

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HİDROELEKTRİK SANTRALLERİNDE
GOVERNOR KONTROLÜ**

Elektrik Müh. Erol YOLCUBAL

**FBE Elektrik Mühendisliği Anabilim Dalı Kontrol ve Otomasyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Haluk GÖRGÜN (YTÜ)

İSTANBUL,2011

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HİDROELEKTRİK SANTRALLERİNDE
GOVERNOR KONTROLÜ**

Elektrik Müh. Erol YOLCUBAL

**FBE Elektrik Mühendisliği Anabilim Dalı Kontrol ve Otomasyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Haluk GÖRGÜN (YTÜ)

İSTANBUL,2011

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
2. TÜRBİN KONTROL SİSTEMİNİN TANIMI	3
2.1 Basınçlı Boru (Penstock)	4
2.2 Su Türbinleri	5
2.2.1 Etki Tipi Aksiyon Türbinler	7
2.2.1.1 Pelton Türbinleri	7
2.2.1.2 Turgo Türbinleri	8
2.2.1.3 Banki (Michell- Ossberger) Türbinleri	8
2.2.2 Reaksiyon Tipi Türbinler	9
2.2.2.1 Francis Türbini	9
2.2.2.2 Kaplan (Uskur) Tipi Türbini	12
2.3 Türbin Kontrol Sistemine Genel Bakış	14
2.4 Governor Kontrolün Tarihsel Gelişimi	15
3. FRANCIS TÜRBİN GOVERNOR SİSTEMİNİN MATEMATİK MODELLENMESİ	20
3.1 Doğrusallaştırılmış Türbin Sistemi	21
3.1.1 Hidrolik Türbinin Matematiksel Modeli	21
3.1.1.1 Doğrusallaştırılmış Model	23
3.2 Governor Sistemi Modeli ve Kontrolör Tasarımı	26
3.2.1 Hız Regülasyonu	27
3.2.1.1 Tasarlanan Hız Kontrol Örneğine Göre Elde Edilen Simülasyon Sonuçları	32
3.2.2 Güç Regülasyonu	38
3.2.2.1 Tasarlanan Güç Kontrol Örneğine Göre Elde Edilen Simülasyon Sonuçları	42
3.3 Birden Çok Farklı Geçici Durum Karşısında Sistem Performansının Kontrolü ...	47

4.	OLUŞTURULAN GOVERNOR KONTROL MODELİNİN LİTERATÜRDEKİ ÇALIŞMALARLA KARŞILAŞTIRILMASI	52
4.1	Karşılaştırmalı Simölasyon Sonuçları	54
5.	SONUÇ	59
KAYNAKLAR.....		61
EKLER		63
Ek 1	Hidroelektrik Santral tasarım parametreleri-1	64
Ek 2	Hidroelektrik Santral tasarım parametreleri-2.....	66
ÖZGEÇMİŞ		67

SİMGE LİSTESİ

A_s	güç dinamikleri ve wicket kapı pozisyonlama dinamiklerinden oluşan transfer fonksiyonunun payda kısmı,
A_t	türbin ve generatör arasında güç dönüştürme katsayısı,
A_{tl}	hattaki kayıplardan etkilenmeden lineerleştirilmiş türbin sistemi,
A_{wPi}	kısaltma, bakınız sayfa 26 dipnot,
b_{hw}	kısaltma, bakınız sayfa 24 dipnot,
b_{li}	su debisi fonksiyonun kısmi türevine ait katsayılar,
$b_{i...k}$	sistemin çalışma noktasındaki değişkenlere ait katsayılar: $(h_{TC}, w_N, y)_o$,
$\mathbf{b}_R$	denetleyici parametreleri çözümlenirken kullanılan lineer matris sistem vektörü,
b_{yh}	kısaltma, bakınız sayfa 23 dipnot,
B	S transfer fonksiyonunun pay kısmı,
B_s	güç dinamikleri ve wicket kapı pozisyonlama dinamiklerden oluşan transfer fonksiyonunun pay kısmı,
c_i	polinom değişkenlerine ait katsayılar,
D_a	türbin içindeki damping [p.u./p.u.],
D_{ap}	kısaltma, bakınız sayfa 24 dipnot,
D_p	self- regülasyon katsayısı [p.u.],
f	fonksiyon,
f_M	türbin moment fonksiyonu,
f_N	generatör frekansı [p.u.],
f_P	türbin güç fonksiyonu,
f_Q	su debisi fonksiyonu,
F_{ha}	wicket kapı hidrolik silindir piston transfer fonksiyonu,
F_{hq}	basıncılı boru hattı transfer fonksiyonu dinamikleri,
F_w	regülatör sisteminin referans hıza göre transfer fonksiyonu,
F_{wP}	rotor dinamiklerine ait transfer fonksiyonu,
h_{TC}	boru hattı çıkışındaki dinamik basınç [p.u.],
H	su yüksekliği [m],
H_{TC0}	çalışma noktasındaki basınç seviyesi değeri [p.u.],
K_d	PID kontrol türevsel katsayısı,
K_i	PID kontrol integral katsayısı,
K_p	PID kontrol oransal katsayısı,
K_{pp}	güç ileri besleme kontrol sistemi eşitliği,
$\mathbf{m}_R$	denetleyici parametreleri çözümlenirken kullanılan lineer matrix denklemi,
M	herhangibir gürültü ve hatanın oluşmadığı kabul edilmiş regüle edilen sistem,
n_i	kompleks sistemin sıfırları ,
N	türbin rotor hızı [1/s],
N_s	S transfer fonksiyonunun paydası,
N_w	F_w transfer fonksiyonunun paydası,
p_i	kompleks s değişkenine ait kutuplar,
p_{kdwi}	kısaltma, bakınız sayfa dipnot 28,
p_{kPi}	kısaltma, bakınız sayfa 38 dipnot,
p_{kpwl}	kısaltma, bakınız sayfa 28 dipnot,
P	türbin mekanik gücü [W],
P	türbin elektrik gücü [p.u.],
P_{el}	generatör elektrik gücü [p.u.],
P_L	talep güç [p.u.],

P_{ref}	referans alınan güç [p.u.],
q_{NL}	yüksüz durumdaki su debisi [p.u.] (burada generatör senkronize olmuş ve şebekeye bağlı durumdadır, ancak herhangi bir etkisi yoktur),
q_T	boru hattı çıkışındaki su debisi [p.u.],
Q_T	türbin içerisinden akan suyun debisi [m^3/s],
R	regülatör transfer fonksiyonu,
R^*	R_w ve R_z referans büyüklükleri için olan regülasyon elemanlarının eşit interferansta olduğu özel durum için regülatör transfer fonksiyonu,
S	regüle edilen sistem transfer fonksiyonu,
S_z	hata veya gürültüye ait transfer fonksiyonu,
t	zaman [s],
T	zaman sabiti genel, [s],
T_a	wicket kapı hidrolik silindir pistonlarındaki zaman sabiti [s],
T_m	mekanik zaman sabiti [s],
T_v	basınç dalgasının boru hattı içerisindeki etki süresi [s],
T_w	boru hattı içerisindeki suyun ivme sabiti [s],
w_N	türbin nominal hızı [p.u.],
w_{ref}	türbin referans hızı [p.u.],
$\mathbf{x}_R$	denetleyici parametrelerinin çözülmesi esnasında kullanılan lineer matris sistem vektörü,
X_s	güç regülatörü transfer fonksiyonunun payda kısmı,
y	wicket kapı açıklık miktarı [p.u.],
y_a	wicket kapı hidrolik silindir piston mevcut pozisyonu [m], [p.u.] yada [V],
y_{FL}	tam yükteki kapı açıklığı [p.u.],
y_{NL}	yüksüz durumdaki kapı açıklığı [p.u.],
y_{ref}	wicket kapı hidrolik piston referans pozisyonu [p.u.],
Y_o	çalışma noktasındaki ideal wicket kapı açıklık seviyesi değeri [p.u.],
Y_s	güç regülatör transfer fonksiyonu pay kısmı,
Z_s	S transfer fonksiyonunun pay kısmı,
Z_w	F_w transfer fonksiyonunun pay kısmı,

Latince Simgeler

Δ	sistemin çalışma noktasına (operating point) olan uzaklık,
Δ_{Pel}	toplam elektrik enerjisi değişim miktarı [p.u.],
Δh_{TC}	boru hattı çıkışındaki basınç değişim miktarı [p.u.],
Δ_P	türbin mekanik gücü değişim miktarı [p.u.],
Δ_{PL}	talep güçte meydana gelen değişim miktarı
Δq_T	boru hattı çıkışındaki su debisi değişim miktarı [p.u.],
Δq_{TC}	boru hattı girişindeki su debisi değişim miktarı [p.u.],
Δ_{wN}	türbin hız değişim miktarı [p.u.],
Δ_y	wicket kapı açıklığı değişim miktarı [p.u.],

KISALTMA LİSTESİ

IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
PID	Proportional - Integral
PID	Proportional - Integral - Derivative
TEİAŞ	Türkiye Elektrik İletim A.Ş

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Hidroelektrik santralin temel yapısı (Kılıçkap, 2007)	3
Şekil 2.2 Basınçlı boru hattı görünüşü [1]	4
Şekil 2.3 Pelton türbin şekli [1]	7
Şekil 2.4 Pelton türbin çalışma prensibi [1]	7
Şekil 2.5 Turgo türbin resimleri [1]	8
Şekil 2.6 Banki-Michell Ossberger su türbinlerinin genel görünüşü [1]	9
Şekil 2.7 Dikey eksenli Francis türbini [1]	10
Şekil 2.8 Francis türbininde yöneltici çark ile debi ayarı [1]	11
Şekil 2.9 Servomotor yardımıyla yöneltici kanatların ayarı [1]	11
Şekil 2.10 Francis tipi dönel çark [1]	12
Şekil 2.11 Kaplan türbin çarkı şekli [1]	13
Şekil 2.12 Kaplan türbinin çalışma prensibi [1]	13
Şekil 2.13 Uskur tipi Kaplan türbin çarkı [1]	13
Şekil 2.14 Kaplan türbininde debi ayarı ve türbinin genel görüntüsü [1]	14
Şekil 2.15 Watt regülatör (Fasol, 1998)	16
Şekil 2.16 Türbin sistemi ile birlikte Watt regülatörü (Fasol, 1998)	16
Şekil 2.17 Voith firması tarafından geliştirilen kompakt türbin regülatörü (governor) (Fasol, 1998)	18
Şekil 3.1 Türbin kontrol sisteminin blok diyagramı	20
Şekil 3.2 Hız kontrol sisteminin blok diyagramı	27
Şekil 3.3 Sistemin kazanç katsayıları ve diğer kutuplara bağlı p_4 kutbuna ait kök yer eğrileri	33
Şekil 3.4 Doğrusallaştırılmış türbin hız regülasyonu simülasyon modeli	34
Şekil 3.5 Hız kontrol ünitesi wN rotasyonel hız simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2,3} = -0.6$, (kesik çizgi) $p_{1,2,3} = -0.7$, (düz çizgi) $p_{1,2,3} = -0.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.	35
Şekil 3.6 Hız kontrol ünitesi yüke bağlı generatör gücü simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2,3} = -0.6$, (kesik çizgi) $p_{1,2,3} = -0.7$, (düz çizgi) $p_{1,2,3} = -0.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.	35
Şekil 3.7 Hız kontrol ünitesi hTC boru hatlarındaki basınç simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2,3} = -0.6$, (kesik çizgi) $p_{1,2,3} = -0.7$, (düz çizgi) $p_{1,2,3} = -0.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.	36
Şekil 3.8 Hız kontrol ünitesi ya wicket kapı hidrolik silindir piston pozisyonu simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2,3} = -0.6$, (kesik çizgi) $p_{1,2,3} = -0.7$, (düz çizgi) $p_{1,2,3} = -0.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.	36
Şekil 3.9 Güç regülatör ünitesi blok şeması	38
Şekil 3.10 Sistemin kazanç katsayıları ve diğer kutuplara bağlı p_3 kutbuna ait kök yer eğrileri	43
Şekil 3.11 Doğrusallaştırılmış türbin güç regülasyonu simülasyon modeli	44
Şekil 3.12 Güç kontrol ünitesi referans yüke bağlı generatör çıkış gücü simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2} = -0.6$, (kesikli çizgi) renk $p_{1,2} = -1.2$, (düz çizgi) $p_{1,2} = -1.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.	45
Şekil 3.13 Güç kontrol ünitesi hTC boru hatlarındaki basınç simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2} = -0.6$, (kesikli çizgi) renk $p_{1,2} = -1.2$, (düz çizgi) $p_{1,2} = -1.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.	45

Şekil 3.14	Güç kontrol ünitesi ya wicket kapı hidrolik silindir piston pozisyonu simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2} = -0.6$, (kesikli çizgi) renk $p_{1,2} = -1.2$, (düz çizgi) $p_{1,2} = -1.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.....	46
Şekil 3.15	Farklı geçici durumlar karşısında sistem performansının kontrol edildiği simülasyon modeli	48
Şekil 3.16	P , P_L talep güçteki değişime bağlı olarak güç regülasyonu simülasyon sonuçları. (kalın çizgi) talep güç, (ince çizgi) üretilen güç.	49
Şekil 3.17	wN hızının farklı geçici durum yük değişimlerine göre hız regülasyonu simülasyon sonuçları.	49
Şekil 3.18	hTC boru hattı basıncının talep güç değişimi karşısındaki simülasyon sonuçları..	50
Şekil 3.19	ya wicket kapı hidrolik silindir piston pozisyonunun güç değişimine bağlı olarak regülasyon sonuçları.	50
Şekil 4.1	Hagihara ve diğerleri (1979) tarafından geliştirilen hidrolik türbin generatör sistemi blok diyagramı.....	52
Şekil 4.2	Hans-Werner ve diğerleri (1984) tarafından yapılan çalışmaya ait sistem blok diyagramı	53
Şekil 4.3	wN hızının farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilen hız regülasyonu simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) yöntem (1) bu çalışmada bahsedilen; (düz çizgi) yöntem (2); (kesik çizgili) yöntem (2) pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmadan $T_a = 0$; (kalın çizgi) yöntem (3).....	55
Şekil 4.4	Üretilen P gücünün farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilen güç regülasyonu simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) yöntem (1) bu çalışmada bahsedilen; (düz çizgi) yöntem (2); (kesik çizgili) yöntem (2) pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmadan $T_a = 0$; (kalın çizgi) yöntem (3).....	56
Şekil 4.5	hTC boru hatlarındaki basıncın farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilen simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) yöntem (1) bu çalışmada bahsedilen; (düz çizgi) yöntem (2); (kesik çizgili) yöntem (2) pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmadan $T_a = 0$; (kalın çizgi) yöntem (3).....	56
Şekil 4.6	ya wicket kapı hidrolik silindir piston pozisyonunun farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilen simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) yöntem (1) bu çalışmada bahsedilen; (düz çizgi) yöntem (2); (kesik çizgili) yöntem (2) pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmadan $T_a = 0$; (kalın çizgi) yöntem (3)... ..	57

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 p_1 kutup noktasına bağlı olarak elde edilmiş hız sistem parametreleri	33
Çizelge 3.2 p_1 kutup noktasına bağlı olarak elde edilmiş güç sistem parametreleri	43
Çizelge 4.1 Tasarlanmış olan aynı sistem için farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilmiş olan kontrolcü parametreleri	55

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanması sırasında bana her konuda yardımcı olan, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, değerli hocam ve danışmanım Doç. Dr. M. Haluk GÖRGÜN'e, değerli desteklerinden dolayı çalışmakta olduğum GENSER A.Ş yöneticilerine ve personeline teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, beni bu günlere getiren aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

ÖZET

Bu tez çalışmasında, hidroelektrik santrallerde govenor kontrolü için dinamik bir modelleme yapılmıştır. Governor kontrolü hız ve güç kontrolü olarak iki bölümde ayrı ayrı irdelenmiştir. Sistemin kontrolü basınçlı boru hattına ait dinamikler, wicket kapı pozisyonlama dinamikleri ve türbin sistemine ait dinamikler dikkate alınarak PID olarak yapılmıştır. Yapılan bu çalışma literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırılmış ve tasarlanan kontrolcünün performansı irdelenmiştir. Ayrıca gerçek uygulamalardaki performans kriterleri irdelenerek, oluşturulan modelin gerçek sistemlere uygulanabilirliği irdelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hidroleektrik santral, governor kontrol, hız ve güç regülatörleri, frekans kontrol.

ABSTRACT

In this research work, a dynamic model is developed for the governor control in hydropower plants. Governor control considered as speed and power control in two separate chapters. System control is done by PID controller taking in to account of the dynamics of pressure pipeline, wicket gate positioning and turbine system. In this study the performance of the controller compared with the similar studies in the literature and evaluated the performance of the designed controller. Furthermore the real systems performance criterias is analysed and according to this, the applicability of the modelled system to the real applications is considered.

Keywords: Hydropower plants, governor control, speed and power regulators, frequency control.

1.GİRİŞ

Günümüzde teknolojik gelişmeler ve ihtiyaçlara bağlı olarak elektrik enerjisi çok önemli bir konuma gelmiş bulunmaktadır. Dünyada elektrik ihtiyacı hidroelektrik santraller, termik santraller, nükleer santraller ve rüzgar ile güneş enerjileri gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanmaktadır. Belirtilen enerji türlerine göre finansal yatırımı ve çevreci özelliği ile ön plana çıkan hidroelektrik santraller su kaynakları bakımından zengin olan ülkemizde de giderek yaygınlaşmaya başlamıştır. Ürettiğimiz elektriğin yaklaşık %20'si hidroelektrik santrallerden karşılanmaktadır ve bu oran her geçen gün devreye alınan yeni hidroelektrik santrallerle giderek artmaktadır. Suyun hareket enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren bu santrallerde enerjinin talep güç karşısındaki kontrolünün ve kalitesinin sağlanması önemli bir husus olarak karşımıza çıkmaktadır.

Türbin kontrol sistemlerinin asıl amacı güç jeneratörlerindeki hız değişimlerini kontrol ederek buna bağlı olarak güç değişimlerini kontrol altında tutmak ve güç kalitesini sağlamaktır. Bundan 40 yıl öncelerinde bu kontrol ilk olarak hidro-mekanik türbin kontrolü biçiminde sağlanmaktaydı. Daha sonra talep ve sistem gereksinimlerinin artmasına bağlı olarak analog elektronik kontrolcüler kullanılmaya başlanmıştır. Son 15 yıldan buyana günümüzde de halen kullanılmaya devam eden dijital türbin regülatörleri (governor) ortaya çıkmıştır.

Hidroelektrik santrallerinde üretilen elektrik enerjisi güç trafoları ile sabit gerilimde bir güç sistemi şebekesi ağına bağlanır. Güç sisteminin bağlı olduğu baraların bir kısmı sadece üretim amaçlı, bir kısmı sadece tüketim amaçlı ve bir kısmı da hem üretim hem de tüketim amaçlıdır.

Her baradan çekilen yükler iklim koşullarına, gün saatine ve günün özelliğine (tatil günü, mesai saati, bayram tatili vb.) göre değişkenlik göstermektedir. Toplam üretilen yük, tüketilen yük ile hatta yaşanan kayıpların toplamına eşit olmak durumundadır. Aksi halde güç sistemi frekansı değişime uğrayacaktır.

Güç sisteminde sabit frekans elde etmek için her santralde ve yük tevzide üretim kontrolü yapılmaktadır. Yük tevzide güç sistemi ağındaki üretimi kontrol eder ve tüketim ile kayıpların toplamına eşit bir üretim dağılımı sağlar (Kılıçkap, 2007). Ayrıca, her bir santralde çıkış frekansını sabit tutmak amaçlı üretimi otomatik olarak kontrol eden bir kapalı devre kontrol sistemi, hız regülatörü (governor) bulunmaktadır.

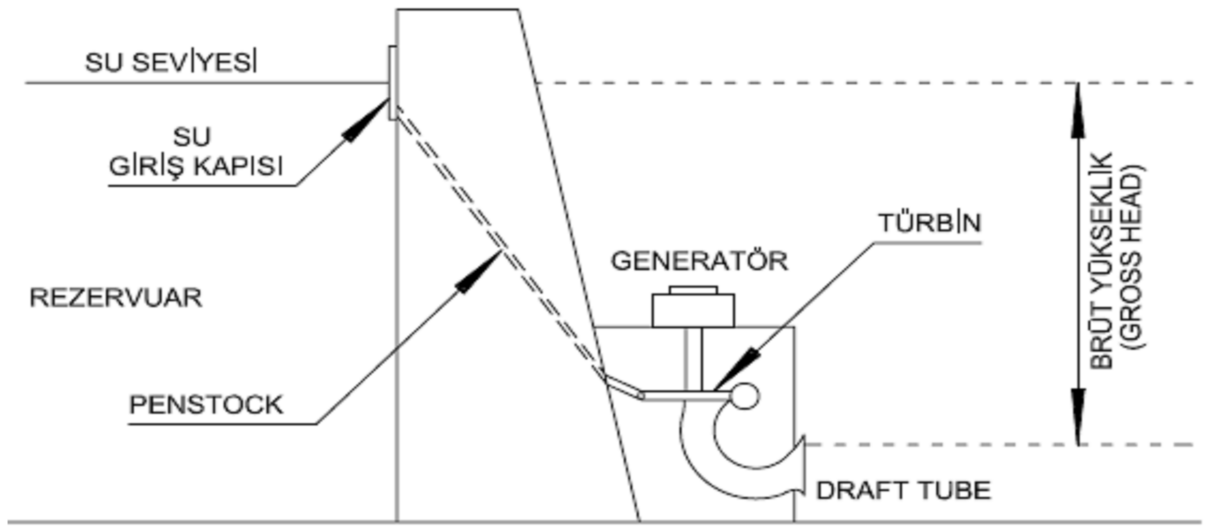
Hidroelektrik santrallerde governor kontrolü yapabilmek için öncelikli olarak sistemin matematiksel modelinin oluşturulması gerekmektedir. Bu matematiksel model üzerinden sistemin regülasyon ve kontrol kuralları ortaya konarak hidroelektrik santralin güç ve hız kontrolünü gerçekleştirmek mümkün olacaktır. Bu anlamda governor kontrolünde sistem üzerinde etkisi olan bir çok dinamiği kullanarak sistem kontrolünü gerçekleştirmek mümkün olabilmektedir. Bu nedenle literatürde birden çok kontrol yöntemi ve kontrol modeli ile governor kontrolünü gerçekleştiren çalışmalar bulunmaktadır.

Öncelikli olarak bu tez çalışmasına yön vermek amacıyla daha önce literatürde yapılmış olan tüm governor kontrol tekniklerini ve kontrol yöntemleri incelenmiştir (Kishnor, vd., 2007). Hidroelektrik santrallerin lineer, nonlinear ve surge tank modelleriyle birlikte sistemin kararlılık sınırları incelenmiştir (IEEE Working Group, 1992). PID olarak yapılmış olan türbin governor kontrol teknikleri ve modellemeleri incelenmiştir (Culberg, vd., 2004). Sanathanan (1987) su kütlesinin sıkıştırılabilir etkisi hakkındaki çalışmaları dikkate alarak frekans domeninde PID olarak denetleyici katsayılarını belirlemeye çalışmıştır. Dandeno ve diğerleri (1999) elastik su akış yolu dinamiklerini dikkate alarak doğrusal olmayan bir sistem modeli gerçekleştirmiştir. Hovey (1979) un yaptığı çalışma denetleyicinin çalışma şeklinin anlaşılabilmesi için gerekli olan şeylerin tespiti açısından önemli bir çalışmadır. Hagihara ve diğerleri (1979) kök yer eğrisi metodu kullanarak PID governor ile türbin-generatör ünitesinin kararlılık sınırlarını ortaya koymuştur. Bu çalışma Hovey'in yaptığı çalışmanın bir uzantısıdır. Chaudhry (1970) kalıcı hız düşmelerini, generatör dampinglerini dikkate alarak ve Routh-Hurwitz stabilite kriterlerini kullanarak sistemin çalıştığı kararlılık sınırlarını genişletmiştir. Basınçlı boru hattı, wicket gate , türbin sistemine ait dinamikler gibi çeşitli sistem dinamiklerini dikkate alarak yapılmış olan governor kontrol çalışmaları incelenmiştir (Souza, vd., 1999), (Schleif ve Willbor, 1966), (Agnew, 1974), (Paynter, 1955), (Leum, 1966), Phi, vd., 1981), (Findlay, vd., 1980), (Kopacek ve Zauner, 1982), (Murphy, vd., 1988), (Hans Werner, vd., 1984), (Orelind, vd., 1989), (Wozniak, 1990), (Qiang, 1993). Bu tezde yapılan bu çalışmalara alternatif olarak basınçlı boru hattı, wicket kapı pozisyonama dinamikleri dikkate alınarak PID kontrol gerçekleştirilmiş ve sistemin çalışma performansı literatür çalışmaları ve elektrik tesisleri şebeke yönetmelikleri üzerinden değerlendirilerek tez çalışması tamamlanmıştır.

2. TÜRBİN KONTROL SİSTEMİNİN TANIMI

Bir hidroelektrik santrali genel ve basit olarak, baraj seti arkasındaki rezervuar suyu, su giriş kapıları, bu suyun türbine kadar akacağı basınçlı boru hattı (penstock), türbin, generatör ve generatörden geçtikten sonra suyun dışarı aktığı draft tüp'ten oluşmaktadır.

