

# BİR HİDROELEKTRİK SANTRALDE SU GİRİŞİNİ DENETLEYEN HİDROLİK SERVO MEKANİZMANIN DİNAMİK ANALİZİ VE FREKANS KONTROLÜNE ETKİSİ

Erol UYAR  
Pourya DELİRRAD  
Yusuf Emir AKBAŞ

## ÖZET

Su gücünden elektrik enerjisi üretimini sağlayan hidroelektrik santrallerde, üretim grubu ile beslediği şebeke arasında bozucu etkilere rağmen uyumlu bir enerji iletiminin sağlanması büyük önem taşımaktadır. Şebeke üzerindeki yük değişimlerine bağlı olarak frekans ve gerilimin belirli sınırlar içerisinde tutulması, türbin-jeneratör grubunun kontrolü ve süreç dinamiği ile doğrudan ilişkilidir. Özellikle değişen yük koşullarına uyum sağlayarak türbine su girişini düzenleyen kontrol (servo) mekanizmaları, sistem stabilitesi açısından kritik rol oynamaktadır. Ayrıca, frekans ve gerilimin kontrolü esnasında türbin su giriş borusunda oluşan basınç dalgalanmalarının neden olduğu vorteks ve kaviteasyonun, sistemin dinamik davranışı üzerindeki bozucu etkileri göz ardı edilmemelidir.

Bu çalışmada, makina grubu Francis tipi türbin-senkron jeneratörden oluşan bir hidroelektrik santral ile beslediği şebeke arasında düzenli bir enerji iletimi sağlanması için gerekli önlemler ve frekans kontrolünün simülasyonu ele alınmıştır. Simülasyonla elde edilen sonuçlar, eğri grafikleriyle gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Kontrol, Süreç, Simülasyon, Modelleme, Dinamik Analiz

## ABSTRACT

In hydroelectric power plants that provide electrical energy production from hydropower, it is very important to ensure a harmonious energy transmission between the generating group and the network it feeds, despite the disturbing inputs. Especially the control (servo) mechanisms that adjust the turbine water inlet by adapting to the changing load conditions are important in terms of system stability. In addition, the destructive effects of vortex and cavitation caused by the pressure fluctuations in the turbine water inlet pipe during the control of frequency and voltage on the dynamic behavior of the system should not be ignored.

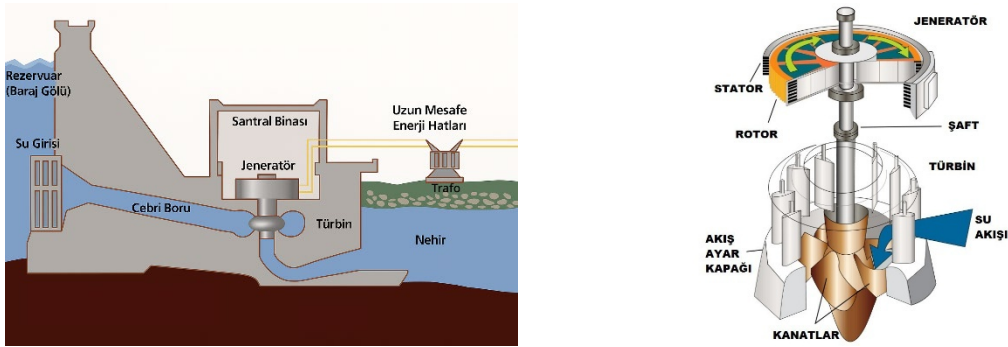
In this study, the necessary precautions and the simulation of frequency control were discussed to ensure a regular energy transmission between a hydroelectric power plant consisting of a Francis type turbine-synchronous generator machine group and the network it feeds. The results obtained with the simulation are shown with curves

**Key Words:** Control, Process, Simulation, Modeling, Dynamic Analysis

## 1. GİRİŞ

Yenilenebilir enerji kaynakları ve bunlara dayalı üretim giderek yaygınlaşmaktadır. Bu kaynaklar içinde su gücüne dayalı enerji üretimi ise çok büyük önem arz etmektedir. Hidroelektrik bir tesisin planlanmasında baraj su seviyesi ile su düşüm yüksekliğine bağlı olarak türbin tipi seçimi yapılır. Genel olarak düşük seviyelerde Kaplan, orta düşümlerde Francis ve yüksek düşümlerde de Pelton tipi türbinler kullanılır.

