



# Hidrolik Tahrikli Aks Mili Test Sisteminin Adaptif Bulanık PID ile Kontrolü

Göktürk Taşağıl<sup>1</sup>, Muzaffer Metin<sup>2</sup>, Timuçin Bayram<sup>3</sup>

## ÖZ

Bu çalışmada hidrolik tahrikli aks mili test sistemi üzerinde karşılaşılabilecek kontrol problemi incelenmiş ve karşılaşılabilecek probleme göre Adaptif Bulanık PID (AB-PID) kontrol yöntemi önerilmiştir. Test sisteminde karşılaşılabilecek problem, test edilecek parçaların sertlik değerlerinin farklılık göstermesidir; dolayısıyla uygulanan kontrol metodunun ölçeklendirme çarpanları test esnasında kendiliğinden ayarlanabilir olması gerekecektir. Bunu sağlamak için AB-PID kontrolcü geliştirilmiştir. AB-PID kontrolcünün performansını kıyaslamak için klasik PID ve Bulanık Mantık Kontrolcü (BMK) de aks mili testi için denenmiştir. Geliştirilen kontrolcülerin çeşitli sertlikteki test parçaları üzerinde simülasyonu yapılmıştır. Birim basamak referans girişleri için hata üzerinden türetilerek kontrol performanslarının değerlendirildiği ISE ve ITSE değerleri karşılaştırılmış, ömür testi olan sinüzoidal referansta ise hata grafikleri incelenmiştir. AB-PID kontrolcünün iki tip referans girişi için de daha uygun sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Aks mili, test sistemleri, adaptif kontrol, hidrolik eyleyici, bulanık mantık

## Adaptive Fuzzy PID Control Of Hydraulically Driven Axle Shaft Test System

### ABSTRACT

In this study, the control problem to be encountered on the axle shaft test system is examined and Adaptive Fuzzy PID (AF-PID) control method is proposed according to the problem to be encountered. The problem with the test system is that the stiffness values of the parts to be tested differ; therefore, the scaling factors of the control method to be applied will need to be self-adjustable during the test. To achieve this, the AF-PID controller has been developed. To compare the performance of AF-PID controller, classical PID and Fuzzy Logic Controller (FLC) were also tested for axle shaft testing. The developed controllers were simulated on test pieces of various stiffness. ISE and ITSE values which are used for evaluating control performances, were compared for the unit step reference inputs, and error graphs were examined in the sinusoidal reference, which is the life test. It has been observed that the AF-PID controller gives more suitable results for both types of reference inputs.

**Keywords:** Axle shaft, test system, adaptive control, hydraulic actuator, fuzzy logic

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 23.12.2021  
Kabul/Accepted : 15.11.2022

<sup>1</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Yüksek Lisans Programı İstanbul - gokturk.tasagil@mert.com, ORCID: 0000-0002-8816-6325

<sup>2</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul mmetin@yildiz.edu.tr, ORCID: 0000-0002-9724-3433

<sup>3</sup> Mert Teknik Fabrika Malzemeleri Ticaret ve Sanayi A.Ş. Ar-Ge Merkezi, İstanbul timucin.bayram@mert.com, ORCID: 0000-0002-2714-9249



## EXTENDED ABSTRACT

Axle shafts are very common parts in the automotive and heavy vehicle industry. The durability tests of these parts are made and their lifetimes are determined. Since the axle shaft test system will require high torques, it is preferable to use hydraulic actuators instead of electric.

The non-linear nature of the hydraulic system makes it difficult to use conventional control methods. For this reason, fuzzy logic, which is one of the nonlinear control methods, was chosen as the control method. The stiffness of the axle shafts will vary. For this reason, the control method must also be able to accurately test axle shafts of different hardness.

In order to make healthy control in the test system, whose hardness and therefore the mathematical model changes, the controller must be adaptive. For this reason, an adaptive fuzzy PID controller is proposed to control the system by combining the fuzzy logic with the PID structure used to re-adjust the scaling factors.

In the simulations, it has been observed that the adaptive fuzzy PID controller gives better results in part replacements than the classical PID and fuzzy logic controllers. ISE and ITSE values were examined for the unit step reference, and the error graphs were examined for the sinusoidal reference with fatigue data.

ISE and ITSE values were found to be more appropriate in the adaptive fuzzy PID controller for the part with both hardness, one soft and the other hard. Likewise, the performance of the adaptive fuzzy PID controller is more suitable for fatigue data.

In the light of the information obtained from this study, it has been determined that the adaptive fuzzy PID controller system model produces a more appropriate control signal in variable situations. For a deeper analysis of the research specific to the hydraulic test system, parameters such as hydraulic pump aging, oil pollution, and other efficiency losses can be added to the model and performance can be examined.



## 1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe aks milleri gibi dinamik bileşenlerin tasarımı ayrı bir önem taşımakta ve kendine has gereklilikleri yerine getirmesi gerekmektedir. Bu gereklilikler arasında aks miline gelecek ekstrem yüklere karşı dayanım göstermek olduğu gibi bunla birlikte aks miline etkiyecek sürekli ve tekrarlanan yüklere karşı uzun ömürlü olmak da olacaktır. Bu gerekliliklerin sağlanıp sağlanmadığının anlaşılması için her ne kadar sonlu elemanlar analizi yapılsa da hafif ve ağır vasıta sektöründe kullanılan aks millerinin validasyon testlerinin yapılması da gerekmektedir. Bunun için millerin, çalışma şartlarını oluşturulabilecek bir düzende test edilmeleri ve bu koşulları karşıladıkları gösterilmelidir. Böylelikle hem sonlu elemanlar analizlerinin sağlanması yapılmış olacak hem de pratikte aks millerinin davranışı hakkında bilgi sahibi olunacaktır.

Mil burma testleri çeşitli test düzenekleri ile yapılabilmektedir. Bu test düzenekleri hidrolik veya elektrik tahriki ile testi gerçekleştirebilir. Hidrolik eyleyicilerde kuvvet kolu oluşturularak hidrolik silindir ile test yapılabilir. Fakat bu yöntemde burma açısında kısıt olmakta ve test edilecek parça yelpazesini sınırlandırmaktadır (Dongmei, Qiang ve Xihong, 2011). Hidromotor veya elektrik motoru ile tahrik edilen sistemlerde burma açısı sınırı olmamakta ve test sınırları, sistemin konstrüksiyonundan ziyade sistemin güç kapasitesi ile belirlenmektedir (Bressan ve Unfer, 2006). Hidromotorun elektrik motoruna göre küçük hacimde çok daha yüksek tork üretebilmesi dolayısı ile konstrüktif kısıtların azalması, hidromotor kalkış torkunun elektrik motor torkuna göre daha yüksek olması, anlık durma veya kitlenme durumlarında elektrik motorlarında hasar oluşabilmesi fakat hidromotorda böyle bir sorun olmaması gibi avantajları bulunmaktadır (Donald, 2013).

