İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİDROLİK SİMÜLATÖRLERİN KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ufuk DURSUN

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Anabilim Dalı

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİDROLİK SİMÜLATÖRLERİN KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ufuk DURSUN
504091124

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Anabilim Dalı

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Leyla Gören SÜMER

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 504091124 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ufuk DURSUN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"HİDROLİK SİMÜLATÖRLERİN KONTROLÜ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Leyla Gören SÜMER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd.Doç.Dr. Ali Fuat Ergenç** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. İlker Üstoğlu .....
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **3 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **6 Haziran 2013**

ÖNSÖZ

Test sistemleri kontrol araştırmaları konusunda geniş bir imkan sağlamaktadır; yörünge takip problemi, doğrusal olmayan dinamik davranış, model belirsizlikleri, parametre değişimleri gibi kontrol mühendislerinin ilgisini çeken konular ile ilgili araştırma ve uygulama imkanlarını barındırmaktadır. Bu tez içerisinde de test kontrol problemlerinden biri ele alınmıştır.

Kontrol mühendisliği konusunda üzerimde emeği bulunan bölüm hocalarıma, lisans ve lisansüstü çalışmalarımda net eleştirileri ve ufuk açıcı muhabbetleri için hocam Leyla Gören Sümer'e teşekkür ederim.

2009 yılından bu yana, beraber, onlarca başarıya imza attığımız Timuçin Bayram başta olmak üzere Bias Mühendislik ailesine teşekkür ederim.

Sancılı tez sürecinde maddi ve manevi destekleri için sevgilim Gizem İdrisoğlu'na, yeğenim İsmail Tarhan'a, arkadaşlarımSarper Özcan, Baran Alikoç ve Handan Nak'a teşekkür eder, yüksek lisans sürecinde ihmal ettiğim herkesten özür dilerim.

MAYIS 2013

Ufuk DURSUN
Kontrol Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **ix**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
ÖZET ..... **xv**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Hidrolik Simülatörler 1
1.2 Literatür Araştırması 5
1.3 Tezin Amacı 7
1.4 Tezin İçeriği 8
2. SİSTEMİN MODELLENMESİ **11**
2.1 Sistem Tanıtımı 11
2.2 Servovalfin Matematik Modeli 14
2.3 Hidrolik Silindirin Matematik Modeli 18
2.4 Yükün Matematik Modeli 22
2.5 Modelin Doğrulanması ve Sonuçlar 24
3. KONUM KONTROLÜ I **29**
3.1 Sistemin Doğrusal Modeli 30
3.2 Kontrolör Tasarımı 33
3.3 Sayısal Benzetim ve Sonuçlar 37
4. KONUM KONTROLÜ II **41**
4.1 Geribesleme ile Doğrusallaştırma 42
4.2 Kontrolör Tasarımı 44
4.3 Sayısal Benzetim Sonuçları ve Karşılaştırma 47
5. MODEL TEMELLİ ILC **51**
5.1 Sistem Tanıma 51
5.2 Model Tersleme 56
5.3 Model Tersi ile Kontrol 58
5.4 ILC 60
6. UYGULAMA **65**
6.1 Hidrolik Sistem 66
6.2 Veri Toplama Sistemi ve Yazılım 68
6.3 Kontrol Yönteminin Uygulanması 69
7. SONUÇ ve ÖNERİLER **73**
KAYNAKLAR **75**
ÖZGEÇMİŞ **79**

KISALTMALAR

ILC **:** Iterative Learning Control
PTC **:** Perfect Tracking Controller
ZPETC **:** Zero Phase Error Tracking Control

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Bazı model parametre sembolleri.....13
Çizelge 2.2: Model parametrelerine ait sayısal değerler.....25
Çizelge 6.1: Gerçek sistem hidrolik güç kaynağı özellikleri.....67
Çizelge 6.2: Gerçek sistem servovalf özellikleri.....67
Çizelge 6.3: Gerçek Sistem hidrolik silindir özellikleri.....68

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1:Çalışma simulasyonu adımları.....3
Şekil 1.2: Temel ILC blok diyagramı.....6
Şekil 2.1: Hidrolik güç kaynağı SIMULINK modeli.....12
Şekil 2.2: Sistemin sembolik gösterimi.....12
Şekil 2.3: Valf eyleyici dinamiği SIMULINK modeli.....15
Şekil 2.4: Servovalf ve silindir sembolik gösterimi.....16
Şekil 2.5: A portuna ait akış denklemleri için SIMULINK modeli.....18
Şekil 2.6: B portuna ait akış denklemleri için SIMULINK modeli.....18
Şekil 2.7: A odasına ait SIMULINK modeli.....22
Şekil 2.8: B odasına ait SIMULINK modeli.....22
Şekil 2.9: Yüke ait SIMULINK modeli.....24
Şekil 2.10: Hidrolik simülatöre ait sayısal benzetim.....24
Şekil 2.11: Model doğrulama konum grafiği.....26
Şekil 2.12: Model doğrulama yük basıncı grafiği.....26
Şekil 2.13: Model doğrulama ivme grafiği.....26
Şekil 3.1: Konum kontrolü blok diyagramı- 1.....30
Şekil 3.2: Doğrusallaştırılmış model için ayrık zamanlı kök-yer eğrisi grafiği.....34
Şekil 3.3: Model indirgeme sinüs testi.....35
Şekil 3.4: Doğrusallaştırılmış model için konum kontrolü birim basamak yanıtı.....36
Şekil 3.5: Açık çevrim sistem modeli ve SIMULINK modeli karşılaştırması- 1.....37
Şekil 3.6: Açık çevrim sistem modeli ve SIMULINK modeli karşılaştırması- 2.....38
Şekil 3.7: Konum kontrolü I basamak cevabı.....39
Şekil 4.1: Geribesleme ile doğrusallaştırmalı konum kontrolü blok diyagramı.....41
Şekil 4.2: Yük basıncına bağlı $f(P_L)$ değişimi.....43
Şekil 4.3: Model indirgeme sinüs testi- geribesleme ile doğrusallaştırmalı.....46
Şekil 4.4: Geribesleme ile doğrusal. konum kontrolü için basamak yanıtı.....46
Şekil 4.5: Açık çevrim sistem modeli ve SIMULINK karşılaştırması- FL- 1.....47
Şekil 4.6: Açık çevrim sistem modeli ve SIMULINK karşılaştırması- FL- 2.....47
Şekil 4.7: Geribesleme ile doğrusal. konum kontrolü SIMULINK basamak yanıt....48
Şekil 4.8: Kontrolör performans testi konum grafiği-1.....49
Şekil 4.9: Kontrolör performans testi basınç grafiği-1.....49
Şekil 4.10: Kontrolör performans testi konum grafiği-2.....50
Şekil 4.11: Kontrolör performans testi basınç grafiği-2.....50
Şekil 5.1: Sistem tanıma blok diyagramı.....52
Şekil 5.2: Sistem tanıma giriş sinyali.....53
Şekil 5.3: Sistem tanıma sistem cevapları.....53
Şekil 5.4: Model yapısı sembolik gösterim.....53
Şekil 5.5: Sistem tanıma modelinin doğrulanması.....55
Şekil 5.6: Çalışma simülasyonu için kullanılacak saha verisi.....58
Şekil 5.7: Model tersi ile kontrol blok diyagramı.....58

Şekil 5.8: Model tersi ile ivme kontrolü..... 59
Şekil 5.9: Model tersi ile kontrol içdöngü performansı.....59
Şekil 5.10: Model temelli ILC blok diyagramı.....61
Şekil 5.11: Model temelli ILC SIMULINK modeli.....62
Şekil 5.12: ILC ivme kontrolü.....63
Şekil 5.13: Iterasyona bağlı RMS_e grafiği.....63
Şekil 6.1: Hidrolik simülatöre ait bir fotoğraf.....65
Şekil 6.2: Servovalf basamak ve frekans cevap grafikleri.....68
Şekil 6.3: Labview konum kontrolü program parçası.....70
Şekil 6.4: Gerçek sistem konum kontrolü birim basamak cevapları.....71
Şekil 6.5: Gerçek sistem iterasyona bağlı RMS_e grafiği.....71
Şekil 6.6: Gerçek sistem ivme kontrol grafiği.....72
Şekil 6.7: Gerçek sistem yük basıncı grafiği.....72

HİDROLİK SİMÜLATÖRLERİN KONTROLÜ

ÖZET

Hidrolik simülatörler, bir ürünün çalışma şartlarında maruz kaldığı yükleri laboratuvar ortamında ilgili ürüne yeniden uygulayan test sistemleridir. Bu sayede ürünün ömür ve yorulma analizlerinde daha gerçekçi çözümler elde edilmiş olur. Deneme yanılma ile ürün geliştirmenin maliyetli olduğu alanlarda, özellikle savunma, otomotiv, uzay ve havacılıktaki ARGE çalışmalarında, çalışma şartlarının benzetiminin oluşturulması sayesinde ürün geliştirme maliyetleri oldukça düşer. İvme veya gerilme olarak ölçülen çalışma yükleri yorulma açısından incelenip, işlenerek kontrol sisteminin takip edilecek yörüngesi haline getirilir ve bu yük işaretleri test edilen ürüne sıklıkla hidrolik eyleyicilerle verilmektedir. Hidrolik eyleyicilerin olumlu özelliği yüksek güçlere çıkabilmesidir. Buna rağmen, servovalf yapısının doğrusal olmayan karakteristiği sebebi ile kontrol edilmesinde sorunlar yaşanır. Temel olarak yörünge takip problemi olan kontrol sorunu konusunda literatürde pek çok yöntem bulunmaktadır. Piyasada kullanılan hidrolik simülatörlerin tamamına yakınında model temelli yineleyerek öğrenmeli kontrol (Iterative Learning Control- ILC) yönteminin farklı çeşitleri kullanılmaktadır; bu yöntem, kapalı çevrimli doğrusal hidrolik konum kontrolü, açık çevrim ters model ivme/gerilme kontrolü ve ILC aşamalarından oluşmaktadır. ILC sonucunda elde edilen optimize edilmiş hidrolik silindir konum referans işareti, ürün testinde kullanılmak üzere kaydedilir ve ürün bu referans işaretleri kullanılarak çalışma şartlarındaymış gibi test edilir.

Bu tez kapsamında test sistemlerinin özel bir alanı olan hidrolik simülatörler için model temelli ILC tasarımı gerçekleştirilmiştir. Sistem dinamiklerinin belirlenmesi ve sistem analizi için hidrolik simülatörün matematik modeli oluşturulmuştur. Ele alınan tüm sistem dinamikleri kullanılarak MATLAB- SIMULINK modeli oluşturularak, sistem parametrelerinin sayısal değerleri deney düzeneğinde kullanılan sistem elemanlarının teknik dokümanları kullanılarak ve gerçek sistemden alınan ölçümler kullanılarak belirlenmiştir; bu sayede tasarım için gerçekçi bir çalışma ortamı sağlanmıştır. Oluşturulan sayısal benzetim ile gerçek sistem model doğrulama testleri yapılmıştır. Sistem belirsizliklerini ve sistem doğrusallığının yüksek olması için test numunesi kütle-yay sistemi olarak seçilmiştir, bu sayede servovalfin doğrusallığının sistem performansına etkisinin daha iyi gözlenebilmesi sağlanmıştır. Kontrol algoritmasının ilk aşaması olan hidrolik silindirin konum kontrolü için sistem modelleme aşamasında elde edilen doğrusal olmayan matematik model kullanılarak iki farklı yöntem ile kontrolör tasarımı yapılmıştır. Birinci yöntemde servovalfin doğrusal olmayan matematik modeli belirli çalışma noktaları etrafında Taylor serisi açılımı kullanılarak doğrusallaştırılmış ve test sistemi için ayrık transfer fonksiyonu oluşturulmuştur. İkinci yöntemde servovalfin matematik modelinde doğrusallığı bozan matematiksel ifade geribesleme ile doğrusallaştırma yöntemi ile elimine edilmiştir, geribesleme ile doğrusallaştırma sonucu ortaya çıkan doğrusal valf modeli kullanılarak test sistemine ait ayrık transfer fonksiyonu oluşturulmuştur. Oluşturulan transfer

fonksiyonlarına ait kutup- sıfır yapısı incelenerek tasarımın kolaylaştırılması amacıyla model indirgemesi yapılmıştır. Yapılan incelemede iki sistem için kutup- sıfır yapısının aynı olduğu, sistem ileri yol kazancının yapılan doğrusallaştırma türüne bağlı olduğu gözlenmiştir. Kontrolör tasarımı için perfor-mans kriterleri literatür araştırması ve deney düzeneği limitleri göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Tasarım kriterlerine göre indirgenmiş transfer fonksi-yonları kullanılarak P tipi geribeslemeli ayrık kontrolör tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan kontrolörler SIMULINK modeli üzerinde denenerek performans testleri yapılmıştır. Çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış model ve geribesleme ile doğrusallaştırma sonucu elde edilen modeller açık çevrim davranışları açısından incelendiğinde geribesleme ile doğrusallaştırılmış sistemin tüm çalışma bölgeleri için doğrusallığının daha iyi olduğu gözlenmiştir. Kapalı çevrim konum kontrol performansları için yapılan testlerde çalışma noktalarından uzaklaşıldıkça geribesleme ile doğrusallaştırılmış kontrolörün daha iyi sonuç verdiği gözlenmiştir. Her iki konum kontrollü sistem için model temelli ILC tasarımı yapılmıştır. İlk olarak; her iki sistem için sistem tanıma prosedürü uygulanmıştır. Sistem girişi konum referans işareti ve sistem çıkışı test numunesi ivmesi olmak üzere sisteme, bant sınırlamalı beyaz gürültü uygulanmış ve sistem çıkışı kaydedilmiştir. Sistem model yapısı transfer fonksiyonu olarak seçilmiş, sistem mertebesi gerçeklenebilirlik göz önünde bulundurularak yapılan denemelerle belirlenmiş ve MATLAB System Identification Toolbox kullanılarak transfer fonksiyonuna ait model parametre değerleri belirlenmiştir. İki kapalı çevrimli sistem için de aynı transfer fonksiyonu elde edilmiştir, elde edilen model kullanılarak sayısal benzetimde model doğrulama işlemi yapılmış ve model doğrulanmıştır. Sistem tanıma sonucunda oluşturulan transfer fonksiyonu ZPETC (Zero Phase Error Tracking Control) algoritması kullanılarak terslenmiştir. ZPETC model tersleme konusunda sıklıkla kullanılan bir yöntem olup, sistem sıfırlarını z düzleminde birim çember dışında ve içinde olmak üzere kabul edilebilir ve edilemez olarak iki gruba ayırmakta, kabul edilemez sıfırların model tersleme aşamasında yaratacağı kararsızlık sorunu sebebi ile faz etkilerini giderecek şekilde birim çember içerisine sıfır ataması yapmaktadır. Model tersleme sonucu elde edilen ayrık transfer fonksiyonu sistem ileri yoluna eklenerek ters model kontrolör olarak kullanılmıştır. Örnek bir saha ivme verisi ters model kontrolörün girişine uygulanmış çıkışında konum referans işareti elde edilerek konum kontrollü iki sisteme de uygulanmıştır. Ters model kontrol esnasında konum referans işaretleri ve test numune ivmesi ILC içerisinde kullanılmak üzere kaydedilmiştir, bu sayede ILC için sıfırıncı iterasyon yapılmış olmaktadır. Bir önceki iterasyonda elde edilen test numune ivmesi ile sahadan toplanan ivme verileri karşılaştırılarak hata işareti elde edilmiş, hata işareti ters model kontrolör aracılığıyla konum referans işaretine dönüştürülerek bir önceki iterasyonda elde edilen konum referans işareti ile toplanarak kapalı çevrimli sistemlere uygulanmış ve oluşan konum referans işaretleri ve test numune ivmesi her iterasyon için kaydedilerek minimum hata oranını sağlayacak konum referans işaretine ulaşılmaya çalışılmıştır. Hata oranı tanımı hata işaretinin RMS (Root Mean Square) değerinin, saha verisinin RMS değerine oranı olarak tanımlanmış olup, minimum hata oranı kullanıcı veya tasarımcı tanımlıdır. Sayısal benzetimde yapılan ILC uygulaması sonucunda iterasyona bağlı olarak hata oranı düşürülmüştür. ILC ile yapılan 10 iterasyonluk iyileştirme sonucunda test için kullanılacak konum referans işaretine ulaşılmıştır. Sayısal benzetim sonucunda çalışma noktasında doğrusallaştırılmış ve geribesleme ile doğrusallaştırılmış iki sistem içinde ILC performanslarının aynı olduğu gözlenmiştir.

Uygulama amacı ile örnek bir hidrolik simülatör oluşturulmuştur. Kontrol yazılımı Labview ortamında hazırlanmıştır. Konum kontrolü için tasarlanan kontrolörler ve

sayısal benzetimde sistem tanıma ve model tersleme ile elde edilen ters model kontrolör, Labview Control& Simulation Toolkit kullanılarak gerçeklenmiştir. Sayısal benzetim oluşturulurken gerçek sistem elemanlarının teknik dokümanları kullanılmış ve model iyileştirmeleri gerçek sistem verileri ile yapılmıştı. Konum kontrolör tasarımı ve ILC tasarımı sistem parametreleri ve sayısal benzetim kullanılarak yapılmıştı. Tasarımda öngörülen modelleme hataları uygulamaya hata oranında fark oluşması olarak yansımıştır. 10 iterasyonluk ILC uygulaması sonucunda her iki kapalı çevrimli sistemde hata oranı düşürülerek iyileştirilmiş konum referans işaretlerine ulaşılmıştır. Uygulama aşamasında da çalışma noktasında doğrusallaştırılmış ve geribesleme ile doğrusallaştırılmış iki sistem içinde ILC performanslarının yaklaşık olarak aynı olduğu gözlenmiştir.

CONTROL OF HYDRAULIC SIMULATORS

SUMMARY

Hydraulic simulators can be described as test systems which achieve reapplication of loads which are sustained to a product on the corresponding product. By this means, further realistic solutions have been obtained in working life and fatigue analyses of the product. Product development costs could be substantially reduced in areas that product development is too expensive by trial and error such as research and development of military defense, automotive, aeronautics and space through generating simulations of operating conditions. Field loads measured as acceleration and strain are examined, converted to the path of control system that will be followed by processing and these load signals will be iteratively given to hydraulic actuators. The favorable feature of hydraulic actuators is the capability of rising to high power. In spite of that, problems occur in controlling because of nonlinear characteristics of servo valve structure. There are several available methods in literature on the subject of control problem which is basically a problem of trajectory follow. In almost all hydraulic simulators used on the market different types of model-based ILC (Iterative Learning Control) are used; this method consists of closed loop hydraulic position control, open loop inverse model control of acceleration/strain and ILC. As a result of ILC, optimized position reference signal of hydraulic cylinder is recorded in order to be used in product test later and product is tested using reference signals as if it is present under working conditions. Within the context of this thesis, control with model-based ILC of hydraulic simulators that is a special area of test systems is focused. In the stage of hydraulic cylinder position control two different feedback controllers have been designed. First, a linear mathematical model around working point has been generated; secondly, a linear feedback mathematical model has been generated and considering these models feedback controller designs have been fulfilled. In the stage of position control, nonlinear structure of valve characteristics has been eliminated by feedback linearization and thus the system has been relatively linearized. Performance of model-based ILC has been analyzed in terms of both controllers; for this purpose, dynamic equations of hydraulic simulators have been derived, numerical simulations have been constituted and model parameters has been detected by comparing to real system data. Control algorithm design has been completed for both feedback controllers and results have been shared after the implementation of the obtained control algorithm on numerical simulation and the real system.

In this thesis, which is an area of special hydraulic test systems for simulators were model-based ILC design. Determination of the hydraulic simulator for the analysis of system dynamics and mathematical model of the system was established. Dealt with the dynamics of the entire system using the MATLAB-SIMULINK model was created, the numerical values of the system parameters using the experimental setups and the actual system used in the technical documentation of the system components are determined using measurements taken, so you were to design a realistic working environment.

Numerical simulation model validation tests were carried out with the actual system is created. Linearity of the uncertainties of the system and the system to be highly mass-spring system is chosen as the test sample, so that the linearity of power valves better observation of the effect on system performance is provided. The first phase of the control algorithm hydraulic cylinder position control system for the non-linear mathematical model obtained from the modeling stage and the controller has been designed using the two different methods. The first method, the nonlinear mathematical model of Servovalf certain operating points and the test system is linearized using Taylor series expansion around the discrete transfer function was created. Mathematical model of the second method, the linearity of power valves with feedback linearization method disrupts the mathematical expression has been eliminated, as a result of feedback linearization and linear valve of the discrete transfer function model was established using the test system. Transfer functions are created in order to facilitate the design of the pole-zero structure of the model reduction were examined. Pole-zero structure of the examination is the same for both systems, depending on the type of linearization of the system has been observed that the way forward earnings. Performance criteria for the design of the controller are determined by considering the limits of literature and experimental setup. Design criteria for the reduced transfer functions of discrete feedback controller has been designed using the P-type. SIMULINK model will be tested on the performance tests are designed controllers. Linearized model around the operating point and the feedback obtained from the linearization models are analyzed in terms of the behavior of open-loop feedback system is linearized with better linearity was observed for all study areas. Closed-loop position control performance tests conducted to study the points of the distance to the observed better results with feedback linearized controller. Each two-position control system has been designed for the model-based ILC. First, the system identification procedure was applied to both systems. The system input and system output reference position signal of the test sample to the acceleration of the system, the band-limited white noise has been applied and the system output. Selected as the transfer function of the structure of the system model, the system made by considering the realization of order System Identification Toolbox for MATLAB trials were identified and model parameter values were determined by using the transfer function. Closed-loop transfer function is the same for both systems are derived from the numerical simulation model validation has been carried out using the model and the model was confirmed. As a result of the recognition system transfer function ZPETC (Zero Phase Error Tracking Control) algorithm inverted. A common procedure in ZPETC inversion pattern and the system zeros outside the unit circle in the z plane and including unacceptable separates into two groups, will create unacceptable phase inversion pattern of zeroes to eliminate phase effects due to the instability issue zero inside the unit circle assignment operate. Model inversion path forward as a result of the addition of discrete inverse transfer function of the system model is used as a controller. The controller input field acceleration model applied to a sample output of the reverse position data were obtained from the reference position signal control system was applied to the two. Inverse model control and test samples during the acceleration position reference signal recorded to be used in ILC, is thus made for ILC iteration zero. With the acceleration of the test sample is obtained from the previous iteration acceleration data collected in the field were obtained by comparing the sign of the error, the error indication via inverse model controller is converted to the reference position signal obtained from the previous iteration applied and the position of the reference position reference signals collected and closed-loop systems and

testing minimum error rate of acceleration of the sample will be recorded for each iteration tried to obtain reference position signal. Description of the error rate error signal RMS (Root Mean Square) value of the RMS value of the data field is defined as the ratio of the minimum error rate is defined in the user or designer. Numerical simulation iteration, depending on the error rate has been reduced as a result of implementation of the ILC. As a result; of improvements made by ILC 10 iterations are used to test reference signal has been reached. Linearized with the linearized operating point as a result of the numerical simulation and the feedback it has been observed that the performance of the two systems in the ILC.

A hydraulic simulator created with the purpose of the application example. Labview control software environment has been prepared. Controllers are designed for position control and numerical simulation model of system identification and inverse model inversion controller is implemented using obtained by Labview Control & Simulation Toolkit. Numerical simulation for creating technical documentation elements of the real system and the model is made with data from the actual system improvements. Location ILC controller design and system design parameters and was made using numerical simulation. The difference in design as the occurrence of the unspecified error rate is reflected in the application of modeling errors. 10 iterations closed-loop system, both as a result of application of the ILC improved by reducing the error rate reached position reference signal. Linearized with the work at the application stage and the feedback linearized about the performance of the two systems is the same as that in the ILC has been observed.

1. GİRİŞ

Hidrolik simülatörler, hidrolik test sistemlerinin özel bir alanı olup, eyleyici kalitesi ve kontrol algoritmaları ile diğer test sistemlerinden ayrılır. Bu bölümde hidrolik simulatörlerin ne olduğu, kontrol açısından ne ifade ettiği ve hidrolik test sistemleri kontrolü konusunda literatür durumu, önerilen kontrol sisteminin genel yapısı ve tezin amacı üzerinde durulacaktır. Son olarak tezin dağılımı ve içeriği aktarılacaktır.

1.1 Hidrolik Simülatörler

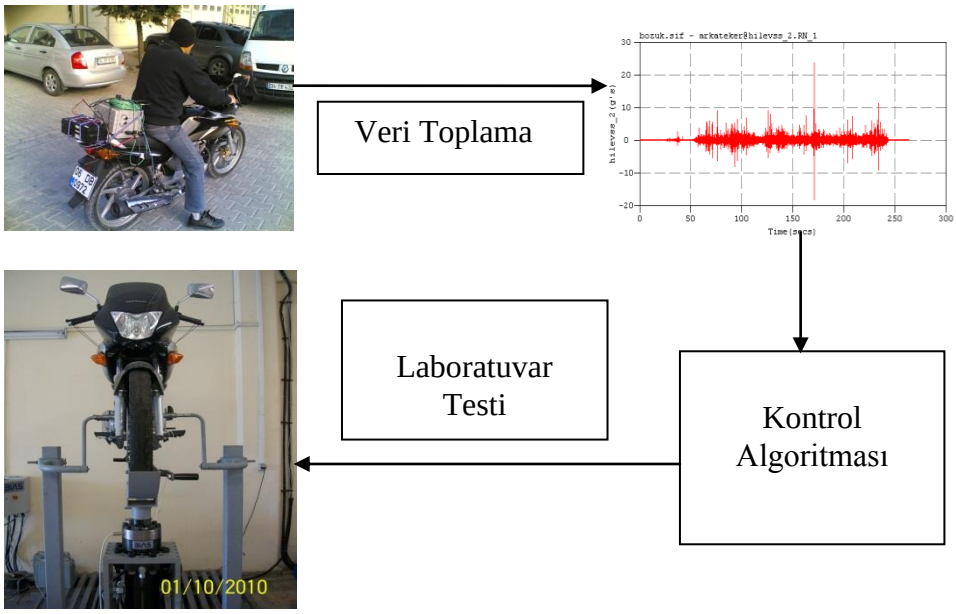
Test sistemleri bir ürünün tanımlı ulusal/uluslararası standartlara uygunluğu, ilgili ürünün limit çalışma şartları ve ömrünün tespiti amacıyla kullanılan sistemlerdir. Piyasada bulunan rekabet koşulları, müşteri güvenliği ve konforu, yeni ürün geliştirme konularında firmaları zorlamaktadır. Bir ürünün piyasaya sürülmesi ve olumlu/olumsuz geribesleme alınması sonucu ürün geliştirme işlemi oldukça maliyetlidir. Örneğin; bir araç üreticisi, taşıtları için geliştirdiği yeni frenleme sistemlerini test etmez ise müşteride yaşanacak bir kaza; servis masrafları, marka değerinin düşmesine yol açacaktır. Test sistemleri çoğunlukla çevrimsel testler için kullanılır. Çevrimsel testler, test edilen ürüne istenen yüklerin belirli periyotlarla uygulanması işlemidir. İstenen çevrime ulaşıldığında parça üzerinde hasar meydana gelmedi ise ürün testten geçmiş sayılır veya parça bozulana kadar test devam eder ve ürünün limit değerleri belirlenmiş olur.

Hidrolik simülatörler, test sistemlerinin özel bir alanıdır; kullanım amacı ürünün çalışma şartlarının laboratuvar ortamında üretilmesidir. Özellikle, uzay ve havacılıkta saha testleri oldukça maliyetlidir, sahada yaşanabilecek bir sorun prototipin yok olmasına sebep olabilir; bu sebeple, geliştirilen ürünlerin çalışma şartları oluşturularak laboratuvarda test edilmeleri ve tüm testler tamamlandıktan sonra saha testlerine geçilmesi istenir. Hidrolik simülatörler, pek çok ürün grubuna verilen ortak bir isimdir, bu ürülerden birkaçı aşağıda sıralanmıştır.

- 4-poster: Araçlarda oluşan yükleri simüle eden test sistemleridir, yol simülatörü olarak da adlandırılır. Otomotiv ve otomotiv yan sanayisinde kullanılmaktadır, dört teker için dört adet hidrolik eyleyici kullanılır.
- Deprem simulatörü: Yapılar üzerinde deprem sebebi ile oluşan ivme değerlerinin yeniden üretilmesini sağlar.
- Stewart platformu: Stabilizasyon işlemleri için kullanılır. Savunma ve havacılık için önemli bir üründür, 6 serbestlik derecesine çıkabilen modelleri mevcuttur. Havacılıkta uçuş simülatörü olarak kullanılır.
- Sallama tablası: Daha çok titreşim testleri için kullanılır. 1000Hz'e kadar test imkanı vardır. Elektromekanik çeşitleri de bulunmaktadır. Çok eksen ve düşük frekans uygulamaları için MAST sistemleri kullanılır.
- Komponent dayanım test sistemleri: Bir ürünün alt parçalarından alınan veriler, tüm ürüne uygulanmak yerine sadece ilgili komponente uygulanmak istendiğinde kullanılır. Yük simülatörü olarak kullanılır.

Belirtilen test sistemleri, çevrimsel testlerin yanında çalışma simülasyonu özelliklerini de içermektedir. Mekanik kurulumları ve eyleyicilerinde farklılıklar görünmesine rağmen en temelde kontrol yöntemleri benzerdir; özel olarak stewart platformunda kinematik dönüşümler gerekmektedir.

Çalışma simülasyonu işlemi birkaç adımdan oluşur. İlk olarak, test edilecek ürün grubu için çalışma şartlarında sensörler aracılığıyla veriler toplanır. Bu veriler çoğunlukla ivme ve gerilme(strain) olarak ölçülür. Konum ve kuvvet ölçümü çeşitli maddi ve mekanik sebeplerden ötürü kullanışlı değildir. Ürünün veri toplanmak istenen yerlerine ICP tipi ivmeölçerler ve ya strain gaugeler yerleştirilir ve ürün çalışma ortamında sanki son kullanıcı kullanıyormuş gibi çalıştırılır, çeşitli çalışma koşulları için alınan ham yol verileri yorulma açısından incelenerek, çeşitli yazılımlar aracılığıyla işlenip harmanlanarak test sistemi için uygun saha verileri haline getirilir. Bu işlem ayrı bir uzmanlık alanı olup, tasarımcının ürünün kullanımı, testin türü, test sisteminin sınırlamalarını göz önünde bulundurması gereklidir. Oluşturulan saha verilerinin test sistemi tarafından minimum hata ile gerçeklenmesi istenmektedir. Şekil 1.1'de çalışma simülasyonu adımları gösterilmiştir.



