

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**

**UNIFEI**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE TURBINAS A GÁS  
AERODERIVATIVAS NA OPERAÇÃO EM CICLO COMBINADO**

**WILLIAM ALVES CARNEIRO**

Itajubá, Junho de 2007.

MG – Brasil

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**

**UNIFEI**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE TURBINAS A GÁS  
AERODERIVATIVAS NA OPERAÇÃO EM CICLO COMBINADO**

**WILLIAM ALVES CARNEIRO**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica.**

Área de Concentração: Sistemas Elétricos de Potência

Orientador: Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Co-Orientador: Prof. Dr. Cláudio Ferreira

Itajubá, Junho de 2007.

MG – Brasil

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**

**UNIFEI**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE TURBINAS A GÁS  
AERODERIVATIVAS NA OPERAÇÃO EM CICLO COMBINADO**

**WILLIAM ALVES CARNEIRO**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes (UNIFEI)

Prof. Dr. Cláudio Ferreira (UNIFEI)

Prof. Dr. Carlos Alberto Murari Pinheiro (UNIFEI)

Prof. Dr. Jocélio Souza de Sá (INATEL)

*“O único homem que está isento de erros,  
é aquele que não arrisca acertar.”*

*Albert Einstein*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus pela minha vida e por ter me concedido a grande oportunidade de realizar este trabalho.

À minha amada esposa Kristiane, por nunca ter me deixado desistir e por ter permanecido ao meu lado mesmo nos momentos mais difíceis.

Aos meus pais pelo amor e apoio incondicional em todas as minhas decisões.

Aos meus orientadores e amigos Prof. Pedro Paulo e Prof. Cláudio Ferreira pelos ensinamentos e por toda a confiança depositada em mim ao longo deste tempo.

Ao meu colega e grande amigo Deyvid por sua incomparável virtude de ajudar a todos, sacrificando muitas vezes suas próprias atividades.

“Dedico inteiramente este trabalho a minha esposa Kristiane,  
por tudo que ela representa na minha vida.”

## **RESUMO**

Esta dissertação descreve de maneira simplificada os elementos componentes de uma central termelétrica que opera em ciclo combinado gás-vapor, abordando seus princípios de funcionamento, tipos e características particulares.

Neste trabalho são apresentadas as principais características e configurações das turbinas a gás aeroderivativas, bem como a descrição de seus modelos matemáticos, propostos para análise da estabilidade dinâmica de sistemas elétricos.

O trabalho apresenta também diversos resultados de simulações de perturbações em sistemas de potência, compostos por unidades aeroderivativas operando em ciclo combinado, destacando as influências de seus principais elementos componentes no comportamento dinâmico do sistema.

## **ABSTRACT**

This dissertation describes in a simplified manner, the composing elements of a thermal power plant, which operates in combined cycle and deals with its working principles, types and specific characteristics.

In this work, the main characteristics and configurations of the aeroderivatives gas turbine are presented, as well as its math models description, proposed to analyze the dynamic stability of electrical systems.

This also presents several results from disturbance simulations in power systems, composed by aeroderivatives units operating in combined cycle, highlighting the influences of its main composing elements in the dynamic system behavior.

# SUMÁRIO

<b>RESUMO .....</b>	<b>VII</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>VIII</b>
<b>SUMÁRIO.....</b>	<b>IX</b>
<b>SIMBOLOGIA .....</b>	<b>XVIII</b>
<b>CAPÍTULO 1.....</b>	<b>1</b>
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. OBJETIVOS.....	1
1.2. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	1
<b>CAPÍTULO 2.....</b>	<b>3</b>
2. ESTADO DA ARTE.....	3
2.1. TRABALHOS RELEVANTES .....	3
<b>CAPÍTULO 3.....</b>	<b>12</b>
3. TURBINAS A GÁS AERODERIVATIVAS .....	12
3.1. CARACTERÍSTICAS DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS .....	12
3.2. CONFIGURAÇÕES DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS .....	14
3.2.1. TURBINAS COM DOIS EIXOS.....	14
3.2.2. TURBINAS COM VÁRIOS EIXOS .....	14
3.3. MODELAGEM MATEMÁTICA.....	15
3.3.1. MODELAGEM MATEMÁTICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS .....	16
3.3.1.1. CONFIGURAÇÕES AERODERIVATIVAS TRADICIONAIS.....	17
3.3.1.2. CONFIGURAÇÕES AERODERIVATIVAS AVANÇADAS .....	20
3.4. EXEMPLO DE TURBINAS AERODERIVATIVAS .....	22
3.4.1. CONFIGURAÇÕES E CARACTERÍSTICAS DE OPERAÇÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS DA GE .....	22
3.4.2. CARACTERÍSTICAS DOS MODELOS DA LINHA LM.....	23
3.4.2.1. TURBINA A GÁS LM1600 .....	23
3.4.2.2. TURBINA A GÁS LM2500 .....	24
3.4.2.3. TURBINA A GÁS LM6000.....	25
3.4.2.4. SISTEMA LM6000 SPRINT™ .....	26
3.4.2.5. SISTEMA STIG™ .....	27
3.4.3. EMISSÕES DE GASES .....	27
<b>CAPÍTULO 4.....</b>	<b>29</b>
4. CICLO COMBINADO .....	29
4.1. COMPONENTES DO CICLO COMBINADO .....	31

---

4.1.1. CICLO A VAPOR .....	31
4.1.2. CICLO A GÁS .....	36
4.1.3. CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO (HRSG) .....	40
4.1.3.1. COMPONENTES DA CALDEIRA .....	49
4.1.4. VÁLVULAS DE <i>By Pass</i> .....	51
4.1.4.1. CARACTERÍSTICAS DO <i>BYPASS</i> DAS TURBINAS .....	52
4.1.4.2. SISTEMAS DE CONTROLE DA CONFIGURAÇÃO EM CICLO COMBINADO.....	54
4.1.5. INLET GUIDE VANE (IGV) .....	60
4.2. MODELAGEM MATEMÁTICA DO CICLO COMBINADO.....	61
4.2.1. TURBINAS A GÁS .....	61
4.2.1.1. CONTROLE DE VELOCIDADE.....	61
4.2.1.2. CONTROLE DE TEMPERATURA.....	63
4.2.1.3. CONTROLE DE ACELERAÇÃO.....	64
4.2.2. TURBINAS A VAPOR.....	65
4.2.3. CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO .....	66
4.2.4. MODELO GERAL DO CICLO COMBINADO.....	67
4.3. CONFIGURAÇÕES TÍPICAS DE CENTRAIS TÉRMICAS OPERANDO EM CICLO COMBINADO.....	70
<b>CAPÍTULO 5.....</b>	<b>72</b>
5. SIMULAÇÕES COM TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	72
5.1. CICLO COMBINADO COM AERODERIVATIVAS NO ANATEM.....	72
5.2. SIMULAÇÕES DO CICLO COMBINADO COM AERODERIVATIVAS NO ANATEM.....	72
5.2.1. SIMULAÇÕES COM A CONFIGURAÇÃO <i>SPOOL</i> SIMPLES + TURBINA DE POTÊNCIA .....	72
5.2.1.1. SIMULAÇÃO 01 .....	73
5.2.1.2. SIMULAÇÃO 02.....	77
5.2.1.3. SIMULAÇÃO 03.....	81
5.2.2. SIMULAÇÕES COM A CONFIGURAÇÃO <i>SPOOL</i> DUPLO + TURBINA DE POTÊNCIA .....	85
5.2.2.1. SIMULAÇÃO 01 .....	86
5.2.2.2. SIMULAÇÃO 02.....	90
5.2.2.3. SIMULAÇÃO 03.....	94
5.2.3. SIMULAÇÕES COM A CONFIGURAÇÃO DOIS <i>SPOOLS</i> .....	99
5.2.3.1. SIMULAÇÃO 01 .....	99
5.2.3.2. SIMULAÇÃO 02.....	103
5.2.3.3. SIMULAÇÃO 03.....	108
5.2.4. SIMULAÇÕES COM A CONFIGURAÇÃO TRÊS <i>SPOOLS</i> .....	112
5.2.4.1. SIMULAÇÃO 01 .....	112
5.2.4.2. SIMULAÇÃO 02.....	117
5.2.4.3. SIMULAÇÃO 03.....	121
<b>CAPÍTULO 6.....</b>	<b>126</b>
6. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES .....	126

---

6.1. TRABALHOS FUTUROS .....	127
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>128</b>
<b>ANEXO .....</b>	<b>131</b>
A. DADOS DO SISTEMA BRAZILIAN BIRDS.....	131

## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1– TURBINA A GÁS DE DOIS EIXOS – DETALHE DO GERADOR DE GÁS. ....	8
FIGURA 3.1 – DETALHE DO GERADOR DE GÁS (TURBINA DE DOIS EIXOS). ....	13
FIGURA 3.2 – TURBINA DE DOIS EIXOS. ....	14
FIGURA 3.3 – DOIS <i>SPOOLS</i> E TURBINA LIVRE. ....	15
FIGURA 3.4 – DOIS <i>SPOOLS</i> . ....	15
FIGURA 3.5 – TRÊS <i>SPOOLS</i> . ....	15
FIGURA 3.6 - SISTEMA FÍSICO SIMPLIFICADO PARA TURBINA DE DOIS EIXOS. ....	17
FIGURA 3.7 – DIAGRAMA DE BLOCOS REPRESENTATIVO DA TURBINA COM MÚLTIPLOS EIXOS. ....	17
FIGURA 3.8 - CONFIGURAÇÃO TÍPICA DA TURBINA A GÁS MULTIEIXO ( <i>SPOOL</i> SIMPLES + TURBINA DE POTÊNCIA)..	19
FIGURA 3.9 – DIAGRAMA DE BLOCO DO GERADOR DE GÁS. ....	19
FIGURA 3.10 - CONFIGURAÇÃO TÍPICA DA TURBINA A GÁS MULTIEIXO (DOIS <i>SPOOLS</i> + TURBINA DE POTÊNCIA)...	19
FIGURA 3.11 – DIAGRAMA DE BLOCO DO GERADOR DE GÁS. ....	19
FIGURA 3.12 – SISTEMA FÍSICO SIMPLIFICADO. ....	20
FIGURA 3.13 – DIAGRAMA DE BLOCOS. ....	20
FIGURA 3.14 – CONFIGURAÇÃO TÍPICA DE UMA TURBINA A GÁS MULTIEIXO (DOIS <i>SPOOLS</i> ).....	21
FIGURA 3.15 – DIAGRAMA DE BLOCO DO GERADOR DE GÁS. ....	21
FIGURA 3.16 – CONFIGURAÇÃO TÍPICA DE UMA TURBINA A GÁS MULTIEIXO (TRÊS <i>SPOOLS</i> ). ....	22
FIGURA 3.17 – DIAGRAMA DE BLOCO DO GERADOR DE GÁS. ....	22
FIGURA 3.18 - TURBINA A GÁS LM1600.....	24
FIGURA 3.19 - TURBINA A GÁS LM2500.....	25
FIGURA 3.20 - TURBINA A GÁS LM6000.....	26
FIGURA 3.21 – TURBINA A GÁS LM6000 SPRINT™. ....	26
FIGURA 4.1 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO CICLO COMBINADO. ....	30
FIGURA 4.2 – ESQUEMA DA CALDEIRA. ....	32
FIGURA 4.3 – ESQUEMA DA TURBINA. ....	33
FIGURA 4.4 – ESQUEMA DA CALDEIRA + TURBINA. ....	34
FIGURA 4.5 – ESQUEMA DO CICLO FECHADO. ....	35
FIGURA 4.6 – ESQUEMA DA TURBINA A GÁS EM CICLO ABERTO. ....	37
FIGURA 4.7 - ESQUEMA DA TURBINA A GÁS EM CICLO FECHADO. ....	37
FIGURA 4.8 – ESQUEMA DO CICLO DA TURBINA A GÁS COM DOIS EIXOS. ....	39
FIGURA 4.9 - ESQUEMA DO CICLO DA TURBINA A GÁS COM VÁRIOS EIXOS. ....	40
FIGURA 4.10 – CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.....	41
FIGURA 4.11 – CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO COM TRÊS NÍVEIS DE PRESSÃO. ....	42
FIGURA 4.12– CICLO COMBINADO COM CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO ( <i>ALSTOM POWER</i> ).....	43
FIGURA 4.13 - CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO SEM QUEIMA SUPLEMENTAR. ....	45
FIGURA 4.14 – CONFIGURAÇÃO TÍPICA DE CENTRAL TERMELÉTRICA EM CICLO COMBINADO. ....	46

FIGURA 4.15 – CONFIGURAÇÃO EM CICLO COMBINADO COM UMA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.....	47
FIGURA 4.16 – CONFIGURAÇÃO EM CICLO COMBINADO COM DUAS CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO.....	48
FIGURA 4.17 – ELEMENTOS DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.....	50
FIGURA 4.18 – CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.....	50
FIGURA 4.19 – CÂMARA DE <i>BYPASS</i> ( <i>DAMPER</i> ). .....	58
FIGURA 4.20 – ELEMENTO DESAERADOR DE UMA INSTALAÇÃO EM CICLO COMBINADO. ....	59
FIGURA 4.21– <i>INLET GUIDE VANE</i> ( <i>IGV</i> ). .....	61
FIGURA 4.22 – DIAGRAMA DE BLOCO DO REGULADOR DE VELOCIDADE.....	62
FIGURA 4.23 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO CONTROLE DE VELOCIDADE. ....	63
FIGURA 4.24 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO CONTROLE DE TEMPERATURA. ....	64
FIGURA 4.25 – DIAGRAMA DE BLOCOS DOS CONTROLES DE VELOCIDADE E TEMPERATURA. ....	64
FIGURA 4.26 – DIAGRAMA DE BLOCOS DO CONTROLE DE ACELERAÇÃO.....	65
FIGURA 4.27– DIAGRAMA DA CONFIGURAÇÃO <i>TANDEM-COMPOUND</i> COM REAQUECIMENTO SIMPLES. ....	65
FIGURA 4.28 – DIAGRAMA DE BLOCOS DA CONFIGURAÇÃO <i>TANDEM-COMPOUND</i> COM REAQUECIMENTO SIMPLES. ....	65
FIGURA 4.29 – DIAGRAMA DE BLOCOS REPRESENTATIVO DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO. ....	66
FIGURA 4.30 – ESQUEMA DE UMA CENTRAL TÉRMICA EM CICLO COMBINADO ( <i>ALSTOM POWER</i> ). ....	68
FIGURA 4.31 – DIAGRAMA DE BLOCOS REPRESENTATIVO DO CICLO COMBINADO. ....	69
FIGURA 5.1 - CONFIGURAÇÃO <i>SPOOL</i> SIMPLES + TURBINA DE POTÊNCIA. ....	72
FIGURA 5.2 – TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	73
FIGURA 5.3 – SINAL DO <i>IGV</i> . .....	73
FIGURA 5.4 – POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	74
FIGURA 5.5 – POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR.....	74
FIGURA 5.6 – POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	74
FIGURA 5.7 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	75
FIGURA 5.8 – POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	75
FIGURA 5.9 – POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	75
FIGURA 5.10 – FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	76
FIGURA 5.11 – FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR.....	76
FIGURA 5.12 – FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO.....	76
FIGURA 5.13 - TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	77
FIGURA 5.14 - SINAL DO <i>IGV</i> . .....	78
FIGURA 5.15 - POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	78
FIGURA 5.16 - POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR. ....	78
FIGURA 5.17 - POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	79
FIGURA 5.18 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	79
FIGURA 5.19 - POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	79
FIGURA 5.20 - POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	80
FIGURA 5.21 - FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	80
FIGURA 5.22 - FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. ....	80
FIGURA 5.23 - FREQUÊNCIA DE CANÁRIO.....	81

---

FIGURA 5.24 - TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	81
FIGURA 5.25 - SINAL DO IGV. ....	82
FIGURA 5.26 - POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	82
FIGURA 5.27 - POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR. ....	82
FIGURA 5.28 - POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	83
FIGURA 5.29 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	83
FIGURA 5.30 - POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	83
FIGURA 5.31 - POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	84
FIGURA 5.32 - FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	84
FIGURA 5.33 - FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. ....	84
FIGURA 5.34 - FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO. ....	85
FIGURA 5.35 - CONFIGURAÇÃO <i>SPOOL</i> DUPLO + TURBINA DE POTÊNCIA. ....	85
FIGURA 5.36 – TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	86
FIGURA 5.37 – SINAL DO IGV. ....	86
FIGURA 5.38 – POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	87
FIGURA 5.39 – POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR. ....	87
FIGURA 5.40 – POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	87
FIGURA 5.41 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	88
FIGURA 5.42 – POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	88
FIGURA 5.43 – POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	88
FIGURA 5.44 – FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	89
FIGURA 5.45 – FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. ....	89
FIGURA 5.46 – FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO. ....	89
FIGURA 5.47 - TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	90
FIGURA 5.48 - SINAL DO IGV. ....	91
FIGURA 5.49 - POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	91
FIGURA 5.50 - POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR. ....	91
FIGURA 5.51 - POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	92
FIGURA 5.52 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	92
FIGURA 5.53 - POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	92
FIGURA 5.54 - POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	93
FIGURA 5.55 - FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	93
FIGURA 5.56 - FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. ....	93
FIGURA 5.57 - FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO. ....	94
FIGURA 5.58 - TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	95
FIGURA 5.59 - SINAL DO IGV. ....	95
FIGURA 5.60 - POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	95
FIGURA 5.61 - POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR. ....	96
FIGURA 5.62 - POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	96
FIGURA 5.63 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	96

---

FIGURA 5.64 - POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	97
FIGURA 5.65 - POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	97
FIGURA 5.66 - FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	97
FIGURA 5.67 - FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. ....	98
FIGURA 5.68 - FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO. ....	98
FIGURA 5.69 - CONFIGURAÇÃO DOIS <i>SPOOLS</i> . ....	99
FIGURA 5.70 – TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	99
FIGURA 5.71 – SINAL DO IGV. ....	100
FIGURA 5.72 – POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	100
FIGURA 5.73 – POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR. ....	100
FIGURA 5.74 – POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	101
FIGURA 5.75 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	101
FIGURA 5.76 – POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	101
FIGURA 5.77 – POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	102
FIGURA 5.78 – FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	102
FIGURA 5.79 – FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. ....	102
FIGURA 5.80 – FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO. ....	103
FIGURA 5.81 - TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	104
FIGURA 5.82 - SINAL DO IGV. ....	104
FIGURA 5.83 - POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	104
FIGURA 5.84 - POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR. ....	105
FIGURA 5.85 - POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	105
FIGURA 5.86 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	105
FIGURA 5.87 - POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	106
FIGURA 5.88 - POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	106
FIGURA 5.89 - FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	106
FIGURA 5.90 - FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. ....	107
FIGURA 5.91 - FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO. ....	107
FIGURA 5.92 - TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	108
FIGURA 5.93 - SINAL DO IGV. ....	108
FIGURA 5.94 - POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	109
FIGURA 5.95 - POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR. ....	109
FIGURA 5.96 - POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO. ....	109
FIGURA 5.97 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	110
FIGURA 5.98 - POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR. ....	110
FIGURA 5.99 - POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO. ....	110
FIGURA 5.100 - FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS. ....	111
FIGURA 5.101 - FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. ....	111
FIGURA 5.102 - FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO. ....	111
FIGURA 5.103 - CONFIGURAÇÃO TRÊS <i>SPOOLS</i> . ....	112

---

FIGURA 5.104 – TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	113
FIGURA 5.105 – SINAL DO IGV.....	113
FIGURA 5.106 – POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	113
FIGURA 5.107 – POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR.....	114
FIGURA 5.108 – POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO.....	114
FIGURA 5.109 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	114
FIGURA 5.110 – POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR.....	115
FIGURA 5.111 – POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO.....	115
FIGURA 5.112 – FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	115
FIGURA 5.113 – FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR.....	116
FIGURA 5.114 – FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO.....	116
FIGURA 5.115 - TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	117
FIGURA 5.116 - SINAL DO IGV.....	117
FIGURA 5.117 - POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	118
FIGURA 5.118 - POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR.....	118
FIGURA 5.119 - POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO.....	118
FIGURA 5.120 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	119
FIGURA 5.121 - POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR.....	119
FIGURA 5.122 - POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO.....	119
FIGURA 5.123 - FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	120
FIGURA 5.124 - FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR.....	120
FIGURA 5.125 - FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO.....	120
FIGURA 5.126 - TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	121
FIGURA 5.127 - SINAL DO IGV.....	121
FIGURA 5.128 - POTÊNCIA ACELERANTE DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	122
FIGURA 5.129 - POTÊNCIA ACELERANTE DA TURBINA A VAPOR.....	122
FIGURA 5.130 - POTÊNCIA ACELERANTE DA UHE CANÁRIO.....	122
FIGURA 5.131 - POTÊNCIA MECÂNICA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	123
FIGURA 5.132 - POTÊNCIA MECÂNICA DA TURBINA A VAPOR.....	123
FIGURA 5.133 - POTÊNCIA MECÂNICA DA UHE CANÁRIO.....	123
FIGURA 5.134 - FREQUÊNCIA DAS TURBINAS AERODERIVATIVAS.....	124
FIGURA 5.135 - FREQUÊNCIA DA TURBINA A VAPOR.....	124
FIGURA 5.136 - FREQUÊNCIA DA UHE CANÁRIO.....	124
FIGURA A.1 – DIAGRAMA UNIFILAR DO <i>SISTEMA BRAZILIAN BIRDS</i> .....	137

## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 3.1 – DESEMPENHO DO SISTEMA STIG <sup>TM</sup> – DESEMPENHO DA TURBINA A GÁS. ....	27
TABELA 4.1 – DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DO CICLO COMBINADO. ....	43
TABELA 5.1 – SIMULAÇÕES DA CONFIGURAÇÃO <i>SPOOL</i> SIMPLES + TURBINA DE POTÊNCIA. ....	73
TABELA 5.2 – SIMULAÇÕES DA CONFIGURAÇÃO <i>SPOOL</i> DUPLO + TURBINA DE POTÊNCIA. ....	86
TABELA 5.3 – SIMULAÇÕES DA CONFIGURAÇÃO DOIS <i>SPOOLS</i> . ....	99
TABELA 5.4 – SIMULAÇÕES DA CONFIGURAÇÃO TRÊS <i>SPOOLS</i> . ....	112
TABELA A.1 – PARÂMETROS DE SEQÜÊNCIAS POSITIVA E ZERO DAS LINHAS DE TRANSMISSÃO. ....	131
TABELA A.2 – PARÂMETROS DAS LINHAS DE TRANSMISSÃO. ....	131
TABELA A.3 – PARÂMETROS DOS TRANSFORMADORES DE DOIS ENROLAMENTOS. ....	132
TABELA A.4 – PARÂMETROS DOS TRANSFORMADORES DE TRÊS ENROLAMENTOS. ....	133
TABELA A.5 – PARÂMETROS DOS TRANSFORMADORES DE TRÊS ENROLAMENTOS. ....	133
TABELA A.6 – DADOS DAS CARGAS. ....	133
TABELA A.7 – DADOS DA COMPENSAÇÃO <i>SHUNT</i> . ....	134
TABELA A.8 – DADOS DA COMPENSAÇÃO SÉRIE. ....	134
TABELA A.9 – DADOS DAS MÁQUINAS SÍNCRONAS (REGIME PERMANENTE). ....	134
TABELA A.10 – DADOS DAS MÁQUINAS SÍNCRONAS (REGIME TRANSITÓRIO). ....	134
TABELA A.11 – DADOS DAS MÁQUINAS SÍNCRONAS (REGIME TRANSITÓRIO). ....	134
TABELA A.12 – DADOS DOS REGULADORES DE TENSÃO. ....	135
TABELA A.13 – DADOS DOS REGULADORES DE VELOCIDADE. ....	136

## SIMBOLOGIA

<b>Símbolo</b>	<b>Definição</b>
$A(s)$	Quantidade de vapor (pu);
$a, b, c$	Valores associados à função de transferência do posicionador da válvula de admissão de combustível (pu);
CAG	Controle Automático de Geração;
$F$	Fator de participação (pu);
$f_1$	Função relativa à turbina a gás (pu);
$f_2$	Função relativa à turbina a gás (pu);
$f_3$	Função não-linear relativa à posição das pás do <i>VIGV</i> (pu);
HP	Estágio de alta pressão da turbina a vapor;
<i>HPC</i>	Estágio de alta pressão do compressor;
<i>HPT</i>	Estágio de alta pressão da turbina a gás;
<i>HRSG</i>	<i>Heat recovery steam generator</i> ;
<i>IGV</i>	<i>Inlet Guide Vane</i> ;
$IGV(s)$	Sinal do <i>VIGV</i> (pu);
IP	Estágio de pressão intermediária da turbina a vapor;
<i>IPC</i>	Estágio de pressão intermediária do compressor;
$K_a$	Ganho do controle de aceleração;
$K_D$	Constante que representa o ganho do regulador de velocidade;
$K_f$	Realimentador do sistema de combustível (pu);
$K_{IGV}$	Ganho do controle do <i>VIGV</i> (pu);
$K_T$	Constante do controle de temperatura (pu);
LP	Estágio de baixa pressão da turbina a vapor;
<i>LPC</i>	Estágio de baixa pressão do compressor;
<i>LPT</i>	Estágio de baixa pressão da turbina (turbina de potência);
$\min(s)$	Valor mínimo obtido pelo seletor (pu);
$P(s)$	Potência mecânica do estágio da turbina (pu);

<b>Símbolo</b>	<b>Definição</b>
$P_m(s)$	Potência mecânica da máquina (pu);
$PT$	Estágio de baixa pressão da turbina (turbina de potência);
$Q_S(s)$	Parcela relativa à queima suplementar (pu);
$R$	Estatismo permanente do rotor;
$S_a(s)$	Sinal de entrada do controle de aceleração (pu);
SCD	Sistema de Controle Distribuído;
$SIN$	Sistema Interligado Nacional;
$T_B$	Constante de tempo referente ao acúmulo de vapor (s);
$T_{CR}$	Constante de tempo associada à caldeira de recuperação (s);
$T_K$	Função do Torque (pu);
$T_M$	Constante de tempo referente à transferência de calor (s);
$T_R$	Temperatura de referência (°C);
$T_X$	Temperatura de exaustão (°C);
$V_{CE}$	Sinal de demanda de combustível (pu);
$VIGV$	<i>Variable inlet guide vane</i> ;
$W_f(s)$	Fluxo de combustível (pu);
$W_{fp}(s)$	Fluxo de combustível com o atraso do compressor (pu);
$W_{fs}(s)$	Fluxo de combustível com o atraso do combustor (pu);
$W_{ft}(s)$	Varição do fluxo de combustível com o atraso da exaustão (pu);
$W_{GE}(s)$	Fluxo de gás de exaustão da turbina a gás (pu);
$W_S(s)$	Fluxo de vapor produzido na caldeira de recuperação (pu);
$W_u$	Rotação da turbina de potência (pu);
$W_X$	Saída de gás de exaustão (pu);
$W, X, Y, Z$	Parâmetros e constantes de tempo do regulador de velocidade;
$X(s)$	Sinal de potência mecânica do primeiro estágio (pu);
$Y(s)$	Sinal de potência do estágio atual (pu);
$Z(s)$	Sinal de potência do estágio de baixa pressão (pu);
$\alpha_0$	Valor de referência da taxa de variação da variável de entrada (pu);

<b>Símbolo</b>	<b>Definição</b>
$\beta(s)$	Sinal de saída do controle de aceleração (pu);
$\delta$	Deslocamento angular do rotor;
$\Delta\theta$	Varição da temperatura (°C);
$\varepsilon_{CR}$	Tempo de atraso devido ao combustor (s);
$\varepsilon_{TD}$	Tempo de atraso devido ao sistema de exaustão do combustível (s);
$\eta_t$	Eficiência térmica;
$\theta_A(s)$	Temperatura ambiente (°C);
$\theta_R(s)$	Temperatura de referência (°C);
$\tau_{CD}$	Constante de tempo do compressor (s);
$\tau_{CH}$	Constante de tempo da câmara de vapor ( <i>steam chest</i> ) (s);
$\tau_{CO}$	Constante de tempo do <i>crossover piping</i> (s);
$\tau_f$	Constante de tempo do sistema de combustível (s);
$\tau_G$	Constante de tempo do gerador de gás ( <i>spool</i> ) (s);
$\tau_{IGV}$	Constante de tempo do sistema posicionador do <i>VIGV</i> (s);
$\tau_{RH}$	Constante de tempo do reaquecedor (s);
$\tau_S$	Constante de tempo associada aos elementos acoplados ao eixo (s);
$\tau_{SC}$	Constante de tempo do sistema de combustível (s);
$\tau_T$	Razão de integração do controle de temperatura (s);
$\tau_1, \tau_2$	Constantes de tempo do protetor de radiação (s);
$\tau_3$	Constante de tempo do termopar (s);
$\tau_4$	Constante de tempo do controle do <i>VIGV</i> (s);
$\tau_5$	Parâmetro do controle do <i>VIGV</i> (s);
$\omega(s)$	Velocidade angular no eixo do rotor (pu);
$\omega_r(s)$	Velocidade angular do rotor da máquina (pu);
$\omega_S(s)$	Sinal de saída do regulador de velocidade (pu).

---

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

---

Uma das alternativas viáveis para solução da crise energética brasileira é o emprego de centrais térmicas, onde são consideradas turbinas a vapor, turbinas a gás e ciclo combinado gás-vapor.

A operação em ciclo combinado está cada vez mais eficiente, competitiva e adequada para aplicação em sistemas elétricos de potência interligados.

No Sistema Elétrico Brasileiro a configuração mais utilizada para o ciclo combinado corresponde à operação de duas turbinas a gás e uma unidade a vapor, embora existam diversas outras configurações.

### **1.1. Objetivos**

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento e a análise de modelos matemáticos de turbinas a gás aeroderivativas, e o estudo da estabilidade dinâmica dos sistemas elétricos de potência destas turbinas operando em ciclo combinado.

### **1.2. Estrutura da Dissertação**

Esta dissertação é composta de 8 capítulos, os quais estão estruturados da seguinte maneira:

O capítulo 1 apresenta uma introdução geral sobre o assunto a ser tratado, bem como os objetivos propostos para este trabalho.

No capítulo 2 é apresentado o estado da arte da modelagem dinâmica do ciclo combinado, que consiste em uma série de resumos dos principais artigos que orientaram este trabalho.

As turbinas aeroderivativas são tratadas de forma detalhada no capítulo 3, apresentando seus modelos e controles. Ainda neste capítulo são apresentadas as principais turbinas e características próprias dos modelos existentes no mercado.

Um estudo completo sobre o ciclo combinado é mostrado no capítulo 4, onde são apresentadas as características dos ciclos a vapor, a gás e os elementos responsáveis pelo acoplamento termodinâmico entre os dois ciclos. Este capítulo também contempla os modelos matemáticos e os controles dos ciclos e componentes já citados.

No capítulo 5 são apresentados os resultados de simulações realizadas com turbinas aeroderivativas operando em ciclo combinado, num sistema de 39 barras denominado *Brazilian Birds*, o qual está detalhado em anexo.

As conclusões do trabalho, considerações a respeito das simulações realizadas e sugestões de trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 6.

No capítulo 7 são apresentadas as principais bibliografias consideradas para a elaboração desta dissertação.

Nos anexos são apresentados informações adicionais e dados dos sistemas utilizados no presente trabalho.

---

## CAPÍTULO 2

# ESTADO DA ARTE

---

Com o avanço da tecnologia, o ciclo combinado gás-vapor tornou-se a maneira mais eficiente de se produzir energia elétrica através dos combustíveis fósseis. Deste modo, seu uso passou a ser bastante difundido, e com isso surgiram diversos trabalhos com o intuito de descrever matematicamente o mesmo.

Devido ao caráter estratégico e forte participação militar no desenvolvimento de turbinas a gás ao longo dos anos, as informações a respeito da modelagem e do sistema de controle são de difícil obtenção.

Neste capítulo é apresentada uma descrição sucinta dos principais artigos e trabalhos consultados, que motivaram o desenvolvimento desta dissertação.

### **2.1. Trabalhos Relevantes**

IEEE [1973] apresenta modelos básicos de reguladores de velocidade e turbinas a vapor para o estudo de estabilidade em sistemas elétricos, além de fornecer parâmetros típicos. Desenvolvido por uma força tarefa do IEEE, este artigo tornou-se a principal referência para a obtenção de modelos matemáticos de turbinas a vapor.

Rowen [1983], propõe um modelo para turbinas de um eixo, ou seja, turbinas cujo conjunto compressor-turbina é acoplado fisicamente ao gerador. Este artigo é de suma importância para a modelagem dinâmica de turbinas a gás devido ao detalhamento que faz de cada parte componente da turbina. Cabe ressaltar também que vários autores citam-no em suas referências.

No referido artigo o autor desenvolve modelos matemáticos representativos de turbinas com potências de 18 a 106 MW, sendo os modelos propostos válidos para variações de 95 a 107% da rotação nominal. O ciclo termodinâmico em questão é o ciclo simples. A proposta se concentra na representação funcional da turbina e de seu sistema de controle.

O sistema de controle é composto pelo regulador de velocidade, sistema de controle de temperatura e o controle de aceleração. Na regulação de velocidade podem ser utilizados reguladores isócronos, quando a turbina estiver operando isoladamente, ou reguladores com queda, na operação interligada.

No modelo apresentado a principal malha de controle é a de velocidade, e as malhas de temperatura e aceleração atuam como limitadoras. A malha de temperatura controla a temperatura de combustão para que a temperatura na entrada da turbina não exceda o limite do material utilizado.

A malha de aceleração atua durante a partida da máquina ou na ocorrência de rejeições de carga a fim de evitar o estresse térmico.

Os sinais de controle oriundos das malhas de velocidade, temperatura e aceleração servem de entrada de um seletor de valor mínimo, cujo valor de saída acarreta um mínimo de combustível.

No trabalho são representadas as limitações do sistema de combustível. O valor máximo está limitado em função da máxima temperatura permissível para a turbina e o valor mínimo assegura o fluxo mínimo de combustível para manter a chama.

O modelo proposto pode ser aplicado em turbinas a gás que utilizam tanto combustíveis líquidos quanto gasosos.

Schobeiri [1987] descreve um método computacional (COTRAN) para avaliação do comportamento dinâmico das turbinas a gás de um eixo. A partir das leis de conservação da mecânica dos fluídos e termodinâmica são desenvolvidas equações que representam todo o processo com relativa precisão.

IEEE [1991] apresenta uma coletânea de informações técnicas das características dinâmicas da turbina a vapor, caldeiras convencionais e reguladores que podem afetar o desempenho dinâmico do sistema elétrico quando ocorrem distúrbios, como faltas, perda de geração, rejeição de carga e separação do sistema interligado. Este complementa as pendências que

foram levantadas no [IEEE, 73], apresentando modelos de *fast valving* e de caldeiras convencionais.

O modelo geral de turbinas a vapor também é incluído neste artigo, sendo que ocorre a incorporação da *fast valving* no modelo. Vários modelos de reguladores de velocidade são mostrados, desde os sistemas mais simples que são os mecânico-hidráulicos, até os mais complexos, que são os hidráulicos eletrônicos com diversas funções de proteção. Também é mostrado o modelo da caldeira convencional, operando com combustível tipo carvão, óleo ou gás. De acordo com o artigo, o controle da caldeira pode ser de dois modos. Em um a caldeira segue a turbina e no outro a caldeira guia a turbina. Para ambos os casos são realizadas simulações.

Hung [1991] apresenta o modelo matemático para a turbina a gás de dois eixos (gerador de gás + turbina livre).

No trabalho são mostrados os principais resultados dos testes de campo e comparados com os resultados das simulações. A turbina é de 13 MW e opera isoladamente.

O autor afirma que o modelo apresentado foi desenvolvido pelo fabricante e que modelos desenvolvidos sem o acesso a detalhes confidenciais não teriam a mesma precisão.

Ao modelo da turbina são associados modelos de gerador, sistema de excitação e sistema de controle, formando um modelo completo.

Os testes de resposta do regulador de tensão, rejeição e tomada de carga apresentam boa correlação com os resultados obtidos nas simulações.

Embora o modelo tenha sido desenvolvido para turbinas a gás de dois eixos, a técnica de modelagem pode ser aplicada para outros tipos de turbina, por exemplo, em aplicações de ciclo combinado.

Rowen [1992] apresenta o modelo dinâmico de turbinas a gás *heavy-duty* (com um eixo) utilizadas em acionamentos mecânicos com velocidade variável. O modelo representa turbinas com potência na faixa de 19.370 a 80.460 kW.

Considera-se a influência do IGV no compressor axial, como elemento de controle.

O modelo apresentado é similar ao utilizado por Rowen [1983] com algumas considerações, a saber:

- Utiliza-se somente regulador de velocidade isócrono;
- O combustível é o gás natural;
- É incluído um modelo rudimentar da carga representada pelo compressor;
- É calculado o fluxo de exaustão da turbina;
- É incorporada nos cálculos a correção devido à temperatura ambiente;
- Inclui-se a malha de realimentação representando os efeitos da modulação do fluxo de ar devido ao IGV.

Observa-se que o modelo proposto pode ser utilizado em aplicações com velocidade fixa (geração de energia elétrica), sendo o modelo proposto por Rowen [1983] um caso particular do presente.

Em Hannett [1992] é feita uma comparação do modelo proposto em Rowen [1983] utilizando-se o sistema do *Alaskan Rainbelt* onde a maior parte da geração é decorrente de usinas térmicas. Simulações dinâmicas detalhadas são propostas utilizando-se parâmetros obtidos em campo.

Para a determinação dos parâmetros do modelo procedeu-se a um teste que consiste de aquisição de dados em regime permanente e variações dinâmicas de carga.

Neste modelo é dada ênfase ao controle de temperatura, explicando seu funcionamento. Ou seja, a saída do termopar é comparada com um valor de referência, normalmente maior, forçando a saída do controle de temperatura ficar alta, permitindo que o controle de velocidade seja atuante. Porém, quando a saída do termopar excede a temperatura de referência, esta diferença torna-se negativa e conseqüentemente a saída do controle de temperatura começa a abaixar. Em um dado instante, a saída deste controle torna-se menor

que a saída do regulador de velocidade e desse modo o controle de temperatura passa a comandar a turbina.

Uma análise entre os modelos típicos e modelos derivados de teste em campo é realizada através de duas simulações. A primeira considerou a unidade operando isoladamente com 50% da carga nominal, aplicando-se um aumento de 10% da carga. Um segundo caso considerou o sistema interligado com a aplicação de um *trip* num gerador com carregamento de 57 MW.

Os resultados mostram que a resposta de modelos típicos, comparada com modelos derivados de testes em campo, mostra-se otimista, confirmando observações realizadas a partir da experiência na operação.

Com a realização destas análises ocorre a validação do modelo proposto em Rowen [1983].

De Mello [1994] descreve vários aspectos do ciclo combinado (turbinas a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor) e desenvolve modelos para utilização em estudos dinâmicos do sistema elétrico. A intenção do artigo não é estabelecer um modelo para ciclo combinado, e sim motivar contribuições baseadas em instalações existentes e em futuras instalações.

Schobeiri [1994] apresenta uma evolução do método COTRAN apresentado em seu artigo de 1987.

O programa apresentado (GETRAN) é capaz de simular o comportamento dinâmico de configurações mais complexas com múltiplos *spools*. O termo “*spool*” refere-se ao gerador de gás, ou seja, conjunto compressor/câmara de combustão/turbina que é responsável pela produção de energia (através de gases quentes) que é convertida na turbina livre ou turbina de potência. A Figura 2.1 ilustra o gerador de gás (*spool*).

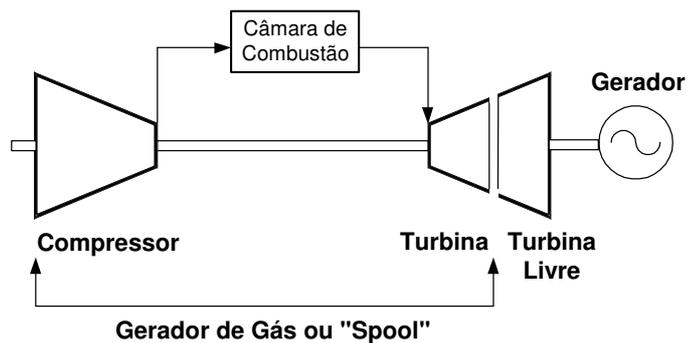


Figura 2.1– Turbina a gás de dois eixos – Detalhe do gerador de gás.

Para a verificação da capacidade, precisão, robustez e confiabilidade do programa, são feitos testes para validação do mesmo. Entre os testes feitos cabe ressaltar os seguintes:

- Operação sob surto do compressor com a configuração *spool* simples, um eixo;
- Operação com sistema de controle incluso com a configuração de três *spools*, quatro eixos;
- Operação com variação de carga com a configuração *spool* simples, um eixo.

Os resultados computacionais indicam alto grau de correlação entre estes e os dados experimentais.

Hannett [1994] apresenta o modelo dinâmico da turbina a gás de dois eixos. Do mesmo modo que no artigo Hannett [1992], o autor valida o modelo através da comparação dos resultados de simulação com dados adquiridos em campo.

O arranjo considerado é composto por um compressor, uma turbina de alta pressão, uma turbina de baixa pressão, ou turbina livre, e um gerador elétrico. A turbina de alta pressão aciona o compressor e os gases de escape da turbina de alta acionam a turbina livre. O conjunto compressor/turbina de alta pressão é chamado de gerador de gás. Uma variação no fluxo de combustível acarreta uma variação da potência de saída do gerador de gás que por sua vez faz variar a potência da turbina livre.

O autor conclui que a modelagem envolve inicialmente uma completa análise física do processo e de seu sistema de controle que determinarão a estrutura do modelo incluindo variáveis e parâmetros pertinentes.

Camporeale [1997] propõe um modelo matemático não-linear, para simulação do comportamento dinâmico de uma unidade de geração termoeétrica a gás em ciclo regenerativo. É desenvolvida uma metodologia que simplifica o modelo apresentado resultando em um modelo linear simplificado e em um controlador MIMO (Múltiplas Entradas, Múltiplas Saídas).

O modelo linear simplificado é validado através de comparações com o modelo não-linear. Os resultados são satisfatórios.

Rowen [1997] apresenta modelos dinâmicos de turbinas aeroderivativas. Trata-se de um tutorial apresentado na ASME TURBO EXPO'98, não sendo publicado oficialmente.

Este tutorial apresenta modelos para turbinas tradicionais com um *spool* + turbina livre e com dois *spools* + turbina livre. São apresentados modelos para projetos avançados com dois e três *spools*. Os fabricantes e modelos relacionados são:

- General Electric – LM 1600, 2500, 5000 e 6000;
- Pratt & Whitney – FT8;
- Rolls Royce – Avon, RB211 e Trent.

Massucco [1998] apresenta um estudo de um caso real, considerando a geração em ciclo combinado. Um modelo detalhado da turbina a gás é apresentado, considerando o IGV como elemento de controle.

O modelo adotado é baseado no modelo proposto por Rowen [1983, 1992] e validado por Hannett [1992].

Como as constantes de tempo associadas à caldeira de recuperação são muito elevadas, a dinâmica da turbina a vapor foi omitida, sendo considerado somente seu aspecto estático na produção de energia elétrica.

Apresentou-se um modelo simplificado de caldeira de recuperação. Estes modelos foram implementados em um programa de simulação de transitórios eletromecânicos através de sub-rotinas definidas pelo usuário.

Foram considerados os cenários de importação e exportação de energia por parte do produtor. Considerou-se também a utilização de um esquema de rejeição de carga.

Os resultados obtidos mostram as diferenças entre casos considerados e criam subsídios para adoção de modos de controle apropriados, calibração de reguladores de turbinas a gás e validação de procedimentos de rejeição de carga.

O artigo mostra a importância do IGV no controle de temperatura e, por consequência, sua influência no rendimento global do ciclo. Como exemplo pode-se citar que um incremento de 0 a 20 °C ocasiona um decréscimo de 14 a 16% da potência de saída da máquina.

Kim [2000] utiliza basicamente o modelo proposto por Rowen [1992] com especial atenção à modelagem do compressor incluindo o efeito das pás móveis tanto IGV quanto VSV (pás do estator variáveis). Descreve-se o modelo matemático de cada componente, através de equações diferenciais ordinárias, e estes são validados através da comparação com dados de teste em campo.

A potência da turbina é de 150 MW. Os resultados das simulações estão bastante próximos dos dados do fabricante.

Em Zhang [2000] é apresentado um modelo matemático de uma planta em ciclo combinado para a aplicação em estudos dinâmicos de sistema elétrico de potência. Este modelo não apresenta nenhum conhecimento novo em relação aos anteriormente apresentados, porém colabora para uma maior compreensão da modelagem utilizada. Para a realização das simulações considerou-se um sistema com duas áreas distintas, sendo que uma área exporta 400 MW para a outra área. Foi realizada a aplicação de um curto-circuito trifásico numa barra próxima ao ciclo combinado seguida de *trip* em um circuito.

Undrill [2001] apresenta um modelo com existência de queima suplementar nas caldeiras de recuperação. É realizada uma revisão das características das turbinas a gás e caldeiras de recuperação que definem o comportamento do ciclo combinado. A representação da caldeira de recuperação e da turbina a vapor é feita por um único modelo designado pela turbina a vapor. Neste trabalho a turbina a vapor opera no modo “turbina segue”.

Em Kakimoto [2003] é desenvolvido um modelo matemático de configurações em eixo único para ciclo combinado (*single-shaft*). Neste modelo são considerados os controles de velocidade e temperatura, presentes em uma turbina a gás e um modelo de segunda ordem para a caldeira de recuperação. A dinâmica da turbina a vapor não está sendo considerada, talvez em virtude das altas constantes de tempo presentes na caldeira de recuperação.

Por fim, no livro de Lora & Nascimento [2004] são apresentados, de forma detalhada, os fundamentos de ciclos térmicos, bem como características específicas da operação em ciclo combinado.

---

## CAPÍTULO 3

# TURBINAS A GÁS AERODERIVATIVAS

---

As turbinas a gás aeroderivativas são equipamentos cujo projeto inicial visa ao uso aeronáutico. Esses equipamentos podem ser transformados para utilização na geração de energia elétrica.

Nota-se que é mais econômico modificar turbinas a gás aeronáuticas para serem utilizadas em fins industriais do que projetar e desenvolver uma totalmente nova, pois a maior parte do custo de pesquisa e desenvolvimento das turbinas aeronáuticas já foi realizado.

O custo deste desenvolvimento teve origem militar, visto a posição estratégica do uso das turbinas aeronáuticas durante longo período de tempo. Tornam-se necessárias algumas modificações, conforme citado a seguir, para que seja possível a utilização de turbinas de aeronaves na produção de energia elétrica.

- Fortalecimento dos mancais;
- Sistema de combustão;
- Adição de turbina livre;
- Caixa de redução;
- Possível adição de um trocador de calor.

### 3.1. Características das Turbinas Aeroderivativas

As turbinas a gás aeroderivativas são caracterizadas por serem mais eficientes que as industriais (*heavy-duty*), terem alta confiabilidade, ocuparem pouco espaço, terem menor relação peso / potência e flexibilidade na manutenção.

Este tipo de turbina a gás pode funcionar com temperaturas mais elevadas, o que proporciona um maior rendimento e menor durabilidade e conseqüentemente manutenções mais frequentes em relação às turbinas *heavy-duty*.

As turbinas aeroderivativas podem apresentar-se com um ou vários eixos e ainda possuírem turbina livre. A vantagem deste tipo de configuração, onde a turbina livre está acoplada mecanicamente ao gerador elétrico, é que existe apenas um acoplamento aerodinâmico do conjunto turbina livre/gerador, com o gerador de gás (*spool* turbina/compressor). Com isto, os esforços mecânicos no conjunto turbina livre/gerador não são absorvidos pelo *spool* turbina/compressor.

O termo “*spool*” refere-se ao gerador de gás, ou seja, conjunto compressor/câmara de combustão/turbina o qual é responsável pela produção de energia (através de gases quentes) que é convertida na turbina livre ou turbina de potência [Schobeiri, 1994]. A Figura 3.1 ilustra o gerador de gás (*spool*).

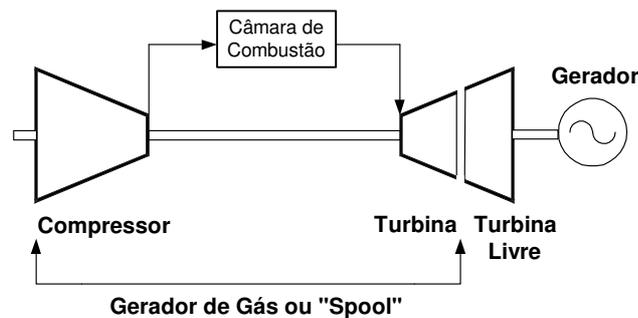


Figura 3.1 – Detalhe do gerador de gás (turbina de dois eixos).

A inércia do estágio de baixa pressão, ao qual está conectada o gerador elétrico, é muito baixa.

Devido às restrições no sistema de geração, o estágio de baixa pressão tem rotação constante desde a situação em vazio até em plena carga, a fim de manter constante a frequência.

As configurações das turbinas de múltiplos eixos caracterizadas por *spools* com eixos concêntricos operam com rotação variável em função da potência solicitada.

## 3.2. Configurações das Turbinas Aeroderivativas

Neste item serão apresentadas as diversas configurações existentes para turbinas a gás aeroderivativas.

