

T.C
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR HİDROLİK SİSTEMİN PID ALGORİTMALI KONUM KONTROLÜ

Özal GÜCEYÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Mart 2013

Tezin Başlığı : Bir Hidrolik Sistemin PID Algoritmali Konum Kontrolü

Tezi Hazırlayan : Özal GÜCEYÜ

Sınav Tarihi : 25 Mart 2013

Yukarıda adı geçen tez jürimizce değerlendirilerek Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri Üyeleri

Tez Danışmanı : **Yrd.Doç.Dr. Cem ONAT**
İnönü Üniversitesi

Prof.Dr. Suat CANBAZOĞLU
İnönü Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. Mehmet ERDEM
İnönü Üniversitesi

Prof.Dr. Mehmet ALPASLAN
Enstitü Müdürü

ONUR SÖZÜ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Bir Hidrolik Sistemin PID Algoritmali Konum Kontrolü” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığını ve yararlandığım bütün kaynakların, hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Özal GÜCEYÜ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR HİDROLİK SİSTEMİN PID ALGORİTMALI KONUM KONTROLÜ

Özal GÜCEYÜ

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

43+vii sayfa

2013

Danışman: Yrd.Doç.Dr. Cem ONAT

Hidrolik sistemler, yüksek performans gerektiren, küçük hacimlerde yüksek tork, kuvvet ve hassas konum kontrolü ihtiyacı duyulan birçok endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun için hidrolik sistemlerin gerçeğe yakın modellenmesi ve kontrolcü tasarımı konuları güncelliğini korumaktadır.

Geliştirilen modern kontrol tekniklerine rağmen, PID kontrol yöntemi geri beslemeli kontrolcülerde en eski ve en çok kullanılan kontrol yöntemlerinden biridir. PID kontrolcüler, yapılarının basit, performanslarının dayanıklı olması, kolay anlaşılabilirlikleri ve oldukça kolay ayarlanabilirlikleri gibi nedenlerle birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Bu yaygın kullanım birçok araştırmacıyı PID kontrolcü tasarımı konusunda motive etmektedir.

Bu çalışmada, oransal valf ile sürülen hidrolik konum kontrol sisteminin gerçeğe yakın benzetimi gerçekleştirilerek, PID kontrolü için bir parametre araştırması yapılmıştır. Sonuç olarak, bir hidrolik sistemin PID algoritmali konum kontrolü MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilerek, elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Hidrolik Konum Kontrolü, PID, Oransal Valf, MATLAB, Simulink

ABSTRACT

Graduation Thesis

POSITION CONTROL OF A HYDRAULIC SYSTEM WITH PID ALGORITHM

Özal GÜCEYÜ

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

43+vii pages

2013

Supervisor: Yrd.Doç.Dr. Cem ONAT

Hydraulic systems are widely used in many industrial applications that require high performance, high torque in small volumes, force and precise position control is requiring. Therefore, realistic modeling of hydraulic systems and controller design maintain up to date.

Although several advanced control strategies have been developed, PID control method is one of the oldest and mostly used control method among feedback controller. PID controllers have been widely used in industrial applications because of their simple structure, robust performance, easy comprehension and quite easy tuning. Widespread use of this has motivated many researchers on design of PID controller.

In this study, a parameter research was made for PID control by the means of achieving a realistic simulation of a hydraulic position system which is driven by a proportional valve. In consequence, the outcomes which are obtained by implementing a hydraulic system's position control with PID algorithm in MATLAB/Simulink were discussed.

KEY WORDS: Hydraulic Position Control, PID, Proportional Valve, MATLAB, Simulink

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıŐmasının her aŐamasında yardım, tavsiye ve desteğini aldığım beni yönlendiren; bilgi ve birikimlerini bana aktaran ve değerli zamanını ayıran danışman hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Cem ONAT' a;

Yüksek Lisans eğitimim boyunca bilgi ve tecrübelerini paylaşan Makine Mühendisliği ve Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölüm Başkanlığında görev yapan tüm öğretim üyelerine ve özellikle Sayın Yrd.Doç.Dr. Ömer Faruk ÖZGÜVEN ile Sayın Yrd.Doç.Dr. Erkan BAHÇE'ye;

2009/12 numaralı projeyi maddi yönden destekleyen Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine;

Oluşturulan modelin Simulink' e aktarılması aŐamasında tavsiye ve desteğini aldığım Sayın Yrd.Doç.Dr. Őaban ÇETİN' e

Ayrıca tüm hayatım boyunca ilgi ve desteklerini benden esirgemeyen değerli aileme, özellikle eŐim Müge GÜCEYÜ'ye ve tüm sevdiklerime

teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	vii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	6
2.1. Sistem Modeli.....	6
2.2. Sistemin Matematik Modeli.....	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	11
3.1. Matlab Simulink.....	11
3.2. PID (Oransal-Integral-Türev) Kontrolcüler.....	11
3.2.1. PID İşlemlerinin Sistemdeki Etkileri.....	12
3.2.2. PID Kontrolcüde Türev Etkisinin Geri Besleme Çevrimine Konulması.....	16
3.2.3. Ziegler-Nichols Metodu.....	16
3.3. Sistemin MATLAB Simulink Kullanılarak Modellenmesi	18
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE UYGULAMALAR	24
4.1. Simulinkte Oluşturulan Modelin Çalıştırılması	24
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	36
6. KAYNAKLAR.....	38
EKLER.....	42
ÖZGEÇMİŞ.....	43

SİMGELER VE KISALTMALAR

ε	Valf Makarasının Yer Değişirmesinin Maksimum Valf Makarası Yer Değişirmesine Oranı
Ψ	Negatif Valf Boşluğu Bölü Maksimum Valf Makarası Yer Değişirmesi
β	Hacimsel Esneklik Modülü
K_p	Oransal Kazanç
K_i	İntegral Kazancı
K_d	Türev Kazancı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Hidrolik Sistemin Fiziksel Modeli	6
Şekil 2.2.	Laboratuvar Ortamında Oluşturulan Konum Kontrol Sistemi	7
Şekil 3.1.	Kapalı Çevrim Kontrol Sistemi.....	12
Şekil 3.2.	Sistemin Oransal Kontrol Cevabı.....	13
Şekil 3.3.	Sistemin PI Kontrol Cevabı.....	13
Şekil 3.4.	Sistemin PID Kontrol Cevabı.....	14
Şekil 3.5.	PID Kontrol Sistemine Gürültünün Eklenmesi.....	15
Şekil 3.6.	Hata Sinyali.....	16
Şekil 3.7.	Ölü Zaman Gecikmeli Birinci Dereceden Bir Sistemin Cevabı.....	17
Şekil 3.8.	Hidrolik Konum Kontrol Sistemi	18
Şekil 3.9.	PID Kontrolcülü Sistem	19
Şekil 3.10.	PID Kontrolcü.....	19
Şekil 3.11.	Hidrolik Sistem	20
Şekil 3.12.	Valf 1.....	20
Şekil 3.13.	Valf 2.....	21
Şekil 3.14.	Valf 3.....	21
Şekil 3.15.	Valf 4.....	21
Şekil 3.16.	Silindirin Birinci Bölümünün Hacmi.....	22
Şekil 3.17.	Silindirin İkinci Bölümünün Hacmi.....	22
Şekil 3.18.	Pistonun Hareket İfadesi.....	23
Şekil 4.1.	Farklı K_p Değerleri için Elde Edilen Grafikler.....	24
Şekil 4.2.	Farklı K_p Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler.....	25
Şekil 4.3.	Farklı K_i Değerleri için Elde Edilen Grafikler.....	26
Şekil 4.4.	Farklı K_i Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler.....	27
Şekil 4.5.	Farklı K_d Değerleri için Elde Edilen Grafikler	28
Şekil 4.6.	Farklı K_d Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler.....	29
Şekil 4.7.	Farklı K_p Değerleri için Elde Edilen Grafikler.....	30
Şekil 4.8.	Farklı K_p Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler.....	31
Şekil 4.9.	Farklı K_i Değerleri için Elde Edilen Grafikler.....	32
Şekil 4.10.	Farklı K_i Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler.....	33
Şekil 4.11.	Farklı K_d Değerleri için Elde Edilen Grafikler.....	34
Şekil 4.12.	Farklı K_d Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler.....	34

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1.	Kontrol parametrelerinin ziegler nichols yöntemi ile hesaplanması	17
Çizelge 4.1.	K_p ' nin farklı değerleri için alınan sonuçlar.....	25
Çizelge 4.2.	K_i ' nin farklı değerleri için alınan sonuçlar.....	27
Çizelge 4.3.	K_d ' nin farklı değerleri için alınan sonuçlar.....	29
Çizelge 4.4.	K_p ' nin farklı değerleri için alınan sonuçlar.....	31
Çizelge 4.5.	K_i ' nin farklı değerleri için alınan sonuçlar.....	33
Çizelge 4.6.	K_d ' nin farklı değerleri için alınan sonuçlar.....	35

1. GİRİŞ

Hidrolik sistemler, yüksek performans gerektiren, küçük hacimlerde yüksek tork, kuvvet ve hassas konum kontrolü ihtiyacı duyulan birçok endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Takım tezgâhları, savunma sanayi, robot teknolojisi gibi birçok uygulamada yer alan hidrolik silindir sistemlerinde konum kontrolü önem kazanmaktadır. Hidrolik sistemlerin dinamik özelliklerini ortaya koyabilmek için sistemi oluşturan elemanların detaylı modellerinin elde edilmesi gerekir. Hidrolik elemanların birbiriyle etkileşimi göz önüne alınarak oluşturulan sistem modeli yüksek derecede doğrusal olmayan terimler içerir. Doğrusal muadillerine göre daha karmaşık olmalarına karşılık doğrusal olmayan modeller, gerçek sistem karakteristiğini daha iyi yansıttığından sistem analizinde doğrusal modellere göre daha iyi çözümler verir [1].

Elektrohidrolik sistemlerin kontrolü konusu uzun yıllardan beri birçok araştırmacının ilgisini çekmektedir. Elektrohidrolik sistemlerin yüksek derecede doğrusal olmayan karakterleri söz konusu sistemler için kontrol tasarımını güçleştiren en önemli unsurdur. Elektrohidrolik sistemlerin kontrolü üzerindeki araştırmaların, sonuçta elde edilen hassasiyetteki yeni faydaları ve ulaşılan performans değerleri nedeniyle büyük önemi vardır. Geçmişte klasik geri beslemeli kontrol gibi doğrusal kontrol tekniklerinden, doğrusal olmayan kontrole, çeşitli kontrol teknikleri yaygın olarak kullanıldı. Fakat elektrohidrolik sistemler klasik doğrusal kontrole karşılık çoğunlukla doğrusal olmayan davranış göstermektedir ve klasik kontrolde genellikle sınırlı performans elde edilmektedir. Hidrolik sistemlerin kontrolünde model temelli kontrol, adaptif kontrol, bulanık mantık (fuzzy logic) sinirsel iletişim ağı temelli kontrol, dayanıklı kontrol (robust kontrol) gibi birçok teknik kullanılmaktadır [2].

Yüksek güç seviyelerinde daha hassas ve hızlı kontrolü gerçekleştirme talebi (Özellikle imalat, uçuş kontrolü ve otomatik ateşleme kontrolü) elektronik sinyal süreci ile hidrolik sistemlerin bir araya gelmesine neden olmuştur. Bilgi elektronik ortamda, mekanik ya da hidrolik ortamdan çok daha kolay bir şekilde dönüştürülebilir, üretilebilir ve işlenebilir. Aynı şekilde gücün yüksek hızlarda iletimi elektrohidrolik sistemlerle mümkün olmaktadır. Hidrolik ve elektronik disiplinlerin

elektrohidrolikte buluşması ile her ikisinin olumlu özelliklerinin olduğu daha kontrol edilebilir ve daha hızlı bir yapı ortaya çıkmaktadır [3]. Bu kapsamda elektrohidrolik sistemler ve bu sistemlerin kontrolü büyük önem kazanmaktadır.

Elektrohidrolik sistemler ve bunların konum kontrolü üzerinde yapılan araştırmalara bakıldığında, Kalyoncu ve Haydim, bulanık mantık (fuzzy logic) ile konum kontrolünün elektrohidrolik servo sistemlere uygulanmasını gerçekleştirmişlerdir. Elektrohidrolik servo sistemin matematiksel modeli servo sistem içindeki kaçaklar göz önüne alınarak elde edilmiştir [2]. Zeb, bir servo sistemin matematik modeli içinde analitik bir metot kullanıp, tipik servo sistemin konum performansını etkileyen çeşitli faktörleri ele alıp hesaplanan önemli performans etmenleri için ifadeler geliştirmiştir [4]. Scheidl ve Manhartsgruber, servovalf ve hidrolik silindirden oluşan onuncu dereceden doğrusal olmayan bir elektrohidrolik sistem oluşturmuş ve belirsizlik analizlerini ortaya koymuşlardır [5]. Deticek, kendiliğinden öğrenme bulanık kontrolcü temelli bir bulanık PD tasarlamış ve bu kontrolcüyü elektrohidrolik sistemin konum kontrolünde kullanmıştır [6]. Jones ve diğerleri, elektrohidrolik sistemin izleme performansını geliştirmek için uyarlanabilir kendi öğrenen bulanık mantık kontrolcü tasarlamışlardır [7]. Karpenko ve Sepehri elektrohidrolik konumlama sistemi içindeki akışkan kaçaklarının etkisine karşın hatadan etkilenmeyen kontrol stratejisi geliştirmişlerdir [8]. Lee ve Cho, füzenin seyir esnasında manevra yapabilmesini sağlayan elektrohidrolik kanatçığı için bulanık kontrolcü oluşturmuş ve faz düzlemini kullanarak kanatçıklı servo sistemin tüm performansını artırmak için yeni bir bulanık kontrolcü önermişlerdir [9]. Kim ve Lee, elektrohidrolik konum kontrol sistemi için deneysel optimizasyonlarla bir kontrolcü geliştirmişlerdir [10]. Shao ve diğerleri, endüstriyel bakış açısıyla elektrohidrolik sistemler için bulanık izleme kontrol yöntemini ortaya koymuşlardır. Bu çalışmanın amacı sistemin dinamik, statik özellikleri ve dayanıklılığını mükemmel bir şekilde geliştiren, otomatik ayarlama ve değişiklik yapma etkisine dayalı, klasik PID kontrolcü ve bulanık kontrolcüden oluşan yeni bir doğrusal olmayan hibrid (karma) kontrolcü geliştirmektir [11]. Zhang, temeli sistem kalibrasyonunu ortak algılama modeline dayanan ve farklı sistemlerdeki valf değişimlerini algılayan kapsamlı bulanık algoritma algılayıcı geliştirmiştir [12]. Chang ve Lee, alışlagelmiş DSP kart olmadan gerçek sistemi tarif eden gerçek zamanlı simülatör hazırlamışlardır [13]. Eryılmaz ve Wilson, özellikle servovalf

makarası ve gövdesi arasındaki kaçağı dikkate almıştır. Genellikle önemsenmemesine rağmen deneyler ve analizler küçük makara yer değiştirmelerindeki akışın, akış ağzından daha fazla olduğunu göstermişlerdir. Kontrolcü tasarımı ve uyarlanabilir metotlar için önemli bir özellik olarak kaçak modeli kolayca parametrelere dayandırılmıştır [14]. Mihajlov, bulanık PI kontrolcü kullanarak, kızaklı kontrol yöntemini uygulamıştır [15]. Li ve Xiong, elektrohidrolik sistemlerin kontrolü için yeni bir metot sunmuşlardır [16]. Becan, hidrolik konum kontrolü problemine, bir bulanık sınır katmanıyla kayan tarzda kontrolü sunmuştur. Asimetrik silindirik doğrusal olmayan bir servo mekanizma modellenmiş ve tasarlanmıştır. Sonra önerilen kontrol taslağı bu modele uygulanmıştır [17]. Eryılmaz ve Wilson, kaçaklar ve ağızdaki akışı birleştirerek gelişmiş bir servo valf modeli oluşturmuşlardır. Model kaçak akışı bilgileri yeniden incelenerek ve yeni bir matematiksel model tanımlanarak geliştirilmiştir [18]. Karpenko ve Sepehri, servo hidrolik konumlama sistemi için hatadan etkilenmeyen kontrol (FTC) yöntemini detaylandırmışlardır [19]. An ve Sepehri, servo hidrolik sistemde kaçak sonucu oluşan hatanın tespiti için genişletilmiş Kalman fitresi (EKF) yöntemini sunmuşlardır [20]. Nikas ve Sayles, en çok düz ya da dönel hidrolik silindirlere bulunan, dik açılı veya toroidal şekilli esnek contaların düz yüzey elastohidrodinamik uygulaması için kalıcı durum geliştirmişlerdir [21]. Shi ve diğerleri, uyarlanabilir bir eşikle model temelli hata bulmayı birleştirmek için pratik bir yaklaşım önermişlerdir [22]. Cho ve Burton, yüksek performanslı hidrostatik hareketlendirici sistemin basit adaptif kontrol metodu (SAC) ile konum kontrolünü incelemişlerdir [23]. Keles ve Ercan, darbe genişlik modüllü hidrolik sistemin açık ve kapalı çevrim davranışlarını teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sistemin matematik modeli formüle edilmiş ve darbe genişlik modüllü girişlere karşın sistem davranışı ortaya çıkartılmıştır [24]. Milic, Situm ve Essert, elektrohidrolik sistemlerde dayanıklı kontrol için sayısal matriks eşitsizliklerine dayalı tekniğin faydalarına değinmişlerdir. Oransal valf ve hidrolik silindir sisteminin doğrusal olmayan dinamik modelini geliştirmişlerdir. Geri besleme sisteminin kararlılığı için sistemin kararsız doğrusallaştırılmış bir modelini türetmiş ve geliştirilen kontrol algoritmaları laboratuvar ortamında elektrohidrolik sistem üzerinde deneysel olarak test edilmiştir [25]. Guan ve Pan, sistem eşitsizliklerinde ve bilinmeyen parametrelili elektrohidrolik sistem üzerinde doğrusal olmayan, adaptif kayan kontrol metodunu göstermişlerdir [26]. Şengirgin ve Yüksel, pilot kademesi hızlı anahtarlama valfi olan iki kademeli elektrohidrolik valf ile

