yeterlidir. Programlama

dili olarak ise; C'ye çok benzer olmak ile birlikte arduino açık kaynaklı yazılımı kullanılmaktadır.

4.2.2 Imu (Inertial measurement unit)

Tasarımı gerçekleştiren sistemde geri besleme mekanizmasının çalışması için en önemli etkenler sensörlerdir. Aracın dengede durmasını sağlamak için dikey açının sabitlenmesi gerekmektedir.

IMU (Inertial Measurement Unit), tasarlanan sistemde Euler açısı ve açısal hızın ölçülmesinde kullanılmaktadır.



Şekil 4.8: ArduIMU+V3 [29].

Tasarlanan sistem için seçilen ArduIMU+V3; 3 ekseninde açısal hız ölçümü yapan gyro , 3 ekseninde ivme ölçümü yapan ivmeölçer ve 3 ekseninde ölçüm yapan magnetometre bulunmaktadır. Bu sayede 3 ayrı ekseninde konum ve hareketinin ölçümünü sağlamaktadır.

IMU'nun seçilmesinin bir diğer avantajı ise Kalman Filtre tasarımıyla uğraşılmaktan kaçınılmasıdır.

4.2.3 FTDI kablo

FTDI kablo, IMU'yu programlamak adına kullanılan bir veri kablosudur. IMU, fabrika çıkışı olarak yalnızca temel olarak programlandırılmıştır. Gerekli ölçüm

filtrelemelerini yapmak ya da son sürüm programlama işlemlerini yapabilmek için bu veri kablosuna ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 4.9: FTDI kablo [29].

4.2.4 Motor sürücüsü

Tasarımda kullanılan motor sürücüleri, motorlardan elde edilmek istenen yüksek torku sağlamak için motorlara gönderilecek olan akımları kontrol etmeyi sağlayan cihazlardır. Mikro işlemci vasıtasıyla ancak 25 mili amper civarında bir çıkış sağlanabiliyorken ve tasarımda kullanılan her bir motorun 12.5 amper civarında bir akım çekeceğini gözönünde bulundurarak; kontrol algoritmasının yüklü olduğu mikro işlemcinin herhangi bir bacağı ile motorları sürmek mümkün olmayacaktır. Bu nedenle mikro işlemciden gelen düşük gerilim ve akımları kuvvetlendirmek için motor sürücü devreleri kullanılmaktadır.

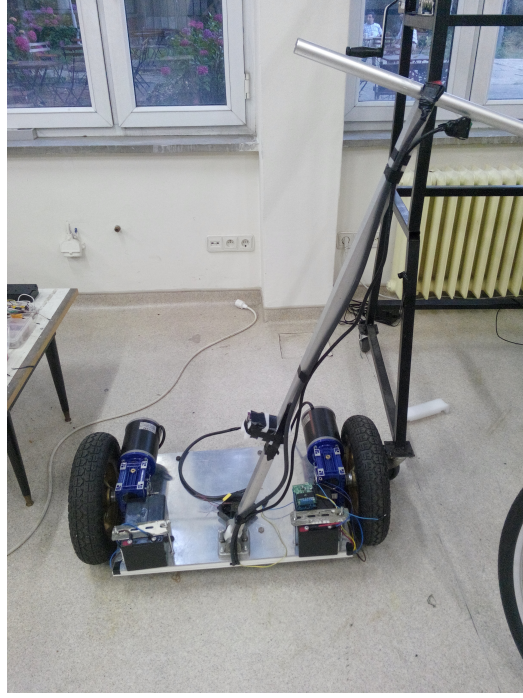


Şekil 4.10: Pololu yüksek akımlı motor sürücüsü 24v23 cs.