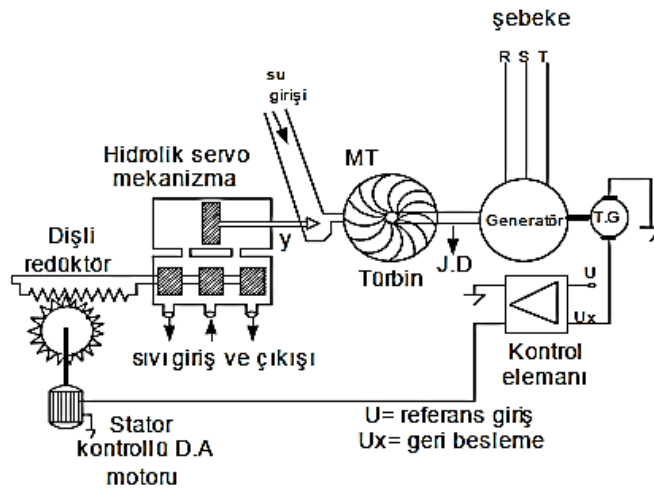
Şekil 1'de hidroelektrik bir santralin türbin-jeneratörden oluşan enerji üretim ünitesi ve beslediği elektrik şebekesinin prensip şeması gösterilmiştir. Devir ve buna bağlı olarak frekans kontrolü açısından türbin su giriş mekanizmalarının tasarımı da yük değişimlerine cevap verme açısından önemlidir. Genel olarak dünyada su giriş kanatlarının kontrolü açısından Francis tipi türbinlerin kullanımı daha yaygındır [3], [5]. Bu çalışmada da tahrik makinası olarak Francis tipi türbin esas alınmıştır.



Şekil 1. Hidroelektrik santral ve enerji ünitesi

## 2. HİDROELEKTRİK SANTRAL DEVİR KONTROL SÜRECİ

Çalışmada esas teşkil eden devir (frekans) kontrol süreci ile ilgili olarak Şekil 2'de görülen sistem şeması ve blok diyagramı verilmiştir. Blok diyagramında belirtilen ve kontrolü etkileyen temel üniteler sırasıyla cebri boru hattı ile salyangoz, türbin, jeneratör, şebeke, tacho-dinamo (geri besleme), kontrolcü ve elektrohidrolik aktüatör (kontrol valf-silindir) sistemidir.



Şekil 2. Hidroelektrik santral süreci frekans (devir) kontrolü

Prensip olarak, jeneratör miline bağlı bir tacho-dinamo ile anlık gerilim olarak ölçülen devir sayısı, regülatörde ayarlı referans devirle (frekans) karşılaştırılır. Bu karşılaştırma sonucunda oluşan hataya bağlı olarak, elektro-hidrolik aktüatörle türbin su giriş kanatları kontrol edilmektedir. Hidrolik valf-silindir sistemi ile geri besleme sağlayan çubuk mekanizmadan oluşan aktüatör, cebri borudan ve salyangozdan geçen su girişinin kavitasyona yol açmayacak şekilde düzenlenmesinde önemli bir rol oynamaktadır.

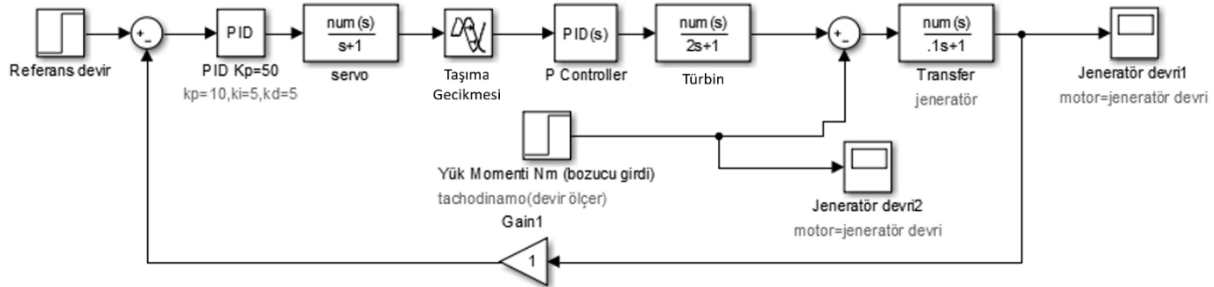
Ayrıca, su debisinin cebri borudan salyangoza su girişi ve çıkışı arasındaki zaman gecikmesi, sisteme ölü zaman katarak bozucu bir girdi etkisi oluşturmaktadır.

Türbine giren su debisi değişimlerinin yarattığı tahrik momentine karşılık, türbinin çevirdiği jeneratör milinde şebeke yük değişimlerinin yarattığı bozucu girdi momenti etkisi, tüm makina şaftının mekanik ataletine bağlı olarak çıkış devrini ve dolayısıyla frekansı etkilemektedir.

Hataya bağlı olarak uygulanan farklı kontrol algoritmaları (P-I-D) ve kontrol parametreleriyle sistem, bozucu girdi etkilerine rağmen ayarlanan referans değerde tutulmaya çalışılmaktadır.

