



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**PADRONIZAÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS DE
TURBINAS TÉRMICAS EM CICLO COMBINADO PARA ESTUDOS DE
TRANSITÓRIOS ELETROMECAÑICOS**

ALESSANDRO FRANCISCO ARAUJO DUTRA

Itajubá, 10 de abril de 2006

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

**PADRONIZAÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS DE
TURBINAS TÉRMICAS EM CICLO COMBINADO PARA ESTUDOS DE
TRANSITÓRIOS ELETROMECAÑICOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica como requisito parcial à obtenção do título de *Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica*

ALESSANDRO FRANCISCO ARAUJO DUTRA

Orientadores: Prof. Pedro Paulo de Carvalho Mendes, Dr.
Prof. Cláudio Ferreira, Dr.

Itajubá, 10 de abril de 2006

“Chegará o dia em que talvez as máquinas pensem,
porém, elas nunca terão sonhos.”

Theodor Heuss

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pelas oportunidades obtidas durante minha vida.

Minha família, pelo amor, confiança, motivação e dedicação atribuída a mim durante toda a minha caminhada.

Aos orientadores e amigos Prof. Pedro Paulo e Prof. Cláudio Ferreira, ao Prof. Marangon e todos os professores do GESis pelos ensinamentos, confiança e oportunidade de aprendizado durante esta etapa de minha vida.

Aos colegas de trabalho e estudo do grupo GESis ao longo do tempo em que estive no grupo, principalmente ao Deyvid pelo auxílio durante o trabalho.

À CAPES pelo apoio financeiro.

Dedico este trabalho aos meus amados pais Silvio e Sônia e a minha irmã Silvia.

RESUMO

Em 2001 o Brasil se encontrou em uma situação de déficit energético, que evidenciou a necessidade de se aumentar a capacidade de geração instalada no país. Uma das alternativas viáveis para complementar o parque gerador brasileiro é o emprego de centrais térmicas, as quais se apresentam na forma de turbinas a vapor, turbinas a gás e no ciclo combinado gás-vapor.

Com o advento da nova tecnologia de usinas térmicas em ciclo combinado ficou caracterizada a necessidade do desenvolvimento de uma modelagem coerente deste processo, para a qual devem ser definidos os pontos de controle que têm influência no desempenho dinâmico da unidade geradora e conseqüentemente do próprio Sistema Interligado Nacional (SIN). Tal necessidade foi revelada com a experiência obtida com as primeiras usinas que iniciaram sua operação no país em ciclo combinado.

Esta tecnologia, que pode ser considerada recente no SIN, ainda não está disseminada, e ainda não se tem o domínio que seria desejável de suas características. Desta forma, torna-se necessário desenvolver critérios operativos, padrões de desempenho e modelos adequados para cada usina em função de suas características construtivas e operacionais, de modo a representar fielmente todas as restrições que possam ter rebatimento na operação elétrica do SIN.

Portanto, o objetivo do presente trabalho é o descrever os elementos componentes do ciclo combinado, abordando seus princípios de funcionamento, tipos e características particulares apontando os diversos tipos de configurações existentes para operação nesta modalidade de geração térmica de energia, com o desenvolvimento de modelos matemáticos que descrevam o comportamento dinâmico da central em estudos de estabilidade eletromecânica. Dessa forma, avalia-se o desempenho destas usinas em um sistema elétrico de potência.

Também propõe-se o desenvolvimento de uma padronização do ciclo combinado de forma a facilitar a obtenção de modelos matemáticos e dados adequados aos estudos de transitórios eletromecânicos para diversas configurações existentes, em virtude dos tipos de turbinas a gás, caldeiras de recuperação e de turbinas a vapor.

ABSTRACT

In 2001, Brazil had such a deficit of energy that it was necessary to increase the capacity of generation installed in the country. One of the practical alternatives to complement the lack of energy is the use of thermal power plants, which can be found as a steam turbines, gas turbines and in combined cycle power plants.

With the advent of a new technology for thermal plants operating in combined cycle, there was the necessity of developing a coherent modeling of this process, to which one the points of control must be defined to determine their influence in the dynamic performance of the generation plant or even in the interconnected electric system in Brazil (SIN). Such necessity was proved through experience obtained with the first plants operating in combined cycle in the country.

This technology can be considered recent in Brazil. It is not only used in large scale and, because of this, there is not enough domain of its characteristics. This way it is necessary to develop operative criteria, standards of performance and adjusted models for each plant in function of its constructive and operational characteristics, in order to represent accurately the restrictions that have influenced in the electric operation of the SIN.

Therefore, the aim of the present work is to point many types of configurations with respect to operation of thermal plants in combined cycle, with the development of mathematical models that describe the dynamic behavior of the power plant in studies of electromechanical stability, evaluating its performance in an electrical power system.

SUMÁRIO

| | |
|--|-------------|
| Resumo | i |
| Abstract | ii |
| Simbologia | xiii |
| Capítulo 1 | 1 |
| Introdução | 1 |
| 1.1. Ciclo Combinado | 2 |
| 1.2. Fundamentos Termodinâmicos do Ciclo Combinado | 4 |
| 1.3. Estado da Arte | 6 |
| 1.4. Estruturação da Dissertação | 10 |
| Capítulo 2 | 13 |
| Elementos Componentes do Ciclo Combinado | 13 |
| 2.1. Introdução | 13 |
| 2.2. Turbina a Gás | 13 |
| 2.2.1. Classificação das Turbinas a Gás | 16 |
| 2.2.2. Componentes das Centrais Termelétricas a Gás | 17 |
| 2.2.3. Configurações das Turbinas a Gás | 28 |
| 2.2.4. Tipos de Controle das Turbinas a Gás | 32 |
| 2.3. Caldeira de Recuperação (HRSG) | 34 |
| 2.3.1. Componentes das Caldeiras de Recuperação | 37 |
| 2.3.2. <i>Bypass</i> de Gás e de Vapor | 40 |
| 2.4. Turbina a Vapor | 42 |
| 2.4.1. Estágios da turbina | 43 |
| 2.4.2. Válvulas | 44 |
| 2.4.3. Sistema do condensado e água de circulação | 47 |
| 2.4.4. Configurações típicas das turbinas térmicas a vapor | 50 |
| 2.4.5. Tipos de controles das turbinas a vapor | 52 |
| Capítulo 3 | 54 |
| Configurações do Ciclo Combinado Gás-vapor | 54 |

| | |
|--|------------|
| 3.1. Introdução | 54 |
| 3.2. Tipos de Ciclos Combinados | 54 |
| 3.3. Classificação das Centrais de Ciclo Combinado Segundo o Acoplamento das Máquinas | 56 |
| 3.4. Configurações Típicas das Centrais Termelétricas Operando em Ciclo Combinado | 59 |
| 3.5. Controle do Ciclo Combinado | 62 |
| 3.5.1. Malha de Controle Principal..... | 62 |
| 3.5.2. Malhas de Controle Secundário..... | 63 |
| 3.5.3. Sistemas de Controle Considerados nos Estudos de Estabilidade Eletromecânica | 67 |
| Capítulo 4..... | 69 |
| Modelos Matemáticos Básicos dos Elementos Componentes..... | 69 |
| 4.1. Introdução | 69 |
| 4.2. Modelos dos Elementos Componentes das Turbinas a Gás | 69 |
| 4.2.1. Modelos Matemáticos das Turbinas <i>Heavy-Duty</i> | 88 |
| 4.2.2. Modelos Matemáticos das Turbinas Aeroderivativas..... | 91 |
| 4.3. Modelo Matemático das Caldeiras de Recuperação | 96 |
| 4.3.1. Modelo Matemático de Primeira Ordem | 96 |
| 4.3.2. Modelo Matemático de Segunda Ordem | 97 |
| 4.3.3. Modelo Matemático de Terceira Ordem | 97 |
| 4.3.4. Modelo de Caldeira com Queima Suplementar..... | 98 |
| 4.4. Modelos das Turbinas a Vapor..... | 99 |
| 4.4.1. Modelos dos Elementos Componentes..... | 100 |
| 4.4.2. Modelo <i>Tandem-Compound</i> sem Reaquecimento..... | 103 |
| 4.4.3. Modelo <i>Tandem-Compound</i> sem Reaquecimento com Estágio de Baixa Pressão..... | 104 |
| 4.4.4. Modelo <i>Tandem-Compound</i> com Reaquecimento Simples | 105 |
| 4.5. Modelo Matemático Para o Ciclo Combinado | 106 |
| 4.5.1. Modelo Matemático para Configuração de Múltiplos Eixos..... | 107 |
| 4.5.2. Modelo Matemático para Configuração em Eixo Único..... | 113 |
| Capítulo 5..... | 117 |
| Influência dos Elementos de Controle..... | 117 |
| 5.1. Introdução | 117 |
| 5.2. Elementos Controladores da Turbina a Gás | 117 |
| 5.2.1. Influência dos Reguladores de Velocidade das TGs | 118 |

| | |
|---|------------|
| 5.2.2. Influência do Controle de Aceleração | 124 |
| 5.2.3. Influência do Controle de Temperatura..... | 133 |
| 5.2.4. Influência dos Controladores <i>VIGV</i> | 136 |
| 5.2.5. Aeroderivativa Tradicional x Avançada..... | 139 |
| 5.3. Influência das Caldeiras de Recuperação..... | 146 |
| 5.3.1. Influência das Constantes de Tempo | 146 |
| 5.3.2. Influência da Ordem do Modelo..... | 148 |
| 5.3.3. Queima Suplementar | 149 |
| 5.4. Influência das Turbinas a Vapor..... | 150 |
| 5.4.1. Turbina Segue ou Não (presença ou não de regulador de velocidade)..... | 150 |
| 5.4.2. Influência dos Estágios de Pressão..... | 152 |
| 5.5. Análise de Impactos | 154 |
| 5.5.1. Perda de Angra 2 | 154 |
| 5.5.2. Perda das Interligações Norte/Sul e Nordeste/Sudeste..... | 158 |
| 5.6. Configuração em Eixo Único | 162 |
| 5.6.1. Configuração com Turbina <i>Heavy-Duty</i> | 162 |
| 5.6.2. Configuração com Turbinas Aeroderivativas (Tradicional e Avançada)..... | 172 |
| Capítulo 6..... | 177 |
| Padronização do Ciclo Combinado | 177 |
| 6.1. Padronização das Configurações do Ciclo Combinado..... | 177 |
| 6.2. Estabelecimento dos Parâmetros que Devem ser Definidos pelos Agentes Geradores..... | 177 |
| 6.3. Questionários Padronizados | 184 |
| Capítulo 7..... | 193 |
| Conclusões E Considerações | 193 |
| 7.1. Trabalhos Futuros | 195 |
| Capítulo 8..... | 196 |
| Bibliografia..... | 196 |
| A. Anexo..... | 199 |
| Simbologia Por Ordem Alfabética | 199 |
| B. Anexo..... | 203 |
| Dados do Sistema Brazilian Birds | 203 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 – Capacidade instalada no mundo – Total: 3.142 GW..... | 1 |
| Figura 1.2 – De onde vem a energia brasileira. | 2 |
| Figura 1.3 – Ilustração de uma instalação operando em ciclo combinado..... | 3 |
| Figura 1.4 – Representação nas coordenadas T-s do ciclo equivalente de Carnot para uma instalação de ciclo combinado gás – vapor..... | 5 |
| Figura 2.1 – Turbina a gás GE LM6000 (Turbina Aeroderivativa)..... | 15 |
| Figura 2.2 – Turbina a gás Alstom GT8C (Turbina Heavy-Duty). | 15 |
| Figura 2.3 – Turbina a gás Alstom GT8C. | 17 |
| Figura 2.4 – Sistema de entrada de ar da turbina a gás..... | 18 |
| Figura 2.5 – Compressor de uma turbina a gás. | 19 |
| Figura 2.6 – Direção dos fluxos de ar em compressores axiais e radiais..... | 19 |
| Figura 2.7 – Detalhe do VIGV (Variable Inlet Guide Vane)..... | 20 |
| Figura 2.8 – Ciclo com intercooler..... | 21 |
| Figura 2.9 – Câmara de combustão. | 22 |
| Figura 2.10 – Câmara de combustão típica. | 22 |
| Figura 2.11 – Turbina do ciclo a gás. | 24 |
| Figura 2.12 – Tipo de sistema de combustível. | 25 |
| Figura 2.13 – Sistema de exaustão. | 27 |
| Figura 2.14 – Configurações da turbina a gás. | 28 |
| Figura 2.15 - Configuração com spool simples e turbina de potência..... | 31 |
| Figura 2.16 – Configuração dois spools + turbina de potência..... | 31 |
| Figura 2.17 – Configuração avançada com dois spools..... | 31 |
| Figura 2.18 – Configuração avançada com três spools. | 32 |
| Figura 2.19 – Ciclo combinado com caldeira de recuperação (Alstom Power)..... | 35 |
| Figura 2.20 – Caldeira de recuperação sem queima suplementar..... | 36 |
| Figura 2.21 – Elementos da caldeira de recuperação..... | 37 |
| Figura 2.22 – Vista parcial do tambor. | 38 |
| Figura 2.23 – Queimadores de gás natural. | 39 |
| Figura 2.24 – Câmara de bypass..... | 40 |
| Figura 2.25 – Esquema das linhas de bypass para o condensador..... | 41 |
| Figura 2.26 – Vista geral de uma turbina a vapor da Alstom Power. | 42 |
| Figura 2.27 – Crossover piping. | 44 |
| Figura 2.28 – Válvulas da turbina a vapor..... | 45 |
| Figura 2.29 – Válvulas de controle..... | 46 |
| Figura 2.30 – Condensador..... | 48 |
| Figura 2.31 – Desaerador. | 49 |

| | |
|---|----|
| Figura 2.32 – Turbinas tandem-compound..... | 50 |
| Figura 2.33 – Turbinas cross-compound. | 51 |
| Figura 2.34 – Turbina térmica do tipo tandem-compound com reaquecimento simples..... | 52 |
| Figura 3.1 – Tipos de centrais termelétricas de ciclo combinado gás – vapor: | 55 |
| Figura 3.2 – Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração mono-eixo (single-shaft). | 57 |
| Figura 3.3 – Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração de múltiplos eixos e HRSG de dois níveis de pressão sem reaquecimento. | 57 |
| Figura 3.4 – Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração de múltiplos eixos e HRSG de três níveis de pressão com reaquecimento. | 58 |
| Figura 3.5 – Arranjo 1:1:1 de Ciclo Combinado: | 60 |
| Figura 3.6 – Arranjo 2:2:1 de Ciclo Combinado. | 61 |
| Figura 3.7 – Arranjo 3:3:1 de Ciclo Combinado. | 61 |
| Figura 4.1 – Diagrama esquemático de uma turbina a gás operando em ciclo aberto. | 71 |
| Figura 4.2 – Diagrama funcional de uma turbina a gás operando em ciclo aberto. | 71 |
| Figura 4.3 – Diagrama funcional da operação em ciclo aberto para turbina a gás – representação dos principais controladores. | 72 |
| Figura 4.4 – Diagrama de bloco representativo do regulador de velocidade..... | 73 |
| Figura 4.5 – Controle de aceleração. | 74 |
| Figura 4.6 – Protetor contra radiação. | 76 |
| Figura 4.7 – Diagrama de bloco representativo do protetor contra radiação. | 76 |
| Figura 4.8 – Constante de tempo do termopar..... | 77 |
| Figura 4.9 – Diagrama de bloco representativo do termopar..... | 77 |
| Figura 4.10 – Variação da temperatura. | 78 |
| Figura 4.11 – Diagrama de bloco representativo do sistema de controle de temperatura..... | 79 |
| Figura 4.12 – Diagrama de blocos do sistema de combustível e posicionador da válvula. | 80 |
| Figura 4.13 – Diagrama de bloco representativo do combustor. | 81 |
| Figura 4.14 – Atraso ocasionado pela combustão. | 81 |
| Figura 4.15 – Diagrama de bloco representativo do atraso ocasionado pela exaustão. | 82 |
| Figura 4.16 – Atraso ocasionado pela exaustão..... | 82 |
| Figura 4.17 – Diagrama de bloco representativo da inércia do compressor. | 83 |
| Figura 4.18 – Cálculo da variação da temperatura para o VIGV..... | 84 |
| Figura 4.19 – Diagrama de bloco representativo do controle de temperatura do VIGV. | 84 |
| Figura 4.20 – Limitador do VIGV..... | 85 |
| Figura 4.21 – Atuador do VIGV..... | 85 |
| Figura 4.22 – Diagrama de blocos representativo do bias do VIGV. | 86 |
| Figura 4.23 – Diagrama de bloco representativo do eixo do rotor. | 87 |
| Figura 4.24 – Diagrama de bloco representativo do seletor de valor mínimo. | 88 |
| Figura 4.25 – Diagrama de blocos representativo da turbina heavy-duty. | 89 |
| Figura 4.26 – Sistema físico para turbina aeroderivativa de dois eixos..... | 91 |

| | |
|---|-----|
| Figura 4.27 – Diagrama de blocos representativo da turbina aeroderivativa com múltiplos eixos. | 91 |
| Figura 4.28 – Diagrama de bloco do gerador de gás. | 93 |
| Figura 4.29 – Diagrama de bloco do gerador de gás. | 93 |
| Figura 4.30 – Sistema físico para turbinas aeroderivativas avançadas. | 94 |
| Figura 4.31 – Diagrama de blocos representativo de turbinas aeroderivativas avançadas. | 94 |
| Figura 4.32 – Diagrama de bloco do gerador de gás. | 95 |
| Figura 4.33 – Diagrama de bloco do gerador de gás. | 95 |
| Figura 4.34 – Diagrama de bloco simplificado da caldeira de recuperação. | 96 |
| Figura 4.35 – Diagrama de blocos representativo da caldeira de recuperação. | 97 |
| Figura 4.36 – Diagrama de blocos representativo da caldeira de recuperação (TermoRio). | 98 |
| Figura 4.37 – Representação da parcela de queima suplementar na caldeira de recuperação. | 98 |
| Figura 4.38 – Diagrama de bloco da câmara de vapor. | 100 |
| Figura 4.39 – Diagrama de bloco do reaquecedor. | 101 |
| Figura 4.40 – Diagrama de bloco do crossover piping. | 101 |
| Figura 4.41 – Diagrama de bloco do fator de participação. | 102 |
| Figura 4.42 – Diagrama de bloco do limitador. | 103 |
| Figura 4.43 – Diagrama esquemático da turbina sem reaquecimento. | 104 |
| Figura 4.44 – Diagrama de bloco da configuração tandem-compound sem reaquecimento. | 104 |
| Figura 4.45 – Diagrama esquemático da turbina sem reaquecimento e com estágio de baixa pressão. | 104 |
| Figura 4.46 – Diagrama de blocos da configuração tandem-compound sem reaquecimento. | 105 |
| Figura 4.47 – Diagrama esquemático da configuração tandem-compound com reaquecimento simples. | 105 |
| Figura 4.48 – Diagrama de blocos da configuração tandem-compound com reaquecimento simples. | 106 |
| Figura 4.49 – Diagrama da configuração geral de múltiplos eixos da operação em ciclo combinado. | 107 |
| Figura 4.50 – Diagrama funcional da operação em ciclo combinado (configuração 2:2:1). | 108 |
| Figura 4.51 – Organograma da operação em ciclo combinado para múltiplos eixos. | 109 |
| Figura 4.52 – Diagrama de blocos representativo do ciclo combinado (configuração 2:2:1). | 112 |
| Figura 4.53 – Diagrama da configuração de eixo único da operação em ciclo combinado. | 113 |
| Figura 4.54 – Organograma da operação em ciclo combinado para eixo único. | 114 |
| Figura 4.55 – Diagrama de blocos da configuração em eixo único quando da operação em ciclo combinado. ... | 116 |
| Figura 5.1 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura). | 119 |
| Figura 5.2 – Potência mecânica de uma unidade a gás devido à ação do regulador de velocidade. | 119 |
| Figura 5.3 – Saída de gás para a HRSG. | 120 |
| Figura 5.4 – Potência mecânica da unidade a vapor. | 120 |
| Figura 5.5 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura). | 121 |
| Figura 5.6 – Potência mecânica da unidade a gás devido à ação do regulador de velocidade. | 121 |
| Figura 5.7 – Saída de gás para a HRSG. | 122 |
| Figura 5.8 – Potência mecânica da unidade a vapor. | 122 |
| Figura 5.9 – Variação do sinal do regulador de velocidade da turbina a gás. | 123 |
| Figura 5.10 – Potência mecânica da unidade a gás. | 123 |
| Figura 5.11 – Potência mecânica da unidade a vapor. | 124 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5.12 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura). .. | 125 |
| Figura 5.13 – Frequência da unidade a gás na ocorrência do curto-circuito..... | 126 |
| Figura 5.14 – Potência mecânica de uma unidade a gás devida à ação do controle de aceleração..... | 126 |
| Figura 5.15 – Potência mecânica da unidade a vapor..... | 127 |
| Figura 5.16 – Seletor de valor mínimo da TG (controles de velocidade, aceleração e temperatura). .. | 128 |
| Figura 5.17 – Frequência de uma unidade a gás..... | 128 |
| Figura 5.18 – Potência acelerante de uma unidade a gás..... | 129 |
| Figura 5.19 – Potência mecânica de uma unidade a gás..... | 129 |
| Figura 5.20 – Potência mecânica da unidade a vapor..... | 130 |
| Figura 5.21 – Ângulo delta de uma unidade a gás..... | 131 |
| Figura 5.22 – Frequência de uma unidade a gás..... | 131 |
| Figura 5.23 – Potência mecânica de uma unidade a gás..... | 132 |
| Figura 5.24 – Potência mecânica da unidade a vapor..... | 132 |
| Figura 5.25 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura). .. | 133 |
| Figura 5.26 – Temperatura de exaustão da turbina a gás..... | 134 |
| Figura 5.27 – Fluxo de gás da turbina a gás. | 134 |
| Figura 5.28 – Potência mecânica de uma unidade a gás..... | 135 |
| Figura 5.29 – Saída de gás para a HRSG..... | 135 |
| Figura 5.30 – Potência mecânica da unidade a vapor..... | 136 |
| Figura 5.31 – Fechamento do VIGV. | 137 |
| Figura 5.32 – Temperatura de exaustão em decorrência do fechamento do VIGV..... | 137 |
| Figura 5.33 – Abertura do VIGV..... | 138 |
| Figura 5.34 – Temperatura de exaustão em decorrência da abertura do VIGV..... | 138 |
| Figura 5.35 – Abertura do VIGV em decorrência do aumento de temperatura. | 139 |
| Figura 5.36 – Atuação do regulador de velocidade. | 140 |
| Figura 5.37 – Temperatura de exaustão da turbina a gás..... | 140 |
| Figura 5.38 – Fechamento do VIGV. | 140 |
| Figura 5.39 – Saída de gás para a HRSG..... | 141 |
| Figura 5.40 – Potência mecânica da unidade a gás..... | 141 |
| Figura 5.41 – Potência mecânica da unidade a vapor..... | 141 |
| Figura 5.42 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás do tipo avançada (controles de velocidade, aceleração e temperatura). | 143 |
| Figura 5.43 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás do tipo tradicional (controles de velocidade, aceleração e temperatura). | 143 |
| Figura 5.44 – Temperatura de exaustão da turbina a gás..... | 144 |
| Figura 5.45 – Abertura do VIGV..... | 144 |
| Figura 5.46 – Saída de gás para a HRSG..... | 144 |
| Figura 5.47 – Potência mecânica da unidade a gás..... | 145 |
| Figura 5.48 – Potência mecânica da unidade a gás..... | 145 |
| Figura 5.49 – Potência mecânica da unidade a vapor..... | 146 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5.50 – Potência Mecânica da unidade a gás remanescente. | 147 |
| Figura 5.51 – Potência mecânica da unidade a vapor para diferentes constantes de tempo. | 147 |
| Figura 5.52 – Potência mecânica da unidade a vapor considerando três modelos da HRSG. | 148 |
| Figura 5.53 – Potência mecânica da unidade a gás considerando três modelos da HRSG. | 149 |
| Figura 5.54 – Potência mecânica da unidade a vapor com e sem queima suplementar. | 150 |
| Figura 5.55 – Potência Mecânica da unidade a gás remanescente. | 151 |
| Figura 5.56 – Potência mecânica da unidade a vapor. | 152 |
| Figura 5.57 – Potência mecânica da unidade a vapor. | 153 |
| Figura 5.58 – Potência mecânica da unidade a gás remanescente. | 153 |
| Figura 5.59 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) do modelo sem limitação de taxa. | 154 |
| Figura 5.60 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) para o modelo com limitação de taxa. | 155 |
| Figura 5.61 – Comparação da temperatura de exaustão entre os modelos. | 156 |
| Figura 5.62 – Comparação da abertura do VIGV entre os modelos. | 156 |
| Figura 5.63 – Comparação da potência mecânica de uma unidade a gás entre os modelos. | 156 |
| Figura 5.64 – Comparação da potência mecânica da unidade a vapor entre os modelos. | 157 |
| Figura 5.65 – Frequência do sistema. | 157 |
| Figura 5.66 – Ângulo delta de uma unidade a gás. | 157 |
| Figura 5.67 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) para o modelo sem limitação de taxa. | 158 |
| Figura 5.68 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) para o modelo com limitação de taxa. | 158 |
| Figura 5.69 – Temperatura de exaustão entre os modelos. | 159 |
| Figura 5.70 – Abertura do VIGV entre os modelos. | 159 |
| Figura 5.71 – Potência mecânica de uma unidade a gás. | 160 |
| Figura 5.72 – Potência mecânica da unidade a vapor. | 160 |
| Figura 5.73 – Frequência do sistema. | 160 |
| Figura 5.74 – Ângulo delta de uma unidade a gás. | 161 |
| Figura 5.75 – Potência acelerante de uma unidade a gás. | 161 |
| Figura 5.76 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) ... | 163 |
| Figura 5.77 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu). | 163 |
| Figura 5.78 – Temperatura de exaustão da turbina a gás. | 164 |
| Figura 5.79 – Abertura do VIGV. | 164 |
| Figura 5.80 – Saída de gás para a HRSG. | 164 |
| Figura 5.81 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a vapor (pu). | 165 |
| Figura 5.82 – Potência mecânica da planta (MW). | 165 |
| Figura 5.83 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) ... | 166 |
| Figura 5.84 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu). | 166 |
| Figura 5.85 – Temperatura de exaustão da turbina a gás. | 167 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5.86 – Abertura do VIGV..... | 167 |
| Figura 5.87 – Saída de gás para a HRSG..... | 167 |
| Figura 5.88 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a vapor (pu)..... | 168 |
| Figura 5.89 – Potência mecânica da planta (MW)..... | 168 |
| Figura 5.90 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) ... | 169 |
| Figura 5.91 – Frequência da unidade na ocorrência do curto-circuito..... | 169 |
| Figura 5.92 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu)..... | 170 |
| Figura 5.93 – Temperatura de exaustão da turbina a gás..... | 170 |
| Figura 5.94 – Abertura do VIGV..... | 170 |
| Figura 5.95 – Saída de gás para a HRSG..... | 171 |
| Figura 5.96 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a vapor (pu)..... | 171 |
| Figura 5.97 – Potência mecânica da planta (MW)..... | 171 |
| Figura 5.98 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu)..... | 173 |
| Figura 5.99 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a vapor (pu)..... | 173 |
| Figura 5.100 – Potência mecânica da planta (pu)..... | 173 |
| Figura 5.101 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu)..... | 174 |
| Figura 5.102 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a vapor (pu)..... | 175 |
| Figura 5.103 – Potência mecânica da planta (pu)..... | 175 |
| Figura 6.1 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade da TG..... | 177 |
| Figura 6.2 – Diagrama de bloco do controle de aceleração..... | 178 |
| Figura 6.3 – Diagrama de bloco do controle de temperatura..... | 178 |
| Figura 6.4 – Diagrama de bloco do protetor contra radiação..... | 178 |
| Figura 6.5 – Diagrama de bloco do termopar..... | 179 |
| Figura 6.6 – Diagramas de bloco do controle do VIGV..... | 179 |
| Figura 6.7 – Diagrama de bloco do sistema de combustível e posicionador da válvula..... | 179 |
| Figura 6.8 – Diagramas de bloco do gerador de gás para turbinas aeroderivativas tradicionais..... | 180 |
| Figura 6.9 – Diagramas de bloco do gerador de gás para turbinas aeroderivativas avançadas..... | 180 |
| Figura 6.10 – Diagrama de bloco da caldeira de recuperação (2ª ordem)..... | 180 |
| Figura 6.11 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade da TV..... | 181 |
| Figura 6.12 – Diagramas de bloco dos estágios de pressão da turbina a vapor..... | 181 |
| Figura 6.13 – Fatores de participação dos estágios de pressão..... | 181 |
| Figura 6.14 – Organograma da operação em ciclo combinado para múltiplos eixos..... | 191 |
| Figura 6.15 – Organograma da operação em ciclo combinado para eixo único..... | 192 |
| Figura B.1 – Diagrama Unifilar do Sistema Brazilian Birds..... | 210 |

ÍNDICE DE TABELAS

| | |
|---|-----|
| Tabela 2.1 – Descrição dos Componentes do Ciclo Combinado. | 35 |
| Tabela 3.1 – Dados de Plantas Operando em Ciclo Combinado [Boyce, 2002]. | 61 |
| Tabela 4.1 – Porcentagem de Erro com a Utilização das Barreiras Protetoras. | 75 |
| Tabela 6.1 – Dados dos Modelos Dinâmicos. | 182 |
| Tabela 6.2 – Resumo para Operação em Ciclo Combinado. | 190 |
| Tabela 6.3 – Detalhamento de Cada Elemento do Ciclo Combinado. | 190 |
| Tabela B.1 – Parâmetros de Seqüências Positiva e Zero das Linhas de Transmissão. | 203 |
| Tabela B.2 – Parâmetros das Linhas de Transmissão. | 204 |
| Tabela B.3 – Parâmetros dos Transformadores de Dois Enrolamentos. | 204 |
| Tabela B.4 – Parâmetros dos Transformadores de Três Enrolamentos. | 205 |
| Tabela B.5 – Parâmetros dos Transformadores de Três Enrolamentos. | 205 |
| Tabela B.6 – Dados das Cargas (Carga Pesada). | 205 |
| Tabela B.7 – Dados da Compensação Shunt. | 206 |
| Tabela B.8 – Dados da Compensação Série. | 206 |
| Tabela B.9 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Permanente). | 206 |
| Tabela B.10 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Transitório). | 206 |
| Tabela B.11 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Transitório). | 207 |
| Tabela B.12 – Dados dos Reguladores de Tensão. | 207 |
| Tabela B.13 – Dados dos Reguladores de Velocidade. | 208 |
| Tabela B.14 – Dados das Unidades do Ciclo Combinado. | 209 |
| Tabela B.15 – Dados dos Transformadores Elevadores. | 209 |

SIMBOLOGIA

A seguir é apresentada a simbologia utilizada neste trabalho, de acordo com a ocorrência no texto. A mesma simbologia é apresentada no A.Anexo só que em ordem alfabética, para facilitar a busca.

| Símbolo | Definição |
|----------------|--|
| T_{1m} | = Temperatura média de fornecimento de calor ao ciclo; |
| T_{2m} | = Temperatura média de rejeição de calor do ciclo; |
| Q | = Calor fornecido ou rejeitado do ciclo; |
| Δs | = Variação de entropia; |
| $VIGV$ | = <i>Variable inlet guide vane</i> ; |
| $HRSG$ | = <i>Heat recovery steam generator</i> ; |
| G | = Número de turbinas a gás; |
| H | = Número de caldeiras de recuperação; |
| V | = Número de turbinas a vapor; |
| TIT | = <i>Turbine inlet temperature</i> ; |
| C_K | = Conjugado eletromecânico; |
| δ | = Deslocamento angular do rotor; |
| $\omega(s)$ | = Velocidade angular no eixo do rotor (pu); |
| $\omega_S(s)$ | = Sinal de saída do regulador de velocidade (pu); |
| W, X, Y, Z | = Parâmetros e constantes de tempo do regulador de velocidade; |
| K_a | = Ganho do controle de aceleração; |
| $S_a(s)$ | = Sinal de entrada do controle de aceleração (pu); |
| α_0 | = Valor de referência da taxa de variação da variável de entrada (pu); |
| $\beta(s)$ | = Sinal de saída do controle de aceleração (pu); |
| $E_g(s)$ | = Fluxo de gás (pu); |

| Símbolo | Definição |
|---------------------|--|
| $\theta_X(s)$ | = Temperatura de exaustão da turbina (°C); |
| $\theta_S(s)$ | = Temperatura medida pelo protetor de radiação (°C); |
| τ_1, τ_2 | = Constantes de tempo do protetor de radiação (s). |
| $\theta_P(s)$ | = Temperatura medida pelo termopar (°C); |
| τ_3 | = Constante de tempo do termopar (s); |
| $\theta_R(s)$ | = Temperatura de referência (°C); |
| $\theta_M(s)$ | = Temperatura medida (°C); |
| $\Delta\theta(s)$ | = Variação da temperatura do termopar (°C); |
| $\Delta\theta_C(s)$ | = Variação de temperatura do sinal controlado (°C); |
| τ_T | = Razão de integração do controle de temperatura (s); |
| K_T | = Constante do controle de temperatura (pu); |
| V_{CE} | = Sinal de demanda de combustível (pu); |
| K_{ct} | = Constante que representa o consumo próprio da turbina (pu); |
| K_f | = Ganho associado ao tipo de combustível (pu); |
| K_c | = Constante que representa a influência da demanda de combustível na turbina (pu); |
| a, b, c | = Valores associados à função de transferência do posicionador da válvula de admissão de combustível (pu); |
| τ_f | = Constante de tempo do sistema de combustível (s); |
| $W_f(s)$ | = Fluxo de combustível (pu); |
| $W_{fs}(s)$ | = Fluxo de combustível com o atraso do combustor (pu); |
| \mathcal{E}_{CR} | = Tempo de atraso devido ao combustor (s); |
| $W_{ft}(s)$ | = Variação do fluxo de combustível com o atraso da exaustão (pu); |
| \mathcal{E}_{TD} | = Tempo de atraso devido ao sistema de exaustão do combustível (s); |
| $W_{fp}(s)$ | = Fluxo de combustível com o atraso do compressor (pu); |
| τ_{CD} | = Constante de tempo do compressor (s); |
| $\theta_R(s)$ | = Temperatura de referência (°C); |

| Símbolo | Definição |
|----------------|---|
| $\theta_A(s)$ | = Temperatura ambiente (°C); |
| $IGV_1(s)$ | = Sinal de entrada do controle do <i>VIGV</i> (pu); |
| $IGV_2(s)$ | = Sinal de saída do controle do <i>VIGV</i> (pu); |
| K_{IGV} | = Ganho do controle do <i>VIGV</i> (pu); |
| τ_4 | = Constante de tempo do controle do <i>VIGV</i> (s); |
| τ_5 | = Parâmetro do controle do <i>VIGV</i> (s); |
| $IGV_3(s)$ | = Sinal de saída do limitador do <i>VIGV</i> (pu); |
| $IGV_{máx}$ | = Abertura máxima do <i>VIGV</i> (pu); |
| $IGV_{mín}$ | = Abertura mínima do <i>VIGV</i> (pu); |
| $IGV(s)$ | = Sinal do <i>VIGV</i> (pu); |
| τ_{IGV} | = Constante de tempo do sistema posicionador do <i>VIGV</i> (s); |
| IGV_r | = Posição inicial do <i>VIGV</i> (pu); |
| θ_{RA} | = Temperatura de referência ajustada (°C); |
| θ_p | = Temperatura medida pelo termopar (°C); |
| $\Delta\theta$ | = Variação da temperatura (°C); |
| $P_m(s)$ | = Potência mecânica da máquina (pu); |
| τ_S | = Constante de tempo associada aos elementos acoplados ao eixo (s); |
| $\omega_r(s)$ | = Velocidade angular do rotor da máquina (pu); |
| $\theta_C(s)$ | = Sinal do controle de temperatura (pu); |
| $\min(s)$ | = Valor mínimo obtido pelo seletor (pu); |
| T_X | = Temperatura de exaustão (°C); |
| T_R | = Temperatura de referência (°C); |
| W_X | = Saída de gás de exaustão (pu); |
| f_3 | = Função não-linear relativa à posição das pás do <i>VIGV</i> (pu); |
| <i>HPC</i> | = Estágio de alta pressão do compressor; |
| <i>HPT</i> | = Estágio de alta pressão da turbina; |
| <i>PT</i> | = Estágio de baixa pressão da turbina (turbina de potência); |

| Símbolo | Definição |
|----------------|---|
| LPC | = Estágio de baixa pressão do compressor; |
| LPT | = Estágio de baixa pressão da turbina (turbina de potência); |
| $W_{GE}(s)$ | = Fluxo de gás de exaustão da turbina a gás (pu); |
| $W_S(s)$ | = Fluxo de vapor produzido na caldeira de recuperação (pu); |
| T_{CR} | = Constante de tempo associada à caldeira de recuperação (s); |
| T_M | = Constante de tempo referente à transferência de calor (s); |
| T_B | = Constante de tempo referente ao acúmulo de vapor (s); |
| $Q_S(s)$ | = Parcela relativa à queima suplementar (pu); |
| $A(s)$ | = Quantidade de vapor (pu); |
| $X(s)$ | = Sinal de potência mecânica do primeiro estágio (pu); |
| τ_{CH} | = Constante de tempo da câmara de vapor (<i>steam chest</i>) (s); |
| $Y(s)$ | = Sinal de potência do estágio atual (pu); |
| τ_{RH} | = Constante de tempo do reaquecedor (s); |
| $Z(s)$ | = Sinal de potência do estágio de baixa pressão (pu); |
| τ_{CO} | = Constante de tempo do <i>crossover piping</i> (s); |
| $P_S(s)$ | = Sinal de potência mecânica (pu); |
| $P(s)$ | = Potência mecânica do estágio da turbina (pu); |
| F | = Fator de participação (pu); |
| SIN | = Sistema Interligado Nacional. |

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A energia tem uma posição estratégica na sociedade, podendo ser considerada como insumo essencial à realização de praticamente todas as atividades humanas e do desenvolvimento econômico.