Hidrolik sistemlerin özellikleri tepki doğruluğu, akışkanın aynı zamanda mekaniği yağlaması ve ısı transferini sağlaması ve en önemlisi de büyük güçleri iletmenin kolaylığı olarak söylenebilir. Dezavantajları ise sızıntı nedeni ile verim/güç kaybı, esnek olmama, hidrolik dinamiğinin nonlineer yapıda olması ve düşük güç ihtiyacında bile sistemin çalışabilmesi için diğer sistemlere göre fazla güç tüketmesidir. Gelişen elektronik ve yazılım teknolojileri ile birlikte hidroliğin çok hassas kontrol edilmesi mümkün olmuş ve elektrohidrolik servo sistemler ortaya çıkmıştır. Elektrohidrolik servo sistemler ile hidroliğin gücünden ve elektroniğin hızından aynı anda faydalanma imkânı doğmuştur. Bu sistemlerin getirdiği kolaylıklar ile birlikte birtakım zorluklar da baş göstermiştir. Bu sorunlar arasında en önemlisi hidrolik sistemlerin doğrusal olmayan yapısı ve lineer kontrol yöntemlerine uygun olmayışıdır. Bu doğrusal olmayan özelliklere örnek olarak akışkanın sıkışabilmesi, ölü bölge, sızıntı ve basınç akış arasındaki histerezis (özellikle hidrolik valfler üzerinde) verilebilir (Manring, 2019).

Bahsi geçen sebeplerden dolayı hidrolik sistemlerin kontrolünde çok sık kullanılan yöntemlerden birisi olan PID istenen performansı gösteremeyebilir. Bulanık kontrol,

doğrusal olmayan sistemlerde, sistem dinamiklerinin değişkenliğinde, modelsiz sistemlerde veya kesin bilgi gerektirmeyen sistemlerde kontrole imkân verir. Bir PID kontrolörden daha iyi performansla karmaşık veya kötü tanımlanmış bir sistemin kontrolünde kullanılabilir. Bulanık denetleyicinin bir diğer önemli performans özelliği, kısa yükselme süresi ve küçük tepe noktası aşımıdır (Zhao, Han, Wang ve Yu, 2016).

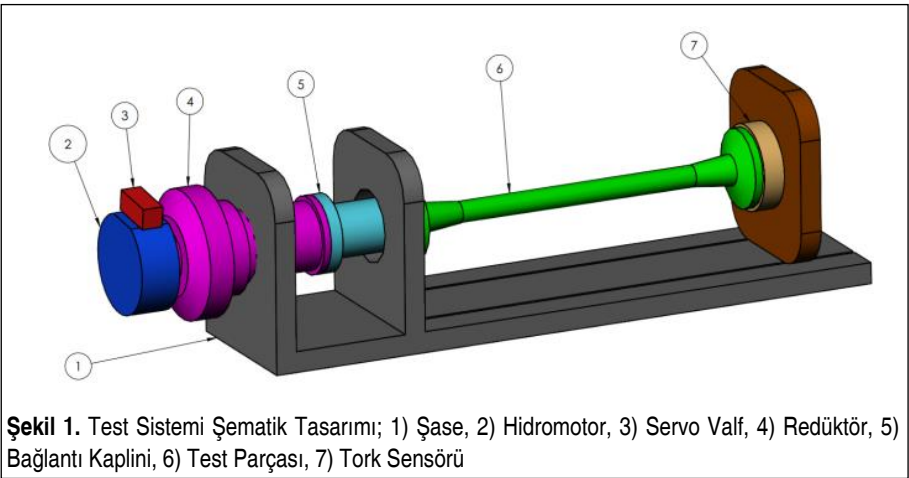
PID kontrolcülerde ise sistemin kalıcı hal hatası en aza indirilebilir fakat parametre değişimlerinde PID kazançları tekrar ayarlanmalıdır. Hem PID hem BMK avantajlarından faydalanmak için BM-PID kontrolcüler geliştirilmiştir. Hem parametrelerdeki bilinmezlikler hem de parametre değişimlerine uygun tepkiyi verecek kontrolcünün tasarlanması için parametre uyarlamalı bir kontrol algoritmasının da kontrolcüye eklenmesi kontrol performansını iyileştirecektir (Metin ve Güçlü, 2011).

Bu çalışmada hidromotor tahrikli aks mili test düzeneği modeli kurulmuş ve hidromotorun servo valf ile kontrolü için simülasyon çalışması yapılmıştır. Kurulan modelde PID, Bulanık Mantık ve Adaptif Bulanık Mantık PID kontrolcülerini denemiş, farklı sertlikteki test parçalarına göre kontrol performansları incelenmiştir.

## 2. AKS MİLİ TEST SİSTEMİ EKİPMANLARI

Aks mili test sistemi temel olarak yedi kısımdan oluşmaktadır.

Şekil 1’de test sisteminin elemanları bulunmaktadır. Test sisteminin çalışma prensibi şu şekilde gerçekleşmektedir. Testi gerçekleştirebilmek için içindeki pompa yardımıyla hidrolik yağ sıkıştırarak test ekipmanına gönderilir. Sıkışan yağ önce servo valfte ayarlanarak hidromotora basılır ve hidromotorda torka ve açı deplasmanına dönüşür. Hidromotor çıkışı redüktöre bağlanmıştır. Redüktör hidromotor çıkışındaki



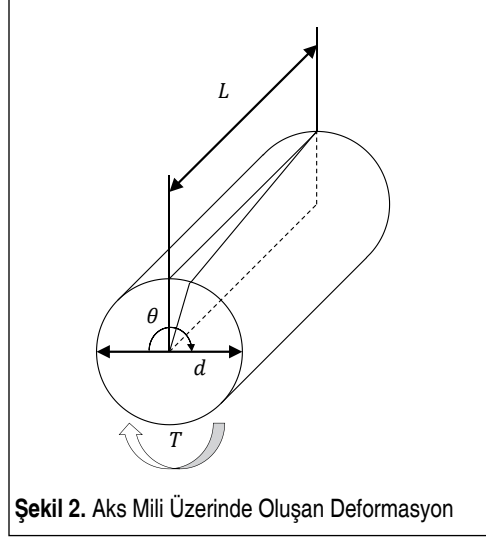
Şekil 1. Test Sistemi Şematik Tasarımı; 1) Şase, 2) Hidromotor, 3) Servo Valf, 4) Redüktör, 5) Bağlantı Kaplini, 6) Test Parçası, 7) Tork Sensörü

torku artırarak bağlantı kaplini üzerinden test parçasına uygular. Test parçası diğer ucundan tork sensörüne bağlıdır. Tork sensörü gövdeye sabitlenmiş olup dönmeyecektir. Böylece bağlantı flanşından uygulanan tork doğrudan test parçası üzerinden tork sensörüne aktarılacaktır.

Testin güvenilirliği için test sistemi gövdesi mümkün olduğunca rijit olmalıdır. Böylelikle test sisteminin deformasyonu en az olacak ve parçada oluşacak deformasyonlar tüm test ekipmanından bağımsız olarak incelenebilecektir.

### 3. AKS MİLİ KATSAYI TESPİTİ

Test edilecek aks milleri, üzerlerine burma momenti uygulanarak döndürülür. Şekil 2’de uygulanan tork ve oluşan açisal deplasman görülmektedir.