### 3. DEVİR KONTROL SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELİ

Şekil 2'de verilen ve simülasyona esas olan blok diyagramı, yukarıdaki kontrol sürecine göre sistemi oluşturan ünitelerin dinamik davranışlarını yansıtan, doğrusallaştırılmış diferansiyel denklemlerden türetilen transfer fonksiyonlarıyla oluşturulmuştur. Burada, aktüatör ile türbin-jeneratör dışındaki tüm elemanların oransal davranışlı olduğu varsayımıyla yalnızca aktüatör ile türbin-jeneratörün detaylı modellenmesi açıklanmıştır. Bu konuda gerekli detaylı bilgiler ilgili kaynaklardan elde edilebilir [5]-[12].



Şekil 3. Kontrol devresi Matlab simülasyonu blok diyagramı.

Simülasyon modelinde, elektrik motoru ve mekaniği oransal davranışlı, valf ve silindirden oluşan aktüatör sistemi ise birinci mertebeden gecikmeli (BMG) dinamik bir sistem olarak modellenmiştir. Motorun hataya bağlı olarak kontrolcü tarafından üretilen  $u$  gerilimi redüktör çıkışında  $x$  deplasmanını değiştirmekte,  $x$  değişimi de silindirin  $Y$  hareketine yol açarak türbin su giriş debisi  $Q_e$ 'yi ayarlamaktadır. Cebri borudaki ölü zaman gecikmesi  $T_t$  ise  $Q_a$  çıkış debisini etkilemekte ve bu olay  $G_t$  transfer fonksiyonu ile tanımlanmaktadır. Aktüatörün  $Q_a$  debi çıktısı belli bir kazanç nispetinde (oransal olarak) türbin milinde bir  $T_t$  dönme momenti etkisi oluşturmaktadır. Şebeke yük değişimlerinin neden olduğu  $T_d$  Bozucu girdi momenti etkisiyle oluşan fark moment, tekrar BMG bir sistem olarak modellenen türbin-jeneratör sisteminin devrinde değişime yol açmaktadır. Anlık olarak  $G_t$  tachodinosu tarafından devir sayısı gerilim sinyali şeklinde ölçülmekte ve bu sinyal, regülatör girişine geri beslenerek kapalı çevrim kontrol sağlanmaktadır.

Aşağıda, Şekil 3'te verilen blok diyagramdaki süreci oluşturan elemanların girdi-çıkış ilişkilerini ifade eden dinamik denklemlerden elde edilen transfer fonksiyonları ( $s$ : Laplace değişkeni) belirtilmiştir:

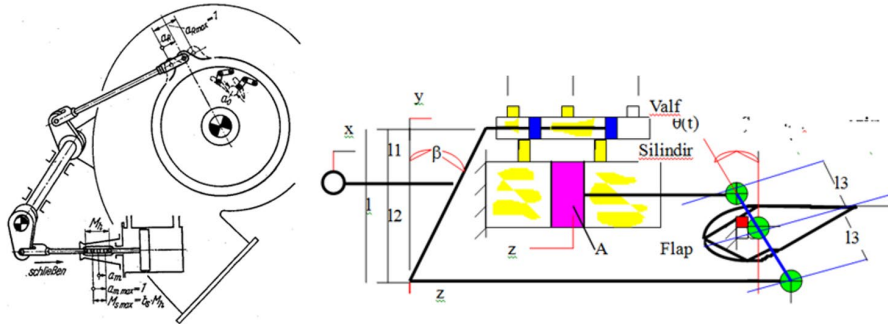
$$G_c(s) = \frac{u(s)}{n(s)} = K_c \quad \text{P-Regülatör} \quad (1)$$

|   |                                 |     |
|---|---------------------------------|-----|
| $G_m(s) = \frac{x(s)}{u(s)} = K_m$                              | Aktüatör motoru                 | (2) |
| $G_a(s) = \frac{\theta(s)}{x(s)} = \frac{K_a}{1 + T_a \cdot s}$ | Hidrolik aktüatör               | (3) |
| $G_s(s) = \frac{Q_e(s)}{\theta(s)} = K_s$                       | Su girişi klapesi               | (4) |
| $G_d(s) = \frac{Q_a(s)}{Q_e(s)} = T_d$                          | Cebri boru ile salyangoz etkisi | (5) |
| $G_t(s) = \frac{T(s)}{Q_a(s)} = K_t$                            | Türbin                          | (6) |
| $G_j(s) = \frac{n(s)}{T(s)} = \frac{K_j}{1 + T_j \cdot s}$      | Jeneratör                       | (7) |
| $g(s) = \frac{u_x(s)}{n(s)} = K_g$                              | Tacho-dinamo                    | (8) |

### 3.1. Hidrolik Aktüatör (Servo Mekanizma) Sistemi Modellenmesi

Yardımcı enerji olarak basınçlı yağ kullanan hidrolik valf-silindir sistemi, pilot kumanda valfine uygulanan küçük güç veya kuvvetlerle daha büyük güçlerin hareketini sağlayan bir servo mekanizmadır.