gerçek zaman konum kontrol olanaklarını incelemişlerdir. Pilot kademesinde disk valf şeklindeki bir hızlı anahtarlama elemanı olan valfin giriş işareti ile çıkış işareti arasında oransal denetim sağlamak amacıyla Darbe Genişlik Modülasyon tekniğinden yararlanılmıştır. Yüksüz, çift piston çubuklu silindir ile kurulu hidrolik sistem üzerinde dSAPCE kart yardımıyla gerçek zaman konum denetimini gerçekleştirmişlerdir [27]. Becan, Kuzucu ve Kutlu, yaptıkları çalışmada ilk olarak temel hidrolik konum kontrol sisteminin durum-uzay modelini elde etmişler, bu model üzerinden esneklik modülünün, silindirin her iki tarafındaki hacim değişimlerine bağlı varyasyonlarını dikkate alarak kontrol katsayılarını belirlemişler ve esneklik modülü sabit olan modellerle karşılaştırma yapmışlardır. Sistem davranışını, benzetim programı sonuçlarına bağlı olarak daha gerçekçi bir model için yorumlamışlardır [28]. Pfeiffer, hidrolik sistemleri için yeni bir modelleme geliştirmiş ve performansını geniş endüstriyel örnekler üzerinde açıklamıştır [29]. Eyres ve diğerleri, birtakım olası modelleme yöntemleri ve bypass borulu hidrolik amortisörün dinamik davranışı üzerinde çalışmışlar, yay dinamiği ve akışkan sıkıştırılabilirliği de dâhil edilerek daha karışık bir model türetilmiştir [30]. Sağır ve diğerleri, Bond Graph metodu ile hareket ettirilen teleskopik döner vincin teorik modelini elde etmişler, silindirler içindeki akışkanın sıkıştırılabilirliği model içinde yer almıştır [31]. Bonchis ve diğerleri servo hidrolik sistemin konum kontrolü ve sürtünmenin doğrusalsızlığa etkileri üzerine çalışmışlardır [32].

Hidrolik sistemlerde silindirler, akışkan basıncını doğrusal harekete ve güce çeviren önemli parçalardır. Son zamanlarda hidrolik silindirler elektronik olarak kontrol edilen oransal ve servovalflerle beraber yaygın olarak kullanılmaktadır. İstenen önemli fonksiyonlardan biri doğru ve hassas konum kontrolüdür. Geliştirilen modern kontrol tekniklerine rağmen, yapısal olarak basit olan PI ve PID kontrolcüler hala endüstride geniş bir kullanım alanına sahiptir [33, 34]. PI ve PID kontrol algoritmalarının farklı uygulamalarda sürekli kullanım alanı bulmasının ana nedenleri arasında, PI ve PID kontrolcülerin yapılarının basit, performanslarının dayanıklı olması, kolay anlaşılabilirlikleri, birçok farklı uygulamada kullanılabilir olması, 60 yıldan uzun süredir kullanılması ve bu kontrolcüler ile ilgili çok miktarda deneyim ve bilinen ayarların bulunması sayılabilir [35].

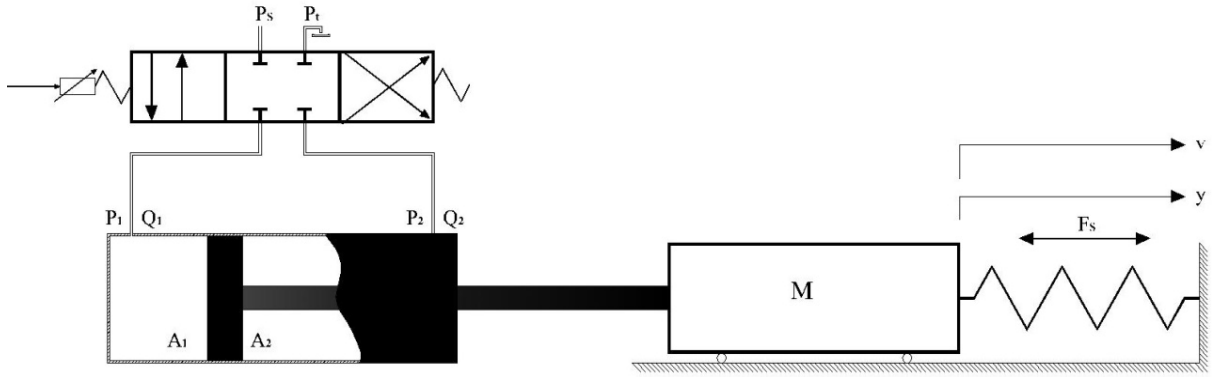
Söz konusu kontrolcülerle ilgili yapılan çalışmalara baktığımızda, Kutlu ve Güner, asimetrik silindirli elektrohidrolik sistemde dijital bir PD ve bir bulanık mantık kontrol uygulamışlardır. Uygulama sonucunda, bulanık mantık kontrolün sistem parametrelerindeki değişimlere daha az hassas olduğunu göstermişlerdir [36]. Kutlu ve Büyüksavcı, asimetrik hidrolik bir silindir, oransal yön valfi ve lineer optik kodlayıcıdan oluşan bir deney tesisatında klasik PD kontrol ve kayan rejimli kontrol (KRK) uygulamışlardır. Her iki kontrolde de konum hatası ve konum hatasının değişimi geri besleme değerleri olarak kullanılmış ve deneysel sonuçlar aşma, yerleşme süresi ve kararlı hal hatası açısından değerlendirilmiştir [37]. Yurdakul ve Eker, yaptıkları bir çalışmada kendinden ayarlamalı ve kutup atamalı PID kontrol yapısı sunmuşlardır. Deneysel uygulamalar laboratuvar ortamında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar klasik PID ve diğer bazı PID kontrol metotları ile karşılaştırılmış, böylece kendinden ayarlamalı PID kontrolün avantajları ve dezavantajları vurgulanmıştır [38]. Liu ve Daley, hidrolik sistemler için en uygun şekilde ayarlanmış bir PID kontrolcü tasarlamışlardır. Değişken kontrol parametrelerinin ayarlanabilmesi için hesaplanan bir kontrol modeli kullanılmıştır [39]. Çetin ve Akkaya, dört yollu, üç konumlu oransal valf tarafından sürülen asimetrik hidrolik silindirden oluşan hareket sisteminin modellenmesi ve konum kontrolü üzerinde çalışmışlardır. Hidrolik sistemin konum kontrolü için Hibrid-Bulanık, PID kontrolcü ve buna bağlı kurallar önererek, bulanık mantık ve PID kontrolcüyü bir araya getirmişlerdir [40].

Bu çalışmada, oransal valf ile sürülen hidrolik konum kontrol sisteminin, sızıntı debilerinin hesaba katıldığı doğrusal olmayan bir modeli kurularak, gerçeğe yakın benzetimi ve ardından PID kontrolü için parametre araştırması yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Sistem Modeli

Şekil 2.1’ de 4 yollu 3 konumlu oransal valf tarafından sürülen asimetrik silindirden oluşan hidrolik hareket sisteminin fiziksel modeli gösterilmektedir. Asimetrik hidrolik silindir oransal valf tarafından kontrol edilen basınçlı akışkan ile hareket eder. Piston asimetrik silindiri iki bölüme ayırır. Hidrolik akışkan asimetrik silindirin gözlerine pompalandığında hidrolik basınç pistonu sağa veya sola hareket ettirir. Bu da, pistonla bağlı nesnelere hareket ettiren hidrolik gücü meydana getirir. Yağın hidrolik basıncı piston kolunu, piston kolu kütleyi ve piston kolunun sonundaki yayı hareket ettirir.



Şekil 2.1. Hidrolik Sistemin Fiziksel Modeli

Söz konusu hidrolik konum kontrol sisteminin laboratuvar ortamında oluşturulan gerçek modeli Şekil 2.2’ de gösterilmiştir. Şekilde hidrolik silindir-piston mekanizması, oransal solenoid valf, konum algılayıcı sensör, oransal valfi bilgisayar yardımıyla kontrol edebilmek için oluşturduğumuz elektronik devre ve hidrolik pompa görülmektedir.



Şekil 2.2. Laboratuvar Ortamında Oluşturulan Konum Kontrol Sistemi

2.2. Sistemin Matematik Modeli

Şekil 2.1' de verilen fiziksel modelde;

- P_s : Besleme basıncı (N/m^2)
- P_t : Tank basıncı (N/m^2)
- P_1, P_2 : Silindirin bölmelerindeki basınç (N/m^2)
- Q_1, Q_2 : Akışkan debileri (m^3/s)
- A_1, A_2 : Piston alanları (m^2)
- M : Hareket ettirilen kütle (kg)
- F_s : Yay kuvveti (N)

olarak ifade edilmektedir.

Matematik model elde edilirken hidrolik boru ve valf dinamiği ihmal edilmektedir ve piston ile silindir arasında kaçak olmadığı varsayılmaktadır. Ayrıca besleme basıncı sabit ve tank basıncı “0” varsayılmaktadır. Valf makarasının yer değiştirmesi bölü maksimum valf makarasının yer değiştirmesi $\varepsilon = u/x_{max}$ ve negatif valf boşluğu bölü maksimum valf makarası yer değiştirmesi $\Psi = x/x_{max}$ olarak tanımlanmaktadır. Bu çalışmada Ψ maksimum valf yer değiştirmesinin % 1’idir. Hacimsel esneklik modülü β_v değişkendir. Akışkan hidrolik sistemin önemli bir elemanı ve güç aktarımını sağlamaktadır. Dolayısıyla kontrol sisteminin tamamının dinamik davranışını etkilemektedir. İçerisinde hava olmayan hidrolik yağın hacimsel esneklik modülü sıcaklık ve basınca bağlıdır. Katkılı mineral yağlar için bunun değeri 1200-2000 MPa’ dır. Bunun yanında sistem basıncı ve yağ içindeki sıkışmış havada esneklik modülü değerini etkilemektedir.

Esnek bir muhafaza içindeki değişken akışkan hava karışımının hacimsel esneklik modülü denklem (2.1)’ de verilmiştir.

$$\frac{1}{\beta_v} = \frac{1}{\beta_f} + \frac{1}{\beta_h} + \frac{V_a}{V_t} \frac{1}{\beta_a} \quad (2.1)$$

Burada alt indisler; a, f, h hava, akışkan ve hortuma karşılık gelmektedir. Başlangıç toplam hacmi;

$$V_t = V_f + V_a, \quad (2.2)$$

$$\beta_f \gg \beta_a \quad (2.3)$$

olarak varsayılmaktadır.

Böylece hacimsel esneklik modülü herhangi β_f, β_h ya da $(V_t/V_a) \cdot \beta_a$ değerinden az olacaktır. Akışkanın hacimsel esneklik modülü β_f üretici firma bilgilerinden elde edilir. Hava için kullanılan adyabatik hacimsel esneklik modülü ifadesi denklem (2.4)’te gösterilmektedir.

$$\frac{c_p}{c_v} P = 1.4P \quad (2.4)$$

Bu varsayımlarla denklem (2.1);

$$\frac{1}{\beta_v} = \frac{1}{\beta_f} + \frac{1}{\beta_h} + \frac{s}{1.4P} \quad (2.5)$$

denklem (2.5)' te görüldüğü şekilde elde edilir ve burada s toplam hacimdeki sıkışmış hava oranıdır ($s= V_a/V_t$). Silindirin ileri ve geri hareketiyle oluşan akış ve akışkanın sıkıştırılabilirliği sistem eşitliklerinde dikkate alınmaktadır. Sistem eşitlikleri doğrusal olmamakla beraber daha önce kullanılmış bir kontrol algoritması bu model üzerinde uygulanmaktadır.

Newton'un 2. kuralı kullanılarak elde edilen, piston kuvveti denge eşitlikleri, denklem (2.6)' da verilmektedir. Silindirin her iki tarafına süreklilik denklemleri uygulandığında denklem (2.7) ve (2.8) elde edilir.

$$\ddot{y} = \frac{(P_1 A_1 - P_2 A_2 - f_v v - F_s)}{M} \quad (2.6)$$

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta_1}{A_1 Y} (Q_1 - A_1 v) \quad (2.7)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta_2}{A_2 Y - S_L} (A_2 v - Q_2) \quad (2.8)$$

Valf kesitine göre, Bernoulli formunda valf karakteristiğinden elde edilen akışkan denklemleri ((2.9-2.14))' te verilmektedir. Bu akış denklemleri 3 farklı valf konumu ve akış yönünden elde edilmektedir. $k_{1,2,3,4}$ valf kaçak karakteristiğinden elde edilen valf debi sabitleridir. Akış denklemleri $\varepsilon \geq \Psi$ hali için (P_s , silindirin 1. tarafına, P_t , 2. tarafına uygulandığında):

$$Q_1 = k_1 (\varepsilon + \Psi) \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (2.9)$$

$$Q_2 = k_2 (\varepsilon + \Psi) \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (2.10)$$

olarak elde edilir.

$-\Psi < \varepsilon < \Psi$ durumunda akış denklemleri (silindirin her iki tarafı kapalı, sadece kaçaklar var):

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \Psi) \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \text{sign}(P_s - P_1)} + k_4(\varepsilon - \Psi) \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (2.11)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \Psi) \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \text{sign}(P_2 - P_t)} + k_3(\varepsilon - \Psi) \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (2.12)$$

olarak elde edilir.

$\varepsilon \leq -\Psi$ hali için akış denklemleri (P_t silindirin 1. tarafına, P_s silindirin 2. tarafına uygulandığında):

$$Q_1 = k_4(\varepsilon - \Psi) \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (2.13)$$

$$Q_2 = k_3(\varepsilon - \Psi) \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (2.14)$$

olarak elde edilir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Matlab Simulink

Simulink, MATLAB programının grafiksel tasarım, simülasyon ve dinamik sistemlerin analizini yapan bir uzantısıdır. Simulink bize karmaşık sistemleri tasarlama ve simülasyon yapma olanağı vermektedir. Mühendislik sistemlerinde simülasyonun önemi gün geçtikçe artmaktadır. Sistemlerin tasarımında büyük oranda bilgisayar simülasyonlarından faydalanılmakta, mümkün olduğunda tasarımın test aşamaları da bilgisayarlar yardımıyla yapılmaktadır. Bu da prototiplere olan ihtiyacı azaltarak maliyetlerin büyük oranda düşmesini sağlamaktadır. Günümüzde mühendislik alanında en çok kullanılan programlardan birisi MATLAB' dir.