### 3.2.1. Turbinas com Dois Eixos

A turbina aeroderivativa com dois eixos é formada basicamente por um gerador de gás que compõe o primeiro eixo e uma turbina livre que compõe o segundo eixo, como mostra a Figura 3.2. Este tipo de configuração pode ser para aplicação industrial ou aeronáutica. No caso das turbinas industriais a turbina livre é acoplada a um gerador, que como já descrito em itens anteriores tem a vantagem de proteger o gerador de gás dos esforços mecânicos.

Além disso, o gerador de gás pode ter rotações diferentes da turbina livre.

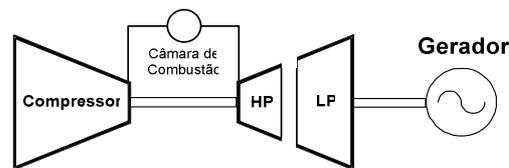


Figura 3.2 – Turbina de dois eixos.

### 3.2.2. Turbinas com Vários Eixos

Neste caso, de turbinas aeroderivativas com vários eixos, o gerador de gás pode possuir um, dois ou três eixos concêntricos, com a finalidade de aumentar a razão de pressão do ciclo e conseqüentemente sua eficiência térmica. A divisão em vários eixos do gerador de gás tem o objetivo de aumentar a eficiência aerodinâmica da compressão uma vez que a compressão em um único estágio diminuiria a eficiência térmica da turbina a gás.

As Figura 3.3, Figura 3.4 e Figura 3.5 mostram as diversas configurações existentes para turbina com vários eixos.

- Configuração Tradicional

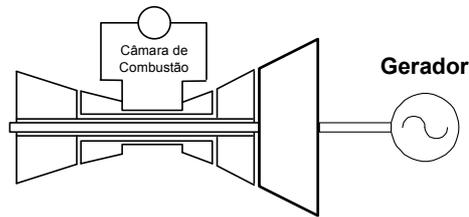


Figura 3.3 – Dois *spools* e turbina livre.

- Configurações Avançadas

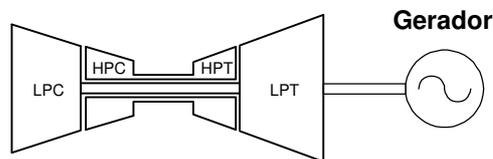


Figura 3.4 – Dois *spools*.

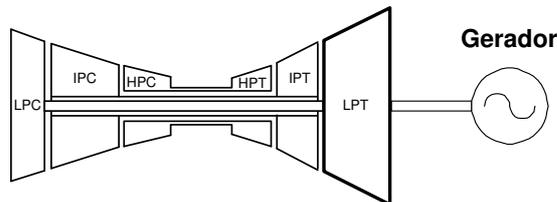


Figura 3.5 – Três *spools*.

### 3.3. Modelagem Matemática

A modelagem matemática de um sistema dinâmico é definida como um conjunto de equações que representa a dinâmica do sistema com precisão, ou pelo menos, de forma bastante aceitável.

A modelagem matemática da turbina a gás é frequentemente simplificada devido à sua complexidade e ao conhecimento intrínseco necessário à sua análise.

Entretanto, após a modelagem matemática, pode-se ter diversos benefícios, dentre os quais cabe citar:

- Partidas rápidas – ajuste correto dos parâmetros do sistema de controle;

- Menor tempo de máquina – diminuição do estresse devido a extensivos ajustes de campo;
- Operação mais eficiente;
- Aumento da vida útil – prevenção de condições de sobre-velocidade e comportamento oscilatório;
- Operação estável e segura.

Antes que o sistema dinâmico possa ser analisado, deve-se determinar o modelo matemático preciso que o descreva completamente.

### **3.3.1. Modelagem Matemática das Turbinas Aeroderivativas**

As Turbinas Aeroderivativas são sensíveis aos distúrbios que porventura possam ocorrer na rede elétrica. Os riscos de perda de estabilidade são maiores quando comparadas com a configuração de um eixo.

Para as turbinas de eixo duplo, existe um atraso entre o instante em que o combustor alcança uma nova taxa de queima e o instante em que o gerador de gás alcança um novo nível de fluxo de massa para o torque necessário. Após o combustor alcançar a nova taxa de combustão, a temperatura alcançará o nível desejado, mas a velocidade do gerador de gás deve aumentar para que o fluxo de massa desejado seja obtido. O tempo de resposta do gerador de gás é usualmente não-linear. Em baixas velocidades o gerador de gás levará mais tempo para incrementar a sua velocidade do que com uma velocidade mais alta. Portanto, um aumento de carga quando a turbina estiver com baixo carregamento apresenta um tempo de recuperação maior do que com alto carregamento.

As turbinas de eixo duplo podem apresentar um considerável acúmulo de energia no acoplamento aerodinâmico entre o gerador de gás e a turbina de potência.

Durante um acréscimo de carga o acoplamento leva um tempo para alcançar o novo nível de temperatura e pressão e, durante um decréscimo de carga a energia acumulada no acoplamento deve ser reduzida antes da obtenção do novo torque. A constante de tempo do gerador de gás e a capacidade de acúmulo do acoplamento afetam desfavoravelmente o

comportamento transitório da turbina de eixo duplo comparada com a turbina a gás *heavy-duty*.

Devido às restrições no sistema de geração, os estágios de baixa pressão têm rotação constante desde a situação em vazio até em plena carga, a fim de manter constante a frequência.

### 3.3.1.1. Configurações Aeroderivativas Tradicionais

O sistema físico pode ser descrito simplificado pela Figura 3.6 e o diagrama de blocos completo de acordo com a Figura 3.7.

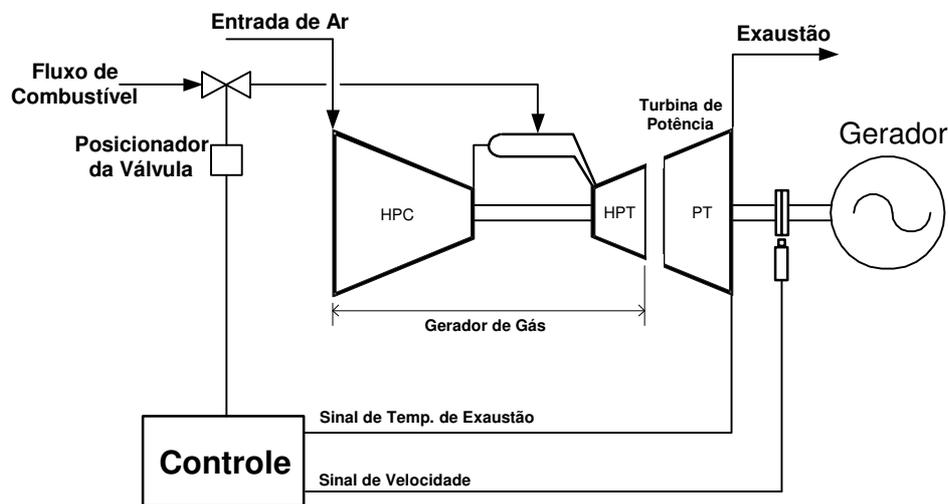


Figura 3.6 - Sistema físico simplificado para turbina de dois eixos.

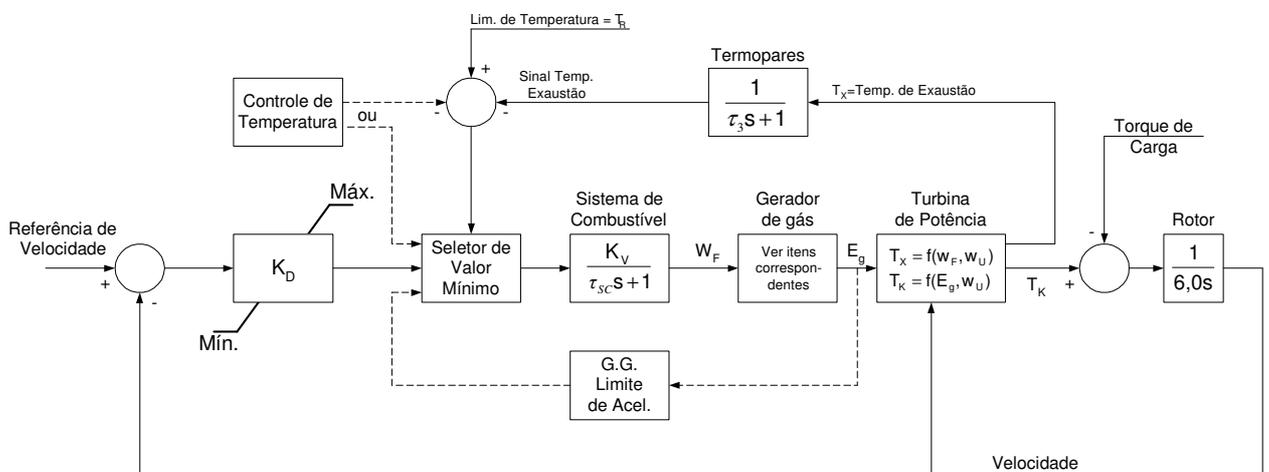


Figura 3.7 – Diagrama de blocos representativo da turbina com múltiplos eixos.

O modelo dinâmico utilizado para as turbinas aeroderivativas de múltiplos eixos é derivado do modelo proposto por Rowen (1983). Foram feitas algumas modificações a partir do modelo original utilizado para a turbina de um eixo. As modificações são listadas a seguir:

- Inserção do bloco do gerador de gás;
- Modificação das funções algébricas;
- Mudança dos parâmetros do sistema de combustível, termopares e rotor.

Para as configurações aeroderivativas tradicionais as equações algébricas  $T_K$  e  $T_X$  são as seguintes:

$$T_K = 0,25 + 1,75W_f - 0,4W_U - 0,6W_f W_U \quad (3.1)$$

$$T_X = T_R - 340(1 - W_f) + 300(1 - W_U) \quad (3.2)$$

onde,

$T_K$  = Torque (pu);

$T_X$  = Temperatura de exaustão (°C);

$T_R$  = Temperatura de referência (°C);

$W_f$  = Fluxo de combustível (pu);

$W_U$  = Rotação da turbina de potência (pu).

### **Configuração *Spool* Simples + Turbina de Potência (Turbina Livre)**

Na configuração *spool* simples e turbina de potência têm-se o gerador de gás (*spool*) e a turbina livre ou de potência.

O gerador de gás fornece empuxo para a turbina de potência através do fluxo de massa proveniente dos gases quentes de exaustão.

A turbina de potência é acoplada aerodinamicamente ao gerador de gás e converte o empuxo em potência mecânica.

A Figura 3.8 ilustra a configuração típica de uma turbina a gás com *spool* simples e turbina de potência.

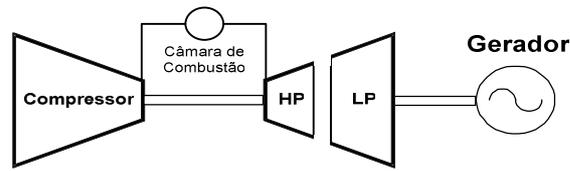


Figura 3.8 - Configuração típica da turbina a gás multieixo (*spool* simples + turbina de potência).

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na Figura 3.9.

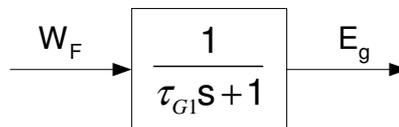


Figura 3.9 – Diagrama de bloco do gerador de gás.

### Configuração com Dois *Spools* + Turbina de Potência

A configuração com dois *spools* possui um gerador de gás de alta pressão e um gerador de gás de baixa pressão e a turbina livre ou de potência, de acordo com a Figura 3.10.

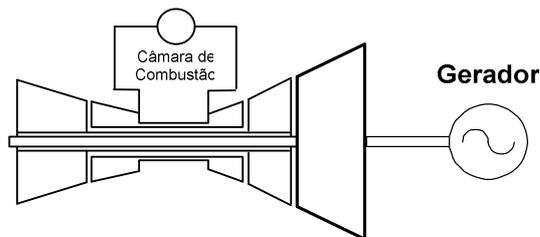


Figura 3.10 - Configuração típica da turbina a gás multieixo (dois *spools* + turbina de potência).

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na Figura 3.11.

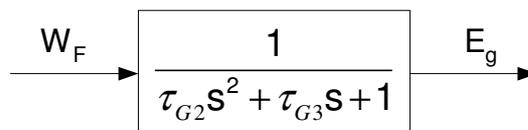


Figura 3.11 – Diagrama de bloco do gerador de gás.

### 3.3.1.2. Configurações Aeroderivativas Avançadas

O sistema físico pode ser descrito simplificado pela Figura 3.12 e o diagrama de blocos completo de acordo com a Figura 3.13.

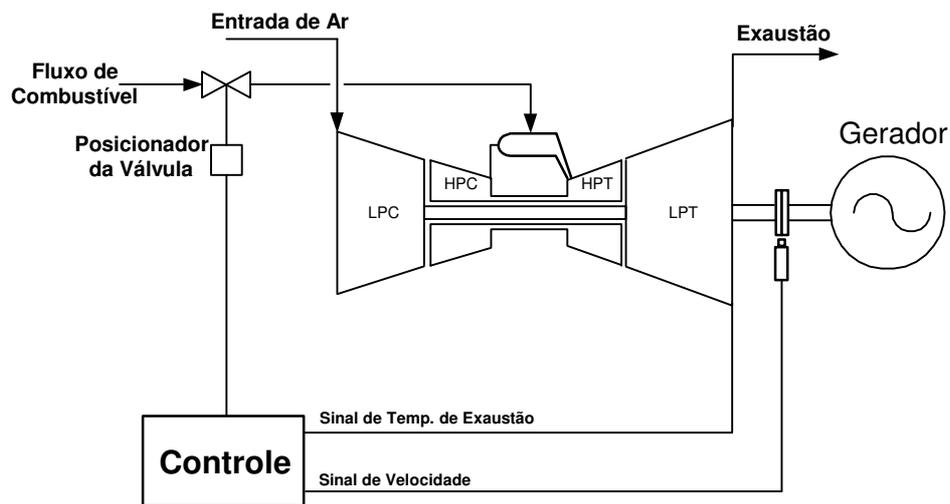


Figura 3.12 – Sistema físico simplificado.

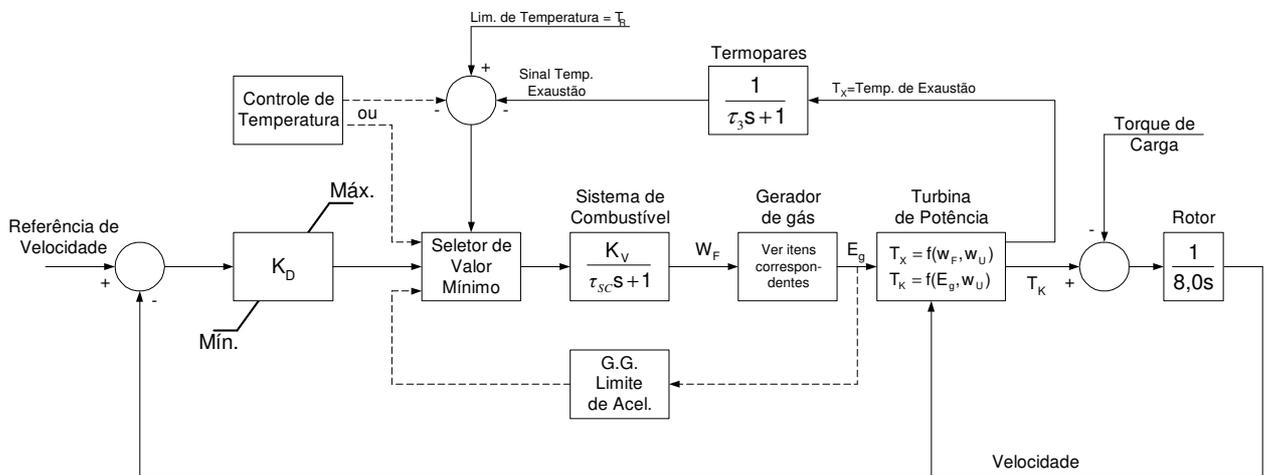


Figura 3.13 – Diagrama de blocos.

Para as configurações aeroderivativas avançadas as equações algébricas  $T_K$  e  $T_X$  são as seguintes:

$$T_K = 1,28(W_f - 0,22) + 0,5(1 - W_U) \quad (3.3)$$

$$T_x = T_R - 85(1 - W_f) + 300(1 - W_U) \quad (3.4)$$

onde,

$T_K$  = Torque (pu);

$T_X$  = Temperatura de exaustão (°C);

$T_R$  = Temperatura de referência (°C);

$W_f$  = Fluxo de combustível (pu);

$W_U$  = Rotação da turbina de potência (pu).

### Configuração com Dois *Spools*

A configuração com dois *spools* possui um gerador de gás e um conjunto compressor/turbina que possui conexão física com o eixo do gerador, de acordo com a Figura 3.14.

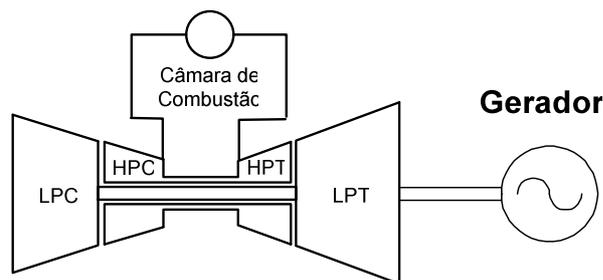


Figura 3.14 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (dois *spools*).

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na Figura 3.15.

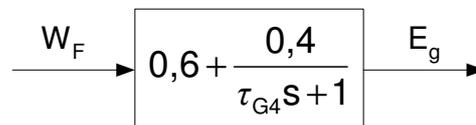


Figura 3.15 – Diagrama de bloco do gerador de gás.

### Configuração com Três *Spools*

A configuração com três *spools* possui um gerador de gás de alta pressão, um gerador de gás de pressão intermediária e um conjunto compressor/turbina que possui conexão física com o eixo do gerador elétrico, de acordo com a Figura 3.16.

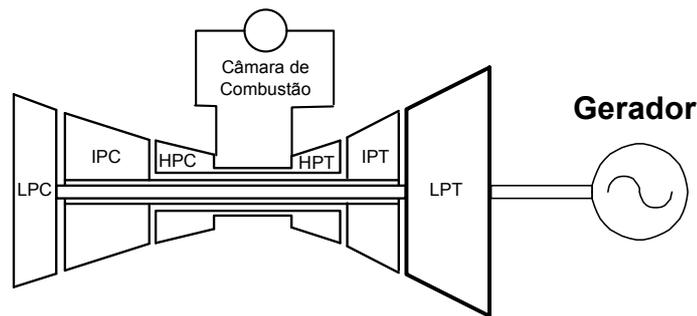


Figura 3.16 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (três *spools*).

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na Figura 3.17.

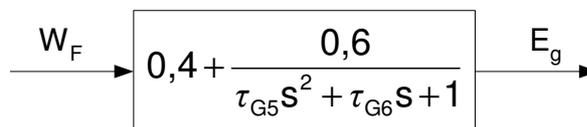


Figura 3.17 – Diagrama de bloco do gerador de gás.

### 3.4. Exemplo de Turbinas Aeroderivativas

Como exemplos de turbinas a gás aeroderivativas, podem ser citadas as turbinas fabricadas pela GE (General Electric) que são: LM1600, LM2500, LM5000 e LM6000, fornecendo potências de 13,2 MW a 40 MW.

#### 3.4.1. Configurações e Características de Operação das Turbinas Aeroderivativas da GE

O presente item tem como intuito mostrar de forma específica algumas das principais características apresentadas pelas turbinas a gás aeroderivativas do maior fabricante mundial da atualidade, a GE, apresentados no artigo BADDER (2000). Os modelos considerados são: LM1600, LM2000, LM2500 e LM6000.

### 3.4.2. Características dos Modelos da Linha LM

As seguintes características são comuns em todos os modelos LM de turbinas a gás:

- Parte central da máquina (compressor, combustor, e turbina);
- Geometria variável para válvulas IGV e estatórica;
- Domo e pacote do combustor, cobertos;
- Palheta da turbina de alta pressão arrefecida e coberta;
- Palheta da turbina de potência não arrefecida.

#### 3.4.2.1. Turbina a Gás LM1600

A turbina a gás LM1600 consiste de um gerador de gás com rotor duplo e uma turbina aerodinamicamente acoplada. A LM1600 é mostrada na Figura 3.18, e consiste de um compressor de baixa pressão de três estágios, um compressor de alta pressão de sete estágios, um combustor com 18 bocais de combustível, uma turbina de alta pressão de um estágio, e uma turbina de baixa pressão de um estágio. O gerador de gás opera a uma taxa de compressão de 22:1.

A LM1600 incorpora geometria variável nas válvulas IGV do seu compressor de baixa pressão e nas válvulas estatóricas do compressor de alta pressão.

As válvulas IGV, que são acionadas eletronicamente, controlam a descarga de fluxo de ar entre o compressor de baixa pressão e o compressor de alta pressão. Em aplicações industriais, os bocais e palhetas de ambos HPT (estágio de alta pressão) e LPT (estágio de baixa pressão) são arrefecidos e cobertos com “CODEP”, uma camada de níquel–alumínio, para melhorar a resistência à oxidação, erosão, e corrosão.

Para aplicações marinhas, os bocais do HPT são cobertos com uma camada térmica, os bocais do LPT são cobertos com CODEP e as palhetas de ambos LPT e HPT são cobertas com PBC22. Os dois estágios da turbina operam a uma velocidade constante de 7000 rpm acima da faixa de operação da máquina utilizada para geração de energia.

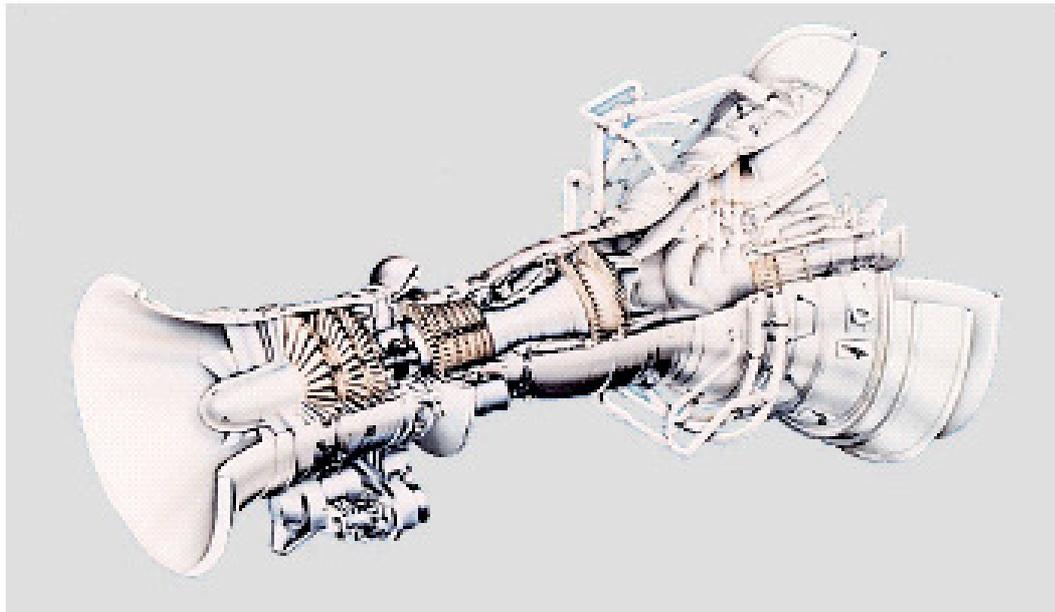


Figura 3.18 - Turbina a Gás LM1600.

#### **3.4.2.2. Turbina a Gás LM2500**

A turbina a gás LM2500 consiste de uma turbina a gás com rotor simples e uma turbina acoplada aerodinamicamente. A LM2500 (Figura 3.19) consiste de um compressor de seis estágios, um combustor com 30 bocais de combustível, uma turbina de alta pressão com dois estágios, e uma turbina de alta eficiência de seis estágios. O gerador de gás opera a uma taxa de compressão de 18:1.

As válvulas IGV e os primeiros seis estágios das válvulas estatóricas são variáveis. Em ambos estágios da turbina de alta pressão, os bocais e palhetas são arrefecidos. Para aplicações industriais, os bocais são cobertos com CODEP e as palhetas são cobertas com alumínio - platina para melhorar a resistência à erosão, corrosão e oxidação. Os seis estágios da turbina operam a uma velocidade nominal de 3600 rpm, o que a torna ideal para aplicações em 60 Hz.

Alternativamente, ela pode ser utilizada em 50 Hz sem a necessidade de adicionar um mecanismo redutor de velocidade. A turbina a gás LM2500 é também oferecida com 18 MW padrão, sendo denominada LM2000.

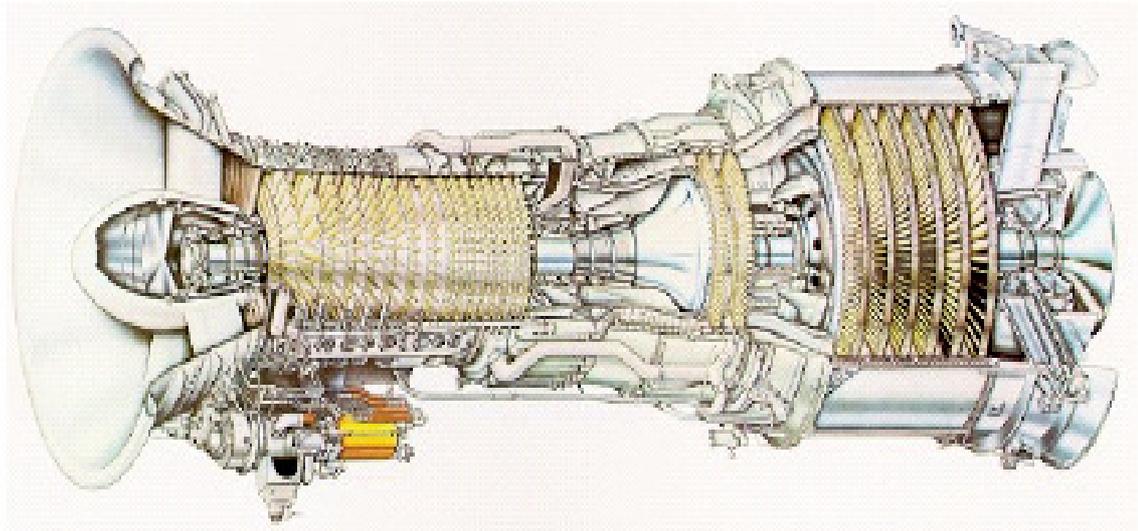


Figura 3.19 - Turbina a Gás LM2500.

#### **3.4.2.3. Turbina a Gás LM6000**

A turbina a gás LM6000 (Figura 3.20) consiste de um compressor de baixa pressão de cinco estágios, um compressor de alta pressão de 14 estágios, com seis estágios variáveis geometricamente, um combustor com 30 bocais de combustível, uma turbina de alta pressão arrefecida de dois estágios, uma turbina de baixa pressão de cinco estágios. A taxa de compressão é de 29:1. A LM6000 não tem uma turbina acoplada aerodinamicamente.

A LM6000 é derivada do modelo aeronáutico CF6 - 80C2.

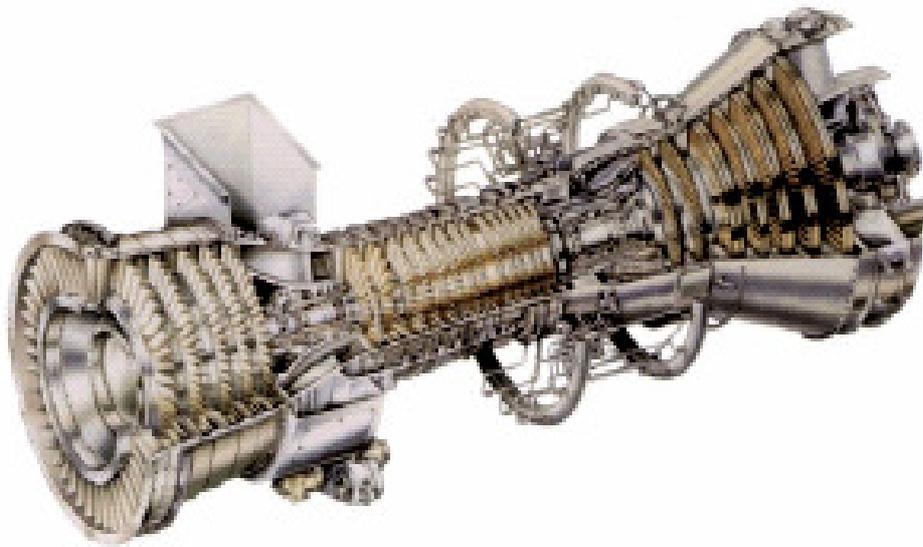


Figura 3.20 - Turbina a Gás LM6000.

#### 3.4.2.4. Sistema LM6000 Sprint™

Ao contrário da maioria das turbinas a gás, a LM6000 é primeiramente controlada pela temperatura de descarga do compressor. Uma parcela do ar de descarga do compressor é utilizada para arrefecer os componentes da turbina de alta pressão. O sistema SPRINT™ (*Spray Inter-cooled Turbine*) reduz a temperatura de descarga do compressor.

A Figura 3.21 ilustra este modelo de turbina a gás.

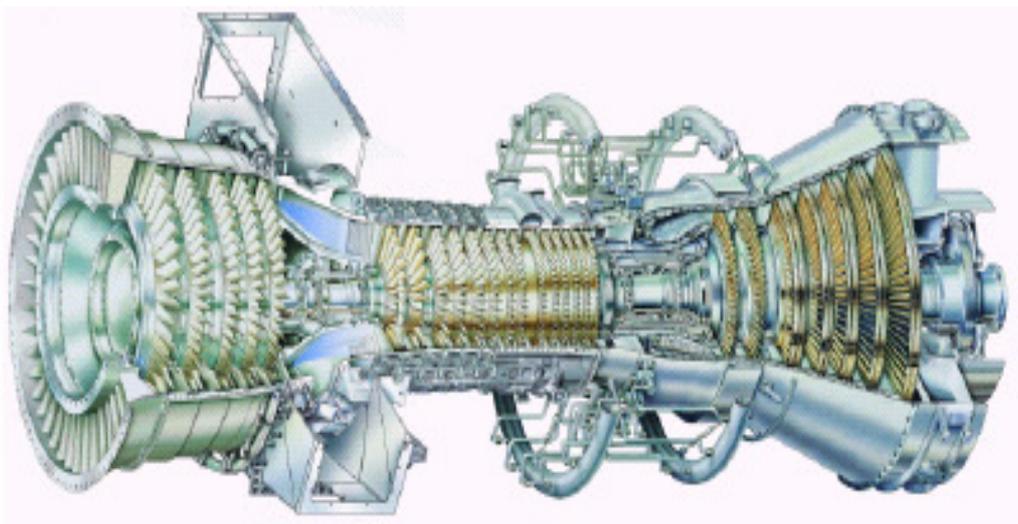


Figura 3.21 – Turbina a Gás LM6000 Sprint™.

### 3.4.2.5. Sistema STIG<sup>TM</sup>

O sistema STIG<sup>TM</sup> (vapor injetado na turbina a gás) opera com um ciclo melhorado, que utiliza grandes volumes de vapor para aumentar a potência e melhorar a eficiência. A Tabela 3.1 mostra o desempenho do sistema STIG<sup>TM</sup> para as condições de carga do ISO.

Tabela 3.1 – Desempenho do sistema STIG<sup>TM</sup> – Desempenho da turbina a gás.

Modelo	<i>Dry Rating</i>	% Eficiência Térmica	<i>STIG Rating</i>	% Eficiência Térmica
	Mwe	LHV	Mwe	LHV
LM1600	13,3	35	16	37
LM2000	18	35	23,2	39
LM2500	22,2	35	27,4	39

No ciclo STIG<sup>TM</sup>, o vapor é tipicamente produzido na caldeira de recuperação (HRSG) e então injetado na turbina a gás. O sistema STIG<sup>TM</sup> oferece um ciclo de operação totalmente flexível, desde que a quantidade de vapor injetado possa variar com a carga requerida e com o vapor disponível.

A instalação inclui uma turbina a gás com injeção de vapor, acoplada com uma caldeira de recuperação (HRSG). O sistema de controle regula a quantidade de vapor enviada para o processo e, tipicamente, o excesso de vapor é disponível para injeção.

O local onde o vapor é injetado na turbina a gás difere de acordo com o modelo particular.

### 3.4.3. Emissões de Gases

As emissões de NO<sub>x</sub> das turbinas LM1600, LM2000, LM2500 e LM6000 podem ser reduzidas pela injeção de água ou de vapor. A introdução de vapor ou água no sistema de combustão:

- Reduz a taxa de produção de NO<sub>x</sub>;
- Causa um impacto no desempenho da turbina a gás;
- Aumenta outras emissões, como CO;

- Aumenta a atividade dinâmica do sistema de combustão causando impacto na estabilidade da chama;
- O último item resulta numa limitação prática sobre a quantidade de vapor ou água que pode ser usado para a supressão de  $\text{NO}_x$ .

---

## CAPÍTULO 4

# CICLO COMBINADO

---

O desenvolvimento comercial da central térmica em ciclo combinado gás-vapor cresceu junto com o desenvolvimento da turbina a gás. Nos anos 70, quando a potência gerada pela turbina a gás ultrapassou a barreira dos 50 MW, as centrais de ciclo combinado tornaram-se comuns na geração de energia elétrica.

As turbinas a gás de ciclo aberto apresentam como grande problema uma baixa eficiência em todo o processo de produção do conjugado mecânico entregue ao eixo, que é tipicamente da ordem de 35%. A eficiência térmica das plantas elétricas a vapor com parâmetros super críticos, reaquecimento intermediário e com um desenvolvido sistema de regeneração pode atingir 48%. No entanto, um grande salto tecnológico pode ser obtido com a consideração de turbinas a gás em ciclo combinado, onde a eficiência já alcança, em instalações comerciais, valores na ordem de 60%.

Os gases com altas temperaturas (da ordem de 530° C) existentes na saída da turbina a gás são levados a uma caldeira de recuperação, ou recuperador de calor (*Heat Recovery Steam Generator - HRSG*), onde se gera vapor. Através de tubulações este vapor é direcionado à turbina a vapor, que pode ser acoplada a um gerador elétrico. A utilização dos gases de exaustão da turbina a gás, como gerador de vapor para a turbina térmica a vapor, torna o processo mais eficiente. A Figura 4.1 apresenta um esquema simplificado de uma central térmica que opera em ciclo combinado gás-vapor.

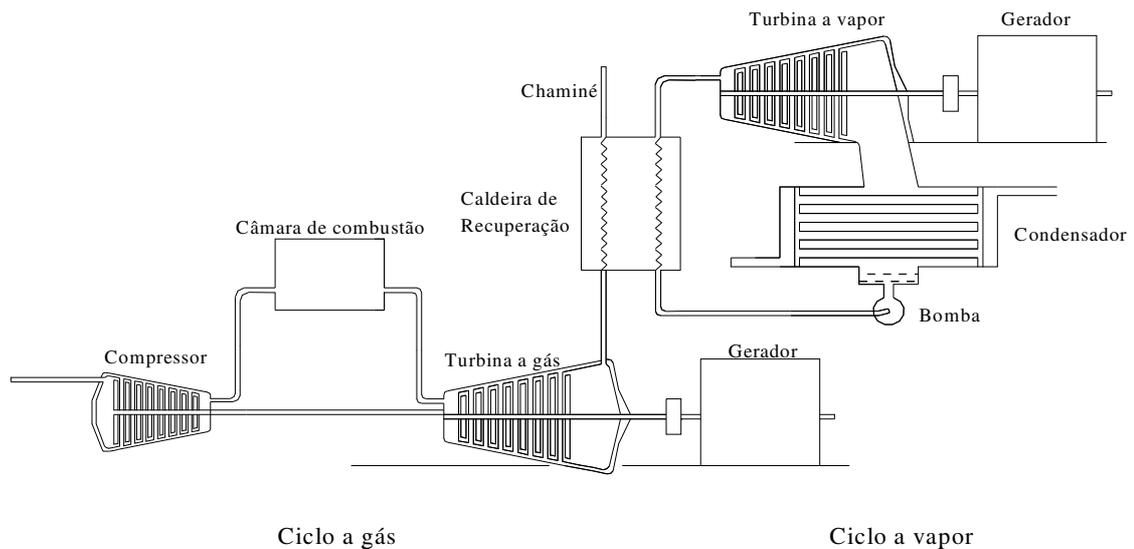


Figura 4.1 - Esquema simplificado do ciclo combinado.

Num ciclo a vapor, em quaisquer de suas variantes, a geração de vapor é realizada pela troca de calor mediante uma grande diferença de temperaturas. A temperatura dos gases pelo processo de combustão encontra-se na faixa de 1000 a 1300 °C. No entanto a temperatura do vapor é de 500 a 550 °C. A combinação do ciclo Brayton (ciclo simples com turbina a gás) com o ciclo Rankine (ciclo simples da central a vapor) formam o ciclo combinado. Num ciclo combinado existe um maior aproveitamento energético da energia inicial contida no combustível. Este aproveitamento é conseguido através da colocação em “cascata energética” de ambos os ciclos. Com a cascata energética a conversão de calor em trabalho é feita em função da qualidade do calor disponível, definida pela sua temperatura.

Com relação à operação, uma diferença marcante entre uma turbina a gás operando em ciclo aberto e uma turbina gás operando em ciclo combinado é a atuação do controle do IGV. O IGV consiste em pás móveis que controlam a quantidade de ar que entra na turbina a gás. Quando a turbina opera em ciclo combinado o controle do IGV deve ser bastante efetivo para que a razão entre ar e combustível permaneça constante. Deste modo é mantida a temperatura dos gases de exaustão e a caldeira de recuperação opera no ponto ótimo.

Um sistema de *bypass* do gás de exaustão também é necessário quando a turbina a gás opera em ciclo combinado. O sistema de desvio de gás bloqueia de forma parcial ou total a passagem do gás pela caldeira de recuperação, fazendo com que o excedente seja lançado na atmosfera. Através do sistema de desvio de gás, é possível isolar completamente a caldeira de

recuperação da fonte de calor, o que permite a operação independente das turbinas a gás (ciclo simples).

O ciclo a vapor apresenta grandes diferenças quando opera isoladamente e quando opera como parte componente do ciclo combinado. Uma das principais diferenças é a substituição da caldeira convencional pela caldeira de recuperação. Outra modificação importante está na disposição da turbina a vapor.

Outra diferença que ocorre entre as centrais de geração a vapor e em ciclo combinado é a ausência de sistemas de regeneração (pré-aquecimento da água de alimentação) na turbina a vapor que opera em ciclo combinado. Em ciclos combinados, geralmente, cerca de 60% da energia térmica gerada total é proveniente da turbina a gás. Logo sua operação é que determina de maneira preponderante a sua geração e sua eficiência, bem como a temperatura dos gases para posterior aproveitamento. Deseja-se o maior aproveitamento possível da energia contida nos gases de exaustão da turbina a gás. No entanto, existe a limitação tecnológica do aquecimento da água de alimentação da caldeira, a qual está dada, fundamentalmente, pela diferença de temperatura entre os gases de exaustão e a água. Temperatura elevada da água de alimentação necessitaria de temperatura elevada nos gases de exaustão, o que conduz a um menor aproveitamento da energia dos gases.

O ciclo combinado pode ser analisado basicamente por três componentes distintos; o ciclo com turbina a gás, o ciclo com turbina a vapor e o acoplamento térmico entre ambos os ciclos.

## **4.1. Componentes do Ciclo Combinado**

Neste capítulo são abordados os principais elementos componentes do ciclo combinado, seus controles, modelagem matemática e ainda as configurações mais utilizadas.

### **4.1.1. Ciclo a Vapor**

Um ciclo térmico consiste basicamente na transformação de energia contida em um determinado combustível em eletricidade. Na forma mais simples, ele é formado de uma caldeira e uma turbina que aciona o gerador elétrico.

A caldeira é um componente do ciclo que tem por objetivo converter a água em vapor. O vapor, ao incidir nas palhetas da turbina, dá início a um movimento de rotação no seu eixo, alimentando o gerador para produção de energia elétrica.

Através da Figura 4.2, apresenta-se a caldeira, que é constituída de dois tambores de ferro, interligando um grande número de tubos, arranjados de tal forma que os gases da combustão têm que passar através do banco de tubos, dispostos no seu percurso em direção a chaminé.

A superfície total dos tubos é grande de forma que seja possível a absorção de uma grande quantidade de calor. As bolhas de vapor formadas nos tubos se elevam até o tambor superior, onde o vapor é coletado a fim de ser conduzido, através de tubulações até a turbina.

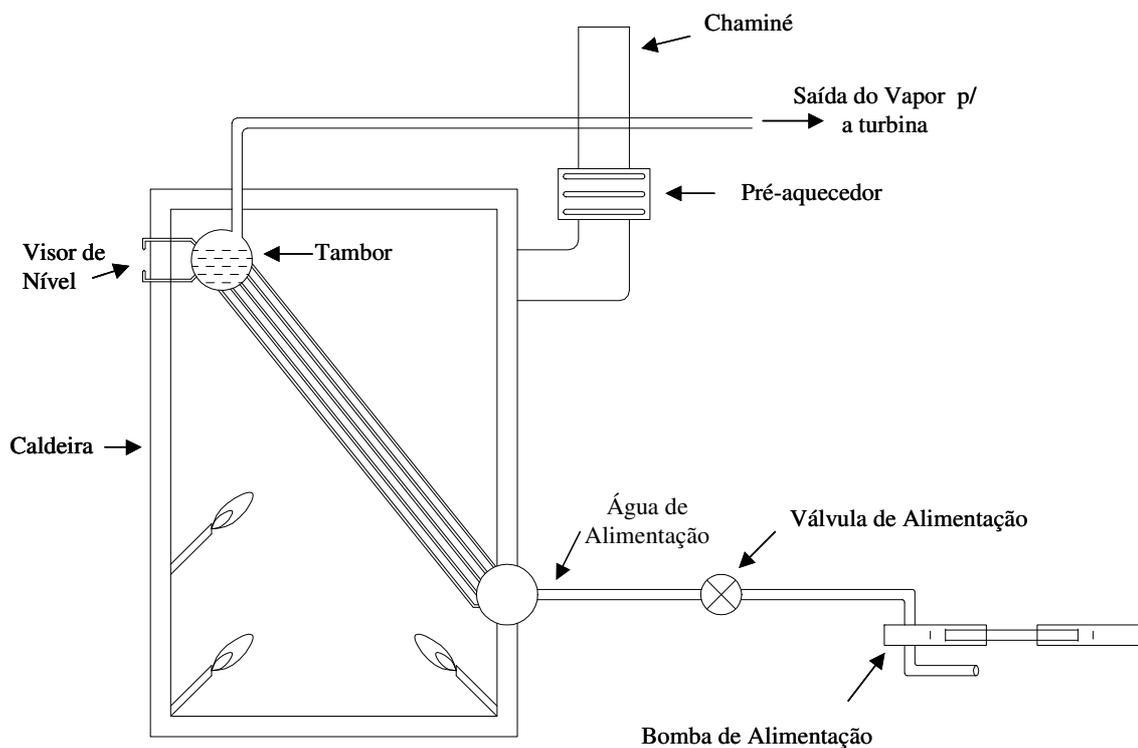


Figura 4.2 – Esquema da caldeira.

Este é o princípio básico das atuais caldeiras a vapor. Observa-se que uma bomba de água de alimentação é introduzida neste processo. Desde que ocorra uma quantidade de vapor saindo da caldeira, torna-se necessário haver reposição. Esta bomba deverá ter uma pressão de descarga suficiente para vencer a pressão interna do tambor.

Na operação de qualquer caldeira, é essencial que se mantenha uma certa quantidade mínima de água no seu interior, pois caso isto não ocorra o metal se tornará sobreaquecido o suficiente para provocar a ruptura dos componentes, já que a água é o meio disponível para a remoção do calor dissipado pelo combustível.

Há necessidade de se promover um aquecimento prévio na água de alimentação antes que esta seja admitida na caldeira, pois a água fria pode provocar grandes diferenças de temperatura, principalmente nas proximidades do ponto de admissão, o que daria origem a falhas mecânicas no material dos tubos. Isto é obtido pelos aquecedores de água de admissão.

Para recuperar parte do calor perdido dos gases, antes de dissipado pela chaminé, são instalados pré-aquecedores de ar. Outra medida utilizada é a adoção de um novo feixe de tubos situado no caminho dos gases em direção a chaminé, antes do pré-aquecedor. Fazendo com que estes gases passem através desse conjunto de tubos, chamado economizador, mais uma parcela de calor será recuperada, elevando desta forma a eficiência da caldeira.

A turbina do ciclo a vapor é composta de centenas de pás, algumas estacionárias e outras rotativas. Estas pás são dispostas em grupos ou estágios de forma que o vapor seja forçado a passar sucessivamente através dos vários estágios conforme descrito na Figura 4.3.

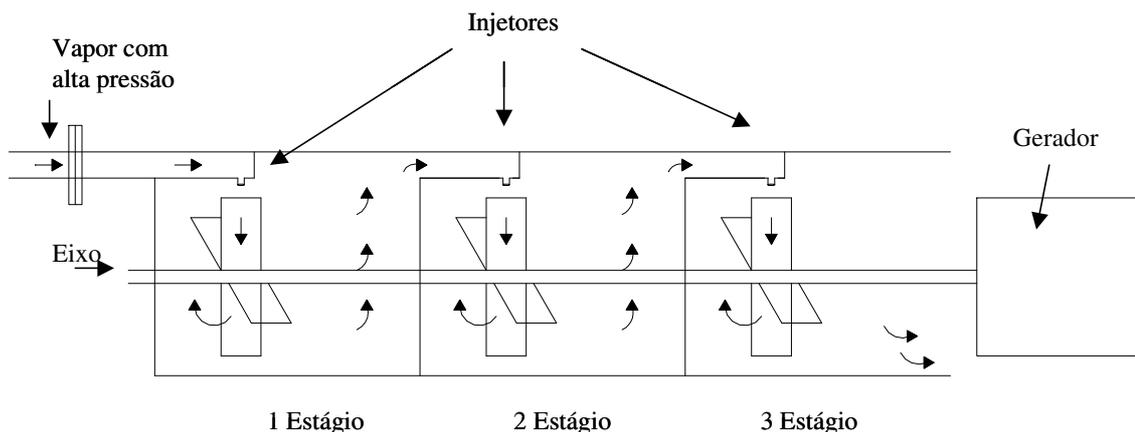


Figura 4.3 – Esquema da turbina.

Neste diagrama, três conjuntos foram montados em um eixo, cada conjunto em um compartimento separado. O vapor procedente do ejetor do primeiro estágio, ao incidir sobre as pás móveis dá origem ao movimento de rotação em todo o eixo. Ao acionar as pás do primeiro

estágio, o vapor está cedendo parte de sua energia, resultando assim em uma queda de pressão. O vapor é conduzido para o segundo estágio, com menor pressão, repetindo todo o processo. Após ter trabalhado no último estágio, praticamente toda a energia do vapor foi transferida para o rotor da turbina, sendo então dirigida para a exaustão.

Para transformar esta turbina convencional em um tipo comercial, torna-se necessário introduzir múltiplos injetores de projetos apropriados e modificar a configuração das pás de modo que tenham entradas e saídas curvas.

Através da Figura 4.4 pode-se observar o caminho do ciclo. A água de alimentação já entra aquecida na caldeira devido ao aquecedor e ao economizador. Na caldeira a água se transforma em vapor que percorre o caminho através das tubulações expandindo nos vários estágios da turbina e fecha o ciclo na exaustão.

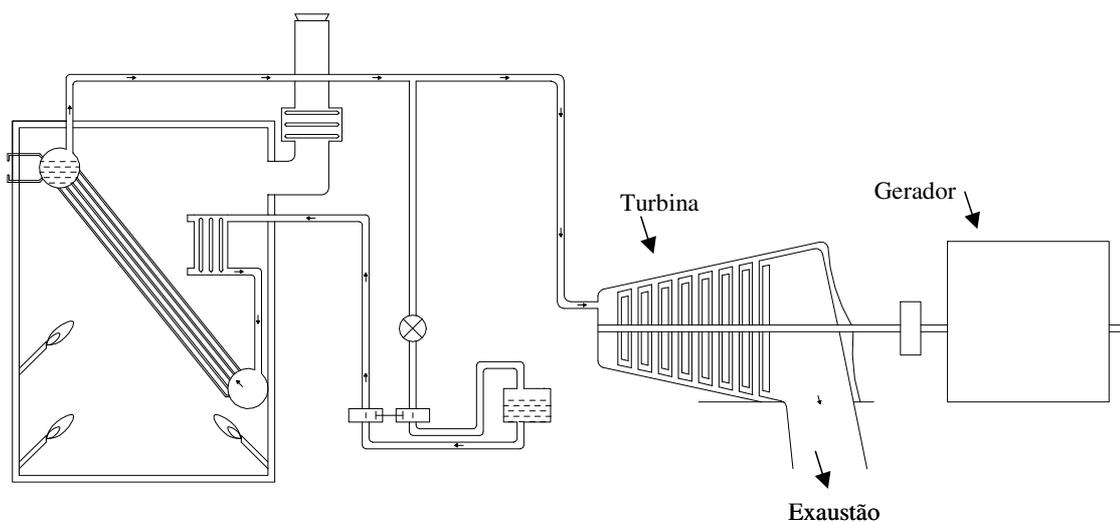


Figura 4.4 – Esquema da caldeira + turbina.

