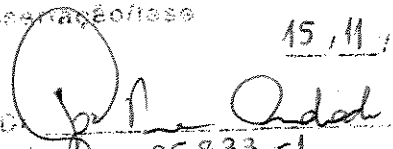


UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E URBANISMO

**Análise dos Parâmetros do Regulador de
uma Turbina Hidráulica**

Ronaldo Pellicer Duarte dos Santos

Campinas
2004

Atesto que esta é a versão definitiva da dissertação/tese	
	15, 11, 04
Prof. Dr.	
Matrícula	05933-1

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E URBANISMO

**Análise dos Parâmetros do Regulador de
uma Turbina Hidráulica**

Ronaldo Pellicer Duarte dos Santos

Orientador: José Geraldo Pena de Andrade

Dissertação de Mestrado apresentada à Comissão de pós-graduação da Faculdade de Engenharia Civil da Universidade Estadual de Campinas, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil, na área de concentração em recursos hídricos.

Campinas
2004

NIDADE 9
 CHAMADA UNICAMP
Sa 59a
 / EX
 TOMBO BC/ 61493
 PROC. 16-86-03
 C ☐ D ☒
 PREÇO 11,00
 DATA 04.02.05
 Nº CPD _____

Silvid 335989

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Sa59a Santos, Ronaldo Pellicer Duarte dos
Análise dos parâmetros do regulador de uma turbina
hidráulica / Ronaldo Pellicer Duarte dos Santos. --
Campinas, SP: [s.n.], 2004.

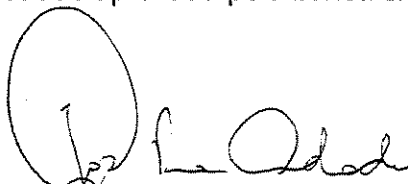
Orientador: José Geraldo Pena de Andrade.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Civil Arquitetura e
Urbanismo.

1. Usinas hidrelétricas. 2. Reguladores (Máquinas).
3. Turbinas hidráulicas. 4. Máquinas hidráulicas. 5.
Controladores PID. I. Andrade, José Geraldo Pena de.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Civil Arquitetura e Urbanismo. III. Título.

**ANÁLISE DOS PARÂMETROS DO REGULADOR DE
UMA TURBINA HIDRÁULICA**

Ronaldo Pellicer Duarte dos Santos

Dissertação de Mestrado aprovada pela banca examinadora, constituída por:



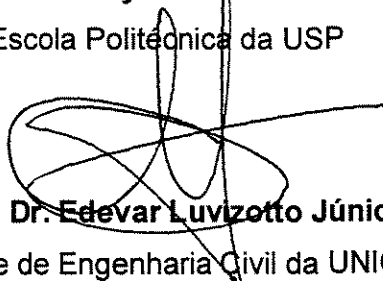
Prof. Dr. José Geraldo Pena de Andrade

Presidente e Orientador – Faculdade de Engenharia Civil da UNICAMP



Prof. Dr. Podalyro Amaral de Souza

Escola Politécnica da USP



Prof. Dr. Edevar Luvizotto Júnior

Faculdade de Engenharia Civil da UNICAMP

CH 7761/0000

Campinas, 19 de fevereiro de 2004

SUMÁRIO

Lista de figuras	v
Lista de símbolos	viii
Lista de índices	xi
Resumo.....	xii
1. Apresentação.....	1
2. Revisão bibliográfica	3
2.1. Transiente hidráulico	3
2.2. Máquinas hidráulicas.....	5
2.3. Reguladores (Governor).....	7
3. Representação das Características das Máquinas Hidráulicas	9
3.1. Zonas de operação de uma máquina hidráulica.....	9
3.2. Representação matemática das características máquinas hidráulicas	13
3.3. Tipos de representação das características das máquinas hidráulicas.....	14
3.3.1. Diagrama de círculo de Karman-Knapp	14
3.3.2. Representação utilizando relações homólogas	14
3.3.3. Representação utilizando curvas características baseadas em parâmetros unitários.....	17
3.3.4. Representação proposta por Marshal, Flesch & Suter.....	19
3.3.5. Ajuste das características das máquinas por Séries de Fourier.....	22
3.3.6. Tratamento das características das máquinas hidráulicas	24
4. Controle em Hidráulica	25
4.1. Representação do Sistema de Controle.....	26
4.2. Linearização, Transformação de Laplace e Função de Transferência.....	27
4.2.1. Linearização de funções.....	27

4.2.2. Transformação de Laplace.....	30
4.2.3. Função de Transferência.....	31
4.3. Principais ações para um sistema de controle	32
4.3.1. Ação de controle proporcional (P)	32
4.3.2. Ação de controle integral (I)	33
4.3.3. Ação de controle derivativa (D)	34
4.3.4. Ação de controle proporcional + integral (PI)	35
4.3.5. Ação de controle proporcional + derivativo + integral (PID)	37
4.4. Sistema de controle moderno	37
5. Modelamento do Sistema	39
5.1. Topológico.....	39
5.2. Modelo Matemático	40
5.2.1. Método das Características	40
5.2.2. Determinação das condições de contorno de ENOS não-tubo	44
5.2.2.1. Condições de contorno de turbinas hidráulicas	46
5.2.2.1.1. Equação da energia.....	47
5.2.2.1.2. Equação da quantidade de movimento	49
5.2.2.1.3. Equação do regulador da turbina	52
5.2.3. Método de solução	54
5.2.4. Determinação das constantes do regulador da turbina	56
5.2.4.1. Método de Paynter	58
5.2.4.1.1. Constante proporcional.....	58
5.2.4.1.2. Tempo integral.....	58
5.2.4.2. Método de Hovey	59
5.2.4.2.1. Constante proporcional.....	59
5.2.4.2.2. Tempo integral.....	59
5.2.4.3. Método de Chaudhry	59
5.2.4.3.1. Constante proporcional.....	59
5.2.4.3.2. Tempo integral.....	59
5.2.4.4. Método de Ziegler-Nichols.....	59
5.2.4.4.1. Regulador PI.....	59

5.2.4.4.1.1. Constante proporcional.....	59
5.2.4.4.1.2. Tempo integral.....	59
5.2.4.4.2. Regulador PID	59
5.2.4.4.2.1. Constante proporcional.....	59
5.2.4.4.2.2. Tempo integral.....	59
5.2.4.4.2.3. Tempo derivativo	59
5.3. Modelo Computacional.....	60
6. Análise numérico-experimental	61
6.1. Simulação do primeiro modelo proposto	62
6.1.1 Cálculo dos tempos da água e da máquina	64
6.1.2 Resultados obtidos nas simulações segundo Hovey e Paynter	64
6.1.3 Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	66
6.2. Simulação do segundo modelo proposto	66
6.2.1. Cálculo dos tempos da água e da máquina	67
6.2.2. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	67
6.3. Simulação do terceiro modelo proposto	68
6.3.1. Cálculo dos tempos da água e da máquina	68
6.3.2. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	69
6.4. Simulação do quarto modelo proposto.....	69
6.4.1. Cálculo dos tempos da água e da máquina	70
6.4.2. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	70
6.5. Simulação do quinto modelo proposto	70
6.5.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	71
6.6. Simulação do sexto modelo proposto	72
6.6.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	72
6.7. Simulação do sétimo modelo proposto	73
6.7.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	73
6.8. Simulação do oitavo modelo proposto	74
6.8.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	74
6.9. Simulação do nono modelo proposto	75
6.9.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols.....	75

6.10. Simulação do décimo modelo proposto	76
6.10.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols	76
6.11. Simulação do décimo primeiro modelo proposto	77
6.11.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols	77
6.12. Simulação do décimo segundo modelo proposto	78
6.12.1. Cálculo dos tempos da água e da máquina	78
6.13. Simulação do décimo terceiro modelo proposto	79
6.13.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols	79
6.14. Simulação do décimo quarto modelo proposto	80
6.14.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols	80
6.15. Simulação do décimo quinto modelo proposto	81
6.15.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols	81
6.16. Simulação do décimo sexto modelo proposto	82
6.16.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols	82
6.17. Análise dos resultados	83
6.18. Verificação do comportamento da segunda equação proposta (K_p)	86
6.19. Análise do comportamento do Período Último (P_u)	87
7. Conclusões e Recomendações	88
Abstract	90
Referências Bibliográficas	91

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Esquema dos quadrantes e zonas de operação – Luvizotto Jr. apud Andrade [2]	12
Figura 3.2 – Definição das oito zonas de operação da máquina hidráulica – Martin [16].....	14
Figura 3.3 – Sinais adimensionais em função das zonas de operação – Andrade [2]	15
Figura 3.4 – Diagrama em círculo de Karman-Knapp – Martin [16].....	17
Figura 3.5 – Características de carga e momento homólogos para uma bomba de fluxo radial e rotação positiva – Martin [16].....	18
Figura 3.6 – Curvas características de uma bomba-turbina representada nos planos unitários para $H>0$ – Andrade & Martin [7]	21
Figura 3.7 – Curvas características na representação de Suter – Martin [16]	23
Figura 3.8 – Dados da bomba-turbina pesquisados por Martin no plano de Suter modificado pelos coeficientes propostos C_{WH}^* e C_{WB}^* - Andrade [2]	25
Figura 4.1 – Representação do sistema de controle (física e de blocos)	28
Figura 4.2 – Composição de diagrama de blocos (c) a partir dos componentes (a) e (b)	31
Figura 4.3 – Diagrama de blocos para controle proporcional e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa unitário	34
Figura 4.4 – Curva esquemática do resultado da regulação com um regulador proporcional (P)	35
Figura 4.5 – Diagrama de blocos para controle integral	36
Figura 4.6 – Diagrama de blocos para controle derivativo.....	37

Figura 4.7 – Diagrama de blocos para controle proporcional+integral.....	38
Figura 4.8 – Curva esquemática do resultado da regulação com regulador proporcional e integral (PI).....	38
Figura 4.9 – Diagrama de blocos para controle proporcional + integral + derivativo	39
Figura 4.10 – Diagrama de blocos para um sistema de controle geral.....	40
Figura 5.1 - Representação da malha escalonada cruzada MOC – Método das Características.....	43
Figura 5.2 – Representação de um NÓ genérico	47
Figura 5.3 – Representação de um ENO não-tubo.....	48
Figura 5.4 – Representação de uma turbina hidráulica	48
Figura 6.1 – Arranjo 1 apresentação analítica	65
Figura 6.2 – Arranjo 1 apresentação esquemática	65
Figura 6.3 – Arranjo 1 cálculo dos tempos característicos	66
Figura 6.4 – Curva da rotação pelo método de Paynter	67
Figura 6.5 – Curva da rotação pelo método de Hovey	67
Figura 6.6 – Curva da rotação pelo método de Ziegler-Nichols.....	68
Figura 6.7 – Esquema do arranjo 2	69
Figura 6.8 – Curva rotação do arranjo 2 por Ziegler-Nichols	69
Figura 6.9 – Esquema do arranjo 3	70
Figura 6.10 – Curva rotação do arranjo 3 por Ziegler-Nichols	71
Figura 6.11 – Esquema do arranjo 4	71
Figura 6.12 – Curva rotação do arranjo 4 por Ziegler-Nichols	72
Figura 6.13 – Esquema do arranjo 5	73
Figura 6.14 – Curva da rotação do arranjo 5 por Ziegler-Nichols	73
Figura 6.15 – Esquema do arranjo 6	74
Figura 6.16 – Curva da rotação do arranjo 6 por Ziegler-Nichols	74
Figura 6.17 – Esquema do arranjo 7	75
Figura 6.18 – Curva da rotação do arranjo 7 por Ziegler-Nichols	75
Figura 6.19 – Esquema do arranjo 8	76
Figura 6.20 – Curva da rotação do arranjo 8 por Ziegler-Nichols	76

Figura 6.21 – Esquema do arranjo 9	77
Figura 6.22 – Curva da rotação do arranjo 9 por Ziegler-Nichols	77
Figura 6.23 – Esquema do arranjo 10	78
Figura 6.24 – Curva da rotação do arranjo 10 por Ziegler-Nichols	78
Figura 6.25 – Esquema do arranjo 11	79
Figura 6.26 – Curva da rotação do arranjo 11 por Ziegler-Nichols	79
Figura 6.27 – Esquema do arranjo 12	80
Figura 6.28 – Curva da rotação do arranjo 12 por Ziegler-Nichols	80
Figura 6.29 – Esquema do arranjo 13	81
Figura 6.30 – Curva da rotação do arranjo 13 por Ziegler-Nichols	81
Figura 6.31 – Esquema do arranjo 14	82
Figura 6.32 – Curva da rotação do arranjo 14 por Ziegler-Nichols	82
Figura 6.33 – Esquema do arranjo 15	83
Figura 6.34 – Curva da rotação do arranjo 15 por Ziegler-Nichols	83
Figura 6.35 – Esquema do arranjo 16	84
Figura 6.36 – Curva da rotação do arranjo 16 por Ziegler-Nichols	84
Figura 6.37 – Valores de b_t obtido por Ziegler-Nichols	85
Figura 6.38 – Curvas de $b_t X T_m$ para vários T_w - obtidas por Ziegler-Nichols	85
Figura 6.39 – Valores de K_p obtidos por Ziegler-Nichols	86
Figura 6.40 – Curvas de $K_p X T_m$ para vários T_w - obtidas por Ziegler-Nichols	87
Figura 6.41 – Comparação de valores de K_p obtidos por Ziegler-Nichols e pela equação proposta	88
Figura 6.42 – Curvas de valores de K_p obtidos por Ziegler-Nichols e pela equação proposta	88
Figura 6.43 – Curvas de valores de $P_u X T_w$ obtidos por Ziegler-Nichols	89

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da seção transversal do tubo	L^2
a	Celeridade	LT^{-1}
$a_1, a_2, \dots, a_n$	Parâmetros característicos associados ao ENO	1
B_E	Constante relativa ao contorno da máquina hidráulica	$L^{-2}T$
B_N	Constante associado ao NÓ	L^2T^{-1}
B_{P_1}, B_{P_2}	Constantes do método das características	$L^{-2}T$
b_t	Estatismo transitório	T
C_{P_1}, C_{P_2}	Constantes do método das características	L
C_1	Constante relativa ao contorno da turbina hidráulica	T
C^+	Retas características positiva	-
C^-	Retas características negativa	-
D	Diâmetro do tubo	L
E_G	Constante associada ao ENO conjunto girante	1
E_E	Constante relativa ao contorno da máquina hidráulica	L^3T^{-1}
E_N	Constante associado ao NÓ	L^3T^{-1}
e	Erro ou desvio da variável controlada	1
F_i	Funções gerais	-
f	Fator de atrito da fórmula universal de perda de carga.	1
g	Aceleração da gravidade	LT^{-2}

H	Carga hidráulica	L
H_i e H_{i-1}	Carga hidráulica nos pontos i e $i-1$ da malha	L
H_{P_i}	Carga hidráulica no ponto intermediário P_i da malha	L
H_{P_i}	Carga hidráulica no ponto intermediário P_i da malha	L
H_{PM}	Carga hidráulica utilizada pela turbina	L
h	Carga adimensional	1
I	Número de ordem	1
	Momento de inércia das partes girantes	ML ²
i	Indexador	1
K_d	Constante derivativa	T
K_i	Constante integral	T ⁻¹
K_p	Ganho ou constante proporcional	1
K_{pu}	Constante proporcional com ganho último	1
k	Indexador	1
L	Comprimento	L
MC	Número de tubos que convergem para o NÓ	1
MD	Número de tubos que divergem do NÓ	1
m	Número de trechos do conduto forçado	1
N	Rotação do conjunto girante	T ⁻¹
$N1$	NÓ de montante	1
$N2$	NÓ de jusante	1
P	Pressão	FL ⁻²
	Potência no eixo	FLT ⁻¹
	Ponto desconhecido na malha de cálculo	-
P_1 e P_2	Pontos interiores desconhecidos na malha de cálculo	-
Q	Vazão	LT ³
Q_i e Q_{i-1}	Vazão nos pontos i e $i-1$ da malha	LT ³
Q_{P_i}	Vazão no ponto intermediário P_i da malha	LT ³
Q_{PE}	Vazão do ENO não-tubo vinculada ao NÓ	LT ³

R	Constante de atrito – MOC	$L^{-5}T^2$
T	Tipo de elemento	1
T_w	Tempo da água	T
T_m	Tempo da máquina	T
T_d	Tempo derivativo	T
T_i	Tempo integral	T
T_u	Período último	T
T_M	Momento hidráulico no eixo da turbina	FL
T_{RE}	Momento resistente no eixo da turbina	FL
t	Tempo	T
u	Variável de resposta	1
v	Vazão adimensional	1
WH	Variável de Suter associada à carga	1
WB	Variável de Suter associada ao momento	1
w	Rotação do conjunto turbogerador	T^{-1}
x	Distância média ao longo do eixo do tubo	L
Y	Abertura do distribuidor adimensionalizada	1
Z	Abertura do distribuidor	L
Δx	Comprimento infinitesimal do tubo	L
Δt	Intervalo de tempo infinitesimal	T
α	Rotação adimensional	1
β	Momento adimensional	1
γ	Potência adimensional	1
η_G	Rendimento do gerador	1
ω	Rotação da máquina	T^{-1}
λ_1 e λ_2	Valores calculados para determinação dos parâmetros do regulador	1

LISTA DE ÍNDICES

P	relativo a pontos desconhecidos da malha de cálculo
P_i	relativo a pontos intermediários da malha de cálculo
ref	relativo ao valor de referência da variável controlada - <i>set-point</i>
R	relativo ao ponto de máximo rendimento da máquina hidráulica
0	relativa a valores no instante anterior ao cálculo
00	relativa a valores em dois instantes anteriores ao cálculo

Resumo

Santos, R. P. D., *Análise dos Parâmetros do Regulador de uma Turbina Hidráulica*, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, **Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP**, 2004, 92 páginas, Dissertação de Mestrado.

Neste trabalho são apresentadas diretrizes para simulação operacional de turbinas hidráulicas através de um modelo matemático-computacional, no qual as características dos elementos são representadas por séries de Fourier segundo proposta de Suter, Marchal & Flesh. Com base neste modelo foram simulados, segundo o método de Ziegler-Nichols, diversos arranjos buscando estabelecer correlações matemáticas entre os parâmetros do regulador e os tempos característicos da água e da máquina. O método de Ziegler-Nichols estabelece uma rotina para a obtenção dos valores adequados das constantes proporcional, integral e derivativa. Ao se estabelecer correlações obter-se-á diretamente os parâmetros adequados. Seguindo esta diretriz as simulações foram feitas e as suspeições se confirmaram com o estabelecimento, para uma dada rejeição de carga, de uma equação cujo resultado são os parâmetros obtidos diretamente. Dado o resultado positivo este trabalho evidencia um caminho a ser seguido para o equacionamento dos parâmetros para todas as condições operacionais de aceitação e rejeição de carga.

Palavras chave: reguladores de velocidade; turbinas hidráulicas; Ziegler-Nichols; PID; MOC.

1. Apresentação

O fenômeno **Transiente Hidráulico** é, em linhas gerais, a denominação dada ao regime de escoamento de fluidos com variações temporais nas grandezas físicas do escoamento – como, por exemplo: pressão e vazão.

De forma geral, o escoamento transitório ocorre entre dois regimes permanentes, ou seja: o escoamento parte de uma situação permanente inicial; num dado instante há uma alteração em qualquer variável do escoamento; a partir deste momento inicia-se o transitório. Essa perturbação vai sendo amenizada com o passar do tempo, levando o escoamento a buscar um outro estado permanente final.

Os sistemas hidráulicos estão sujeitos às conseqüências dos transientes sempre que houver alguma ação que provoque alteração no regime permanente. Estas ações são denominadas manobras.

As manobras podem ser planejadas – como, por exemplo: operações de ligar e desligar bombas/turbinas ou mudanças na posição das válvulas de controle; ou acidentais – como, por exemplo: defeitos em válvulas de controle. Em qualquer caso, porém, seus efeitos devem ser avaliados.

Em usinas hidrelétricas o conhecimento do comportamento hidrodinâmico de toda instalação, em regime permanente ou transitório, é imprescindível para os projetistas dimensionarem adequadamente as estruturas e os equipamentos e, também, estabelecerem regras operacionais seguras.

Com a finalidade de simular o funcionamento das usinas hidrelétricas foram desenvolvidos diversos modelos matemático-computacionais que auxiliam na análise dos fenômenos e seus efeitos.

Utilizar-se-á neste trabalho um modelo matemático-computacional consistente, que permite simular uma usina hidrelétrica geral nos regimes permanente e transitório.

Este modelo é baseado na solução numérica conhecida como Método das Retas Características, também denominado como MOC (Method of Characteristics) para solução do regime transitório citado por Andrade [2], 1994, e estendido ao regime permanente, conforme Luvizotto [3], 1995. As características das máquinas são representadas segundo a proposta de Suter e ajustadas por séries de Fourier.

Neste trabalho analisar-se-á a interferência de variáveis como a inércia da máquina (tempo da máquina) e do conduto forçado (tempo da água) no comportamento do regulador. Pretende-se com esse resultado compará-los com métodos usuais como Hovey, Paynter e Chaudhry, cujas constantes são definidas no domínio da frequência, e com o método de Ziegler-Nichols, cujas constantes são definidas no domínio do tempo.

Busca-se neste trabalho, também, verificar se há e como se dão as correlações matemáticas entre os parâmetros do regulador PID do PLC (*Programmable Logical Controller*) visando maior conhecimento e, conseqüentemente, maior controle operacional.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Transiente hidráulico

O desenvolvimento dos estudos do **Fenômeno Transitório Hidráulico** tiveram avanços significativos no final do século XIX e principalmente a partir do século XX, segundo a exposição realizada por Chaudhry [10] e Walmsley, 1986, apud Andrade [2].

Korteweg em 1878, apud Andrade [2], determinou a velocidade de propagação da onda de pressão considerando a elasticidade da água e do tubo.

Em 1897 Joukowski, apud Andrade [2], apresentou, em Moscou, o clássico trabalho sobre transitórios hidráulicos mostrando os resultados de uma série de experimentos em tubos de comprimentos e diâmetros diferentes. Entre as contribuições deste trabalho destacamos a elaboração da fórmula de propagação da onda de pressão (celeridade), levando em consideração a elasticidade da água e do tubo.

Allievi em 1902, apud Andrade [2], publicou a teoria básica do fenômeno transiente hidráulico apresentando uma equação dinâmica mais completa que as conhecidas até então, onde o termo convectivo ($V\partial V/\partial x$) poderia ser desprezado face aos demais termos.

Segundo Andrade [2], em 1926 Strowger & Kerr apresentaram uma metodologia para determinar a variação da velocidade angular em uma turbina hidráulica, provocada por queda de tensão. While & Wood, em 1936, na discussão do trabalho de Strowger & Kerr, introduziram o método gráfico, melhor que o proposto, anteriormente, por Allievi, para cálculo do transiente hidráulico.

Em três trabalhos sucessivos, conforme citação de Andrade [2], Schnyder em 1929, Bergeron em 1931 e, novamente, Schnyder em 1932 constituíram um método internacionalmente conhecido como Método Gráfico de Schnyder-Bergeron para solução de fenômenos transitórios, acrescentando, respectivamente: As características completas de uma bomba, em instalações contendo uma bomba centrífuga, Schnyder, 1929; A determinação gráfica das grandezas em seções intermediárias da tubulação, Bergeron, 1931, e; A consideração das perdas de carga na análise gráfica dos transientes hidráulicos, Schnyder, 1932.

Na década de trinta do século passado (XX) foram realizados dois simpósios onde foram apresentados trabalhos que trouxeram grande avanço na análise do fenômeno transitório pelo método gráfico, o primeiro, em 1933, organizado pelas ASME e ASCE e o segundo, em 1937, organizado pela ASME.

Já na década de sessenta, com o desenvolvimento do computador digital, os métodos numéricos, mais precisos que o método gráfico, tornaram-se viáveis e passaram a ser desenvolvidos mais fortemente.

Conforme citação de Andrade [2], em 1962 Streeter & Lay iniciam o uso do método das características para análise do transiente. Em 1978, Wylie & Streeter, apresentam o método da impedância para análise da ressonância em sistemas hidráulicos. Em 1985, Chaudhry, como alternativa ao método da impedância, apresenta o método da matriz de transferência. Estes dois métodos analisam o fenômeno transitório no domínio da frequência.

Segundo Andrade [2] em 1982, no Brasil, Koelle, apresenta um trabalho para sistematizar a análise dos regimes permanentes e transitórios de redes hidráulicas, baseado no método das características. Koelle & Ribeiro, em 1988, desenvolveram um modelo, aprimorando o anterior, onde um mesmo programa computacional poderia ser usado para analisar os regimes permanente, transitório e oscilatório, após as manobras no sistema. Em 1992, Almeida & Koelle [11], publicaram um livro descrevendo este modelo, mostrando sua adequação a análise dos sistemas hidráulicos.

2.2. Máquinas Hidráulicas

Kittredge em 1931 apud Andrade [2], publica estudos sobre operações normais e anormais de uma bomba hidráulica, apresentando os resultados graficamente em dois diagramas: O primeiro com relações carga, potência e vazão para uma rotação constante, e; O segundo com relações carga, potência e rotação para uma vazão constante. Em 1937, Knapp, aprimorou este trabalho apresentando os resultados em um único diagrama, conhecido como Diagrama de Círculo de Karman-Knapp.

Ainda segundo Andrade [2] Donsky, em 1961, e Parmakian, em 1963, usaram o Diagrama de Círculo de Karman-Knapp, porém representado adimensionalmente, que se mostrou mais adequada para solução gráfica, até o desenvolvimento do computador digital. Wylie & Streeter, em 1964, definiram parâmetros adimensionais, reduzindo o número de curvas características para duas, o que proporcionava um tratamento numérico, porém, com erros significativos em certas situações.

Andrade [2] cita que Marchal, Flesh & Suter, e 1965, introduziram uma função trigonométrica para representação das características da máquina. Esta representação é conhecida como Representação de Suter ou Plano de Suter e tornou-se a mais utilizada na análise computacional do transiente hidráulico, em sistemas que tenham máquinas hidráulicas.

Para representação das características de turbinas hidráulicas os dados são armazenados no computador de forma discreta. Em decorrência, para utilização dos mesmos em programas computacionais devem ser desenvolvidas rotinas auxiliares para análise do comportamento em pontos intermediários.

Em 1990, Koelle & Andrade [12], apresentaram um trabalho utilizando Séries de Fourier para ajustar os pontos no Plano de Suter. Como este trabalho somava as vantagens da representação no Plano de Suter ao conhecimento da função analítica, permitindo o cálculo das características da máquina em qualquer condição, esta técnica mostrou-se vantajosa.

Koelle, Andrade & Luvizotto, em 1990, apud Andrade [2], utilizando Séries de Fourier, apresentaram modificações no equacionamento das condições de contorno com bomba hidráulica. Neste trabalho analisaram um transiente hidráulico num sistema de bombeamento utilizando o método proposto, mostrando suas vantagens.

Em 1992 Andrade & Martin, apud Andrade [2], e Koelle & Luvizotto [13], também em 1992, mostraram que a técnica utilizando Séries de Fourier para representar as características de uma bomba-turbina, para cada abertura do distribuidor, é tão precisa quanto para bomba.

Segundo citação de Andrade [2] em 1986 Chaudhry & Portfors propõem interpolação linear no plano unitário para turbinas, tanto entre valores discretos de uma mesma abertura quanto para as aberturas do distribuidor. Como as curvas características das aberturas do distribuidor da turbina mostravam ser predominantemente paralelas ao eixo de rotação unitária, esta interpolação era facilitada sobremaneira.

Em 1982, Martin, apud Andrade [2], propõe uma modificação no Plano de Suter, relacionando a máxima abertura do distribuidor e a abertura da curva em questão, com isto ocorre um afastamento nas curvas características entre aberturas e uma diminuição nas diferenças relativas dos valores numéricos das características entre as aberturas máxima e mínima. Esta proposta apresenta o inconveniente de não ser definida para o distribuidor totalmente fechado. Posteriormente, Martin, em 1986, mostra vantagens em se utilizar a abertura ótima e não a abertura máxima.

Segundo citação de Andrade [2] em 1992, Andrade & Martin, apresentaram parâmetros para melhorar a interpolação no Plano de Suter, com bons resultados independentemente do método de cálculo utilizado.

Andrade [2], em 1994, mostra que a análise dos escoamentos oscilatórios e transitórios no domínio do tempo é mais adequada para investigar o comportamento dinâmico da usina do que a análise no domínio da frequência.

Em 1996, Koelle, Andrade & Luvizotto [6] apresentaram um trabalho onde mostram a investigação da “personalidade” de uma rede hidráulica, utilizando o Método das Características (MOC), através de um programa computacional. A “personalidade” de uma rede hidráulica é definida como sendo a sua resposta dinâmica à um conjunto de estímulos e é representada pelo conjunto de cargas nodais e vazões nos elementos da rede, num dado período.

2.3.Reguladores (Governor)

A revisão histórica dos reguladores remonta aos controles automáticos. O primeiro trabalho significativo em controle automático foi de James Watt que no século XVIII desenvolveu um controlador centrífugo de velocidade em uma máquina a vapor.