Kullanıcıya tıklama ve sürükleme gibi basit fare işlemleri ile modelleri blok şemaları şeklinde kurabilmesi için bir grafik ara yüz sağlar. Simulink geniş bir blok kütüphanesine sahiptir. Bunlar girişler (sources), çıkışlar (sinks), doğrusal ve doğrusal olmayan bileşenler ile bağlantılardır.[41]

3.2. PID (Oransal-Integral-Türev) Kontrolcüler

PID kontrol yöntemi geri beslemeli kontrolcülerde en eski ve en çok kullanılan kontrol yöntemlerinden biridir. PID kontrolcüler oldukça kolay ayarlanabilen, sistem operatörleri tarafından kolay anlaşılabilir basit bir yapıya sahip olduklarından günümüze kadar birçok endüstriyel uygulamada kullanılmıştır. 1989 yılında işlem kontrol sistemleri üzerinde yapılan bir araştırmaya göre, kullanılan kontrol çevrimlerinin % 90' dan fazlası PID kontrolcüydü [42]. Bu yaygın kullanım birçok araştırmacıyı PID kontrolcü tasarımı konusuna yönlendirmiştir.

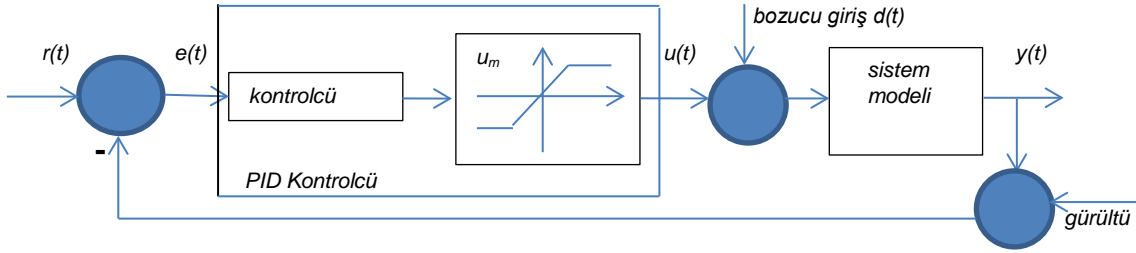
İki en yaygın PID kontrolcü tasarlama tekniği, nominal çalışma noktasında, oransal kontrol durumu için kapalı çevrim testleri ve basamak giriş testleri temeline dayalı tekniklerdir. Bir PID kontrolcününün tasarımında amaç K_p , K_d , K_i (Oransal-İntegral-Türev kazanç katsayıları) kazanç katsayılarının ayarlanması ve sistemde istenilen gerekli cevap elde edilinceye kadar ayarlama yapılmasıdır. Yani çoğu defa

PID tasarımı bir optimizasyon döngüsünce kontrol edilen bir süreç içerisinde gerçekleştirilir.

3.2.1. PID İşlemlerinin Sistemdeki Etkileri

Şekil 3.1’ de bir kapalı çevrim kontrol sistemi gösterilmektedir. Şekilde, oransal, integral ve türev etkilerini oluşturmak için kullanılan hata sinyali $e(t)$ ve sistem modeline uygulanan kontrol sinyali $u(t)$ görülmektedir. PID kontrolcünün matematiksel tanımı denklem (3.1)’ de verilmiştir. Verilen denklemde $u(t)$ sisteme uygulanan giriş sinyali ve $e(t)$ hata sinyali, $r(t)$ referans sinyali ile $y(t)$ çıkış sinyalinin farkıdır.

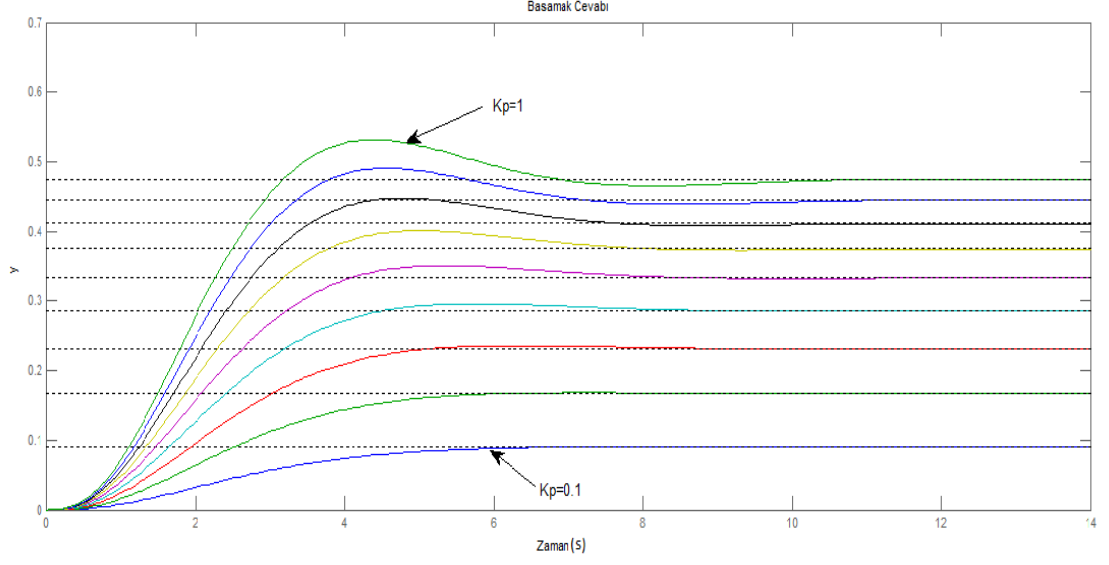
$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^1 e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3.1)$$



Şekil 3.1. Kapalı Çevrim Kontrol Sistemi

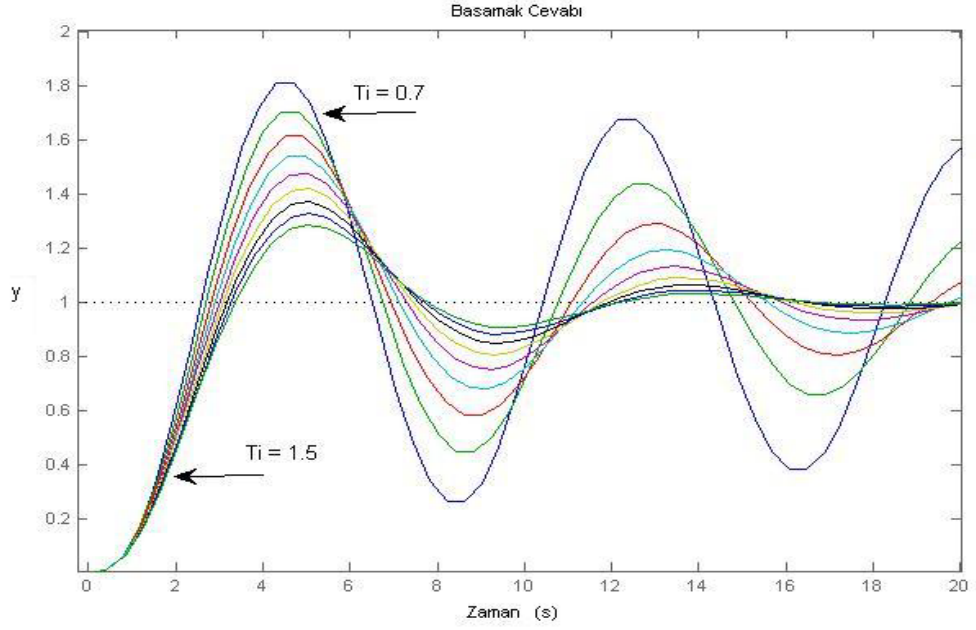
Denklem (3.2)’ de verilen sistem üzerinde oransal, integral ve türev etkileri ayrı ayrı incelenmektedir. İlk olarak, K_p ’nin farklı değerleri için oransal bir kontrol stratejisi uyguladığımızda, başka bir deyişle $T_i \rightarrow \infty$ ve $T_d \rightarrow 0$ olan, Ek-1’ de verilen MATLAB ifadeleri kullanılarak elde edilen sistemin kapalı çevrim tepkisi Şekil 3.2’ de gösterilmektedir.

$$G_s = \frac{1}{(s+1)^3} \quad (3.2)$$



Şekil 3.2. Sistemin Oransal Kontrol Cevabı

Burada, K_p artırıldığında, sistemin cevap hızı ile maksimum aşma oranının arttığı ve kararlı hal hatasının azaldığı görülmektedir. Fakat K_p yeterince artırıldığında kapalı çevrim sistem kararsız hale gelir.

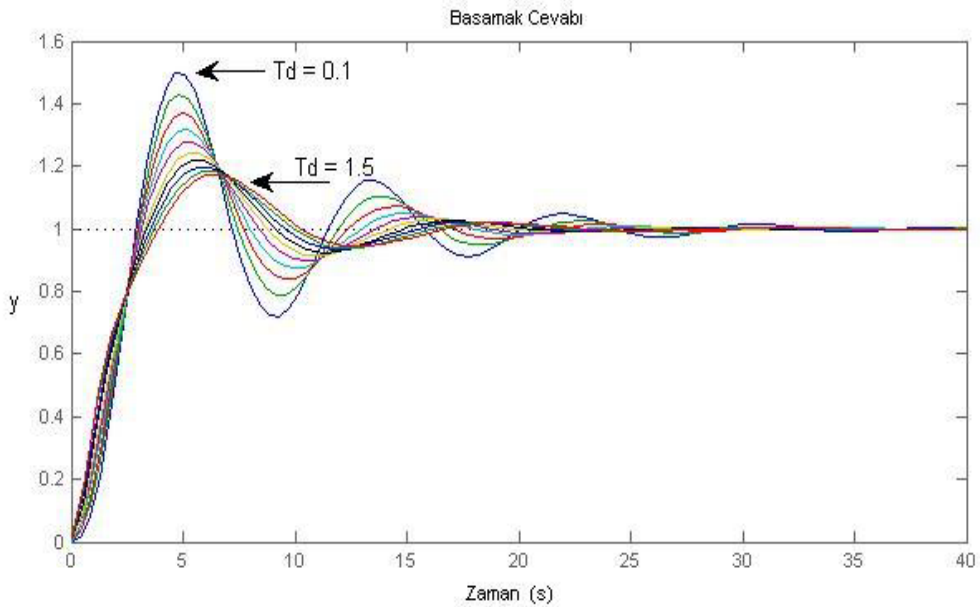


Şekil 3.3. Sistemin PI Kontrol Cevabı

$K_p = 1$ kabul ederek, T_i ' nin farklı değerleri ile aynı örneğin kapalı çevrim basamak cevaplarını oluşturmak için PI kontrol yöntemini Ek-2' deki MATLAB ifadelerini kullanarak uyguladığımızda Şekil 3.3 elde edilmektedir.

PI kontrolcünün en önemli özelliği eğer kapalı çevrim sistemi kararlı ise basamak cevabında kalıcı hal hatasını yok eder. Verilen örnek gösteriyor ki, T_i 0.6 değerinden küçükse kapalı sistem çevrim kararlı olmayacaktır. Ayrıca şekilde görüldüğü üzere T_i arttırıldığında, maksimum aşma oranı azalır, fakat cevap hızı yavaşlar.

$T_i = K_p = 1$ olarak sabitleyerek, T_d ' nin farklı değerleri için PID kontrol uygulandığında, EK-3' deki MATLAB ifadelerini kullanarak sistemin kapalı çevrim basamak cevabı Şekil 3.4 elde edilir.



Şekil 3.4. Sistemin PID Kontrol Cevabı

Şekil 3.4 incelendiğinde, açık bir biçimde, T_d arttırılırsa maksimum aşma oranı azalır, yükselme zamanı az oranda azalır, yerleşme zamanı azalır.

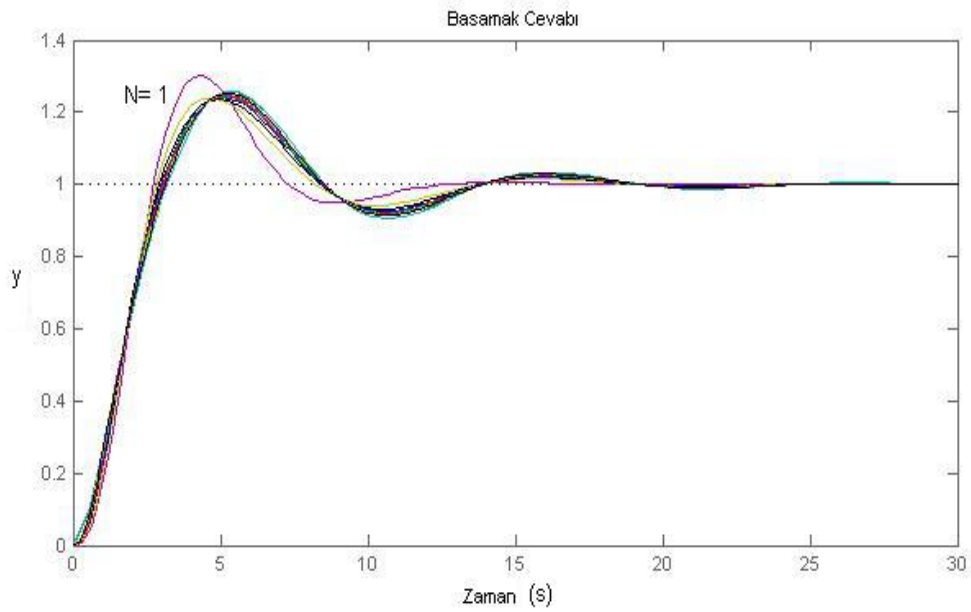
Pratikte türev etkisi tek başına kullanılmaz bunun nedeni, basamak girişi kontrol sinyali içinde "türev vurması" (derivative kick) denilen etkiyi üretmesi ve

istenmeyen gürültüyü arttırmasıdır. Bunun yerine alçak iletimli birinci derece filtre kullanılır. Bu şekilde oluşturulan PID kontrolcüye ait transfer fonksiyonu ifadesi;

$$U(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{sT_d}{1+s\frac{T_d}{N}} \right) E(s) \quad (3.3)$$

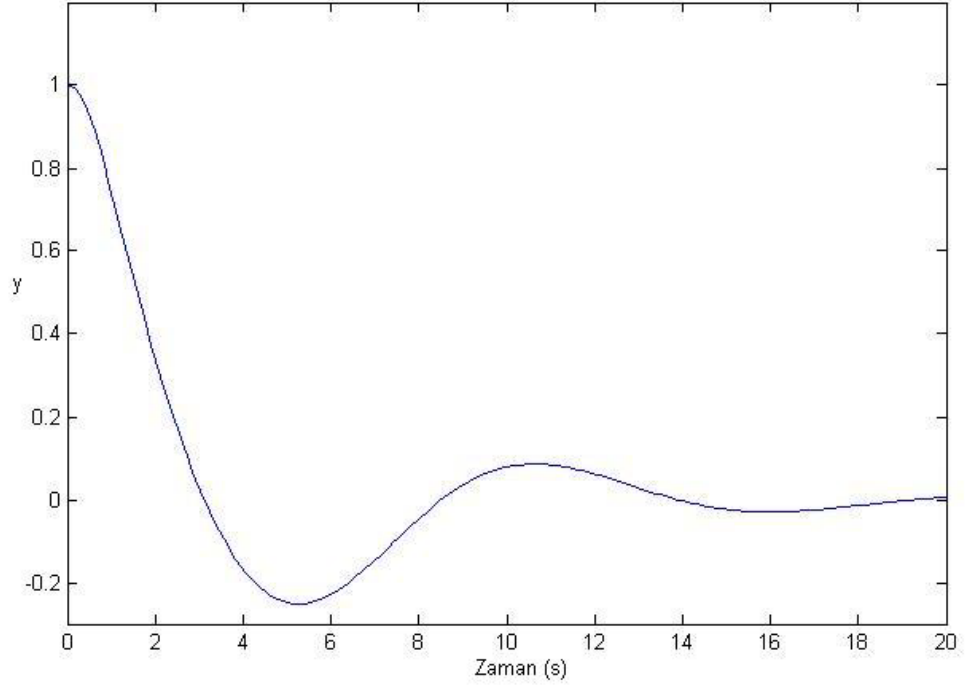
şeklindedir.

N (gürültü) etkisini göstermek üzere, $K_p=1$, $T_i=1$, $T_d=1$ kabul edilip N' in farklı değerleri için EK-4' deki MATLAB ifadeleri kullanılarak Şekil 3.5 elde edilir.



Şekil 3.5. PID Kontrol Sistemine Gürültünün Eklenmesi

Şekil 3.6' da $N = 10$ değerinde hata sinyali $e(t)$ gösterilmektedir. Şekilden $N = 10$ değerinde yaklaşımın kararlı olduğu görülmektedir.