No entanto, por uma série de razões, na maioria das vezes não é viável utilizar o vapor procedente da exaustão da turbina em centrais geradoras de eletricidade. Há um meio muito mais eficiente de se utilizar o vapor remanescente, do que liberá-lo diretamente para a atmosfera. Este método consiste na criação de vácuo na zona de exaustão da turbina.

Assim, o vapor procedente da turbina entra em contato com a superfície dos tubos frios, cedendo calor à água que circula no interior dos tubos. Isto provoca uma queda de temperatura

do vapor, acarretando a condensação, ao mesmo tempo em que cria um vácuo no interior do invólucro. O dispositivo destacado chama-se condensador.

Deste modo o ciclo se mostra fechado, conforme descrito na Figura 4.5. O vapor produzido na caldeira flui, através da linha de alta pressão até a turbina. Na turbina, ele passa sucessivamente através dos vários estágios, perdendo pressão em cada um deles e produzindo trabalho mecânico nas pás do rotor. A turbina, por sua vez, aciona um gerador o qual produz eletricidade. Na saída da turbina, em sua parte inferior, o vapor entra no condensador, onde se dá a condensação total após o contato com o feixe tubular através do qual se estabelece um fluxo de água de resfriamento.

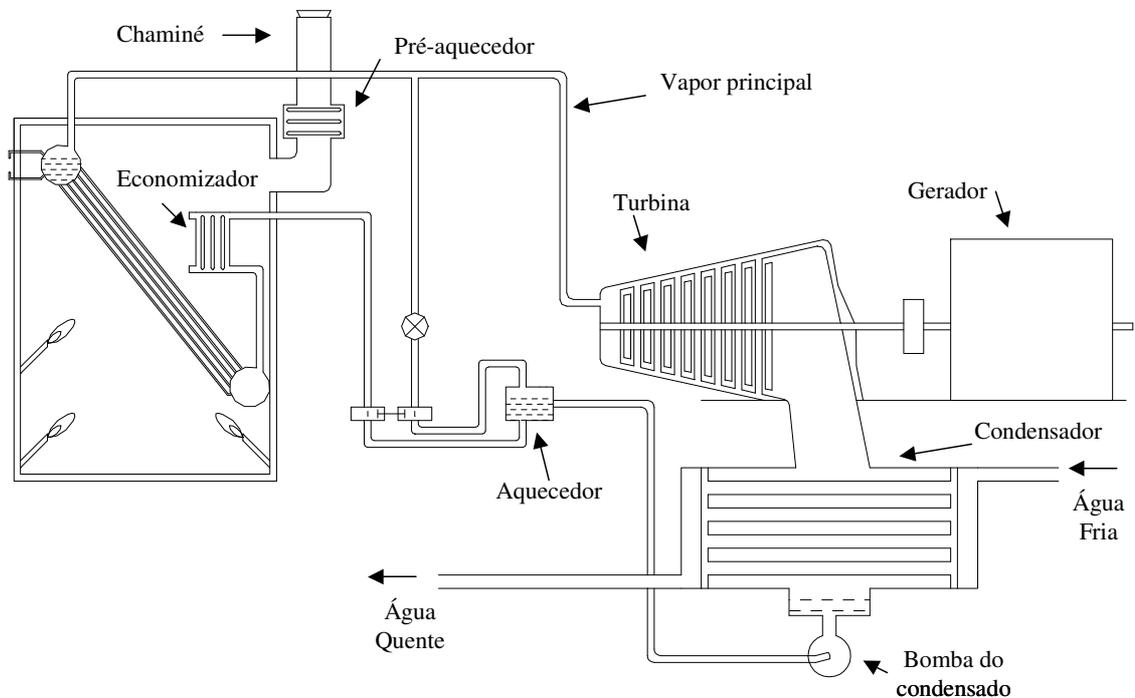


Figura 4.5 – Esquema do ciclo fechado.

Um elemento importante que compõe o ciclo é o superaquecedor, cuja finalidade é elevar a temperatura do vapor acima daquela que o mesmo foi produzido. Os superaquecedores são constituídos por feixes de tubos dispostos ao longo do percurso dos gases. Após o vapor ter sido gerado e coletado no tambor, ele passa através dos tubos de superaquecimento, sendo assim aquecido a uma temperatura superior àquela associada à pressão que o mesmo foi produzido.

Com este arranjo, o vapor coletado de uma caldeira, passa no superaquecedor, sendo então conduzido à turbina; tendo percorrido os primeiros estágios, é então extraído e levado de volta à caldeira, passando através do reaquecedor e novamente retornando à turbina em outro estágio de menor pressão, e por fim, sendo admitido no condensador.

A Figura 4.5, que representa um ciclo a vapor, está ainda bastante simplificada, pois uma usina térmica possui um grande número de equipamentos. Entretanto, este item tem apenas a intenção de expor os principais equipamentos do ciclo a vapor, mostrando seu papel dentro do processo de geração de energia.

#### **4.1.2. Ciclo a Gás**

Quando a turbina térmica a gás foi introduzida para a geração de energia elétrica, foi considerada uma revolução nos processos de geração de energia utilizando combustíveis fósseis. Anos mais tarde, as usinas termoelétricas com turbina a gás já estavam aptas para uso, mas não eram economicamente viáveis devido à indisponibilidade do gás natural como combustível e aos baixos rendimentos. Posteriormente, a turbina a gás passou a ser responsável por uma parte considerável da geração de eletricidade das novas usinas térmicas. A maior participação da turbina a gás se deve ao ciclo combinado.

O princípio básico de funcionamento de uma turbina a gás pode ser visto na Figura 4.6. O fluido de trabalho é comprimido pelo compressor. Em seguida o fluido de trabalho entra na câmara de combustão e recebe energia do combustível, aumentando sua temperatura. Na turbina o fluido é expandido fornecendo potência para o compressor e potência útil.

A máxima potência útil fornecida pela turbina a gás está limitada pela temperatura com que o material da turbina, associada à tecnologia de resfriamento, pode suportar e a vida útil requerida. Os principais fatores que afetam o desempenho das turbinas a gás são: a eficiência dos componentes (compressor 88 a 90%) e a temperatura de entrada na turbina (até 1800 K).

Um outro fator que pode alterar o desempenho da turbina a gás é o tipo de câmara de combustão. Existem dois tipos de câmaras de combustão: pressão constante ou volume constante. A primeira denomina o ciclo da turbina a gás de “ciclo a pressão constante” e a segunda, “ciclo a volume constante”.

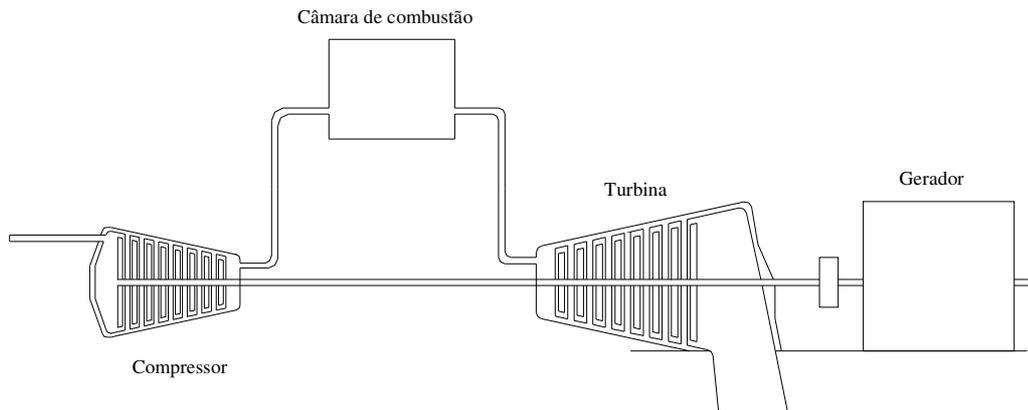


Figura 4.6 – Esquema da turbina a gás em ciclo aberto.

Teoricamente a eficiência térmica do ciclo a volume constante é maior que a pressão constante, mas as dificuldades mecânicas são consideravelmente maiores, sendo necessárias válvulas para isolar a câmara de combustão do compressor e da turbina. A combustão é intermitente, a qual impede um funcionamento suave da turbina a gás.

Um outro tipo de ciclo de turbina a gás é o ciclo fechado que pode ser visto na figura 4.7. O processo de funcionamento deste ciclo é o mesmo do ciclo aberto; a diferença é que o fluido de trabalho permanece dentro do sistema e o combustível é queimado fora do sistema. Com isso há necessidade de rejeição de calor, que é feito pelo resfriador.

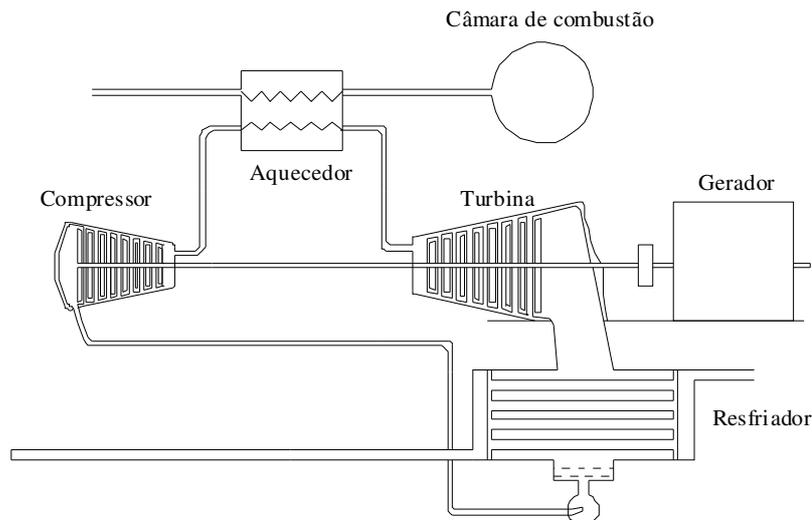


Figura 4.7 - Esquema da turbina a gás em ciclo fechado.

A maior vantagem do ciclo fechado é a possibilidade de usar alta pressão através de todo o ciclo, o que resulta na redução do tamanho da máquina para uma dada potência útil e possibilita a variação da potência útil pela variação do nível de pressão no circuito. Esta forma de controle significa que uma grande faixa de potência pode ser acomodada sem alterar a máxima temperatura do ciclo e com uma pequena variação na eficiência.

A principal desvantagem é que o ciclo fechado necessita de um sistema externo de aquecimento, o qual envolve o uso de um ciclo auxiliar com uma diferença de temperatura entre os gases da combustão e o fluido de trabalho.

A turbina a gás pode variar sua configuração de várias maneiras: adicionando compressores, refrigeradores entre os compressores, câmaras adicionais de combustão, entre outros. Trocadores de calor também podem ser usados no sistema de exaustão para aquecer o ar na entrada da câmara de combustão. Estes refinamentos podem ser utilizados para aumentar a potência útil e a eficiência térmica a custo do aumento da complexidade, custo e peso.

As turbinas a gás são atualmente os equipamentos que mais têm se difundido nas instalações que necessitam de calor residual para o processo ou uma grande quantidade de eletricidade obtida em sistemas de cogeração que dispõem de gás natural.

As principais vantagens de uma turbina a gás são:

- Unidades compactas e de pequeno peso. As turbinas a gás equivalem, geralmente, a 1/4 em peso e 1/7 em volume quando comparadas com os motores alternativos;
- Alta eficiência e baixa poluição ambiental;
- Utilização de combustíveis líquidos e gasosos.

A Figura 4.6 que representa um ciclo aberto, também pode ser usada para representar uma turbina a gás industrial de um eixo, onde parte da potência produzida é fornecida ao compressor e o restante se destina a potência útil de eixo. Esta configuração é muito utilizada em operação que exige velocidade e carregamento constante, como é o caso de geração elétrica onde estas turbinas a gás são denominadas de *Heavy-Duty*.

O ciclo com dois eixos é basicamente formado de um gerador de gás que compõe o primeiro eixo e uma turbina livre que compõe o segundo eixo conforme mostra a Figura 4.8.

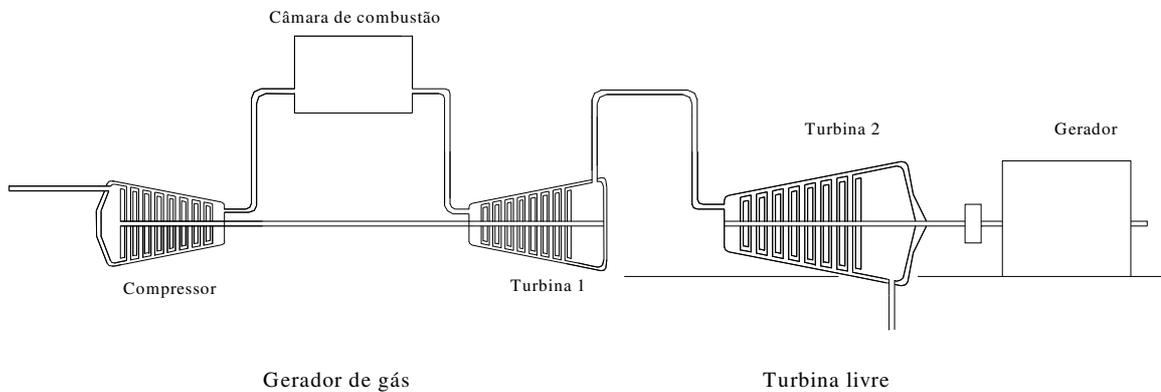


Figura 4.8 – Esquema do ciclo da turbina a gás com dois eixos.

Este tipo de configuração tem aplicação industrial ou aeronáutica. No caso das turbinas aeronáuticas a turbina livre é substituída por um bocal. A vantagem deste tipo de configuração é que o gerador de gás está conectado à turbina livre por um acoplamento aerodinâmico e que, portanto, os esforços mecânicos na turbina livre não são absorvidos pelo gerador de gás. Além disso, o gerador de gás pode ter rotações diferentes da turbina livre.

A turbina a gás com vários eixos tem a sua maior aplicação na aeronáutica. Neste caso o gerador de gás pode possuir um, dois ou três eixos concêntricos, com a finalidade de aumentar a razão de pressão do ciclo e conseqüentemente sua eficiência térmica. A divisão, em vários eixos do gerador de gás, tem como objetivo aumentar a eficiência aerodinâmica da compressão, uma vez que a compressão em um único estágio faz com que o rendimento seja menor. A Figura 4.9 mostra turbinas a gás com vários eixos. Cada compressor tem sua respectiva turbina que fornece a potência necessária à compressão. Isto significa que os compressores são mecanicamente independentes, possuindo cada um a sua própria turbina.

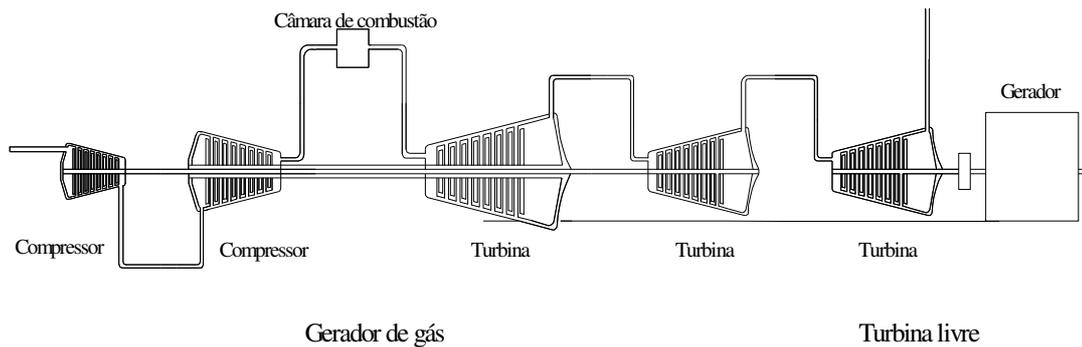


Figura 4.9 - Esquema do ciclo da turbina a gás com vários eixos.

### 4.1.3. Caldeiras de Recuperação (HRSG)

De uma forma geral e usual, as centrais termelétricas em ciclo combinado são compostas por uma ou mais turbinas a gás e uma turbina a vapor, sendo que cada turbina aciona um gerador próprio. Os gases de exaustão das turbinas a gás são direcionados para uma ou mais caldeiras de recuperação (HRSG), de onde se obtém vapor, que pode ser gerado em diversos níveis de pressão e temperatura, dependendo da configuração considerada.

Este vapor gerado pelo HRSG é utilizado tanto para alimentar a turbina a vapor na produção de energia elétrica, assim como para inúmeras aplicações de finalidades industriais, cogeração, entre outras.

A Figura 4.10 apresenta um esboço do elemento caldeira de recuperação, mostrando suas proporções e características.

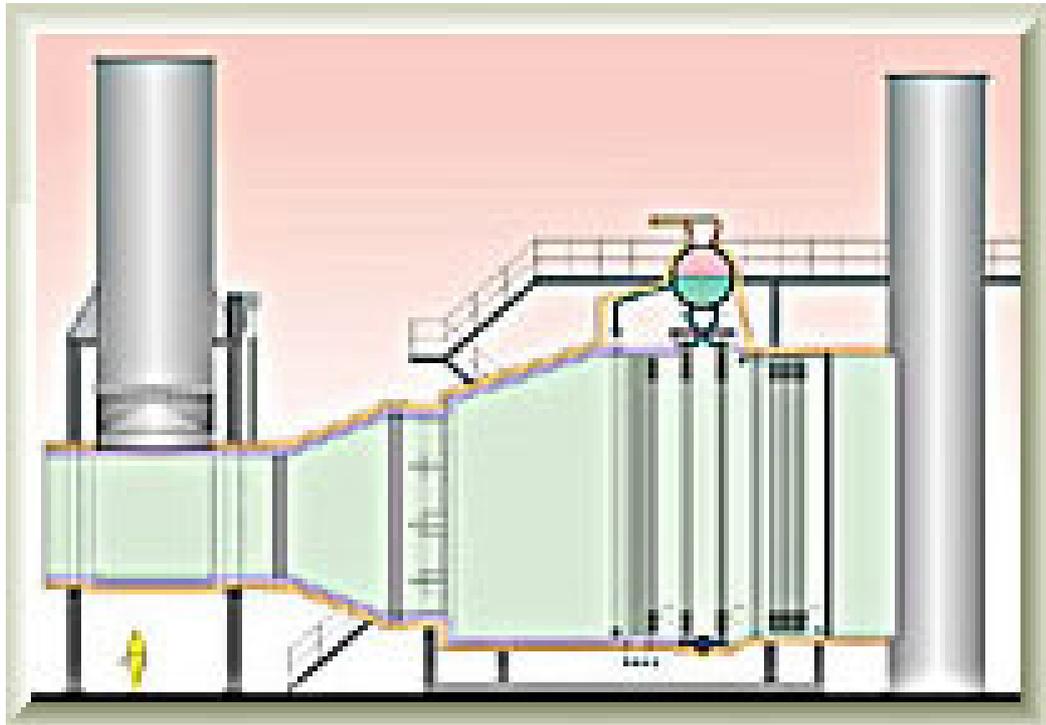


Figura 4.10 – Caldeira de recuperação.

Na caldeira de recuperação pode haver um, dois ou três níveis de pressão. A utilização de dois e três níveis de pressão reduz as irreversibilidades inerentes à troca de calor entre os gases e o vapor, já que reduz a diferença de temperatura entre ambos os fluídos. Portanto, na maioria das configurações em ciclo combinado, o vapor é gerado em vários níveis de pressão com o intuito de otimizar e melhorar o desempenho do processo.

Além disso, deve-se considerar que a central precise de vapor em vários níveis de pressão, o que pode ser interessante em instalações de cogeração. Por outro lado apresentam maior complexibilidade no projeto, construção e simulação da carga parcial se comparadas às caldeiras com um único nível de pressão.

A Figura 4.11 mostra uma caldeira de recuperação com três níveis de pressão.

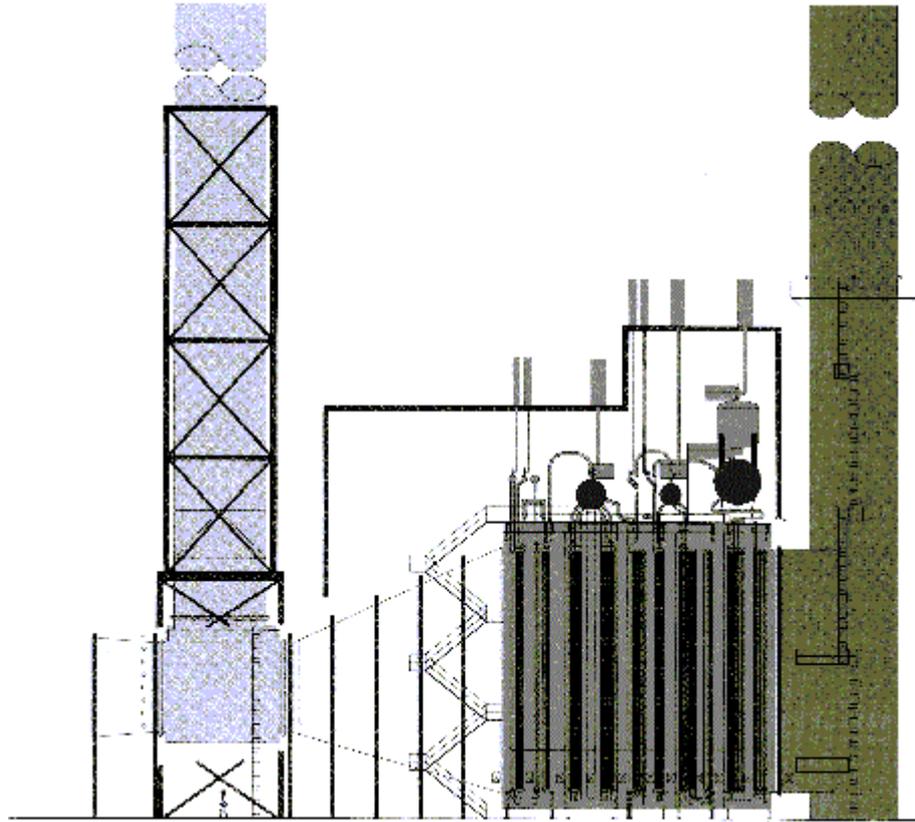


Figura 4.11 – Caldeira de recuperação com três níveis de pressão.

No ciclo de dois níveis de pressão, a caldeira de recuperação consiste de balões de alta e baixa pressão, já no ciclo de três níveis de pressão, há o acréscimo dos balões de pressão intermediária e do reaquecimento. Na Figura 4.12, é possível visualizar um sistema da *Alstom Power* operando em ciclo combinado, no qual se utilizam duas turbinas a gás e uma turbina a vapor. A configuração da caldeira de recuperação utiliza um tambor de alta pressão e um tambor de baixa pressão.

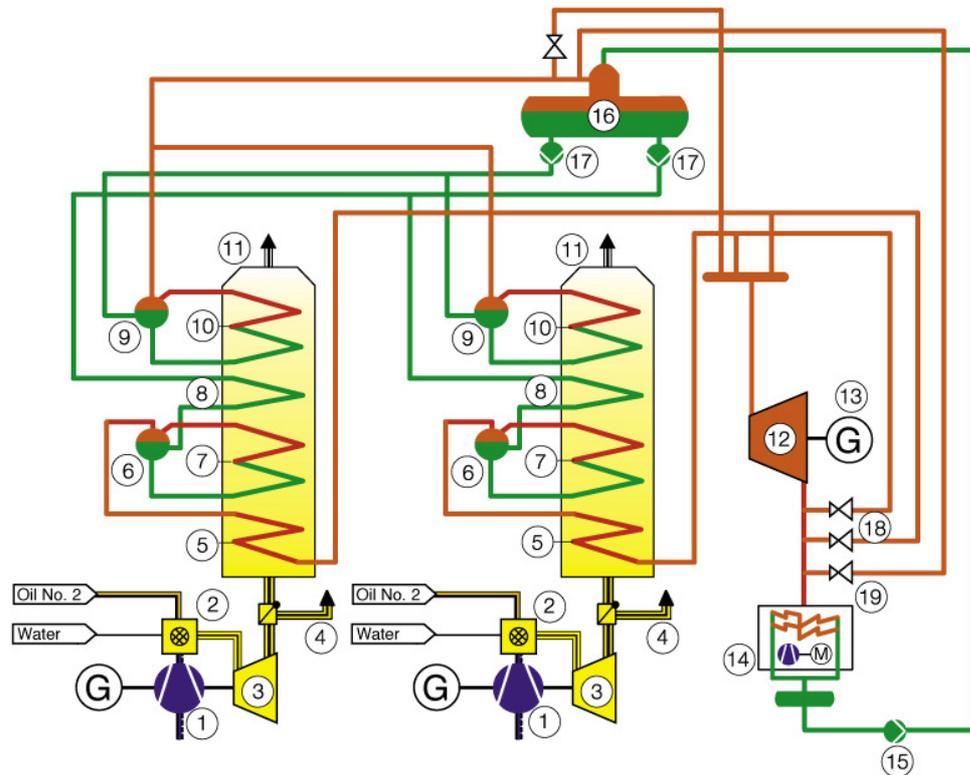


Figura 4.12– Ciclo combinado com caldeira de recuperação (Alstom Power).

A Tabela 4.1 descreve os componentes utilizados na configuração anterior.

Tabela 4.1 – Descrição dos componentes do ciclo combinado.

Número	Modelo
1	Compressor
2	Câmara de combustão
3	Turbina a gás
4	Chaminé de <i>bypass</i> de gás
5	Superaquecedor do estágio de alta pressão
6	Tambor do estágio de alta pressão
7	Evaporador do estágio de alta pressão
8	Economizador do estágio de alta pressão
9	Tambor do estágio de baixa pressão
10	Evaporador do estágio de baixa pressão
11	Caldeira de recuperação
12	Turbina a vapor

13	Gerador da turbina a vapor
14	Condensador
15	Bomba do condensador
16	Tanque do desaerador da água de alimentação
17	Bombas da água de alimentação
18	<i>Bypass</i> do vapor de alta pressão
19	Excesso de vapor que foi desviado

Outra configuração largamente utilizada no arranjo de ciclo combinado é a caldeira de recuperação com três níveis de pressão e ciclos a vapor com reaquecimento. Nas turbinas a vapor do ciclo combinado, fabricantes como a *Siemens* e a *Alstom Power* têm utilizado uma configuração um pouco diferente da que foi apresentada anteriormente.

Nesta configuração, com três estágios de pressão, o vapor que deixa o estágio da turbina de alta pressão é misturado com o vapor que vem do tambor de média pressão da caldeira de recuperação. Deste modo o vapor que entra no estágio da turbina de média pressão é uma soma do vapor que deixa o estágio da turbina de alta pressão mais o vapor que chega através do tambor de média pressão da caldeira de recuperação. Já na turbina a vapor que opera de maneira convencional, o vapor que sai da turbina de alta pressão retorna à caldeira para ser reaquecido. Após este procedimento o vapor é injetado diretamente no estágio de média pressão da turbina. Estes dois tipos de arranjo possuem respostas dinâmicas diferentes para uma determinada perturbação.

Existem alternativas de configuração para a caldeira de recuperação, através de instalação de equipamentos suplementares, que têm como função elevar a temperatura do vapor a ser direcionado para a turbina térmica. Essas caldeiras possuem a possibilidade de queima suplementar de combustíveis auxiliares, tais como, óleo, gás natural, hidrogênio, CO, etc, o que aumenta a capacidade de produção de energia no ciclo a vapor, e conseqüentemente de toda central em ciclo combinado.

Desta maneira, as caldeiras de recuperação podem ser classificadas como:

- Caldeiras de recuperação sem queima suplementar;
- Caldeiras de recuperação com queima suplementar.

As caldeiras de recuperação com queima suplementar também podem dispor de diversos estágios de pressão e temperatura.

O tipo mais usual de caldeira utilizada em centrais térmicas em ciclo combinado é a caldeira de recuperação sem queima suplementar. Neste caso o calor proveniente dos gases de exaustão da turbina a gás é transferido para o fluido de trabalho do ciclo a vapor, que se encontra no interior de tubulações, através do princípio da convecção. As tubulações utilizadas possuem aletas para facilitar a troca de calor.

A Figura 4.13 apresenta uma visão geral de uma caldeira recuperativa de calor sem queima adicional de combustível.



Figura 4.13 - Caldeira de recuperação sem queima suplementar.

A temperatura máxima que pode ser obtida no vapor depende da temperatura dos gases de exaustão, que é da ordem de 550° C. Um bom número é vapor a 520° C, e 105 bar de pressão. A quantidade de vapor produzida é suficiente para acionar uma turbina capaz de gerar a metade da energia elétrica da turbina a gás correspondente. Em consequência, um dos arranjos clássicos de uma termelétrica de ciclo combinado são duas turbinas a gás e uma a vapor, todas de mesma capacidade.

Uma configuração típica de ciclo combinado é mostrada na Figura 4.14. Nela a caldeira de recuperação está disposta com dois estágios de pressão: o primeiro, de alta pressão, direcionado à turbina a vapor via válvulas de controle de entrada; o segundo, de baixa pressão, direcionado tanto à turbina a vapor quanto ao elemento desaerador. Outros arranjos podem considerar a aplicação de um desaerador integral que é alimentado por uma parte específica da caldeira de recuperação. Existem ainda outras configurações das caldeiras de recuperação, mais complexas, com a presença de vários estágios de pressão. Estas são mais dispendiosas, no entanto proporcionam um melhor aproveitamento do calor de exaustão.

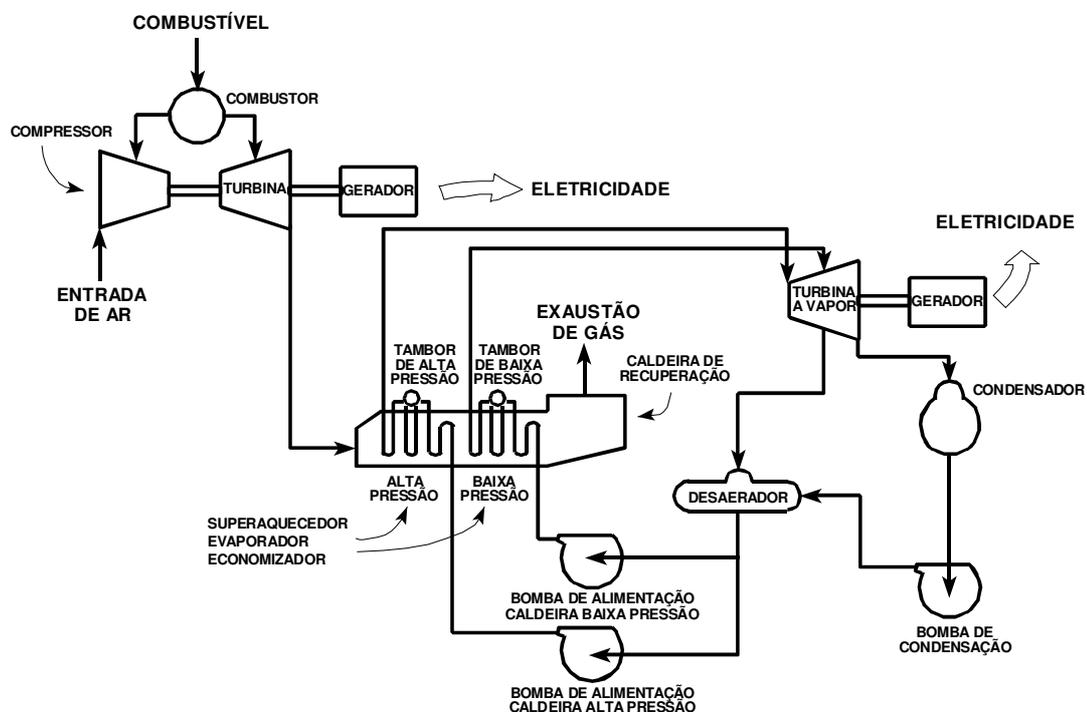


Figura 4.14 – Configuração típica de central termelétrica em ciclo combinado.

A Figura 4.15 e a Figura 4.16 apresentam com maiores detalhes as seguintes configurações em ciclo combinado para produção de energia elétrica:

- Configuração em ciclo combinado, com uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação e uma turbina a vapor (IEEE, 1994), sendo que a caldeira de recuperação possui dois estágios de pressão de vapor (de alta pressão e de baixa pressão), não há presença de reaquecimento, e existe um elemento desaerador do tipo integral (Figura 4.15);

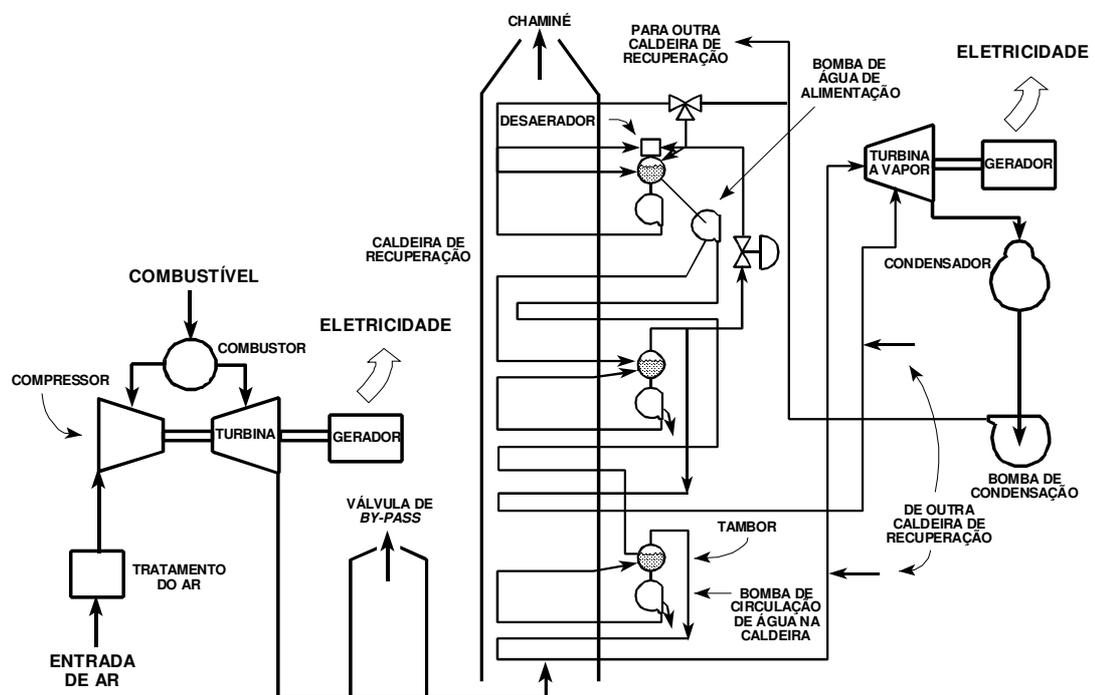


Figura 4.15 – Configuração em ciclo combinado com uma caldeira de recuperação.

- Configuração em ciclo combinado com a presença de duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação, cada uma associada a uma turbina a gás, e uma turbina a vapor com três estágios de pressão. Cada uma das caldeiras de recuperação possui três estágios de pressão de vapor.
- Considera-se também a aplicação de desaeradores externos na configuração apresentada na Figura 4.15, como pode ser visto na Figura 4.16.

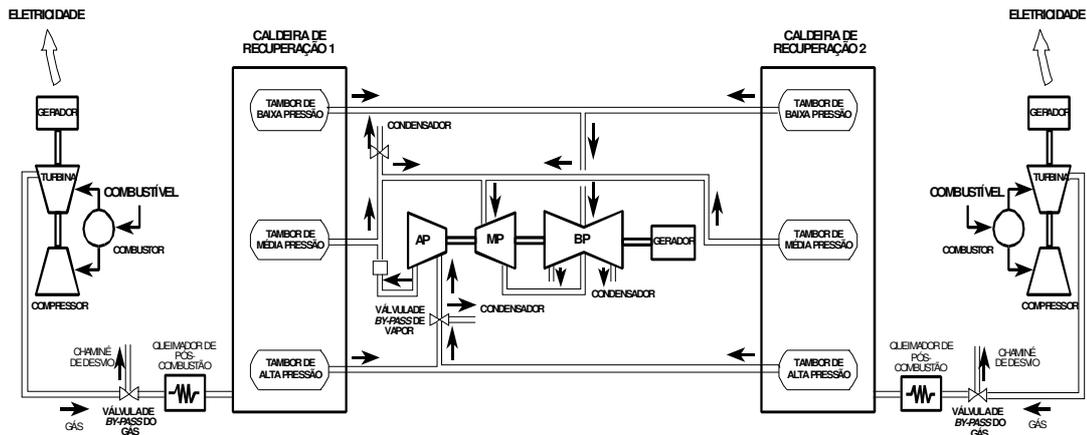


Figura 4.16 – Configuração em ciclo combinado com duas caldeiras de recuperação.

Como pode ser observada, a Figura 4.15 mostra um diagrama esquemático, onde aparecem em destaque os elementos associados à caldeira de recuperação (estágios de alta pressão e de baixa pressão e desaerador integral). Já a Figura 4.16 representa de forma bem detalhada as várias conexões e válvulas existentes (Polonyi,1991), bem como os elementos pertinentes à caldeira de recuperação.

Algumas características adicionais das caldeiras de recuperação são:

- Vapor com pressões de operação de até 120 Kg/cm<sup>2</sup> e temperatura final até 520°C.
- Circulações naturais ou forçadas, dependendo do espaço disponível e da aplicação desejada.
- Vapor saturado ou superaquecido.
- Construção modular com melhor controle de qualidade na fabricação e menor custo de implantação no campo.
- Temperatura final dos gases próxima à de condensação, para maximizar a recuperação de calor.
- Uma ou duas pressões de operação de vapor.
- Chaminé de *by-pass* equipada para mínimo vazamento de gás, possibilitando operação da planta industrial com a caldeira em manutenção.
- Fácil acesso a todos os componentes, através de portas de acesso e inspeção.

- Tubos aletados especialmente projetados para otimizar a recuperação de calor com a menor deposição de articulados.
- Economizadores para aquecimento da água de alimentação ou de vaporização.

Os gases residuais de processos industriais, provenientes das plantas de produção de ácido sulfúrico, cimento, ferro e aço, químicas e petroquímicas, incineração de resíduos, reatores de leite fluidizado e refinarias, dentre outros, podem, através das caldeiras de recuperação, ser transformados em fontes de redução dos custos industriais e ter sua ação agressiva ao meio ambiente diminuída.

#### **4.1.3.1. Componentes da Caldeira**

Apesar de apresentar uma estrutura diferente, a caldeira de recuperação apresenta uma série de elementos que executam a mesma função da caldeira convencional utilizada na central térmica a vapor. Alguns destes elementos são: superaquecedor, economizador, reauecedor, desaerador, bomba de circulação, etc.

O gás quente entra na caldeira de recuperação e troca calor com a seção de tubulações chamada de superaquecedor. Nesta seção o vapor, já previamente aquecido, ganha mais energia para ser expandido na turbina. Após passar pelo superaquecedor, o gás ainda possui calor que pode ser aproveitado. Deste modo, o gás de exaustão passa por dois conjuntos de tubulação, o primeiro chamado de evaporador e o segundo chamado de economizador. Estas duas seções têm a função de aquecer a mistura água e vapor para que esta chegue com uma temperatura alta ao tambor. Pode-se perceber que a mistura água e vapor seguem uma direção contrária ao gás de exaustão oriundo da turbina a gás.

A Figura 4.17 e a Figura 4.18 apresentam os principais elementos da caldeira de recuperação.

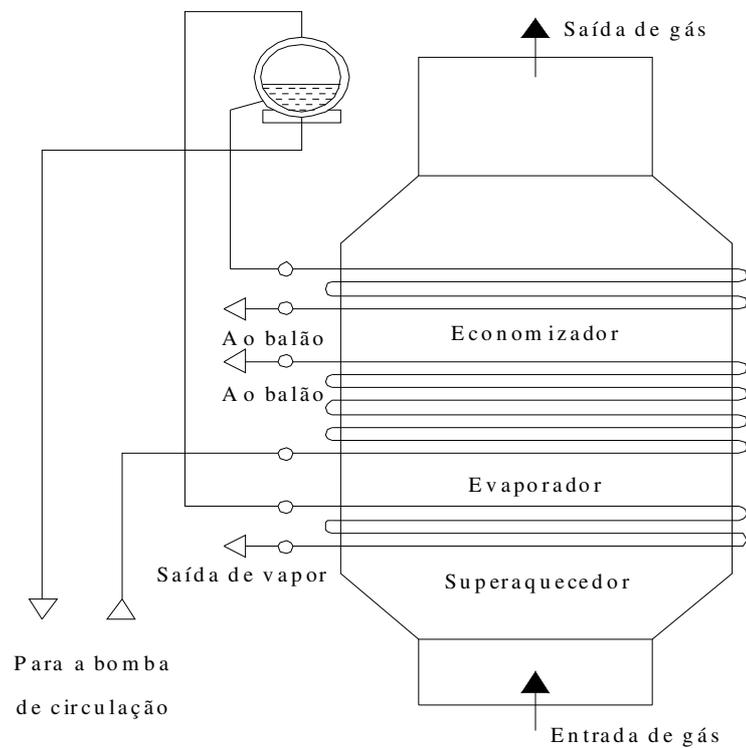


Figura 4.17 – Elementos da caldeira de recuperação.

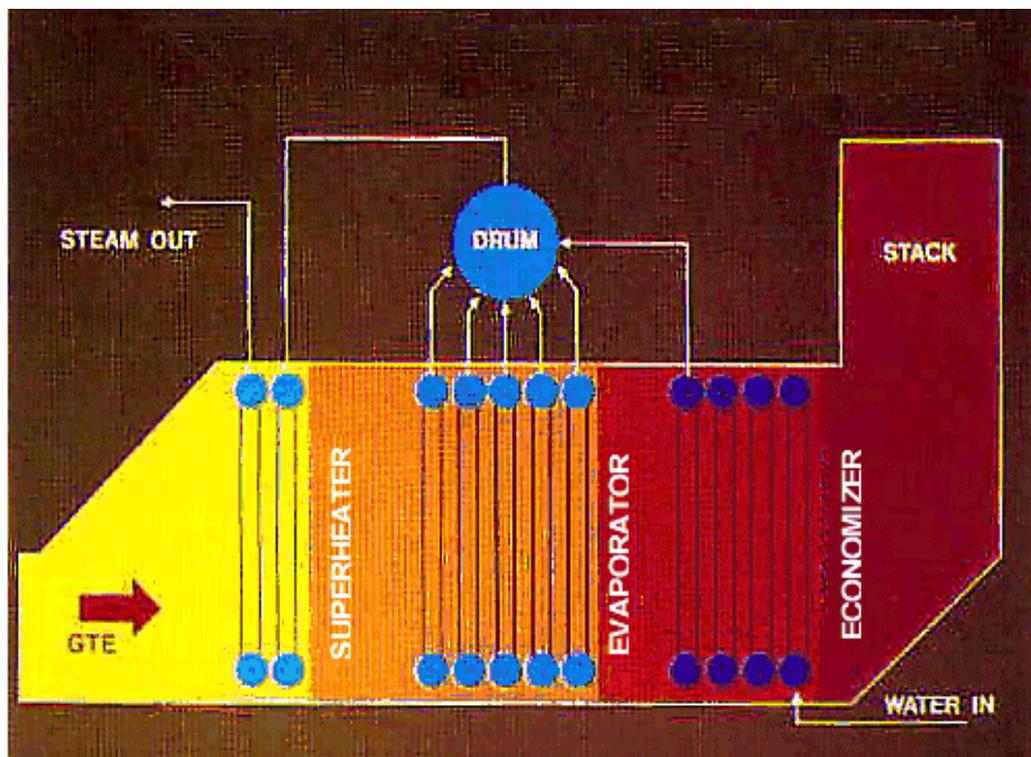


Figura 4.18 – Caldeira de recuperação.

O vapor gerado nas paredes de água é isolado no tambor onde segue através dos superaquecedores, primários e secundários, para o primeiro estágio de pressão da turbina. Este então, entra novamente na caldeira para o reaquecimento, onde o nível de energia é aumentado. O vapor segue através dos outros estágios da turbina até o condensador onde é bombeado para o reinício do processo, finalizando o ciclo.

Ao sair da turbina, o vapor é condensado, criando uma zona de baixa pressão na exaustão da turbina. A água que foi condensada passa por uma bomba e é descarregada no desaerador, onde há eliminação de gases inconvenientes através do aquecimento.

#### **4.1.4. Válvulas de *By Pass***

Dentro das caldeiras de recuperação existem determinados dutos que conduzem os gases quentes e outros que conduzem água. Através de transmissão de calor gera-se vapor, que poderá ser utilizado como alimentação de uma turbina a vapor, para produção de energia elétrica, ou para algum processo industrial.

As centrais termelétricas em ciclo combinado são mais simples do que as termelétricas a carvão, uma vez que dispensam moinhos de carvão com ventiladores, pulverizadores de carvão, depósitos de cinzas, precipitadores, etc. Além disto não necessitam de aquecedores para a água de alimentação da caldeira, exceto para o desaerador.

No entanto, as unidades em ciclo combinado podem ter dois componentes que não são usualmente considerados nas térmicas convencionais, ou seja: um sistema de desvio de vapor (*bypass* de vapor) e um sistema de desvio de gás (*bypass* de gás). O sistema de desvio de vapor consiste de válvulas de controle e dutos que permitem direcionar o vapor para o condensador, sem passar pela turbina. Já o sistema de desvio de gás (“chaminé de desvio”) bloqueia de forma parcial ou total a passagem do gás pela caldeira de recuperação, fazendo com que o excedente seja lançado na atmosfera. Através do sistema de desvio de gás, é possível isolar completamente a caldeira de recuperação da fonte de calor, o que permite a operação independente das turbinas a gás (ciclo simples).

Como pode ser observado, estes dois sistemas de *bypass* trazem grande flexibilidade operativa à configuração em ciclo combinado.

#### 4.1.4.1. Características do *Bypass* das Turbinas

Os sistemas de *bypass* de turbinas podem oferecer relevantes vantagens em diversas fases operacionais de uma usina termelétrica, entre as quais pode-se destacar:

- Melhor caracterização do regime de partida e carregamento da turbina;
- Possibilidade de operar a caldeira independentemente da turbina;
- Redução do problema de erosão na turbina por partículas sólidas;
- Contribuição para melhoria da estabilidade do sistema elétrico.

#### **Partida e carregamento da turbina**

Para que uma unidade seja adequada para operar em regime cíclico, deve-se primeiramente considerar os requisitos específicos que os seus equipamentos auxiliares deverão satisfazer em termos de número de partidas e capacidade de resposta a variações de carga.

Enquanto a taxa de carregamento é geralmente controlada pela turbina, os descasamentos entre as temperaturas do vapor e da turbina e as variações na temperatura do vapor, são determinados principalmente pelas características da caldeira.

Se a caldeira não puder gerar a temperatura ideal para o vapor superaquecido e reaquecido antes do rolamento da turbina, então o tempo de partida deverá ser aumentado.

Um sistema de *bypass* de turbina permite que o operador aumente a taxa de fogo, o fluxo de vapor e conseqüentemente a temperatura na saída da caldeira a níveis mais elevados, determinando assim, condições mais favoráveis para o rápido restabelecimento da unidade com a turbina quente.

O *bypass* da turbina permite também que a taxa de combustão na caldeira seja elevada à mínima condição de estabilidade antes de rolar a turbina. A turbina, portanto, não precisa ficar exposta às indesejáveis variações na temperatura do vapor fornecido pela caldeira.

### **Operação independente caldeira - turbina**

Um sistema de *bypass* de turbina permite que a caldeira seja operada independentemente da turbina. Assim, o fluxo de vapor na saída da caldeira dependerá somente da capacidade das válvulas de *bypass*. Esta característica pode reduzir consideravelmente o tempo de partida de uma unidade que fica sujeita a atrasos consideráveis em partidas normais devido a problemas em outros equipamentos. O sistema de *bypass* permite a operação contínua da caldeira, eliminando os grandes atrasos que normalmente ocorrem no reacendimento.

A operação independente da caldeira também permite a recomposição mais fácil da unidade na ocorrência de distúrbios no sistema elétrico. Tais distúrbios são fontes freqüentes de rejeição de carga.

Uma unidade com um sistema de *bypass* de turbina tem a capacidade de desviar uma grande fração, senão toda, do vapor gerado durante uma rejeição de carga. Isto tenderá a reduzir o impacto sobre a caldeira, de modo que a necessidade de bloquear o combustível será consideravelmente menor.

### **Erosão na turbina por partículas sólidas**

A experiência tem mostrado que a utilização de sistemas de *bypass* reduz a erosão por partículas sólidas nas turbinas. Isto se observa porque, no reacendimento da caldeira, os produtos de esfoliação gerados nos tubos dos superaquecedores e reaquecedores tendem a se desprender.

Em unidades equipadas com sistemas de *bypass*, estas partículas são desviadas da turbina e descarregadas diretamente no condensador durante a partida.

### **Estabilidade transitória do sistema elétrico**

Para manter a estabilidade do sistema elétrico durante a ocorrência de falhas nas linhas de transmissão, é desejável a rápida redução da potência. Isto pode ser conseguido pelas diversas formas de fechar rapidamente as válvulas da turbina.

O sistema de *bypass* pode reduzir o efeito transitório na caldeira causado pelo rápido fechamento das válvulas de controle.

### **Controle do *Bypass***

A definição de uma estratégia de controle para o sistema de *bypass* de uma unidade geradora depende de diversos fatores, entre os quais pode-se citar o tipo de caldeira, o regime de trabalho previsto, a capacidade da unidade e sua influência na estabilidade do sistema, a capacidade das estações e as características dos seus componentes.