Dessa forma é compreensível a importância que apresentam os estudos e projetos de implantação e ampliação dos sistemas energéticos, tanto ao nível de geração e transmissão, como também de distribuição.

Também os estímulos e a conscientização para o aumento da eficiência na utilização podem ser considerados como uma fonte energética. À medida que o uso mais racional permite o aumento da oferta de energia ou a diminuição de seu consumo, resulta também na minimização dos custos dos serviços energéticos para o consumidor final e para o setor elétrico.

A Figura 1.1 mostra a participação das principais fontes de energia na capacidade instalada no mundo no ano de 2000. (Fonte: Calculated by OLADE on the basis of US-DOE Information).

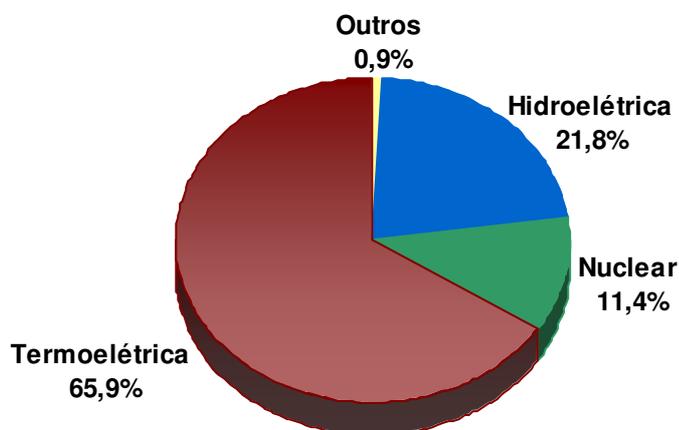


Figura 1.1 – Capacidade instalada no mundo – Total: 3.142 GW.

A Figura 1.2 mostra a participação das fontes de energia existentes no Brasil na produção de energia elétrica no país.

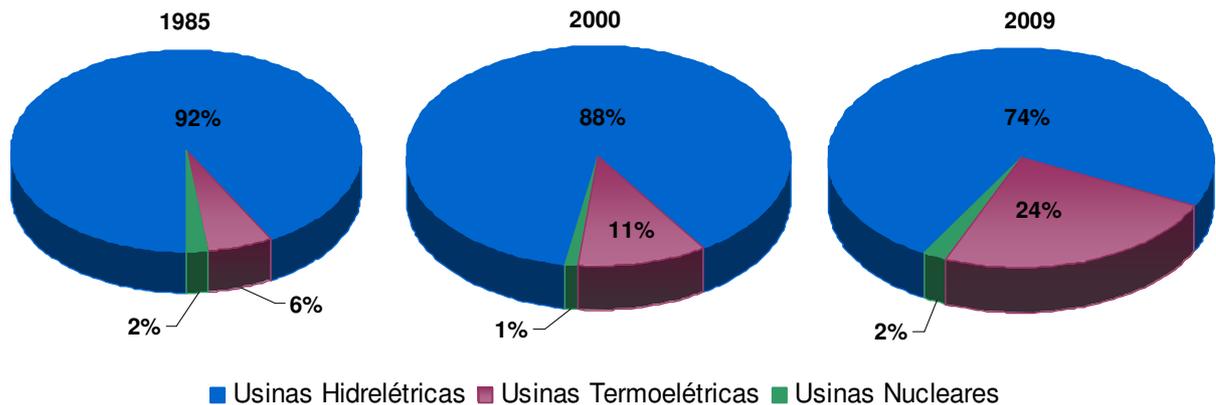


Figura 1.2 – De onde vem a energia brasileira.

1.1. Ciclo Combinado

Uma usina termelétrica operando em ciclo combinado (Figura 1.3) pode ser definida como um conjunto de obras e equipamentos cuja finalidade é a geração de energia elétrica, através de um processo que combina a operação de uma turbina a gás, movida pela queima de gás natural ou óleo diesel, diretamente acoplada a um gerador. Devido à elevada temperatura dos gases de escape da turbina a gás, estes gases promovem a transformação da água em vapor para o acionamento de uma turbina a vapor, nas mesmas condições descritas no processo de operação de uma termelétrica convencional.

Os ciclos combinados a gás e a vapor começaram a ser questionados seriamente desde os anos 1950 e 1960. Naquela época, os ciclos a vapor eram os mais utilizados para a geração de potência, sendo que as pesquisas para o seu aperfeiçoamento eram intensas. No entanto, na mesma época, os fundamentos termodinâmicos e as vantagens dos ciclos combinados, em termos de eficiência, já eram conhecidos, porém, havia barreiras tecnológicas que impediam seu desenvolvimento.

De acordo com a literatura técnica, no ano de 1971, foram viabilizadas as primeiras instalações de ciclo combinado nos Estados Unidos, pela GE e, na Europa, pela ABB. As primeiras instalações norte-americanas tinham uma capacidade de geração entre 15 MW e 20 MW, sendo que uma das maiores foi a da planta química de Dow, no Texas, com 63 MW, dos quais 43 MW eram gerados com a turbina a gás e os restantes com a turbina a vapor. Na Europa, a instalação “Koneuburg-A” foi a de maior capacidade (75 MW) que operou naquele ano. A eficiência global desta última instalação era de 32,6%.

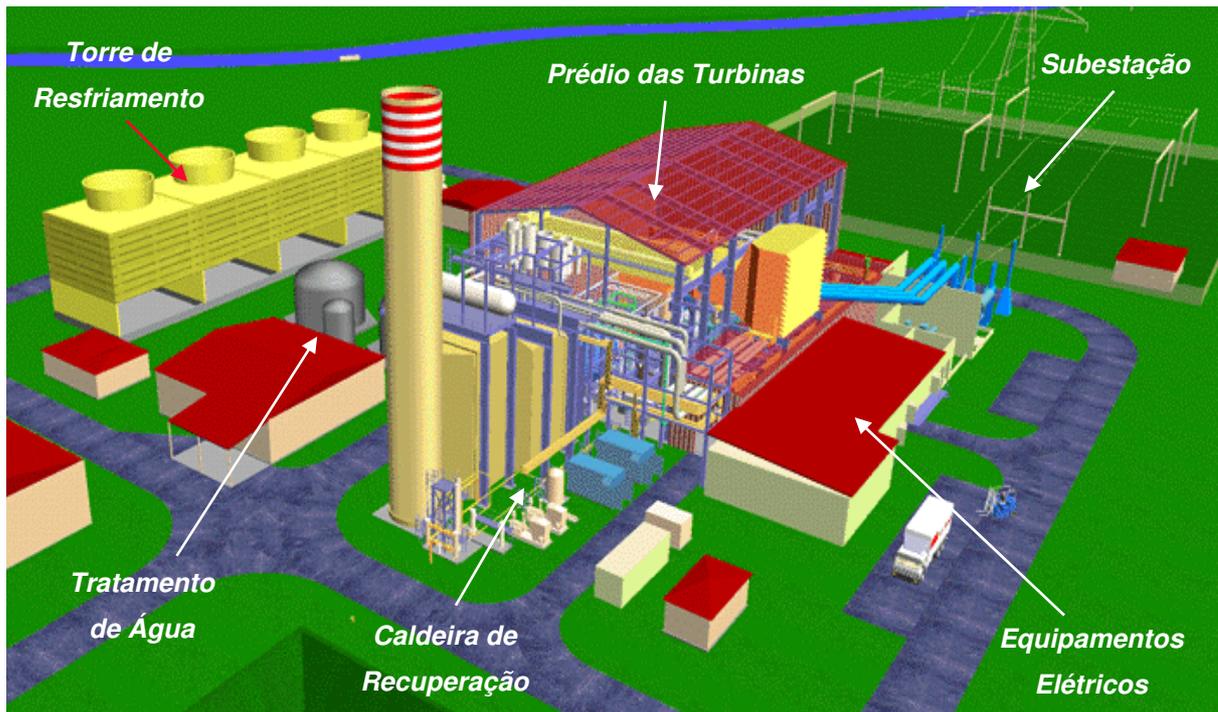


Figura 1.3 – Ilustração de uma instalação operando em ciclo combinado.

Na antiga União Soviética, durante a década de 1970, apareceram as primeiras centrais termelétricas de ciclo combinado. A partir dos anos 1970 e 1980, com o desenvolvimento tecnológico, ocorreu a expansão do mercado de geração de eletricidade com emprego dos ciclos combinados. Desde os anos 1990, faz-se extensiva a instalação de centrais de ciclo combinado, que utilizam gás natural como combustível, para a geração de eletricidade em centrais de grande porte.

Tipicamente, uma planta operando em ciclo combinado utiliza os gases de exaustão em elevada temperatura. Estes gases provenientes de uma turbina a gás geralmente seriam lançados no meio ambiente sem qualquer tipo de reaproveitamento. No entanto, tais gases podem ser utilizados na produção de vapor em uma caldeira (onde também existe a possibilidade de queima suplementar) de forma a ser utilizado por uma turbina a vapor.

O ciclo combinado, na maioria das vezes, consiste de uma combinação dos ciclos de Brayton e Rankine, sendo um dos mais eficientes ciclos para sistemas de geração. O ciclo de Brayton é o ciclo da turbina a gás e o ciclo de Rankine o da turbina a vapor. O desempenho do ciclo combinado é uma função destes dois ciclos. O calor rejeitado pelo ciclo de Brayton, em um

processo isobárico, fornece a energia que é utilizada pelo ciclo de Rankine para produzir vapor. Ambos os ciclos recebem e rejeitam calor em um processo isobárico.

Em uma combinação típica, a turbina a gás produz cerca de 60% da potência sendo que a turbina a vapor produz aproximadamente 40%. A eficiência do ciclo combinado pode atingir até 60%, enquanto que a eficiência para a operação individual das turbinas a gás e a vapor está entre 30 e 40%.

1.2. Fundamentos Termodinâmicos do Ciclo Combinado

Por muitos anos, o descaso em relação às reservas de combustíveis fósseis e o baixo desenvolvimento tecnológico, fizeram da geração de eletricidade um processo pouco eficiente. Na primeira metade do século XX foram os ciclos Rankine, seja com óleo combustível ou carvão, os que se utilizaram principalmente para a geração de energia elétrica em grande escala.

Num ciclo Rankine, gera-se vapor através de uma grande diferença de temperatura. A temperatura dos gases gerados pelo processo de combustão encontra-se na faixa de 1000-1300 °C, no entanto, a temperatura do vapor é de 500-550 °C. 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. A cascata energética se forma quando, no lugar de se utilizar a grande diferença de temperaturas num processo de troca de calor, coloca-se um ciclo Brayton para obter trabalho. Assim, a ineficiência termodinâmica natural da troca de calor pelo conceito de uma diferença finita de temperaturas entre os fluidos quente e frio é minimizada.

Empregando o conceito da temperatura média de fornecimento e rejeição de calor do ciclo (Figura 1.4), pode-se escrever a eficiência térmica (η_t) do ciclo de vapor equivalente a um ciclo de Carnot, então:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2m}}{T_{1m}}$$

Sendo:

$$T_{1m} = \text{Temperatura média de fornecimento de calor ao ciclo;}$$

T_{2m} = Temperatura média de rejeição de calor do ciclo.

Onde a temperatura média T_m calcula-se como:

$$T_m = \frac{Q}{\Delta s}$$

Sendo:

Q = Calor fornecido ao ciclo (para T_{1m}) ou rejeitado do ciclo (para T_{2m});

Δs = Diferença de entropia durante o processo de fornecimento de calor ao ciclo (para T_{1m}) ou durante o processo de rejeição de calor do ciclo (para T_{2m}).

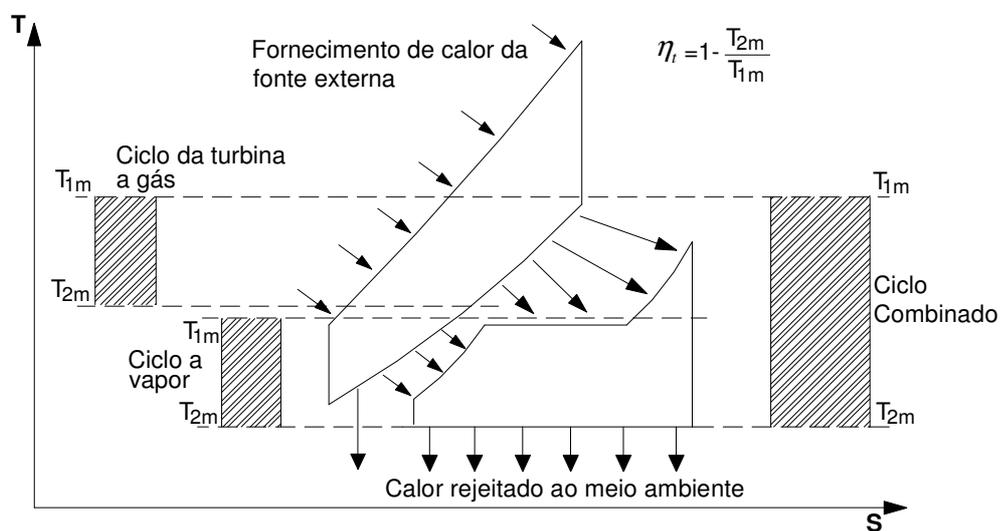


Figura 1.4 – Representação nas coordenadas T-s do ciclo equivalente de Carnot para uma instalação de ciclo combinado gás – vapor.

A eficiência térmica das centrais termelétricas a vapor com parâmetros supercríticos, reaquecimento intermediário e com um desenvolvido sistema de regeneração, pode atingir até 45% no melhor dos casos. Este valor é maior do que a eficiência de uma central termelétrica com um ciclo a gás simples, que tem uma eficiência térmica entre 36 e 39%.

Na Figura 1.4 observa-se a baixa temperatura média de absorção de calor no ciclo a vapor T_{1m} , embora seja baixa a temperatura de rejeição de calor T_{2m} . No caso do ciclo a gás os gases são expandidos na turbina logo após sua combustão, sendo que é alta a temperatura média de fornecimento de calor ao ciclo T_{1m} , mas, neste caso, a temperatura de rejeição de calor T_{2m} também é alta: geralmente os gases de exaustão da TG encontram-se a uma temperatura entre 450 e 600 °C, ou ainda maior.

Com um ciclo combinado se forma uma cascata energética quando, no lugar de utilizar a diferença de temperaturas no processo de troca de calor a altas temperaturas do ciclo a vapor, coloca-se um ciclo superior (a gás) para obter trabalho, aumentando-se a temperatura média de fornecimento de calor. Na Figura 1.4 visualiza-se como o trabalho obtido, separadamente, em cada um dos ciclos é menor do que o obtido num ciclo combinado, conseguindo-se um maior valor da eficiência da central termelétrica.

1.3. Estado da Arte

No desenvolvimento do trabalho tomaram-se como bibliografia básica os seguintes livros: Boyce [2002] e Lora & Nascimento [2004] por apresentarem de forma detalhada fundamentos de ciclos térmicos, bem como características específicas de operação em ciclo combinado, objetivo da presente dissertação.

Devido ao caráter estratégico e a forte participação militar no desenvolvimento de turbinas a gás ao longo dos anos, as informações a respeito da modelagem e do sistema de controle não são de fácil obtenção. Porém, o desenvolvimento de modelos de turbinas a vapor para estudos de transitórios eletromecânicos já está consolidado, sendo os primeiros trabalhos datados do começo da década de 60. Os modelos representativos de turbina a vapor apresentados em IEEE [1973] são referências utilizadas até hoje.

Em Rowen [1983] é proposta uma representação matemática simplificada de turbinas a gás com eixo simples para a utilização na análise dinâmica do sistema elétrico de potência. Tal modelo tem validade para turbinas entre 18 e 106 MW e para variações de 95 a 107% da rotação nominal, sendo que a representação destas consiste de componentes que têm preponderância no estudo de estabilidade. Cabe ressaltar que este artigo serve como referência básica a vários autores.

O sistema de controle é composto pelo regulador de velocidade, sistema de controle de temperatura e o controle de aceleração. Dentre estes três controles, o que proporcionar o menor consumo de combustível será selecionado para controlar a operação da turbina, já que a potência de eixo também é proporcional à quantidade de combustível. Porém, no modelo apresentado, a principal malha de controle é a de velocidade, sendo que as malhas de

temperatura e de aceleração atuam como limitadoras. Ainda, na saída do seletor de valor mínimo há um limitador que tem como funções, no limite máximo, um *backup* para o controle de temperatura, e no limite mínimo, manter a taxa mínima de combustível para que a chama no interior da câmara de combustão permaneça atuante.

O autor também cita a capacidade da turbina a gás de absorver transitoriamente potência mecânica, o que não é possível para as turbinas a vapor e hidráulica. Uma outra característica própria da turbina a gás é o auto-consumo de potência para alimentar o compressor, correspondente a 23% da potência nominal.

O modelo apresentado pode ser aplicado em turbinas a gás que utilizem tanto combustíveis líquidos como gasosos. Para o combustível gasoso a constante de tempo envolvida com a combustão e exaustão pode ser desprezada. O modelo para combustíveis líquidos possui características diferentes onde ocorre uma realimentação devido ao bombeamento.

As características de torque e de temperatura de exaustão da turbina são essencialmente lineares, para operação dentro da faixa limitada do modelo.

Algumas simplificações são sugeridas pelo autor quando a turbina opera em um sistema interligado. Estas simplificações consistem na eliminação das malhas de controle de temperatura e aceleração, considerando o fluxo de combustível, e conseqüentemente a potência de saída, como ação direta do regulador de velocidade.

Em Rowen [1992] há uma complementação de Rowen [1983]. O modelo, além das características descritas anteriormente, representa a influência da temperatura ambiente e das alhetas guia de entrada do compressor (*VIGV*). Este artigo menciona a utilização da turbina a gás na operação em ciclo combinado.

Em aplicações nas quais se utiliza o controle do *VIGV* para otimizar a recuperação de calor na perda de carga, o efeito deste controle influencia apenas o fluxo de ar e a temperatura de exaustão. O torque de saída da turbina não é consideravelmente afetado por esta ação. E em operação em ciclo combinado é de fundamental importância obter uma relação ar / combustível constante, mantendo conseqüentemente constante a temperatura dos gases de exaustão.

Rowen [1997] apresenta modelos dinâmicos de turbinas a gás aeroderivativas. Trata-se de um tutorial apresentado na ASME TURBO EXPO'98, não sendo aplicado oficialmente. Neste tutorial estão apresentados os tipos de turbinas avançadas com dois e três *spools* (conjuntos compressor/turbina) e tradicionais com um *spool* + turbina livre e com dois *spool* + turbina livre.

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].

Em Hannett [1995] é apresentado o modelo dinâmico da turbina a gás de dois eixos. Da mesma maneira como proposto em Hannett [1992], ocorre a validação de modelos dinâmicos através de simulações e testes em campo. Uma conclusão importante é a de que a modelagem deve envolver inicialmente uma análise física completa do processo e de seu sistema de controle, pois isto determina a estrutura do modelo com a inclusão de variáveis e parâmetros.

Em IEEE [1994] vários aspectos do ciclo combinado (turbina a gás, caldeira de recuperação sem queima suplementar e a turbina a vapor) são descritos. Há o desenvolvimento de modelos dinâmicos necessários para se avaliar a resposta dinâmica de plantas em ciclo combinado num sistema. A intenção do artigo é motivar contribuições nos modelos existentes e futuros e não estabelecer um modelo padrão para as plantas em ciclo combinado.

Em Bagnasco [1997] é proposto um modelo detalhado para turbina a gás englobando os controles de velocidade, de aceleração e de temperatura, juntamente com o do *VIGV*, com o detalhamento de cada tipo de controle. Também é apresentado um modelo de segunda ordem para a caldeira de recuperação com representação de duas constantes de tempo, relativas à transferência de calor e ao acúmulo de vapor.

Novamente salienta que as características de uma planta em ciclo combinado são diferentes de plantas térmicas convencionais em relação ao processo, a capacidade de regulação sobre condições normais de operação e capacidade de operação durante situações de emergências como ilhamento e eventual corte de carga.

Neste artigo é mostrada a atuação do *VIGV* e seu efeito no comportamento da temperatura de exaustão da turbina a gás quando houve um corte de carga no sistema considerado, ou seja, a carga no sistema sofreu um decréscimo no seu valor.

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.

Já em Undrill [2001] é apresentado 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”.

Por fim, em Kakimoto [2003] é desenvolvido um modelo matemático de configurações em eixo único para ciclo combinado. 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.

O objetivo do artigo foi o de analisar o comportamento da planta frente a quedas de frequência, devido à atuação dos controles de velocidade, temperatura e *VIGV*. São simulados casos com despachos de geração alto e reduzido e então analisadas as respostas da unidade frente a diferentes valores de queda de frequência no sistema.

1.4. Estruturação da Dissertação

Este trabalho está estruturado da seguinte maneira:

Capítulo 1 – Introdução

Este capítulo apresenta uma introdução geral sobre ciclo combinado, com levantamento de trabalhos relevantes encontrados na literatura.

Capítulo 2 – Elementos Componentes do Ciclo Combinado

Este capítulo tem o objetivo de descrever os elementos componentes do ciclo combinado, abordando seus princípios de funcionamento, tipos e características particulares. Dentre estes, destacam-se a turbina a gás, a caldeira de recuperação e a turbina a vapor.

Capítulo 3 – Configurações do Ciclo Combinado Gás-Vapor

Este capítulo apresenta os tipos de ciclo combinado, classificação das centrais segundo o acoplamento das máquinas e finalmente as configurações típicas das centrais termelétricas operando em ciclo combinado. Também é apresentado o sistema de controle de uma planta que consiste no controle da turbina a gás, da caldeira de recuperação e da turbina a vapor.

Capítulo 4 – Modelos Matemáticos Básicos dos Elementos Componentes

Como existem inúmeras características operativas, de controle e de comportamento dinâmico que devem ser avaliadas quando da aplicação de ciclo combinado em sistemas elétricos de potência, faz-se necessária a consideração de modelos matemáticos adequados deste tipo de planta para a representação em estudos diversos. Portanto, o objetivo deste capítulo é de apresentar os modelos matemáticos dos principais elementos componentes do ciclo combinado gás-vapor e posteriormente os modelos matemáticos referentes às diversas configurações existentes (modelos completos).

Capítulo 5 – Influência dos Elementos de Controle

O intuito deste capítulo é apresentar o resultado das simulações realizadas com os modelos matemáticos discutidos no capítulo 4, descrevendo o comportamento das unidades a gás e a vapor na ocorrência de determinadas perturbações em um sistema elétrico de potência. Para as simulações utiliza-se o programa de transitórios eletromecânicos ANATEM desenvolvido pelo CEPEL.

Capítulo 6 – Padronização do Ciclo Combinado

Em virtude das diversas configurações existentes para unidades operando em ciclo combinado (vide capítulo 3), bem como dos tipos de turbinas a gás, de caldeiras de recuperação e de turbinas a vapor, torna-se necessária uma padronização do ciclo de forma a facilitar a obtenção de modelos matemáticos e dados adequados aos estudos de transitórios eletromecânicos. Este é o objetivo deste capítulo.

Capítulo 7 – Conclusão

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões obtidas dos estudos e das implementações computacionais realizadas.

CAPÍTULO 2

ELEMENTOS COMPONENTES DO CICLO COMBINADO

2.1. Introdução

Uma central a ciclo combinado é formada pelo ciclo com turbinas a gás, ciclo com turbina a vapor e o acoplamento térmico entre eles.

Este capítulo tem o objetivo de descrever os elementos componentes do ciclo combinado, abordando seus princípios de funcionamento, tipos e características particulares. Dentre estes, destacam-se a turbina a gás, a caldeira de recuperação e a turbina a vapor. São também apresentadas fotos ilustrativas destes elementos.

2.2. Turbina a Gás

Nas diversas configurações de ciclo combinado gás-vapor serão consideradas turbinas a gás de dois tipos básicos, a saber:

- Turbinas aeroderivativas;
- Turbinas *heavy-duty*.

As turbinas aeroderivativas são oriundas de turbinas a gás aeronáuticas que sofreram algumas modificações no projeto. Já as turbinas industriais puras (*heavy-duty*) são turbinas projetadas para a aplicação industrial segundo uma filosofia própria.

As turbinas industriais *heavy-duty* são conhecidas pela sua robustez, flexibilidade no uso de combustível, alta confiabilidade e baixo custo, e podem atingir uma potência em carregamento de base de cerca de 350 MW [Boyce, 2002]. Elas são turbinas a gás de ciclo simples de um eixo, um compressor (a maioria axial), uma câmara de combustão (usualmente

externa ao corpo da máquina) e uma turbina (a maioria axial), que fornece energia mecânica para o compressor e para outras aplicações. Possui uma larga área frontal que reduz a velocidade de entrada do ar. A razão de pressão total destas unidades pode variar de 5 a 15. A temperatura máxima pode chegar até 1290 °C em algumas unidades. A grande aplicação das turbinas industriais tem sido a geração de eletricidade operando na base.

As turbinas a gás aeroderivativas são caracterizadas por: apresentar maior eficiência, ter alta confiabilidade, ocupar pouco espaço, menor relação peso/potência e flexibilidade na manutenção.

Atualmente as turbinas aeroderivativas podem atingir uma potência máxima de até 50 MW e as turbinas industriais de até 350 MW. A grande aplicação das turbinas a gás industriais tem sido em bombas para gás e óleo, geração de eletricidade e propulsão naval.

Existem distinções amplas entre as turbinas a gás industriais e aeroderivativas:

- O conjunto industrial permite uma operação da ordem de 100.000 horas sem revisão completa, sendo bem maior do que o esperado para uma turbina aeroderivativa.
- A limitação do tamanho e o peso de uma turbina a gás aeroderivativa são muito mais importantes do que qualquer outro caso de aplicação de turbina a gás, devido às suas origens aeronáuticas.

As turbinas a gás industriais são mais robustas e pesadas do que aquelas de uso aeronáutico além de apresentar uma concepção de projeto diferente. Entretanto, 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 realizada.

Como exemplo de turbinas a gás aeroderivativas, podem ser citadas as turbinas fabricadas pela GE (General Electric) que são: LM1600, LM 2500, LM5000 e LM6000, fornecendo potências de 13,2 MW a 42 MW.

Já as turbinas *heavy-duty* da GE são: MS5001, MS6001, MS7001 e MS9001, fornecendo potências de 26 MW a 226 MW. Elas podem ou não ter injeção de vapor (ciclo STIG) e estarem integradas num ciclo combinado.

A Figura 2.1 mostra a turbina a gás da GE, LM6000, que possui uma potência de 42 MW e 40% de eficiência térmica nas condições ISO.

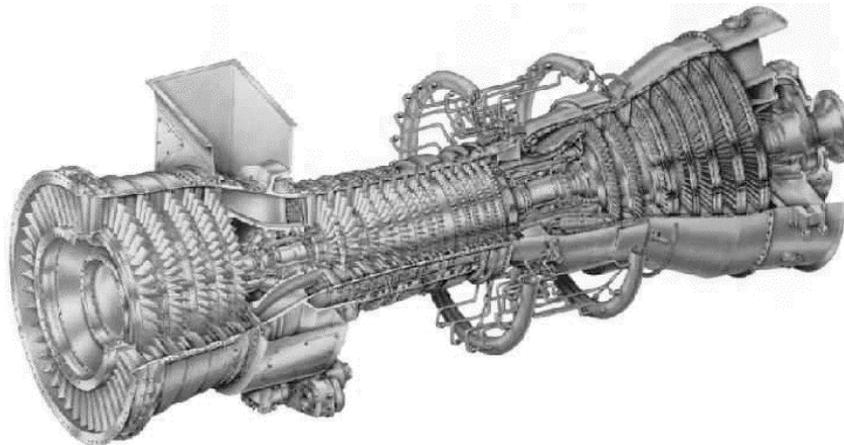


Figura 2.1 – Turbina a gás GE LM6000 (Turbina Aeroderivativa).

Já a Figura 2.2 representa uma turbina industrial da Alstom.

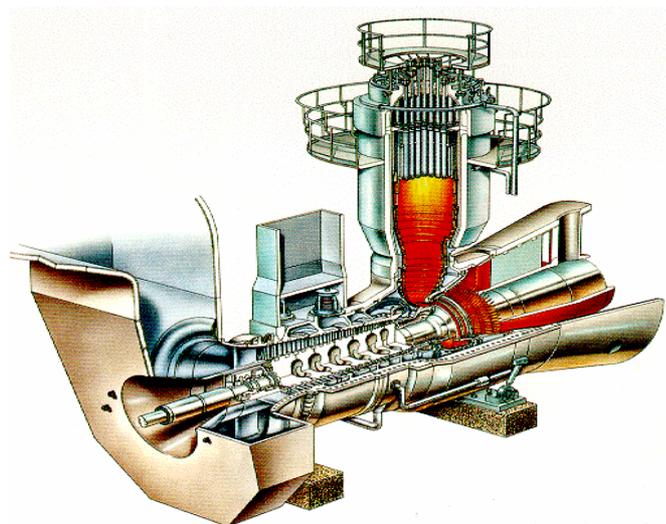


Figura 2.2 – Turbina a gás Alstom GT8C (Turbina *Heavy-Duty*).

2.2.1. Classificação das Turbinas a Gás

Segundo a faixa de potência, as turbinas a gás industriais podem ser classificadas como [Boyce, 1982]:

- **Pequeno porte: até 1 MW**

As turbinas a gás de pequeno porte são aquelas cuja potência nominal é menor que 1 MW. Seu projeto é similar ao projeto das turbinas maiores, no entanto, há algumas unidades que contêm um compressor centrífugo ou uma combinação de compressor centrífugo e axial, bem como turbina de fluxo radial. Geralmente uma turbina a gás deste tipo é formada por um compressor centrífugo de simples estágio com uma razão de pressão de cerca de 4:1, uma câmara de combustão simples com cerca de 870 °C de temperatura máxima e uma turbina de fluxo radial. A eficiência das turbinas a gás de pequeno porte é normalmente muito menor que a eficiência das unidades de porte maior, por causa da limitação da temperatura de entrada da turbina e da baixa eficiência de seus componentes. Estas unidades são robustas e sua simplicidade de projeto garante muitas horas de operação sem problemas, e algumas possuem regenerador para aumentar a eficiência térmica. Dentro dessa faixa de potência estão as microturbinas que podem atingir potências de até 300 kW.

- **Médio porte: entre 1 MW a 15 MW**

Turbinas a gás de médio porte são aquelas com potência entre 1 MW e 15 MW. Estas unidades têm projeto similar às turbinas a gás *heavy-duty* ou aeroderivativas. Geralmente, são turbinas com dois eixos, as quais são mais eficientes em operações com carregamento parcial, pois nesta configuração de turbina o gerador de gás opera com eficiência máxima, enquanto a turbina de potência opera em uma faixa de velocidade menor. O compressor possui geralmente entre 10 e 16 estágios de compressão axial subsônico, o qual produz uma razão de pressão de cerca de 5 a 11. A turbina do gerador de gás tem geralmente de 2 a 3 estágios axiais, com resfriamento a ar das palhetas do primeiro estágio. A turbina de potência é geralmente de fluxo axial com um ou dois estágios. As turbinas de médio porte são usadas em plataformas *offshore* e estão em expansão em plantas petroquímicas. Nas plantas de processo, o gás de exaustão da turbina é usado para geração de vapor. As plantas de cogeração

gás-vapor, que normalmente usam turbinas de médio porte, apresentam altos valores de eficiência e são a tendência do futuro.

- **Grande porte: acima de 15 MW**

As turbinas a gás de grande porte possuem potências acima de 15 MW e podem ser aeroderivativas ou *heavy-duty*. As turbomáquinas são predominantemente axiais e podem ter vários estágios.

2.2.2. Componentes das Centrais Termelétricas a Gás

Com o objetivo de fornecer uma visão geral do princípio de funcionamento, tipos e características peculiares da turbina a gás, são descritas a seguir as partes componentes da mesma, de acordo com a Figura 2.3.

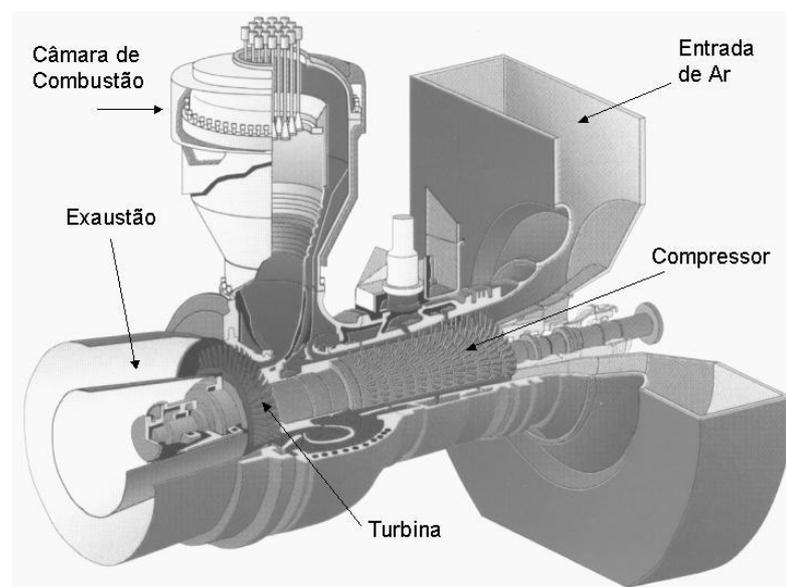


Figura 2.3 – Turbina a gás Alstom GT8C.

De forma geral, uma turbina a gás é constituída por uma entrada de ar, pela qual será feita a admissão do ar a ser comprimido pelo compressor antes de ser conduzido à câmara de combustão. Na câmara de combustão parte da massa de ar é misturada ao combustível. O produto da combustão desta mistura leva a uma expansão do gás na turbina, o que resulta no acionamento da mesma. Esta, por sua vez, aciona o compressor e fornece potência ao eixo de um gerador acoplado.

a) Sistema de Entrada de Ar

Uma vez que os compressores são bastante sensíveis a depósitos em suas palhetas e bocais (poeira, vapores, insetos, entre outros), há a necessidade de um sistema capaz de remover estas partículas. Assim, através de filtros, os sistemas de entrada de ar têm a finalidade de remover partículas que podem afetar a eficiência da turbina.

Uma outra função do sistema de entrada de ar é esfriar o ar quando houver valores elevados de temperatura ambiente. A Figura 2.4 apresenta um exemplo de um sistema de filtragem de ar.



Figura 2.4 – Sistema de entrada de ar da turbina a gás.

b) Compressores

Para um bom funcionamento da turbina a gás é indispensável que haja uma compressão eficiente de grandes volumes de ar. Para tanto, esta função é designada ao compressor, que é o componente da turbina responsável pela compressão do ar que será introduzido na câmara de combustão. Existem dois tipos de compressores: o axial e o radial (ou centrífugo). A Figura 2.5 apresenta um compressor axial.

A compressão do ar é feita por uma série de pás e alhetas com perfil aerodinâmico em vários estágios. A energia mecânica é então transferida ao fluido de trabalho (ar) no rotor ou especificamente nas pás resultando numa elevação de pressão deste fluido. Salienta-se que o acionamento do rotor é realizado pela turbina a gás através de um eixo.

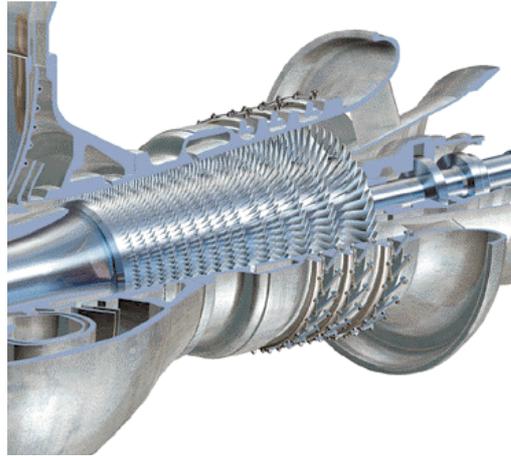


Figura 2.5 – Compressor de uma turbina a gás.