Sıkıştırılmazlık (incompressible) özelliği dikkate alınarak, yüksek basınçlı yağ, Şekil 4'te görüldüğü gibi, piston kesitleri silindirine göre oldukça küçük olan bir valfin yolluklarından silindirin piston yüzeylerine iletilir. Böylece oldukça büyük kuvvetler (veya güçler) elde edilir.



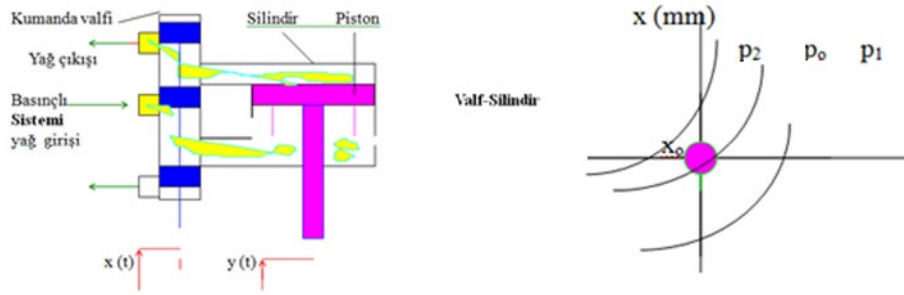
Şekil 4. Francis Türbini su girişi hidrolik servo mekanizması

Şekil 5'te kumanda valfinin piston koluna yukarı doğru  $x(t)$  hareketi verilirse, silindirin pistonu basınçlı yağın alttan etkimesiyle yukarı doğru  $y(t)$  hareketini yapar. Burada  $x(t)$  deplasmanının girdi,  $y(t)$  deplasmanının da çıktı olarak alınması halinde sistemin doğrusallaştırılmış bir modeli ile transfer fonksiyonunu aşağıdaki denklemlerden türetilebilir.

Yağın sıkıştırılabilirliği ihmal edilerek ( $p=st$ ) Kontrol valfinin Şekil 5'te verilen  $Q$  debisinin yağ basıncı ( $p$ ) ve valf deplasmanına ( $x$ ) bağlı değişim eğrisini  $Q_0(0,0)$  gibi bir çalışma noktasında doğrusallaştırılarak yazılırsa ( $Q_0=0$ ) konarak;

$$Q(x, p)k \cdot x - q \cdot p \quad (9)$$

elde edilir.



Şekil 5. Hidrolik valf-silindir sistemi ve doğrusallaştırma diyagramı.

Burada, ikinci terimdeki “-” işareti debinin basınçla ters orantılı değişiminden kaynaklanmaktadır. Yağ ile hareketli parçalar arasındaki viskoz sönüm etkileri ihmal edilerek, M kütleli ve A kesitli piston için “Newton hareket denklemi” ile “Süreklilik denklemi”nden aşağıdaki ifadeler yazılabilir:

$$A \cdot p = M \cdot \dot{y}(t) \quad (10)$$

$$p = \frac{M \cdot \dot{y}(t)}{A} \quad (11)$$

$$Q = A \cdot \frac{dy}{dt} = k \cdot x - q \cdot p \quad (12)$$

elde edilir.

Burada, (11) numaralı formülden p'nin ifadesi yerine konulursa:

$$A \cdot \dot{y}(t) = k \cdot x(t) - q \cdot \left(\frac{M}{A}\right) \cdot \dot{y}(t) \quad (13)$$

yazılabilir. (13) ifadesinden, sıfır başlangıç şartları ve Laplace dönüşümü kullanılarak transfer fonksiyonu elde edilir:

$$G(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k}{\frac{M \cdot q}{A} \cdot s^2 + A \cdot s} \quad (14)$$

Silindir şaftına bağlı su girişi ayarı, Şekil 5'te prensip şeması verilen giriş klapesini hareket ettiren hidrolik servo mekanizma ile sağlanmaktadır. Klape, mekanik çubuk sistemi ile geri besleme alan valfin pistonuna tatbik edilen x(t) deplasmanına karşılık, eksenini etrafında yaptığı  $\theta(t)$  açısal deplasmanı ile su girişini, aşağıda açıklanan denklemlerden türetilen transfer fonksiyonu ile sağlamaktadır.