Şekil 2. Aks Mili Üzerinde Oluşan Deformasyon

Aks mili üzerine uygulanan gerilme ( $\tau, N/m^2$ ), kesme modülü ( $G, N/m^2$ ) ve oluşan deformasyon ( $\gamma$ ) denklem 1’de verilmiştir

$$\tau = G\gamma \quad (1)$$

Kesme modülü, uzunluk ( $L, m$ ), çap ( $d, m$ ), polar atalet momenti ( $J, mm^4$ ) ve burulma yay rijitliği ( $k, Nm/rad$ ) arasındaki ilişki denklem 2’de verilmiştir.

$$G = \frac{kL}{J}, J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2)$$

Gerilim ve burulma açısı ( $\theta, rad$ ) arasındaki ilişki denklem 3’de verilmiştir



$$\gamma = \frac{2L}{d} \theta \quad (3)$$

Burma torku ( $T, Nm$ ) ve burulma arasındaki ilişki denklem 4'te verilmiştir

$$T = k\theta = \frac{GJ}{L} \theta \quad (4)$$

Aks mili genellikle SAE 41XX veya SAE 10XX malzemelerinden üretilmektedir (Axles & Axle Bearings, 2013). 4140 çelik için kesme gerilme modülü  $G=80GPa$  olarak kullanılabilir. Aks mili çapları  $d=30-60mm$  ve uzunlukları ise  $L=500-900mm$  aralığında olabilir (Rear Axle, 2022). Simülasyonlarda kullanmak üzere rijitliği en düşük ve en yüksek aks mili yay katsayıları denklem 5'te verilmiştir.

$$k_1=9000 \text{ Nm/rad}$$

$$k_2=170000 \text{ Nm/rad} \quad (5)$$

Seçilen test parçalarının ataletleri dolu silindirik cisimler için kullanılan formülden bulunmuştur. Denklem 6'da en büyük ve en küçük test parçası için atalet momentleri verilmiştir.

$$I_1=0.00043 \text{ kgm}^2$$

$$I_2=0.00595 \text{ kgm}^2 \quad (6)$$

Çelik malzemelerde sönüm katsayısını bulmak için sönüm oranı kullanılacaktır. Çelik malzemelerdeki sönüm oranı yaklaşık  $\zeta=0.02$  'dir. Bu değerden yola çıkarak sönüm katsayıları denklem 7'deki gibi bulunmuştur.

$$c_1=0.635 \text{ Nms/rad}$$

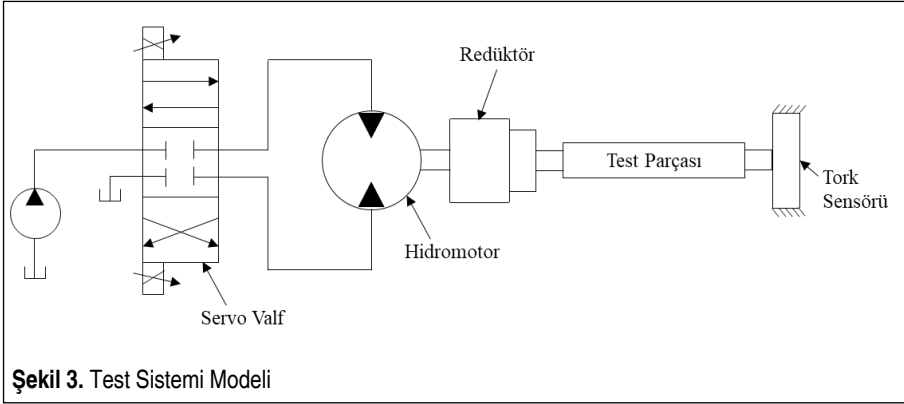
$$c_2=0.0387 \text{ Nms/rad} \quad (7)$$

## 4. TEST SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELİNİN ÇIKARILMASI

Bu bölümde, test sistemine ait alt bileşenlerin modelleri oluşturulmuştur. Öncelikle hidrolik sistemde bulunan servo valf ve hidromotorun matematiksel modelleri çıkarılmıştır. Daha sonra, test parçası ve redüktör de modele eklenerek tüm sistemin modeli elde edilmiştir.

### 4.1 Sistemin Fiziksel ve Matematiksel Modeli

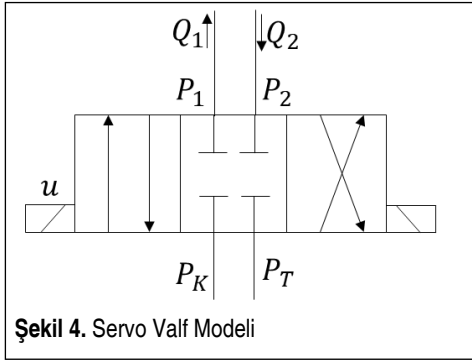
Şekil 3'de sistemin indirgenmiş modeli bileşenleri ile gösterilmiştir. Test parçası bir ucunda hareketsiz tork sensörüne, diğer tarafta ise dönen redüktöre bağlıdır. Tork sen-



sörü sistem şasesi ile birleştirilmiştir ve test parçasına direkt bağlı olduğu için parça üzerinde oluşan torku doğrudan ölçebilecektir.

#### 4.1.1 Servo Valf ve Hidromotor Modeli

Servo valf akış denklemi denklem 8'deki gibidir. Buradaki valf geçirgenlik katsayısı  $K_v$ , servo valf kataloğundan seçilmiştir. Giriş sinyali % $u$  0 ile 1 arasında olup valf sürücüsünün açıklığını ifade eden değişkendir. Basınç farkı  $\Delta P$  servo valfin giriş ve çıkış portu arasındaki basınç farkıdır. Şekil 4'te servo valf modeli gösterilmiştir (Taşağıl, Başgöl, Metin ve Bayram, 2020).



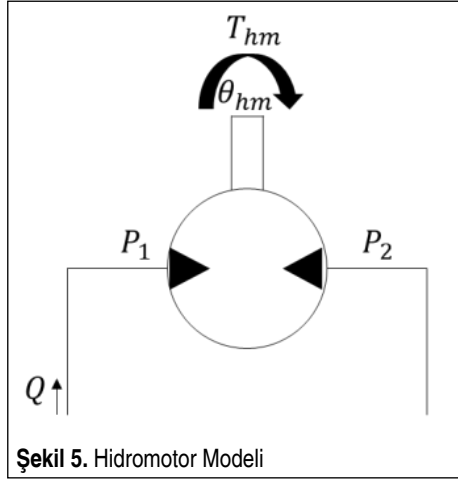
$$Q_1 = K_v \%u \sqrt{\Delta P_1} \text{sgn}(\Delta P_1) \quad (8)$$

$$Q_2 = K_v \%u \sqrt{\Delta P_2} \text{sgn}(\Delta P_2)$$

Servo valfin açılma yönüne göre basınç farkları ve debi yönleri değişecektir. Denklem 9'de bu ilişki verilmiştir (Dindorf ve Wos, 2019).

$$\Delta P_1 = \begin{cases} P_K - P_1, & \%u \geq 0 \\ P_1 - P_T, & \%u < 0 \end{cases}$$
$$\Delta P_2 = \begin{cases} P_2 - P_T, & \%u \geq 0 \\ P_K - P_2, & \%u < 0 \end{cases} \quad (9)$$

Hidromotor gelen debiyi ve portları arasındaki basınç farkını, açısal hız ve torka çevirir. Hidromotor modeli Şekil 5'te gösterilmiştir. Denklem 10'de hidromotor çıkışındaki tork ve açısal hızın, giriş debisi ve basınç farkı ilişkisi verilmiştir. Burada sırasıyla  $\varphi_{hm}$  ve  $\mu_{hm}$  hidromotor tork ve debi katsayılarıdır (TD1.5 TV1.5, 2021).