Deseja-se que os compressores tenham um bom rendimento em uma faixa operativa, ou seja, que sejam capazes de comprimir um grande fluxo de ar, com um mínimo de estágios, sustentando alto desempenho e estabilidade aerodinâmica.

Com relação ao fluxo, um compressor centrífugo é caracterizado por ter a trajetória do ar escoando perpendicularmente ao rotor (eixo), enquanto o compressor axial é caracterizado por ter a trajetória do ar escoando paralelamente ao eixo do rotor (escoamento hélico-axial). A Figura 2.6 mostra a direção dos fluxos nos dois tipos de compressor.

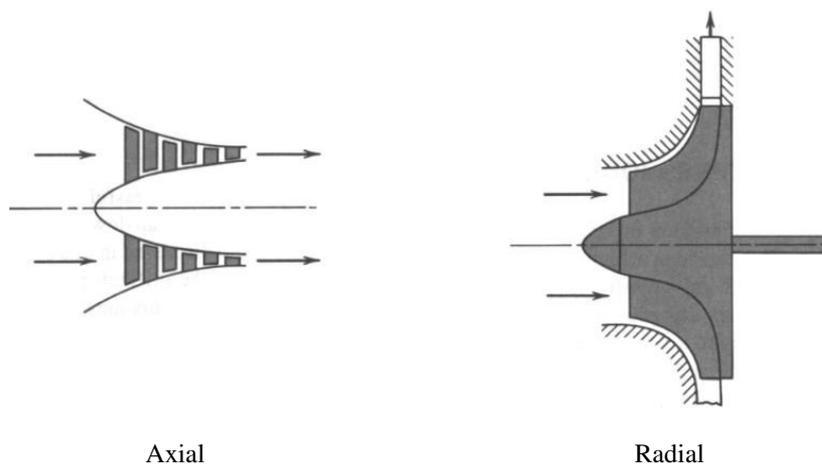


Figura 2.6 – Direção dos fluxos de ar em compressores axiais e radiais.

Realizada a compressão, o ar segue para o sistema de combustão sendo que há também a possibilidade de extração do ar dos diferentes estágios de compressão para selagem dos mancais, limpeza do filtro de ar e resfriamento da turbina.

Controle do Fluxo de Ar

Para se operar a turbina com uma grande faixa de fluxo de massa com elevada eficiência, razão de pressão e velocidade de rotação constantes, torna-se necessária a utilização do *VIGV* (*Variable Inlet Guide Vane* – Pá Guia Variável).

O *VIGV* é composto de uma série de alhetas planas que podem ter seu ângulo de incidência variado (rotacionado) mecanicamente através de um sistema de controle hidráulico, possibilitando, desta forma, o controle da vazão de ar. O *VIGV* está localizado na entrada ou na região central do compressor, conforme Figura 2.7.

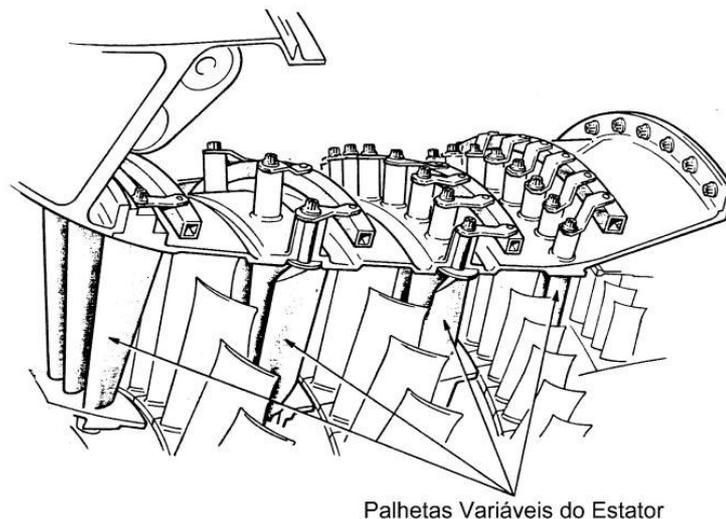


Figura 2.7 – Detalhe do *VIGV* (*Variable Inlet Guide Vane*).

Na realidade, a grande função do *VIGV* é manter constante a relação ar / combustível, sendo fundamental para a operação em ciclo combinado, mantendo a temperatura dos gases de exaustão constante.

A presença deste elemento se justifica principalmente pela difícil tarefa que a câmara de combustão tem de queimar grandes quantidades de combustível com grandes volumes de ar provenientes do compressor. A realização desta tarefa deve incidir numa perda de pressão muito pequena com uma máxima liberação de calor, dentro de um espaço limitado. Ou seja, o desempenho de uma turbina a gás pode ser expresso em termos do consumo específico de combustível. Assim, é necessário conhecer a razão entre a massa de combustível e a massa de ar que entram na câmara de combustão.

Intercooler

Uma forma de aumentar a potência útil da turbina sem afetar o trabalho produzido é conseguida com a utilização de *intercooler* entre dois compressores, como forma de reduzir o trabalho de compressão.

Para isso é necessária a operação do compressor próxima a um processo isotérmico, com o envolvimento de dois ou mais compressores. Deste modo há uma menor perda de potência durante o processo de compressão.

O ar da pressão ambiente é comprimido a uma pressão intermediária no primeiro compressor, havendo um aumento da temperatura deste gás. A função do *intercooler* será, então, reduzir a temperatura do ar comprimido que sai para o segundo compressor, completando o processo de compressão para a pressão final desejada. A Figura 2.8 exemplifica um ciclo com *intercooler*.

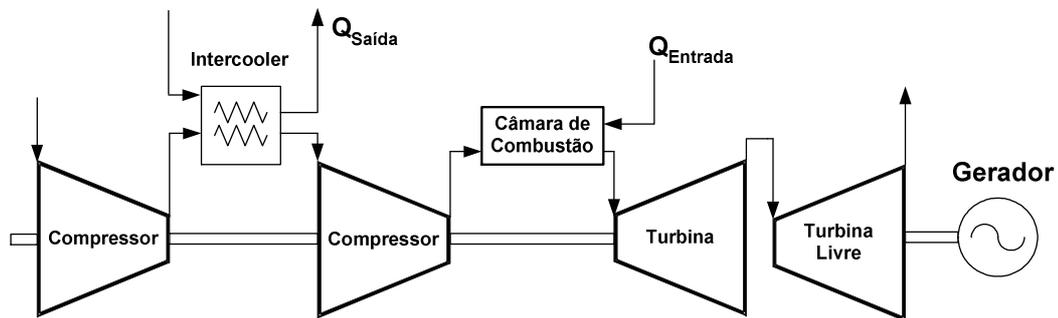


Figura 2.8 – Ciclo com *intercooler*.

c) Câmara de Combustão

A finalidade da câmara de combustão é queimar uma quantidade de combustível com um grande volume de ar entregue pelo compressor. A Figura 2.9 exemplifica uma câmara de combustão.

Com a combustão, há liberação de calor e conseqüente expansão e aceleração dos gases. Estes gases, resultantes da combustão, juntamente com o excesso do ar para resfriamento saem da câmara de combustão e são direcionados à turbina na forma de fluxo uniforme para produção de trabalho mecânico.

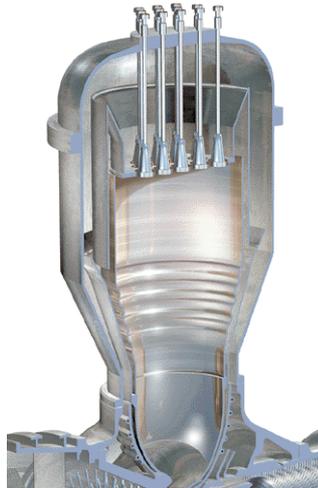


Figura 2.9 – Câmara de combustão.

Como a temperatura requerida do fluido de trabalho na entrada da turbina varia com o empuxo ou o trabalho, e sendo a temperatura máxima limitada pela temperatura do material das palhetas da turbina, a câmara de combustão deve realizar uma combustão eficiente e estável ao longo da faixa de operação da turbina a gás.

A quantidade de combustível a ser misturada com o ar dependerá do aumento de temperatura requerido, porém, como citado anteriormente, há uma limitação desta temperatura que chega a aproximadamente 2000 °C no processo de combustão. Uma forma de reduzir a temperatura dos gases para valores suportáveis às partes componentes da turbina seria o aumento de ar na câmara de combustão.

Em uma câmara de combustão típica são identificadas três zonas: a de difusão, a primária e a secundária, de acordo com a Figura 2.10.

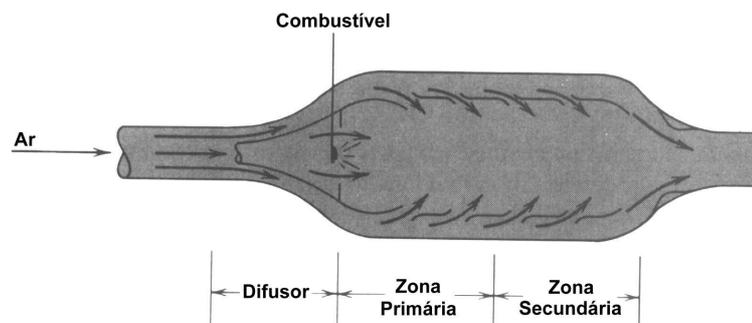


Figura 2.10 – Câmara de combustão típica.

Geralmente, todas as câmaras incorporam os seguintes componentes:

- Carcaça;
- Difusor;
- Tubo de chama;
- Bico injetor de combustível.

A zona de transição entre a saída do compressor e a entrada da câmara de combustão é chamada de difusor. Sua função não se restringe a apenas diminuir a velocidade do ar que entra na câmara, mas também disponibilizar um escoamento estável e suave ao tubo de chama com a recuperação da pressão dinâmica.

A região onde o combustível é injetado e ocorre a ignição é denominada zona primária. Sua função é ancorar a chama e prover tempo, temperatura e turbulência suficientes para atingir a combustão completa do combustível. Para todas as condições operativas a velocidade do ar deve estar abaixo da velocidade da frente de chama da combustão para que esta não ocorra fora da câmara de combustão.

O papel da zona secundária é admitir o ar remanescente introduzido através de uma ou mais fileiras de orifícios na parede do tubo de chama e, conseqüentemente, reduzir a temperatura dos gases na câmara produzindo uma corrente de saída com uma temperatura média desejada pela turbina.

Uma mistura de ar e combustível, aproximadamente estequiométrica, distribuída uniformemente através da zona primária em toda faixa de operação, é o objetivo almejado a partir da injeção de combustível dentro da câmara de combustão. Para a eficácia desejada os processos de atomização e vaporização do líquido são de importância fundamental para o comportamento do sistema de combustão da turbina a gás. O sistema de combustão é composto de câmaras de combustão com bocais integrais de combustível, conectores de otimização do ar, sistema de ignição e detectores de chama.

A eficiência da combustão pode ser aumentada com a elevação da pressão na entrada do combustor. O aumento da razão combustível / ar aumenta a eficiência da combustão até certo

valor constante. Porém, se a mistura se tornar rica com o aumento da razão combustível / ar, a eficiência diminui.

d) Turbina

A função da turbina é fornecer potência através do seu eixo para o acionamento do turbogerador, do compressor e acessórios. Para isto, a turbina utiliza a energia armazenada nos gases quentes em expansão provenientes da câmara de combustão. Isto é conseguido devido aos vários estágios existentes. O número destes estágios depende da relação entre a potência exigida, do fluxo de gás, da velocidade rotacional que deve ser produzida e do diâmetro da turbina.

Basicamente uma turbina é composta por bocais de descarga de combustão, sistema diretor, e rotor. Seu eixo pode ser comum ao eixo do compressor.

A Figura 2.11 mostra um exemplo de uma turbina do ciclo a gás.

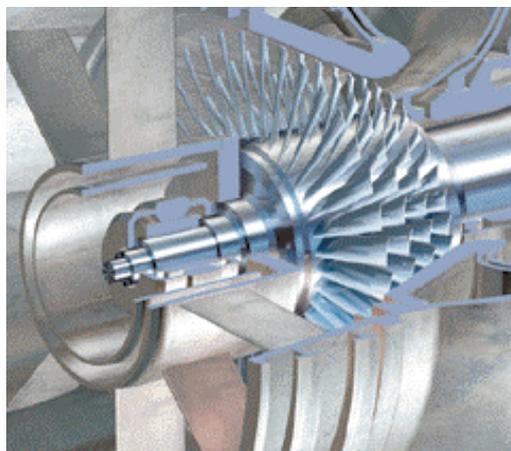


Figura 2.11 – Turbina do ciclo a gás.

e) Sistema de Combustível

A temperatura de operação da máquina é estabelecida primariamente pelo sistema de controle de combustível que é o aspecto mais crítico no controle da turbina a gás.

Como as máquinas operam próximas de seus limites é importante o compromisso com o rendimento, assim, o sistema precisa ser controlado para que se possa operar sempre no ponto ótimo.

Outros *loops* de controle como os controles de surto e de temperatura estão intimamente ligados ao sistema de combustível. Há a exigência de precisão no sistema de controle, sendo que as funções envolvidas devem trabalhar com coordenação em uma larga faixa operacional para que o sistema tenha resposta transitória adequada.

Portanto, confiabilidade e facilidade de manutenção são características indispensáveis aos sistemas.

Uma turbina a gás pode ter um ou mais tipos de sistemas de combustível, sendo os principais o gasoso e o líquido. A Figura 2.12 mostra o sistema de combustível.

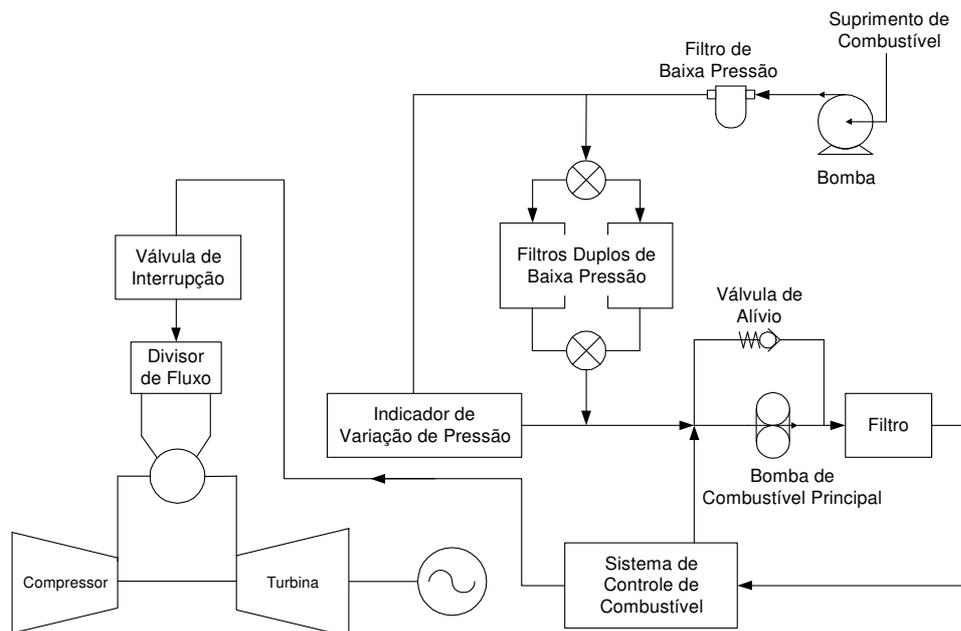


Figura 2.12 – Tipo de sistema de combustível.

Existe uma proximidade entre a turbina e o sistema principal de combustível, sendo que há um sistema de abastecimento que conduz o combustível dos tanques de armazenagem até a máquina.

Basicamente, o sistema de combustível gasoso é composto por: injetores de combustível – fornecer combustível aos combustores, de forma a se manter a chama; tubulação de combustível – levar o combustível aos injetores; válvula de redução – regular o fluxo de combustível; válvula de bloqueio – bloquear o combustível; válvulas reguladoras de pressão – controlar a pressão de entrada da válvula de bloqueio; filtro de combustível – prevenir entupimento das válvulas e proteger as bombas e outros elementos. Neste sistema normalmente o combustível gasoso mais utilizado é o gás natural.

O sistema de combustível líquido é mais complexo e crítico em relação ao sistema de combustível gasoso. Seus principais elementos são: combustor – compreende os injetores que atomizam o combustível para a combustão; bomba principal – levar o combustível aos injetores para devida distribuição e atomização; bomba auxiliar – bombear o combustível que passa pelos filtros até a bomba de sucção principal; filtro de combustível – prevenir danos e entupimentos nos injetores e válvulas; válvula de *bypass* – recircular o excesso de combustível; válvula de redução – regular o fluxo de combustível. O óleo combustível nº 2 é o combustível líquido mais utilizado.

O tipo de combustível é um dos mais importantes aspectos que governam a escolha de uma planta. Gás natural deverá ser a escolha na maioria das operações se este estiver disponível, pois seu impacto ambiental é minimizado e o custo da manutenção é reduzido.

Turbinas a gás aeroderivativa não podem operar com combustíveis pesados, deste modo, se combustíveis pesados for um critério, as turbinas do tipo *heavy-duty* deverão ser utilizadas. Com a utilização de combustíveis pesados, a potência entregue seria reduzida após 2 semanas de operação de aproximadamente 10%.

f) Injetores de Combustível

A função indispensável de distribuir apropriadamente o combustível, garantindo a queima rápida é destinada aos injetores, que são os componentes finais do sistema de combustível. Para que a queima possa ser realizada na câmara de combustão, o combustível a ser injetado deve ser filtrado, bombeado e medido.

O tipo de combustível determina a complexidade do sistema de injeção de combustível. Por exemplo, os combustíveis gasosos (gás natural) exigem um sistema de injeção menos complexo do que os combustíveis líquidos (óleos pesados).

g) Sistema de Exaustão

O sistema de exaustão tem a finalidade de conduzir os gases de exaustão, que saem do último estágio da turbina, para a atmosfera ou para o equipamento de recuperação de calor. Este sistema contém uma chaminé na saída da turbina a gás. O gás é então direcionado pelo exaustor a uma tubulação que transportará o mesmo até a chaminé de exaustão ou para o interior do equipamento de recuperação de calor. Um sistema de exaustão é mostrado na Figura 2.13.



Figura 2.13 – Sistema de exaustão.

h) Sistema de Partida

Devido à rotação inicial desenvolvida pela turbina a gás ser baixa, geralmente podem ser utilizados dois tipos de sistemas auxiliares de partida fornecendo torque adicional. Estes sistemas são:

- Conjunto de partida de motor elétrico;
- Conjunto de partida de motor diesel.

2.2.3. Configurações das Turbinas a Gás

A turbina a gás pode variar sua configuração de várias maneiras: adicionando-se compressores, turbinas, *intercoolers* entre os compressores, câmaras adicionais de combustão, trocadores de calor, que podem aproveitar os gases de exaustão para aquecer o ar na entrada da câmara de combustão, etc. Estes refinamentos podem ser utilizados para aumentar a potência útil e a eficiência térmica a custo do aumento da complexidade, custo e peso.

A maioria das turbinas a gás industriais apresenta configurações com e sem turbina livre de um, dois e três eixos do ciclo simples, como mostrado pela Figura 2.14.

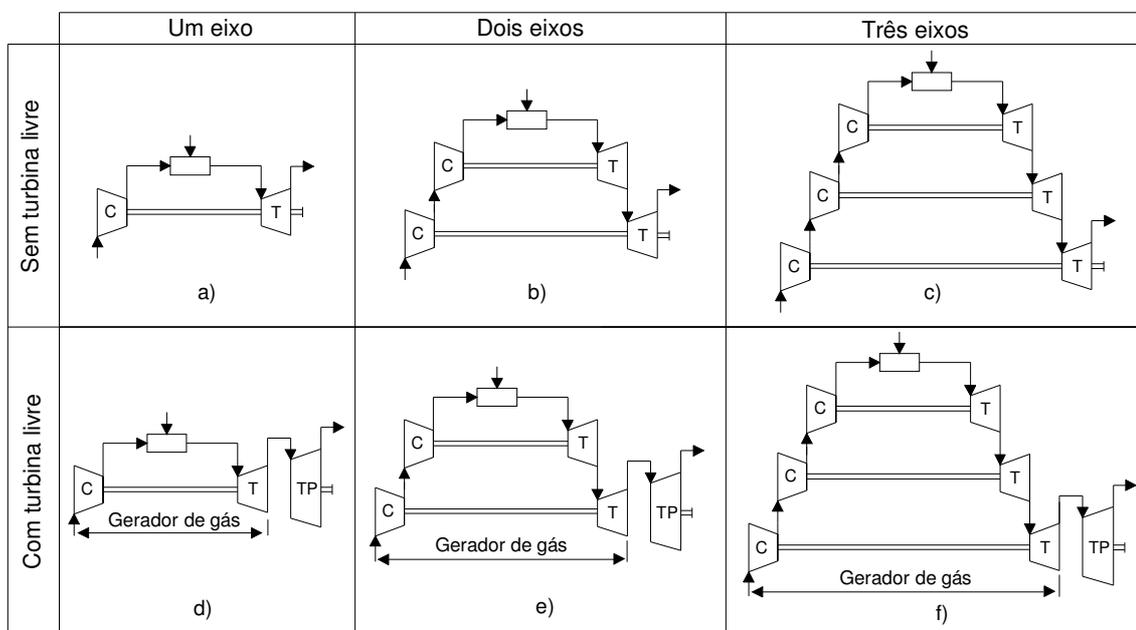


Figura 2.14 – Configurações da turbina a gás.

As configurações sem turbina livre são mostradas pelas Figuras 2.14a, 2.14b e 2.14c. No caso da configuração de um eixo, Figura 2.14a, parte da potência produzida pela turbina é fornecida ao compressor e o restante destina-se a potência útil do eixo. Esta configuração é muito utilizada em operação que exige velocidade e carregamento constante, como é o caso de geração elétrica, onde as turbinas a gás empregadas são denominadas *Heavy Duty Gas Turbine*.

Nas configurações com turbina livre (ou de potência) e gerador de gás, o gerador de gás pode ser de um, dois e três eixos, como mostram as Figuras 2.14d, 2.14e e 2.14f. A consideração de

mais de um eixo tem a finalidade de aumentar a eficiência térmica, aumentando a razão de pressão do ciclo. A divisão da compressão em vários estágios (vários eixos) visa aumentar a eficiência aerodinâmica do processo de compressão com a obtenção de alta pressão do ciclo. A compressão em um único estágio diminui a faixa de operação da turbina a gás e sua eficiência térmica.

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 e rotação.

A configuração com turbina livre e gerador de gás, pode ser utilizada para aplicações industriais ou aeronáuticas. No caso de turbinas aeronáuticas, a turbina livre é substituída por um bocal de propulsão. A vantagem deste tipo de configuração é que o gerador de gás está acoplado 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 diferença entre as configurações acima citadas está na operação, onde o comportamento e o desempenho são diferentes.

A turbina a gás com mais de um eixo, no gerador de gás, tem sua maior aplicação na aeronáutica. Os compressores para este tipo de aplicação podem ser centrífugos ou axiais. O uso de vários eixos é recomendado para razão de pressão acima de 8:1, no entanto, existem turbinas a gás de um eixo com razão de pressão 15:1, neste caso é necessário o uso de estatores variáveis no compressor (*VIGV*) para manter uma operação adequada da turbina quando há variação de carga.

Turbinas Aeroderivativas

Derivadas das turbinas aeronáuticas, estas unidades possuem múltiplos eixos trabalhando em rotações diferentes. A inércia do estágio de baixa pressão, ao qual está conectado o gerador, é muito baixa.

As máquinas de múltiplos eixos são extremamente 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. 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 de um eixo.

A vantagem deste tipo de turbina é que devido ao acoplamento aerodinâmico, os esforços mecânicos na turbina livre não são absorvidos pelo gerador de gás. Além disso, o gerador de gás pode ter rotação diferente da turbina livre.

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.

Configurações de Turbinas Aeroderivativas

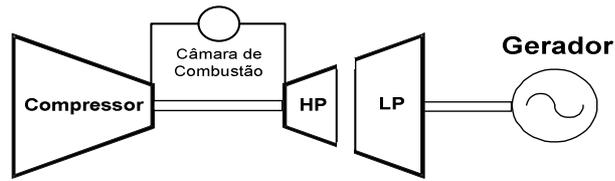
A operação das turbinas de múltiplos eixos é caracterizada por *spools* (conjuntos compressor/turbina) os quais operam com rotação variável em função da potência solicitada.

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

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

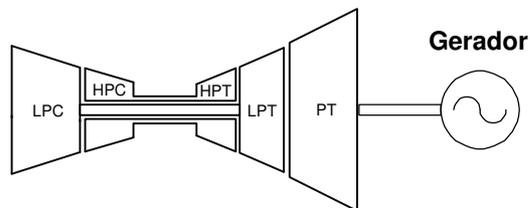
Um empuxo é fornecido à turbina de potência pelo gerador de gás através do fluxo de massa proveniente dos gases quentes de exaustão. Então, o empuxo é convertido em potência mecânica por uma turbina de potência acoplada aerodinamicamente ao gerador de gás.

A Figura 2.15 ilustra a configuração típica de uma turbina a gás com *spool* simples e turbina de potência.

Figura 2.15 - Configuração com *spool* simples e turbina de potência.

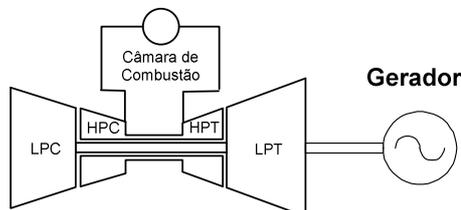
- **Configuração com Dois *Spools* + Turbina de Potência (Turbina Livre)**

Esta 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 2.16.

Figura 2.16 – Configuração dois *spools* + turbina de potência.

- **Configuração Avançada com Dois *Spools***

Tal 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 2.17.

Figura 2.17 – Configuração avançada com dois *spools*.

- **Configuração Avançada 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, de acordo com a Figura 2.18.

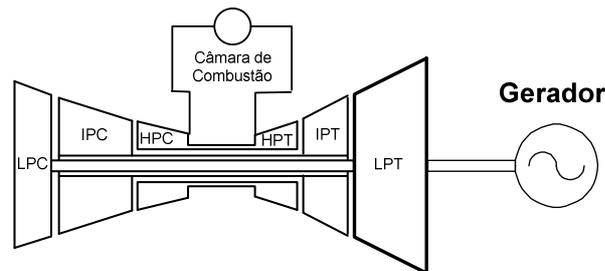


Figura 2.18 – Configuração avançada com três *spools*.

2.2.4. Tipos de Controle das Turbinas a Gás

O comportamento dinâmico das turbinas a gás é substancialmente diferente dos demais tipos de turbina. O seu entendimento, associado a uma modelagem matemática adequada, é fundamental nas análises que envolvem as interações com o sistema elétrico de potência.

Geralmente, o modelo da turbina a gás considera quatro controles: o regulador de velocidade, os controles de aceleração e temperatura, sendo que este último incorpora o controle do *VIGV*.

Os sinais desses três controladores são comparados através de um seletor de valor mínimo, sendo que este irá selecionar um dos sinais com o objetivo de economizar combustível.

Há dois aspectos que são essenciais no controle da turbina a gás: os instrumentos de medição da temperatura de exaustão e o sistema do *VIGV*. É importante ressaltar que a temperatura de exaustão real varia juntamente com as mudanças de: velocidade do rotor, fluxo de combustível, temperatura ambiente e posição do *VIGV*.

Esses quatro sistemas de controle presentes na turbina a gás são descritos a seguir.

a) 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. Portanto, a utilização de dispositivos controladores, cuja função básica é manter a frequência do sistema constante, viabiliza a operação em paralelo.

As cargas elétricas do sistema de potência sofrem pequenas variações, determinando suaves alterações no conjugado elétrico em condições normais de operação. Conseqüentemente há um pequeno desequilíbrio entre os conjugados elétrico e mecânico. Uma forma de compensar isto é através do aumento ou redução do fluxo de combustível, através da atuação do regulador de velocidade sobre as válvulas de admissão (válvulas de controle – GV). Assim, o equilíbrio entre a carga e a geração é restabelecido.

Nos casos de grandes impactos no sistema de potência, os reguladores têm uma atuação semelhante, porém, as excursões de velocidade são bem maiores, sendo importante a verificação de possível violação de limites operativos.

b) Controle de temperatura

Um aumento da demanda de potência requer uma elevação no fluxo de combustível, determinando um acréscimo na temperatura de operação da turbina. Quando esta temperatura alcançar o limite máximo permitido para o material utilizado na confecção da máquina, deve-se haver uma restrição. A medição da temperatura é realizada através de um termopar. Na ocorrência de uma variação de temperatura de exaustão da máquina, a tensão do termopar não varia instantaneamente, logo, durante um transitório, haverá um atraso no sinal de temperatura. A magnitude do atraso determina o *overshoot* ocasionado pela existência de uma rápida variação da temperatura. Para minimizar o *overshoot* e compensar este atraso, 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*.

c) Controle de aceleração

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

d) Controle do *Variable Inlet Guide Vane (VIGV)*

Existem palhetas móveis chamadas *Variable Inlet Guide Vane (VIGV)* localizadas no compressor de uma turbina a gás que, através de um sistema de controle específico, permitem variar a temperatura de exaustão da turbina, alterando a massa de ar que entra na câmara de combustão. Através deste controle, é possível salvaguardar a eficiência da turbina nas mais diversas condições operativas, bem como manter temperaturas de exaustão elevadas, mesmo em condições de carga leve.

2.3. Caldeira de Recuperação (*HRSG*)

A caldeira de recuperação é o elemento responsável pelo acoplamento térmico entre os ciclos a gás e a vapor. Os gases quentes de exaustão da turbina a gás são aproveitados pela caldeira para que haja a geração de vapor necessário às turbinas a vapor.

Podem existir um, dois ou três níveis de pressão na caldeira de recuperação. O vapor é gerado em vários estágios de pressão com a finalidade de otimizar e melhorar o desempenho do processo na maioria das configurações em ciclo combinado. Ou seja, a utilização de dois e três níveis de pressão reduz as irreversibilidades inerentes à troca de calor entre os gases e o vapor, reduzindo a diferença de temperatura entre ambos os fluidos.

A Figura 2.19 mostra um sistema da Alstom Power operando em ciclo combinado, composto por duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor. A caldeira de recuperação utiliza um tambor de alta pressão e um tambor de baixa pressão.

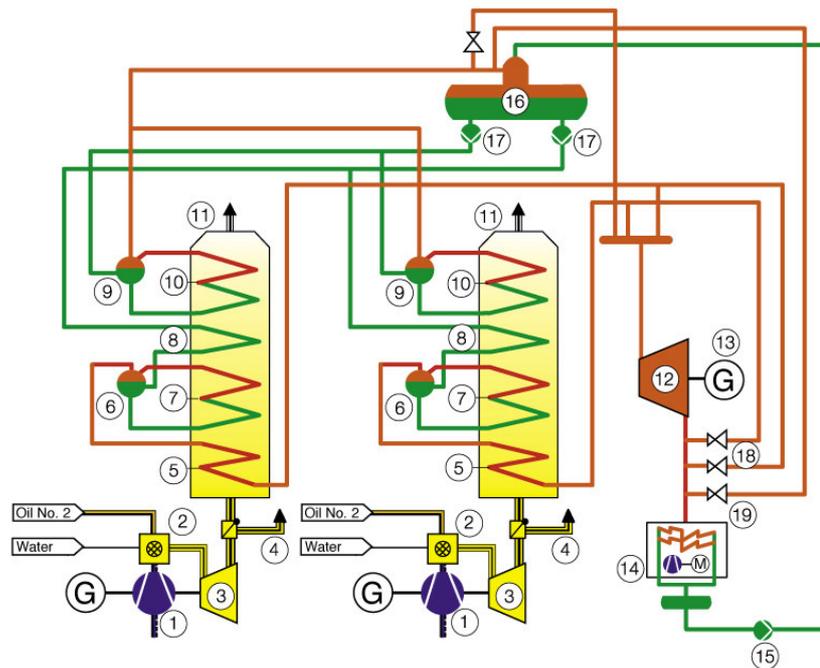


Figura 2.19 – Ciclo combinado com caldeira de recuperação (Alstom Power).

A Tabela 2.1 descreve os componentes utilizados na configuração anterior.

Tabela 2.1 – 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 |

A caldeira de recuperação com três níveis de pressão e ciclo a vapor com reaquecimento é uma outra configuração amplamente utilizada em arranjo de ciclo combinado.

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. Há 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 a ciclo combinado, contudo, diminui-se a eficiência do ciclo. Assim, 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.

Geralmente as centrais térmicas a ciclo combinado utilizam a caldeira de recuperação sem queima suplementar. A Figura 2.20 mostra uma caldeira de recuperação sem queima adicional de combustível.



Figura 2.20 – Caldeira de recuperação sem queima suplementar.

2.3.1. Componentes das Caldeiras de Recuperação

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.

Este componente é fundamental numa instalação de ciclo combinando, afetando além do custo inicial de investimento, custos de operação e eficiência global. A Figura 2.21 apresenta os principais elementos da caldeira de recuperação.

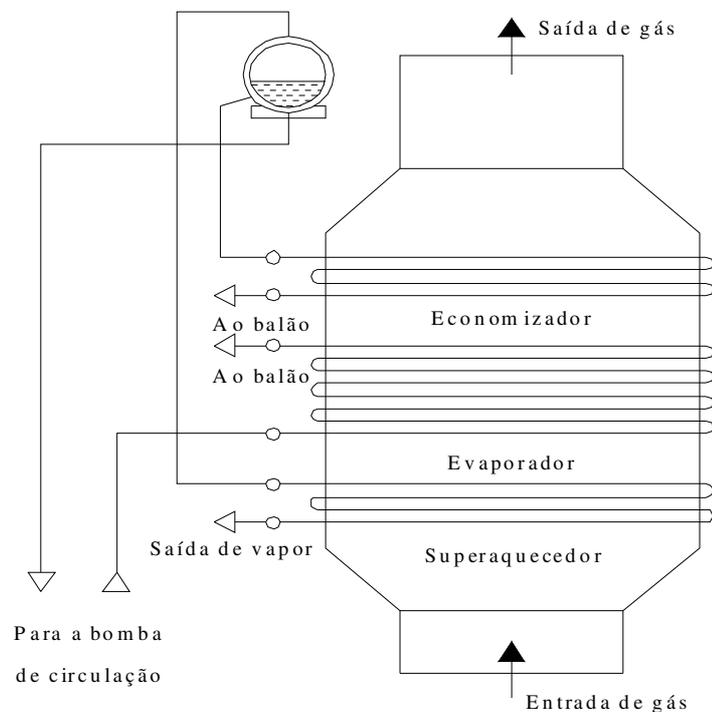


Figura 2.21 – Elementos da caldeira de recuperação.

A seguir serão apresentados elementos existentes em uma *HRSG* para operação em ciclo combinado.

Tambor

No tambor ocorre a isolamento do vapor gerado permitindo que apenas o vapor saturado siga através dos superaquecedores, primários e secundários, para o primeiro estágio de pressão da

turbina. De forma a aumentar o nível de energia, o vapor entra novamente na caldeira para ser reaquecido, seguindo para os outros estágios da turbina até o condensador, sendo bombeado para o reinício do processo, concluindo-se o ciclo. A Figura 2.22 mostra uma vista parcial do tambor.



Figura 2.22 – Vista parcial do tambor.

Superaquecedor

Tem a finalidade de elevar a temperatura do vapor acima do seu ponto de saturação através de superfícies absorvedoras de calor, fornecendo-o ao primeiro estágio da turbina.

O superaquecedor é formado por um conjunto de tubos espaçados, os quais são selecionados com base na temperatura que suportam durante a operação. A distância entre os tubos é relacionada com a temperatura do fluxo de calor, sendo que quanto maior a temperatura, maior é o espaçamento dos tubos.

Um procedimento de controle do processo, com a redução da temperatura do vapor, é realizado misturando-se água ao vapor. Isto é feito com a utilização de atemperadores.

Reaquecedor

Uma forma de se aumentar a temperatura do fluxo de vapor utilizado nos estágio de alta pressão (ou extra alta pressão) é a utilização de uma superfície de transferência de calor, chamada de reaquecedor.

Assim como o superaquecedor, o calor transferido para a superfície do reaquecedor pode ser através de radiação e, principalmente, de convecção.

Economizador

Para minimizar a diferença entre a temperatura da água de alimentação e a temperatura de saturação, a energia remanescente dos processos de transferência de calor no superaquecedor e aquecedor é utilizada para aquecer a água de alimentação antes da entrada no tambor. Com o emprego deste trocador de calor, há um aumento na eficiência da caldeira.

Para a caldeira de recuperação com queima suplementar devem ser instalados queimadores e câmara de combustão.

Queimador

Para realizar a mistura de combustível e ar na câmara de combustão são instalados queimadores no interior da mesma, de tal forma a proporcionar uma combustão mais eficiente. Por isso, os queimadores devem ter alto grau de suportabilidade térmica.

Geralmente são empregados combustíveis gasosos para a queima suplementar.

A Figura 2.23 mostra um queimador de gás natural.