Hidrolik santrallerde sistemin giriş gücünü suyun potansiyel ve kinetik enerjisi oluşturmaktadır. Rezervuardan penstock içerisine akan su sahip olduğu potansiyel enerji ve türbine kadar kazanmış olduğu kinetik enerji ile türbini çevirir ve çıkışta elektrik enerjisi elde edilmiş olur. Basit bir hidroelektrik santral yapısı Şekil 2.1' de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Hidroelektrik santralin temel yapısı (Kılıçkap, 2007)

Hidroelektrik santrallerde üretilen güç, kritik bir değere kadar suyun net akış yüksekliğine ve penstock' tan akan suyun debisine bağlıdır. Rezervuar su seviyesi ile draft tüp su çıkışı seviyesi arası mesafe brüt akış yüksekliği (gross hydraulic head) olarak tanımlanır. Net akış yüksekliği (net hydraulic head) ise kayıplardan dolayı brüt akış yüksekliğinden çok az miktarda düşüktür.

Türbin kontrol sisteminde öncelikli ve etkili olarak ön plana çıkan sistem dinamikleri basınçlı boru hattı ve türbin sistemine ait karakteristikler olarak ortaya çıkmaktadır. Sistem üzerinde öncelikli olarak etkisi olan bu ekipmanlarla ilgili olarak ilerleyen bölümlerde daha detaylı olarak bilgiler verilmiştir.

2.1 Basınçlı Boru (Penstock)

Kullanılacağı yere ve kullanım amacına göre basınçlı borular farklılık göstermektedir. Su alma ağız ile santral arasında, ölçüleri debi ve düşüye göre hesaplanan kalın etli büyük çaplı çelik ya da CTP (Cam elyaf Takviyeli Plastik) borulardır. Santralin jeolojik yapısına göre gömülü oldukları gibi, görünür olanları da vardır. Türbin çarkını çeviren suyun geçişine olanak sağlar.



Şekil 2.2 Basınçlı boru hattı görünüşü [1]

Boru hattının sistem üzerindeki gözlemlenebilir olan en önemli etkilerinden biri boru hattında meydana gelen hidrolik kayıplardır. Sürtünmeye bağlı olarak su kütlesinin hareketiyle oluşan bu kayıplar boru hattının uzunluğu ve akış hızının karesiyle doğru orantılı, boru hattının çapıyla ters orantılıdır. Bu kayıplar sisteme basınçlı boru hattının çıkışındaki basınç değerinde azalma olarak yansımaktadır.

Boru hattının sistemin çalışması üzerindeki diğer bir önemli etkisi ise boru hattındaki dinamik parametrelerdir. Acil durumlarda açılabilir-kapanabilir kanatçıklarda yada su giriş kapısındaki değişimlere bağlı olarak oluşan basınç değişimleri suyun akış basıncında değişimlere neden olmaktadır. Oluşan bu basınç değişimleri boru hattı duvarlarında zorlanmalara ve hasarlara yol açabilmektedir. Boru hatları içerisinde meydana gelen suyun düzensiz hareketleri

sonucunda hatlarda hidrolik şok adı verilen zorlanmalar meydana gelmektedir. Boru hattı içerisinde dolaşan suyun hızı ise zamana ve boru hattı içerisinde bulunduğu konuma bağlı olarak değişmektedir. Boru hatlarında meydana gelebilen yukarıda bahsettiğimiz hidrolik şoklar, yüksek basınç değişimlerine bağlı olarak suyun boru hattı içerisinde yüksek hız ile yaptığı çarpma etkisi sonucu oluşmaktadır. Basıncıdaki bu dalgalanmaların sıklığı ve büyüklüğüne bağlı olarak sistem ekipmanları üzerinde çeşitli problemler ve hatalar meydana gelebilmektedir. Bu nedenle güç ve hız kontrolü gerçekleştirilirken boru hattı basıncı üzerindeki değişimlerin de kabul edilebilir değerler arasından tutulması gerekmektedir.

2.2 Su Türbinleri

Türbinler, akışkanın hidrolik enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinelerdir. Basit olarak bir mil ve mil üzerindeki kanatçıklardan oluşurlar. Kullanılan akışkana göre türbinin yapısı değişmektedir. Genel olarak şu prensiple çalışırlar; sistemdeki akışkan (su) türbinin kanatçıklarına çarparak türbin miline hareket verir, hareket milin çıkışında mekanik işe dönüşür ve mekanik işten jeneratörler vasıtasıyla elektrik üretilir. Hidroelektrik güç tesislerinde kullanılan türbinlere hidrolik türbinler veya su türbinleri adı verilir. Su türbinleri kullanım alanlarına, ürettikleri güce, güç üretme biçimlerine göre birçok şekilde sınıflandırılabilirler.

Su türbinleri tarafından aktarılan güç çeşitli etkenlere bağlı olarak değişmektedir (Tekno Tasarım, 2009).

- Suyun akış hızı [m^3/s]
- Düşü yüksekliği [m]
- Türbin rotor çapı [m]
- Türbin hızı [$turn / min$]
- Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
- Suyun yoğunluğu [kg/m^3]
- Dinamik akışkanlık [$Pa \cdot s$]

Düşüye göre sınıflandırma;

- $H > 300$ m Yüksek basınçlı su türbini
- $400 \text{ m} < H < 20$ m Orta basınçlı su türbini
- $H < 50$ m Düşük basınçlı su türbini

Türbin çıkış güçlerine göre;

- Yüksek güçlü hidrolik türbinler (> 100 MW)
- Orta güçlü hidrolik türbinler (20 – 100 MW arası)
- Küçük güçlü hidrolik türbinler (1 – 20 MW arası)
- Mini Hidrolik türbinler (100 KW – 1 MW arası)
- Mikro hidrolik türbinler (5 KW – 100 KW arası)
- Piko hidrolik türbinler (< 5 KW)

Türbin milinin durumuna göre;

- Yatay eksenli türbinler
- Dikey eksenli türbinler
- Eğik eksenli türbinler

Suyun akış doğrultusuna göre;

- Eksenel akışlı türbinler (Kaplan, Uskur)
- Radyal akışlı türbinler (Francis)
- Diyagonal akışlı türbinler (Yüksek Hızlı Francis)
- Teğetsel akışlı türbinler (Pelton, Banki)
- Saptırılmış akışlı türbinler (Turgo)

Suyun etki şekline göre;

- Aksiyon tipi türbinler (Pelton, Turgo, Banki)
- Reaksiyon tipi türbinler (Francis, Kaplan, Uskur, Boru)

2.2.1 Etki Tipi Aksiyon Türbinler

Bu türbinlerde akışkan kepçelere veya çarka atmosfer basıncında girip yine atmosfer basıncında çıkar. Bu yüzden bu tip türbinlere eş basınçlı türbinler adı verilmiştir.

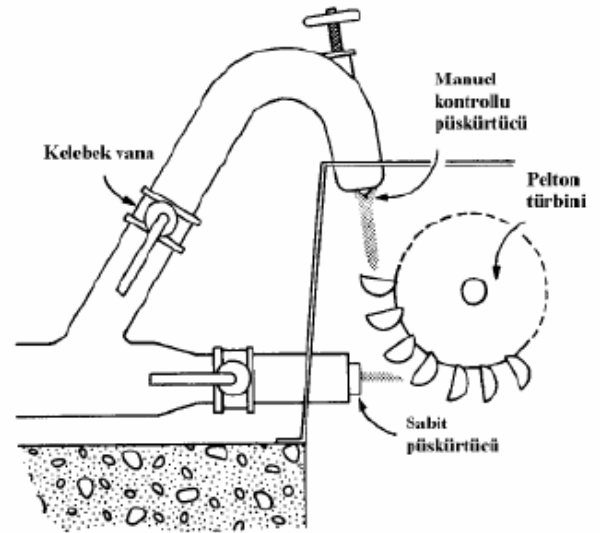
2.2.1.1 Pelton Türbinleri

Büyük hidroelektrik sistemlerde 150 m brüt düşünün üzerinde Pelton türbini uygulaması yapılmaktadır. Mikro hidrolik sistemlerde daha alçak düşülerde de bu türbin kullanılabilir.

Bu tip türbinlerde suyun enerjisi önce, uygun şekle sahip bir borudan geçirilip, çıkış ağzında su jeti haline getirilerek, kinetik enerjiye dönüştürülür. Daha sonra bu jet, kap şeklindeki rotor kanatlarına püskürtülür. (Şekil 2.3– 2.4) Kapların geometrisi, su jetinin enerjisini en yüksek oranda emecek biçimde tasarlanmış ve ortalarından geçen dikey bölücü plakalar, suyun iki yana doğru ‘takatsizce’ dağılmasını sağlıyor. Pelton türbinleri, düşey veya yatay olarak konumlandırılabilir. Jetlerin sayısını arttırmak suretiyle, tek bir rotordan sağlanan gücü arttırmak mümkündür.



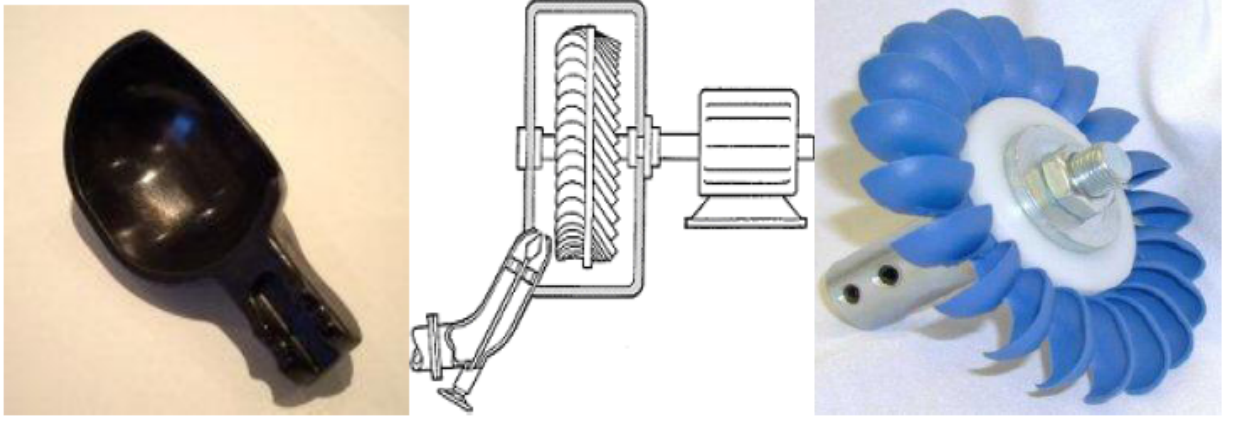
Şekil 2.3 Pelton türbin şekli [1]



2.4 Pelton türbin çalışma prensibi [1]

2.2.1.2 Turgo Türbinleri

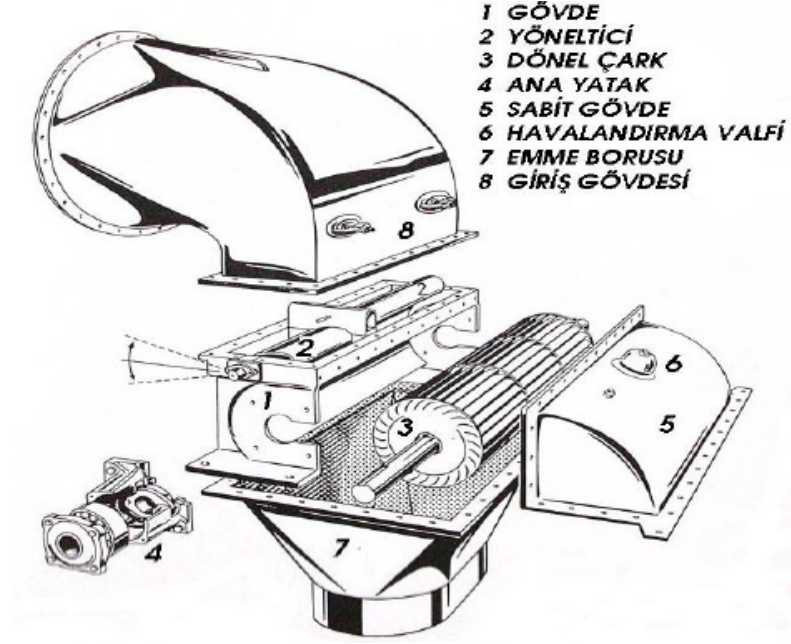
Çalışma prensibi bakımından Pelton türbinlerle aynı sayılabilecek Turgo tipi türbinlerin kepçe yapıları farklılık göstermektedir. (Şekil 2.5) Ayrıca daha ucuz maliyet, daha hızlı devir sayısı ve aynı boyuttaki bir Pelton türbinden daha fazla su tutabilme gibi daha üstün özellikleri de vardır. Aynı güçteki bir Pelton türbinin çark çapının yaklaşık bir buçuk katıdır. Buda daha yüksek devir sayılarına çıkmasını sağlar.



Şekil 2.5 Turgo türbin resimleri [1]

2.2.1.3 Banki (Michell- Ossberger) Türbinleri

Banki türbin tipini Macar asıllı Banki ile İngiliz asıllı Michell bulmuştur. Genel olarak Banki (Michell-Ossberg) su türbini olarak adlandırılır. Avrupa bu türbinlerden binlerce imal edilmiştir. Küçük ve orta güçlü su kuvvetlerinde rahatlıkla kullanılır. Yapısı çok basittir. 20 lt/s ile 9 m³/s debiler için 1 m ile 200 m düşülerde 1000 kW güce kadar çıkabilirler. Verimleri genel olarak %80 civarındır. Dönme sayıları ise 50 ile 200 d/dak arasında değişir. Su türbini ise, gövde, tambur tipi dönel çark ve yönelticiden oluşur (Şekil 4.8). Banki-Michell Ossberger türbininin en büyük özelliği suyun dönel çarktan iki kez girip çıkmasıdır. (Şekil 2.6)



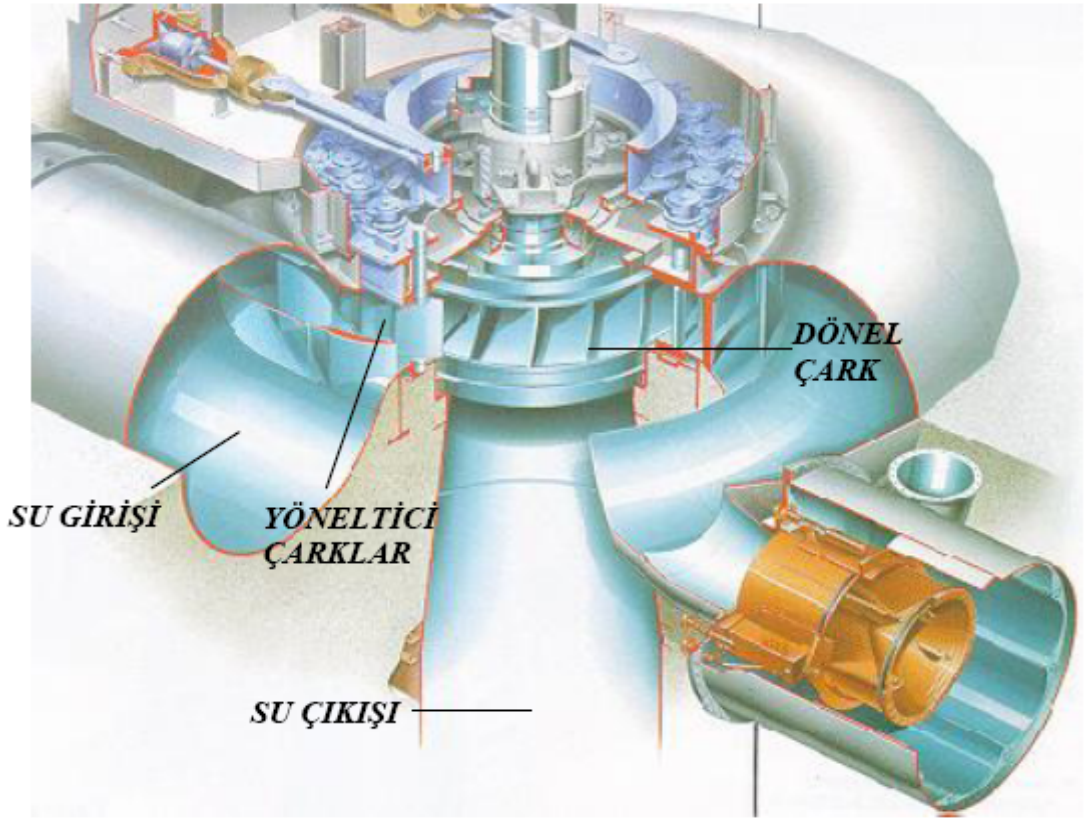
Şekil 2.6 Banki-Michell Ossberger su türbinlerinin genel görünüşü [1]

2.2.2 Reaksiyon tipi türbinler

Reaksiyon türbinleri aynı düşü ve debi değerinde aksiyon türbinlerinden daha hızlı döner. Burada kullanılan türbinler Francis, Uskur ya da Kaplan türbinleridir. Yapımları aksiyon türbinlerine göre daha zordur, bu nedenle mikro hidrolik sistemlerde daha az kullanılmaktadır. Ayrıca bu türbinlerde kavitasyon tehlikesi de vardır. Değişken debilerde de düşük verim verirler. Net düşü ve özgül hız bakımından oldukça geniş kullanım alanı olan reaksiyon tipi su türbinleri suyun hem kinetik hem de potansiyel enerjisinden yararlanırlar. Bu nedenle, çarka girişteki basınç çıkıştaki basınçtan çok daha büyük olur. Bu yüzden, suyun kapalı kanallar içinden akma zorunluluğu vardır.

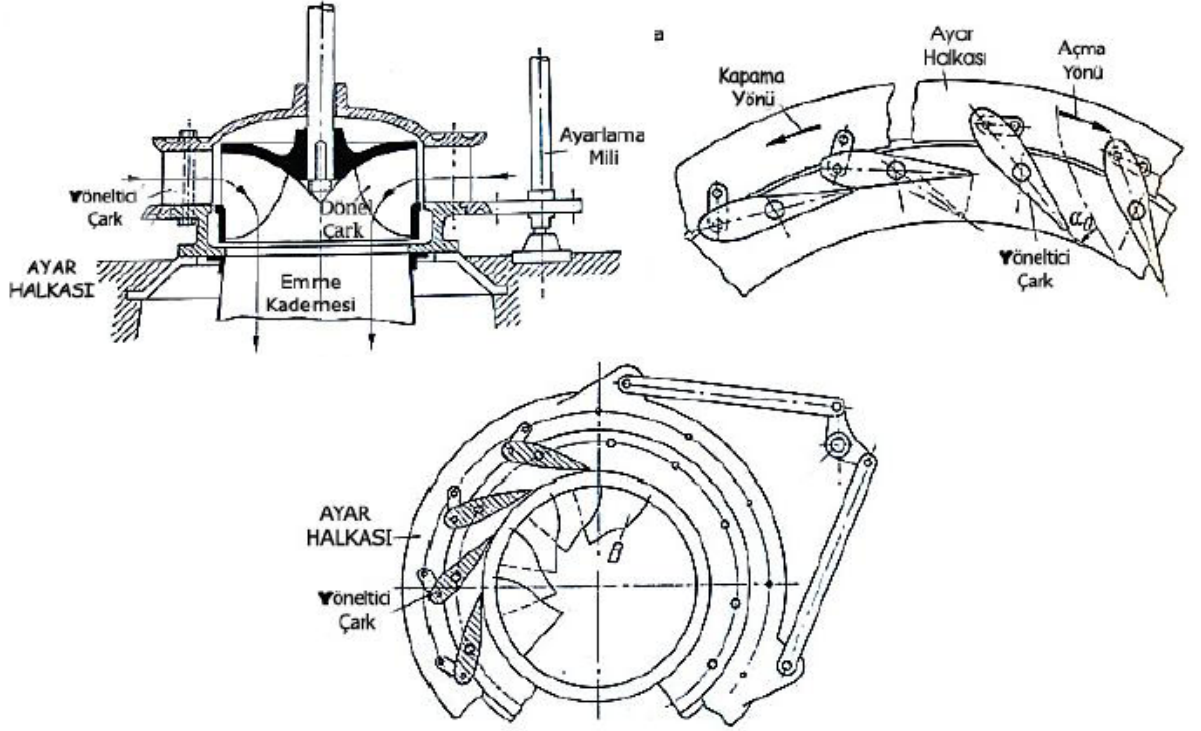
2.2.2.1 Francis Türbini

Bu türbin tipini ilk kez 19. yüzyılda Amerikalı Howd ile Francis geliştirdiklerinden Francis adı verilmiştir. Francis türbinine su, yönettici çarktan dönel çarka dıştan girip, çark kanatları boyunca aşağıya doğru giderek çarkı terk eder. Türbin tipi karşı basınçlıdır. (Reaksiyon tipi) Şekil (2.7)'de tipik bir Francis türbin tesisi görülmektedir.

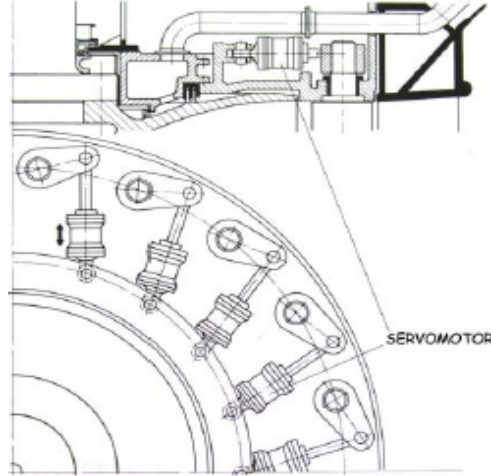


Şekil 2.7 Dikey eksenli francis türbini [1]

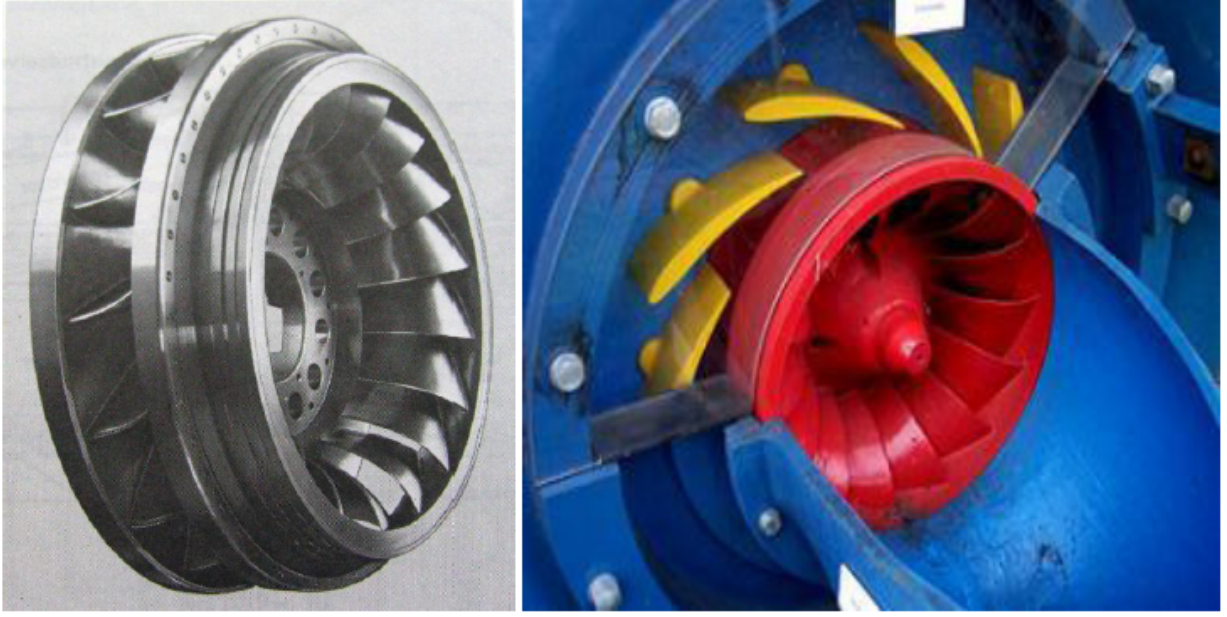
Francis tipi türbinleri 600 m düşüye kadar çalışırlar. Ve 500 MW'a kadar güç elde edilebilmektedir. Bu türbin tipinin Pelton türbinine göre avantajı, daha küçük boyutlarda imal edilerek, daha yüksek dönme sayılarında çalıştırmak mümkündür. Bu suretle imalattan dolayı bir hayli ekonomi sağlanır. Yurdumuzda Devlet Su İşlerinin denetiminde bulunan su türbini tesislerin büyük çoğunluğunda Francis tipi türbin kullanılmaktadır. Küçük güçlerde örnek olarak 200 kW'a kadar olan güçlerde ve 5 m düşüden daha az yerlerde kamara tipi denilen ve düşey eksenli Francis türbini kullanılır.