Şekil 3.6. Hata Sinyali

3.2.2. PID Kontrolcüde Türev Etkisinin Geri Besleme Çevrimine Konulması

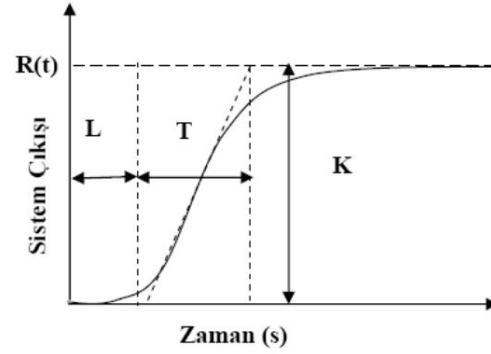
Basamak cevabın hata sinyalinin gösterildiği Şekil 3.6' da $t = 0$ anında bir sıçrama olduğu görülmektedir. Bu durum, türev etkisinin bu haliyle arzu edilen sonuçları sağlamayabileceğini göstermektedir. Bu nedenle pratikte, türev etkisi ikinci bir geri besleme döngüsü içinde tercih edilebilir. Basamak girişe karşılık hızlı bir çıkış elde edilemediği için türev etkiyi çıkışa alarak daha yumuşak bir sinyal üretilir. Bu PID kontrol yöntemi PI-D olarak ifade edilmektedir.

3.2.3. Ziegler-Nichols Metodu

Ziegler ve Nichols tarafından 1942 yılında çok yararlı deneysel bir ayarlama yöntemi önerildi. Yöntem, matematiksel modeli olmayan ya da kolay çıkarılamayan sistemlerde PID kontrolcü parametrelerini belirlemekte kullanılmakta ve denklem (3.4)' te ifade edildiği gibi sistem modeli ölü zaman gecikmeli ve birinci dereceden olduğunda uygulanabilmektedir.

$$G(s) = \frac{k}{1+sT} e^{-sL} \quad (3.4)$$

Gerçek zamanlı işlem kontrol sistemlerinde, çoğu sistem denklem (3.4)' de olduğu gibi modellenmektedir. Eğer fiziksel olarak sistem modeli elde edilemiyorsa yaklaşık modele göre testler yapılarak kontrolcü parametreleri bulunmaya çalışılır. Örneğin, sistem modelinin açık çevrim basamak cevabı bir test ile ölçülebilirse, çıkış sinyali Şekil 3.7' deki gibi kaydedilebilir ve böylece PID kontrolcüyü ayarlama için kullanılacak parametreler (k, L, ve T) Tablo 3.1' de verilen deneysel formüllerle hesaplanabilir.



Şekil 3.7. Ölü Zaman Gecikmeli Birinci Dereceden Bir Sistemin Cevabı

Tablo 3.1. Kontrol parametrelerinin ziegler nichols yöntemi ile hesaplanması

Kontrolcü Tipi	basamak cevabından			frekans cevabından		
	K_p	T_i	T_d	K_p	T_i	T_d
P	$1/a$			$0.5K_c$		
PI	$0.9/a$	$3L$		$0.4K_c$	$0.8T_c$	
PID	$1.2/a$	$2L$	$L/2$	$0.6K_c$	$0.5T_c$	$0.12T_c$

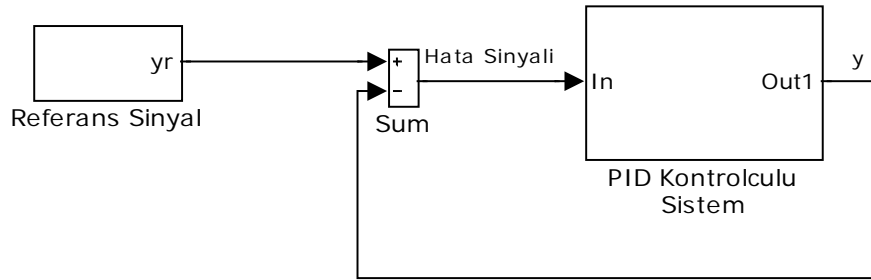
Eğer sisteme frekans cevabı testi yapılabiliyorsa, başlangıç olarak PID kontrolcünde integral ve türev etkileri devre dışı bırakılır ve PID sadece P (oransal) etki ile çalışır duruma getirilir. Bu durumda kapalı döngü sisteme basamak giriş uygulanır ve K_p sürekli artış yönünde değiştirilerek, sistem cevabı sürekli salınımlı

duruma ulaşana kadar testlere devam edilir. Sürekli salınımlı duruma karşılık gelen aşma frekansı ω_c ve maksimum orantı kazancı K_c kaydedilir. Bu değerler kullanılarak Tablo 3.1’ de verilen formüllerle PID parametreleri hesaplanır. PID parametreleri verilen bu formüllerle hesaplandıktan sonra kontrol sistemine uygulanır. Denetim sistemi kapalı döngülü hale getirilir ve son bir basamak testine tabi tutulur.

PI/PID kontrol parametrelerini hesaplamak için kullanılan Ziegler fonksiyonu MATLAB ifadeleri EK-5’de verilmiştir [42].

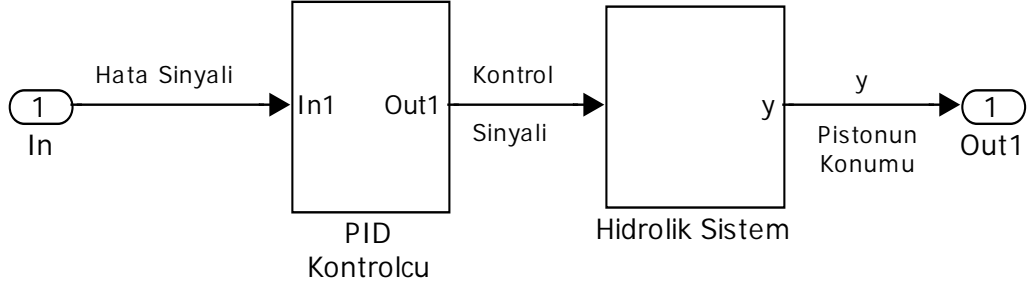
3.3. Sistemin MATLAB Simulink Kullanılarak Modellenmesi

4 yollu 3 konumlu solenoid oransal valf tarafından sürülen, asimetrik silindirden oluşan hidrolik hareket sisteminin PID algoritmali konum kontrolü için oluşturulan simulink modeli Şekil 3.8’ de verilmektedir. Söz konusu model alt sistemlerden oluşmaktadır. Burada zaman, t değişkeni ile bir dizi olarak simülasyon süresince tutulmaktadır. y ile ifade edilen değişken hidrolik kontrol sisteminin konumunu göstermektedir.



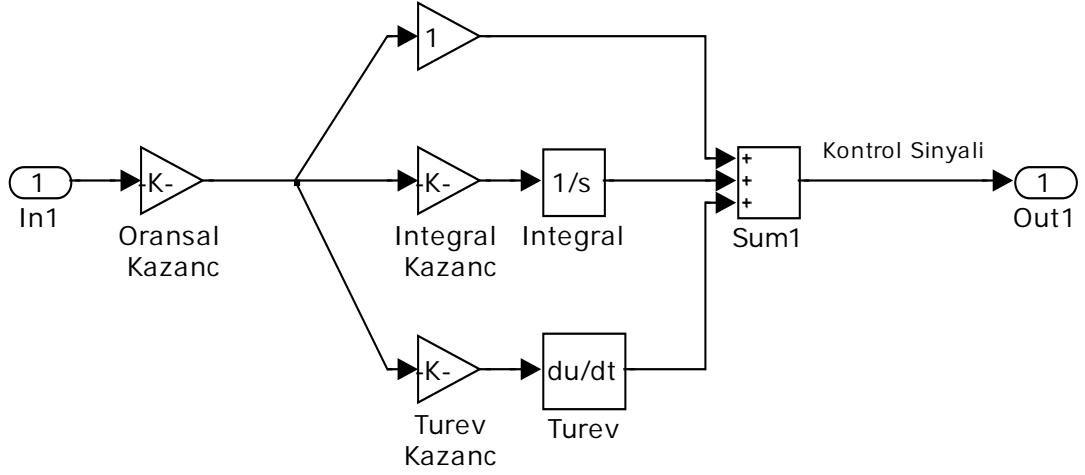
Şekil 3.8. Hidrolik Konum Kontrol Sistemi

Söz konusu hidrolik konum kontrol sistemini oluşturan alt sistemlerinin Simulink modelleri Şekil 3.9-3.18’ de verilmiştir. Bunları sırasıyla incelediğimizde, Şekil 3.9’ da PID kontrolcülü sistem görülmektedir. Sistemin girişi hata sinyali, çıkışı piston konumudur.



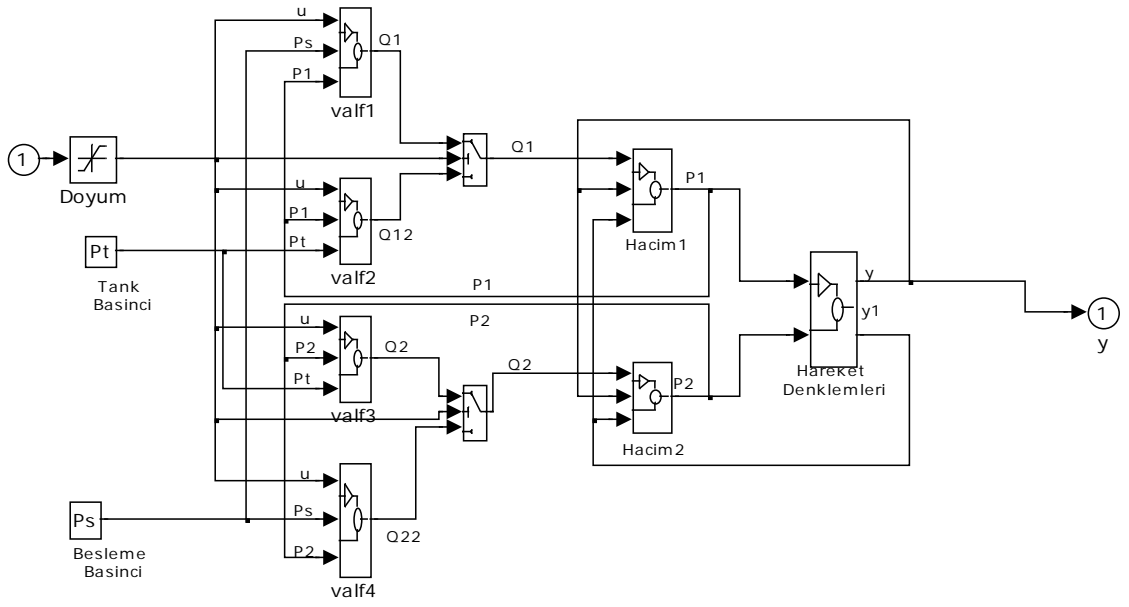
Şekil 3.9. PID Kontrolcülü Sistem

Şekil 3.10' da Simulink ortamında oluşturulan PID kontrolcü görülmektedir. Kontrolcünün girişi hata sinyali, çıkışı kontrol sinyalidir.



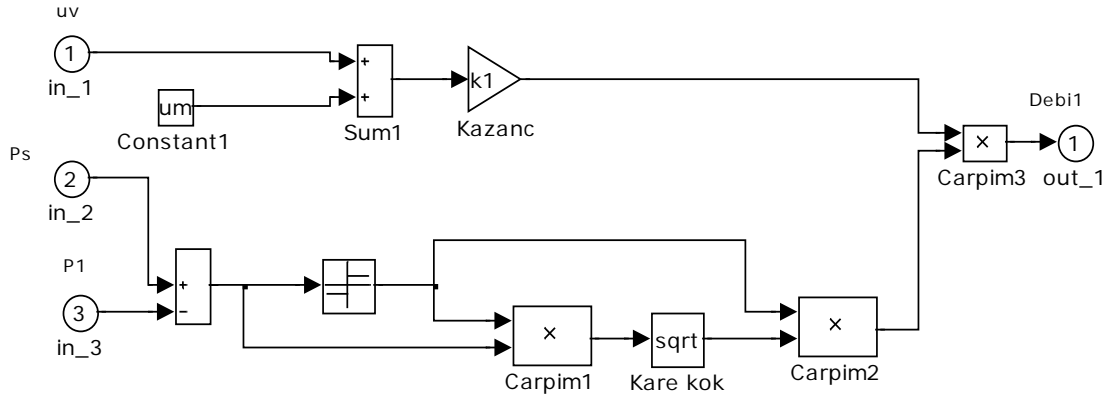
Şekil 3.10. PID Kontrolcü

Şekil 3.11' de, modellenen hidrolik sistem görülmektedir. Sistemin girişi kontrol sinyali, çıkışı piston konumudur. Hidrolik sistem modeli üzerinde oransal valf yolları, silindir hacimleri ve hareket denklemleri görülmektedir.

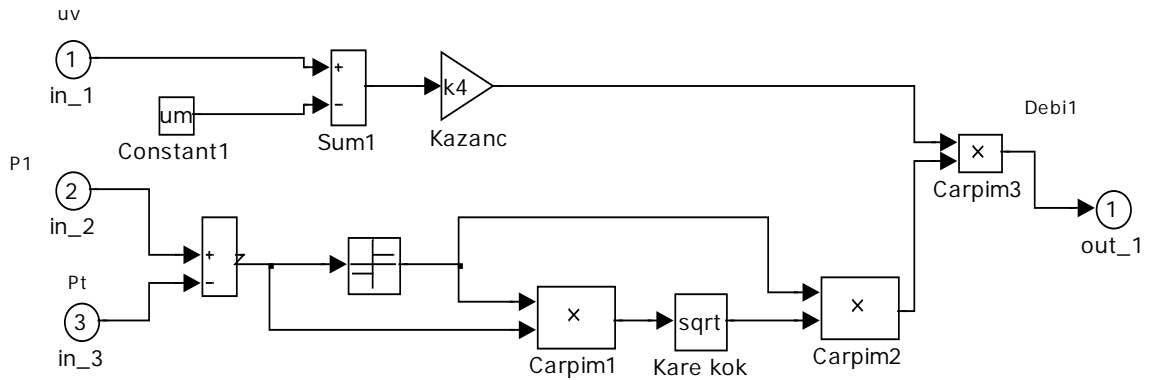


Şekil 3.11. Hidrolik Sistem

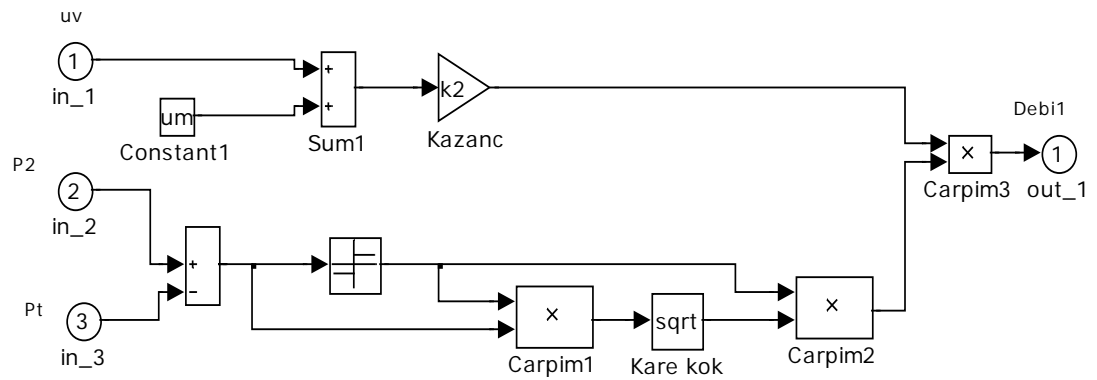
Şekil 3.12-3.15' te valf yolları gösterilmektedir. Valf makarasının yer değiştirmesine göre belirli debide basınçlı akışkan bu yollardan geçmektedir.