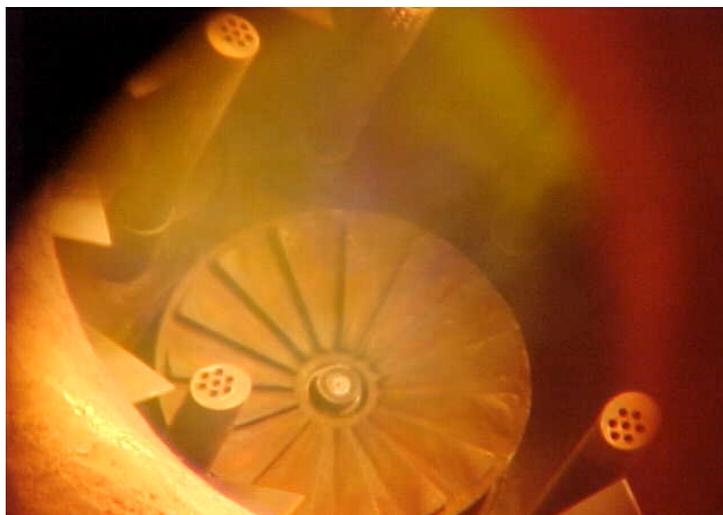


Figura 2.23 – Queimadores de gás natural.

2.3.2. *Bypass* de Gás e de Vapor

Em determinados momentos torna-se necessária a separação do ciclo da turbina a gás do ciclo da turbina a vapor. Para tanto, há uma câmara que comanda o desacoplamento do circuito.

O sistema de *bypass* do gás consiste num *damper* que desvia os gases de escape da turbina a gás para a chaminé adicional, evitando sua passagem parcial ou total através da caldeira de recuperação, isto permite que o gás de exaustão vá direto para a atmosfera. Este sistema permite isolar a operação da turbina a gás do resto da planta. Além disto, facilita o aquecimento da caldeira de recuperação e sua entrada em operação a cargas parciais, uma vez que permite diminuir a vazão de gás que passa através das superfícies de troca de calor.

A Figura 2.24 apresenta a câmara de *bypass* também chamada de *damper*.



Figura 2.24 – Câmara de *bypass*.

Já o sistema de *bypass* da turbina a vapor consiste numa tubulação com uma válvula que permite desviar diretamente a vazão de vapor da caldeira de recuperação para o condensador. Este sistema facilita a partida da usina, permitindo o aquecimento gradual da turbina a vapor, bem como sua acomodação à carga de operação. Ou seja, durante o aquecimento da caldeira de recuperação, o vapor gerado é enviado por meio de um *bypass* ao condensador.

Durante um certo período, o *bypass* de vapor da turbina é mantido aberto a fim de garantir a taxa de aquecimento correta da turbina a vapor. Com o fechamento desse sistema, a turbina é carregada até seu valor nominal ao mesmo tempo em que se aumentam os parâmetros do vapor até os seus valores nominais.

A Figura 2.25 mostra o esquema das linhas de *bypass* para o condensador. Este tipo de *bypass* geralmente tem capacidade de permitir a passagem nominal de vapor. Com isso é possível operar a turbina a gás com a turbina a vapor desligada.

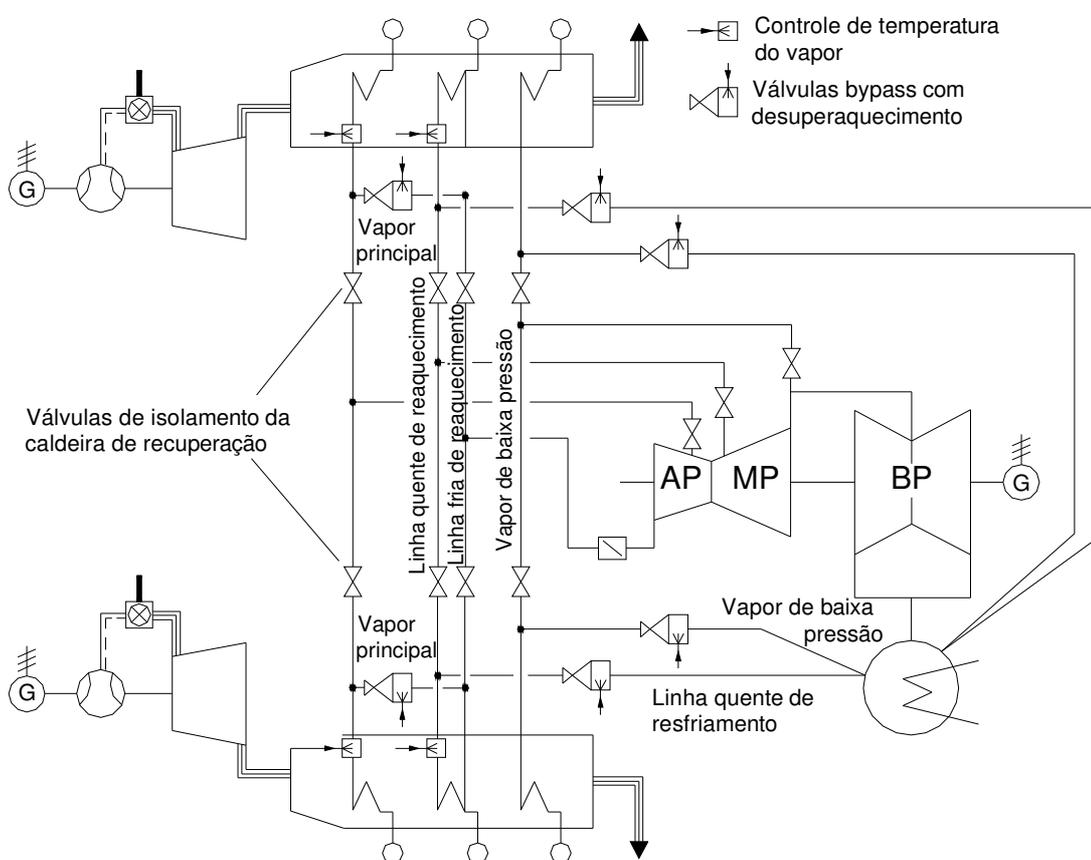


Figura 2.25 – Esquema das linhas de *bypass* para o condensador.

Controle de *Bypass*

A definição de uma estratégia de controle para o sistema de *bypass* de uma unidade geradora depende de diversos fatores, entre os quais podem-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.

2.4. Turbina a Vapor

A transformação da energia potencial do vapor em energia cinética devido a sua expansão ocorre na turbina. Portanto, há a transformação desta energia em energia mecânica em decorrência da força do vapor que atinge as pás, produzindo a rotação da turbina. Conseqüentemente, o trabalho de eixo será convertido em potência elétrica no gerador.

Basicamente a turbina é constituída por um rotor apoiado em mancais, onde se localizam as pás (móveis), as alhetas (imóveis), a carcaça (invólucro). Substancialmente, é uma máquina que transforma a energia térmica do vapor, medida na forma de entalpia, em trabalho mecânico. Uma turbina a vapor é vista na Figura 2.26.



Figura 2.26 – Vista geral de uma turbina a vapor da Alstom Power.

Os dois tipos de turbinas que podem ser utilizados na geração de energia elétrica são o *tandem-compound* e o *cross-compound*. Estes elementos serão melhor detalhados na seção 2.4.4. referente às configurações típicas das turbinas a vapor.

2.4.1. Estágios da turbina

Com a finalidade de melhorar o desempenho do processo, as turbinas a vapor podem apresentar vários estágios de pressão. Assim, são normalmente considerados estágios de alta, média (ou pressão intermediária) e baixa pressão. As configurações mais utilizadas são listadas a seguir:

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

Existem outros modelos de turbinas térmicas, mais complexos, que consideram quatro ou mais estágios de pressão.

Estágios de alta e média pressão

O fluxo de vapor nas seções de alta e média pressão da turbina opera com altas temperatura e pressão, sendo que nestas seções há separação através de um revestimento que elimina a necessidade de selagem. Os cilindros internos suportam os anéis, que são dispositivos onde estão fixadas as palhetas. As pás estacionárias são direcionadas no caminho do vapor. Nas mesmas o vapor sofre uma queda de pressão, havendo, no entanto, elevação em sua velocidade. Deste ponto o vapor é direcionado para o próximo conjunto de palhetas rotativas. O anel de palhetas tem extratores de vapor para providenciar o aquecimento da água de alimentação.

O vapor é introduzido na turbina de alta pressão através da válvula de controle principal. Partindo desta válvula o vapor entra na turbina onde é expandido através do conjunto de bocais. Este golpeia as pás estacionárias fazendo-as girar e segue para outro conjunto de palhetas nos estágios remanescentes da turbina de alta pressão. Cada bocal é suprido de vapor por uma válvula de controle. Na seção de pressão intermediária, o vapor que vem do reaquecedor alcança bocais onde realiza o mesmo procedimento observado para a seção de alta pressão. No caso de configurações onde há duplo reaquecimento, tem-se a incorporação na turbina de uma seção de extra-alta pressão. Esta seção recebe o vapor das válvulas de controle, e as outras seções recebem o vapor reaquecido.

Estágio de baixa pressão

Da mesma forma que os outros, o estágio de baixa pressão possui anéis, cilindros e selagens. O vapor proveniente da seção intermediária caminha através de dutos chamados *crossover piping*, que são mostrados na Figura 2.27, chegando aos bocais da turbina de baixa pressão. As palhetas que recebem o vapor são maiores do que as dos outros estágios, pois o vapor já não possui grande pressão. A saída da turbina é exposta ao vácuo do condensador. Para prevenir sobrepressão no material, devido ao vácuo no condensador, há revestimentos especiais compostos de diafragmas ou discos de ruptura no topo do revestimento. Como nas outras seções, ocorre a extração para aquecer a água de alimentação.



Figura 2.27 – *Crossover piping*.

2.4.2. Válvulas

As válvulas principais associadas à turbina a vapor são mostradas na Figura 2.28.

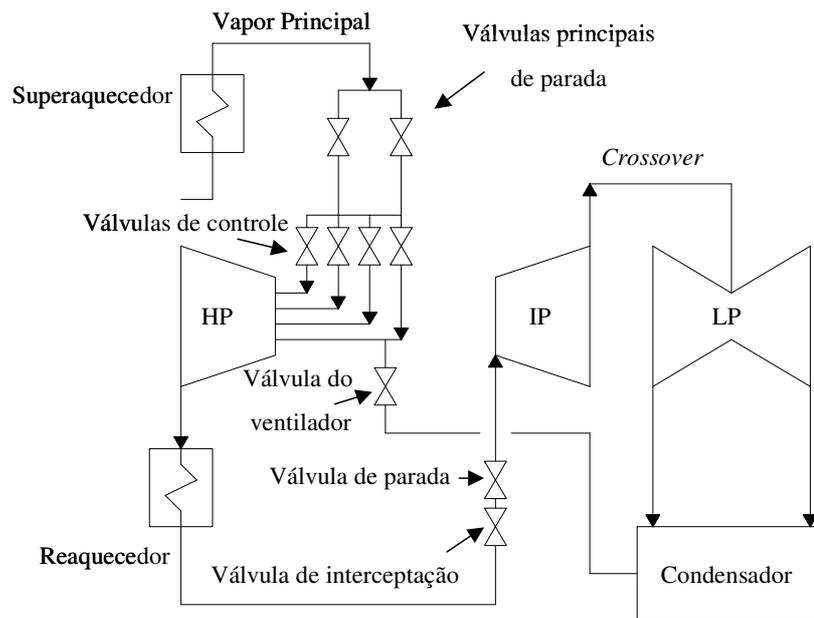


Figura 2.28 – Válvulas da turbina a vapor.

Válvulas principais de parada (MSV)

Também chamadas de válvulas de estrangulamento, têm a função primária de prover uma proteção de *backup* para a turbina a vapor quando não há atuação das válvulas de controle. Problemas para a turbina podem aparecer em conseqüência de sobrevelocidade rapidamente causada pela energia contida no vapor principal. Durante a partida, o controle do vapor é provido pelas válvulas de parada, sendo esta uma função secundária.

Válvulas principais de controle de vapor (CV)

As válvulas de controle têm a função elementar de regular o fluxo de vapor para a turbina e conseqüentemente controlar a potência gerada dentro das condições especificadas pelo usuário. Portanto, o controle primário da turbina é de responsabilidade deste componente.

A liberação de maior ou menor quantidade de vapor é realizada mediante sinal do regulador de velocidade que dá o comando de abrir ou fechar as válvulas de controle.

A Figura 2.29 mostra as válvulas de controle.

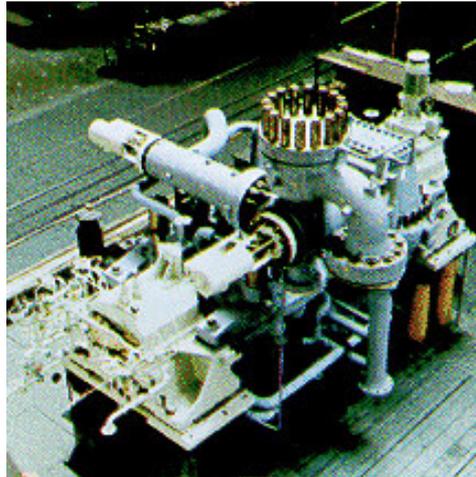


Figura 2.29 – Válvulas de controle.

Válvulas de interceptação e válvulas de parada de vapor reaquecido

Uma grande quantidade de energia disponível no vapor, tanto na turbina de alta pressão como nas tubulações de reaquecimento, torna necessária a utilização destas válvulas. Essa energia existente no vapor é capaz de causar sobrevelocidade. A expansão do vapor através das turbinas de média e baixa pressão para o condensador entrega mais potência que o necessário, ocasionando sobrevelocidade na turbina.

Por conseguinte, a utilização das válvulas de interceptação permite o estrangulamento do fluxo de vapor para a turbina de pressão intermediária controlando dessa maneira a velocidade. Uma condição similar pode ocorrer durante o desligamento da unidade, sendo as válvulas de interceptação utilizadas no controle da velocidade.

Em situações normais de operação, os dois tipos de válvulas ficam totalmente abertos, sendo o controle de velocidade realizado apenas pelas válvulas de regulação (válvulas principais de controle). Na ocorrência de algum *trip* a válvula de parada de vapor reaquecido e a válvula de interceptação fecham, prevenindo que o vapor reaquecido originário do reaquecedor entre na turbina de pressão intermediária.

Uma proteção de *backup* para a turbina a vapor é oferecida pelas válvulas de parada do vapor reaquecido no caso de um distúrbio da rede ou uma falha da válvula de interceptação. Durante grandes variações de carga e desligamento as válvulas de interceptação controlam a velocidade protegendo a turbina de sobrevelocidade destrutiva.

Válvula de *bypass*

Um sistema de *bypass* de vapor permite que a caldeira seja operada independentemente da turbina. Desse modo, o fluxo de vapor na saída da caldeira dependerá somente da capacidade das válvulas de *bypass*.

O aquecimento em combinação com o estresse ocasionado pela sobrevelocidade na turbina e conseqüente saída de operação pode danificar a turbina de alta pressão. Uma forma de evitar que este fato ocorra é a solicitação da válvula de *bypass* para sangrar o vapor para o condensador.

2.4.3. Sistema do condensado e água de circulação

Além dos equipamentos principais como caldeiras e turbinas, uma central termelétrica a vapor possui os denominados equipamentos auxiliares, que são de importância vital para o funcionamento da central.

Todos os aparelhos por onde circula a água já condensada, compreendidos entre a turbina e a caldeira, compõem o sistema de condensado e água de circulação.

O vapor ao sair da turbina é condensado, criando uma zona de baixa pressão na exaustão da mesma. Em seguida, ocorre o descarregamento da água no desaerador para a eliminação de gases impróprios. Há uma compensação da água de alimentação que vai entrar na caldeira através do vapor extraído da turbina completando-se assim o ciclo.

A seguir são descritos alguns componentes associados: condensador, torre de resfriamento, sistema de água de circulação, desaerador e bomba de condensado.

Condensador

O condensador é um trocador de calor que tem a função de condensar o vapor de exaustão da turbina. Deste modo, duas funções fundamentais são exercidas:

- Redução do valor de contra-pressão, influente no rendimento térmico do ciclo;

- Reuso do vapor, com conseqüente economia no custo de operação da instalação.

O fato de os últimos estágios da turbina operarem com pressão negativa faz com que nesta região aconteçam infiltrações de ar. Necessita-se remover, incessantemente, os gases não condensáveis para manter um nível adequado e vácuo no condensador. Isto é realizado pelos ejetores.

Há diversos tipos de condensadores sendo que em todos deve haver um elemento refrigerador, geralmente a água, e que é imprescindível sua presença na instalação.

A água de alimentação da caldeira deve possuir alto grau de pureza, razão pela qual se mantém um circuito de vapor. Com a reutilização do condensado, os vapores já utilizados podem ser injetados de volta ao ciclo evitando uma grande estação de tratamento.

A Figura 2.30 mostra um condensador resfriado a água.



Figura 2.30 – Condensador.

Torre de resfriamento

Com a função de reduzir a temperatura da água de circulação, incorporando-a ao ciclo de resfriamento do condensador, a torre de resfriamento constitui um elemento característico dos sistemas de água de resfriamento de ciclo fechado.

Ela é classificada segundo alguns critérios: tipo de acionamento (manual ou mecânico); sentido da movimentação dos fluxos de ar e de água (fluxo cruzado ou contracorrente) e pelo tipo predominante de transferência de calor (evaporativo ou sensível).

Desaerador

A remoção dos gases dissolvidos na água (O_2 e CO_2) é chamada de desaeração. Esses gases mesmo dissolvidos na água não reagem quimicamente com ela, e cada vez menos se tornam solúveis com o aumento da temperatura. A água esquentada até a temperatura de ebulição, quando os gases dissolvidos são liberados. Assim os gases são retirados com maior facilidade à medida que a temperatura aumenta.

A presença destes gases em forma dissolvida constitui a causa da corrosão interna das superfícies dos equipamentos energéticos. Por isso, é imprescindível a remoção destes gases da água de alimentação.

Além da função de desaeração, o desaerador tem as seguintes funções:

- Aquecimento regenerativo;
- Reserva de água de alimentação no sistema suficiente para 5 a 20 minutos de operação à carga máxima.

A Figura 2.31 mostra um modelo de desaerador.



Figura 2.31 – Desaerador.

Bomba de Condensado

A finalidade da bomba de condensado é sugar a água quente do condensador e entregar ao desaerador. Uma unidade deve conter duas bombas de condensado, cada uma com capacidade de atender sozinha à unidade a carga plena. Assim, uma bomba estará em serviço e a outra como *backup*, pronta para entrar em funcionamento.

Sistema de Água de Circulação

Este sistema consiste de uma tomada de água, localizada de tal modo a obter a água tão limpa e fria quanto possível. Para reter as impurezas em suspensão, a água passa por telas fixas e giratórias sendo bombeada e impulsionada pela tubulação de fornecimento para o condensador, onde resfria e condensa o vapor que sai da turbina. Após a distribuição nos tubos do condensador, a água segue até o poço de selagem, no qual transborda e é então descarregada.

2.4.4. Configurações típicas das turbinas térmicas a vapor

As turbinas térmicas com seus múltiplos estágios podem ser dos tipos *tandem-compound* ou *cross-compound*. Na configuração *tandem-compound*, que é apresentada na Figura 2.32, os estágios são conectados em série e acoplados a um único gerador, tudo em um mesmo eixo.

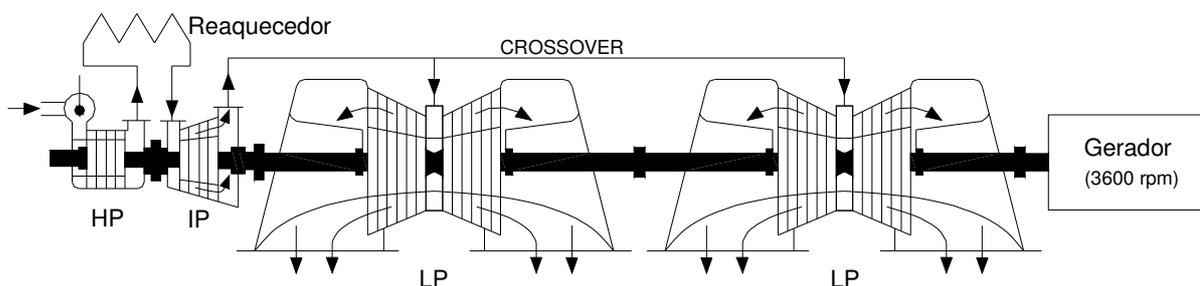


Figura 2.32 – Turbinas *tandem-compound*.

Já na configuração *cross-compound*, Figura 2.33, a turbina apresenta dois eixos separados, cada qual acoplado a um gerador e acionado por um ou mais estágios da turbina. Embora existam dois eixos e dois geradores diferentes na configuração *cross-compound*, a turbina

térmica constitui um conjunto único com vários estágios, sendo submetida à ação de um conjunto, também único, de sistemas de controle. Esta configuração apresenta maior capacidade e permite aumentar a eficiência, no entanto seu custo é mais elevado.

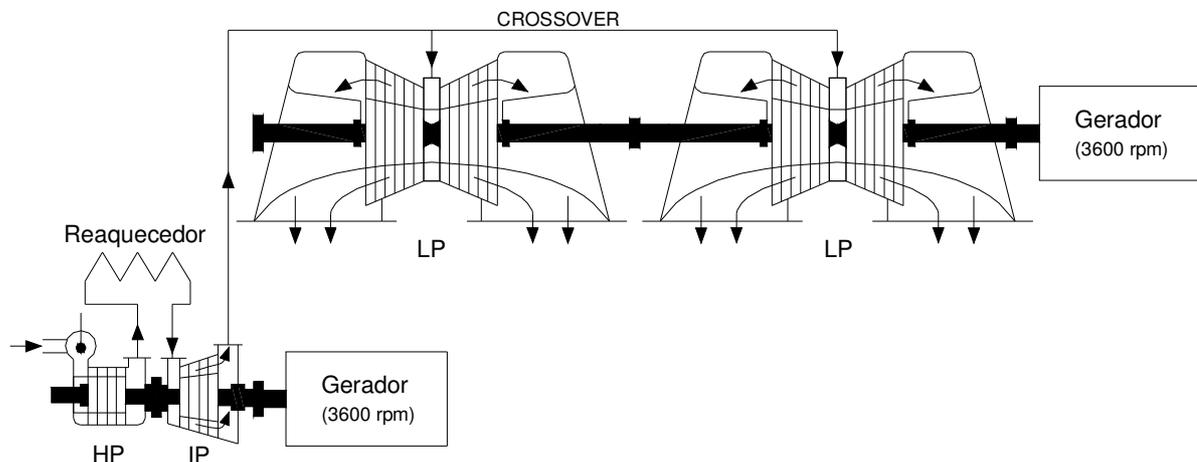


Figura 2.33 – Turbinas *cross-compound*.

De uma forma geral as turbinas do tipo *tandem-compound* giram a 3600 rpm, enquanto que as do tipo *cross-compound* têm velocidade angular de 3600 rpm em seus dois eixos, ou alternativamente, 3600 rpm em um eixo e 1800 rpm no outro eixo.

As turbinas térmicas a vapor podem ser classificadas, também, em função da existência ou não de etapas de reaquecimento. Assim, é possível considerar os seguintes tipos: (a) sem reaquecimento; (b) com reaquecimento simples e (c) com duplo reaquecimento. As turbinas térmicas sem reaquecimento têm um único estágio e são aplicadas em unidades geradoras de até 100 MW. Em instalações de maior porte, consideram-se as turbinas térmicas com simples ou duplo reaquecimento, que possibilitam uma maior eficiência. O desempenho do ciclo é influenciado por estas diferentes configurações e também por parâmetros de operação.

A turbina representada na Figura 2.34 tem 3 estágios: alta pressão (HP), pressão intermediária (IP) e baixa pressão (LP). O vapor aquecido que sai da caldeira entra na câmara de vapor, fluindo através das válvulas de emergência principais (MSV) e das válvulas de atuação do regulador de velocidade (GV), até o elemento de alta pressão (HP). Após uma expansão parcial, o vapor é levado novamente à caldeira, para reaquecimento. Daí, o vapor reaquecido é conduzido ao elemento de pressão intermediária (IP), passando em seu curso pelas válvulas de emergência do reaquecedor (RSV) e pelas válvulas de controle de interceptação (IV). Após

expansão no elemento de pressão intermediária, o vapor é direcionado até os elementos de baixa pressão (LP), via *crossover piping*, havendo a expansão final. Deste ponto, o vapor é levado aos condensadores, para completar o ciclo. A contribuição individual de cada estágio, no conjugado desenvolvido no eixo, se dá tipicamente na relação de 30% para o estágio HP, 40% para o IP e 30% para o LP.

As turbinas térmicas com duplo reaquecimento têm o seu estágio de alta pressão dividido em duas partes, ou seja, um estágio de extra-alta pressão (VHP) e outro de alta pressão (HP), com elemento reaquecedor disposto entre eles. Nesta configuração a contribuição individual dos vários estágios, no conjugado resultante no eixo, é realizada tipicamente na relação de 20% para o estágio VHP, 20% para o HP, 30% para o IP e 30% para o LP, sendo as válvulas de controle introduzidas antes dos estágios VHP, HP e IP, respectivamente.

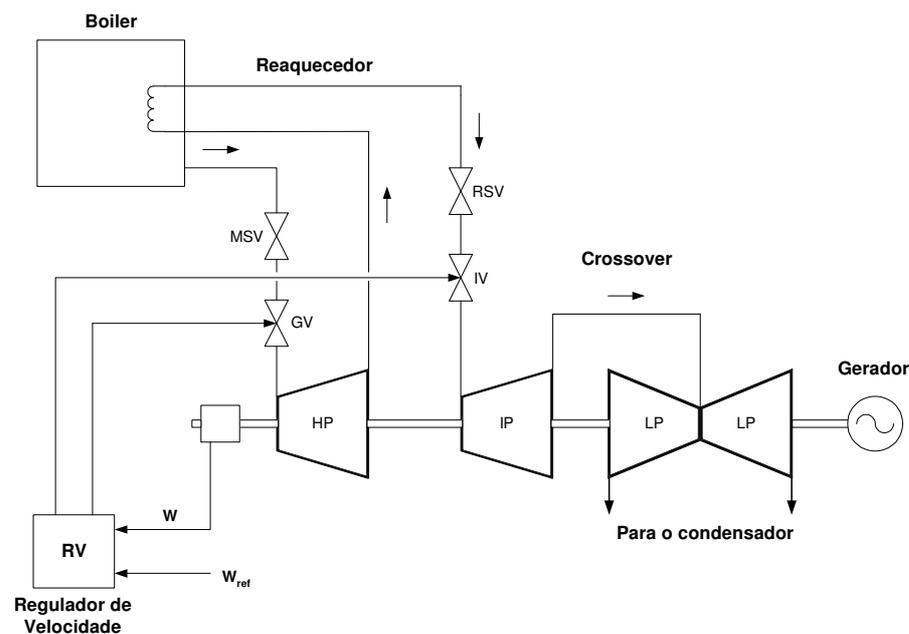


Figura 2.34 – Turbina térmica do tipo *tandem-compound* com reaquecimento simples.

2.4.5. Tipos de controles das turbinas a vapor

As ações de controle exercidas nas turbinas térmicas são realizadas fundamentalmente através das válvulas dispostas nas entradas dos diversos estágios da turbina. O número de estágios existentes na turbina térmica, bem como a presença de reaquecimento e a disposição em outros eixos, têm grandes implicações na dinâmica e no controle de sistemas elétricos de

potência, assim como os tipos de reguladores de velocidade e as várias válvulas de controle do fluxo de vapor.

Existem diferentes filosofias de projeto de sistemas de regulação de velocidade em usinas operando em ciclo combinado. A unidade a vapor pode ter sistema de regulação independente do sistema das unidades a gás, regulação totalmente efetuada pelas unidades a gás (a unidade a vapor apenas “segue” estas unidades) ou sistemas híbridos em que a unidade a vapor efetua seu controle de velocidade até determinado ponto, a partir do qual o mesmo é executado pelas unidades a gás.

Os controles da turbina a vapor do ciclo combinado podem ser bastante diferentes das turbinas a vapor convencionais. Geralmente o objetivo do ciclo é obter a maior eficiência possível, gerando a maior quantidade de MW através dos gases de exaustão disponíveis. Desta forma, pode ser que não haja algum regulador de velocidade para a unidade a vapor, uma vez que esta é sincronizada ao sistema.

Particularmente, a unidade pode operar no controle da potência gerada. Neste caso, a potência gerada tipicamente será controlada baseada na pressão do vapor existente e o sistema de controle das válvulas atuará regulando o fluxo de vapor para a turbina. As válvulas de controle são responsáveis pelo controle primário da turbina.

O controle de velocidade será então necessário na partida da máquina para que a unidade possa ser sincronizada ao sistema ou para limitar sobrevelocidades na ocorrência de rejeições de carga.

Conseqüentemente, o sinal recebido pelas válvulas de controle vem do regulador de velocidade que dá o comando de abrir ou fechar a válvula, liberando, assim, maior ou menor quantidade de vapor.

CAPÍTULO 3

CONFIGURAÇÕES DO CICLO COMBINADO GÁS-VAPOR

3.1. Introdução

Antes de se implementar uma planta em ciclo combinado deve-se escolher o tipo mais adequado de configuração a ser construída. Geralmente uma planta é configurada com cada turbina a gás e a vapor acionando seu próprio gerador (eixos separados). Uma vez que os geradores estão em eixos separados, esta configuração é chamada de múltiplos eixos. Na configuração da planta em eixo único as turbinas a gás e a vapor acionam um mesmo gerador, com os vários rotores acoplados em um mesmo eixo.

A determinação da configuração a ser implantada depende, dentre outros fatores, do espaço físico disponível. Além disso, outro fator determinante é o da localização geográfica que, por sua vez, está ligada a fatores tais como a proximidade a linhas de transmissão, fontes de combustível e tipo de combustível disponível.

De forma geral, a configuração em eixo único ocupa um espaço mais estreito, porém, mais longo que a de múltiplos eixos.

Com relação às turbinas a gás, a escolha entre os tipos aeroderivativa e *heavy-duty* depende da potência do ciclo combinado. Em muitos casos, o tipo de combustível pode determinar a escolha da turbina a ser empregada. Gás natural ou óleo diesel nº 2 satisfaz as turbinas a gás aeroderivativas, mas combustíveis pesados (óleo diesel) requerem turbinas *heavy-duty*.

3.2. Tipos de Ciclos Combinados

Em termos de ciclo térmico, existem três tipos de centrais de ciclos combinados para a geração de eletricidade. Estes são:

- Central de ciclo combinado em série, exemplificada na Figura 3.1a;
- Central de ciclo combinado em paralelo, exemplificada na Figura 3.1b;
- Central de ciclo combinado em série-paralelo, exemplificada na Figura 3.1c.

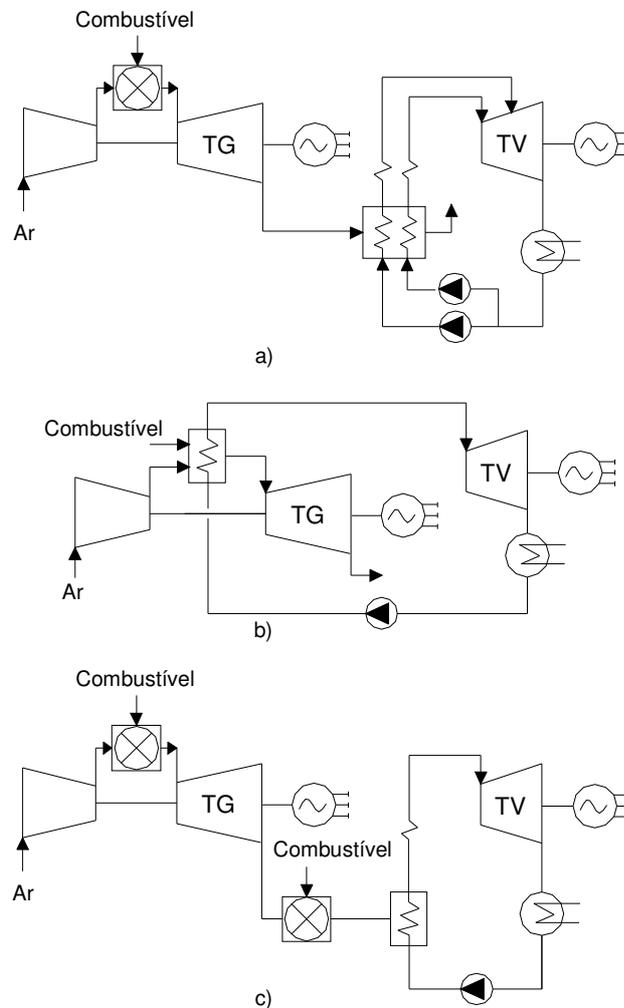


Figura 3.1 – Tipos de centrais termelétricas de ciclo combinado gás – vapor:

a) série; b) paralelo; c) série-paralelo.

Um exemplo de central de ciclo combinado em série é a que liga um ciclo Brayton, com uma turbina a gás, e um ciclo a vapor através de uma *HRSG* (Figura 3.1a). Neste caso, os gases de exaustão da turbina a gás são utilizados para a geração de vapor em uma *HRSG* com níveis de pressão. Uma característica particular desta configuração é que a vazão volumétrica de vapor nos últimos estágios da turbina a vapor pode ser até 70% maior em relação ao estágio de alta pressão. Isto tanto pelo fornecimento de vapor a uma pressão intermediária, como pela ausência de extrações para a regeneração no circuito de água de alimentação.

Uma central em paralelo é aquela em que o combustível é utilizado para gerar o calor para os dois ciclos. Particularmente no caso da Figura 3.1b, o ar comprimido é injetado numa caldeira que opera com fornalha a uma pressão na faixa entre 2 e 3 MPa. Os gases obtidos no processo de combustão transferem calor diretamente às paredes de água colocadas na fornalha antes de se expandirem na TG. A maior dificuldade que se verifica nesta configuração é que se deve operar apenas com um combustível de alta qualidade visando garantir um funcionamento estável e prolongado da TG. Uma central termelétrica com esta configuração existe na região do Cáucaso Norte, na Rússia. Os parâmetros do vapor desta central são 14 MPa/570 °C e 0,66 MPa/570 °C nos níveis de pressão alta e intermediária, respectivamente, gerando-se 163 MW com uma eficiência líquida de 42%. Um detalhe desta instalação é que o calor dos gases de exaustão da turbina a gás não é recuperado.

As centrais em série-paralelo são as que, sendo iguais às centrais em série, empregam a queima de combustível adicional na caldeira de recuperação. Como pode ser visto na Figura 3.1c, podem-se empregar, numa caldeira especialmente projetada para este fim, os gases de exaustão no lugar do ar para a combustão de um combustível de menor qualidade, como é o caso do carvão mineral. Uma central termelétrica com esta configuração é a de Moldova, na Moldávia. Os parâmetros do vapor dessa central, com reaquecimento na instalação de turbina a vapor, são 13 MPa/560°C/565°C, gerando-se 215 MW, sendo apenas 35 MW com a TG, para uma eficiência líquida de 43%. Outras centrais em ciclo combinado apresentam distribuição de potências diferentes das do exemplo apresentado.

3.3. Classificação das Centrais de Ciclo Combinado Segundo o Acoplamento das Máquinas

A classificação das centrais termelétricas (ou blocos geradores) de ciclo combinado a gás e vapor, na sua forma mais geral, é feita segundo o acoplamento das máquinas. De acordo com este princípio elas são:

- De eixo único ou mono-eixo, isto é, a turbina a gás e a turbina a vapor se encontram acopladas ao mesmo eixo, havendo um único gerador elétrico acionado pelas duas máquinas. Um exemplo desta configuração apresenta-se na Figura 3.2;

- De múltiplos eixos, isto é, a turbina a gás e a turbina a vapor se encontram acopladas a eixos diferentes, com um gerador elétrico para cada máquina. Um exemplo desta configuração é mostrado na Figura 3.3.

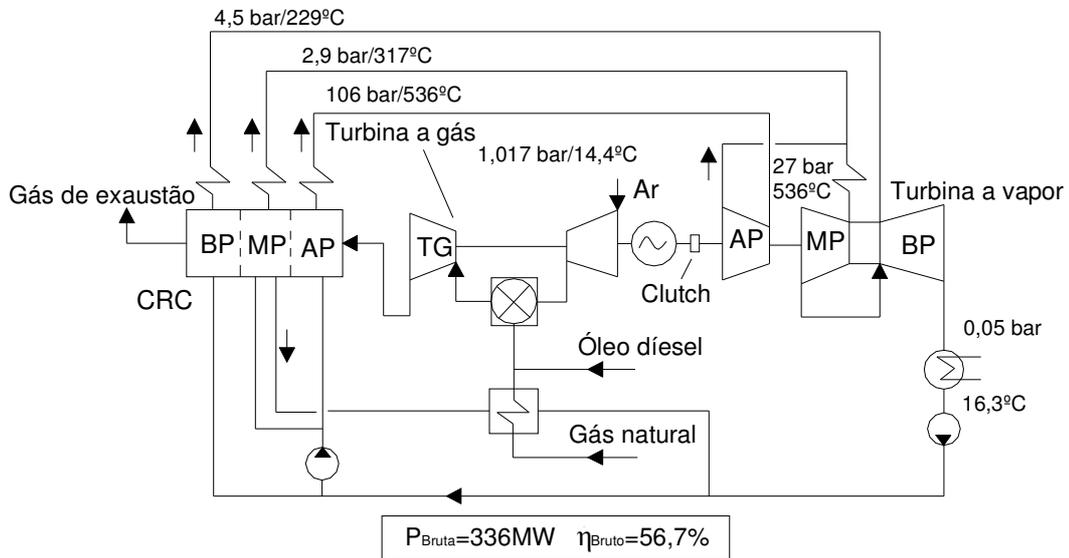


Figura 3.2 – Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração mono-eixo (*single-shaft*).