Şekil 1.1.Çalışma simülasyonu adımları.

Yüksek güç gereksinimleri sebebi ile test sistemlerinin çoğunda hidrolik eyleyiciler kullanılmaktadır. Hidrolik test sistemleri aşağıdaki alt komponentlerden oluşmaktadır.

- Hidrolik güç kaynağı: Sistemin ihtiyaç duyduğu basınç ve debide hidrolik yağı pompalama görevini üstlenir. Yapısında pompa, motor, soğutma sistemi ve güvenlik valfleri bulunmaktadır.
- Hidrolik silindir: Hidrolik gücü mekanik güce dönüştüren doğrusal eyleyicilerdir. Sürtünme kalite açısından en önemli belirleyendir. Kuru sürtünme etkisi en düşük olandan en yüksek olana doğru hidrolik yataklamalı, polimer yataklamalı ve keçeli çeşitleri mevcuttur.
- Hidrolik valf: Hidrolik güç kaynağı ile hidrolik silindir arasında sıvı akışını kontrol eden elemandır. Kontrol açısından en önemli eleman valflerdir. Hız ve histerisiz özellikleri belirleyicidir. Kalitelerine göre aç- kapa, oransal ve servovalf çeşitleri mevcuttur.
- Hidrolik akümülatör: Güç kaynağından besleme hattına pompalanan sıvının sabit debi veya sabit basınçta olması istenir. Hidrolik akümülatörler, besleme hattındaki dalgalılıkları kompanze ederek, filtreleme görevi üstlenir. Kontrol kalitesi açısından önemli bir ekipmandır.

- Test kontrolcüsü: İstenilen test profilini oluşturan kontrol arabirimidir. Yapısında işletim sistemi, kontrol yazılımı, sinyal işleme ve ölçüm sistemlerini barındırır. Hidrolik simülatörlerin en önemli komponentidir.

Hidrolik simülatörler, kontrol açısından ele alınacak olursa en temelde bir yörünge takip problemi karşımıza çıkmaktadır. Sahadan toplanan çalışma verileri işlenerek kontrol sisteminin referans işareti/ yörüngesi oluşturulur. Test esnasında ölçümlerin yapıldığı aynı yerden tekrar ölçümler alınarak kontrol geribeslemesi olarak kullanılır. Hidrolik test sisteminin dinamiğini belirli hata oranları ile belirlemek ve buna uygun kontrolör geliştirmek mümkündür. Ancak, test numunesi çok farklı yapılarda olabilir. Ürünün cinsine göre yüksek mertebeden dinamiklere ulaşılabilir veya aynı ürün grubu için model parametreleri farklı olabileceği için kontrol yönteminin genel geçer olması makbuldür.

Sistem doğrusallık açısından incelenirse, valf karakteristiği, sıvı sıkışması, sıcaklık değişimi ve test numunesinin doğrusal olmayan yapısı, kontrol edilecek sistemde doğrusallığı en çok etkileyen faktörlerdir. Sıvı sıkışması, silindir tarafından sıkıştırılan sıvı miktarının silindir konumu ile değişmesinden kaynaklanmaktadır. Sıcaklık ise doğrudan sıvıya ait bulk katsayısını etkilemektedir; bu haliyle bu iki faktör sıvı sertliği (stiffness) ile alakalı olup valf ve test numunesinin doğrusallığa etkisinin yanında ihmal edilebilir. Alt kısımlarda detaylandırılacak olan hidrolik sertlik, sistemin basamak cevabında oluşan aşım ile doğrudan ilişkilidir. Test sistemi tasarımında silindirin konum kapasitesinin ihtiyaçtan fazla olmamasına ve kullanılan hidrolik yağın sertliğinin görece iyi olmasına dikkat edilmelidir. Sistemde doğrusallığı bozan en önemli etkenler hidrolik valf ve test numunesidir. Hidrolik valfler yüksek güçleri kontrol edebilme kapasitesine sahip olmasıyla beraber sisteme doğrusal olmayan dinamik ekler. Detaylarına ikinci bölümde değinilecektir. Test numunesinin sisteme eklediği doğrusal olmayan dinamikler, numuneden numuneye değişik karakterde olduğundan tüm test numuneleri için standart bir kontrol algoritması geliştirilmesi, içerisinde çeşitli zorlukları barındırır. Bir test sisteminin birden fazla ürün grubu için çalışabilir olması gerekmektedir. Test numunesinin değiştirilmesi ile test sisteminin etkisiz hale gelmemesi gerekmektedir. Bu konu tamamen kontrol algoritması ile alakalıdır. Tek bir ürün için önerilecek kontrol yöntemi işlevsellikten uzaktır.

1.2 Literatür Araştırması

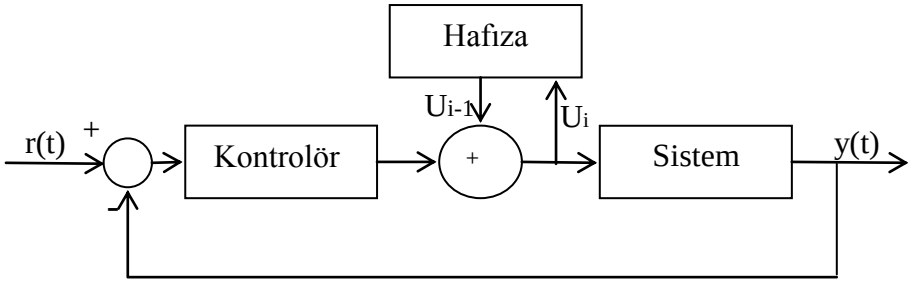
Bu tez kapsamında hidrolik simülatörlerin kontrolü üzerinde durulacaktır. Kontrol açısından en temelde bir yörünge takip sorunu olup literatürde ve endüstriyel uygulamalarda farklı kontrol algoritmaları kullanılmaktadır. Hidrolik test sistemlerinin kontrolüne ilişkin literatürde yer alan yöntemler [1]'de derlenmiştir. Bu bölümde bu derleme makalede yer alan ve hidrolik test sistemlerinin kontrolü ile ilgili literatürdeki diğer önemli çalışmaların kısa bir özeti yapılacaktır.

Hidrolik test sistemlerinin kontrolünde kullanılan yöntemler ile ilgili olarak [1] derleme makalesinde yapılan yorumlar kısaca şöyledir; PID tipi geribeslemeli kontrolörler yaygın kullanılmaktadır; hidrolik silindirin konum, kuvvet ve hız kontrolleri PID - çoğunlukla P ve PI- kontrolörler ile gerçeklenebilmektedir; çoğunlukla P tipi kontrolör yeterli olmaktadır, ancak sürekli hal hatalarının önemli olduğu uygulamalarda PI tipi kontrolör kullanılmaktadır; [2]'de PI tipi kontrolörün hidrolik konum kontrolüne etkisi irdelenmiş; PI kontrolörün sahip olduğu sıfırın sistemin gerçek eksen üzerindeki kutbunu silmesi sonucu dinamik davranışta iyileşme sağlanmıştır; materyal testleri için bazı koşullarda PID tipi kontrolör kullanılabileceği belirtilmiştir. Hidrolik sistemlerde PID kontrolör performansını arttırmak için dinamik yük geri beslemesi kullanmak mümkündür, bu konu [4]'de incelenmiştir. Ayrıca [4] de dinamik yük geribeslemesi kullanımının, sistemin göreli kararlılığını arttırdığı ve hidrolik rezonansı düşürdüğü vurgulanmıştır.

Uyarlamalı kontrol teorisi akademik çalışmalarda geniş bir yer bulmaktadır. Doğrusal olmayan bir kontrol yöntemi olan uyarlamalı kontrol hidrolik sistemlerde olumlu sonuçlar verdiği [1]' de belirtilmiştir. Normal kullanımda, test sistemlerinde yük değişimine bağlı olarak kontrolör katsayılarının her test başlangıcında ayarlanması gerekmektedir, bu sebeple [3]'de bir öz uyarlama yöntemleri önerilmektedir. Test sistemlerindeki önemli sorunların başında test esnasında sistem parametrelerinin değişmesi gelmektedir. Malzeme yorulma testleri sonucunda test edilen malzemenin dinamik yapısı değişmektedir. Test kurulumu esnasında ayarlanan kontrolör parametreleri testin ilerleyen aşamalarında istenilen performansı karşılamada sıkıntı yaşatır. Diğer taraftan, hidrolik sistemin çalışma esnasında sıcaklığı artacak ve buna bağlı olarak hidrolik yağın sıkıştırılabilirlik özelliği

değişecektir. Bu haliyle test sisteminin parametreleri zamanla değişmektedir. Uyarlamalı kontrol çalışmaları özellikle test esnasındaki parametre değişimlerine odaklanmaktadır. [3-8]'de konu ile ilgili çalışmalar mevcuttur. Uyarlamalı kontrol açısından diğer bir önemli alan uyarlamalı filtre uygulamalarıdır. Bu çalışmalardaki amaç test sisteminin kara kutu modelini elde etmektir. RLS ve LMS algoritmaları kullanılarak sistemin modeli veya modelin tersi çevrimiçi veya çevrimdışı olarak elde edilmeye çalışılır. Çoğunlukla ileribesleme yolunda model tersi FIR filtre kullanılarak gerçeklenir. [9-10]'da konu ile ilgili çalışmalar mevcuttur.

Hidrolik test sistemleri kontrolü konusunda endüstride ve akademide en çok üzerinde durulan kontrol yöntemi ILC'dir. ILC yörünge takip problemleri için önerilmiş bir kontrol yöntemidir. Sistemin kontrolü için oluşturulan bir kontrol algoritmasında, belirli bir zaman aralığında tanımlı referans işareti için, kontrol işareti kümesi adım adım iyileştirilir. Şekil 1.2'de temel ILC blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 1.2: Temel ILC blok diyagramı.

Test sistemlerinin özel bir alanı olarak hidrolik simülatörlerde genel olarak model temelli ILC kullanılır. Çevrimiçi ve çevrimdışı birkaç adımdan oluşur. İlk olarak, hidrolik silindirin geribeslemeli konum/ kuvvet kontrolü yapılır. İç çevrim olarak adlandırılan bu kısımda genellikle PID tipi kontrolörler kullanılmaktadır. İkinci aşamada sistem tanıma işlemi yapılarak, sistem girişi konum referans işareti sistem çıkışı test numunesi üzerinde oluşan ivme/strain olarak sistem modeli elde edilir. Üçüncü aşamada sistem modelinin tersi oluşturulur. Dördüncü aşamada elde edilen ters model kontrolör iç çevrime seri bağlanarak ters model kontrol uygulanır. Bu aşamada elde edilen konum referans işareti ve yol verisi hata işareti kaydedilir. Beşinci aşama ILC aşamasıdır. Kaydedilen hata işareti ters model kontrolör yardımı ile konum referans işaretine dönüştürülüp ağırlıklandırılarak bir önceki referans işareti ile toplanır. Bu işlem test numunesi üzerinde oluşan yükler ve sahada oluşan yükler arasındaki istenilen hata oranı yakalanana kadar devam eder. Son olarak

hafızaya kaydedilen optimize edilmiş kontrol referans işareti testte konum referans değeri olarak kullanılır.

Model temelli ILC konusundaki çalışmalar özellikle sistem tanıma konusunda yoğunlaşmıştır. [11-18]'de doğrusal sistem modeli frekans düzleminde elde edilir. Frekans cevap fonksiyonu (frequency response function-FRF) terslenerek kontrol sisteminin ileri yoluna eklenir, bu yaklaşım endüstriyel uygulamalarda da en sık kullanılan yöntemdir, bazı çalışmalarda ise ILC performansı, H∞ yaklaşımı ile arttırılmıştır. Modelleme ve tersleme hataları ILC ile iyileştirilir. [19] ile verilen çalışmada çok eksenli test sistemleri için ILC kullanımına uygun olarak optimal MIMO kontrolör tasarımı gürbüzlük göz önüne alınarak tasarlanmıştır. [20-21]'de sistem zaman düzleminde modellenerek, aynı şekilde kontrol algoritmasının içerisinde kullanılmış, [22]'de test sistemi için sistem tanıma örneği verilmiştir. ILC performansını etkileyen en önemli faktör doğrusal olmayan sistem için doğrusal sistem tanımasıdır. Doğrusal sistem tanıma işlemi daha alışılmış, teorik olarak daha oturmuş ve görece daha basit olduğu için tercih edilir. Diğer taraftan [23]'de görüldüğü üzere hidrolik test sistemi için doğrusal olmayan sistem tanıma ve tersleme işlemleri kullanılarak doğrusallık ile alakalı performans sorunları aşılmaya çalışılmıştır.

1.3 Tezin Amacı

Hidrolik yol simülatörleri bir ürünün çalışma şartları altında maruz kaldığı yüklerin, laboratuvar ortamında hidrolik eyleyiciler vasıtasıyla yeniden uygulanmasını sağlar. Sahadan toplanan verilerin yeniden üretilmesi kontrol açısından yörünge takip problemi olup, literatürde ve endüstri uygulamalarında en sık kullanılan kontrol yöntemi model temelli ILC'dir.Literatürde kullanılan doğrusal ILC uygulamalarında sistemin doğrusal olmayan yapısı ihmal edilmiştir. Örnek olarak, [21]'de verilen çalışmada sistemin iç döngü olarak adlandırılan konum kontrolü PID tipi doğrusal geribeslemeli kontrolör ile gerçeklenmiş ve performans arttırımı için bozucu ileribeslemesi ve dinamik yük basıncı geribeslemesi önerilmiştir; doğrusal olmayan sistem için doğrusal model elde edilip, terslenerek ters model kontrolör olarak kullanılmıştır. Doğrusal olmayan ILC yöntemlerinde ise doğrusal olmayan sistem tanıma kullanılmıştır.

Bu tezde amaçlanan, konum kontrolü aşamasında çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış ve geribesleme ile doğrusallaştırma yöntemi ile doğrusallaştırılmış matematiksel modeller kullanılarak geribeslemeli kontrolör tasarlanması; farklı yöntemler ile konum kontrolü yapılmış hidrolik simülatör için model temelli ILC geliştirilmesive elde edilen sonuçların performans açısından karşılaştırılmasıdır. Model temelli ILC performansları, sistemin çalışma noktası etrafında tasarlanmış geribeslemeli kontrolör ve geribesleme ile doğrusallaştırılmışmodel ile tasarlanmış geribeslemeli kontrolör için karşılaştırılacaktır.Her iki sistem için giriş hidrolik silindir konum referans işareti, çıkış test numune ivmesi olmak üzere sistem kara kutu sistem olarak ele alınarak sistem tanıma işlemi uygulanacak, elde edilen modeller terslenerek ters model kontrol yapılacak ve yörünge takip performansı ILC ile arttırılarak sonuçlar karşılaştırılacaktır.

Bu amaçla tek eksenli hidrolik simülatör kullanılmıştır. Test edilecek ürün kütle-yay sistemi olarak ele alınmıştır. Test numunesinin doğrusal olduğu kabul edilecektir. Geribesleme ile doğrusallaştırma ile hidrolik valfin doğrusal olmayan yapısı elimine edilecektir. Sayısal benzetim işlemleri MATLAB-SIMULINK ortamında gerçeklenecektir. Uygulama için gerekli kodlar LABVIEW ortamında oluşturulmuş ve kontrol yöntemi tek eksenli hidrolik simülatör üzerinde sınanmıştır.

1.4 Tezin İçeriği

Bu tez içerisinde önerilen kontrol yönteminin tasarımı detaylandırılacaktır. Temel olarak modelleme, kontrolör tasarımı, sayısal benzetim ve uygulama aşamalarından oluşmaktadır. Tez içerisinde işlenen husus aşağıdaki altı altbaşlıkta incelenmiştir.

İkinci bölümde sistem tanıtımı ve modellenmesi üzerinde durulacaktır. Tek eksenli hidrolik simülatör ve kütle-yay olarak ele alınan test numunesi için dinamik modeller oluşturularak, sistem analizi yapılacaktır. Elde edilen dinamik denklemler ile sayısal benzetim oluşturularak, gerçek sistem ile model doğrulama işlemi yapılacaktır.

Üçüncü bölümde geribeslemeli konum kontrolörü tasarlanacaktır; bu amaçla, doğrusal olmayan denklemler belirli çalışma noktaları etrafında doğrusallaştırılarak sisteme ait ayrık transfer fonksiyonu elde edilecektir. Daha sonra ayrık kontrolör tasarımı yapılacaktır. Tasarlanan kontrolör sayısal benzetim üzerinde denenecektir.

Dördüncü bölümde yine geribeslemeli konum kontrolörü tasarlanacaktır; ancak bu bölümde valf karakteristiğinden kaynaklanan doğrusal olmayan etkiler geribesleme ile doğrusallaştırma yöntemi ile elimine edilerek, ortaya çıkan doğrusal sistem için ayrık transfer fonksiyonu elde edilerek, ayrık kontrolör tasarımı yapılacaktır. Tasarlanan kontrolör sayısal benzetim üzerinde denenecektir. Üçüncü bölümde tasarlanan kontrolör ile bu bölümde tasarlanan kontrolör sayısal benzetimde konum kontrolü performansları açısından karşılaştırılacaktır.

Beşinci bölümde model temelli ILC tasarımı yapılacaktır; bu amaçla sistem tanıma, model tersleme, model tersi ile kontrol ve ILC adımları izlenecektir. Sistem girişi hidrolik silindir konum referans işareti, sistem çıkışı test numune ivmesi olmak üzere, üçüncü ve dördüncü bölümde elde edilen kontrolörler için ayrı ayrı, sistem kara kutu olarak ele alınarak sistemlere ait transfer fonksiyonları elde edilecektir. Elde edilen modeller, aynı tersleme yöntemi ile terslenerek ileri yola eklenerek, model tersi ile kontrol yapılacaktır. Yörünge takip performansının arttırılması amacıyla, ILC kullanılarak optimize edilmiş konum kontrol referans işaretlerine ulaşılmaya çalışılacaktır. Kontrol algoritması, üçüncü ve dördüncü bölümde tasarlanan kontrolörler için sayısal benzetimde uygulanarak performansları karşılaştırılacaktır.

Altıncı bölümde kontrol yöntemi gerçek sistem üzerinde uygulanacaktır. İlk olarak hidrolik yapı, veri toplama sistemi ve yazılım tanıtılacaktır. Gerçek sistem verileri üzerinden model parametreleri belirlenerek hazırlanmış matematik modeller referans alınarak tasarlanmış kontrolörler gerçek sisteme uygulanarak performans karşılaştırmaları yapılacaktır.

Son olarak, yedinci bölümde elde edilen sonuçlar değerlendirilerek, daha sonraki çalışmalar için önerilerde bulunulacaktır.

2. SİSTEMİN MODELLENMESİ

Bu bölümde hidrolik simülatörlerin modellenmesi ve sayısal benzetimi üzerinde durulacaktır. Tek eksenli hidrolik simülatörün alt komponentlerine ait dinamik denklemler oluşturulmuştur. İlk olarak sistem tanıtımı yapılacak, kontrol edilecek sistemin genel özellikleri aktarılacaktır. Daha sonraki aşamalarda sistem alt komponentlerine ait dinamik denklemler, literatürdeki modelleme yöntemleri referans alınarak oluşturulacaktır. Elde edilen dinamik denklemler MATLAB-SIMULINK'te sayısal benzetime dönüştürülecek, model parametreleri altıncı bölümde detaylandırılacak gerçek sisteme ait teknik dökümanlardan ve deneysel olarak elde edilen veriler yardımı ile belirlenecektir, model doğruluğunun tespiti için gerçek sistem verileri ve sayısal benzetim verileri karşılaştırılacaktır. Son olarak, sistemin transfer fonksiyonu oluşturulmadan önce yapılacak ihmaller üzerinde durularak, sonuçlar irdelenecektir.

2.1 Sistem Tanıtımı

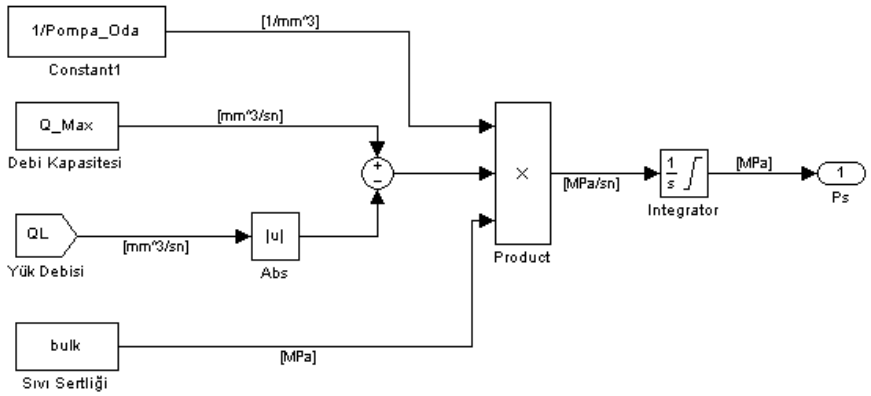
Bu tez kapsamında tek eksenli hidrolik simülatör ele alınacaktır. Tezin ana eksenini kaçırmamak adına test numunesi kütle-yay sistemi olarak seçilmiştir. Test numunesinin seçiminde dinamik yapısının basit olmasına özen gösterilmiştir, yüksek mertebeden bir numune dinamik yapısı sisteme ait belirsizlikleri arttıracağı gibi, daha fazla doğrusal olmayan elemanın sistem yapısına eklenmesine neden olacaktır. Test numune model yapısının görece basit seçilmesi ile valften kaynaklanan doğrusal olmayan dinamiklerin etkileri daha görünür hale gelecektir; bu sayede tez kapsamından uzaklaşılmamış olacaktır.

Hidrolik sistemlerin temelini hidrolik güç kaynağı oluşturur. Eyleyicinin ihtiyaç duyduğu debi ve basınç ihtiyacını karşılamakla görevlidir. Yapısında elektrik motoru, pompa, güvenlik valfleri, filtreleme elemanları bulunur. Sayısal benzetim içerisinde hidrolik güç kaynağı modellenecek; ancak sistemin transfer fonksiyonunun elde edilmesi aşamasında ideal kabul edilecektir. Gerçekte sistem basıncında pompadan (pulsation) ve yük basıncından kaynaklanan dalgalanmalar olur. Bu

dalgalanmaların filtrelenmesi için hidrolik akümülatörler kullanılır. Hidrolik güç kaynağının dinamik ifadesi **(2.1)**'de verilmiştir.

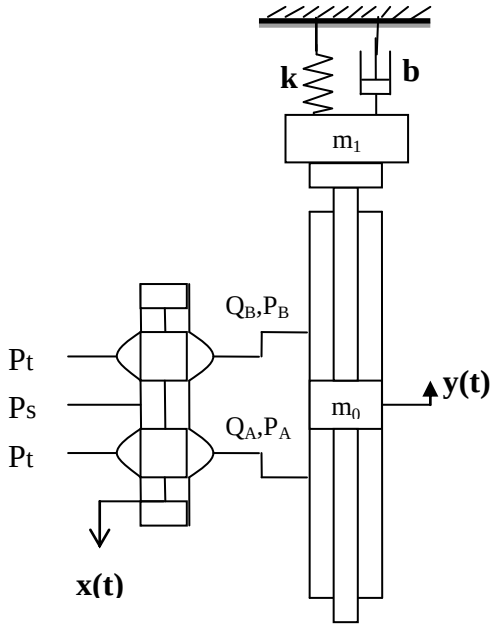
$$P_s(t) = \frac{\beta}{v_p} . \int \left(Q_{pompa} - Q_L\right) . dt \qquad (\mathbf{2.1})$$

Bu ifadede$P_s(t)$ sistem basıncı, Q_{pompa} pompanın nominal debisi, Q_L yük debisi, βbulk katsayısı ve v_p pompa oda hacmi ve iletim hattının hacminin toplamıdır. Şekil 2.1'de hidrolik güç kaynağı için oluşturulmuş SIMULINK modeli verilmiştir.



Şekil 2.1: Hidrolik güç kaynağı SIMULINK modeli.

Tez kapsamında üzerinde durulacak, sistem dinamiğini etkileyen en önemli komponenetler; servovalf, hidrolik silindir ve test numunesidir. Sistemin genel yapısı sembolik olarak Şekil 2.2'de verilmiştir. Sistemin modellenmesinde [24-28] ile verilen kaynaklardan yararlanılmıştır.



Şekil 2.2: Sistemin sembolik gösterimi.

Modelleme aşamasında kullanılacak bazı sembollerin anlamları Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1: Bazı model parametre sembolleri.

Sembol	Açıklama
P_S	Sistem basıncı
P_t	Tank basıncı
P_L	Yük basıncı
P_A	A odasının basıncı
P_B	B odasının basıncı
A_V	Valf orifis alanı
C_V	Valf boşaltma katsayısı
K_V	Valf kazancı
K_S	Valf dinamiği sistem kazancı
τ_S	Valf dinamiği zaman sabiti
x	Valf orifis açıklığı
A	Piston alanı
y	Piston konumu
m_0	Piston kütlesi
C_p	Piston sızıntı katsayısı
K_E	Piston elastisite modülü
m_1	Test numune kütlesi
k	Yük yay sabiti
b	Yük viskozite katsayısı
Q_A	A odası debisi
Q_B	B odası debisi
β	Hidrolik yağın bulk modülü
ρ	Hidrolik yağın yoğunluğu
v	Pistonda sıkıştırılacak sıvı hacmi
y_T	Silindirin toplam kursu

2.2 Servovalfin Matematik Modeli

Hidrolik test sistemlerinde en önemli ekipmanlardan birisi valflerdir. Valfler çeşitlerine göre üç ana gruba ayrılabilir; aç-kapa, oransal ve servovalfler. Servovalfler yüksek hızlı ve görece doğrusallığı ile diğer valf grupları arasında öne çıkmaktadır ve hidrolik simülatörlerin tamamına yakınında servovalfler kullanılmaktadır.Servovalf çeşitleri ve yapıları ile ilgili ayrıntılı bilgi [24]'de verilmiştir.

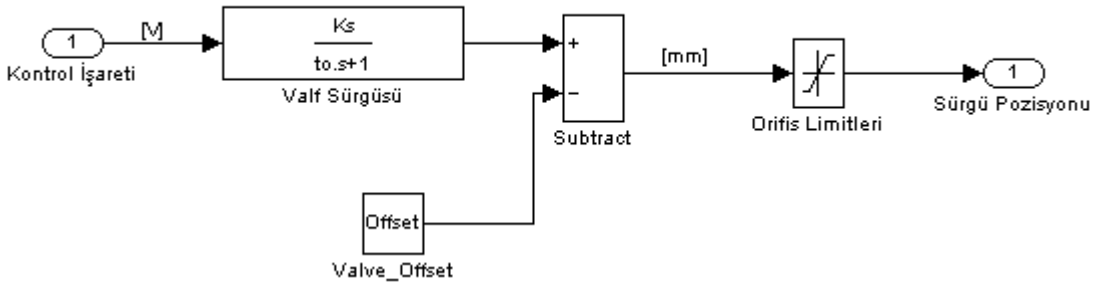
Bir servovalf, yapısındaki tork motoru ile valf sürgüsünü hareket ettirmektedir. Valf sürgüsü hidrolik güç kaynağından valfe iletilen basınçlandırılmış hidrolik yağı gerekli kanallara yönlendirerek akışın yolunu belirler. Bir valf yönlendirilen yol ve sürgü konumuna göre sınıflandırılabilir, bu tez kapsamında ele alınacak valf, 4 yollu ve 2 konumlu (4×2) olarak kabul edilecektir. Valfe uygulanan kontrol işaretine göre tork motoru valf sürgüsünü konumlandırır. Kontrol işareti ile valf sürgüsü arasındaki dinamik ilişkinin birinci veya ikinci mertebeden bir transfer fonksiyonu ile ifade edilebileceği[25]'de belirtilmiştir.**(2.2)**'de valf dinamiğine ait transfer fonksiyonu parametrik olarak verilmiştir.

$$G_V(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{K_S}{\tau_S . s + 1} \qquad (\mathbf{2.2})$$

Bu transfer fonksiyonu, kullanılan valfin dinamiğini ifade etmektedir. Valfe uygulanan kontrol işaretine göre valf sürgüsünün konumu tork motoru aracılığıyla kontrol edilir. Kontrol işlemi valf yapısında bulunan sürücü devresi tarafından gerçekleştirilir. Servovalf 0-10V gerilim veya 4-20mA akım girişine göre valf açıklığını (orifis) oransal olarak ayarlar. (2.2)'de verilen ifade valfin verilen konuma ne kadar hızda gittiğini ifade etmek amacıyla kullanılır. Valf dinamiği, hidrolik test sistemlerinde tüm sistemin bant genişliğinin yanında oldukça yüksek bant genişliğine sahip olduğu için analiz ve tasarımdaihmal edilebilir, bu sebeple ilerleyen aşamalarda valf sürgü konumunun kontrol işaretini hatasız takip ettiği kabul edilecektir. **(2.3)**'deki K_S valfe ait ölçeklendirmedir, Kontrol işaretinin gerilim değerinin valf sürgü konumuna milimetre cinsinden dönüşümüdür.

$$u(t) = K_S . x(t) \qquad (\mathbf{2.3})$$

Valf eyleyicisinin dinamiği analiz ve tasarımda ihmal edileceği halde sayısal benzetimde kullanılacaktır. Şekil 2.2 'de valf sürgüsü için MATLAB- SIMULINK'te oluşturulan sayısal benzetimi verilmiştir. Sayısal benzetime, valf deformasyonundan kaynaklanan ofsetlerin modellenmesi ve valf açıklık limitlerinin girilebilmesi için imkan sunulmuştur.



Şekil 2.3: Valf eyleyici dinamiği SIMULINK modeli.