Segundo Ogata [3] em 1922, Minorsky, estudou controladores automáticos para pilotagem de navios e mostrou que poderia ser determinada a estabilidade a partir de equações diferenciais que descrevem o sistema. Em 1932, Nyquist, desenvolveu um procedimento para determinação da estabilidade de sistemas de malha fechada com base na resposta da malha aberta a entrada senoidais em regime permanente. Hazen, em 1934, discutiu o projeto de servomecanismos a relé capaz de seguir muito de perto uma entrada variável.

Durante a década de quarenta, os métodos de resposta no domínio da frequência tornaram possível aos engenheiros projetar sistemas de controle de malha fechada que satisfaziam os requisitos de desempenho então desejados.

Do final da década de quarenta até o início da década de cinquenta, o método do lugar das raízes, devido a Evans, foi desenvolvido.

Segundo Ogata [3], os métodos de resposta no domínio da frequência e lugar das raízes, que constituem o coração da teoria de controle clássica, são adequados a sistemas de entrada e saída simples, mas são impotentes quando se trata de sistemas de entrada e saída múltiplas, comuns nos modernos processos – com muitas entradas e saídas – cuja representação matemática requer um sistema com grande número de equações.

A partir da década de sessenta, devido ao desenvolvimento dos computadores digitais, tornou-se possível o desenvolvimento de sistemas de controle no domínio do tempo que proporcionam aos sistemas complexos controles cada vez mais precisos e seguros.

Em 1942 Ziegler-Nichols, apud Ogata [3], propuseram regras para determinação dos valores do ganho proporcional K_p , do tempo integral T_i e do tempo derivativo T_d baseados nas características da resposta transitória de uma dada planta.

3. Representação das Características das Máquinas Hidráulicas

Quando, por algum motivo, ocorre um transiente hidráulico os parâmetros obtidos no regime permanente não são aplicáveis. Assume-se, fundamentado em comprovações experimentais, que as curvas estáticas são aplicáveis em regimes transitórios desde que obedecem as equações dinâmicas associadas a conservação de energia no escoamento através da máquina hidráulica e conservação do momento angular para o conjunto girante.

A confiabilidade numérica está diretamente relacionada à confiabilidade nos dados do sistema (máquina, condutos, válvulas, etc.). Os dados das máquinas, cuja representação é mais delicada, serão representados por Séries de Fourier, utilizando as variáveis de Suter.

3.1. Zonas de operação de uma máquina hidráulica

Uma máquina hidráulica é concebida para atuar como bomba, turbina e, ainda, no caso de máquinas reversíveis, como ambas. Entretanto, durante um transiente, a máquina hidráulica pode operar numa condição diferente da prevista em seu projeto, como por exemplo: Inversão no sentido do escoamento; inversão da rotação; mudança no sinal do momento e mudança no sinal da carga.

Segundo os trabalhos de Knapp [14] e Donsky [15] é possível identificar oito zonas de operação para uma máquina hidráulica. A figura 3.1 mostra esquematicamente estas zonas.

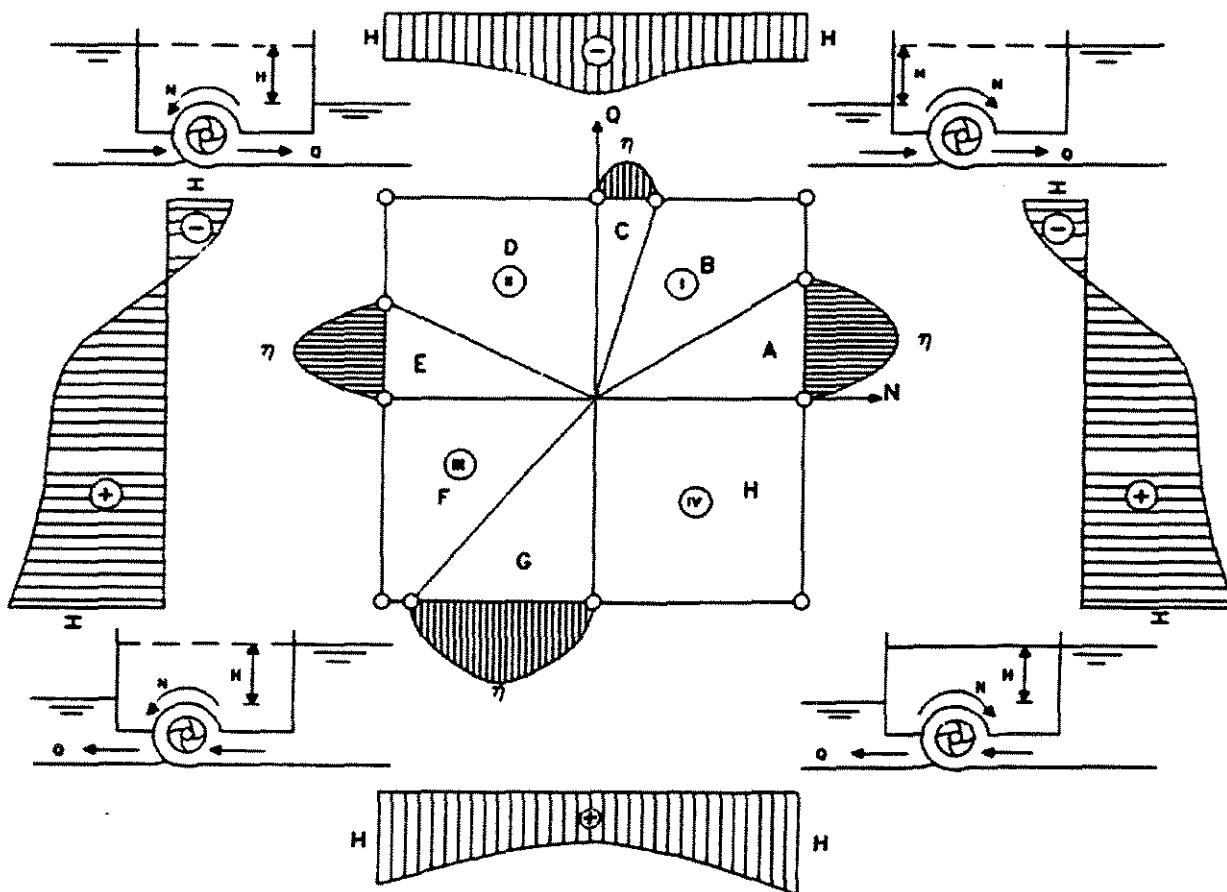


Figura 3.1 – Esquema dos quadrantes e zonas de operação

Na figura são mostradas as variações do rendimento η e da carga H nos quatro quadrantes, anotadas no sistema de eixos coordenados de rotação N (abscissa) e de vazão Q (ordenada). São as oito zonas de operação:

- i) Zona A (bombeamento normal), representa uma bomba operando em situação normal, onde os parâmetros vazão Q , rotação N , carga H e momento T são considerados positivos. Sendo assim, com η positivo há um aproveitamento útil de energia;

- ii) Zona B (dissipação de energia), representa uma bomba operando em situação anormal, onde os parâmetros vazão Q , rotação N e momento T são considerados positivos e o parâmetro carga H é considerado negativo. Condição de η negativo;
- iii) Zona C (turbina inversa), representa uma bomba gerando potência com vazão Q e rotação N positivos e uma carga H negativa. O que resultaria num rendimento η positivo devido ao momento T negativo. Porém o rendimento é muito baixo;
- iv) Zona D (dissipação de energia), é um modo puramente dissipativo que dificilmente ocorre na prática. O parâmetro vazão Q é positivo enquanto rotação N , carga H e momento T são considerados negativos;
- v) Zona E (bombeamento reverso), este modo é possível numa bomba-turbina em regime transitório, onde vazão Q e a carga H são positivos enquanto rotação N e momento T são negativos;
- vi) Zona F (dissipação de energia), representa uma condição possível quando há uma rejeição de carga ou desligamento súbito numa turbina. Nesta zona a carga H é positiva enquanto vazão Q , rotação N e momento T são negativos;
- vii) Zona G (turbinamento normal), representa a condição de carga H e momento T positivos enquanto vazão Q , rotação N são negativos;
- viii) Zona H (dissipação de energia), representa a condição encontrada quando há uma rejeição de carga ou desligamento súbito numa bomba. Nesta zona a carga H , rotação N e momento T são positivos enquanto a vazão Q , é negativa;

A representação esquemática destas oito zonas está mostrada na figura 3.2, conforme sugestão de Martin [16].

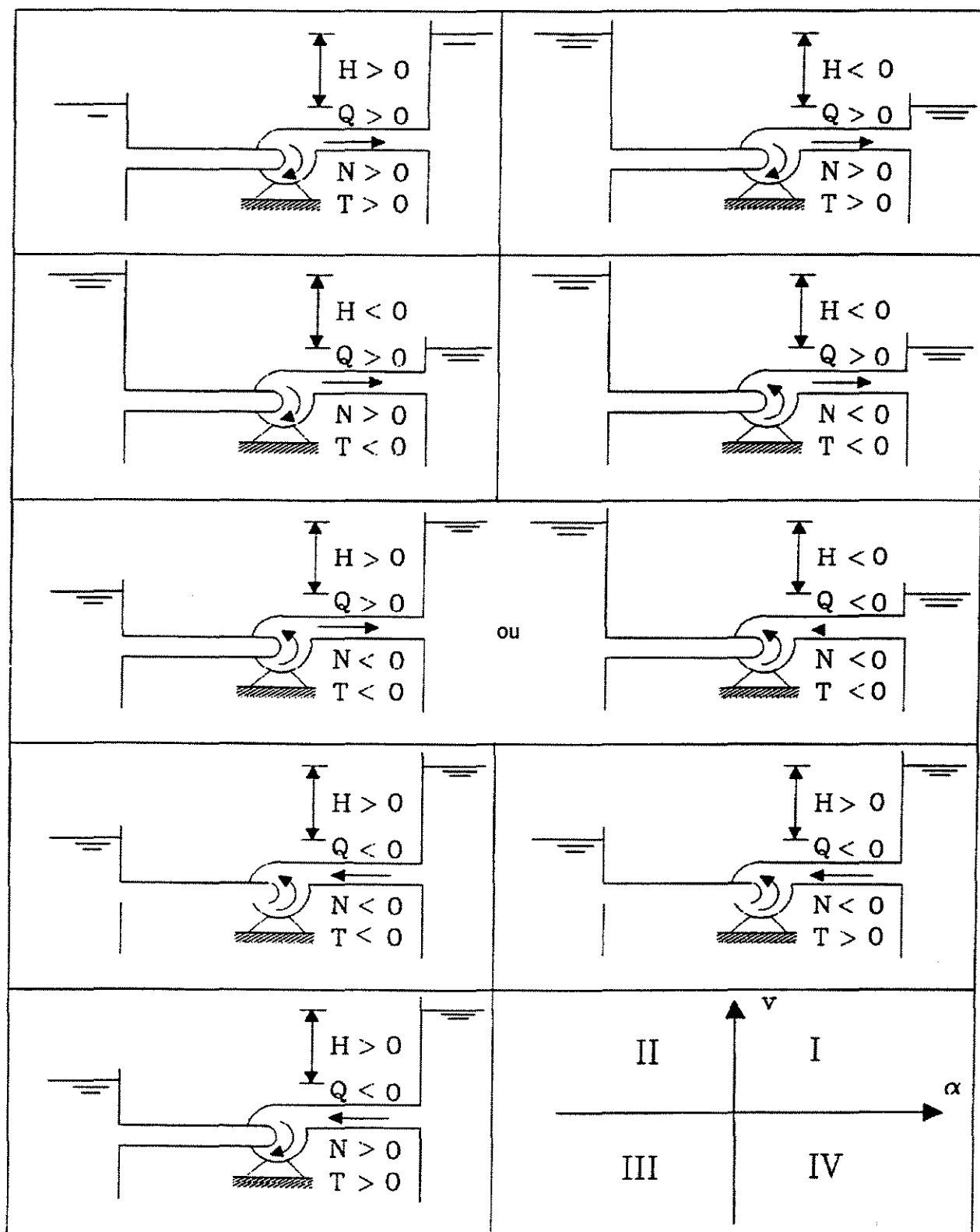


Figura 3.2 – Definição das oito zonas de operação da máquina hidráulica

3.2. Representação matemática das características das máquinas hidráulicas

As relações entre os parâmetros vazão Q , rotação N , carga H e momento T devem ser especificadas para proporcionar um modelamento matemático para solução de problemas hidráulicos.

As curvas que mostram as relações entre estes quatro parâmetros são chamadas de curvas características. Os valores destas grandezas no ponto de maior rendimento da máquina são denominados de valores de referência e são identificados pelo índice R . Sendo assim, os valores Q_R , N_R , H_R e T_R representam a vazão, rotação, carga e momento de referência. Para estes valores de referência existem duas alternativas de condição operacional da máquina hidráulica: Bomba; ou Turbina. Para cada uma delas são obtidos sinais diferentes para as grandezas adimensionais, conforme mostra a tabela da figura 3.3 sugerida por Andrade [2].

ZONA	GRANDEZAS				BOMBA				TURBINA				rendimento
	H	Q	N	T	h	v	α	B	h	v	α	β	
A	>0	>0	>0	>0	+	+	+	+	+	-	-	+	+
B	<0	>0	>0	>0	-	+	+	+	-	-	-	+	-
C	<0	>0	>0	<0	-	+	+	-	-	-	-	-	+
D	<0	>0	<0	<0	-	+	-	-	-	-	+	-	-
E	><0	><0	<0	<0	+/-	+/-	-	-	+/-	+/-	+	-	+
F	>0	<0	<0	<0	+	-	-	-	+	+	+	-	-
G	>0	<0	<0	>0	+	-	-	+	+	+	+	+	+
H	>0	<0	>0	>0	+	-	+	+	+	+	-	+	-

Figura 3.3 – Sinais adimensionais em função das zonas de operação

3.3. Tipos de representação das características das máquinas hidráulicas

3.3.1. Diagrama de círculo de Karman-Knapp

Uma forma de representação das características de uma máquina hidráulica, em suas diversas zonas de operação, é o diagrama de círculo de Karman-Knapp.

A máquina é caracterizada nesta forma de representação através de seis curvas distintas. Três para valores de carga constante e três para valores de momento constante, através das relações funcionais:

$$\begin{cases} v = f_1(\alpha, h) \\ v = f_2(\alpha, \beta) \end{cases} \quad (3.1)$$

onde: v é a vazão adimensional;
 α é a rotação adimensional;
 h é a carga adimensional; e
 β é o momento adimensional.

Para h constante igual a -1 , 0 , 1 e β constante igual a -1 , 0 , 1 o diagrama apresenta-se conforme mostrado na figura 3.4.

3.3.2. Representação utilizando relações homólogas

Outra forma de representação das características de uma máquina hidráulica é através de relações homólogas adimensionais, conforme segue:

$$\frac{h}{\alpha^2} = f_1\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (3.2)$$

$$\frac{\beta}{\alpha^2} = f_2\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (3.3)$$

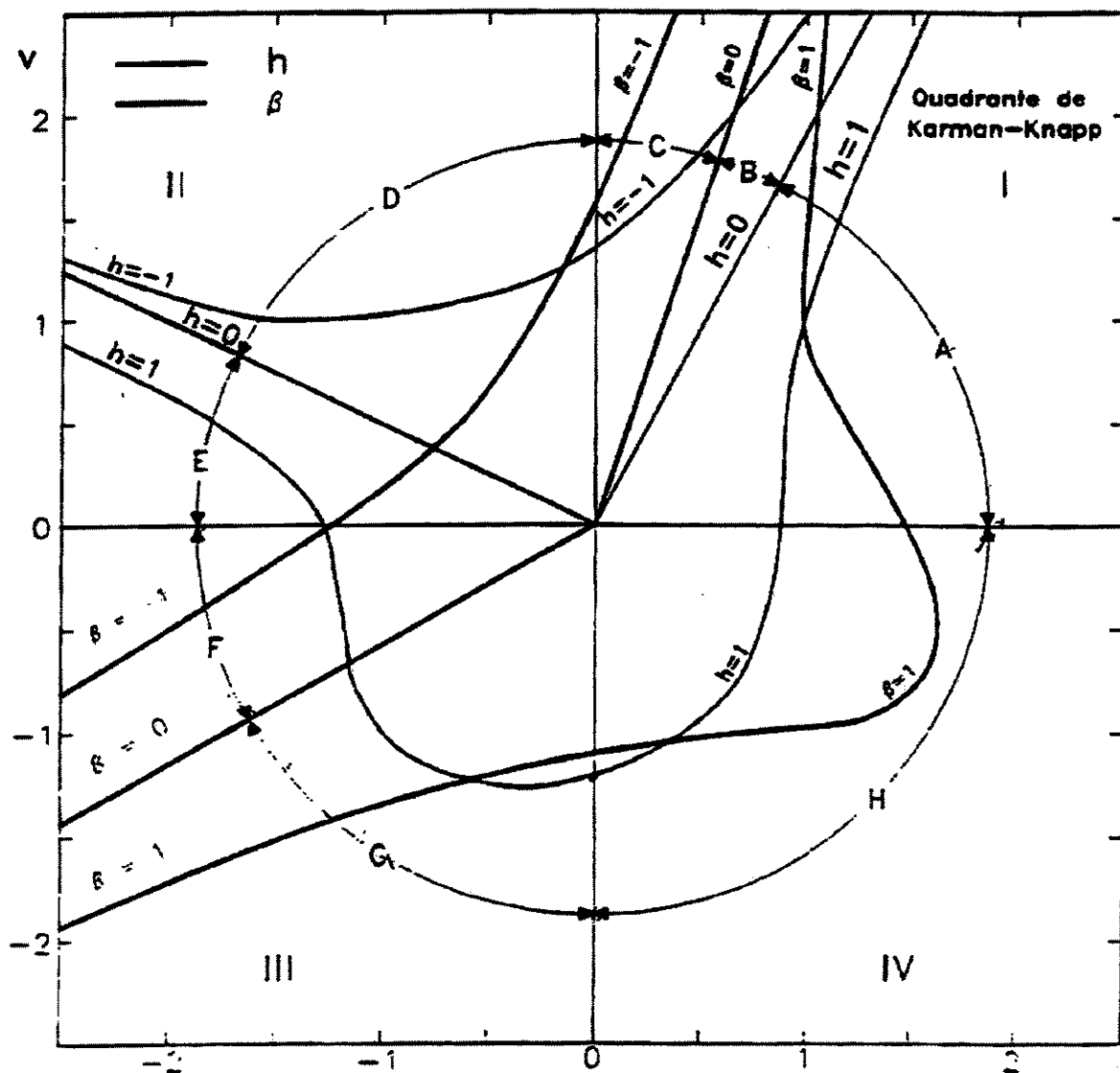


Figura 3.4 – Diagrama em círculo de Karman-Knapp

A figura 3.5 mostra as curvas características de uma bomba radial para rotação positiva. No exemplo da figura há indicação do correspondente quadrante no diagrama de círculo de Karman-Knapp.

A principal desvantagem desta representação é o fato de não haver relação biunívoca, incorrendo, portanto, na possibilidade de mais de uma abscissa para cada ordenada, dificultando sua utilização em rotinas computacionais.

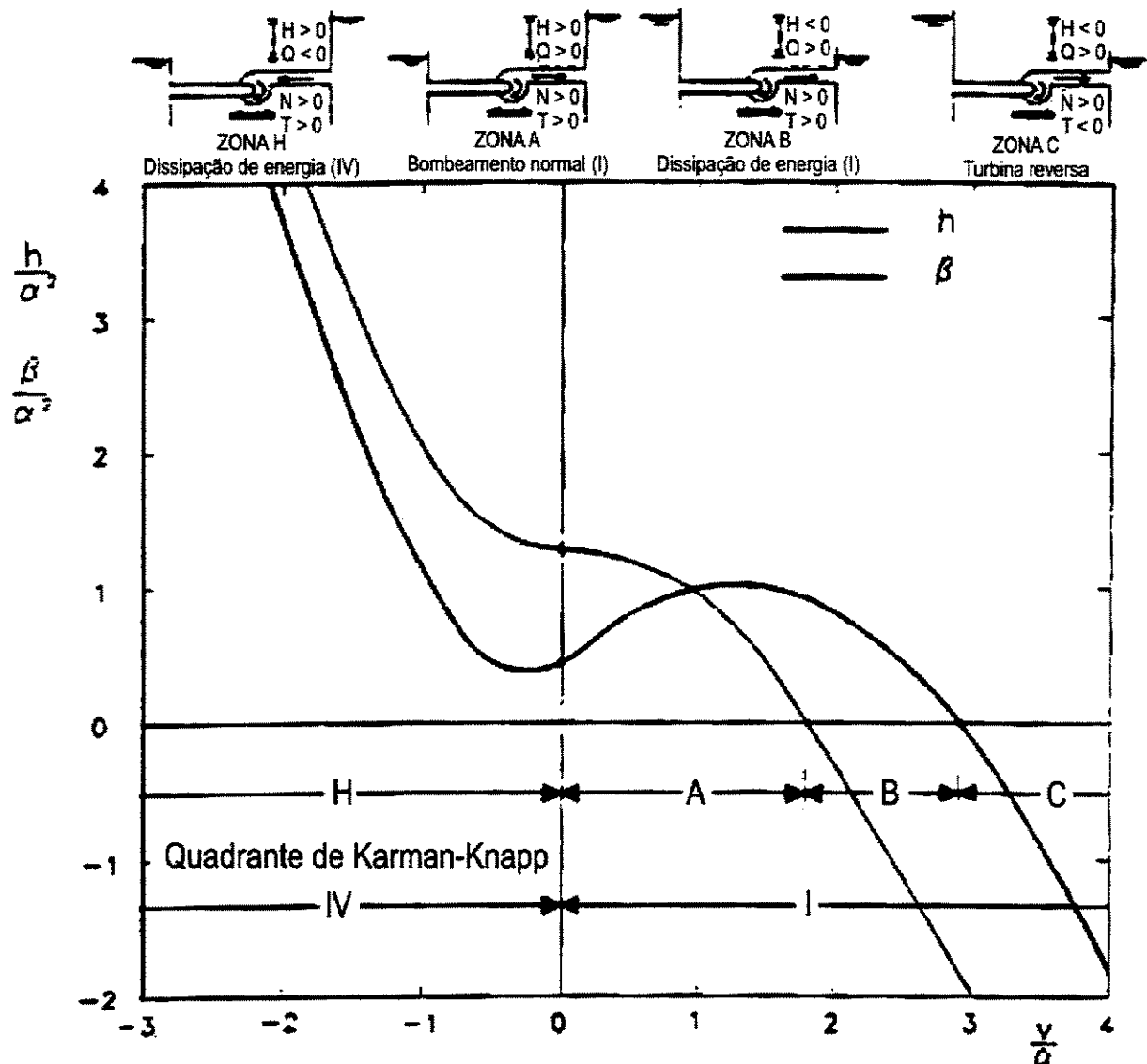


Figura 3.5 – Características de carga e momento homólogos para uma bomba de fluxo radial e rotação positiva

3.3.3. Representação utilizando curvas características baseadas em parâmetros unitários

No caso de turbinas e de bombas-turbina, é usual que os dados experimentais sejam apresentados em termos de parâmetros unitários ou características unitárias, que são definidas para uma máquina com um rotor de um metro de diâmetro e operando com uma carga útil de um metro, que representará toda a família de máquinas geometricamente similares.

Utilizando-se as relações de semelhança descritas no trabalho de Andrade [2], definidas com o conceito de máquina unitária temos:

$$C_E = C_{E1} \quad (3.4)$$

$$C_Q = C_{Q1} \quad (3.5)$$

$$C_T = C_{T1} , \quad (3.6)$$

onde o índice ₁ refere-se a máquina unitária.

Analisando cada igualdade, com a substituição da expressão de cada adimensional, temos que:

$$\frac{gH}{N^2 D^2} = \frac{g_1}{N_{11}^2 1^2} \quad (3.7)$$

$$\frac{Q}{N D^3} = \frac{Q_{11}}{N_{11} 1^3} \quad (3.8)$$

$$\frac{T}{\rho N^2 D^5} = \frac{T_{11}}{\rho N_{11}^2 l^5}, \quad (3.9)$$

onde: g é a aceleração da gravidade;

N é a rotação do conjunto;

D é o diâmetro do rotor;

Q é a vazão;

H é a carga; e

ρ é o coeficiente de rendimento

T é o torque.

de onde resultam os parâmetros reduzidos:

$$N_{11} = \frac{ND\sqrt{H}}{H} \quad (3.10)$$

$$Q_{11} = \frac{Q\sqrt{H}}{D^2 H} \quad (3.11)$$

$$T_{11} = \frac{T}{D^3 H} \quad (3.12)$$

que são os parâmetros de rotação unitária vazão unitária e torque unitário, respectivamente.

A representação das características da máquina hidráulica utilizando os parâmetros unitários pode ser feita através das funções:

$$Q_{11} = f_1(N_{11}) \quad (3.13)$$

$$T_{11} = f_2(N_{11}) \quad (3.14)$$

As curvas obtidas utilizando-se esta representação são mostradas na figura 3.6

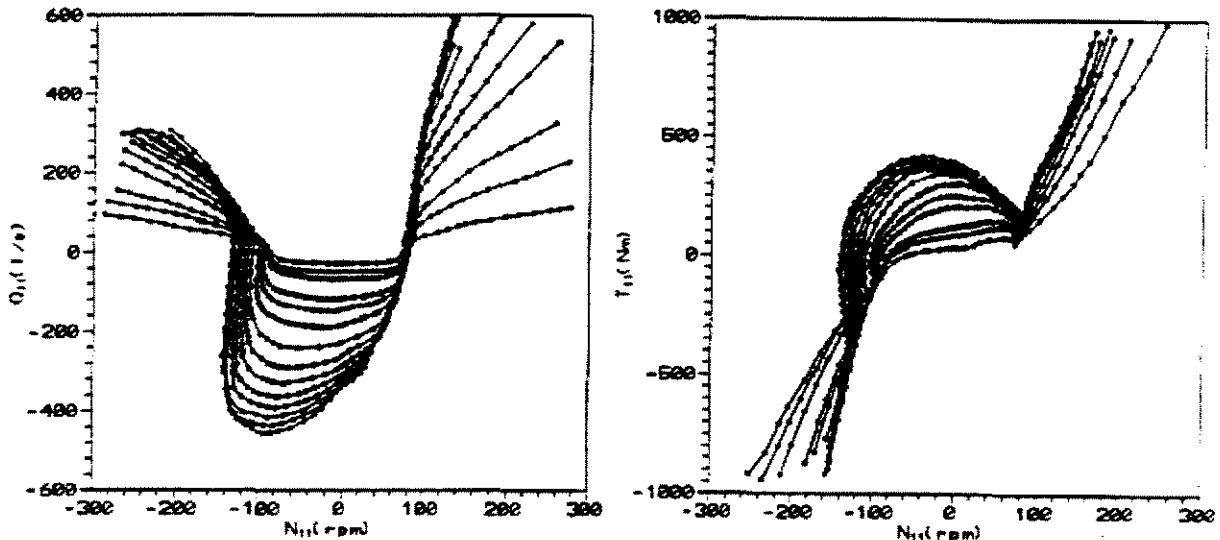


Figura 3.6 – Curvas características de uma bomba-turbina representada nos planos unitários para $H>0$

O inconveniente da utilização desta forma de representação em simulações de transientes hidráulicos é apresentar, para uma abertura do distribuidor, mais de uma abscissa para uma ordenada (curva obtida em forma de 'S') e dificuldade no estabelecimento do ponto de operação quando os parâmetros unitários tendem a infinito, devido a descontinuidade na representação.

3.3.4. Representação proposta por Marchal, Flesh & Suter

A representação proposta por Marchal, Flesh & Suter [17], possui a vantagem de se obter uma curva contínua em toda a faixa de operação da máquina hidráulica, eliminando o problema da relação (v/α) tornar-se infinita para pequenos valores de α , sem a criação de relações adicionais. A proposta originalmente proposta pelos autores era:

$$WH(x)^* = \frac{h}{\sqrt{|h|(\alpha^2 + v^2)}} \quad (3.15)$$

$$WB(x)^* = \frac{\beta}{\sqrt{|h|(\alpha^2 + v^2)}} \quad (3.16)$$

$$x = \tan^{-1}\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (3.17)$$

Para adequar estas relações a utilização em rotinas computacionais, chegou-se a:

$$WH(x) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (3.18)$$

$$WB(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (3.19)$$

$$x = \pi + \tan^{-1}\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (3.20)$$

O significado físico da variável x para uma dada máquina hidráulica está associado às condições cinemáticas do escoamento, indicando a posição relativa das pás do rotor com relação ao fluxo, sendo esta variável definida para $\alpha=0$ e assumindo valores no intervalo $0 \leq x \leq 2\pi$. O adimensional z/D indica a abertura do distribuidor para uma turbina.