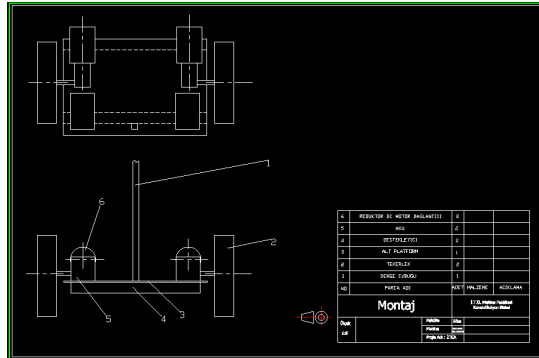
Tasarlanan sistemde seçilen sürücü entegresinin kullanılmasının sebebi; seçilen DC motorların çekeceği sürekli 12.5 Amper civarındaki akımı sağlayabilecek en ucuz ve en küçük ürünlerden biri olmasıdır. Ürün özellikleri incelendiğinde, 24 Voltluk motorları sürmek için tasarlandığı ve en az 5.5 en fazla 40 Volt gerilim ile çalıştırılabileceği görülmektedir. Ayrıca yön değiştirme anlarında motorların çekeceği fazladan akımı sağlamak için de anlık yüksek akım sağlayabilmektedir.

4.3 Kabloleme ve Montaj İşlemi

Sistemde bulunan alt platform ve alt platformun eğilmesini önlemek için destekleyici, ayrıca aracın yürümesini sağlayan iki adet teker ve denge çubuğu bulunmaktadır. Sistemde kullanılan diğer parçalar ile birlikte ana elemanların montaj resmi aşağıda görülmektedir.

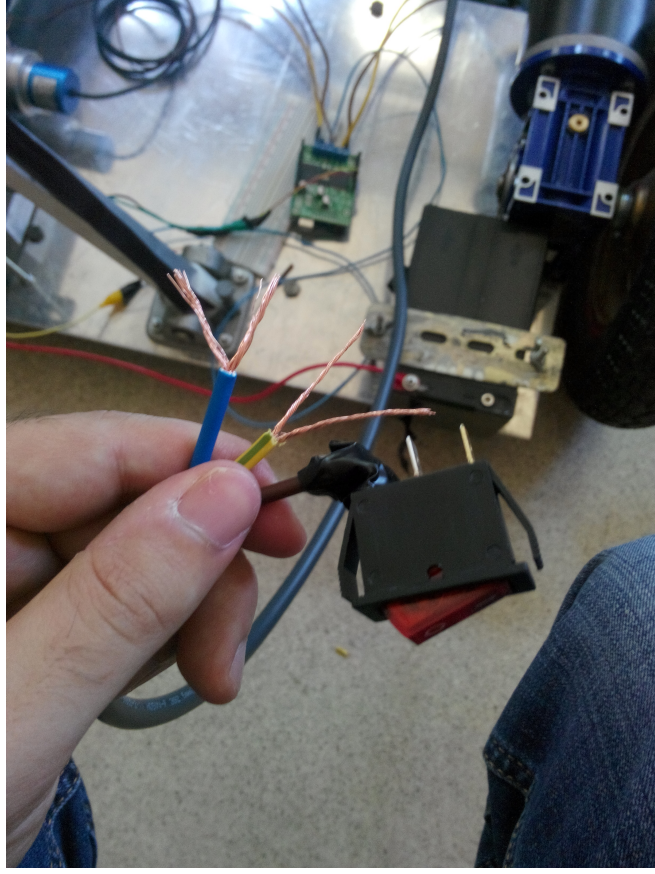


Şekil 4.11: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç.



Şekil 4.12: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli araç montaj teknik resmi.

Aracın montajı yapıldıktan sonra elektrik aksamının tüm kabloleme işlemi gerçekleştirilmiştir.

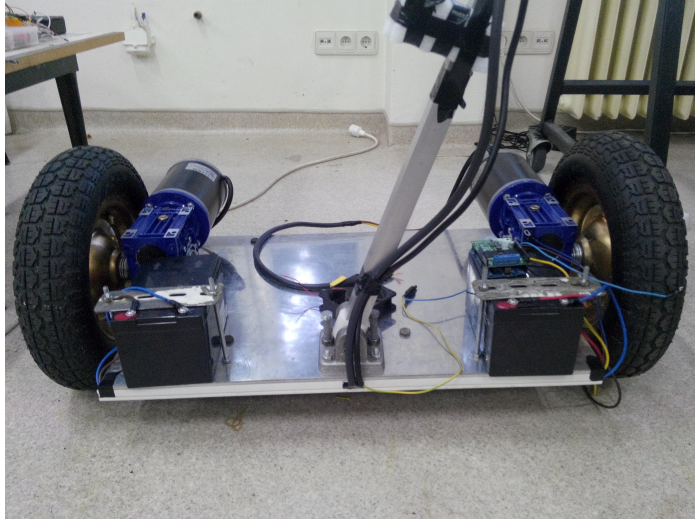


Şekil 4.13: Kablolama işlemi.