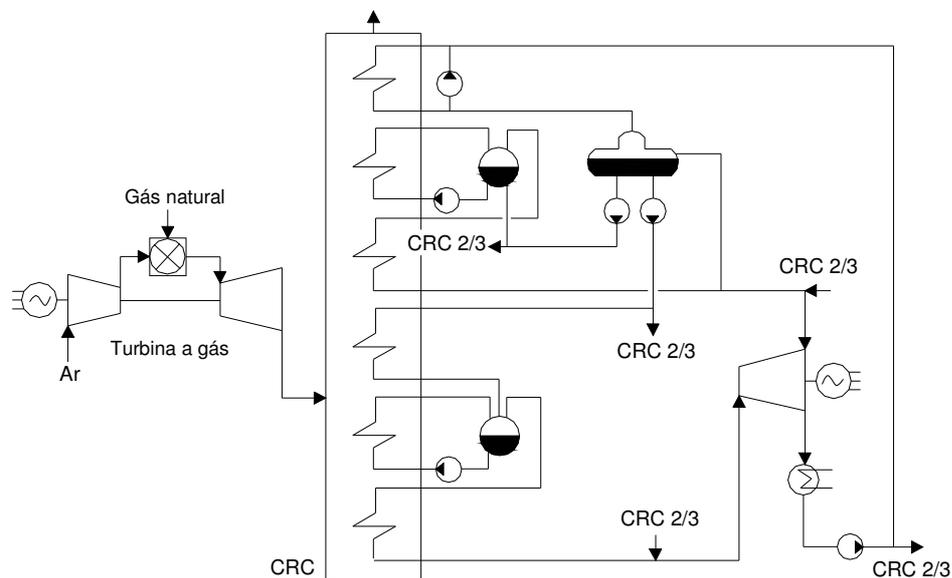


Figura 3.3 – Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração de múltiplos eixos e *HRS* de dois níveis de pressão sem reaquecimento.

No caso da Figura 3.2, o bloco gerador é composto por uma *HRS* de três níveis de pressão, sendo que o nível de média pressão é usado para o reaquecimento no ciclo a vapor e o preaquecimento do combustível, no entanto, na baixa pressão gera-se uma quantidade

adicional de vapor que é injetado no cilindro de baixa pressão da turbina. Os valores mostrados na figura, potência elétrica gerada e eficiência, correspondem aos de um bloco gerador da central termelétrica de ciclo combinado de Tapada de Outeiro, em Portugal, para os parâmetros termodinâmicos apresentados.

No caso da Figura 3.3 o bloco gerador é composto por uma *HRSG* de dois níveis de pressão para uma instalação de turbinas a vapor sem reaquecimento. Esta configuração é típica em antigos blocos geradores de ciclos combinados a gás e a vapor, com arranjos de múltiplos eixos. Na atualidade, blocos geradores de grande porte, com este arranjo, possuem *HRSG* de três níveis de pressão e ciclos a vapor com reaquecimento. A Figura 3.4 mostra um exemplo deste esquema moderno.

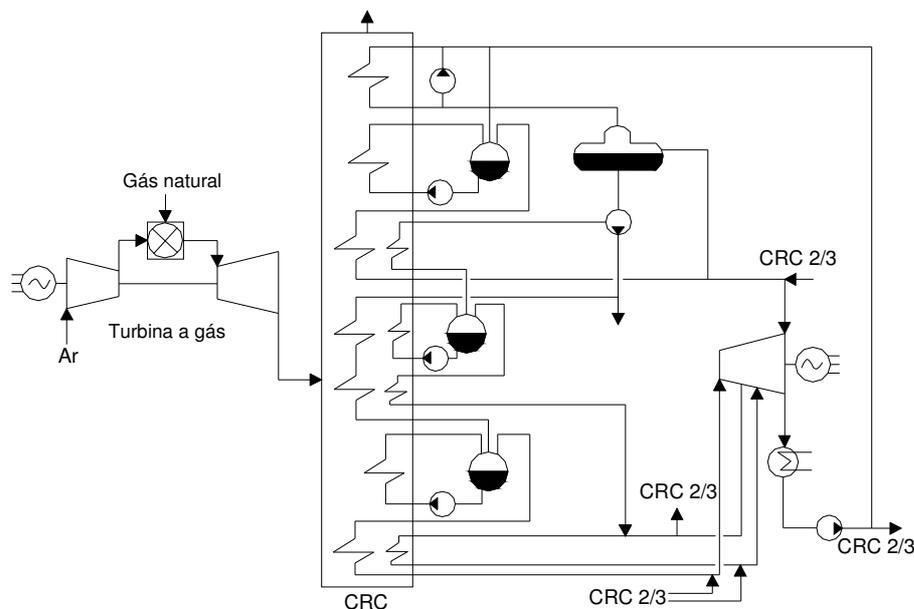


Figura 3.4 – Esquema simplificado de um bloco gerador de ciclo combinado a gás e vapor com configuração de múltiplos eixos e *HRSG* de três níveis de pressão com reaquecimento.

A vantagem mais importante dessa configuração (Figura 3.4) é a facilidade de operação oferecida durante o período de construção da central, uma vez que permite a geração de eletricidade na instalação de turbina a gás enquanto se realiza a instalação da *HRSG* e do resto do ciclo a vapor. Nesses casos, para a operação da turbina a gás em ciclo simples é necessário o dispositivo para o *bypass* dos gases em sua seção de exaustão. Este dispositivo oferece vantagens adicionais como, por exemplo, o aquecimento mais controlado da *HRSG* durante a partida e a geração mais eficiente de vapor a cargas parciais. No entanto, como tem um custo de investimento alto, nem sempre se justifica.

Na configuração de mono-eixo o acoplamento das máquinas pode ser realizado através do uso do *clutch* (Figura 3.2). Este acoplamento garante determinadas vantagens da configuração de eixo único com relação às de múltiplos eixos. Estas vantagens são:

- Simplificação no controle e operação da central. Há um sistema água-vapor mais simples, com menor quantidade de válvulas, *dampers*, tubos de distribuição, dispositivos desviadores de fluxo e partes separadas, sendo que cada bloco possui uma unidade de controle independente;
- Alta disponibilidade e confiabilidade, em função da menor complexidade do sistema e da simplicidade do sistema de partida e parada da central;
- Maior eficiência a cargas parciais, uma vez que alguns blocos geradores da central podem ser desligados enquanto os demais operam a plena capacidade;
- Melhor economicidade em caso de repotenciação.

O *clutch* está localizado entre o gerador elétrico, ligado à turbina a gás, e a turbina a vapor. O fundamento de operação deste acoplamento mecânico consiste no acionamento da turbina a vapor ao gerador elétrico quando o número de revoluções desta máquina alcança o da turbina a gás, ou tende a superar. Se o número de revoluções da turbina a gás for maior que o da turbina a vapor, ocorre o desacoplamento.

3.4. Configurações Típicas das Centrais Termelétricas 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 a vapor 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.

Obviamente, quanto maior a planta, maior o seu custo global. Porém, seu custo inicial em termos de kW diminui na medida em que o tamanho da mesma aumenta e, também, maior a sua eficiência.

Uma usina operando em ciclo combinado é uma combinação de arranjos em eixo único ou múltiplos eixos. Estes arranjos podem ser categorizados da seguinte forma:

$$G:H:V$$

Onde:

G = nº de turbinas a gás;

H = nº de caldeiras de recuperação;

V = nº de turbinas a vapor.

A Figura 3.5 mostra o exemplo de um arranjo 1:1:1. A Figura 3.5a representa a configuração de múltiplos eixos composta por uma caldeira de recuperação, uma turbina a gás e uma turbina a vapor, com cada turbina acionando seu próprio gerador. A Figura 3.5b mostra a configuração mono-eixo composta por uma turbina a gás, uma turbina a vapor e uma caldeira de recuperação acionando um único gerador. Já a Figura 3.5c exemplifica a configuração mono-eixo com a presença de *clutch*.

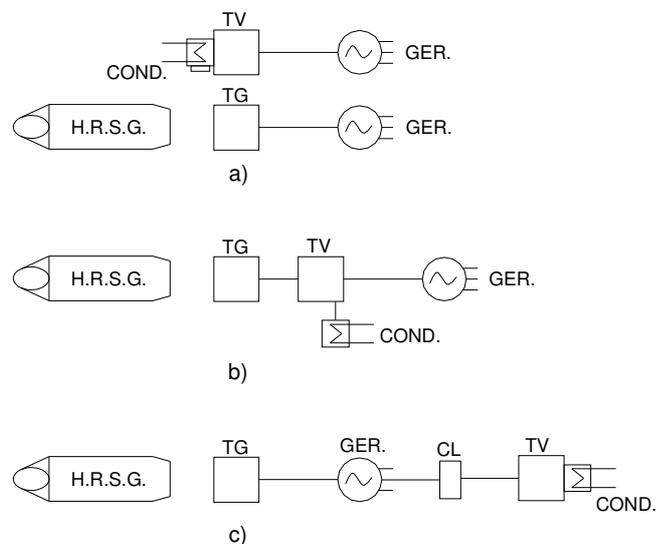


Figura 3.5 – Arranjo 1:1:1 de Ciclo Combinado:

a) múltiplos eixos; b) mono-eixo; c) mono-eixo com *clutch*.

A Figura 3.6 representa o arranjo 2:2:1 formado por duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor.

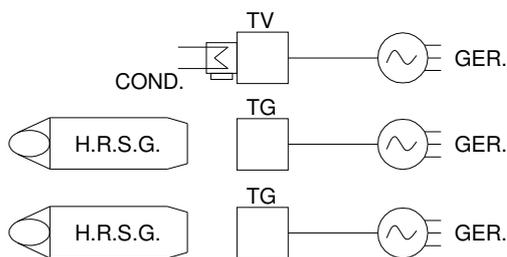


Figura 3.6 – Arranjo 2:2:1 de Ciclo Combinado.

Já a Figura 3.7 representa o arranjo 3:3:1 formado por três turbinas a gás, três caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor.

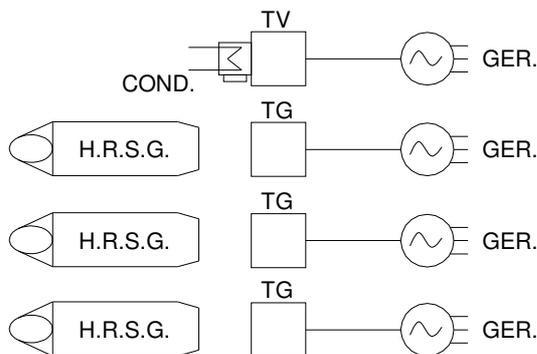


Figura 3.7 – Arranjo 3:3:1 de Ciclo Combinado.

A seguir é apresentada a Tabela 3.1 com dados relativos à potência e eficiência do ciclo combinado para alguns tipos de arranjos.

Tabela 3.1 – Dados de Plantas Operando em Ciclo Combinado [Boyce, 2002].

| Tipo da Planta Arranjo | Potência total da Planta [MW] | Potência da TG [MW] | Potência da TV [MW] | Eficiência da Planta [%] |
|-------------------------|-------------------------------|---------------------|---------------------|--------------------------|
| Múltiplos eixos (1:1:1) | 262 | 170 | 92 | 56,0 |
| Múltiplos eixos (2:2:1) | 529 | 170 | 189 | 56,5 |
| Múltiplos eixos (3:3:1) | 309 | 67,3 | 107 | 54,7 |
| Eixo único (1:1:1) | 271 | 172 | 99 | 57,6 |

3.5. Controle do Ciclo Combinado

O sistema de controle de uma planta operando em ciclo combinado consiste no controle da turbina a gás, da caldeira de recuperação e da turbina a vapor. Estes sistemas de controle são completamente automatizados e asseguram a partida das turbinas a gás e a vapor.

O controle da turbina a gás é complexo e tem um número de intertravamentos de segurança de forma a garantir uma partida segura. A rotação e a temperatura são as variáveis de controle a serem monitoradas. Se estas variáveis não atingirem determinados valores pré-estabelecidos, durante um certo tempo após a partida, o sistema de controle atuará e a turbina será desligada.

O tipo de controle predominante para o ciclo combinado é o de malha fechada. Os controles mais importantes para o ciclo são:

- Controle principal, que controla as turbinas a gás e a vapor (regulador de velocidade);
- Controle secundário, que controla parâmetros importantes do processo tais como a temperatura de combustão da turbina a gás, a temperatura de entrada da turbina a vapor, pressão, etc;
- Sistema auxiliar de controle, que mantém a pressão da injeção de combustível, a pressão e temperatura do óleo lubrificante, etc.

3.5.1. Malha de Controle Principal

A potência elétrica gerada por uma planta em ciclo combinado sem queima suplementar é controlada pelo sistema de controle da turbina a gás (regulador de velocidade). A turbina a vapor irá seguir a turbina a gás, dependendo da disponibilidade de vapor gerado pela caldeira de recuperação.

A combinação dos controles de posição variável das pás na entrada de ar da turbina a gás (*VIGV*) e o controle da temperatura na entrada da turbina a gás (*TIT – Turbine Inlet Temperature*) controlam a saída da turbina a gás. A combinação do fluxo de combustível admitido no combustor e o *VIGV* selecionado controlam a *TIT*. Até aproximadamente 40% da

carga, as turbinas podem operar com elevadas temperaturas de exaustão, mas abaixo deste valor, a temperatura de entrada pode ser reduzida, mas a vazão de ar não.

A turbina a vapor se ajusta automaticamente depois de uma mudança de carga da turbina a gás. Este ajuste depende das constantes de tempo da caldeira de recuperação. Em uma configuração do tipo 2:2:1, as TGs geram aproximadamente 2/3 da potência total do sistema e, neste caso, é preferível não utilizar controle independente na turbina a vapor, devido à perda de eficiência no sistema. Isto também se justifica pelo fato de que as turbinas a gás modernas reagem de forma muito rápida frente a variações de frequência, e podem compensar o atraso na resposta da turbina a vapor ante quedas de frequência.

Se a queima suplementar é usada, facilita-se o controle independente da turbina a vapor. A operação do ciclo a vapor seria similar à utilizada numa planta a vapor convencional, onde a quantidade de vapor gerado pode ser mudada e adaptada à demanda através da introdução de mais ou menos combustível na queima suplementar.

3.5.2. Malhas de Controle Secundário

Os diversos tipos de sistemas de controle são influenciados pelas diferenças existentes entre a unidade a gás e a unidade a vapor convencional.

Como a partida das unidades a gás é rápida, comparada à unidade a vapor, a existência de um sistema de *bypass* permite que a partida da unidade a vapor seja separada da parte associada à turbina a gás. Desse modo, a turbina a gás pode operar a plena carga enquanto há o aquecimento e a partida da unidade a vapor.

As unidades em ciclo combinado podem ter dois componentes que normalmente não são 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). Estes dois sistemas permitem grande flexibilidade operativa à configuração em ciclo combinado.

Há vários pontos semelhantes entre uma térmica em ciclo combinado e uma térmica convencional em relação aos sistemas de controle. A operação das turbinas a gás, caldeiras de

recuperação, turbinas a vapor, geradores elétricos, bombas, válvulas e motores é normalmente coordenada por um Sistema de Controle Distribuído.

Entre os sistemas de controle mais usados na configuração em ciclo combinado se destacam:

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

- **Sistema de Controle Distribuído (SCD)**

Este é o principal sistema de controle e operação de uma central termelétrica em ciclo combinado. Este sistema proporciona operação automática, controle e monitoramento de todos os processos da instalação através de uma sala de controle central em tempo real.

Controle das turbinas a gás, controle da turbina a vapor, controle das caldeiras de recuperação, controle de despacho das unidades geradoras, monitoramento e controle das temperaturas e pressões de vapor das caldeiras e escolha de combustível são funções deste sistema, permitindo tanto a operação automática quanto uma operação interativa com o operador. Aquisições de dados quanto ao tratamento de água e quanto às emissões de gases podem ser consideradas num SCD.

Este sistema ainda permite o cálculo do despacho associado a cada unidade que compõe o ciclo, sendo a potência obtida da unidade a vapor aproximadamente igual a 50% da potência total gerada pelas unidades a gás. Este procedimento é conhecido por “controle conjunto de carga” ou “conjunto de carga em bloco”.

- **Controle do Sistema de Desvio de Vapor**

O sistema de desvio de vapor permite que a caldeira de recuperação produza vapor sem que a turbina a vapor esteja em operação durante seu processo de aquecimento. Também é possível controlar a pressão de vapor da turbina e criar um caminho de fuga para o vapor em caso de falha na turbina ou quando houver a necessidade de isolamento entre caldeira e turbina a vapor.

Este sistema deve ser capaz de desviar até 100% do vapor produzido para o elemento condensador. Em condição extrema o desligamento da turbina a vapor não promove a desativação da caldeira de recuperação.

O comando para o desvio do vapor é exercido por um sistema de válvulas de controle (acionadas por motor), sendo que o vapor passará por um elemento desaquecedor antes de chegar ao condensador, devido à limitação de temperatura existente para o vapor que entra no elemento condensador.

Outra função do sistema de desvio de vapor é 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. Logo, estas turbinas podem operar com qualquer pressão disponível, desde que acima de um valor mínimo pré-estabelecido.

- **Controle do Sistema de Desvio de Gás**

O controle do sistema de desvio de gás é realizado através de um motor elétrico ou por um dispositivo hidráulico, promovendo deslocamentos discretos no ângulo de abertura do elemento de desvio (*damper*), desde a posição zero grau (caldeira de recuperação isolada) até a posição de 90 graus (caldeira de recuperação com fluxo de gás de exaustão). A disposição do elemento de controle é de tal forma que na ocorrência de falha no sistema hidráulico de controle há o isolamento da caldeira de recuperação tanto por ação da gravidade como pela ação do fluxo de gás de exaustão da turbina a gás. Somente em condições de contingência ou

na fase de aquecimento da caldeira de recuperação, posições intermediárias do elemento de desvio (30, 45, 60 graus, etc) são consideradas.

O deslocamento angular do *dampers* é realizado através do acionamento do sistema hidráulico comandado pelo Sistema de Controle Distribuído. A programação do SCD deve ser feita para isolar a caldeira de recuperação nas seguintes situações:

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

- **Controle de Temperatura do Vapor**

A função do laço de controle da temperatura do vapor nas caldeiras recuperativas de tambor é limitar a temperatura do vapor. O objetivo deste sistema é reduzir os picos ou aumentos de temperatura durante condições de operação *off-design*, como no caso de temperatura ambiente elevada, cargas parciais e picos de carga.

Devido à temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás cair com a queda da temperatura ambiente, e na operação com cargas parciais extremas, não é possível manter um controle de temperatura do vapor numa faixa muito ampla. Isto ocorre quando se opera com a caldeira recuperativa aproveitando apenas a quantidade de calor dos gases de exaustão da TG.

Porém, em plantas onde há queima suplementar, o controle de temperatura do vapor é feito como nas caldeiras convencionais, podendo esta alcançar elevados valores. A manutenção da temperatura do vapor e dos tubos dos superaquecedores dentro dos limites de segurança é importante para esse tipo de caldeira.

Caso a caldeira recuperativa utilize somente a exaustão da TG, o controle da temperatura do vapor é exercido através do controle da água de alimentação e da temperatura dos gases de exaustão da TG. Deste modo, há a necessidade de um controle adicional na operação com cargas parciais extremas durante a partida.

- **Controle de Carga e Limitações Operativas**

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, caso o vapor seja desviado pelo sistema de *bypass*.

A caldeira de recuperação, a turbina, o condensador, os sistemas de resfriamento, o sistema de água de alimentação são partes integrantes de um circuito fechado de liberação de energia em cadeia. A entrada de calor neste ciclo fechado deve, portanto, ser regulada para acomodar o elo mais fraco da cadeia. Na ocorrência de uma limitação no sistema de água de alimentação por falha em uma de suas bombas, por exemplo, a entrada de calor na caldeira de recuperação deverá ser reduzida para compensar os efeitos da contingência no suprimento de água. Caso não haja essa compensação, com 100% de calor e 50% de água, os tambores da caldeira irão secar rapidamente. A redução de despacho das unidades a gás e/ou desvio de uma parcela dos gases de exaustão para a chaminé de desvio devem ser promovidos pelo sistema de controle como forma de contornar esta situação.

Duas situações distintas podem ocorrer nas instalações em ciclo combinado: existência ou não de sistema de *bypass* e chaminé de desvio. Na existência do sistema de desvio de gás, é possível operar as turbinas a gás com plena carga, mesmo que existam limitações operativas. Estas limitações estão na caldeira de recuperação, na turbina a vapor, no condensador e nos sistemas de resfriamento do sistema de água de alimentação, pelo fato da caldeira de recuperação poder ser parcial ou totalmente isolada da turbina a gás, através do *bypass*. Se tal sistema não existe, o sistema de controle da instalação deve ser capaz de identificar a ocorrência de limitações operativas na cadeia de componentes e realizar rapidamente, e de forma automática, reduções parciais ou totais nos despachos de geração das unidades a gás, para contrabalançar tais limitações.

3.5.3. Sistemas de Controle Considerados nos Estudos de Estabilidade Eletromecânica

Para estudos de estabilidade eletromecânica são consideradas basicamente a malha de temperatura e a malha de velocidade na turbina a gás. Ou seja, as turbinas e os reguladores de

velocidade são elementos importantes na análise da estabilidade angular de um sistema elétrico de potência, pois influem no conjugado mecânico (C_K) entregue ao eixo do gerador, promovendo variações nas potências ativas geradas e nos deslocamentos angulares dos rotores (δ).

CAPÍTULO 4

MODELOS MATEMÁTICOS BÁSICOS DOS ELEMENTOS COMPONENTES

4.1. Introdução

Existem inúmeras características operativas, de controle e de comportamento dinâmico que devem ser avaliadas quando da aplicação de ciclo combinado em sistemas elétricos de potência, daí a importância de serem considerados modelos matemáticos adequados para a sua representação em estudos diversos.

O presente item considera inicialmente os modelos matemáticos dos principais elementos componentes do ciclo combinado gás-vapor, apresentando posteriormente os modelos matemáticos referentes às diversas configurações de ciclo combinado (modelos completos). Nestas representações é dada ênfase à modelagem necessária para estudos de transitórios eletromecânicos, onde a dinâmica do sistema de potência é avaliada em um período de tempo da ordem de 20 segundos, após uma certa perturbação. Desta forma, os elementos componentes considerados são aqueles que demonstram variações relevantes no período mencionado. Em estudos que envolvem dinâmicas mais lentas, como os de longo termo, devem ser incluídos outros elementos, aqui não representados.

4.2. Modelos dos Elementos Componentes das Turbinas a Gás

De uma forma geral, as configurações em ciclo combinado gás-vapor são compostas por unidades a gás, caldeiras de recuperação e unidades a vapor. Inicialmente, neste item, são descritos de forma sucinta os modelos matemáticos representativos dos principais elementos componentes dos vários tipos existentes de turbinas a gás, bem como de seus principais controladores. Já as caldeiras de recuperação e as turbinas a vapor são abordadas nos itens posteriores.

A modelagem matemática das turbinas a gás do tipo aeroderivativa se assemelha à modelagem das turbinas industriais ou *heavy-duty* [Rowen, 1983]. As principais diferenças consistem na inclusão do bloco representativo do gerador de gás e na função que determina a potência mecânica gerada.

Os elementos que são descritos a seguir estão normalmente presentes, tanto nas turbinas a gás do tipo *heavy-duty*, quanto nas turbinas aeroderivativas. Dentre estes elementos destacam-se:

- Regulador de velocidade ou controle de velocidade;
- Controle de aceleração;
- Controle de temperatura;
- Sistema de combustível;
- *VIGV*;
- Combustor;
- Compressor;
- Eixo da máquina (inércia e amortecimentos mecânicos);
- Gerador de gás das turbinas aeroderivativas.

Para todos estes elementos devem ser considerados modelos matemáticos adequados, lineares e não-lineares, considerando os correspondentes ganhos, constantes de tempo, atrasos e limitações. Os elementos de controle como: reguladores de velocidade, controle de temperatura, controle de aceleração e o *VIGV*, devem ser representados com maiores detalhes. As dinâmicas dos sistemas de combustível, dos combustores e dos geradores de gás devem ser incorporadas nos modelos, sendo normalmente suficiente a consideração de modelos de primeira ou de segunda ordens, para cada elemento. No caso dos compressores é importante a representação de suas descargas, enquanto que para os eixos das máquinas é essencial a consideração das respectivas inércias e amortecimentos mecânicos existentes.

O modelo completo representativo de uma turbina a gás deve incorporar: o regulador de velocidade, os controles de temperatura, de aceleração e do *VIGV*, sendo os mesmos fundamentais para a operação em ciclo combinado. Os modelos aqui considerados são semelhantes aos dos artigos de Rowen [1983, 1992], onde é feita uma representação mais detalhada de uma turbina a gás e de seus principais elementos de controle.

As Figuras 4.1 e 4.2 mostram, respectivamente, os diagramas esquemático e funcional para uma turbina a gás operando em ciclo aberto.

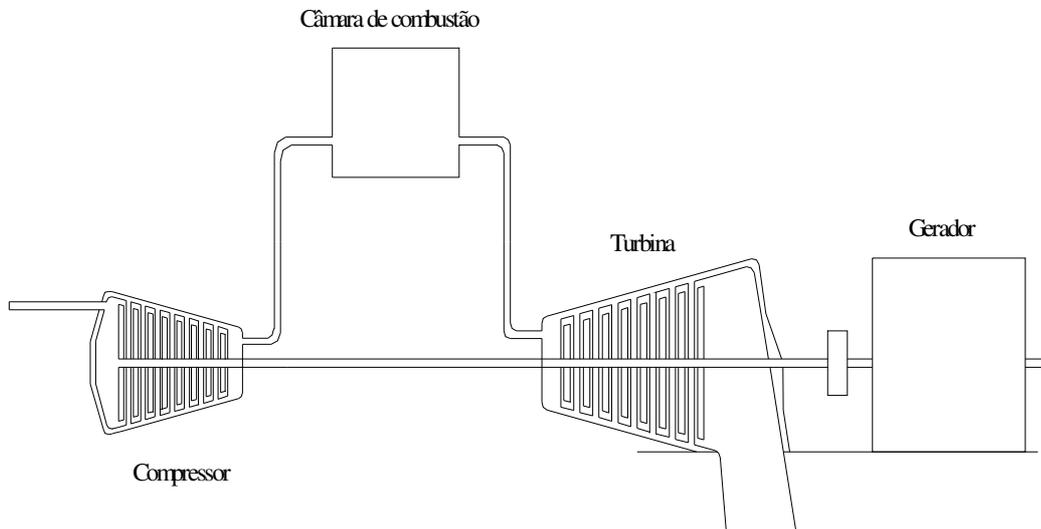


Figura 4.1 – Diagrama esquemático de uma turbina a gás operando em ciclo aberto.

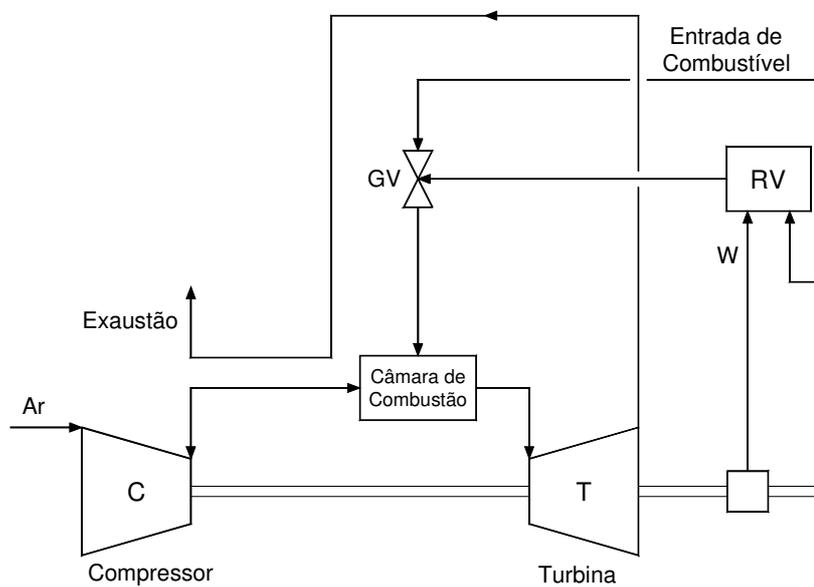


Figura 4.2 – Diagrama funcional de uma turbina a gás operando em ciclo aberto.

Na Figura 4.3 é mostrado um diagrama com detalhamento dos controles principais que atuam numa turbina a gás operando em ciclo aberto.

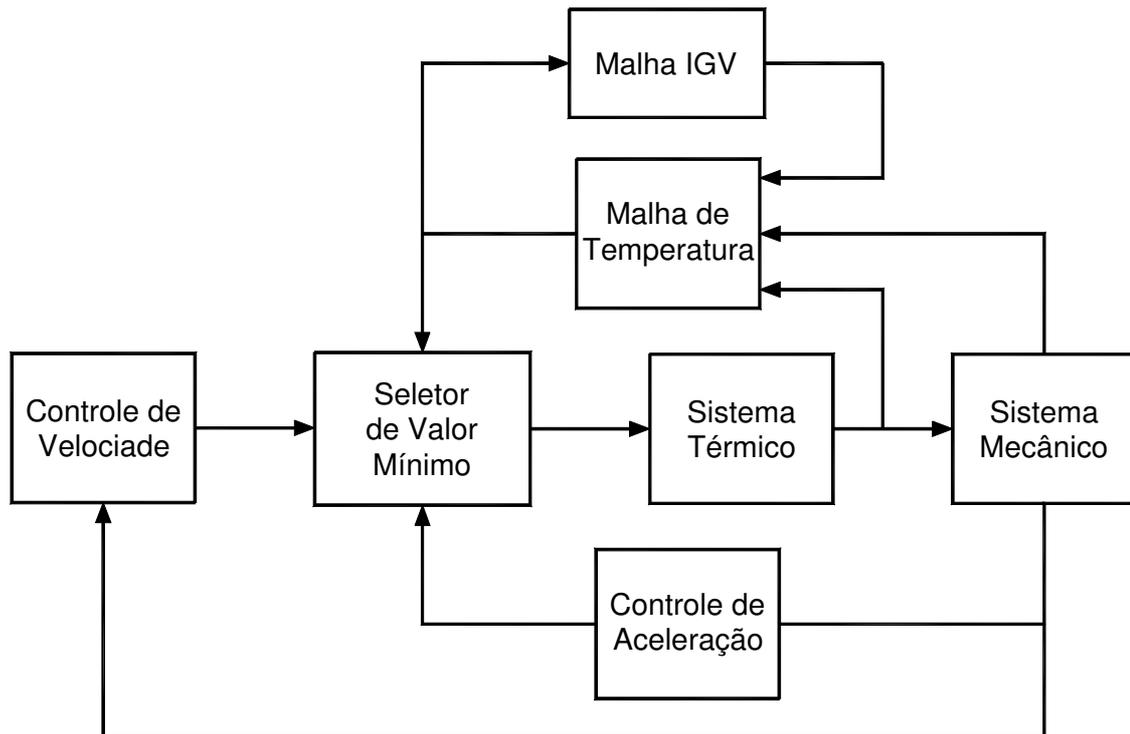


Figura 4.3 – Diagrama funcional da operação em ciclo aberto para turbina a gás – representação dos principais controladores.

O detalhamento de cada bloco presente no diagrama funcional anterior é realizado a seguir.

- **Controle de velocidade**

Como a frequência do sistema de potência está diretamente ligada à rotação, ou velocidade angular, da máquina primária, a aplicação de turbinas a gás na geração de energia considera a utilização de sistemas de controle de velocidade. Tais dispositivos controladores têm a função básica de procurar manter a frequência do sistema em valores próximos aos programados, viabilizando a operação em paralelo, sendo o principal mecanismo de controle de uma turbina a gás quando esta sofre distúrbios originários do sistema.

Em condições normais de operação, as variações sofridas pelas cargas elétricas do sistema de potência são pequenas, levando a leves alterações no conjugado elétrico. Dessa forma há um pequeno desequilíbrio entre os conjugados elétrico e mecânico. Com base neste efeito, os reguladores de velocidade atuam sobre as válvulas de admissão de combustível (válvulas de controle – GV) aumentando ou reduzindo o seu fluxo, de forma a alterar o conjugado

mecânico desenvolvido pela turbina, buscando o restabelecimento do equilíbrio entre os dois conjugados.

O erro de velocidade causado pela diferença entre a velocidade angular de referência e a velocidade angular do eixo do rotor é corrigido pela ação do regulador de velocidade. Nas aplicações com turbinas térmicas são considerados normalmente dois modelos básicos de reguladores de velocidade: regulador isócrono e regulador com queda de velocidade.

Segundo a tecnologia empregada, há diferentes tipos de regulador, dentre eles se destacam os seguintes modelos: mecânico-hidráulicos, eletro-hidráulicos e eletro-hidráulicos digitais. Todos apresentam características individuais próprias e podem ser representados de forma simplificada por modelos matemáticos.

A Figura 4.4 apresenta o diagrama de bloco equivalente simplificado de um regulador de velocidade. Sua modalidade isócrona ou com estatismo depende dos valores adotados para os parâmetros W, X, Y, Z . Desta forma tem-se: $X = 0$ e $Z = 0$, para a operação puramente isócrona (controle integral); $Z = 0$, para a operação proporcional-integral (PI) e $X = 0$ para a operação com queda de velocidade ou com estatismo permanente (apresentando erro em regime permanente).

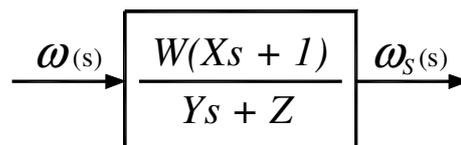


Figura 4.4 – Diagrama de bloco representativo do regulador de velocidade.

Onde:

$\omega(s)$ = Velocidade angular no eixo do rotor (pu);

$\omega_s(s)$ = Sinal de saída do regulador de velocidade (pu);

W, X, Y, Z = Parâmetros e constantes de tempo do regulador de velocidade.

Do diagrama de bloco representativo do regulador de velocidade pode ser obtida a seguinte equação diferencial, que corresponde ao modelo matemático no domínio do tempo:

$$\frac{d\omega_s(t)}{dt} = \frac{1}{Y} \left[W \cdot X \cdot \frac{d\omega(t)}{dt} + \omega(t) - Z \cdot \omega_s(t) \right] \quad (4.1)$$

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

$$W = K_D = \frac{1}{R} \quad (4.2)$$

Onde R é denominado estatismo permanente ou *speed droop*. Para $R = 5\%$, por exemplo, tem-se correspondentemente $K_D = 20$. O parâmetro K_D (ou W) é muitas vezes definido como energia de regulação.

- **Controle de aceleração**

A taxa de variação de velocidade, ou aceleração da turbina deve ser fundamentalmente limitada para que esta não atinja a região de surto, que corresponde a uma região de operação instável. Determinados métodos para a limitação da aceleração podem ser utilizados, levando em conta parâmetros como a descarga do compressor e a temperatura de exaustão da turbina.

O diagrama de blocos da Figura 4.5 representa um sistema de controle de aceleração.

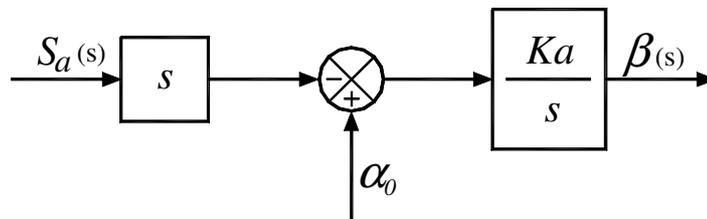


Figura 4.5 – Controle de aceleração.

Onde:

K_a = Ganho do controle de aceleração;

$S_a(s)$ = Sinal de entrada do controle de aceleração;

α_0 = Valor de referência da taxa de variação da variável de entrada (pu);

$\beta(s)$ = Sinal de saída do controle de aceleração (pu).

Se o tipo de turbina utilizada for *heavy-duty* a entrada do controle de aceleração será a velocidade angular do eixo do rotor ($\omega(s)$), se for aeroderivativa o sinal será o do fluxo de gás ($E_g(s)$).