Logo, as características de uma máquina hidráulica são definidas por um conjunto de pares de curvas $WH(x)$ e $WB(x)$, sendo um par definido para cada abertura do distribuidor. A figura 3.7 mostra a representação para uma bomba de fluxo radial.

$$WH = \frac{h}{\alpha^2 + v^2}$$

$$WB = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2}$$

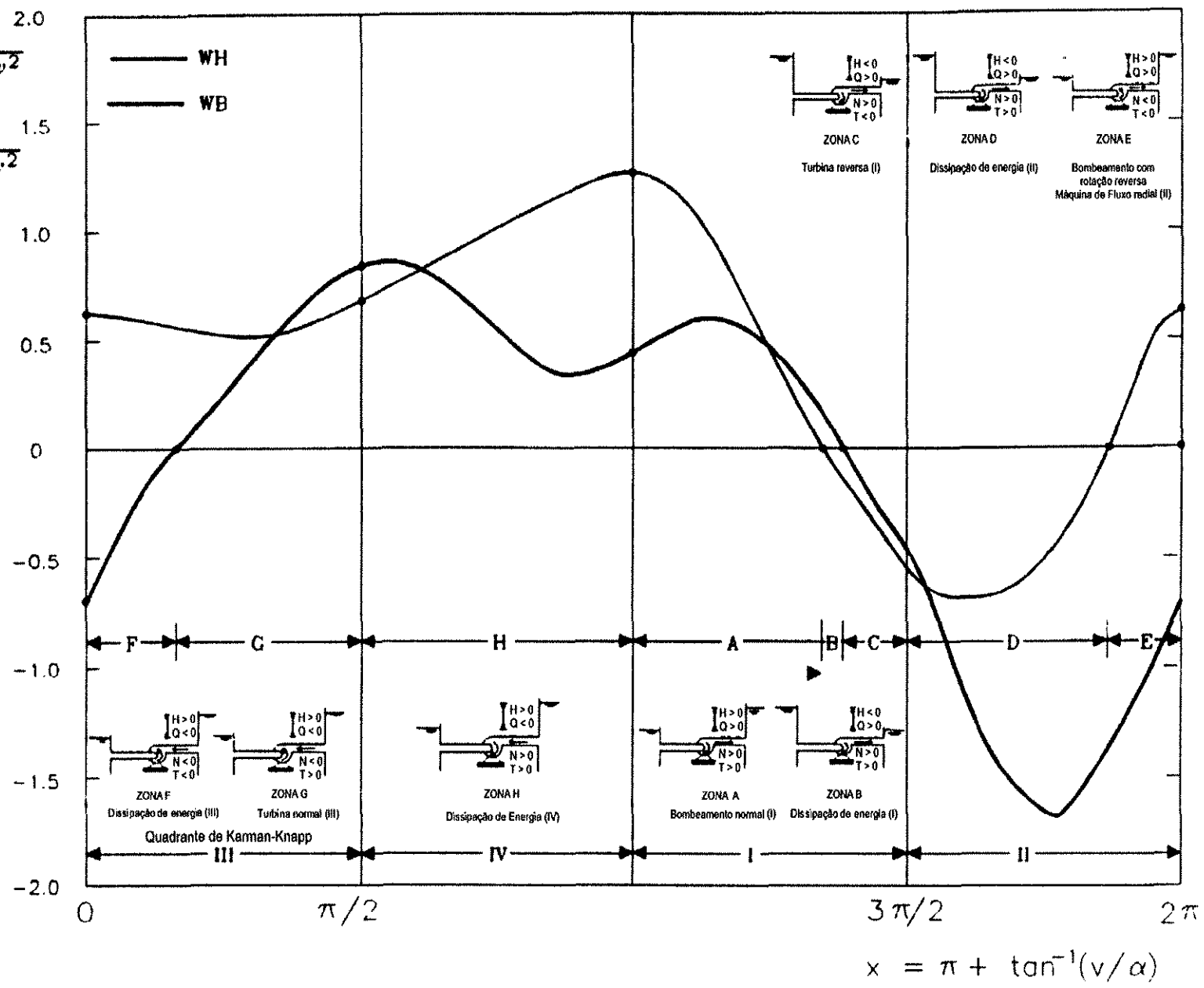


Figura 3.7 – Curvas características na representação de Suter

3.3.5. Ajuste das características das máquinas por Séries de Fourier

Van Lammerem *et all*, *apud* Andrade [2]), mostrou que a utilização de Séries de Fourier era adequada para representar as características de propulsores navais.

Koelle & Andrade [12] propuseram, com sucesso, a mesma técnica para ajuste dos dados discretos de uma bomba com distribuidor fixo, através da equação:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^m (a_j \cos(jx) + b_j \sin(jx)) \quad , \quad (3.21)$$

onde a_j e b_j são coeficientes da Série de Fourier com $j=0,1,2,\dots,m$, sendo m o número de termos da série.

Para avaliação dos coeficientes os autores sugerem a utilização das técnicas dos mínimos quadrados para pontos igualmente espaçados, através de:

$$a_j = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{n-1} f_i \cos(jx_i) \quad j = 0,1,2,\dots,m \quad (3.22)$$

$$b_j = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{n-1} f_i \sin(jx_i) \quad j = 0,1,2,\dots,m \quad (3.23)$$

Posteriormente, esta técnica foi aplicada para os dados de uma bomba-turbina por Andrade & Martin [7] e por Luvizotto Jr. & Koelle [13], nestes casos deve-se considerar a necessidade de interpolação para os pontos entre duas aberturas do distribuidor. Andrade [2] *apud* Andrade & Martin demonstrou que esta interpolação é possível com a adoção dos coeficientes:

$$\text{para } WH(x) \quad C_{WH}^* = 1 + \left(\frac{Z_F}{Z} \right)^2 \quad (3.24)$$

$$\text{para } WB(x) \quad C_{WB}^* = 1 + \left(\frac{Z_F}{Z} \right) \quad (3.25)$$

onde:

Z é a abertura do distribuidor

Z_F é a abertura máxima do distribuidor

Os valores característicos sugeridos por Suter, $WB(x)$ e $WB(x)$, devem ser divididos por estes coeficientes (figura 3.8).

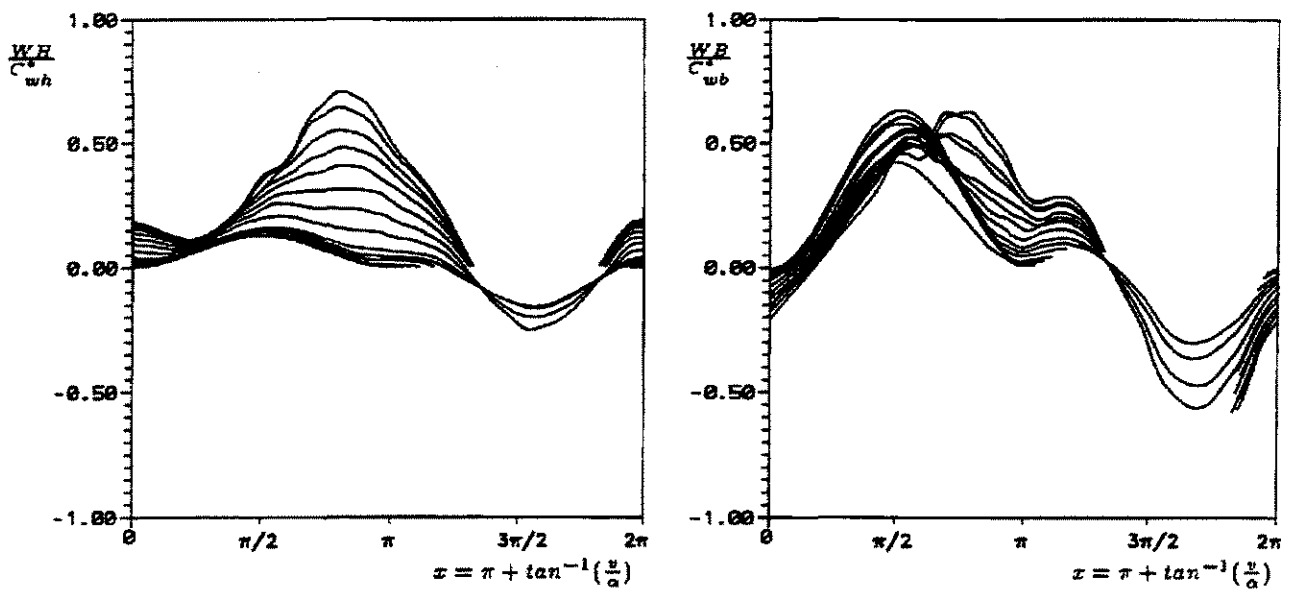


Figura 3.8 – Dados da bomba-turbina pesquisados por Martin no plano de Suter modificado pelos coeficientes propostos C_{WH}^* e C_{WB}^*

Luvizotto Jr. & Koelle [13] mostraram que a representação das características por Séries de Fourier permite um tratamento analítico para o estabelecimento do ponto de máxima eficiência para cada abertura do distribuidor, como segue.

O rendimento de uma bomba pode ser escrito como

$$\frac{\eta}{\eta_R} = \frac{WH(x)}{WB(x)} * \tan(x) \quad (3.26)$$

O rendimento de uma turbina pode ser escrito como

$$\frac{\eta}{\eta_R} = \frac{WB(x)}{WH(x)} * \frac{1}{\tan(x)} \quad (3.27)$$

3.3.6. Tratamento das características das máquinas hidráulicas

Com base nas considerações efetuadas o tratamento das características neste trabalho serão:

1. Representadas no plano de Suter, conforme equações 3.18, 3.19 e 3.20;
2. Ajustadas por Séries de Fourier, conforme equações 3.21, 3.22 e 3.23; e
3. Interpoladas no plano de Suter, modificado pelos coeficientes propostos, conforme equações 3.24 e 3.25.

4. Controle em Hidráulica

Numa instalação hidráulica genérica há necessidade de se estabelecer um desempenho pré-determinado que, por sua vez, é função dos valores que as grandezas físicas assumem durante sua operação.

O controle das grandezas físicas possui limitações práticas como, por exemplo: O tempo necessário para se obter determinada resposta.

A ação na instalação é efetuada pelo Sistema de Controle que pode ser manual ou automático. Quando o controle é automático, pode ser classificado como:

- i. A realimentação – A ação sobre o elemento de controle é feita com base em informações de medida da variável controlada;
- ii. A programa – A ação sobre o elemento de controle envolve a existência de programas de ações que se cumprem com base no decurso do tempo (programa temporal), ou a partir de modificações eventuais em variáveis externas a instalação (programa lógico).

A aplicação de um programa faz-se por meios eletrônicos e a automação envolve a capacidade de se escolherem os programas e os valores desejados das grandezas a controlar.

4.1. Representação do Sistema de Controle

As relações matemáticas que associam os parâmetros e as grandezas físicas envolvidas no processo de controle são, usualmente, representadas em diagramas de blocos que permitem visualizar o fluxo de informações e os componentes básicos que constituem o sistema de controle.

A figura 4.1 mostra a configuração de uma unidade de geração. Na geração a frequência deve ser mantida constante. Para isso é necessário que a rotação do conjunto turbina-gerador seja mantida dentro de uma faixa de valores aceitáveis.

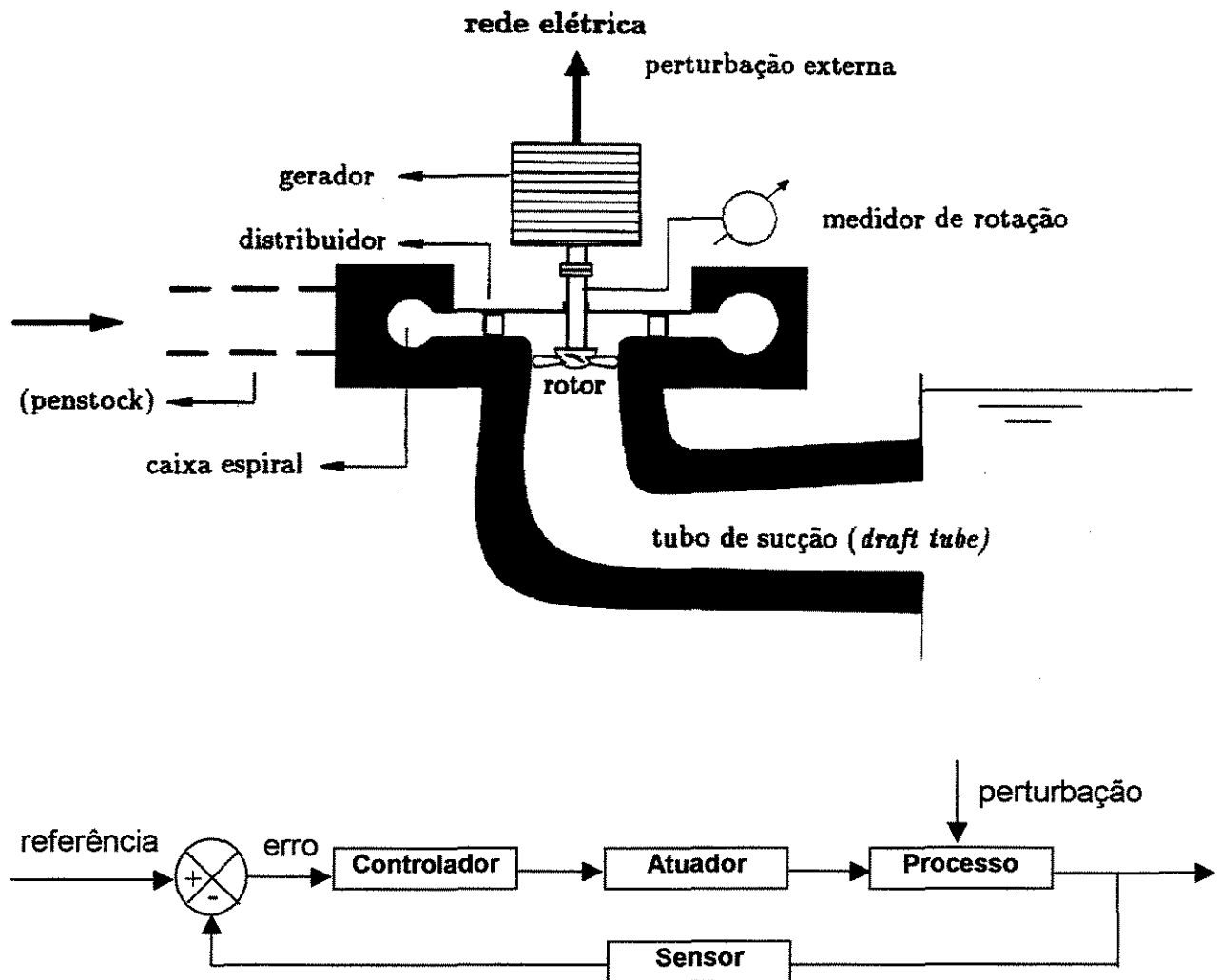


Figura 4.1 – Representação do sistema de controle (física e de blocos)

Com base nestas informações, conclui-se que a função do controle será manter a rotação α constante no valor de referência α_{ref} - set-point – compensando as perturbações externas que tendem a alterar as condições de operação.

Definem-se Sistemas de Controles Lineares como aqueles nos quais a relação entre as variáveis é representada por equações diferenciais lineares, usualmente com coeficientes constantes. Obtêm-se equações diferenciais ao invés de algébricas, visto que no sistema de controle a realimentação as variáveis dependem do tempo. Dada a linearidade pode-se estudar o comportamento do controle usando-se o Princípio da Superposição, válido para sistemas lineares, justificando-se assim, o tratamento matemático dos componentes do controle visando a linearização das equações diferenciais resultantes.

4.2. Linearização, Transformação de Laplace e Função de Transferência

O Princípio da Superposição facilita a compreensão da sua ação e é aplicável a quaisquer sistemas desde que convenientemente linearizado.

4.2.1. Linearização de funções

A equação que representa um sistema de controle a realimentação e uma diferencial não-algébrica pois, as variáveis envolvidas nos componentes variam com o tempo.

Se no sistema de controle há componentes não-lineares que realizam uma função específica, estes deverão ser linearizados para se obter, como consequência, uma equação linear, de fácil tratamento, que caracterize todo o sistema de controle.

Suponha que num dado sistema de controle existam várias entradas $e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$, para que a equação relacionando a saída u com tais valores seja linear, deve-se ter que

$$u = c_1 e_1 + c_2 e_2 + c_3 e_3 + \dots + c_n e_n \quad (4.1)$$

Se a relação funcional $u = f(e_1, e_2, e_3, \dots, e_n)$ não é linear, pode-se linearizá-la nas vizinhanças de uma condição de referência $u_0, e_{10}, e_{20}, e_{30}, \dots, e_{n0}$, mediante as seguintes aproximações, em termos de desvio,

$$U = u - u_0 \quad E_1 = e_1 - e_{10} \quad E_2 = e_2 - e_{20} \quad E_3 = e_3 - e_{30} \quad \dots \quad E_n = e_n - e_{n0} \quad (4.2)$$

Utilizando-se conceitos de cálculo pode se escrever que:

$$U = \left(\frac{\partial u}{\partial e_1} \right)_0 E_1 + \left(\frac{\partial u}{\partial e_2} \right)_0 E_2 + \left(\frac{\partial u}{\partial e_3} \right)_0 E_3 + \dots + \left(\frac{\partial u}{\partial e_n} \right)_0 E_n \quad (4.3)$$

E como as derivadas parciais calculadas num dado ponto são valores numéricos conhecidos, tem-se que:

$$u = C_1 E_1 + C_2 E_2 + C_3 E_3 + \dots + C_n E_n, \quad (4.4)$$

onde:

$$C_i = \left(\frac{\partial u}{\partial e_i} \right)_0 \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (4.5)$$

Em resumo, a linearização envolve a aplicação de equações na relação funcional ou gráfica representativa da dependência entre as variáveis de entrada e de saída envolvidas com um dado componente do sistema de controle. Dessa forma tem-se, separadamente, para cada componente as relações lineares que o caracteriza e, a

partir destas, compondo-se os blocos, obtêm-se o diagrama final que representa todo o sistema de controle, conforme exemplifica a figura 4.2 abaixo, onde o bloco C – sistema de controle - é montado da composição dos blocos A e B.

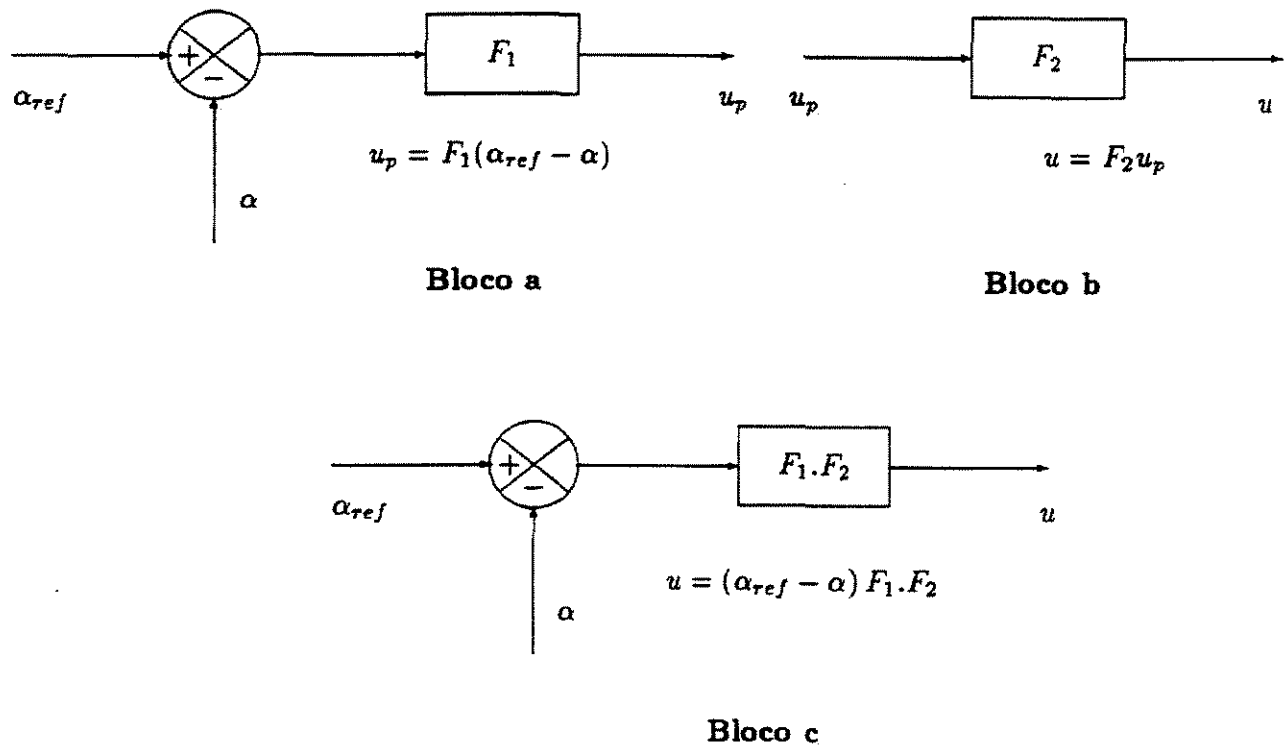


Figura 4.2 – Composição de diagrama de blocos (c) a partir dos componentes (a) e (b)

Efetuando-se as operações com os blocos, percebe-se que o sistema resultante não será linear, razão pela qual prefere-se efetuar uma mudança de variável, que transforma uma equação diferencial linear numa equação algébrica. Tal transformação é denominada Transformação de Laplace.

4.2.2. Transformação de Laplace

Transformação de Laplace é um método operacional que pode ser usado para resolver equações diferenciais lineares, onde a equação diferencial linear na variável real t é transformada numa equação algébrica na variável complexa s , denominada de Laplace. A solução da equação diferencial é efetuada manipulando-se algebricamente no domínio da variável s e para se obter a solução em t inverte-se a transformação obtida em s . Na maioria dos casos, entretanto, a análise direta da solução em s já permite a obtenção das informações suficientes, tornando desnecessária a transformação inversa.

A transformada de Laplace é definida como:

$$F(s) = L[f(t)] = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt, \quad (4.6)$$

onde:

$f(t)$ – função do tempo tal que $f(t)=0$ para $t<0$;

s – variável complexa de Laplace;

$F(s)$ – transformada de Laplace de $f(t)$.

Na integral do segundo membro da equação a variável t irá desaparecer depois de se avaliar a integral nos limites e a transformada $F(s)$ é convergente. Algumas propriedades importantes da transformada de Laplace devem ser notadas:

1. A transformada $F(s) = L[f(t)]$ não contém nenhuma informação sobre o comportamento de $f(t)$ para $t \leq 0$. Tal fato não é restritivo, uma vez que, nos estudos de regulação interessa o desempenho do sistema para $t > 0$ e as variáveis são definidas para que $f(t)=0$ para $t \leq 0$;
2. Como a transformada é definida por uma integral imprópria, ela pode não existir para alguma função $f(t)$. No entanto, para funções $f(t)$ usuais nos sistemas de controle não há tal restrição;

3. A transformada de Laplace é linear, ou seja:

$$L[a f_1(t) + b f_2(t)] = a L [f_1(t)] + b L [f_2(t)] = a F_1(s) + b F_2(s) \quad (4.7)$$

4. A transformada de Laplace de derivadas é:

$$L\left[\frac{df(t)}{dt}\right] = sF(s) - F(0) \quad (4.8)$$

5. A transformada de Laplace de uma integral é:

$$L\left[\int_0^t f(t)dt\right] = \frac{F(s)}{s} \quad (4.9)$$

4.2.3. Função de Transferência

No estudo de controle a função de transferência é bastante utilizada para caracterizar a relação que existe entre a entrada-saída de um componente, ou um sistema de controle. A função de transferência é definida como a relação da transformada de Laplace da saída (resposta) para a transformada de Laplace de entrada (excitação), considerando nulas todas as condições iniciais. Sua notação é normalmente a letra G, assim:

$$G(s) = L[\text{saída}] / L[\text{entrada}] = U(s) / E(s), \quad (4.10)$$

onde:

$U(s)$ e $E(s)$, são as transformadas de Laplace de saída e entrada, respectivamente.

4.3. Principais ações para um sistema de controle

4.3.1. Ação de controle proporcional (P)

Num controlador com ação proporcional a relação entre a saída e a entrada, o erro, é dada por:

$$u(t) = K_p * e(t) \Rightarrow \frac{U(s)}{E(s)} = K_p, \quad (4.11)$$

onde:

K_p é chamado de ganho proporcional.

Pela equação acima podemos entender este controlador como sendo um amplificador com um ganho ajustável. Um diagrama de blocos deste controlador está representado pela figura 4.3.



Figura 4.3 – Diagrama de blocos para controle proporcional e resposta [u(t)] para um desvio [e(t)] tipo rampa unitário

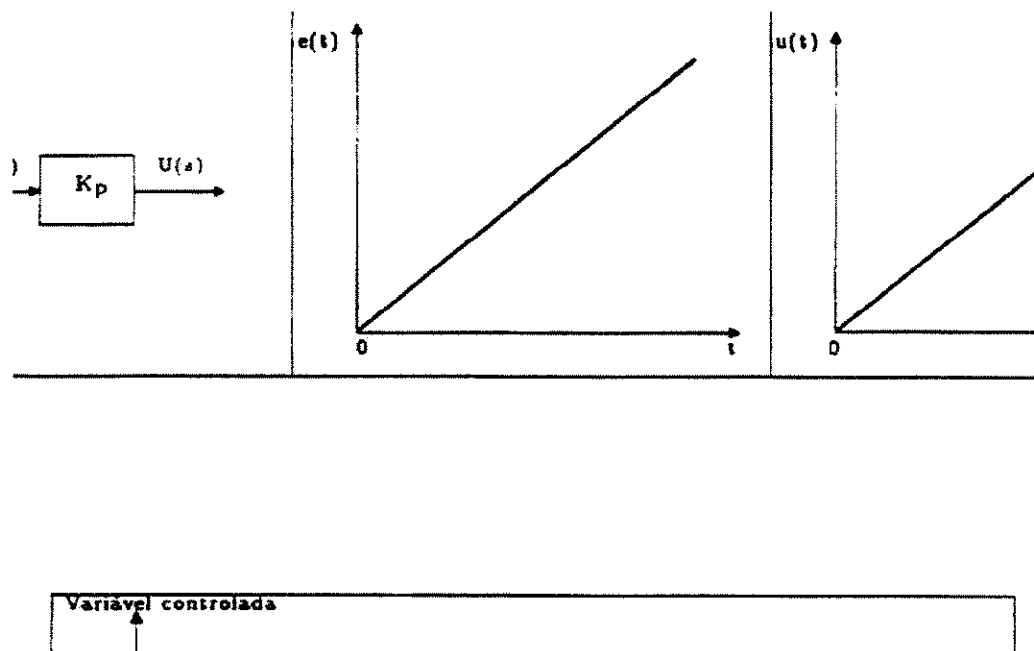


Figura 4.4 – Curva esquemática do resultado da regulação com um regulador proporcional (P)

4.3.2. Ação de controle integral (I)

Um controlador com ação integral, também chamado de reset, tem o efeito de gerar uma taxa de ação de resposta (saída) proporcional a grandeza da perturbação (entrada). A relação entre a taxa da variável de saída e a de entrada é:

$$u(t) = K_I \int_0^t e(t) \Rightarrow \frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_I}{s}, \quad (4.12)$$

onde K_I é chamada de constante integral.

A figura 4.5 mostra um diagrama de blocos representando a ação do tipo integral. Esta ação faz com que o valor da variável controlada, após o equilíbrio, seja recolocada no valor inicial, antes da perturbação (set-point)

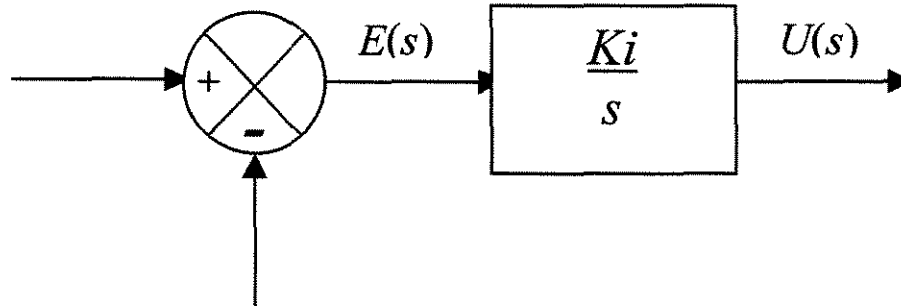


Figura 4.5 – Diagrama de blocos para controle integral

4.3.3. Ação de controle derivativa (D)

Um controlador com ação derivativa tem o efeito de gerar uma ação de resposta (saída) proporcional à variação da perturbação (entrada), ou seja, velocidade de variação do desvio ou erro. A relação a variável de saída e a de entrada é:

$$u(t) = K_D * \frac{de(t)}{dt} \Rightarrow \frac{U(s)}{E(s)} = K_D * s, \quad (4.13)$$

onde:

K_D é chamada de constante derivativa.

A figura 4.6 mostra um diagrama de blocos representando a ação do tipo derivativa. Esta ação antecipa qual será o erro no instante futuro e aplica uma ação de controle que é proporcional a taxa de variação do erro no presente momento.