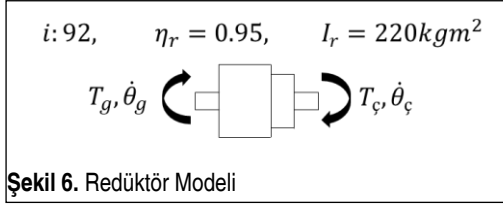
$$\dot{\theta}_{hm} = Q \mu_{hm} \quad (10)$$

$$T_{hm} = (P_1 - P_2) \varphi_{hm}$$

#### 4.1.2 Redüktör Modeli

Redüktör hidromotor tarafından oluşturulan torku arttırmak için kullanılmaktadır. Yüksek tork değerlerine ulaşmak için redüktör çevrim oranı uygulanmak istenen tork değerine göre belirlenecektir. Şekil 6'da redüktör modeli gösterilmiştir. Burada sırasıyla  $T_g$  ve  $T_c$  giriş ve çıkış torkları,  $\dot{\theta}_g$  ve  $\dot{\theta}_c$  giriş ve çıkış açısal hızları,  $\eta_r$  redüktör verimi,  $i$  redüktör çevrim oranı ve  $I_r$  redüktörün giriş tarafına indirgenmiş atalet momentidir. Denklem 11'de giriş ve çıkış değişkenleri arasındaki ilişki verilmiştir.



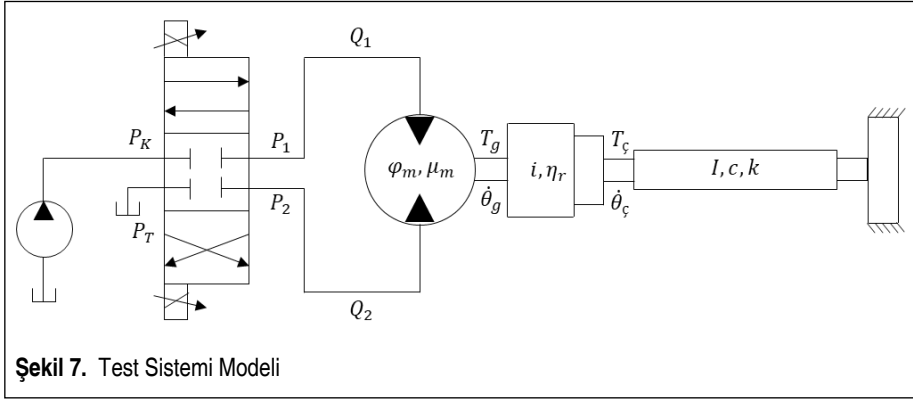


$$T_c = T_g i \eta_r \quad (11)$$

$$\dot{\theta}_c = \frac{\dot{\theta}_g}{i}$$

#### 4.1.3 Test Sistemi Matematik Modeli

Test sisteminin indirgenmiş modeli ilgili parametreleri ile birlikte Şekil 7’de verilmiştir.



Test parçası üzerine tork redüktör çıkışından uygulanacaktır. Test parçası için 2. derece model kullanılarak denklem 12’deki ilişki kurulmuştur.

$$T_c = I \ddot{\theta}_c + c \dot{\theta}_c + k \theta_c \quad (12)$$

Denklem 11’deki redüktör giriş ve çıkış ilişkileri denklem 12’ye eklenip  $\ddot{\theta}_g$  yalnız bırakıldığında denklem 13 elde edilmiştir.

$$\ddot{\theta}_g = \frac{i}{(I + I_r i)} \left[ -c \frac{\dot{\theta}_g}{i} - k \frac{\theta_g}{i} + T_g i \eta_r \right] \quad (13)$$

$$\ddot{\theta}_g = \frac{i}{(I + I_r i)} \left[ -c \frac{\dot{\theta}_g}{i} - k \frac{\theta_g}{i} + (P_1 - P_2) \varphi_{hm} i \eta_r \right] \quad (14)$$

Burada  $T_g$  hidromotor çıkışındaki torktur ve denklem 13'te yerine yazıldığında denklem 14 elde edilir.

Servo valf çıkışından hidromotora giden debi üç kısma ayrılır. Sıkışan yağ debisi  $Q_C$ , sızan yağ debisi  $Q_L$  ve hidromoturu döndüren debi  $Q_W$ . Bu ilişki denklem 15'de verilmiştir. Burada  $\beta$  yağın sıkışma katsayısı,  $V_0$  sıkışan hattaki yağın hacmi ve  $c_l$  sızıntı katsayısıdır (Dursun, Üstoğlu, ve Taşçıkaraoğlu, 2018).

$$Q = Q_W + Q_C + Q_L \quad (15)$$

$$Q_W = \frac{\dot{\theta}_{hm}}{\mu_{hm}}, \quad Q_C = \dot{P} \frac{V_0}{\beta}, \quad Q_L = \Delta P c_l$$

Sıkışan yağ dinamiği iki port için de yazılacak olursa denklem 16 elde edilir. Buradaki  $Q_1$  ve  $Q_2$  terimleri denklem 8'de verilmiştir.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_0} \left[ Q_1 - \frac{\dot{\theta}_{hm}}{\mu_{hm}} - (P_1 - P_2) c_l \right] \quad (16)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_0} \left[ -Q_2 + \frac{\dot{\theta}_{hm}}{\mu_{hm}} + (P_1 - P_2) c_l \right]$$

8'de verilmiştir.

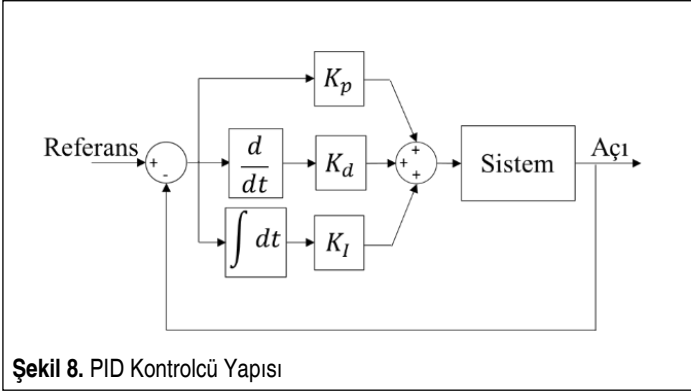
## 5. TEST SİSTEMİNİN KONTROL ALGORİTMASI

Hidrolik sistem dinamiği doğrusal olmadığı için klasik kontrol yöntemlerini matematiksel olarak uygulamak mümkün olmayacaktır. Hidrolik sistem belirli basınç farkı aralığında doğrusallaştırılsa bile bu işlem tüm çalışma aralığını kapsamayacaktır. Dolayısı ile yapılan doğrusallaştırma işlemi sistemin matematik modelini gerçek sistemden uzaklaştıracaktır (Tall, 2009). Bu sebeple hidrolik sistemin kontrol edilmesi için ileri kontrol teknikleri kullanmak daha uygun sonuçlar verecektir. BMK (Bulanık mantık kontrolcü) yapısı gereği hidrolik sistemde sistem doğrusalsızlıklarından bağımsız olarak müdahale edebilecektir. Fakat test sisteminde test edilecek parça değiştirildiğinde kontrol parametrelerinin de değiştirilmesi gerekecektir. Bu sebeple hem parametrelerin yeniden düzenlenmesi için hem de kararlı hal hatasını sıfırlamak için AB-PID (Adaptif Bulanık Mantık PID) kontrolcü kullanılacaktır.

AB-PID kontrolcünün performansını değerlendirebilmek için sistemin kontrolü PID, BMK ile de denenecektir. Kontrolcülerin performanslarını kıyaslarken farklı yay kat-sayısına sahip parçalarda ISE ve ITSE değerlerine bakılacaktır.