İletim yolları valf sürgüsü aracılığıyla belirlendiği gibi, bu iletim yollarına ne kadarlık bir debi ile sıvı akışı sağlanacağı yine valf sürgüsünün konumuna bağlıdır. Valfin akış karakteristiğini belirleyen en önemli özellik valfin açıklık (orifis) yapısıdır. Bir açıklıktan geçen sıvının dinamik ifadesi Bernoulli akış denklemleri aracılığıyla belirlenir. **(2.4)**'te bir açıklıktan geçen sıvıya ait akış denklemi verilmiştir.

$$Q(t) = C_V . A_V . \sqrt{\frac{2.\Delta P(t)}{\rho}} \qquad (\mathbf{2.4})$$

İfadedeki Qorifisten geçen sıvının debisi ve ΔP ise orifis üzerinde oluşan basınç düşümüdür. Valf sürgüsü,**(2.4)**'deki orifis alanı (A_V)'yi manipüle eder. Orifis geometrisinin kare şeklinde olduğunu kabul edersek valf sürgüsü konumu ile orifis alanı arasındaki ilişki,

$$A_V(t) = w . x(t) \qquad (\mathbf{2.5})$$

haline gelir. Bu ifadedeki $w$orifisin çevre uzunluğunu ifade etmektedir. **(2.4)**, **(2.5)**'e göre yeniden düzenlenerek **(2.6)** oluşturulur.

$$Q(t) = C_V . w . x(t) . \sqrt{\frac{2.\Delta P(t)}{\rho}} \qquad (\mathbf{2.6})$$

Valf boşaltma katsayısı (C_V), orifis çevre uzunluğu (w) valfe ait karakteristik ve özel bilgiler olup bu bilgiler valf üreticisi firmalar tarafından genel olarak kullanıcılara verilmez. Bunun yerine valfin tasarım büyüklükleri üzerinden valf kazancı (K_V)tanımlanır.**(2.3)**'den yararlanarak akış denklemi kontrol işareti cinsinden ifade edilecektir. **(2.7)**'de valf kazancı ifadesi verilmiştir.

$$K_V = \frac{C_V . w}{\sqrt{\rho/2} . K_S} \qquad (\mathbf{2.7})$$

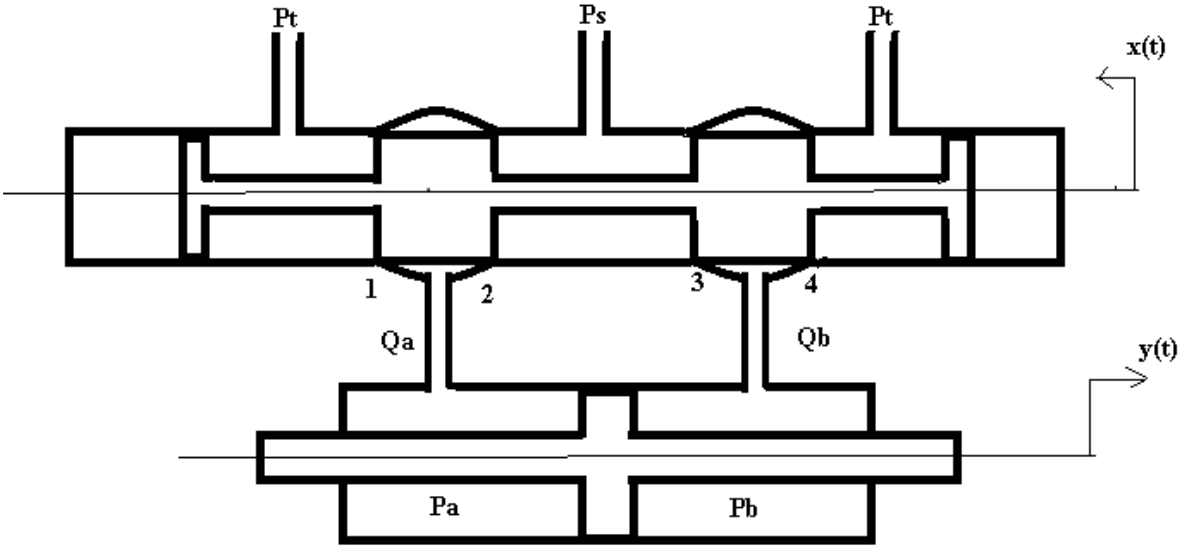
(2.6), **(2.7)**'e göre yeniden düzenlenerek **(2.8)** haline getirilir.

$$Q(t) = K_V . u(t) . \sqrt{\Delta P(t)} \qquad (\mathbf{2.8})$$

Orifis akış denklemi, bir valf açıklığından geçen sıvını**n** debisinin valf üzerinde oluşan basınç düşümüne ve valf sürgüsünün konumuna göre değiştiğini göstermektedir. Valf kazancı orifis akış denklemleri yardımı ile **(2.9)**'daki gibi oluşturulur. İfadedeki $\boldsymbol{Q_N}$ nominal debi, $\boldsymbol{\Delta P}$ nominal debi için tanımlanmış basınç düşümü ve $\boldsymbol{u_{maks}}$ kontrol işaretinin maksimum değeridir.

$$\boldsymbol{K_V = \frac{Q_N}{u_{maks} . \sqrt{\Delta P}}} \qquad (\mathbf{2.9})$$

Tez kapsamında ele alınacak 4 yollu ve 2 konumlu servovalf ve hidrolik silindirin sembolik gösterimi Şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.4: Servovalf ve silindir sembolik gösterimi.

Kontrol işaretinin pozitif değerleri için valf sürgüsü pozitif yönde ilerleyerek bir açıklığı kısarak diğerinin açılmasına sebep olur. Orifis geometrilerinin özdeş olduğu kabul edilirse her iki yönde de özdeş debi değişimi olacaktır. Pozitif yönlü harekette 2 numaralı orifis besleme hattından gelen sıvıyı silindire iletir, hareket sonucu oluşan debi ise 4 numaralı orifis aracılığıyla tank hattına iletilir. Tersi yönde ise 3 numaralı orifis besleme hattından gelen sıvıyı silindire iletir, hareket sonucu oluşan debi ise 1 numaralı orifis aracılığıyla tank hattına iletilir.

Valfin sıfır açıklıklı (zero lap) yapıda olduğu kabul edilecektir. Bu yapıdaki valflerde valf sürgüsü sıfır konumunda iken herhangi bir açıklığı bulunmamakta, bu sebeple üzerinde debi oluşturmamaktadır. Bağlantılı olarak sadece iki adet orifis sıvı doldurma ve boşaltma işlemlerinde kullanılır.

Valfe ait akış denklemleri, orifis akış denklemleri aracılığıyla oluşturulur. Valf sürgüsünün pozitif yönlü hareketi için ilgili orifislerin debi ifadeleri **(2.10)** ve **(2.11)**'de verilmiştir.

$$Q_A = Q_2 = K_V . u(t) . \sqrt{P_S - P_A} \qquad (\mathbf{2.10})$$

$$Q_B = Q_4 = K_V . u(t) . \sqrt{P_B - P_t} \qquad (\mathbf{2.11})$$

Valf sürgüsünün negatif yönlü hareketi için ilgili orifislerin mutlak debi ifadeleri **(2.12)** ve **(2.13)**'de verilmiştir.

$$Q_A = Q_1 = K_V . u(t) . \sqrt{P_A - P_t} \qquad (\mathbf{2.12})$$

$$Q_B = Q_3 = K_V . u(t) . \sqrt{P_S - P_B} \qquad (\mathbf{2.13})$$

Oda basınç düşümleri ve sistem basıncı arasındaki ilişki,

$$P_S = P_A + P_B + P_t \qquad (\mathbf{2.14})$$

şeklindedir.Hidrolik silindire uygulanan debi ve basınç ifadeleri **(2.15)** ve **(2.16)**'da verilmiştir.

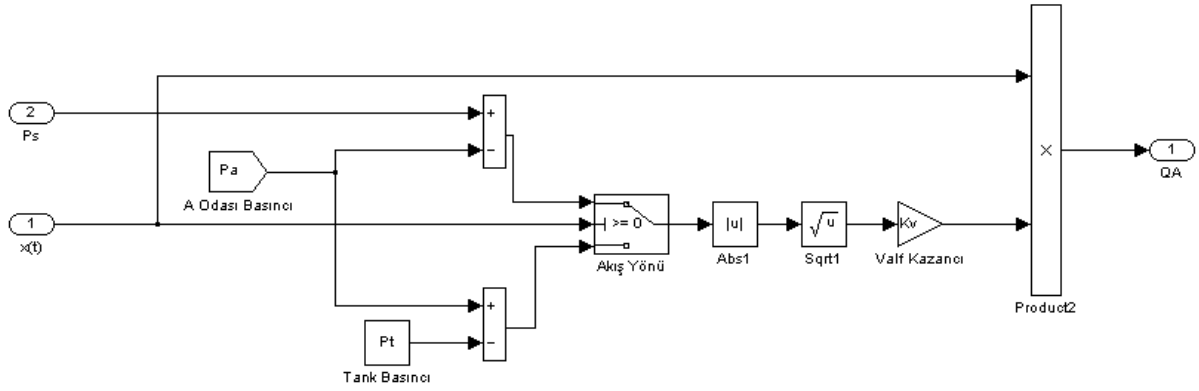
$$Q_L = Q_A = Q_B \qquad (\mathbf{2.15})$$

$$P_L = P_A - P_B \qquad (\mathbf{2.16})$$

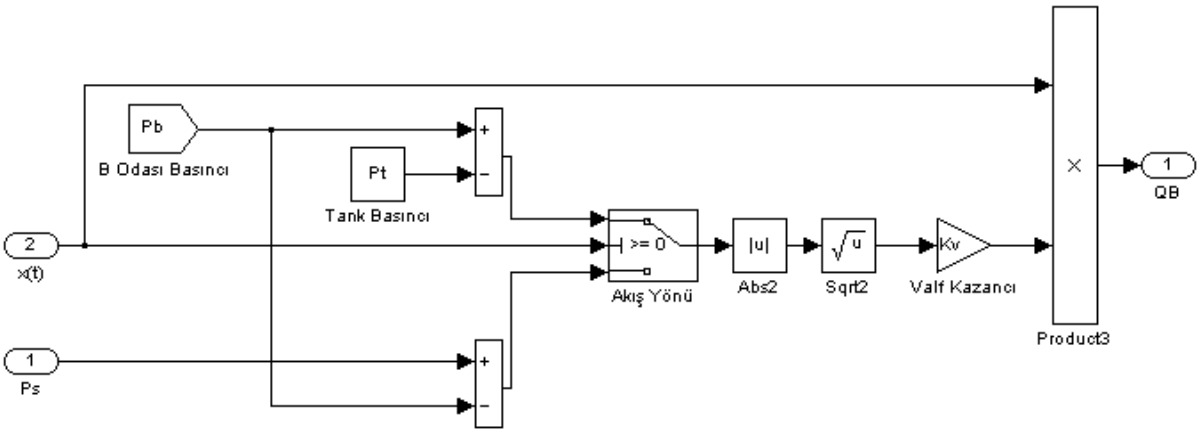
Sonuç olarak, 4 yollu 2 konumlu, sıfır açıklıklı, özdeş bir servovalf için akış denklemi **(2.8)** – **(2.16)** birleştirilerek, **(2.17)**'deki gibi oluşturulmuştur.

$$Q_L(t) = K_V.u(t).\sqrt{\frac{P_S - P_t - |P_L(t)|}{2}} \qquad (\mathbf{2.17})$$

Servovalfe ait akış denklemleri için oluşturulan sayısal benzetimler Şekil 2.5 ve Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.5:A portuna ait akış denklemleri için SIMULINK modeli.



Şekil 2.6:B portuna ait akış denklemleri için SIMULINK modeli.

2.3 Hidrolik Silindirin Matematik Modeli

Hidrolik test sistemlerinde test numunesine gerekli yükleri uygulayan birim hidrolik silindirdir. Hidrolik silindir iki adet odaya sahiptir. Servovalf aracılığıyla yönlendirilen ve debisi ayarlanan sıvı bu odalara dolar ve bu odalardan boşalır.

Basınçlandırılmış sıvı bu odalarda basınç düşümü oluşturur. Test numunesine uygulanacak yük bu odalardaki basınç farkının etkisiyle oluşur. Basıncı yüksek olan akışkan basıncı düşük olan akışkana doğru kuvvet oluşumu sağlar, bu kuvvet Pascal prensibine dayanmaktadır. Bu odalar A ve B odaları olarak adlandırılacaktır. A odasının basıncı (P_A) ve B odasının basıncı (P_B) olmak üzere piston tarafından oluşturulan kuvvet piston alanlarıyla doğru orantılıdır. A odası ve B odası tarafından pistonda oluşturulan kuvvet **(2.18)** ve **(2.19)**'da verilmiştir.

$$F_A = P_A . A_A \tag{2.18}$$

$$F_B = P_B . A_B \tag{2.19}$$

İfadelerdeki A_A ve A_B pistonun ilgili odalarda alanları, F_A ve $F_B$ilgili odalar tarafından pistona uygulanan kuvveti temsil etmektedir. Piston üzerinde oluşan net kuvvet **(2.20)**'de verilmiştir.

$$F_L = F_A - F_B = P_A . A_A - P_B . A_B \tag{2.20}$$

Piston alanlarının eşit ve silindirin çift etkili olduğu kabul edilecektir. Piston üzerinde oluşan ve test numunesine aktarılan net kuvvet **(2.16)** ve **(2.20)** denklemleri kullanılarak **(2.21)**'deki gibi oluşturulur. İfadede görüldüğü gibi bir hidrolik silindirden elde edilen net kuvvetin arttırılması için, besleme basıncının sabit olduğu kabulü ile, piston alanlarının arttırılması gerekmektedir.

$$F_L = P_L . A \tag{2.21}$$

Piston odalarına iletilen basınçlandırılmış sıvı piston konumunun değişmesine neden olur. Odaların hacmi piston hareketi ile büyür veya küçülür. Oda hacimlerinde oluşan hacim farkı hidrolik sıvı tarafından doldurulur veya boşaltılır. Piston hareketinden dolayı oluşan debi, Q_{L_1}, **(2.22)**'de verilmiştir.

$$Q_{L_1} = A . \dot{y} = A . \frac{dy}{dt} \tag{2.22}$$

İfadede $\dot{y}$ile verilen piston hızı arttıkça silindir tarafından tüketilen debi de doğru orantılı olarak artmaktadır. Silindir tasarımında ihtiyaç duyulan net kuvveti sağlamak için piston alanının arttırılması gerekmektedir, ancak piston alanının artışı beraberinde debi artışı da getireceği için daha yüksek kapasiteli hidrolik güç kaynağına ihtiyaç duyulacaktır.

Hidrolik sistemlerde hidrolik sıvının sıkıştırılması eyleyici performansını etkileyen faktörlerden birisidir. Hidrolik odaların rijit olduğunu kabul eder ve odalardan birine bir miktar sıvı zorla ilave edilirse zorlamadan kaynaklı hacim değişimi **(2.23)**'deki gibi olur.

$$dV = \frac{v}{\beta}\, dP_L \qquad (\mathbf{2.23})$$

İfadedeki dV basınç değişimi, v sıkıştırılan hacim, β bulk modülü ve dP de basınç değişimidir.**(2.23)**'ün zamana göre türevi alınır ise sıvı sıkışmasına harcanan debi (Q_{L_2}) elde edilmiş olur.

$$Q_{L_2} = \frac{v}{\beta}.\frac{dP_L}{dt} \qquad (\mathbf{2.24})$$

Bulk modülü bir sıvının sıkıştırılabilirliğini yorumlamada önemli bir faktördür. Hidrolik yağın uygulanan gücü aynen iletmesi istenmektedir, ancak bunun bir kısmı yağın kendi esnemesine harcanmaktadır. Tasarımda yüksek bulk modülüne sahip yapıların tercih edilmesi kontrol kalitesini arttıracaktır. Sıkıştırılan hacim miktarı arttıkça sıvı esnemesine harcanan güç de artacaktır. Silindirin toplam iç hacmine v_t, A odası hacmine v_A,B odası hacmine $v_B$denirse,

$$v_t = v_A + v_B \qquad (\mathbf{2.25})$$

şeklindedir. Sıvı esnemesi için en kötü durum pistonun orta noktada olduğu ve silindir oda hacimlerinin eşit olduğu durumdur. Bu tez kapsamında bu en kötü durum göz önüne alınacaktır. Gerçekte piston konumunun değişimi ile sıkıştırılan hacim de değişmektedir. Bu sebeple **(2.24)**, **(2.26)**'daki gibi revize edilebilir.

$$Q_{L_2} = \frac{1}{2}.\frac{v_t}{\beta}.\frac{dP_L}{dt} \qquad (\mathbf{2.26})$$

Diğer bir yük debisi kaynağı ise yapısal esnemedir. Silindir duvarlarında kullanılan malzeme basınç altında esneme gösterecektir. Sıkıştırılamaz olduğu kabul edilen bir sıvı silindirin bir odasına zorla ilave edilirse oda duvarlarında esneme oluşacak ve oda hacmi artacaktır. Bu hacim sıvı ile dolacaktır. Bir malzemenin yapısal esnekliği elastisite modülü ile ifade edilir. İdeal şartlar altında silindirin duvarının esnememesi istenir, ancak esnemelerden dolayı sistemde güç kaybı oluşacaktır.**(2.27)**'de elastisite modülüne ait tanım verilmiştir.

$$K_E = \frac{dV}{dP} \tag{2.27}$$

Yapısal esneklikten kaynaklanan debi ifadesi (Q_{L_3}), en kötü koşul olan piston oda hacimlerinin eşit olduğu koşul göz önüne alınarak **(2.28)**'deki gibi oluşturulmuştur.

$$Q_{L_3} = \frac{1}{2}.K_E.\frac{dP_L}{dt} \tag{2.28}$$

Hidrolik silindirlerde kullanılan pistonların A ve B odalarını tam olarak ayırması ve arada herhangi bir sıvı geçişi olmaması istenir. Ancak piston yataklamalarından ve deformasyondan kaynaklanan sızıntılar mevcuttur. Bu sızıntılar servovalf tarafından uygulanan debinin bir kısmının sızıntılara harcanmasına sebep olur. Piston sızıntılarından kaynaklanan debi (Q_{L_4}) **(2.29)**'da verilmiştir.

$$Q_{L_4} = C_p.P_L \tag{2.29}$$

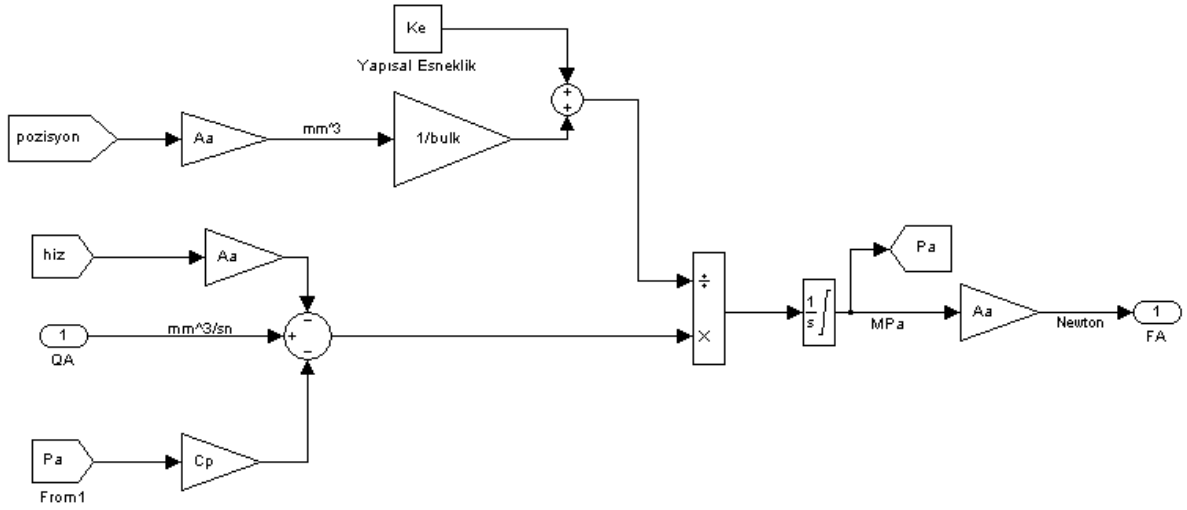
Sonuç olarak, servovalf tarafından hidrolik silindire aktarılan basınçlandırılmış hidrolik yağ piston hareketini sağlayarak hidrolik gücü mekanik güce dönüştürmektedir. Sıvı debisi ağırlıklı olarak hareketten kaynaklanan debi ihtiyacına harcanırken, bunun yanında sıvı sıkışması, yapısal esneklik ve sızıntılara da harcanmaktadır. Hidrolik silindire ait yük debisi ifadesi,

$$Q_L = Q_{L_1} + Q_{L_2} + Q_{L_3} + Q_{L_4} \tag{2.30}$$

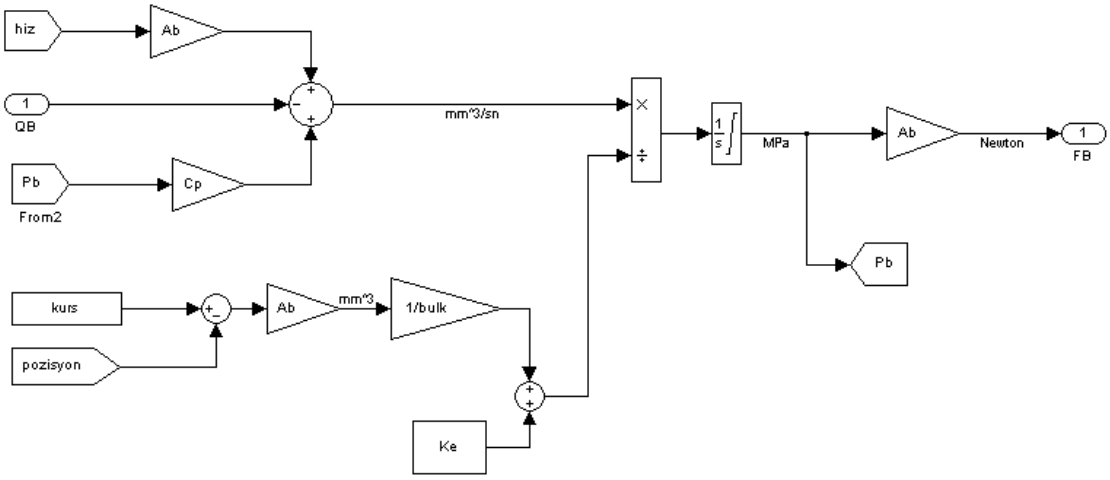
şeklindedir. **(2.22)**, **(2.26)**, **(2.28)**, **(2.29)** ve **(2.30)** kullanılarak toplam yük debisi ifadesi elde edilmiş olur.

$$Q_L = A.\dot{y} + \frac{1}{2}\left(K_E + \frac{v_t}{\beta}\right)\dot{P}_L + C_p.P_L \tag{2.31}$$

Hidrolik silindir odaları için oluşturulmuş MATLAB-SIMULINK modeli Şekil 2.7 ve Şekil 2.8'de verilmiştir.



Şekil 2.7:A odasına ait SIMULINK modeli.



Şekil 2.8:B odasına ait SIMULINK modeli.

2.4 Yükün Matematik Modeli

Hidrolik silindir tarafından oluşturulan kuvvet test edilen numuneye uygulanır. Yük modeli iki alt parçadan oluşmaktadır. İlk parçayı pistonun kendi kütlesini hareket ettirmek için gerekli yükler, ikinciyi test numunesine uygulanan yükler oluşturmaktadır.

Piston kütlesinin hareket ettirilmesi için gerekli kuvvet Newton'un 2. Yasası'ndan yararlanılarak **(2.32)**'deki gibi oluşturulmuştur.

$$F_{L_1} = m_0.\ddot{y} + b.\dot{y} + m_0.g + f_s \qquad (\mathbf{2.32})$$

İfadedeki $g$yerçekimi ivmesini,f_s ise kuru sürtünmeyi temsil etmektedir. Hidrolik silindir performansını belirleyen en önemli faktörlerden birisi kuru sürtünme miktarıdır. Kuru sürtünme miktarı hidrolik silindirin yataklama kalitesini göstermektedir. Özellikle silindirin endüstride yataklama türüne göre üç farklı hidrolik silindir çeşidi vardır; keçe yataklamalı, polimer yataklamalı ve hidrodinamik yataklamalı silindirler. Kuru sürtünme açısından performansı en düşük olan yataklama keçeli yataklamadır. Hidrodinamik yataklamalı silindirler kuru sürtünmeyi ihmal edilebilecek mertebelere düşürmektedir, buna rağmen sistem viskoz sürtünmesi hidrolik contalama sebebi ile artmaktadır. Yük modellenmesinde viskoz sürtünmenin piston kısmında olduğu kabul edilecek ve test numunesindeki viskoz sürtünmeler ihmal edilecektir. Piston ağırlığının sistemin dinamik davranışına doğrudan bir etkisi olmasa da silindirin uyguladığı net kuvvet kapasitesini düşürerek sınırlamaya neden olur.

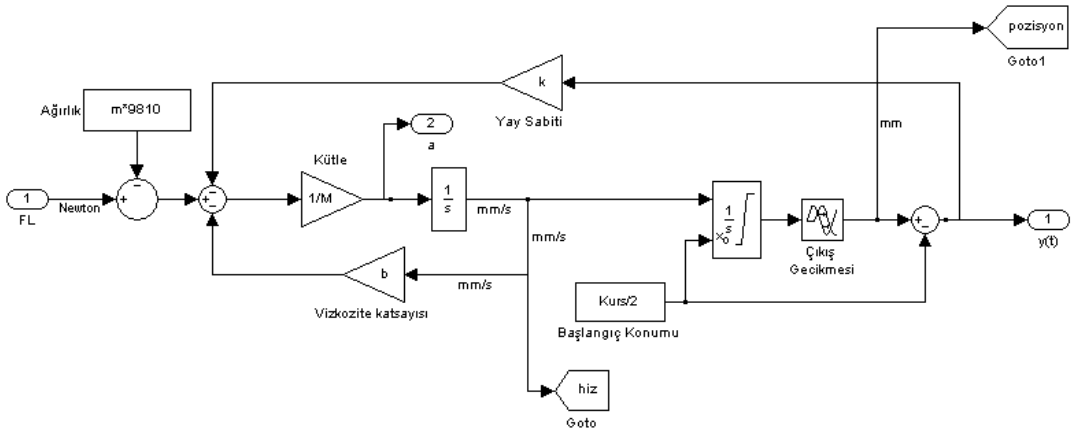
Tüm hidrolik test sistemlerinde esas amaç test edilecek numuneye istenilen yüklerin uygulanmasıdır. Test numunesi için net bir model ortaya koymak zordur. Test edilecek parça çok farklı ürün gruplarında olabilir ve bu parçanın model parametrelerinin belirlenmesi oldukça zordur. Bu tez kapsamında test edilecek parça Şekil 2.1'de de görüldüğü üzere kütle-yay sistemi olarak ele alınacaktır. Tezin kapsamından uzaklaşmamak ve analizi kolaylaştırmak için sistem bu şekilde oluşturulmuştur. **(2.33)**'de test numunesine ait dinamik ifade verilmiştir.

$$F_{L_2} = m_1.\ddot{y} + k.y + m_1.g \qquad (\mathbf{2.33})$$

(2.32) ve **(2.33)** birleştirilerek silindir tarafından oluşturulan kuvvetin yarattığı etki,

$$F_L = F_{L_1} + F_{L_2} = m.\ddot{y} + b.\dot{y} + k.y + m.g + f_S \qquad (\mathbf{2.34})$$

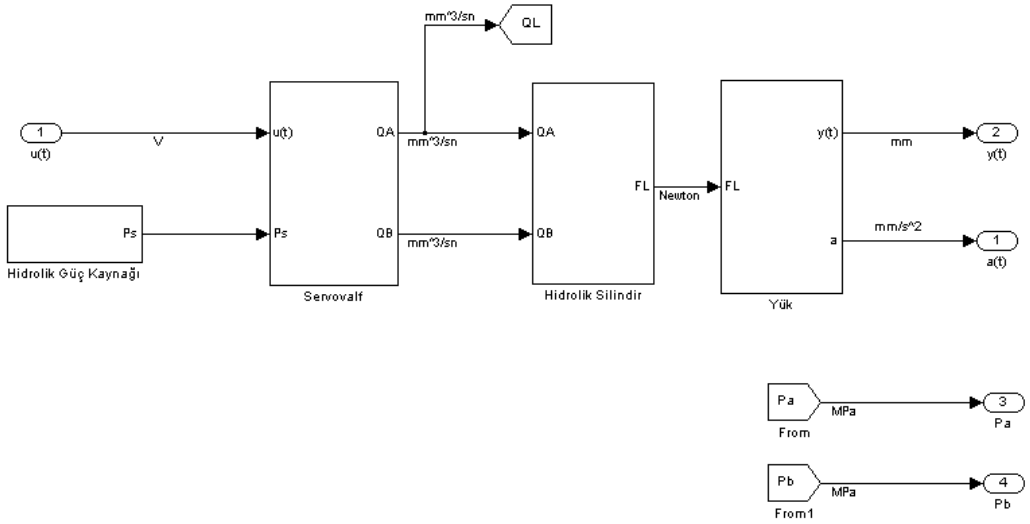
şeklinde oluşturulur. İfadede verilen m piston kütlesi ve test numune kütlelerinin toplamıdır. Yük dinamiği için sayısal benzetim modeli Şekil 2.9'daki gibi oluşturulmuştur. Modelde sürtünme kuvveti, deney setinde kullanılan silindirin hidrodinamik yataklamalı olması sebebi ile ihmal edilmiştir.



Şekil 2.9:Yüke aitSIMULINK modeli.

2.5 Modelin Doğrulanması ve Sonuçlar

Bu bölümde model parametrelerinin belirlenmesi kontrolör tasarımında, tasarımı kolaylaştırmak için ihmal edilecek olan bazı parametreler sayısal benzetimde kullanılarak, uygulamadan önce kontrolör tasarımlarının performansının test edilmesi ve yöntem doğruluğunun tespiti için kullanılacaktır. Gerçek sistemle birebir örtüşmeyeceği bilinse de sayısal benzetim gerçekçi bir tasarıma yardımcı olacaktır. Bu amaçla **(2.1)- (2.34)**'de verilen ifadeler MATLAB- SIMULINK ortamında sayısal benzetime dönüştürülmüştür. Şekil 2.10'da hidrolik test sistemine ait sayısal benzetim modeli verilmiştir. Bu modele ilişkin alt modeller önceki bölümlerde verilmiştir.