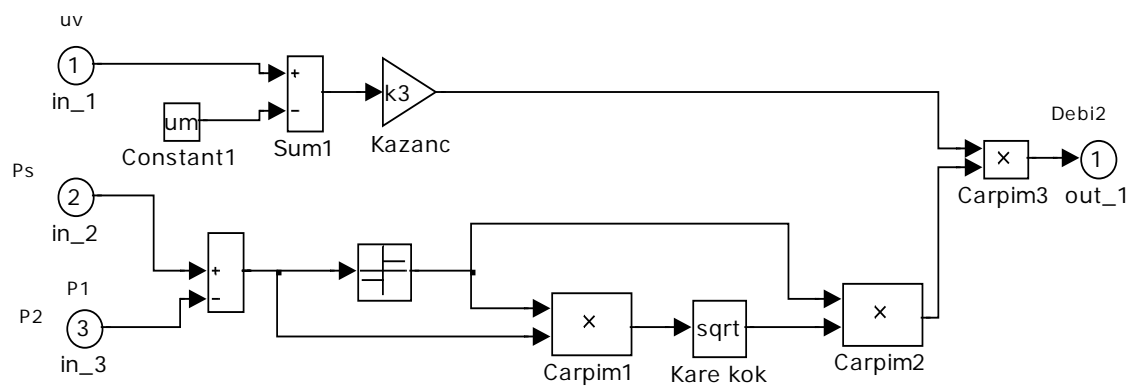
Şekil 3.12. Valf 1



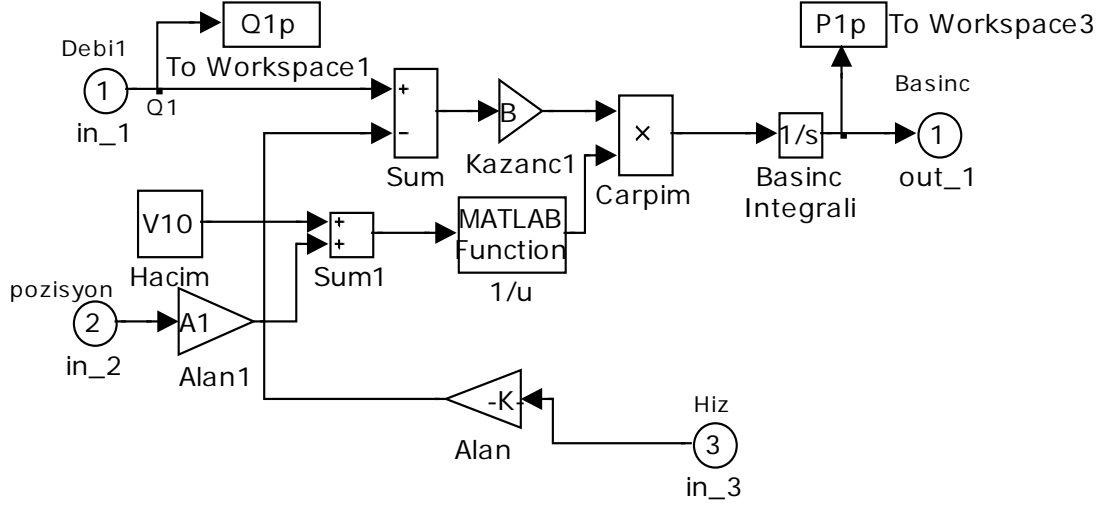
Şekil 3.13. Valf 2



Şekil 3.14. Valf 3

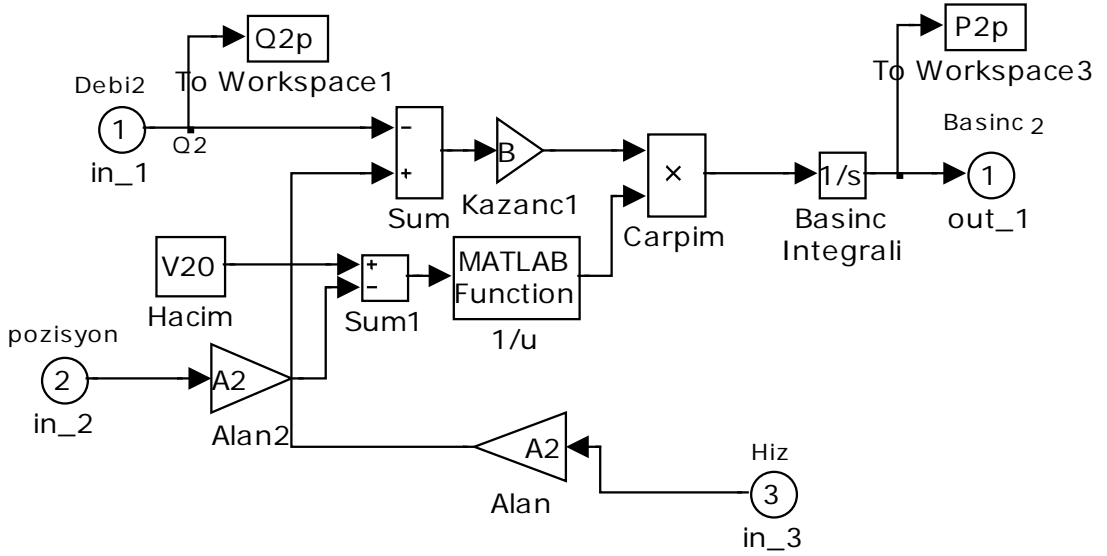


Şekil 3.15. Valf 4



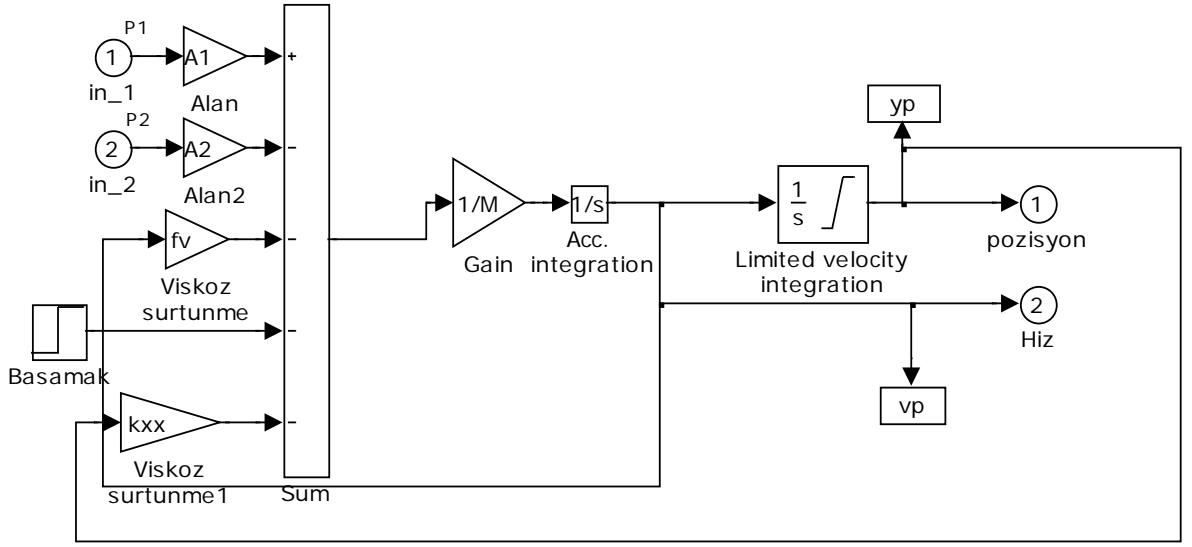
Şekil 3.16. Silindirin Birinci Bölümünün Hacmi

Şekil 3.16-3.17’ de pistonun iki ayrı bölüme ayırdığı silindirin hacimleri görülmektedir. Besleme basıncının etki ettiği hacmin yerine göre, belirli bir hızda pistonun sağa veya sola hareketi elde edilmektedir.



Şekil 3.17. Silindirin İkinci Bölümünün Hacmi

Son olarak, Şekil 3.18’ de, Bölüm 2.2’ de detaylı olarak açıklanan hareket denklemleri Simulink içerisinde kullanılarak elde edilen model gösterilmektedir.

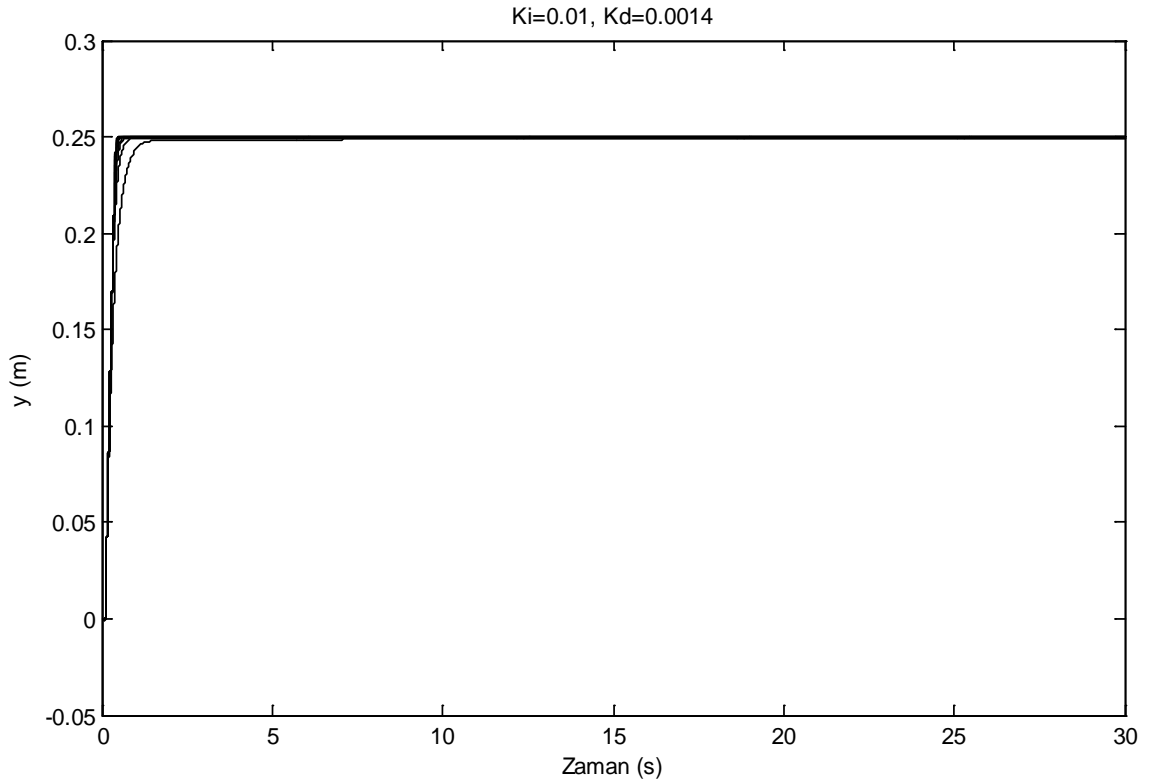


Şekil 3.18. Pistonun Hareket İfadesi

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE UYGULAMALAR

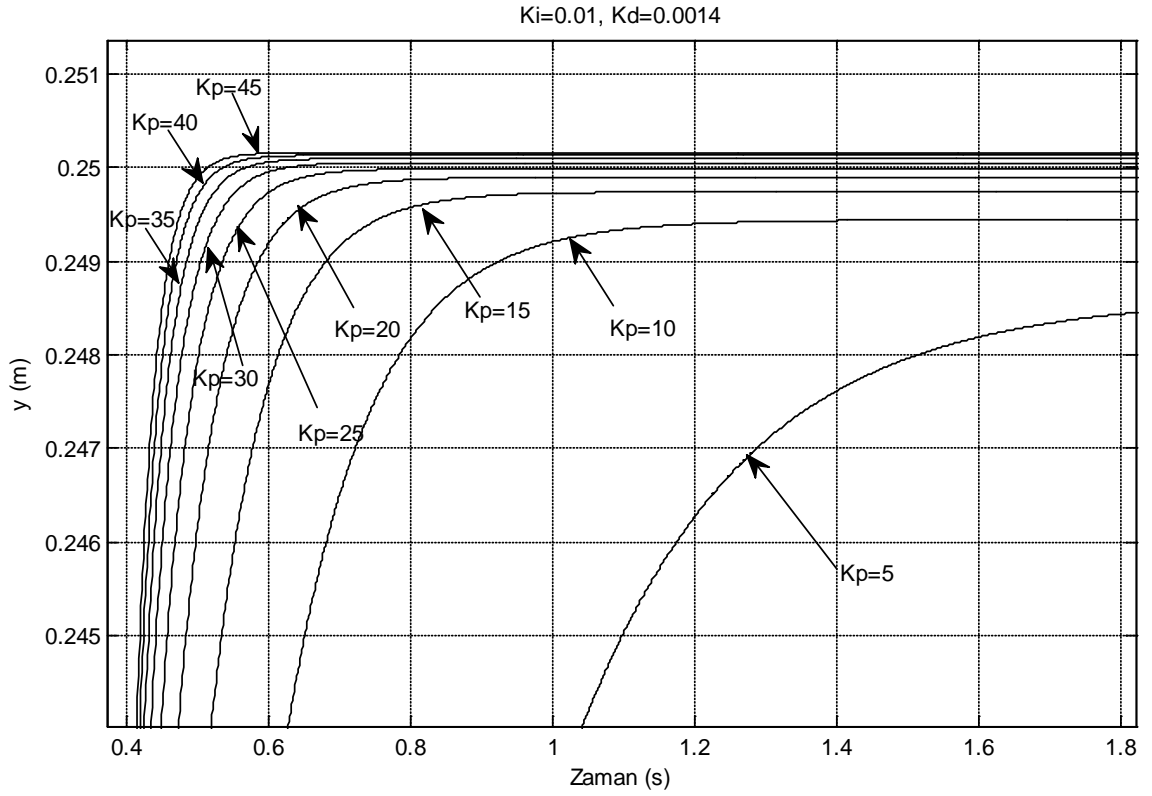
4.1. Simulinkte Oluşturulan Modelin Çalıştırılması

Matlab Simulink ortamında oluşturulan sistem modeli üzerinde PID kontrol metodu uygulanmış ve kontrolcü için parametre araştırması yapılmıştır. İlk olarak model üzerinde oransal kontrolcü için parametre araştırması yapılmıştır. Parametre araştırmasında baz alınan kontrol tasarım parametre değerleri [40]' dan alınmıştır. PID kazanç katsayıları $K_i = 0.001$ ve $K_d = 0.0014$ alınarak, K_p ' ye değerler verilip, Şekil 4.1'de görülen sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 4.1. Farklı K_p Değerleri için Elde Edilen Grafikler

Şekil 4.1' de elde edilen sonuçları yakından incelediğimizde, Şekil 4.2 elde edilmektedir.



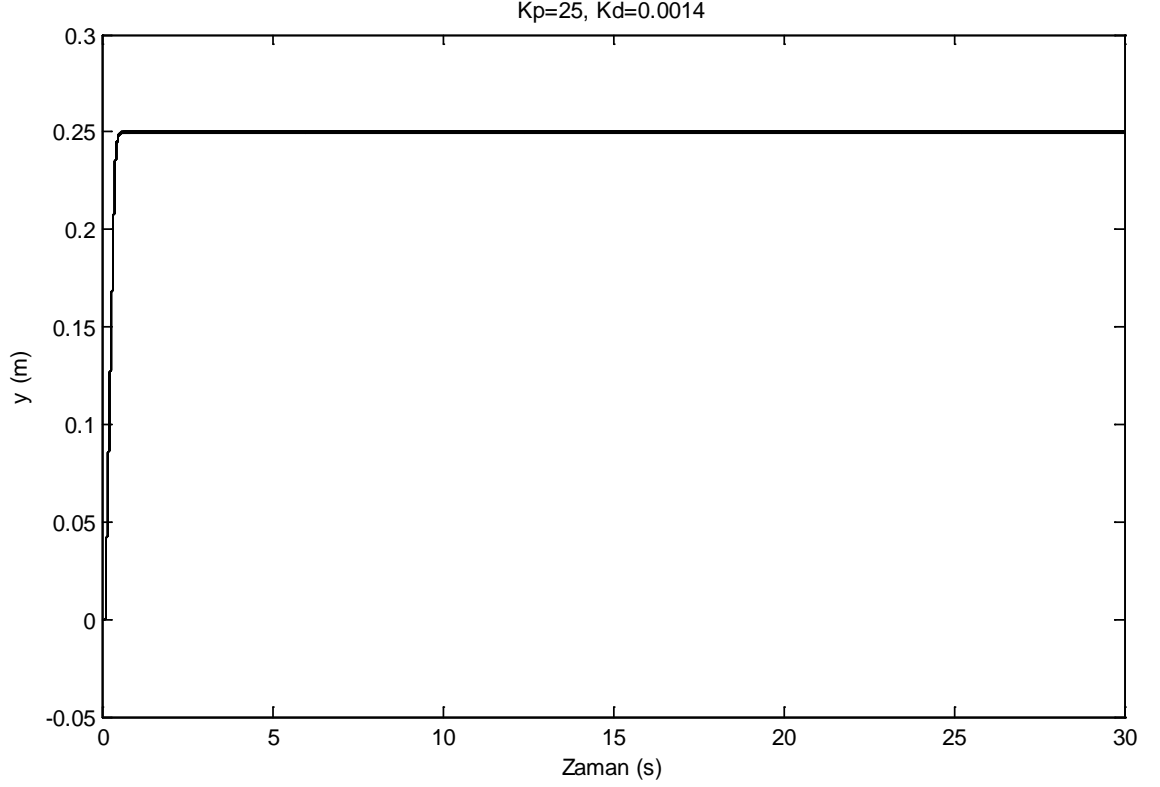
Şekil 4.2. Farklı K_p Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler

K_p ' nin farklı değerleri için yükselme zamanı (rise time), % 2' ye göre hesaplanmış yerleşme zamanı (settling time) ve maksimum aşma oranı (overshoot) Çizelge 4.1' de verilmiştir.