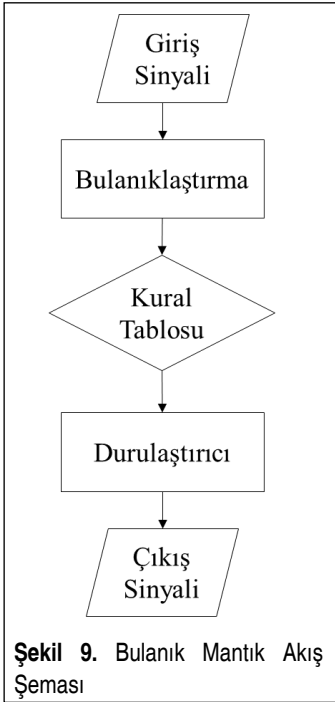
## 5.1 PID Kontrolcü Tasarımı

Kontrolcüler arasında performans değerlendirmesi yapabilmek için klasik kontrol yöntemi olan PID ile de sistem kontrol edilecektir. Şekil 8’de PID kontrol yapısı gösterilmektedir. Burada  $K_p$  oransal kontrol kazancı,  $K_d$  türev kontrol kazancı ve  $K_I$  integral kontrol kazancıdır.



Şekil 8. PID Kontrolcü Yapısı

PID kontrolcü ile BMK ve AB-PID kontrolcü cevapları karşılaştırılacaktır. Böylelikle sistemde bir parametre değişimi olduğunda kontrolcü performanslarının nasıl değiştiği kıyaslanabilecektir.

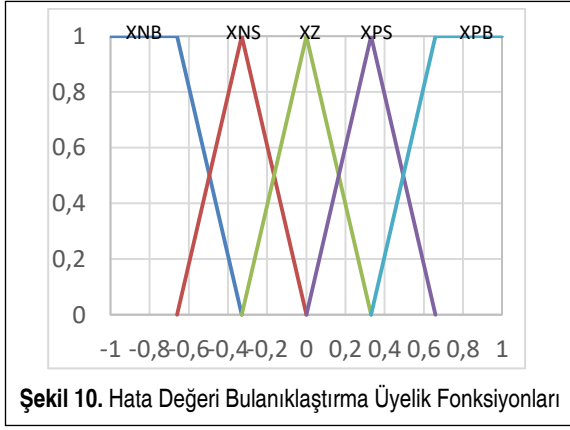
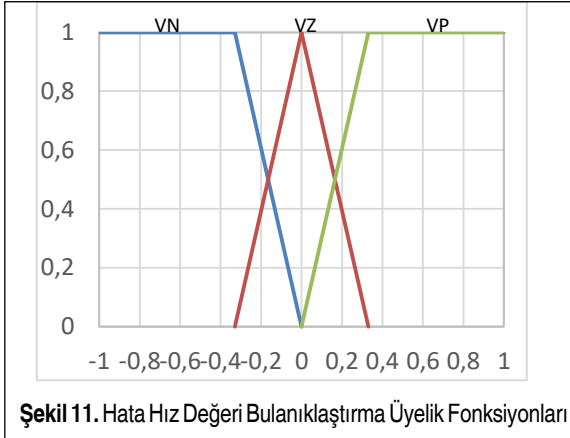


Şekil 9. Bulanık Mantık Akış Şeması

## 5.2 BMK Kontrolcü Tasarımı

Bulanık mantık teorisinin temeli Lütüf Zadeh tarafından 1968 yılında atılmıştır. Klasik mantıkta bir eleman kümeye ait veya değildir. Bulanık mantıktaki yaklaşım ise bu kesinliği ortadan kaldırarak, bir elemanın kümeye dahil olması derecelendirilerek kümeye aitliğine karar verilir (Zadeh, 1968). Bu yaklaşım kontrol teorisinde yeni bir alan olan “Bulanık Mantık Kontrolcü”leri ortaya çıkarmıştır.

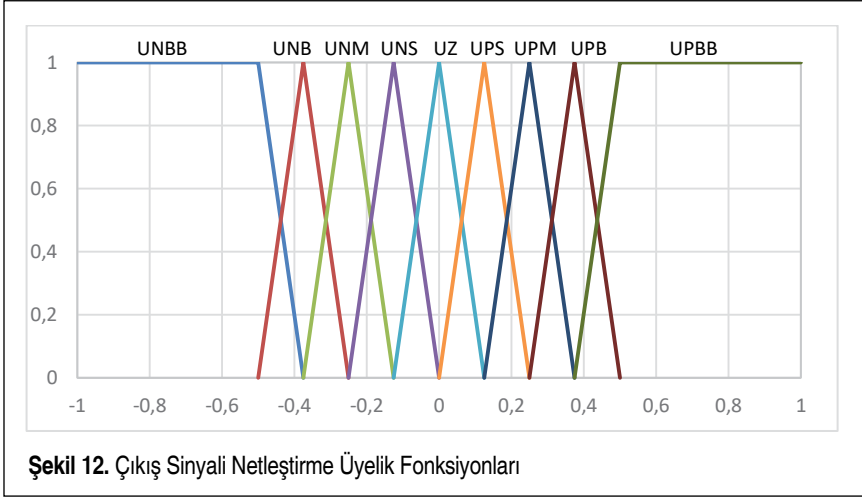
Bulanık mantık kontrolcülerde hata sinyali üzerinde çeşitli bulanıklaştırma işlemi yapılır. Bulanıklaşan sinyal üzerinde oluşturulmuş kural tablosuna göre kontrolcü çıkış sinyali üretilir. Üretilen bu sinyal ilk olarak bulanık formdadır. Durulaştırma işlemi ile çıkış sinyali kontrol sinyaline dönüştürülür. Şekil 9’da bulanık mantık kontrolcü algoritma yapısı gösterilmiştir (Mamdani, 1974).

**Şekil 10.** Hata Değeri Bulanıklaştırma Üyelik Fonksiyonları**Şekil 11.** Hata Hız Değeri Bulanıklaştırma Üyelik Fonksiyonları

Test sistemi kontrolü için hata ve hatanın hızı değişkenleri bulanık mantık kontrolcünde kullanılmıştır. Kural tablosu için çeşitli kural tabloları denenmiş olup nihayetinde Şekil 10 ve Şekil 11'deki gibi olmasına karar verilmiştir. Sistem dinamiğinde oluşan

**Tablo 1.** Bulanık Mantık Kontrolcü Kural Tablosu

Hata \ Hata hızı	VN	VZ	VP
XNB	UNBB	UNBB	UNB
XNS	UNB	UNM	UNS
XZ	UNS	UZ	UBS
XPS	UPS	UPM	UPB
XPB	UPB	UPBB	UPBB

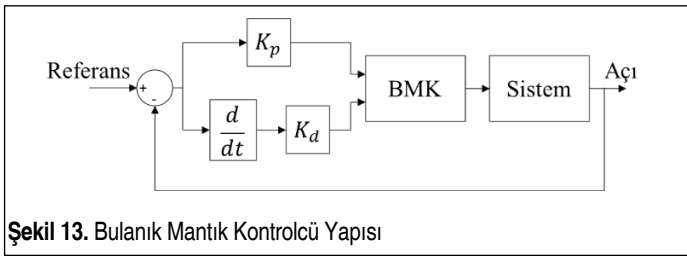


torkun konuma merteye olarak çok daha fazla bağlı olması ve az sönüm içermesi sebebiyle konum hatasını içeren üyelik fonksiyon sayısı artırılmıştır.

Bulanıklaştırma işleminde sonra bulanık değerler kural tablosuna sokulacaktır. Kural tablosu Tablo 1’de verilmiştir.

Bulanıklaştırılan değişkenler üzerinden kural tablosuna göre çıkış sinyali üretilecektir. Bunun için kural tablosundan çıkan sinyale netleştirme işlemi uygulanır. Şekil 12’de netleştirme işlemi detayı gösterilmiştir.