Aranan transfer fonksiyonu  $G(s) = \theta(s)/x(s)$  şeklindedir. Hidrolik sistemde yağın sıkıştırılmaz (incompressible) olduğu ve mafsalardaki boşluklarla sürtünmelerin ihmal edilerek doğrusal bir sistem kabulü ile aşağıdaki geometrik bağıntılar yazılabilir:

$$\sin \theta = \frac{z}{l_3} \Rightarrow z = l_3 \cdot \sin \theta \approx l_3 \cdot \theta \quad (15)$$

L çubuğunun y ucunun toplam hareketi; x ötelemesinden kaynaklanan  $y_x$  hareketi ile, geri besleme neticesinde çubuğun alt ucunun z hareketinden kaynaklanan  $y_z$  hareketlerinin süperpozisyonundan oluşur. Bu hareketler ayrı ayrı ifade edilecek olursa:

$$z = 0: \quad \frac{l_2}{l} = \frac{x}{y_x} \Rightarrow y_x = \frac{l}{l_2} \cdot x \quad (16)$$

$$x = 0: \quad \frac{l_1}{l_2} = \frac{y_z}{-z} \Rightarrow y_z = -\frac{l_1}{l_2} \cdot z \quad (17)$$

Kütle etkisi göz ardı edilerek ( $M \approx 0$ ), yukarıdaki ifadeler şöyle yazılabilir:

$$y = y_x + y_z = \frac{l}{l_2} \cdot x - \frac{l_1}{l_2} \cdot z \quad (18)$$

$$G(s) = \frac{z(s)}{y(s)} = \frac{k}{A \cdot s} \quad (19)$$

Yukarıda verilen diğer ifadeler dikkate alındığında, tüm sistemin transfer davranışı aşağıdaki şekli alır:

$$l_3 \cdot \Theta(s) = z(s) = l_3 \cdot A \cdot s \cdot \Theta(s) = k \cdot y(s) \quad (20)$$

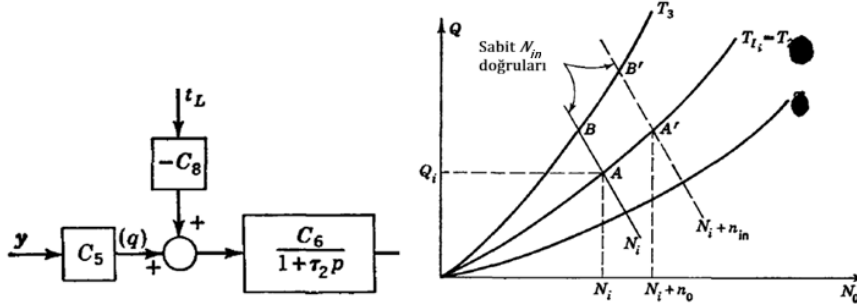
$$\Theta(s) \left[ l_3 \cdot A \cdot s + \frac{l_1 \cdot k \cdot l_3}{l_2} \right] = \frac{l \cdot k}{l_2} \cdot x(s) \quad (21)$$

$$G_a(s) = \frac{\Theta(s)}{x(s)} = \frac{l \cdot k}{l_2 \cdot l_3 \cdot A \cdot s + l_1 \cdot l_3 \cdot k} = \frac{K_a}{1 + T_a \cdot s} \quad (22)$$

şeklinde elde edilir.

### 3.2. Türbin-Jeneratör Sistemi Modellenmesi

Toplam atalet momenti J olarak verilen jeneratör shaftı, türbinine giren su debisinin sağladığı  $T_m$  tahrik momentine karşılık şebekeden kaynaklanan frenleyici  $T_l$  yük momentinin bozucu etkisi altında n devri ile dönmektedir. n devri sayısı  $n=n(Q, T)$  şeklinde ve Şekil 6'da görüldüğü gibi doğrusal olmayan eğrilere göre değişmektedir. Seçilen nominal ve optimum çalışma koşulları esas alınarak bu ilişki  $n = C_5 \cdot q - C_8 \cdot t$  şeklinde doğrusallaştırılmış olarak yazılabilir.  $C_5$  katsayısı artan Q su girişinin tahrik momentini artırıcı,  $C_8$  ise yük etkisinin devri azaltma etkisini göstermektedir [1], [8], [11]-[15].



Şekil 6. Türbin-jeneratör eğrileri ve  $n(Q, T)$  ilişkisi

Newton yasasına göre devir (açısal hız) ile moment dinamik ilişkisi (B yatak ve viskoz sönüm etkisi olmak üzere):

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} + B \cdot \omega(t) = T_m(t) - T_l(t) = T(s) \quad (23)$$

denklemi ile verilebilir.  $\omega(t) = \frac{\pi}{30} \cdot n(t)$  yazılıp Laplace dönüşümü ile,

$$(Js + B) \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot n(s) = T(s) \quad (24)$$

ve

$$\omega(s) = \frac{\pi}{30} \cdot n(s) \quad (25)$$

yazılarak;

$$G_j(s) = \frac{n(s)}{T(s)} = \frac{30/\pi}{Js + B} = \frac{30 \cdot B/\pi}{(J/B) \cdot s + 1} = \frac{K_j}{1 + T_j \cdot s} \quad (26)$$

olarak yazılabilir.