Şekil 2.8 Francis türbininde yöneltici çark ile debi ayarı [1]



Şekil 2.9 Servomotor yardımıyla yöneltici kanatların ayarı [1]

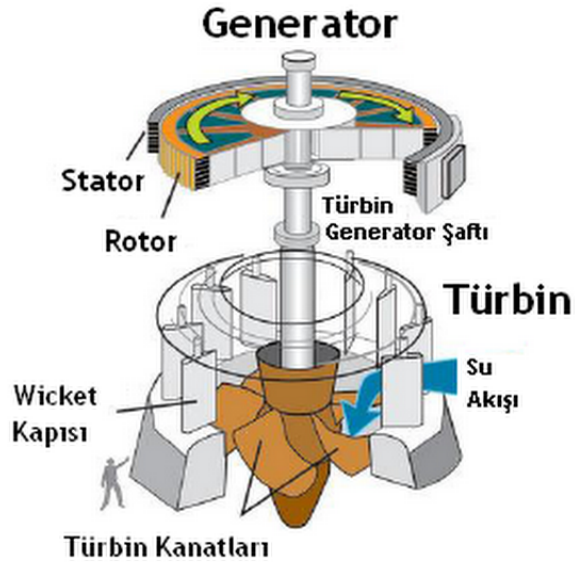


Şekil 2.10 Francis tipi dönel çark [1]

2.2.2.2 Kaplan (Uskur) tipi türbini

1913 yılında Prof. Viktor Kaplan tarafından patenti alınan bu türbin tipi eksenel olarak dönmekte etki türbinleri sınıfına girmektedir. Yani suyun girişi ile çıkışı arasında basınç farkı vardır. Bu çarkların özgül hızları büyük olup, yüksek debilerde ve buna karşılık düşük düşülerde çalışırlar. Bu tip türbinlerin verimli olabildiği ortalama düşü değerleri 80 m'nin altındadır. Kaplan türbinleri ya salyangoz gövdeli veya boru tipi olarak imal edilirler. Kaplan tipi türbinler klasik nehir türbinleri olarak ta ifade edilirler. Propeller(Uskur), Bulb, Tube(Boru), Straflo diye adlandırılan türbinlerde kaplan türbininin varyasyonlarıdır.

Kaplan türbininin, gemi pervanesine benzeyen, ama onun tersi biçimde çalışan bir çarkı vardır. (Şekil 2.11) Bir motorun çevirdiği gemi pervanesi gemiyi ileriye doğru hareket ettirmek için suyu geriye iter; Kaplan türbininin çarkı çevresinden geçen suyun etkisiyle döner. Tıpkı döner bahçe sulayıcılarında, borudan yüksek basınçla gelen suyun, sulayıcının kavisli kollarına düşük hızla girip, düşük atmosfer basıncıyla karşılaştığında ivmelenerek dışarı çıkması sonucu oluşan tepki kuvvetinin sulayıcıyı döndürmesi gibi. Bu türbinlerde su giriş ve çıkışı aynı eksendedir. Çevre boyunca yerleştirilmiş yönlendirici kanatlardan geçen su türbin çarkına gönderilir. (Şekil 2.12)



Şekil 2.11 Kaplan türbin çarkı şekli [1]

Şekil 2.12 Kaplan türbinin çalışma prensibi [1]

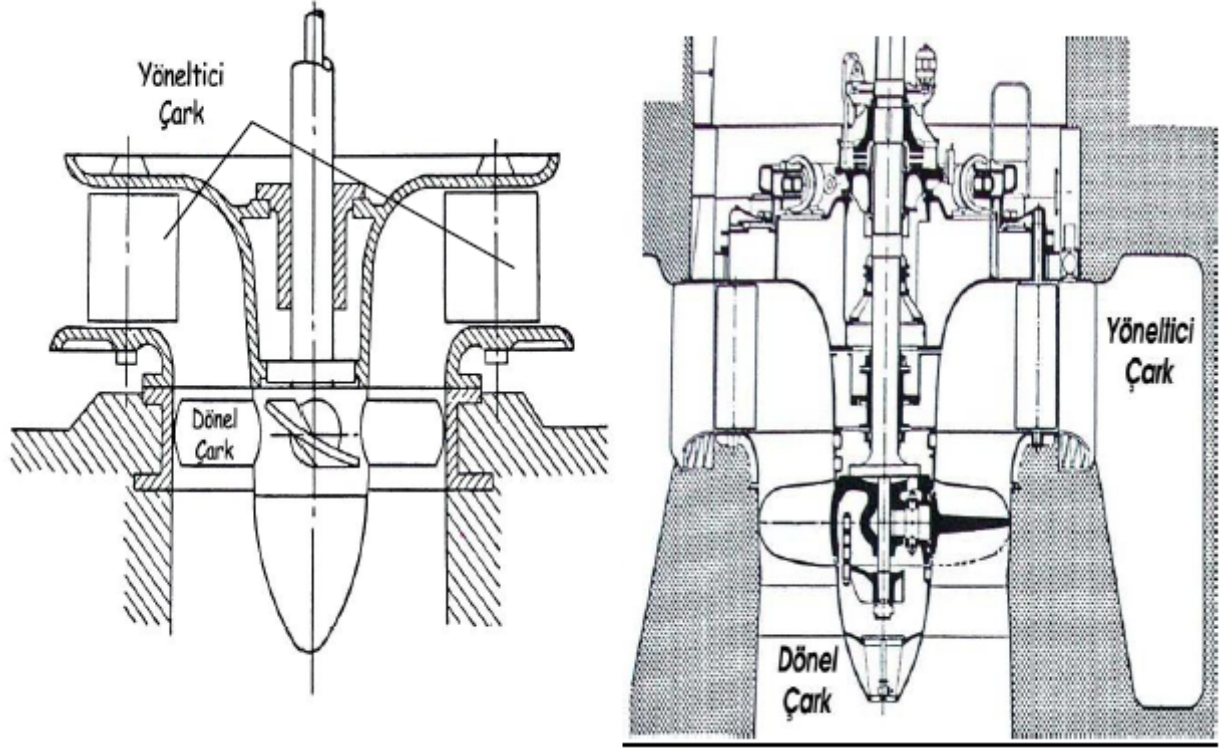
3 m ila 8 m dönel çark çapına kadar kanatlar ayarlanabilir olarak imal edilirler. Kanat sayıları değişken olabilir. Buradaki ayar, hidrolik servomotorlarla sağlanır. Özel durumlarda kanatların ayarlı olmasından vazgeçilebilir. Bu durumda türbinin adı Uskur tipi olmaktadır. (Şekil 2.13) Genelde kaplan türbinlerin bu tipleri kullanılmaktadır.



Şekil 2.13 Uskur tipi Kaplan türbin çarkı [1]

Kaplan türbinleri Francis türbinlerine nazaran daha hızlı dönerler. Bu büyük avantaj nedeniyle Jeneratöre arada kayış kassak veya dişli olmadan da direkt bağlanabilir. Francis türbinleri orta düşüşler için Kaplan türbinleri ise alçak düşüşler için daha ekonomiktir. Yapımları aksiyon türbinlerine göre daha zordur, bu nedenle mikro hidrolik sistemlerde daha az kullanılmaktadır.

Ayrıca bu türbinlerde kavitasyon tehlikesi de vardır. Değişken debilerde de düşük verim verirler.



Şekil 2.14 Kaplan türbininde debi ayarı ve türbinin genel görüntüsü [1]

2.3 Türbin Kontrol Sistemine Genel Bakış

Türbin çarkı, türbin şaftı, türbin kapağı, hız regülatör (governor) sistemi, basınçlı yağ sistemi, türbin yatağı, soğutma sistemi, kumanda panosu ve yardımcı teçhizattan oluşur. Türbin şaftı, suyun kanatlarına çarparak döndürdüğü türbin çarkı ile generatör rotoru arasında akupule olup generatör rotorunun dönmesini sağlar.

Hidrolik santrallerin yıllık üretimleri, kaynağa gelen su miktarıyla doğru orantılı olduğundan ve bir yıl boyunca gelen su insanoğlunun elinde olmayıp tam kapasite çalıştırmaya yetmeyebileceğinden, genel olarak puant santralı olarak çalıştırılırlar. Devreye alınış ve çıkarışları çok kolay ve hızlı olduğundan su rejimine bağlı olarak günün, enerji gereksiniminin çok olduğu- ki buna puant saati denir – saatlerinde çalıştırılarak, enerjiye az gereksinim olduğu zamanlarda devre dışı bırakılırlar. Bir hidrolik santral ünitesi tam kapasite ile çalıştırılmayabilir. Örneğin 100 MW güçteki bir ünite bir saat tam kapasite çalıştığında 100.000 kWh enerji üretebilir. Tam kapasite çalışma türbin kanatlarının önündeki su giriş

kapakçıkları tam açıktır ve saniyede geçen su miktarı en üst düzeydedir. Ancak, sistemden çekilen enerji, kullanıcıların devreye girme, çıkmalarına göre an be an değişir. Sisteme anlık olarak istenilen enerjinin verilmesini üretim ünitesindeki regülasyon sistemi sağlar. Regülasyon sistemi, türbin kanatlarının önündeki su giriş kapakçıklarına otomatik olarak hükmederek ve daha az su girişine paralel olarak daha az üretim yapar. Bu olaya sistemde frekans tutma denir. Tüm elektrikli alıcıların sağlıklı ve verimli çalışabilmesi için frekansın, alıcılarda imalat sırasında belirlenen frekansa – Türkiye ve Avrupa ülkelerinde 50 hz -uygun olması gerekir.

Govenor sistemleri (hız regülatörü), hidrolik santrallerde %2-%6 aralığında hız düşümü ile çalışacak şekilde ayarlanacaktır.

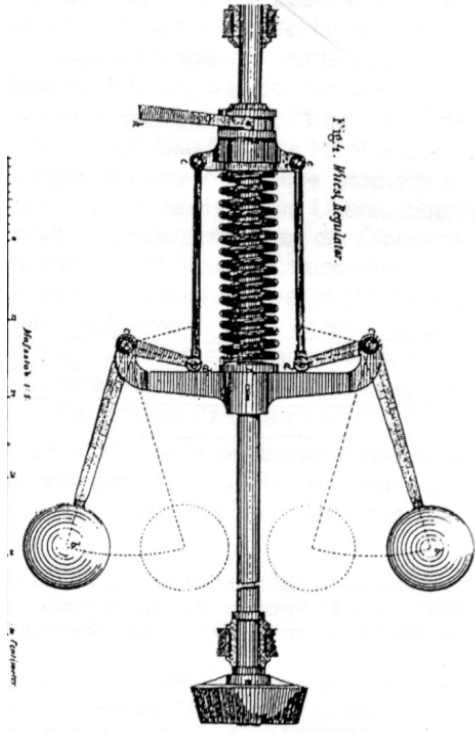
Ünitelerin primer frekans kontrol performansı, ± 200 mHz'lik sapma olması durumunda hız eğim değeri oranında, çıkış gücü değişiminin %50' sini en fazla 15 saniye içinde ve tamamını en fazla 30 saniye içinde tamamlayacaktır.

Governor sistemi türbin hızının mümkün olan en optimum süre içerisinde talep güce bağlı olarak ayarlanmasını sağlayarak bu sayede üretilen elektrik gücünün de kontrolünü gerçekleştirmiş olacaktır. Bu kontrol esnasında yardımcı sistemlere ait kriterlerinde (basınçlı boru hattındaki basınç değeri, yöneltici çark kanat açıklığı vb.) bu bağlamda irdelenmesi tüm hidroelektrik sistemin çalışma düzeni, güvenilirliği ve performansı açısından önemlidir.

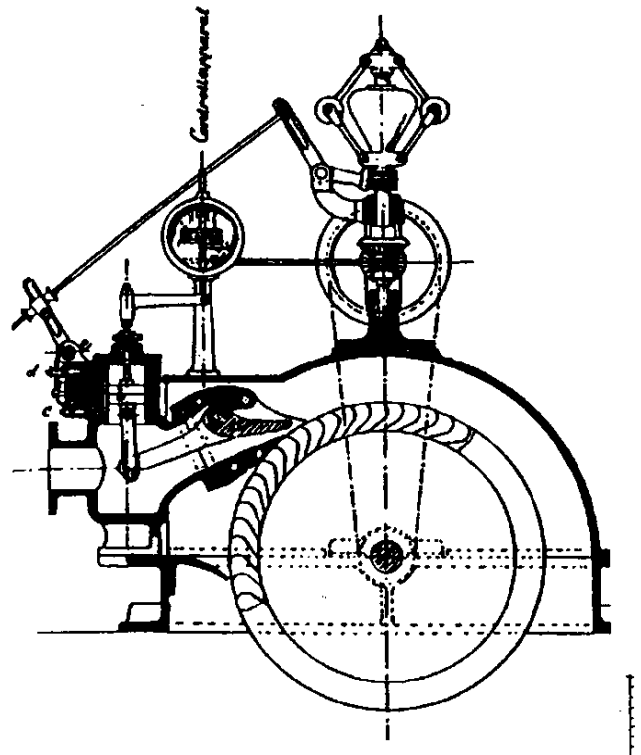
2.4 Governor Kontrolün Tarihsel Gelişimi

Su gücünün kullanılmaya başlanması 2000' li yıllardan daha eskilere yaklaşık olarak 1500' lü yıllara dayanmaktadır (Fasol, 1998). Su çarklarının kullanılması ile elektrik enerji elde edilmesi Avrupa' da en önemli enerji kaynağı oldu. 18. Yüzyılın sonuna kadar tahtadan yapılmış su çarkları kullanılarak su kaynaklarından elektrik enerjisi üretilmekteydi. 1770 yılı civarında sistemi geliştirmek adına farklı metallerden yapılmış su çarkları geliştirilmiştir. Ancak tüm bu geliştirilmiş su çarklarının hız kontrolleri hakkında herhangi bir çalışma yapılmamaktaydı. Sadece 1811 yılında o yıllarda bilinen merkezkaç sarkaçların su çarklarının hız kontrolünde kullanılmasına yönelik tavsiyeler ve çalışmalar bulunmaktaydı. En sonunda; 1826 yılında ilk olarak bir el kitabında konvansiyonel su devrelerinde hız kontrolüne yönelik olarak bir çalışma yayınlanmıştır (Langsdorf, 1826).

Merkezkaç sarkaçlar; daha sonraları uçan top (fly-ball) ve merkezkaç governor (centrifugal governor) olarak da adlandırılmıştır ve kağıttaki gelişmelere bağlı olarak buhar motorlarında kullanılmıştır. James Watt (1736 – 1819) kontrolcüdeki bu gelişmelere ortak olarak ilk defa 1879 yılında buhar motoruyla birlikte bu kontrolcüyü başarılı bir şekilde kullanmıştır. Daha sonraları bu kontrolcüyü ismini Watt regülatör olarak adlandıran James Watt, bu kontrolcüyü su türbinlerinin regülasyonunda kullanmaya başlamıştır.



Şekil 2.15 Watt Regülatör (Fasol, 1998)



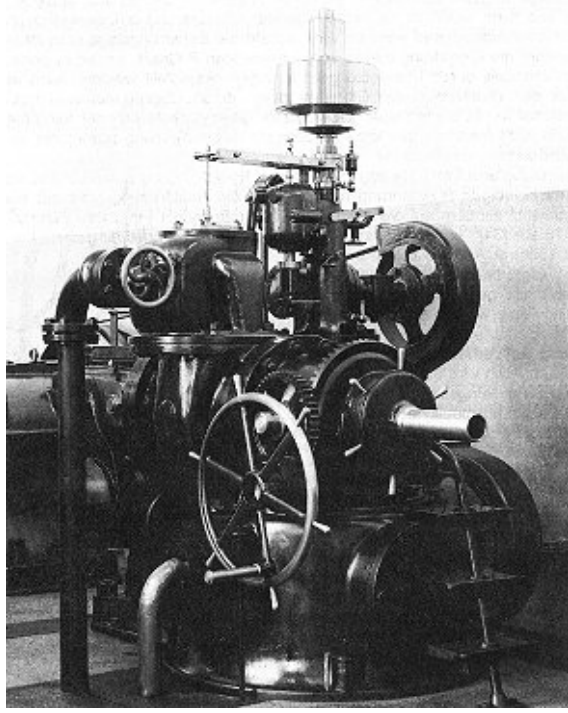
Şekil 2.16 Türbin sistemi ile birlikte Watt regülatörü (Fasol, 1998)

İlk olarak 1824 yılında Euler prensibine dayalı olarak çalışan su türbinleri bulunmuştur (Fasol, 1998). 19. yüzyılın sonlarına doğru JB St. Francis (1815 – 1867) suyun yöneltici çarktan dönel çarka dıştan girip, çark kanatları boyunca aşağıya doğru giderek çarkı terk ettiği bir yapıya sahip olan kendi adını verdiği bir türbin geliştirmiştir. Geliştirilen türbinin hızı başlangıçta regüle edilememektedir ancak regüle edilmeye müsait bir yapıya sahiptir. Sistemin regülasyonunu wicket kapılarının hareket ettirmek suretiyle sağlamak mümkün olmasına rağmen bu kontrol tekniğinin kullanılmaya başlanması belli bir zaman ve süreçten sonra ortaya çıkmıştır. İlk olarak bazı wicket kapıların elle açılıp kapanması, daha sonraları mekanik ekipmanlarla bunları gerçekleştirmek suretiyle hız kontrolü gerçekleştirilmeye çalışılmaktaydı. Daha zorlu şartlar insanları hızın kontrolünü sağlamak amacıyla Watt

regülatörleri kullanmaya yöneltti ve böylelikle ilk ‘‘otomatik’’ regüle edilen türbin icat edilmiş oldu. 19.yüzyılın ortalarına doğru wicket kapılarının hareket ettirilmesi suretiyle türbin hızının kontrolünün sağlanması keşfedilmiştir ancak bu keşfin sistem üzerinde ilk olarak servo motorlar yardımıyla kullanılması yaklaşık olarak 25 yıl sonrasını bulmuştur. Francis türbinden sonra, ondan farklı bir yapıya sahip olan Pelton türbin 1880 yılında ortaya çıkmıştır.

Ayrıca 19. yüzyılın ortalarında Watt regülatörü hakkında onu irdeleyen bir çok çalışmaya da rastlamak mümkündür. İlk araştırmacıların dikkatini kararlı durum olayı çekmiştir. Ancak dinamik davranışlar ve buna bağlı olarak giriş sistemindeki kararlılık durumları dikkate alınmamıştır. Günümüz kontrol mantığı ile bakıldığında Watt regülatörün sadece P kontrol davranışına sahip olduğunu söyleyebiliriz. 1871-1873 yılları arasında Kargl (1871) ve (1873) tarafından yayınlanan çalışmalarda diferansiyel eşitlikler kullanılarak basit bir regülasyon modeli oluşturulmuştur. Bu hesaplamalar yardımıyla sistem üzerindeki transientleri grafik formda elde etmeyi başarmıştır. Ancak yapılan bu çalışmanın regüle edilen sistem ve regülatöre ait sistem dinamiklerini dikkate almaması sebebiyle bu dinamikleri de dikkate almasına ihtiyacı bulunmaktaydı. Wischnegradskog ve M. Tollea tarafından yapılan çalışmalar regülasyon üzerindeki bu ampirik bakış açısından ayrılarak grafiksel ve matematiksel hesaplamalarla sistem regülasyon kontrolü üzerinde önemli katkılar sağlamışlardır. Bundan sonraki 50 yıllık süreç içerisinde regülatör yapısı hakkında çok büyük değişimler yaşanmamıştır. G. Hutarewa ve diğerleri (1969) tarafından yayınlanan ‘‘kontrol teknikleri’’ adlı kitabın alt başlıklarında su türbinleri ve en çok kullanılan regülatör prensiplerine ait detaylar yayınlanmış ve bu çalışmalar hiçbir değişime uğramadan Tolleove tarafından 1905 yılında yayınlanmış olan kitapta da kullanılmıştır.

1896 yılında mekanik aktüatör ve servo motorların kullanıldığı bir regülatör modeli oluşturulmuştur. Bu gelişmelere paralel olarak 20. yüzyılın başlarında Voith firması tarafından ilk kompakt hidrolik-mekanik regülatörler üretilmeye başlanmıştır. 1920 ‘ li yıllara gelindiğinde çeşitli firmalar tarafından da üretimine başlanan regülatörler, seri üretimle birlikte yaygın ve etkin bir şekilde su türbin sistemlerinin hız regülasyonlarında kullanılmaya başlanmıştır.



Şekil 2.17 Voith firması tarafından geliştirilen kompakt türbin regülatörü (governor) (Fasol, 1998)

Su türbinlerinin regülasyon kontrolüne yönelik olarak kilometre taşı sayılabilecek bir çalışma AB Stodola tarafından yapılmıştır. 1893 yılında yayınlanan bu çalışmada yüksek basınçlı ekipmanların (denetleyici, basınçlı boru) matematiksel modelleri oluşturulmuş ve çok iyi bir şekilde sistemin çalışma noktası üzerinde basitleştirme ve doğrusallaştırma yapılarak 3. mertebeden doğrusallaştırılmış diferansiyel denklemler elde edilmiştir. Daha sonraları sistem genişletilerek, gerçek sisteme yakın bir model oluşturulduğunda 7. mertebeden bir eşitlik elde edilmiştir. Bu mertebeden bir eşitliği çözmek çok kolay olmadığından, sistemin çözümüne yön verecek olan stabilite kriterleri A. Hurwitz tarafından 1895 yılında yayınlanmıştır. Stodola çalışmasıyla birlikte sadece stabilite konusunda olumlu yönlendirmelere neden olmamış bunun yanı sıra transientlerin daha sönük gerçekleşmesine buna bağlı olarak basınç regülasyonlarının azalmasına neden olmuştur. 1921 yılında yayınlanan kitabının 3. versiyonunda sistem regülasyonu hakkında yapmış olduğu teorik çalışmalara ilave olarak çeşitli modellemelerle alternatifler üretmiştir. Fabritz (1928) regülasyon kontrol sistemi modelini sistemi oluşturan en önemli ekipmanları (türbin, basınçlı boru hattı ve kontrolör) dikkate alarak oluşturmuştur. Ayrıca J. Raabe (1961) buna benzer yönde daha detaylı olarak çeşitli çalışmalarda bulunmuştur. Bu çalışmaların yanı sıra Stein (1947) ve (1952) türbine

giren suyun regülasyon problemleri ve buna bağlı olarak yaşanan basınç şokları ve elektrik dağıtım hattı üzerindeki etkilerini konu alan çalışmalarda bulunmuştur.

Amplifikatör ve transistör teknolojisinin gelişimiyle birlikte 1970' li yıllarda elektro-hidrolik regülatörler ortaya çıkmıştır. Sistem üzerindeki mekanik ekipmanlar analog sinyaller ve potansiyometreler yardımıyla kontrol edilerek istenilen set değerlerinde sistemin çalışması sağlanmaktaydı. Klasik PID kontrol en yaygın olarak kullanılan kontrol yöntemi idi. Sistemin kontrolünü sağlayan PID regülatöründe P güncel kontrol hatasını (current control error), I geçmiş kontrol hatasını (past control error) ve D öngörülen gelecek kontrol hatasını (predicted future control error) işleminden geçirmektedir. Bu kontrol yöntemi oluşan dalgalanmalara karşılık sistemin hızlı bir şekilde tepki vererek hızının dengelenmesini sağlaması açısından avantaj sağlamaktadır.

Son olarak dijital teknolojideki gelişmelere paralel olarak analog PI yada PID kontrole alternatif olarak daha düşük sistem ve ekipman maliyeti sağlayan ve daha hızlı ve etkin bir kontrol mantığına sahip olan dijital governorlar (regülatörler) 1980'li yıllarda ortaya çıkmış ve günümüzde de geliştirilerek kullanılmaya devam eden bir teknoloji haline gelmiştir. Dijital governor teknolojisiyle birlikte bilgisayar ve yazılımlar aracılığıyla daha karmaşık sistemlerin çözümleri ve kontrolü gerçekleşmekte ve sistemin çok hızlı bir şekilde tepki vermesi sağlanmaktadır.

3. FRANCIS TÜRBİN GOVERNOR SİSTEMİNİN MATEMATİK MODELLENMESİ

Genel olarak türbin governor sistemi Şekil 3.1’de blok diyagramındaki gibi gösterilir. Regüle edilen sistem ; statik fonksiyon şeklinde gösterilen su türbinleri (suyun akış türbini ve güç türbini), basınçlı boru hattı ve buna ait tüm dinamikleri, rotor dinamikleri ve tüm yük karakteristikleriyle birlikte motor kısmında oluşmaktadır. Sistemin giriş değerleri ise türbin kanatçıklarının açıklık pozisyonu y_a ve güç yükü P_L ‘ dir.