Şekil 4.14: Kablolama işlemi üst görünüm.

Motorlar, motor sürücüleri, sensör bağlantıları, açma kapama buton bağlantıları ve Arduino® bağlantıları resimlerde görülmektedir.



Şekil 4.15: Kablo bağlantılar.

4.4 Gerçek Sistem Cevabı

Gerçek sistem üzerinde deneyler yapılmadan önce ataleti azaltmak ve aracın denge merkezini ortada toplamak adına araçta bazı değişiklikler yapılmıştır.



Şekil 4.16: Kendini dengeleyebilen iki tekerlekli aracın son hali.

Tasarlanan aracın en büyük problemlerinden bir diğeri ise titreşim problemiydi. Var olan titreşim hem imunun doğru ölçüm yapmasını engelliyor hem de dengeleme problemini zorlaştırıyordu. Bu durum, alınan verilerin filtrelenmesi ile aşılmıştır.

Bu aşamada görüntü ve gürültü filtreleme yöntemlerinden olan ortalama filtreleme yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde 5'li dizi halinde seçilmiş olunan veri serisinin ortalaması alınarak ortalama değer verisi kullanılmış ve titreşim problemi çözülmüştür.

Bu sayede dengelenme daha kısa sürede ve daha kolay gerçekleşmiştir. Aracın vermiş olduğu anlık tepki geçişleri yumuşamıştır. Yapılmış olan ortalama filtreleme için arduinoda kısa bir kod yazılmıştır.

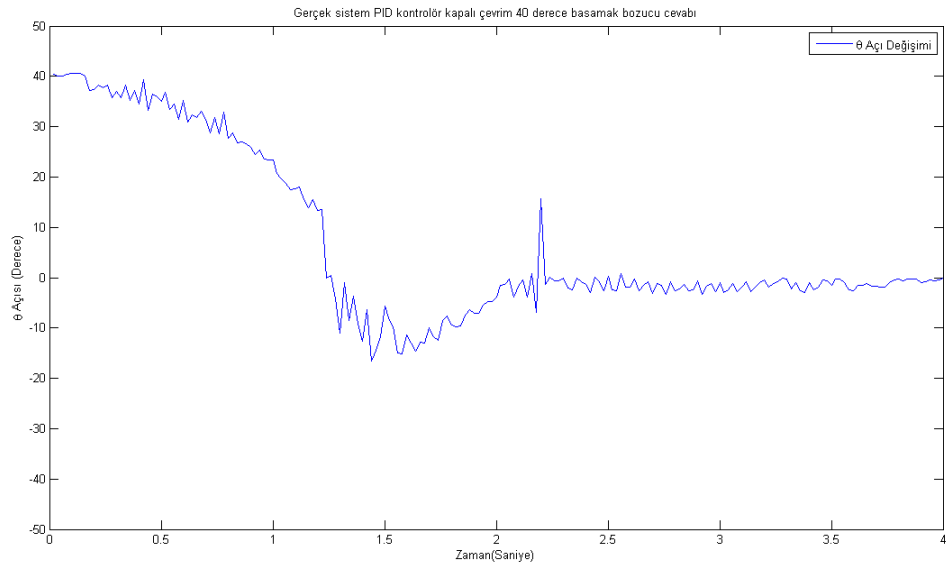
Gerçek sistemde, arduino ve imu iletişimi seriport üzerinden gerçekleşebilmektedir. Yapılan deneylerde, araç bilgisayara bağlanmış ve sarkaç açısı çeşitli koşullarda bozularak aracın dengeye gelmesi beklenmiştir.