Da Figura 4.5 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d\beta(t)}{dt} = K_a \cdot \left[\alpha_0 - \frac{dX(t)}{dt} \right] \quad (4.3)$$

- **Malha de temperatura**

Devido à turbina a gás ser uma máquina térmica que absorve ar atmosférico, seu desempenho é afetado pela variação da massa de ar de entrada do compressor. Um dos fatores que afetam a potência de saída é a temperatura ambiente.

Como a temperatura de exaustão é medida através da aplicação de uma série de termopares incorporados aos protetores de radiação, haverá um pequeno erro transitório devido às constantes associadas ao sistema de medida.

Protetor contra radiação

O protetor contra radiação (*Radiation Shield*) é utilizado para minimizar o erro de radiação que afeta o termopar.

O erro de radiação pode ser dividido em três componentes:

- Erro causado pela radiação na junção do termopar;
- Erro causado pela radiação do gás e da chama;
- Erro devido ao efeito catalítico (reações químicas na superfície do termopar).

Na Tabela 4.1 nota-se a diminuição do erro ao se utilizar o protetor. O valor correto da temperatura do gás é de 1650 °C.

Tabela 4.1 – Porcentagem de Erro com a Utilização das Barreiras Protetoras.

| Nº de Barreiras | Temp. Junção | Erro % |
|------------------------|---------------------|---------------|
| 0 | 1400 °C | 15,0 |
| 1 | 1530 °C | 7,27 |
| 2 | 1625 °C | 1,5 |
| 3 | 1642 °C | 0,48 |

A Figura 4.6 apresenta o diagrama esquemático de um protetor típico.

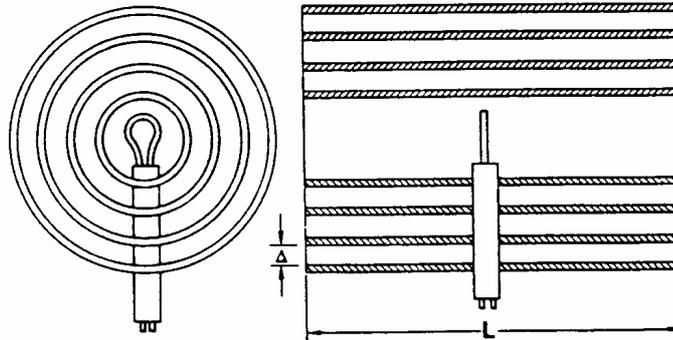


Figura 4.6 – Protetor contra radiação.

O protetor contra radiação introduz um atraso na medição da temperatura. Matematicamente pode-se representar este componente através do diagrama de bloco apresentado na Figura 4.7.

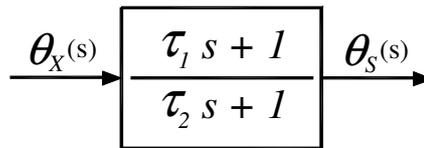


Figura 4.7 – Diagrama de bloco representativo do protetor contra radiação.

Onde:

$\theta_X(s)$ = Temperatura de exaustão da turbina (°C);

$\theta_S(s)$ = Temperatura medida pelo protetor de radiação (°C);

τ_1, τ_2 = Constantes de tempo do protetor de radiação (s).

Da Figura 4.7 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d\theta_S(t)}{dt} = \frac{\tau_1}{\tau_2} \cdot \left[\frac{d\theta_X(t)}{dt} + \frac{\theta_X(t) - \theta_S(t)}{\tau_1} \right] \quad (4.4)$$

Termopar

Os termopares são utilizados na medição da temperatura dos gases de exaustão da turbina. Realizam a transdução do sinal de temperatura em um sinal de tensão proporcional.

O tempo de resposta da tensão de saída do termopar a uma variação na temperatura do gás de exaustão é uma função do tempo de aquecimento do bi-metal, exemplificado na Figura 4.8.

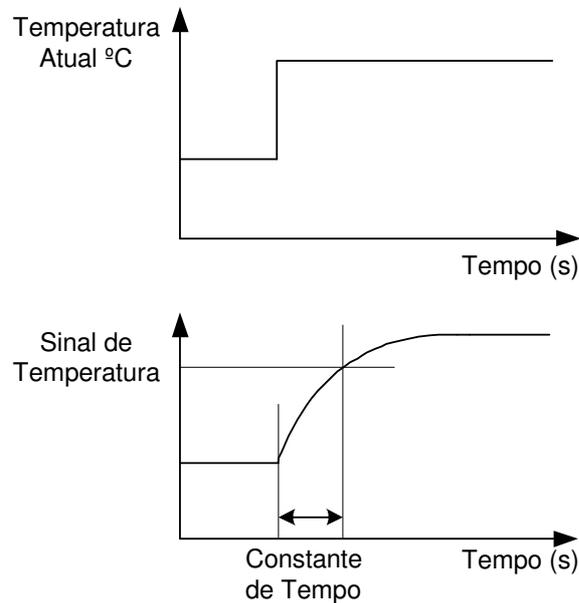


Figura 4.8 – Constante de tempo do termopar.

A constante de tempo do termopar é a medida do tempo de atraso de resposta devido a uma variação de temperatura. A dinâmica da malha de controle é afetada por esta constante, sendo importante o valor desta para o projeto do controlador. Na ocorrência de uma variação rápida da temperatura, o *overshoot* é determinado pela magnitude desta constante.

O fluxo de massa de gás sobre a superfície do escudo protetor do elemento bi-metálico e a espessura dos escudos afetam a constante de tempo. Como o fluxo de massa depende da rotação da turbina, a constante de tempo é maior em baixas velocidades.

O bloco da Figura 4.9 representa o termopar.

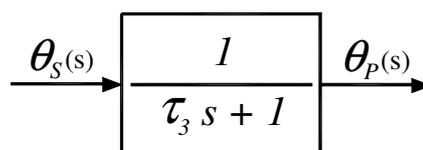


Figura 4.9 – Diagrama de bloco representativo do termopar.

Onde:

$$\theta_S(s) = \text{Temperatura medida pelo protetor de radiação (}^{\circ}\text{C)};$$

$\theta_p(s)$ = Temperatura medida pelo termopar (°C);

τ_3 = Constante de tempo do termopar (s).

Da Figura 4.9 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d\theta_p(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_3} \cdot [\theta_s(t) - \theta_p(t)] \quad (4.5)$$

Variação de temperatura

Para que haja atuação do controle de temperatura, deve ocorrer variação entre a temperatura medida e a temperatura de referência, ou seja, deve haver variação na temperatura do termopar. O diagrama de bloco da Figura 4.10 caracteriza este efeito.

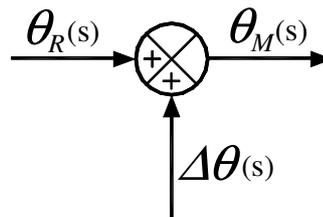


Figura 4.10 – Variação da temperatura.

Onde:

$\theta_R(s)$ = Temperatura de referência (°C);

$\theta_M(s)$ = Temperatura medida (°C);

$\Delta\theta(s)$ = Variação da temperatura do termopar (°C).

A seguinte equação pode ser obtida do diagrama da Figura 4.10:

$$\theta_M(t) = \theta_R(t) + \Delta\theta(t) \quad (4.6)$$

Sistema de controle de temperatura

O sistema de controle de temperatura amplifica e compara o sinal elétrico proporcional, produzido pelos termopares, com o valor de referência, modulando a vazão de combustível quando a temperatura alcançar o valor pré-determinado. Quando ocorre uma variação da temperatura de exaustão da máquina, não há variação instantânea na tensão do termopar.

Assim, durante um transitório, ocorrerá um atraso no sinal de temperatura. A magnitude do atraso determina o *overshoot* ocasionado quando de uma rápida variação na temperatura.

A Figura 4.11 representa o sistema de controle de temperatura.

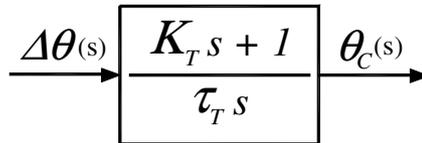


Figura 4.11 – Diagrama de bloco representativo do sistema de controle de temperatura.

Onde:

$\Delta\theta(s)$ = Variação da temperatura (°C);

$\Delta\theta_C(s)$ = Variação de temperatura do sinal controlado (°C);

τ_T = Razão de integração do controle de temperatura (s);

K_T = Constante do controle de temperatura (pu).

Da Figura 4.11 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d\Delta\theta_C(t)}{dt} = \frac{K_T}{\tau_T} \left[\frac{d\Delta\theta(t)}{dt} + \frac{\Delta\theta(t)}{K_T} \right] \quad (4.7)$$

- **Sistema de combustível**

O sistema de combustível consiste de duas válvulas em série. A primeira controla a pressão entre elas como função da rotação da turbina, e é usada para ampliar a razão de *turndown*, que é a razão de variação do fluxo máximo ao fluxo mínimo do sistema durante a partida. A segunda válvula tem a função de controlar o fluxo de combustível na turbina a gás, sendo este proporcional ao produto do sinal de combustível pelo sinal de rotação da turbina.

A resposta do posicionador da primeira válvula determina a resposta do controle de pressão do sistema. O volume entre as duas válvulas é muito pequeno, e as constantes de tempo do transdutor de medição de pressão são muito pequenas.

O acúmulo de combustível nas tubulações entre a válvula de controle e os injetores é representado pelas constantes de tempo remanescentes no sistema de combustível.

Dependendo do tipo de combustível utilizado, as constantes de tempo apresentadas são diferentes. Uma outra diferença se deve à existência de uma realimentação devido ao bombeamento quando da utilização de combustível líquido.

O diagrama de blocos que representa o sistema de combustível e o posicionador da válvula é apresentado na Figura 4.12.

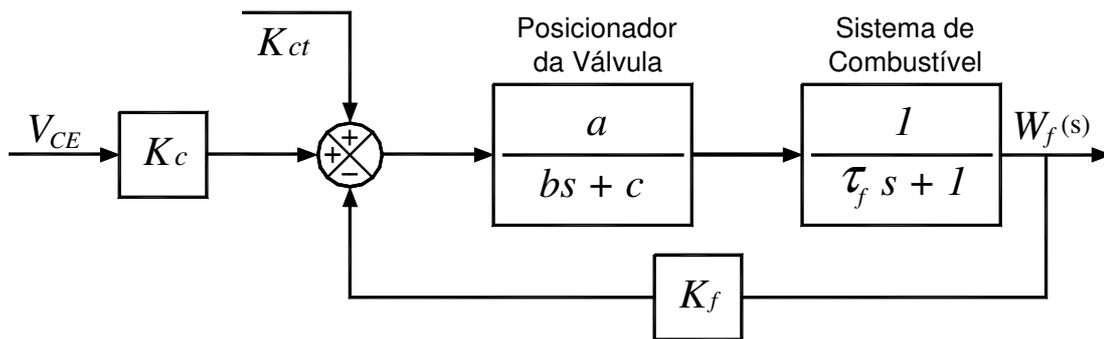


Figura 4.12 – Diagrama de blocos do sistema de combustível e posicionador da válvula.

Onde:

- V_{CE} = Sinal de demanda de combustível (pu);
- K_{ct} = Constante que representa o consumo próprio da turbina (pu);
- K_c = Constante que representa a influência da demanda de combustível na turbina (pu);
- K_f = Realimentador do sistema de combustível (pu);
- a, b, c = Valores associados à função de transferência do posicionador da válvula de admissão de combustível (pu);
- τ_f = Constante de tempo do sistema de combustível (s);
- $W_f(s)$ = Fluxo de combustível (pu).

Da Figura 4.12 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d^2 W_f(t)}{dt^2} = -\frac{1}{b \cdot \tau_f} \left[(b + c \cdot \tau_f) \frac{dW_f(t)}{dt} + (c + a \cdot K_f) W_f - a \cdot V_{CE}'(t) \right] \quad (4.8)$$

Se o combustível utilizado for gasoso deve-se adotar $K_f = 0$, logo:

$$\frac{d^2 W_f(t)}{dt^2} = -\frac{1}{b \cdot \tau_f} \left[(b + c \cdot \tau_f) \frac{dW_f(t)}{dt} + c \cdot W_f - a \cdot V_{CE}'(t) \right] \quad (4.9)$$

sendo:

$$V_{CE}'(t) = K_c \times V_{CE}(t) + K_{ct} \quad (4.10)$$

- **Combustor**

A compressão do combustível e a inércia do sistema, entre a válvula de *bypass* e o medidor de fluxo de combustível, causam um atraso. Este atraso é representado de acordo com o diagrama de bloco da Figura 4.13

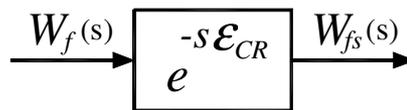


Figura 4.13 – Diagrama de bloco representativo do combustor.

Onde:

$W_f(s)$ = Fluxo de combustível (pu);

$W_{fs}(s)$ = Fluxo de combustível com o atraso do combustor (pu);

\mathcal{E}_{CR} = Tempo de atraso devido ao combustor (s).

O atraso ocasionado pelo processo de combustão é ilustrado pela Figura 4.14. Na utilização de combustível gasoso, pode-se desprezar tal atraso [Rowen, 1983].

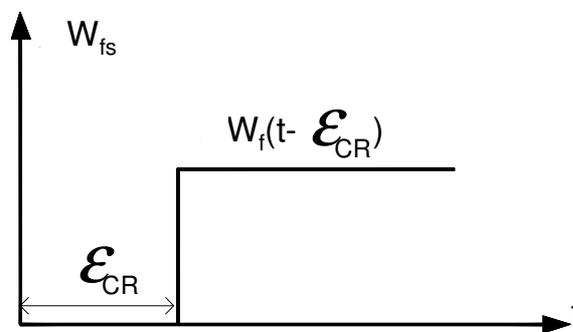


Figura 4.14 – Atraso ocasionado pela combustão.

Como a função de transferência do tempo morto não é racional, não é possível fazer a análise de sistemas dinâmicos com tempo morto usando os conceitos e as propriedades das transformadas de Laplace racionais. Este problema é contornado aproximando-se a função de transferência $e^{-\tau.s}$ por funções racionais, entre as quais a mais utilizada é a aproximação de Padé de primeira ordem, descrita pela equação (4.11).

$$e^{-\tau.s} = \frac{1 - 0,5.\tau.s}{1 + 0,5.\tau.s} \quad (4.11)$$

- **Exaustão**

Para o gás mover-se da câmara de combustão através da turbina até o local de instalação dos termopares, que são responsáveis pela medição de temperatura, há um tempo necessário que é representado de acordo com o diagrama de bloco da Figura 4.15.

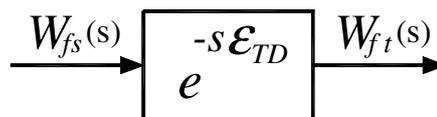


Figura 4.15 – Diagrama de bloco representativo do atraso ocasionado pela exaustão.

Onde:

$W_{fs}(s)$ = Variação do fluxo de combustível com o atraso do combustor (pu);

$W_{ft}(s)$ = Variação do fluxo de combustível com o atraso da exaustão (pu);

\mathcal{E}_{TD} = Tempo de atraso devido ao sistema de exaustão da turbina a gás (s).

O atraso de tempo causado pelo sistema de exaustão somente será considerado para turbinas que utilizem combustível líquido [Rowen, 1983]. Este atraso é observado na Figura 4.16.

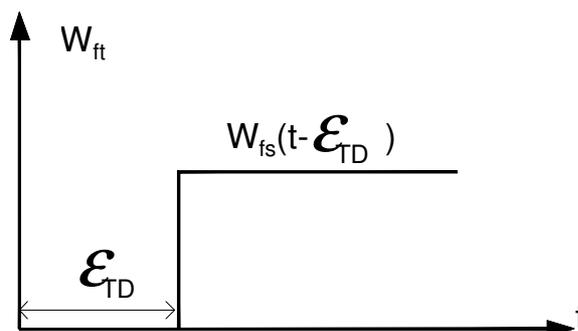


Figura 4.16 – Atraso ocasionado pela exaustão.

- **Descarga do compressor**

A descarga de ar do compressor causa um pequeno tempo de atraso que é representado pelo diagrama de bloco da Figura 4.17.

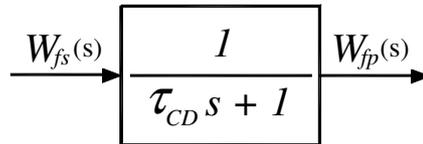


Figura 4.17 – Diagrama de bloco representativo da inércia do compressor.

Onde:

$W_{fs}(s)$ = Fluxo de combustível com o atraso do combustor (pu);

$W_{fp}(s)$ = Fluxo de combustível com o atraso do compressor (pu);

τ_{CD} = Constante de tempo do compressor (s).

Como nos sistemas de combustão e exaustão, o atraso associado à descarga do compressor somente será considerado para turbinas que utilizem combustíveis líquidos [Rowen, 1983].

Da Figura 4.17 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{dW_{fp}(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{CD}} [W_{fs}(t) - W_{fp}(t)] \quad (4.12)$$

- **Variable Inlet Guide Vane – VIGV**

Para alcançar a máxima temperatura de exaustão permitida, até mesmo quando a turbina a gás trabalha com rejeições de carga, os *VIGVs* são mantidos dentro de uma determinada faixa de operação. Quando ocorre redução de carga, o controle *VIGV* reduz correspondentemente o fluxo de ar e procura manter constante a razão fluxo de ar / fluxo de combustível.

Correção devido à temperatura ambiente

O sinal de entrada do *VIGV* pode ser expresso como função da temperatura ambiente, como mostrado pela Figura 4.18.

$$\boxed{\theta_R(s) - 0,6[15 - \theta_A(s)]} \xrightarrow{IGV_1(s)}$$

Figura 4.18 – Cálculo da variação da temperatura para o *VIGV*.

Onde:

$\theta_R(s)$ = Temperatura de referência (°C);

$\theta_A(s)$ = Temperatura ambiente (°C);

$IGV_1(s)$ = Sinal de entrada do controle do *VIGV* (pu).

Controle de temperatura do *VIGV*

A atuação do controle do *VIGV* tenta minimizar qualquer *overshoot* ocorrido. A Figura 4.19 mostra o diagrama de bloco de controle de temperatura (*VIGV*).

$$\xrightarrow{IGV_1(s)} \boxed{K_{IGV} \frac{\tau_4 s + 1}{\tau_5 s}} \xrightarrow{IGV_2(s)}$$

Figura 4.19 – Diagrama de bloco representativo do controle de temperatura do *VIGV*.

Onde:

$IGV_1(s)$ = Sinal de entrada do controle do *VIGV* (pu);

$IGV_2(s)$ = Sinal de saída do controle do *VIGV* (pu);

K_{IGV} = Ganho do controle do *VIGV* (pu);

τ_4 = Constante de tempo do controle do *VIGV* (s);

τ_5 = Parâmetro do controle do *VIGV* (s).

Da Figura 4.19 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{dIGV_2(t)}{dt} = \tau_4 \cdot K_{IGV} \left[\frac{dIGV_1(t)}{dt} + \frac{IGV_1(t)}{\tau_4} \right] \quad (4.13)$$

Limitador do *VIGV*

Para que seja possível controlar a temperatura de exaustão da turbina, dentro de uma determinada faixa de operação, o *VIGV* possui limitadores que restringem o grau de abertura das pás. O grau de abertura pode variar de acordo com o modelo de turbina utilizado. Esta limitação é representada pelo diagrama de bloco correspondente representado na Figura 4.20.

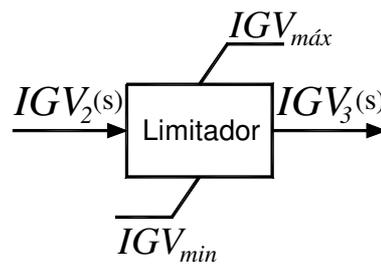


Figura 4.20 – Limitador do *VIGV*.

Onde:

$IGV_2(s)$ = Sinal de entrada do limitador do *VIGV* (pu);

$IGV_3(s)$ = Sinal de saída do limitador do *VIGV* (pu);

$IGV_{máx}$ = Abertura máxima do *VIGV* (pu);

$IGV_{mín}$ = Abertura mínima do *VIGV* (pu).

Atuador do *VIGV*

O diagrama de bloco do atuador do *VIGV* representa o atraso causado pelo sistema hidráulico que aciona as pás móveis podendo ser observado na Figura 4.21.

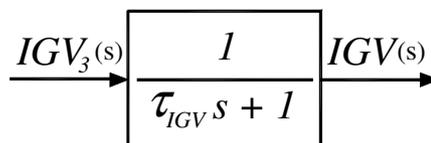


Figura 4.21 – Atuador do *VIGV*.

Onde:

$IGV_3(s)$ = Sinal de saída do limitador do *VIGV* (pu);

$IGV(s)$ = Sinal do *VIGV* (pu);

τ_{IGV} = Constante de tempo do sistema posicionador do *VIGV* (s).

Da Figura 4.21 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{dIGV(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{IGV}} [IGV_3(t) - IGV(t)] \quad (4.14)$$

Bias

Quando as pás do *VIGV* estão parcialmente fechadas o *bias* permite um *overshoot* na temperatura através da elevação da temperatura de referência, de acordo com a posição das pás. A elevação da temperatura é transitória.

A Figura 4.22 mostra o diagrama de blocos representativo do *bias* do *VIGV*.

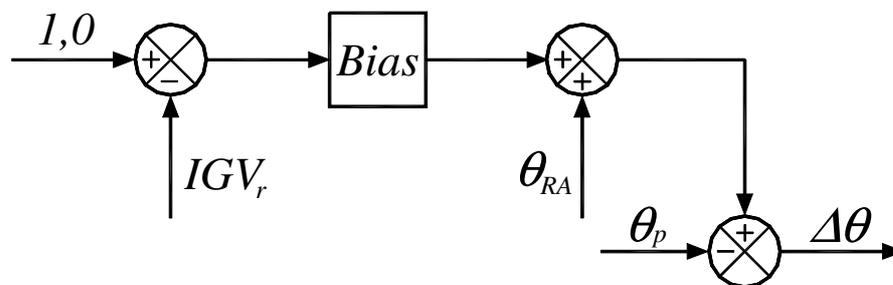


Figura 4.22 – Diagrama de blocos representativo do *bias* do *VIGV*.

Onde:

IGV_r = Posição inicial do *VIGV* (pu);

θ_{RA} = Temperatura de referência ajustada (°C);

θ_p = Temperatura medida pelo termopar (°C);

$\Delta\theta$ = Variação da temperatura (°C).

Da Figura 4.22 obtém-se a seguinte expressão para a variação da temperatura:

$$\Delta\theta = Bias \cdot (1 - IGV_r) + \theta_{RA} - \theta_p \quad (4.15)$$

Sendo:

$$\theta_{RA} = \theta_R - 0,6 \cdot (15 - \theta_A) \quad (4.16)$$

Onde:

θ_R = Temperatura de referência (°C);

θ_A = Temperatura ambiente (°C).

- **Eixo da máquina**

A constante de tempo do rotor é definida como o tempo necessário para que o rotor dobre a sua velocidade angular, se for mantida constante a taxa de variação de velocidade que ocorre após a perda de conjugado de carga.

A Figura 4.23 apresenta o diagrama de bloco referente ao eixo do rotor.

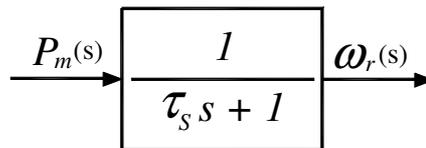


Figura 4.23 – Diagrama de bloco representativo do eixo do rotor.

Onde:

$P_m(s)$ = Potência mecânica da máquina (pu);

τ_s = Constante de tempo associada aos elementos acoplados ao eixo (s);

$\omega_r(s)$ = Velocidade angular do rotor da máquina (pu).

A constante de tempo τ_s está associada à inércia total do eixo turbina-gerador.

Da Figura 4.23 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d\omega_r(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_s} [P_m(t) - \omega_r(t)] \quad (4.17)$$

- **Seletor de valor mínimo**

No seletor de valor mínimo é feita uma comparação entre os sinais provenientes das três malhas de controle (velocidade, temperatura e aceleração). O objetivo desta comparação é a obtenção de um sinal de saída correspondente ao menor valor entre os três sinais, proporcionando assim uma menor taxa de consumo de combustível.

A Figura 4.24 ilustra este seletor.

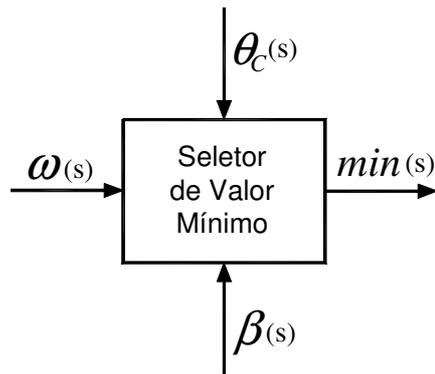


Figura 4.24 – Diagrama de bloco representativo do seletor de valor mínimo.

Onde:

$\omega(s)$ = Sinal do regulador de velocidade (pu);

$\theta_C(s)$ = Sinal do controle de temperatura (pu);

$\beta(s)$ = Sinal do controle de aceleração (pu);

$\min(s)$ = Valor mínimo obtido pelo seletor (pu).

A transferência de um sinal de controle para outro é feita sem atraso ou impacto.

4.2.1. Modelos Matemáticos das Turbinas *Heavy-Duty*

A Figura 4.25 representa o diagrama de blocos completo de uma turbina *heavy-duty* com suas malhas de controle.

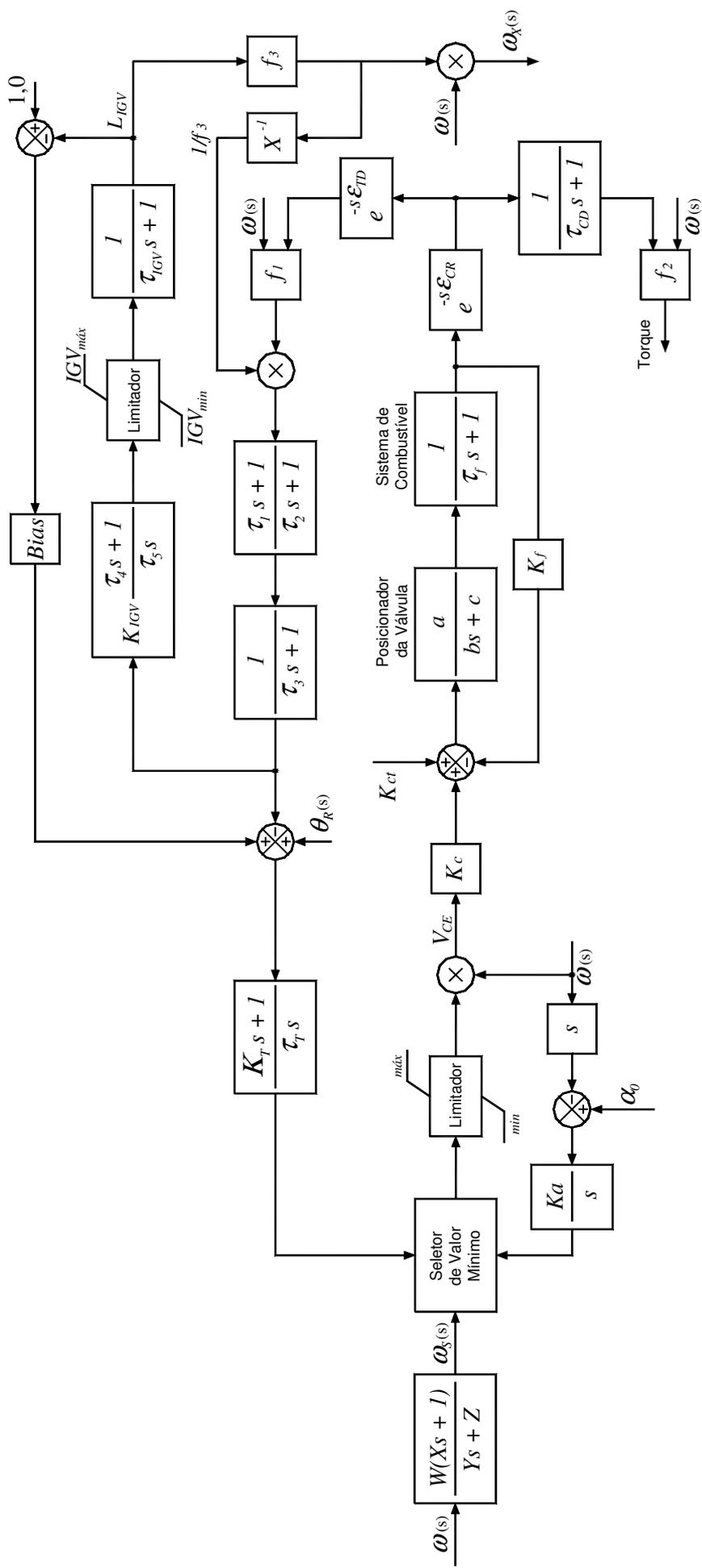


Figura 4.25 – Diagrama de blocos representativo da turbina heavy-duty.

Do modelo anterior tem-se que a temperatura de exaustão (T_X) é obtida através da função f_1 , ou seja:

$$f_1 = T_X = T_R - 453 \cdot (\omega^2 - 4,21 \cdot \omega + 4,42) \cdot 0,82 \cdot (1 - W_f) + 722 \cdot (1 - \omega) + 194(1 - L_{IGV}) \quad (4.18)$$

Onde:

- T_X = Temperatura de exaustão (°C);
- T_R = Temperatura de referência (°C);
- W_f = Fluxo de combustível (pu);
- ω = Velocidade angular do rotor (pu).

Já o conjugado mecânico (C_K) é calculado através da função f_2 dada por:

$$f_2 = C_K = 1,3 \cdot (W_f - 0,23) + 0,5 \cdot (1 - \omega) \quad (4.19)$$

Onde:

- C_K = Conjugado mecânico (pu);
- W_f = Fluxo de combustível (pu);
- ω = Velocidade angular do rotor (pu).

O fluxo de gás de exaustão que vai para a caldeira de recuperação (W_X) é ligeiramente proporcional a uma função não-linear (f_3) relativa à posição das pás do *VIGV*, multiplicada pela velocidade angular do rotor (ω). Assim:

$$f_3 = (L_{IGV})^{0,257} \quad (4.20)$$

e finalmente:

$$W_X = \omega \cdot f_3 \quad (4.21)$$

Onde:

- W_X = Saída de gás de exaustão (pu);
- ω = Velocidade angular do rotor (pu);
- f_3 = Função não-linear relativa à posição das pás do *VIGV* (pu).

4.2.2. Modelos Matemáticos das Turbinas Aeroderivativas

- **Modelos Matemáticos das Turbinas Aeroderivativas Tradicionais**

As turbinas aeroderivativas tradicionais podem ser descritas simplificadaamente pelo sistema físico apresentado na Figura 4.26 e pelo diagrama de blocos completo de acordo com a Figura 4.27.

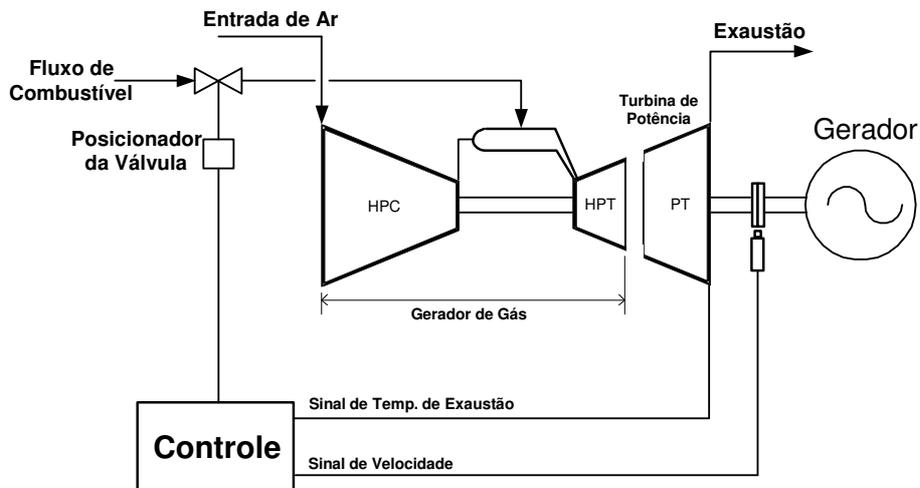


Figura 4.26 – Sistema físico para turbina aeroderivativa de dois eixos.

Da Figura 4.26 tem-se que:

- HPC = Estágio de alta pressão do compressor;
- HPT = Estágio de alta pressão da turbina;
- PT = Estágio de baixa pressão da turbina (turbina de potência).

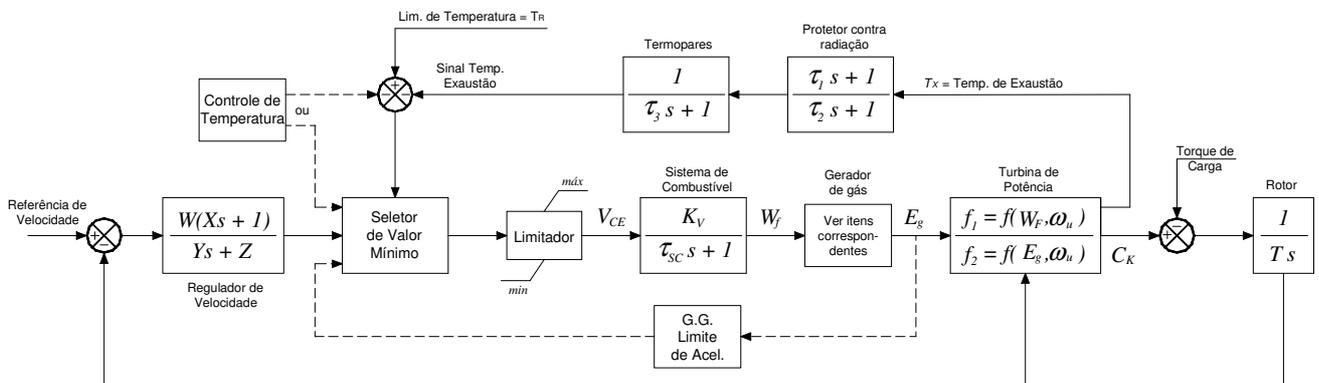


Figura 4.27 – Diagrama de blocos representativo da turbina aeroderivativa com múltiplos eixos.

A representação matemática das turbinas aeroderivativas com múltiplos eixos é derivada do modelo proposto por Rowen [1983]. Foram realizadas algumas modificações a partir do modelo original usado para a turbina de um eixo. A seguir são listadas tais modificações:

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

As equações algébricas para o conjugado mecânico (C_K) e a temperatura de exaustão (T_X) das configurações aeroderivativas tradicionais são as seguintes:

$$C_K = 0,25 + 1,75W_f - 0,4\omega_u - 0,6W_f\omega_u \quad (4.22)$$

$$T_X = T_R - 340(1 - W_f) + 300(1 - \omega_u) \quad (4.23)$$

Onde:

C_K = Conjugado mecânico (pu);

T_X = Temperatura de exaustão (°C);

T_R = Temperatura de referência (°C);

W_f = Fluxo de combustível (pu);

ω_u = Rotação da turbina de potência (pu).

Tanto o conjugado mecânico como a temperatura de exaustão são dependentes do fluxo de combustível e da rotação da turbina de potência, sendo que a temperatura de exaustão ainda depende da temperatura de referência (T_R), como mostrado pelas equações acima.

Modelagem do gerador de gás

Dependendo da configuração considerada existem variações na forma de representar o gerador de gás.

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

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás é mostrado na Figura 4.28.

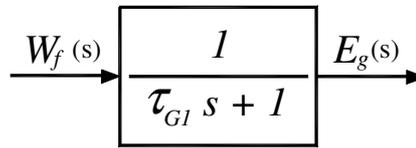


Figura 4.28 – Diagrama de bloco do gerador de gás.

Do bloco representativo do gerador de gás pode-se obter a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{dE_g(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{G1}} \cdot [W_f(t) - E_g(t)] \quad (4.24)$$

- Configuração com Dois *Spools* + Turbina de Potência

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás, para esta configuração, pode ser observado na Figura 4.29.

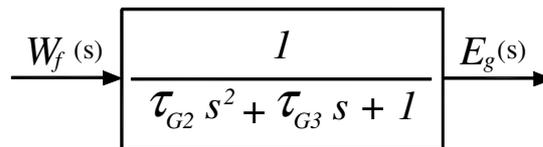


Figura 4.29 – Diagrama de bloco do gerador de gás.

Do bloco representativo do gerador de gás obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d^2 E_g(t)}{d^2 t} = \frac{1}{\tau_{G2}} \cdot \left[\tau_{G3} \cdot \frac{dE_g(t)}{dt} + W_f(t) - E_g(t) \right] \quad (4.25)$$

- **Modelo Matemático para Turbinas Aeroderivativas Avançadas**

O sistema físico das turbinas aeroderivativas avançadas pode ser simplificadaamente descrito conforme a Figura 4.30 e o diagrama de blocos completo da Figura 4.31.