Algumas estações de *bypass* de alta pressão podem incorporar, num mesmo módulo, as funções de bloqueio, controle e segurança. Já as estações de *bypass* de baixa pressão podem incorporar as válvulas de segurança e, se for o caso, as válvulas de partida.

#### **4.1.4.2. Sistemas de Controle da Configuração em Ciclo Combinado**

No que diz respeito aos sistemas de controle existem vários pontos em comum entre uma unidade térmica em ciclo combinado e uma unidade térmica convencional. Um Sistema de Controle Distribuído (SCD) coordena a operação das turbinas a gás, das caldeiras de recuperação, das turbinas a vapor, dos geradores elétricos, das bombas, das válvulas e dos motores. O controle da caldeira de recuperação depende diretamente dos despachos considerados para o gerador que é alimentado pela turbina a gás. Assim, quanto maior for a potência gerada, pelo referido gerador, maior será a disponibilidade de gases de exaustão para a caldeira de recuperação e conseqüentemente mais vapor poderá ser produzido.

A seguir é dada ênfase aos sistemas de controle específicos da configuração em ciclo combinado, ou seja:

- a) Sistema de controle distribuído (SCD);
- b) Controle do sistema de desvio de vapor;
- c) Controle do sistema de desvio de gás;
- d) Controle de pressão do desaerador;
- e) Controle de carga e limitações operativas.

### **a) Sistema de Controle Distribuído (SCD)**

O principal sistema de controle e operação de uma central termelétrica em ciclo combinado é o Sistema de Controle Distribuído (SCD). Este sistema, que atua em tempo real, proporciona operação automática, controle e monitoramento de todos os processos da instalação através de uma sala de controle central. O SCD monitora continuamente os parâmetros dos sistemas existentes na instalação. Os dados monitorados são processados pelo SCD com o intuito de manter operações corretas, identificar situações de alarme e gerar relatórios referentes às condições operativas. O SCD permite tanto uma operação automática quanto uma operação interativa com o operador. Dentre as funções deste sistema destacam-se: controle das turbinas a gás, controle da turbina a vapor, controle das caldeiras de recuperação, controle de despacho das unidades geradoras (das turbinas a gás e da turbina a vapor), seleção de combustível, monitoramento e controle das temperaturas e pressões de vapor das caldeiras de recuperação. Em alguns sistemas de controle distribuídos são consideradas ainda aquisições de dados quanto ao tratamento de água e quanto às emissões de gases.

O SCD controla os despachos das unidades geradoras que compõem uma instalação em ciclo combinado, calculando as contribuições individuais das unidades associadas às turbinas a gás e a unidade acionada pela turbina a vapor, de tal forma que a soma das potências individuais seja igual à potência total desejada para a instalação. Este procedimento é conhecido como “controle conjunto de carga” ou “controle de carga em bloco”.

### **b) Controle do Sistema de Desvio de Vapor**

O sistema de desvio de vapor permite que a caldeira de recuperação produza vapor, quando em seu processo de aquecimento, sem que a turbina a vapor esteja em operação. Além disto, através deste sistema de *bypass*, é possível exercer controle sobre a pressão de vapor da turbina e criar um caminho de fuga para o vapor no caso de falha na turbina ou em qualquer outra situação que exija isolamento entre a caldeira de recuperação e a turbina a vapor.

Durante, por exemplo, a ocorrência de sobrevelocidade na turbina e subsequente saída de operação, o aquecimento, em combinação com o *stress* causado pela sobrevelocidade, pode danificar a turbina de alta pressão. Para que este fato não ocorra, a válvula de *bypass* é providenciada para sangrar o vapor para o condensador.

O sistema de desvio de vapor deve ser capaz de desviar até 100% do vapor produzido para o elemento condensador. Nesta condição extrema, o desligamento da turbina a vapor não requer a desativação da caldeira de recuperação, como seria de se esperar em uma instalação térmica a vapor convencional.

Como mencionado, o sistema de desvio de vapor promove o redirecionamento, parcial ou total do fluxo de vapor, para o condensador. O comando para tal é exercido por um sistema de válvulas de controle (acionadas por motor), sendo que o vapor antes de alcançar o condensador passa através de um elemento desaquecedor, pois existe uma limitação para a temperatura do vapor que entra no condensador, limite este definido pelo fabricante. O Sistema de Controle Distribuído monitora a pressão e a temperatura do vapor desviado para a entrada do condensador. Com base nestes valores o SCD ajusta o grau de resfriamento do elemento desaquecedor, de tal forma que as limitações operativas do condensador não sejam violadas. Se por ventura houver violação dos limites, o SCD acionará a válvula de fechamento para proteção do condensador.

O sistema de desvio de vapor pode ser utilizado também para modular a pressão do vapor que alimenta a turbina. Assim, a abertura das válvulas de desvio promove redução da pressão e vice-versa. O grau de abertura, ou em outras palavras, a pressão de vapor, é controlada pelo SCD ou pelo operador do sistema. Este esquema de controle é empregado sempre que se requer uma pressão de vapor constante, especialmente durante a partida da turbina, quando a pressão deve ser mantida em um nível recomendado pelo fabricante. Após o processo de partida da turbina, a referência do controlador da válvula de desvio é ajustada de um valor fixo para um valor variável, ficando a válvula completamente fechada. Desta forma a turbina a vapor fica submetida a um modo de operação com pressão variável, com sua válvula de admissão de vapor completamente aberta para possibilitar o aproveitamento de toda a energia produzida pela caldeira de recuperação. As turbinas a vapor utilizadas em instalações em ciclo combinado são projetadas para a operação com pressão variável. Assim, estas turbinas podem operar com qualquer pressão disponível, desde que acima de um valor mínimo pré-estabelecido.

### c) Controle do Sistema de Desvio de Gás

Por inúmeros motivos, às vezes é necessário separar o ciclo da turbina a gás do ciclo da turbina a vapor. Deste modo, existe uma câmara que comanda o desacoplamento do circuito e faz com que o gás de exaustão vá direto para atmosfera, não passando pela caldeira de recuperação, e com isso desabilitando o ciclo com turbina a vapor.

O sistema de desvio de gás é controlado por meio de um motor elétrico ou através de um dispositivo hidráulico. Estes componentes são capazes de promover deslocamentos discretos no ângulo de abertura do elemento de desvio (*damper*), partindo da posição de zero grau (caldeira de recuperação isolada) até a posição de 90 graus (caldeira de recuperação com fluxo total dos gases de exaustão). O elemento de desvio é disposto de tal forma que, tanto por ação da gravidade quanto pela ação do fluxo de gás de exaustão da turbina a gás, ocorra o isolamento da caldeira de recuperação, no caso de falha no sistema hidráulico de controle. As posições intermediárias do elemento de desvio (30, 45, 60 graus, etc) só são consideradas em condições de contingência (limitações em elementos componentes do ciclo combinado) ou na fase de aquecimento da caldeira de recuperação. Nesta última situação, o elemento de desvio é mantido em cada uma das posições pré-estabelecidas (ângulos) por tempos que são definidos pelo fabricante da caldeira. As mudanças de posição são comandadas pelo Sistema de Controle Distribuído, através do acionamento do sistema hidráulico, que promove o deslocamento angular do *damper*. O SCD deve ser programado para isolar a caldeira de recuperação nas seguintes situações:

- Problemas na própria caldeira de recuperação como: baixo nível de água nos tambores, alto nível de água nos tambores, falha nas bombas de circulação de água;
- Falha na turbina a vapor e indisponibilidade do *bypass* de vapor;
- Falha no sistema associado ao condensador (circulação de água, torre de resfriamento).

A Figura 4.19 apresenta a câmara de *bypass* também chamada de *damper*.



Figura 4.19 – Câmara de *bypass* (*Damper*).

#### **d) Controle de Pressão do Desaerador**

O desaerador é geralmente o único aquecedor de água de alimentação presente em uma instalação em ciclo combinado. As bombas de água de alimentação conduzem a água desde o desaerador até o elemento economizador existente na seção mais fria da caldeira de recuperação. A pressão do desaerador deve ser mantida de tal maneira que a temperatura da água de alimentação que entra no economizador seja maior do que o ponto de orvalho do gás de exaustão obtido da turbina a gás. Se forem considerados múltiplos combustíveis na turbina a gás, como óleo e gás natural, por exemplo, a pressão de vapor no desaerador deve ser ajustada de forma adequada aos combustíveis queimados na câmara de combustão da turbina a gás. Este procedimento é realizado através de uma válvula de controle de pressão existente na entrada de vapor do desaerador. O ajuste do SCD, para esta válvula de controle de pressão, considera valores elevados quando o combustível for óleo e valores reduzidos quando o combustível for gás. A Figura 4.20 mostra em destaque o elemento desaerador com sua válvula de controle de vapor.

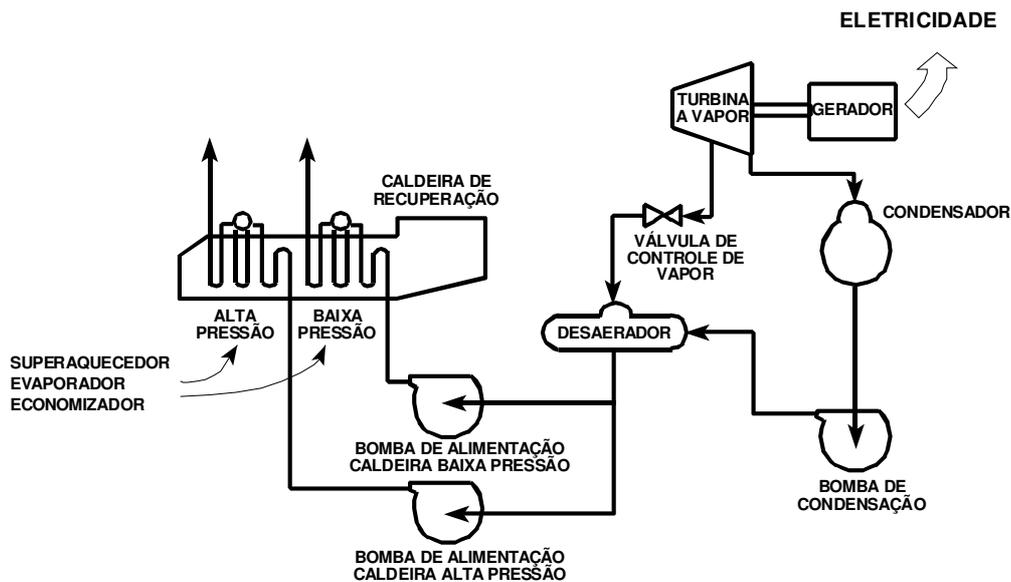


Figura 4.20 – Elemento desaerador de uma instalação em ciclo combinado.

### e) Controle de Carga e Limitações Operativas

Em uma instalação composta por turbinas a gás em ciclo simples, todo o gás de exaustão é lançado na atmosfera através de chaminés. Por outro lado, em uma configuração em ciclo combinado o calor capturado pelas caldeiras de recuperação é aproveitado para produzir vapor, e este convertido em potência no eixo de uma turbina a vapor, ou resfriado em um condensador, se o vapor for desviado pelo sistema de *bypass*. O condensador, por sua parte, libera calor para a atmosfera através de torres de resfriamento ou para um agente de resfriamento como água de rios ou lagos. A caldeira de recuperação, a turbina, o condensador, os sistemas de resfriamento, e o sistema de água de alimentação são partes integrantes de um circuito fechado de liberação de energia em cadeia. Desta forma a entrada de calor, neste ciclo fechado, deve ser regulada para acomodar o elo mais fraco da cadeia. Se, por exemplo, o sistema de água de alimentação sofrer uma limitação de 50% em sua capacidade, por falha em uma de suas bombas, a entrada de calor na caldeira de recuperação deverá ser reduzida para acomodar os efeitos da contingência no suprimento de água. Caso contrário, com 100% de calor e 50% de água, os tambores da caldeira de recuperação irão secar rapidamente.

Sistemas de controle devem operar nestas situações, promovendo redução de despacho das unidades a gás e/ou desviando uma parcela dos gases de exaustão para a chaminé de desvio.

Nas instalações em ciclo combinado podem ocorrer duas situações distintas: existência ou não de sistema de *bypass* e chaminé de desvio. Caso exista o sistema de desvio de gás, é possível garantir a operação das turbinas a gás com plena carga, mesmo que ocorram limitações operativas na caldeira de recuperação, na turbina a vapor, no condensador, nos sistemas de resfriamento e no sistema de água de alimentação, pois a caldeira de recuperação pode ser parcial ou totalmente isolada, das turbinas a gás, através do *bypass*. Caso não exista tal sistema, o sistema de controle da instalação deve ser capaz de identificar a ocorrência de limitações operativas na cadeia de componentes e promover o mais rapidamente possível, e de forma automática, reduções parciais ou totais nos despachos de geração das unidades a gás, para acomodar tais limitações.

#### **4.1.5. Inlet Guide Vane (IGV)**

Na saída do compressor de uma turbina a gás existem palhetas móveis chamadas *Inlet Guide Vane* – IGV, que através de um sistema de controle específico (controle do IGV) permitem variar a temperatura de exaustão da turbina, alterando a quantidade de fluxo de ar que entra na câmara de combustão.

Por meio deste controle é possível salvaguardar a eficiência da turbina nas mais diversas condições operativas, bem como manter elevadas temperaturas de exaustão, mesmo em condições de carga leve.

Na Figura 4.21 é mostrado como se movem as palhetas do compressor (IGV), propiciando assim controle na entrada de ar.

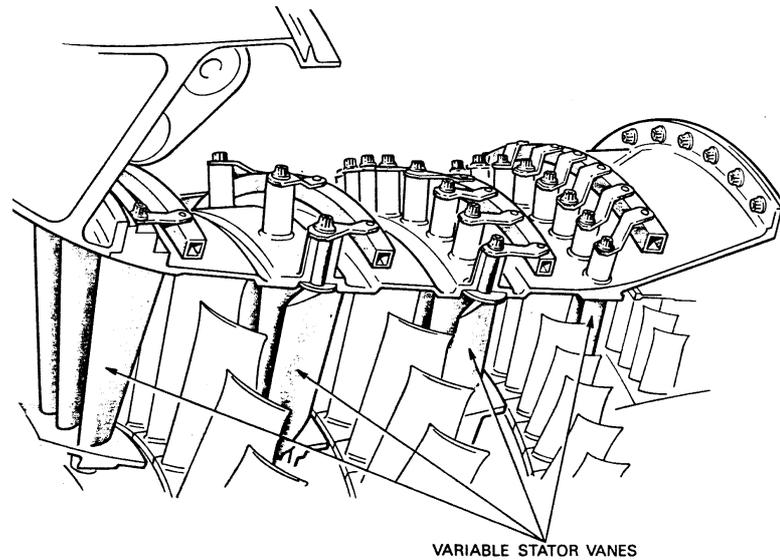


Figura 4.21– *Inlet Guide Vane (IGV)*.

## 4.2. Modelagem Matemática do Ciclo Combinado

Neste item são expostos de forma bastante simplificada os controles e modelos matemáticos dos três principais elementos do ciclo combinado, as turbinas a gás e a vapor e as cadeiras de recuperação, bem como o modelo geral do ciclo combinado.

### 4.2.1. Turbinas a Gás

O modelo matemático proposto por Rowen [1983] pode ser decomposto em três modelos mais simplificados, com os quais é possível analisar a influência isolada de cada elemento de controle.

#### 4.2.1.1. Controle de Velocidade

A utilização de turbinas a gás na geração de energia elétrica requer a aplicação de sistemas de controle de velocidade, pois a frequência do sistema de potência depende diretamente da velocidade da máquina primária. Desta forma a operação em paralelo só é viabilizada com a utilização de dispositivos controladores, que têm como função básica manter a frequência do sistema constante.

Em condições normais de operação, as cargas elétricas do sistema de potência sofrem pequenas variações, determinando leves alterações no conjugado elétrico. Este fato faz com que haja um pequeno desequilíbrio entre os conjugados elétrico e mecânico.

Os reguladores de velocidade atuam sobre as válvulas de admissão (válvulas de controle), aumentando ou reduzindo o fluxo de combustível. Desta forma ocorre variação no conjugado mecânico desenvolvido pela turbina, e conseqüentemente o possível restabelecimento do equilíbrio entre a carga e a geração.

Figura 4.22 apresenta o diagrama de bloco equivalente do regulador de velocidade. Sua utilização isócrona ou com estatismo depende dos valores adotados para os parâmetros.

Figura 4.22 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade.

Onde:

- $\Delta\omega(s)$  - variação da velocidade no eixo do rotor (pu);
- $\Delta\omega_s(s)$  - variação do sinal do regulador de velocidade (pu);
- $W, X, Y$  e  $Z$  - coeficientes do regulador de velocidade.

No caso de se utilizar o regulador com queda, o parâmetro  $W$  é definido pela seguinte equação:

$$W = K_D = \frac{1}{R}$$

Onde  $R$  é chamado de estatismo permanente. O estatismo no Sistema Interligado Nacional (SIN) é tipicamente igual a 5%. Logo:  $K_D = 20$ .

A Figura 4.23 mostra o modelo de uma turbina a gás considerando os elementos componentes do controle de velocidade.

Com a eliminação da malha de controle de temperatura, o limite superior pode ser aproximado pela redução do limite de combustível ao nível correspondente à carga nominal.

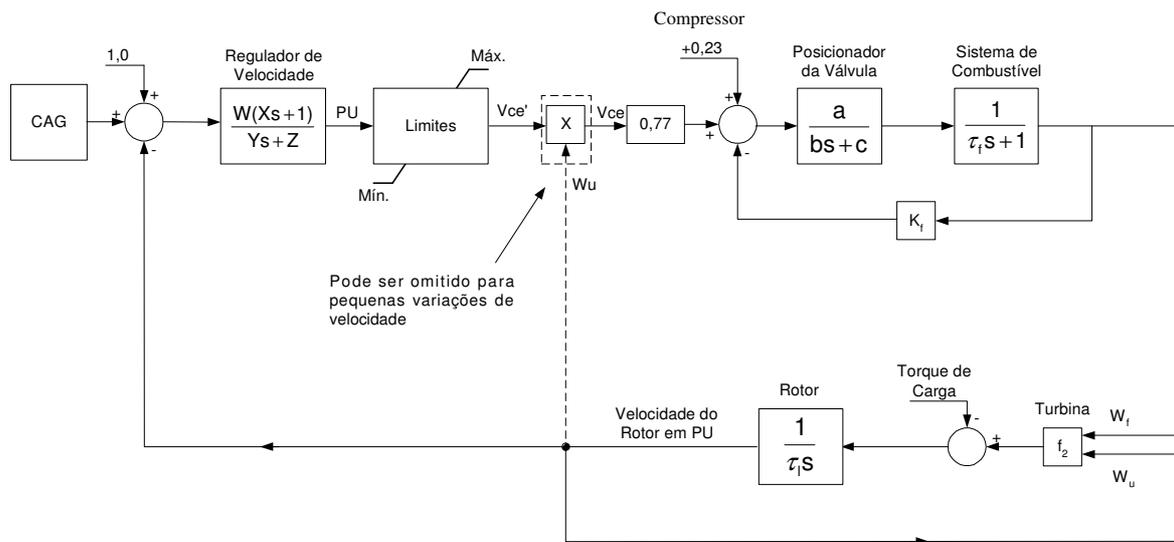


Figura 4.23 – Diagrama de blocos do controle de velocidade.

#### 4.2.1.2. Controle de Temperatura

O controle de temperatura é necessário para restringir a temperatura quando a mesma alcançar o limite máximo permitido para o material utilizado na confecção da máquina.

A medição da temperatura é realizada através de um termopar. Na ocorrência de uma variação na temperatura de exaustão da máquina, a tensão de saída do termopar não varia instantaneamente. Portanto durante um transitório, ocorrerá um atraso no sinal de temperatura.

Para compensar este atraso e minimizar o *overshoot*, o circuito de controle monitora a taxa de variação de temperatura. A informação desta taxa é adicionada ao valor atual do sinal de temperatura. Como resultado o controlador atua no combustível limitando o *overshoot*.

A Figura 4.24 apresenta o diagrama de blocos correspondente ao controle de temperatura.

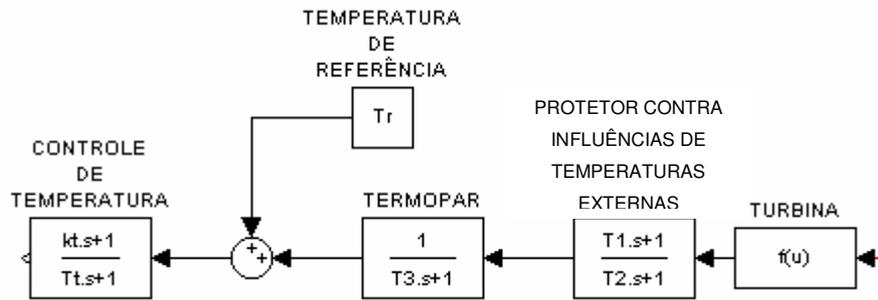


Figura 4.24 – Diagrama de blocos do controle de temperatura.

Um novo modelo é apresentado na Figura 4.25, incluindo o controle de temperatura, ao modelo que antes representava somente o controle de velocidade.

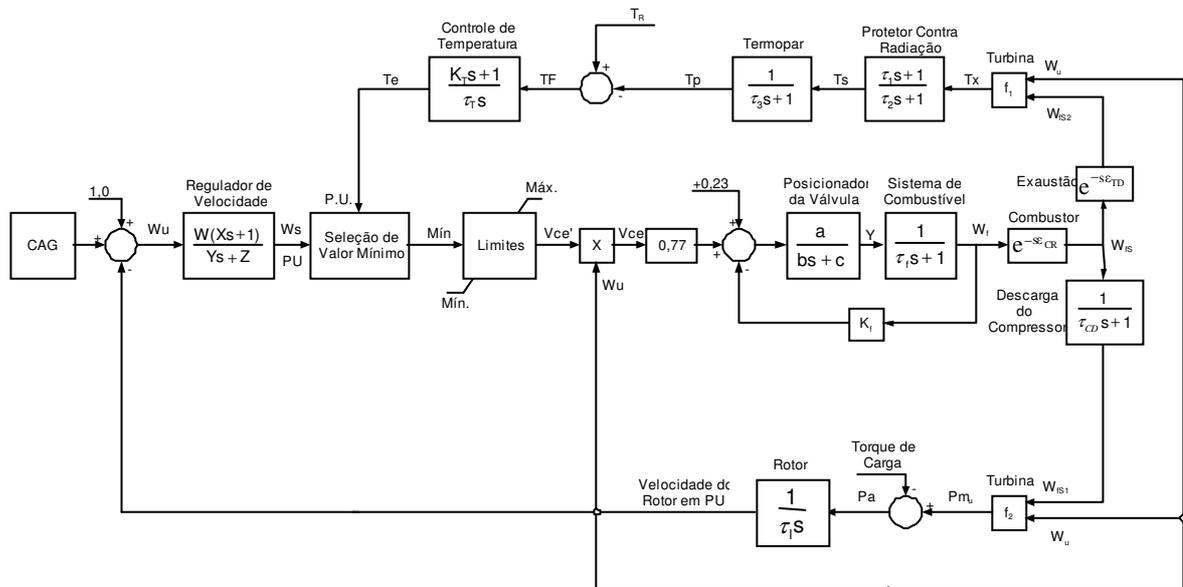


Figura 4.25 – Diagrama de blocos dos controles de velocidade e temperatura.

### 4.2.1.3. Controle de Aceleração

O controle de aceleração é utilizado durante a partida da turbina para limitar a taxa de aceleração do rotor, diminuindo desta forma o estresse térmico. Em operação normal este controle reduz o fluxo de combustível e limita a tendência de sobre-velocidade na eventualidade de uma rejeição parcial ou total de carga.

A Figura 4.26 mostra, o diagrama de blocos, associado ao controle de aceleração.

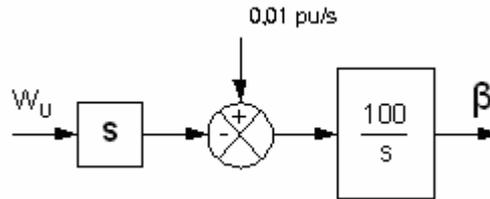


Figura 4.26 – Diagrama de blocos do controle de aceleração.

## 4.2.2. Turbinas a Vapor

O modelo mais utilizado para turbinas a vapor é o denominado *tandem-compound* com reaquecimento simples, sendo este o modelo normalmente considerado em operações de ciclo combinado.

Os diagramas esquemático e de blocos, correspondentes, são apresentados nas Figura 4.27 e Figura 4.28, respectivamente. A Figura 4.27 mostra os efeitos referentes à câmara de vapor, reaquecedor e *crossover piping*, já a Figura 4.28 representa o seu modelo matemático associado.

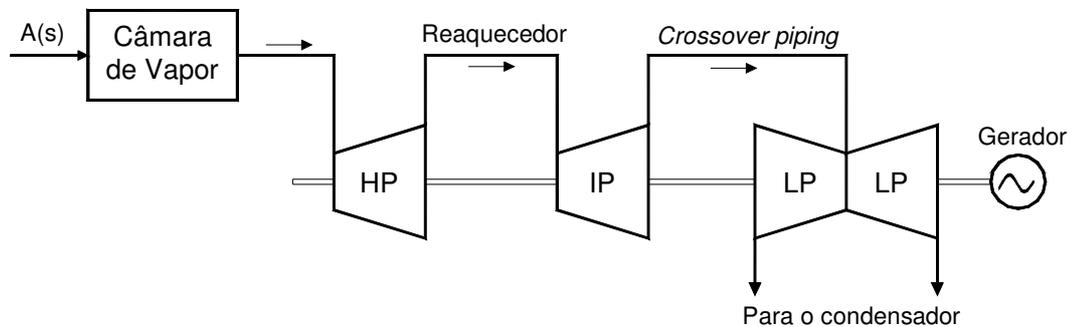


Figura 4.27– Diagrama da configuração *tandem-compound* com reaquecimento simples.

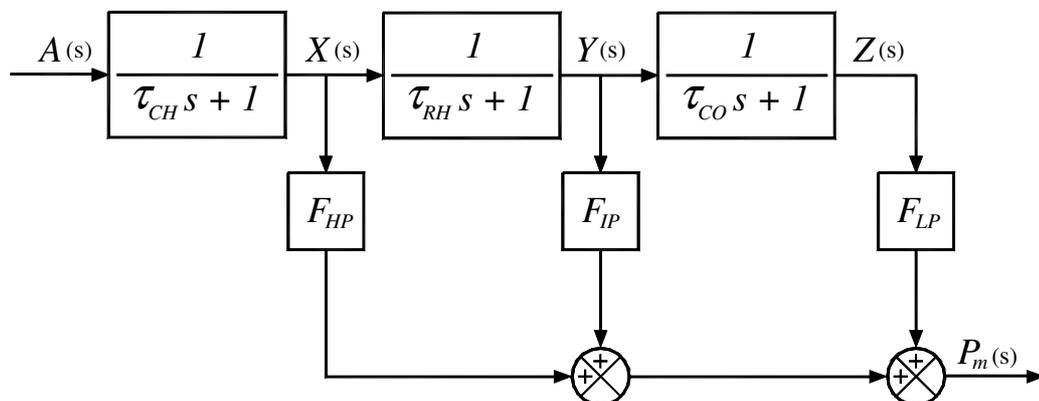


Figura 4.28 – Diagrama de blocos da configuração *tandem-compound* com reaquecimento simples.

Onde:

- $A(s)$  = Quantidade de vapor (pu);
- $X(s)$  = Sinal de potência mecânica do primeiro estágio (pu);
- $Y(s)$  = Sinal de potência do penúltimo estágio (pu);
- $Z(s)$  = Sinal de potência do estágio de baixa pressão (pu);
- $\tau_{CH}$  = Constante de tempo da câmara de vapor (*steam chest*) (s);
- $\tau_{RH}$  = Constante de tempo do reaquecedor (s);
- $\tau_{CO}$  = Constante de tempo do *crossover piping* (s);
- $F$  = Fator de participação (pu).

Neste modelo são consideradas as constantes de tempo da câmara de vapor ( $\tau_{CH}$ ), do reaquecedor ( $\tau_{RH}$ ) e do *crossover piping* ( $\tau_{CO}$ ). Elas têm papel fundamental no comportamento dinâmico da turbina, principalmente a constante de tempo do reaquecedor, que costuma apresentar valores elevados, influenciando de forma considerável no tempo de resposta da turbina.

### 4.2.3. Caldeira de Recuperação

Inspeções nos processos físicos descritos em Bagnasco [1998] revelam que a caldeira de recuperação apresenta basicamente duas constantes de tempo: a primeira correspondendo ao atraso causado pela transferência de calor no tubo de metal ( $T_M$ ) e a segunda associada ao atraso referente ao armazenamento do vapor ( $T_B$ ).

A contribuição total de potência mecânica referente às condições com caldeiras de recuperação com dois níveis de pressão de vapor pode ser aproximada, de forma satisfatória, por um modelo matemático com duas constantes de tempo. A Figura 4.29 apresenta o diagrama de blocos relativo à caldeira de recuperação.

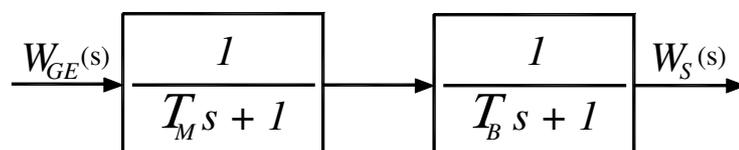


Figura 4.29 – Diagrama de blocos representativo da caldeira de recuperação.

Onde:

$W_{GE}(s)$  = Fluxo de gás de exaustão da turbina a gás (pu);

$W_S(s)$  = Fluxo de vapor produzido na caldeira de recuperação (pu);

$T_M$  = Constante de tempo referente à transferência de calor (s);

$T_B$  = Constante de tempo referente ao acúmulo de vapor (s).

#### 4.2.4. Modelo Geral do Ciclo Combinado

Neste item é apresentado o modelo completo para uma central térmica operando em ciclo combinado.

As centrais térmicas em ciclo combinado são formadas por turbinas a gás e a vapor. Estas são acopladas através da caldeira de recuperação, que nada mais é do que um recuperador de calor que aproveita a energia térmica dos gases quentes provenientes da exaustão das turbinas a gás e a transfere à água com o intuito de gerar vapor que será utilizado na turbina a vapor. Na maioria das configurações em ciclo combinado, o vapor é gerado em vários níveis de pressão com o intuito de otimizar e melhorar o desempenho do processo.

O ciclo combinado pode apresentar diversas configurações, sendo que a mais utilizada no sistema elétrico brasileiro apresenta duas turbinas a gás que alimentam duas caldeiras de recuperação, que por sua vez geram vapor para uma turbina, conforme é mostrado na Figura 4.30.

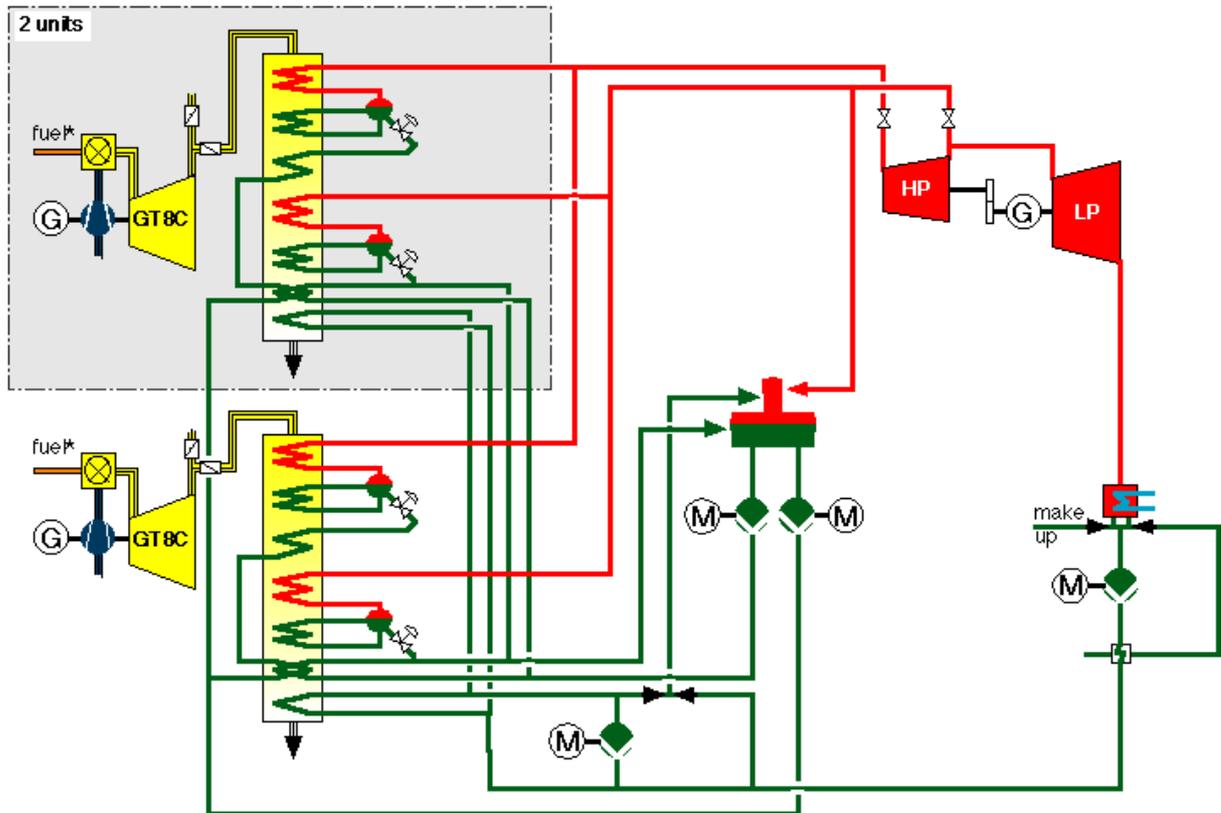


Figura 4.30 – Esquema de uma central térmica em ciclo combinado (Alstom Power).

Na Figura 4.31 é mostrado o diagrama de blocos completo com os controladores que representam a operação em ciclo combinado generalizado para ambos os tipos de turbinas a gás (*heavy-duty* e *aeroderivativa*), com a presença de duas unidades a gás e duas caldeiras de recuperação alimentando uma unidade a vapor (configuração 2:2:1).



### 4.3. Configurações Típicas de Centrais Térmicas Operando em Ciclo Combinado

Existem diversos tipos possíveis de configuração em ciclo combinado, alguns deles são mencionados a seguir.

- Configurações com duas ou mais turbinas a gás e uma turbina térmica a vapor, cada uma delas acionando o seu próprio gerador elétrico;
- Configurações com duas ou mais turbinas a gás e duas ou mais turbinas térmicas a vapor, cada uma delas acionando o seu próprio gerador elétrico;
- Configurações com duas ou mais turbinas a gás e uma turbina térmica com múltiplos estágios de pressão (em *tandem-compound* ou *cross-compound*), sendo que cada uma das turbinas a gás aciona seu próprio gerador e a turbina térmica de múltiplos estágios aciona um outro gerador;
- Configurações com uma turbina a gás acoplada ao mesmo eixo de uma turbina térmica a vapor (configuração *single-shaft*), ambas acionando um mesmo gerador.

Existem alternativas de configuração também para a caldeira de recuperação (HRSG), através de instalação de equipamentos suplementares, que têm como função elevar a temperatura do vapor a ser direcionado para a turbina térmica. Desta maneira, as caldeiras de recuperação podem ser classificadas como:

- Caldeiras de recuperação sem queima suplementar;
- Caldeiras de recuperação com queima suplementar.

Estes elementos também podem dispor de diversos estágios de pressão e temperatura e são capazes de produzir vapor, tanto para a utilização exclusiva em geração de energia elétrica, como para aplicação industrial de cogeração, com produção de energia elétrica e geração de vapor.

As turbinas a gás podem apresentar elementos adicionais como: trocadores de calor, aquecedores, *intercoolers*, dentre outros. Elas podem ser dispostas com compressores e turbinas de diversos estágios e possuir ainda vários eixos.

As turbinas a vapor podem apresentar diversos estágios de pressão, com o intuito de melhorar o desempenho do processo. Desta forma são tipicamente considerados os elementos ou estágios de alta pressão, média pressão (ou pressão intermediária) e baixa pressão. Deste modo, as configurações mais utilizadas são:

- Configuração com 1 estágio de pressão;
- Configuração com 2 estágios de pressão;
- Configuração com 3 estágios de pressão.

## CAPÍTULO 5

SIMULAÇÕES COM TURBINAS  
AERODERIVATIVAS

Neste capítulo são mostrados alguns resultados das turbinas aeroderivativas operando em ciclo combinado, em simulações com o programa ANATEM, desenvolvido pelo CEPEL, em um sistema fictício de 49 barras denominado *Brazilian Birds*. Os dados de linhas, máquinas geradoras, entre outros do sistema *Brazilian Birds*, assim como seu diagrama unifilar (Figura A.1) encontram-se nos anexos desta dissertação.

### 5.1. Ciclo Combinado com Aeroderivativas no ANATEM

Para as simulações com as turbinas aeroderivativas, na Barra 11 (Sabiá), onde havia uma usina térmica a vapor com quatro máquinas, foi colocada uma usina operando em ciclo combinado, composta por duas turbinas a gás aeroderivativas, ligadas a duas caldeiras de recuperação, por sua vez produzindo vapor para uma turbina a vapor, a qual opera sem a ação de regulador de velocidade, totalizando, assim, três unidades geradoras na Barra 11.

Para as simulações foi necessário implementar em código CDU do programa ANATEM, os modelos matemáticos representativos das turbinas aeroderivativas com todos os seus controles, bem como a turbina a vapor.

### 5.2. Simulações do Ciclo Combinado com Aeroderivativas no ANATEM

#### 5.2.1. Simulações com a Configuração *Spool* Simples + Turbina de Potência

A Figura 5.1 ilustra a turbina a gás com configuração *spool* simples + turbina de potência.

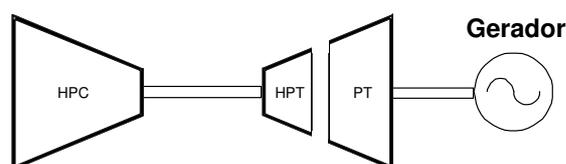


Figura 5.1 - Configuração *Spool* Simples + Turbina de Potência.

A Tabela 5.1 mostra os defeitos, assim como os números das figuras associadas às diversas simulações.

Tabela 5.1– Simulações da configuração *Spool* Simples + Turbina de Potência.

Simulação	Defeitos	Figuras
01	Curto-Circuito Trifásico na Barra 190	5.2 a 5.12
02	Rejeição de Cargas	5.13 a 5.23
03	Saída Súbita das 2 Aeroderivativas	5.24 a 5.34

### 5.2.1.1. Simulação 01

Na simulação 01 foi considerado um curto-circuito na barra 190 em 200 ms, sendo eliminado em 300 ms com a abertura da linha 190 – 180, também em 300 ms.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante este defeito.

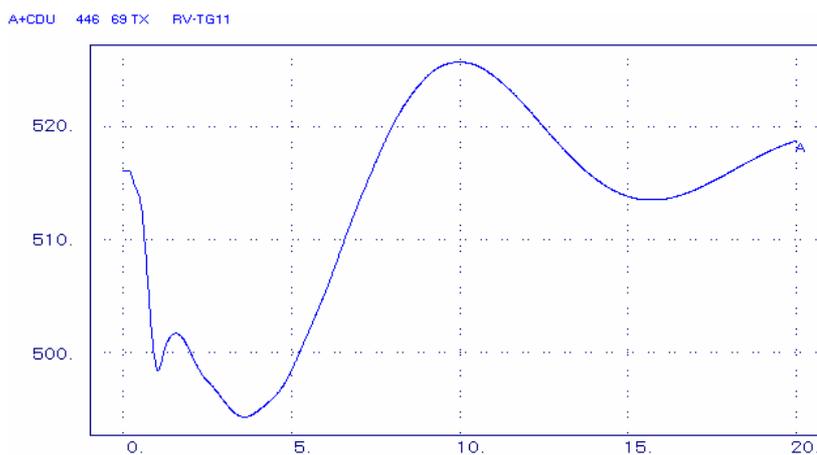


Figura 5.2 – Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

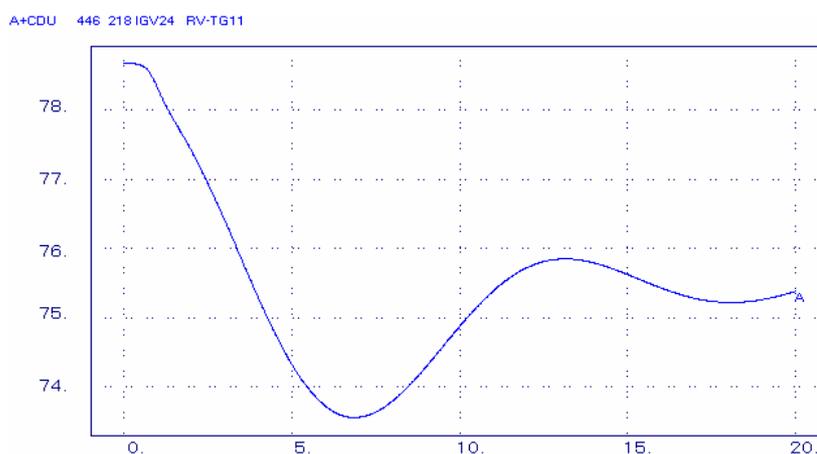


Figura 5.3 – Sinal do IGV.

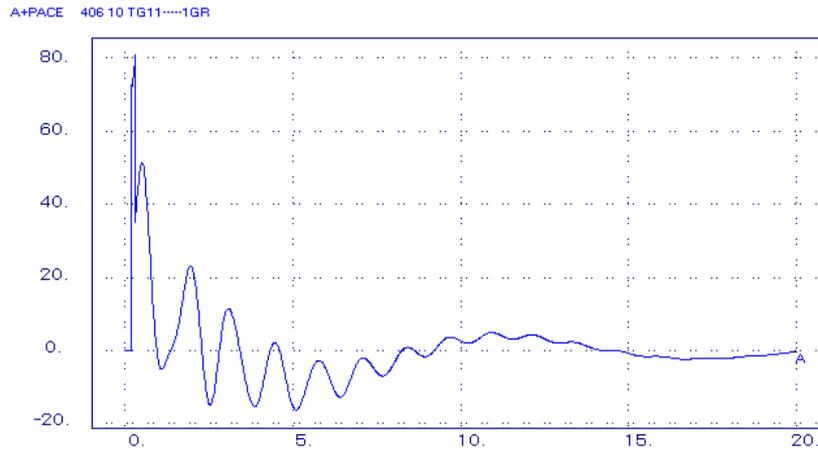


Figura 5.4 – Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

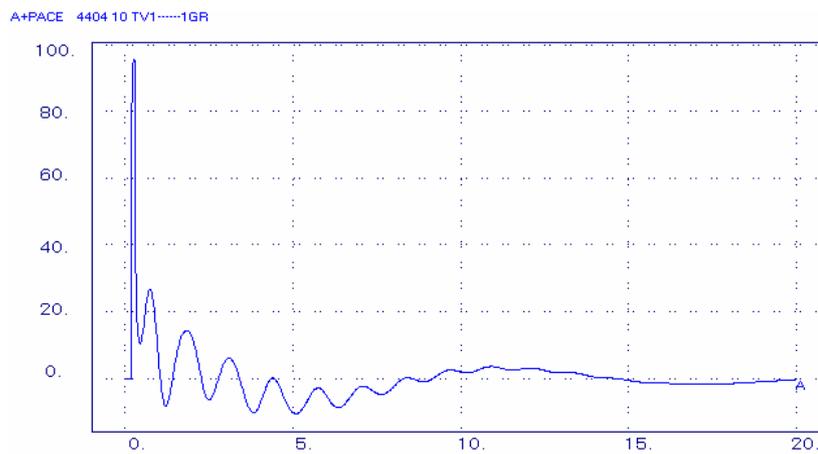


Figura 5.5 – Potência acelerante da turbina a vapor.

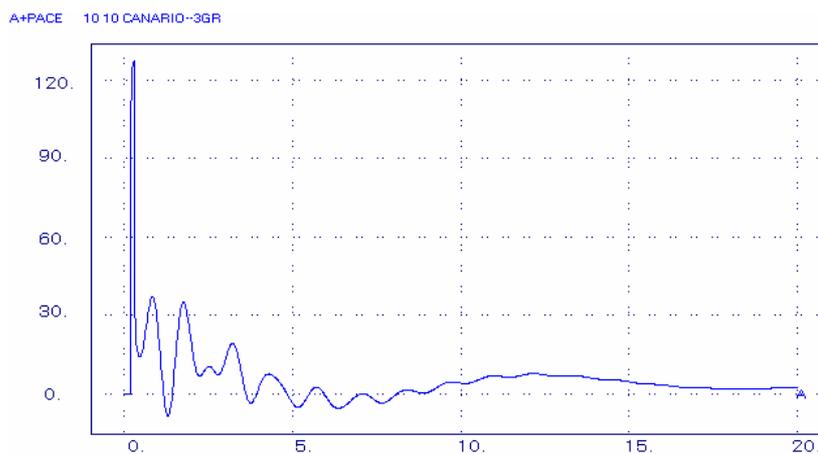


Figura 5.6 – Potência acelerante da UHE Canário.

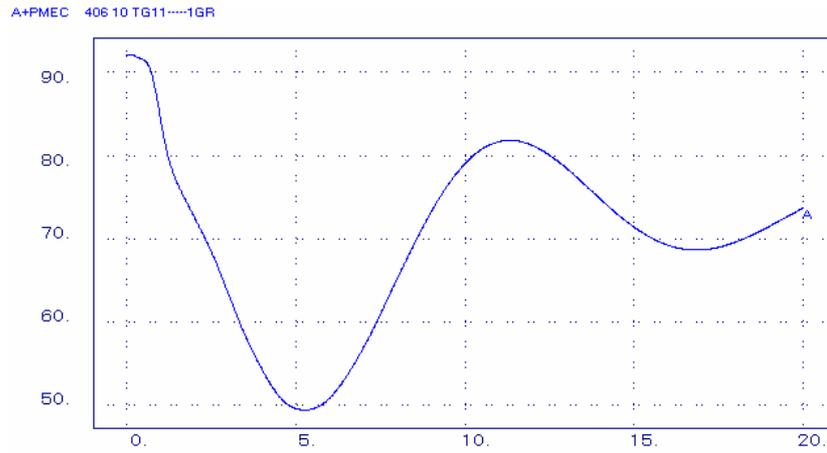


Figura 5.7 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

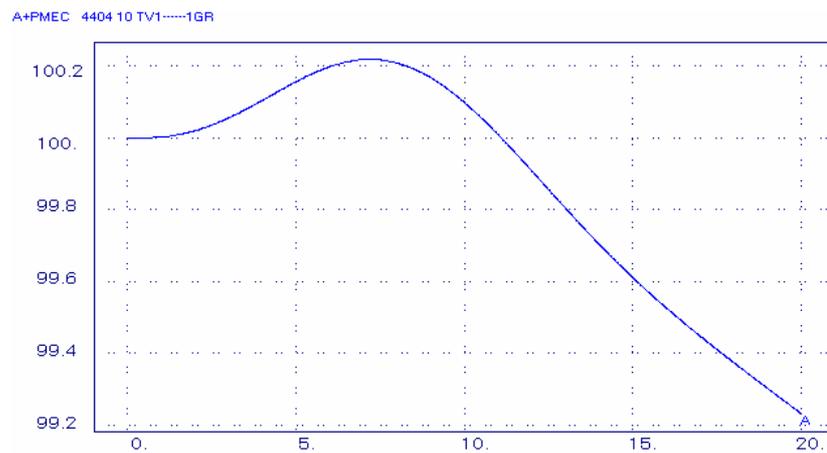


Figura 5.8 – Potência mecânica da turbina a vapor.

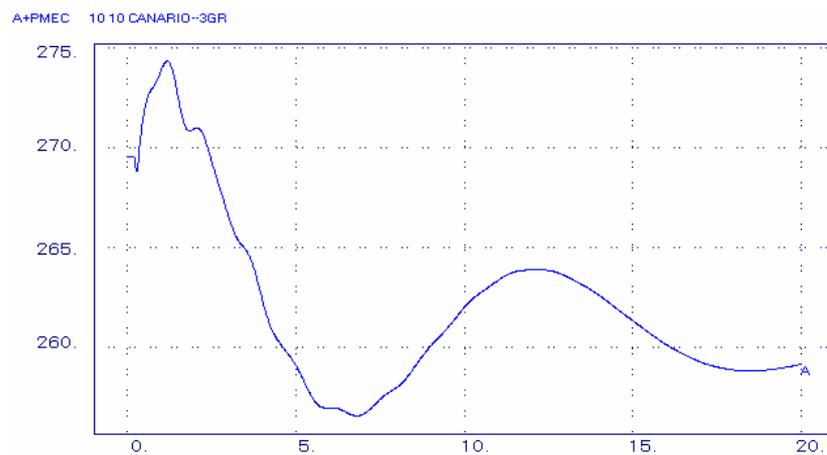


Figura 5.9 – Potência mecânica da UHE Canário.