Seriport üzerinden okunan veriler bir text dosyası üzerinden kaydedilmiştir. Kaydedilen veriler Matlab-Simulink® ortamında herhangi bir filtreleme yapılmadan olduğu gibi grafiklere dökülmüştür.

Aracın kontrolü PID kontrolör ile sağlanmıştır. Araca bozucu uygulanarak onlarca deney yapılmış ve arduino'da yazılmış olan programla kontrol edilen aracın yapılan deneyler sonucunda dengeye gelebildiği görülmüştür.

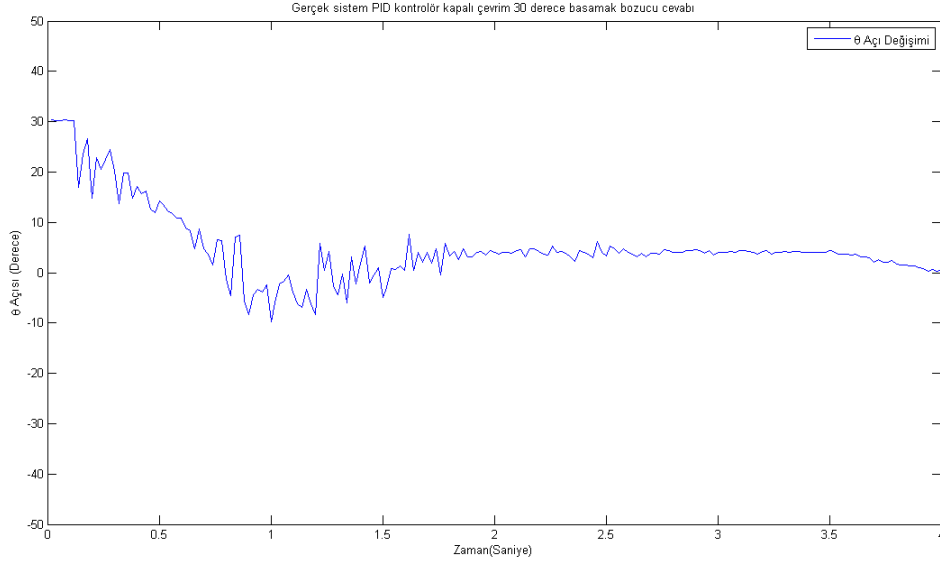
Yapılmış olunan deneylerden 3 tanesi grafikler halinde verilmiştir. Sırasıyla 40-30-20 derecelik bozucular uygulanmıştır.

1.deney;



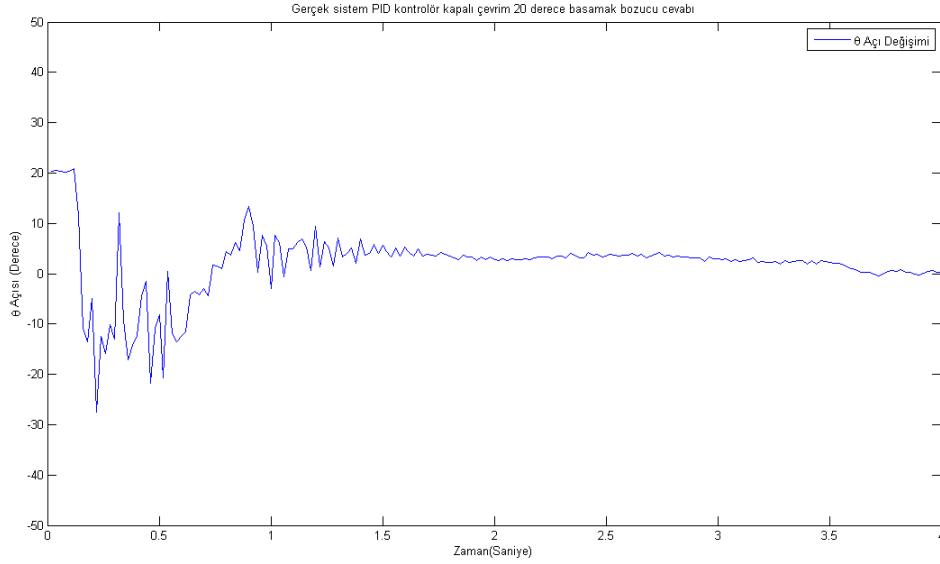
Şekil 4.17: 40 derecelik bozucu altında gerçek sistem cevabı.