#### 4.KAPALI ÇEVİRİM SİSTEM DAVRANIŞI VE KONTROL DEVRESİ SİMÜLASYONU

Sistemin kontrol devresi yukarıda açıklanan ünitelerin Transfer fonksiyonları esas alınarak MATLAB-Simulink ortamında Şekil 3'te verilen blok diyagramı ile simüle edilmiştir. Kontrolcü olarak P(Oransal)-PI-PID tip kontrolcüler ve değişik kontrolcü parametreleri seçilerek devrenin dinamik davranışı ve stabilitesi incelenmiştir.

Sistemin kapalı çevrim olarak dinamik davranışı ve stabilite analizi, referansa ve yüke bağlı olarak incelenmiştir. Şekil 3'te verilen blok diyagramı ve yukarıda belirtilen elemanların transfer fonksiyonları esas alınarak;

$$G_r = \frac{G_c \cdot G_m \cdot G_a \cdot G_d \cdot G_t \cdot G_j}{1 + G_c \cdot G_m \cdot G_a \cdot G_d \cdot G_t \cdot G_j \cdot G_g} \quad \text{Referansa bağlı süreç ilişkisi} \quad (27)$$

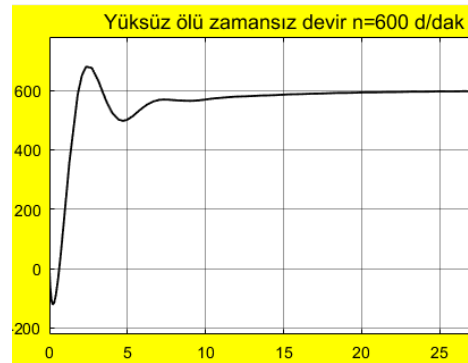
$$G_z = -\frac{G_j}{1 + G_c \cdot G_m \cdot G_a \cdot G_d \cdot G_t \cdot G_j \cdot G_g} \quad \text{Yüke bağlı süreç ilişkisi} \quad (28)$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifadelerde payda, sistemin stabilitesini etkileyen öz değerleri içerdiğinden, farklı stabilite kriterleri ile parametrelere bağlı çalışma koşulları incelenerek stabilite analizleri (faz ve genlik avansları, kritik frekanslar vs.) yapılabilir. Sürecin çalışmasını göstermek amacıyla, aşağıda sayısal değerleri verilen bir türbin seçilmiştir.

Simülasyon devresinde referans devir sayısı n=600 d/dak olarak ayarlanmışken, aniden değişen yüke (yüklenme ve yük atma) bağlı su girişi ve devir değişimleri simülasyonla gösterilmiştir. Türbin veriminin 0.84-0.86 aralığında olması durumunda rölanti su debisinin Q=2.5 m<sup>3</sup>/s civarında değiştiği, yük arttıkça bununla orantılı olarak aktüatörün su girişini açtığı simülasyonda açıkça görülmektedir. Aşağıda bu durumları yansıtan eğriler verilmiştir.

**Tablo 1.** Seçilen örnek türbin verileri

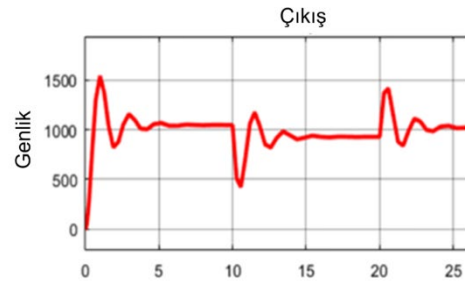
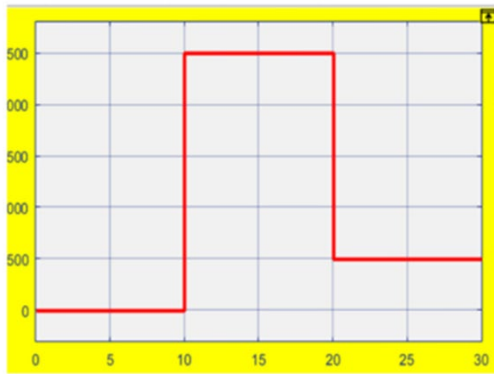
| Parametre                                      | Değer  |
|--|--|
| Debi (Q)                                       | 3 m <sup>3</sup> /s                                      |
| Yükseklik (H)                                  | 40 m   |
| Devir (n)                                      | 600 d/dak  |
| Birim Ağırlık (γ)                              | 10 <sup>3</sup> Kp/m <sup>3</sup>                        |
| Verim (η)                                      | 0.85   |
| Açısal Hız (ω)                                 | 62.8 rad/s   |
| Moment (M)                                     | 1624 Kpm   |
| Türbine aktarılan çıkış gücü (P <sub>a</sub> ) | 1360 BG (= 1 kW)   |
| Su Giriş Gücü (P <sub>g</sub> )                | γ · Q · H = 1000 · 3 · 40 = 120000 Kpm/s = 1600 BG       |
| Verim Hesabı                                   | η = P <sub>a</sub> / P <sub>g</sub> = 1360 / 1600 = 0.85 |