Bulanık mantık kontrolcü sisteme Şekil 13’teki gibi uygulanacaktır. Burada  $K_p$  bulanık kontrolcüdeki hata katsayısı ve  $K_d$  bulanık kontrolcüdeki hata hızı katsayısıdır.



### 5.3 AB-PID Kontrolcü Tasarımı

B-PID kontrolcü temelde hem BMK hem de PID özelliklerinin birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Bu sayede BMK de karşılaşılan kararlı hal hatası ortadan kaldırılabilmekte ve daha iyi kararlı hal cevabı alınabilmektedir. Şekil 14’te B-PID yapısı gösterilmiştir (Metin ve Güçlü, 2008).





Bulanık PID kontrolcü çıkışı denklem 18’de verilmiştir. Burada F bulanık kontrolcü çıkışındaki sinyaldir.

$$u = \alpha F \beta \int (f(e) + F) dt \quad (18)$$

Simülasyonlarda kullanılan sistem parametreleri Tablo 2’de, kontrol parametreleri Tablo 3’te verilmiştir.

**Tablo 2.** Sistem Parametreleri

Sembol	Birim	Değer
$V_0$	$(m^3)$	0.000186
$K_v$	$\left(\frac{m^3}{s\sqrt{Pa}}\right)$	$4.787 \times 10^{-7}$
$c_l$	$\left(\frac{m^3}{Pa}\right)$	$1.3 \times 10^{-12}$
$P_K$	$(Pa)$	20000000
$P_T$	$(Pa)$	0
$I_r$	$(kgm^2)$	220
$i$		92
$\mu_{hm}$	$\left(\frac{m^3}{rad}\right)$	0.00003835634
$\varphi_{hm}$	$\left(\frac{Nm}{Pa}\right)$	0.0000382

**Tablo 3.** Kontrol Parametreleri

PID Parametreleri	
$K_p$	160
$K_d$	12
$K_I$	0.8
BMK Parametreleri	
$K_p$	96.656
$K_d$	0.35
AB-PID Parametreleri	
$K_p$	95.5
$K_d$	2450
$\alpha$	7.8
$\beta$	0.03
$a_1$	22000
$a_2$	12000
$b_1$	0.000011
$b_2$	0.000006

## 6. SİMÜLASYONLAR

Test sistemi kontrolünde yaşanacak en temel problem farklı sertlikteki test parçalarına uygun kontrol sinyali üretilmesi ve yapılmak istenen testin doğru hassasiyetle gerçekleştirilmesidir. Ayrıca hidrolik ekipmanın zamanla eskimesi, sızıntıların artması, akü basıncının azalması, yağ kirliliği gibi faktörler de sistemi etkileyecek ve kontrolcü çarpanlarının yeniden uyarlanmasını gerektirecektir. Fakat çalışmanın esas amacından sapmamak için bu faktörler incelenmemiş ve sadece parça sertliğinin değişimi üzerinden kontrolcü performansları değerlendirilmiştir.

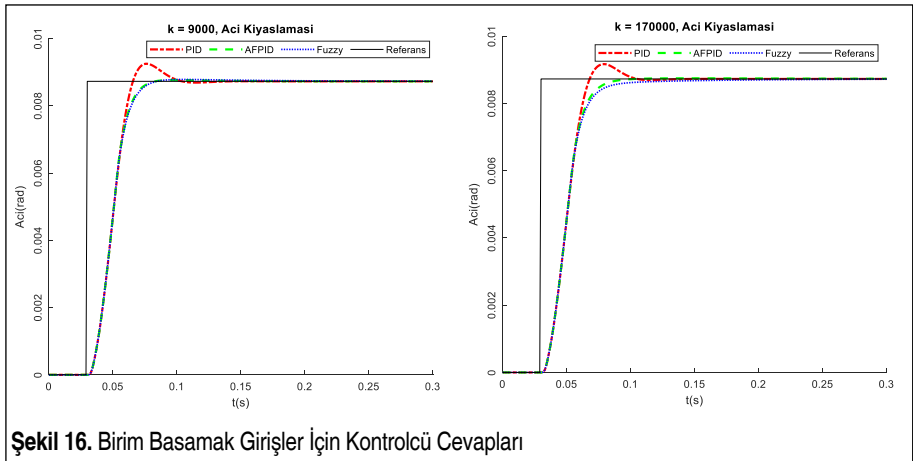
Performans kıyaslaması için birim basamak girişinde hata üzerinden ISE ve ITSE parametreleri incelenecektir. ISE ve ITSE'nin fonksiyonları denklem 19'da belirtilmiştir.

$$S_{ISE} = \int e(t)^2 dt$$
$$S_{ITSE} = \int te(t)^2 dt$$
(19)

Simülasyonlar MATLAB Simulink programında gerçekleştirilmiştir. Şekil 16'da parça için yay katsayıları  $k_1$  ve  $k_2$ 'yken birim basamak cevapları her kontrolcü için gösterilmiştir.

Birim basamak girişlere göre kontrolcülerin ISE ve ITSE performans karşılaştırması Tablo 3'de verilmiştir.

Aks mili yorulma testleri için kullanılan yol profili sinüs dalga formudur. Bu sebeple kontrolcülerin sinüs dalga referansa göre referans takiplerinin ve hata değerlerinin karşılaştırılması performanslarını incelemek için doğru olacaktır. Şekil 17'de kont-