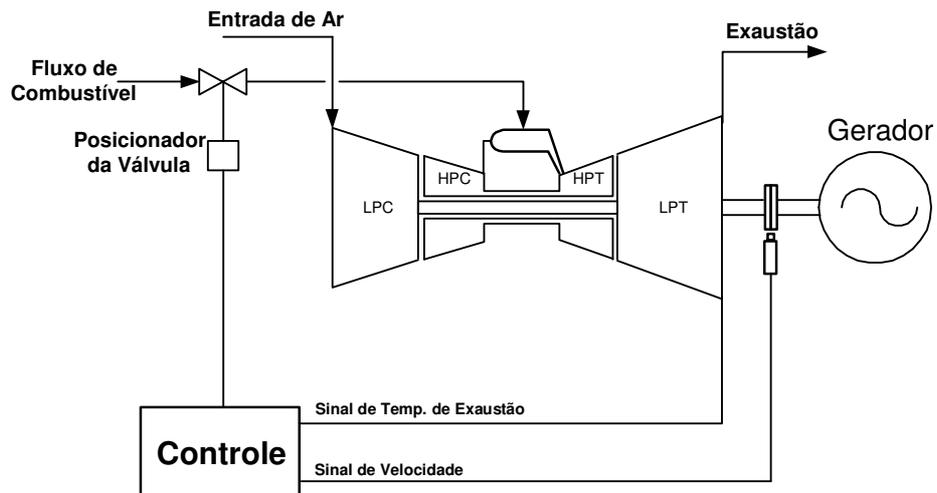


Figura 4.30 – Sistema físico para turbinas aeroderivativas avançadas.

Da Figura 4.30 tem-se que:

- LPC* = Estágio de baixa pressão do compressor;
- HPC* = Estágio de alta pressão do compressor;
- HPT* = Estágio de alta pressão da turbina;
- LPT* = Estágio de baixa pressão da turbina (turbina de potência).

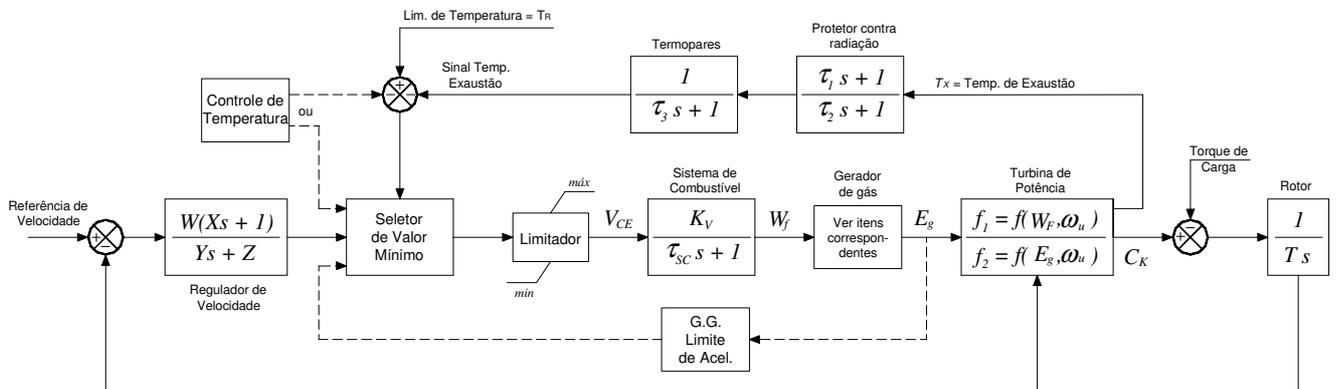


Figura 4.31 – Diagrama de blocos representativo de turbinas aeroderivativas avançadas.

As equações algébricas C_K e T_X para as configurações aeroderivativas avançadas são as seguintes:

$$C_K = 1,28(W_f - 0,22) + 0,5(1 - \omega_u) \tag{4.26}$$

$$T_X = T_R - 85(1 - W_f) + 300(1 - \omega_u) \tag{4.27}$$

Onde:

- C_K = Conjugado mecânico (pu);
- T_X = Temperatura de exaustão (°C);
- T_R = Temperatura de referência (°C);
- W_f = Fluxo de combustível (pu);
- ω_u = Rotação da turbina de potência (pu).

Modelagem do gerador de gás

Dependendo da configuração considerada existem variações na forma de representar o gerador de gás das Turbinas Aeroderivativas Avançadas.

- Configuração com Dois *Spools*

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás é mostrado na Figura 4.32.

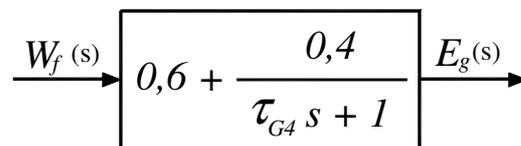


Figura 4.32 – Diagrama de bloco do gerador de gás.

Do bloco representativo do gerador de gás obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{dE_g(t)}{dt} = 0,6 \cdot \frac{dW_f(t)}{dt} + \frac{W_f(t) - E_g(t)}{\tau_{G4}} \quad (4.28)$$

- Configuração com Três *Spools*

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na Figura 4.33.

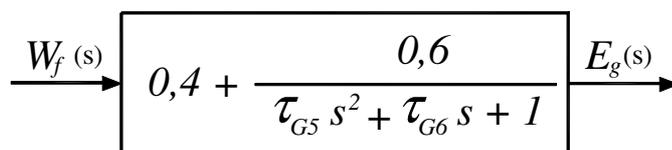


Figura 4.33 – Diagrama de bloco do gerador de gás.

Do bloco representativo do gerador de gás obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

$$\frac{d^2 E_g(t)}{d^2 t} = 0,4 \cdot \left[\frac{d^2 W_f(t)}{d^2 t} + \frac{\tau_{G6}}{\tau_{G5}} \cdot \frac{dW_f(t)}{dt} \right] + \frac{1}{\tau_{G5}} \cdot \left[W_f(t) - E_g(t) - \tau_{G6} \frac{dE_g(t)}{dt} \right] \quad (4.29)$$

4.3. Modelo Matemático das Caldeiras de Recuperação

A resposta da potência mecânica da turbina a vapor segue as mudanças da energia dos gases de exaustão da turbina a gás, sendo influenciada pelas respostas da caldeira de recuperação.

4.3.1. Modelo Matemático de Primeira Ordem

Um modelo simplificado para as caldeiras de recuperação pode ser obtido utilizando-se apenas uma constante de tempo englobando o atraso ocorrido. Este modelo de primeira ordem é mostrado na Figura 4.34.

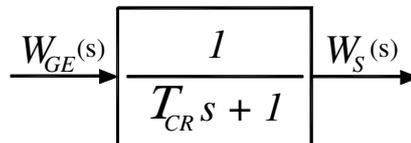


Figura 4.34 – Diagrama de bloco simplificado da caldeira de recuperação.

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_{CR} = Constante de tempo associada à caldeira de recuperação (s).

A partir da Figura 4.34 pode-se escrever a seguinte equação diferencial:

$$\frac{dW_S(t)}{dt} = \frac{1}{T_{CR}} \cdot [W_{GE}(t) - W_S(t)] \quad (4.30)$$

4.3.2. Modelo Matemático de Segunda Ordem

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 4.35 apresenta o diagrama de blocos relativo à caldeira de recuperação.

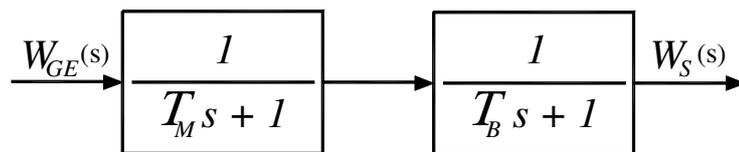


Figura 4.35 – Diagrama de blocos representativo da caldeira de recuperação.

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).

A partir do diagrama de blocos da Figura 4.35 tem-se a seguinte equação diferencial:

$$\frac{d^2 W_s(t)}{dt^2} = \frac{1}{T_M \cdot T_B} \cdot \left[W_{GE}(t) - (T_M + T_B) \cdot \frac{dW_s(t)}{dt} - W_s(t) \right] \quad (4.31)$$

4.3.3. Modelo Matemático de Terceira Ordem

Um possível modelo de terceira ordem para as caldeiras de recuperação é apresentado na Figura 4.36. Este modelo corresponde ao equipamento instalado na UTE TermoRio.

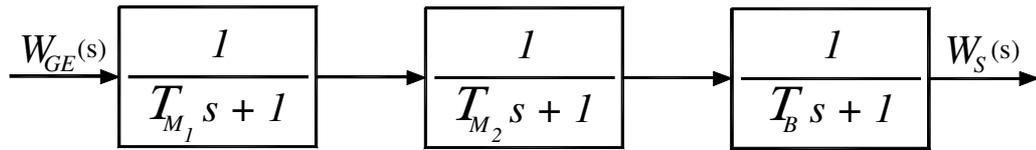


Figura 4.36 – Diagrama de blocos representativo da caldeira de recuperação (TermoRio).

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_1} e T_{M_2} = Constantes de tempo referentes à transferência de calor (s);

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

A equação diferencial referente ao modelo de terceira ordem descrito pela Figura 4.36 é dada por:

$$\frac{d^3 W_s(t)}{dt^3} = \frac{1}{T_{M_1} \cdot T_{M_2} \cdot T_B} \left[W_{GE}(t) - (T_B \cdot (T_{M_1} + T_{M_2}) + T_{M_1} \cdot T_{M_2}) \cdot \frac{d^2 W_s(t)}{dt^2} - (T_{M_1} + T_{M_2} + T_B) \cdot \frac{dW_s(t)}{dt} - W_s(t) \right] \quad (4.32)$$

4.3.4. Modelo de Caldeira com Queima Suplementar

Nos estudos de estabilidade de curto prazo a parcela de queima suplementar pode ser representada apenas como um valor constante na entrada do modelo da caldeira de recuperação [Undrill, 2001]. A Figura 4.37 mostra a inserção desta parcela.

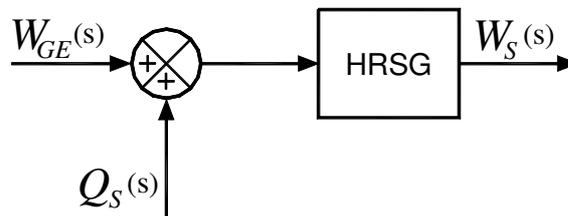


Figura 4.37 – Representação da parcela de queima suplementar na caldeira de recuperação.

Onde:

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

$Q_S(s)$ = Parcela relativa à queima suplementar (pu);

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

Para a caldeira de recuperação, pode-se considerar um dos três modelos (1ª, 2ª ou 3ª ordens) citados anteriormente.

Normalmente não se opera a caldeira nessas condições devido à redução na eficiência do sistema. No entanto, a queima suplementar pode ser interessante, por exemplo, no horário de ponta, sendo compensador o aumento de geração, mesmo com rendimento inferior.

4.4. Modelos das Turbinas a Vapor

Este item apresenta a modelagem matemática dos elementos componentes das centrais térmicas a vapor que influem no comportamento dinâmico de sistemas elétricos de potência. A modelagem de cada um destes elementos tem como princípio o efeito de um recipiente de vapor sendo atravessado por um fluxo de vapor.

No desenvolvimento do modelo matemático da turbina a vapor é considerada como variável de entrada o fluxo de vapor proveniente das caldeiras de recuperação. São discriminados também os efeitos dinâmicos dos estágios de alta, média e baixa pressão da turbina. E ainda, se houver regulador de velocidade, a representação do mesmo.

A modelagem matemática dos elementos das turbinas a vapor tem como base os artigos IEEE [1973] e IEEE [1991].

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.

Também será analisado o modelo *tandem-compound* sem reaquecimento, utilizado, por exemplo, na unidade termelétrica da TermoRio.

4.4.1. Modelos dos Elementos Componentes

A seguir são representados os elementos que constituem a turbina a vapor, tais como a câmara de vapor, o reaquecedor, o *crossover piping*, os possíveis fatores de participação e os limitadores.

- **Câmara de vapor**

O vapor produzido pela caldeira apresenta altas pressão e temperatura. Entre as válvulas de controle e o primeiro estágio da turbina há um dispositivo de armazenamento de vapor, chamado *steam chest*. Em pequenas perturbações onde é necessária uma quantidade imediata de vapor, o recipiente tem a função de fornecer o vapor e assim fazer com que a turbina possa se restabelecer rapidamente do distúrbio. A presença deste elemento provoca um atraso no tempo de resposta que pode ser expresso pelo diagrama de bloco representado na Figura 4.38.

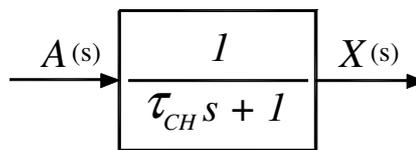


Figura 4.38 – Diagrama de bloco da câmara de vapor.

Onde:

- $A(s)$ = Quantidade de vapor (pu);
- $X(s)$ = Sinal de potência mecânica do primeiro estágio (pu);
- τ_{CH} = Constante de tempo da câmara de vapor (*steam chest*) (s).

O diagrama de bloco da Figura 4.38 leva à seguinte equação de estado:

$$\frac{dX(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{CH}} \cdot [A(t) - X(t)] \quad (4.33)$$

- **Reaquecedor**

Após o vapor ser expandido no primeiro estágio da turbina (estágio de alta pressão), ele pode voltar à caldeira onde é reaquecido, aproveitando o calor que seria perdido. Com a saída do

vapor da turbina e seu retorno para a caldeira, o mesmo percorre um longo caminho nas tubulações. Isto cria um atraso de tempo de resposta considerável que pode ser expresso pelo diagrama de bloco da Figura 4.39

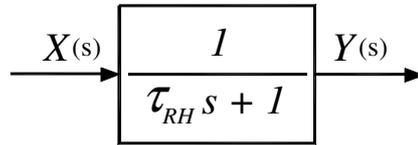


Figura 4.39 – Diagrama de bloco do reaquecedor.

Onde:

$X(s)$ = Sinal de potência do estágio anterior (pu);

$Y(s)$ = Sinal de potência do estágio atual (pu);

τ_{RH} = Constante de tempo do reaquecedor (s).

O diagrama de blocos da Figura 4.39 conduz à seguinte equação de estado:

$$\frac{dY(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{RH}} \cdot [X(t) - Y(t)] \quad (4.34)$$

É importante salientar que em determinadas configurações o vapor pode ser duplamente reaquecido. Com isso, a resposta torna-se ainda mais lenta. Esta condição depende do número de estágios de pressão existentes na instalação.

- ***Crossover piping***

Após o vapor ser expandido no estágio de alta ou média pressão, dependendo da configuração, resta uma considerável parcela de energia que pode ser aproveitada no estágio de baixa pressão. Quando o vapor sai do estágio de pressão superior, ele percorre tubulações chamadas de *crossover piping* até chegar ao estágio de baixa pressão. Este caminho percorrido causa um pequeno tempo de atraso descrito pelo diagrama da Figura 4.40.

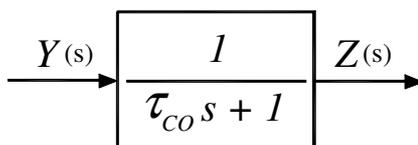


Figura 4.40 – Diagrama de bloco do *crossover piping*.

Onde:

$Y(s)$ = Sinal de potência do penúltimo estágio (pu);

$Z(s)$ = Sinal de potência do estágio de baixa pressão (pu);

τ_{CO} = Constante de tempo do *crossover piping* (s).

No domínio do tempo obtém-se, com base no diagrama de bloco da Figura 4.40, a seguinte equação de estado:

$$\frac{dZ(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{CO}} \cdot [Y(t) - Z(t)] \quad (4.35)$$

- **Fatores de participação**

Dependendo de cada tipo de configuração, os estágios da turbina a vapor podem apresentar diferentes fatores de participação na resposta de potência mecânica da turbina. O sistema amplamente usado nos estudos de sistemas elétricos de potência é o sistema pu que considera como base a potência nominal do gerador. Portanto os fatores de participação F_i podem ser expressos em frações da potência mecânica em pu da base adotada.

O diagrama de bloco do fator de participação, por estágio da turbina, é representado pela Figura 4.41.

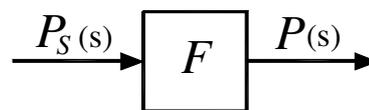


Figura 4.41 – Diagrama de bloco do fator de participação.

Onde:

$P_S(s)$ = Sinal de potência mecânica (pu);

$P(s)$ = Potência mecânica do estágio da turbina (pu);

F = Fator de participação (pu).

A partir da Figura 4.41 pode-se escrever a seguinte função algébrica no domínio do tempo:

$$P(t) = F \cdot P_S(t) \quad (4.36)$$

- **Limitadores**

As turbinas possuem limitações físicas que devem ser especificadas frente às possíveis perturbações, como grandes variações de carga, por exemplo. A limitação superior é função de uma sobrecarga admissível, já a limitação inferior é considerada nula, pois a turbina não pode absorver potência, mesmo que transitoriamente. A Figura 4.42 descreve o diagrama de bloco referente ao limitador.

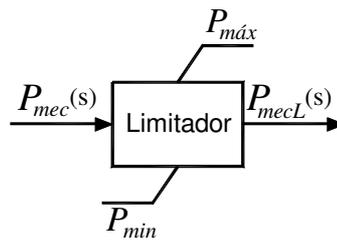


Figura 4.42 – Diagrama de bloco do limitador.

O limitador, anteriormente descrito, é uma função discreta e não-linear, portanto não representável algebricamente através de uma única equação, mas sim por um conjunto de inequações, que é ilustrado a seguir [Cepel, 2001]:

$$\begin{aligned}
 P_{mec}(s) < P_{\min} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{\min} \\
 P_{\min} \leq P_{mec}(s) \leq P_{\max} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{mec}(s) \\
 P_{mec}(s) > P_{\max} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{\max}
 \end{aligned}
 \tag{4.37}$$

4.4.2. Modelo *Tandem-Compound* sem Reaquecimento

Este modelo é o mais simples utilizado em unidades a vapor (Figura 4.43). Nele é considerado apenas o modelo da câmara de vapor com a presença da constante de tempo τ_{CH} conforme Figura 4.44.

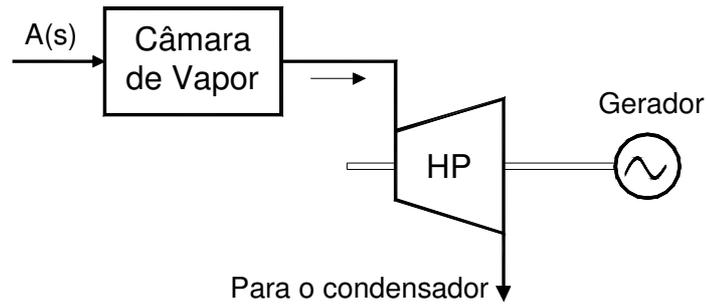


Figura 4.43 – Diagrama esquemático da turbina sem reaquecimento.

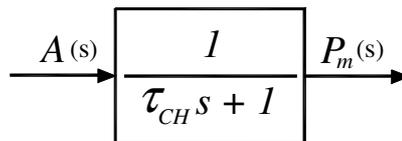


Figura 4.44 – Diagrama de bloco da configuração *tandem-compound* sem reaquecimento.

4.4.3. Modelo *Tandem-Compound* sem Reaquecimento com Estágio de Baixa Pressão

Nesta configuração utiliza-se o vapor que sai do elemento de alta pressão lançando-o no estágio de baixa pressão (Figura 4.45). Este modelo é representado, através de diagrama de blocos, pela Figura 4.46.

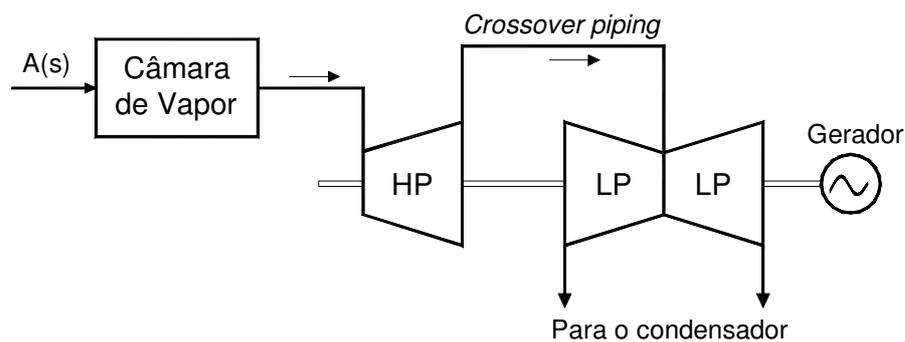


Figura 4.45 – Diagrama esquemático da turbina sem reaquecimento e com estágio de baixa pressão.

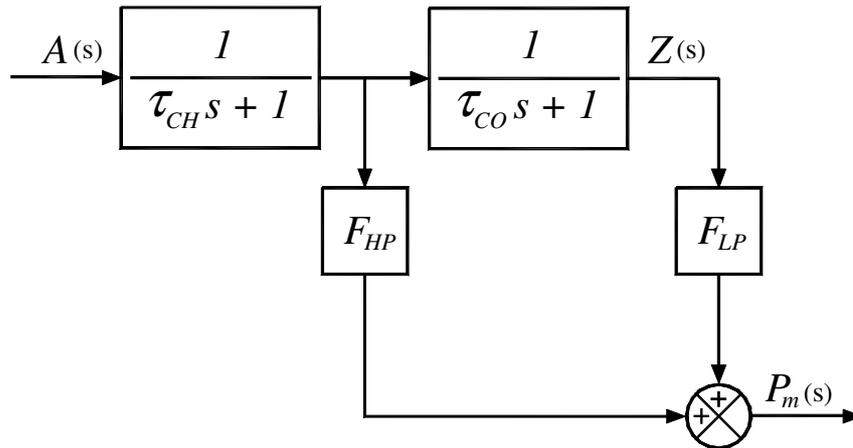


Figura 4.46 – Diagrama de blocos da configuração *tandem-compound* sem reaquecimento.

As constantes de tempo da câmara de vapor τ_{CH} e do *crossover piping* τ_{CO} têm importante papel na característica dinâmica deste tipo de turbina.

4.4.4. Modelo *Tandem-Compound* com Reaquecimento Simples

Os diagramas esquemático e de blocos, correspondentes, são apresentados nas Figura 4.47 e Figura 4.48, respectivamente. A Figura 4.47 incorpora os blocos referentes à câmara de vapor, reaquecedor e *crossover piping*, já a Figura 4.48 representa o seu modelo matemático associado. A contribuição individual de cada estágio, no conjugado desenvolvido no eixo, foi apresentada na seção 2.3.4.

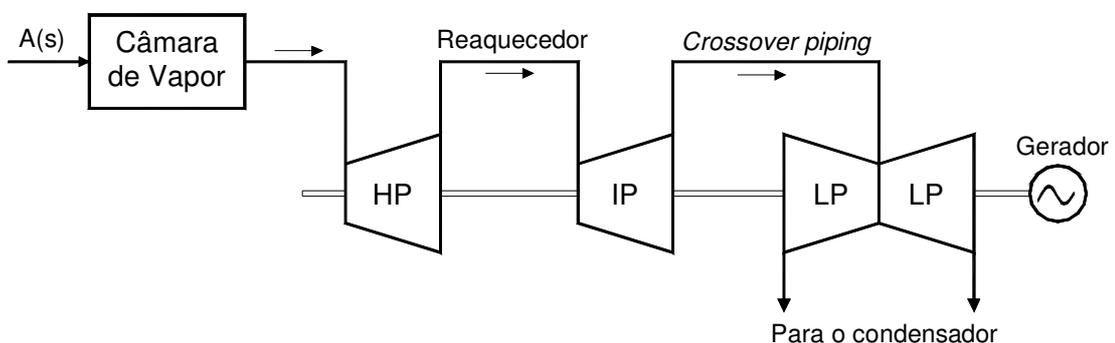


Figura 4.47 – Diagrama esquemático da configuração *tandem-compound* com reaquecimento simples.

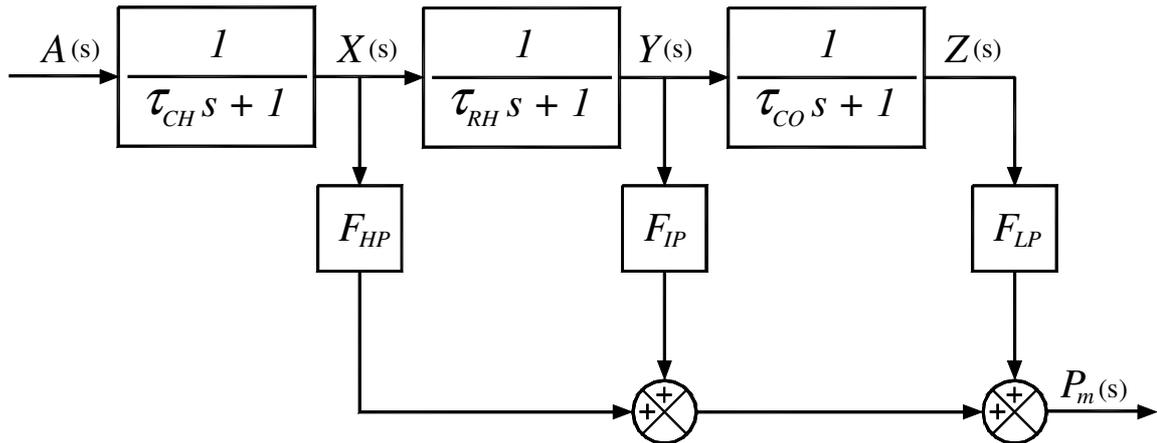


Figura 4.48 – Diagrama de blocos da configuração *tandem-compound* com reaquecimento simples.

Neste modelo são consideradas as constantes de tempo da câmara de vapor (τ_{CH}), do reaquecedor (τ_{RH}) e do *crossover piping* (τ_{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.

4.5. Modelo Matemático Para o Ciclo Combinado

As plantas que operam em ciclo combinado gás-vapor podem ser divididas, de uma forma mais ampla, nas configurações com múltiplos eixos e com eixo único (*single-shaft*). Além disto, algumas instalações apresentam queima suplementar na caldeira de recuperação. Estas duas configurações são destacadas no presente item, através de diagramas esquemáticos e de representações matemáticas apropriadas. Cada uma delas apresenta inúmeras possibilidades e configurações, como por exemplo: turbina a gás do tipo *heavy-duty* ou aeroderivativa; combustível líquido ou gasoso; turbina a vapor com um, dois ou três estágios de pressão; etc. Todas estas particularidades também são consideradas a seguir.

Nas seções anteriores foram apresentados modelos matemáticos específicos para os diversos elementos que podem compor as instalações em ciclo combinado gás-vapor. Através dos mesmos é possível desenvolver modelos completos para as mais diversas configurações existentes. Este é o objetivo deste item, onde são consideradas as principais configurações de ciclo combinado, com destaque para a modelagem matemática completa.

De forma geral são apresentadas em seguida as seguintes configurações de ciclo combinado: (a) com turbinas de múltiplos eixos (item 4.5.1.); (b) com turbinas de eixo único (item 4.5.2.). Para todas elas são representados os principais modelos matemáticos completos.

4.5.1. Modelo Matemático para Configuração de Múltiplos Eixos

Na Figura 4.49 é mostrado o diagrama referente à configuração geral de múltiplos eixos da operação em ciclo combinado.

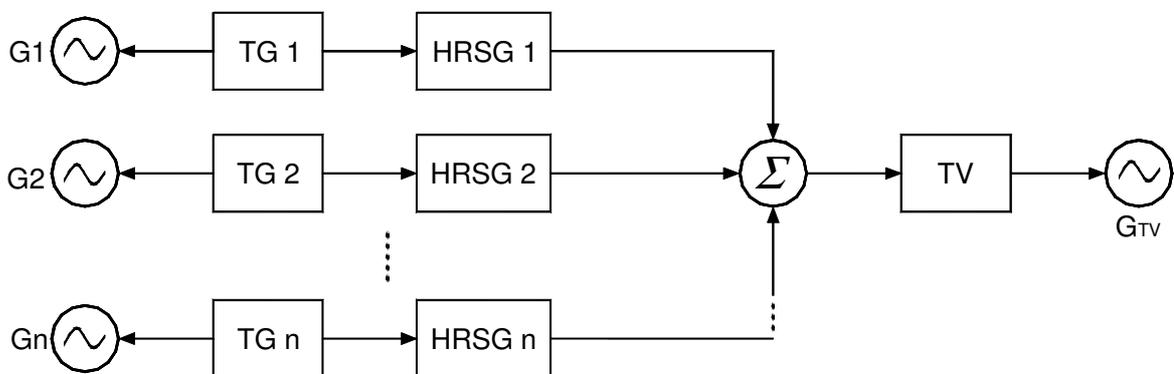


Figura 4.49 – Diagrama da configuração geral de múltiplos eixos da operação em ciclo combinado.

As configurações existentes consideram normalmente um determinado número de unidades a gás (TG1, TG2, ... , TGn). Cada uma delas tem associada uma caldeira de recuperação (HRSG1, HRSG2, etc) e aciona o seu próprio gerador (G1, G2, etc). O vapor obtido de todas as caldeiras de recuperação juntas é enviado a uma única turbina a vapor (TV), que pode ter um ou mais estágios de pressão. Esta turbina a vapor aciona um outro gerador (G_{TV}).

Na Figura 4.50 é mostrado o diagrama funcional que considera a operação em ciclo combinado, com representação de duas unidades a gás alimentando duas caldeiras de recuperação e uma unidade a vapor (configuração 2:2:1). Nela são destacados os diversos controladores normalmente utilizados.

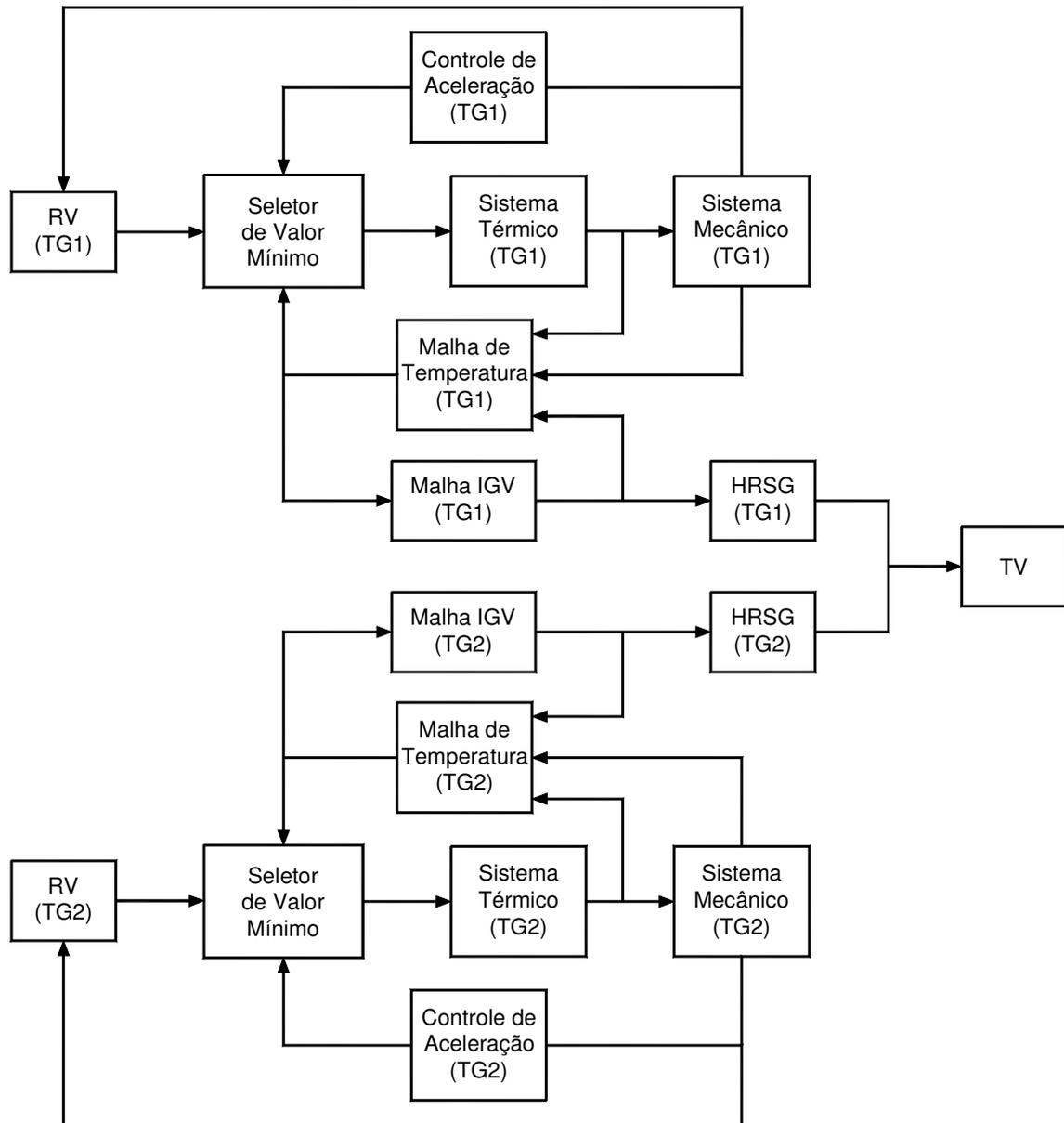


Figura 4.50 – Diagrama funcional da operação em ciclo combinado (configuração 2:2:1).

Ainda na figura anterior, tem-se como função do elemento denominado “Seletor de Valor Mínimo” a concorrência entre as três grandes malhas de controle, ou seja, de velocidade, de temperatura, e de aceleração.

Dado o tipo de configuração utilizado (G:H:V), conforme apresentado no capítulo 3, pode-se determinar o modelo matemático completo para o ciclo combinado.

Conforme citado anteriormente, o modelo depende da escolha dos elementos que irão compor o ciclo, assim, tem-se o seguinte organograma apresentado pela Figura 4.51.

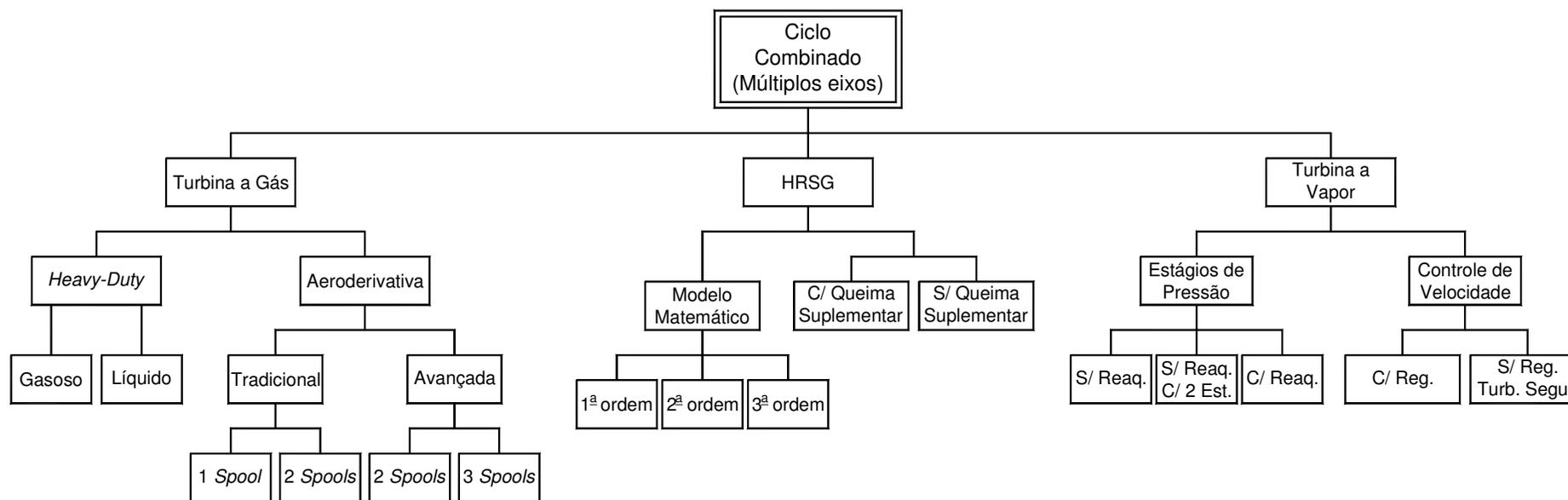


Figura 4.51 – Organograma da operação em ciclo combinado para múltiplos eixos.

De acordo com a Figura 4.51 tem-se o seguinte detalhamento:

a) Turbina a gás

As turbinas a gás podem ser do tipo *heavy-duty* ou aeroderivativa, cada uma com suas peculiaridades destacadas a seguir.

- *Heavy-duty*

O modelo matemático, descrito através de diagrama de blocos, para este tipo de turbina é detalhado na Figura 4.25. Os cálculos do conjugado mecânico, temperatura de exaustão e fluxo de gás de exaustão são realizados através das equações (4.18), (4.19) e (4.21) respectivamente.