**Şekil 7.** Rölanti çalışma durumu (yük M=275 Kpm, Tahrik momenti M=1360 Kpm)



Şekil 8. %10 yükte çalışma durumu (yük M=300 Kpm, Tahrik Momenti M= 1587 Kpm)

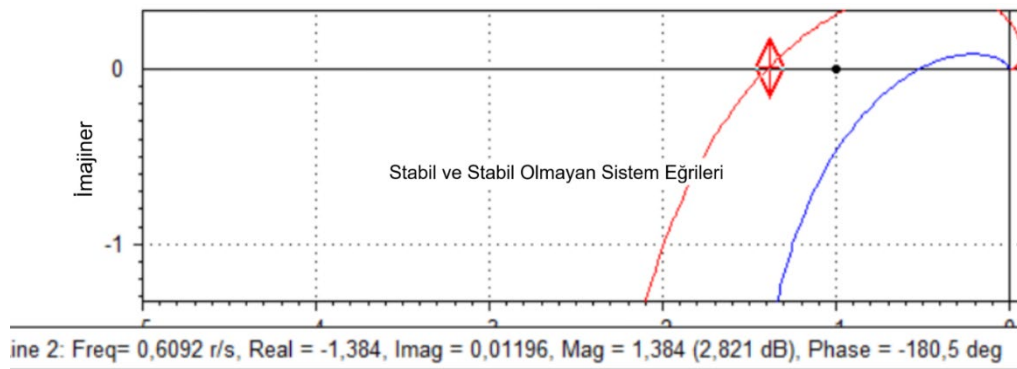


Şekil 9. Şebeke yük darbelerinin devir sayısına etkisi (yük atma – yüklem)

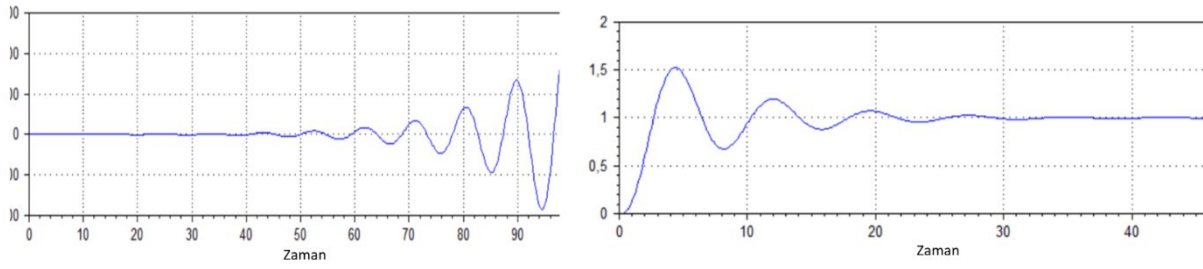
## 5. ÖLÜ ZAMAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Sisteme ölü zaman etkisi altındaki davranışı ve stabilitesi aşağıda belirtilen ayrı bir simülasyon programı olan CC ile frekans ve zaman ortamında, Nyquist ve zaman diyagramları ile gösterilmiştir.

Grafiklerden ölü zamansız stabil olan sistemin  $T_f=1s$ 'lik bir ölü zaman katılması durumunda instabil hale geldiği faz ve genlik incelemesinden de açıkça görülmektedir.