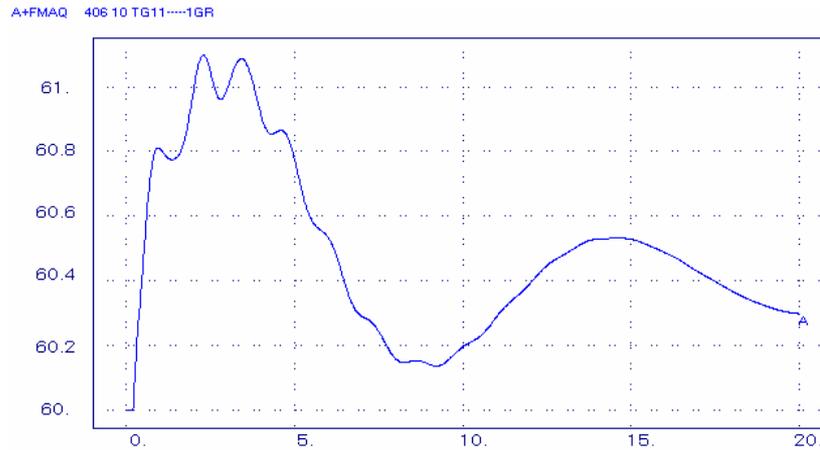


Figura 5.10 – Frequência das turbinas aeroderivativas.

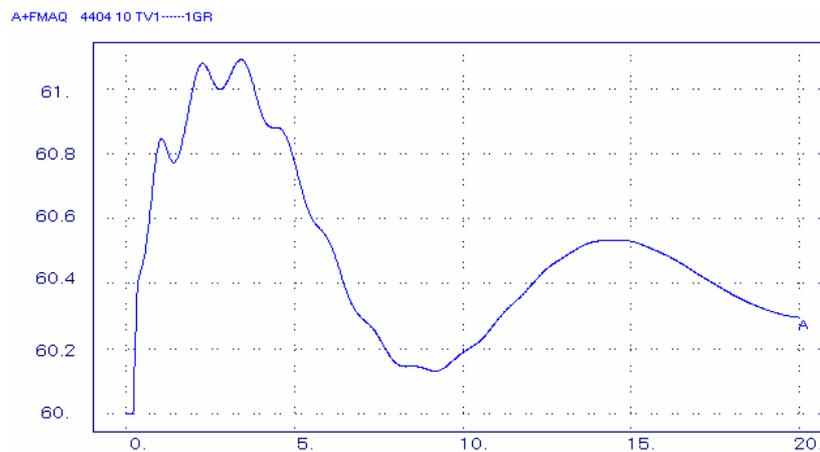


Figura 5.11 – Frequência da turbina a vapor.

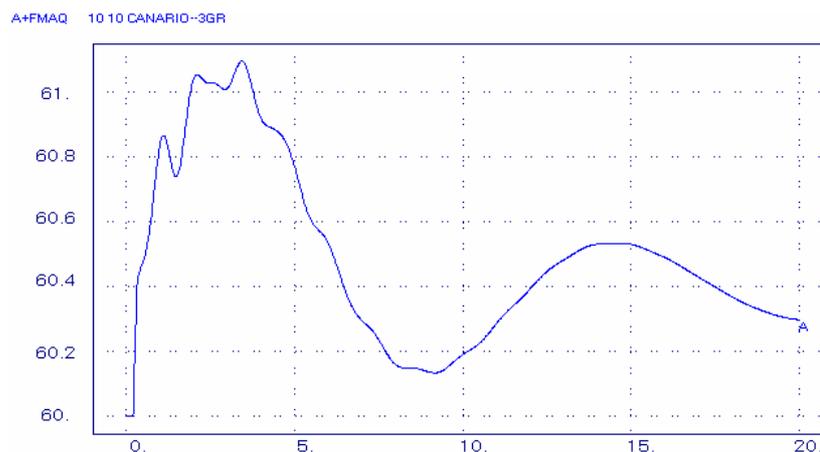


Figura 5.12 – Frequência da UHE Canário.

Observa-se que devido ao curto-circuito trifásico franco na barra 190 e posterior abertura da linha 190-180, a temperatura de exaustão da turbina cai num primeiro momento voltando a se

estabilizar em torno do seu valor inicial com auxílio da ação do IGV, que fecha a entrada de ar, fazendo com que a mistura ar e combustível tenha maior concentração de combustível, para que a temperatura volte a subir.

Com relação à potência acelerante, nota-se que tanto as turbinas aeroderivativas, como a vapor tendem a acelerar, mas retomam o valor inicial sob ação dos controles das turbinas.

Já com relação às frequências, nota-se um aumento inicial em todas as máquinas do sistema com a presença do curto-circuito, como era esperado.

### 5.2.1.2. Simulação 02

Na simulação 02 foram consideradas três rejeições de carga correspondendo a uma redução de 30% do valor da carga, nas barras de números 151, 161 e 171.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante esta perturbação.

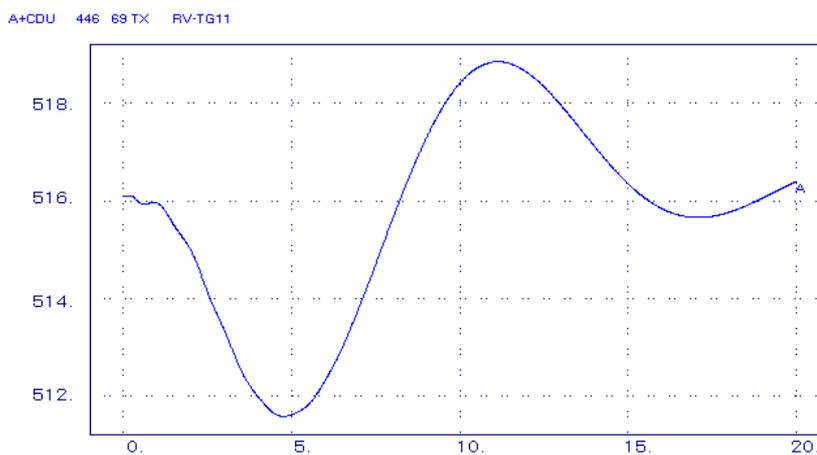


Figura 5.13 - Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

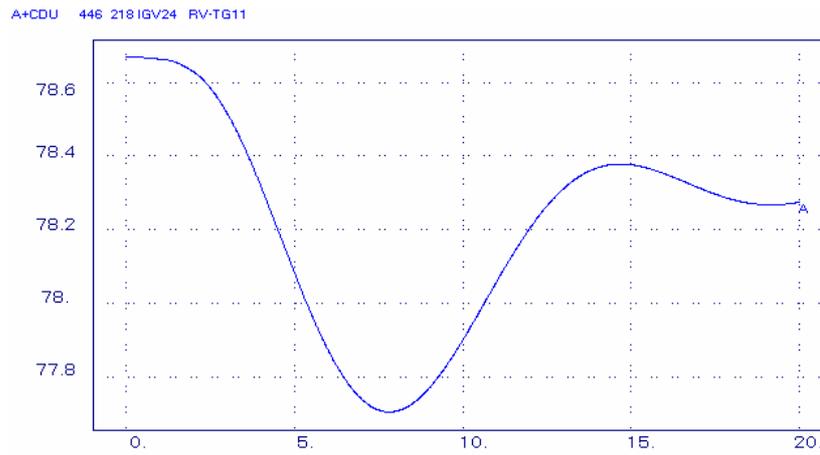


Figura 5.14 - Sinal do IGV.

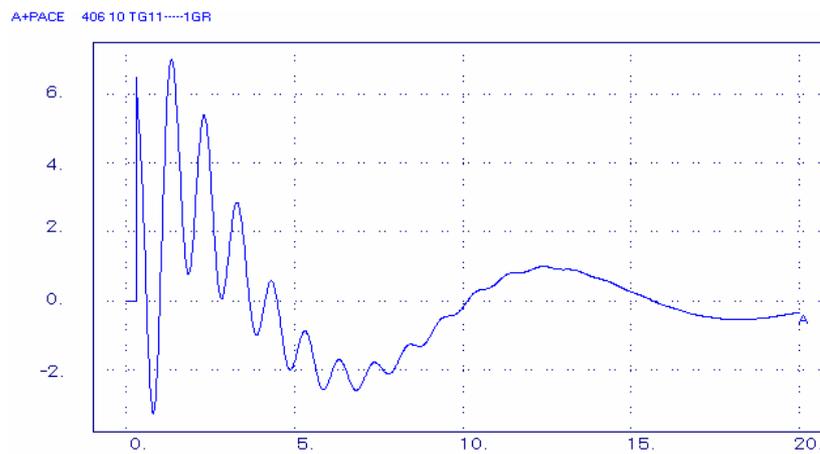


Figura 5.15 - Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

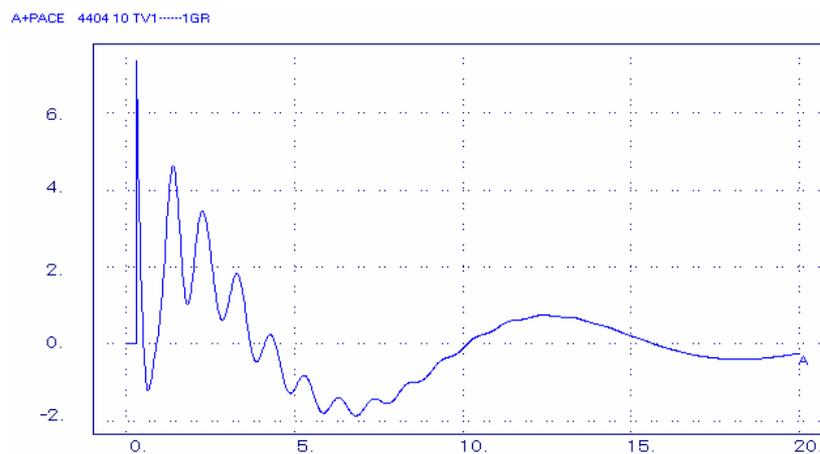


Figura 5.16 - Potência acelerante da turbina a vapor.

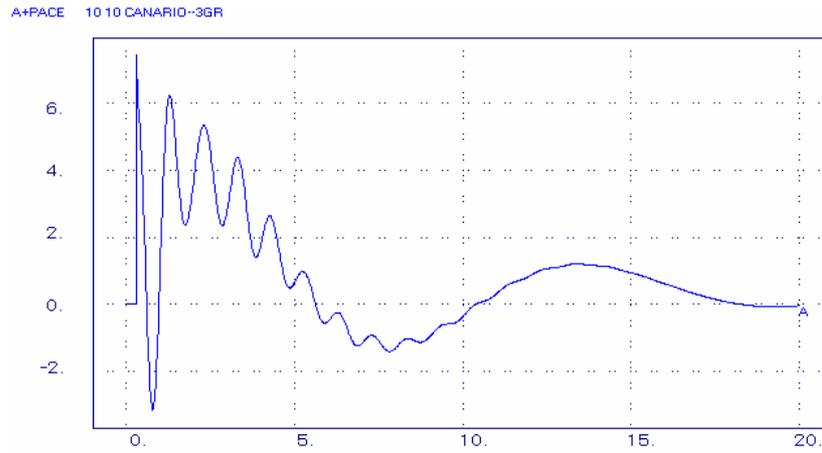


Figura 5.17 - Potência acelerante da UHE Canário.

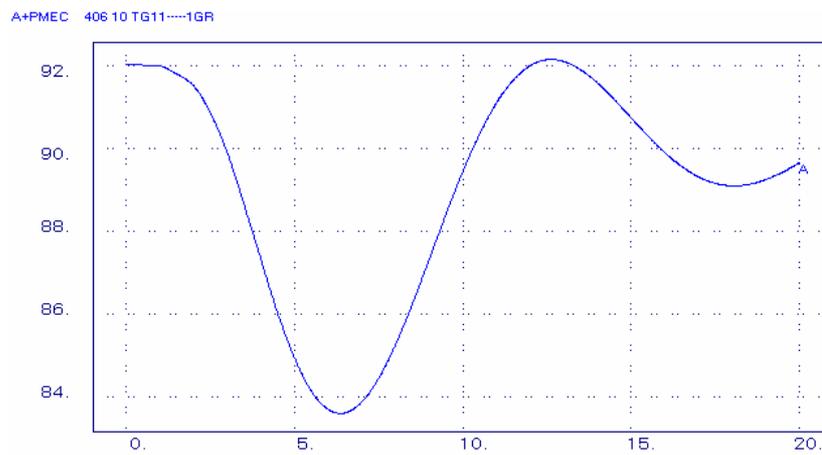


Figura 5.18 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

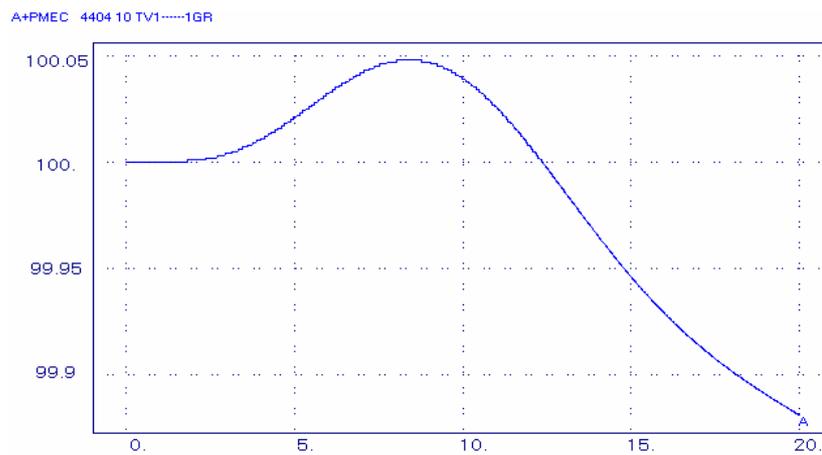


Figura 5.19 - Potência mecânica da turbina a vapor.

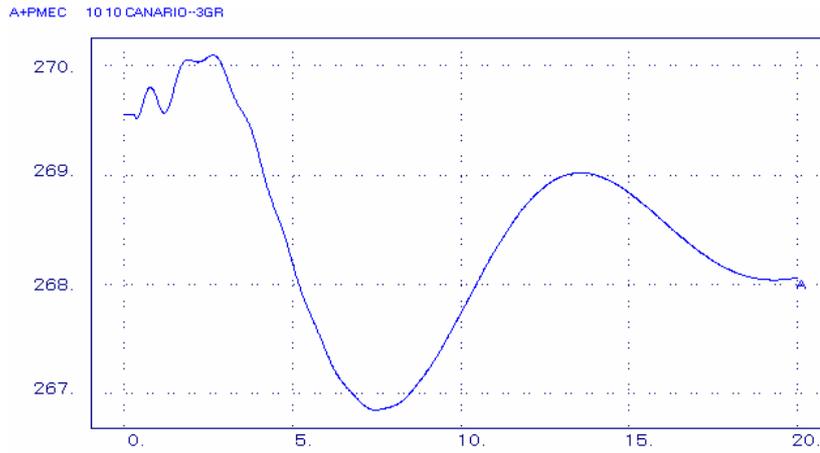


Figura 5.20 - Potência mecânica da UHE Canário.

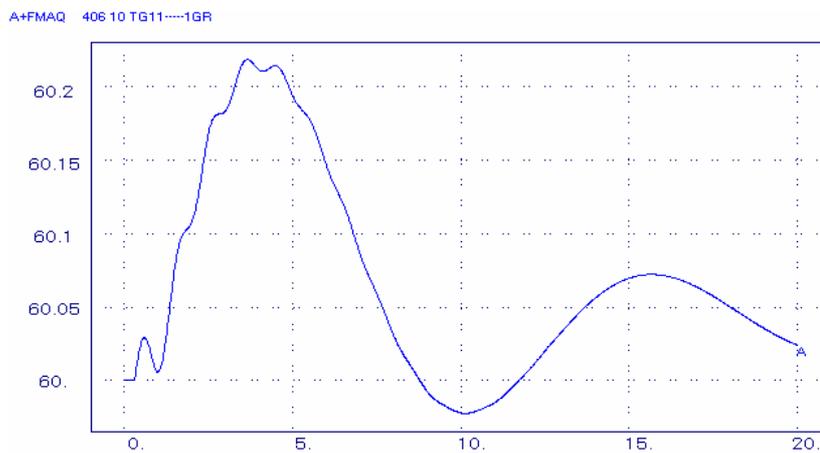


Figura 5.21 - Frequência das turbinas aeroderivativas.

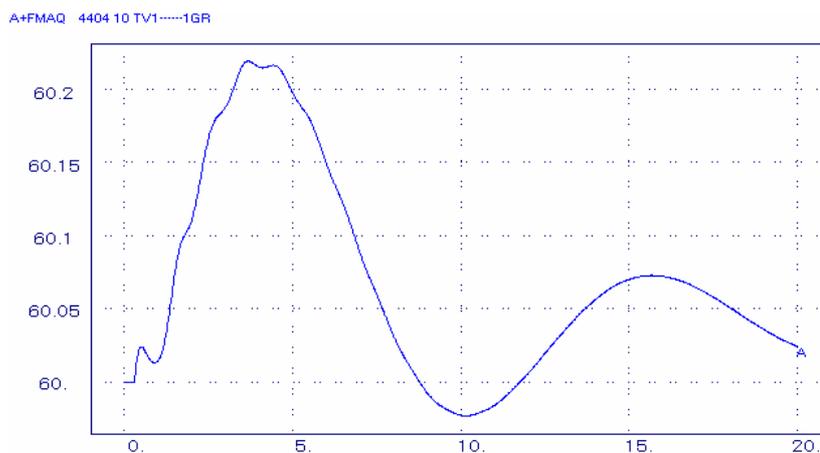


Figura 5.22 - Frequência da turbina a vapor.

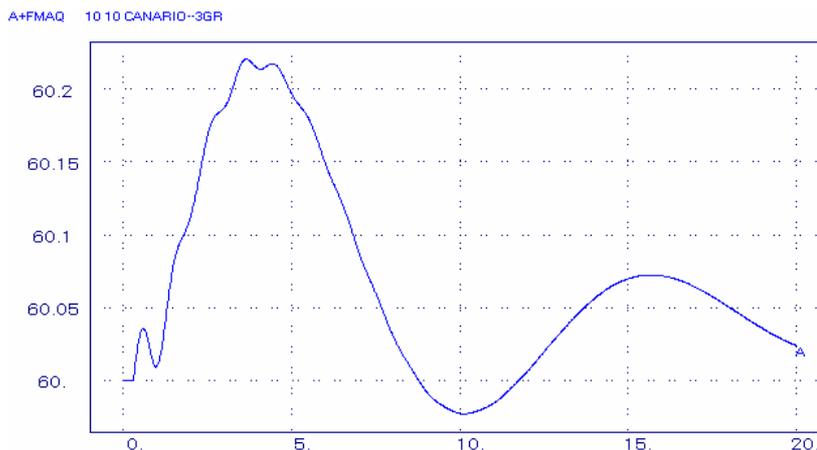


Figura 5.23 - Frequência de Canário.

Neste caso foram feitas rejeições de carga em barras muito próximas à usina termelétrica instalada na barra 11 (Sabiá), o que provoca num primeiro momento redução da potência mecânica das turbinas aeroderivativas, devido à ação de seus reguladores de velocidade. Já a turbina a vapor sofre inicialmente uma elevação de potência, devido ao aumento da rotação, reduzindo-a posteriormente, pela influência das turbinas a gás.

È possível observar que devido à rejeição de carga, todas as máquinas do sistema apresentam uma elevação inicial em suas rotações.

### 5.2.1.3. Simulação 03

Na simulação 03 foi considerada a saída súbita de operação das duas turbinas a gás aeroderivativas da UTE de Sabiá, de forma simultânea.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante esta perturbação.

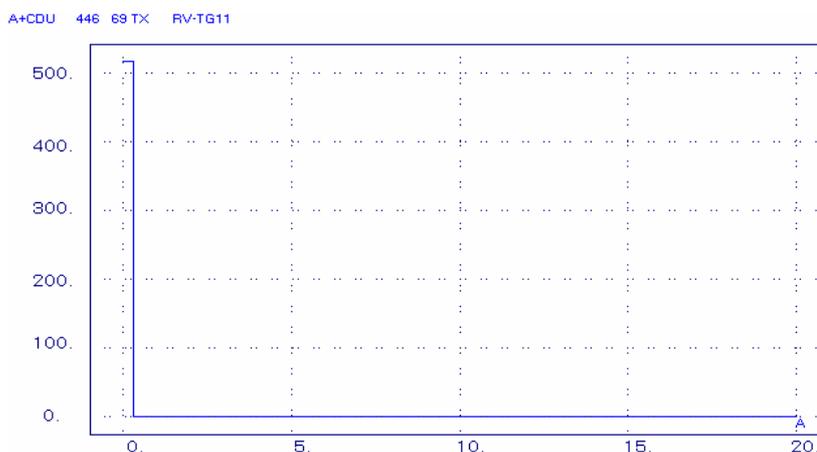


Figura 5.24 - Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

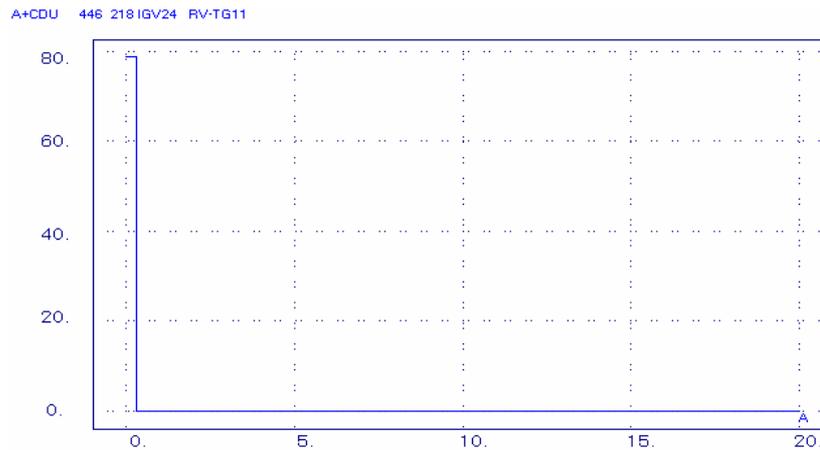


Figura 5.25 - Sinal do IGV.

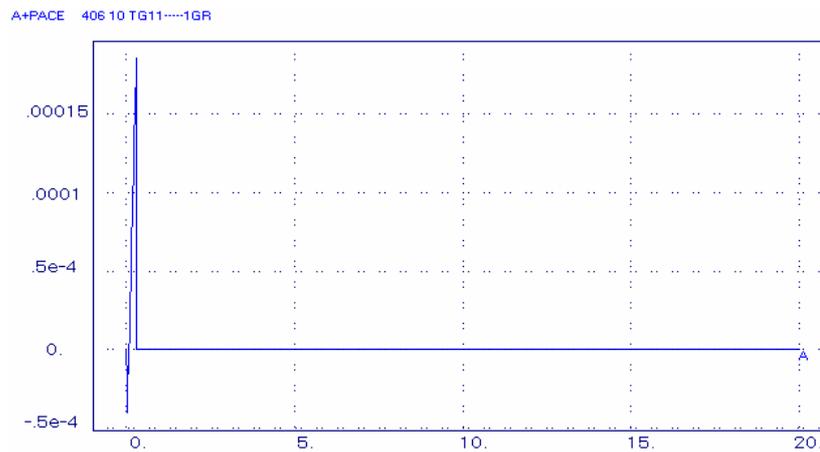


Figura 5.26 - Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

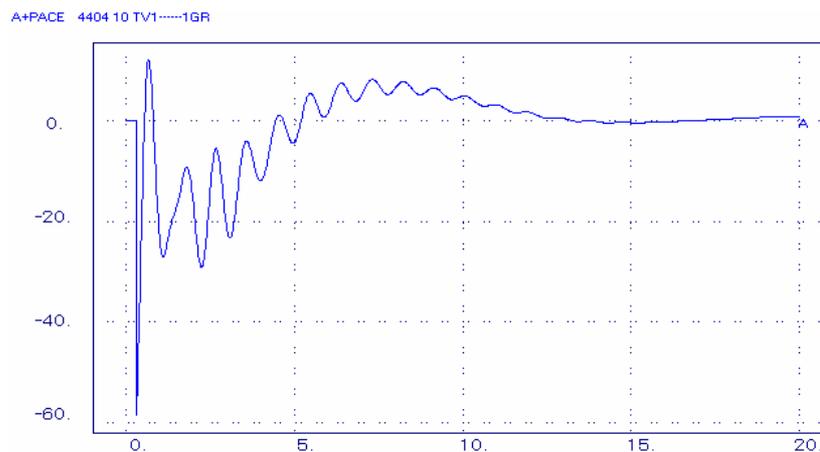


Figura 5.27 - Potência acelerante da turbina a vapor.

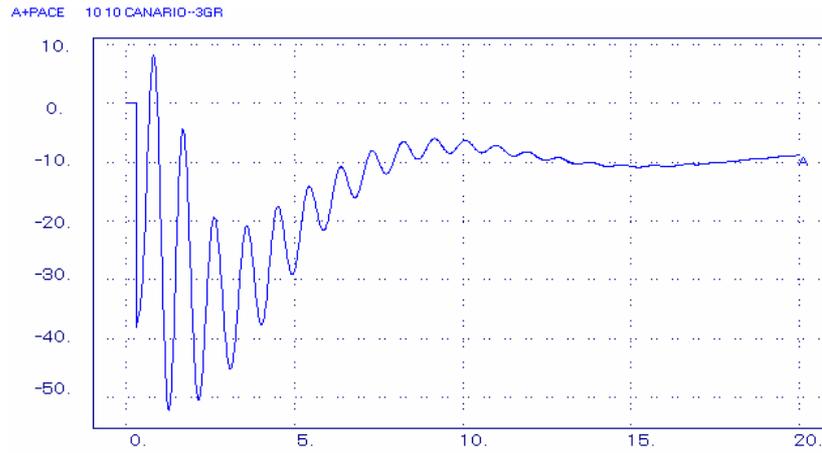


Figura 5.28 - Potência acelerante da UHE Canário.

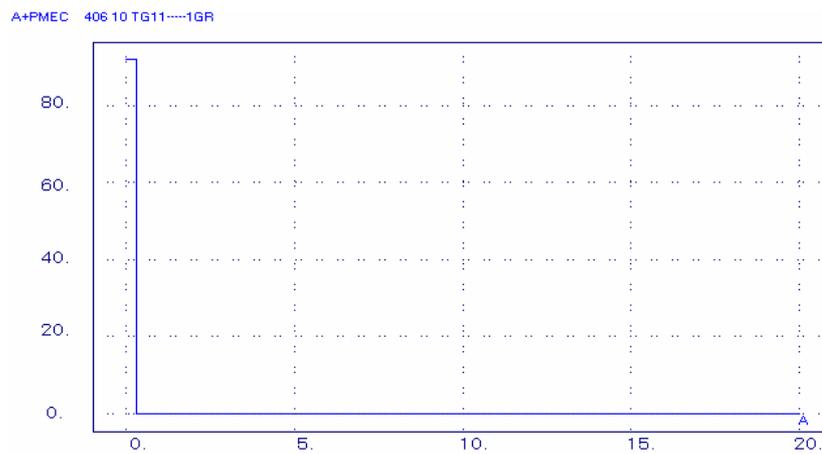


Figura 5.29 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

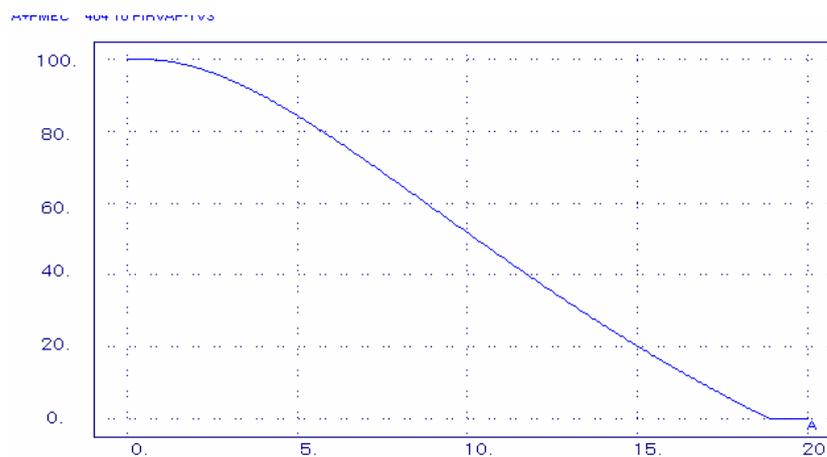


Figura 5.30 - Potência mecânica da turbina a vapor.

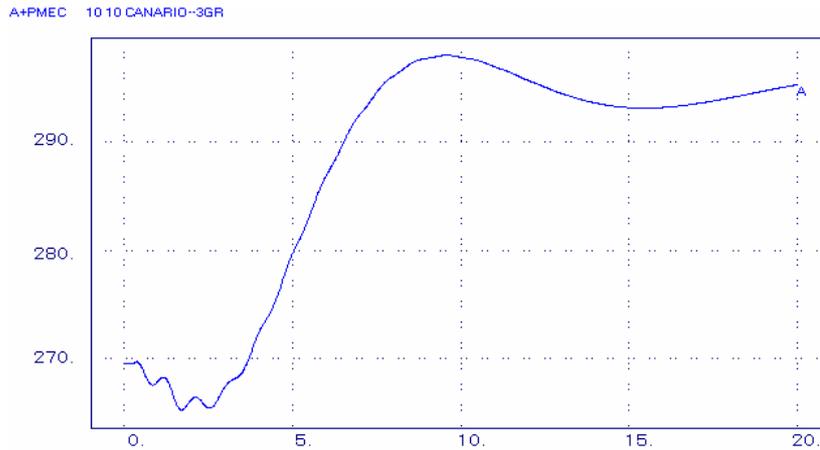


Figura 5.31 - Potência mecânica da UHE Canário.

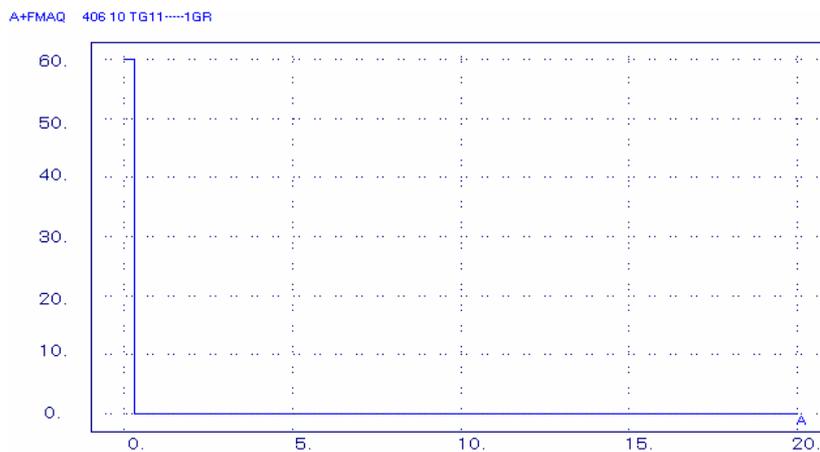


Figura 5.32 - Frequência das turbinas aeroderivativas.

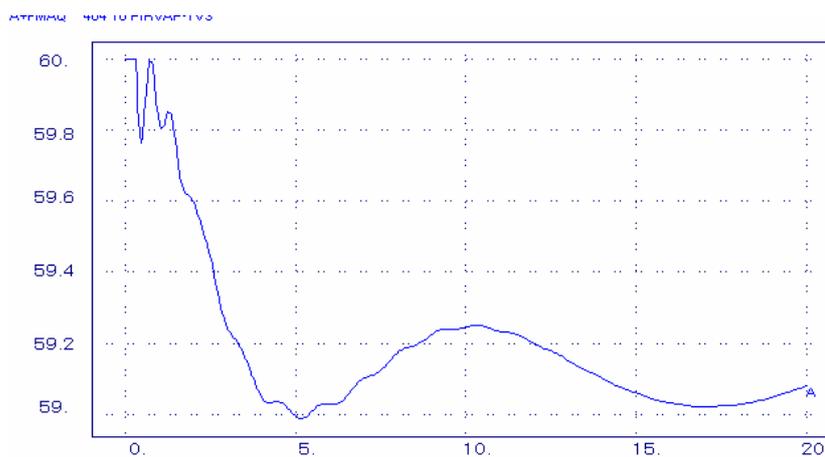


Figura 5.33 - Frequência da turbina a vapor.

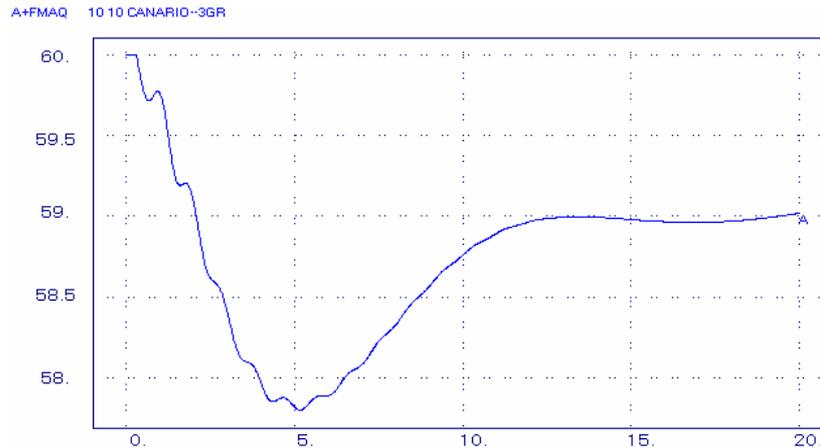


Figura 5.34 - Frequência da UHE Canário.

Na simulação 03 são retiradas simultaneamente as duas turbinas aeroderivativas do sistema.

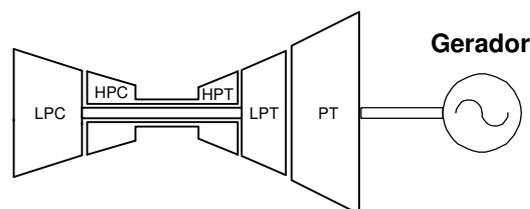
Nota-se no gráfico da potência mecânica das turbinas aeroderivativas que o valor cai a zero instantaneamente, pois as mesmas foram retiradas do sistema, o que não acontece com a potência mecânica da turbina a vapor, que depende da constante de tempo das caldeiras de recuperação.

Com relação às outras máquinas do sistema, percebe-se um grande aumento na potência mecânica das mesmas, na intenção de suprir a saída das térmicas a gás e a vapor.

Também se observa a ocorrência de redução na frequência do sistema, devido à saída das turbinas aeroderivativas, e posteriormente da unidade a vapor.

### 5.2.2. Simulações com a Configuração *Spool Duplo* + Turbina de Potência

A Figura 5.35 ilustra a turbina a gás com configuração *spool duplo* + turbina de potência.

Figura 5.35 - Configuração *Spool Duplo* + Turbina de Potência.

A Tabela 5.2 mostra os defeitos considerados, assim como os números das figuras associadas às diversas simulações.

Tabela 5.2 – Simulações da configuração *Spool Duplo* + Turbina de Potência.

Simulação	Defeitos	Figuras
01	Curto-Circuito Trifásico na Barra 190	5.36 a 5.46
02	Rejeição de Cargas	5.47 a 5.57
03	Saída Súbita das 2 Aeroderivativas	5.58 a 5.68

### 5.2.2.1. Simulação 01

Na simulação 01 foi considerado um curto-circuito na barra 190 em 200 ms, sendo eliminado em 300 ms com a abertura da linha 190 – 180, também em 300 ms.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante este defeito.

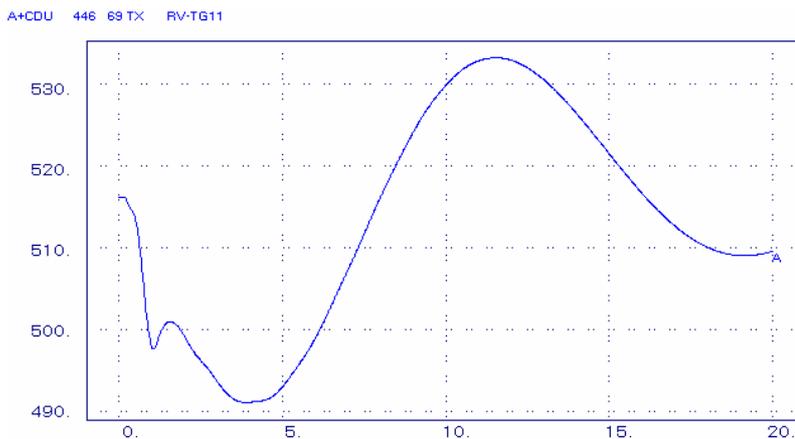


Figura 5.36 – Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

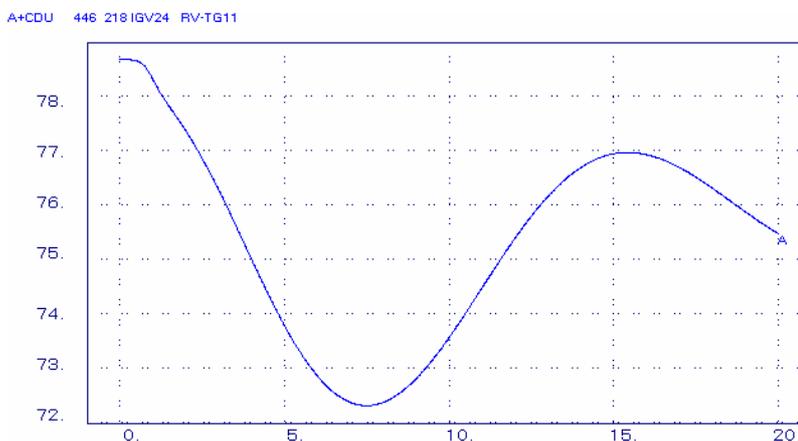


Figura 5.37 – Sinal do IGV.

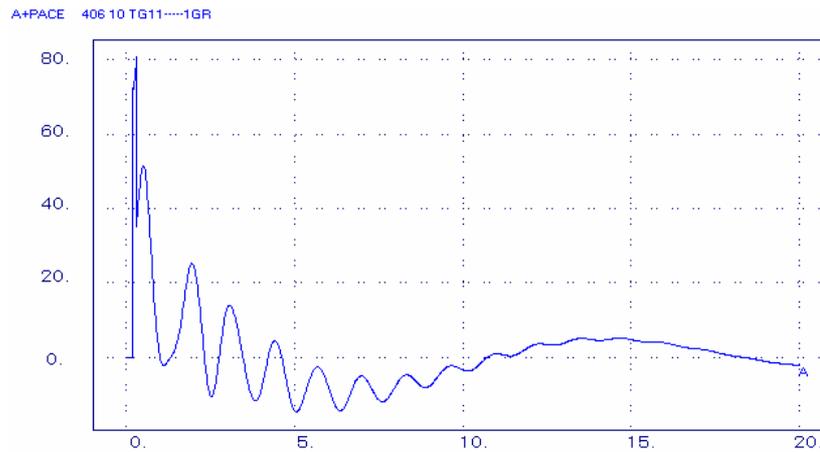


Figura 5.38 – Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

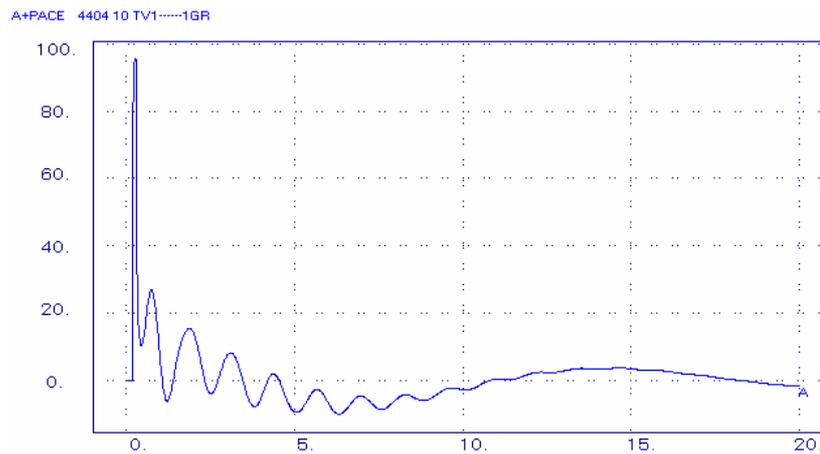


Figura 5.39 – Potência acelerante da turbina a vapor.

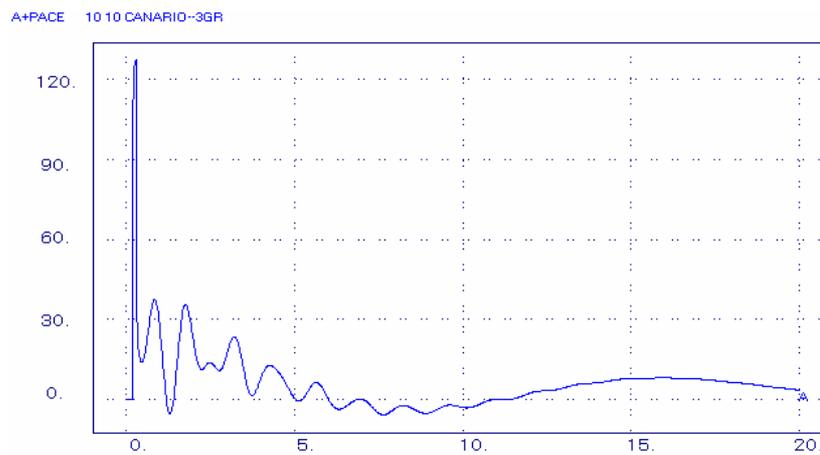


Figura 5.40 – Potência acelerante da UHE Canário.

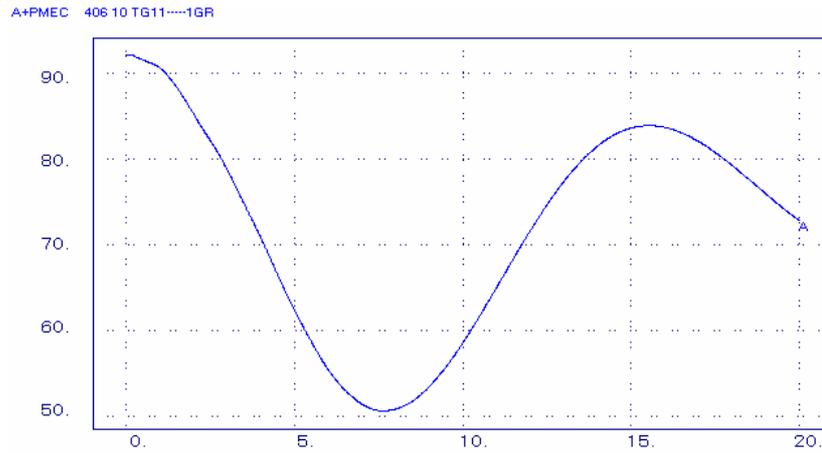


Figura 5.41 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

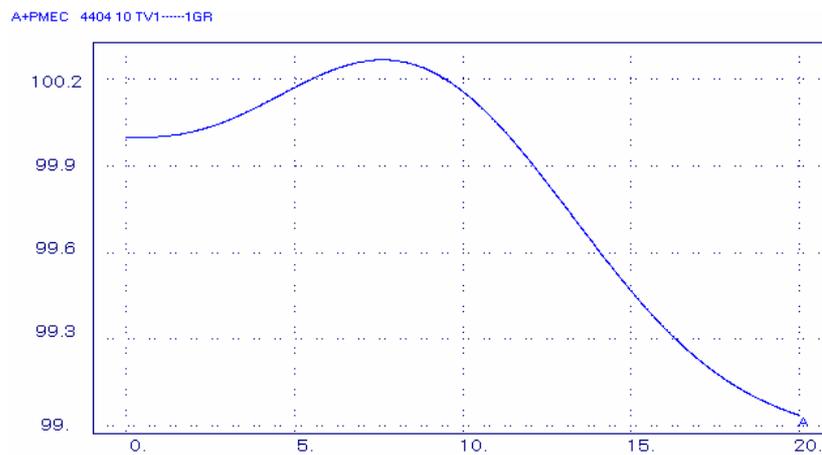


Figura 5.42 – Potência mecânica da turbina a vapor.

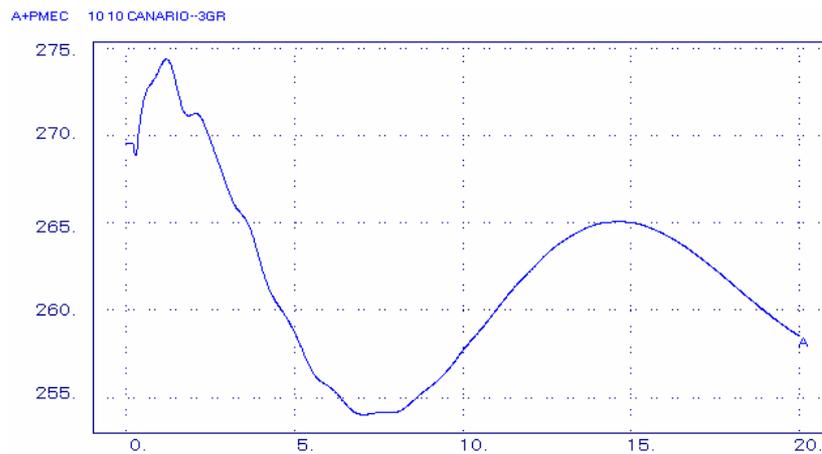


Figura 5.43 – Potência mecânica da UHE Canário.

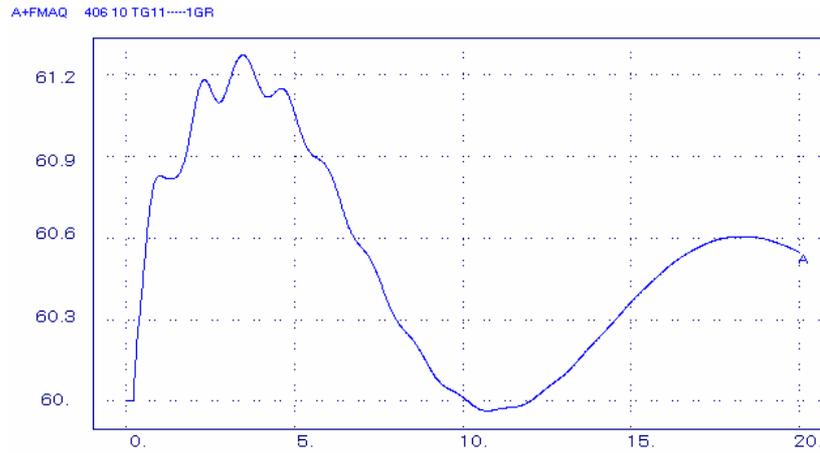


Figura 5.44 – Frequência das turbinas aeroderivativas.

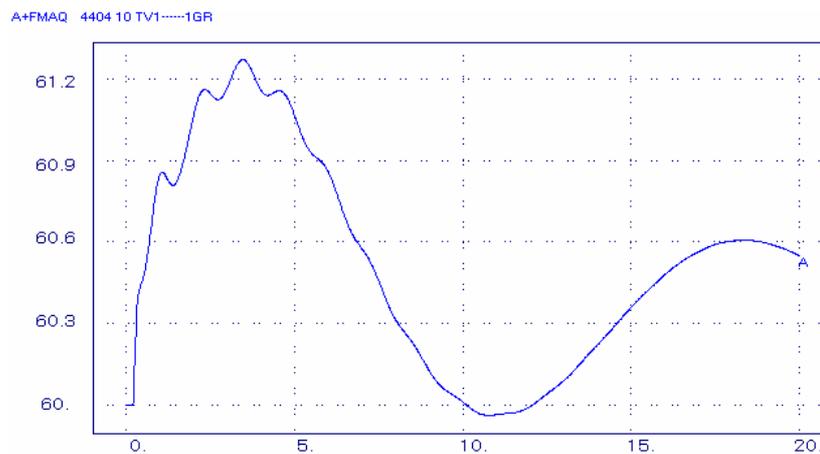


Figura 5.45 – Frequência da turbina a vapor.

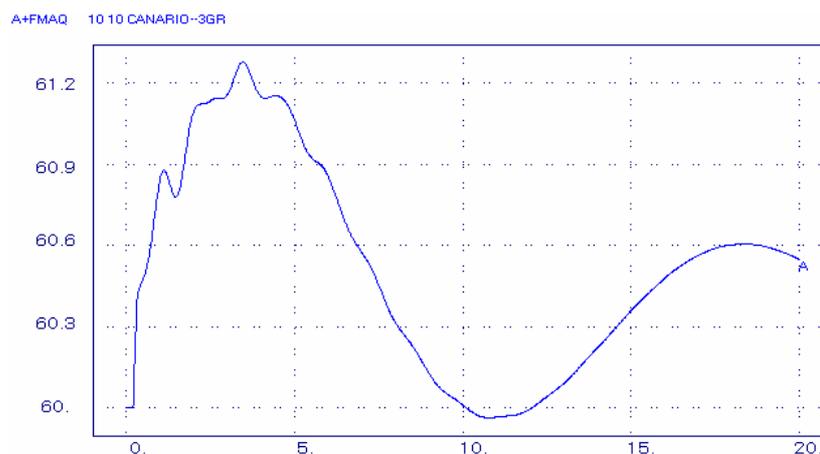


Figura 5.46 – Frequência da UHE Canário.

Com relação à temperatura de exaustão para a configuração dois *spools* + turbina de potência, nota-se uma queda mais acentuada num primeiro momento, em relação à queda que ocorria na

configuração *spool* simples + turbina livre, porém pode-se observar que esta temperatura atinge um valor máximo superior ao da configuração vista anteriormente. O IGV fecha as alhetas num primeiro momento para que a temperatura volte a subir, mas, logo em seguida abre proporcionando assim a volta da temperatura ao seu valor de referência.