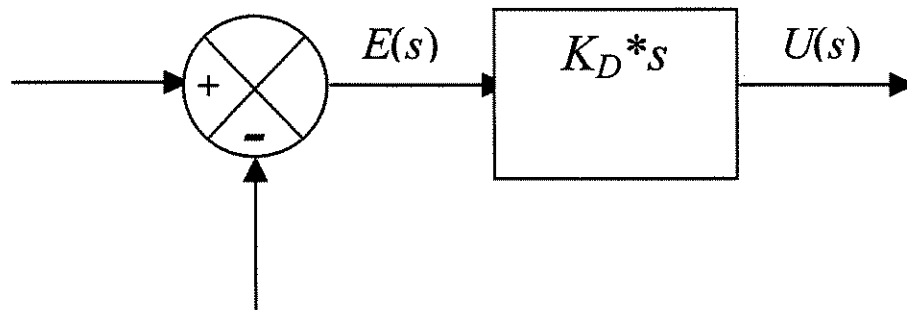


Figura 4.6 – Diagrama de blocos para controle derivativo

4.3.4. Ação de controle proporcional + integral (PI)

Um controlador com ação proporcional e integral é representado pela soma das duas ações, ou seja:

$$u(t) = K_p * e(t) + \frac{K_p}{T_i} * \int_0^t e(t) dt \Rightarrow \frac{U(s)}{E(s)} = K_p * \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right), \quad (4.14)$$

onde:

K_p é o ganho proporcional;

T_i é o tempo integral.

A figura 4.7 mostra um diagrama de blocos representando a ação do tipo proporcional e integral. Note que nesta ação o estatismo foi eliminado

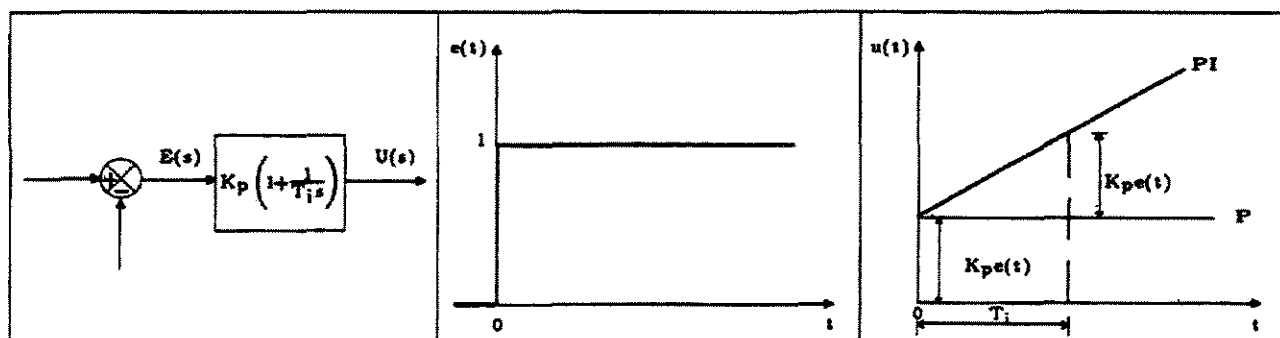


Figura 4.7 – Diagrama de blocos para controle proporcional e integral e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo degrau unitário

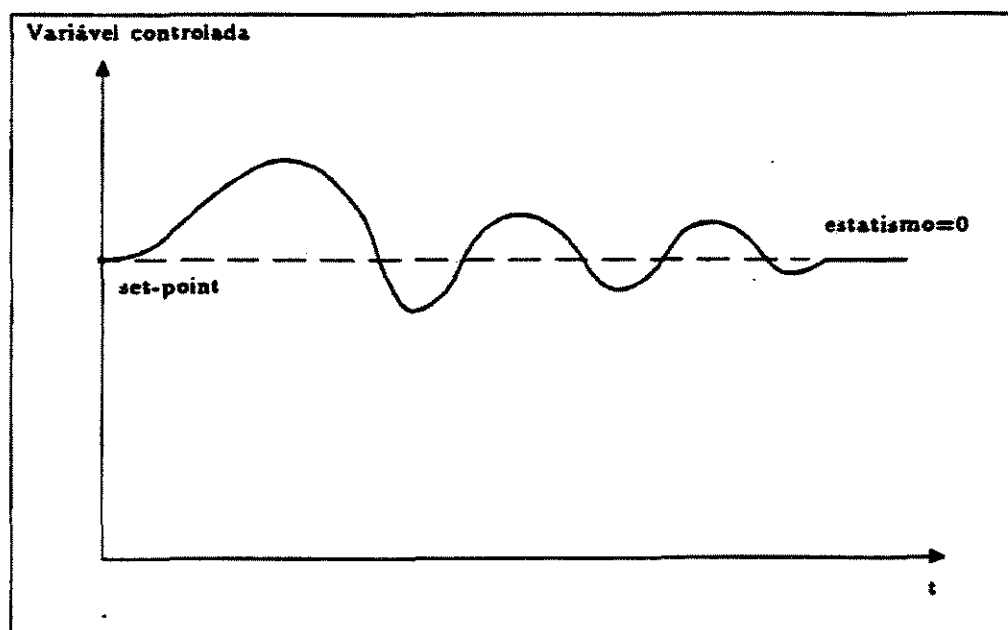


Figura 4.8 – Curva esquemática do resultado da regulação com um regulador proporcional e integral (PI)

4.3.5. Ação de controle proporcional + derivativo + integral (PID)

Um controlador com ação proporcional e integral é representado pela soma das três ações, ou seja, a relação entre a variável de saída e de entrada é:

$$u(t) = K_p * e(t) + \frac{K_p}{T_i} * \int_0^t e(t) dt + K_p * T_D * \frac{de(t)}{dt} \Rightarrow \frac{U(s)}{E(s)} = K_p * \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s \right), \quad (4.15)$$

A figura 4.9 mostra um diagrama de blocos representando a ação do tipo proporcional, derivativo e integral.

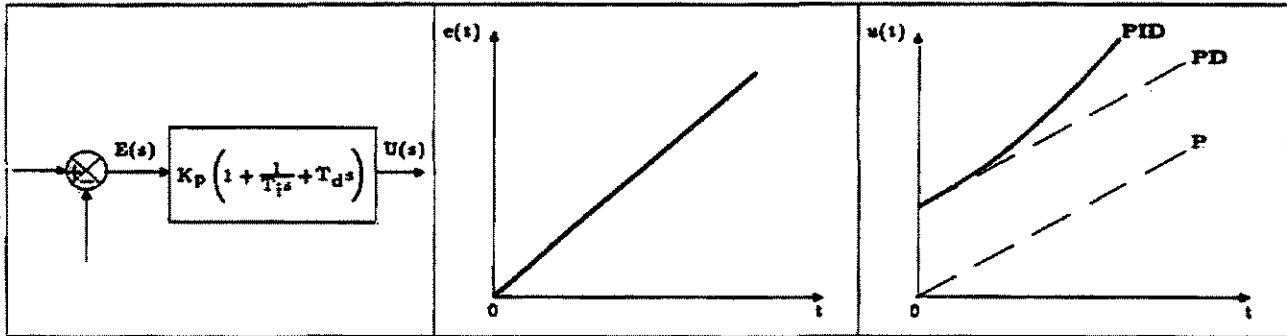


Figura 4.9 – Diagrama de blocos para controle proporcional, derivativo e integral e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa

4.4. Sistema de controle moderno

Inicialmente, buscando reproduzir uma determinada ação do sistema de controle, engenhosos sistemas mecânicos eram utilizados. Atualmente, os sistemas de controle incorporaram os avanços de tecnologia na área da eletrônica, onde modernos PLCs – *Programmable Logical Controllers* – passaram a executar funções de regulação e, até, de otimização.

No caso de máquinas hidráulicas os reguladores têm a função de regular a rotação da máquina e, adicionalmente, controlar o sistema para otimizar e supervisionar a sua operação, conforme mostra o processo representado na figura 4.10.

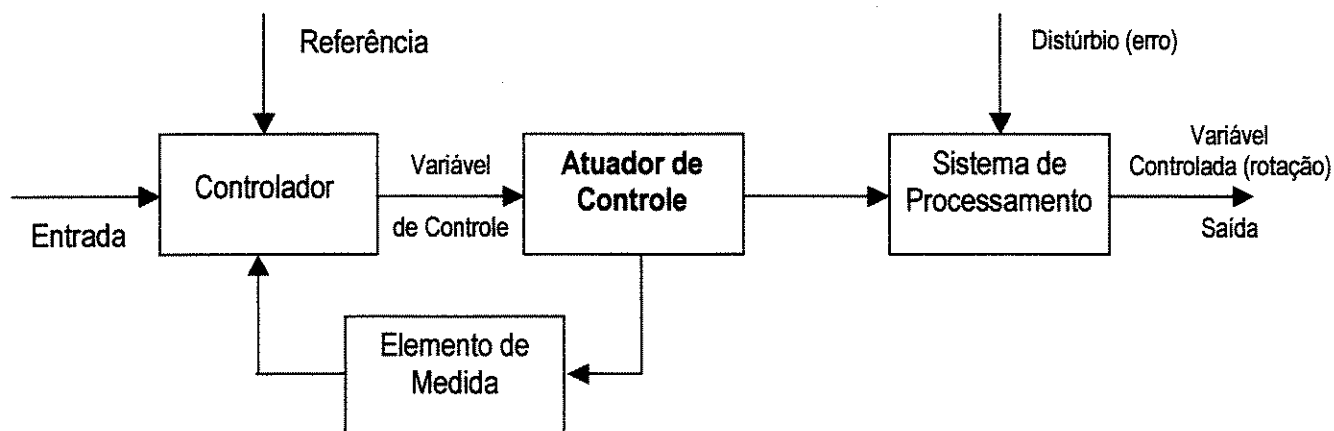


Figura 4.10 – Diagrama de blocos para um sistema de controle geral

Os componentes do sistema de controle serão definidos tendo-se em mente sua aplicação em arranjos hidráulicos de usinas hidrelétricas.

5. Modelamento do Sistema

5.1. Topológico

Para análise do Transiente Hidráulico através de um modelo matemático é necessário que as características e os parâmetros dos diversos elementos do sistema hidráulico analisado sejam codificados para possibilitar o cálculo.

Segundo Koelle, em 1982, apud Andrade [2], os elementos do sistema analisado, quais sejam: reservatórios, válvulas, tubos, turbinas, bombas, etc., são denominados ENOS (Elementos entre nós). Os pontos de interligação dos diversos ENOS são os NÓS. Para facilitar o equacionamento o autor sugere que a cada NÓ seja vinculado no máximo um ENOS não-tubo.

Atribuindo-se um sentido, arbitrário, positivo para a vazão, é possível fixar os NÓS de montante, $N1$, e jusante, $N2$, de cada ENOS. A identificação do ENOS é feita a partir da associação de um código numérico, T , que representa o tipo de elemento e; um número de ordem, I , que permite identificar o ENOS da rede. Assim sendo, a identificação completa dos ENOS e o tipo de interligação são representados por um conjunto de vetores do tipo: $I, T, N1, N2$.

5.2. Modelo Matemático

5.2.1. Método das Características

A representação matemática do fenômeno Transiente Hidráulico é dada por duas equações básicas:

$$\text{A equação da continuidade} \quad \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (5.1)$$

$$\text{A equação da quantidade de movimento} \quad \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \quad (5.2)$$

Estas duas equações são hiperbólicas, a derivadas parciais, válidas em todo plano (x,t) , porém sem solução analítica. Para solução do par de equações o método numérico utilizado neste trabalho é o Método das Características, denominado também como: MOC – *Method of Characteristics*.

O MOC transforma o par de equações a derivadas parciais válidas em todo plano (x,t) em equações a derivadas totais, válidas duas a duas, apenas ao longo das retas características C^+ e C^- , como segue:

$$C^+ \left\{ \begin{array}{l} \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \\ \text{válida sobre a reta} \\ \frac{dx}{dt} = +a \end{array} \right. \quad (5.3)$$

$$C^- \left\{ \begin{array}{l} -\frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \\ \text{válida sobre a reta} \\ \frac{dx}{dt} = -a \end{array} \right. \quad (5.4)$$

$$(5.5)$$

$$(5.6)$$

A solução numérica é possível a partir do conhecimento da condição de contorno, chamadas aqui de condição inicial, de valores da carga e vazão no instante inicial $t = 0$, que, via de regra, é o regime permanente inicial.

A partir desta condição inicial o processo é progressivo no tempo, sobre uma malha especificada no plano (x,t) , a cada intervalo de tempo (Δt) , calculam-se novos valores de carga e vazão.

Segundo Andrade [2], Koelle & Ribeiro, (1988), propuseram, para agilizar o processo computacional, utilizando a sugestão de Shimada, (1988), um equacionamento sobre uma malha escalonada cruzada, figura 5.1, que apresenta a vantagem de não se ter dois conjuntos de retas características independentes e se poder utilizar qualquer número de divisões.

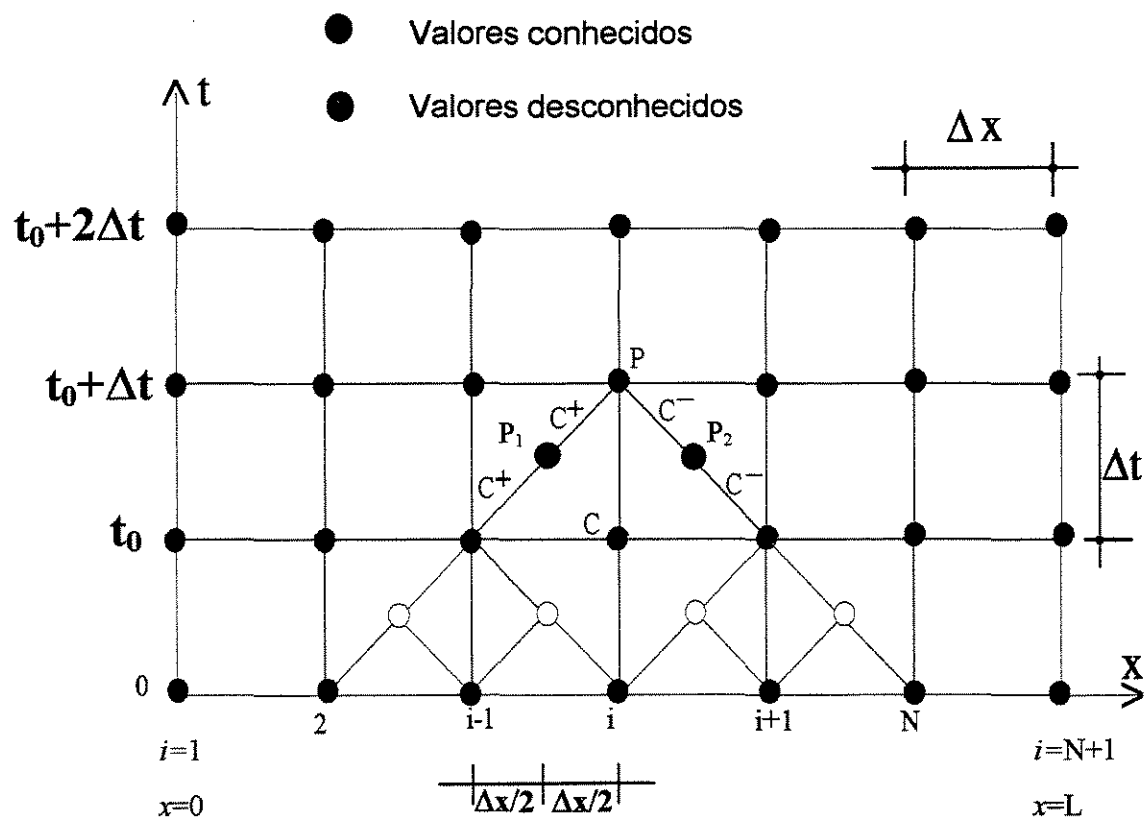


Figura 5.1 - Representação da malha escalonada cruzada MOC – Método das Características

A malha escalonada cruzada permite, no Método das Características, calcular-se valores provisórios de carga e vazão para $(\Delta x/2)$, nos pontos P_1 e P_2 , utilizando valores conhecidos do instante anterior. Posteriormente, com estes valores, calculam-se os valores do próximo instante P .

Ao longo das retas características C^+ , equação 3.3, e C^- , equação 5.5, integram-se as equações 5.4 e 5.6, primeiro para os instantes intermediários P_1 e P_2 e posteriormente para o ponto desconhecido P . Adotar-se-á uma aproximação mista para o termo Q^2 , porém, para manutenção do sinal Q^2 será substituído por $Q|Q|$. Desta forma obteremos a seguinte seqüência de equações:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{Pi} = \frac{C_{P_2} - C_{P_1}}{B_{P_1} + B_{P_2}} \end{array} \right. \quad (5.7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C^+: H_{Pi} = C_{P_1} - B_{P_1} Q_{Pi} \end{array} \right. \quad (5.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C^-: H_{Pi} = C_{P_2} + B_{P_2} Q_{Pi} \end{array} \right. \quad (5.9)$$

Onde:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{P_1} = H_{i-1} + B Q_{i-1} - \frac{R}{2} Q_{i-1} |Q_{P_1}| \end{array} \right. \quad (5.10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} B_{P_1} = B + \frac{R}{2} |Q_{P_1}| \end{array} \right. \quad (5.11)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{P_1} = \frac{(H_{i-1} - H_i) + B(Q_{i-1} + Q_i)}{2B + \frac{R}{2} (|Q_{i-1}| + |Q_i|)} \end{array} \right. \quad (5.12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{P_2} = H_{i+1} - BQ_{i+1} + \frac{R}{2}Q_{i+1}|Q_{P_2}| \end{array} \right. \quad (5.13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} B_{P_2} = B + \frac{R}{2}|Q_{P_2}| \end{array} \right. \quad (5.14)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{P_2} = -\frac{(H_{i+1} - H_i) - B(Q_{i+1} + Q_i)}{2B + \frac{R}{2}(|Q_{i+1}| + |Q_i|)} \end{array} \right. \quad (5.15)$$

Com:

$$R = \frac{f\Delta x}{2gDA^2} \quad (5.16)$$

$$B = \frac{a}{gA} \quad (5.17)$$

Com estas equações pode-se determinar os valores H_P e Q_P para qualquer instante i , da malha, no intervalo $2 \leq i \leq N$.

Para solução completa é necessário conhecer-se os valores das extremidades (condições de contorno) que, pelo modelo topológico adotado, será dado pelas equações dos NÓS, que, por sua vez, dependem dos elementos vinculados aos NÓS, os ENOS.

5.2.2. Determinação das condições de contorno de ENOS não-tubo

Baseado nos modelos matemático (MOC) e topológico adotados pode-se determinar as condições de contorno para qualquer ENOS não-tubo, vinculado a NÓs.

Desta forma o equacionamento para um NO genérico da instalação, figura 5.2, no qual pode ocorrer uma demanda variável com o tempo $Q_D(t)$, é:

$$Q_{PE} = E_N - B_N H_P \quad (5.18)$$

onde,

Q_{PE} Vazão através do ENO não-tubo vinculada ao NÓ
 H_P Carga no NÓ
 E_N, B_N Parâmetros fornecidos pelas equações:

$$\left\{ \begin{array}{l} E_N = \sum_{j=1}^{MC} \frac{C_{P_1}(j)}{B_{P_1}(j)} + \sum_{k=1}^{MD} \frac{C_{P_2}(k)}{B_{P_2}(k)} - Q_D(t) \end{array} \right. \quad (5.19)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} B_N = \sum_{j=1}^{MC} \frac{1}{B_{P_1}(j)} + \sum_{k=1}^{MD} \frac{1}{B_{P_2}(k)} \end{array} \right. \quad (5.20)$$

onde:

$C_{P_1}, C_{P_2}, B_{P_1}, B_{P_2}$ são obtidos das equações 3.10, 3.11, 3.13 e 3.14
 MC é o número de tubos que convergem para o NÓ
 MD é o número de tubos que divergem do NÓ
 $Q_D(t)$ é a variação da demanda no tempo

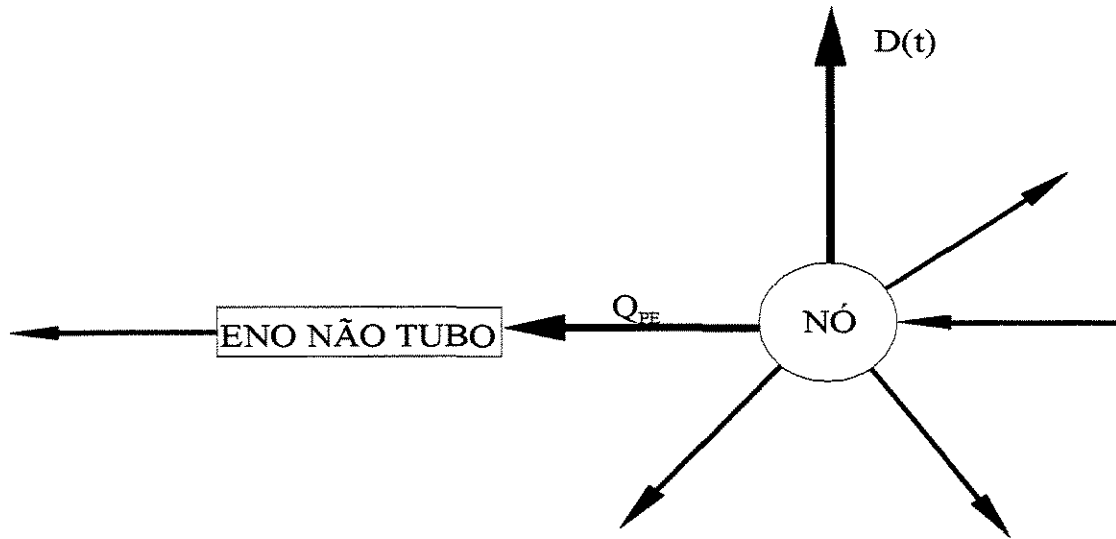


Figura 5.2 – Representação de um NÓ genérico

Caso não haja um ENO não-tubo vinculado ao NÓ, $Q_{PE} = 0$ e, naturalmente, a carga H_P poderá ser calculada como segue:

$$H_P = \frac{E_N}{B_N} \quad (5.21)$$

Um ENO não-tubo fornece as condições de contorno aos NÓS a ele vinculados na forma de equações genericamente escritas como:

$$\Phi(Q_{PE}, H_{P1}, H_{P2}, a_1, a_2, \dots, a_n) = 0 \quad (5.22)$$

onde:

$a_1, a_2, \dots, a_n$ são parâmetros característicos associados ao ENO

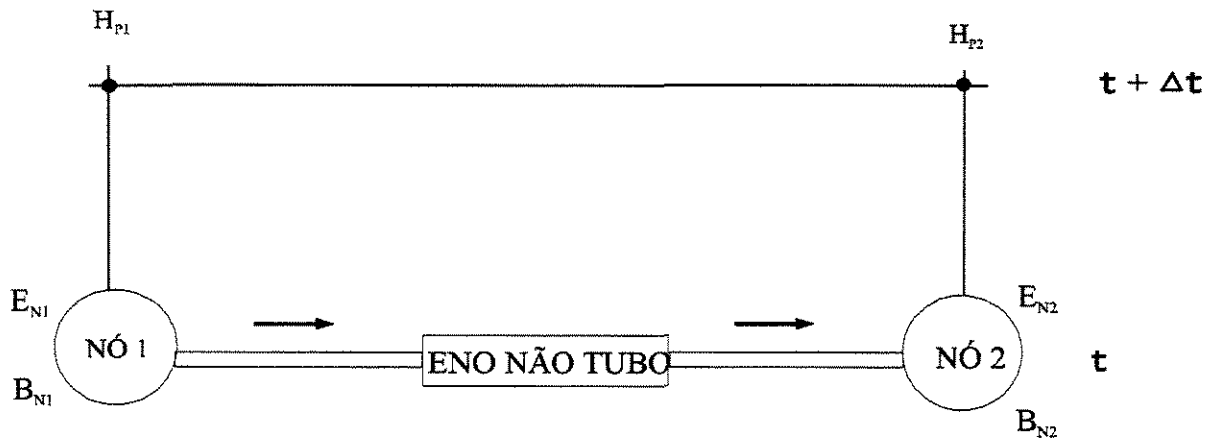


Figura 5.3 – Representação de um ENO não-tubo

Como o objetivo deste trabalho é especificamente estudar o comportamento dos parâmetros do regulador de turbinas hidráulicas nos aterros a analisar as condições de contorno deste elemento.

5.2.2.1. Condições de contorno de turbinas hidráulicas

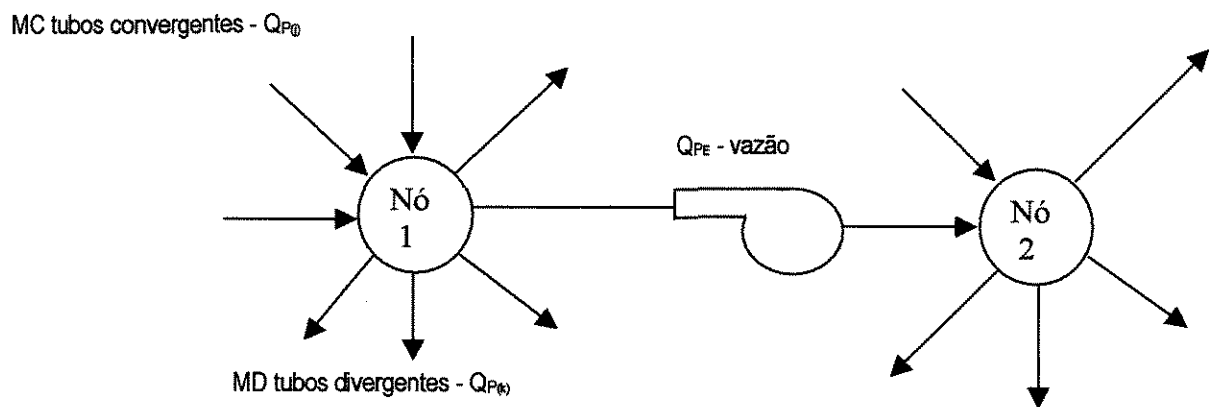


Figura 5.4 – Representação de uma turbina hidráulica

5.2.2.1.1. Equação da Energia

Trabalhando a equação da Energia para o ENO turbina hidráulica, ligada a dois nós, um de montante e um de jusante, chegaremos a seguinte equação:

$$H_{P1} - H_{P2} = \left(\frac{E_{N1}}{B_{N1}} - \frac{E_{N2}}{B_{N2}} \right) - \left(\frac{1}{B_{N1}} + \frac{1}{B_{N2}} \right) Q_{PE} \quad (5.23)$$

Definindo que:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{PM} = H_{P1} - H_{P2} \end{array} \right. \quad (5.24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_E = \left(\frac{E_{N1}}{B_{N1}} - \frac{E_{N2}}{B_{N2}} \right) \end{array} \right. \quad (5.25)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} B_E = \left(\frac{1}{B_{N1}} + \frac{1}{B_{N2}} \right) \end{array} \right. \quad (5.26)$$

Podemos escrever:

$$H_{PM} = E_E - B_E Q_{PE} \quad (5.27)$$

Sendo:

H_{PM} é a carga hidráulica utilizada pela turbina.