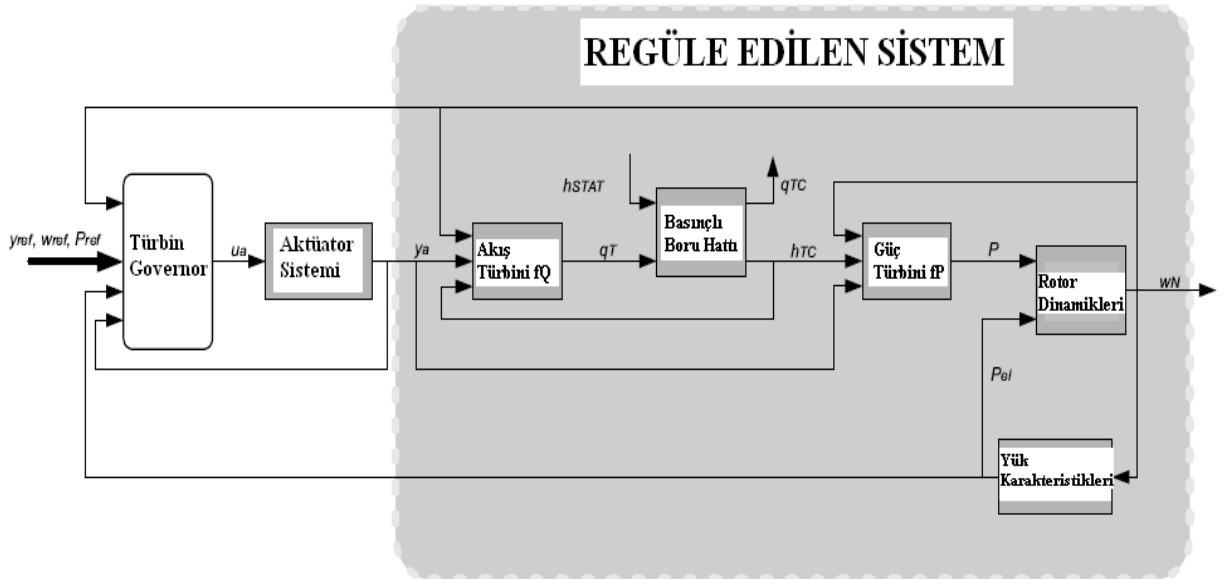
$$\Delta P_{el} = \Delta P_L + D_p \Delta w_N \quad (3.1)$$

Burada;

P_L belirlenen bölge içerisindeki tüketicilerin güç talebine bağlı olarak yükte oluşan değişimler [p.u.],

D_p elektrik şebekesinin damping katsayısı, "self-regülasyon katsayısı" [p.u.].

Regüle edilen sistemin en önemli çıkışları ise motor hızı w_N ve generatör elektrik gücü P_{el} ’dir. Sistemin çalışma moduna bağlı olarak (ada modu veya şebeke modu) hızı yada gücü öncelikli çıkış olarak seçer. Bunlara ilave olarak sistemden çıkan q_{TC} boru hattı giriş debisi olarak kullanılır. Bu değer aynı zamanda su temin sistemi içerisinde giriş olarak kullanılır.



Şekil 3.1 Türbin kontrol sisteminin blok diyagramı

3.1 Doğrusallaştırılmış Türbin Sistemi

Governor sistemini analiz etmek ve oluşturmak için öncelikli olarak türbin kontrol sisteminin doğrusal matematiksel modelini geliştirmek gereklidir. Bu çalışmada öncelikli olarak aşağıda hidrolik türbinin doğrusal olmayan matematiksel modeli doğrusallaştırarak sistem modeli oluşturulmaya başlanmıştır.

3.1.1 Hidrolik Türbinin Matematiksel Modeli

Genel olarak matematiksel modele geçmeden önce türbin içerisindeki aşağıdaki doğrusal olmayan bağılılıkları bilmemiz gerekmektedir.

Türbin içerisindeki su debisi

$$Q_T = f_Q(H, N, y) \quad (3.2)$$

Güç Türbinleri

$$P = f_P(H, N, y) \quad (3.3)$$

burada:

Q_T Türbin içerisindeki su debisi [m^3/s],

H Su yüksekliği [m],

N Türbin rotor hızı [$1/\text{s}$],

y Wicket kapı açıklığı [p.u.]

P Türbin mekanik gücü [W].

Buradan yola çıkarak hidro türbin su debi fonksiyonu $f_Q(h_{TC}, w_N, y)$ ve güç fonksiyonu $f_P(h_{TC}, w_N, y)$ olarak tanımlanır. Burada model olarak IEEE Working Group (1992) deki çalışma referans alınarak ;

$$q_T = y \sqrt{h_{TC}} \quad (3.4)$$

$$P = A_t (q_T - q_{NL}) h_{TC} - D_a (w_N - 1) y \quad (3.5)$$

elde edilmektedir.

Burada;

q_{NL} yüksüz durumdaki su debisi [p.u.] (burada generatör senkronize olmuş ve şebekeye bağlı durumdadır, ancak herhangi bir etkisi yoktur),

D_a türbin içindeki damping (unloading) [p.u./p.u.],

A_t türbin ve generatör arasında güç dönüştürme katsayısı

Yukarıda tarif edilen doğrusal olmayan modeldir ve doğrusal yöntemler kullanarak bir denetleyici tasarlamak için uygun değildir. Sonuç olarak bu doğrusal olmayan türbin modeli sistemin çalışma noktasına yakın bir noktada doğrusallaştırılmalıdır. Böylece analiz edilen sistemin dinamikleri sistemin çalışma noktasında yapılacak değişiklikler yoluyla gözlemlenebilir.

Sistemin çalışma noktasına bağlı olarak doğrusallaştırılmış f_Q ve f_P fonksiyonları aşağıda (3.6) ve (3.7)' de verilmiştir.

$$\Delta q_T = b_{11}\Delta h_{TC} + b_{12}\Delta w_N + b_{13}\Delta y \quad (3.6)$$

$$\Delta P = b_{221}\Delta h_{TC} + b_{222}\Delta w_N + b_{223}\Delta y \quad (3.7)$$

burada:

Δ sistemin çalışma noktasına (operating point) olan uzaklık

$b_{i...k}$ sistemin çalışma noktasındaki değişkenlere ait katsayılar: $(h_{TC}, w_N, y)_o$.

b_{1i} su debisi fonksiyonun kısmi türevine ait katsayılar

$$b_{11} = \left. \frac{\partial q_T}{\partial h_{TC}} \right|_{(h_{TC}, w_N, y)_o}, \quad b_{12} = \left. \frac{\partial q_T}{\partial w_N} \right|_{(h_{TC}, w_N, y)_o}, \quad b_{13} = \left. \frac{\partial q_T}{\partial y} \right|_{(h_{TC}, w_N, y)_o} \quad (3.8)$$

b_{22i} katsayıları ise güç fonksiyonun kısmi türevine ait katsayılardır.

$$b_{221} = \left. \frac{\partial P}{\partial h_{TC}} \right|_{(h_{TC}, w_N, y)_o}, \quad b_{222} = \left. \frac{\partial P}{\partial w_N} \right|_{(h_{TC}, w_N, y)_o}, \quad b_{223} = \left. \frac{\partial P}{\partial y} \right|_{(h_{TC}, w_N, y)_o} \quad (3.9)$$

3.1.1.1 Doğrusallaştırılmış Model

IEEE Working Group (1992) de yapılan çalışma referans alınarak türbine ait katsayılar doğrusallaştırılmıştır.

Doğrusallaştırılma sırasında :

$$A_t \leftarrow A_{tl} = 1/(y_{FL} - y_{NL}) \quad \text{kabul edilmiştir.} \quad (3.10)$$

Burada;

y_{NL} yüksüz durumdaki kapı açıklığı

y_{FL} tam yükteki kapı açıklığı

Sonuç olarak (3.8) ve (3.9) 'da belirtilen türbin parametrelerine ait katsayıların doğrusallaştırılması sonucu aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$b_{11} = \frac{y}{2\sqrt{h_{TC}}} \quad (3.11)$$

$$b_{11}|_{h_{TC}=1, w_N=1, y=Y_o} = \frac{Y_o}{2} \quad (3.12)$$

$$b_{12} = 0 \quad (3.13)$$

$$b_{13} = \sqrt{h_{TC}} \quad (3.14)$$

$$b_{13}|_{h_{TC}=1, w_N=1, y=Y_o} = 1 \quad (3.15)$$

$$b_{21} = \frac{\frac{3}{2}\sqrt{h_{TC}}y - q_{NL}}{w_N} A_t \quad (3.16)$$

$$b_{21}|_{h_{TC}=1, w_N=1, y=Y_o} = \left(\frac{3Y_o}{2} - q_{NL} \right) A_t \quad (3.17)$$

$$b_{221} = \left(\frac{3}{2}\sqrt{h_{TC}}y - q_{NL} \right) A_t \quad (3.18)$$

$$b_{221}|_{h_{TC}=1, w_N=1, y=Y_o} = \left(\frac{3Y_o}{2} - q_{NL} \right) A_t \quad (3.19)$$

$$b_{22} = \frac{A_t q_{NL} h_{TC} - D_a y - A_t h_{TC}^{1.5} y}{w_N^2} \quad (3.20)$$

$$b_{22}|_{h_{TC}=1, w_N=1, y=Y_o} = A_t(q_{NL} - Y_o) - D_a Y_o \quad (3.21)$$

$$b_{222} = -D_a y \quad (3.22)$$

$$b_{222}|_{h_{TC}=1, w_N=1, y=Y_o} = -D_a Y_o \quad (3.23)$$

$$b_{23} = \frac{A_t h_{TC}^{1.5} - D_a (w_N - 1)}{w_N} \quad (3.24)$$

$$b_{23}|_{h_{TC}=1, w_N=1, y=Y_o} = A_t \quad (3.25)$$

$$b_{223} = A_t h_{TC}^{1.5} - D_a (w_N - 1) \quad (3.26)$$

$$b_{223}|_{h_{TC}=1, w_N=1, y=Y_o} = A_t \quad (3.27)$$

Daha önceki bölümlerde de belirttiğimiz gibi türbin kontrol sistemini analiz etmek ve tasarlamak için türbin kontrol sisteminin doğrusal matematiksel modeli gerekmektedir. Bu amaçla yukarıda türbin sisteminin doğrusallaştırılmış modelleri olan (3.6) ve (3.7) kullanılacaktır. Buna ilave olarak boru hattının doğrusal modeli $F_{hq} = \Delta h_{TC} / \Delta q_T$ ve güç ünitesinin doğrusallaştırılmış hızı olarak $F_{wp} = \Delta w_N / (\Delta P - \Delta P_L)$ kullanılacaktır.

(3.6) 'da verilmiş olan doğrusallaştırılmış model üzerinde $F_{hq} = \Delta h_{TC} / \Delta q_T$ kullanılması ile birlikte su debisine ait doğrusallaştırılmış aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\Delta q_T = - \frac{b_{12} \Delta w_N + b_{13} \Delta y}{-1 + b_{11} F_{hq}} \quad (3.28)$$

Aynı şekilde Δh_{TC} ve su debisi (3.28) fonksiyonlarının güç fonksiyonu içine dahil edilmesiyle birlikte aşağıdaki doğrusallaştırılmış güç eşitliği ortaya çıkmaktadır:

$$\Delta P = b_{222} \Delta w_N + b_{223} \Delta y - \frac{b_{221} (b_{12} \Delta w_N + b_{13} \Delta y) F_{hq}}{-1 + b_{11} F_{hq}} \quad (3.29)$$

Yukarıda doğrusallaştırılmış modeli verilen sistemin aktif güç hakkındaki eşitliği, hızın sabit $w_N = s b t$. $\Delta w_N = 0$) olduğu kabul edilerek aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\frac{\Delta P}{\Delta y} = b_{223} + \frac{b_{13} b_{221} F_{hq}}{1 - b_{11} F_{hq}} \quad (3.30)$$

Buna ilave olarak $F_{hq} = -T_w s$ olarak yerine konduğunda aktif güç eşitliğimiz şu şekilde de yazılabilir:

$$\frac{\Delta P}{\Delta y} = \frac{b_{223} - b_{yh} T_w s}{1 + b_{11} T_w s} \quad (3.31)^1$$

Başka bir deyişle güç transfer fonksiyonu eşitliği :

$$\frac{\Delta P}{\Delta y} = \frac{b_{223} - b_{yh} T_w s + b_{223} \left(\frac{2T_v}{\pi} \right)^2 s^2}{1 + b_{11} T_w s + \left(\frac{2T_v}{\pi} \right)^2 s^2} \quad (3.32)$$

yazılabilir.

Hıza ait transfer fonksiyonu elde edilmesi için yapılan yöntemle paraleldir. (3.29) 'da verilen eşitlikten başlanarak sisteme bu eşitliğe rotor dinamiğiyle ilgili fonksiyonun elde edilmesiyle hız transfer fonksiyonu elde edilir. Sisteme $\Delta P = \Delta w_N / F_{wP} + \Delta P_L$ eşitliğini adapte edilmesi ile birlikte $\Delta w_N(\Delta P_L, \Delta y)$ fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\Delta w_N = \frac{\left((b_{11} F_{hq} - 1) \Delta P_L + (b_{223} + b_{yh} F_{hq}) \Delta y \right) F_{wP}}{1 - b_{11} F_{hq} - b_{222} F_{wP} + b_{hw} F_{hq} F_{wP}} \quad (3.33)^2$$

$\Delta w_N / \Delta y$ 'nin sistem üzerinde kısmi etkisini elde edebilmek için $\Delta P_L = 0$ yapılır. Böylelikle hıza ait transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilmiş olur.

$$\frac{\Delta w_N}{\Delta y} = \frac{(b_{223} + b_{yh} F_{hq}) F_{wP}}{1 - b_{11} F_{hq} - b_{222} F_{wP} + b_{hw} F_{hq} F_{wP}} \quad (3.34)$$

$\Delta w_N / \Delta P_L$ 'nin sistem üzerindeki kısmi etkisini elde edebilmek için $\Delta y = 0$ yapılır.

$$\frac{\Delta w_N}{\Delta P_L} = \frac{(-1 + b_{11} F_{hq}) F_{wP}}{1 - b_{11} F_{hq} - b_{222} F_{wP} + b_{hw} F_{hq} F_{wP}} \quad (3.35)$$

Sistemin çalışma noktasında türbin gücü ile generatör gücünün eşit olduğu ve hızlarının nominal olduğu kabul edilirse rotorun doğrusallaştırılmış dinamik eşitliği şu şekilde olur:

¹ $b_{yh} = b_{13} b_{221} - b_{11} b_{223}$

² $b_{hw} = b_{11} b_{222} - b_{12} b_{221}$

$$\frac{\Delta w_N}{\Delta P - \Delta P_L} = \frac{1}{T_m s + D_p} \quad (3.36)$$

Bu eşitlik (3.35) yerine konduğunda hız transfer fonksiyonu:

$$\frac{\Delta w_N}{\Delta P_L} = \frac{(-1 + b_{11} F_{hq}) F_{wP}}{1 - b_{11} F_{hq} - b_{222} F_{wP} + b_{hw} F_{hq} F_{wP}} \quad (3.37)$$

Hız transfer fonksiyonunu aynı zamanda F_{hq} ve F_{wP} cinsinden aşağıdaki gibi iki farklı şekilde yazmak da mümkündür.

$$\frac{\Delta w_N}{\Delta y} = \frac{b_{223} - b_{yh} T_w s}{D_{ap} + (T_m + (b_{12} b_{221} + D_{ap} b_{11}) T_w) s + b_{11} T_m T_w s^2} \quad (3.38)^3$$

$$\frac{\Delta w_N}{\Delta y} = \frac{b_{223} - b_{yh} T_w s + b_{223} \left(\frac{2T_v}{\pi} \right)^2 s^2}{D_{ap} + (T_m + (b_{12} b_{221} + D_{ap} b_{11}) T_w) s + \left(b_{11} T_m T_w + D_{ap} \left(\frac{2T_v}{\pi} \right)^2 \right) s^2 + T_m \left(\frac{2T_v}{\pi} \right)^2 s^3} \quad (3.39)$$

3.2 Governor Sistemi Modeli ve Denetleyici Tasarımı

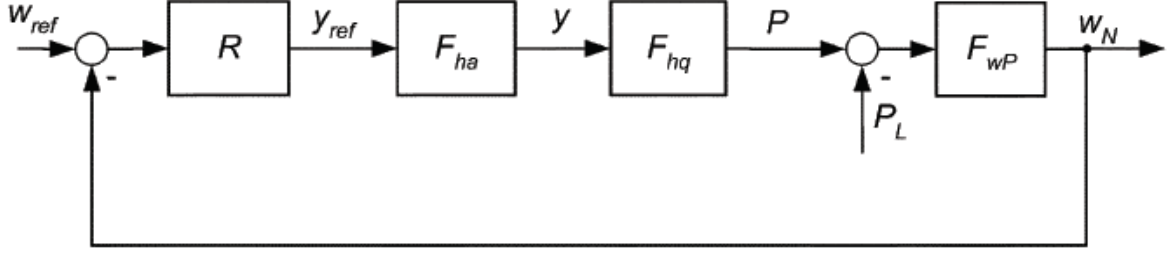
Bu bölümde denetleyici tasarım yöntemleri ve aşamaları hakkında bilgi verilmektedir. Bölüm 3.1'de verilen doğrusallaştırılmış modelden yararlanılarak aşağıdaki detaylı bir şekilde anlatılacak olan frekans ve güç kontrolünün matematiksel modeli elde edilecektir. Bu matematiksel modeller kontrolör parametrelerinin hesaplanmasında kullanılacaktır. Hız regülasyonu ve güç regülasyonu sistemin farklı çalışma modlarına göre kontrolör parametrelerinin hesaplanma yöntemlerini anlatmak için ayrı ayrı şekilde analiz edilmektedir.

Kapalı çevrim kutupları sisteme özel türbin ve koruma gereksinimleri (örneğin elektro-hidrolik aktüatör pistonlarının maksimum hızı, böylelikle borularda su gürültüsünü - hızını sınırlayarak cebri boruların zarar görmesinin engellemek) dikkate alınarak arzu edilen şekilde seçilmektedir. Bu kutuplar kontrol edilen sistemin arzu edilen sipesifikasyonlarına dayanmaktadır. Bu teknik gereksinimler genellikle kontrolör tasarımına başlamadan önce önsel (nedenden sonuca) olarak verilmektedir.

³ $D_{ap} = D_p - b_{222}$

3.2.1 Hız Regülasyonu

Hız regülatör ünitesinin genellikle iki görevi vardır. (1) Senkronizasyon süresince nominal motor devir sinyaline ulaşmayı mümkün kılmak ve referans hızdaki artma ve azalmaya göre hareket etmek, (2) Ada modunda çalışmada etkin olarak yük değişimlerini kompanze etmek.



Şekil 3.2 Hız kontrol sisteminin blok diyagramı

Yük Değişimlerine bağlı olarak hızı değiştiren genel transfer fonksiyonu:

Aşağıda kapı açıklığı ile ilgili verilmiş eşitlik kullanılarak bir önceki bölümlerde elde etmiş olduğumuz hız değişim eşitliğinden (3.33)² $\Delta w_N(\Delta P_L, \Delta y)$ fonksiyonu elde edilir.

$$\Delta y = F_{ha} R (\Delta w_{ref} - \Delta w_N) \quad (3.40)$$

Burada:

F_{ha} hidrolik silindir pistonların pozisyon kontrol sistemi transfer fonksiyonu,

R denetleyici transfer fonksiyonu

w_{ref} generatör referans hızı,

(3.33)² 'deki eşitlik üzerinden düzenlemeler yapılırsa $\Delta w_N(\Delta P_L, \Delta w_{ref})$ fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\Delta w_N = \frac{F_{wp} (-\Delta P_L + b_{11} \Delta P_L F_{hq} + b_{223} \Delta w_{ref} F_{ha} R + b_{yh} \Delta w_{ref} F_{ha} R F_{hq})}{1 - b_{11} F_{hq} - b_{222} F_{wp} + b_{hw} F_{hq} F_{wp} + b_{223} F_{ha} F_{wp} R + b_{yh} F_{ha} F_{hq} F_{wp} R} \quad (3.41)$$

Buradan da $\Delta w_{ref} = 0$ (yük kompanzasyonunun var olduğu düşünülmüş) kabul edilirse $\Delta w_N(\Delta P_L)$ fonksiyonu aşağıda gösterildiği şekilde elde edilmiş olur :

$$\frac{\Delta w_N}{\Delta P_L} = - \frac{(b_{223} + b_{yh} F_{hq}) F_{ha} F_{wp} R}{-1 + b_{222} F_{wp} - b_{hw} F_{hq} F_{wp} - b_{223} F_{ha} F_{wp} R - b_{yh} F_{ha} F_{hq} F_{wp} R + b_{11} F_{hq}} \quad (3.42)$$

Elde edilen transfer fonksiyonuna ek olarak ;

$$F_{ha} = \frac{1}{T_a s + 1}, \quad F_{wp} = \frac{1}{T_m s + D_p}, \quad F_{hq} = -s T_w,$$

ve PID kontrolörün transfer fonksiyonu

$$R = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad \text{olarak bilinmektedir.} \quad (3.43)$$

burada:

K_p PID kontrol oransal katsayısı,

K_i PID kontrol integral katsayısı,

K_d PID kontrol türevsel katsayısı,

Yukarıda verilen transfer fonksiyonlarının (3.42)' de yerine konup düzenlenmesi sonucunda bir sonraki sayfada verilen şu sonuç elde edilir:

$$\frac{\Delta w_N(s)}{\Delta P_L(s)} = - \frac{s + (T_a + b_{11} T_w) s^2 + T_a T_w b_{11} s^3}{b_{223} K_i + (D_{ap} + b_{223} K_p - b_{yh} T_w K_i) s + A_{wp2} s^2 + A_{wp3} s^3 + b_{11} T_a T_w T_m s^4} \quad (3.44)^4$$

Denetleyicinin tasarlanması için kutup yerleştirme metodu (pole placement method) kullanılacaktır. (3.44)⁴, te elde etmiş olduğumuz formülü basitleştirme için, formülümüzün payda kısmı şu şekilde kabul edilir:

$$c_0 + c_1 s + c_2 s^2 + c_3 s^3 + s^4 \quad (3.45)$$

Daha sonra elde etmiş olduğumuz bu polinom eşitliğini (3.44)⁴ ' teki transfer fonksiyonumuzun payda kısmı eşitlenip, aynı katsayıya değerine sahip s'lerin karşılaştırılması sonucunda sistemin aşağıdaki matrisyel formda gösterimi elde edilmiş olur:

$$\mathbf{m}_R \mathbf{x}_R = \mathbf{b}_R \quad (3.46)$$

4

: $A_{wp2} = b_{223} K_d + D_{ap} T_a + T_m - b_{hw} T_a T_w + b_{11} D_p T_w - b_{yh} T_w K_p,$
 $A_{wp3} = T_a T_m - b_{yh} T_w K_d - b_{hw} T_a T_w + b_{11} T_w (D_p T_a + T_m)$

Burada:

$$\mathbf{m}_R = \begin{bmatrix} \frac{b_{223}}{b_{11}T_aT_mT_w} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{T_aT_m} \left(b_{223} - \frac{b_{13}b_{221}}{b_{11}} \right) & \frac{b_{223}}{b_{11}T_aT_mT_w} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{T_aT_m} \left(b_{223} - \frac{b_{13}b_{221}}{b_{11}} \right) & \frac{b_{223}}{b_{11}T_aT_mT_w} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{T_aT_m} \left(b_{223} - \frac{b_{13}b_{221}}{b_{11}} \right) & -1 \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

$$\mathbf{x}_R = \begin{bmatrix} K_i \\ K_p \\ K_d \\ c_3 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

$$\mathbf{b}_R = \begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 - \frac{D_{ap}}{b_{11}T_aT_mT_w} \\ c_2 - \frac{b_{12} + b_{221}}{b_{11}T_aT_m} - \frac{D_{ap}}{T_aT_m} - \frac{D_{ap}}{b_{11}T_mT_w} \\ -\frac{D_{ap}}{T_m} - \frac{1}{T_a} - \frac{b_{12}b_{221}}{b_{11}T_m} - \frac{1}{b_{11}T_w} \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

Görüldüğü üzere PID denetleyicinin parametreleri c_0 , c_1 ve c_2 katsayılarının bir fonksiyonu şeklinde elde edilmektedir. Bunlara ilave sonuç ise c_0 , c_1 ve c_2 katsayılarına bağlı ve bunların bir fonksiyonu olan c_3 parametresinden elde edilmektedir. Bu nedenle; bu 4 parametreye ait eşitlikleri önceden belirlemek mümkün olmamaktadır. Bu şu anlama gelmektedir. Kontrolör tasarımı sırasında sadece 3 kutup verilebilmektedir ve 4.kutup baştan verilmiş olan 3 kutba bağlı olarak elde edilecektir.