2.deney;



Şekil 4.18: 30 derecelik bozucu altında gerçek sistem cevabı.

3.deney;



Şekil 4.19: 20 derecelik bozucu altında gerçek sistem cevabı.

Şekildeki grafiklerde görüldüğü üzere; sarkaçtaki açı değişimlerinden bir süre sonra sistem kendini dengeleyebilmektedir. Grafiklerdeki x eksenini deney zamanını, y eksenini ise açı değişimini simgelemektedir. Her veri 20 ms aralıklarla alınmaktadır. 1. deneyde

bozucu uygulandıktan yaklaşık 2 saniye sonra sistem denge konumunu yakalamıştır. 2. deneyde bu sürenin 1.5-2 saniyeye düştüğü ve 3. deneyde ise en iyi performansı göstererek 1.5 saniyenin altında bir sürede denge konumuna geldiği görülmektedir. Dengelenme sürelerindeki bu farkın sebepleri uygulanan bozucu büyüklüklerinin değişkenliği, gerçek sistemde anlık gelişen aksaklıklar ve diğer bozucular olabilir.

Sisteme uygulanan bozucu step bozucu olarak düşünülebilir. Bilgisayarda yapılan benzetim sonuçlarından bu denli farklılıkların olmasının sebepleri; yapılan kabuller, tahmin edilemeyen bozucular, modelin farklılıklar göstermesi, parametrelerin tam olarak doğru ölçülememesi ve dinamik denklemlerde kuvvet mertebesinde kontrol yapılmasıdır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada öncelikle kendini dengeleyebilen iki tekerlekli aracın modelinin oluşturulmasında ters sarkaç mekanizması esas alınmış ve doğrusal olmayan dinamik modeli Lagrange enerji metodu kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen dinamik modele göre sistemin dengede kalabilmesi için PID ve MPC kontrolcüler Matlab-Simulink® ortamında tasarlanmıştır. Sarkaç açısı olan θ açısının kontrolü için tasarlanan kontrolcü türleri ve sistem, istenilen referansı izleyebilmesi ve performans koşullarını sağlaması için farklı bozucular ile birlikte simüle edilmiştir. Dinamik benzetimlerde, tasarlanan her iki kontrolcünün de sistemi kontrol edebildiği ve verilen referansın sistem tarafından takip edildiği görülmüştür. PID kontrolcünün katsayıları belirlenirken Matlab-Simulink® optimizasyon bloğundan yararlanılmıştır. MPC kontrolörde kullanılan parametrelerin optimum değerleri ise, deneme yanılma yolu kullanılarak elde edilmiştir. Basamak bozucu ile yapılan benzetimlerde; MPC kontrolörlü kapalı çevrim sistemin, PID kontrolörlü kapalı çevrim sistemine göre daha hızlı ve daha az salınımla cevap verdiği ve MPC kontrol sinyali girişinin PID kontrolcü girişine göre çok daha az efor sarfederek kontrolü sağladığı görülmüştür. Ayrıca MPC kontrolörlü sisteme uygulanan bozucu büyüklüğü arttıkça salınının genliğinin bir miktar arttığı fakat referans açığı oturma zamanında ise bir değişiklik olmadığı göze çarpmıştır. Aynı durum PID kontrolörlü sistem için irdelendiğinde ise, uygulanan bozucu etkinin büyüklüğü arttıkça salınının genliğinin arttığı ve referans açığı oturma zamanının da yükseldiği görülmüştür. Darbe bozucu ile yapılan benzetimlerde ise; MPC kontrolörlü kapalı çevrim sistem cevapları PID kontrolcülü kapalı çevrim sistem cevaplarına göre daha az salımlı fakat 0.1 saniye mertebelerinde olmak üzere daha yavaş cevap verdiği farkedilmiştir. Aynı zamanda MPC kontrolörlü sistem, PID kontrolörlü sisteme göre referans açığı çok daha iyi şekilde takip etmiştir. PID kontrolcülü sistemde daimi rejim hatasının olduğu görülmüştür. MPC kontrolörlü sisteme uygulanan bozucu büyüklüğü arttıkça salınının genliğinin bir miktar arttığı fakat referans açığı oturma zamanında ise bir değişiklik olmadığı göze çarpmıştır. Aynı durum PID kontrolcülü sistem için irdelendiğinde ise, uygulanan bozucu etkinin

büyüklüğü arttıkça salınımın genliğinin küçük bir miktar arttığı ve referans açığa oturma zamanının da yükseldiği görülmüştür.