Utilizando-se dos valores característicos da turbina, tomados no ponto de maior rendimento, identificados pelo índice R , estabelecem-se as relações homólogas adimensionais, citadas por Andrade [2]:

$$h = \frac{H}{H_R} \quad (5.28), \quad v = \frac{Q}{Q_R} \quad (5.29), \quad \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (5.30),$$

$$\beta = \frac{T}{T_R} \quad (5.31) \quad e \quad \gamma = \frac{P}{P_R} \quad (5.32)$$

podemos escrever:

$$h = \frac{H_{PM}}{H_R} \quad (5.33) \quad e \quad v = \frac{Q_{PE}}{Q_R} \quad (5.34)$$

então temos:

$$hH_R = E_E - B_E Q_R v \quad (5.35)$$

Utilizando, ainda, a representação de Suter associada à carga, citada por Andrade (1994), temos:

$$WH(x)(\alpha^2 + v^2)H_R = E_E - B_E Q_R v \quad (5.36)$$

Concluimos, assim a primeira equação de compatibilidade para analisar as condições de contorno da turbina hidráulica:

$$F_1 = WH(x)(\alpha^2 + v^2)H_R - E_E + B_E Q_R v = 0 \quad (5.37)$$

5.2.2.1.2. Equação da Quantidade de Momento

Devido ao desbalanceamento entre turbina e gerador, tem-se que a rotação do conjunto girante obedece à equação:

$$T_M - T_{RE} = I \frac{dw}{dt} \quad (5.38)$$

onde:

- T_M é o momento hidráulico no eixo da turbina (Nm)
- T_{RE} é o momento resistente no eixo do gerador (Nm)
- I é o momento de inércia das partes girantes (kgm^2)
- t tempo (s)
- w rotação do conjunto turbogerador (rad/s)

ou,

$$T_M - T_{RE} = I \frac{2\pi dN}{60dt} \quad (5.39)$$

onde:

- N rotação do conjunto girante (rpm)

Utilizando as relações homólogas adimensionais das máquinas, citadas por Andrade (1994), como:

$$\alpha = \frac{N}{N_R} \quad (5.30),$$

$$\beta = \frac{T_M}{T_R} \quad (5.31) \quad \text{e}$$

$$\gamma = \frac{P}{P_R} \quad (5.32)$$

E considerando a potência no eixo do gerador com rendimento η_G , temos:

$$T_{RE} = \frac{P}{w\eta_G} = \frac{P}{\frac{2\pi N}{60}\eta_G} \quad (5.40)$$

Substituindo-se os termos, obtem-se:

$$\beta T_R - \frac{P}{\frac{2\pi}{60}\alpha N_R \eta_G} = I \frac{2\pi}{60} N_R \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.41)$$

Na condição de rendimento máximo, tem-se:

$$P_R = T_R w_R \eta_{GR} \quad (5.42)$$

Logo:

$$\beta - \frac{\gamma}{\alpha} = I \frac{2\pi}{60} \frac{N_R}{T_R} \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.43)$$

Definindo:

$$I \frac{2\pi}{60} \frac{N_R}{T_R} = C_1 \quad (5.44)$$

Podemos escrever:

$$\beta - \frac{\gamma}{\alpha} = C_1 \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.45)$$

Integrando-se esta equação entre os valores 0, conhecido, e t , desconhecido, tem-se:

$$\frac{\beta + \beta_0}{2} dt - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) \frac{1}{2} dt = C_1 (\alpha - \alpha_0) \quad (5.46)$$

Que pode ser escrita como:

$$\beta + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) = 2 \frac{C_1}{dt} (\alpha - \alpha_0) \quad (5.47)$$

Definindo-se que E_G é a constante do **ENO conjunto girante**, Andrade (1994), e:

$$E_G = 2 \frac{C_1}{\Delta t} \quad (5.48)$$

Pode-se escrever:

$$\beta + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) = E_G (\alpha - \alpha_0) \quad (5.49)$$

Utilizando-se da representação de Suter, citada por Andrade (1994), pode-se escrever:

$$WB(x)(\alpha^2 + v^2) + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) = E_G (\alpha - \alpha_0) \quad (5.50)$$

Concluimos, então, a segunda equação de compatibilidade para analisar as condições de contorno da turbina hidráulica:

$$F_2 = WB(x)(\alpha^2 + v^2) + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) - E_G(\alpha - \alpha_0) = 0 \quad (5.51)$$

5.2.2.1.3. Equação do Regulador da Turbina

Um regulador tipo PID, com retro-alimentação, pode ser expresso, segundo a DIN-4321, pela equação:

$$\frac{K_i}{K_{pb}}u + \frac{du}{dt} = - \left[K_i e + K_p \frac{de}{dt} + K_d \frac{d^2 e}{dt^2} \right] \quad (5.52)$$

Nesta equação os parâmetros podem ser relacionados com os do antigo controlador mecânico, assim:

- $K_p = 1/bt$ – ganho proporcional, com bt – estatismo transitório – *speed droop*;
- $K_i = Tn$ – ganho integral, com Tn – constante de amortecimento – *dashpot*;
- $K_{pb} = 1/bp$ – constante de tempo de retroalimentação, com bp – estatismo permanente.

Definindo-se as variáveis como:

- Variável de resposta (u):

$$u = \frac{Z - Z_0}{Z_F} = Y - Y_0 \quad (5.53)$$

Onde:

Z é a abertura do distribuidor

Y é o parâmetro Z adimensionalizado

0 é o índice correspondente ao instante de tempo anterior

F é o índice correspondente ao instante da abertura total do distribuidor

- Variável de entrada (erro ou desvio)(e):

$$e = \frac{\alpha - \alpha_0}{\alpha_{ref}} \quad (5.54)$$

Onde:

α é a rotação adimensional da turbina

$_{ref}$ é o índice correspondente ao valor nominal desta variável no regulador (*set-point*)

Portanto a equação pode ser escrita como:

$$\frac{K_i}{K_{pb}}(Y - Y_0) + \frac{d(Y - Y_0)}{dt} = - \left[K_i \left(\frac{\alpha}{\alpha_{ref}} - 1 \right) + \frac{K_p}{\alpha_{ref}} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{K_d}{\alpha_{ref}} \frac{d^2\alpha}{dt^2} \right] \quad (5.55)$$

Integrando-se esta equação, valendo-se de uma aproximação de primeira ordem para as derivadas, concluímos a terceira equação de compatibilidade para analisar as condições de contorno da turbina hidráulica:

$$F_3 = \frac{K_i}{K_{pb}} \frac{(Y + Y_0)}{2} - \frac{K_i}{K_{pb}} Y_0 + \frac{1}{\Delta t} (Y - Y_0) - \frac{K_i}{2\alpha_{ref}} (\alpha + \alpha_0 - 2\alpha_{ref}) - \frac{K_p}{\Delta t \alpha_{ref}} (\alpha - \alpha_0) - \frac{K_d}{\Delta t^2 \alpha_{ref}} (\alpha - 2\alpha_0 + \alpha_{00}) \quad (5.56)$$

Onde:

$_{00}$ é o índice correspondente a dois instantes de tempo anteriores

Portanto, para definição das condições de contorno da turbina hidráulica é necessário resolver o sistema de equações para determinação das variáveis α , v e Y , em cada instante t , como segue:

$$\begin{cases} F_1 = WH(x)(\alpha^2 + v^2)H_R - E_E + B_E Q_R v = 0 \\ F_2 = WB(x)(\alpha^2 + v^2) + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) - E_G (\alpha - \alpha_0) = 0 \\ F_3 = \frac{K_i}{K_{pb}} \frac{(Y + Y_0)}{2} - \frac{K_i}{K_{pb}} Y_0 + \frac{1}{\Delta t} (Y - Y_0) - \frac{K_i}{2\alpha_{ref}} (\alpha + \alpha_0 - 2\alpha_{ref}) - \frac{K_p}{\Delta t \alpha_{ref}} (\alpha - \alpha_0) - \frac{K_d}{\Delta t^2 \alpha_{ref}} (\alpha - 2\alpha_0 + \alpha_{00}) \end{cases} \quad (5.57)$$

5.2.3. Método de solução

O sistema de equações 5.57 pode ser solucionado pelo método numérico de Newton-Raphson, determinando-se os desvios $\Delta\alpha$, Δv e ΔY , no seguinte sistema.

$$\begin{cases} F_1 + \frac{\partial F_1}{\partial x} \Delta \alpha + \frac{\partial F_1}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial F_1}{\partial Y} \Delta Y = 0 \\ F_2 + \frac{\partial F_2}{\partial x} \Delta \alpha + \frac{\partial F_2}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial F_2}{\partial Y} \Delta Y = 0 \\ F_3 + \frac{\partial F_3}{\partial x} \Delta \alpha + \frac{\partial F_3}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial F_3}{\partial Y} \Delta Y = 0 \end{cases} \quad (5.58)$$

A solução é iniciada com valores estimativos α , v e Y , obtidos da extrapolação de valores previamente calculados. O processo iterativo é repetido até que a soma das correções $|\Delta \alpha| + |\Delta v| + |\Delta Y| < \text{tolerancia}$, onde o valor da tolerância é admitido em função da precisão desejada.

Para o cálculo das derivadas parciais será necessário derivar a equação 3.20, em relação a v e a α . Com isto chega-se a:

$$\frac{dx}{dv} = \frac{\alpha}{\alpha^2 + v^2} \quad (5.59)$$

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{v}{\alpha^2 + v^2} \quad (5.60)$$

Com este resultado calcula-se as derivadas das funções F_i com $i=1,2$ e 3 , resultando:

Para F_1

$$\frac{\partial F_1}{\partial v} = \alpha DWH * H_R + 2vWH * H_R + B_E Q_R \quad (5.61)$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} = -DWHvH_R + 2WH * H_R \alpha \quad (5.62)$$

Para F_2

$$\frac{\partial F_2}{\partial v} = DWB\alpha + 2WBv \quad (5.63)$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial \alpha} = -DWBv + 2WB\alpha + \frac{\gamma}{\alpha^2} - E_G \quad (5.64)$$

Para F_3

$$\frac{\partial F_3}{\partial Y} = \frac{K_i}{K_{pb}} \frac{1}{2} + \frac{1}{\Delta t} \quad (5.65)$$

$$\frac{\partial F_3}{\partial \alpha} = -\frac{K_i}{2\alpha_{ref}} - \frac{K_p}{\Delta t \alpha_{ref}} - \frac{K_d}{\Delta t^2 \alpha_{ref}} \quad (5.66)$$

5.2.4. Determinação das Constantes do Regulador da Turbina

A função do regulador é controlar, principalmente, o parâmetro frequência da turbina que, por sua vez, é determinado pela rotação do conjunto turbina-gerador.

O regulador, como uma forma de controle automático, funciona baseado na contínua comparação da variável de resposta u com o valor de referência da rotação da máquina hidráulica que deve ser constante (*set-point*). Caso haja desequilíbrio dinâmico na máquina hidráulica o desvio: $e = \alpha - \alpha_{ref}$, realimentará regulador que emitirá um sinal ao atuador que, por sua vez, agirá sobre o distribuidor. Este processo repete-se até que o desvio e esteja dentro dos limites estabelecidos.

Conforme mostrada anteriormente, a equação do regulador é dada pela equação:

$$\frac{K_i}{K_{pb}}u + \frac{du}{dt} = - \left[K_i e + K_p \frac{de}{dt} + K_d \frac{d^2 e}{dt^2} \right] \quad (5.67)$$

A identificação das constantes desta equação, ou seja, dos termos proporcional K_p , integral K_i , derivativo K_d e retroalimentação K_{pb} .

Há vários métodos para determinação das constantes do regulador e a maior parte deles baseia-se, antes, na determinação de dois tempos característicos:

- Tempo da água (T_w) – É o tempo, em segundos, necessário para acelerar o escoamento no conduto forçado do repouso até o regime permanente, determinado pela máquina hidráulica. Considera-se que o regime permanente se dá no ponto de maior rendimento da máquina. Com isto o tempo da água poderá ser expresso por:

$$T_w = \frac{Q_R}{gH_R} \sum_{i=1}^m \frac{L_i}{A_i} \quad (5.68)$$

onde,

T_w – tempo da água (s)

Q_R – vazão na máquina no ponto de maior rendimento (m^3/s)

H_R – carga na máquina no ponto de maior rendimento (m)

L_i – comprimento do trecho do conduto forçado (m)

A_i – área do trecho do conduto forçado (m^2)

m – número de trechos do conduto forçado

g – aceleração da gravidade

- Tempo da máquina (T_m) – É o tempo, em segundos, necessário para acelerar uma máquina hidráulica do repouso até a rotação do regime permanente, com todo momento aplicado e assumindo que a máquina hidráulica não esteja conectada à rede elétrica. Considera-se, também, que o regime permanente se dá no ponto de maior rendimento da máquina. Assim o tempo da máquina poderá ser expresso por:

$$T_m = \frac{I\omega_R^2}{P_R} \quad (5.69)$$

como $T_R = \frac{P_R}{\omega_R} \quad (5.70)$

temos $T_m = \frac{2\pi}{60} \frac{IN_R}{T_R} \quad (5.71)$

onde,

T_m – tempo da máquina (s)

I – momento de inércia das partes girantes ($kg\ m^2$)

ω_R – rotação da máquina no ponto de maior rendimento (rd/s)

N_R – rotação da máquina no ponto de maior rendimento (rad)

T_R – momento hidráulico no ponto de maior rendimento (Nm)

P_R – potência hidráulica no ponto de maior rendimento (W)

Alguns dos métodos citados na bibliografia para determinação dos parâmetros do regulador da turbina, no domínio da frequência, são:

5.2.4.1. Método de Paynter – regulador PI

5.2.4.1.1. Constante proporcional: $K_p = \frac{1}{b_t} = \frac{0.4T_m}{T_w} \quad (5.72)$

5.2.4.1.2. Tempo integral: $T_i = \frac{T_w}{0.17} \quad (5.73)$

5.2.4.2. Método de Hovey – regulador PI

5.2.4.2.1. Constante proporcional: $K_p = \frac{1}{b_t} = 2 \frac{T_m}{T_w}$ (5.74)

5.2.4.2.2. Tempo integral: $T_i = 4T_w$ (5.75)

5.2.4.3. Método de Chaudhry – regulador PI

5.2.4.3.1. Constante proporcional: $K_p = \frac{1}{b_t} = \frac{\lambda_1 T_m}{T_w}$ (5.76)

5.2.4.3.2. Tempo integral: $T_i = \frac{T_w}{\lambda_2}$ (5.77)

5.2.4.4. Método de Ziegler-Nichols

Há outro método para determinação das constantes porém, no domínio do tempo, não no domínio da frequência, cujos tempos da água e da máquina não são explícitos, já estão incorporados. Este método baseia-se em duas constantes (constante proporcional com ganho último K_{pu} e o período último P_u), como segue:

5.2.4.4.1. Regulador PI

5.2.4.4.1.1. Constante proporcional $K_p = 0.45K_{pu}$ (5.78)

5.2.4.4.1.2. Tempo integral: $T_i = \frac{P_u}{2}$ (5.79)

5.2.4.4.2. Regulador PID

5.2.4.4.2.1. Constante proporcional $K_p = 0.47K_{pu}$ (5.80)

5.2.4.4.2.2. Tempo integral: $T_i = \frac{P_u}{2}$ (5.81)

5.2.4.4.2.3. Tempo derivativo: $T_d = \frac{P_u}{8}$ (5.82)

5.3. Modelo Computacional

As simulações computacionais de uma usina para análise do comportamento hidráulico das instalações dependem fundamentalmente da correta concepção do modelo topológico, da precisão do modelo matemático, de um modelo computacional confiável e da adequada integração entre eles.

O modelo computacional utilizado neste trabalho foi um programa experimentado e eficiente, objeto do trabalho apresentado por Andrade (1994), fundamentado nos modelos topológicos e matemáticos mostrados anteriormente.

Este programa simula as condições reais de operação da usina e permite análise dos diversos fenômenos passíveis de ocorrer nos regimes permanente, transitório e oscilatório.

6. Análise numérico-experimental

Com base no modelo matemático e no modelo topológico propostos e utilizando o programa computacional ***“Cálculo do regime permanente oscilatório e transitório em instalações hidráulicas utilizando o método das características com malha escalonada cruzada”*** desenvolvido por Luvizotto & Andrade (1995), apresentaremos e discutiremos os resultados das análises realizadas.

Estas foram executadas simulando diversos arranjos pelo método de Ziegler-Nichols, conforme sugere Andrade [2] e Gonçalves [18], com a finalidade de se verificar a existência de correlações entre os tempos da água e da máquina e os parâmetros do regulador.

As simulações obedeceram a seguinte seqüência de atividades:

- i) Os arranjos propostos são simulados no programa utilizado apenas com o parâmetro bt habilitado ($bt=1/Kp$). O primeiro valor utilizado é aleatório;
- ii) De acordo com o comportamento da curva da rotação α aumenta-se bt quando a oscilação da curva diverge do *set-point* ou diminui-se bt quando a oscilação da curva converge ao *set-point*, até que se tenha uma oscilação constante;

- iii) Ao conseguir-se uma oscilação constante anota-se o período de cada ciclo, ao que dá-se o nome de Período Último (P_u). Este valor é utilizado no cálculo dos parâmetros Tempo Integral (T_i) e Tempo Derivativo (T_d);
- iv) Calcula-se, conforme o método de Ziegler-Nichols, o valor de bt e, conseqüentemente de K_p ;
- v) Roda-se o programa com os valores bt (K_p), T_i e T_d calculados e verifica-se o comportamento para uma rejeição de carga de 10% ($\alpha=0.9$).

Espera-se que haja convergência dos valores ao *set-point*.

6.1. Simulação do primeiro arranjo proposto

O primeiro arranjo foi simulado com os parâmetros do regulador calculados, também, segundo os métodos de Hovey, Paynter (domínio da frequência) e, finalmente, segundo o método de Ziegler-Nichols. Andrade [2] e Gonçalves [18] mostraram que a análise no domínio do tempo traz vantagens inequívocas. Mantivemos, pois, neste primeiro arranjo, uma simulação com os parâmetros dados pelos métodos no domínio da frequência para melhor ilustrar o caminho escolhido.

Os dados deste arranjo estarão apresentados de duas maneiras. O primeiro mostra o arranjo (nome atribuído aos modelos simulados) na forma analítica, que é um recorte do arquivo de entrada no programa computacional; a segunda mostra este mesmo arranjo de maneira esquemática, que facilita a visualização e compreensão. Nos demais arranjos a apresentação será apenas a esquemática. A seguir serão apresentadas as curvas obtidas na simulação, sempre plotadas num eixo cartesiano onde as abscissas trazem o tempo transcorrido desde a manobra e as ordenadas trazem o valor de α . Todas as simulações aqui apresentadas mostrarão o comportamento dos arranjos para uma rejeição de carga de 10%.

Seguem os dados:

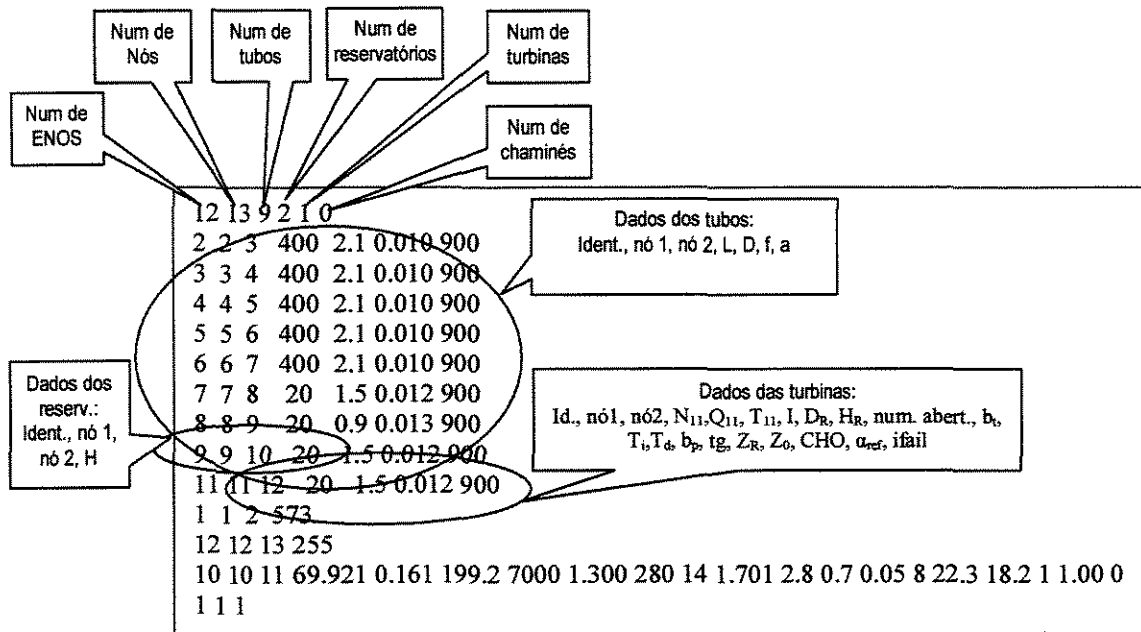


Figura 6.1 – Arranjo 1 apresentação analítica

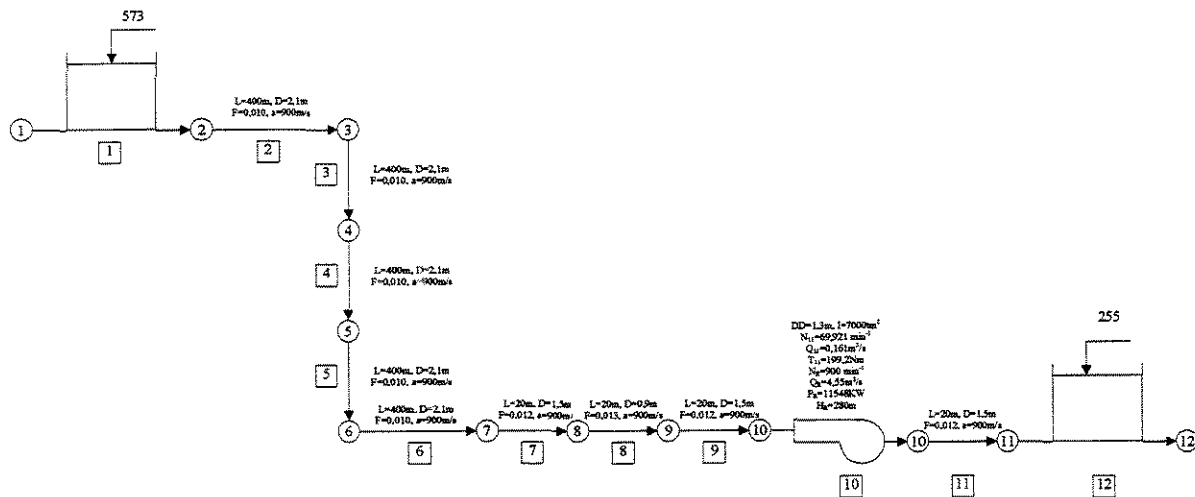


Figura 6.2 – Arranjo 1 apresentação esquemática

6.1.1 Cálculo dos tempos da água e da máquina

Os tempos da água e da máquina foram calculados aplicando as equações 5.68 e 5.69, respectivamente. Estes tempos serão utilizados para cálculo dos parâmetros dos reguladores segundo Hovey (equação 5.74) e Paynter (equação 5.72).

Cálculos		
Tempo da máquina calculado [s]		
$T_m = (I^2 \omega_R^2 / P_R)$		5,38
(Nr foi dado em r.p.m.)		
Tempo da água calculado [s]		
$T_w = (Q_R^2 / (g^* H_R)) * \Sigma(L_i / A_i)$		1,01
Parâmetros do regulador calculados		
	método	
	Hovey	Paynter
bt	0,38	0,47
Ti	4,05	5,96
Td		

Cálculo dos tempos característicos e dos parâmetros do regulador segundo os métodos de Hovey e Paynter

Figura 6.3 – Arranjo 1 cálculo dos tempos característicos

6.1.2. Resultados obtidos nas simulações segundo Hovey e Paynter

Utilizando-se os parâmetros segundo os métodos de Hovey e Paynter nas simulações, obtivemos as seguintes curvas de α :

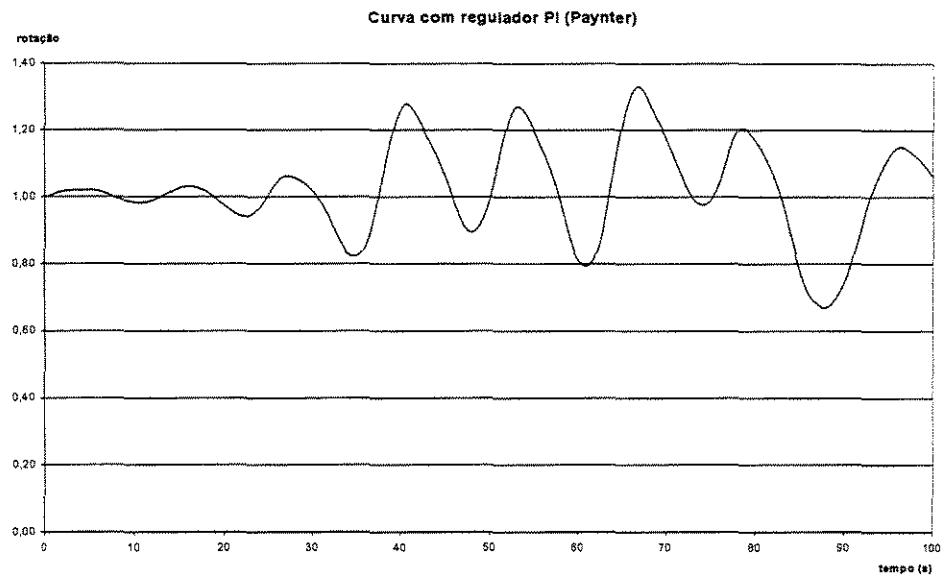


Figura 6.4 – Curva da rotação pelo método de Paynter

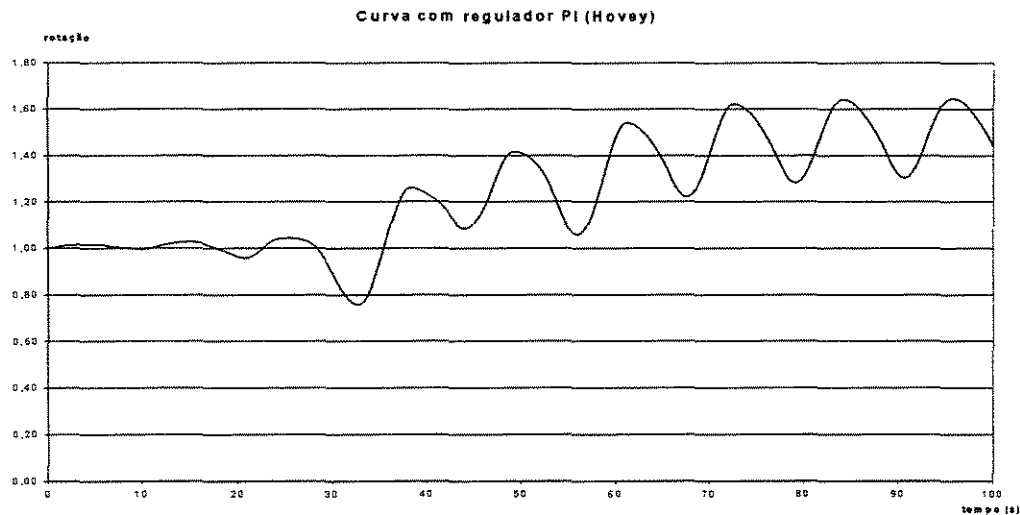


Figura 6.5 – Curva da rotação pelo método de Hovey

Comentários

Nota-se que em ambos os casos não só não há estabilização da velocidade da máquina como a tendência é divergente do *set-point*, o que nos leva a crer que estes métodos se aplicam a condições particulares.

6.1.3 Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

Utilizando o método proposto por Ziegler-Nichols obtivemos a seguinte curva:

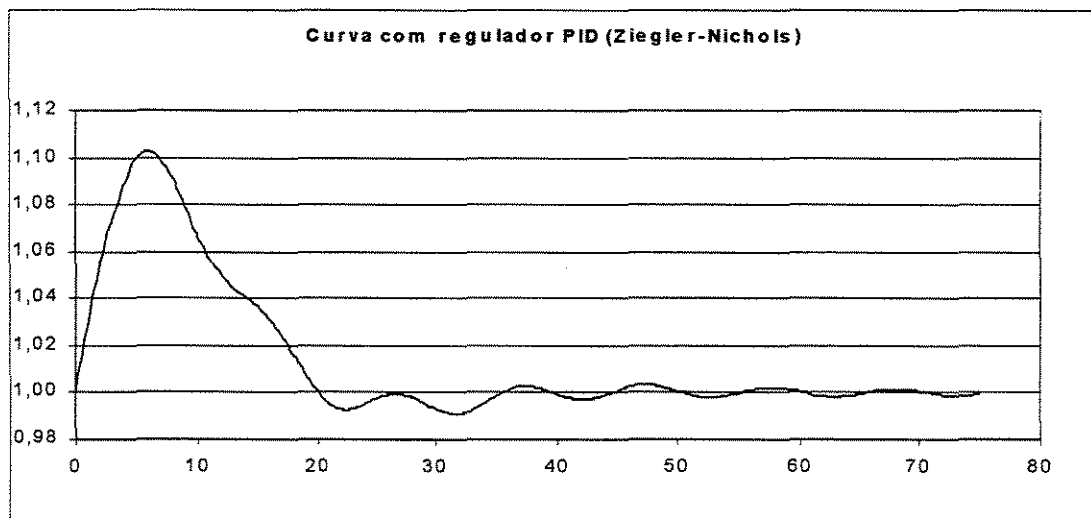


Figura 6.6 – Curva da rotação pelo método de Ziegler-Nichols

Comentários

Nota-se que o resultado do método proposto por Ziegler-Nichols estabiliza a velocidade da máquina no *set-point*.