Yukarıda matrisyel form üzerinden PID denetleyiciye ait parametrelerin formülleri aşağıdaki gibi elde edilmektedir:

$$K_p = \frac{b_{222}b_{223} + b_{yh}b_{11}T_aT_mT_w^2c_0 + b_{223}(b_{11}T_aT_mT_wc_1 - D_p)}{b_{223}^2} \quad (3.50)$$

$$K_i = \frac{b_{11}T_aT_mT_wc_0}{b_{223}} \quad (3.51)$$

$$K_d = \frac{1}{b_{223}^3} \left(b_{11} b_{13}^2 b_{221}^2 T_a T_m T_w^3 c_0 + b_{222} b_{223} (b_{223} T_a + b_{13} b_{221} T_w) - b_{13} b_{221} b_{223} T_w p_{kdw1} - b_{223}^2 p_{kdw2} \right) \quad (3.52)^5$$

$$c_3 = f(c_0, c_1, c_2) \quad (3.53)$$

Diğer yandan; kapalı çevrim sistemin arzu edilen karakteristik polinomu p_1 , p_2 , p_3 ve p_4 kutupları ile aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$(s - p_1)(s - p_2)(s - p_3)(s - p_4) \quad (3.54)$$

Bu arzu edilen karakteristik polinom ile kapalı çevrim karakteristik polinom karşılaştırıldığında;

$$c_0 = p_1 p_2 p_3 p_4 \quad (3.55)$$

$$c_1 = -p_1 p_2 p_3 - p_1 p_2 p_4 - p_1 p_3 p_4 - p_2 p_3 p_4 \quad (3.56)$$

$$c_2 = p_1 p_2 + p_1 p_3 + p_2 p_3 + p_1 p_4 + p_2 p_4 + p_3 p_4 \quad (3.57)$$

$$c_3 = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 \quad (3.58)$$

Yukarıda verilen eşitlikler için p_1 , p_2 ve p_3 kutuplarını bağımsız kutup olarak kabul edelim. Bu kabulden sonra p_4 kutbu (3.53) ile (3.58) arasında belirtildiği gibi aşağıdaki polinom üzerinden elde edilir.

$$p_4 = f(p_1, p_2, p_3) \quad (3.59)$$

$$\begin{aligned} & (b_{223}(b_{13}^2 b_{221}^2 T_w^2 (-b_{222} + D_p + b_{11} p_1 p_2 p_3 T_a T_m T_w) + b_{13} b_{221} b_{223} T_w (-b_{222} T_a + D_p T_a + T_m \\ & + b_{12} b_{221} T_w + b_{11} b_{222} T_w - b_{11} T_a T_m T_w (p_1 p_2 + p_1 p_3 + p_2 p_3 + 2b_{11} p_1 p_2 p_3 T_w^2))) \\ p_4 = & - \frac{+ b_{223}^2 (-b_{11} b_{12} b_{221}^2 T_w^2 + T_a (b_{12} b_{221} T_w + T_m (1 + b_{11} p_1 T_w) (1 + b_{11} p_2 T_w) (1 + b_{11} p_3 T_w))))}{(b_{11} T_a T_m T_w (b_{223} - b_{yh} p_1 T_w) (b_{223} - b_{yh} p_2 T_w) (b_{223} - b_{yh} p_3 T_w))} \quad 3.60 \end{aligned}$$

Kapalı çevrim sistemin sıfırları ise $\Delta w_N / \Delta P_L$ (44)⁴, ten yararlanılarak şu şekilde elde edilir.

$$n_1 = 0, \quad n_2 = -\frac{1}{T_a}, \quad n_3 = -\frac{1}{b_{11} T_w} \quad (3.61)$$

⁵:

$$p_{kdw1} = D_p - b_{11} c_1 T_a T_m T_w + 2b_{11}^2 c_0 T_a T_m T_w^2$$

$$p_{kdw2} = D_p T_a + T_m + b_{12} b_{221} T_w - b_{11} c_2 T_a T_m T_w + b_{11}^2 c_1 T_a T_m T_w^2 - b_{11}^3 c_0 T_a T_m T_w^3$$

Önceki bölümlerde doğrusallaştırılması yapılan ve örnek model olarak kullanılan IEEE Working Group (1992) türbin modeline ait (3.11)-(3.27) arasında ifade edilen $b_{i...k}$ katsayıları kullanılarak ve aşağıdaki kabullerin çalışma noktasında olduğu varsayılarak;

Su yüksekliği (Head) $h_{TC} = H_{TC0}$

Nominal Hız $w_N = 1[\text{p.u.}]$

Kapı açıklığı $y = Y_o$

Ve (3.55)-(3.58) arasında elde ettiğimiz c_0 , c_1 ve c_2 katsayılarının (3.50)-(3.52) arasında elde edilen eşitliklerde yerine konması ile denetleyici parametreleri aşağıdaki şekilde edilmiş olur :

$$K_p = \frac{-2D_p H_{TC0}^{1.5} + Y_o \left(-2D_a H_{TC0}^{1.5} + p_1^2 T_a T_m T_w p_{kpw1} \right)}{2A_{tl} H_{TC0}^3} \quad (3.62)^6$$

$$K_i = \frac{p_1^3 p_4 T_a T_m T_w Y_o}{2A_{tl} H_{TC0}^2} \quad (3.63)$$

$$K_d = \frac{1}{2A_{tl} H_{TC0}^4} \left(p_{kdw3} + p_{kdw4} + p_{kdw5} + p_{kdw6} + p_{kdw7} + p_{kdw8} + p_{kdw9} \right) \quad (3.64)^7$$

(3.62)-(3.64) arasındaki eşitlikler içerisinde sistemin diğer kutuplarına bağımlı bir p_4 kutbu bulunmaktadır. Bu kutbun değeri ise (3.60) verilen eşitlikten yararlanılarak hesaplanabilir. Yukarıda türetmiş olduğumuz eşitliklerden yararlanarak hız kontrolörüne ait parametreleri sistemin farklı çalışma noktaları içerisinde hesaplamak mümkündür : örneğin ilk su yüksekliği

$$^6 p_{kpw1} = \sqrt{H_{TC0}} p_1 p_4 T_w Y_o - H_{TC0} p_{,1} - 3H_{TC0} p_4 - p_1 p_4 q_{NL} T_w$$

⁷ :

$$p_{kdw3} = p_1^3 p_4 q_{NL}^2 T_a T_m T_w^3 Y_o$$

$$p_{kdw4} = -2\sqrt{H_{TC0}} p_1^3 p_4 q_{NL} T_a T_m T_w^3 Y_o^2$$

$$p_{kdw5} = 3H_{TC0}^2 T_w Y_o \left(p_1^2 T_a T_m + p_1 p_4 T_a T_m - D_a Y_o \right)$$

$$p_{kdw6} = -2H_{TC0}^{2.5} (T_m + D_a T_a Y_o)$$

$$p_{kdw7} = D_p H_{TC0}^{1.5} \left(-2H_{TC0} T_a + 2q_{NL} T_w - 3\sqrt{H_{TC0}} T_w Y_o \right)$$

$$p_{kdw8} = H_{TC0}^{1.5} T_w Y_o \left(-2D_a q_{NL} + p_1^3 T_a T_m T_w Y_o + 3p_1^2 p_4 T_a T_m T_w Y_o \right)$$

$$p_{kdw9} = H_{TC0} p_1^2 T_a T_m T_w^2 Y_o \left(p_1 q_{NL} + 3p_4 q_{NL} + p_1 p_4 T_w Y_o^2 \right)$$

değişkeni H_{TC0} ve farklı kapı açıklıklarına Y_o bağlı olarak hesaplamak mümkündür. Ayrıca bu kontrol parametrelerinin hızın bir fonksiyonu olarak hesaplamak da mümkündür. Ancak hızdaki ani yükselmeler sonuç olarak ani yük kayıplarına neden olmaktadır. Bu durumda denetleyici kapı açıklığıyla alakalı olarak sistemi dengelemeye çalışır. (Bu kapıların tamamen kapanması anlamına gelir.) Eğer hız denetleyici uygulamalarıyla hala azaltılamıyorsa bu sefer koruma ekipmanları devreye girerek tamamen türbinin devre dışı kalmasını sağlar.

Bunlara ilave olarak; yukarıda verilmiş olan denetleyici parametrelerine ait eşitlikler, denetleyicinin kazanç katsayılarının programlanmasında kullanılmaktadır.

Eğer su yüksekliğindeki değişiklikler ihmal edilmek istenirse, $H_{TC0} = 1$ yapılarak denetleyici parametrelerinin su yüksekliğinden bağımsız olması sağlanmış olur. Buna ilave olarak herhangi bir nedenle bir kişi sabit parametreler kullanarak bir denetleyici uygulamak isterse aynı zamanda kapı açıklığını $Y_o = 1$ kabul ederek uygulaması mümkündür. Ancak bu durum sistem dinamikleri açısından oluşabilecek en kötü durum olarak kabul edilmektedir.

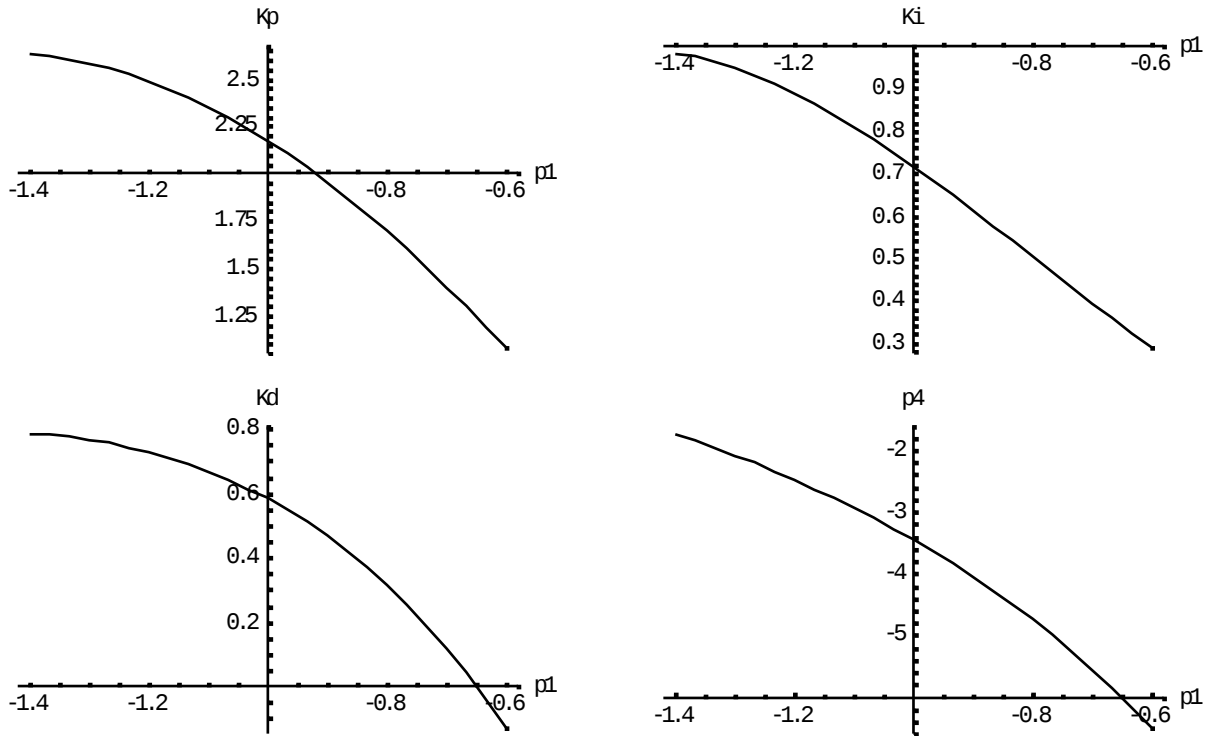
3.2.1.1 Tasarlanan Hız Kontrol Örneğine Göre Elde Edilen Simülasyon Sonuçları

Sistem tasarımına ait tüm matematiksel modeller ve sisteme ait parametrelerin eşitlikleri yukarıda bölümlerde verilmiştir. Bu bölümde aşağıda sistem parametreleri verilmiş olan bir hidroelektrik santrale ait hız kontrolü ve bu kontrole ait simülasyon sonuçları verilecektir. Sistemin simülasyonunda Ek- 1' de verilmiş olan parametreler kullanılacaktır.

Aşağıdaki yapılan simülasyonda doğrusal sistem oluşturulmuştur. Sistemdeki yük değişimi %10 olarak kabul edilmiş ve %100 su giriş kapısı açıklığında çalışma noktası belirlenmiştir.

Sistemin her 3 kutbu aynı çalışma noktasında kabul edilmiştir ve tüm sistem kazanç parametreleri $p_1 = p_2 = p_3$ üzerinden arzu edilen 3 farklı çalışma noktası için hesaplanmıştır.

(3.62)-(3.64)

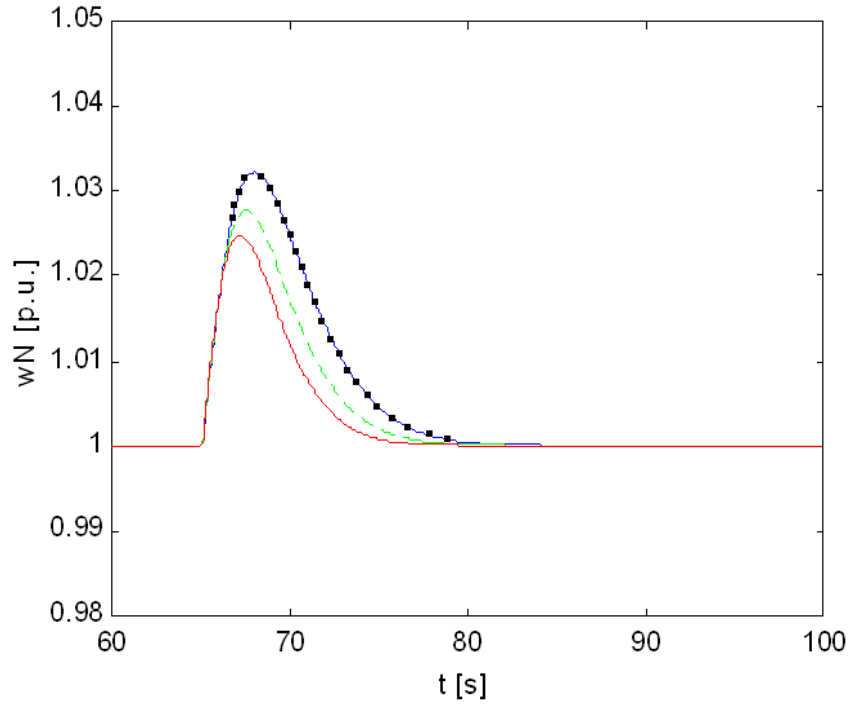


Şekil 3.3 Sistemin kazanç katsayıları ve diğer kutuplara bağlı p_4 kutbuna ait kök yer eğrileri.

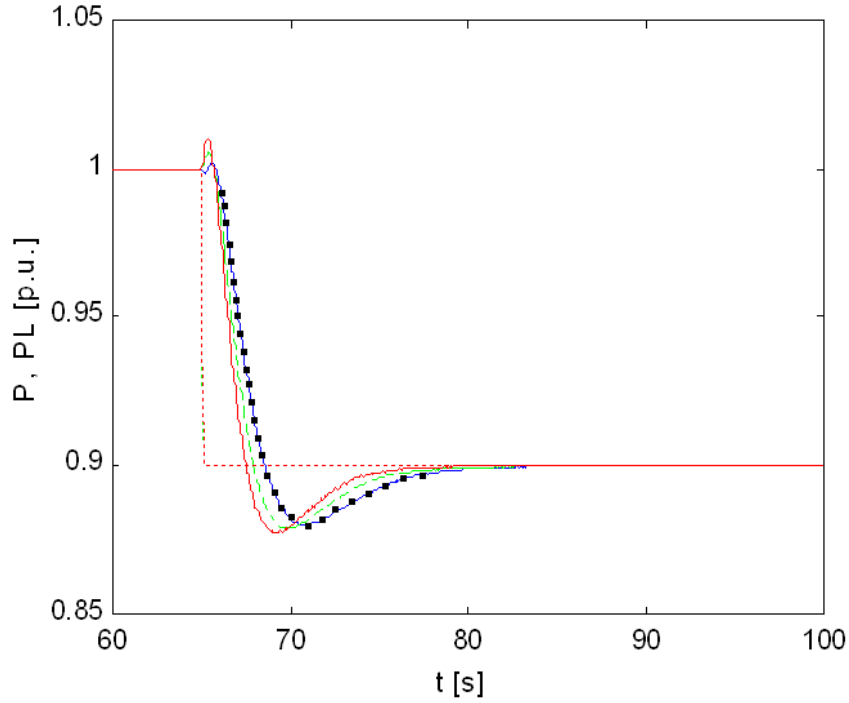
Çizelge 3.1 p_1 kutup noktasına bağlı olarak elde edilmiş hız sistem parametreleri.

p_1	-0.6	-0.7	-0.8
K_p	1.08	1.41	1.70
K_i	0.29	0.39	0.50
K_d	-0.13	0.12	0.32
NOT: (1) sistemin çalışma noktasında: $H_{TC0} = 1[\text{p.u.}]$, $w_N = 1[\text{p.u.}]$, $Y_o = 1[\text{p.u.}]$ (2) $p_1 = p_2 = p_3$			

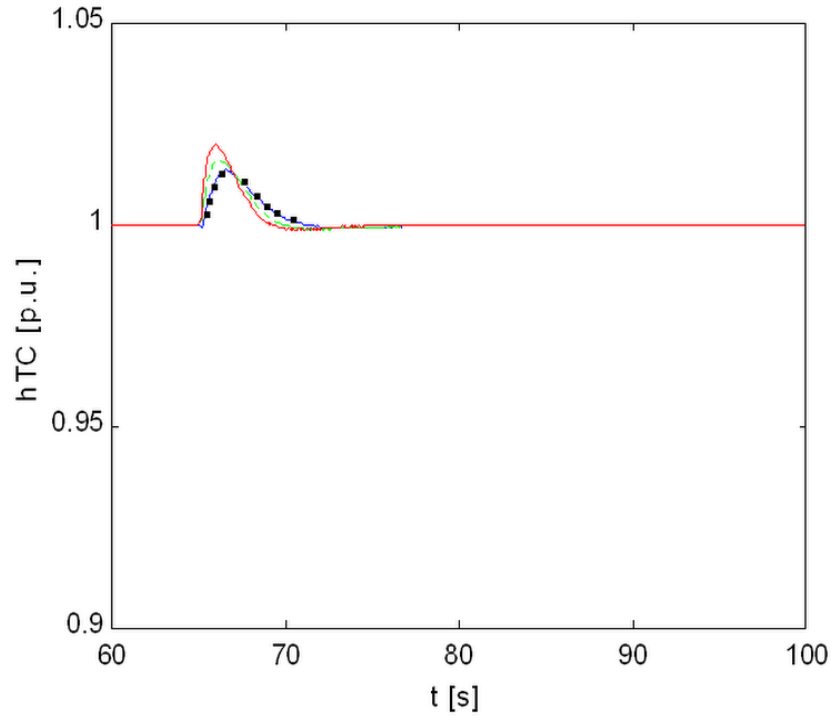
Sistemin 3 kutbuna bağlı olarak ortaya çıkan p_4 kutbu çoğu diğer kutup noktaları ve sistemin çalışma koordinatlarına çok uzak bir noktada elde edildiği için doğrusal sistem dinamiklerini ve sistem çalışma parametreleri üzerinde önemli bir etkisi olmamaktadır.



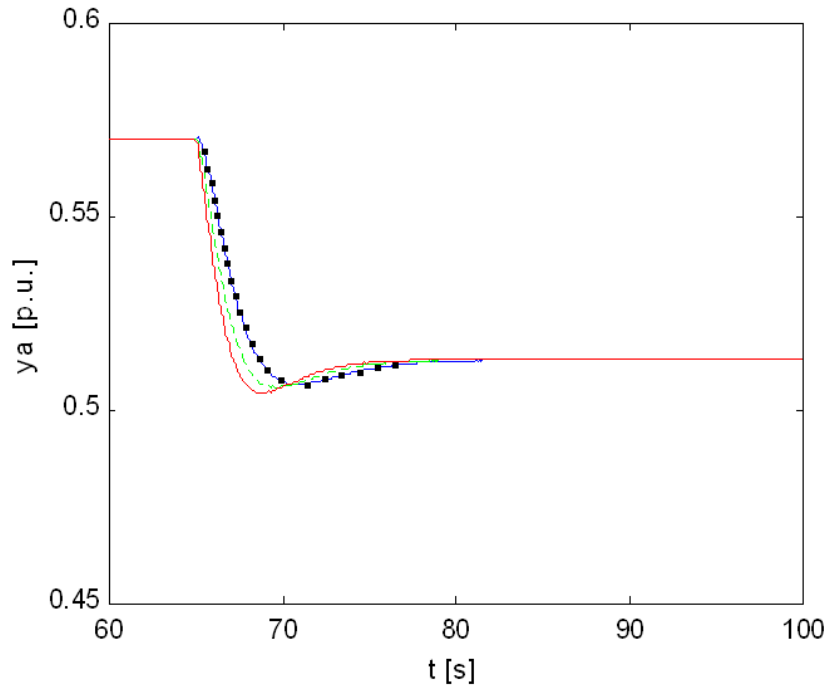
Şekil 3.5 Hız kontrol ünitesi wN rotasyonel hız simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2,3} = -0.6$, (kesik çizgi) $p_{1,2,3} = -0.7$, (düz çizgi) $p_{1,2,3} = -0.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.



Şekil 3.6 Hız kontrol ünitesi yüke bağlı generatör gücü simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2,3} = -0.6$, (kesik çizgi) $p_{1,2,3} = -0.7$, (düz çizgi) $p_{1,2,3} = -0.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.



Şekil 3.7 Hız kontrol ünitesi hTC boru hatlarındaki basınç simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2,3} = -0.6$, (kesik çizgi) $p_{1,2,3} = -0.7$, (düz çizgi) $p_{1,2,3} = -0.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.



Şekil 3.8 Hız kontrol ünitesi ya wicket kapı hidrolik silindir piston pozisyonu simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2,3} = -0.6$, (kesik çizgi) $p_{1,2,3} = -0.7$, (düz çizgi) $p_{1,2,3} = -0.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.

Bir regülatörün ürettiği elektriksel güç, elektriksel yük ile elektrik iletim kayıplarının toplamına eşittir. Aksi takdirde, türbin şaftına etki eden toplam tork, yani mekanik ve elektrik tork farkı, üretilen gücün hat kayıpları ile tüketilen gücün toplamına eşit olana kadar türbinin hızlanmasına veya yavaşlamasına neden olur. Elektriksel hız, mekanik hız ile doğru orantılı olduğu için güç sistemindeki elektriksel hız, frekans, değişecektir. Kaliteli bir güç sisteminde frekans kabul edilebilir aralıkta sabit olması istendiği için, hız kontrolü yapılır.

Hız regülatörü hem hızı hem de üretilen elektrik gücünü ayarlar. Hız, referans hıza göre geri besleme yaptırılarak hız regülatörünün wicket kapı pozisyonunu değiştirmesi ve sırasıyla, mekanik ve elektrik gücü değiştirmesine neden olacaktır. Geri besleme için kabul edilen maksimum hız değişmesine göre kalıcı hız eğimi (permanent drop) kullanılır. Kalıcı hız eğimi, bağlı bulunan şebeke yönetmeliklerine göre, genellikle %4-%5 arası seçilir. %5 hız eğimi kullanılması demek, hızın %5 değişmesi durumunda kapı pozisyonunda veya çıkış gücünde %100 değişim elde edilecek ve bu da 20 dB kazanç demektir.

Hız regülatörü parametrelerinin belirlenmesinde önemli üç durum dikkate alınmalıdır:

- Sistem ada bağlantılarında dengeli çalışma veya izole çalışma
- Senkron generatörün yük alma ve atmasında kabul edilebilir hız aralığında çalışma
- Yük alma atma sırasında belirli süre içinde hızı sabitleme

Ayrıca, servo motor kazancı, pratik uygulama elverdiği kadar olabildiğince yüksek seçilmelidir.

Doğrusal sistem modeline ait simülasyon sonuçları incelendiğinde sistem regülasyonunun başarılı bir şekilde gerçekleştirildiği anlaşılmaktadır. Referans güçte (talep güç) %10 oranındaki bir azalma sonucunda sistemin ürettiği güç ve türbinin hızı buna paralel olarak yaklaşık 15 saniyede regüle edilmektedir. Wicket kapıları gücün azalmasına paralel olarak açıklık miktarını sistemin regülasyon miktarı oranında azaltarak üretilen gücün azalmasına sebep olmaktadır. Wicket kapılarındaki açıklık miktarının azalmasıyla birlikte, basınçlı boru hatlarında akan suyun basıncı buna bağlı olarak belli bir süre artış göstermekte ve başarılı bir şekilde set edilen basınç değerine geri dönmektedir. Ayrıca talep güçteki ilk değişme anında sistemdeki türbin hızı, üretilen güç ve basınçlı boru hatlarındaki basınç değerinde oluşan pik değerler performans kriterlerine uygun şekilde sönüme uğratılmaktadır. Bu süreç içerisinde

türbin hızı yaklaşık olarak %3 oranında artarak pik değerlerine ulaşmaktadır. Bu değer elektrik şebeke yönetmeliklerine göre % 2-% 6 oranında arasında olmalıdır.

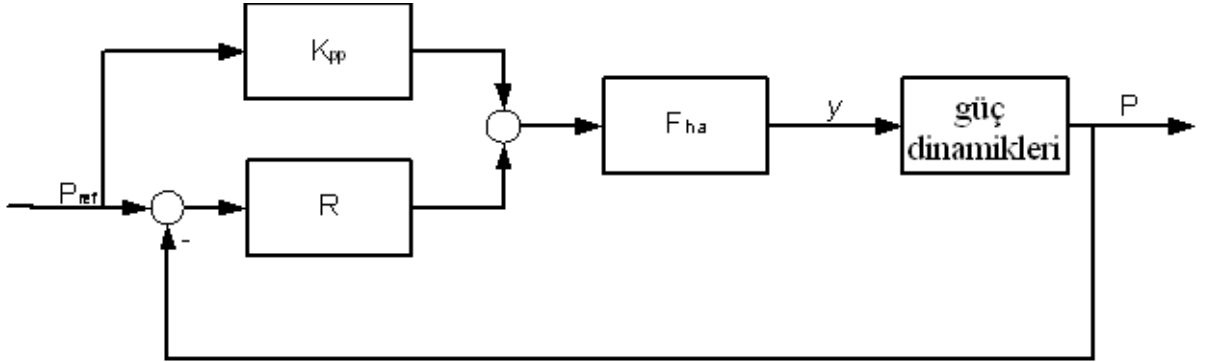
Yukarıda governor kontrol sisteminin kontrol basamaklarından biri olan hız kontrolü yapılmıştır. Hız kontrolüne ait bir sistem tasarlanmış ve sisteme ait simülasyon sonuçları yukarıdaki gibi değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar uygulanmış sistem modelleri üzerinden incelendiğinde yük değişimi ve sistemin tepki süresine göre bakıldığında makul seviyelerde elde edilmiştir.