Çizelge 4.1. K_p ' nin Farklı Değerleri İçin Alınan Sonuçlar

$K_i = 0.01, K_d = 0.0014$			
K_p	Yükselme Zamanı (s)	Yerleşme Zamanı (s)	Maks. Aşma Oranı (%)
5	0.5237	1.0967	0
10	0.3164	0.6508	0
15	0.2701	0.5339	0
20	0.2539	0.4840	0
25	0.2473	0.4575	0
30	0.2446	0.4417	0.0212
35	0.2438	0.4314	0.0395
40	0.2438	0.4243	0.0532
45	0.2438	0.4192	0.0640

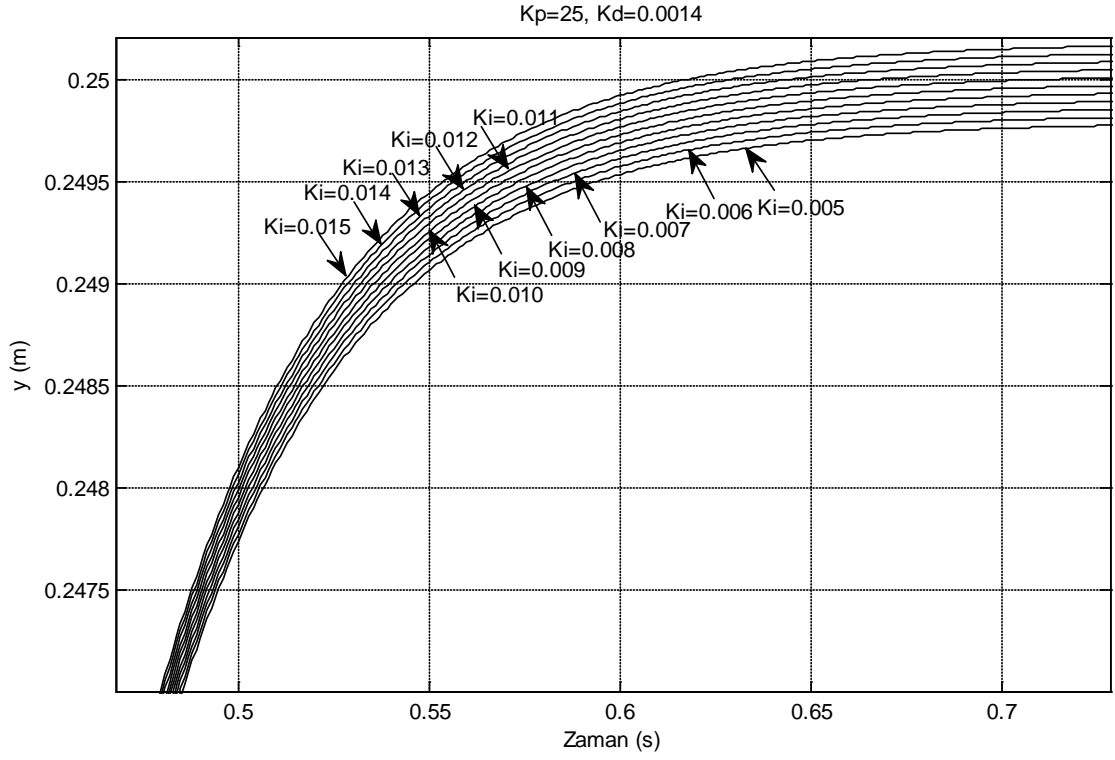
İkinci olarak model üzerinde integral kontrolcü için parametre araştırması yapılmıştır. $K_p = 25$ olarak seçilmiş ve $K_d = 0.0014$ için K_i ' ye değerler verilerek, Şekil 4.3' de görülen sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 4.3. Farklı K_i Değerleri için Elde Edilen Grafikler

Şekil 4.3 incelendiğinde, alınan sonuçların birbirine çok yakın olması nedeniyle tek çizim elde edilmiş gibi gözükse de, grafik yeterince büyütüldüğünde Şekil 4.4'te farklı integral kazancı değerleri için alınan sonuçlar gözükmemektedir.

Ayrıca K_i ' nin farklı değerleri için yükselme zamanı (rise time), % 2' ye göre hesaplanmış yerleşme zamanı (settling time) ve maksimum aşma oranı (overshoot) Çizelge 4.2' de verilmiştir.

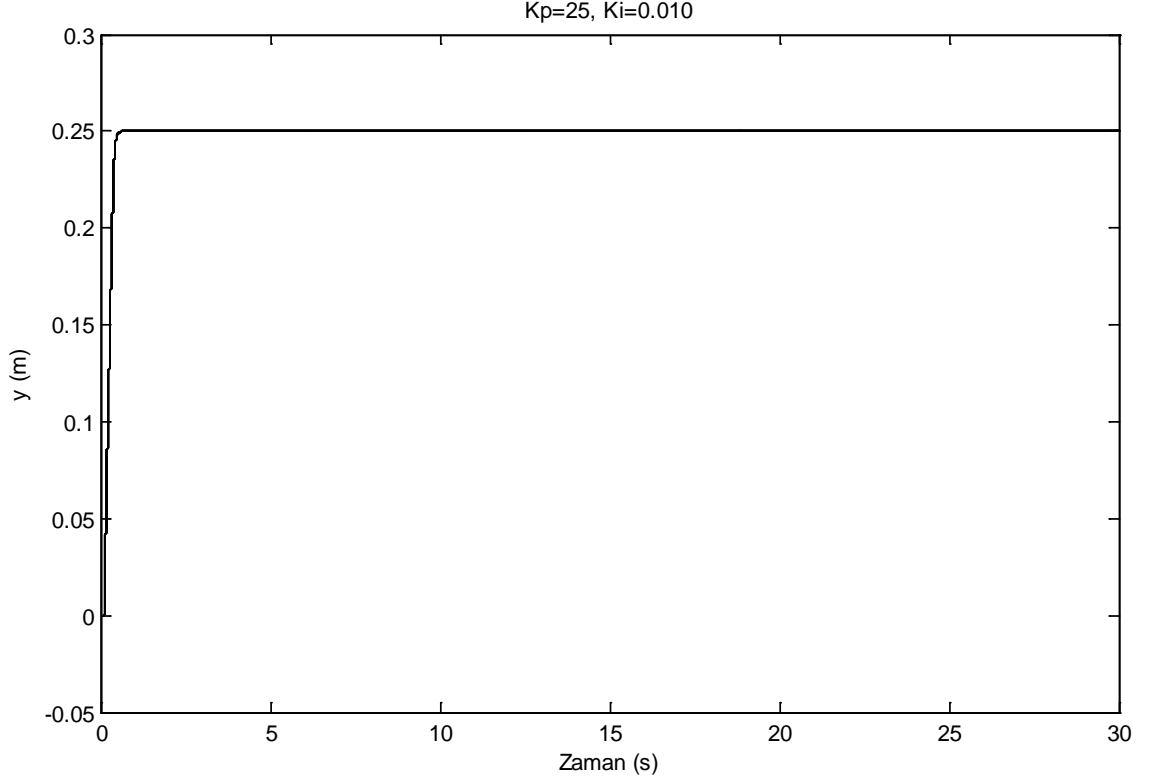


Şekil 4.4. Farklı K_i Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler

Çizelge 4.2. K_i ' nin Farklı Değerleri İçin Alınan Sonuçlar

$K_p = 25, K_d = 0.0014$			
K_i	Yükselme Zamanı (s)	Yerleşme Zamanı (s)	Maks. Aşma Oranı (%)
0.005	0.2475	0.4592	0
0.006	0.2474	0.4588	0
0.007	0.2474	0.4585	0
0.008	0.2474	0.4582	0
0.009	0.2474	0.4578	0
0.010	0.2473	0.4575	0
0.011	0.2473	0.4572	0.0113
0.012	0.2473	0.4569	0.0268
0.013	0.2473	0.4566	0.0423
0.014	0.2472	0.4563	0.0577
0.015	0.2472	0.4560	0.0731

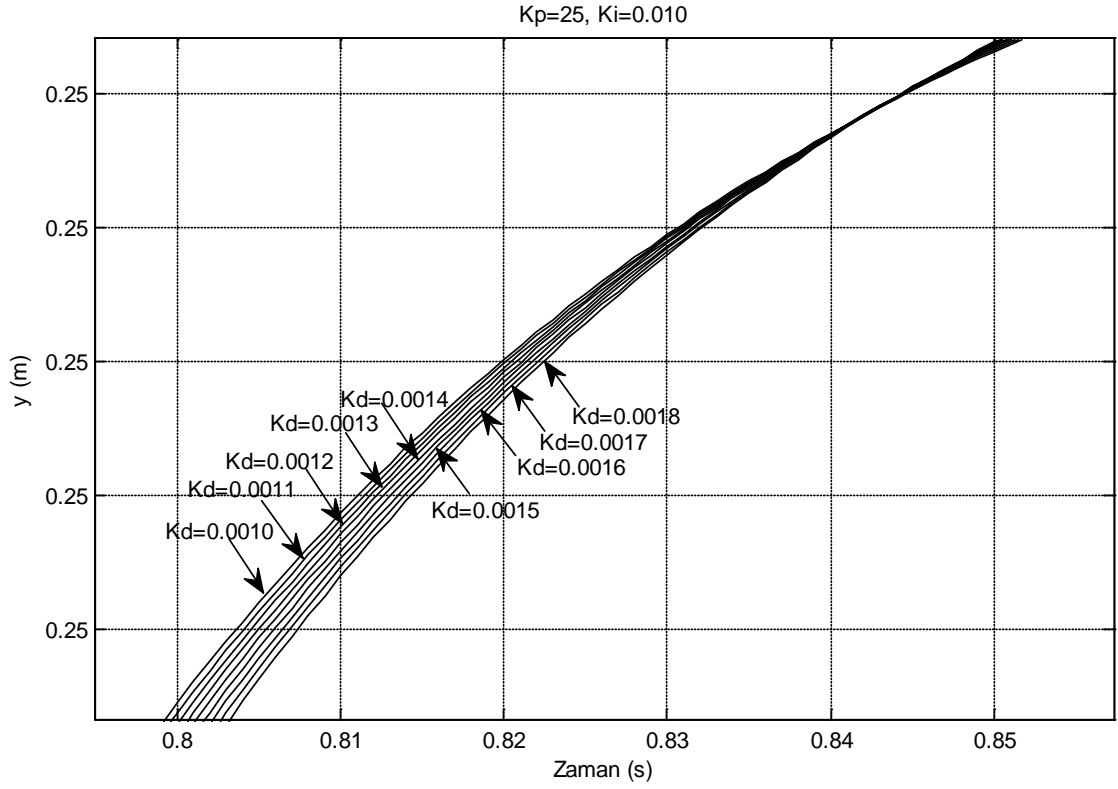
Üçüncü olarak model üzerinde türev kontrolcü için parametre araştırması yapılmıştır. Tablo 4.2 incelenerek $K_i = 0.010$ seçilmiş ve $K_p = 25$ için K_d ' ye değerler verilerek Şekil 4.5 elde edilmiştir.



Şekil 4.5. Farklı K_d Değerleri için Elde Edilen Grafikler

Şekil 4.5 incelendiğinde, yine alınan sonuçların birbirine çok yakın olması nedeniyle tek çizim elde edilmiş gibi gözükmektedir. Ancak grafik yeterince büyütüldüğünde Şekil 4.6' da farklı türev kazancı değerleri için alınan sonuçlar gözükmektedir.

Ayrıca K_d ' nin farklı değerleri için yükselme zamanı (rise time), % 2' ye göre hesaplanmış yerleşme zamanı (settling time) ve maksimum aşma oranı (overshoot) Tablo 4.3' de verilmiştir. Çizelge 4.3 incelendiğinde, $K_d = 0.001$ için en iyi sonuçların alındığı görülmüştür.

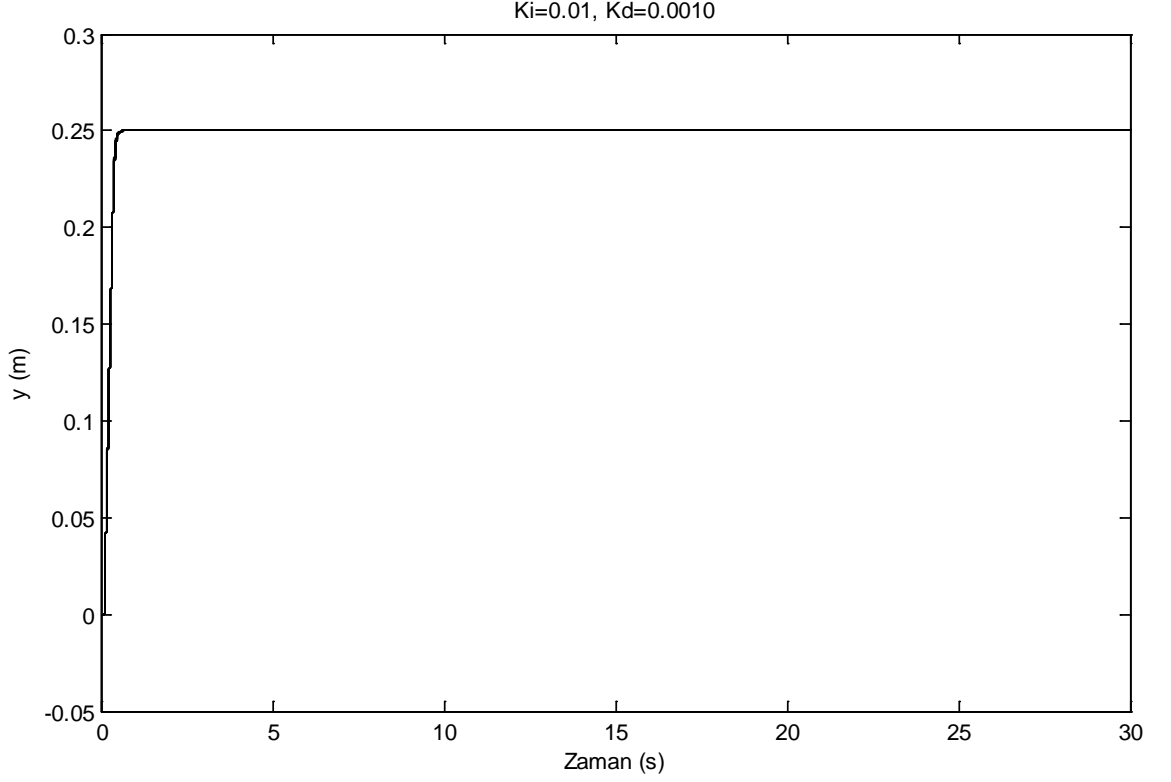


Şekil 4.6. Farklı K_d Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler

Çizelge 4.3. K_d 'nin Farklı Değerleri İçin Alınan Sonuçlar

$K_p = 25, K_i = 0.01$			
K_d	Yükselme Zamanı (s)	Yerleşme Zamanı (s)	Maks. Aşma Oranı (%)
0.0010	0.2472	0.4567	0
0.0011	0.2472	0.4569	0
0.0012	0.2473	0.4571	0
0.0013	0.2473	0.4573	0
0.0014	0.2473	0.4575	0
0.0015	0.2474	0.4577	0
0.0016	0.2474	0.4579	0
0.0017	0.2475	0.4581	0
0.0018	0.2475	0.4583	0

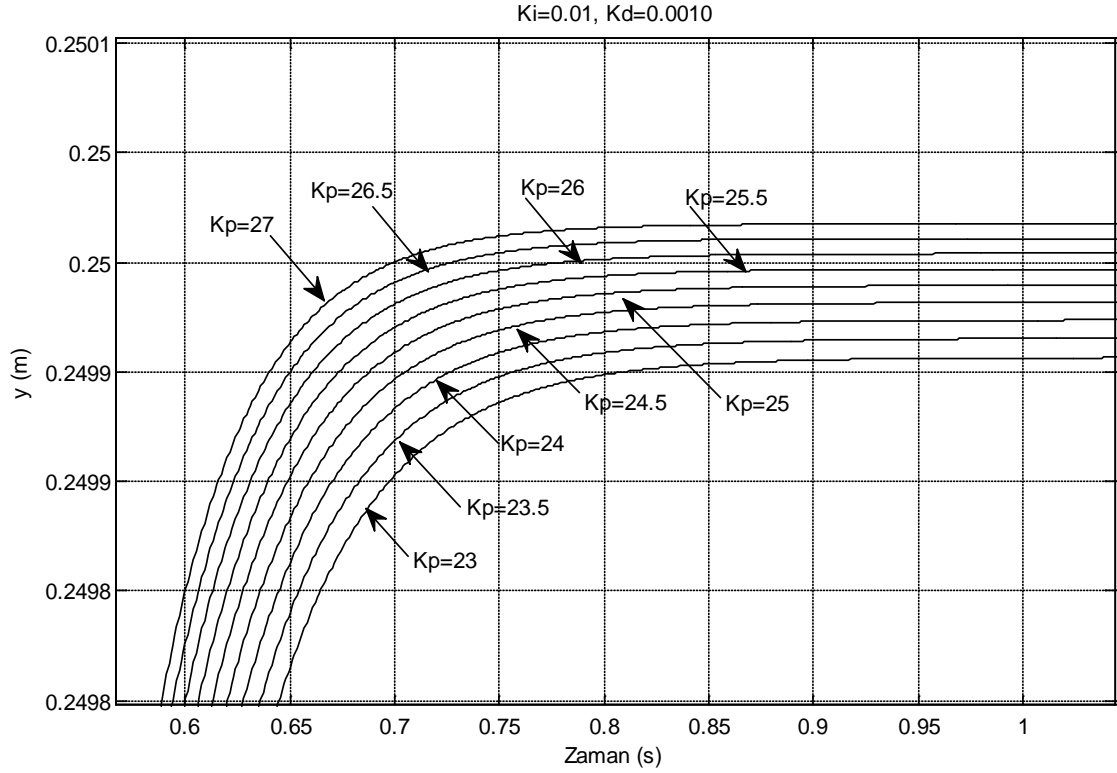
K_p , K_i ve K_d kazanç katsayılarına değerler verilerek, sistemden en iyi cevabın alındığı parametre tespit edilmeye çalışılmıştır. Tespit edilen parametre değerlerinden daha iyi sonuçlar verecek katsayılar olup olmadığını bulmak amacıyla bu kez K_p ' ye 23 ile 27 arasında değerler verilmiş ve Şekil 4.7 elde edilmiştir.