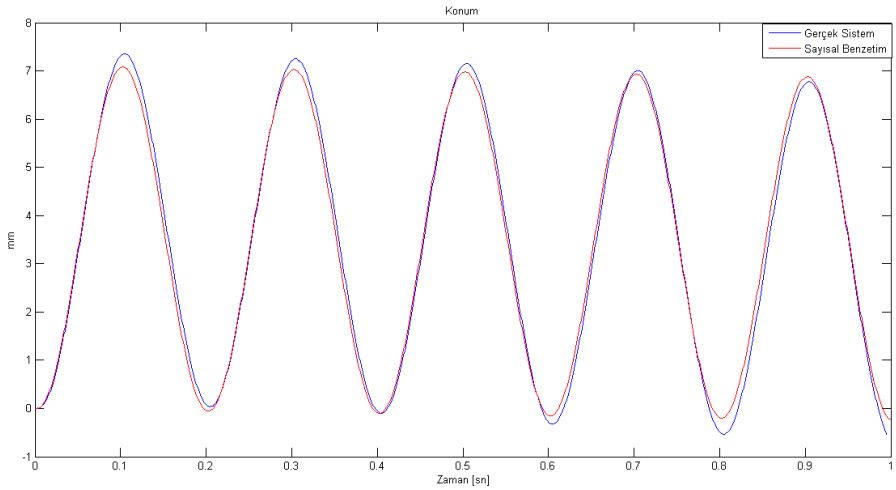
Şekil 2.10: Hidrolik simülatöre ait sayısal benzetim.

Sistem modeline ait parametre değerleri altıncı bölümde detaylarına değinilecek test düzeneğinden yararlanılarak belirlenmiştir. Bazı parametre değerleri teknik dökümanlardan yararlanarak belirlenmiş, bazıları ise sayısal benzetim ve gerçek sistem sonuçlarına göre yaklaşık değerlere atanmıştır. Çizelge 2.2'de parametrelere ait sayısal değerler verilmiştir. Bu değerler kontrolör tasarımında ve sayısal benzetimde kullanılacaktır.

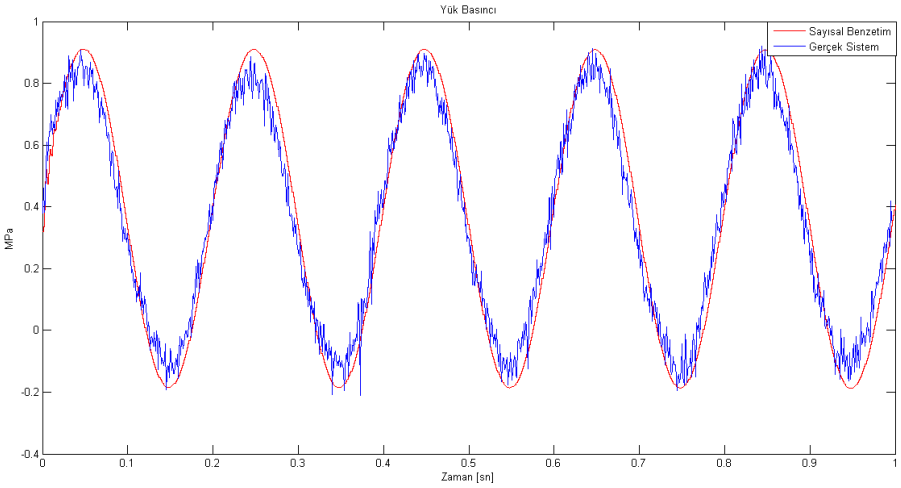
Çizelge 2.2: Model parametrelerine ait sayısal değerler.

Sembol	Sayısal Değer	Birim
P_S	21	MPa
P_t	0.1	MPa
K_V	106900	$mm^3/sn.V$
K_S	1	
τ_S	0.001	sn
A	3063.1	mm^2
m	0.1	ton
K	5	N/mm
B	15	N.sn/mm
β	1800	MPa
v_T	6.5973	mm^3
y_T	120	mm
g	9810	mm/sn^2
Q_{pompa}	90	lt/dak
v_p	0.5	lt
K_E	10	MPa/mm^3
C_P	1190	$mm^3/sn.MPa$

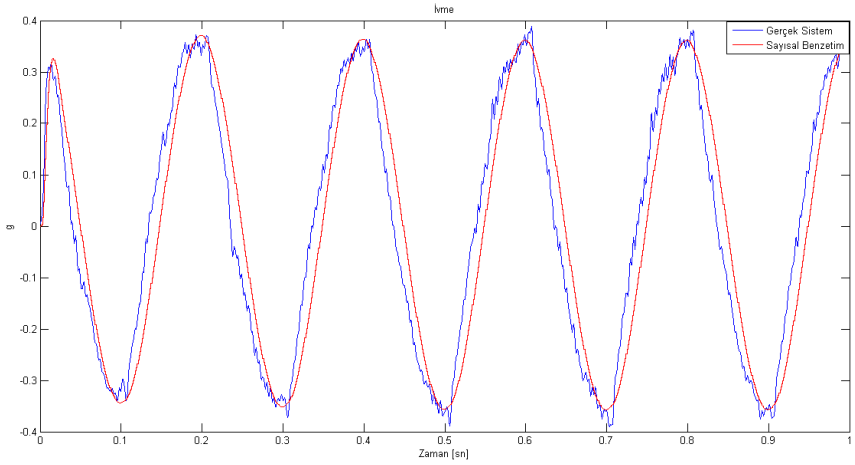
Modelin doğrulanması amacıyla gerçek sisteme ait veriler toplanmış ve sayısal benzetim sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 2.11-Şekil 2.13 gerçek sistem ile karşılaştırmalı sayısal benzetim grafikleri verilmiştir. Valf girişine uygu1anan 1 V tepe genlikli ve 5 Hz frekanslı sinüs işareti için grafikler aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.11: Model doğrulama konum grafiği.



Şekil 2.12: Model doğrulama yük basıncı grafiği.



Şekil 2.13: Model doğrulama ivme grafiği.

Grafiklerden de görüleceği üzere sistemin dinamik denklemleri baz alınarak tasarlanan sayısal benzetim sonuçları yaklaşık olarak örtüşmektedir.

Bu bölümde hidrolik test sistemine ait dinamik denklemler oluşturulmuştur. İlgili dinamik denklemler için sayısal benzetim oluşturulmuş, model parametreleri test düzeneğinde kullanılan ekipmanların bazıları teknik dökümanlardan yararlanılarak belirlenmiş, bazıları da deneysel olarak elde edilmiştir. Gerçek sistem ile sayısal benzetim karşılaştırması yaparak model parametreleri iyileştirilmiş ve gerçekçi bir sayısal benzetim oluşturulmaya çalışılmıştır. Sistem analizi ve kontrolör tasarımını kolaylaştırmak için bazı ihmaller yapılacaktır. İhmal edilecek sistem dinamikleri aşağıda sıralanmıştır.

- Valf eyleyicisi dinamiği
- Hidrolik güç kaynağı dinamiği
- Hidrolik silindir yapısal esnekliği
- Hidrolik silindir sızıntı akışı
- Kuru sürtünme
- Ölü zaman

Yapılan bu ihmaller sonucu önceki bölümde belirtilen dinamik ifadeler tekrar düzenlenecektir. Kontrolör tasarımında kullanılacak dinamik ifadeler **(2.35)-(2.38)**'de verilmiştir.

$$Q_L = K_V.u.\sqrt{\frac{P_S - P_t - |P_L|}{2}} \qquad (\mathbf{2.35})$$

$$Q_L = A.\dot{y} + \frac{1}{2}\left(\frac{v_t}{\beta}\right)\dot{P}_L \qquad (\mathbf{2.36})$$

$$F_L = m.\ddot{y} + b.\dot{y} + k.y + m.g \qquad (\mathbf{2.37})$$

$$F_L = P_L.A \qquad (\mathbf{2.38})$$

Çizelge2.2 ile verilen model parametre değerleri kullanılarak sistemin belirlenen çalışma noktaları etrafındaki transfer fonksiyonu ve geribesleme ile doğrusallaştırma yöntemi ile elde edilen transfer fonksiyonları oluşturulacaktır. Elde edilen transfer fonksiyonları baz alınarak konum kontrolü için ayrık geribeslemeli kontrolör tasarımı yapılacaktır.

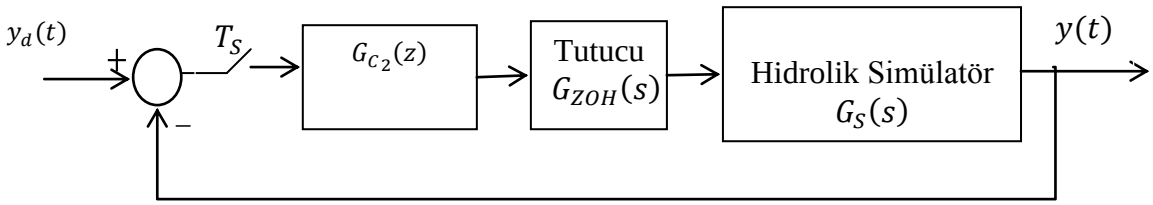
3. KONUM KONTROLÜ I

Bu bölümde hidrolik simülatör için çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış model elde edilerek, bu model baz alınarak hidrolik silindirin konum kontrolü yapılacaktır. Konum kontrolü tez kapsamında ele alınan kontrol yönteminin bir parçasıdır. Literatürde iç döngü olarak ele alınmakta olup genel kontrol performansını etkilemektedir. İç döngünün esas görevi hidrolik silindirin talep edilen konuma en kısa sürede gitmesini sağlamaktır. Geribeslemeli yapısı sebebi ileiç ve dış bozucuların bastırılmasına yardımcı olur. Basınç hattı dalgalılığı, valf kalibrasyon hataları ve numunenin yorulması ile parametrelerinin değişimi gibi bozucu etkileri iç döngü ile mümkün mertebe bastırılmaktadır. Beşinci bölümde detaylandırılacak olan ILC, zaman düzleminde açık çevrim, iterasyon düzleminde kapalı çevrim olduğu [29]'da aktarılmıştır. Yakınsama hızının arttırılması için zaman düzleminde yapılacak bastırma işlemi ILC süreci için harcanacak süreyi de kısaltacaktır.[13]'de iç döngü bant genişliği model temelli ILC bant genişliğini sınırlamadığı, iç döngü bant genişliğinden uzaklaşıldıkça istenilen numune ivmelerine ulaşılabilmek için daha yüksek genlikte konum referans işaretine ihtiyaçduyulduğu belirtilmiştir; aynı çalışmada belirtilen kapalı çevrim performans kriterleri ve deney düzeneği göz önünde bulundurularak tasarım kriterleri belirlenmiştir; kapalı çevrimli sistemin 20Hz bant genişliğini sağlaması ve basamak cevabı için sürekli hal hatalarının sıfır olması istenmektedir.

İkinci bölümde sistem dinamikleri detaylı bir şekilde ortaya koyulmuştur. **(2.35)**'de görüldüğü üzere valf yapısının sisteme eklediği doğrusal olmayan dinamikler mevcuttur. Doğrusal kontrol teorisinin tasarımcılara sunduğu olanaklardan yararlanabilmek için doğrusal olmayan sistemler belirli çalışma noktaları etrafında doğrusallaştırılır. Sistem yapısıdoğrusalmış gibi sistem analizi ve kontrolör tasarımı yapılır. Uygulamada ilgili çalışma noktalarının gözetilmesi durumunda tasarım kriterlerinin yaklaşık olarak sağlandığı görülür.Çalışma noktalarından uzaklaşıldığı takdirde tasarımdan beklenen ölçütlerden de uzaklaşılır. Literatürdeki iç döngü kontrolör tasarımları daha çok sürekli zaman analizi ve kontrolü üzerinde

durmaktadır. Bu tez kapsamında ayrık kontrolör tasarımı yapılacaktır. Mümkün mertebe, sistem parametrik olarak ifade edilmeye çalışılacaktır. Zorunlu olunduğu durumlarda sisteme ait parametrelerin sayısal değerleri kullanılacaktır.

Bu bölümde hidrolik test sistemi için doğrusallaştırılmış model oluşturularak, sisteme ait transfer fonksiyonu elde edilecektir. Elde edilen doğrusal model referans alınarak ayrık geribeslemeli kontrolör tasarımı yapılacaktır. Şekil 3.1'de kontrol sistemine ait blok diyagram verilmiştir.



Şekil 3.1: Konum kontrolü blok diyagramı.

3.1 Sistemin Doğrusal Modeli

Dinamik sistemler, fiziksel sistemlerin matematiksel ifadeleri kullanılarak ifade edilir. Bir sistemin dinamik modeli ifadesi kullanıldığında o sisteme ait değişkenler kullanılarak diferansiyel denklem takımı oluşturulmuştur. Diferansiyel denklemlerin çözümü konusunda matematik dünyası belirli bir birikime sahipse de analitik çözümü mevcut olmayan veya oldukça zor olan diferansiyel denklem türleri mevcuttur. Özellikle doğrusal olmayan diferansiyel denklemlerin çözümü hem matematik hem de mühendislik açısından üzerinde çalışılan alanlardır. Literatürdeki bu eksiklikten dolayı mühendislik çözümleri doğrusal sistemler üzerine yoğunlaşmıştır.

Doğrusal olmayan çok değişkenli bir fonksiyon **(3.1)**'de verilmiştir.

$$f(x_1, x_2) \qquad (\mathbf{3.1})$$

Doğrusal olmayan herhangi bir yapıdaki,$f(x_1, x_2)$ için genel bir çözümün bulunması mümkün değildir. Bunun yerine ilgili fonksiyonun ufak değişimleri için doğrusal fonksiyonlar türetilebilir. Doğrusallaştırma işlemi için kullanılan en yaygın yöntem Taylor serisi açılımıdır. Taylor serisi yöntemi ile **(3.1)** aşağıdaki hale getirilir.

$$f(x_1, x_2) \approx f_0(x_1, x_2) + f_1(x_1, x_2) \ + \cdots + f_n(x_1, x_2) \qquad (\mathbf{3.2})$$

İfadede verilen $f_0(x_1, x_2)$ sıfırıncı mertebeden ,$f_1(x_1, x_2)$ birinci mertebeden, $f_n(x_1, x_2)$ yüksek mertebeden diferansiyel denklemleri ifade etmektedir. Doğrusallaştırma işleminde sıfırıncı ve birinci mertebeden ifadeler kullanılır, yüksek mertebeden ifadelerin çok düşük değerlerde olduğu kabulü ile ihmal edilir. Bu sebeple $f(x_1, x_2)$, **(3.3)** haline getirilebilir.

$$f(x_1, x_2) \approx f_0(x_1, x_2) + f_1(x_1, x_2) \qquad (\mathbf{3.3})$$

Sıfırıncı ve birinci mertebeden ifadeler açılarak **(3.4)** oluşturulur. İfadedeki c ve d, x_1 ve x_2 için tanımlanan çalışma noktalarıdır.

$$f(x_1, x_2) \approx f(c, d) + \frac{\partial f(c, d)}{\partial x_1} . (x_1 - c) + \frac{\partial f(c, d)}{\partial x_2} . (x_2 - d) \qquad (\mathbf{3.4})$$

Doğrusallaştırma işlemi, doğrusal olmayan fonksiyonu bir çalışma noktası referans alarak, fonksiyon değişkenlerinde gerçekleşen sapmalara göre yeni bir doğrusal foksiyona çevirir. Türev operatörü doğrusal olmayan fonksiyonun ilgili noktalardaki eğimini ve/veya değişkenlere hassasiyetini ifade eder.

Servovalfin doğrusal olmayan ifadesini tekrar ele alınırsa, görülecektir ki, yük debisi, kontrol işareti ve yük debisine bağlı olarak değişmektedir. Kareköksel ifadenin yanında iki ayrı değişkenin çarpımsal olarak bir arada olması bu ifadeyi doğrusal olmayan bir fonksiyon haline getirmektedir.

$$Q_L(u, P_L) = K_V . u . \sqrt{\frac{P_S - P_t - |P_L|}{2}} \qquad (\mathbf{3.5})$$

Valf akış denklemi Taylor serisine açılıp, yüksek mertebeden ifadeler ihmal edilerek (3.6) haline getirilir.

$$Q_L(u, P_L) \approx Q_L(u_0, P_{L_0}) + \frac{\partial Q_L(u_0, P_{L_0})}{\partial u} . (u - u_0) + \frac{\partial Q_L(u_0, P_{L_0})}{\partial P_L} . (P_L - P_{L_0}) \qquad (\mathbf{3.6})$$

İfadedeki u_0 ve P_{L_0} , u ve P_L'ye ait çalışma noktalarıdır. Doğrusal olmayan ifade bu çalışma noktalarında doğrusallaştırılacaktır, **(3.5)**'ten yararlanarak **(3.6)** yeniden düzenlenmiştir.

$$Q_L(u,P_L) \approx K_V.u_0.\sqrt{\frac{P_S-P_t-|P_{L_0}|}{2}}+K_V.\sqrt{\frac{P_S-P_t-|P_{L_0}|}{2}}.(u-u_0)$$
$$-\frac{K_V.u_0.0.5}{\sqrt{2.(P_S-P_t-|P_{L_0}|)}}.(P_L-P_{L_0}) \qquad (\mathbf{3.7})$$

Servovalfe ilişkin çalışma noktaları $u_0=0$ ve $P_{L_0}=0$ olarak seçilirse **(3.7)** basitleştirilerek aşağıdaki hale getirilir.

$$Q_L(u,P_L) \approx u.K_V.\sqrt{\frac{P_S-P_t}{2}} \qquad (\mathbf{3.8})$$

İfadede görüldüğü üzere valfe ait akış denklemi doğrusal bir denkleme yaklaştırılmıştır. Bundan sonraki aşamada bu doğrusal denklem kullanılarak sisteme ait transfer fonksiyonu elde edilecek ve bu transfer fonksiyonu baz alınarak doğrusal geribeslemeli kontrolör tasarlanacaktır. Servovalfe uygulanan kontrol işareti giriş, valf debisi (yük debisi) çıkış olmak üzere sistemin sürekli zaman transfer fonksiyonu **(3.9)**' daki gibidir.

$$G_1(s)=\frac{Q_L(s)}{U(s)}=K_1=K_V.\sqrt{\frac{P_S-P_t}{2}} \qquad (\mathbf{3.9})$$

(2.35)- (2.38)'de hidrolik silindir ve yüke ait dinamik denklemler verilmişti. Bu ifadeler birleştirilerek,

$$Q_L=K_2.\ddot{y}+K_3.\ddot{y}+K_4.\dot{y} \qquad (\mathbf{3.10})$$

haline getirilir. İfadedeki katsayı ifadeleri aşağıda verilmiştir.

$$K_2=\frac{1}{2}\left(\frac{v_t}{\beta}\right).\frac{m}{A} \qquad (\mathbf{3.11})$$

$$K_3=\frac{1}{2}\left(\frac{v_t}{\beta}\right).\frac{b}{A} \qquad (\mathbf{3.12})$$

$$K_4=\frac{1}{2}\left(\frac{v_t}{\beta}\right).\frac{m}{A}+A \qquad (\mathbf{3.13})$$

(3.10)'un Laplace transformu alınarak yük debisi sistem girişi ve piston konumu sistem çıkışı olarak sisteme ait transfer fonksiyonu aşağıda verilmiştir.

$$G_2(s) = \frac{Y(s)}{Q_L(s)} = \frac{1}{K_2.s^3 + K_3.s^2 + K_4.s} \qquad (\mathbf{3.14})$$

(3.9) ve **(3.14)** birleştirilerektüm test sistemine ait transfer fonksiyonu **(3.15)**'deki gibi elde edilmiş olur.

$$G_S(s) = G_1(s).G_2(s) = \frac{K_1}{s.(K_2.s^2 + K_3.s + K_4)} \qquad (\mathbf{3.15})$$

Transfer fonksiyonu açık halde yazılarak tüm parametreler cinsinden aşağıdaki hale gelir.

$$G_S(s) = \frac{\left(K_V.\sqrt{\frac{P_S - P_t}{2}}.\frac{2.A.\beta}{v_t.m}\right)}{s.\left[s^2 + \left(\frac{b}{m}\right).s + \left(\frac{k}{m} + \frac{A^2.\beta}{v_t.m}\right)\right]} \qquad (\mathbf{3.16})$$

Çizelge 2.2 ile verilen parametre değerleri kullanılarak sürekli zamanlı sistemin transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir.

$$G_S(s) = \frac{2{,}476.10^8}{s.(s^2 + 150.s + 2{,}194.10^6)} \qquad (\mathbf{3.17})$$

3.2 Kontrolör Tasarımı

Bu bölümde, elde edilen sürekli zamanlı transfer fonksiyonu üzerinden geribeslemeli ayrık kontrolör tasarımı yapılacaktır. İlk olarak sürekli zamanlı transfer fonksiyonu z- dönüşümü ile ayrıklaştırılacak ve sisteme ait ayrık transfer fonksiyonu elde edilecektir. Daha sonra ayrık transfer fonksiyonu baz alınarak ayrık kontrolör tasarımı gerçekleştirilecektir. Son olarak elde edilen kontrolör MATLAB ortamında hazırlanan sayısal benzetim üzerinde denenecek ve sonuçlar irdelenecektir.

Geribeslemeli kontrolör ayrık zamanlı olacaktır, örnekleme zamanı (T_S), 0.001 saniye olarak seçilmiştir. Sıfırıncı mertebeden tutucu transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir.

$$G_{ZOH}(s) = \frac{1 - e^{-0.001s}}{s} \qquad (\mathbf{3.18})$$

(3.15) ve **(3.18)** birleştirilerek tutuculu sistemin sürekli zamanlı transfer fonksiyonu parametrik olarak,

$$G(s) = G_{ZOH}(s).G_S(s) = \frac{K_1.(1 - e^{-0.001s})}{s^2.(K_2.s^2 + K_3.s + K_4)} \qquad (\mathbf{3.19})$$

haline gelir. **(3.19)** ile verilen sürekli zamanlı transfer fonksiyonunda, Çizelge 2.2 ile verilen parametre değerleri kullanılmış ve Z-dönüşümü uygulanarak ayrıklaştırılmıştır. Ayrık zamanlı transfer fonksiyonu **(3.20)**'de verilmiştir.

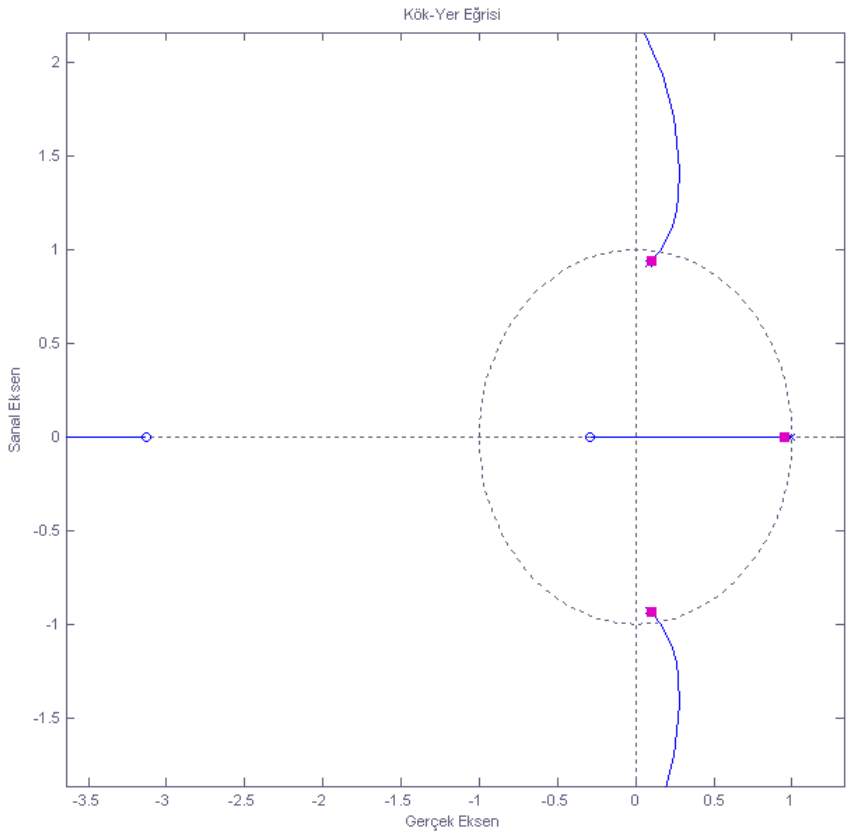
$$G(z) = Z\{G(s)\} = \frac{0{,}113.z^2 + 0{,}39.z + 0{,}001}{z^3 - 0{,}169.z^2 + 1{,}03.z - 0{,}86} \qquad (\mathbf{3.20})$$

Sistemin açık çevrim kutup ve sıfırları **(3.21)** ve **(3.22)**'de verilmiştir.

$$p_{0,1} = 0{,}084 \pm 0{,}924.j \ , \ p_2 = 1 \qquad (\mathbf{3.21})$$

$$z_0 = -3{,}129 \ , \ z_1 = -0{,}295 \qquad (\mathbf{3.22})$$

Şekil 3.2'de sisteme ait kök- yer eğrisi grafiği verilmiştir.



Şekil 3.2: Doğrusallaştırılmış model için ayrık zamanlı kök-yer eğrisi grafiği.

Sistem modelini daha düşük mertebeden bir modele indirgemek ve tasarımı kolaylaştırmak amacıyla sisteme ait p_2 kutbu hariç diğer kutup ve sıfırlar ihmal edilecektir. İhmal edilecek kutup ve sıfır yapısı aşağıda verilmiştir.

$$G_{ihmal}(z) = \frac{(z + 3{,}129)\ (z + 0{,}2956)}{z^2 - 0{,}169.z + 0{,}8607} \qquad (\mathbf{3.23})$$

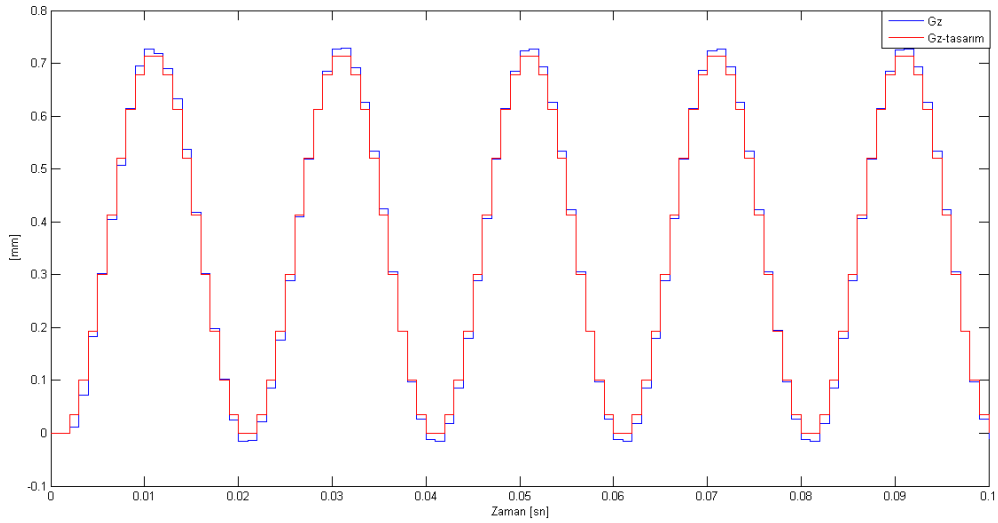
İhmal edilen kutup ve sıfırların sistemin sürekli hal davranışına etkisi son değer teoreminden yararlanılarak belirlenmiştir.

$$e_{ee_ihmal} = \lim_{z\to 1} G_{ihmal}(z) = \lim_{z\to 1}\left(\frac{(z + 3{,}129)\ (z + 0{,}2956)}{z^2 - 0{,}169.z + 0{,}8607}\right) = 3{,}163 \ (\mathbf{3.24})$$

Yapılan ihmalin sürekli hal cevabına etkisi, sistem kazancı ile çarpılarak sürekli hal hataları elimine edilmiş olur. Sonuç olarak indirgenmiş ve tasarımda kullanılacak sistem modeli aşağıda verilmiştir.

$$G_{tasarım}(z) = \frac{K_1.e_{ee_ihmal}}{z - 1} = \frac{0{,}113}{z - 1} \qquad (\mathbf{3.25})$$

Orijinal ve indirgenmiş açık çevrim sistem modelleri için sinüs testi uygulanmış ve sonuçlar Şekil 3.3'de verilmiştir. Görüldüğü üzere yapılan ihmal dinamik davranışta marjinal bir etkiye neden olmamıştır.



Şekil 3.3: Model indirgeme sinüs testi.