Bu çalışmanın devamında, İ.T.Ü. Makina Fakültesi laboratuvarında kendini dengeleyebilen iki tekerlekli elektrikli araç tasarlanmıştır. Tasarlanan kontrol sistemlerinden PID kontrolör deneysel çalışma için araca uygulanmıştır. Araçta bulunan tekerlekler, sarkaçtaki açı değişimlerine göre motorlar aracılığıyla tahrik edilmektedir. Motorların tahrik etmesi için üretilen sinyaller Arduino® Uno kontrolcü ve motor sürücüsü tarafından sağlanmaktadır. Sarkaçtaki açı değişimi ise IMU yardımıyla ölçülerek Arduino® Uno'ya gönderilmektedir. Kapalı çevrim kontrol sistemi algoritması oluşturulmuş ve Arduino Uno'nun içerisine gömülmüştür. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler işlendiğinde, gerçek sistemin PID kontrolör ile birlikte kontrol edilebildiği görülmektedir. Dinamik benzetimler ile gerçek sistem arasında farkların sebepleri olarak; uygulanan bozucu büyüklüklerinin değişkenliği, gerçek sistemde anlık gelişen aksaklıklar, yapılan kabuller, modelin farklılıklar göstermesi, parametrelerin tam olarak doğru ölçülememesi ve dinamik denklemlerde kuvvet mertebesinde kontrol yapılması olarak söylenebilir. Bu çalışmanın devamında gerçek sisteme MPC kontrolörün uygulanması için gerekli yazılımsal ve donanımsal değişiklikler yapılacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Yamafuji, K. and Kawamura, T.**, (1988). *Study on the postural and driving control of a coaxial bicycle*, Transactions of the JSME, Series C, vol. 54, no. 501, pp. 1114-1121.
- [2] **Ha, Y.-S. and Yuta, S.**, (1996). *Trajectory tracking control for navigation of the inverse pendulum type self-contained mobile robot*, Robotics and Autonomous Systems.
- [3] **Shiroma, N., Matsumoto, O., and Tani, K.**, (1999). *Cooperative behavior of a mechanically unstable mobile robot for object transportation*, JSME International Journal Series C, vol. 42, no. 4, pp. 965-973.
- [4] **Ding, F., Huang, J., Wang, Y., Matsuno, T., Fukuda, T., and Sekiyama, K.**, (2010). *Modeling and control of a novel narrow vehicle*, Robotics and Biometrics (ROBIO), 2010 IEEE International Conference, pp. 1130-1135.
- [5] **Bui, T. H., Nguyen, T. T., Chung, T. L., and Kim, S. B.**, (2003) *A simple nonlinear control of a two-wheeled welding mobile robot*, International Journal of Control, Automation, and Systems, vol. 1, no. 1, pp. 35-42.
- [6] **Li, J., Gao, X., Huang, Q., Du, Q., and Duan, X.**, (2008) *Mechanical design and dynamic modeling of a two wheeled inverted pendulum mobile robot*, Automation and Logistics, 2007 IEEE International Conference, pp. 1614-1619 .
- [7] **Morrell, J. B. and Field, D.**, (2007). *Design of a closed loop controller for a two wheeled balancing transporte*, Proceedings of the 2007 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, (San Diego, CA, USA).
- [8] **Segway Robotics**. Project PUMA, <http://rmp.segway.com/puma/>
- [9] **Pathak, K., Franch, J., and Agrawal, S. K.**, (2005). *Velocity and position control of a wheeled inverted pendulum by partial feedback linearization*, IEEE Transactions on Robotics, vol. 21, no. 3, pp. 505-513.
- [10] **Nasrallah, D., Angeles, J., and Michalska, H.**, (2006). *Velocity and orientation control of an anti-tilting mobile robot moving on an inclined plane*, Robotics and Automation.
- [11] **Nawawi, S., Ahmad, M., and Osman, J.**, (2007). *Development of a two-wheeled inverted pendulum mobile robot*, Research and Development, 2007. 5th Student Conference, pp. 1 - 5.