6.2. Simulação do segundo arranjo proposto

A partir do primeiro arranjo criamos os demais mudando o tempo da água (T_w), através da variação dos comprimentos dos ENOs, ou o tempo da máquina (T_m), através da variação da inércia (I) da máquina. Neste segundo arranjo aumentamos a inércia da máquina de 7.000 t.m^2 para 10.000 t.m^2 , conforme mostra o esquema abaixo:

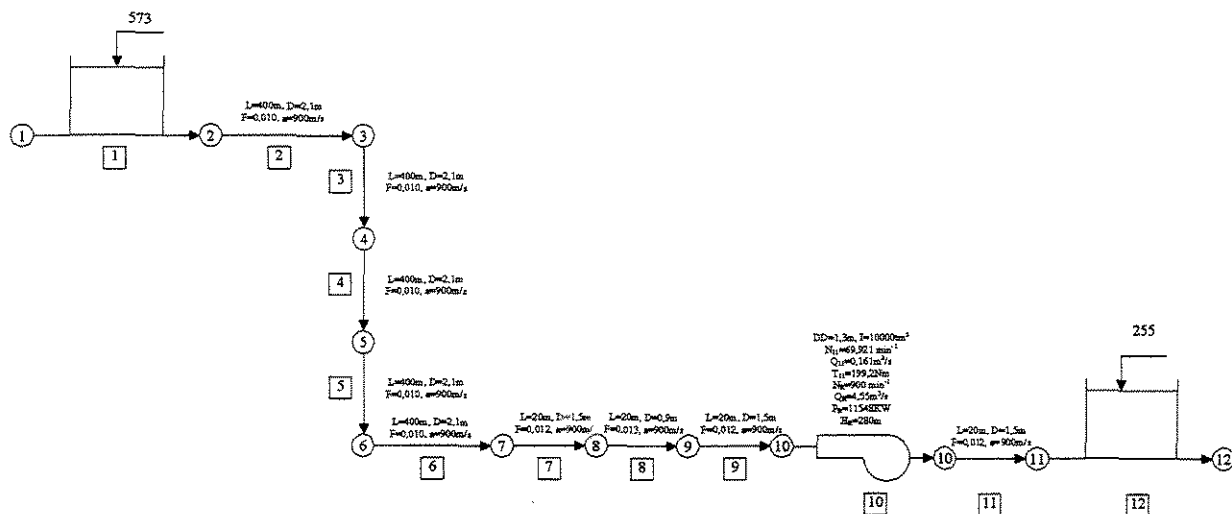


Figura 6.7 – Esquema do Arranjo 2

6.2.1. Cálculo dos tempos da água e da máquina

Os tempos da água e da máquina foram calculados conforme as equações 5.68 e 5.69, com os resultados: $T_w=1,01s$ e $T_m=7,69 s$.

6.2.2. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

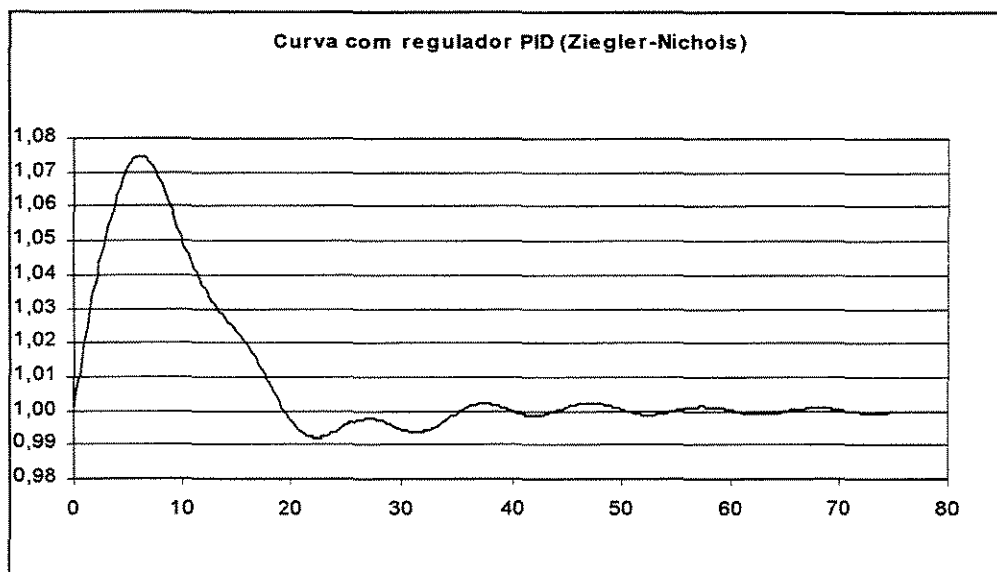


Figura 6.8 – Curva rotação do Arranjo 2 por Ziegler-Nichols

6.3. Simulação do terceiro arranjo proposto

Ainda a partir do primeiro arranjo alteramos agora o tempo da máquina (T_m), através da variação da inércia (I) da máquina aumentando-a de 7.000 t.m² para 12.000 t.m², conforme mostra o esquema abaixo:

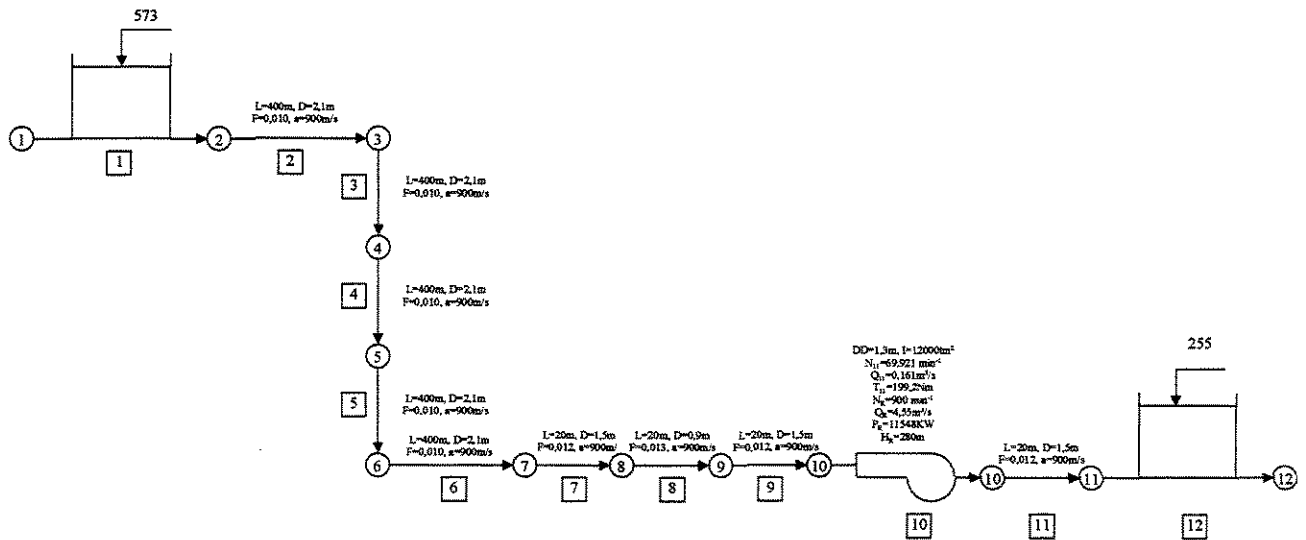


Figura 6.9 – Esquema do Arranjo 3

6.3.1. Cálculo dos tempos da água e da máquina

Os tempos característicos da água e da máquina calculados são: $T_w=1,01s$ e $T_m=9,23s$.

6.3.2. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

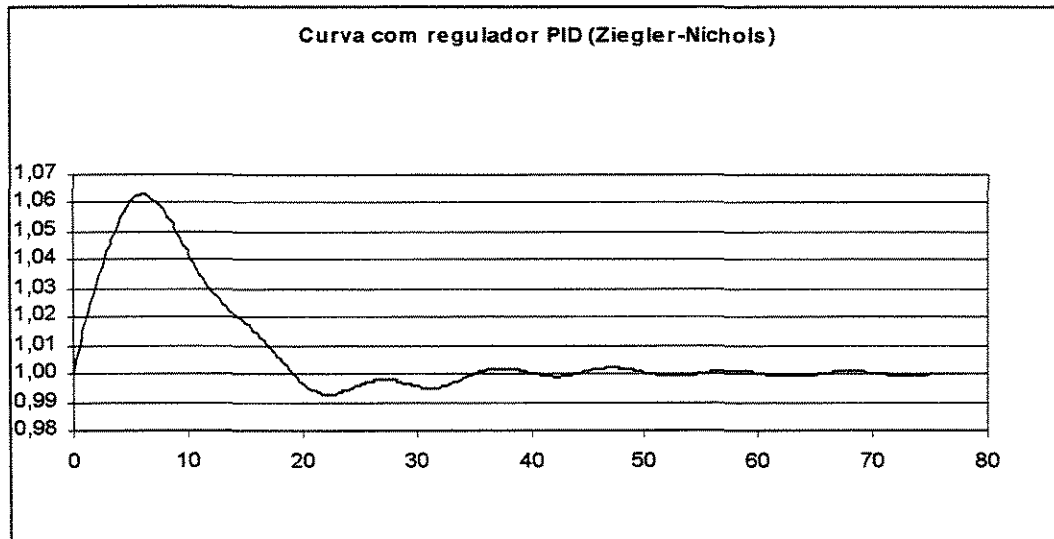


Figura 6.10 – Curva rotação do Arranjo 3 por Ziegler-Nichols

6.4. Simulação do quarto arranjo proposto

Neste arranjo alteramos o tempo da máquina (T_m) aumentando a inércia (I) da máquina de 7.000 t.m² para 14.000 t.m², conforme mostra o esquema abaixo:

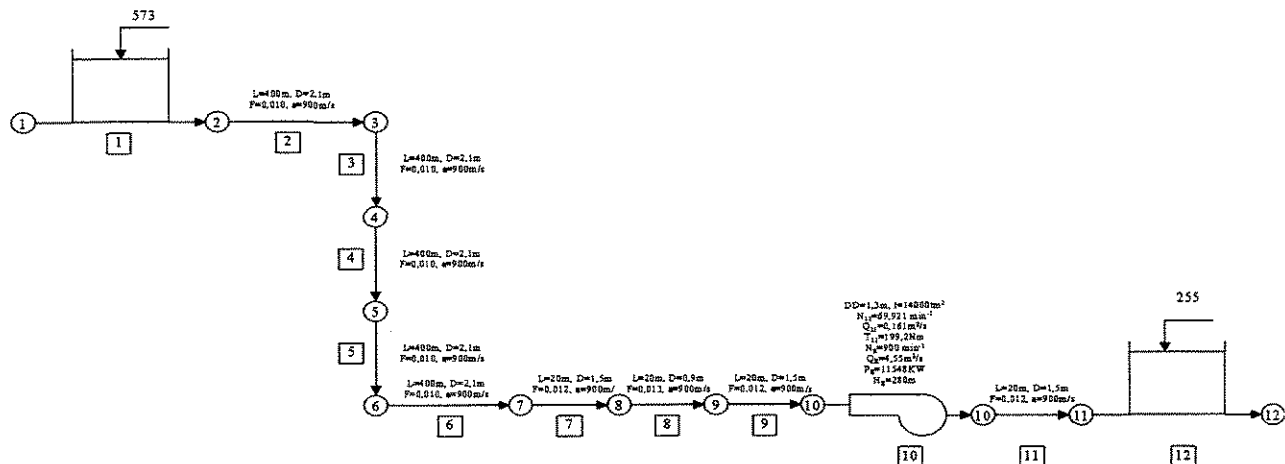


Figura 6.11 – Esquema do Arranjo 4

6.4.1. Cálculo dos tempos da água e da máquina

Os tempos característicos da água e da máquina calculados são: $T_w=1,01s$ e $T_m=10,77s$.

6.4.2. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

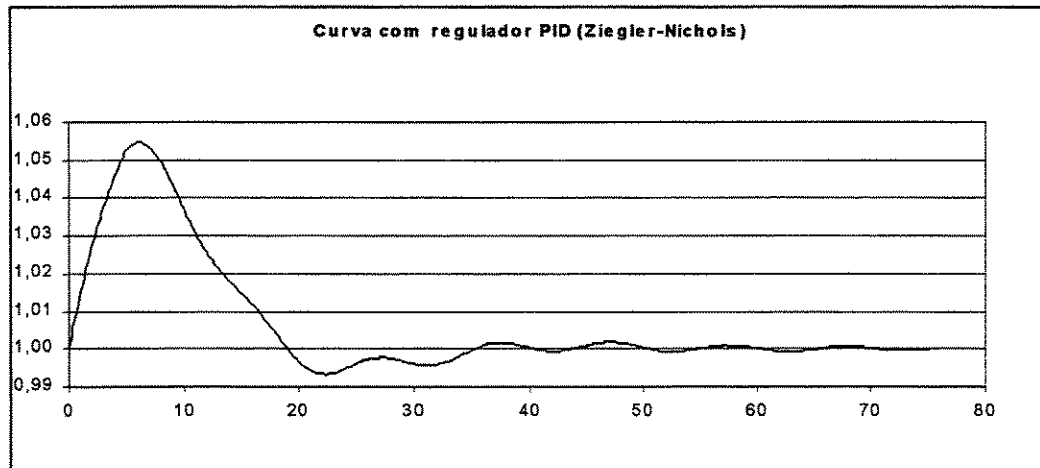


Figura 6.12 – Curva rotação do Arranjo 4 por Ziegler-Nichols

6.5. Simulação do quinto arranjo proposto

Alteramos agora o tempo característico da água (T_w), através da variação dos comprimentos dos ENOs 2, 3, 4, 5 e 6 e repetiremos para este valor calculado as variações de tempo da máquina (T_m) já experimentados com as inércias da máquina (I): 7.000 t.m^2 ; 10.000 t.m^2 , 12.000 t.m^2 e 14.000 t.m^2 . O primeiro esquema mostrado abaixo simula uma máquina com $I=7.000 \text{ t.m}^2$, logo: $T_w=0,77s$ e $T_m=5,38s$

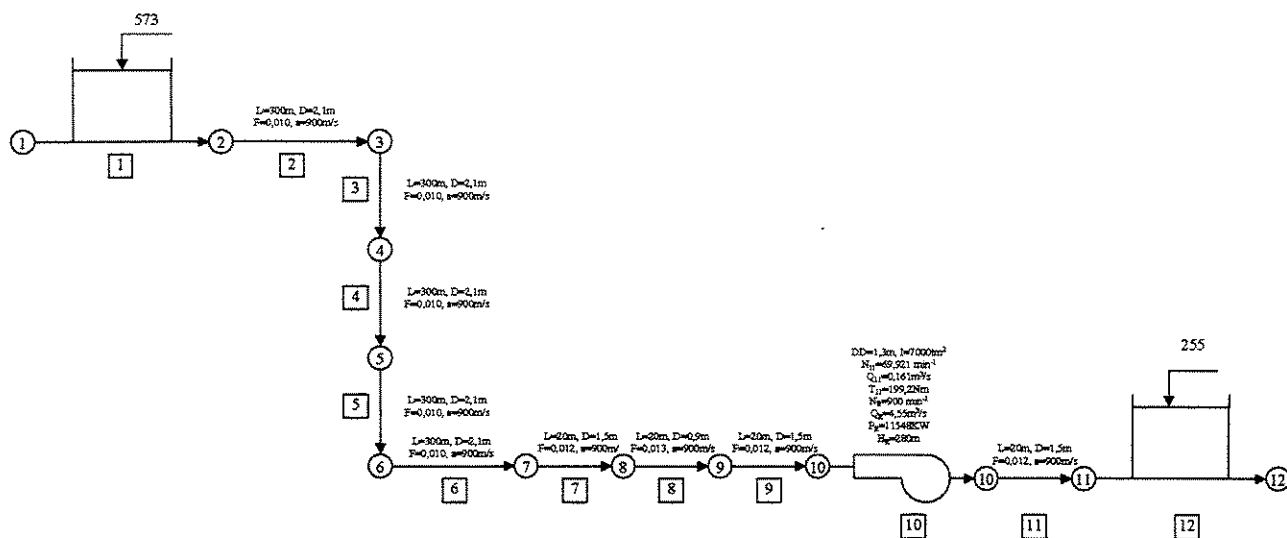


Figura 6.13 – Esquema do Arranjo 5

6.5.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

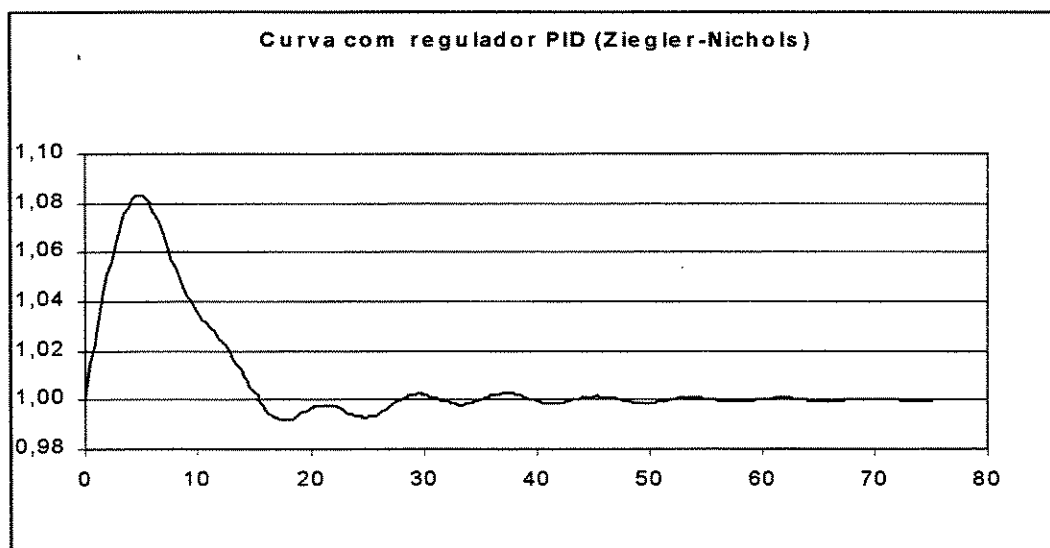


Figura 6.14 – Curva da rotação do Arranjo 5 por Ziegler-Nichols

6.6. Simulação do sexto arranjo proposto

Com $I=10.000 \text{ t.m}^2$, teremos os parâmetros calculados: $T_w=0,77\text{s}$ e $T_m=7,69\text{s}$

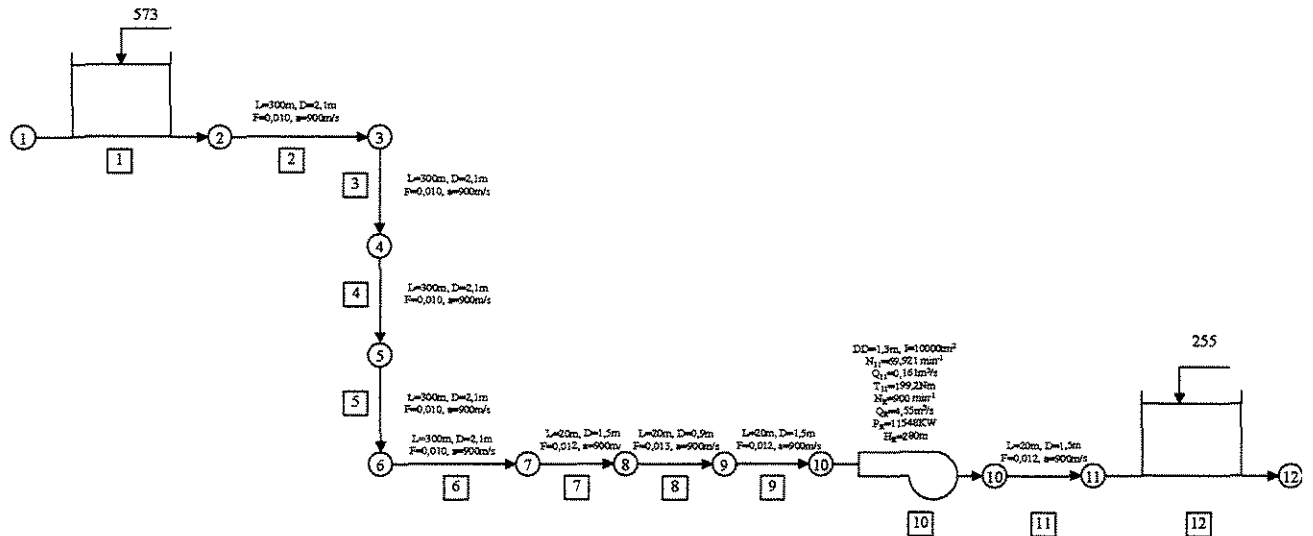


Figura 6.15 – Esquema do Arranjo 6

6.6.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

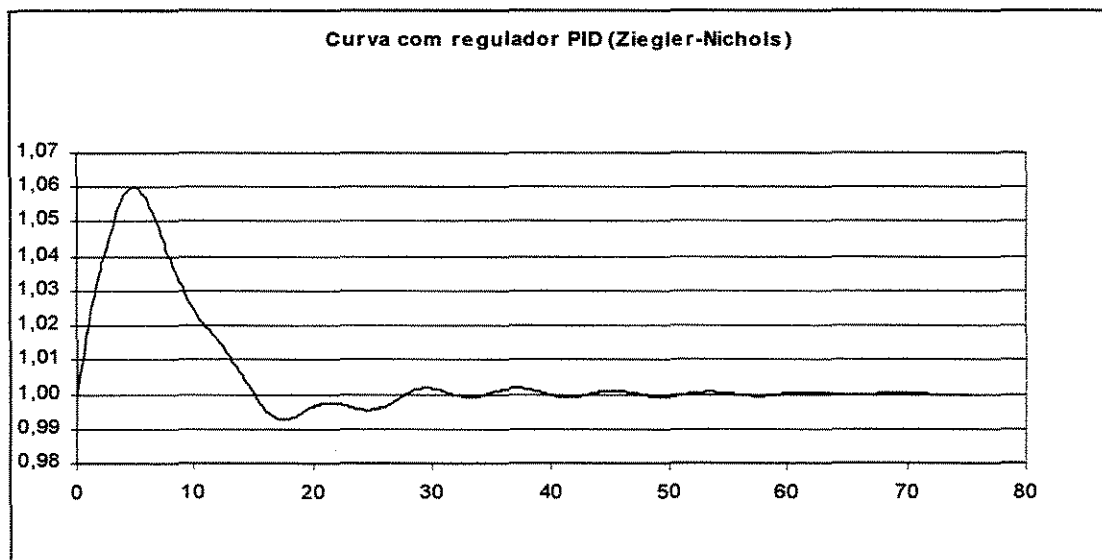


Figura 6.16 – Curva da rotação do Arranjo 6 por Ziegler-Nichols

6.7. Simulação do sétimo arranjo proposto

Com $I=12.000 \text{ t.m}^2$, teremos os parâmetros calculados: $T_w=0,77\text{s}$ e $T_m=7,69\text{s}$

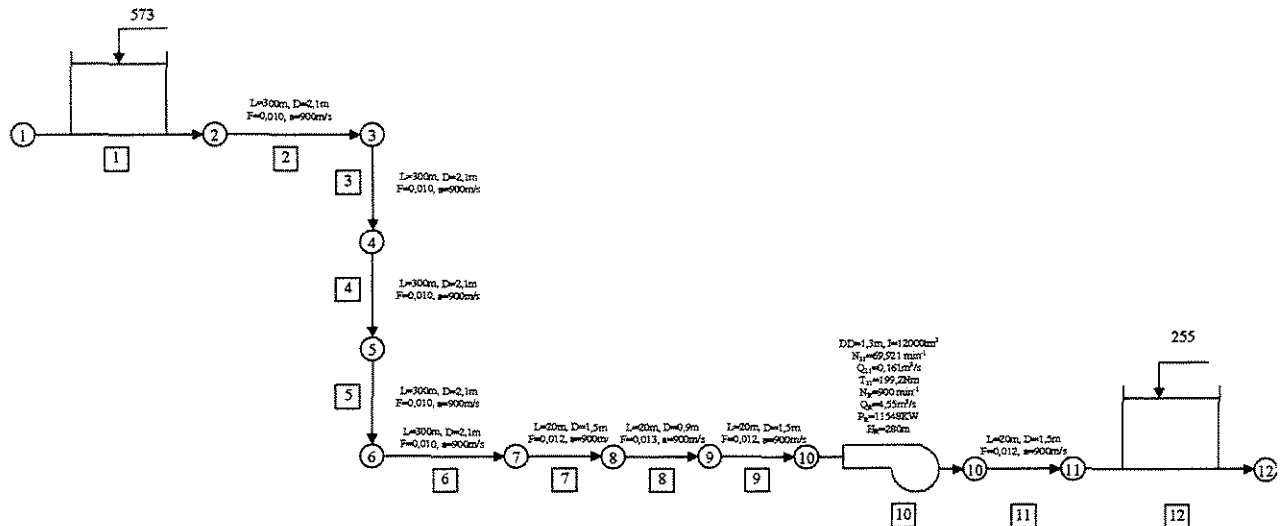


Figura 6.17 – Esquema do Arranjo 7

6.7.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

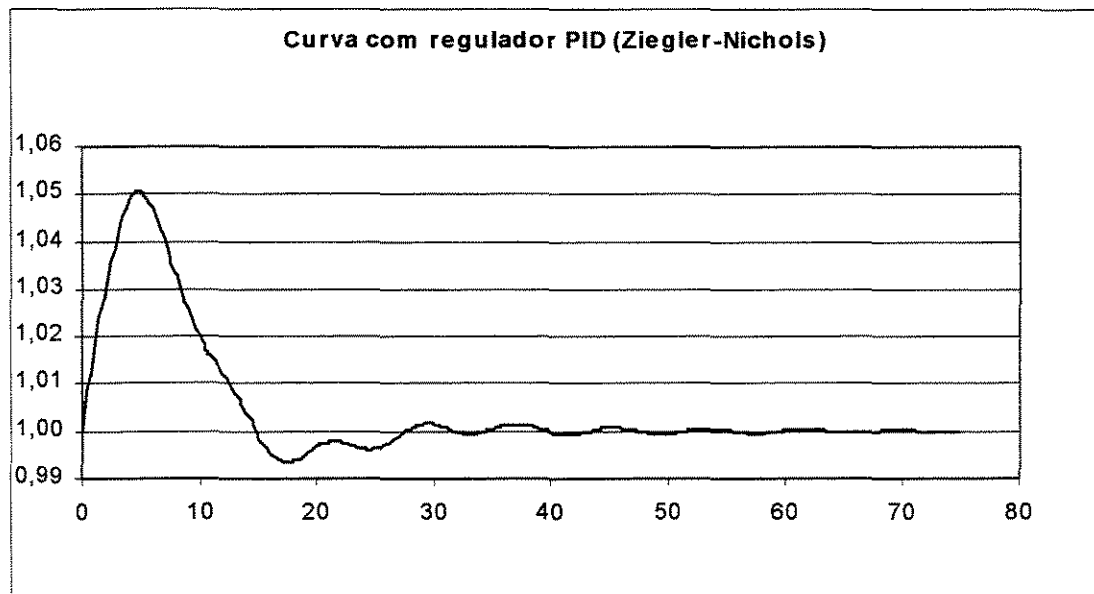


Figura 6.18 – Curva da rotação do Arranjo 7 por Ziegler-Nichols

6.8. Simulação do oitavo arranjo proposto

Com $I=14.000 \text{ t.m}^2$, teremos os parâmetros calculados: $T_w=0,77\text{s}$ e $T_m=10,77\text{s}$.