Kontrolör tasarımı için ele alınacak transfer fonksiyonu oluşturulmuştur. Görüldüğü üzere sistem birinci mertebeden sistem olarak ele alınacaktır. Tasarım kriterleri, önceki bölümlerde belirtilmişti. Geribeslemeli kontrolörden beklenen, kapalı çevrimli sistemde 20Hz (125,6 rad/sn) bant genişliğinin sağlanmasıdır. Sistem z=1'de bir adet kutbu olduğu için basamak referans için sürekli hal hatası sıfırdır. Bu sebeple P tipi bir kontrolör beklenen performans için yeterlidir. Birinci mertebe bir

sisteme ait zaman sabiti (τ) ile sistem bant genişliği (BG) arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir.

$$\tau = \frac{1}{BG} = \frac{1}{125{,}6} \approx 0{,}008 \qquad (\mathbf{3.26})$$

Sistemin bu bant genişliğini sağlaması için gerekli sürekli zaman sistem kutbu **(3.27)**'de verilmiştir.

$$s_d = -\frac{1}{\tau} = -125{,}6 \qquad (\mathbf{3.27})$$

Tasarım ve uygulama ayrık zamanda yapılacağı için s_d, z-düzlemine aktarılarak istenen ayrık zaman sistem kutbuna (z_d) ulaşılmış olur.

$$z_d = e^{s_d \cdot T_s} = e^{-0{,}1256} = 0{,}882 \qquad (\mathbf{3.28})$$

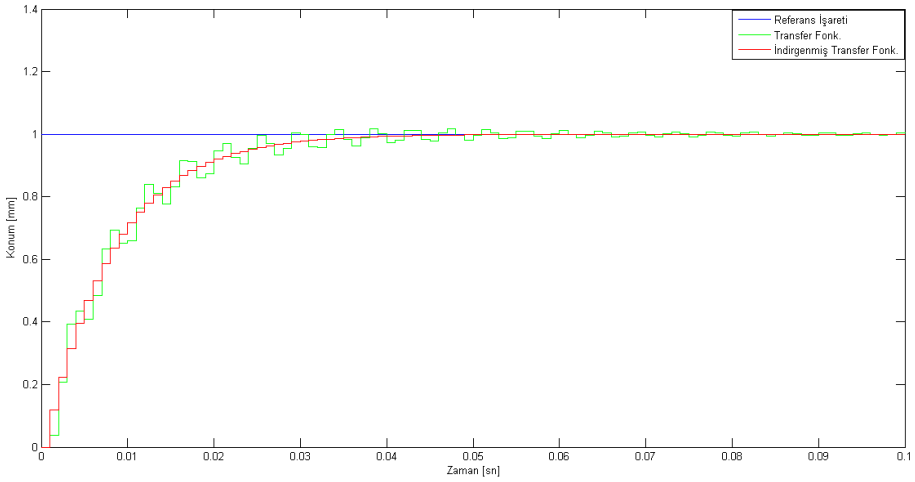
İstenen sistem kutbunun sağlanabilmesi için gerekli P tipi kontrolör kazancı kapalı çevrimli sistemler için karakteristik polinomlar,

$$z - 1 + 0{,}113.K_{P1} = z - 0{,}882 \qquad (\mathbf{3.29})$$

şeklinde eşitlenir ve sonuç olarak, hidrolik simülatör için, doğrusallaştırılmış sistem modeli referans alınarak tasarlanan P tipi geribeslemeli kontrolör aşağıdaki gibidir.

$$G_{C_1}(z) = K_{P1} = 1.05 \qquad (\mathbf{3.30})$$

Kapalı çevrimli sistemin birim basamak cevabı Şekil 3.4'de verilmiştir.

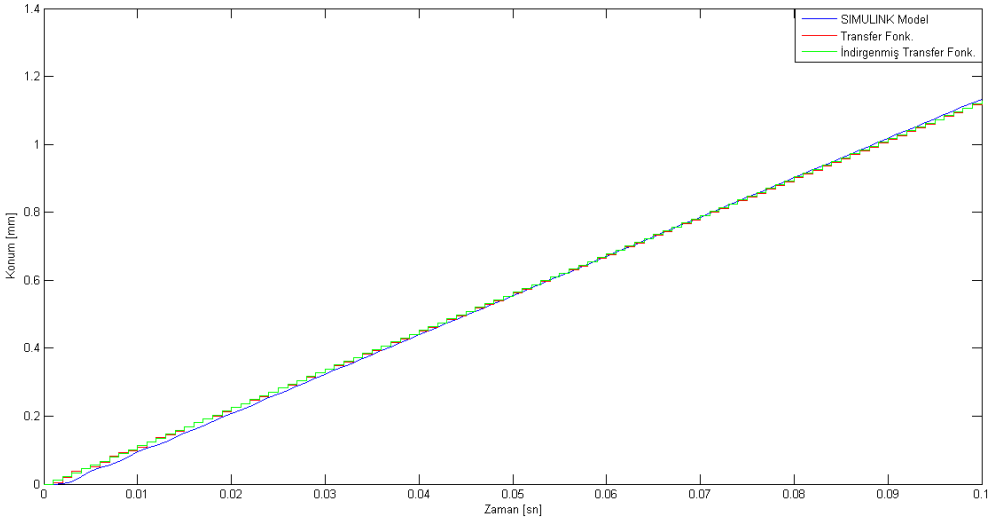


Şekil 3.4: Doğrusallaştırılmış model için konum kontrolü birim basamak yanıtı.

Bu bölümde doğrusallaştırılmış model üzerinden ayrık geribeslemeli kontrolör tasarlanmıştır. Çeşitli ihmaller yapılarak model indirgenerek düşük mertebeden bir model haline getirilmiştir. Bir sonraki bölümde tasarlanan kontrolör sayısal benzetim üzerinde denenecek ve sonuçlar irdelenecektir.

3.3 Sayısal Benzetim ve Sonuçlar

Bu bölümde, bir önceki bölümde tasarımı yapılan kontrolör sayısal benzetim üzerinde denenecek ve sonuçlar irdelenecektir. İlk olarak açık çevrim sistem transfer fonksiyonları ile açıkçevrim SIMULINK modelleri karşılaştırılacaktır. Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'dadoğrusallaştırma aşamasında belirlenen çalışma noktalarına ($u_0 = 0$ ve $P_{L_0} = 0$) yakın ve uzak değerlerin elde edilebilmesi için 0,1 V ve 10 V genlikli basamak işareti uygulanması sonucu elde edilen konum değerleri verilmiştir.

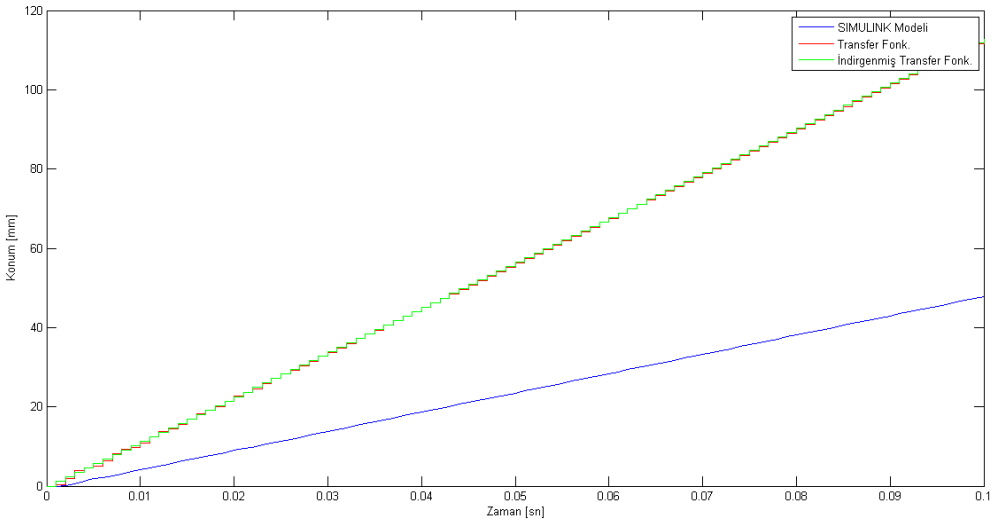


Şekil 3.5:Açık çevrim sistem modeli ve SIMULINK modeli karşılaştırması- 1.

Şekillerde sistemin doğrusal olmayan yapısının etkisi görülmektedir. SIMULINK'te hazırlanan sayısal benzetim ile bu sistem için çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış modeller arasındaki hata çalışma noktalarından uzaklaştıkça artmaktadır.

Sistemin sayısal benzetimi ihmal edilen sistem parametrelerini ve ihmal edilen doğrusal olmayan dinamikleri içerdiğinden gerçeğe yakın bir sınama imkanı sunacaktır. MATLAB- SIMULINK'te hazırlanan ve detaylarına ikinci bölümde değinilen sayısal benzetim kapalı çevrime alınmıştır. Çalışma bölgesi etrafında

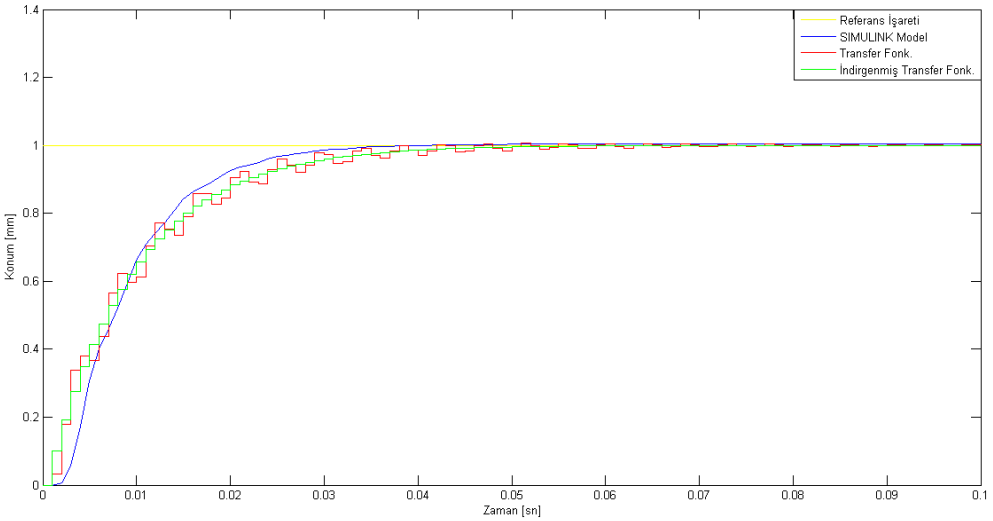
doğrusallaştırılmış matematiksel modeller temel alınarak tasarlanan kontrolörlerin performansları SIMULINK'te oluşturulan sayısal benzetim üzerinde denenmiş, aynı referans işaretleri tasarımda kullanılan transfer fonksiyonları kapalı çevrime alınarak uygulanmıştır. Şekil 3.6'da kapalı çevrim sistemlerinin cevapları birim basamak referans işareti için verilmiştir.



Şekil 3.6: Açık çevrim sistem modeli ve SIMULINK modeli karşılaştırması- 2.

Yapılan testler sonucunda tasarlanan kontrolörün tasarım kriterlerini sayısal benzetimde büyük ölçüde sağladığı görülmüştür. Sayısal benzetimdeki bozulmalar yapılan ihmallerden ve doğrusallaştırmadan kaynaklanmaktadır. Tüm parametrelerin tasarımda kullanılması kontrolör mertebesini arttıracağı ve tasarımı zorlaştıracağı için optimum çözümün P tipi kontrolör olduğu düşünülmektedir. Piston hareketi ile bağlantılı sıvı akışı sisteme integratör ekleyerek sürekli hal hatasının sıfırlanmasına sebep olmuştur.

Sonuç olarak, doğrusallaştırılmış sistemin matematik modeli kullanılarak sisteme ait transfer fonksiyonu oluşturulmuş, oluşturulan transfer fonksiyonu indirgenerek kontrolör tasarımı için daha uygun bir transfer fonksiyonu elde edilmiş ve P tipi ayrık geribeslemeli kontrolör tasarlanmıştır. Açık çevrim SIMULINK modeli ve sistem transfer fonksiyonları çalışma noktalarına yakın ve uzak olacak şekilde iki farklı basamak testi uygulanmış ve sistemin doğrusal olmayan yapısı gözlenmiştir. Tasarlanan kontrolör, SIMULINK modeli ve transfer fonksiyonları kapalı çevrime alınarak uygulanmış ve tasarım kriterlerine yakın bir sonuç elde edilmiş ve sonuçlar aktarılmıştır.

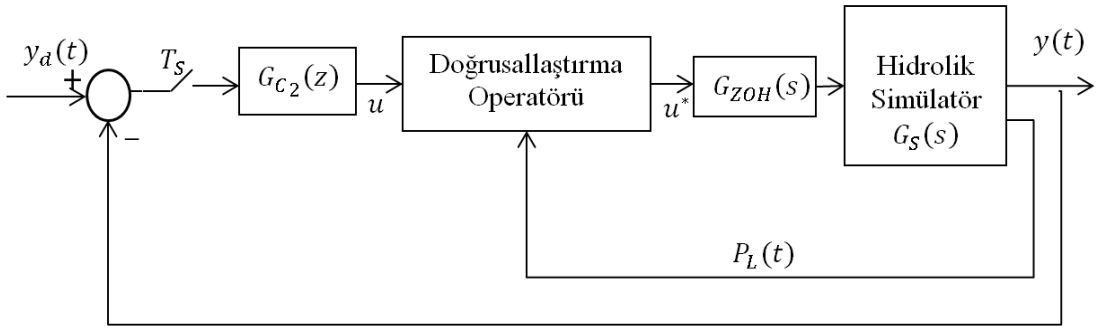


Şekil 3.7: Konum kontrolü I basamak cevabı.

4. KONUM KONTROLÜ II

Bu bölümde hidrolik simülatör, geribesleme ile doğrusallaştırma yöntemi ile doğrusallaştırılarak, bu model üzerinden konum kontrolörü tasarlanacaktır. Geribesleme ile doğrusallaştırmalı konum kontrolü tez kapsamında önerilen kontrol şemasının altbaşlığını oluşturmaktadır. Tez kapsamında iç döngüde geribesleme ile doğrusallaştırılmış model üzerinden tasarlanmış kontrolör kullanılarak çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış model üzerinden tasarlanan kontrolör ile karşılaştırılacaktır.

Üçüncü bölümde doğrusal olmayan sistem modeli belirlenen çalışma noktaları etrafında doğrusallaştırılarak, doğrusal sistem modeli ve transfer fonksiyonu elde edilmişti. Bu bölümde servovalfin doğrusal olmayan yapısı geribesleme ile doğrusallaştırma ile elimine edilerek, sistem görece doğrusallaştırılacaktır. Elde edilen doğrusal model için bir önceki bölümde kullanılan tasarım kriterleri ve yöntemi kullanılarak geribeslemeli ayrık kontrolör tasarlanacaktır. Kontrolör performansının tespiti için MATLAB-SIMULINK'te hazırlanmış sayısal benzetim kullanılacaktır. Şekil 4.1'de geribesleme ile doğrusallaştırmalı konum kontrolüne ait blok diyagram verilmiştir.



Şekil 4.1: Geribesleme ile doğrusallaştırmalı konum kontrolü blok diyagramı.

4.1 Geribesleme ile Doğrusallaştırma

Bu bölümde geribesleme ile doğrusallaştırma yöntemi ile valf karakteristiğinin doğrusallaştırılması üzerinde durulacaktır. İkinci bölümde değinilen sistem modellemesi aşamasında servovalfe ait dinamik ifade **(2.35)** ile verilmişti. Doğrusal olmayan valf modeli geribesleme ile doğrusallaştırma kullanılarak doğrusallaştırılacaktır.

[30]'da geribesleme ile doğrusallaştırma modeli bilinen bir sistemin giriş/çıkışına çeşitli matematiksel işlemlerin uygulanması ile sistem modelinin doğrusalmış gibi ele alınması işlemi oluğu ifade edilmektedir. Yapılan işlemler sistemin ilgili doğrusal olmayan dinamiklerini elimine ederek, sistem modelini doğrusal hale getirir.

İkinci bölümde hidrolik simülatörlerin modellenmesi üzerinde durulmuştu. **(2.35)** ile verilen valfe ait dinamik denklem aşağıdaki gibi revize edilmiştir.

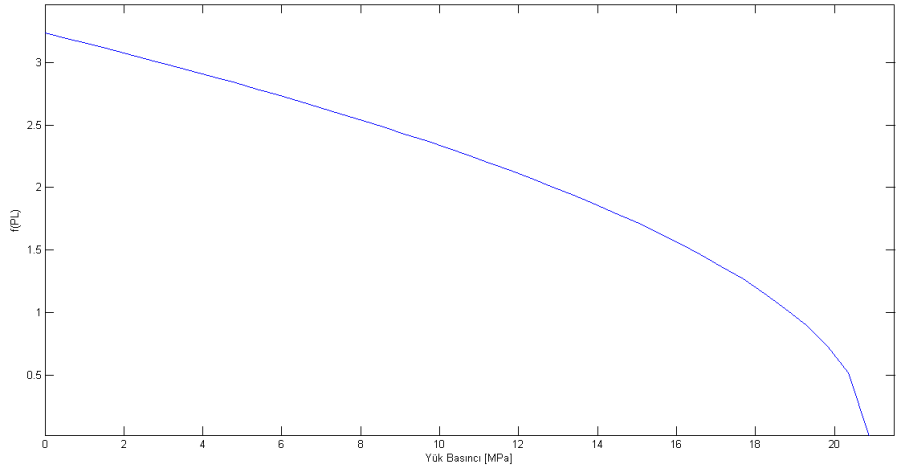
$$Q_L(u^*, P_L) = K_V . u^*(t) . \sqrt{\frac{P_S - P_t - |P_L(t)|}{2}} \qquad (\mathbf{4.1})$$

İfadede verilen $u^*(t)$ manipüle edilmiş kontrol işaretidir. Kontrolör çıkışı $u(t)$ ile valf çıkışı $Q_L(u^*, P_L)$ arasında doğrusal bir ilişki kurulması için $u(t)$'ye çeşitli matematiksel işlemler uygulanarak $u^*(t)$ oluşturulur .**(4.1)** yeniden düzenlenirse,

$$Q_L(u, P_L) = K_V . u^*(t) . f(P_L) \qquad (\mathbf{4.2})$$

İfadede verilen $f(P_L)$ modele ait doğrusal olmayan fonksiyondur. Aşağıda görüldüğü gibi yük basıncına bağlı ve doğrusal olmayan bir yapıya sahiptir. Şekil 4.2'de yük basıncına bağlı olarak $f(P_L)$'nin değişimi görülmektedir, görüleceği üzere yük basıncı artımı ile ilgili fonksiyonun değeri doğrusal olmayan bir yapıda değişmektedir.

$$f(P_L) = \sqrt{\frac{P_S - P_t - |P_L(t)|}{2}} \qquad (\mathbf{4.3})$$



Şekil 4.2: Yük basıncına bağlı $f(P_L)$ değişimi.

Manipüle edilmiş kontrol işareti $u^*(t)$, **(4.4)**'deki gibi seçilir ise beklenen doğrusallık sağlanmış olur.

$$u^*(t) = \frac{u(t)}{f(P_L)} \quad , \qquad f(P_L) \neq 0 \tag{4.4}$$

(4.4) ile verilen ifade **(4.2)**'de yerine konulursa,

$$Q_L(u) = K_V . u(t) \tag{4.5}$$

şeklinde sistem doğrusal olarak ifade edilebilir.Valfe fiziksel olarak uygulanan kontrol işaretinin $u^*(t)$ olduğu unutulmamalıdır, kontrol işaretine ait saturasyon bu aşamada dikkate alınmalıdır, aksi halde gerçekleme aşamasında sıkıntılar yaşanır. Modelleme esnasında yapılan ihmallerden birisi valf sürgüsü dinamiğidir, valf sürgüsü dinamiğine ait ihmal edilen dinamik aşağıdaki gibidir.

$$G_V(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{K_S}{\tau_S . s + 1} \tag{4.6}$$

Yapılan ihmal, geribesleme ile doğrusallaştırma esnasında belirli bir hatanın oluşmasına sebebiyet verecektir. Diğer bir hata kaynağı ise örneklemeden kaynaklanacak hatalardır. Geribesleme ile doğrusallaştırılmış sistemin modellenmesi sürekli zamanda yapılacakken, geribesleme ile doğrusallaştırma işlemi ayrık zamanda uygulanacaktır.$u^*(t)$, **(4.7)**'de verilen durumda tanımsızdır. Fiziksel olarak böyle bir durumun oluşması mümkün olmadığından uygulamada problem

oluşturmayacaktır, tüm sistem basıncının yüke uygulanması mümkün değildir, iletim hattı ve valf üzerinde basınç düşümleri oluşması kaçınılmazdır.

$$f(P_L) = 0 \tag{4.7}$$

(4.8)'de sistem girişi $u$ve sistem çıkışı Q_L olmak üzere geribesleme ile doğrusallaştırılmış valfe ait transfer fonksiyonu $G_{1_{lin}}(s)$ aşağıdaki gibidir.

$$G_{1_{lin}}(s) = \frac{Q_L(s)}{U(s)} = K_V \tag{4.8}$$

Üçüncü bölümde elde edilen **(3.14)**'te verilen $G_2(s)$ transfer fonksiyonunda bir değişiklik oluşmadığı için hidrolik simülatörünün modellenmesinde tekrar kullanılacaktır. Sistem girişi $u(t)$ ve sistem çıkışı $y(t)$ olmak üzere, geribesleme ile doğrusallaştırılmış hidrolik simülatöre ait transfer fonksiyonu ($G_{S_{lin}}(s)$) **(4.9)**'da verilmiştir.

$$G_{S_{lin}}(s) = G_{1_{lin}}(s).G_2(s) = \frac{K_V}{s.(K_2.s^2 + K_3.s + K_4)} \tag{4.9}$$

Transfer fonksiyonu açık halde yazılarak tüm parametreler cinsinden aşağıdaki hale gelir.

$$G_S(s) = \frac{\left(K_V.\frac{2.A.\beta}{v_t.m}\right)}{s.\left[s^2 + \left(\frac{b}{m}\right).s + \left(\frac{k}{m} + \frac{A^2.\beta}{v_t.m}\right)\right]} \tag{4.10}$$

Çizelge 2.2 ile verilen parametre değerleri kullanılarak sürekli zaman sistemin transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir.

$$G_S(s) = \frac{7{,}658.10^7}{s.(s^2 + 150.s + 2{,}194.10^6)} \tag{4.11}$$

4.2 Kontrolör Tasarımı

Bu bölümde geribesleme ile doğrusallaştırma yapılmış hidrolik simülatör için geribeslemeli ayrık kontrolör tasarımı yapılacaktır. İlk olarak sistem modeli ayrıklaştırılacak, elde edilen ayrık model üzerinden ayrık kontrolör tasarımı

yapılacaktır. **(3.18)**'de verilen sıfırıncı mertebeden tutucu modeli sistem modeline eklenerek **(4.12)**oluşturulur.

$$G_{lin}(s) = G_{ZOH}(s).G_{S_{lin}}(s) = \frac{K_V.(1-e^{-0.001s})}{s^2.(K_2.s^2+K_3.s+K_4)} \qquad (\mathbf{4.12})$$

(4.12) ile verilen sürekli zaman transfer fonksiyonu Z-dönüşümü uygulanarak ayrıklaştırılmıştır. Ayrık zamanlı transfer fonksiyonu **(4.13)**'de verilmiştir.

$$G_{lin}(z) = Z\{G_{lin}(s)\} = \frac{0{,}035.z^2+0{,}122.z+0{,}033}{z^3-0{,}169.z^2+1{,}03.z-0{,}86} \qquad (\mathbf{4.13})$$

Açık çevrim sistemin kutup sıfır yerleşimi üçüncü bölümde elde edilen kutup sıfır yapısı ile aynıdır. Geribesleme ile doğrusallaştırma ile sadece sistemin açık çevrim kazancı değişmiştir, bu yüzden üçüncü bölümde **(3.21)** ve **(3.22)** ile verilen kutup sıfır yapısı baz alınacaktır, sistemin kök-yer eğrisi Şekil 3.2 ile benzerdir, tek farklılık ileri yol kazancındır, bu yüzden tekrar kök yer eğrisi ele alınmayacaktır. Sistem modelini daha düşük mertebeden bir modele indirgemek ve tasarımı kolaylaştırmak amacıyla sisteme ait p_2 kutbu hariç diğer kutup ve sıfırlar ihmal edilecektir. İhmal edilecek kutup ve sıfır yapısı **(3.23)** ile verilmiş, yapılacak ihmale ait sürekli hal etkisi **(3.24)** ile hesaplanmıştı. Sonuç olarak tasarımda kullanılacak model, $G_{tasarım_{lin}}(z)$, sürekli hal etkisinin ileri yol kazancı olarak sisteme eklenmesi ile **(4.14)**'teki gibi oluşturulur

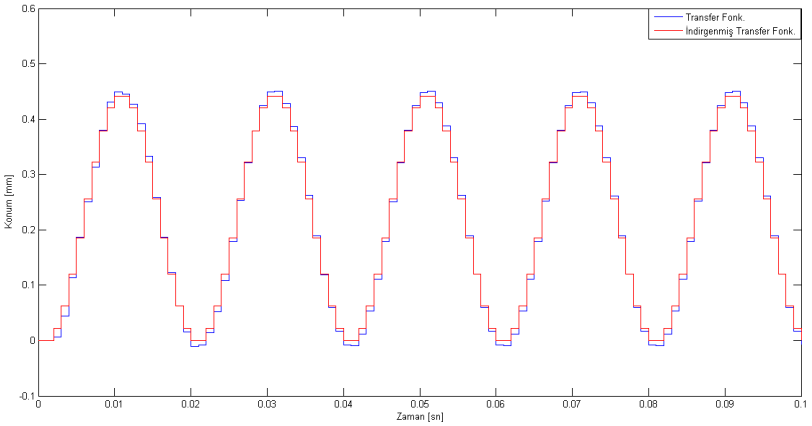
$$G_{tasarım_{lin}}(z) = \frac{K_V.e_{ee_ihmal}}{z-1} = \frac{0{,}035}{z-1} \qquad (\mathbf{4.14})$$

Orijinal ve indirgenmiş açık çevrim sistem modelleri için sinüs testi uygulanmış ve sonuçlar Şekil 4.3'de verilmiştir. Görüldüğü üzere yapılan ihmal dinamik davranışta marjinal bir etkiye neden olmamıştır.

Kontrolör tasarımı için ele alınacak transfer fonksiyonu oluşturulmuştur. Görüldüğü üzere sistem birinci mertebeden sistem olarak ele alınacaktır. Tasarım kriterleri, üçüncü bölümde ele alınan tasarım kriterleri ile aynıdır, tasarım kriterlerine göre belirlenmiş z-düzleminde kapalı çevrimli sistemin sahip olması istenen kutup **(3.28)** ile verilmişti, buna göre kapalı çevrim karakteristik polinom eşitliği **(4.14)** göz önüne alınarak aşağıdaki gibi oluşturulmuştur.

İstenen sistem kutbunun sağlanabilmesi için gerekli P tipi kontrolör kazancı (K_{P2}), **(4.15)** kullanılarak belirlenir.

$$z - 1 + 0{,}035.K_{P2} = z - 0{,}882 \qquad (\mathbf{4.15})$$

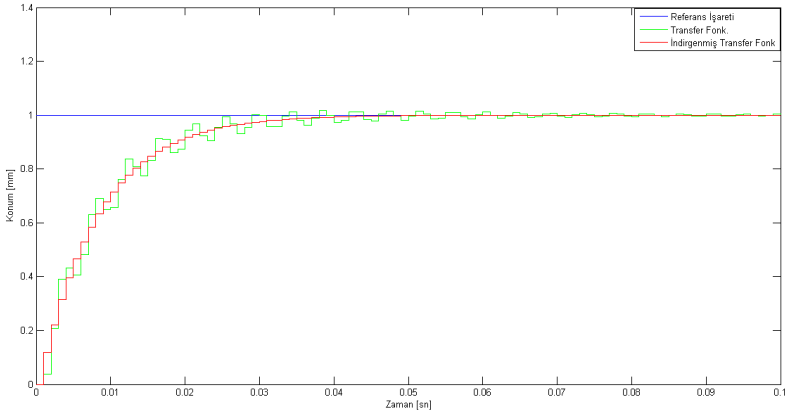


Şekil 4.3: Model indirgeme sinüs testi- geribesleme ile doğrusallaştırmalı.

Sonuç olarak, geribesleme ile doğrusallaştırılmış hidrolik simülatör için tasarlanan P tipi geribeslemeli kontrolör aşağıdaki gibidir.

$$G_{C_2}(z) = K_{P2} = 3{,}37 \qquad (\mathbf{4.16})$$

Kapalı çevrimli sistemin birim basamak cevabı Şekil 4.4'de verilmiştir. Bu bölümde geribesleme ile doğrusallaştırılmış model üzerinden ayrık geribeslemeli kontrolör tasarlanmıştır. Çeşitli ihmaller yapılarak tasarım kolaylaştırılmıştır. Bir sonraki bölümde tasarlanan kontrolörün sayısal benzetim üzerinde denenecek ve sonuçlar irdelenecektir.

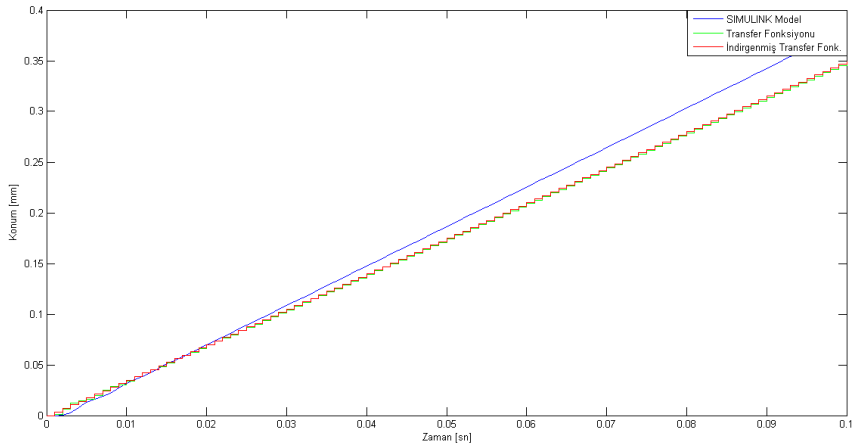


Şekil 4.4: Geribesleme ile doğrusal.konum kontrolü için basamak yanıtı.

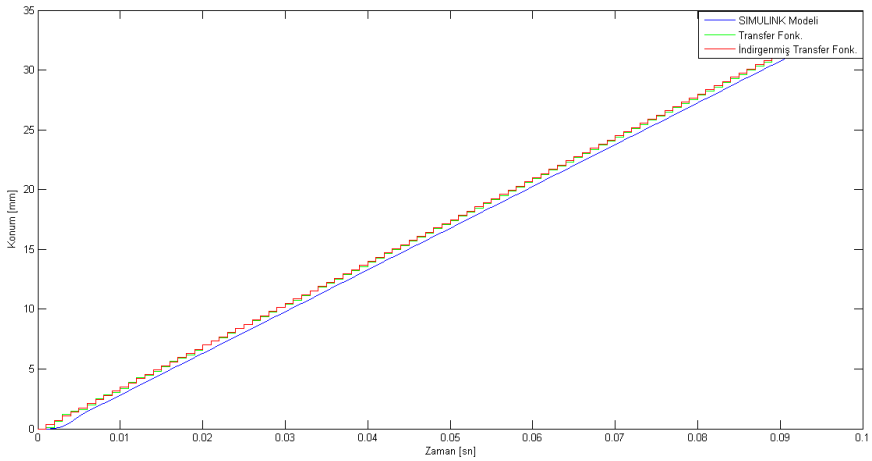
4.3 Sayısal Benzetim Sonuçları ve Karşılaştırma

Bu bölümde, geribesleme ile doğrusallaştırılmış model kullanılarak tasarlanan kontrolör MATLAB-SIMULINK'te hazırlanan sayısal benzetim üzerinde denenecektir. Daha sonra üçüncü bölümde tasarlanan kontrolör ve bu bölümde tasarlanan kontrolörlerin performans testleri yapılacaktır.