Nota-se uma igualdade nos valores dos gráficos das potências acelerantes da configuração *spools* simples e dois *spools*, ambas com turbina livre. Nos dois casos as turbinas tendem a acelerar, mas retomam o valor inicial sob ação dos elementos de controle.

Nota-se um aumento de frequência em todas as máquinas do sistema com a presença do curto-circuito, como era esperado.

### 5.2.2.2. Simulação 02

Na simulação 02 foram consideradas três rejeições de carga correspondendo a uma redução de 30% do valor da carga, nas barras de números 151, 161 e 171.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante esta perturbação.

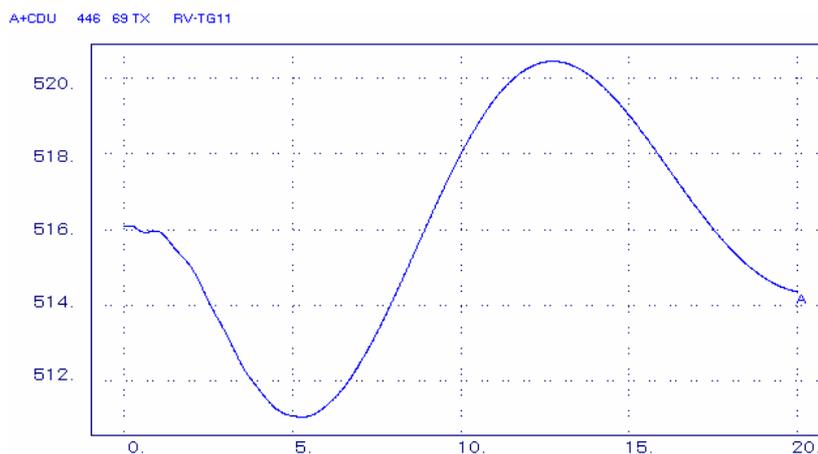


Figura 5.47 - Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

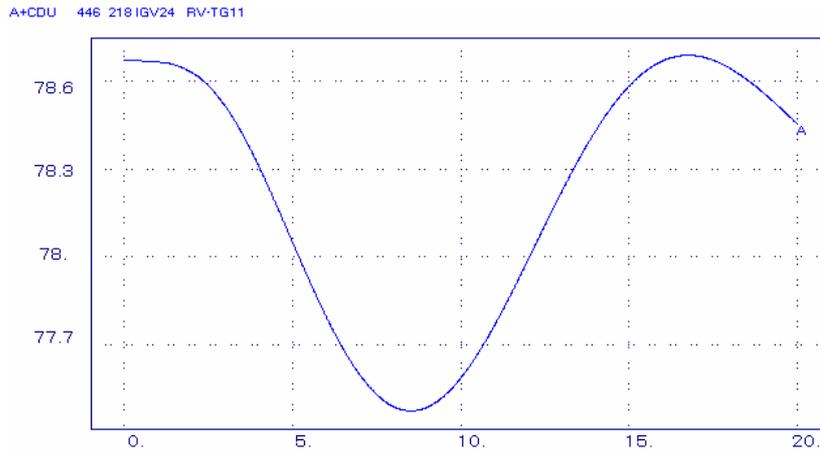


Figura 5.48 - Sinal do IGV.

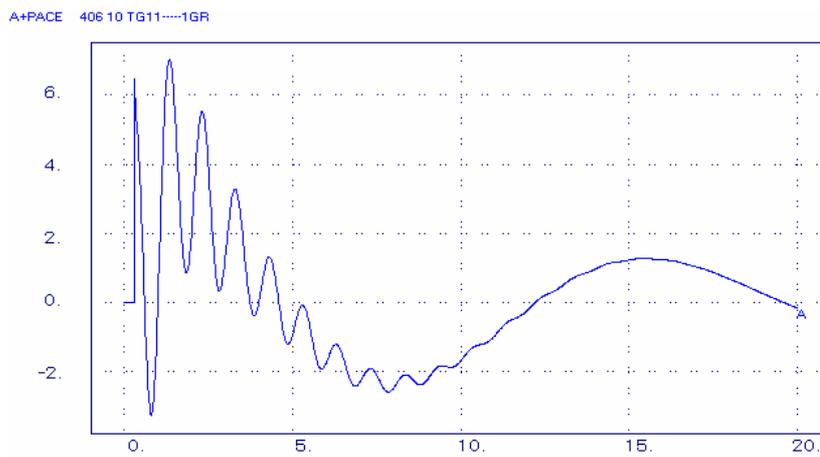


Figura 5.49 - Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

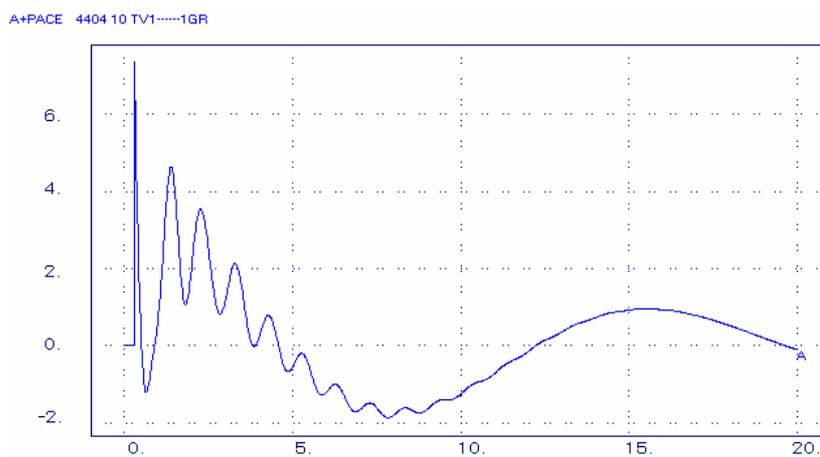


Figura 5.50 - Potência acelerante da turbina a vapor.

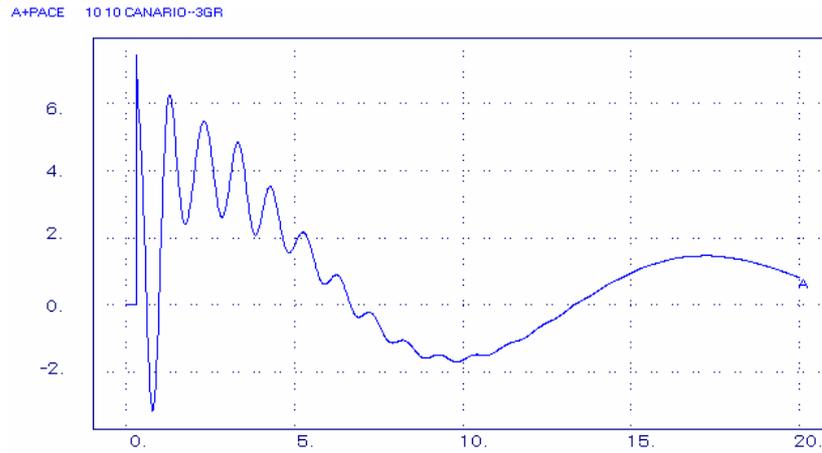


Figura 5.51 - Potência acelerante da UHE Canário.

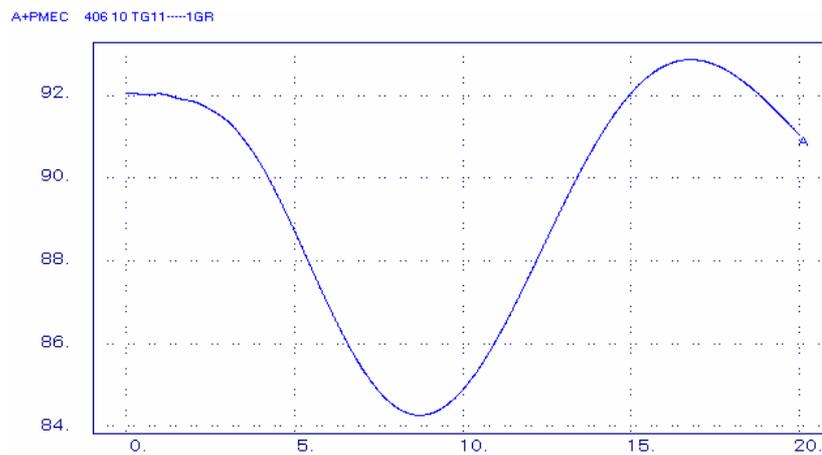


Figura 5.52 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

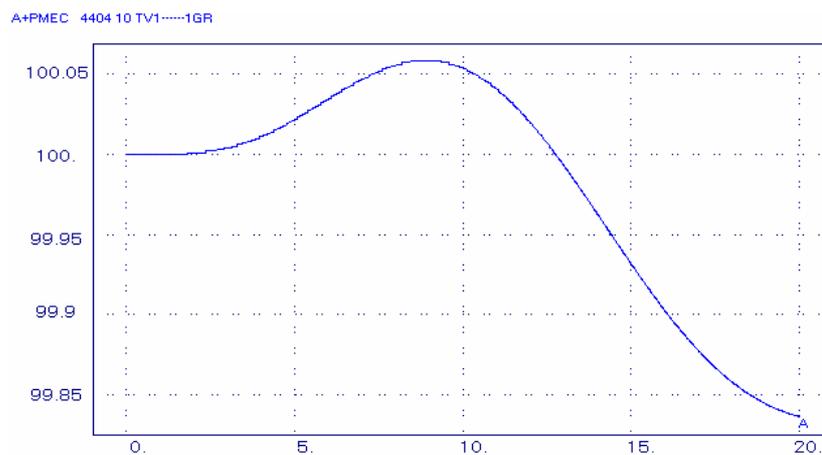


Figura 5.53 - Potência mecânica da turbina a vapor.

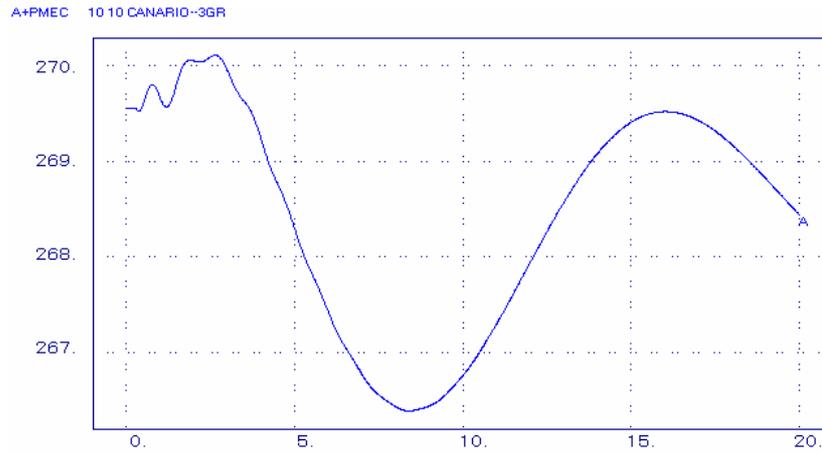


Figura 5.54 - Potência mecânica da UHE Canário.

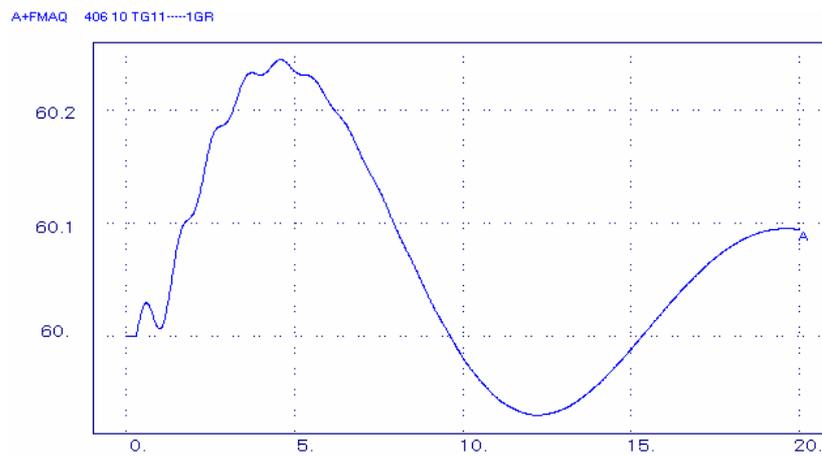


Figura 5.55 - Frequência das turbinas aeroderivativas.

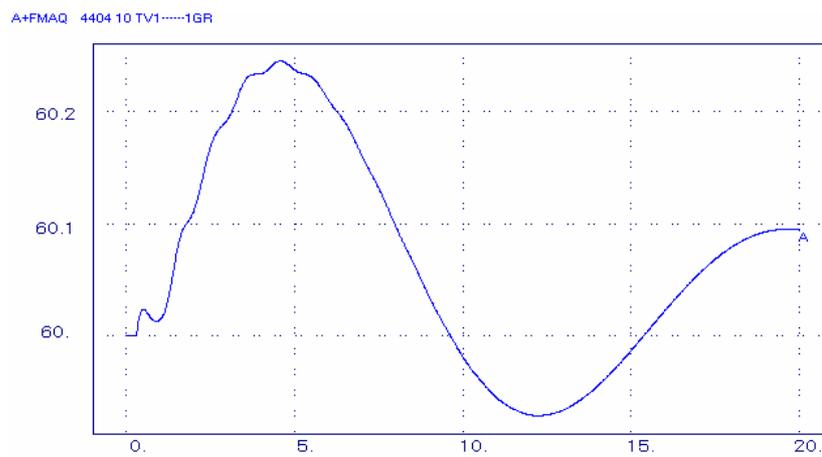


Figura 5.56 - Frequência da turbina a vapor.

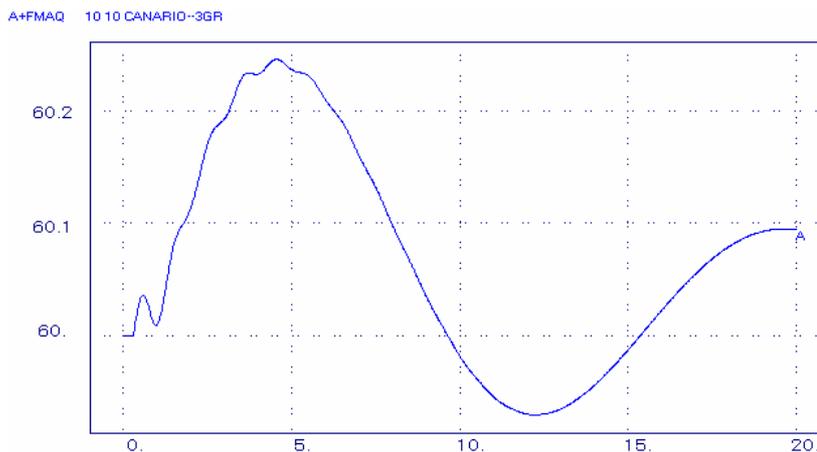


Figura 5.57 - Frequência da UHE Canário.

Nota-se que a temperatura de exaustão durante a rejeição das cargas cai para a ordem de 500°C, porém voltam à condição inicial, com a ação do IGV, em tempo consideravelmente menor do que quando ocorre um curto-circuito.

Neste caso foram feitas rejeições de carga em barras muito próximas à usina termelétrica instalada na barra 11 (Sabiá), provocando num primeiro momento uma diminuição da potência mecânica das turbinas aeroderivativas e da turbina a vapor.

Pode-se observar que nesta configuração *spool* duplo + turbina livre, as curvas atingem valores máximos e mínimos bem mais acentuados que os valores da configuração *spool* simples + turbina livre.

### 5.2.2.3. Simulação 03

Na simulação 03 foi considerada a saída súbita de operação das duas turbinas a gás aeroderivativas da UTE de Sabiá, de forma simultânea.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante esta perturbação.

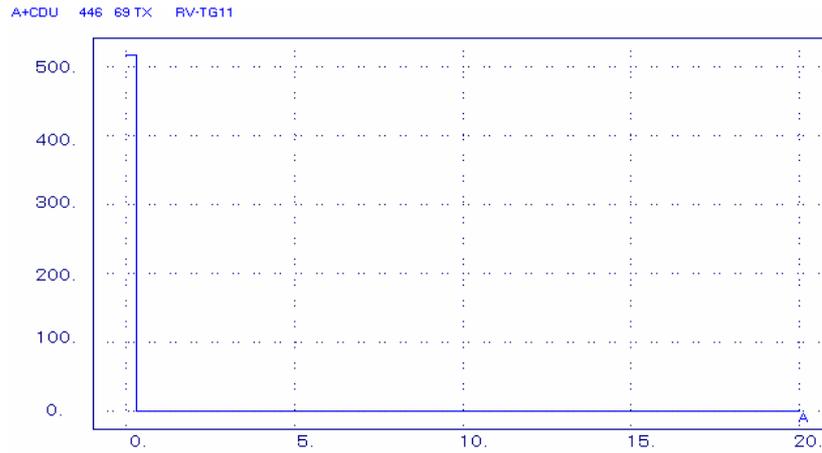


Figura 5.58 - Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

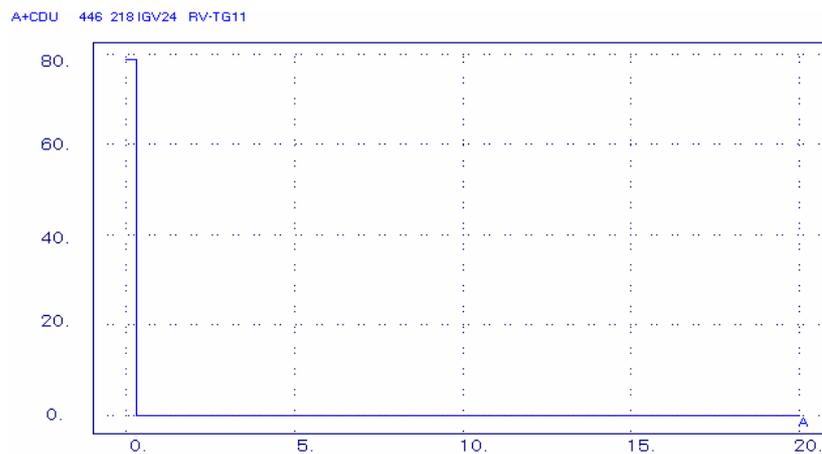


Figura 5.59 - Sinal do IGV.

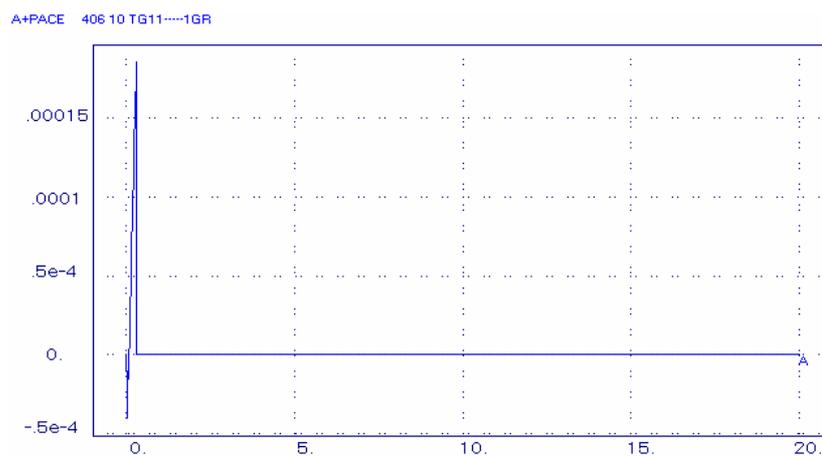


Figura 5.60 - Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

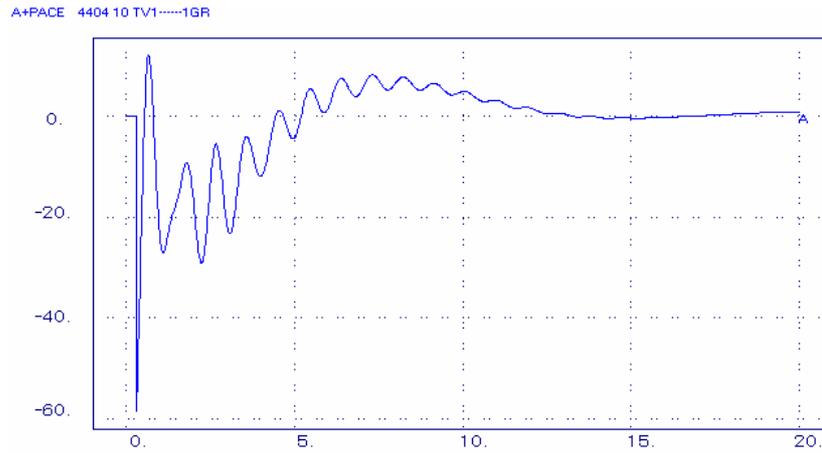


Figura 5.61 - Potência acelerante da turbina a vapor.

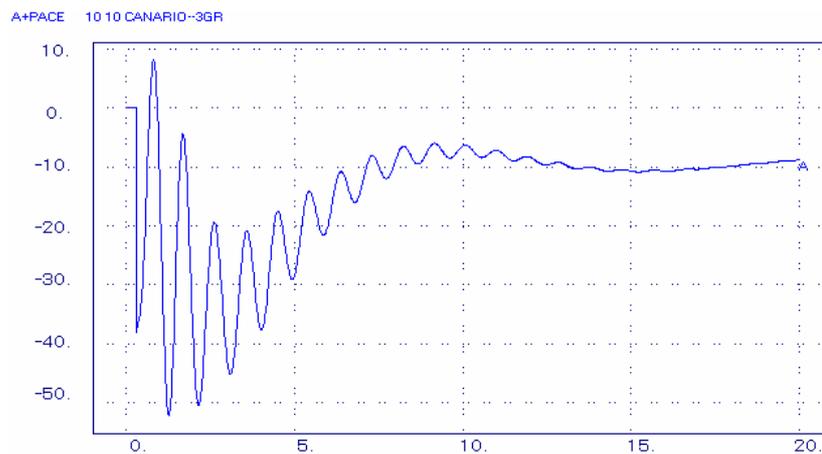


Figura 5.62 - Potência acelerante da UHE Canário.

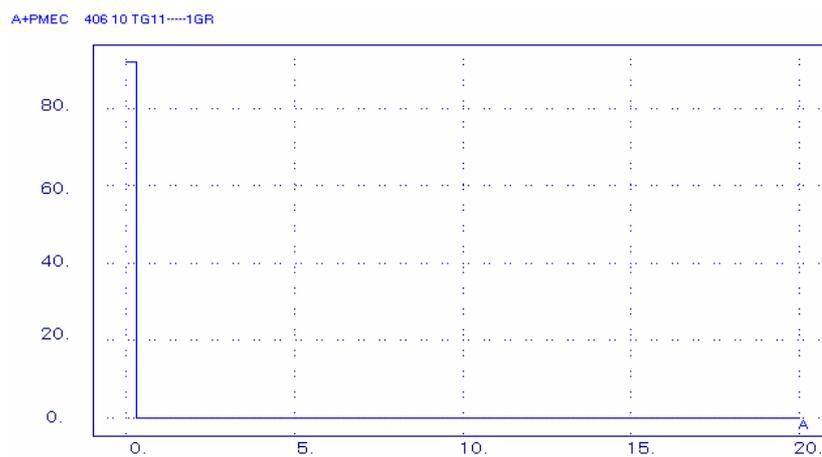


Figura 5.63 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

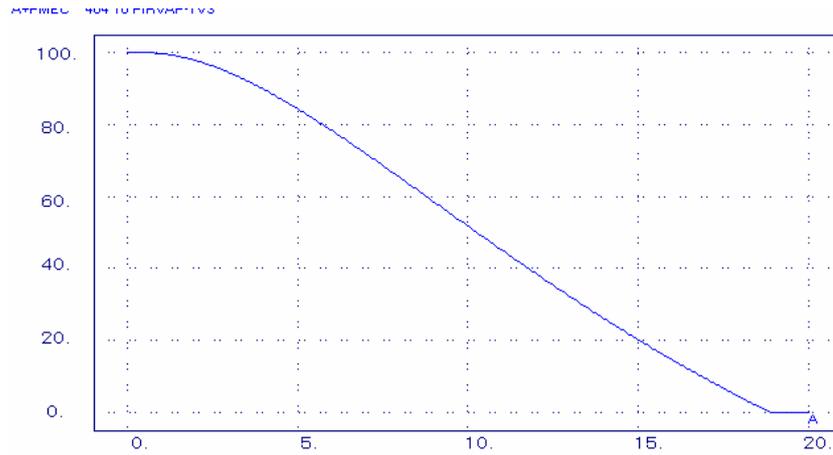


Figura 5.64 - Potência mecânica da turbina a vapor.

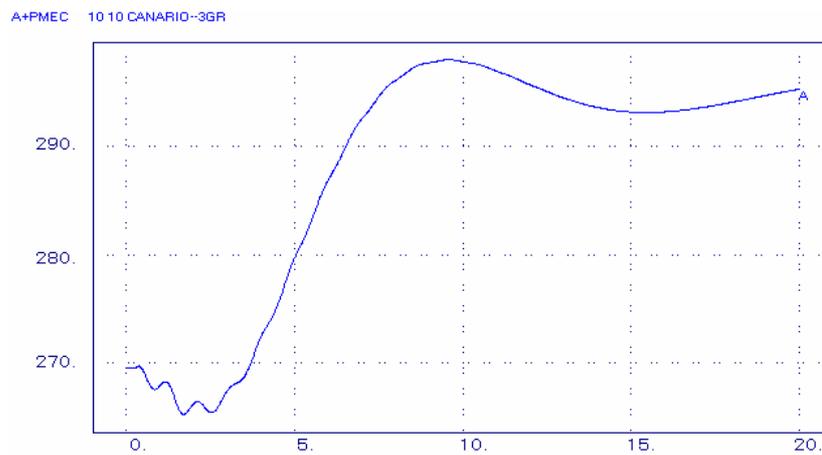


Figura 5.65 - Potência mecânica da UHE Canário.

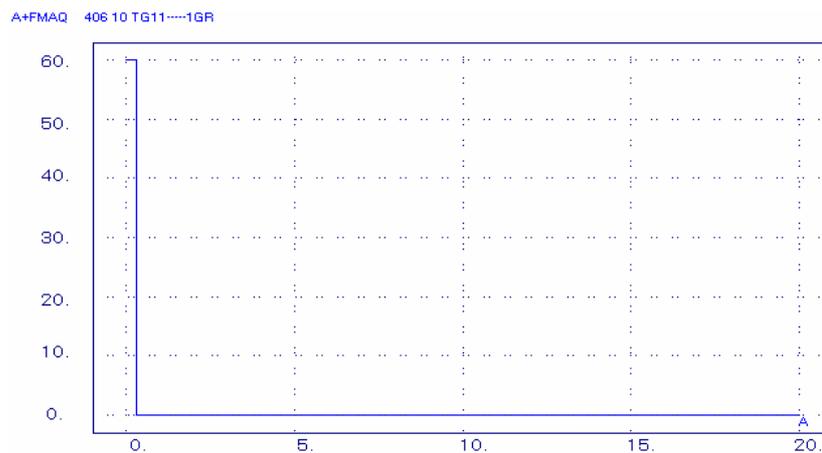


Figura 5.66 - Frequência das turbinas aeroderivativas.

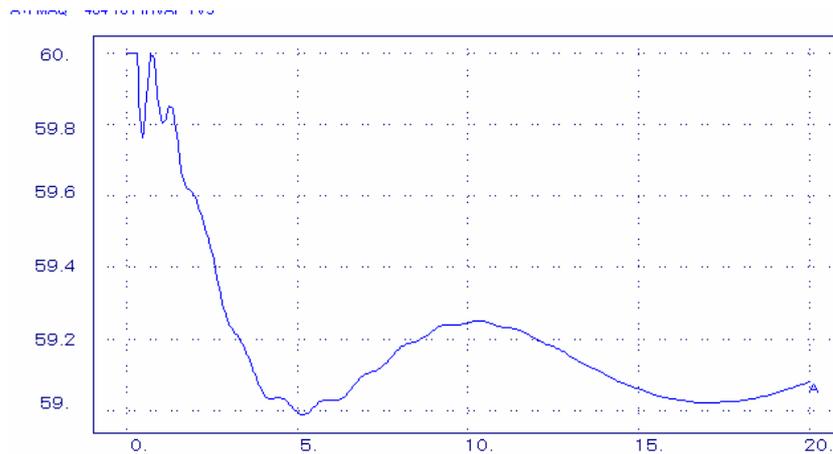


Figura 5.67 - Frequência da turbina a vapor.

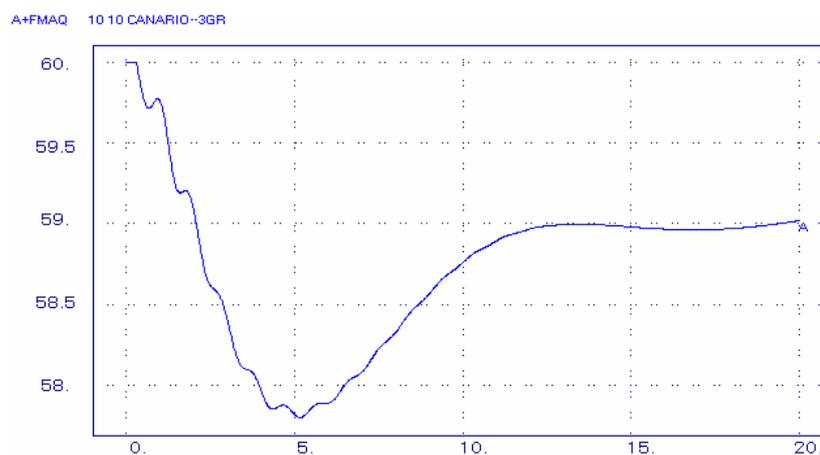


Figura 5.68 - Frequência da UHE Canário.

Na simulação 03 as duas turbinas a gás aeroderivativas saem de operação simultaneamente do sistema.

Um comportamento similar ao da configuração com um *spool* + turbina de potência, pode ser verificado neste caso. Nota-se no gráfico da potência mecânica das turbinas aeroderivativas que o valor cai a zero instantaneamente, pois as mesmas foram retiradas do sistema, subitamente, o que não acontece com a potência mecânica da turbina a vapor, que depende das constantes de tempo das caldeiras de recuperação, por haver propagação de vapor nos condutos.

Com relação às outras máquinas do sistema, percebe-se um grande aumento na potência mecânica na intenção de suprir a saída das térmicas a gás e a vapor.

Pode-se observar que houve queda de frequência no sistema, devido à saída das turbinas aeroderivativas e posteriormente da unidade a vapor.

### 5.2.3. Simulações com a Configuração Dois *Spools*

A Figura 5.69 ilustra a turbina a gás com configuração dois *spools*.

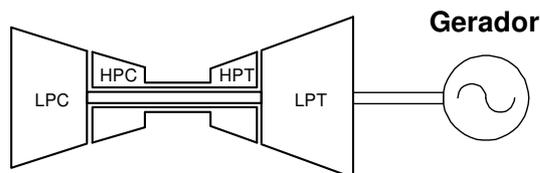


Figura 5.69 - Configuração Dois *Spools*.

A Tabela 5.3 mostra os defeitos, assim como os números das figuras associadas às diversas simulações.

Tabela 5.3 – Simulações da configuração Dois *Spools*.

Simulação	Defeitos	Figuras
01	Curto-Circuito Trifásico na Barra 190	5.70 a 5.80
02	Rejeição de Cargas	5.81 a 5.91
03	Saída Súbita das Duas Aeroderivativas	5.92 a 5.102

#### 5.2.3.1. Simulação 01

Na simulação 01 foi considerado um curto-circuito na barra 190 em 200 ms, sendo eliminado em 300 ms com a abertura da linha 190 – 180, também em 300 ms.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante este defeito.

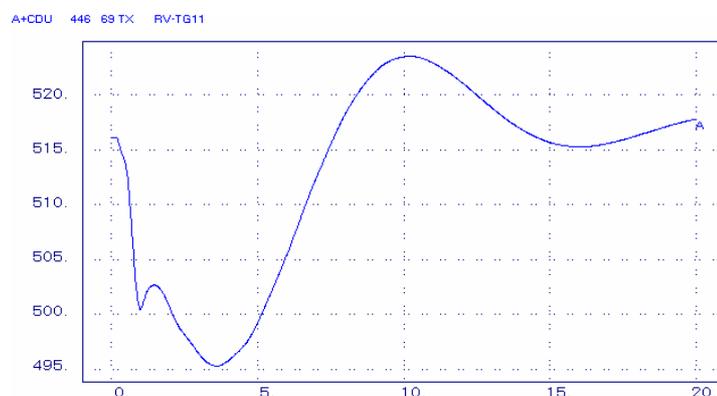


Figura 5.70 – Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

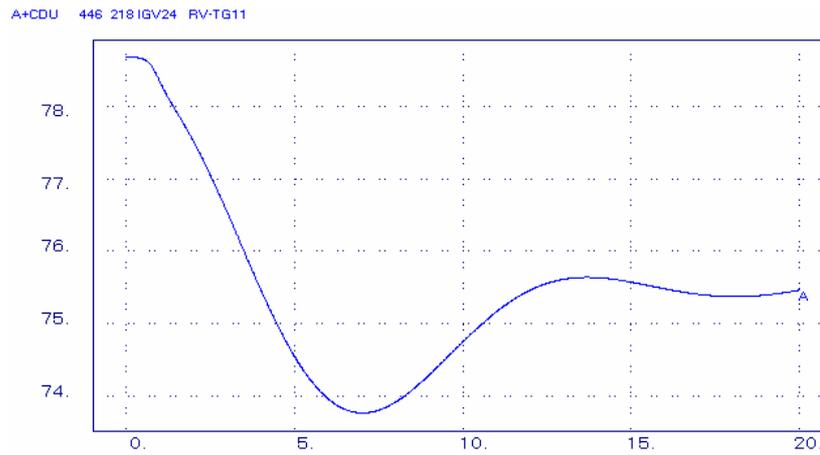


Figura 5.71 – Sinal do IGV.

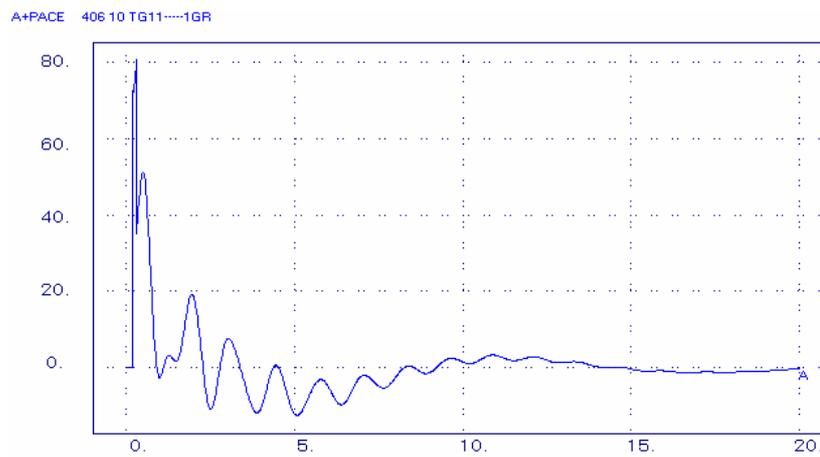


Figura 5.72 – Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

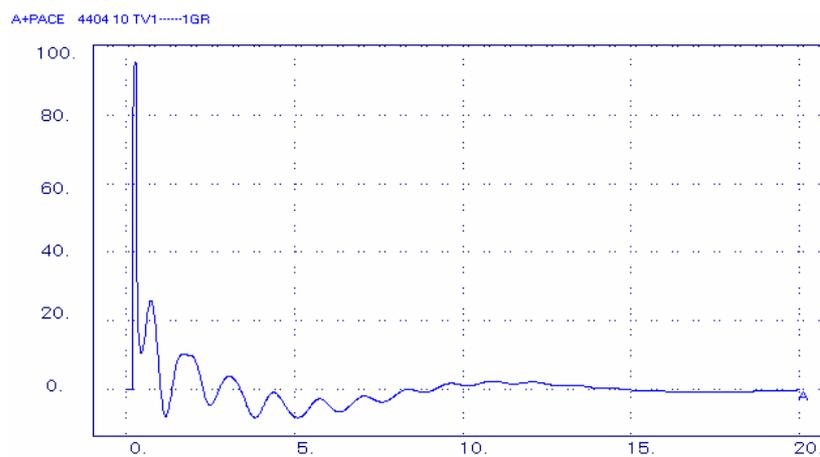


Figura 5.73 – Potência acelerante da turbina a vapor.

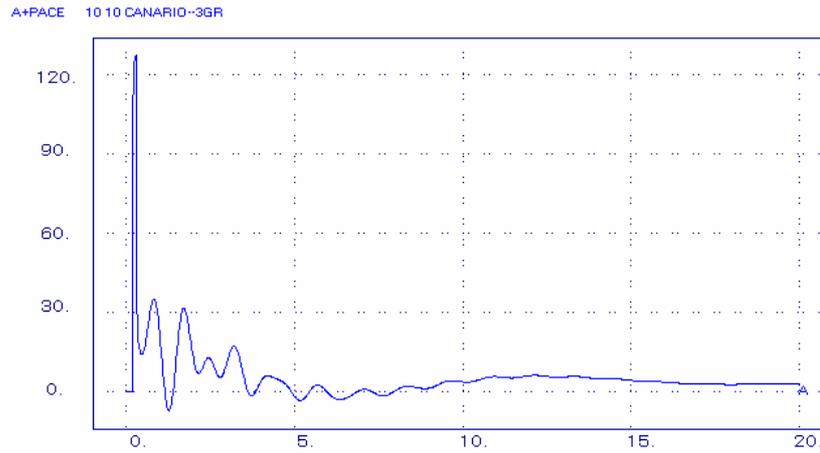


Figura 5.74 – Potência acelerante da UHE Canário.

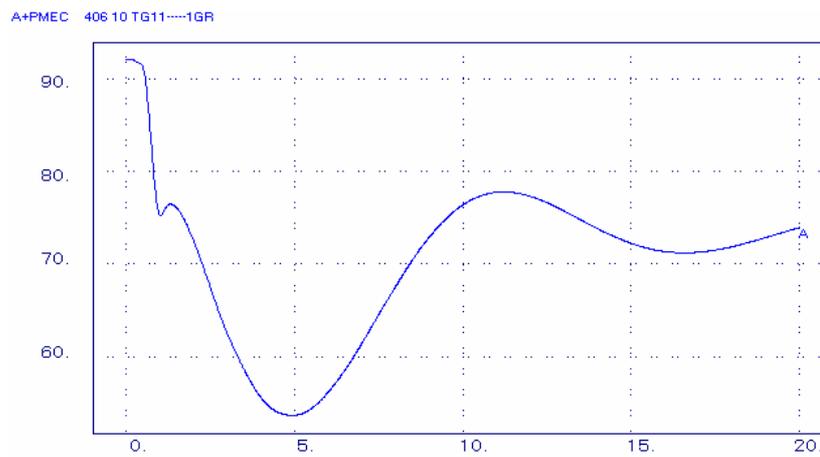


Figura 5.75 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

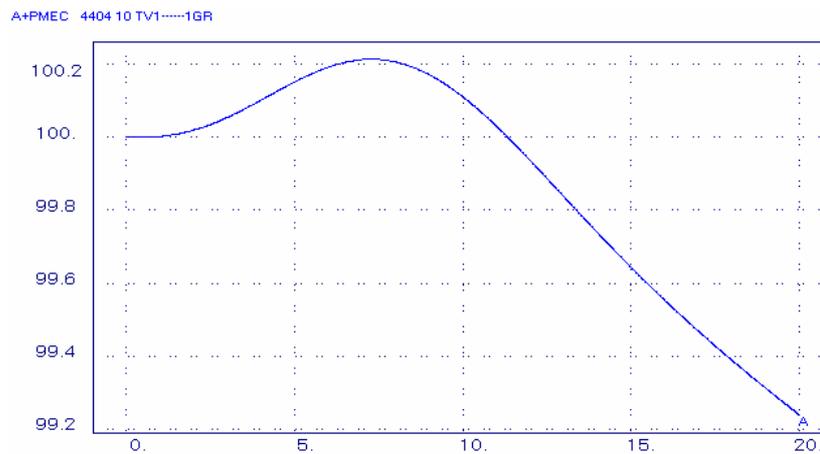


Figura 5.76 – Potência mecânica da turbina a vapor.

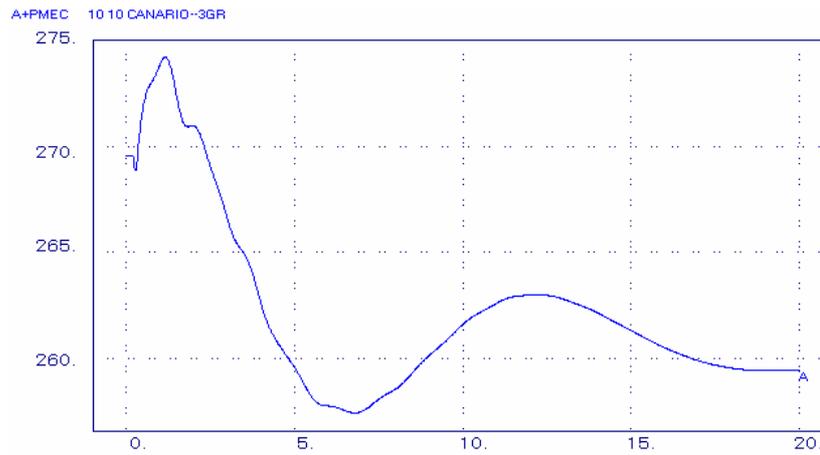


Figura 5.77 – Potência mecânica da UHE Canário.

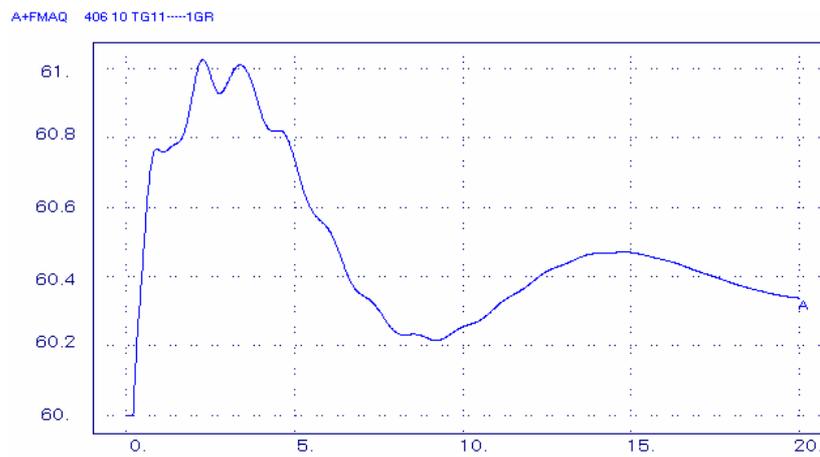


Figura 5.78 – Frequência das turbinas aeroderivativas.

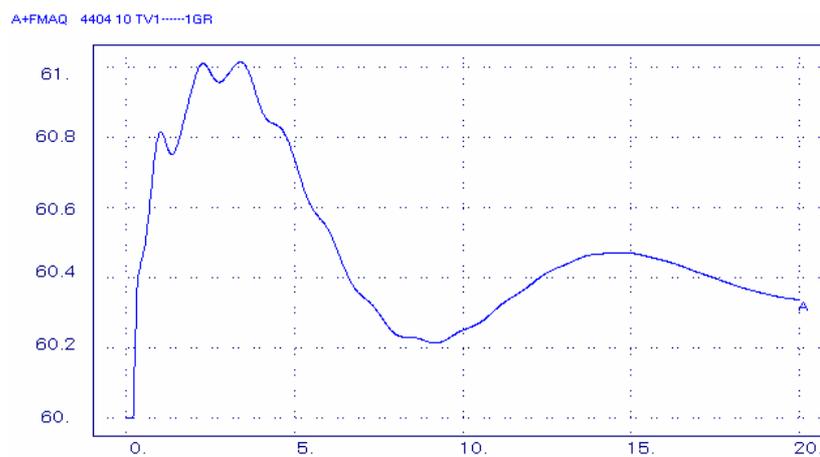


Figura 5.79 – Frequência da turbina a vapor.

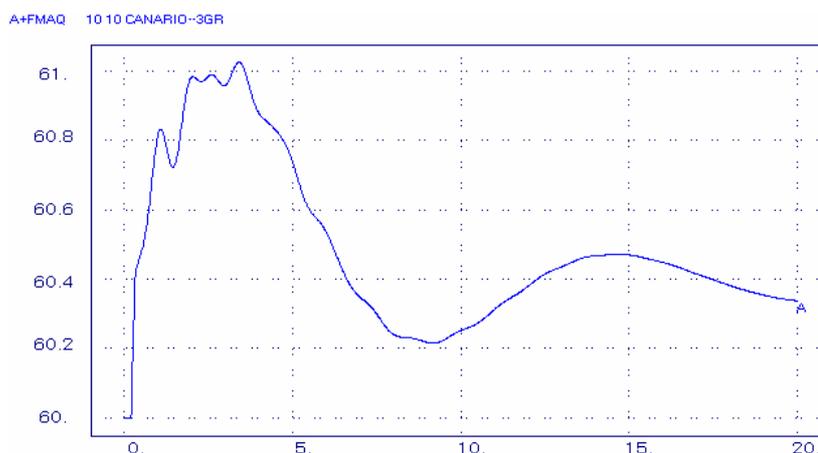


Figura 5.80 – Frequência da UHE Canário.

Nota-se nesta configuração avançada com dois *spools* que as oscilações da temperatura de exaustão atingem valores menores quando comparadas com as configurações tradicionais já apresentadas neste trabalho. Por consequência, isto também acontece com a curva do IGV visto que, as curvas da temperatura e do IGV estão correlacionadas.

Observa-se que devido ao curto-circuito na barra 190 e posterior abertura da linha 190-180, a temperatura de exaustão da turbina cai num primeiro momento voltando a se estabilizar em torno do seu valor inicial com auxílio da ação do IGV, que fecha a entrada de ar, fazendo com que a mistura ar e combustível, tenha maior concentração de combustível, para que a temperatura volte a subir.

Com relação à potência acelerante, tanto as turbinas aeroderivativas, quanto a turbina a vapor, tendem a acelerar, mas retomam o valor inicial sob ação dos elementos de controle.

### 5.2.3.2. Simulação 02

Na simulação 02 foram consideradas três rejeições de carga correspondendo a uma redução de 30% do valor da carga, nas barras de números 151, 161 e 171.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante esta perturbação.

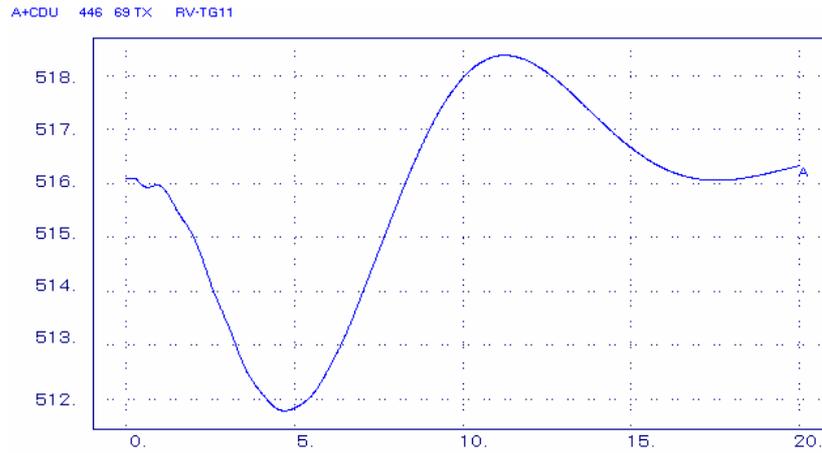


Figura 5.81 - Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

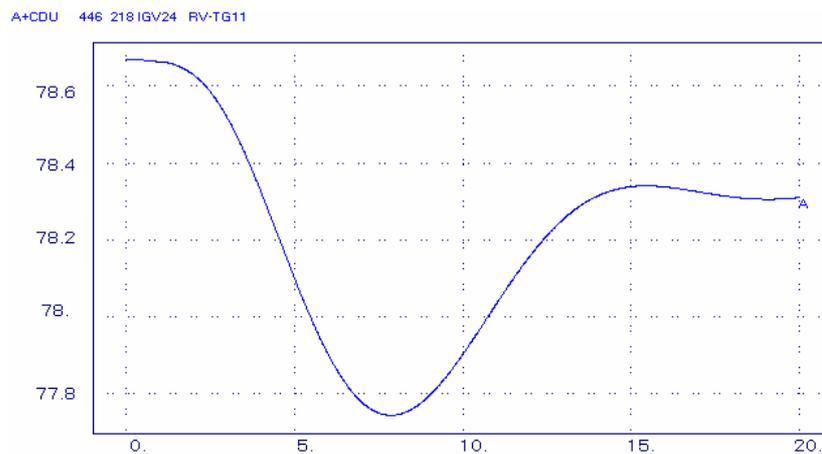


Figura 5.82 - Sinal do IGV.