Bundan sonraki bölümde governor kontrolün ikinci görevi olan güç kontrolü konusundaki modelleme ve simülasyon çalışmaları hakkında bilgiler verilecektir.

3.2.2 Güç Regülasyonu

Bu denetleyici tasarımında da hidroelektrik santralin doğrusal modeli baz alınarak çalışmalar yapılmıştır. Güç regülatörü elektrik güç generatörleri şebekeye paralel olarak bağlandığı zaman çıkış gücünü kontrol etmekle görevlidir. Bu kontrolör tasarımında mekanik gücün elektriksel güce dönüşümü sırasında herhangi bir kayıp olmadığı kabul edilmiştir.

Güç regülatör ünitesine ait blok şeması aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.9 Güç regülatör ünitesi blok şeması.

Yukarıdaki blok şemasında tarif edildiği gibi verilen referans güce göre gücün değişimine ait transfer fonksiyonumuz aşağıdaki gibidir:

$$\frac{P}{P_{ref}} = \frac{B_s(X_s K_{pp} + Y_s)}{A_s X_s + B_s Y_s} \quad (3.65)$$

burada:

B_s $F_{ha}F_{hq}$ transfer fonksiyonunun payı,

A_s $F_{ha}F_{hq}$ transfer fonksiyonunun paydası,

Y_s Denetleyici transfer fonksiyonu R'nin pay kısmı,

X_s Denetleyici transfer fonksiyonu R'nin payda kısmı,

K_{pp} Güç ileri besleme kontrol sistemi eşitliği.

Yukarıda spesifik olarak transfer fonksiyonu verilmiş olan güç eşitliğine ilave olarak sistemin kanatçık pozisyon kontrol sistemi ve cebri boru sistemi eşitlikleri aşağıdaki gibi verilirse;

$$F_{ha} = \frac{1}{T_a s + 1}, \quad F_{hq} = -sT_w, \quad (3.66)$$

ve denetleyici olarak bir aşağıdaki gibi verilmiş olan bir PI denetleyici ile birlikte:

$$R = K_p + \frac{K_i}{s} \quad (3.67)$$

(3.65)' te verilmiş olan transfer fonksiyonu yukarıda verilmiş eşitlikler yerine konduğu takdirde yeni güç transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir :

$$\frac{P}{P_{ref}} = \frac{-T_w b_{yh} (K_p + K_{pp}) s^2 + (b_{223} (K_p + K_{pp}) - T_w b_{yh} K_i) s + b_{223} K_i}{b_{11} T_a T_w y_{FL} s^3 + (+b_{11} T_w y_{FL} + T_a y_{FL} - T_w b_{yh} K_p) s^2 + (+b_{223} K_p + y_{FL} - T_w b_{yh} K_i) s + b_{223} K_i} \quad (3.68)$$

Denetleyicinin tasarlanması için kutup yerleştirme metodu (pole placement method) kullanılacaktır. (3.68)' te elde etmiş olduğumuz formülü basitleştirmek ve çözebilmek için, formülümüzün payda kısmı:

$$c_0 + c_1 s + c_2 s^2 + s^3 \text{ olarak kabul edilir.} \quad (3.69)$$

Daha sonra elde etmiş olduğumuz bu polinom eşitliğini (3.68) ' teki transfer fonksiyonumuzun payda kısmı eşitlenip, aynı katsayıya değerine sahip s 'lerin karşılaştırılması sonucunda sistemin aşağıdaki matrisyel formda gösterimi elde edilmiş olur:

$$\mathbf{m}_R \mathbf{x}_R = \mathbf{b}_R \quad (3.70)$$

burada:

$$\mathbf{m}_R = \begin{bmatrix} \frac{b_{223}}{b_{11}T_aT_w} & 0 & 0 \\ -\frac{b_{yh}}{b_{11}T_a} & \frac{b_{223}}{b_{11}T_aT_w} & 0 \\ 0 & -\frac{b_{yh}}{b_{11}T_a} & -1 \end{bmatrix} \quad (3.71)$$

$$\mathbf{x}_R = \begin{bmatrix} K_i \\ K_p \\ c_2 \end{bmatrix} \quad (3.72)$$

$$\mathbf{b}_R = \begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 - \frac{1}{b_{11}T_aT_w} \\ -\frac{b_{11}T_w + T_a}{b_{11}T_aT_w} \end{bmatrix} \quad (3.73)$$

Görüldüğü üzere PI kontrolcünün parametreleri K_p ve K_i ; c_0 ve c_1 katsayılarının bir fonksiyonu şeklinde elde edilmektedir. Bunlara ilave sonuç ise c_0 ve c_1 katsayılarına bağlı ve bunların bir fonksiyonu olan c_2 parametresinden elde edilmektedir. Bu nedenle; karakteristik polinomun bu 3 parametresine ait eşitlikleri önceden belirlemek mümkün olmamaktadır. Bu şu anlama gelmektedir: Denetleyici tasarımı sırasında sadece iki kutup verilebilmektedir ve 3.kutup baştan verilmiş olan iki kutba bağlı olarak elde edilecektir.

Yukarıda matrisyel form üzerinden PI kontrolöre ait parametreler:

$$K_p = \frac{b_{yh}b_{11}T_aT_w^2c_0 + b_{223}(b_{11}T_aT_wc_1 - 1)}{b_{223}^2} \quad (3.74)$$

$$K_i = \frac{b_{11}T_aT_wc_0}{b_{223}} \quad (3.75)$$

$$c_2 = f(c_0, c_1) \quad (3.76)$$

$$c_2 = f(c_0, c_1) = \frac{1}{b_{11}T_w} + \frac{1}{T_a} + \frac{b_{yh}(b_{223} - b_{223}b_{11}c_1T_aT_w - b_{11}b_{yh}c_0T_aT_w^2)}{b_{11}T_ab_{223}^2} \quad \text{dir.} \quad (3.77)$$

Diğer yandan; kapalı çevrim sistemin arzu edilen karakteristik polinomu p_1 , p_2 ve p_3 kutupları ile aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$(s - p_1)(s - p_2)(s - p_3) \quad (3.78)$$

Bu arzu edilen karakteristik polinom ile kapalı çevrim karakteristik polinom karşılaştırıldığında:

$$c_0 = -p_1p_2p_3 \quad (3.79)$$

$$c_1 = p_1p_2 + p_1p_3 + p_2p_3 \quad (3.80)$$

$$c_2 = -(p_1 + p_2 + p_3) \quad (3.81)$$

p_1 ve p_2 belirlendikten sonra (3.81) ve (3.77)'deki eşitliklerden üçüncü sistem kutbu olan p_3 aşağıdaki gibi elde edilir:

$$p_3 = f(p_1, p_2) = b_{223} \frac{(b_{223}T_a(1 + p_1T_wb_{11})(1 + p_2T_wb_{11}) + b_{13}b_{221}T_w(1 - b_{11}T_aT_wp_1p_2))}{(b_{11}T_aT_w(p_1T_wb_{yh} - b_{223})(b_{223} - p_2T_wb_{yh}))}. \quad (3.82)$$

Sistemin sıfırları ise (68)'de verilen eşitlikten yola çıkarak şu şekilde elde edilir:

$$n_1 = -\frac{K_i}{K_p + K_{pp}}, \quad n_2 = \frac{b_{223}}{b_{yh}T_w}, \quad (3.83)$$

Tasarım yoluyla sistem üzerinde aşağıdaki gibi bir kabul yapılabilir:

$$K_{pp} = -K_p \quad (3.84)$$

Bu yolla sistemin sıfırlarından birini kompanse etmiş oluruz. Böylelikle referans güce bağlı olarak sistemin tepkisi daha yavaşlamış olur. Sonuçta değişik rejim geçişlerinde daha düşük basınç genliği sağlanmış olur.

Hız kontrol sistemine ait bölümde kullanmış olduğumuz IEEE Working Group (1992) türbin modeli bu bölümde de kullanılacaktır. Bu modele ait $b_{i...k}$ katsayıları kullanılarak ve aşağıdaki kabuller yapılarak:

$p_2 = p_1$ aynı çalışma noktasında,

türbin çalışma noktası $h_{TC} = H_{TC0}$,

nominal hız $w_N = 1$ [p.u.] ve $y = Y_o$.

Denetleyicimize ait sistem parametrelerini (3.79) ve (3.80)'de verilmiş olan c_0 ve c_1 katsayılarını (3.74) ve (3.75)'te yerine koyarak aşağıdaki gibi elde ederiz:

$$K_p = \frac{1}{4A_u H_{TC0}^3} \left(-4H_{TC0}^{1.5} + p_{kpP1} + p_{kpP2} + p_{kpP3} \right) \quad (3.85)^8$$

$$K_i = -\frac{p_1 p_2 p_3 T_a T_w Y_o}{2A_u H_{TC0}^2} \quad (3.86)$$

Sistemin bu iki kutba bağlı olan üçüncü kutbu ise (3.82)'de verilmiş olan eşitlik üzerinden bu iki kutba bağlı olarak hesap edilir. (3.82) ile (3.86) arasında türetilmiş olan eşitliklerden artık sistemin farklı çalışma noktaları için denetleyici parametrelerini hesap etmek mümkündür. (Örneğin farklı su yüksekliği ve kapı açıklığına göre, vb.).

3.2.2.1 Tasarlanan Güç Kontrol Örneğine Göre Elde Edilen Simülasyon Sonuçları

Sistem tasarımına ait tüm matematiksel modeller ve sisteme ait parametrelerin eşitlikleri yukarıda bölümlerde verilmiştir. Bu bölümde aşağıda sistem parametreleri verilmiş olan bir hidroelektrik santrale ait hız kontrolü ve bu kontrole ait simülasyon sonuçları verilecektir. Sistemin simülasyonunda Ek-1'de verilmiş olan parametreler kullanılacaktır.

Aşağıdaki yapılan simülasyonda doğrusal sistem modeli oluşturulmuştur. Her iki durumda da sistemdeki yük değişimi %10 olarak kabul edilmiş ve %100 su giriş kapısı açıklığında

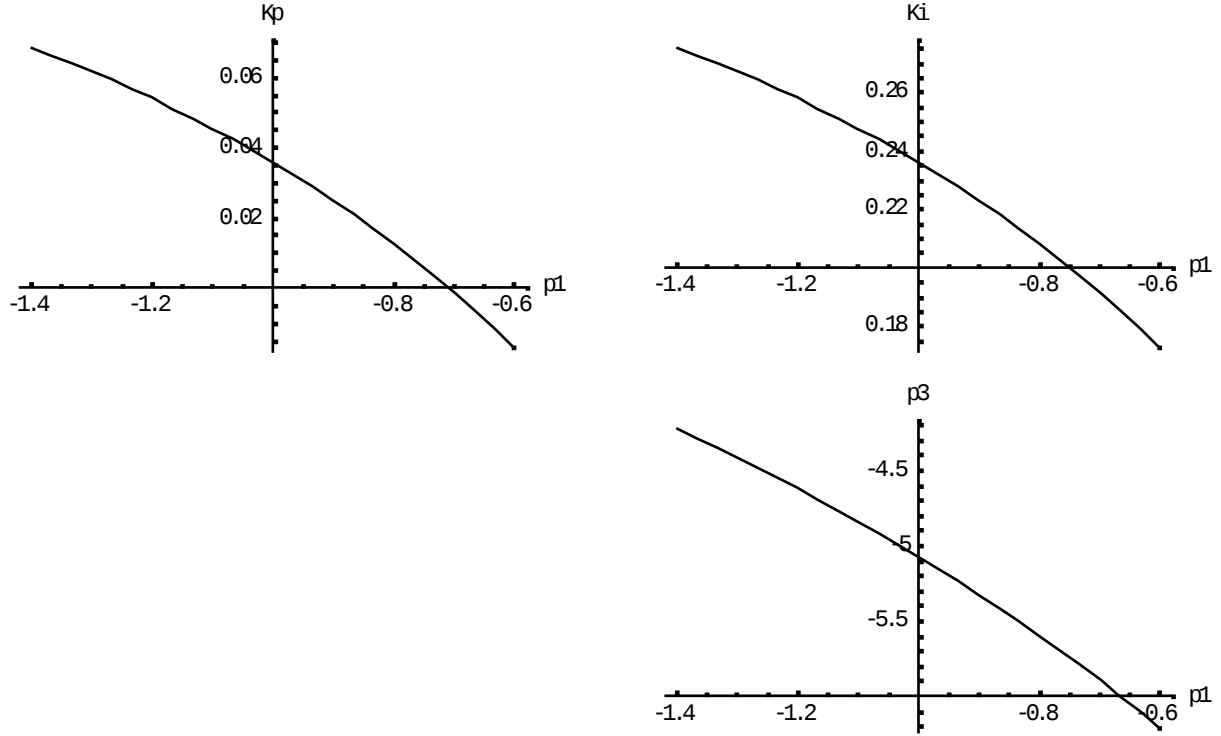
⁸:

$$p_{kpP1} = 2H_{TC0} \left(p_2 p_3 + p_1 (p_2 + p_3) \right) T_a T_w Y_o$$

$$p_{kpP2} = \sqrt{H_{TC0}} p_1 p_2 p_3 T_a T_w^2 Y_o^2$$

$$p_{kpP3} = -p_1 p_2 p_3 T_a T_w^2 Y_o \left(-2q_{NL} + 3\sqrt{H_{TC0}} Y_o \right)$$

çalışma noktası belirlenmiştir. Sistemin her iki kutbu aynı çalışma noktasında kabul edilmiştir ve tüm sistem kazanç parametreleri $p_1 = p_2$ üzerinden arzu edilen üç farklı çalışma noktası için hesaplanmıştır.(3.85)-(3.86)

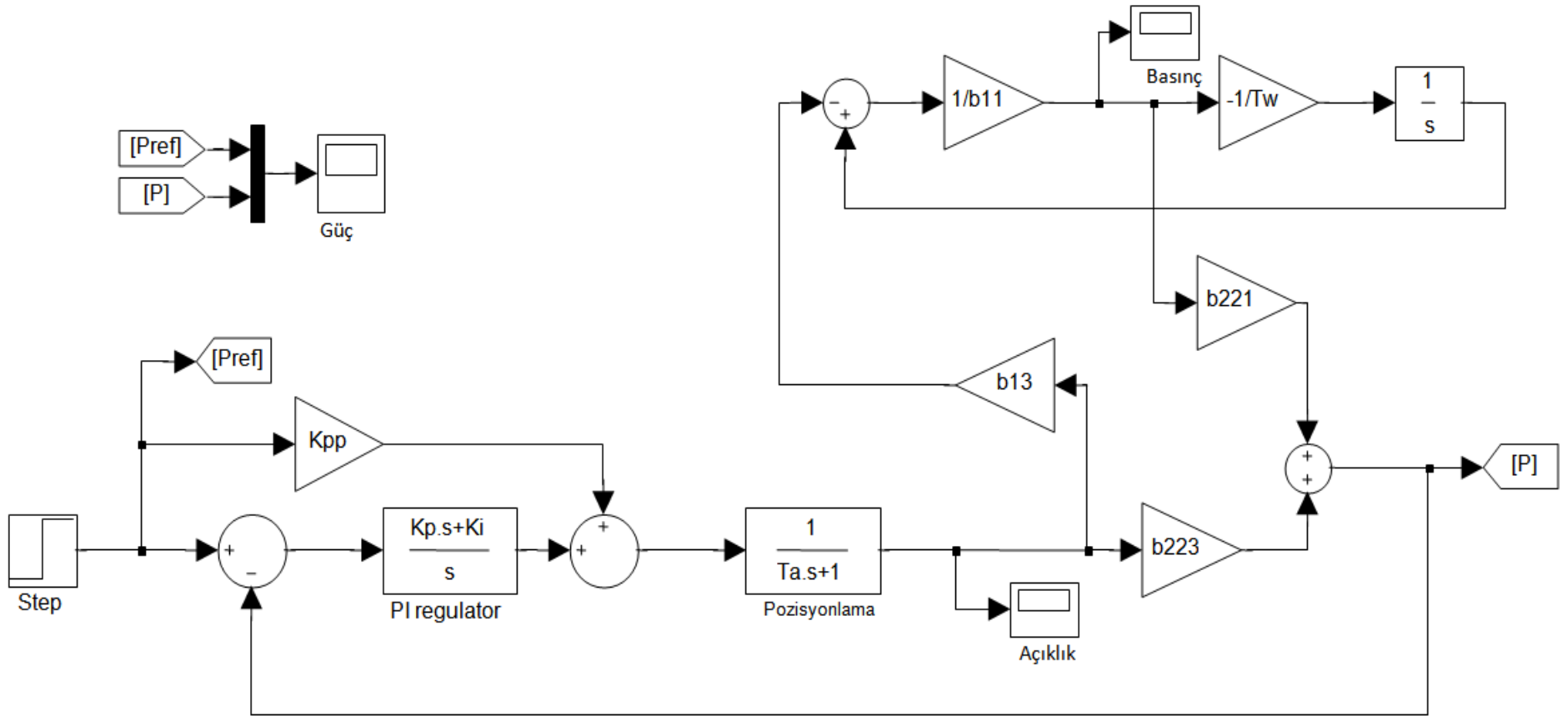


Şekil 3.10 Sistemin kazanç katsayıları ve diğer kutuplara bağlı p_3 kutbuna ait kök yer eğrileri

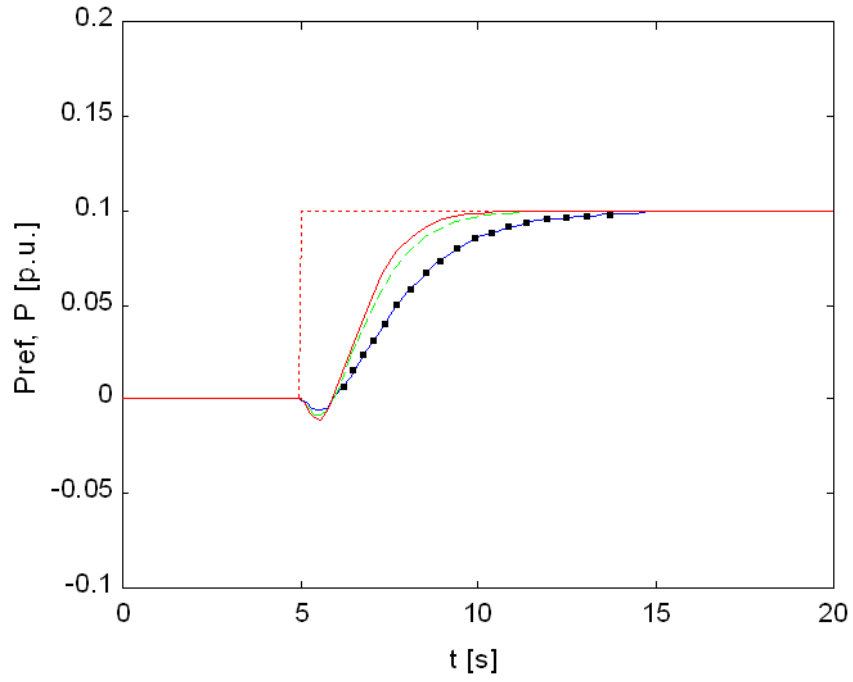
Çizelge 3.2 p_1 kutup noktasına bağlı olarak elde edilmiş güç sistem parametreleri

p_1	-0.6	-1.2	-1.8
K_p	-0.017	0.054	0.087
K_i	0.17	0.26	0.30
NOT: (1) sistemin çalışma noktasında: $H_{TC0} = 1[\text{p.u.}]$, $w_N = 1[\text{p.u.}]$, $Y_o = 1[\text{p.u.}]$ $p_1 = p_2$ $K_{pp} = -K_p$			

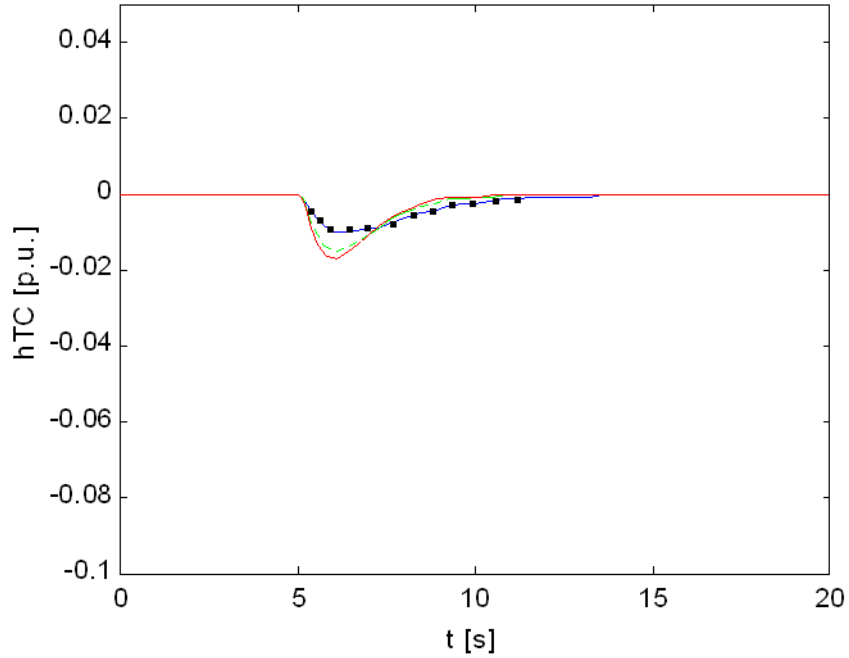
Sistemin 2 kutbuna bağlı olarak ortaya çıkan p_3 kutbu çoğu diğer kutup noktaları ve sistemin çalışma koordinatlarına çok uzak bir noktada elde edildiği için lineer sistem dinamiklerini ve sistem çalışma parametreleri üzerinde önemli bir etkisi olmamaktadır.



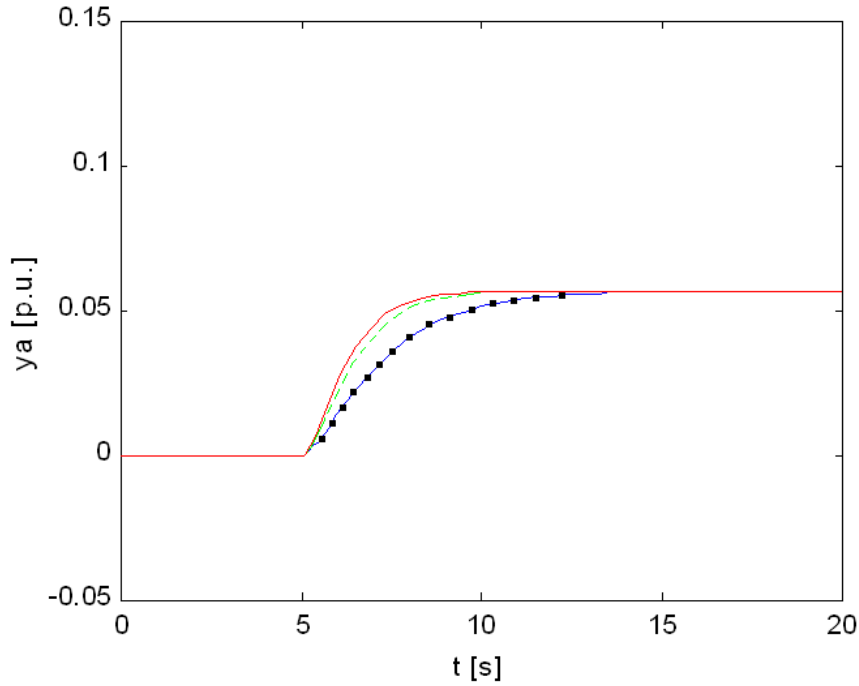
Şekil 3.11 Doğrusallaştırılmış türbin güç regülasyonu simulasyon modeli.



Şekil 3.12 Güç kontrol ünitesi referans yüke bağlı generatör çıkış gücü simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2} = -0.6$, (kesikli çizgi) renk $p_{1,2} = -1.2$, (düz çizgi) $p_{1,2} = -1.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.



Şekil 3.13 Güç kontrol ünitesi hTC boru hatlarındaki basınç simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2} = -0.6$, (kesikli çizgi) renk $p_{1,2} = -1.2$, (düz çizgi) $p_{1,2} = -1.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.



Şekil 3.14 Güç kontrol ünitesi y_a wicket kapı hidrolik silindir piston pozisyonu simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) $p_{1,2} = -0.6$, (kesikli çizgi) renk $p_{1,2} = -1.2$, (düz çizgi) $p_{1,2} = -1.8$ kutup değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları.

Güç regülasyonu ile birlikte sistemdeki hidrolik silindir piston pozisyonlamasının hıza doygunluğu çok kritik seviyelerde görülmemektedir. Bu durum sistemin hızlı yük alma ve yük boşaltma sisteminin hızına ait gereksinimlerin piston hızlarından küçük olduğu sürece herhangi bir tehlike teşkil etmeyecektir.