İlk olarak açık çevrimli sistem transfer fonksiyonları ile açık çevrimli SIMULINK modelleri karşılaştırılacaktır. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da doğrusallaştırma aşamasında belirlenen çalışma noktalarına ($u_0 = 0$ ve $P_{L_0} = 0$) yakın ve uzak değerler elde edilebilmesi için giriş işareti olarak 0,1 V ve 10 V genlikli basamak işareti uygulanması sonucu elde edilen konum değerleri verilmiştir. Şekillerden görüldüğü üzere doğrusallaştırma yöntemi açık çevrim sistemi görece doğrusallaştırmıştır.

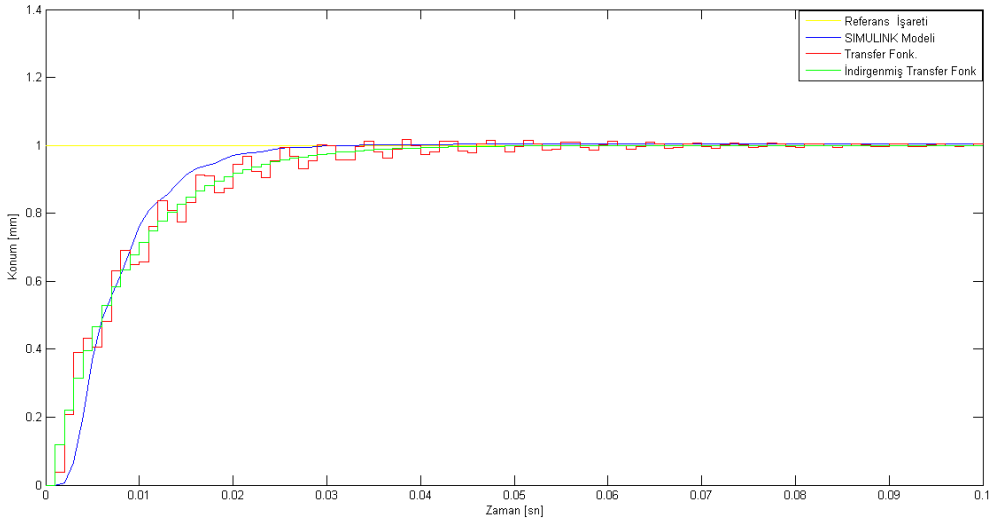


Şekil 4.5: Açık çevrim sistem modeli ve SIMULINK modeli karşılaştırması- FL- 1.



Şekil 4.6: Açık çevrim sistem modeli ve SIMULINK modeli karşılaştırması- FL- 2.

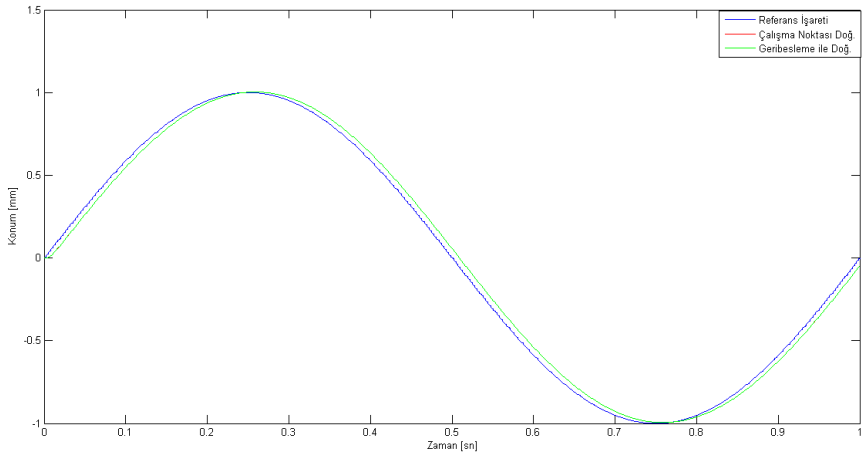
Tasarlanan kontrolör, sayısal benzetim modeline uygulanmış ve birim basamak referans işareti için sistem çıkışı Şekil 4.6'da verilmiştir. Grafik, tasarımda kullanılan transfer fonksiyonlarına ait kapalı çevrimli sistem cevaplarını da içermektedir.



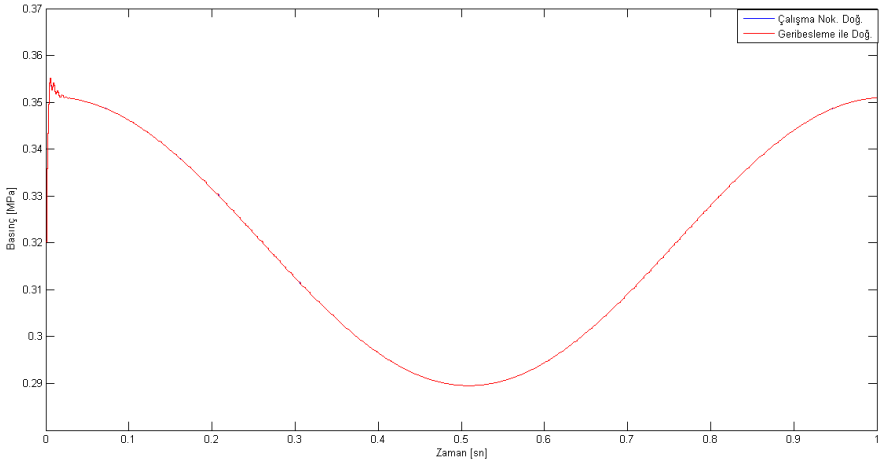
Şekil 4.7: Geribesleme ile doğrusal. konum kontrolü SIMULINK basamak cevabı.

Yapılan testler sonucunda tasarlanan kontrolörün tasarım kriterlerinin sayısal benzetimde büyük ölçüde sağladığı görülmüştür. Sayısal benzetimdeki bozulmalar yapılan ihmallerden kaynaklanmaktadır. Geribesleme ile doğrusallaştırmadan kaynaklanan hataların ana kaynağı valf sürgüsü dinamiği ve örneklemedir. Geribesleme ile doğrusallaştırma operatörü sürekli zamanda tasarlanmış, ancak uygulaması ayrık zamanda yapılmıştır. Valf sürgüsü dinamiği ölçüm ile geribesleme ile doğrusallaştırma arasında gecikmeye neden olmaktadır. Diğer ihmaller ve bunların etkileri üzerinde üçüncü bölümde durulmuştur. Sistemin integratör yapılı olması sistemin basamak cevabı sürekli hal hatasının sıfır olmasını sağlamaktadır. Tüm parametrelerin hesaba katılması ile daha yüksek mertebeden bir kontrolör tasarlamak mümkündür. P tipi kontrolörün görece yeterli olduğu düşünülmektedir.

Üçüncü bölümde tasarlanan kontrolör sistemin belirlenen çalışma noktaları için tasarlanmıştı. Bu bölümde ise sistem geribesleme ile doğrusallaştırılmış ve oluşturulan doğrusal model baz alınarak kontrolör tasarlandı. Tasarlanan kontrolörler için karşılaştırmalı performans testleri yapılacaktır. İlk olarak, üçüncü bölümde belirlenen çalışma noktalarına $(u_0 = 0,\ P_{L_0} = 0)$ yakınlığı sağlamak amacıyla konum referans işareti oluşturulmuştur. Her iki kontrolör için sistem konum cevapları Şekil 4.8'de, sistem yük basıncı grafiği Şekil 4.9'da verilmiştir.

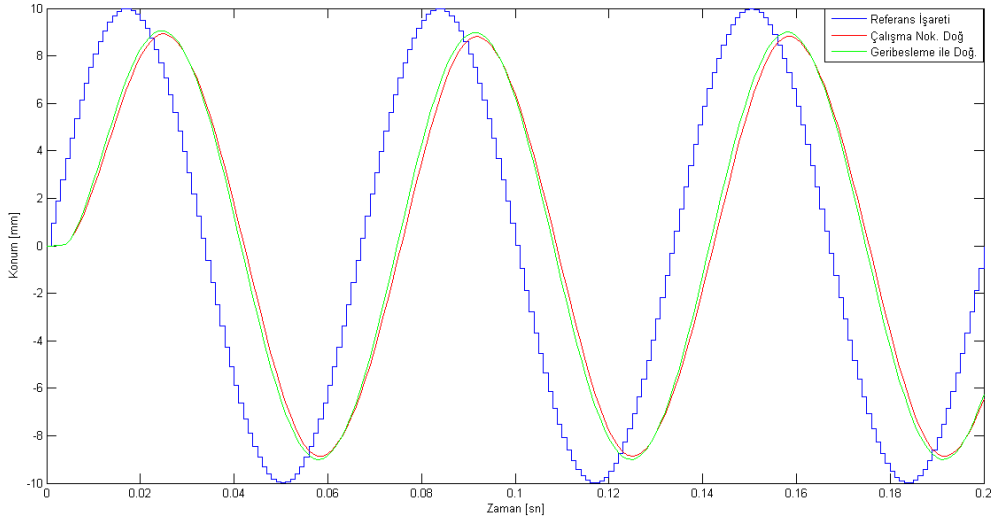


Şekil 4.8: Kontrolör performans testi konum grafiği-1.

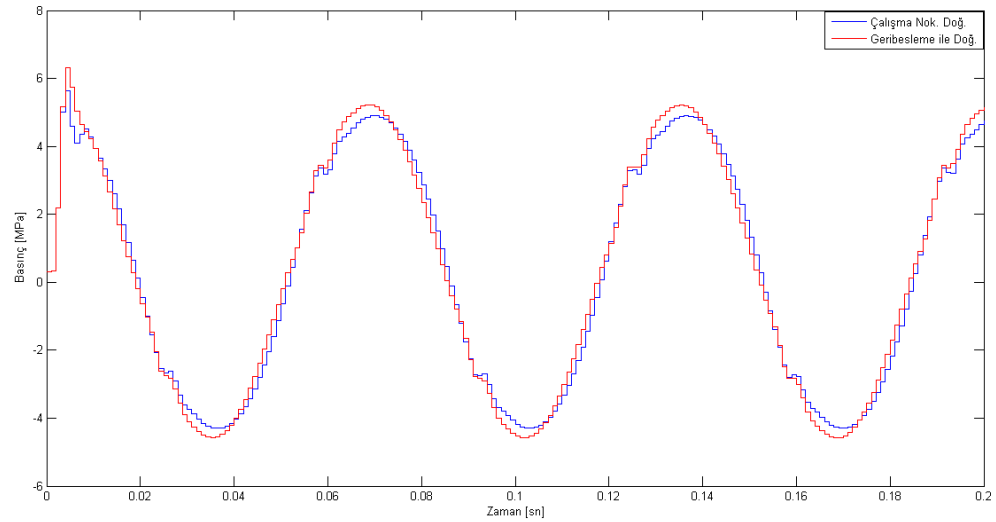


Şekil 4.9: Kontrolör performans testi basınç grafiği-1.

Çalışma noktalarından uzaklaşmak için daha yüksek genlikli ve daha yüksek frekansa sahip bir referans işareti oluşturularak her iki kapalı çevrimli sisteme uygulanmıştır. Her iki kontrolör için sistem konum cevapları Şekil 4.10'da, sistem yük basıncı grafiği Şekil 4.11'de verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü üzere yük basıncı artımı ile beraber çalışma noktası etrafında tasarlanan kontrolörün performansı düşmektedir. Geribesleme ile doğrusallaştırılmış konum kontrolü görece daha iyi sonuç vermektedir.



Şekil 4.10: Kontrolör performans testi konum grafiği-2.



Şekil 4.11: Kontrolör performans testi basınç grafiği-2.

Sonuç olarak, geribesleme ile doğrusallaştırılmış sistem modeli üzerinden P tipi ayrık geribeslemeli kontrolör tasarlanmıştır.Tasarlanan kontrolör SIMULINK modeli üzerinde sınanmış ve tasarım kriterlerine yakın bir sonuç elde edilmiştir. Üçüncü bölümde tasarlanan çalışma noktası etrafında tasarlanmış kontrolör ile karşılaştırma estleri yapılmış, yük basıncı artımı ile beraber geribesleme ile doğrusallaştırma kullanılan kontrol sisteminin performansının daha iyi olduğu gözlenmiştir.

5. MODEL TEMELLİ ILC

Bu bölümde konum kontrolü yapılmış hidrolik simülatör için model temelli ILC tasarımı yapılacaktır. Test numunesinin herhangi bir yerinden toplanan ivme verileri kontrol algoritmasının referans işaretini ($a_d(t)$)oluşturmaktadır. İvme verisi numunenin ilgili yerinden aynı şekilde toplanarak, çalışma şartları simüle edilmeye çalışılır.

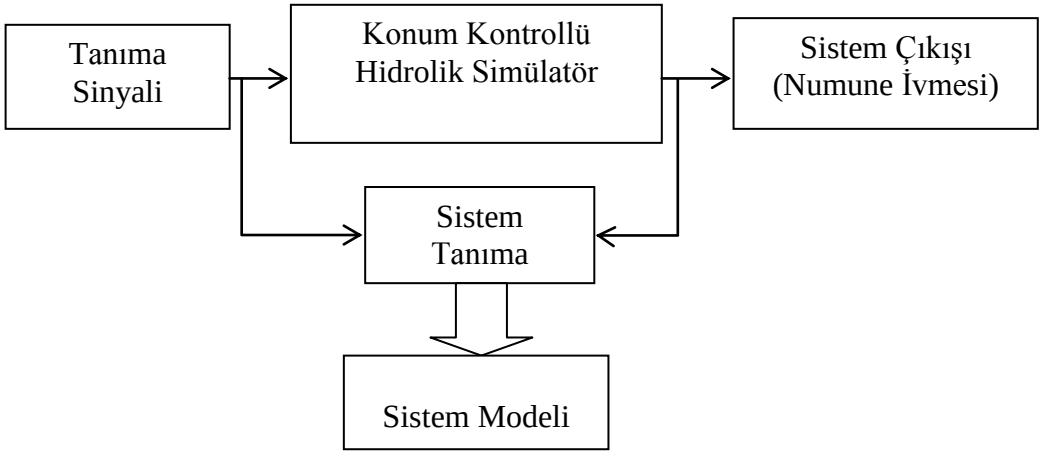
İlk olarak, MATLAB–SIMULINK ortamında hazırlanmış konum kontrolü yapılmış sistem için sistem tanıma işlemi yapılacaktır. Sistem girişi konum referansı ($y_d(t)$) çıkışı ise test numunesi ivmesi ($a_g(t)$) olmak üzere sisteme ait transfer fonksiyonu elde edilecektir. Elde edilen transfer fonksiyonu terslenerek kontrolör haline getirilerek ileri yola eklenecektir. Yörünge takip performansı ILC ile arttırılarak konum referans işareti veri kümesi test için kullanılacaktır. Kontrol algortiması çalışma noktası etrafında tasarlanmış kontrolör ve geribesleme ile doğrusallaştırma kullanılarak tasarlanmışkontrolörler için aynı şekilde uygulanarak, perforrmansları gözlenecektir. Sistem tanıma işlemlerinde MATLAB- System Identification Toolbox kullanılacaktır.

5.1 Sistem Tanıma

Bu bölümde konum kontrolü yapılmış hidrolik simülatör için sistem tanıma (system identification) işlemi yapılacaktır. Önceki bölümlerde hidrolik simülatör için çalışma noktası etrafında doğrusallaştırlmış ve geribesleme ile doğrusallaştırılmış iki farklı transfer fonksiyonu elde edilerek, her iki transfer fonksiyonu için iki adet geribeslemeli ayrık konum kontrolörü tasarlanmıştı. Bu iki sistem, girişi konum referans işareti çıkışı ise test numunesine ait ivme verisi olarak kabul edilerek, sistem kara kutu olarak ele alınacaktır.

Önceki bölümlerde sisteminmatematiksel modeli çıkarılarak geribeslemeli kontrolör tasarımı yapılmıştı. Test sistemlerinde en önemli kontrol problemlerinin başında test numunesinin karakteristiğinin bilinememesi gelmektedir. Test edilen numunenin

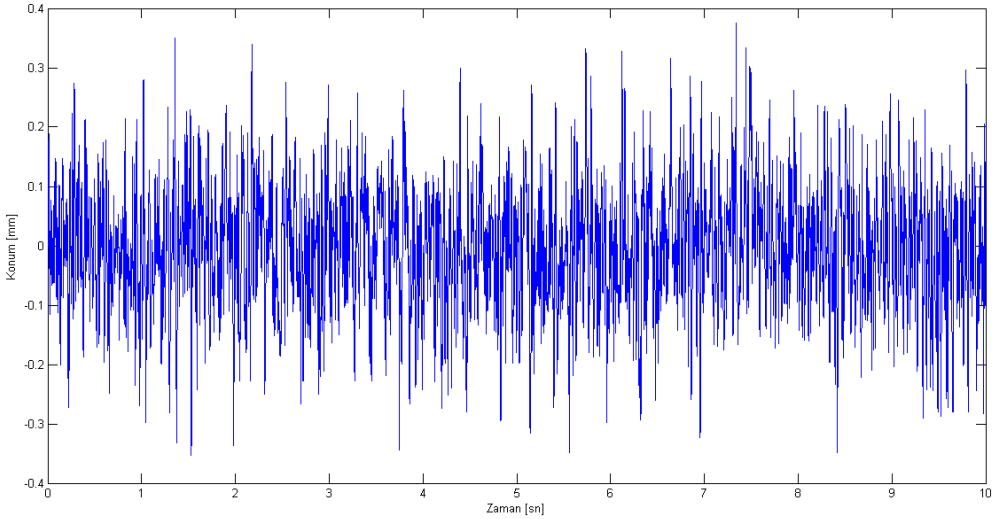
model yapısının ve model parametrelerinin tam olarak bilinememesi sebebi ile sistem tanıma işlemi kontrol algoritmasının farklı türden test numunelerinde de kullanılmasına uygun hale getirmektedir. Tez kapsamında tanınacak sistem kara kutu olarak ele alınacaktır. Şekil5.1'de sistem tanıma işlemine ait blok diyagram verilmiştir.



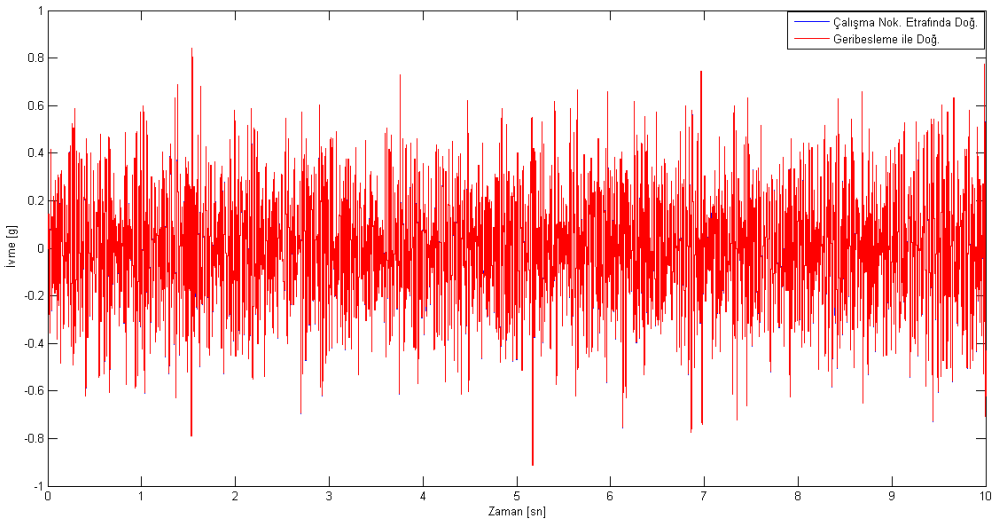
Şekil 5.1: Sistem tanıma blok diyagramı.

İlk olarak, tanıma sinyali üzerinde durulacaktır. Tanıma sinyali konum referansı olarak kullanılacaktır. Tanımlama sinyali olarak bant sınırlamalı beyaz gürültü kullanılacaktır. Beyaz gürültü sistem tanıma işlemlerinde sıklıkla kullanılan bir giriş sinyal türüdür. [13]'de hidrolik simülatör için tanıma giriş sinyali 0-50 Hz frekans bandında bir gürültü kullanılarak tanımlama işlemi yapılmıştır. Sistem satürasyonları da göz önünde bulundurularak tepeden tepeye yaklaşık 0.4 mm genlikli, 0-50 Hz frekans bandında konum referans işareti Şekil 5.2'deki gibi oluşturulmuştur.Tanıma sinyali konum referansı olarak kullanılmıştır. Üçüncü ve dördüncü bölümlerde tasarlanan farklı iki geribesleme kontrolörü için sistem çıkışı olarak ele alınacak numune ivmesi Şekil 5.3'te verilmiştir, görüldüğü üzere her iki sistem için sistem çıkışları örtüşmektedir.

Literatürde model temelli ILC uygulamalarında çoğunlukla frekans düzleminde modelleme kullanılmaktadır. [14] ile verilen çalışmada zaman düzleminde model-lemenin test sistemleri için daha gerçekçi ve güvenilir sonuçlar verdiği belirtilmiş, bu sebeple sistemin zaman düzleminde modellenmesine karar verilmiştir.

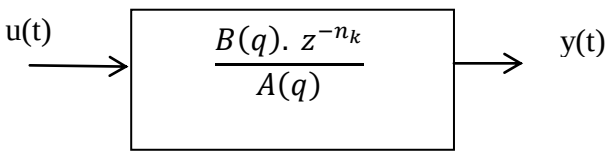


Şekil 5.2: Sistem tanıma giriş sinyali.



Şekil 5.3: Sistem tanıma sistem cevapları.

İkinci olarak, model yapısı üzerinde durulacaktır. Sistem girişi konum referans işareti, sistem çıkışı numune ivmesi olmak üzere sistem tek giriş tek çıkışlı olarak ele alınacaktır, sistemin bozucu modeli ile ilgilenilmeyecektir, bu sebeple, sistem yapısı ayrık zamanlı transfer fonksiyonu olarak Şekil 5.4 ile verilen şekilde ele alınacaktır.



Şekil 5.4: Model yapısısembolik gösterim.

Model yapısı **(5.1)**'de fark denklemleri şeklinde ifade edilmiştir.

$$A(q).y[n] = B(q).u[n - n_k] \qquad (\mathbf{5.1})$$

İfadede verilenn_k sistemin ölü zamanını temsil etmektedir.$A(q)$ ve $B(q)$ polinomları aşağıda verilmiştir.

$$A(q) = \ 1 + a_1.\ q^{-1} + \cdots + \ a_{n_a}.\ q^{-n_a} \qquad (\mathbf{5.2})$$

$$B(q) = b_0 + b_1.\ q^{-1} + \ b_2.\ q^{-2} + \cdots + \ b_{n_b}.\ q^{-n_b} \qquad (\mathbf{5.3})$$

İfadelerde verilen $q$zaman öteleme operatörüdür.n_a ve n_b ise tanıma işlemi uygulanacak sistemin ayrık transfer fonksiyonunun pay ve payda mertebeleridir. Yukarıda verilen ifadeler z düzleminde ifade edilir ve toparlanırsa sistemin ayrık transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi olur.

$$\hat{G}(z^{-1}) = \ \frac{\left(b_0 + \ b_1.\ z^{-1} + \cdots + \ b_{n_b}.\ z^{-n_b}\right).\ z^{-n_k}}{1 + a_1.\ z^{-1} + \cdots + \ a_{n_a}.\ z^{-n_a}} \qquad (\mathbf{5.4})$$

Yapılacak sistem tanıma işleminde tahmin edilmesi gereken parametre vektörüC_{est},

$$C_{est} = \left[a_1 a_2 \ \ldots \ a_{n_a} b_0 b_1 \ldots \ b_{n_b}\right]^T \qquad (\mathbf{5.5})$$

şeklindedir. Parametre tahmini MATLAB tarafından yapılmaktadır, MATLAB' in teknik dokümanlarında parametre tahmininin PEM (Prediction Error Minimization) yöntemi ile yapıldığı belirtilmektedir. Tanıma sonucunda elde edilecek transfer fonksiyonu bir sonraki bölümde terslenerek sistem ileri yoluna eklenecektir. Tanıma parametrelerinin belirlenmesi, model tersinin oluşturularak performansının incelenmesi ile belirlenmelidir. Bir sonraki bölümde değinilecek olan, ZPETC model tersleme algoritması, çeşitli avantajlarının yanında [31]'de belirtildiği gibi gerçeklenebilirlik sıkıntıları barındırmaktadır. Modelleme hataları kabul edilerek, gerçeklenebilir bir ters model kontrolör oluşturulabilmesi için, deneme yapılması gereklidir. Yapılan çalışmalar sonucunda sistem tanıma işlemi için polinom mertebeleri ve sistem ölü zamanı aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

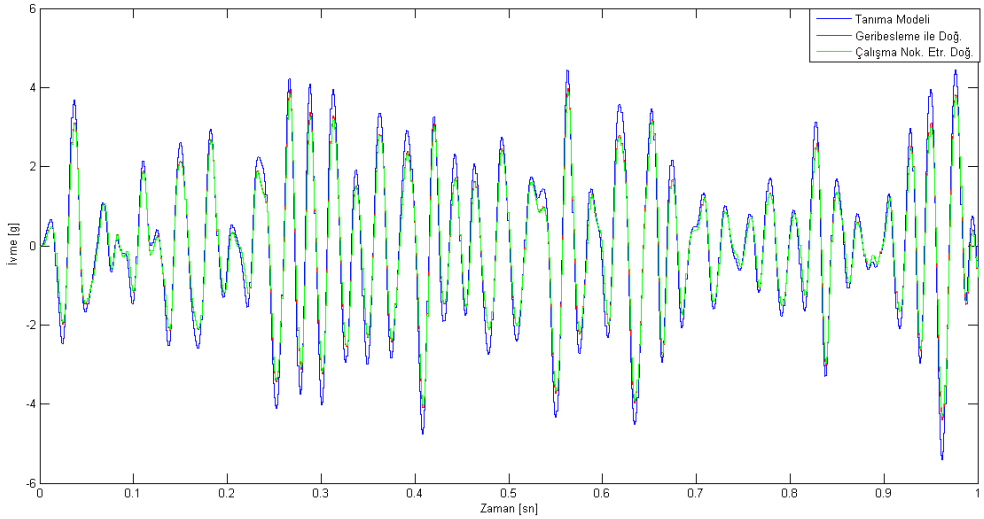
$$n_a = 3\ , n_b = 3\ , n_k = 0 \qquad (\mathbf{5.6})$$

Polinom mertebeleri belirlenirken, elde edilecek modelin kontrol algoritmasına uygunluğu gözetilmiştir. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'deki tanımlama sinyali ve sistem cevapları, **(5.6)** ile verilen değerler kullanılarak sistem tanıma işlemi MATLAB' de yapılmıştır. Çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış ve geribesleme ile

doğrusallaştırılmış konum kontrollü hidrolik simülatör için elde edilen transfer fonksiyonları olarak **(5.7)** ile verilmiştir. Sistem tanıma işlemi sonucunda her iki sistem için de aynı transfer fonksiyonu elde edilmiştir.

$$\hat{G}(z^{-1}) = \frac{0{,}4435 \; - \; 0{,}4448.\; z^{-1} \; - \; 0{,}4409.z^{-2} + \; 0{,}4422.z^{-3}}{1 - 2{,}6533.z^{-1} + \; 2{,}3977.z^{-2} - 0{,}74.z^{-3}} \qquad (\mathbf{5.7})$$

$\hat{G}(z^{-1})$ için model doğrulama işlemi her iki kapalı çevrimli sistem için, sayısal benzetimde gerçekleştirilmiştir. Validasyon işlemi için tanıma sinyalinden farklı bir sinyal üretilmiştir, aynı validasyon konum referans işareti kullanılarak elde edilen transfer fonksiyonu içinmodel doğrulama işlemi sonucu Şekil 5.5'de verilmiştir. Elde edilen modeller ve sayısal benzetim sonuçları yaklaşık olarak örtüşmektedir, oluşan modelleme hataları kabul edilebilir ölçülerdedir. İki sistem içinde sistem çıkışlarının, doğrulama işleminde de örtüştüğü gözlenmektedir.



Şekil 5.5: Sistem tanıma modelinin doğrulanması.

Bu bölümde hidrolik simülatör için sistem tanıma işlemi yapılmıştır. Konum kontrolü farklı iki yöntem ile yapılmış hidrolik simülatörler için aynı transfer fonksiyonu elde edilmiş, sistem girişi konum referans işareti, çıkış test numunesi ivmesi olmak üzere elde edilen modeller için sayısal benzetimde model doğrulama testleri yapılmıştır. İki sistem için aynı modelin elde edilmesi üzerine altıncı bölümde değinilecektir. Elde edilen ayrık transfer fonksiyonu sonraki bölümlerde ters model kontrolör oluşturulmasında kullanılacaktır.

5.2 Model Tersleme

Bu bölümde sistem tanıma sonucu oluşturulan transfer fonksiyonun terslenmesi üzerinde durulacaktır. Bir önceki bölümde elde edilen ayrık transfer fonksiyonu terslenerek açık çevrim ters model kontrolör olarak kullanılacaktır. Tersleme işlemi için [32]'de detayları verilen ZPETC (Zero Phase Error Tracking Control) algoritması kullanılacaktır. ZPETC ters model kontrol uygulamalarında sıkça kullanılan bir yöntemdir.