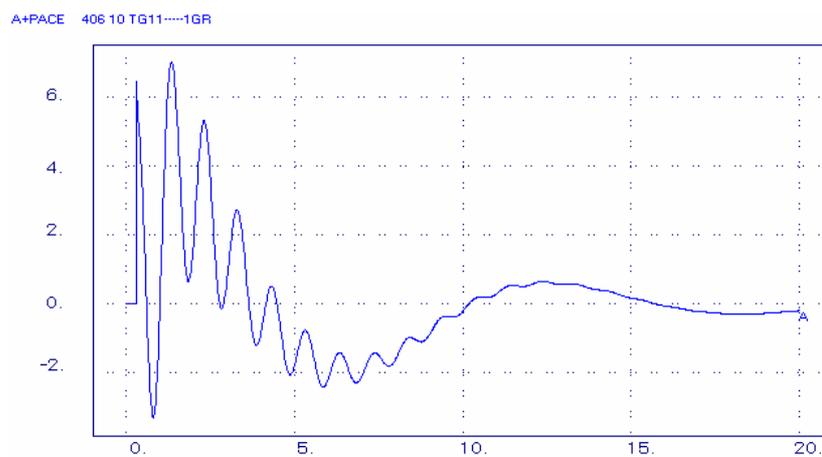


Figura 5.83 - Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

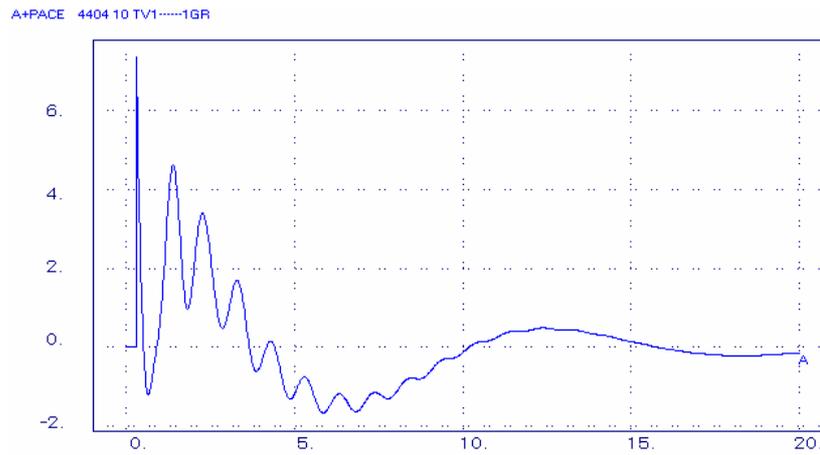


Figura 5.84 - Potência acelerante da turbina a vapor.

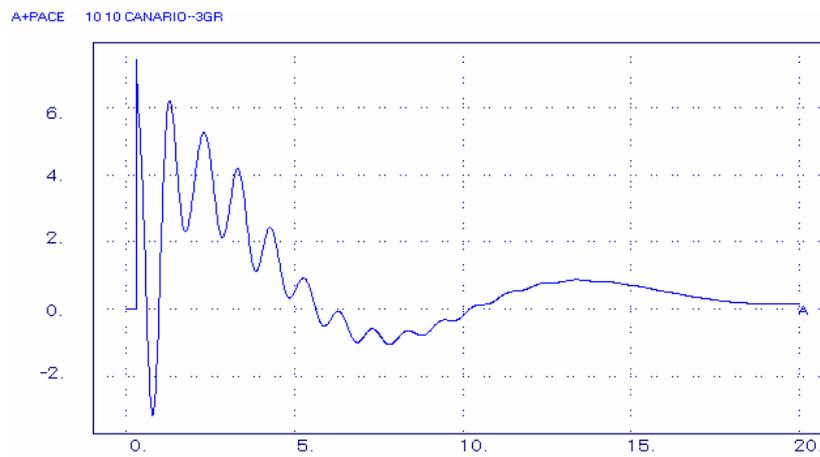


Figura 5.85 - Potência acelerante da UHE Canário.

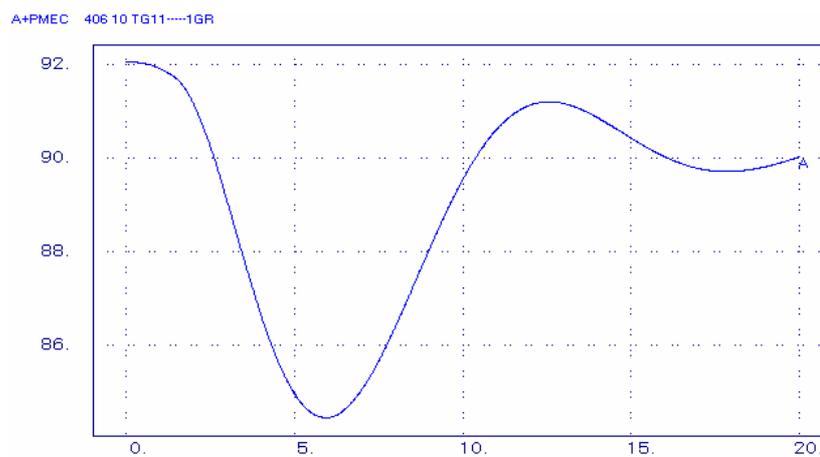


Figura 5.86 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

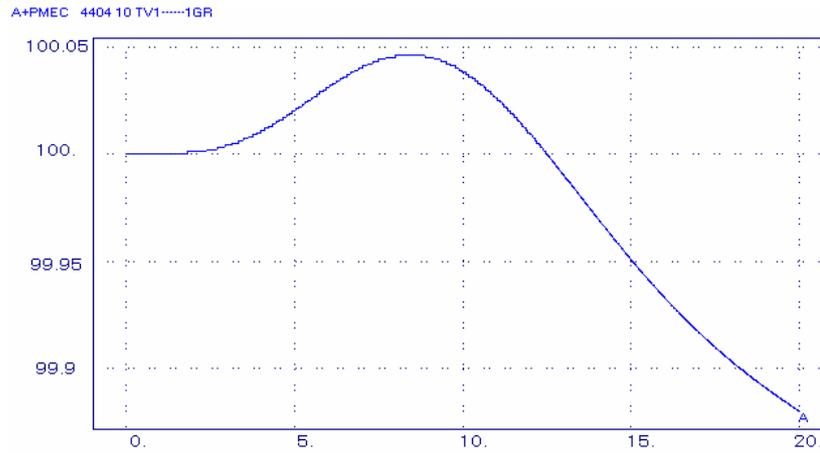


Figura 5.87 - Potência mecânica da turbina a vapor.

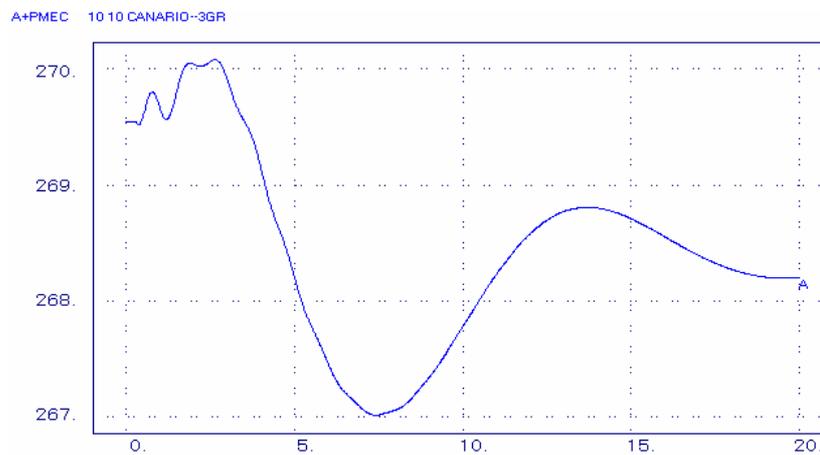


Figura 5.88 - Potência mecânica da UHE Canário.

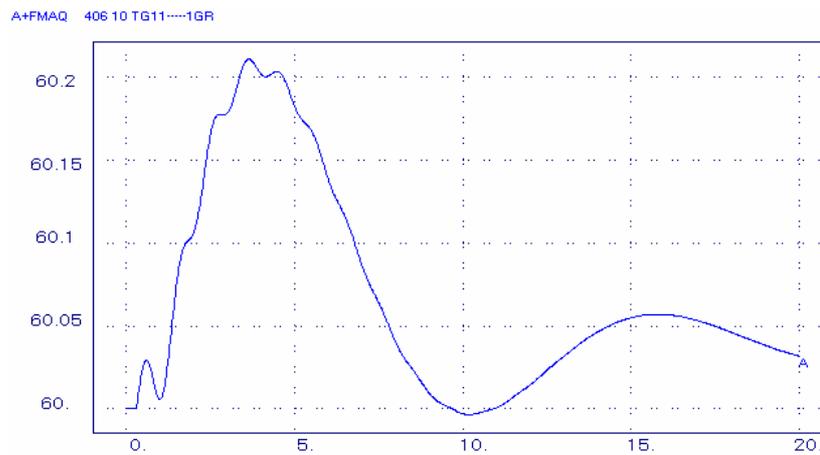


Figura 5.89 - Frequência das turbinas aeroderivativas.

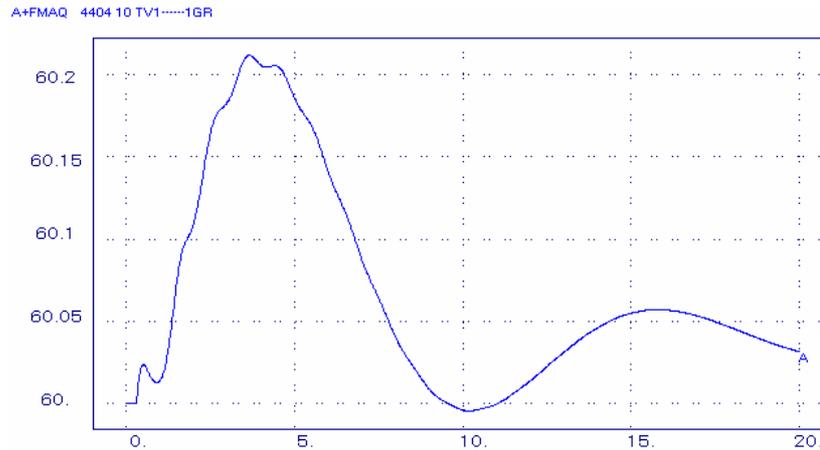


Figura 5.90 - Frequência da turbina a vapor.

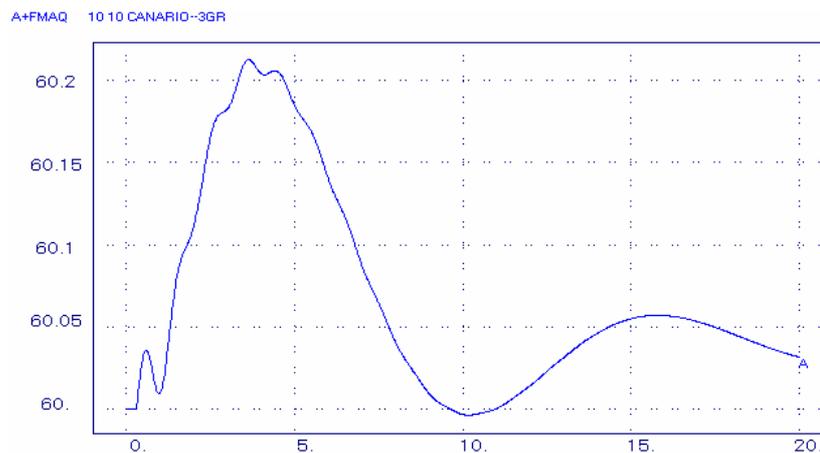


Figura 5.91 - Frequência da UHE Canário.

Nota-se que a temperatura de exaustão durante a rejeição das cargas atinge valores menores do que os encontrados nas configurações com turbina livre. Há atuação dos IGVs restabelecendo os valores originais.

As potências mecânicas das turbinas térmicas, bem como a da usina de Canário, apresentam reduções nos seus valores, em virtude da rejeição das cargas e posterior ação dos respectivos reguladores de velocidade.

No caso das turbinas térmicas a gás há preponderância, dentre os elementos de controle, da ação dos reguladores de velocidade, agindo corretamente no controle da potência mecânica.

As turbinas a vapor têm uma ação mais lenta devido às elevadas constantes de tempo das HRSGs.

### 5.2.3.3. Simulação 03

Na simulação 03 foi considerada a saída súbita de operação das duas turbinas a gás aeroderivativas da UTE de Sabiá, de forma simultânea.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante esta perturbação.

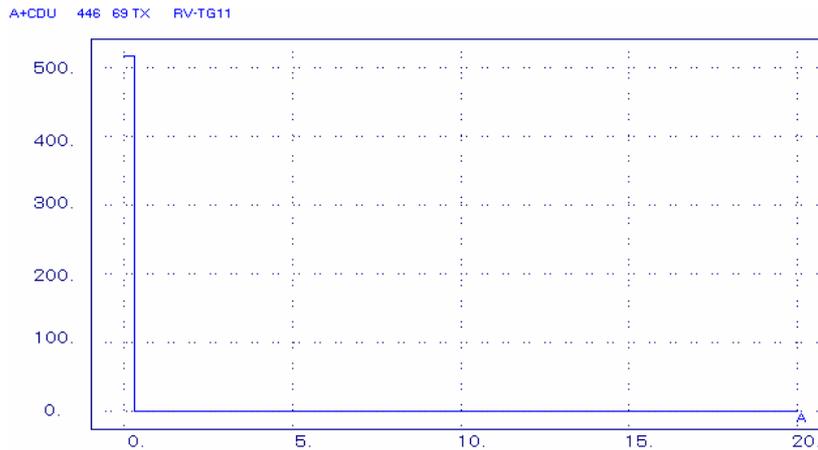


Figura 5.92 - Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

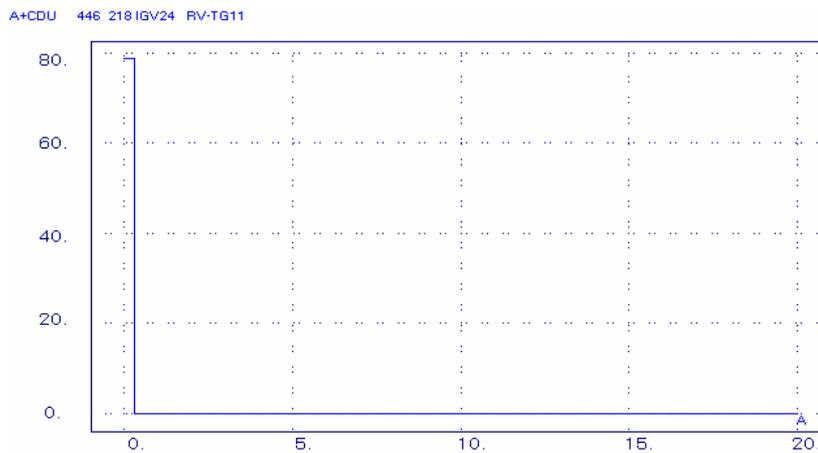


Figura 5.93 - Sinal do IGV.

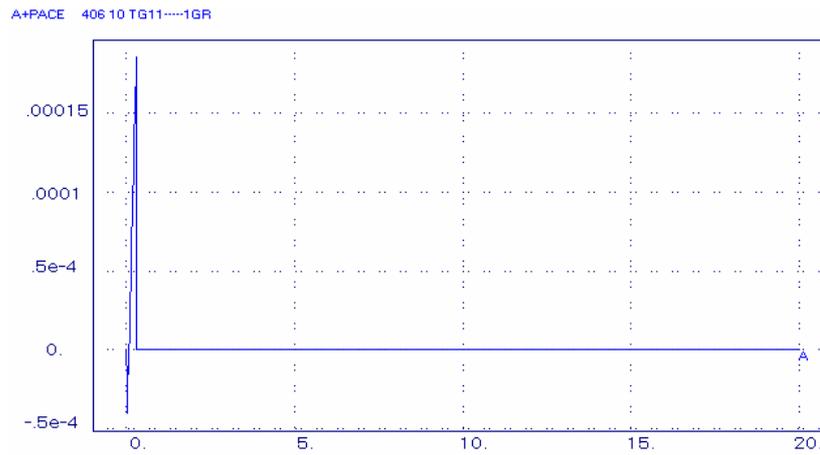


Figura 5.94 - Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

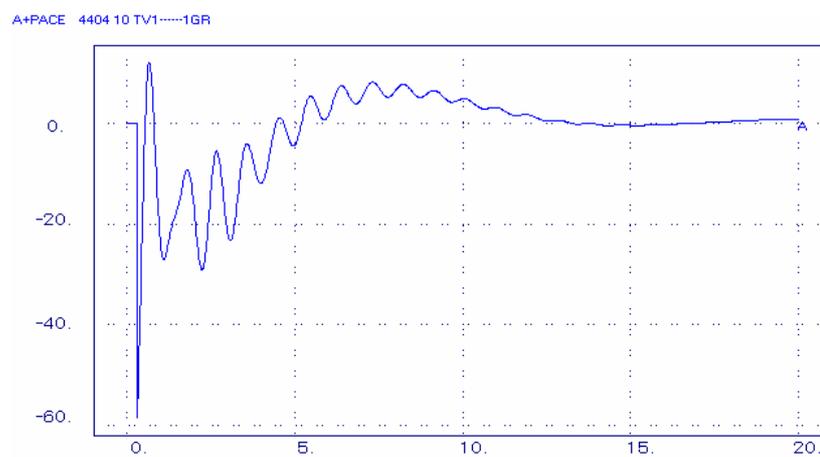


Figura 5.95 - Potência acelerante da turbina a vapor.

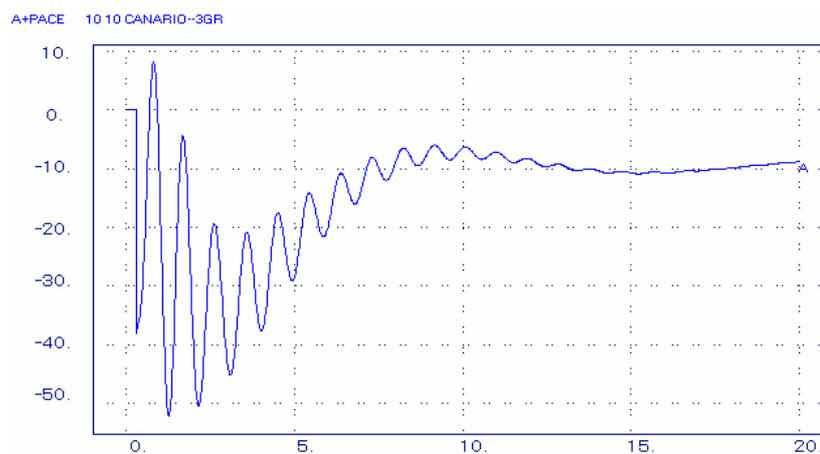


Figura 5.96 - Potência acelerante da UHE Canário.

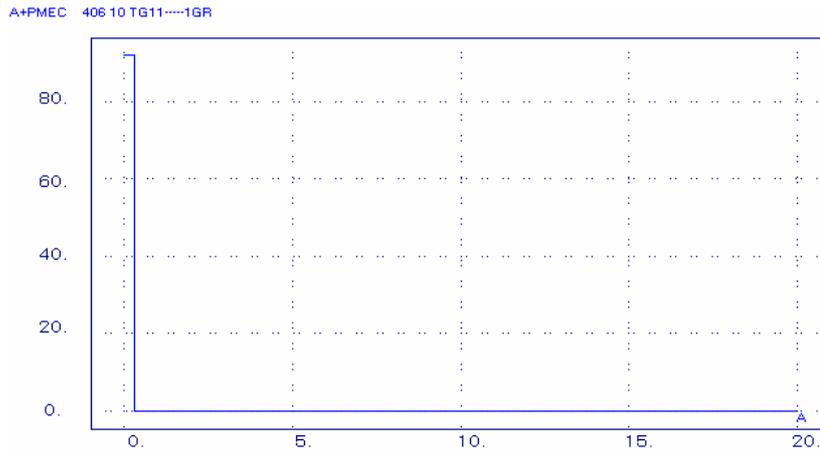


Figura 5.97 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

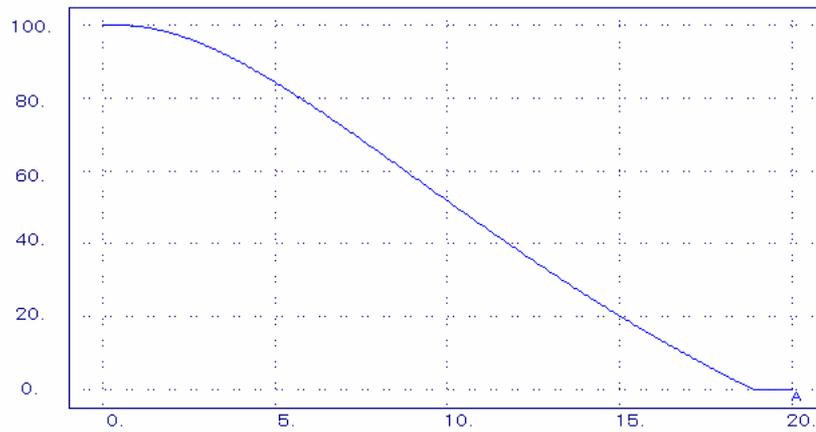


Figura 5.98 - Potência mecânica da turbina a vapor.

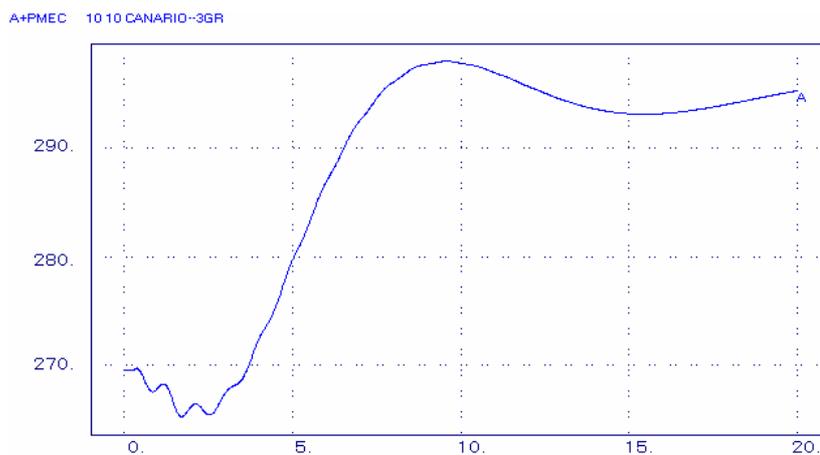


Figura 5.99 - Potência mecânica da UHE Canário.

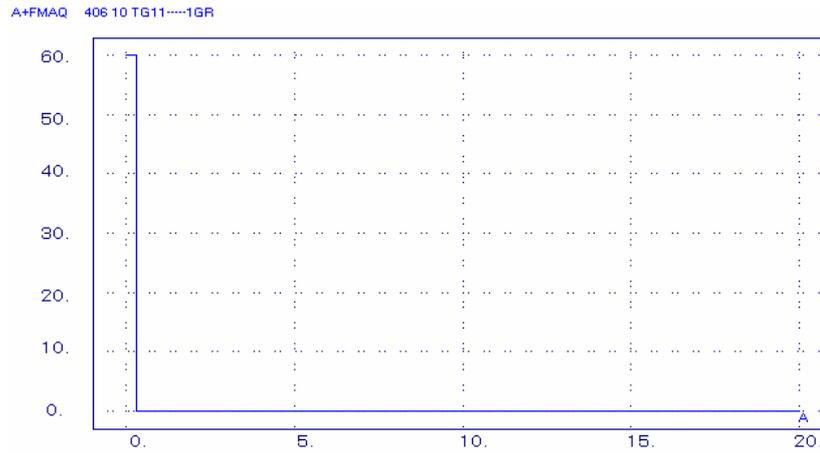


Figura 5.100 - Frequência das turbinas aeroderivativas.

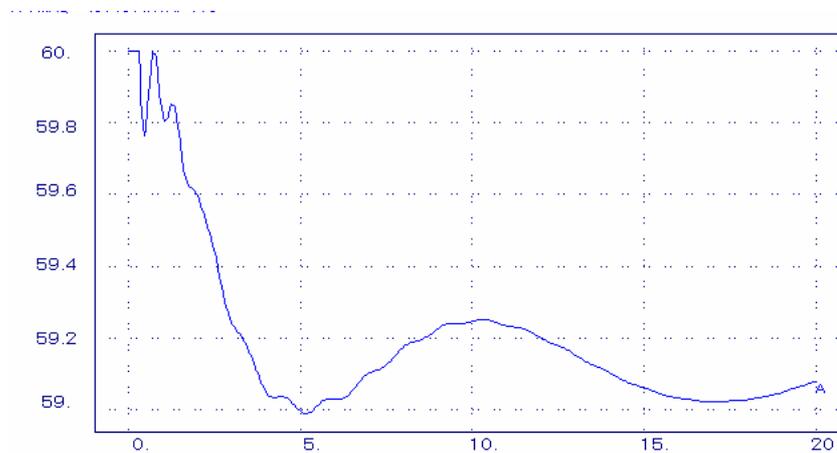


Figura 5.101 - Frequência da turbina a vapor.

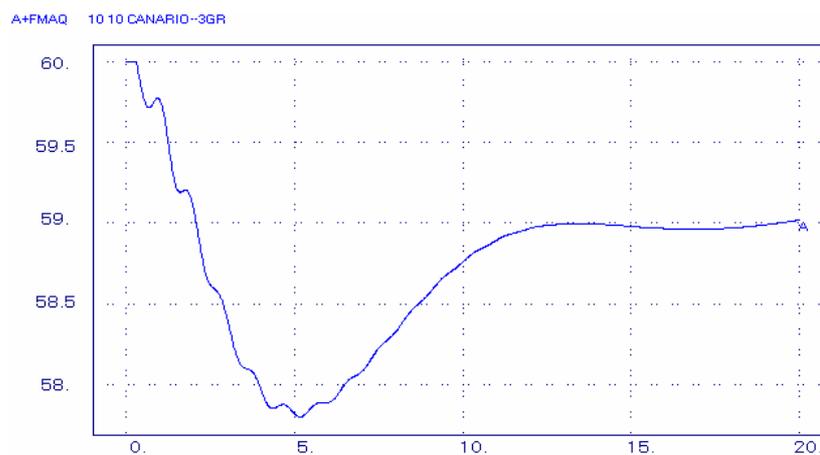


Figura 5.102 - Frequência da UHE Canário.

Nota-se no gráfico da potência mecânica das turbinas aeroderivativas que o valor cai a zero instantaneamente, pois as mesmas foram retiradas do sistema, o que não acontece com a

potência mecânica da turbina a vapor, que depende das constantes de tempo das caldeiras de recuperação.

Com relação às outras máquinas do sistema, percebe-se um grande aumento na potência mecânica na intenção de suprir a saída das unidades térmicas a gás e a vapor.

É importante observar que há uma queda geral na frequência do sistema, devido à saída das turbinas aeroderivativas, e posteriormente da turbina a vapor.

#### 5.2.4. Simulações com a Configuração Três *Spools*

A Figura 5.103 ilustra a turbina a gás com configuração três *spools*.

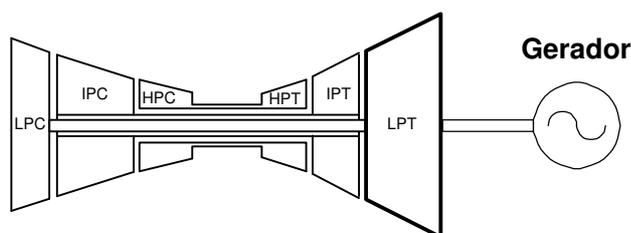


Figura 5.103 - Configuração Três *Spools* .

A Tabela 5.4 mostra os defeitos, assim como os números das figuras associadas às diversas simulações.

Tabela 5.4 – Simulações da configuração Três *Spools*.

Simulação	Defeitos	Figuras
01	Curto-Circuito Trifásico na Barra 190	5.104 a 5.114
02	Rejeição de Cargas	5.115 a 5.125
03	Saída Súbita das duas Aeroderivativas	5.126 a 5.136

##### 5.2.4.1. Simulação 01

Na simulação 01 foi considerado um curto-circuito na barra 190 em 200 ms, sendo eliminado em 300 ms com a abertura da linha 190 – 180, também em 300 ms.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante este defeito.

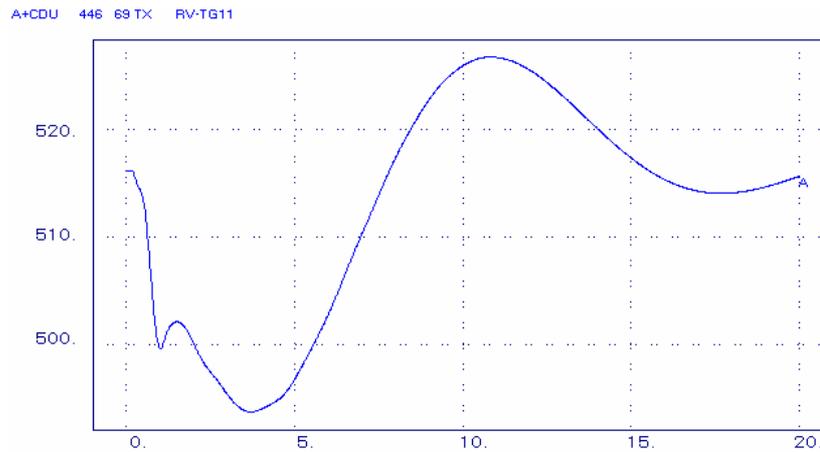


Figura 5.104 – Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

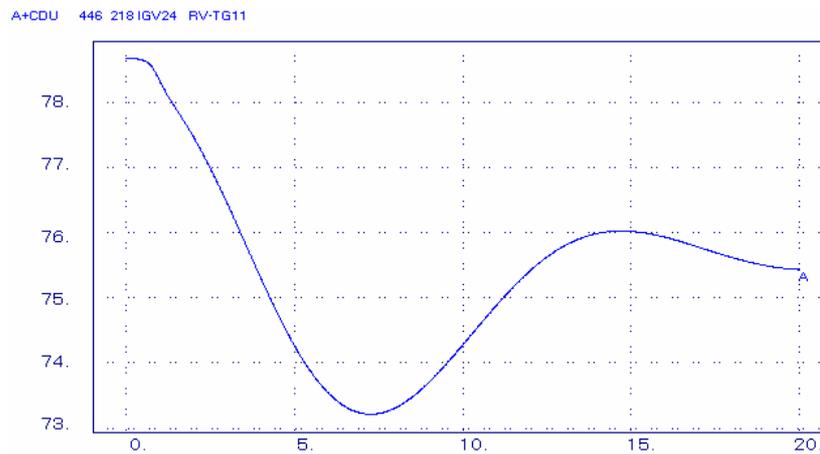


Figura 5.105 – Sinal do IGV.

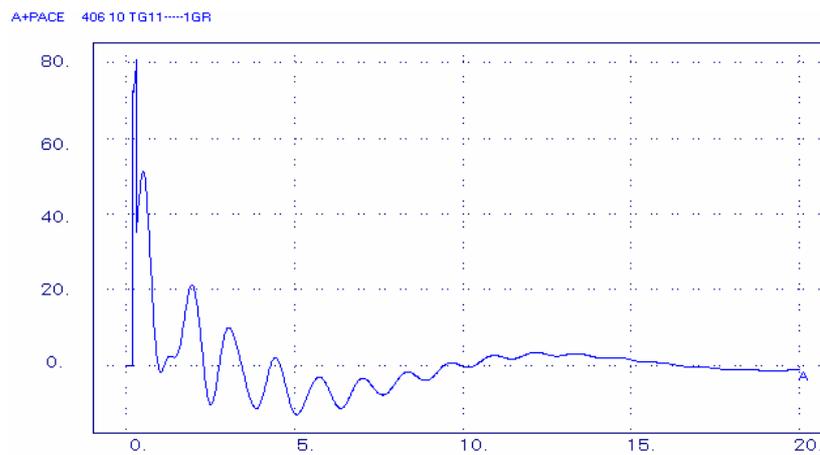


Figura 5.106 – Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

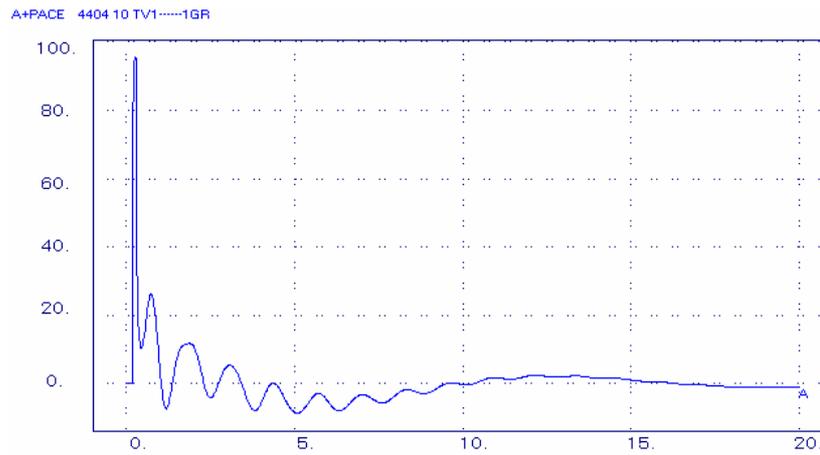


Figura 5.107 – Potência acelerante da turbina a vapor.

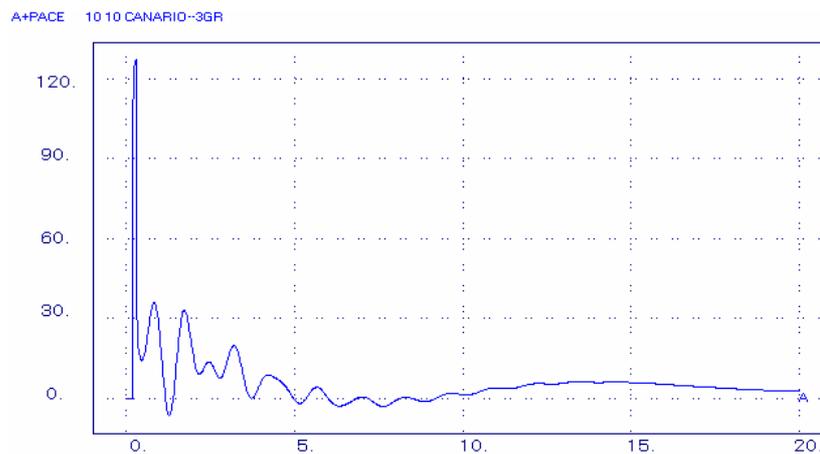


Figura 5.108 – Potência acelerante da UHE Canário.

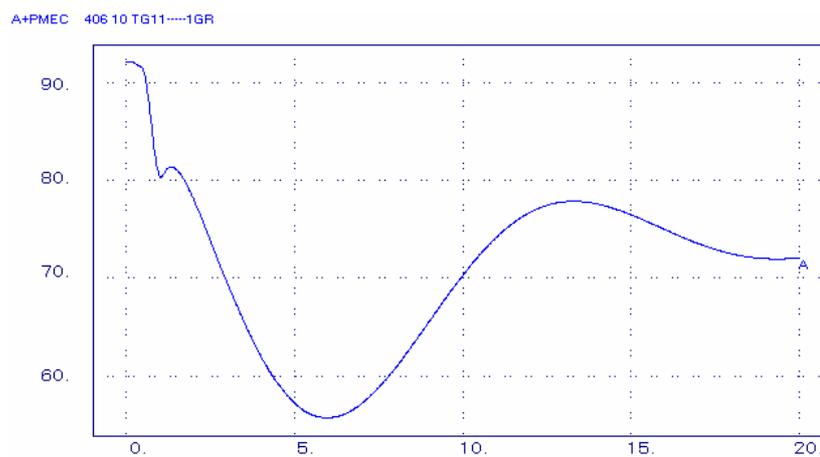


Figura 5.109 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

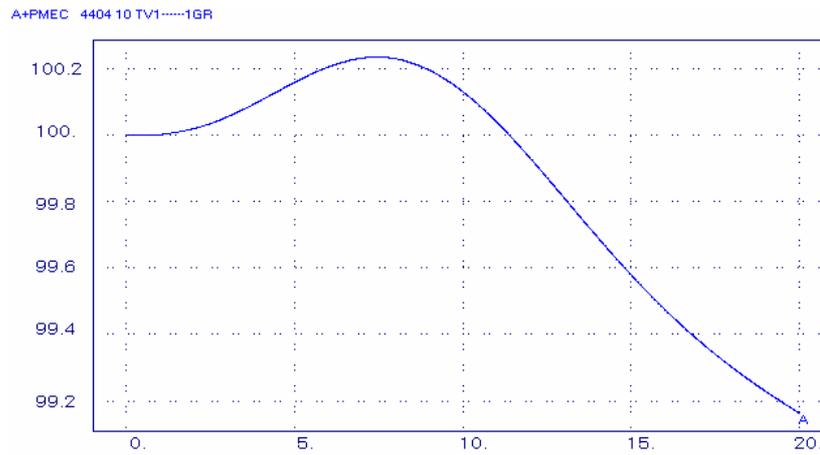


Figura 5.110 – Potência mecânica da turbina a vapor.

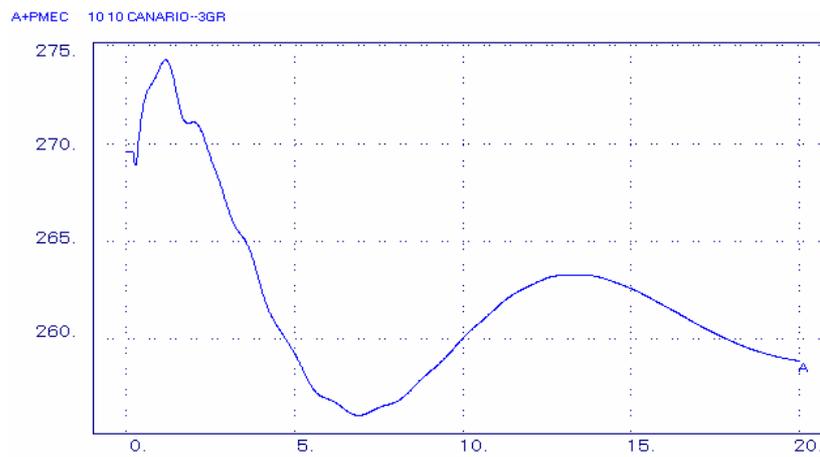


Figura 5.111 – Potência mecânica da UHE Canário.

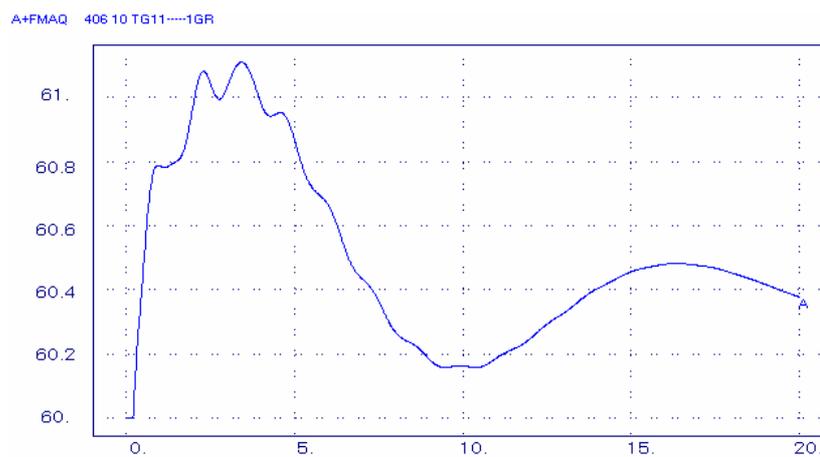


Figura 5.112 – Freqüência das turbinas aeroderivativas.

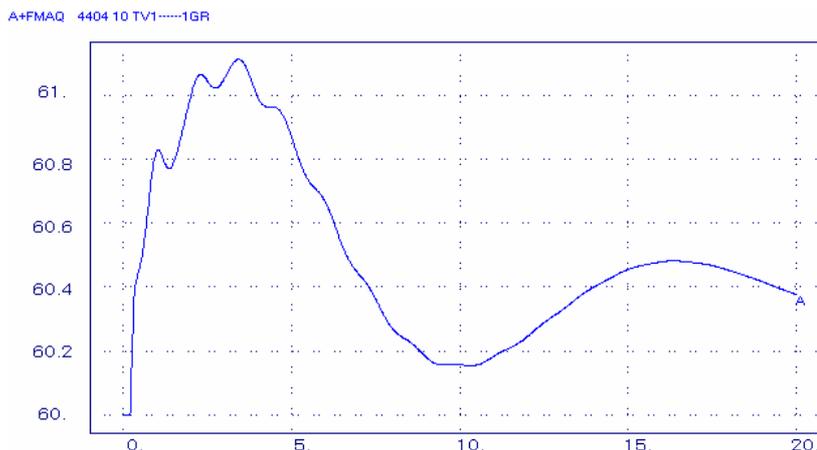


Figura 5.113 – Frequência da turbina a vapor.

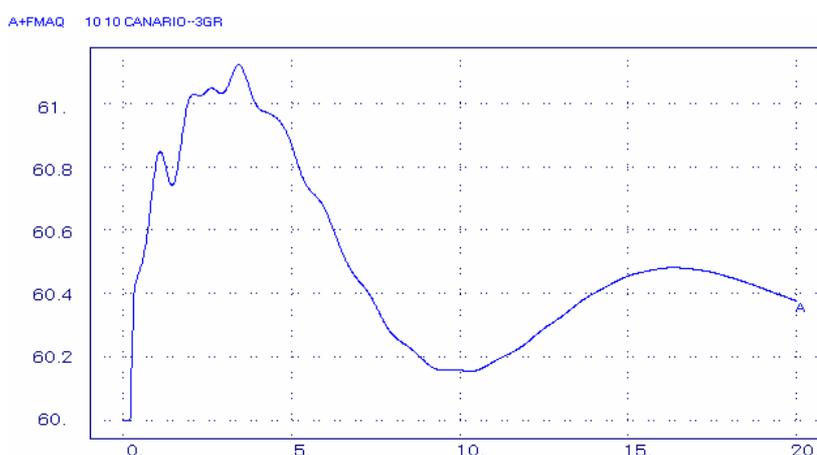


Figura 5.114 – Frequência da UHE Canário.

Observa-se que devido ao curto-circuito na barra 190 e posterior abertura da linha 190-180, a temperatura de exaustão da turbina cai num primeiro momento voltando a se estabilizar em torno do seu valor inicial com auxílio da ação do IGV, que fecha a entrada de ar, fazendo com que a mistura ar e combustível tenha maior concentração de combustível, para que a temperatura volte a subir.

Com relação à potência acelerante, nota-se que tanto as turbinas aeroderivativas, como a turbina a vapor, tendem a acelerar, mas retomam o valor inicial sob ação dos respectivos elementos de controle.

Já com relação às frequências, nota-se um aumento em todas as máquinas do sistema com a presença do curto-circuito, como era esperado.

### 5.2.4.2. Simulação 02

Na simulação 02 foram consideradas três rejeições de carga correspondendo a uma redução de 30% do valor da carga, nas barras de números 151, 161 e 171.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante esta perturbação.

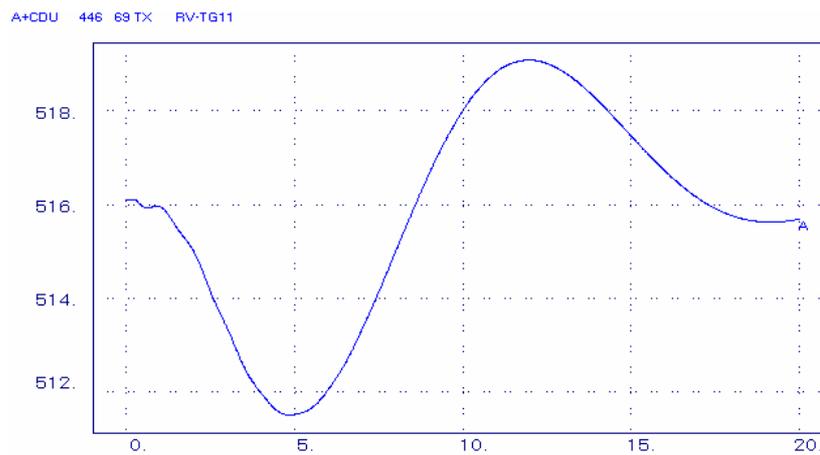


Figura 5.115 - Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

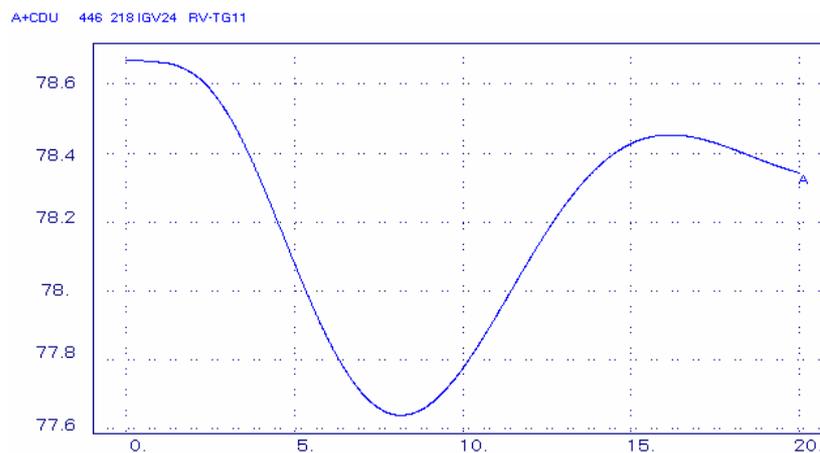


Figura 5.116 - Sinal do IGV.

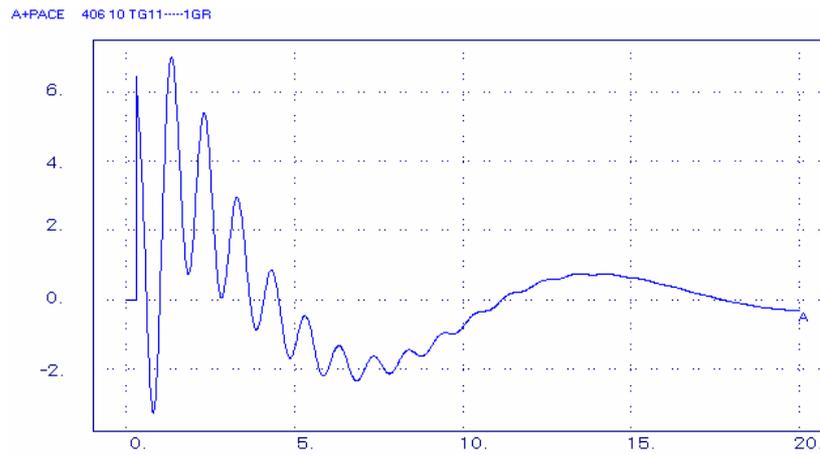


Figura 5.117 - Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

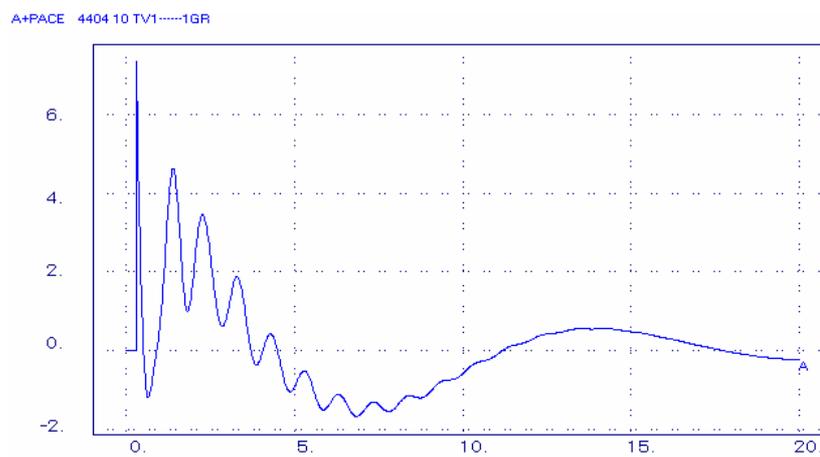


Figura 5.118 - Potência acelerante da turbina a vapor.

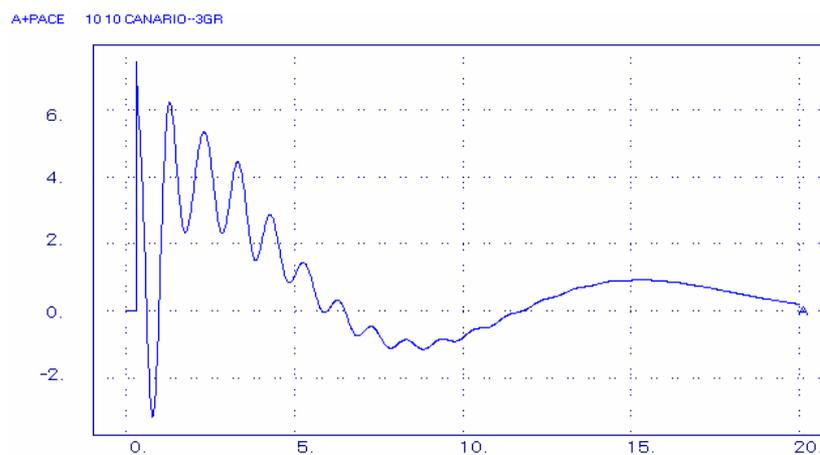


Figura 5.119 - Potência acelerante da UHE Canário.