Şekil 4.7. Farklı K_p Değerleri için Elde Edilen Grafikler

Şekil 4.7' de elde edilen sonuçları yakından incelediğimizde Şekil 4.8 elde edilir. Şekil 4.8' de, K_p ' nin sistemin cevap hızını ve maksimum aşma oranını arttırdığı görülmektedir.

K_p ' nin 23 ile 27 arasında değişen değerleri için yükselme zamanı (rise time), % 2' ye göre hesaplanmış yerleşme zamanı (settling time) ve maksimum aşma oranı (overshoot) Çizelge 4.4' de verilmiştir.

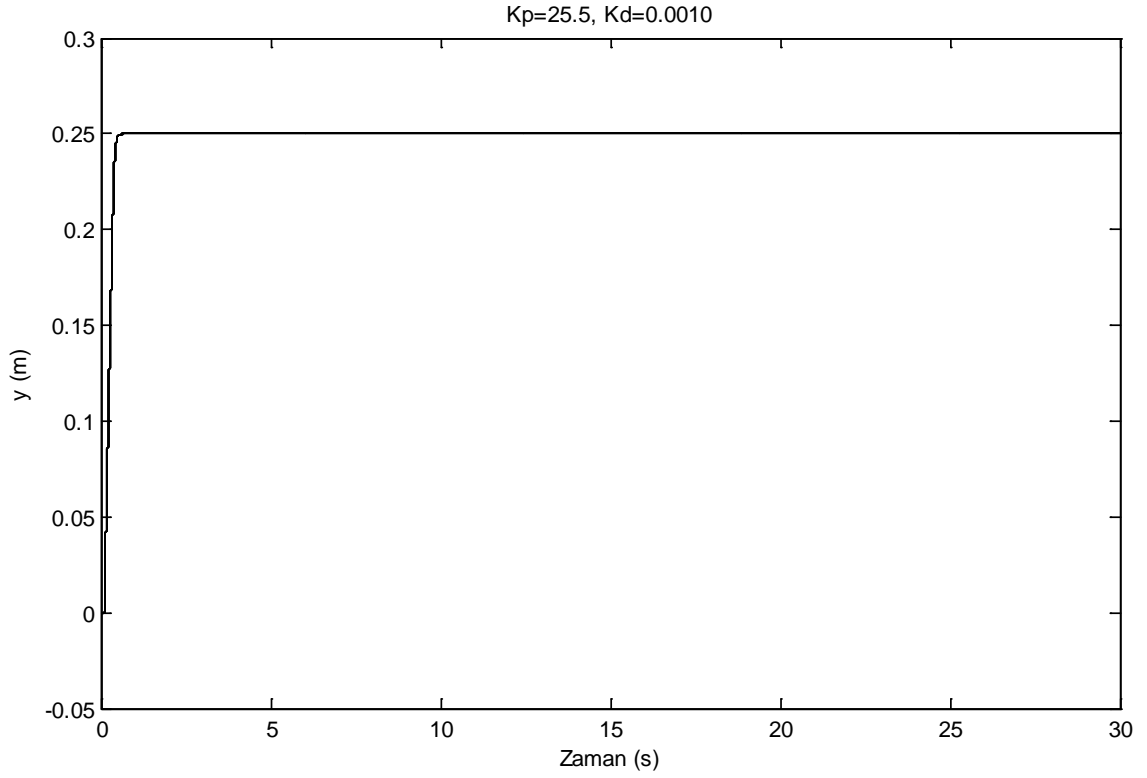


Şekil 4.8. Farklı K_p Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler

Çizelge 4.4. K_p ' nin Farklı Değerleri İçin Alınan Sonuçlar

$K_i = 0.01, K_d = 0.0010$			
K_p	Yükselme Zamanı (s)	Yerleşme Zamanı (s)	Maks. Aşma Oranı (%)
23	0.2491	0.4655	0
23.5	0.2486	0.4632	0
24	0.2481	0.4609	0
24.5	0.2476	0.4587	0
25	0.2472	0.4567	0
25.5	0.2468	0.4548	0
26	0.2464	0.4529	0.0016
26.5	0.2461	0.4512	0.0044
27	0.2458	0.4495	0.0070

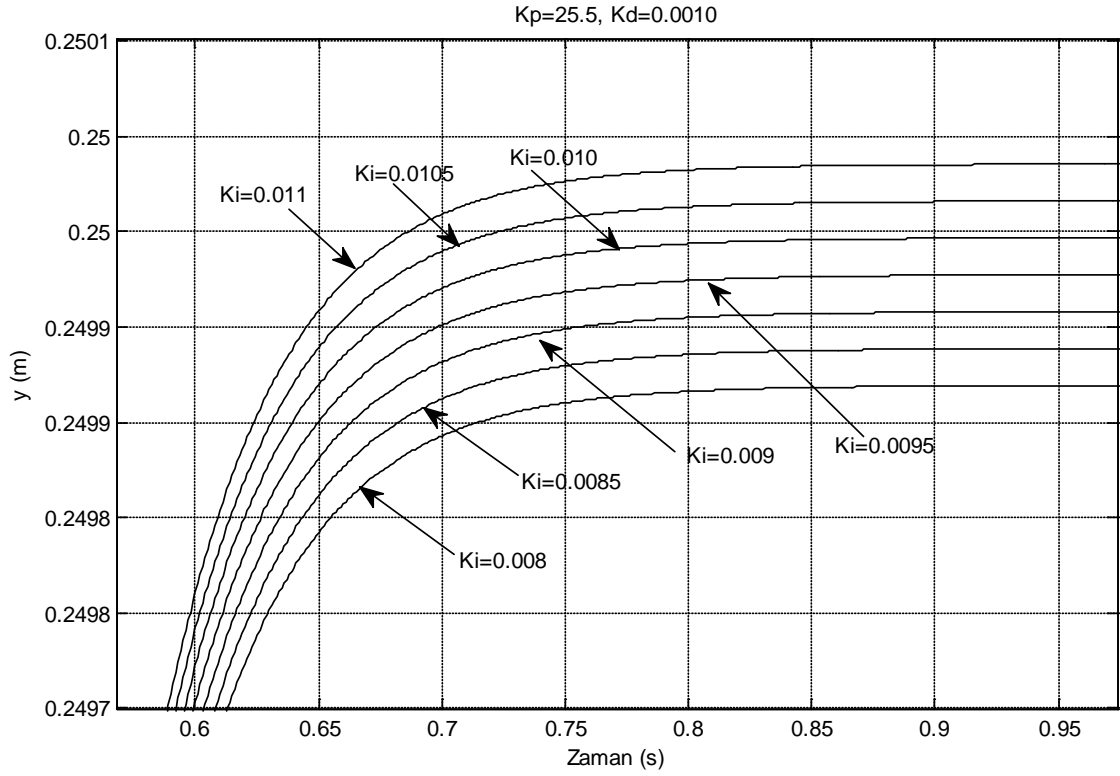
Elde edilen sonuçların incelenmesi neticesinde, $K_p = 25.5$ alınarak, K_i ve K_d değerleri için yeniden parametresi araştırması yapılmıştır. İlk olarak $K_d = 0.001$ değeri için, integral kazancı incelemesi neticesinde elde edilen sonuçlar Şekil 4.9' da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Farklı K_i Değerleri için Elde Edilen Grafikler

Şekil 4.9' da elde edilen sonuçları yakından incelediğimizde Şekil 4.10 elde edilir. Şekil 4.10' da, K_i ' nin yükselme ve yerleşme zamanını azalttığı, sistemin kararlı hal hatasını yok ettiği görülmektedir.

K_i ' nin 0.008 ile 0.011 arasında değişen değerleri için yükselme zamanı (rise time), % 2' ye göre hesaplanmış yerleşme zamanı (settling time) ve maksimum aşma oranı (overshoot) Çizelge 4.5' de verilmiştir.

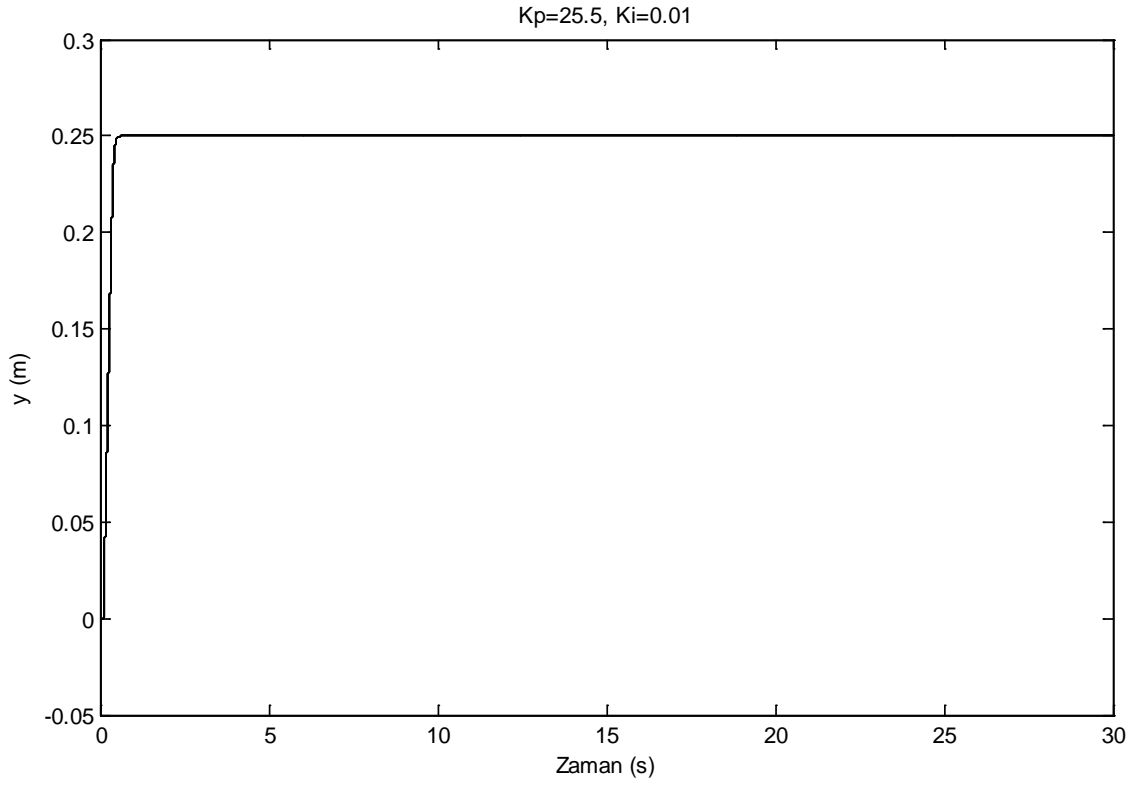


Şekil 4.10. Farklı K_i Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler

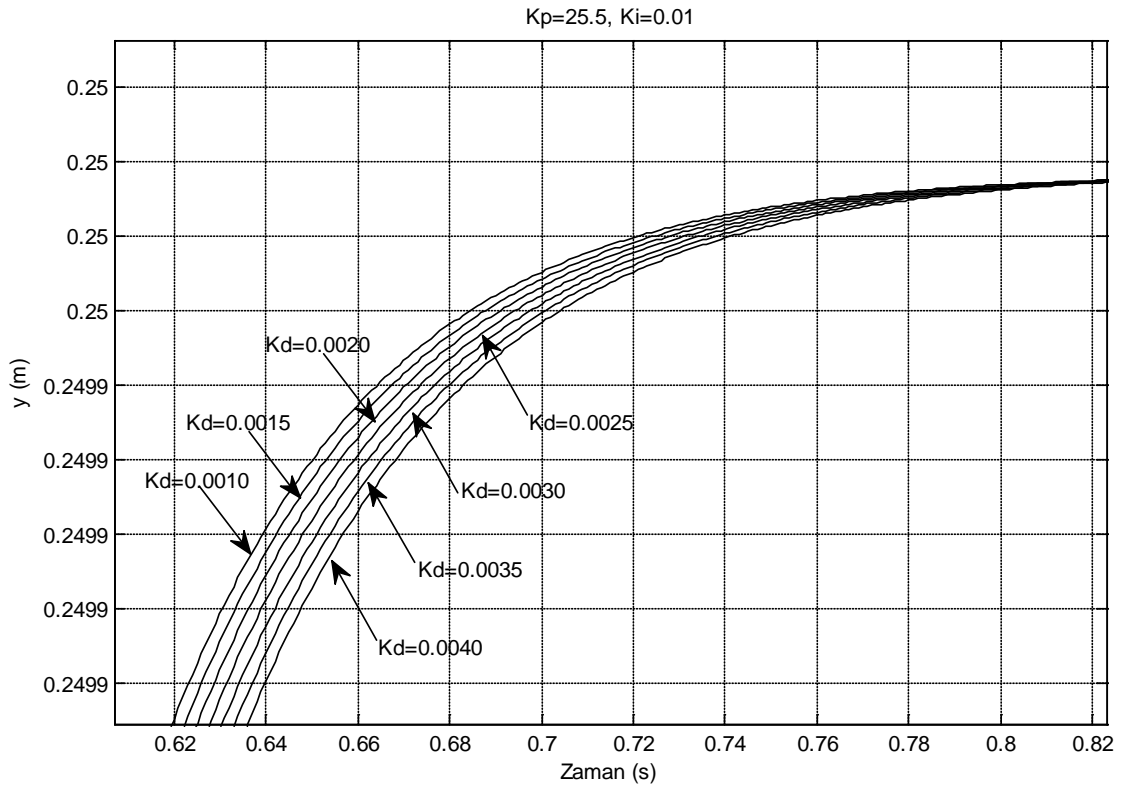
Çizelge 4.5. K_i ' nin Farklı Değerleri İçin Alınan Sonuçlar

$K_p = 25.5, \quad K_d = 0.0010$			
K_i	Yükselme Zamanı (s)	Yerleşme Zamanı (s)	Maks. Aşma Oranı (%)
0.008	0.2468	0.4554	0
0.0085	0.2468	0.4552	0
0.009	0.2468	0.4551	0
0.0095	0.2468	0.4549	0
0.010	0.2468	0.4548	0
0.0105	0.2468	0.4546	0.0065
0.011	0.2468	0.4545	0.0142

Son olarak $K_p = 25,5$ ve $K_i = 0.010$ değerleri baz alınarak türev katsayısı için yapılan parametre araştırması neticesinde Şekil 4.11 elde edilmiştir. Şekil 4.11' de elde edilen sonuçları yakından incelediğimizde Şekil 4.12 elde edilir. Şekil 4.12' de, K_d ' nin maksimum aşma oranı ve yerleşme zamanını azalttığı görülmektedir.