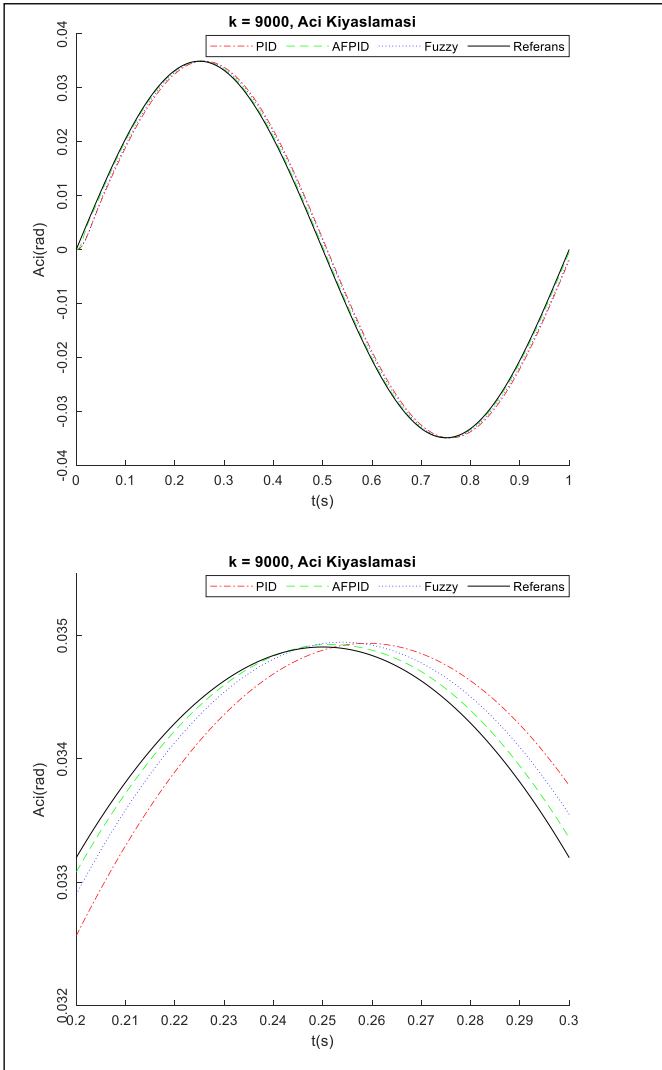


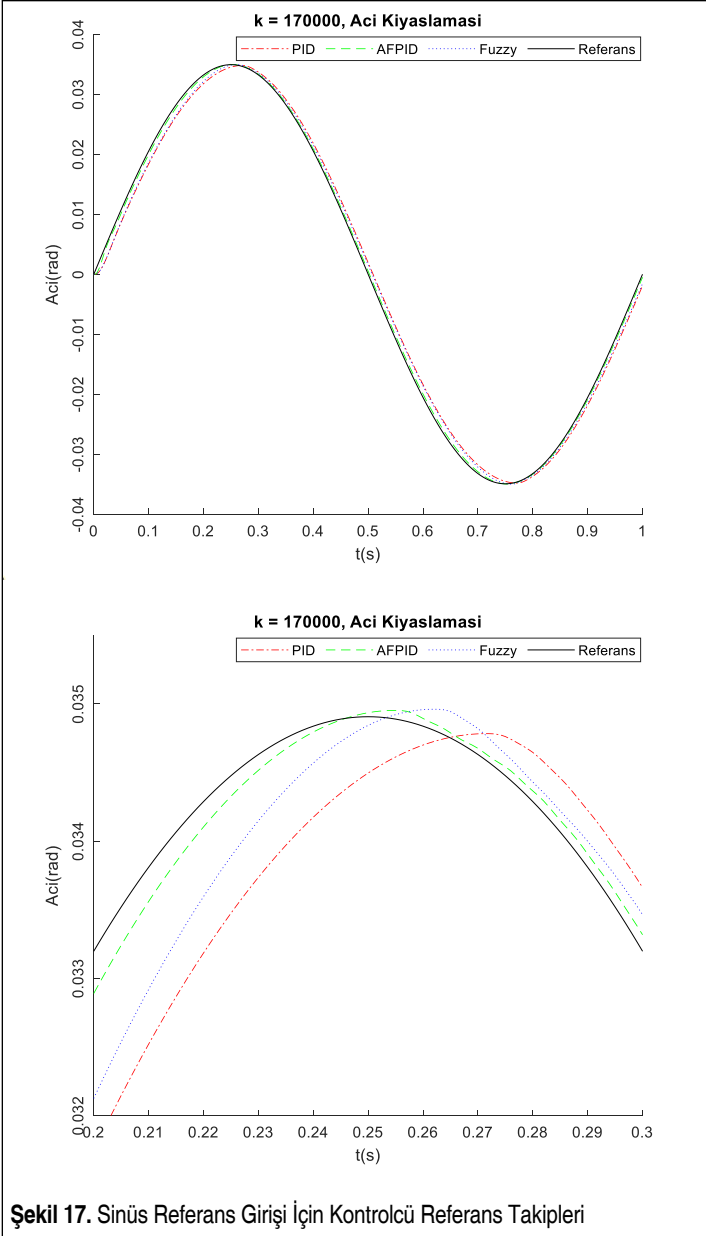
Şekil 16. Birim Basamak Girişler İçin Kontrolcü Cevapları



**Tablo 4.** Farklı Sertlikteki Aks Millerine Göre ISE ve ITSE Kontrolcü Performans Kıyasları

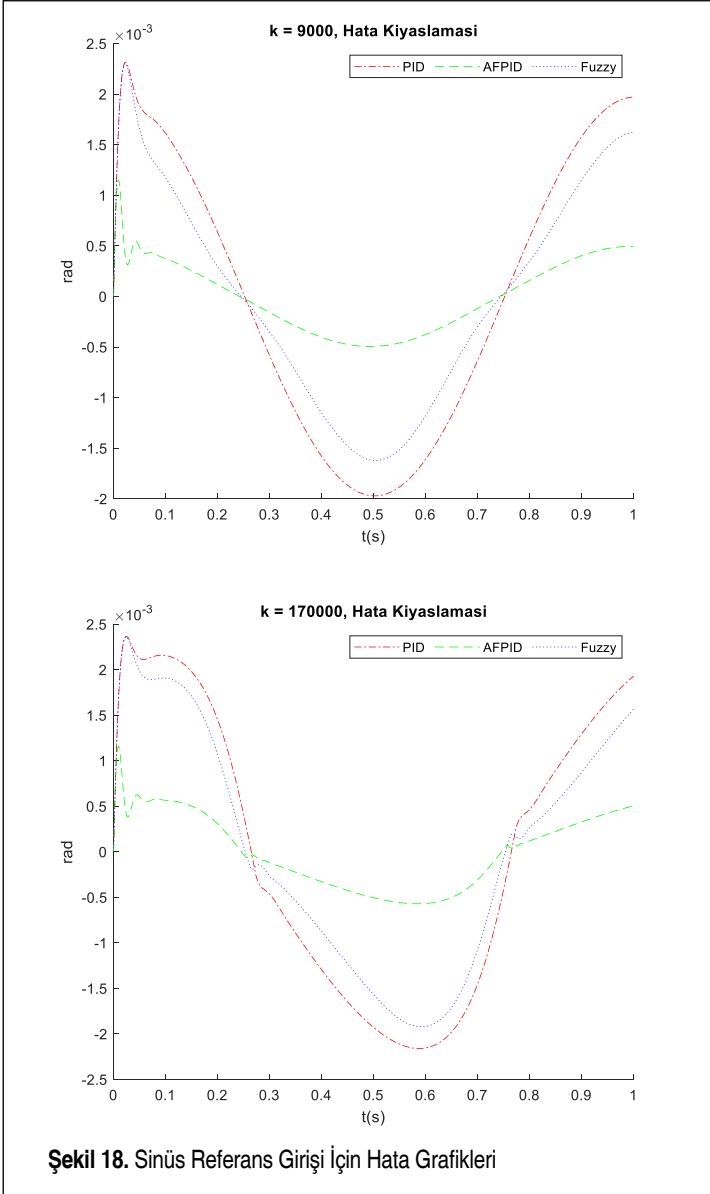
	k = 9000		k = 170000	
	ISE	ITSE	ISE	ITSE
PID	1.12233	1.232451	1.145692	1.261414
AFPID	1.076381	1.171206	1.099226	1.199311
Fuzzy	1.078164	1.173543	1.104542	1.207564





Şekil 17. Sinüs Referans Girişi İçin Kontrolcü Referans Takipleri

rolcü referans takipleri sinüs eğrisinin tepe noktalarına yakınlaştırılmış halleriyle ve Şekil 18’de ise hata kıyas grafikleri verilmiştir.



## 7. SONUÇ

Bu çalışmada aks mili test sistemi matematiksel olarak modellenmiştir. Aks mili test sistemine farklı çap veya uzunlukta aks mili takıldığında matematik modeldeki yay katsayısı değişecektir. Böylece birbirinden oldukça farklı rijitlik parametresine sahip

aks milleri test edilirken sistemi kontrol eden algoritmaya müdahale edilmesi gerekliliği ortaya çıkabilmektedir. Test sistemlerinde böylesi değişiklikler çok sık olabileceğinden kontrol parametrelerini kendi kendine ayarlayabilen adaptif yapıdaki algoritmalar büyük avantaj sunacaktır. Bu amaca hizmet etmek için yapılan bu çalışmada kurulan test sistemi modeli üzerinde yorulma testlerine uygun olarak sinüs dalga referans girişleri için kontrol yöntemleri denenmiş olup sonuçları incelenmiştir. Birim basamak girişte AB-PID kontrolün diğer iki kontrole göre daha iyi sonuçlar verdiği ISE ve ITSE performans kriterlerinden belirlenmiştir. Sinüzoidal referans takibinde de AB-PID kontrolün diğer iki kontrolcüye göre daha iyi performans göstermesi hata grafikleri üzerinden incelenmiştir.