Ayrıca belirlenmiş olan p_1 ve p_2 kutup noktalarının koordinat düzlemine uzaklığı regülasyon hızı üzerinde etkili olmaktadır. Koordinat düzlemine olan uzaklık arttıkça regülasyon hızında da artma gözlenmektedir. Ancak bu uzaklığın belli bir artış değerinden sonra bu iki kutup değerine bağlı olan p_3 kutbunun koordinat merkezine yaklaştığı durumlarda ortaya çıkmaktadır. Bu durumlarda sistem performansında hızlanma yerine yavaşlama meydana gelmektedir.

Sistemdeki güç regülasyonu şebekede meydana gelen talep güçteki değişimlere paralel olarak arzu edilen performans kriterlerine uygun olarak sistemin gücünü regüle etmektedir. Yukarıdaki simülasyon sonuçlarında da görüldüğü gibi talep güçteki %10' luk bir artış sonrası güç regülasyonu sağlanmıştır. Güç artışı sebebiyle wicket kapılarında açıklık miktarı artırılmış ve basınçlı boru hattındaki basınç değeri önce belli bir değere kadar düşüp sonra set

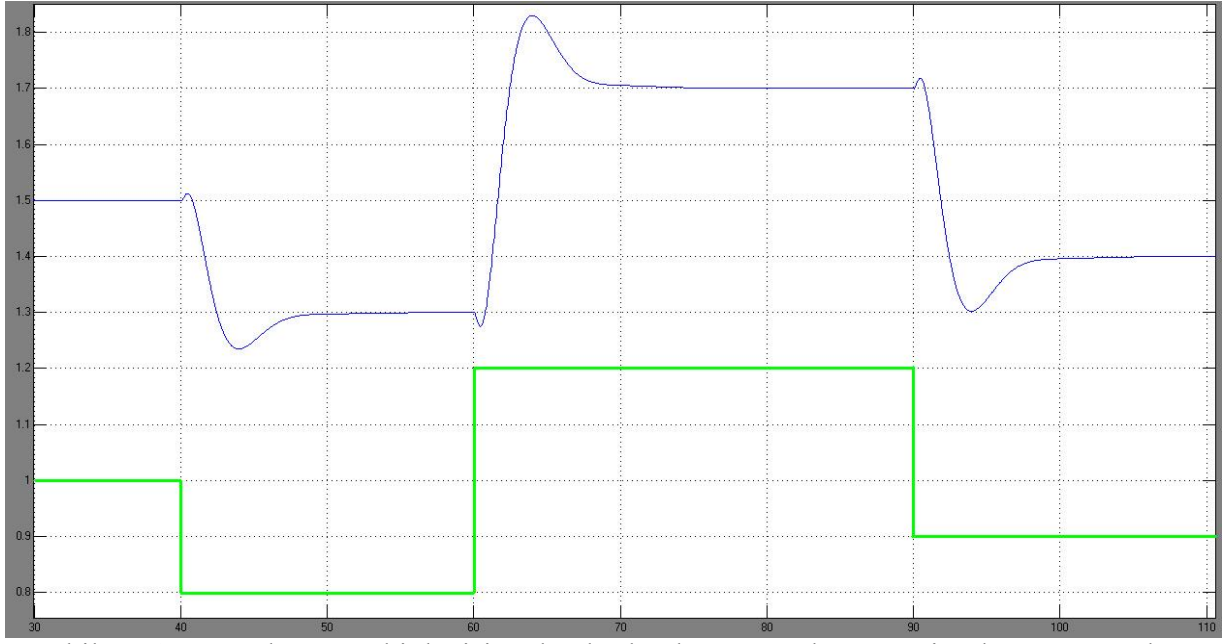
edilen değere göre regüle edilmiştir. Governor kontrolün ikinci görevi olan güç kontrolü de tasarlanan kontrol sistemi modeliyle başarılı bir şekilde sağlanmaktadır.

3.3 Birden Çok Farklı Geçici Durum Karşısında Sistem Performansının Kontrolü

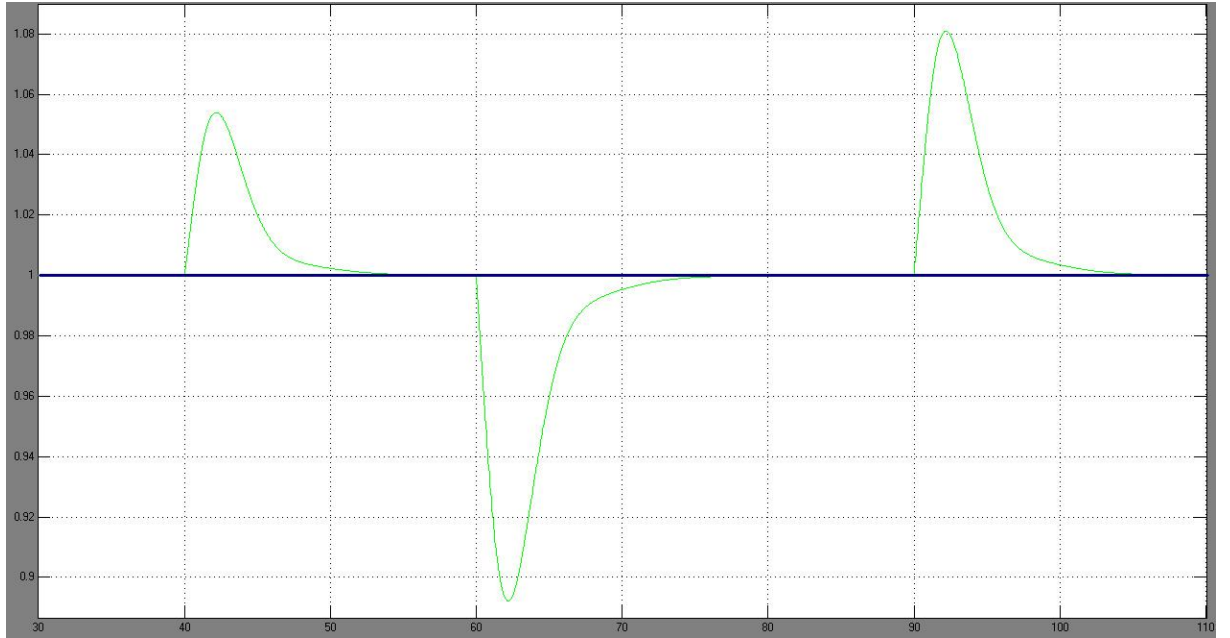
Tasarlanmış olan governor kontrol modelinin sistemin çalışma süresi boyunca karşılaşacağı birden fazla değişik güç regülasyonu karşısındaki sistem performansını kontrol etmek amacıyla talep gücünde farklı büyüklüklerde geçici durum sistem üzerinde uygulanmıştır.

Öncelikli olarak sistemin talep gücü 40.saniyede 1 p.u ' dan 0.8 p.u' e düşürülmüştür. Daha sonra 60. saniyede talep güç 1.2 p.u ' e yükseltilmiştir. Son olarak 90. saniyede 0.9 p.u' e düşürülerek sistemde farklı büyüklüklerde çeşitli geçici durumlar oluşturulmuştur.

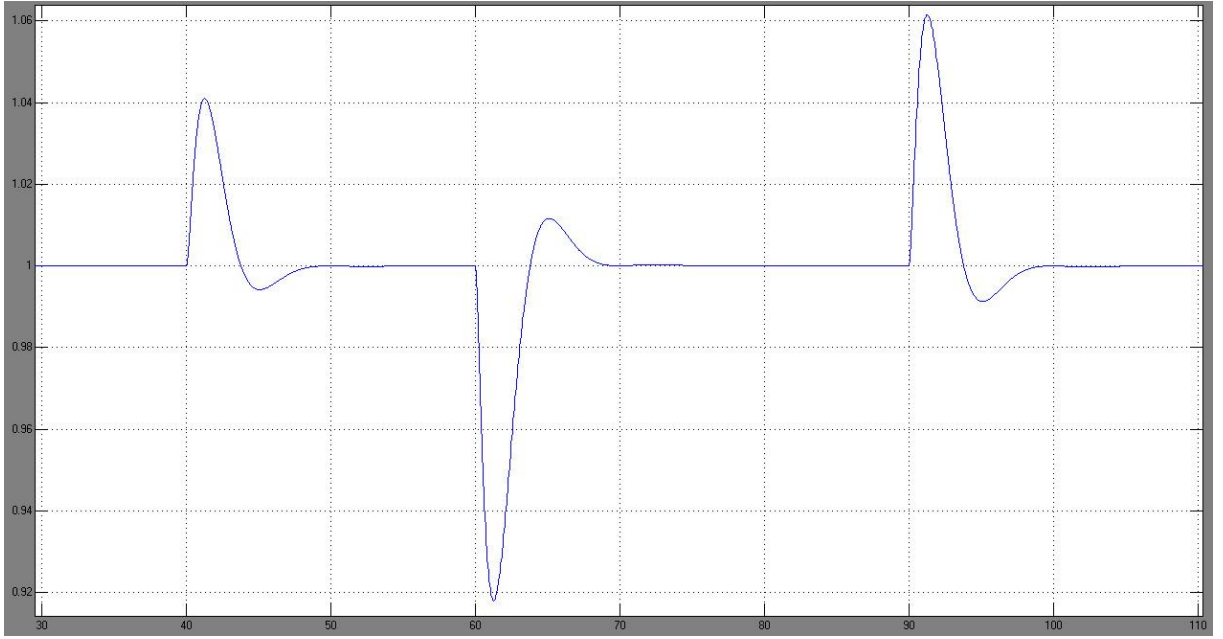
Sistemin gerçekleştirildiği simülasyon modeli bir sonraki sayfada verildiği gibidir.



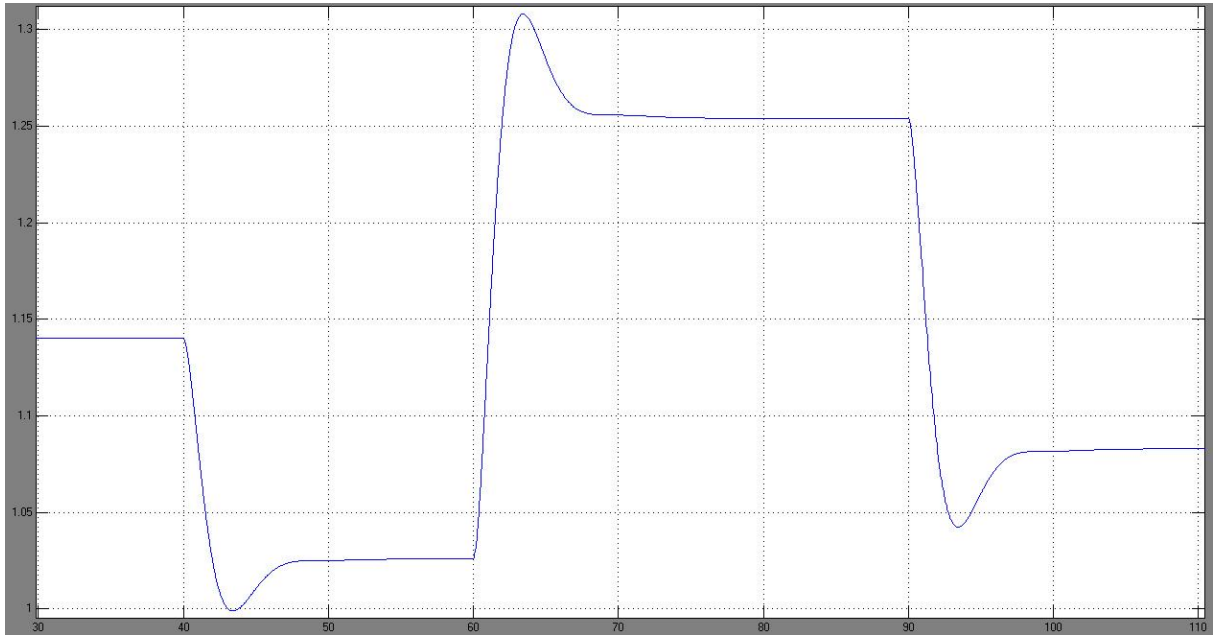
Şekil 3.16 P , P_L talep güçteki değişime bağlı olarak güç regülasyonu simülasyon sonuçları.
(kalın çizgi) talep güç, (ince çizgi) üretilen güç.



Şekil 3.17 wN hızının farklı geçici durum yük değişimlerine göre hız regülasyonu simülasyon sonuçları.



Şekil 3.18 hTC boru hattı basıncının talep güç değişimi karşısındaki simülasyon sonuçları.



Şekil 3.19 ya wicket kapı hidrolik silindir piston pozisyonunun güç değişimine bağlı olarak regülasyon sonuçları.

Simülasyon sonuçlarında görüldüğü üzere değişik büyüklüklerde sistem üzerinde uygulanan birden fazla geçici durum karşısında sistem düzgün bir şekilde çalışmaktadır. Talep gücünde 40. saniyede meydana gelen 0.2 p.u'luk azalma üretilen gücün 1.5MW 'tan 1.3MW' a inmesi ve

burada sabit bir şekilde üretimine devam etmesi ve daha sonra sisteme 60.ve 90. saniyelerde uygulanan farklı büyüklüklerdeki geçici durumlara aynı oranda karşılık vermesi ile sistemin düzgün bir şekilde çalıştığı gözükmemektedir. Ayrıca sistemin regüle edildiği süre 15-18 saniye gibi bir makul bir sürede tamamlanmaktadır.

Türbin hızının talep güçteki değişimlere bağlı olarak başarılı bir şekilde sistem regülasyonu gerçekleştirmekte olduğu da simülasyon sonuçlarından gözlemlenmektedir. Bunun yanı sıra basınçlı boru hattı basınç değeri ile wicket kapı açıklık pozisyonu da başarılı bir şekilde sistem ihtiyaçları doğrultusunda çalışmakta ve sistem performansında olumsuz bir etkiye sebep olmamaktadır.

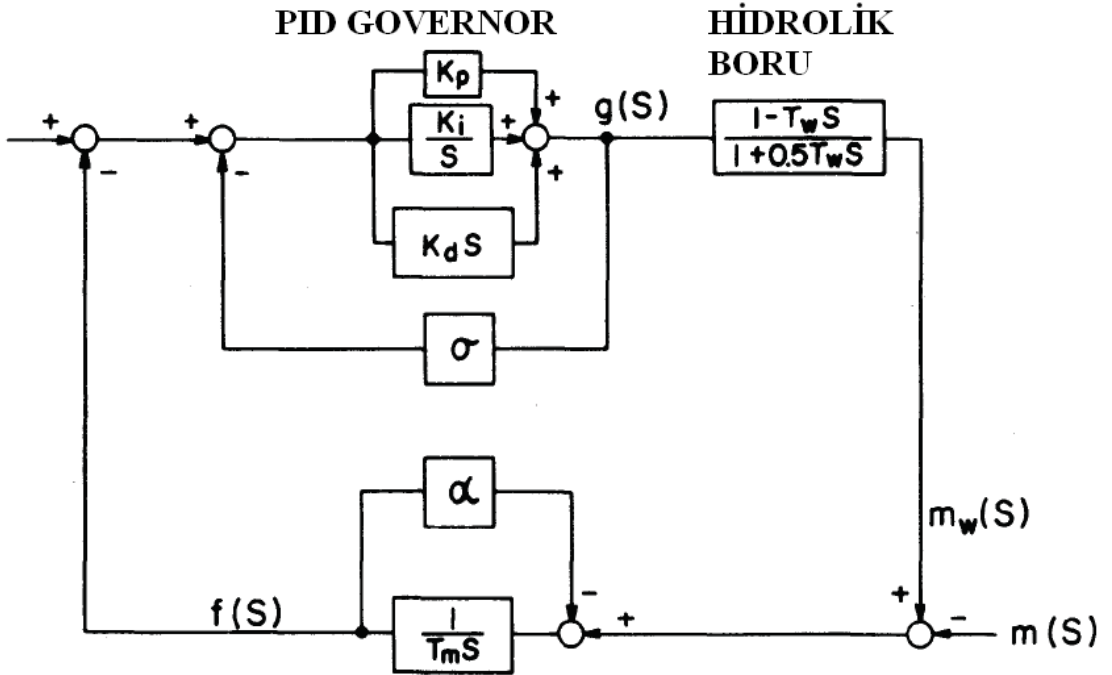
Sonuç olarak tasarlanan governor kontrol modeli, farklı büyüklükteki birden fazla geçici durum karşısında da başarılı bir şekilde çalışmakta ve sistemin regülasyonunu sağlamaktadır.

4. OLUŞTURULAN GOVERNOR KONTROL MODELİNİN LİTERATÜRDEKİ ÇALIŞMALARLA KARŞILAŞTIRILMASI

Literatürde governor kontrol ile ilgili olarak farklı kontrol yöntemleri kullanılarak oluşturulmuş çok çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Yaptığımız kontrol modeline benzer kontrol parametreleri ve kontrol yöntemi kullanılarak oluşturulmuş çalışmalarla sistemimizin çalışma performansı karşılaştırılarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

Karşılaştırmada kullanılacak olan ilk çalışma Hagihara ve diğerleri (1979) tarafından PID kontrolcü kullanılarak yapılmıştır. Bu kontrol modelinde governor kontrolü yapılırken sistemin tasarımında rotor dinamikleri ve basınçlı boru hattına ait dinamikler dikkate alınmıştır. Ancak wicket kapı açıklığını sağlayan hidrolik pistonlardaki pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmamıştır.

Özetlemek gerekirse tasarımcı bu çalışmasında sistemin kararlılık hesaplamalarını ve aralığını Routh-Hurwitz yöntemiyle hesaplamıştır. Daha sonra Regüle edilmek istenen sisteme ait farklı parametreler denenerek sistemin bu kararlılık aralığında çalışmasını sağlayacak uygun kontrolcü parametrelerine bakılmıştır. Bu yöntemle birlikte yük değişimine bağlı olarak motor hızındaki değişimi kontrol eden kontrolcüye ait parametreler aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.1 Hagihara ve diğerleri (1979) tarafından geliştirilen hidrolik türbin generatör sistemi blok diyagramı

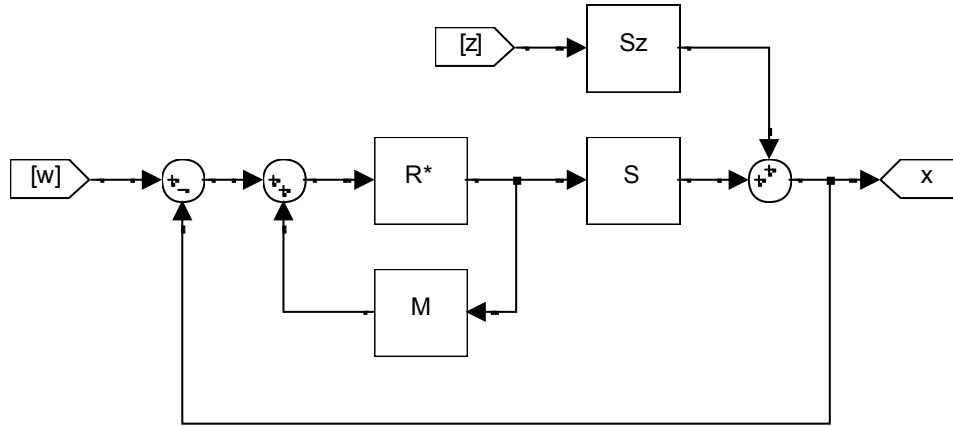
$$K_p = 0.8 \frac{T_m}{T_w} \quad (4.1)$$

$$K_i = 0.24 \frac{T_m}{T_w^2} \quad (4.2)$$

$$K_d = 0.27 T_m \quad (4.3)$$

Karşılaştırmada kullanılan ikinci çalışmada Hans-Werner ve diğerleri (1984) ise genel olarak yazarımız sistem için kontrolcü tasarlarken boru hattına ait dinamikleri ve rotor dinamiklerini dikkate almıştır. Bu çalışmada ayrıca hidrolik pistonlardaki pozisyonlamaya ait dinamikler dikkate alınmıştır. Burada sistemdeki referans hız ve enerjideki düzensizlikler (gürültü ve bozucu durumlar) dikkate alınarak sistem üzerinde regülasyon kontrolü yapılmak istenmiştir.

Burada genel mantık olarak sistemin herhangi bir gürültü ya da bozucu durumlarındaki çıkış parametresini daha bu düzensizliklere yakalanmadan önceki durumuyla karşılaştırıp referans hıza göre sistemin kontrolünü gerçekleştirmek olacaktır.



Şekil 4.2 Hans-Werner ve diğerleri (1984) tarafından yapılan çalışmaya ait sistem blok diyagramı

Yukarıdaki sistem modeline göre sistemin kontrol eden regülatörümüze ait transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir:

M herhangi bir gürültü yada hata olmadığı kabul edilmiş regüle edilen sistem.

$$R = \frac{N_s Z_w}{Z_s (N_w - Z_w)} \quad (4.4)$$

4.1 Karşılaştırmalı Simülasyon Sonuçları

Aşağıda detayları verilmiş hidroelektrik santrali için yukarıda belirtilen iki kontrol yöntemi ve bizim çalışmamızda belirttiğimiz kontrol yöntemi kullanılarak sistemin çalışma performansı karşılaştırılacaktır. Bu kıyaslamayı yapabilmek için Ek- 2' de verilen hidroelektrik santraline ait parametreler kullanılacaktır.

Yukarıda verilen datalara ilave olarak simülasyonda ve kontrolcü tasarımında kullanılmak üzere yukarıda parametreler üzerinden: pozisyonlama zaman sabiti $T_a = 0.25$ [s], boru hattı içerisindeki suyun ivme sabiti $T_w = 1.04$ [s], mekanik zaman sabiti $T_m = 5.62$ [s], $Atl = 1.47$, $q_{NL} = 0.17$ [p.u.], $y_{FL} = 0.82$ [p.u.].

(1) Bu çalışmada tasarlamış olduğumuz kontrol modeli ve lineerleştirilmiş olan IEEE Working Group (1992) deki türbin modeli kullanılmıştır.

Yukarıda verilen sisteme uygun olarak sistemin kutupları $p_1 = p_2 = p_3 = -0.75$.

(2) Hagihara ve diğerlerinin (1979) un çalışmasında ise yukarıda verilen kontrolcü parametreleri (183), (184) ve (185) aşağıdaki gibi düzeltilmelidir. Çünkü $D_p \neq 0$ ve bu nedenle çalışmada bizim sisteme göre hesaplamaları tekrar yaptığımızda:

$$K_p = 0.92 \frac{T_m}{T_w}, \quad K_i = 0.39 \frac{T_m}{T_w^2}, \quad K_d = 0.31 T_m.$$

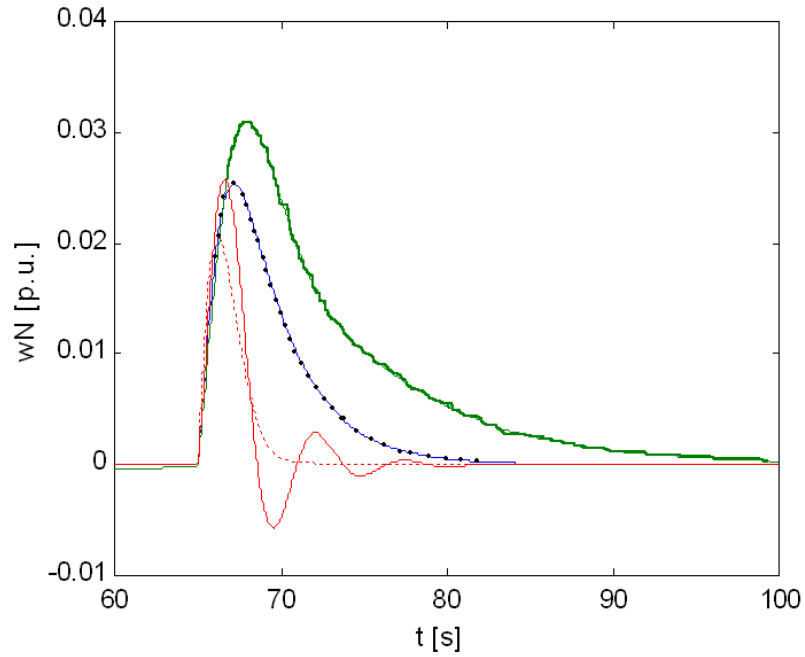
Bu kontrol yönteminde pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmamıştır.

(3) Hans-Werner ve diğerleri (1984) de refere edilmiş çalışmada ise pozisyonlamaya ait dinamikler, basınçlı boru hattına ait dinamikler ve rotor dinamikleri dikkate alınarak PI kontrolcü ile birlikte bir kontrol yöntemi oluşturulmuştur.