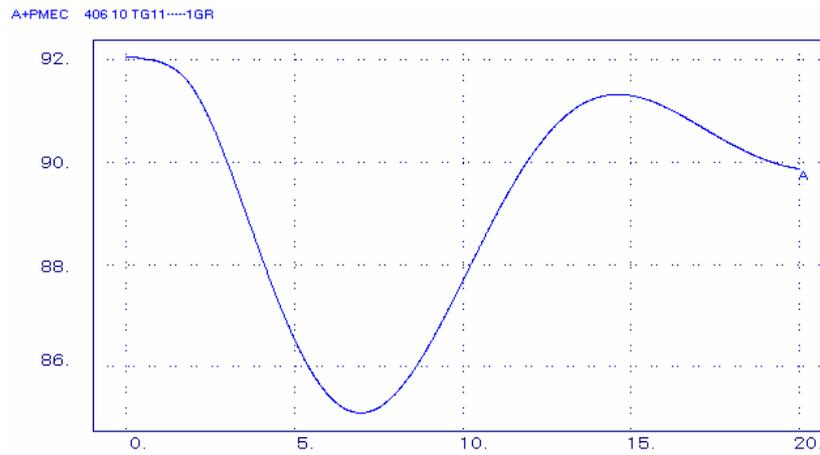


Figura 5.120 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

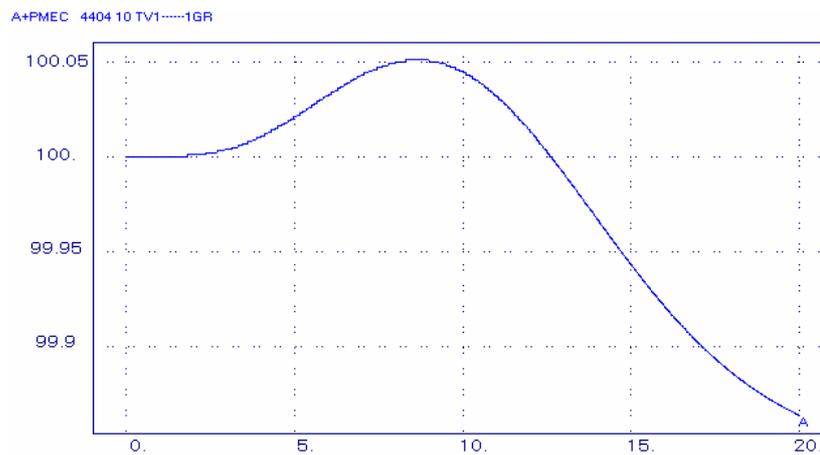


Figura 5.121 - Potência mecânica da turbina a vapor.

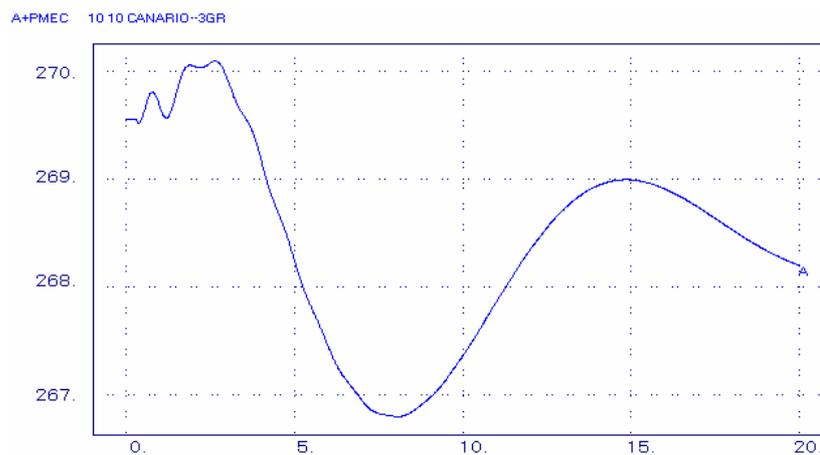


Figura 5.122 - Potência mecânica da UHE Canário.

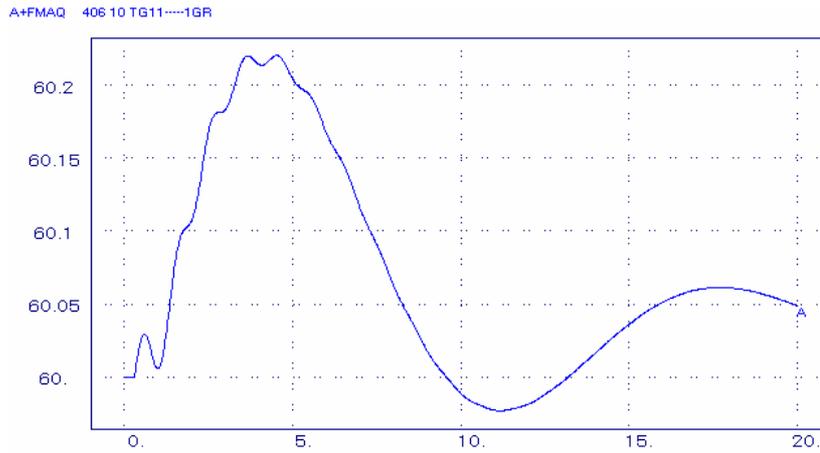


Figura 5.123 - Frequência das turbinas aeroderivativas.

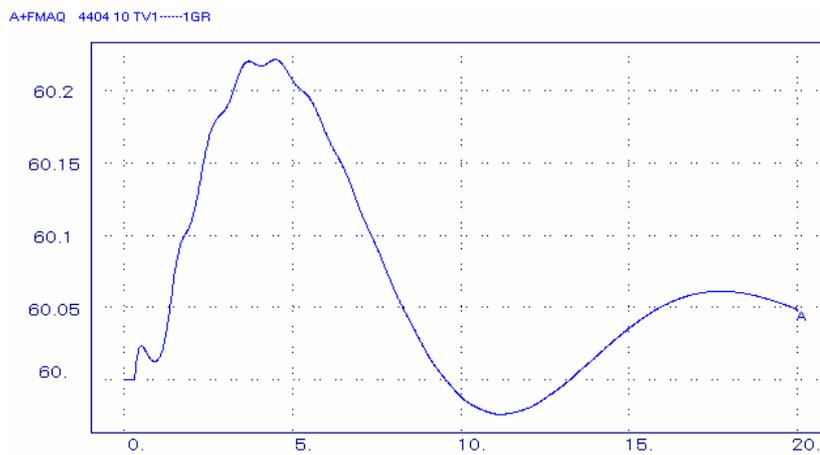


Figura 5.124 - Frequência da turbina a vapor.

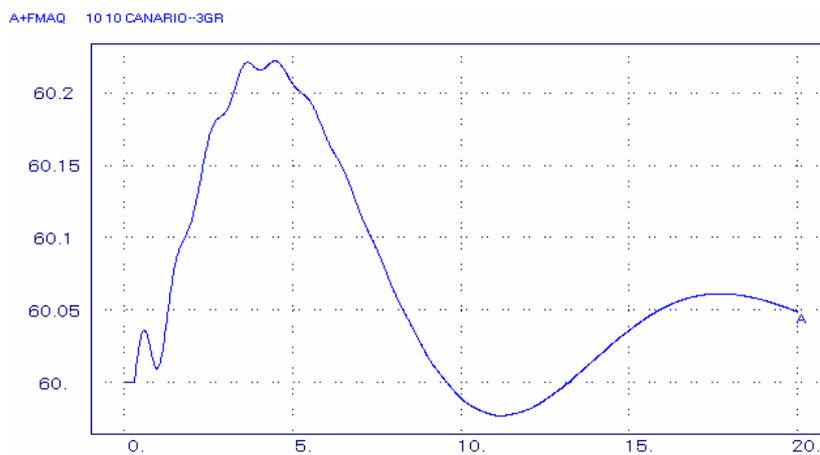


Figura 5.125 - Frequência da UHE Canário.

Nota-se que a temperatura de exaustão durante a rejeição das cargas atinge valores menores do que os encontrados nas configurações com turbina livre. Há atuação dos IGVs restabelecendo os valores originais.

No caso das turbinas térmicas a gás há preponderância da ação dos reguladores de velocidade, agindo corretamente no controle da potência mecânica.

As turbinas a vapor têm uma ação mais lenta devido às constantes de tempo das HRSGs.

### 5.2.4.3. Simulação 03

Na simulação 03 foi considerada a saída súbita de operação das duas turbinas a gás aeroderivativas da UTE de Sabiá, de forma simultânea.

As figuras apresentadas a seguir ilustram o comportamento do sistema perante esta perturbação.

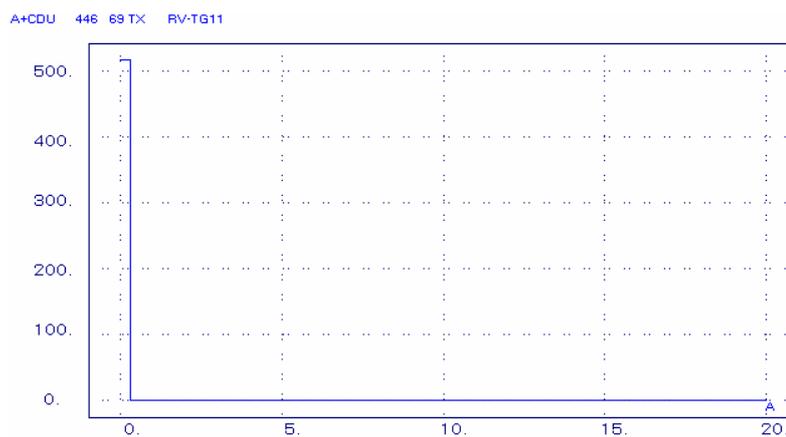


Figura 5.126 - Temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas.

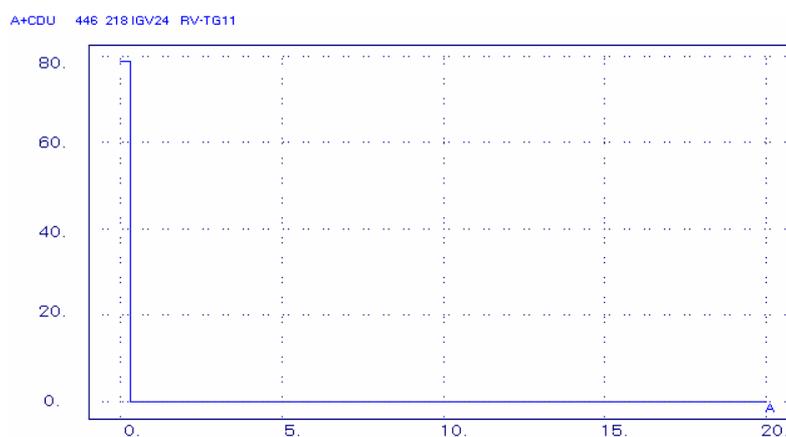


Figura 5.127 - Sinal do IGV.

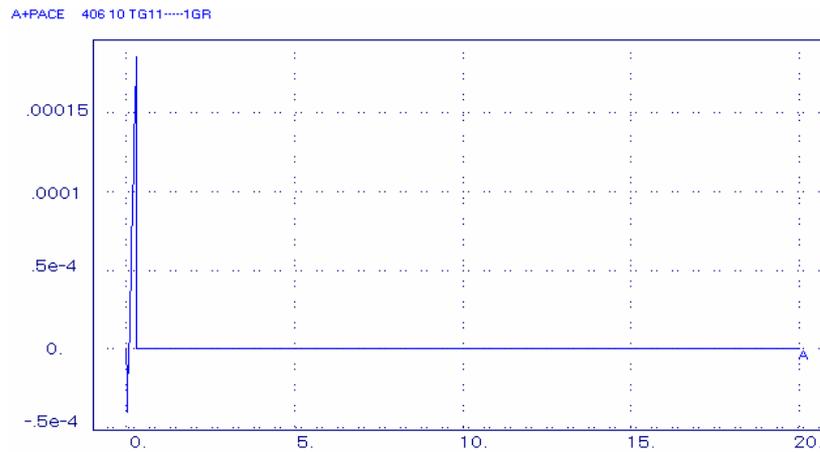


Figura 5.128 - Potência acelerante das turbinas aeroderivativas.

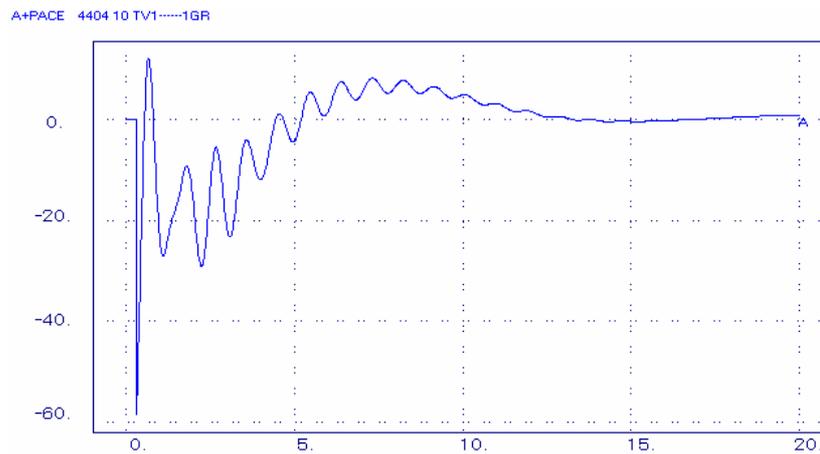


Figura 5.129 - Potência acelerante da turbina a vapor.

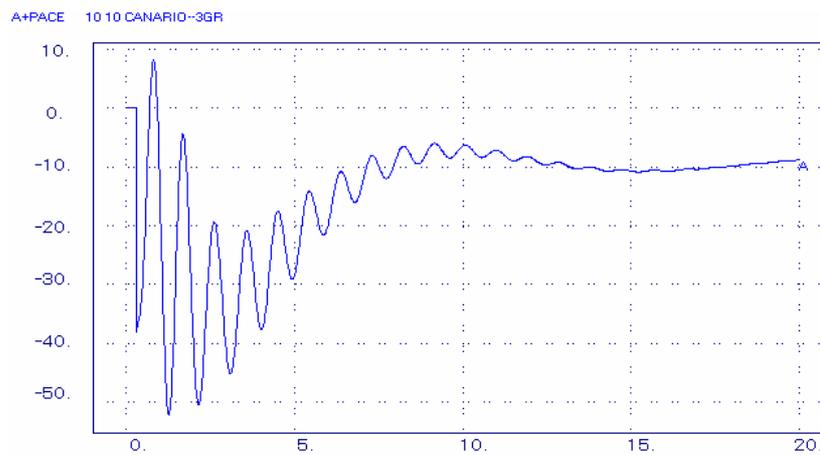


Figura 5.130 - Potência acelerante da UHE Canário.

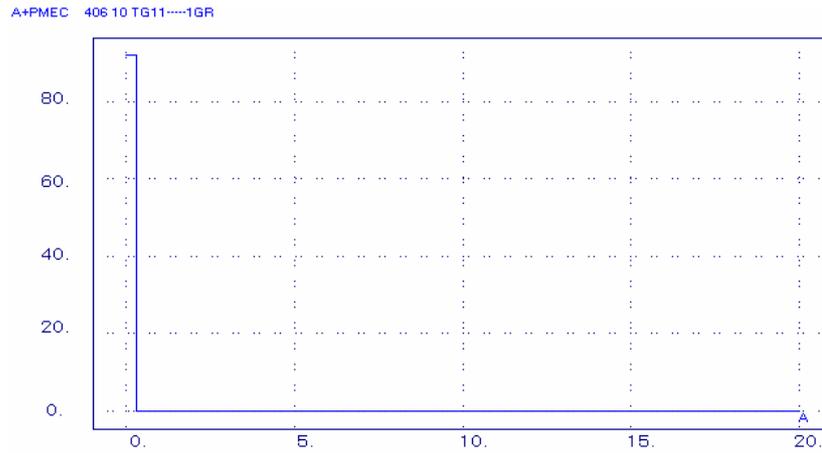


Figura 5.131 - Potência mecânica das turbinas aeroderivativas.

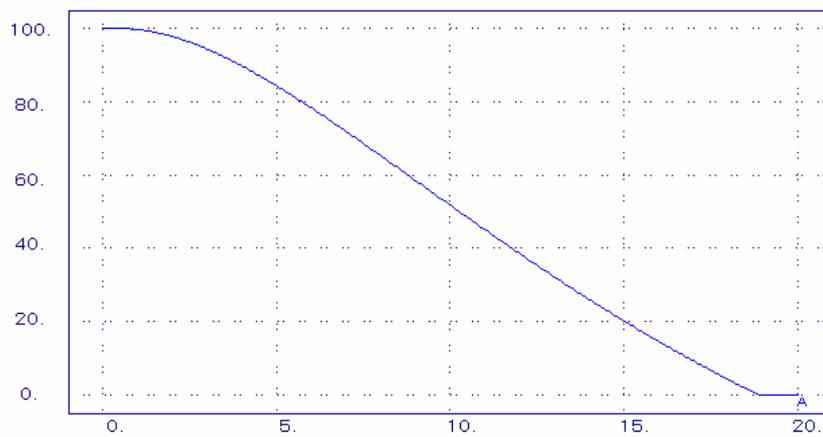


Figura 5.132 - Potência mecânica da turbina a vapor.

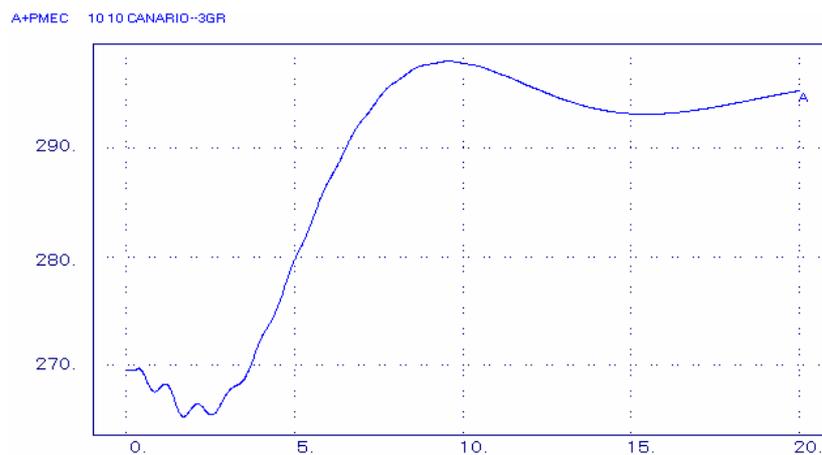


Figura 5.133 - Potência mecânica da UHE Canário.

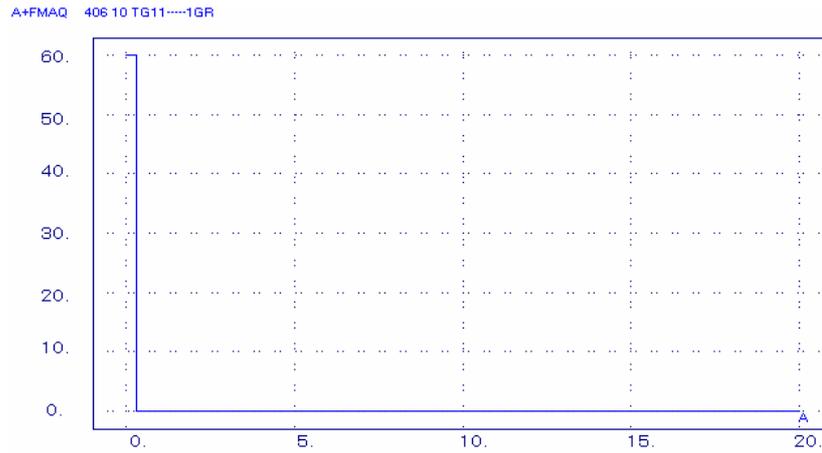


Figura 5.134 - Frequência das turbinas aeroderivativas.

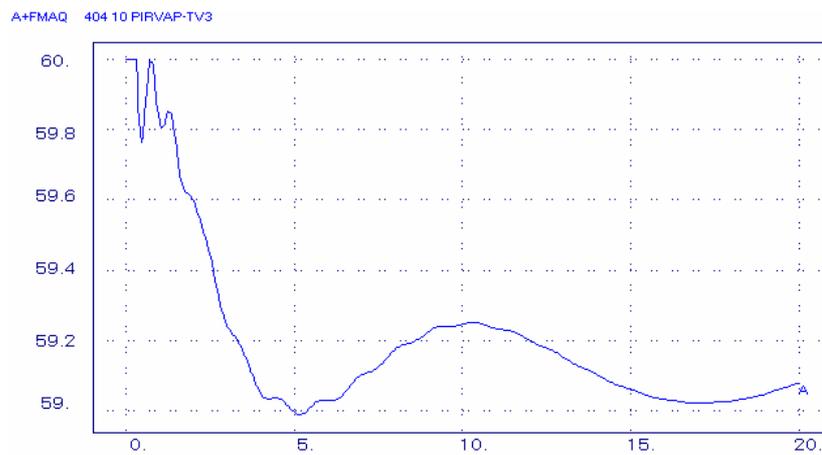


Figura 5.135 - Frequência da turbina a vapor.

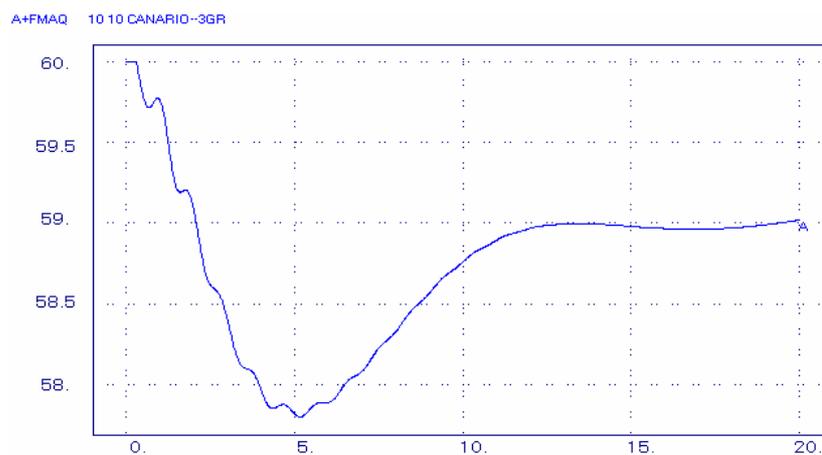


Figura 5.136 - Frequência da UHE Canário.

---

Na simulação 04 saem subitamente e ao mesmo tempo as duas turbinas aeroderivativas da UTE Sabiá.

Nota-se no gráfico da potência mecânica das turbinas aeroderivativas que o valor cai a zero instantaneamente, pois as mesmas foram retiradas do sistema, o que não acontece com a potência mecânica da turbina a vapor, que depende das constantes de tempo das caldeiras de recuperação.

Com relação às outras máquinas do sistema, percebe-se um grande aumento na potência mecânica na intenção de suprir a saída das unidades térmicas a gás e a vapor.

É importante observar que há uma queda geral na frequência do sistema, devido à saída das turbinas aeroderivativas, e posteriormente da unidade a vapor.

---

## CAPÍTULO 6

# CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES

---

Esta dissertação apresenta o modelo matemático completo para uma central, assim como simulações considerando as diversas configurações de turbinas aeroderivativas operando em ciclo combinado gás-vapor, sendo admitidas diversas perturbações.

O modelo desenvolvido para a operação em ciclo combinado com turbinas aeroderivativas é baseado nos modelos propostos por IEEE (1973), Rowen (1983), IEEE (1991), Rowen (1992), Hannett (1994), IEEE (1994), Bagnasco (1998) e Zhang (2000).

Neste trabalho nota-se a importância do desenvolvimento de modelos matemáticos representativos do ciclo combinado gás-vapor com turbinas aeroderivativas e a representação do mesmo de forma integrada para a simulação da estabilidade eletromecânica do sistema, bem como para se elevar à eficiência das turbinas.

Para cada configuração de turbina aeroderivativa é necessário o estudo independente das funções, visto que as mesmas apresentam comportamentos diferentes.

Para a configuração com três *spools*, assim como para a configuração com dois *spools*, o comportamento é similar. A semelhança entre os comportamentos das configurações com um, dois e três *spools* tem origem na inexistência da turbina livre, ou de potência, e ao acoplamento através de um mesmo eixo.

Podem ser considerados fatores de grande influência nas oscilações, as funções algébricas que correlacionam potência de eixo e temperatura com as variáveis de fluxo de combustível e rotação que são distintas para cada configuração.

Nas simulações efetuadas com o programa ANATEM, nota-se a importância da utilização do IGV, para manter constante a temperatura de exaustão das turbinas aeroderivativas, a qual influencia na eficiência do ciclo combinado.

Nota-se nas simulações que as constantes de tempo das caldeiras de recuperação por serem elevadas, fazem com que as respostas das turbinas a vapor sejam mais lentas quando comparadas com as aeroderivativas.

## 6.1. Trabalhos Futuros

Como trabalhos futuros propõe-se a análise do comportamento dinâmico do ciclo combinado gás-vapor para as configurações em eixo único, utilizando-se tanto as turbinas a gás aeroderivativas, bem como as turbinas industriais (*heavy-duty*), onde as turbinas a gás e as turbinas a vapor encontram-se no mesmo eixo.

O desenvolvimento de modelos matemáticos e análise do comportamento dinâmico da operação em ciclo combinado gás-vapor, incorporando possíveis extrações de vapor e queima suplementar na caldeira de recuperação;

Propõe-se ainda a avaliação dos esforços torcionais nos eixos das turbinas a gás e a vapor, nas diversas configurações de ciclo combinado, diante de possíveis perturbações no sistema elétrico.

---

## BIBLIOGRAFIA

---

**Badeer, G. H., 2000.** “GE Aeroderivative Gas Turbines - Design and Operating Features”, GE Power Systems, Evendale, OH, GER-3695E.

**Boyce, M. P., 1982.** "Gás Turbine Engineering Handbook." Gulf Publishing Company.

**Boyce, M. P., 2002.** "Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants." Asme Press, New York.

**Camporeale, S. M., B. Fortunato, A. Dumas, 1997.** “Non-Linear Simulation Model and Multivariable Control of a Regenerative Single Shaft Gas Turbine”. Proceedings of the International Conference on Control Applications Hartford, CT, (October), 721-723.

**Carneiro, W. A., P.P.C. Mendes & outros, 2005.** “Simulações e Análise da Estabilidade Transitória em Turbinas a Gás Aeroderivativas Operando em Ciclo Combinado”. XVIII SNPTEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica.

**De Mello, F. P., 1994.** “Dynamic Models for Combined Cycle Plants in Power System Studies.” IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 09, No. 3 (August), 1698-1708.

**Hannett, L. N., and A. Khan, 1992.** “Combustion Turbine Dynamic Model Validation from Tests.” IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 8, No.1 (February), 152-158.

**Hannett, L. N., G. Lee and B. Fardanesh, 1994.** “A Governor/Turbine Model for a Twin-Shaft Combustion Turbine.” IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 10, No.1 (February), 133-140.

**Hannett, L. N., and J. W. Feltes, 2001.** “Testing and Model Validation for Combined-Cycle Power Plants.” IEEE Transactions on Power Systems, (September), 664-670.

**Hung, W. W., 1991.** “Dynamic Simulation of Gas Turbine Generating Unit”. IEE Proceedings -C, Vol. 138 N° 4 (July), 342-350.

**IEEE Committee Report, 1973.** “Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies.” IEEE Transactions on Power Systems, Vol. PAS-92 (November./December.), 1904-1915.

**IEEE Working Group, 1991.** “Dynamic Models for Fossil Fueled Steam Units in Power System Studies.” IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 6, No. 2 (May), 753-761.

**Kim, J. H., T. W. Song, T. S. Kim, S. T. Ro, 2000.** “Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy Duty Gas Turbines”. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, (May), 01-08.

**Lora, E. E. S & Nascimento, M. A. R, 2004.**”Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação.” Editora Interciência, Vol 1 e 2.

**Kakimoto, N., and K. Baba, 2003.** “Performance of Gas Turbine-Based Plants During Frequency Drops.” IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 18, No.3 (August), 1110-1115.

**Massuco, S., A. Bagnasco, B. Delfino, G. B. Denegri, 1998.** "Management and Dynamic Performances of Combined Cycle Power Plants During Parallel and Islanding Operation." IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 13, n°2 (June), 194 - 201.

**Polonyi, M.J.G., 1991.** “Power & Process Control Systems. McGraw-Hill. New York”.

**Rowen, W.I., and R. L. Van Houssen, 1983.** “Gas Turbine Airflow Control for Optimum Heat Recovery” Asme, (January), Vol 105, 71-79.

**Rowen, W.I., 1983.** “Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines.” Journal of Engineering for Power, Vol. 105 (October), 865-869.

---

**Rowen, W.I., 1992.** “Simplified Mathematical Representations of Single Shaft Gas Turbines in Mechanical Drive Service.” *Turbomachinery International*, (July/August), 26-32.

**Rowen, W.I., 1997.** “IGTI Tutorial on Gas Turbine Simulation.” *Asme Turbo Expo 98*, (November), 01-09.

**Schobeiri, M. T., 1987.** “Digital Computer Simulation of the Dynamic Operating Behaviour of Gas Turbines”. *Brown Boveri Review*, (March), 161-174.

**Schobeiri, M. T., 1994.** “GETRAN: A Generic, Modularly Structured Computer Code for Simulation of Dynamic Behavior of Aero- and Power Generation Gas Turbine Engines”. *Transactions of the ASME*, Vol. 116 (July), 483-494.

**Undril, J., and A. Garmendia, 2001.** “Modeling of Combined Cycle Plants in Grid Simulations Studies”. *IEEE*, 657-663.

**Zhang, Q., 2000.** "Dynamic Modeling of a Combined Cycle Plants for Power System Stability Studies." *IEEE*, 1538 - 1543.

## ANEXO

### A. DADOS DO SISTEMA BRAZILIAN BIRDS

Para as simulações realizadas utilizou-se o sistema teste *Brazilian Birds* (SBB) com todos os dados e parâmetros característicos do mesmo apresentados a seguir. O diagrama unifilar do SBB está apresentado na Figura A.1.

O sistema *Brazilian Birds* é composto de duas áreas, denominadas áreas A e B, interligadas através de linhas de transmissão em 440 kV.

A área A é composta das barras de Canário, Cardeal, Sanhaço, Curió, Tiziu, Sabiá, Azulão, Pardal, Bicudo e Chopim. A área B é composta das barras de Tucano, Gavião, Garça, Urubu, Arara, Pelicano e Coruja.

Da Tabela A.1 a Tabela A.9 seguem os parâmetros do SBB para a montagem dos arquivos de dados de barra e de ligações para programas de análises de redes em regime permanente. Já a Tabela A.10 e a Tabela A.11 referem-se a dados das máquinas síncronas utilizados em programas de análise de redes em regime transitório.

Tabela A.1 – Parâmetros de seqüências positiva e zero das linhas de transmissão.

Tensão (kV)	Base 100 MVA							
	Seqüência positiva			Seqüência zero			Mútua de seqüência zero	
	R (%/km)	X (%/km)	Q (MVAR/km)	R (%/km)	X (%/km)	Q (MVAR/km)	R (%/km)	X (%/km)
440	0,0013	0,0159	0,7737	0,0165	0,0439	-	-	-
230	0,0256	0,0967	0,1707	0,0883	0,3114	0,1196	0,0168	0,0265
138	0,1270	0,2640	0,0621	0,2710	0,9530	0,0366	0,1654	0,6080
69	0,5060	0,8700	0,0189	1,1460	4,1330	0,0086	-	-

Tabela A.2 – Parâmetros das linhas de transmissão.

Barramento		Tensão	Comprimento	Reator (MVAR) não chaveável	
Lado 1	Lado 2	(kV)	(km)	Lado 1	Lado 2
CANÁRIO	CARDEAL	230	108	-	-
CANÁRIO	TIZIU	230	230	-	-

Barramento		Tensão	Comprimento	Reator (MVar) não chaveável	
CARDEAL	TIZIU	230	225	-	-
CARDEAL	CURIÓ	230	180	-	-
SABIÁ	CURIÓ	230	50	-	-
SABIÁ	TIZIU	230	94	-	-
CURIÓ	SANHAÇO	69	6	-	-
TIZIU	PARDAL	138	40	-	-
SABIÁ	AZULÃO	138	19	-	-
PARDAL	AZULÃO	138	26	-	-
SABIÁ	BICUDO	440	60	-	-
BICUDO	CHOPIM	440	150	40	40
CURIÓ	ARARA	440	450	80	80
CHOPIM	PELICANO	440	240	-	-
PELICANO	CORUJA	230	41	-	-
PELICANO	URUBU	230	65	-	-
URUBU	GARÇA	230	44	-	-
GAVIÃO	GARÇA	230	90	-	-
TUCANO	GAVIÃO	230	85	-	-
TUCANO	ARARA	230	96	-	-
ARARA	PELICANO	230	101	-	-

Tabela A.3 – Parâmetros dos transformadores de dois enrolamentos.

Barramento	Tensão (kV)		X (%) base do transformador	S (MVA) por unidade	Número de Unidades	Tap		
	Enrol. 1	Enrol. 2				Tipo	Local	Passo
CANÁRIO	18	230	11,70	110	5	fixo	alta	4x +/-2,5%
SABIÁ	13.8	230	13,10	85	4	fixo	alta	4x +/-2,5%
SABIÁ	230	138	13,76	150	1	LTC	alta	5x +/-2,0%
CARDEAL	230	88	9,46	80	2	LTC	alta	5x +/-2,0%
CURIÓ	230	138	14,00	140	1	LTC	alta	5x +/-2,0%
CURIÓ	230	69	12,57	30	2	LTC	alta	5x +/-2,0%
CURIÓ	230	69	12,85	30	1	LTC	alta	5x +/-2,0%
PARDAL	138	69	9,40	120	2	LTC	alta	5x +/-2,0%
AZULÃO	138	69	8,80	100	1	LTC	alta	5x +/-2,0%
TIZIU	230	138	13,92	150	2	LTC	alta	5x +/-2,0%
CHOPIM	440	138	13,27	100	1	LTC	alta	5x +/-2,0%
TUCANO	13.8	230	12,00	110	5	fixo	alta	4x +/-2,5%
GAVIÃO	13.8	230	12,40	180	4	fixo	alta	4x +/-2,5%
ARARA	230	138	11,10	120	1	LTC	alta	5x +/-2,0%
URUBU	230	138	12,92	100	1	LTC	alta	5x +/-2,0%

Tabela A.4 – Parâmetros dos transformadores de três enrolamentos.

Barramento	Tensão (kV)			X (%) na base do transformador		
	Primário	Secundário	Terciário	P-S	S-T	T-P
CURIÓ	230	440	13,8	14,00	10,50	26,00
ARARA	230	440	13,8	14,00	10,50	26,00
SABIÁ	230	440	13,8	14,00	10,50	26,00
PELICANO	230	440	13,8	14,00	10,50	26,00
BICUDO	440	69	13,8	12,00	3,55	15,50

Tabela A.5 – Parâmetros dos transformadores de três enrolamentos.

Barramento	S (MVA) por unidade	Número de Unidades	LTC		Tap fixo	
			Local	Passo	Local	Passo
CURIÓ	150	2	S	4x +/-1,25%	P	218,5 / 241,5
ARARA	150	2	S	4x +/-1,25%	P	218,5 / 241,5
SABIÁ	150	2	S	4x +/-1,25%	P	218,5 / 241,5
PELICANO	150	2	S	4x +/-1,25%	P	218,5 / 241,5
BICUDO	80	2	P	4x +/-1,25%	não possui	

Tabela A.6 – Dados das cargas.

Barramento	Tensão Nominal (kV)	Limite de reativos (MVA <sub>r</sub> )		Tipo (%)		
		Ativa (MW)	Reativa (MVA <sub>r</sub> )	P cte	Z cte	I cte
SABIÁ	138	40,0	10,0	100	0	0
CARDEAL	88	120,0	40,0	100	0	0
CURIÓ	138	110,0	40,0	100	0	0
SANHAÇO	69	70,0	20,0	100	0	0
TIZIU	138	160,0	60,0	100	0	0
PARDAL	69	40,0	10,0	100	0	0
AZULÃO	69	40,0	10,0	100	0	0
BICUDO	69	130,0	40,0	100	0	0
CHOPIM	138	90,0	20,0	100	0	0
ARARA	138	110,0	30,0	100	0	0
CORUJA	230	90,0	20,0	100	0	0
URUBU	138	80,0	20,0	100	0	0
GARÇA	230	120,0	50,0	100	0	0
<b>Totais</b>		1200	370			

Tabela A.7 – Dados da compensação *shunt*.

Barramento	Tipo	Tensão Nominal (kV)	Potência (MVar)	Número de Unidades	Chaveável ?
PARDAL	Capacitor	138	20	2	Sim
BICUDO	Capacitor	13,8	5	2	Sim
BICUDO	Reator	440	40	1	Sim
GARÇA	Capacitor	230	10	5	Sim

Tabela A.8 – Dados da compensação série

Local	Tipo	Tensão Nominal (kV)	Valor
CURIÓ	Capacitor	440	14,0% da LT CURIÓ-ARARA
ARARA	Capacitor	440	14,0% da LT CURIÓ-ARARA

Tabela A.9 – Dados das máquinas síncronas (regime permanente).

Barramento	Tensão Nominal (kV)	Potência/máq. Nominal (MVA)	Limite/máq. de reativos (MVar)		Nº de Unidades	Tipo
			Máximo	Mínimo		
CANÁRIO	18,0	100	35	-35	5	Hidráulica
SABIÁ	13,8	75	25	-25	4	Térmica
TUCANO	13,8	115	35	0	5	Hidráulica
GAVIÃO	13,8	158	45	-45	4	Hidráulica

Tabela A.10 – Dados das máquinas síncronas (regime transitório).

Barramento	Base de Potência da Máquina							
	Xd (%)	Xq (%)	X'd (%)	X'q (%)	X''d (%)	Xl (%)	Ra (%)	D (pu)
CANÁRIO	101,40	77,00	31,40	-	28,00	16,30	0,50	2,00
SABIÁ	105,00	98,00	18,50	36,00	13,00	7,00	0,31	2,00
TUCANO	106,00	61,00	31,50	-	25,00	14,70	0,24	2,00
GAVIÃO	92,00	51,00	30,00	-	22,00	13,00	0,20	2,00

Tabela A.11 – Dados das máquinas síncronas (regime transitório).

Barramento	T'd0 (s)	T'q0 (s)	T''d0 (s)	T''q0 (s)	H (MJ/MVA)
CANÁRIO	6,55	-	0,04	0,07	3,12
SABIÁ	6,10	0,30	0,04	0,10	6,19
TUCANO	8,68	-	0,04	0,08	3,82
GAVIÃO	5,20	-	0,03	0,03	3,18

A Tabela A.12 e a Tabela A.13 referem-se aos dados de reguladores de tensão e velocidade utilizados em programas de análise de transitórios eletromecânicos.

Tabela A.12 – Dados dos reguladores de tensão.

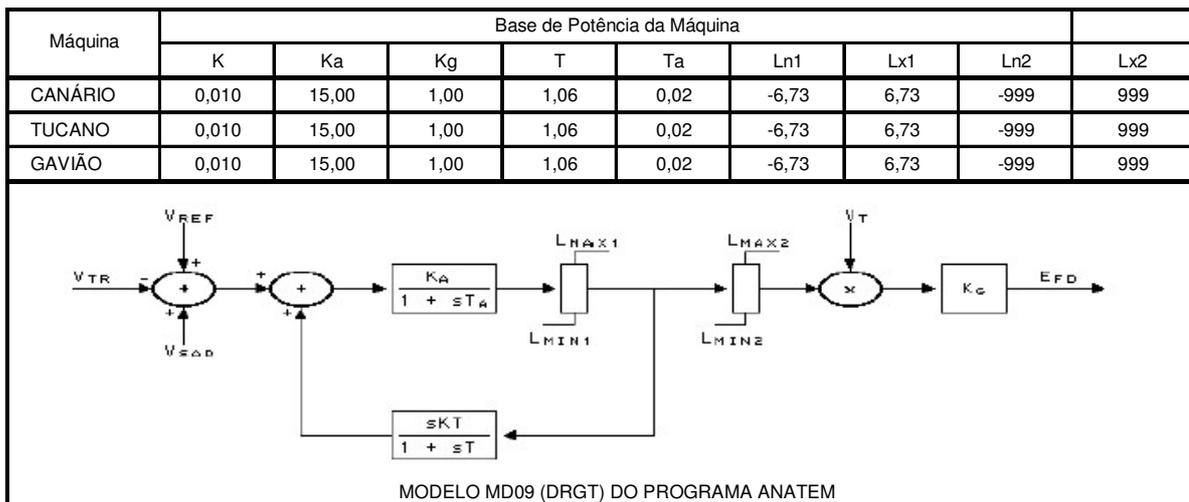
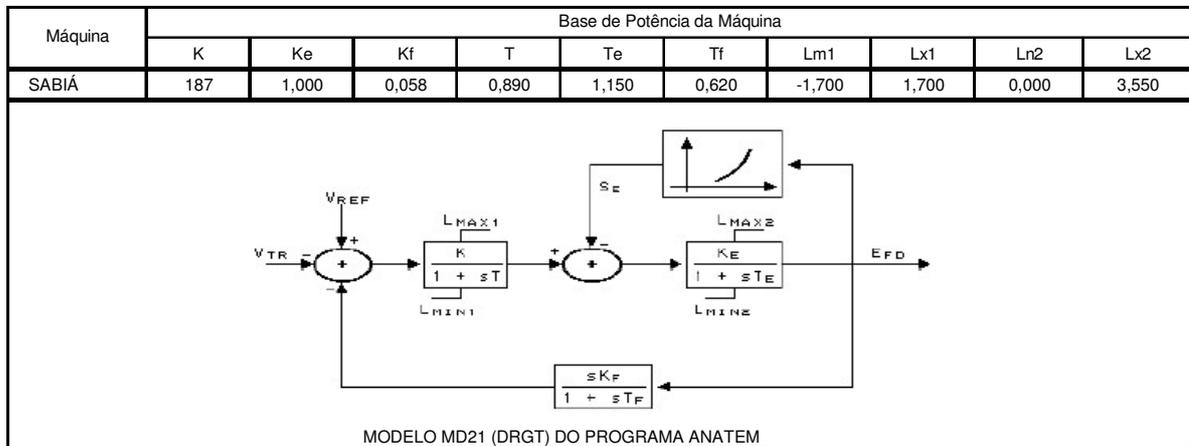
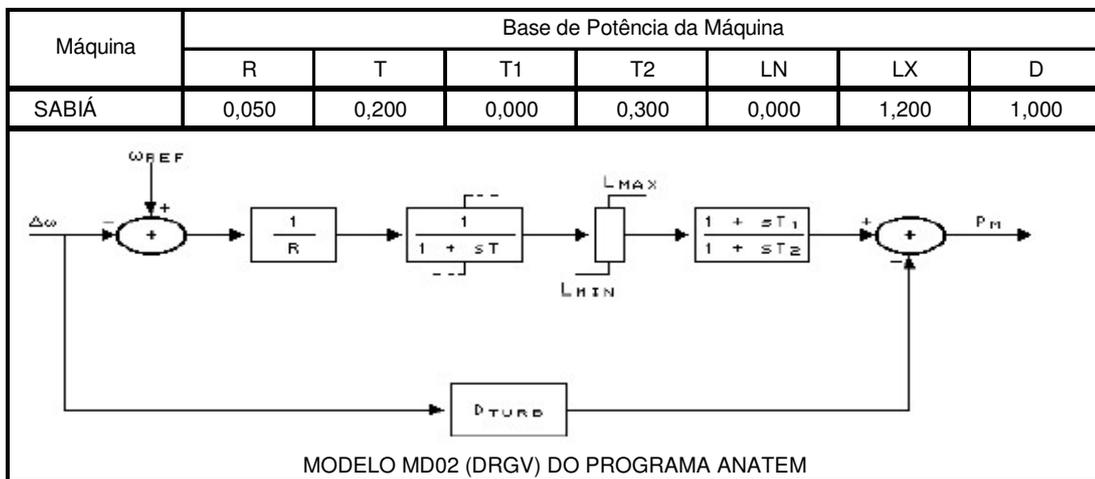
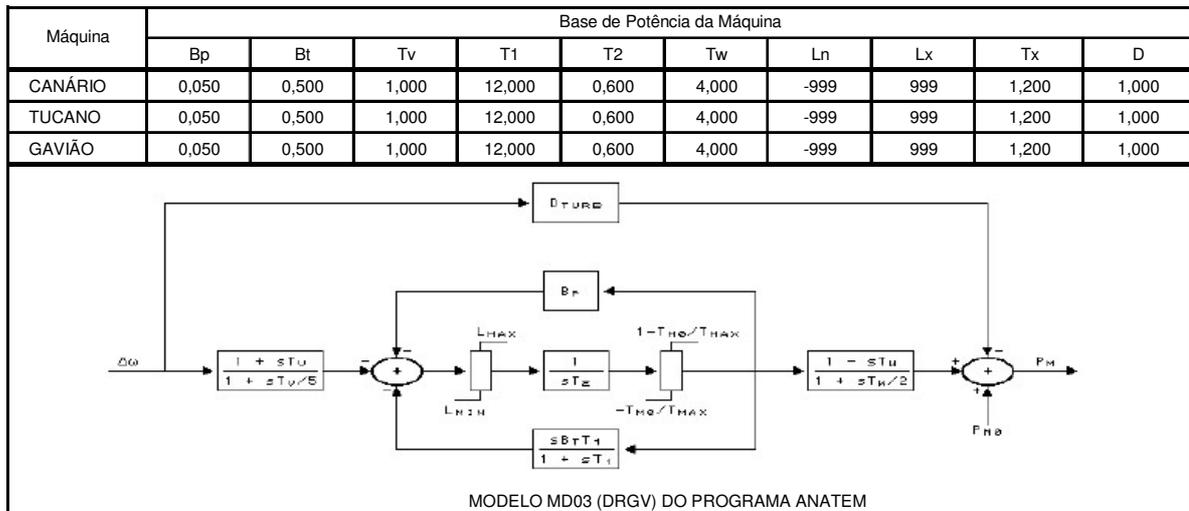


Tabela A.13 – Dados dos reguladores de velocidade.



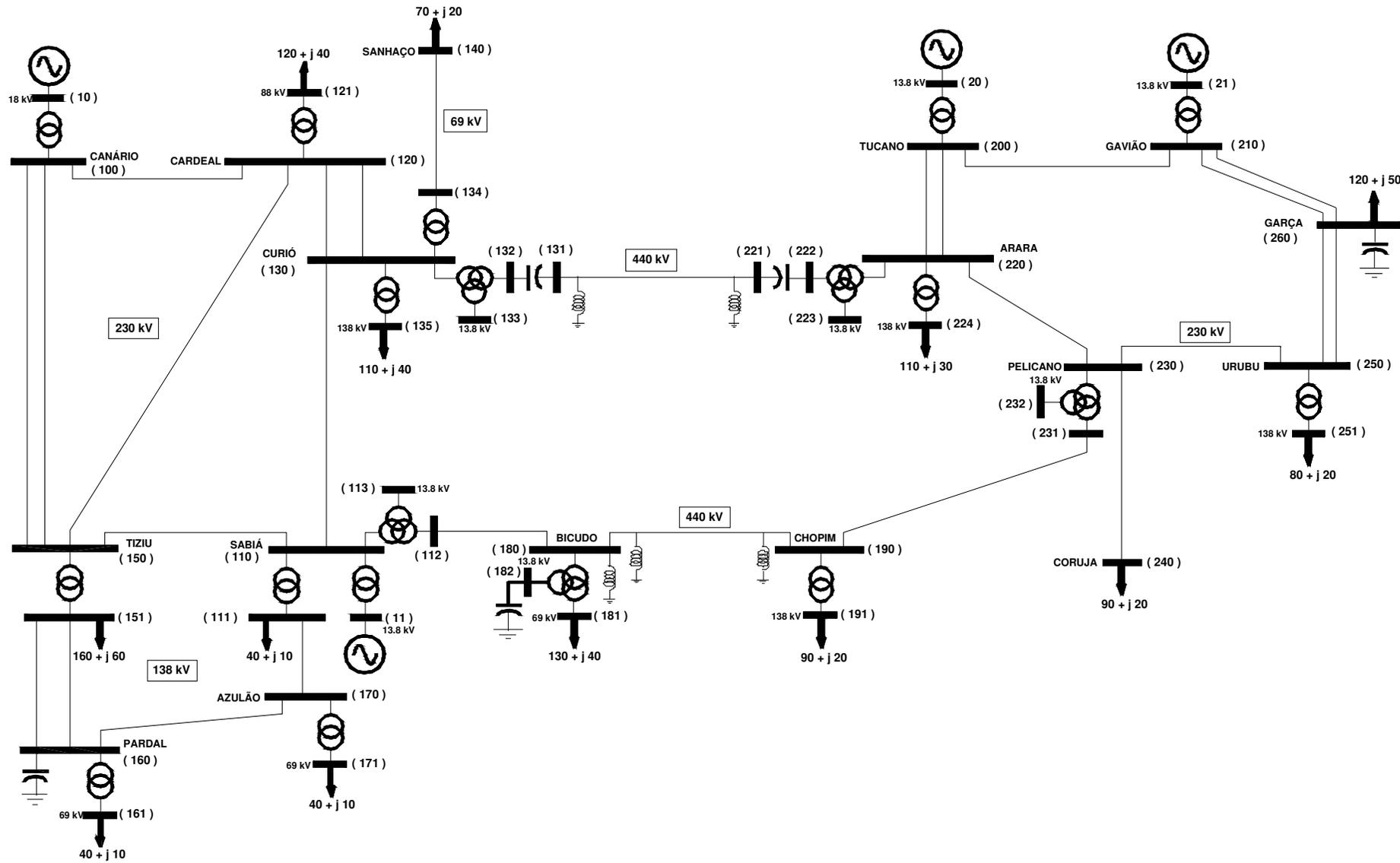


Figura A.1 – Diagrama unifilar do Sistema Brazilian Birds.