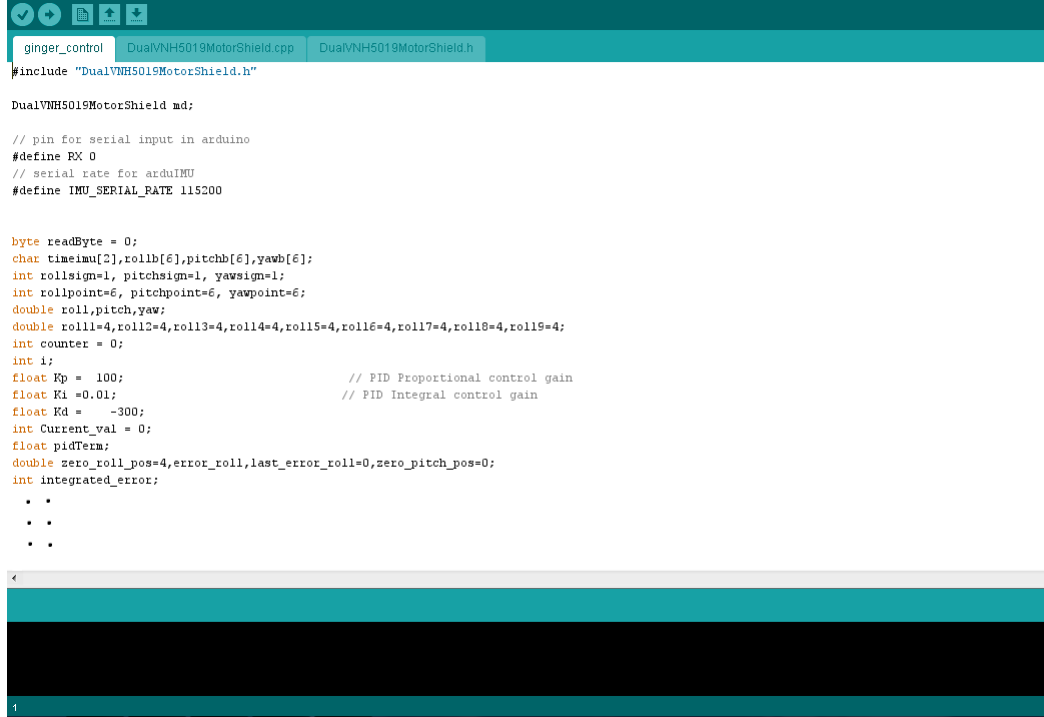
- [12] **Jeong, S. H. and Takahashi, T.**, (2007). *Wheeled inverted pendulum type assistant robot: inverted mobile, standing, and sitting motions*, IEEE/RSJ International Conference, pp. 1932-1937.
- [13] **Chung-Neng Huang.**, (2010). *The Development of Self-Balancing Controller for One-Wheeled Vehicles*, Published Online April 2010 (<http://www.SciRP.org/journal/eng>).
- [14] **Li, J., Gao, X., Huang, Q., Du, Q., and Duan, X.**, (2007). *Mechanical design and dynamic modeling of a two-wheeled inverted pendulum mobile robot*, in *Automation and Logistics*, 2007 IEEE International Conference, pp. 1614-1619.
- [15] **Mahadi Hasan, Chanchal Saha, Md. Mostafizur Rahman, Md. Rabiul Islam Sarker and Subrata K. Aditya**, (2012). *Balancing of an Inverted Pendulum Using PD Controller*, Dhaka Univ. J. Sci. 60(1): 115-120.
- [16] **Charles E. Forrest Jr.**, (2006). *A Neural Network Control System for the Segway Robotic Mobility Platform*, Thesis of Master of Graduate Faculty of North Carolina State University.
- [17] **Li, Z. and Xu, C.**, (2009). *Adaptive fuzzy logic control of dynamic balance and motion for wheeled inverted pendulums*, *Fuzzy Sets and Systems*, vol. 160, no. 12, pp. 1787 - 1803.
- [18] **Huang, C., Wang, W.-J., and Chiu, C.-H.**, (2011) *Velocity control realisation for a self-balancing transporter*, *Control Theory Applications*, IET, vol. 5, pp. 1551 - 1560.
- [19] **Pontus Giselsson**, (2011) *Model Predictive Control in a Pendulum system*, Department of Automatic Control LTH Lund University.
- [20] **Cahyantari Ekaputri, Arief Syaichu-Rohman**, (2011) *Implementation Model Predictive Control (MPC) Algorithm-3 for Inverted Pendulum.*, Department of Electrical Engineering Bandung Institute of Technology.
- [21] **Petr Chalupa, Vladimír Bobál**, (2011) *Modelling and Predictive Control of Inverted Pendulum* Department of Process Control, Tomas Bata University in Zlin.
- [22] **Kim, Y., Kim, S. H., and Kwak, Y. K.**, (2005). *Journal of Hydrology, Dynamic analysis of a nonholonomic two-wheeled inverted pendulum robot*, *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, vol. 44, pp. 25-46.
- [23] **Francisco Hernandez Gonzalez.**, (2012). *Planar Robot Arm Modelling and Control*, Thesis of Master of Malardalens University.
- [24] **Arnoldo Castro.**, (2012). *Modeling and Dynamic Analysis of a Two-Wheeled Inverted Pendulum*, Georgia Institute of Technology.
- [25] **Turgay Eray**, (2011) *Lineer Olmayan Sistemlere Kuadratik Optimal Kontrol Yöntemleri İle Model Öngörülmesi Kontrol Uygulanması ve Karşılaştırılması*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi.