Model tersleme işleminde hedeflenen sistemin tüm kutup ve sıfırlarının, kutup-sıfır atama yöntemi ile etkisinin yok edilmesidir. Kararlı bir sistem için transfer fonksiyonunun **(5.4)**'deki gibi olduğunu kabul edilsin, [32]'de PTC (Perfect Tracking Controller) adıyla anılan yöntem kullanılarak,

$$\hat{G}^{-1}(z^{-1}) = \frac{A(z^{-1})}{B(z^{-1})} \qquad (\mathbf{5.8})$$

Görüldüğü gibi kontrolör sistemin tüm kutup ve sıfırlarını silmekte, yalnızca ölü zamanın sisteme eklediği kutuplar bulunmaktadır. Modelleme hataları göz önünde bulundurulduğunda birim çember dışındaki sıfırlar için kutup atanması tüm sistemin kararsızlığa gitmesine neden olacaktır. Bu sebeple terslenecek sistem sıfırlarının konumuna göre, sisteme ait sıfırlar birim çember içerisinde isekabul edilebilir ($B_a(z)$) vebirim çember üzerinde veya dışında ise kabul edilemez ($B_u(z)$) olarak iki parça şeklinde sınıflandırılacaktır. Ters model kontrolörün kabul edilebilir sıfırlar için oluşturulan birinci parçası($\hat{G}_1^{-1}(z^{-1})$) **(5.9)**'daki gibidir.

$$\hat{G}_1^{-1}(z^{-1}) = \frac{A(z^{-1})}{B_a(z^{-1}).B_u(1)} \qquad (\mathbf{5.9})$$

İfadede verilen $B_u(1)$ birim çember dışındaki sıfırların hesaba katılmamasından kaynaklanan sürekli hal hatalarıdır.$B_u(z^{-1})$'ninaçık hali,

$$B_u(z^{-1}) = b_{u_0} + b_{u_1}.\, z^{-1} + \cdots + b_{u_c}.\, z^{-c} \qquad (\mathbf{5.10})$$

şeklindedir. İfadedeki$c$ birim çember dışındaki sıfır sayısıdır. Hesaba katılmayansıfırların yaratacağı faz hatalarını elimine etmek için **(5.11)** ile verilen yapı oluşturulur.

$$\hat{G}_2^{-1}(z^{-1}) = \frac{B_u{}^*(z^{-1})}{B_u(1)} \qquad (\mathbf{5.11})$$

İfadede verilen $B_u(1)$sisteme eklenen kutupların, sistem sürekli hal cevabında oluşturacağı hataları elimine etmek için kullanılmaktadır. $B_u{}^*(z^{-1})$ ifadesi **(5.12)**'de verilmiştir.

$$B_u{}^*(z^{-1}) = b_{u_c} + b_{u_{c-1}}.\ z^{-c} + \cdots + b_{u_0}.\ z^{-c} \qquad (\mathbf{5.12})$$

Ters model kontrolöre ait transfer fonksiyonu **(5.13)**'deki hale gelir.

$$\hat{G}^{-1}(z^{-1}) = \hat{G}_1^{-1}(z^{-1}).\hat{G}_2^{-1}(z^{-1}) = \frac{A(z^{-1}).B_u{}^*(z^{-1})}{B_a(z^{-1}).[B_u(1)]^2} \qquad (\mathbf{5.13})$$

(5.7)'de sistem tanıma işlemi sonunda oluşturulan transfer fonksiyonu tekrar göz önünde bulundurularak, sistem sıfır yerleşimine göre aşağıdaki gibi alt parçalara ayrılmıştır.

$$A(z^{-1}) = \ 1 - 2{,}6533.z^{-1} + \ 2{,}3977.z^{-2} - 0{,}74.z^{-3} \qquad (\mathbf{5.15})$$

$$B_a(z^{-1}) = 0{,}4435 \ - \ 0{,}4448.\ z^{-1} \ - \ 0{,}4409.z^{-2} + \ 0{,}4422.z^{-3} \qquad (\mathbf{5.16})$$

$$B_u(z^{-1}) = \ 1 \qquad (\mathbf{5.17})$$

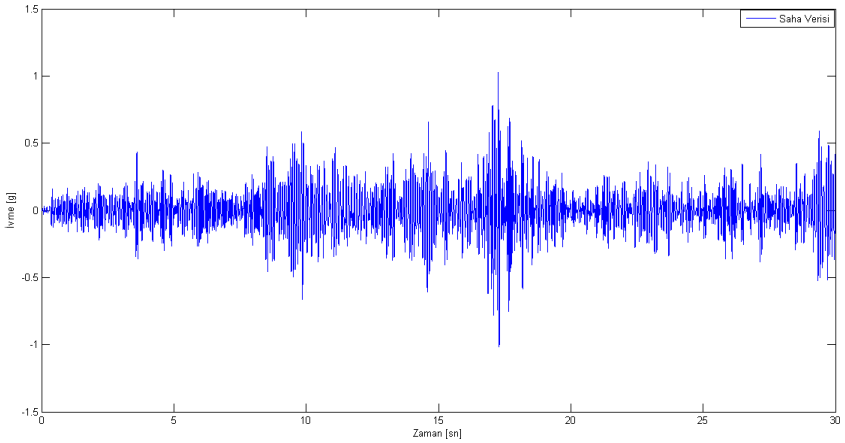
Verilen sistem alt parçaları kullanılarak terslenmiş model ZPETC algoritmasına göre **(5.18)**'deki gibi oluşturulur.

$$\hat{G}^{-1}(z^{-1}) = \frac{1 - 2{,}6533.z^{-1} + \ 2{,}3977.z^{-2} - 0{,}74.z^{-3}}{0{,}4435 \ - \ 0{,}4448.\ z^{-1} \ - \ 0{,}4409.z^{-2} + \ 0{,}4422.z^{-3}} \qquad (\mathbf{5.16})$$

[31] ile verilen çalışmada ZPETC üzerine yapılan değerlendirmede; ters model kontrol uygulamalarında sıkça kullanılan bir yöntem olmasına karşın, kontrol uygulamalarında sistem limitlerine bağlı saturasyon problemlerine neden olabilmektediği, ayrıcamodele dayalı bir yöntem olduğu için modelleme hatalarından kaynaklanacak, yörünge takip hatalarının oluşabileceği öngörülmesi gerektiği belirtilmiştir. Model belirsizliklerinin ve modelleme hata etkilerinin tersleme aşamasında düşürülebilmesi için uyarlamalı ZPETC [33]'de önerilmiştir. Bir sonraki bölümde, terslenen model kontrolör olarak sistem ileri yoluna eklenerek ILC için ilk iterasyon gerçekleştirilmiş olacaktır.

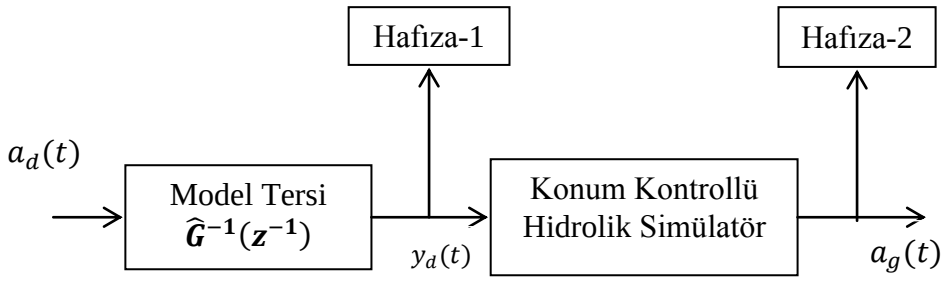
5.3 Model Tersi ile Kontrol

Önceki bölümde ters model kontrolör tasarımı yapılmıştır. Sistem tanıma işlemi iki farklı konum kontrolörü kullanılmış hidrolik simülatör sayısal benzetimine uygulanmış, elde edilen transfer fonksiyonlarına model tersleme işlemi uygulanmıştır. Test edilecek ürün çalışma esnasında üzerinden toplanan ivme verileri ters model kontrolör aracılığıyla silindir konum referans işaretine dönüştürülecektir. Ters model kontrolör ileri yolda açık çevrim olarak kullanılacaktır. Şekil 5.6'da test edilecek numune için kullanılacak saha verisi verilmiştir. Bu veri tez kapsamında ele alınan kontrol algoritmasının referans ivme işaretini ($a_d(t)$) oluşturmaktadır.



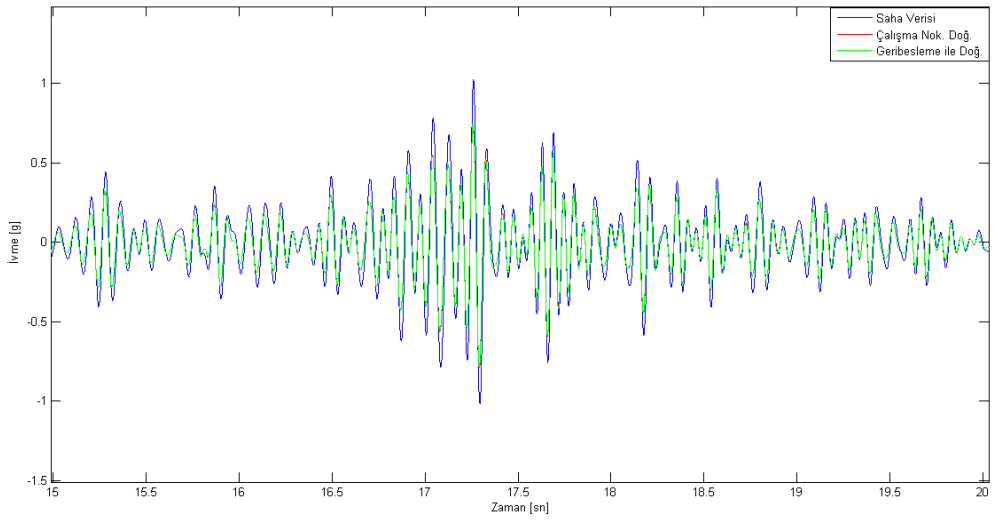
Şekil 5.6:Çalışma simülasyonu için kullanılacak saha verisi.

ILC'nin bir parçası olarak model tersi ile kontrol blok diyagramı Şekil 5.7'deki gibi oluşturulmuştur.



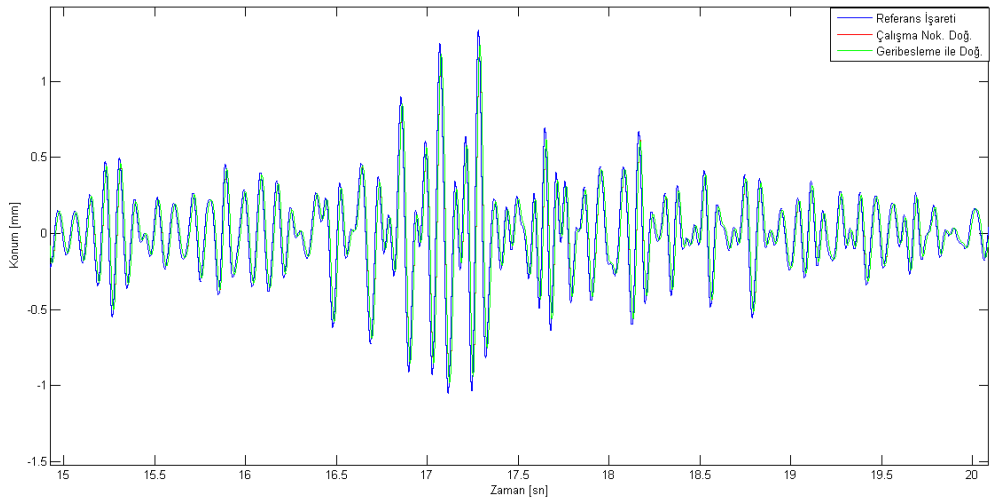
Şekil 5.7: Model tersi ile kontrol blok diyagramı.

Model tersi ile kontrol için oluşturulan sayısal benzetim sonucu Şekil 5.8'de görülmektedir. Çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış ve geribesleme ile doğrusallaştırılmış matematiksel modeller kullanılarak tasarlanmış kontrolörler için ters model kontrolör sayısal benzetimde ayrı ayrı uygulanmıştır, referans ivme işareti ve gerçekleşen ivme işaretleri grafiği Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5.8: Model tersi ile ivme kontrolü.

Model tersi çıkışından elde edilen konum referans işaretleri iç döngü vasıtasıyla kontrol edilmiştir. Üçüncü ve dördüncü bölümlerde konum kontrolü için tasarlanan kontrolörler için silindir konum kontrolü performansları Şekil 5.9'da verilmiştir.



Şekil 5.9: Model tersi ile kontrol içdöngü performansı.

Kontrol performansının tespiti için RMS (root mean square) hata oranı kullanılacaktır, ayrık bir işaret için RMS aşağıdaki gibi oluşturulur.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N}.\sum_{i=0}^{N-1} h[i]^2} \qquad (\mathbf{5.18})$$

İfadedeki N örnek sayısıdır. İvme kontrol performansının tespitinde kullanılacak RMS hata oranı ifadesi RMS_e **,** yüzdelik (%) forma dönüştürülerek aşağıdaki gibi oluşturulur.

$$RMS_e = 100.\sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{N-1}(a_d[i] - a_g[i])^2}{\sum_{i=0}^{N-1} a_d[i]^2}} \qquad (\mathbf{5.19})$$

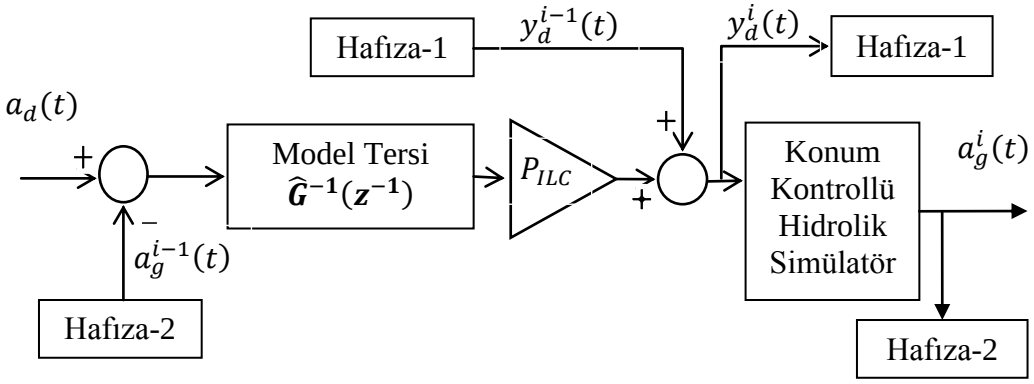
Hata tanımı göz önünde bulundurularak çalışma noktası etrafında tasarlanmış kontrol sistemi için ivme ve geribesleme ile doğrusallaştırılmış kontrol sistemi için ivme hata oranı %39,1 olarak belirlenmiştir.

Model tersi ile kontrol işlemi sonucu elde edilen sistem ivme cevapları ($a_g[k]$) veri kümesi, ters model kontrolör çıkışında oluşturulan konum referans işaretleri ($y_d[k]$) veri kümesi kaydedilecektir; bu veriler bir sonraki bölümde ILC içerisinde kullanılacaktır. Model tersi ile kontrol ILC açısından ilk (sıfırıncı) iterasyonu oluşturmaktadır. İvme açısından yörünge takip performansı ILC ile iteratif olarak iyileştirilecek, RMS_e değeri düşürülecektir.

5.4 ILC

Bu bölümde yineleyerek öğrenmeli kontrol (iterative learning control- ILC) ile kontrol sisteminin yörünge takip performansı arttırılacaktır. Önceki bölümlerde model tersi ile kontrol kullanılarak test edilen ürün için çalışma simülasyonu oluşturulması için hidrolik silindir konum referans işaretleri üretilmişti. Üretilen konum refrans işaretleri test numunesinin ivmelenmesine sebebiyet vermektedir, bu ivmelenme ile sahadan elde edilen ivme verileri arasında oluşan hata ILC yardımı ile çevrim dışı (off-line) olarak düşürülecektir. Model tersi ile oluşturularak kaydedilen veri kümeleri kullanılarak, iteratif olarak yörünge takip hatası düşürülecektir. [29]'da ILC zaman düzleminde açık çevrim, iterasyon düzleminde kapalı çevrim olarak tanımlanmıştır. Tez kapsamında ele alınan kontrol algoritması, kontrol edilen

sistemin matematik modeli kontrol kuralı içerisinde yer aldığı için literatürde model temelli ILC olarak geçmektedir. Şekil 5.10'da model temelli ILC blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 5.10: Model temelli ILC blok diyagramı.

ILC için kontrol kuralı oluşturmak amacı ile, model tersi ile oluşturulan konum referans işareti z-düzleminde yeniden yazılarak,

$$Y_d^0(z) = A_d(z).G_{inv}(z) \qquad (\mathbf{5.20})$$

haline getirilir. İfadelerde verilen üst indisler iterasyon adımını göstermektedir. Sıfırıncı iterasyon için oluşan ivme hata işareti ($e_a^0(t)$) z-düzleminde aşağıdaki gibi oluşturulur.

$$E_a^0(z) = A_d(z) - A_g^0(z) \qquad (\mathbf{5.21})$$

Model tersi ile kontrol sonucunda iterasyon için gerekli veri kümeleri oluşturulmuş olur. Konum referans işareti ve ivme hata işareti bilgisayar ortamında kaydedilerek, sonraki iterasyonlarda kullanılmak üzere saklanır. Sonraki iterasyonlar için genel bir kontrol kuralı aşağıdaki gibi oluşturulur.

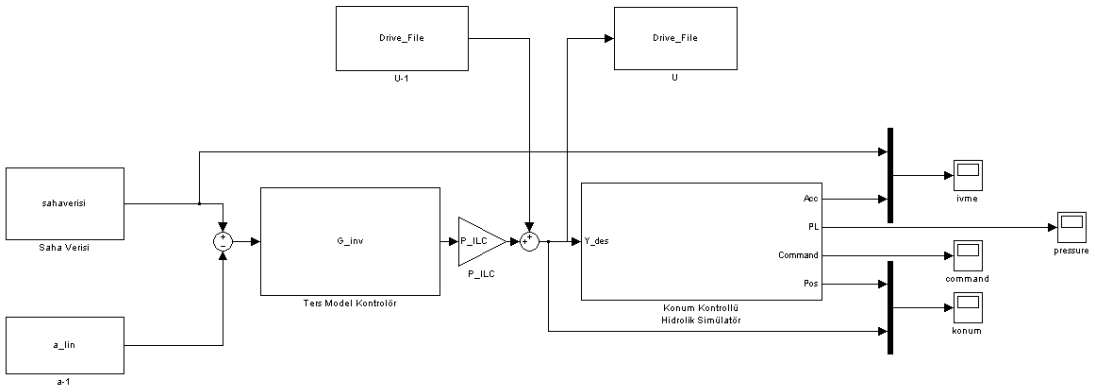
$$Y_d^i(z) = Y_d^{i-1}(z) + P_{ILC}.E_a^{i-1}(z).G_{inv}(z) \qquad (\mathbf{5.22})$$

$$E_a^i(z) = A_d(z) - A_g^i(z) \qquad (\mathbf{5.23})$$

(5.22)'de verilen P_{ILC} ağırlıklandırma amacıyla kullanılır, ilgili iterasyon esnasında kontrol işareti veri kümesinde yapılacak iyileştirme işleminin ne kadar etkili olacağı bu katsayı aracılığıyla belirlenir. Tanım aralığı,

$$0 \leq P_{ILC} \leq 1\,, \qquad (\mathbf{5.24})$$

şeklindedir. Ağırlıklandırma katsayısının bu aralık içerisinde arttırılması ILC'nin yakınsama hızını arttıracağı gibi, sistemin bozucu etkilere maruz kalması halinde oluşacak ıraksamalar sonucu; iterasyonlar sonucu elde edilen optimize edilmiş konum kontrol işareti veri kümesinin bozulmasına sebebiyet verecektir. Bu sebeple, uygulamaya bağlı olarak tasarımcı tarafından uygun bir değer atanmalıdır, yapılan denemelerde ağırlıklandırma katsayısı 0,3 olarak belirlenmiştir. ILC performansının değerlendirilmesinde her iterasyon adımında hesaplanan RMS_edeğeri kullanılacaktır.RMS_e değeri kullanıcı tarafından belirlenen hata oranının altına düştüğü zaman iterasyon bitirilerek, optimize edilmiş konum kontrol referans işareti çalışma simülasyonu için kullanılmak üzere kaydedilir. ILC algoritmasına ait SIMULINK modeli Şekil 5.11'de verilmiştir. Sayısal benzetim her başlatıldığında hafızada tutulan önceki iterasyonlara ait veri kümeleri kullanılarak konum kontrol referans işareti optimize edilir.

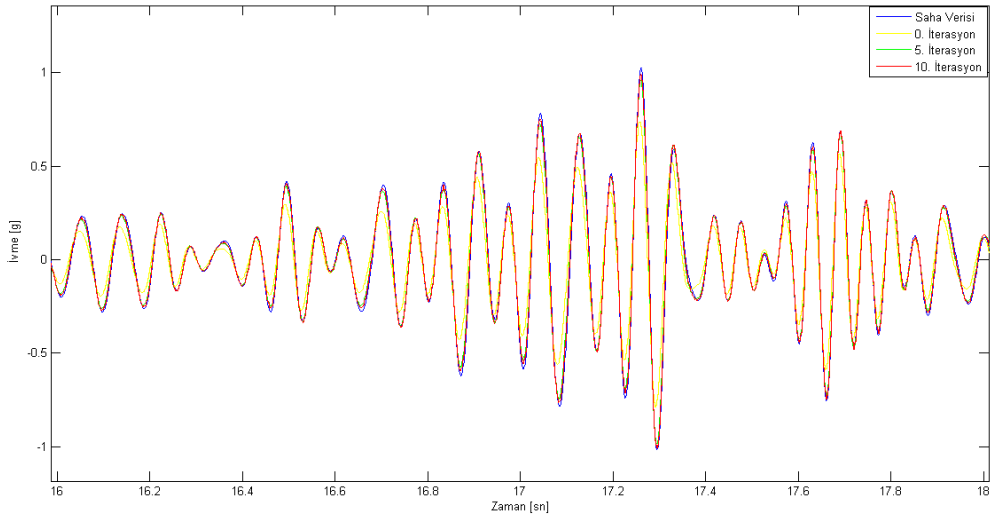


Şekil 5.11: Model temelli ILC SIMULINK modeli.

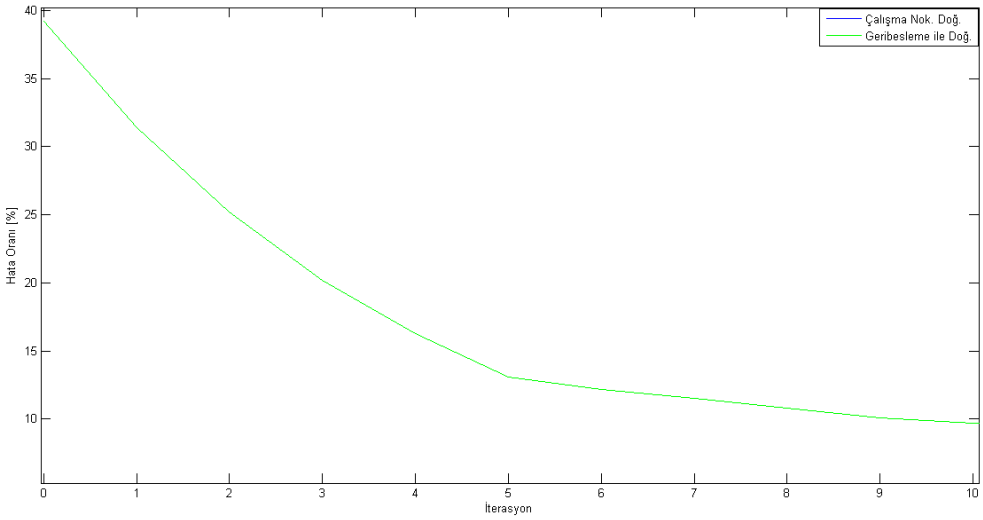
Çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış ve geribesleme ile doğrusallaştırılmış matematiksel modeller kullanılarak tasarlanmış konum kontrolörleri için iki ayrı ILC sayısal benzetimde uygulanmıştır, referans ivme işareti ve gerçekleşen ivme işaretleri (0., 5. ve 10. iterasyonlar için) grafiği Şekil 5.12'de verilmiştir. Her iki sistem için iterasyona bağlı RMS_e grafiği Şekil 5.13'te verilmiştir.

Kontrol algoritmasının iterasyon artımı ile beraber yörünge takip performansını arttırdığı görülmektedir. İyileştirme işlemi her iki sistemde de on iterasyonda sınırlandırılmıştır. [13]'de yakınsama hızının ağırlıklandırma kazancından bağımsız olarak; sistemin doğrusallığına, modelleme hatalarına, bozucu etkilere bağlı olduğu belirtilmiştir. Sistem modelleme hatalarının yüksek değerlerde olması durumunda, yüksek ağırlıklandırma kazancı kullanımının, belirli zaman aralıklarında ve/veya

belirli frekans bantlarında ıraksamaya sebep olacağı [13]'de belirtilmiştir, bu sebeple uygun bir kazanç tespiti, uygulamaya bağlı olarak değişmektedir. Elde edilen konum referans işareti ilgili ürünün çalışma simülasyonu testinde kullanılacaktır, test esnasında aynı iç döngü yapısı kullanılarak ürün test edilecektir. Sonuç olarak; bu bölümde hidrolik simülatör için model temelli ILC tasarımı yapılmış ve sayısal benzetim üzerinde uygulanarak yörünge takip performansı iyileştirilmiştir.



Şekil 5.12:ILC ivme kontrolü.



Şekil 5.13: Iterasyona bağlı RMS_e grafiği.

6. UYGULAMA

Bu bölümde tez kapsamında ele alınan kontrol algoritması hidrolik bir simülatör üzerinde denenecektir. Önceki bölümlerde hidrolik simülatör için kontrol algoritması tasarlanmış ve tasarım detayları aktarılmıştır. Tasarlanan kontrol algoritması sayısal benzetim üzerinde sınanmış ve olumlu sonuçlar elde edilmiştir. Sayısal benzetim, sistemin dinamik modeli referans alınarak hazırlanmış ve parametre değerleri gerçek sistem ile karşılaştırılarak belirlenmiştir. Bu bölümde tasarlanan kontrol algoritması gerçeklenecektir. Gerçekleme için kullanılan alt komponentler tanıtılacak ve son olarak kontrol algoritması gerçek sisteme uygulanarak sonuçlar irdelenecektir. Şekil 6.1'de kullanılacak hidrolik simülatöre ait bir fotoğraf verilmiştir.



Şekil 6.1: Hidrolik simülatöre ait bir fotoğraf.

6.1 Hidrolik Sistem

Bu bölümde gerçekleme için kullanılacak hidrolik simülatörün hidrolik sistemine ait detaylar aktarılacaktır. Hidrolik sistem hidrolik güç kaynağı, servovalf ve hidrolik silindir olarak üç alt başlıkta incelenecektir.

Hidrolik simülatörde kullanılan hidrolik güç kaynağı test için ihtiyaç duyulan debi ve basınç ihtiyacını karşılamaktadır. İdeal bir hidrolik güç kaynağından beklenen sabit ve salınımsız basınca sahip, sabit sıcaklıkta ve temiz yağın eyleyiciye pompalanmasıdır. Hidrolik güç kaynağı ana besleme, pilot besleme, soğutma ve hidrolik yağ olmak üzeredört altbaşlıktan oluşmaktadır. Ana beslemenin görevi eyleyiciler ile test numunesine aktarılacak olan hidrolik yağın basınçlandırılmasıdır. Hidrolik güç kaynağının en önemli kısmını oluşturmaktadır. Temel olarak pompa, akümülatör, kirlilik filtreleme ve koruma elemanlarından oluşur. Pompalar elektrik motoru yardımı ile hidrolik yağı basınçlandırarak besleme hattına pompalar. Pompalama esnasında oluşan basınç dalgalanmalarının, eyleyiciden kaynaklanan dalgalanmalarının ve ani şokların etkileri hidrolik akümülatör yardımıyla düşürülür. Hidrolik akümülatör basınç hattında bir nevi alçak geçiren filtre görevi görür ve kontrol kalitesini arttırır. Pilot besleme hattı, servovalfin sürgüsünün davranışını hızlandırmak amacıyla kullanılır. ServoJet yapılı servovalfler pilot hattı sayesinde, diğer servovalf türlerine göre daha yüksek hızlara çıkabilmektedir. Pilot besleme hattında pompa ve kirlilik filtreleme elemanları mevcuttur. Soğutma hattı çalışma esnasında ısınan hidrolik yağın sıcaklığının düşürülmesi için kullanılır. Hidrolik yağın sıcaklığı karakteristiğini etkilediği için iyi bir soğutma sistemi ile yağ karakteristiğinin sabit tutulması kontrol performansını iyi yönde etkileyecektir. Hidrolik güç kaynağına ait önemli parametre değerleri Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Servovalfler hidrolik güç kayağı tarafından basınçlandırılan hidrolik yağın akış yönünün ve debisinin ayarlanmasında kullanılır. Sevovalfin komut girişine uygulanan kontrol işareti ile servovalfin sürgüsü hareket ederek akış yönünü ve ilgili yönlere ne kadarlık debi ile gideceğini ayarlar. Komut işareti valfin açıklığını ve bağlantılı debinin ayarlanmasını sağlar. Valfe uygulanan kontrol işareti ile valf sürgüsünün ilgili konuma gelmesi valf sürgüsü dinamiğine bağlıdır. Konu ile ilgili detaylara ikinci bölümde değinilmiştir, kullanılan servovalfe ilişkin bazı teknik detaylar Çizelge 6.2'de verilmiştir.

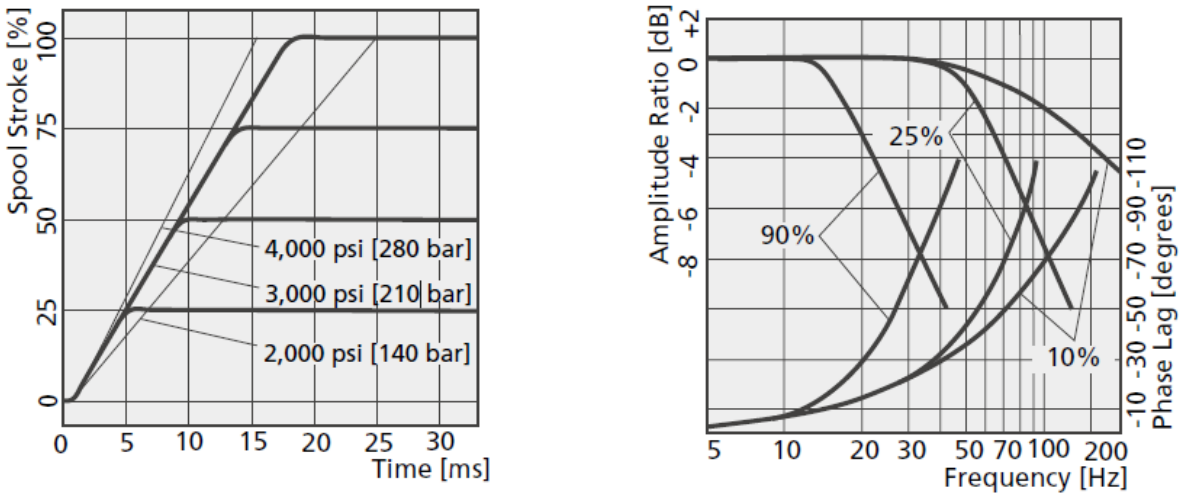
Çizelge 6.1: Gerçek sistemhidrolik güç kaynağı özellikleri.