Şekil 10. Ölü zaman etkinde Nyquist diyagramı



**Şekil 11.** Ölü zaman etkisinde zaman tepkileri (İnstabil ( $T_t=1s$ ) ve stabil sistem ( $T_t<1s$ ))

## SONUÇ:

Bu çalışmada, bir hidroelektrik enerji santrali süreci ele alınarak, enterkonnekte şebekeden bağımsız çalışma durumunda, santralin türbin-jeneratör-şebeke bağlantılı modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Genellikle doğrusal karakteristikli sistem elemanları ile doğrusal olmayan (non-linear) aktuatörün ve jeneratörün transfer fonksiyonlarının türetilmesi açıklanmış, yük değişimleri ve cebri boru hattı uzunluğunun neden olduğu ölü zamanın frekans kontrolü ile süreç stabilitesine etkileri simülasyonlar aracılığıyla gösterilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] Uyar, E., "Sistem Dinamiği ve Otomatik Kontrol", DEÜ Ders Kitabı, Yayın No: 118, 1986.
- [2] Uyar, E., "Vanalar, Flanşlar ve Armatürler", Anagold Eğitimi, İliç - Erzincan, 2018.
- [3] RTK Regeltechnik, "Absperrventile und Regelventile – Produkte", Kornwestheim, Deutschland.
- [4] Erhardt Valves, "Pressure and Flow Control Valves".
- [5] ASCO, "Einführung in die Ventiltechnik", Vo20.
- [6] DIN EN 60534-8-3:2011-10, "Stellventile für die Prozessregelung".
- [7] Raven, F. H., "Automatic Control Engineering", McGraw-Hill Book Company, 1994.
- [8] Arter, A. et al., "Hydraulics Engineering Manual", SKAT Bookshop, St. Gallen, 1990, ISBN 3-908001-13-7.
- [9] Bohl, W., "Strömungsmaschinen 2: Berechnung und Konstruktion", Vogel Buchverlag, Würzburg, 1986, ISBN 3-8023-0127-7.
- [10] Chapallaz, J.-M. et al., "Petites centrales hydrauliques", OFQC, IMHEF, 1994, ISBN 3-905232-20-0.
- [11] Henry, P., "Turbomachines Hydrauliques", Cours EPFL / Section Électricité, IMHEF, 1994.
- [12] "Kleinwasserkraftwerke in der Schweiz", Teil I, Bundesamt für Wasserwirtschaft, 1983.
- [13] Pálffy, Sándor O. et al., "Wasserkraftanlagen, Klein- und Kleinstkraftwerke", Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1994, ISBN 3-8169-1100-5.
- [14] Petermann, H., "Einführung in die Strömungsmaschinen", 1988, ISBN 3-540-18326-4.

## ÖZGEÇMİŞ

### Erol UYAR

1945 yılı İzmir doğumludur. 1970 yılında Almanya Stuttgart Üniversitesi Genel Makine Fakültesi'ni bitirmiştir. Robert Bosch, AEG firmalarında ve ETİBANK Seydişehir tesislerinin montajında çalışmıştır. 1976'da doktorasını tamamlayarak 1981 yılında Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalında Doçent

ve 1985 yılında Profesör ünvanlarını almıştır. Ege ve Dokuz Eylül Üniversitelerinde lisans ve Y.Lisans –doktora seviyesinde dersler vermiş ve Almanya Hannover Teknik Üniversitesinde Araştırmacı olarak çalışmıştır. Değişik idari görevlerde bulunmuş ve yurt içi ve dışı çok sayıda yayınlar yapmış ve sempozyumlar düzenlemiştir. DEÜ’de Fen Bilimleri Enstitüsü bünyesinde Mekatronik Y.Lisans ve doktora eğitimi veren bölümü kurmuş ve 2012 yılında aynı üniversiteden emekli olmuştur. Halen Ege Üniversitesi Elektrik-Elektronik mühendisliği bölümünde fahri olarak çalışmaktadır.

### **Pourya DELİRRAD**

2004 yılı Urmiye, İran doğumludur. 2022 yılında Ege Üniversitesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başlamış olup, eğitimine burslu olarak devam etmektedir. 2018-2021 yılları arasında İran’da SAMPAD (Üstün Yetenekliler Lisesi) bünyesinde lise eğitimini tamamlamıştır. Programlama (C, C++, Assembly, VHDL, MATLAB, Python), devre tasarımı ve mikrodenetleyici sistem tasarımı alanlarında yetkindir. 2015 yılında Urmiye Üniversitesi Robot Yarışması’nda tasarlayıp geliştirdiği savaş robotu ile birincilik elde etmiştir.

### **Yusuf Emir AKBAŞ**

2004 yılı Malatya doğumludur. 2014-2018 yılları arasında ortaokul eğitimini, 2018-2022 yılları arasında ise Kahramanmaraş ili Pazarcık Anadolu Lisesi bünyesinde lise eğitimini tamamlamıştır. Ortaöğretim eğitimi boyunca çeşitli TÜBİTAK Bilim fuarlarına basit fen bilimleri projeleriyle katılmıştır. 2023 yılında Ege Üniversitesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başlamış olup, eğitimine devam etmektedir. Programlama dilleri (C, C++, Assembly, VHDL) ile deneyim sahibidir ve devre analizi ve tasarımı, mikrodenetleyici sistem geliştirme vb. konularında yetkinlik göstermektedir.