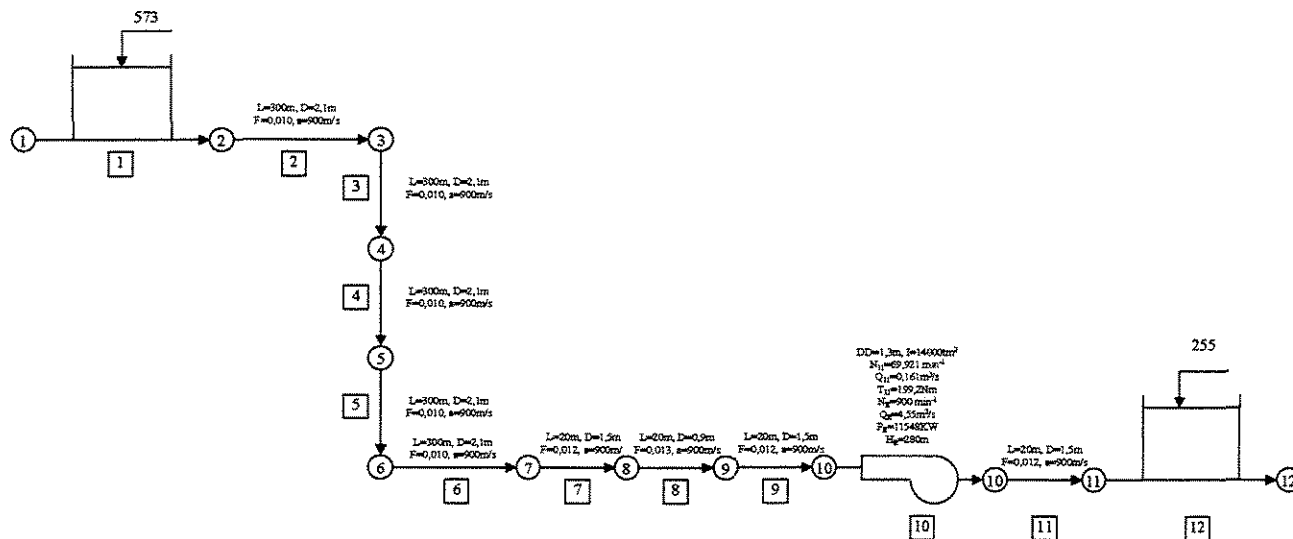


Figura 6.19 – Esquema do Arranjo 8

6.8.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

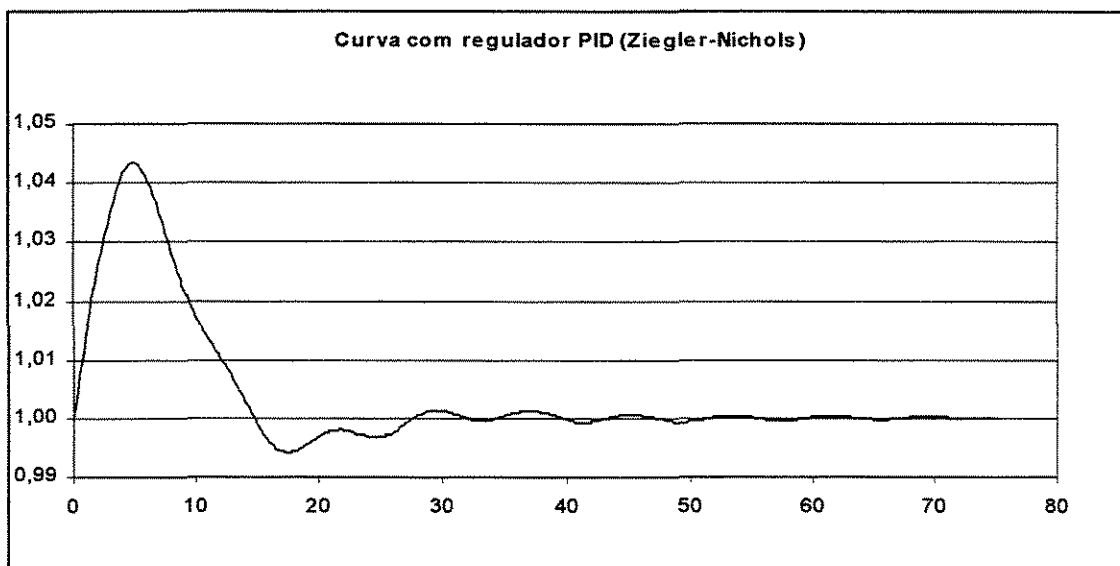


Figura 6.20 – Curva da rotação do Arranjo 8 por Ziegler-Nichols

6.9. Simulação do nono arranjo proposto

Com $I=7.000 \text{ t.m}^2$ e os parâmetros calculados: $T_w=1,25\text{s}$ e $T_m=5,38\text{s}$.

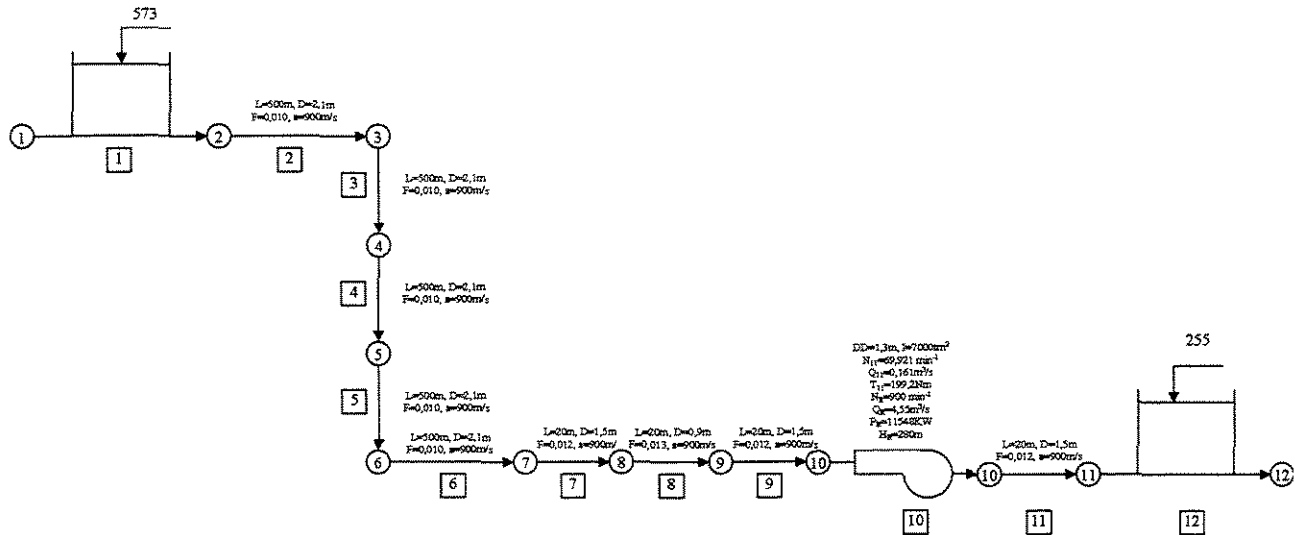


Figura 6.21 – Esquema do Arranjo 9

6.9.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

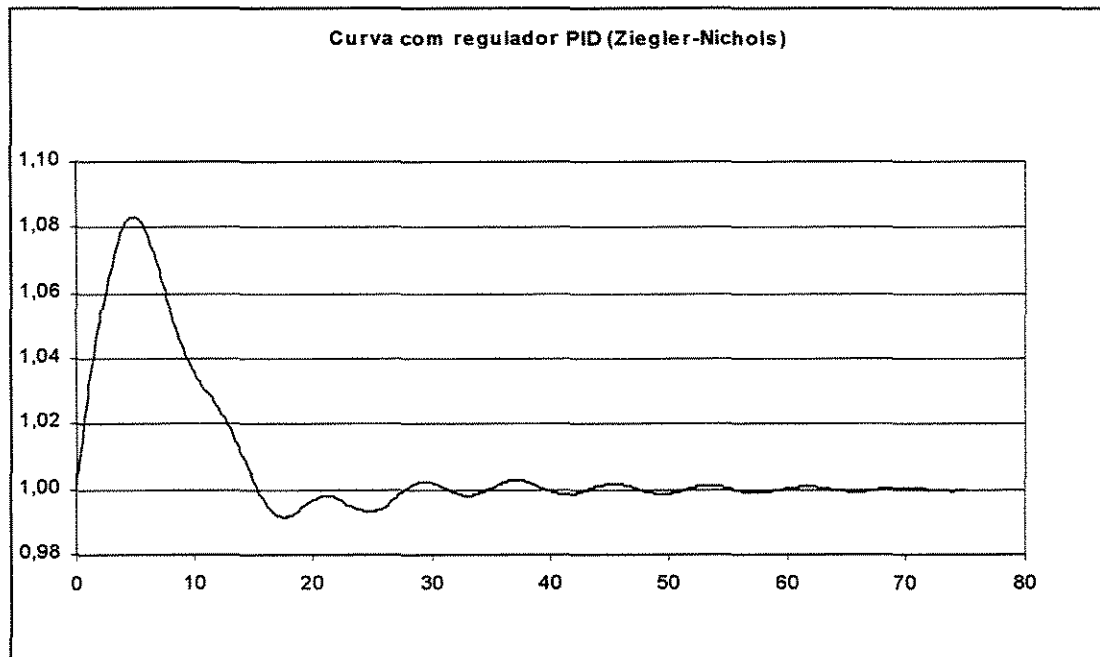


Figura 6.22 – Curva da rotação do Arranjo 9 por Ziegler-Nichols

6.10. Simulação do décimo arranjo proposto

Com $I=10.000 \text{ t.m}^2$ e os parâmetros calculados: $T_w=1,25\text{s}$ e $T_m=7,69\text{s}$.

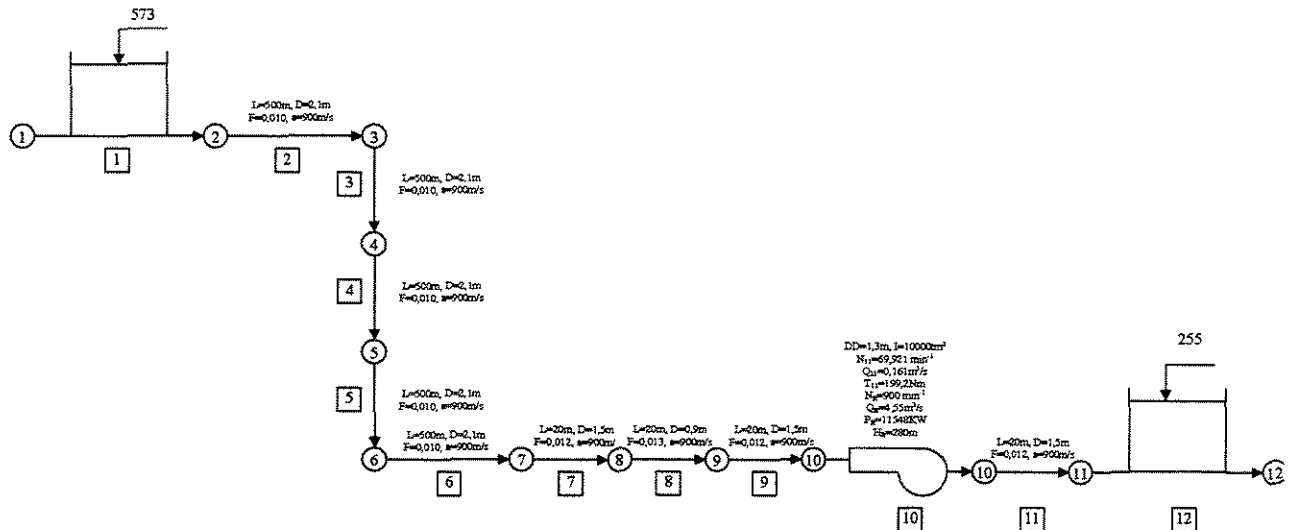


Figura 6.23 – Esquema do Arranjo 10

6.10.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

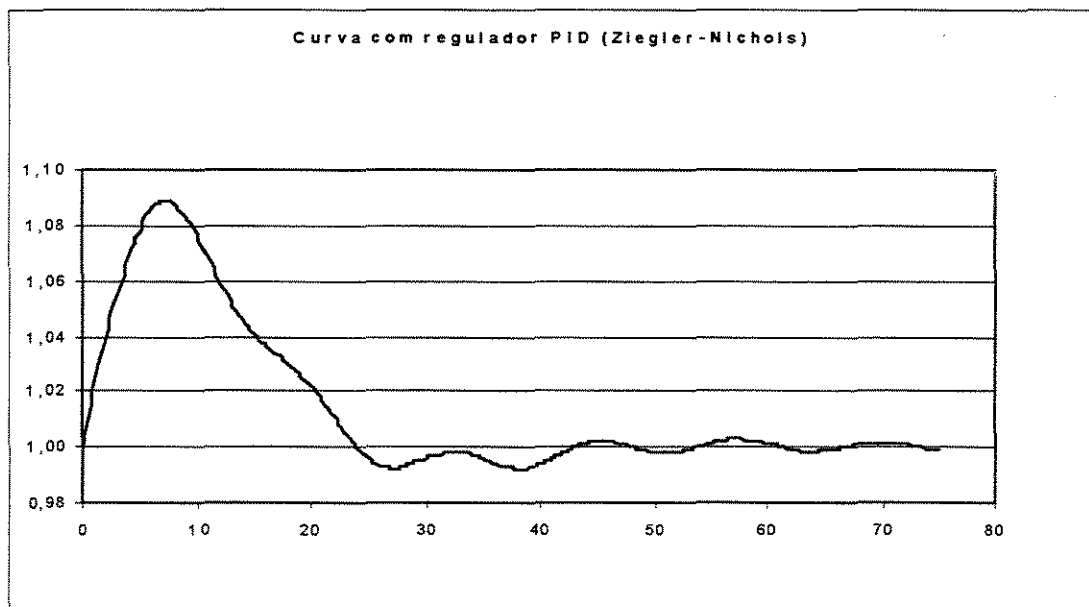


Figura 6.24 – Curva da rotação do Arranjo 10 por Ziegler-Nichols

6.11. Simulação do décimo primeiro arranjo proposto

Com $I=12.000 \text{ t.m}^2$ e os parâmetros calculados: $T_w=1,25\text{s}$ e $T_m=9,23\text{s}$.

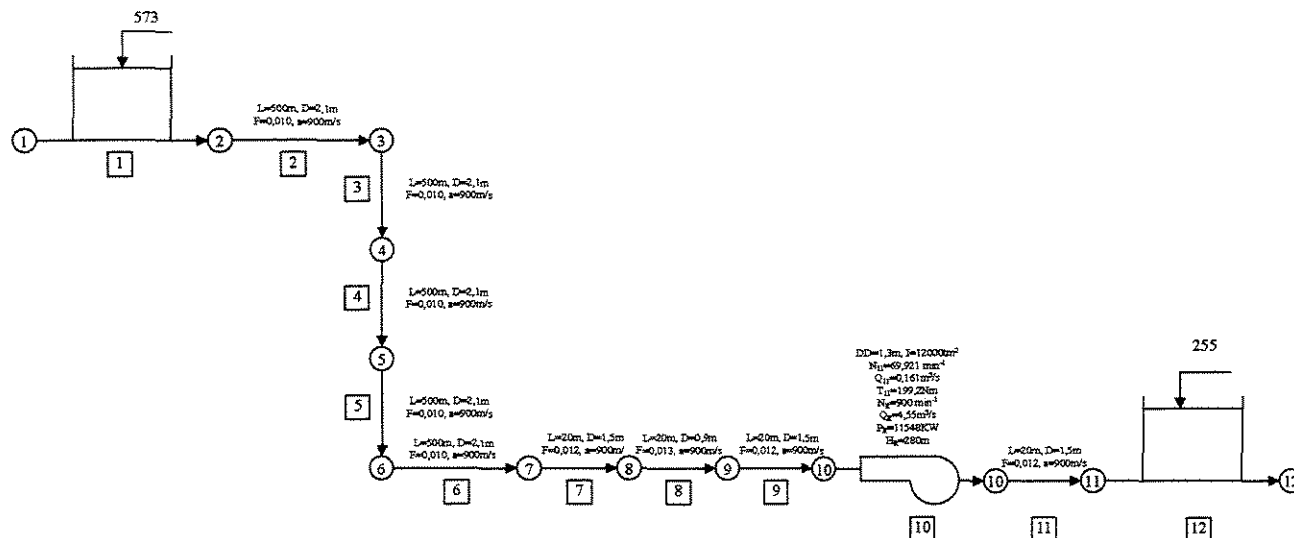


Figura 6.25 – Esquema da Arranjo 11

6.11.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

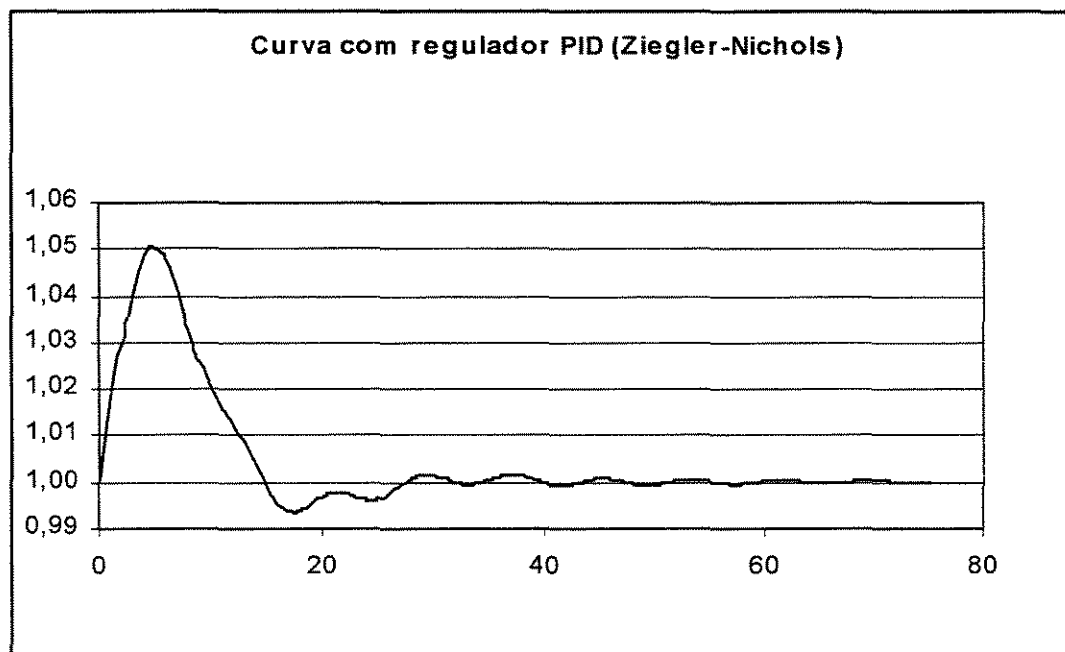


Figura 6.26 – Curva da rotação do Arranjo 11 por Ziegler-Nichols

6.12. Simulação do décimo segundo arranjo proposto

Com $I=14.000 \text{ t.m}^2$ e os parâmetros calculados: $T_w=1,25\text{s}$ e $T_m=10,77\text{s}$.

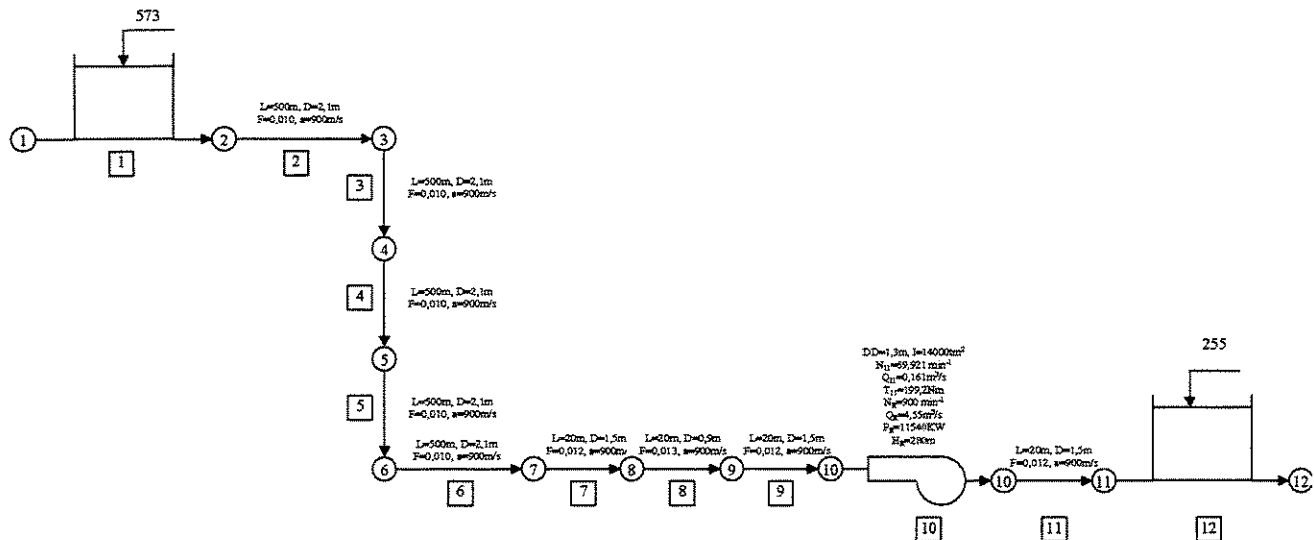


Figura 6.27 – Esquema do Arranjo 12

6.12.1. Cálculo dos tempos da água e da máquina

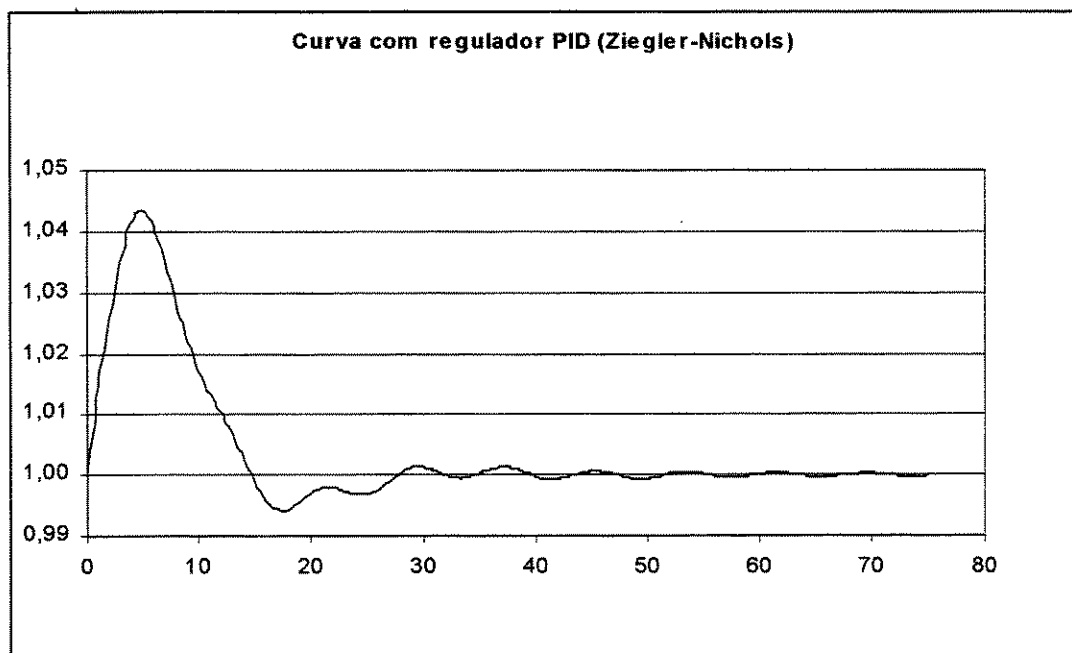


Figura 6.28 – Curva da rotação do Arranjo 12 por Ziegler-Nichols

6.13. Simulação do décimo terceiro arranjo proposto

Com $I=7.000 \text{ t.m}^2$ e os parâmetros calculados: $T_w=2,45\text{s}$ e $T_m=5,38\text{s}$.

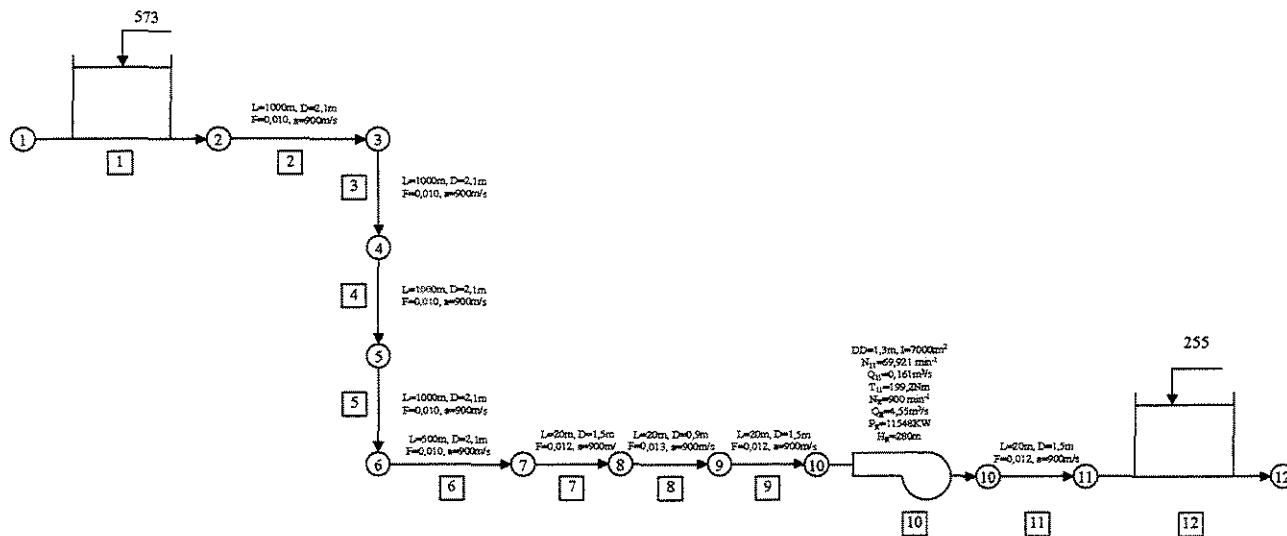


Figura 6.29 – Esquema do Arranjo 13

6.13.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

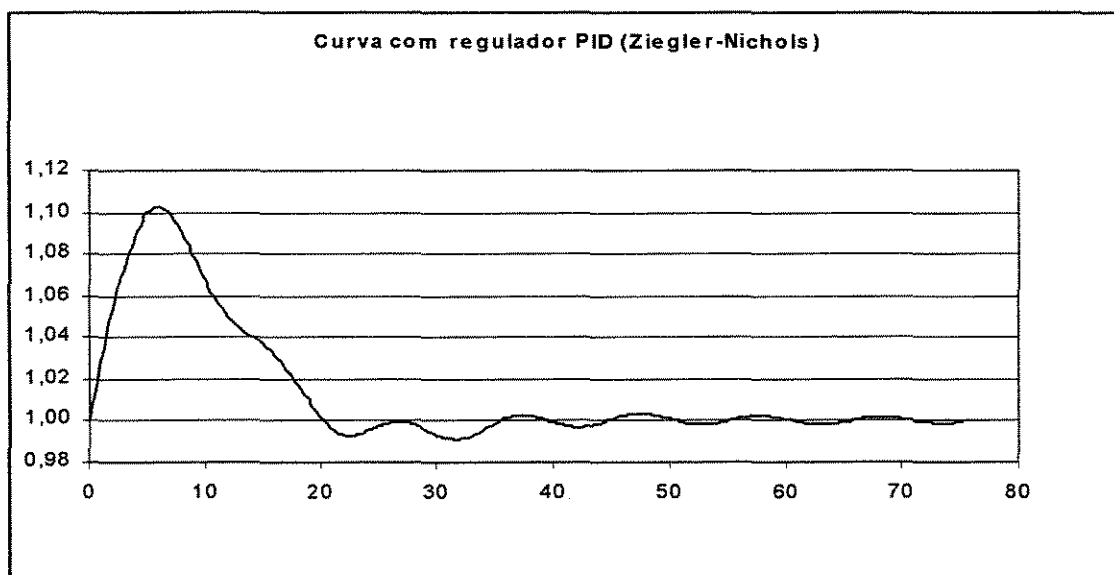


Figura 6.30 – Curva da rotação do Arranjo 13 por Ziegler-Nichols

6.14. Simulação do décimo quarto arranjo proposto

Com $I=10.000 \text{ t.m}^2$ e os parâmetros calculados: $T_w=2,45\text{s}$ e $T_m=7,69\text{s}$.

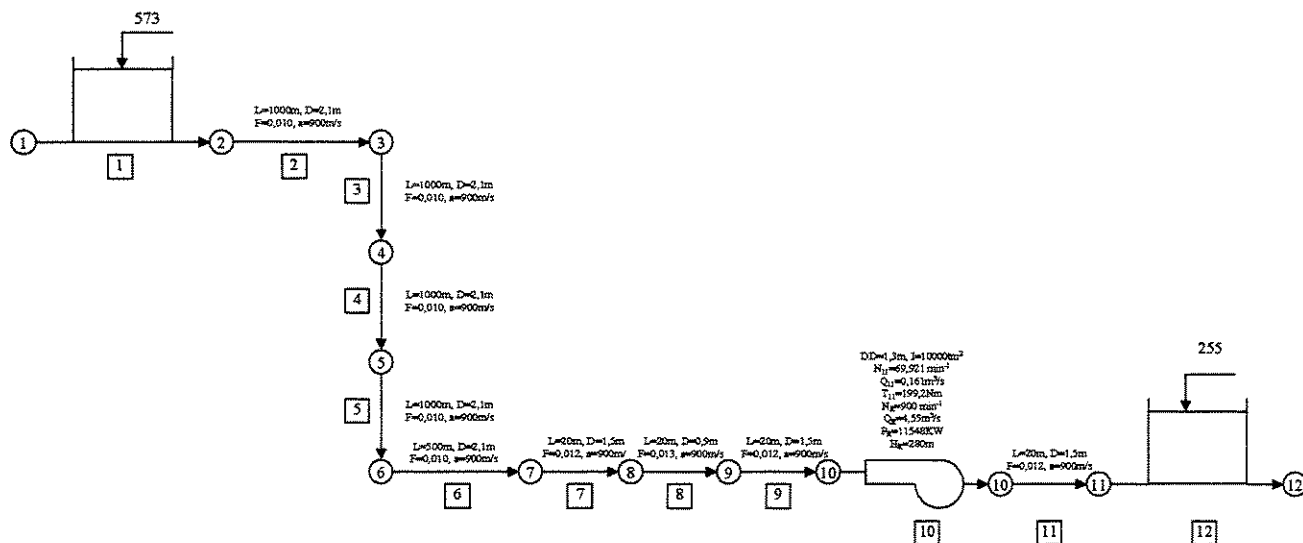


Figura 6.31 – Esquema do Arranjo 14

6.14.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

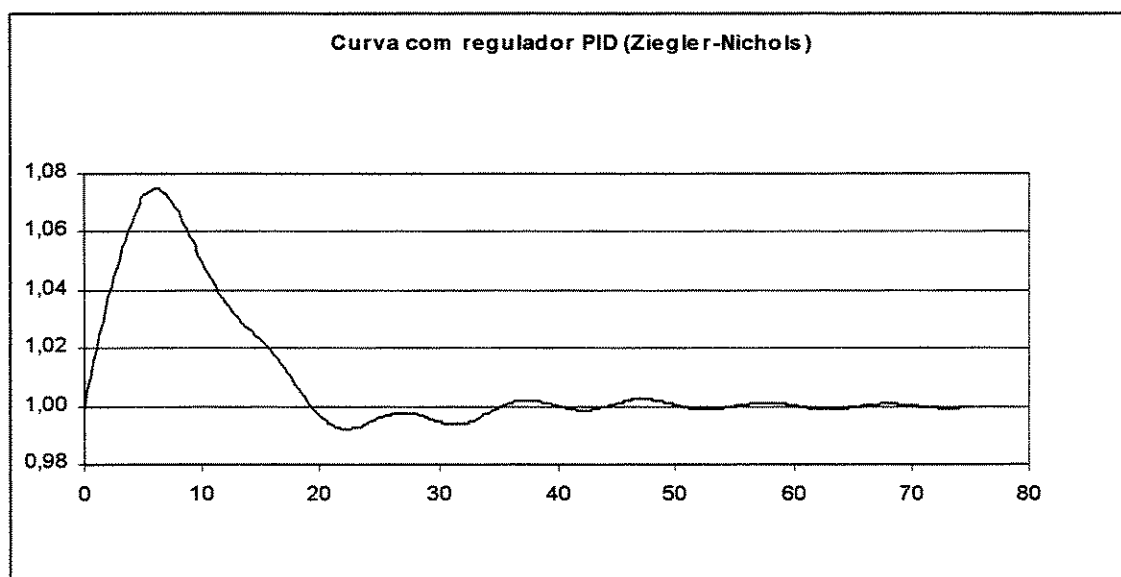


Figura 6.32 – Curva da rotação do Arranjo 14 por Ziegler-Nichols

6.15. Simulação do décimo quinto arranjo proposto

Com $I=12.000 \text{ t.m}^2$ e os parâmetros calculados: $T_w=2,45\text{s}$ e $T_m=9,23\text{s}$.