Sistem basıncı	21 [MPa]
Pilot basıncı	10 [MPa]
Maksimum debi	90 [lt/dak]
Kirlilik filtrelemesi	15 [μm]
Yağ vizkozitesi	100 [mm²/sn]
Yağ bulk modülü	1800 [MPa]
Akümülatör	0,5 lt- balonlu
Soğutma gücü	1.5 [kW]
Tank hacmi	400 [lt]

Servovalfe ait değişik valf sürgüsü konumlarına göre hazırlanmış basamak cevapları ve frekans cevapları, her bir açıklığa 35 bar basınç düşümü olacak şekilde, Şekil 6.2'de verilmiştir. Hidrolik silindirler akışkan gücünü test numunesine aktaran eyleyicilerdir. Servovalf aracılığıyla hidrolik silindire ait odalar sıvı ile dolar veya boşalır. Odalar arası basınç farkı ile silindir test numunesine kuvvet uygular. Test sistemi dinamiği açısından, hidrolik silindirin en önemli parametresi kuru sürtünmedir. Piston yataklama türlerine göre hidrolik silindirler sınıflandırılır.

Çizelge 6.2: Gerçek sistem servovalf özellikleri.

Üretici firma - model	MOOG- D661G
Ürün türü	ServoJet
Çalışma basıncı (maks.)	35 [MPa]
Debi ($\Delta P = 35$ bar)	120 [lt/dak]
Makara kursu	±3 [mm]
Makara sürüş alanı	0.21 [cm²]
Histerizis	< 0.2 [%]
Komut sinyali	±10 [V]
Valf kazancı	106900



Şekil 6.2: Servovalf basamak ve frekans cevap grafikleri.[34]

Uygulamada kullanılan hidrolik silindir hidrodinamik yataklama yapısı ile kuru sürtünme etkisini ihmal edilecekdüzeylere çeker. Konu ile ilgili detaylara ikinci bölümde değinilmiştir. Kullanılacak hidrolik silindire ilişkin bazı teknik detaylar Çizelge 6.3'de verilmiştir.

Çizelge 6.3: Gerçek Sistemhidrolik silindir özellikleri.

Üretici firma - model	MOOG- L085-799
Ürün türü	Hidrodinamik yatak.
Piston	Simetrik, çift etkili
Kullanılabilir kurs	100 [mm]
Yataklama kursu	20 [mm]
Piston çapı	80 [mm]
Mil çapı	50 [mm]
Sızıntı debisi (maks.)	2.5 [lt/dak]
Nominal basınç	24 [MPa]
Nominal kuvvet	72 [kN]

6.2 Veri Toplama Sistemi ve Yazılım

Bu bölümde uygulamada kullanılan kontrol donanımı ve yazılımı tanıtılacaktır.Hidrolik simülatör üzerinden alınacak ölçümler, konum, yük basıncı ve ivme büyüklükleridir. Konum sensörü (MTS- R Series-Analog) 0- 125 mm kurs

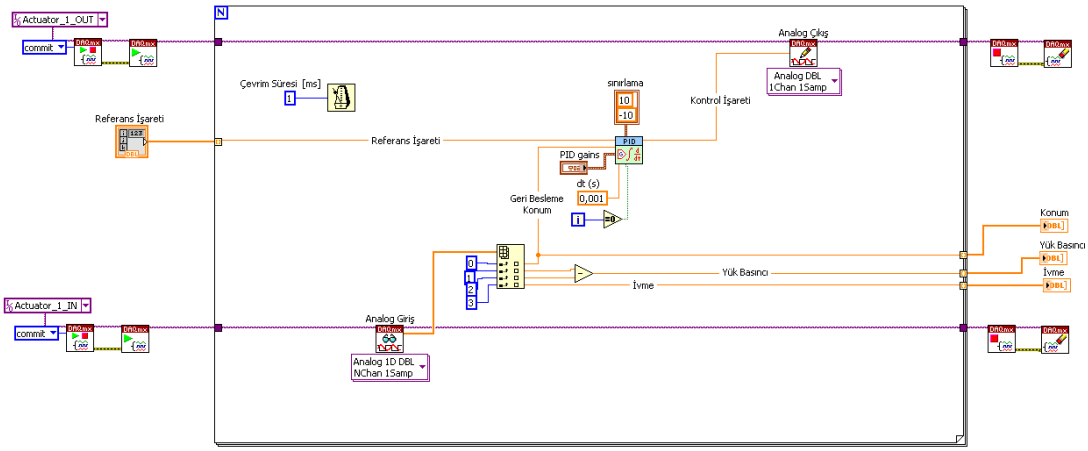
aralığında 0-10V analog çıkış vermektedir, koşullama devresi sensör içerisinde mevcut olduğu için harici bir koşullama işlemine ihtiyacı yoktur. Basınç sensörleri (SUCO- 0710)A ve B odalarında oluşan basınç düşümlerinin ölçülmesinde kullanılacaktır, 0- 250 bar basınç aralığında 0- 10V analog çıkış vermektekoşullama devresi sensör içerisinde mevcut olduğu için harici bir koşullama işlemine ihtiyacı yoktur. İvme ölçümü için ICP tipi ivme ölçer (Dytran- 3055B) kullanılacaktır, 500mV/g hassasiyete sahip olup 1- 10000 Hz frekans bandında çalışmaktadır; ICP tipi sensörler sabit akımkaynağına ihtiyaç duymakta ve sensörün ürettiği mV mertebesindekigerilim değerinin kuvvetlendirilmesine ihtiyaç vardır. Koşullama elemanı olarak kullanılan ivmeölçer modülü (NI SCC-ACC01) bu özellikleri sağlamaktadır, ayrıca yapısında 0.8 Hz- 19 kHz kesme frekanslarına sahip analogbant geçiren filtre mevcuttur.

Veri toplama işlemi National Instruments (NI) firması tarafından üretilen veri toplama kartı (NI PCI-6229) aracılığıyla yapılacaktır.Analog girişler için kartın örnekleme frekansı tek kanal için 250 kS/sn, çoklu kanal kullanımında örnekleme kapasitesi ters orantılı olarak düşecektir. Analog çıkışlar için örnekleme frekansı 833kS/sn'dir.Kartın ölçüm çözünürlüğü 16 bit'tir. Test bilgisayarı, Intel i7 işlemcili, 4GB RAM özelliklerine sahiptir, veri toplama işlemi Windows 7- Pro (64 bit) işletim sistemi altında gerçekleştirilecektir. Uygulamada kartın örnekleme hızı 1 kS/sn olarak seçilmiştir. Kontrol yazılımı Labview ortamında oluşturulmuştur. Labview grafiksel bir programlama dili olup, NI veri toplama kartları ile oldukça uyumlu çalışmaktadır. Programlama aşamasında temel Labview komutlarının yanında ağırlıklı olarak "Control & Simulation Toolbox" modülüne ait komutlar kullanılmıştır. Şekil 6.3'te PID kontrol uygulaması için hazırlanmış Labview kodu verilmiştir.

6.3 Kontrol Yönteminin Uygulanması

Bu bölümde, tez kapsamında ele alınan kontrol algoritması, özellikleri belirtilen hidrolik simülatöre uygulanacaktır. Kontrol yazılımı Labview'de hazırlanmıştır. Önceki bölümlerde kontrol algoritması MATLAB-SIMULINK ortamında hazırlanmış olan sayısal benzetim üzerinde denenmişti; oluşturulan sayısal benzetime ait model parametreleri gerçek sisteme ait teknik dökümanlardan yararlanarak, belirlenemeyen parametreler ise gerçek sistemden elde edilen veriler ile sayısal

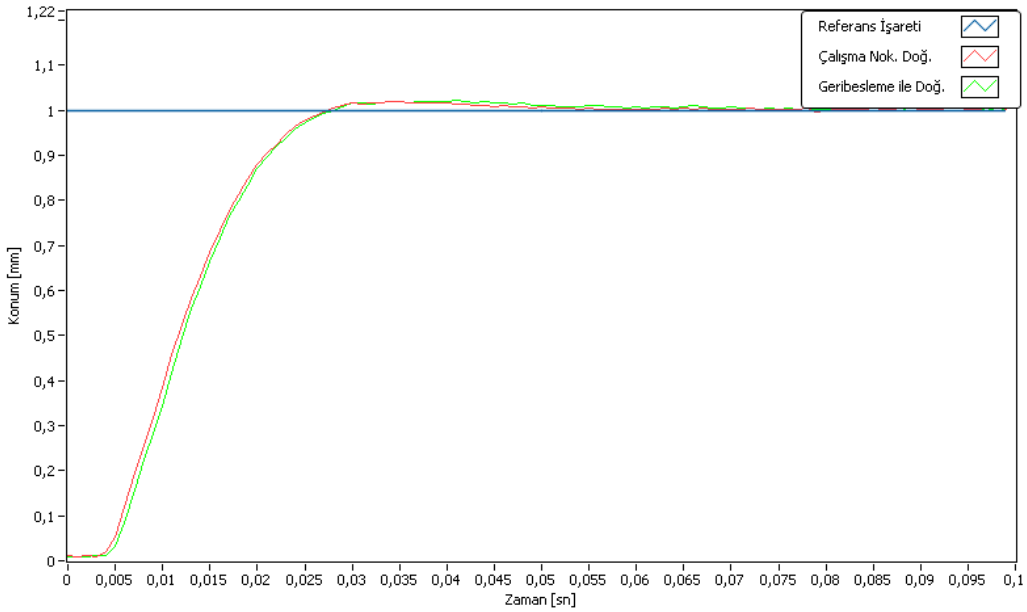
benzetimde elde edilen veriler örtüştürülmeye çalışılarak belirlenmişti. Yapılan model doğrulama işlemleri sonucunda sistemin matematiksel modeli elde edilmiş ve gerçek sisteme yakın bir sayısal benzetim oluşturulmuştu; bu durum tasarlanan kontrol algortimasının gerçekçi bir ortamda sınanmasına olanak sağlamıştır. Buna rağmen, modelleme hataları ile kaçınılmaz olarak karşılaşılacaktır.



Şekil 6.3: Labview konum kontrolü program parçası.

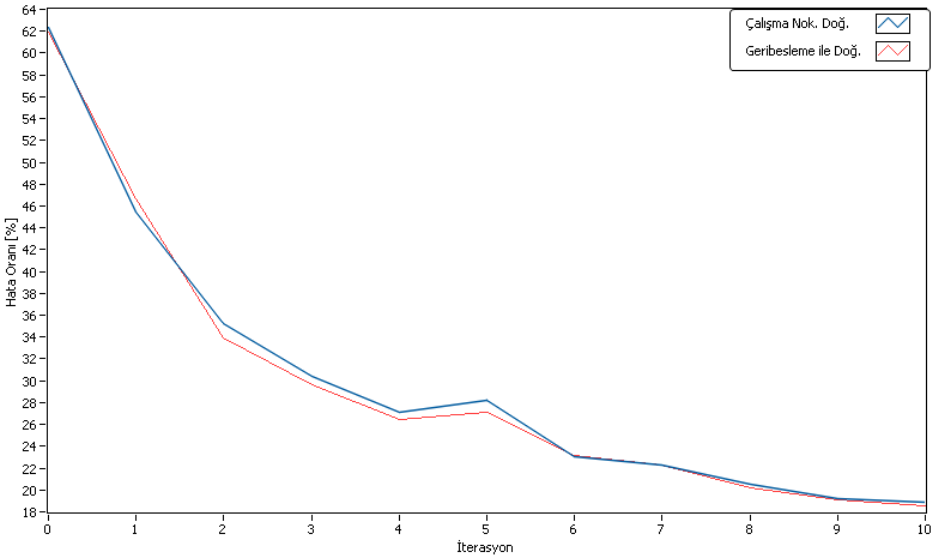
İlk olarak, her iki kapalı çevrimli sisteme birim basamak testi uygulanmıştır ve sonuçlar Şekil 6.4'te verilmiştir. Gerçek sistemin iki farklı kontrolör için tasarım aşamasında belirlenen kriterleri sağlamaktadır. Modelleme hatalarının sonucu olarak basamak referans işareti için sistem cevaplarında yaklaşık %2'lik bir aşım gözlemlenmiştir.

Kontrol algoritması Labview ortamında programlanarak uygulanmıştır. İterasyona bağlı hata oranı değişim grafiği Şekil 6.5' te verilmiştir. Sayısal benzetimden farklı olarak her iki kontrolör için erişilen toplam hata oranında %10'luk bir fark mevcuttur, diğer taraftan sıfırıncı iterasyon için (ters model kontrol aşaması) elde edilen hata oranlarında yaklaşık %20'lik bir fark vardır. Geribesleme ile doğrusallaştırılmış sistem için elde edilen sonuçlar, çalışma noktası etrafında tasarlanmış kontrolör ile karşılaştırıldığında yaklaşık olarak aynı performansları sağladığı gözlenmiştir, geribesleme ile doğrusallaştırma kontrol algoritmasının performansında marjinal değişikliğe sebep olmamıştır. Bunun olası sebepleri üzerine yedinci bölümde değinilecektir.

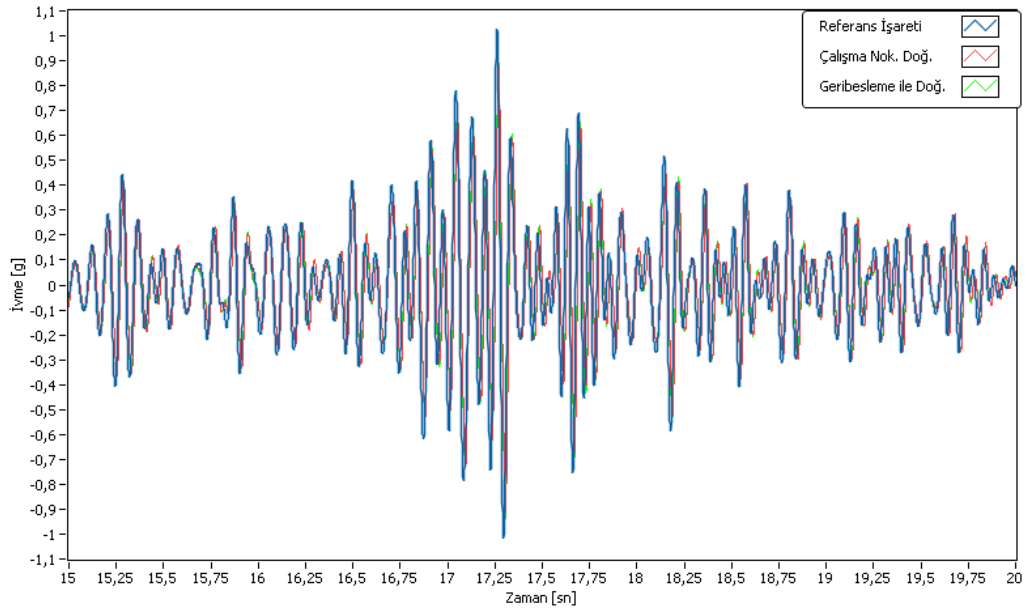


Şekil 6.4: Gerçek sistem konum kontrolü birim basamak cevapları.

10. iterasyon için hidrolik silindirin ivme grafiği Şekil 6.6'da görülmektedir. Sistem ivme cevapları ile saha verisi yaklaşık olarak örtüşmektedir, bu iterasyonda elde edilen hata oranı her iki sistem için de %20 civarındadır.

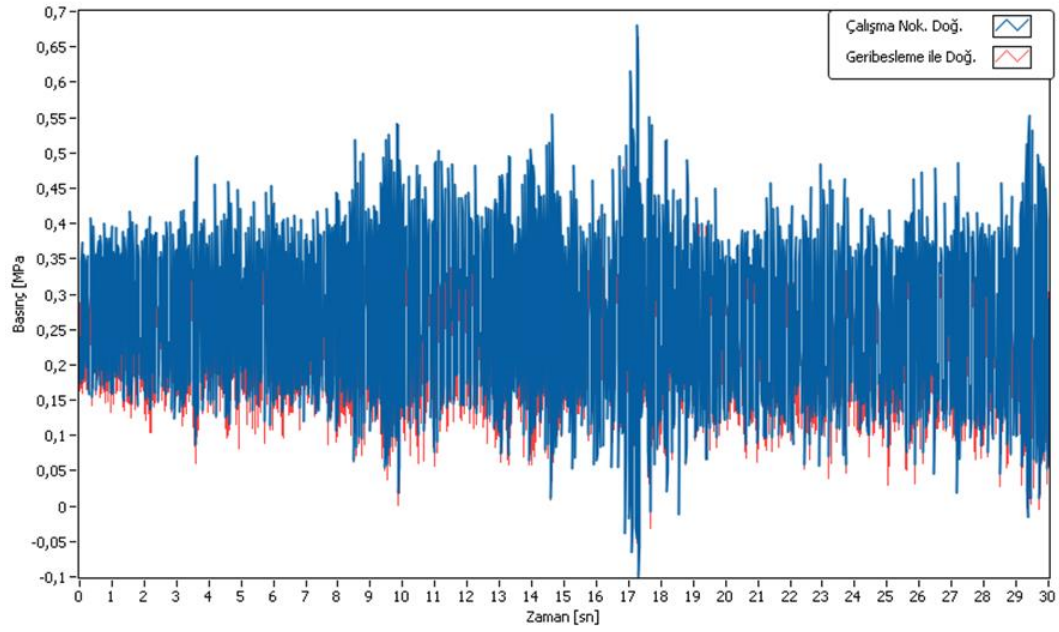


Şekil 6.5: Gerçek sistem iterasyona bağlı RMS_e grafiği.



Şekil 6.6: Gerçek sistem ivme kontrol grafiği.

Sistem yük basıncı grafiği Şekil 6.7'de verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü üzere yük basınç değerleri sistem basıncı olan 21 [Mpa] değeri yanında oldukça düşük düzeyde kalmaktadır, bu sebeple **(4.3)** ile verilen valfin doğrusal olmayan fonksiyonu, 3,23–3,17 aralığında değerler alır. Sistem yük basıncının görece düşük değerlerde olması sebebi ile doğrusal olmayan fonksiyonun sistemin doğrusallığını çok etkilememektedir.



Şekil 6.7: Gerçek sistem yük basıncı grafiği.

7. SONUÇ ve ÖNERİLER

Tez kapsamında hidrolik simülatör için model temelli ILC tasarımı yapılmıştır. Sisteme ait dinamik denklemler oluşturularak sistem dinamiklerini yansıtacak sayısal benzetim tasarımı SIMULINK ortamında yapılmıştır. Sistem dinamik denklemleri ilk olarak çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmıştır; ikinci olarak geribesleme ile doğrusallaştırma yöntemi kullanılarak sistem doğrusallaştırılmıştır. İki ayrı sistem transfer fonksiyonu için iki farklı geribeslemeli kontrolör tasarlanmış ve tasarım kriterlerini sağlayan çözümler üretilmiştir. İki farklı kontrol yöntemi ile kontrol edilen kapalı çevrimli sistemler için sistem tanıma, model tersleme ve ILC kullanılarak model temelli ILC tasarımı yapılmış ve sayısal benzetim modeli üzerinde denenmiş ve yörünge takip performansı iteratif olarak düşürülerek, test için kullanılabilecek optimize edilmiş konum kontrol referans işareti elde edilmiştir. Teorik olarak tasarlanan ve sayısal benzetimde sınanan kontrol algoritması, hiçbir değişiklik yapılmadan gerçek bir hidrolik simülatöre uygulanarak olumlu sonuçlar elde edilmiştir. Uygulama yazılımı Labview ortamında hazırlanmıştır. Uygulamada elde edilen hata oranlarının sayısal benzetimden yüksek olma sebebinin modelleme hatalarından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Sayısal benzetimde ve uygulamada, geribesleme ile doğrusallaştırma yönteminin marjinal bir iyileştirmeye sebep olmadığı gözlemlenmiştir. Servovalfe ait doğrusal olmayan ifadeden kaynaklanan etkilerin geribeslemeli kontrol aşamasında büyük ölçüde bastırıldığı gözlenmiştir. Servovalfin doğrusal olmayan matematiksel ifadesine dikkat edildiğinde, yüksek yük basıncı değerlerine çıkılması ile valfin ileri yol kazancı düşmektedir. Sayısal benzetimde ve deney setinde yük basıncının arttırılması için test edilecek numunenin kütlesinin yüksek seçilmesi valfe ait ileri yol kazancının daha geniş bir aralıkta değişmesine sebep olacaktır, bunun yanında hidrolik silindirin yüksek hızlara çıkması viskoz sürtünmeden kaynaklı yük basıncı değişimine sebep olacaktır. Sistemin yüksek yük basınçlarına ulaşmasını sistem sınırlamaları etkilemektedir, özellikle hidrolik güç kaynağının debi kapasitesi hidrolik silindirin yüksek hızlara çıkmasını engellemektedir. İhmal edilen valf

sürgüsü dinamiği performansı etkileyen diğer faktörlerden biridir. Şekil 6.2 ile verilen valf karakteristikleri incelendiğinde yüksek kontrol işaretleri ile beraber valf dinamiği etkin olmaya başlamakta ve doğrusallaştırma performansını kötü yönde etkilemektedir. Uygulamada hidrolik güç kaynağı tarafından sağlanan sistem basıncı dalgalı bir yapıya sahiptir. Geribesleme ile doğrusallaştırma aşamasında kullanılan formülasyonda sistem basıncı sabit kabul edilmiştir. Sistem basıncının direkt olarak ölçülmesi ve doğrusallaştırma operatörü içerisinde kullanılması performansı arttıracağı düşünülmektedir.

Sonuç olarak, hidrolik simülatör için model temelli ILC tasarımı yapılmış ve test için kullanılacak optimize edilmiş konum kontrol referans işaretleri çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış ve geribesleme ile doğrusallaştırılmış hidrolik simülatörler için elde edilmiş, valfe ait doğrusal olmayan ifadelerin elimine edilmesi için tasarlanmış geri besleme ile doğrusallaştırmalı konum kontrolünün ILC performansı üzerinde tez içerisinde ele alınan çalışma bölgeleri içerisinde marjinal bir etkisinin olmadığı gözlenmiştir.

KAYNAKLAR

[1] **Plummer, A. R.** (2007). Control techniques for structural testing: A review. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, PartI: Journal of Systemsand Control Engineering, 221(2):139-169, 2007.

[2] **Tuncelli, A. C., Güner, H. veLongchamp, R.** (1990). Hydraulic axis control using pressure feedback.IEEE International Workshop on Intelligent Motion Control, Boğaziçi University, Istanbul, 20-22 Ağustos.

[3] **Hinton, C. E.** (1996). The maximum gain, minimum- integral principle applied to material testing. In IEEE colloquium'96. Getting the Best of PID in Machinery Control, London, October 1996.

[4] **Daley, S.** (1987), Application of a Fast Self-Tuning Control Algorithm to a Hydraulic Test Rig, Proc. IMechE, Vol.201 No.C4, pp.285-295.

[5] **Stoten, D. P. ve Gomez E. G.** (2001).Adaptive control of shaking tables using the minimal control synthesis algorithm. Philosophical Transaction of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, vol. 359., no. 1786, pp.1697-1723.

[6] **Langdon, J. D.** (2007). Design and Adaptive Control of a Lab-based, Tire-coupled,Quarter-car Suspension Test Rig for the Accurate Re-creation of Vehicle Response, M. Sc. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA.

[7] **Gizatullin, A. O. ve Edge, K. A.** (2006).Adaptive Control for a Multi-axisHydraulic Test Rig", Proc. IMechE, Vol.221, Part I, J. Systemsand Control Engineering, pp.183-198.

[8] **Clarke, D.W. ve Hinton, C. J.** (1997). Adaptive Control of Material-testing Machines, Automatica, Vol.33, No.6, pp 1119-1131.

[9] **Bradford, K. T.** (1995), Control Network with On-line Iteration and Adaptive Filter, MTS Corporation, US Patent No. 5,394,071.

[10] **Zhidong, Y., Qitao, H., Junwei, H. ve Hongren, L.** (2010). Adaptive Inverse Control of Random Vibration Based on The Filtered-X LMS Algorithm, Earthquake Engineering and Engineering Vibration, Vol.9, No.1,pp.141-146.

[11] **De Cuyper, J., Verhaegenb, M. ve Swevers, J.** (2003). Off-line Feed-forward and H∞ Feedback Control on a Vibration Rig, Control Engineering Practice, 11 (2003), pp.129–140.

[12] **Daley, S., Hatönen , J., Owens, D.H.,** (2004). Hydraulic Servo System Command Shaping Using Iterative Learning Control,Proceedings of UKACC Control 2004 Mini Symposia, Bath, UK.

[13] **De Cuyper, J.** (2006).Linear Feedback Control for Durability Test Rigs in the Automotive Industry, Ph. D. Thesis, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium.

[14] **De Cuyper, J., Coppens, D., Liefooghe, C., Swevers, J. ve Verhaegen, M.** (1998). Advanced Drive File Development Methods for Improved Service Load Simulation on Multi Axial Durability Test Rigs," Proc. of the International Acoustics and Vibration Asia Conference, Singapore, pp. 339-354.

[15] **Cherng, J.G., Göktan, A., French, M., Gu, Y. ve Jacob A.** (2001). Improving Drive Files for Vehicle Road Simulations, Mechanical Systems and SignalProcessing, 15 (2001), pp. 1007-1022.

[16] **De Cuyper, J. ve Dominiek, C.** (1999). Service load simulation on multi-axis test rigs. Sound and Vibration 33, pp. 30–35.

[17] **Dodds, C. J.** (1977) A computer system for multi-channel remote parameter control of a test specimen, MTS publication.

[18] **Cryer, B.W., Nawrocki, P.E. ve Lund, R.A.** (1976). A road simulation system for heavy duty vehicles. SAE 760361.

[19] **Vaes, D., Swevers, J. ve Sas, P.** (2004). Optimal Decoupling for MIMO-controller Design with Robust Performance, Proceeding of the 2004 American Control Conference, Boston.

[20] **Balkan, T., Konukseven, E. İ., Çalışkan, H. ve Dursun, U.** (2010). A Control System for Vehicle Durability Test Rig,Proceeding of the Automotive Tecnologies Congress 2010, Bursa.

[21] **Dursun, U. ve Bayram, T.** (2012). Tracking Control Solution for Road Simulators: Model-based Iterative Learning Control Approach Improved by Time-domain Modelling, Gazi University Journal of Science, Vol 25, No 2.

[22] **Lesser, C.,** (1993).On Stationary and Nonstationary Fatigue Load Modeling Using Autoregressive Moving Average (ARMA) Models, Ph. D. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA.

[23] **Smolders, K., Volckaert, M. ve Swevers, J.**, (2008). Tracking Control of Nonlinear Lumped Mechanical Continuous-time Systems: A Model Based Iterative Learning Approach,Mechanical Systems and Signal Processing, 22 (2008), pp.1896-1916.

[24] **MOOG Inc.**, Electrohydraulic Valves a Technical Look,www.moog.com.

[25] **Merritt, H.E. (**1967). Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons Inc., New York, London, Sydney.

[26] **Ercan, Y.** (1995). Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi, Gazi Üni. Yayınları.

[27] **Ercan, Y.**(2003). Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği, Literatür Yayıncılık.

[28] **Thaver, D. J.** (1965). Transfer Functions for Moog Servovalves, Rev. ed.. Moog Inc.. East Aurora. NY, Technical Bulletin 103.

[29] **Xu, J. X. ve Tan**, **Y.** (2003).Linear and Nonlinear Iterative Learning Control.Springer

[30] **Slotine, J.J.E.veLi, W.** (1991). AppliedNonlinear Control, Prentice-Hall.

[31] **Koren, Y. ve Lo., C.C.** (1992).Advanced controllers for feed drives. Annals of the CIRP, 41 (2), pp. 689-698.

[32] **Tomizuka, M.** (1987). Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control. J. Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.109, pp.65-68.

[33] **Tsao, T. C. ve Tomizuka, M.**, Adaptive Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control. Submitted to ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control (also ASME Paper #86-WA/DSC-3).

[34] **MOOG Inc.**, Datasheet of D661G Series Valves. http://www.moog.com.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ufuk Dursun

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 28.08.1985

Adres: Üsküdar/ İstanbul

E-Posta: dursun_ufuk@yahoo.com

Lisans: İTÜ Kontrol Mühendisliği

Yüksek Lisans: İTÜ Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller: 2009 yılından beri test sistemleri için kontrol algoritmaları tasarımı ve uygulaması üzerine çalışmaktadır. Kontrol alanındaki çalışmaları geribeslemeli kontrol, ILC, model temelli kontrol ve doğrusal olmayan kontrol üzerine yoğunlaşmış olup; DAQ kartlar, gerçek zamanlı kontrol ve Labview programlaması üzerine uygulamalar geliştirmektedir.

Yayın ve Patent Listesi:

- **Balkan, T., Konukseven, E. İ., Çalışkan, H. ve Dursun, U.** (2010). A Control System for Vehicle Durability Test Rig, Proceeding of the Automotive Tecnologies Congress 2010, Bursa.
- **Dursun, U. ve Bayram, T.** (2012). Tracking Control Solution for Road Simulators: Model-based Iterative Learning Control Approach Improved by Time-domain Modelling, Gazi University Journal of Science, Vol 25, No 2.
- **Dursun, U. ve Bayram, T.** (2012). Yol Verilerinin Labaratuvar Ortamında Yeniden Üretilmesi, Proceeding of the Automotive Tecnologies Congress 2012, Bursa.