Şekil 4.11. Farklı K_d Değerleri için Elde Edilen Grafikler



Şekil 4.12. Farklı K_d Değerleri için Elde Edilen Büyütülmüş Grafikler

K_d ' nin 0.0010 ile 0.0040 arasında değişen değerleri için yükselme zamanı (rise time), % 2' ye göre hesaplanmış yerleşme zamanı (settling time) ve maksimum aşma oranı (overshoot), Çizelge 4.6' da verilmiştir.

Çizelge 4.6. K_d ' nin Farklı Değerleri İçin Alınan Sonuçlar

$K_p = 25.5, \quad K_i = 0.01$			
K_d	Yükselme Zamanı (s)	Yerleşme Zamanı (s)	Maks. Aşma Oranı (%)
0.0010	0.2468	0.4548	0
0.0015	0.2470	0.4558	0
0.0020	0.2472	0.4568	0
0.0025	0.2474	0.4578	0
0.0030	0.2476	0.4588	0
0.0035	0.2479	0.4599	0
0.0040	0.2481	0.4609	0

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Hidrolik ve elektronik disiplinlerin bir araya getirilmesi ile oluşan elektrohidrolik sistemler endüstrinin pek çok alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Söz konusu sistemlerden beklenen en önemli fonksiyonlardan biri doğru ve hassas konum kontrolüdür. Bunu sağlamak üzere hidrolik sistemler, son yıllarda geliştirilen, elektronik olarak kontrol edilen servovalfler ve oransal solenoid valflerle birlikte kullanılmaktadır. Bu valfler yardımıyla elektrohidrolik kontrol sistemlerinde yaklaşık 0.08 w. gibi düşük güçlü elektrik sinyali yardımıyla, 100 kw' tan daha büyük hidrolik güçleri çok hassas bir biçimde kontrol etmek mümkün olmaktadır [43]. Elbette doğru ve hassas konum kontrolü için uygun bir kontrol stratejisi kullanmak gereklidir. Geliştirilen modern kontrol tekniklerine rağmen, yapılarının basit ve kolay anlaşılır, performanslarının dayanıklı olması gibi nedenlerle PID kontrolcüler hala endüstride geniş bir kullanım alanına sahiptir.

Bu çalışmada, ilk olarak hidrolik sistemler ve kontrolü ile ilgili temel kavramlardan bahsedilmiş, gerçeğe yakın doğrusal olmayan modeli kurulan sistemin konum kontrolü gerçekleştirilmiştir.

Ardından, asimetrik hidrolik silindirli, 3 konumlu, 4 yollu oransal solenoid valf tarafından sürülen konum kontrol sisteminin sızıntı debilerinin de göz önüne alındığı fiziksel ve matematiksel modeli elde edilmiştir. Elde edilen doğrusal olmayan matematik model MATLAB Simulink' te kurulmuştur. Son olarak, kurulan modele PID kontrol algoritması uygulanarak kapalı çevrim kontrol sistemi oluşturulmuş ve farklı PID katsayıları için parametre araştırması yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

- İntegral ve türev katsayıları sabit tutulup, kontrolcünün kazanç katsayısını değiştirmek suretiyle yapılan parametre araştırmasında, oransal kazanç katsayısındaki artışın, sistemin yükselme zamanını ve kararlı hal hatasını azalttığı, maksimum aşma oranını arttırdığı görülmüştür. Sistemden en iyi tepki $K_p = 25.5$ değerinde alınmıştır.

- İntegral kazanç katsayısı için yapılan araştırmada, kararlı hal hatasını yok ettiği, yükselme zamanını azalttığı ve maksimum aşma oranını arttırdığı görölmüşür. Sistemden en iyi tepki $K_i = 0.01$ değerinde alınmışır.
- Türev kazanç katsayısı için yapılan araştırmada, yükselme zamanı ile kararlı hal hatasını çok az değiştirdiği ve maksimum aşma oranını azalttığı görölmüşür. Sistemden en iyi tepki $K_d = 0.001$ değerinde alınmışır.
- Oluşturulan sistem modeli simule edilip, PID kontrol metodu ile parametre araştırması başarıyla yapılmışır.

6. KAYNAKLAR

- [1] İ. İstif, K. Kutlu, “*Oransal Valf Kontrollü Hidrolik Silindir Sisteminin Konum Kontrolü*”, İTÜ Dergisi/d Mühendislik Cilt:3, Sayı:2-3-4-5, 77-86, Ekim/2004.
- [2] M. Kalyoncu, M. Haydim, “*Mathematical Modelling and Fuzzy Logic Based Position Control of an Electrohydraulic Servosystem With Internal Leakage*”, Mechatronics 19 (2009) 847–858, 2009.
- [3] B. F. Öztaşkın, “*Elektrohidrolik Sistemler ve Tasarım Kriterleri*”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2007.
- [4] J. Zeb, “*Mathematical modeling of a position control electrohydraulic servosystem*”, In: Second international Bhurban conference on applied sciences and technology, pp. 564–574. 2003
- [5] R. Schidl, B. Manhartgruber, “*On the dynamic behavior of servo-hydraulic applied to hydraulic drivers*”, Nonlinear Dynam 1998;17:247–68, 1998.
- [6] E. Deticek, “*A fuzzy self-learning position control of hydraulic drive. Cybernet Syst.*”, Cybernet Syst: Int J 2000;31:821–36, 2000.
- [7] E. Jones, A. Dopson, “*Roskilly AP. Design of a reduced-rule self organizing fuzzy logic controller for water hydraulic applications*” Proc. Inst. Mech. Eng.2000; 214:371–8, 2000
- [8] M. Karpenko, N. Sepehri, “*Robust position control of an electrohydraulic actuator with a faulty actuator piston seal*” J. Dynam. Syst. Measure Control 2003;125(3):413–23, 2003.
- [9] SY. Lee, HS. Cho. “*A fuzzy controller for an electrohydraulic fin actuator using phase plane method*” Control Eng. Pract. 2003;11(6):697–708, 2003.
- [10] MY. Kim, C. Lee. “*An experimental study on the optimization of controller gains for an electrohydraulic servo system using evolution strategies.*” Control Eng. Pract. 2006;14(2):137–47, 2006.
- [11] J. Shao. L. Chen, Y. Ji, Z. Sun, “*The application of fuzzy control strategy in electrohydraulic servo system*” In: IEEE international symposium on communications and information technology, Iscit 2005, vol. 1, pp. 165–170 2005.

- [12] Q. Zhang, D.R. Meinhold, J.J. Krone, “*Valve transform fuzzy tuning algorithm for open-centre electrohydraulic systems*” J. Agric. Eng. Res. 1999;73:331–9 1999.
- [13] S. O. Chang, J.K. Lee, “*The design of a real-time simulator on the hydraulic servo system*” Int. J. Korean Soc. Precision Eng. 2003;4(1):9–14, 2003.
- [14] B. Eryılmaz, B.H. Wilson, “*Modeling the internal leakage of hydraulic servo valves*” In: Proceedings of the ASME dynamic systems and control division, ASME international mechanical engineering congress and exposition, DSC 69.1, pp. 337–343, 2000.
- [15] M. Mihajlov, V. Nikolic, D. Antic, “*Position control of an electrohydraulic servo system using sliding mode control enhanced by fuzzy PI controller*” Facta Universitatis, Series: Mech. Eng 2002;1(9):1217–30, 2002.
- [16] H. Li, S. Xiong, “*Fuzzy internal model control for electrohydraulic servo system.*” In: Proceedings of the 27th Chinese control conference, Kunming, Yunnan, China, July 16–18, pp. 372–376, 2008.
- [17] M. R. Becan., “*Fuzzy boundary layer solution to nonlinear hydraulic position control problem*” World Enformatika Society, Enformatika V5. Transactions on Engineering, Computing and Technology V5, Istanbul, pp.206–209, 2005.
- [18] B. Eryılmaz, B.H. Wilson, “*Combining leakage and orifice flows in a hydraulic servovalve model.* J. Dynam. Syst. Measur. Control 2000;122:576–9, 2000.
- [19] M. Karpenko, N. Sepehri, “*Fault-tolerant control of a servohydraulic positioning system with crossport leakage*” IEEE Trans Control Syst. Tech. 2005;13(1):155–61, 2005.
- [20] L. An, N. Sepehri, “*Leakage fault identification in a hydraulic positioning system using extended Kalman Filter*” In: Proceeding of the 2004 American control conference, Boston, Massachusetts, June 30–July 2, pp. 3088–3093, 2004.
- [21] G.K. Nikas, R.S. Sayles, “*Study of leakage and friction of flexible seals for steady motion via a numerical approximation method.*” Tribol Int. 2006;39:921–36, 2006.

- [22] Z. Shi, F. Gu, B. Lennox, A. D. Ball, “*The development of an adaptive threshold for model-based fault detection of a nonlinear electrohydraulic system*” *Control Eng. Pract.* 2005;13:1357–67, 2005.
- [23] S.H. Cho, R. Burton, “*Position Control of High Performance Hydrostatic Actuation System Using A Simple Adaptive Control (SAC) Method*”, *Mechatronics* 21 (2011) 109–115, 2010.
- [24] Ö. Keles, Y. Ercan, “*Theoretical and Experimental Investigation Of A Pulse-Width Modulated Digital Hydraulic Position Control System*”, *Control Engineering Practice* 10 (2002) 645–654, 2001.
- [25] V. Milic, Z. Situm, M. Essert, “*Robust H_∞ Position Control Synthesis Of An Electro-Hydraulic Servo System*”, *ISA Transactions* 49 (2010) 535542, 2010.
- [26] C. Guan, S. Pan, “*Adaptive Sliding Mode Control of Electro-Hydraulic System With Nonlinear Unknown Parameters*”, *Control Engineering Practice* 16 (2008) 1275– 1284, 2008.
- [27] M. Şengirgin, İ. Yüksel, “*Hızlı Anahtarlama Elemanlı Bir İki Kademeli Elektrohidrolik Valf ile Gerçek Zamanda Konum Denetiminin İncelenmesi*”, *DEÜ Fen ve Müh. Der. Cilt:5 Sayı:2 sh.53-60*, 2003.
- [28] M. R. Becan, A. Kuzucu, K. Kutlu, “*Hidrolik Konum Kontrol Sistemlerinin Gerçeğe Yakın Benzetimi*”, *Tr. J. of Engineering and Environmental Sciences*, 22 (1998) 125-130, 1998.
- [29] F. Pfeiffer, “*Deregularization of a smooth system-example hydraulic*”, *Nonlinear Dyn.*47, 219-233, 2007.
- [30] R. D. Eyres, A.R. Champneys, N.A.J. Lieven, “*Modelling and dynamic response of a damper with relief valve.*”, *Nonlinear Dyn.*40, 119-47, 2005.
- [31] A. Sağırlı, M.E. Boğoçlu, V.E. Ömürlü, “*Modelling the Dynamics and kinematics of a telescopic rotary crane by the Bond Graph method (Part I)*” *Nonlinear Dyn.*33, 337-351, 2003.
- [32] A. Bonchis, P. I. Corke, D. C. Rye, Q. P. Ha, “*Variable structure methods in hydraulic servo systems control*”, *Automatica* 37, 589-595, 2001.
- [33] G.A. Sohl, J.E. Bobrow, “*Experiments and simulations on the nonlinear control*

- of a hydraulic system.*”, IEEE Trans. Control Syst. Technol. 7(2), 238-247, 1999
- [34] A.V. Akkaya, Ş. Çetin, “*Self tuning fuzzy logic control of a hydraulically actuating system*”, In: Proceedings of 2nd International Conference on Intelligent Knowledge Systems, pp. 154-158, 2005.
- [35] C. Onat, S. E. Hamamcı, S. Obuz, “*A Practical PI Tuning Approach For Time Delay Systems*”, Proceedings of the 10-th IFAC Workshop on Time Delay Systems The International Federation of Automatic Control Northeastern University, Boston, USA. June 22-24, 2012.
- [36] K. Kutlu, H. Güner, “*Comparison of digital PD and fuzzy control theory on a hydraulic servosystem.* In: IFAC-symposium on design methods of control systems, Zurich, Switzerland, vol. 1, pp. 159–162, 1991.
- [37] K. Kutlu, M. Büyüksavcı, “*Hidrolik Bir Servo Sistemin Kayan Rejimli Konum Kontrolü*”, 1. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 1999.
- [38] S. S. Yurdakul, “*Kendinden Ayarlamalı PID Kontrol ve Deneysel Uygulamaları*”, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, 2009.
- [39] G. P. Daley, G. P. Liu, “*Optimal tuning nonlinear PID control of hydraulic systems.*”, Control Eng. Pract. 8, 1045–1053, 2000.
- [40] Akkaya, A.V., Çetin, Ş., “*Simulation and Hybrid Fuzzy-PID Control For Positioning of a Hydraulic System.*”, Nonlinear Dyn. (2010) 61:465-476, 2010
- [41] w3.gazi.edu.tr/~enyilmaz/simu.pdf, “*Simulink Dersleri*”
- [42] D. Xue, Y. Chen, D. P. Atherton, “*Linear Feedback Control Analysis And Design With Matlab*”, 2007, p. 183-193
- [43] İ. Yüksel, M. Şengirgin, “*Elektrohidrolik Valflerin Gelişimi ve Karakteristiklerinin İncelenmesi*”, 2. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 2001.

EKLER

Ek-1 `G=tf(1,[1,3,3,1]); for Kp=[0.1:0.1:1], G_c=feedback(Kp*G,1);
step(G_c), hold on; end`

Ek-2 `G=tf(1,[1,3,3,1]); Kp=1; s=tf('s'); for Ti=[0.7:0.1:1.5]
Gc=Kp*(1+1/Ti/s);G_c=feedback(G*Gc,1); step(G_c),
hold on end`

Ek-3 `G=tf(1,[1,3,3,1]); Kp=1; Ti=1; s=tf('s'); for Td=[0.1:0.2:2]
Gc=Kp*(1+1/Ti/s+Td*s); G_c=feedback(G*Gc,1); step(G_c),
hold on end`

Ek-4 `G=tf(1,[1,3,3,1]); Td=1; Gc=Kp*(1+1/Ti/s+Td*s);
step(feedback(G*Gc,1)), hold on
for N=[100,1000,10000,1:10]
Gc=Kp*(1+1/Ti/s+Td*s/(1+Td*s/N)); G_c=feedback(G*Gc,1);
step(G_c)end
figure; [y,t]=step(G_c); err=1-y; plot(t,err)`

Ek-5 `function [Gc,Kp,Ti,Td,H]=ziegler(key,vars)
Ti=[]; Td=[]; H=1;
if length(vars)==4,
K=vars(1); L=vars(2); T=vars(3); N=vars(4); a=K*L/T;
if key==1, Kp=1/a;
elseif key==2, Kp=0.9/a; Ti=3.33*L;
elseif key==3 key==4, Kp=1.2/a; Ti=2*L; Td=L/2; end
elseif length(vars)==3,
K=vars(1); Tc=vars(2); N=vars(3);
if key==1, Kp=0.4*K; Ti=0.8*Tc;
elseif key==3 key==4, Kp=0.6*K; Ti=0.5*Tc; Td=0.12*Tc; end
elseif length(vars)==5,
K=vars(1); Tc=vars(2); rb=vars(3); N=vars(5)
pb=pi*vars(4)/180; Kp=K*rb*cos(pb);
if key==2, Ti=-Tc/(2*pi*tan(pb));
elseif key==3 key==4, Ti=Tc*(1+sin(pb))/(pi*cos(pb));
Td=Ti/4; end
end
[Gc,H]=writepid(Kp,Ti,Td,N,key);`

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Özal GÜCEYÜ

Doğum Yeri ve Tarihi: Tire/İZMİR, 01 Haziran 1984

Adres: Fırat Mah. Şefik Tugay Cad. 2. Sok. Hacıdemirhan Apt. Kat:3, D.:12

E-posta: guceyuozal@yahoo.com.tr

Lisans: Balıkesir Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği
(2002-2006)

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

2006 yılında Türk Silahlı Kuvvetlerinin yapmış olduğu sınav neticesinde, Kara Harp Okulu bünyesinde, Subay Temel Askerlik kursuna başladım. 30 Ağustos 2007 tarihinde, Mühendis Teğmen naspedilerek, Milli Savunma Bakanlığı Malatya İnşaat Emlak Bölge Başkanlığına tayin edildim. Halen Milli Savunma Bakanlığı Malatya İnşaat Emlak Bölge Başkanlığında Mühendis Üsteğmen rütbesinde çalışmaya devam etmekteyim.