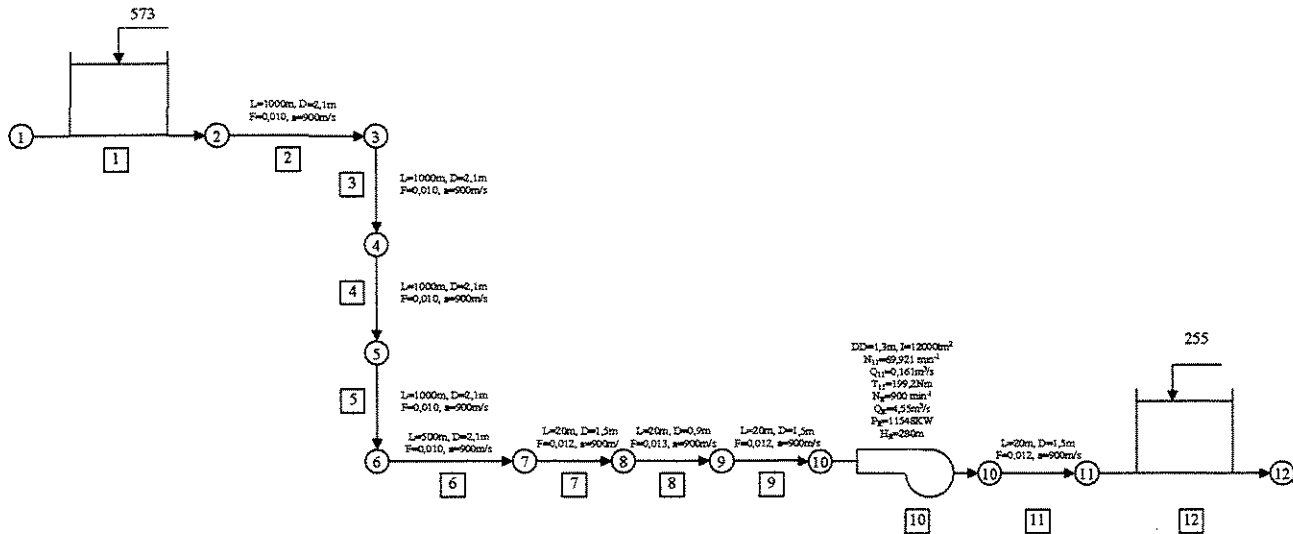


Figura 6.33 – Esquema do Arranjo 15

6.15.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

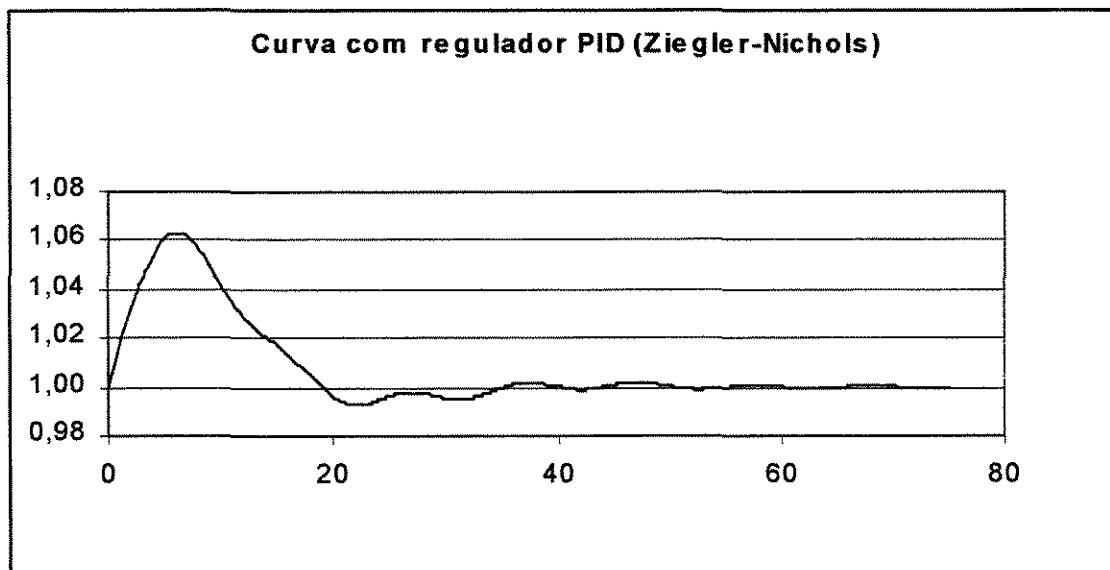


Figura 6.34 – Curva da rotação do Arranjo 15 por Ziegler-Nichols

6.16. Simulação do décimo sexto arranjo proposto

Com $I=14.000 \text{ t.m}^2$ e os parâmetros calculados: $T_w=2,45\text{s}$ e $T_m=10,77\text{s}$.

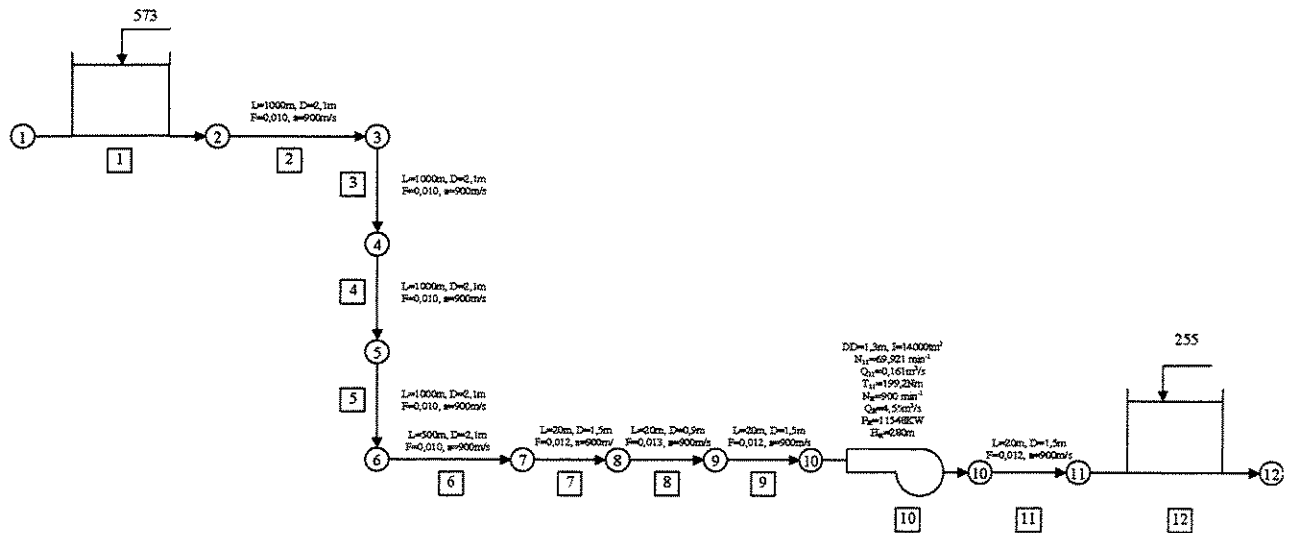


Figura 6.35 – Esquema do Arranjo 16

6.16.1. Resultados obtidos nas simulações segundo Ziegler-Nichols

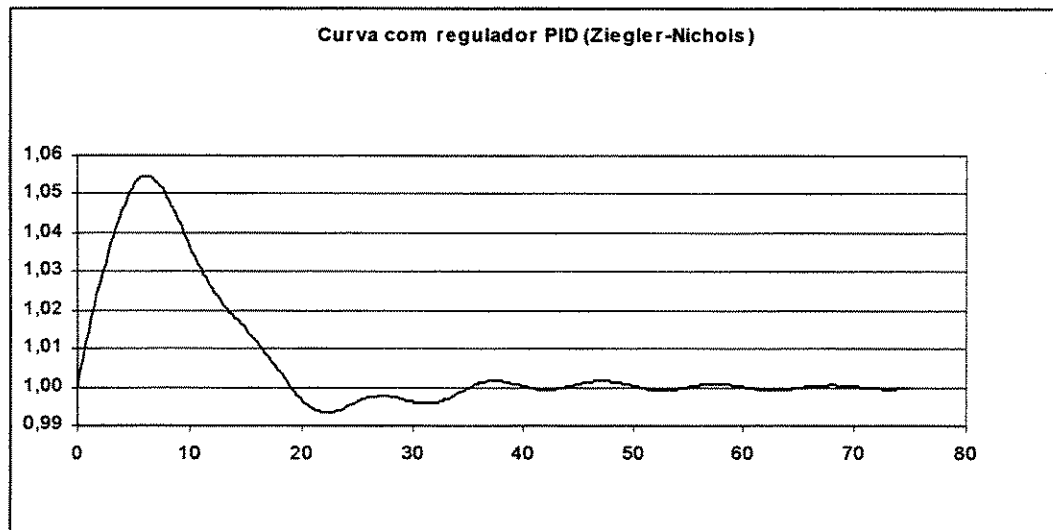


Figura 6.36 – Curva da rotação do Arranjo 16 por Ziegler-Nichols

6.17. Análise dos resultados

Confrontando os resultados dos parâmetros bt obtidos nas diversas simulações com os tempos da máquina, para cada tempo da água, obtivemos os seguintes valores:

Valores de bt obtidos das simulações					
$\text{Inércia (tm}^2\text{)}$	$T_w \text{ (s)}$	0,77	1,01	1,25	2,45
7000	5,38	1,313	1,701	2,104	4,657
10000	7,69	0,896	1,149	1,418	2,834
12000	9,23	0,739	0,94	1,149	2,343
14000	10,77	0,627	0,806	0,985	1,94

Períodos últimos obtidos das simulações					
Pu (s)	8,75	11,25	13,75	26,75	

Figura 6.37 – Valores de bt obtido por Ziegler-Nichols

Valores estes que resulta nas seguintes curvas:

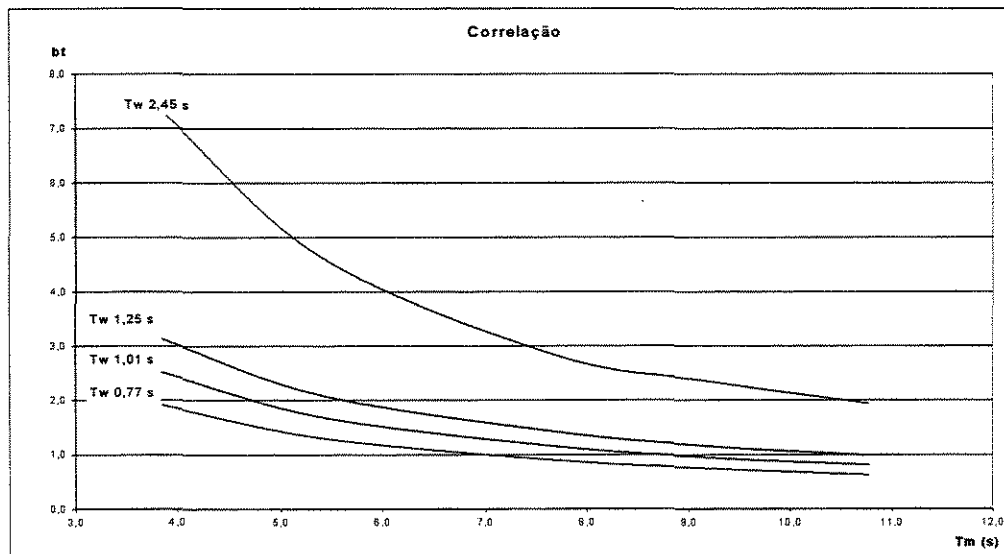


Figura 6.38 – Curvas de $btXT_m$ para vários T_w obtidas por Ziegler-Nichols

Estas curvas denotam uma equação exponencial para cada T_w do tipo $bt = A * Tm^{-B}$.

Efetuada-se regressões de cada uma destas curvas obteremos os seguintes coeficientes A e B :

$$A = 4,3899 * Tw^2 + 3,6334 * Tw + 28701 \quad (6.1)$$

$$B = -0,0624 * Tw^3 + 0,2725 * Tw^2 - 0,4462 * Tw - 0,8737 \quad (6.2)$$

Portanto:

$$bt = (4,3899 * Tw^2 + 3,6334 * Tw + 28701) * Tm^{(-0,0624 * Tw^3 + 0,2725 * Tw^2 - 0,4462 * Tw - 0,8737)} \quad (6.3)$$

Porem, como há relação entre bt e Kp ($Kp=bt^{-1}$) – trabalhamos o valor de bt , pois o programa utiliza este parâmetro – invertendo-se os valores encontrados, teremos:

Valores de Kp obtidos das simulações					
	T_w (s)	0,77	1,01	1,25	2,45
Inércia (tm^2)					
7000	5,38	0,762	0,588	0,475	0,215
10000	7,69	1,116	0,870	0,705	0,353
12000	9,23	1,353	1,064	0,870	0,427
14000	10,77	1,595	1,241	1,015	0,515

Figura 6.39 – Valores de Kp obtidos por Ziegler-Nichols

Verificaremos a seguir o comportamento de K_p contra T_m para cada T_w :

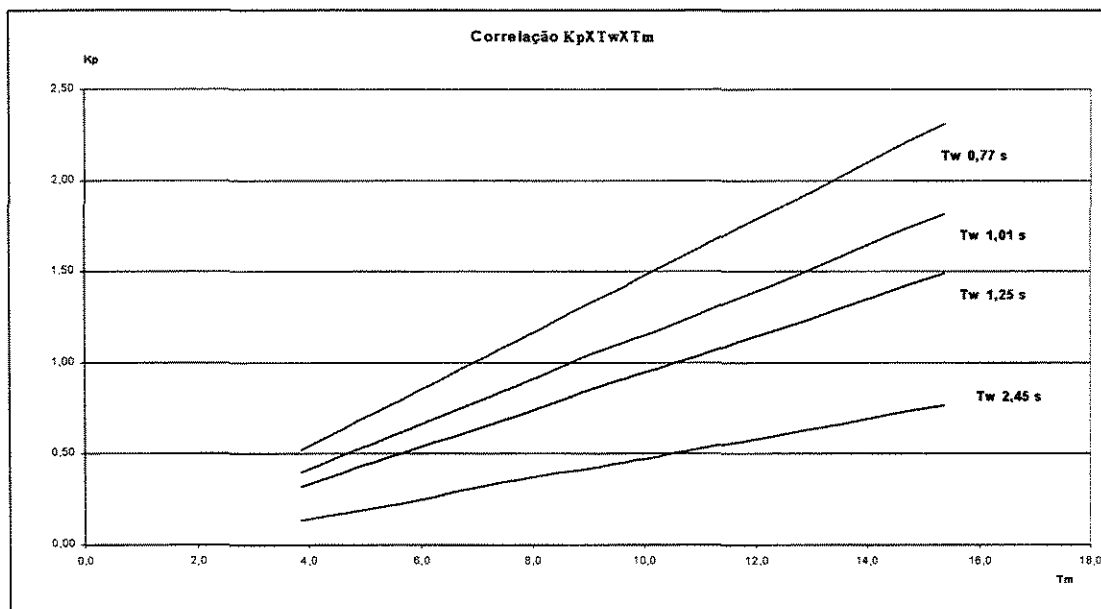


Figura 6.40 – Curvas de K_pXT_m para vários T_w obtidas por Ziegler-Nichols

Nota-se que a relação é linear para cada T_w , o que nos leva a uma equação do tipo $K_p = A + B \cdot T_m$.

Efetuada-se regressões de cada uma das curvas pudemos observar que o coeficiente A e B apresenta a seguinte variação:

$$A = -0,0732 \text{ (constante)}$$

$$B = 0,1232 * T_w^{-0,9023} \quad (6.4)$$

Portanto:

$$K_p = (-0,0732) + (0,1232 * T_w^{-0,9023}) * T_m \quad (6.5)$$

Adotaremos a segunda equação dada sua maior simplicidade e seu comportamento linear.

6.18. Verificação do comportamento da segunda equação proposta (K_p):

Para verificação da segunda equação proposta analisaremos o tempo da água $T_w=1,13$ (correspondente aos ENOS 2, 3, 4, 5, e 6 com 450 metros) simulando pelo método proposto por Ziegler-Nichols e confrontaremos com os resultados obtidos com aplicação direta da equação:

Confrontação de valores de K_p		
T_w (s)	segundo Ziegler-Nichols	segundo equação proposta
0,77	0,520	0,523
1,01	0,775	0,781
1,25	0,945	0,958
2,45	1,115	1,139

Figura 6.41 – Comparação de valores de K_p obtidos por Ziegler-Nichols e pela equação proposta

O que nos resulta, após plotagem dos valores em eixos cartesianos:

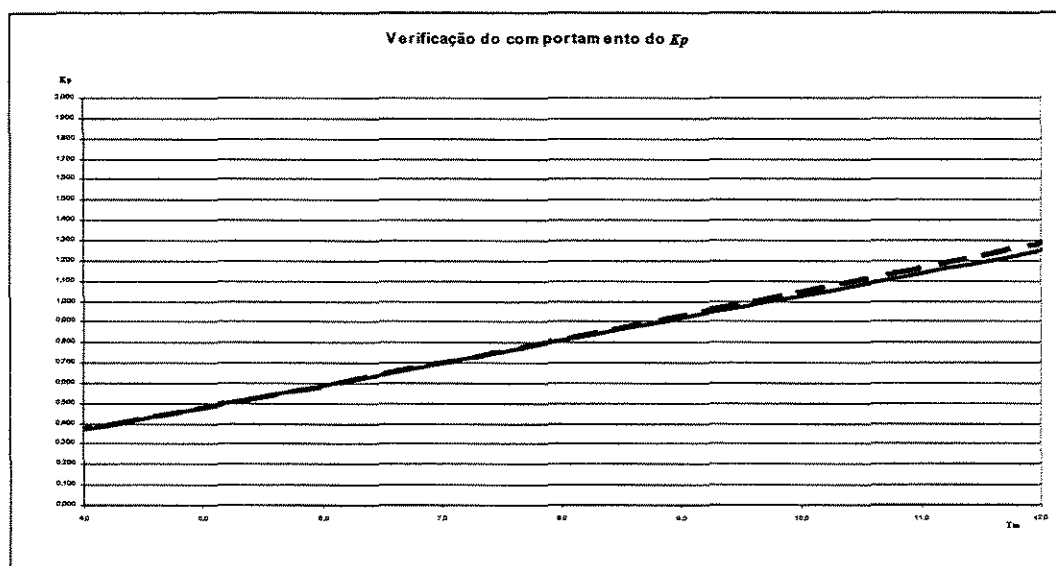


Figura 6.42 – Curvas de valores de K_p obtidos por Ziegler-Nichols e pela equação proposta

Verifica-se, portanto, adequação da equação proposta para rejeições de carga até 10%.

6.19. Análise do comportamento do Período Último (P_u):

Conforme verificamos anteriormente para cada T_w obtivemos um período último (P_u). Pudemos verificar também que, o P_u não varia ao variarmos T_m . Conclui-se, portanto, que P_u depende apenas do tempo da água (T_w)

Plotando em eixos cartesianos os valores de P_u contra T_w , obtivemos:

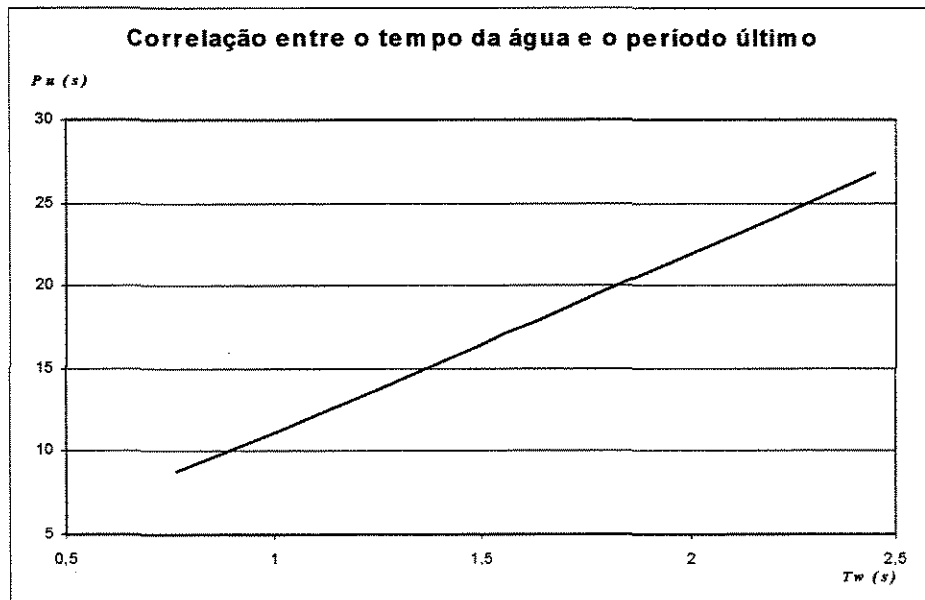


Figura 6.43 – Curvas de valores de $P_u \times T_w$ obtidos por Ziegler-Nichols

Verifica-se pois, novamente uma relação linear dada pela equação:

$$P_u = 10,74 * T_w + 0,4113 \quad (6.6)$$

Com este valor de P_u calcula-se os valores de T_i e T_d conforme as equações 5.81 e 5.82, respectivamente.

7. Conclusões e Recomendações

Este trabalho permite que se tirem algumas conclusões a respeito do comportamento dos parâmetros dos reguladores PID dos PLC (*Programable Logical Controller*) para regulação de rotação (frequência) das unidades geradoras (turbina+gerador) em usinas hidrelétricas.

- 7.1. A análise de transientes em usinas hidrelétricas utilizando o MOC com as características da máquina ajustadas por Séries de Fourier, no domínio do tempo é adequada, mostra-se eficaz e traz vantagens inequívocas às análises realizadas no domínio da frequência;
- 7.2. A apresentação gráfica dos parâmetros dos reguladores PID, valores obtidos de K_p (ou bt), contra valores calculados de T_m , para cada T_w mostra que existe correlação matemática entre estes parâmetros que obedecem a uma equação. A forma apresentada neste trabalho sugere uma família de curvas – uma para cada T_w ;
- 7.3. O comportamento das curvas de K_p é linear;
- 7.4. Os valores do período último (P_u) que dependem apenas do tempo da água e possuem, quando plotados contra T_w , comportamento linear, obedecendo a uma equação. Com estes valores calculam-se os valores dos tempos integral (T_i) e derivativo (T_d);

- 7.5. Finalmente, sugere-se que se continue investigando estas correlações para cada rejeição ou aceitação de carga. As relações entre os valores dos parâmetros do regulador PID e os tempos característicos da água e da máquina, em cada condição operacional, se conhecidas, podem enriquecer o controle operacional, minimizando os efeitos das manobras, diminuindo a amplitude de oscilação e o tempo do transiente, o que se traduz em maior confiabilidade e menor custo operacional.

Abstract

Hereby are presented directions to simulate the operation of hydraulic turbine by the mathematic-computational model, whereby the characteristics are presented by Fourier Series and proposal by Suter. The simulations realized by Ziegler-Nichols method in several models to find relationship between governor parameters and characteristics times of water and machine (T_w and T_m). The Ziegler-Nichols method establishes a routine to obtain adequate values of proportional, integral and derivative constants. With this direction, the simulations were accomplished and the suspicious were confirmed by the establishment, by one load rejection, of an equation where the parameters were obtained directly. This results show that all range of operational conditions must be investigated to offer better conditions to operators and to optimize results.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **Schiozer, D.** *Mecânica dos Fluidos*. Editora Araguaia, São Paulo – Brasil, 1990.
- [2] **Andrade, J. G. P.** *Análise e Otimização da Operação de Usinas Hidráulicas*, Tese de Livre Docência, UNICAMP – Brasil, 1994.
- [3] **Ogata, K.** *Modern Control Engineering*. Prentice Hall Inc., Englewood Cliffs, N.J. – USA, 1990.
- [4] **Luvizotto Jr.** *Controle Operacional em Redes de Abastecimento de Água Auxiliado por Computador*, Tese de Doutorado, USP – Brasil, 1995.
- [5] **Luvizotto Jr., E., Koelle, E. & Andrade, J. G. P.** – “Expert System for Analysis of Pumped Storage Schemes” – XVIII Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation – IAHR – Valencia – Spain, 1996.
- [6] **Koelle, E., Andrade, J. G. P. & Luvizotto, E.** – “Personality Investigation of Hydraulic Networks Using the MOC – Method of Characteristics” – 7 International Conference on Pressure Surges and Fluid Transients in Pipelines and Open Channels; Harrogate – U.K. 1996.
- [7] **Andrade, J.G.P. And Martin, S.** – “Representation of Pump – Turbine Characteristics using Fourier Series” – Proc. of Int. Conference on unsteady flow and fluid transients – Durham – UK – 29 sept – 01 oct, 1992.
- [8] **Wyllie, E.B. & Streeter, V.L.** – “Fluid Transients” – McGraw-Hill Book Co., N.Y., 1992.
- [9] **Porto, R. M.** *Hidráulica Básica*. Projeto Reenge EESC-USP, São Paulo – Brasil, 1999.
- [10] **Chaudhry, M.H.** *Applied Hydraulic Transients*. Van Nostrand Reinhold Co., N.Y. – USA, 1986.
- [11] **Almeida, A.B. & Koelle, E.** *Fluid Transient in Pipe Networks*. Computacional Mechanics Publications and Elsevier Applied Science, 1992.

- [12] Koelle, E. & Andrade, J.P.G. *Hydroelectric Plant Operation Analysis – The Analytic Representation of the Characteristics of the Hydraulic Machines*. International Symposium HIDRO-90 Small-Medium. S.P – Brasil, 1990.
- [13] Luvizotto Jr., E. & Koelle, E. *The Analytic Representation of the Characteristics of Hydraulic Machines for Computer Simulations*. International Conference on Unsteady Flow and Fluid Transients, Durham – UK, 1992.
- [14] Knapp, R. T. *Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Uses in the Prediction of Transients Behavior*. Transaction ASME, Vol. 59, pp 683-689, 1937.
- [15] Donsky, B. *Complete Pump Characteristics and the Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients*. Journal of Basic Engineering, Transactions, ASME, Vol. 83, pp 683-699, 1961.
- [16] Martin, C. S. *Transformation of Pump-Turbine Characteristics for Hydraulic Transient Analysis*. Proceedings 11th IAHR Symposium – Section on Hydraulic Machinery, Amsterdam, 1982.
- [17] Marchal, M., Flesh, G. & Suter, P. *The Calculation of Waterhammer Problems by Means of Digital Computer*. Proceedings of International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage Projects, ASME, Chicago, 1965.
- [18] Gonçalves, M. N. F., *Análise dos Parâmetros do Regulador de Velocidade e Utilização de Controle Adaptativo em Máquinas Hidráulicas Através do Método de Ziegler-Nichols*. Tese de doutorado, São Paulo, Brasil, 1997.