Bu çalışma neticesinde AB-PID kontrolcü uygun bir şekilde hidrolik aks mili test sistemi modeline uygulanabilmiştir. Farklı sertlikteki aks millerini test ederken AB-PID kontrolcünün uyum sağlayarak kontrol performansı çok etkilenmeden testi yapabileceği gösterilmiştir.

Yağın kirlenmesi, viskozitenin değişmesi, çalışma basıncının düşmesi gibi etkenler hem servo valfin tepki süresini uzatacak hem de sistem kapasitesini doğrudan etkileyecektir. Bundan sonraki yapılacak çalışmada bu etkiler göz önüne alınarak AB-PID kontrolün performansı incelenebilir.

## TEŞEKKÜR

Bu makale, MRD015 kodlu ve “Aks Millerinin Ömür, Statik Dayanım ve Kalıcı Deformasyon Testlerini Yüksek Hız ve Hassasiyetle Yapabilen Test Sisteminin Algoritması, Kontrolcüsü, Mekanığı ve Hidroliğinin Komple Geliştirilmesi” başlıklı proje kapsamında Mert Teknik Fabrika Malzemeleri Ticaret ve Sanayi A.Ş. Ar-Ge Merkezi tarafından desteklenmiştir. Ayrıca bu makalenin yazımı sırasında gerekli teknik desteği veren Mert Teknik Ar-Ge Müdürü Emre Özen’e ayrıca teşekkür ederiz.

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$\tau$	$N/m^2$	Kesme gerilmesi
$K_I$	-	Integral kazanç katsayısı
$K_d$	-	Türev kazanç katsayısı
$K_p$	-	Oransal kazanç katsayısı
$K_v$	$m^3/(s mA \sqrt{bar})$	Valf geçirgenlik katsayısı
$P_K$	bar	Kaynak basıncı
$P_T$	bar	Tank basıncı
$T_\varphi$	Nm	Redüktör çıkış torku



$T_{hm}$	$Nm$	Hidromotor torku
$T_g$	$Nm$	Redüktör giriş torku
$V_0$	$m^3$	Sıkışan yağ hacmi
$c_l$	$m^3/(s \cdot bar)$	Sızıntı katsayısı
$\eta_r$	-	Redüktör verimi
$\theta_{\check{c}}$	$rad$	Redüktör çıkış açısı
$\theta_{hm}$	$rad$	Hidromotor devir açısı
$\theta_g$	$rad$	Redüktör giriş açısı
$\mu_{hm}$	$rad/m^3$	Hidromotor devir katsayısı
$\varphi_{hm}$	$Nm/bar$	Hidromotor tork katsayısı
$\Delta_P$	$bar$	Basınç farkı
$G$	$N/m^2$	Kesme modülü
$I$	$m^2$	Atalet momenti
$J$	$m^4$	Polar atalet momenti
$L$	$m$	Parça uzunluğu
$P$	$bar$	Basınç
$Q$	$m^3/s$	Debi
$c$	$Nms/rad$	Burulma sönüm katsayısı
$d$	$m$	Çap
$e$	$rad$	Durum hatası
$i$	-	Redüktör çevrim oranı
$k$	$Nm/rad$	Burulma yay katsayısı
$u$	$mA$	Giriş Sinyali
$\alpha$	-	Adaptasyon katsayısı
$\beta$	-	Bulk modül
$\gamma$	-	Oransal deformasyon
$\theta$	-	Burulma açısı

### Kısaltmalar

ISE	Integral square error
BMK	Bulanık mantık kontrolcü
PID	Proportional Integral Derivative
FLC	Fuzzy Logic Controller
ITSE	Integral time square error
AB-PID	Adaptif Bulanık PID



## KAYNAKÇA

- Axles & AxleBearings. (2012). Erişim adresi: <https://web.archive.org/web/20131104110205/http://www.ringpinio n.com/b2c/PartCats.aspx?SearchMode=SubCat&ParentID=2>
- Bressan, J. D., ve Unfer, R. K. (2006). Construction and validation tests of a torsion test machine. *Journal of Materials Processing Technology*, 179(1-3), 23-29. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2006.03.099>
- Dindorf, R. ve Wos, P. (2019). Force and position control of the integrated electro-hydraulic servo-drive. *2019 20th International Carpathian Control Conference (ICCC)*. doi: <https://doi.org/10.1109/carpathiancc.2019.8765986>
- Donald, L. H. (2013). When electric motors won't do. Erişim adresi: <https://www.machinedesign.com/motors-drives/article/21834667/when-electric-motors-wont-do>
- Dongmei Y., Qiang L., ve Xihong Z. (2011). Design on torsion test-bed of automobile drive shaft. 2011 *Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering*. doi: <https://doi.org/10.1109/mace.2011.5987155>
- Dursun, U., Üstoğlu, İ. ve Taşıkaraoğlu, F. Y. (2018). Hidrolik test sisteminin model öngörülü kontrolü. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, Cilt: 24 - Sayı: 8 , 1443-1449.
- Mamdani, E. (1974). Application of fuzzy algorithms for control of Simple Dynamic Plant. *Proceedings of the Institution of Electrical Engineers*, 121(12), 1585-1588. doi: <https://doi.org/10.1049/pice.1974.0328>
- Manring N. D. (2019). Hydraulic control systems, second edition. New York, USA: John Wiley.
- Metin, M., ve Güçlü, R. (2008). Ölçekleme Çarpanları Kendiliğinden Ayarlanabilen PID Tipli Bulanık Kontrolör ile Bir Hafif Metro Aracına Ait Düşey Titreşimlerin Aktif Kontrolü . *TOK 08 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı* (ss.551-556). İstanbul, Türkiye
- Metin M. ve Güçlü R. (2011). Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method. *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*. doi:10.3906/elk-1001-394
- Rear Axle. (2020). Erişim adresi: <https://www.sierragear.com/axle-shafts-sierra-gear-axle/ford-truck-rear-axles>
- Tall, I. A. (2009). State linearization of control systems: An explicit algorithm. *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control (CDC) Held Jointly with 2009 28th Chinese Control Conference*. doi: <https://doi.org/10.1109/cdc.2009.5400494>
- TD1.5 TV1.5. (2020). Erişim adresi: <https://web.saihyd.com/wp-content/uploads/TD1.5-TV1.5.pdf>
- Taşığıl G., Başgöl B., Metin M., Bayram T. (2020). Elastomer karakterizasyon test sistemlerinin modellenmesi ve parametrik analizleri. *European Journal of Science and Technology*. doi: <https://doi.org/10.31590/ejosat.775221>
- Zadeh, L. (1968). Fuzzy algorithms. *Information and Control*, 12(2), 94-102. doi: [https://doi.org/10.1016/s0019-9958\(68\)90211-8](https://doi.org/10.1016/s0019-9958(68)90211-8)
- Zhao, J., Han, L., Wang, L., ve Yu, Z. (2016). The Fuzzy PID control optimized by genetic algorithm for trajectory tracking of robot arm. *2016 12th World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA)*. doi: <https://doi.org/10.1109/wcica.2016.7578443>