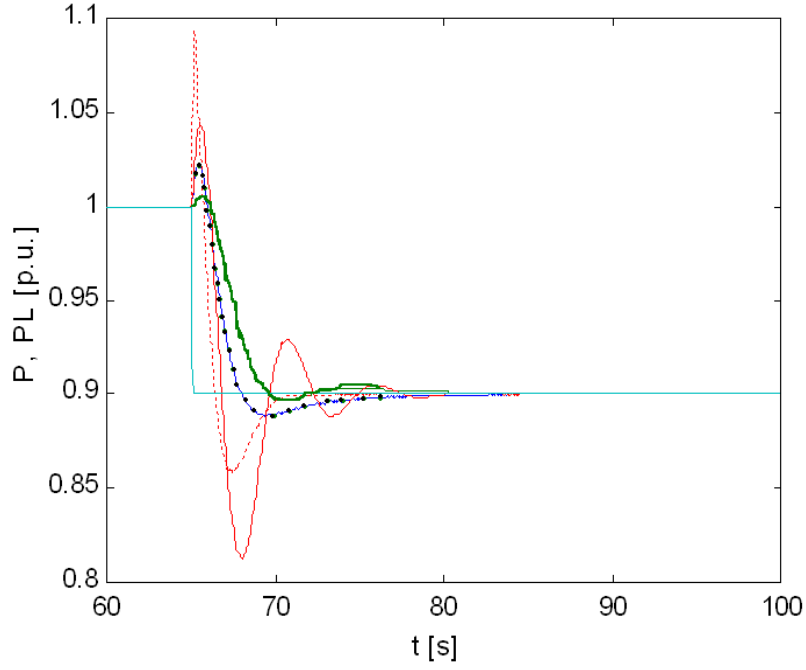
Çizelge 4.1 Tasarlanmış olan aynı sistem için farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilmiş olan kontrolcü parametreleri.

Metod	Governor Parametreleri		
	K_p	K_i	K_d
(1) Bu çalışmada bahsedilen kontrol modeli	1.96	0.50	0.85
(2) Hagihara ve diğerleri (1979)	3.38	1.38	1.18
(3) Hans-Werner ve diğerleri (1984) inde bahsedilen kontrol yöntemi	1.41	0.25	0.00

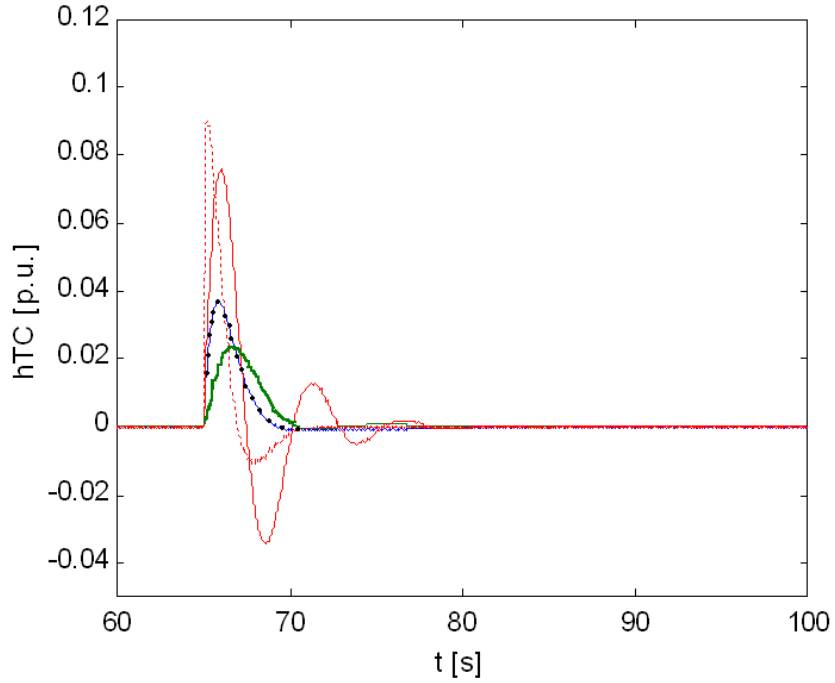
Yukarıda verilmiş olan 3 kontrol yöntemiyle elde edilmiş olan simülasyon sonuçları aşağıdaki gibidir.



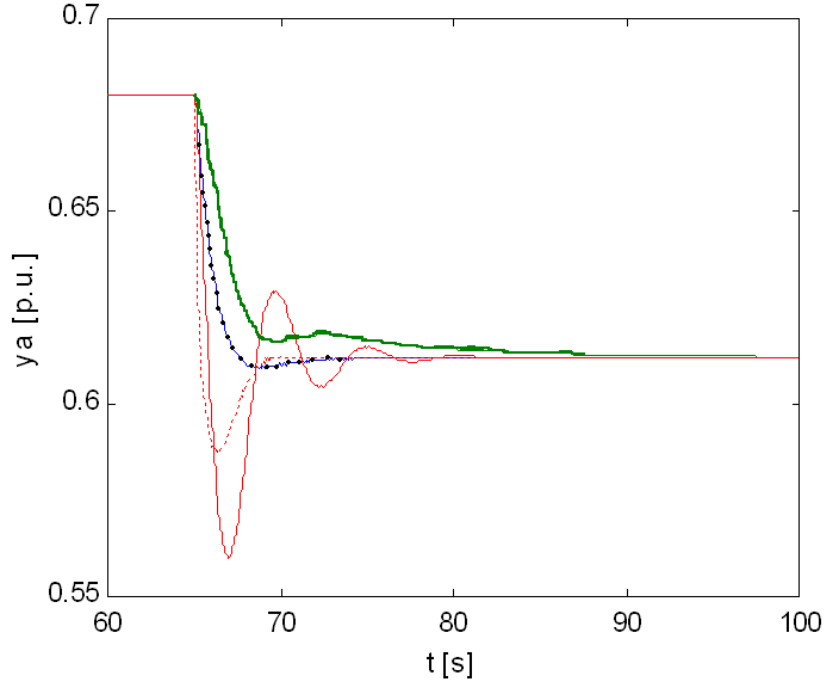
Şekil 4.3 wN hızının farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilen hız regülasyonu simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) yöntem (1) bu çalışmada bahsedilen; (düz çizgi) yöntem (2); (kesik çizgili) yöntem (2) pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmadan $T_a = 0$; (kalın çizgi) yöntem (3).



Şekil 4.4 Üretilen P gücünün farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilen güç regülasyonu simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) yöntem (1) bu çalışmada bahsedilen; (düz çizgi) yöntem (2); (kesik çizgili) yöntem (2) pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmadan $T_a = 0$; (kalın çizgi) yöntem (3).



Şekil 4.5 hTC boru hatlarındaki basıncın farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilen simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) yöntem (1) bu çalışmada bahsedilen; (düz çizgi) yöntem (2); (kesik çizgili) yöntem (2) pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmadan $T_a = 0$; (kalın çizgi) yöntem (3).



Şekil 4.6 ya wicket kapı hidrolik silindir piston pozisyonunun farklı kontrolcü yöntemleriyle elde edilen simülasyon sonuçları. (noktalı çizgi) yöntem (1) bu çalışmada bahsedilen; (düz çizgi) yöntem (2); (kesik çizgili) yöntem (2) pozisyonlama dinamikleri dikkate alınmadan $T_a = 0$; (kalın çizgi) yöntem (3).

Elde etmiş olduğumuz simülasyon sonuçlarından şu yorumları ortaya koyabiliriz:

(3) nolu kontrol yöntemine ait çalışma hız regülasyonunda en büyük genliğe ulaştı ve yük değişimine bağlı olarak referans hıza tekrar ulaşması en yavaş bu kontrol yönteminde ortaya çıkmıştır.

(2) ‘de kullanılmış olan kontrol yöntemleri karşılaştırıldığında ise yöntem (2) ve bu modele ait proje edilen (pozisyon dinamiklerinin dikkate alınmadığı) simülasyon sonuçları referans hıza ulaşmadan önce en düşük hız genliği değişimine ulaşmaktadır. Bu kontrol yönteminde negatif sonuç ise hızın değişimine bağlı olarak boru hatlarındaki basınç yaklaşık yüzde 10 oranında değişim göstermektedir. Bu değişim, boru hattında ve sistemde yüksek dinamik gerilmelere ve streslere yol açacaktır. Buna rağmen bu kontrol yönteminde dinamik pozisyonlamaya ait veriler dikkate alındığında yöntem (1) ‘ de elde edilen sonuçla aynı genlikte bir hız değişimi elde edilmektedir. Yük değişiminden hemen sonra sistemin referans hıza gelinceye kadarki süreçte sistemde oluşan dalgalanmalardan da anlaşılacağı üzere, yöntem (1)’ de kullanılan yöntem sistemin dinamik olarak daha az zorlanmasını sağlamaktadır. Ayrıca yöntem (2)’ kullanılan yöntem sonucunda daha yüksek yük

değişimlerinde bu yönteme bağlı olarak elde etmiş olduğumuz sonuçlardaki dalgalanmalar ve kıvrımlar daha da artacak ve yöntem (1)' e göre kıyaslandığından sistem üzerindeki olumsuz etkileri daha da artacaktır.

Bu tez çalışmasında oluşturulan kontrol yöntemi, hat basıncındaki değişim aralığının az olması ve sistemin regüle edilmesi sırasında oluşan dalgalanma sayısının azlığı gibi nedenlerle literatürdeki çalışmalardan daha iyi bir performans ortaya koymaktadır. Bu avantajlar sayesinde sistem üzerinde oluşacak dinamik gerilemeler ve stresler daha az indirilmiş olacaktır. Ayrıca sistemin daha hızlı ve az dalgalanmalarla regüle edilmesi de sistemin çalışma performansını ve ömrünü uzatacak önemli bir unsur olarak ortaya çıkmaktadır.

5. SONUÇ

Hidroelektrik santrallerde governor kontrolü konusu hız regülasyonu ve güç regülasyonu olarak iki ana başlık altında incelenmektedir. Governorlar görev olarak sistem hızını ve gücünü dengelemekle görevlidirler. Yukarıda yapılan modelleme çalışması ve simülasyonlar sonucunda sistem performansını etkileyecek unsurlar ve sistemin dizayn aşamaları hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Yapılan PID kontrolde sistemin rotor dinamikleri, basınçlı boru hattına ait dinamikler ve wicket kapı açıklığını sağlayan hidrolik pistonlara ait pozisyonlama dinamikleri dikkate alınarak sistem kontrolü gerçekleştirilmiştir.

Kontrolör tasarımı sırasında sistemin kutupları tasarımcı tarafından sistemin dinamikleri ve gereksinimleri doğrultusunda seçilmelidir. (rise time, overshoot, settling time vb.). Bu yaklaşım tasarımcı tarafından kullanılan en doğru yaklaşım biçimidir. Bu yaklaşım biçimiyle birlikte kapalı çevrim kutupları üzerinden kontrolöre ait sistem kazanç parametrelerinin hesaplanması çok rahatlıkla yapılabilmektedir.

Tez çalışması kapsamında dizayn edilen PID govenor kontrolcü, dikkate aldığı sistem dinamikleri ile birlikte öncelikli olarak düzgün bir şekilde sistemin hız ve güç regülasyonunu başarılı bir şekilde sağlamıştır. Ayrıca birden çok farklı büyüklükte sisteme uygulanan güç transientleri karşısında da sistem düzgün bir şekilde çalışmakta ve sistemi regüle etmektedir. Literatürde daha önce yapılan çalışmalara göre kıyaslandığında ise tasarlanmış olan kontrol modeli; yük değişimi sırasında hız ve güç değerlerinde diğer kontrol modellerine göre daha düşük bir tepe değerinde sistemin regülasyonunu kontrol altına almaktadır. TEİAŞ Elektrik Piyasası Şebeke Yönetmeliğine göre bu peak değer sistemdeki yükün %2-%6 hız değişimi aralığında çalışacak şekilde olması gerekliliğinden dolayı, mevcut sistem karşılaştırılan sistemlere göre daha az bir değişim değerinde sistemin regülasyonuna başlamakta olduğu tespit edilmiştir. Yukarıda belirtilen değerlendirmeyi aynı şekilde basınç değeri içinde yapabiliriz. Regülasyon anında basınç değerindeki değişim miktarının az olması, boru hatlarında ve sistemde meydana gelebilecek mekanik streslerin ve gerilmelerin daha az olmasına neden olacaktır. Böylece sistemin daha az zorlanması, daha düzgün ve verimli çalışması sağlanmış olacaktır. Bu yönüyle de tez çalışmasında yapılmış olan kontrol modeli diğer modellere göre avantaj sağlamaktadır.

TEİAŞ Elektrik Piyasası Şebeke Yönetmeliğine göre , 200mHz frekans değişimi uygulandığı zaman türbin çıkış gücündeki değişimin %50'sini en fazla 15 saniye ve %100'ünü en fazla

30 saniye içerisinde tamamlaması gerekmektedir. Bu kriter karşısında modellenen kontrol sisteminin regülasyon hızı değerlendirildiğinde; sistem yaklaşık olarak 15-18 saniye gibi bir sürede toplam değişim miktarını regüle ettiği görülmüştür. Sistem çalışma hızı bakımından da başarılı sayılabilecek bir performans sergilemektedir.

Bu kriterler içerisinde değerlendirildiğinde verilmiş olan hidroelektrik santral parametrelerine göre tasarlanmış olduğumuz governor kontrolör başarılı sonuçlar vermektedir ve yukarıda bahsedilen avantajlar sağlaması sebebiyle de PID olarak yapılan kontrol yöntemlerine artılar getirmektedir. Modellenmiş ve simule edilmiş olan govenor kontrol modeli gerçek sistemler için uygulanabilir olarak gözükmemektedir.

Yapılmış olan bu tez çalışması denetleyicinin gerçek sistemlerdeki çalışma performansının test edilmesi ve tasarlanan denetleyicinin robust (gerçekçi sistemlerdeki dayanıklılığı ve uyumlu çalışma özelliği) özelliğinin araştırılmasıyla ilerletilebilir. Ayrıca farklı tipteki hidroelektrik santral modelleri karşısında denetleyici performansı ilerleyen çalışmalarda irdelenebilir. Bunun yanı sıra hız/güç denetleyicisi ve uyartım (excitation) denetleyicisinin ortak çalıştığı daha geniş bir sistem modeli dizayn edilerek sistem performansı analiz edilebilir.

KAYNAKLAR

- Agnew, P. W., (1974), “The governing of francis turbines”, Water Power, 119-127
- Chaudhry, M. H., (1970), “ Governing stability of a hydroelectric power plant”, Water Power 131–6.
- Culberg J., Negnevitsky M. ve Kashem M.A., (2004), Hydro-Turbine Governor Control: Theory, Technics and Limitations, Universty of Tasmania Hobart, TAS 7010
- Dandeno P. L., Kundur P. ve Bayne J. P., (1978), “Hydraulic unit dynamic performance under normal and islanding conditions – analysis and validation”, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 97 (6): 2134-2143.
- Enerji Piyasası Düzenleme Kurulu, 19.08.2010 tarihli 4628 sayılı Elektrik Piyasası Kanunu, “Elektrik Piyasası Şebeke Yönetmeliği”, (2010).
- Fabritz, G., (1928), Das Stabilitätsproblem der selbsttätigen Turbinenregelung. Die Wasserwirtschaft, 385-397
- Fasol K. H., (1998), “Zur Entwicklungsgeschichte der Regelung der Wasserturbinen“, 10. Internationales Seminar - Wasserkraftanlagen, TU Wien
- Findlay D., Davie H., Foord T.R. ve Marshall A.G., (1980), “ Winning DJ. Microprocessor based adaptive water turbine governor”, Inst Elect Engg C, 127:360–9.
- Hagihara S., Yokota H., Goda K. ve Isobe K., (1979), “ Stability of a Hydraulic Turbine Generating Unit Controlled by P.I.D. Governor”, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 7(1): 167-179
- Hans-Werner M., (1984), “Algorithmen für die digitale drehzahlregelung von wasserturbinen”, Lehrstuhl für Mess- Und Regelungstechnik, Ruhr-Universität Bochum
- Hovey L. M., (1979), “Optimum adjustment of hydro governors on Manitoba hydro system”, AIEE Transactions, 8.1 (3): 581-587
- Hutarew G., (1969), “Regelungstechnik - Kurze Einführung am Beispiel der Drehzahlregelung von Wasserturbinen“, 3. neubearbeitete Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag
- IEEE Working Group, (1992), “Hydraulic turbine and turbine control models for system dynamic studies”, IEEE Trans on Power Syst, 7:167–79.
- Kargl, L., (1871), “Zur Lösung der Regulatorfrage“, Der Civilingenieur, (17): 385-404
- Kargl, L., (1873), “Beweis der Unbrauchbarkeit sämtlicher astatischer Regulatoren“, Der Civilingenieur, (19): 421-430
- Kılıçkap E., (2007), “Hidrolik Santralin Dinamik Simülasyonu“, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara

Kishor N., Saini R.P. ve Singh S.P., (2007), "A Review on Hydropower Plant models and control", Renewable and Sustainable Energy Reviews 11, 776-796.

Kopacek P ve Zauner E., (1982), " Governing turbines by microcomputer", Int Water Power Dam Constr, 34: 26–30.

Langsdorf K.Chr., (1826), " Ausführliches Systems der Maschinenkunde", Heidelberg

Leum M., (1966), "The development and field excitation of a transistor electric governor for hydro turbines", IEEE Trans Power Appar Syst, 85:750–6.

Murphy L.D. ve Wozniak L., (1988), " Whittemore TA. A digital governor for hydro generators", IEEE Trans Energy Conv, 3:780–4.

Orelind G., Wozniak L., Medanic J. ve Whittemore T., (1989), "Optimal PID Gain Schedule For Hydrogenerators - Design And Application", IEEE Transactions on Energy Conversion.

Paynter H.M., (1955), "A palimpsest on the electronic analog art", A. Philbrick Researches, Boston

Phi D.T., Bourque E.J., Thorne D.H. ve Hill E.F., (1981), " Analysis and application of the stability limits of a hydrogenerating unit", IEEE Trans Power Appar Syst, 100:3203–12.

Raabe, J., (1961), "Stabilitätsbetrachtungen an Wasserturbinenreglern unter Berücksichtigung des Druckstoßes", erläutert am Beispiel einer Francisturbinenanlage. Der Maschinenmarkt, 67: 12

Sanathanan C.K., (1987), "Accurate Low Order Model For Hydraulic Turbine- Penstock", IEEE Trans. on Energy Conversion, 196-200

Schleif F. R. ve Willbor A. B., (1966), "The coordination of hydraulic turbine governors for power system operation", IEEE Transactions, 85: 750-758

Souza Jr. O. H., Barbieri N. Ve Santos A. H. M., (1999), "Study of hydraulic transients in hydropower plants through simulation of nonlinear model of penstock and hydraulic turbine model", IEEE Transactions on Power Systems, 14 (4):1269-1272

Stein, Th., (1947), "Drehzahlregelung der Wasserturbinen", Schw. Bauzeitung, 65: 39- 41

Stein, Th., (1952), " Die optimale Regelung von Wasserturbinen", Schw. Bauzeitung, 70:20

Qiang Lu, Chunxiao Sun ve Yuangzhang Sun, (1993), "Nonlinear Governor Control For Hydroturbine Generator Sets", IEEE TENCON

Wozniak L., (1990), " A Graphical Approach to Hydrogenerator Governor Tuning", IEEE Transactions on Energy Conversion, 5(3)

İnternet kaynakları:

[1] www.teknotasarim.com

EKLER

Ek 1	Hidroelektrik Santral tasarım parametreleri-1	64
Ek 2	Hidroelektrik Santral tasarım parametreleri-2	66

Ek-1**Hidroelektrik Santral tasarım parametreleri-1**

$A1 = 20.11e-3$	% m^2 , alan
$A2 = 10.60e-3$	% m^2 , alan
$mh = 55$	% kg, piston ve hareketli kısımların ağırlıkları
$Vh = 5e-5$	% m^3 , borulardaki yağ değeri
$Lk = 0.2$	% m, hidrolik silindir pistonların uzunluğu
$Ps = 100e5$	% Pa, hidrolik güç
$Pr = 1e5$	% Pa, tank içindeki basınç
$kpr = 2e-9$	
$Tpr = 10e-3$	% s
$Dpr = 0.9$	% s
$Txa = 0.017;$	% [s] oransal zaman
$Tdxa = 0.010;$	% [s] oransal geçikme zamanı
$HOUTMAX = 5.0$	% [V] regülatörden gelen maksimum kapı açıklık sınırı
$HOUTMIN = -5.2$	% [V] kanatçıkların kapanması için regülatörden gelen alt sınır değeri
$HB = 103$	% [m] Baz alınan yükseklik
$QB = 7.4$	% $[m^3 s^{-1}]$ baz alınan debi
$DTC=1.6;$	% [m] boru hattının çapı
$ATC=(DTC/2)^2 \cdot \pi;$	% $[m^2]$ basınçlı boru kesiti
$LTC=168;$	% [m] basınçlı boru uzunluğu
$gama=1000;$	% $[kg m^{-3}]$ suyun yoğunluğu
$evect=0.01;$	% suyun ve çeliğin esneme oranı E_v/E_c
$g=9.81;$	% $[m s^{-2}]$ serbest düşüş ivmesi
$b=14.5e-3;$	% [m] boru kalınlığı
$E_v=2.07 \cdot 10^8;$	% $[kp m^{-2}]$ su esnekliği
$a=((E_v \cdot g / gama) / (1 + evect \cdot DTC / b))^0.5;$	% [m/s] basınçlı dalga hızı
$T_v = LTC / a;$	% [s] basınçlı dalga dolaşım süresi
$T_w = (LTC \cdot QB) / (g \cdot ATC \cdot HB)$	% [s] suyun hareket süresi
$m_i = g \cdot ATC \cdot HB / (LTC \cdot QB);$	
$kTC = 0.05$	
$kappa = (\pi / 2)^2 \cdot a^2 \cdot QB / (g \cdot ATC \cdot LTC \cdot HB);$	
$J_m = 50000 / 4;$	% $[kg m^2]$ rotor iç momenti
$PB = 6.4e6;$	% [W] generatör gücü
$wB = 52.4;$	% $[rad/s]$ oranı (500 [o/min])
$T_m = J_m \cdot wB^2 / PB$	% [s] Mekanik hareket süresi

$k_a = 10$ % asenkron güç sabiti
 $k_s = 100$ % senkron moment sabiti
 $y_{NL} = 0.08$ % p.u., yüksüz haldeki açıklık
 $y_{FL} = 0.65$ % p.u., nominal güçteki açıklık
 $q_{NL} = y_{NL} / (y_{FL} * \sqrt{1 + k_{TC} * (y_{NL} / y_{FL})^2})$
 $A_t = 1 / ((1 - k_{TC} / (1 + k_{TC})) * (1 / \sqrt{1 + k_{TC}} - q_{NL}))$ % turbin verimi
 $A_{tl} = 1 / (y_{FL} - y_{NL})$
 $D_p = 0.5$ % frekansa bağlı güç yük faktörü
 $T_a = 0.222$
 $D_a = 0.5$

Ek-2**Hidroelektrik Santral tasarım parametreleri-2**

Lk = 0.245	% m, hidrolik silindir pistonların uzunluğu
Txa = 0.017;	% [s] oransal zaman
Tdxa = 0.010;	% [s] oransal geçikme zamanı
HOUTMAX = 6.5	% [V] regülatörden gelen maksimum kapı açıklık sınırı
HOUTMIN = -6.5	% [V] kanatçıkların kapanması için regülatörden gelen alt sınır
HB = 70.2	% [m] Baz alınan yükseklik
QB = 45.2	% [m ³ s ⁻¹] baz alınan debi
DTC1=4;	% [m] boru hattının çapı
ATC1=(DTC1/2) ² *pi;	% [m ²] basınçlı boru kesiti
DTC2=7;	% [m] boru hattının çapı
ATC2=(DTC2/2) ² *pi;	% [m ²] basınçlı boru kesiti
LTC1=150	% [m] basınçlı boru uzunluğu
LTC2=150	% [m] basınçlı boru uzunluğu
g=9.81;	% [m s ⁻²] serbest düşü ivmesi
a=1035	% [m/s] basınçlı dalga hızı
Tv = (LTC1+LTC2)/a;	% [s] basınçlı dalga dolaşım süresi
G = LTC1/ATC1 + LTC2/ATC2	% faktor
Tw = (G*QB)/(g*HB)	% [s] suyun hareket süresi
mi = 1/Tw;	
kTC = 0.05	
kappa = (pi/2) ² *(a/(LTC1+LTC2)) ² *Tw;	
Jm = 850000/4;	% [kg m ²] rotor iç momenti
PB = 25.9e6;	% [W] generatör gücü
wB = 26.18;	% [rad/s] oranı (500 [o/min])
Tm = Jm*wB ² /PB	% [s] Mekanik hareket süresi
ka = 10	% asenkron güç sabiti
ks = 100	% senkron moment sabiti
yNL = 0.14	% p.u., yüksüz haldeki açıklık
yFL = 0.82	% p.u., nominal güçteki açıklık
qNL = yNL/(yFL*sqrt(1+kTC*(yNL/yFL) ²))	
At = 1/((1-kTC/(1+kTC))*(1/sqrt(1+kTC)-qNL))	%1/(yFL-yNL) % turbin verimi
Dp = 1	% frekansa bağlı güç yük faktörü.
Ta = 0.22	
Da = 0	

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 15.01.1985

Doğum yeri İstanbul

Lise 2000-20003 Trabzon Kanuni Anadolu Lisesi

Lisans 2004-2008 Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Elektrik Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2008-2011 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri
Enstitüsü Elektrik Müh. Anabilim Dalı, Kontrol
Otomasyon Programı

Çalıştığı kurum

2008-Devam Ediyor Genser Genel Müh. Taah. Ve Tic. A.Ş.