- [26] **Tayyar Bige**, (2011) *Asansörlerde Kullanılan Sonsuz Vida Mekanizmalı Redüktörlerin Dişli ve Vida Hesapları*, Elektrik Mühendisleri Odası.
- [27] **Url-1**, <http://www.segway.com/>, alındığı tarih: 01.09.2014.
- [28] **Url-2**, <http://colorado.edu/>, alındığı tarih: 01.09.2014.
- [29] **Url-3**, <http://www.sparkfun.com/>, alındığı tarih: 01.09.2014

EKLER

EK A : Arduino 1.5.2 kodlama arayüzü.

EK A



```

#include "DualVNH5019MotorShield.h"

DualVNH5019MotorShield md;

// pin for serial input in arduino
#define RX 0
// serial rate for arduinoIMU
#define IMU_SERIAL_RATE 115200

byte readByte = 0;
char timeImu[2],rollb[6],pitchb[6],yawb[6];
int rollsign=1, pitchsign=1, yawsign=1;
int rollpoint=6, pitchpoint=6, yawpoint=6;
double roll,pitch,yaw;
double roll1=4,roll2=4,roll3=4,roll4=4,roll5=4,roll6=4,roll7=4,roll8=4,roll9=4;
int counter = 0;
int i;
float Kp = 100; // PID Proportional control gain
float Ki =0.01; // PID Integral control gain
float Kd = -300;
int Current_val = 0;
float pidTerm;
double zero_roll_pos=4,error_roll,last_error_roll=0,zero_pitch_pos=0;
int integrated_error;
.
.
.

```

Şekil A.1: Arduino 1.5.2 kodlama arayüzü.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ulaş ÇELİK

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul-30.08.1989

E-Posta: celikul@itu.edu.tr

Lisans: Atatürk Üniversitesi Makina Mühendisliği



TEZDEN TÜRETİLEN BİLDİRİLER

- Çelik Ulaş , Kural Ayhan ve Özsoy Can, 2014: Kendini Dengeleyebilen İki Tekerlekli Aracın Kontrolü. *TOK2014*, September 11-13, 2014 Kocaeli, Turkey.