Em relação ao tipo de combustível, gasoso ou líquido, existem as seguintes diferenças no modelo descrito pela Figura 4.25. Para combustível gasoso deve-se considerar:

- Constante de realimentação do sistema de combustível nula: $K_f = 0$;
- Atrasos nulos no processo de combustão e no sistema de exaustão:
 $\varepsilon_{CR} = 0$ e $\varepsilon_{TD} = 0$;
- Constante de tempo da descarga do compressor nula: $\tau_{CD} = 0$.

- Aeroderivativa

As turbinas aeroderivativas podem ser dos tipos tradicionais, representadas esquematicamente na Figura 4.26, ou avançadas, de acordo com a Figura 4.30. O modelo matemático destes dois tipos de turbina é apresentado por meio de diagrama de blocos na Figura 4.27. No caso do conjugado mecânico e da temperatura de exaustão, as equações (4.22) e (4.23) descrevem o comportamento das turbinas tradicionais e as equações (4.26) e (4.27) correspondem às das turbinas avançadas. O número de *spools* pode variar em cada um dos tipos de turbina, o que implica em alterações na modelagem do gerador de gás, como apresentado no item 4.2.2.

b) Caldeira de recuperação

A representação da caldeira de recuperação pode ser feita utilizando modelos de primeira ordem (Figura 4.34), segunda ordem (Figura 4.35) ou de terceira ordem (Figura 4.36) conforme descrito na seção 4.3.

Ainda, pode-se ter a caldeira operando com ou sem queima suplementar (Figura 4.37).

c) Turbina a vapor

A turbina a vapor utilizada em plantas operando em ciclo combinado normalmente é a do tipo *tandem compound*, podendo ter variações em função do número de estágios de pressão, ou seja, 1, 2 ou 3 estágios, conforme mostrado na seção 4.4.

Em relação ao tipo de regulação (controle de velocidade), é possível operar a turbina com regulação independente ou no modo “turbina segue”, ou seja, a regulação efetuada pela turbina a gás.

Na Figura 4.52 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).

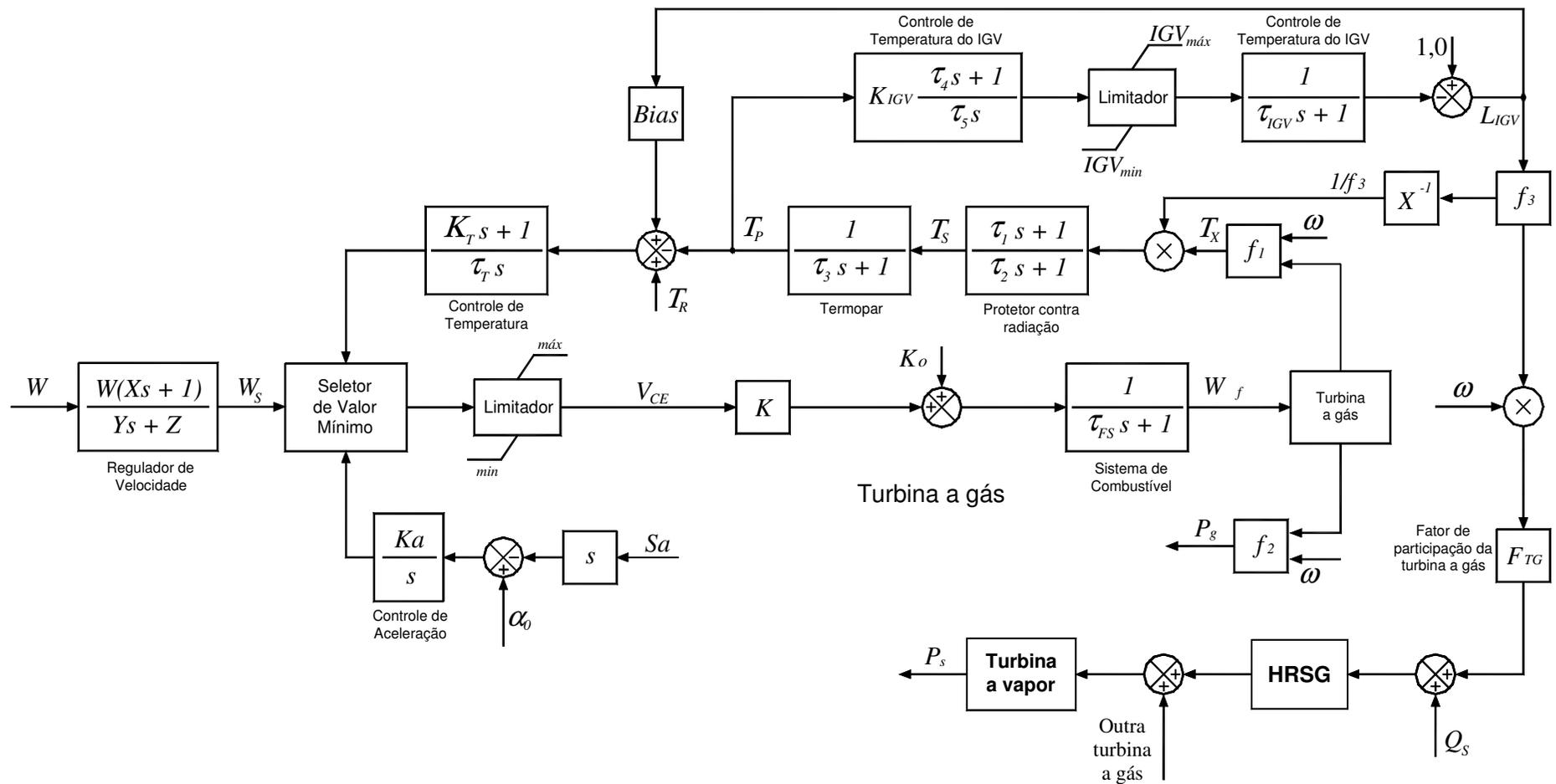


Figura 4.52 – Diagrama de blocos representativo do ciclo combinado (configuração 2:2:1).

Para as outras configurações de múltiplos eixos o modelo seria análogo, diferenciando-se pelo número de turbinas a gás e caldeiras de recuperação que alimentariam a turbina a vapor.

Caso a turbina a gás seja do tipo *heavy-duty* com combustível líquido, no bloco turbina a gás da Figura 4.52 estarão incluídos os atrasos ocasionados pelo processo de combustão (ε_{CR}) e pelo sistema de exaustão (ε_{TD}), além da descarga do compressor, como mostrado na Figura 4.25. Se a turbina for do tipo aeroderivativa, o bloco citado anteriormente será representado pelo gerador de gás, conforme apresentado no item 4.2.2.

No controle de aceleração, a entrada S_a pode ser substituída pela velocidade angular do eixo do rotor (ω). Se for aeroderivativa, o sinal será o fluxo de gás (E_g).

4.5.2. Modelo Matemático para Configuração em Eixo Único

Na Figura 4.53 é mostrado o diagrama referente à configuração geral de eixo único para a operação em ciclo combinado.

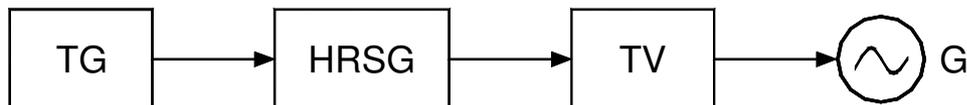


Figura 4.53 – Diagrama da configuração de eixo único da operação em ciclo combinado.

Para a configuração em eixo único a turbina a gás, a caldeira de recuperação e a turbina a vapor estão no mesmo eixo e acionam um único gerador, constituindo esta a principal diferença em relação à configuração de múltiplos eixos.

Para esta configuração tem-se o organograma mostrado na Figura 4.54.

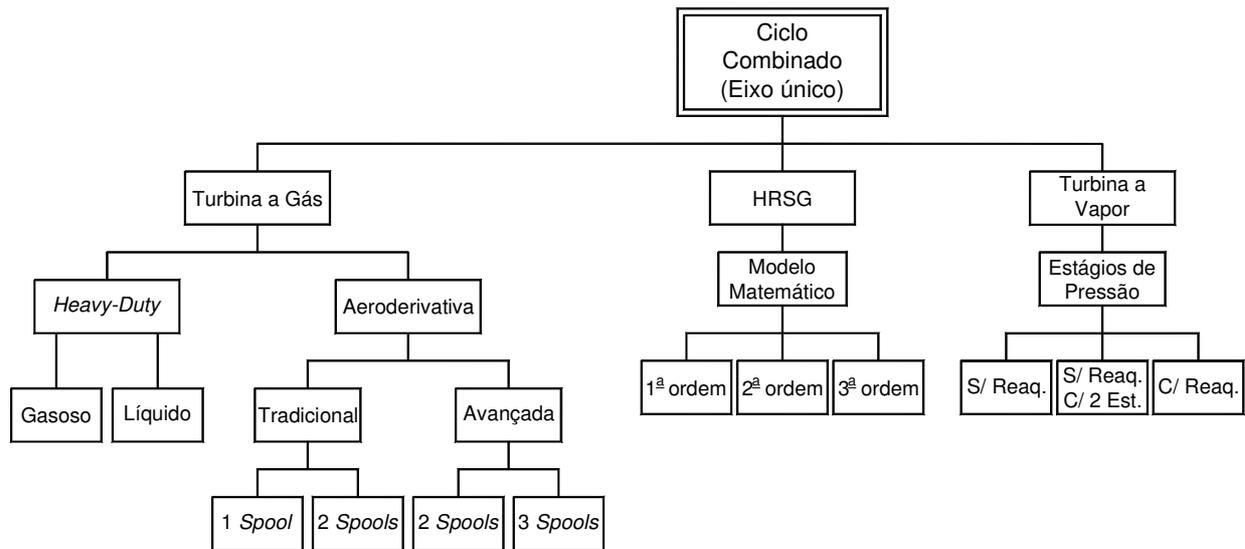


Figura 4.54 – Organograma da operação em ciclo combinado para eixo único.

De acordo com a Figura 4.54 tem-se o seguinte detalhamento:

a) Turbina a gás

As turbinas a gás podem ser do tipo *heavy-duty* ou aeroderivativa, cada uma com suas peculiaridades destacadas a seguir.

- *Heavy-duty*

O modelo matemático, descrito através de diagrama de blocos, para este tipo de turbina foi detalhado na Figura 4.25. Os cálculos do conjugado mecânico, temperatura de exaustão e fluxo de gás de exaustão são realizados através das equações (4.18), (4.19) e (4.21) respectivamente.

Em relação ao tipo de combustível, gasoso ou líquido, existem as seguintes diferenças no modelo descrito pela Figura 4.25. Para combustível gasoso deve-se considerar:

- Constante de realimentação do sistema de combustível nula: $K_f = 0$;
- Atrasos nulos no processo de combustão e no sistema de exaustão:
 $\varepsilon_{CR} = 0$ e $\varepsilon_{TD} = 0$;
- Constante de tempo da descarga do compressor nula: $\tau_{CD} = 0$.

- Aeroderivativa

As turbinas aeroderivativas podem ser dos tipos tradicionais, representadas esquematicamente na Figura 4.26, ou avançadas, de acordo com a Figura 4.30. O modelo matemático destes dois tipos de turbina é apresentado por meio de diagrama de blocos na Figura 4.27. No caso do conjugado mecânico e da temperatura de exaustão, as equações (4.22) e (4.23) descrevem o comportamento das turbinas tradicionais e as equações (4.26) e (4.27) correspondem às das turbinas avançadas. O número de *spools* pode variar em cada um dos tipos de turbina, o que implica em alterações na modelagem do gerador de gás, como apresentado no item 4.2.2.

- b) Caldeira de recuperação

A representação da caldeira de recuperação pode ser feita utilizando modelos de primeira ordem (Figura 4.34), segunda ordem (Figura 4.35) ou de terceira ordem (Figura 4.36) conforme descrito na seção 4.3.

- c) Turbina a vapor

A turbina a vapor utilizada nessa configuração normalmente é a do tipo *tandem compound*, podendo ter variações em função do número de estágios de pressão, ou seja, 1, 2 ou 3 estágios, conforme mostrado na seção 4.4.

Na Figura 4.55 é mostrado o diagrama de blocos completo com os controladores que representam a operação em ciclo combinado para a configuração em eixo único. Uma configuração mais simples, que despreza as constantes de tempo da turbina a vapor, foi apresentada por Kakimoto [2003].

CAPÍTULO 5

INFLUÊNCIA DOS ELEMENTOS DE CONTROLE

5.1. Introdução

Para se avaliar a influência dos elementos de controle presentes no ciclo combinado, nos estudos de estabilidade eletromecânica, considerou-se o sistema teste *Brazilian Birds (SBB)*, apresentado anexo. Neste sistema foi admitida a inserção de um ciclo combinado com a configuração (2:2:1), com turbinas a gás dos tipos *heavy-duty* e aeroderivativa. Foram realizadas simulações como: perda de geração, curto-circuito, rejeição de carga no sistema, entre outras.

Assim, o intuito deste capítulo é apresentar o resultado das simulações realizadas com os modelos matemáticos anteriormente discutidos, descrevendo o comportamento das unidades a gás e a vapor na decorrência de determinadas perturbações.

5.2. Elementos Controladores da Turbina a Gás

Neste item são tratadas as influências dos elementos de controle da turbina a gás de acordo com a modelagem proposta no capítulo 4.

Nestas simulações consideraram-se unidades a gás e a vapor com potência nominal de 94 MW, sendo as unidades a gás do tipo *heavy-duty*.

Para o item 5.2.5. as unidades a gás e a vapor consideradas têm potência nominal de 45 MW, sendo as unidades a gás do tipo aeroderivativa.

5.2.1. Influência dos Reguladores de Velocidade das TGs

Este controle tem ação predominante nos casos de curto-circuito e rejeição de carga.

Havendo a redução da potência gerada pela turbina a gás, em decorrência da ação do regulador de velocidade, há também diminuição na saída de gás para as caldeiras de recuperação e conseqüentemente diminuição da geração da turbina a vapor.

Quando a máquina opera com um despacho reduzido de potência, na ocorrência de um pequeno aumento de carga no sistema, o regulador de velocidade tem ação predominante sobre o controle de temperatura, diferentemente do caso onde a geração está próxima do valor máximo.

- *Rejeição de carga*

Para exemplificar a atuação deste controlador, a seguir são mostradas curvas relativas à rejeição de carga (90 MW, equivalente a aproximadamente 7,5% da carga total do sistema) numa barra próxima às unidades do ciclo combinado.

A Figura 5.1 mostra a atuação dos três elementos de controle presentes na unidade a gás. Os sinais representados são admitidos como entrada no bloco referente ao seletor de valor mínimo. Tais sinais são referentes aos controles de velocidade, temperatura e aceleração e obedecem à seguinte classificação por cores:

- *controle de velocidade*
- *controle de temperatura*
- *controle de aceleração*

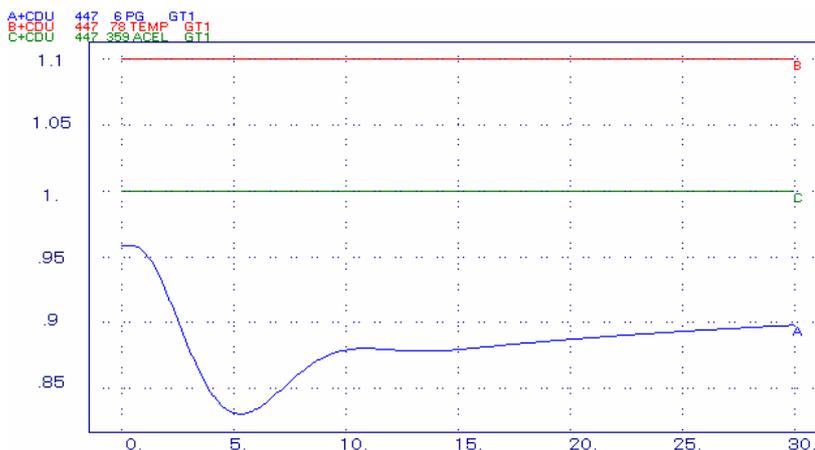


Figura 5.1 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura).

Através da Figura 5.1 pode-se observar que o controle de velocidade é preponderante durante todo o período de análise (30 s), pois o seu sinal de resposta corresponde ao sinal de saída do seletor de valor mínimo.

A Figura 5.2 traz o resultado apresentado pela potência mecânica da unidade a gás.

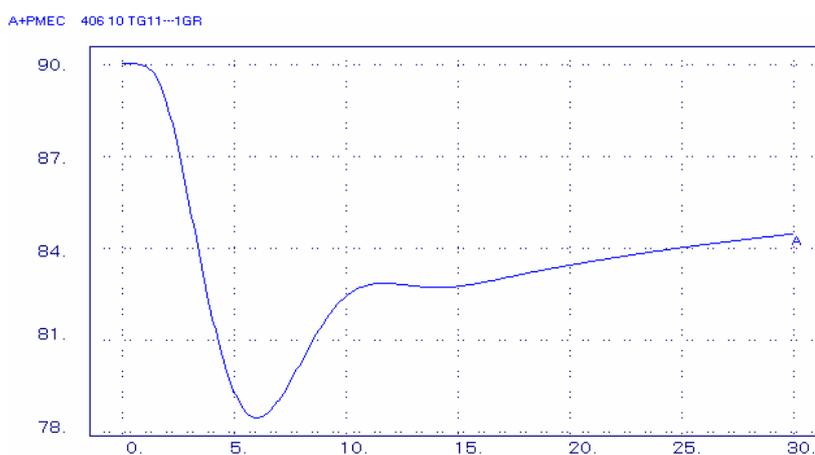


Figura 5.2 – Potência mecânica de uma unidade a gás devido à ação do regulador de velocidade.

Devido à redução de carga ocorrida no sistema, o regulador de velocidade da turbina a gás comanda o fechamento da válvula de admissão de combustível, com conseqüente diminuição da potência mecânica gerada, como mostra a Figura 5.2.

Havendo redução na potência mecânica da turbina a gás haverá também redução na saída de gás para a caldeira de recuperação, como indica a Figura 5.3. Deve-se observar, no entanto,

que nos instantes iniciais há uma ligeira elevação na saída de gás para a HRSG, isto ocorre porque tal grandeza depende também da rotação da máquina, a qual sofre elevação nos instantes iniciais após a rejeição de carga.

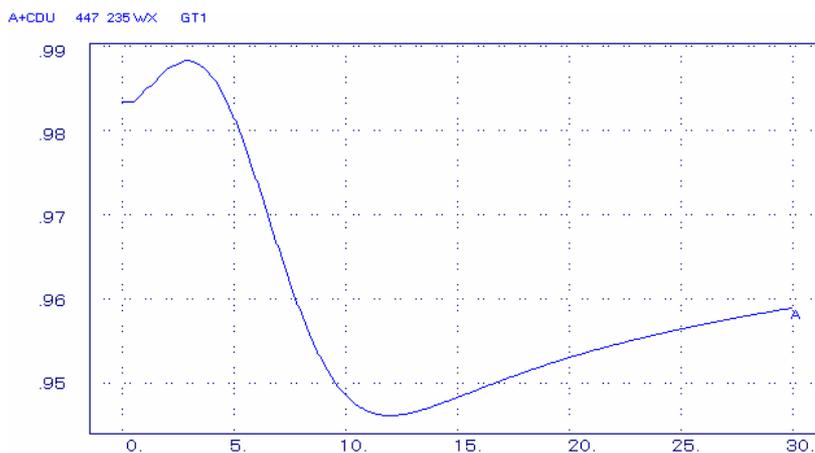


Figura 5.3 – Saída de gás para a HRSG.

Com a redução na potência mecânica da turbina a gás haverá redução também na potência mecânica gerada pela turbina a vapor. Tal fato pode ser observado na Figura 5.4. A resposta lenta, determinada pela caldeira de recuperação, faz com que a potência mecânica da turbina a vapor sofra redução também de forma lenta.

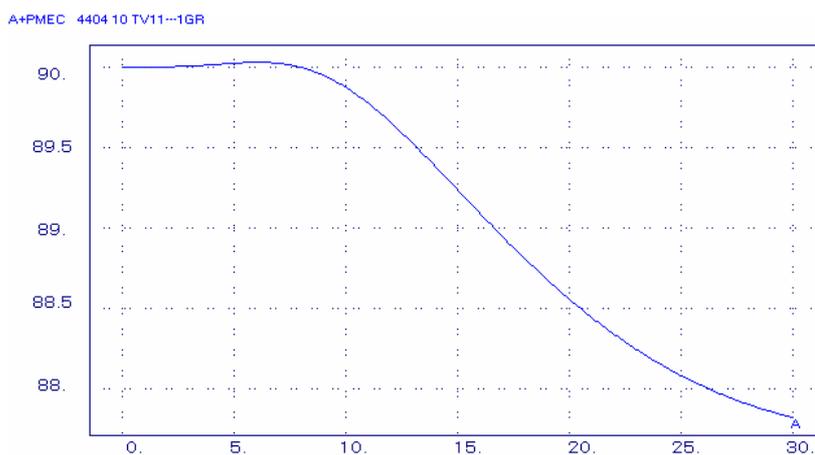


Figura 5.4 – Potência mecânica da unidade a vapor.

Ainda na Figura 5.4, é possível observar uma pequena elevação inicial na potência mecânica da turbina a vapor, até um tempo de aproximadamente 7 s. Este fato ocorre devido à elevação da rotação das máquinas, conforme mencionado anteriormente.

- *Aumento de carga*

Para uma pequena elevação de carga (de aproximadamente 30 MW – 2,5% da carga total do sistema), estando a máquina operando com uma folga (de 10%, por exemplo, como é o caso analisado), o controle de velocidade tem ação predominante. Devido à folga existente, o controle de temperatura não entra em ação.

A seguir são mostradas as curvas referentes ao seletor de valor mínimo (Figura 5.5), e potências mecânicas das unidades a gás (Figura 5.6) e vapor (Figura 5.8) e saída de gás para a HRSG (Figura 5.7).

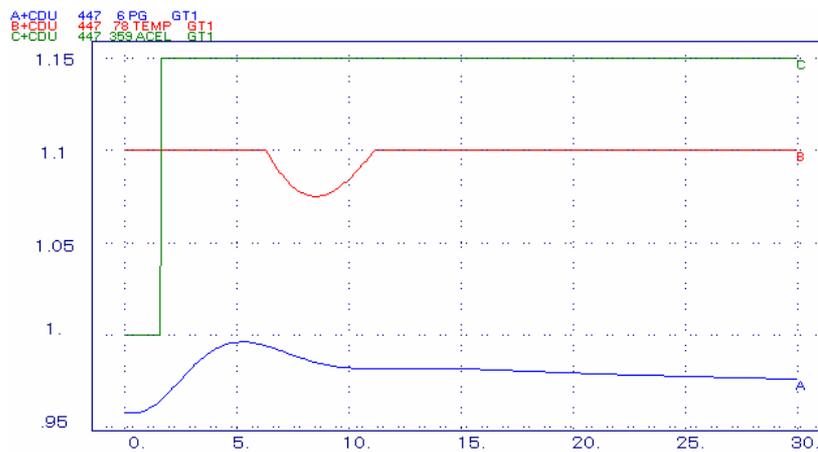


Figura 5.5 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura).

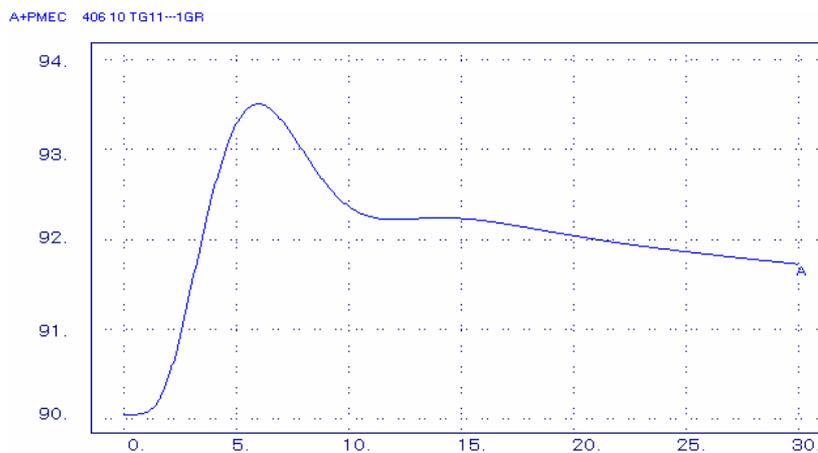


Figura 5.6 – Potência mecânica da unidade a gás devido à ação do regulador de velocidade.

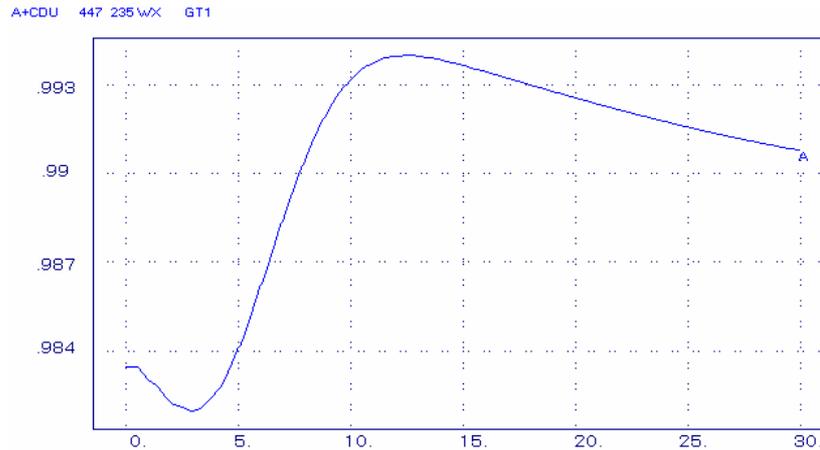


Figura 5.7 – Saída de gás para a HRSG.

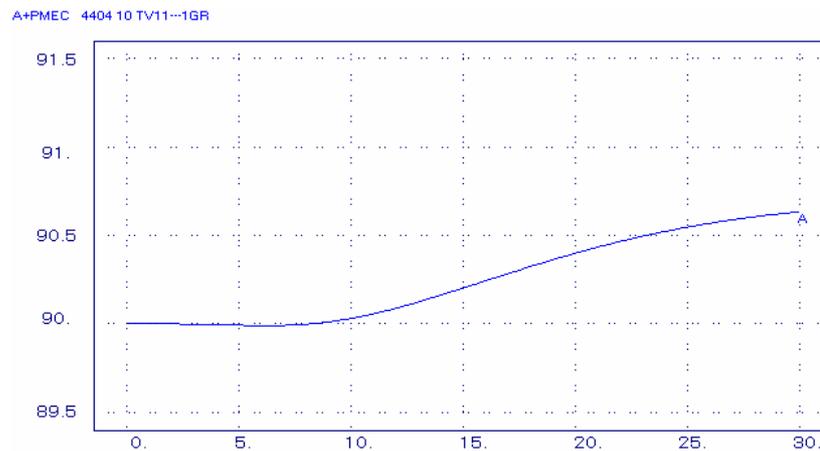


Figura 5.8 – Potência mecânica da unidade a vapor.

Como observado acima, para esse pequeno aumento de carga no sistema (2,5%) o regulador de velocidade tem ação preponderante durante todo o tempo de simulação fazendo com que as unidades a gás do ciclo combinado respondam satisfatoriamente a solicitação de aumento de carga no sistema. A curva relativa à saída de gás para a HRSG (Figura 5.7) apresenta uma queda inicial devido ao fato de que neste instante a frequência cai, sendo este fator influente no comportamento da mesma. Conseqüente, com o acréscimo de geração na unidade a gás, a unidade a vapor apresenta um pequeno aumento na sua potência mecânica (Figura 5.8).

Ainda para o regulador de velocidade pode-se ter variação em relação à constante de tempo do mesmo (Y).

A seguir são comparadas as respostas para valores distintos de constante de tempo do regulador, considerando a ocorrência de redução de carga (7,5%) no sistema.

As curvas mostradas nas Figuras 5.9 a 5.11 estão classificadas por cores, da seguinte forma:

- $Y = 1,00 \text{ s}$
- $Y = 0,05 \text{ s}$

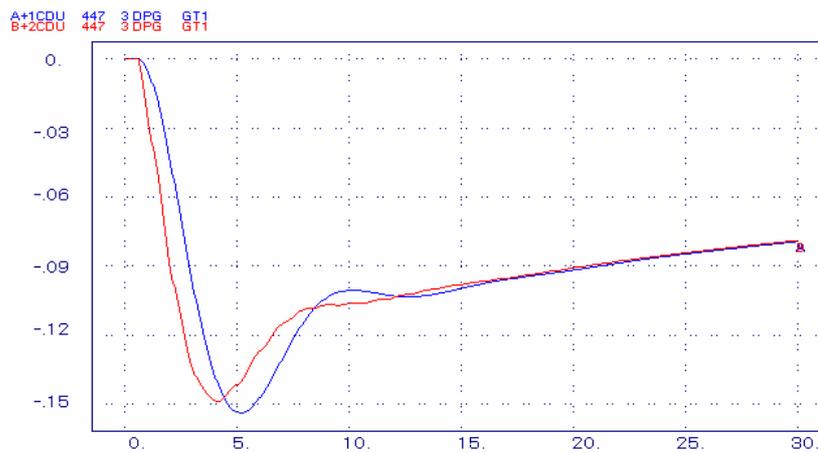


Figura 5.9 – Variação do sinal do regulador de velocidade da turbina a gás.

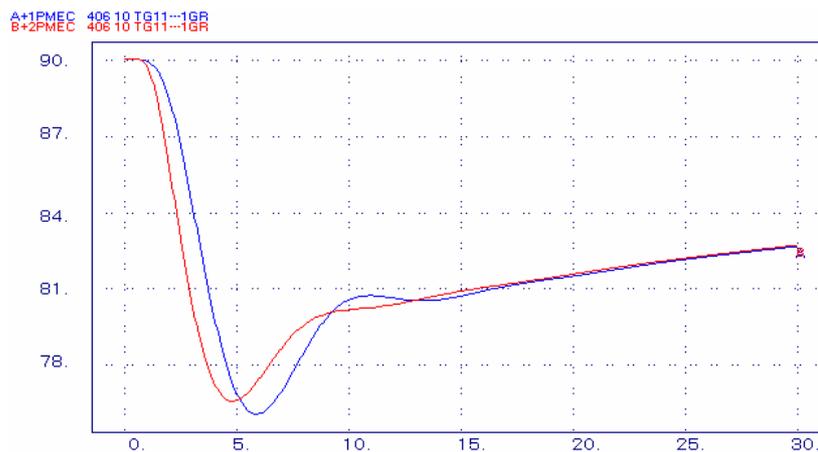


Figura 5.10 – Potência mecânica da unidade a gás.

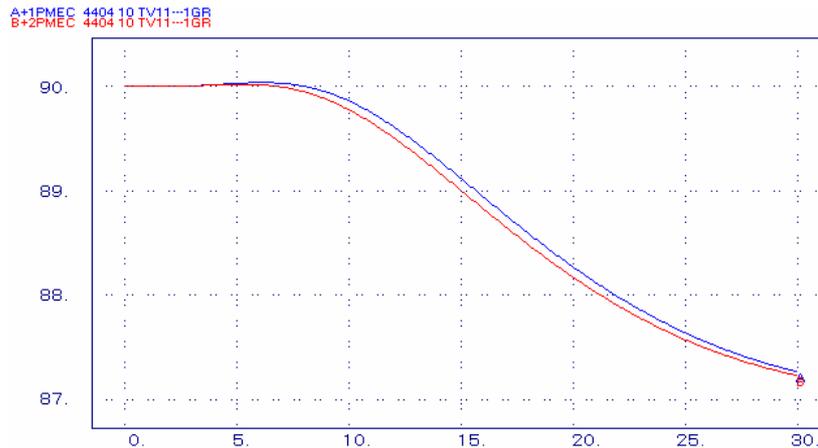


Figura 5.11 – Potência mecânica da unidade a vapor.

Como visto nas Figuras 5.9 e 5.10 as respostas da turbina a gás apresentam uma ligeira diferença durante o transitório, porém a variação na constante de tempo do regulador não interferiu no valor final da mesma. Já na unidade a vapor (Figura 5.11) esta influência não é significativa.

Finalizando, quando a máquina opera com despacho reduzido, havendo elevação de carga no sistema (no caso considerado de 2,5%), o controle de velocidade tem ação preponderante sobre o controle de temperatura, fazendo a máquina responder a esse aumento de carga sem que haja limitação por este outro controle. Porém, cabe lembrar que operar a máquina com despacho reduzido não é o desejável por problemas de eficiência.

5.2.2. Influência do Controle de Aceleração

Este controle é realmente ativo durante a partida da turbina a gás como forma de limitar a razão de aceleração do rotor atenuando a atuação do regulador de velocidade, o que proporciona redução no estresse térmico existente durante estas operações. Na condição de operação normal esse controle reduz o fluxo de combustível e limita uma possível sobrevelocidade, quando de ocorrências de rejeição parcial ou total de carga.

Deve-se limitar a aceleração da turbina para que esta não atinja a região de surto, que é uma região de operação instável. A fim de evitar o surto do compressor, e desta forma proteger a máquina, o nível de fluxo máximo de combustível é limitado pelo controle de aceleração.

Uma outra importante atuação deste controlador corresponde à situação de ilhamento de área, num cenário onde a carga da área ilhada seja menor que a geração existente, ou seja, esta área atuando como exportadora.

Os efeitos causados pela atuação do controle de aceleração são mostrados nas simulações a seguir, onde se adotou para teste o *SBB*. Tais simulações contemplam: curto-circuito em linha de transmissão, ilhamento de área e atuação de esquema de alívio de geração.

- *Curto-circuito*

Para mostrar a influência do controle de aceleração são apresentadas curvas referentes à aplicação de um curto-circuito trifásico franco ocorrendo muito próximo das unidades do ciclo combinado (barramento de Pelicano), com abertura posterior de linha de transmissão Pelicano – Urubu.

A Figura 5.12 ilustra os sinais presentes na entrada do seletor de valor mínimo. Tais sinais são referentes aos controles de velocidade, temperatura e aceleração.

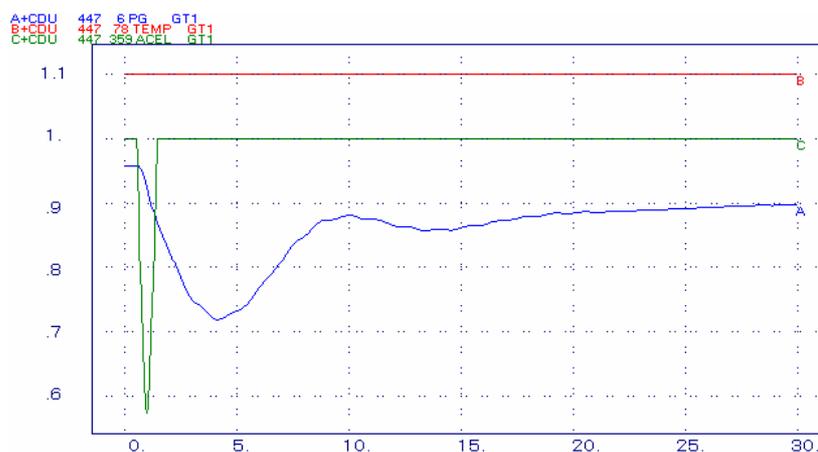


Figura 5.12 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura).

Na Figura 5.12 pode-se observar a rápida atuação, nos instantes iniciais (até um tempo inferior a 2 s), do controle de aceleração, sendo o mesmo preponderante. Após este período, a preponderância retorna ao controle de velocidade.

As Figuras 5.13 e 5.14 mostram, respectivamente, a velocidade angular da unidade a gás e a sua potência mecânica gerada. Pode-se observar que devido ao defeito ocorre uma sobrevelocidade inicial, tendo como consequência as atuações dos controles de aceleração e velocidade, nesta ordem. Estes elementos de controle promovem redução na potência mecânica gerada pela turbina.

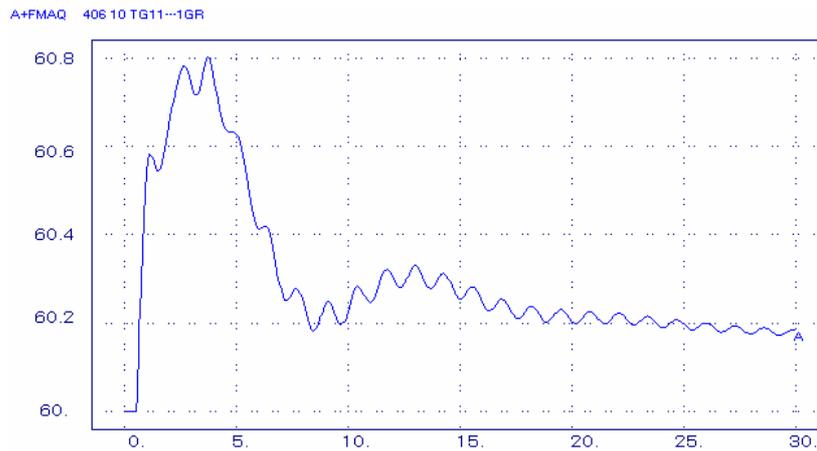


Figura 5.13 – Frequência da unidade a gás na ocorrência do curto-circuito.

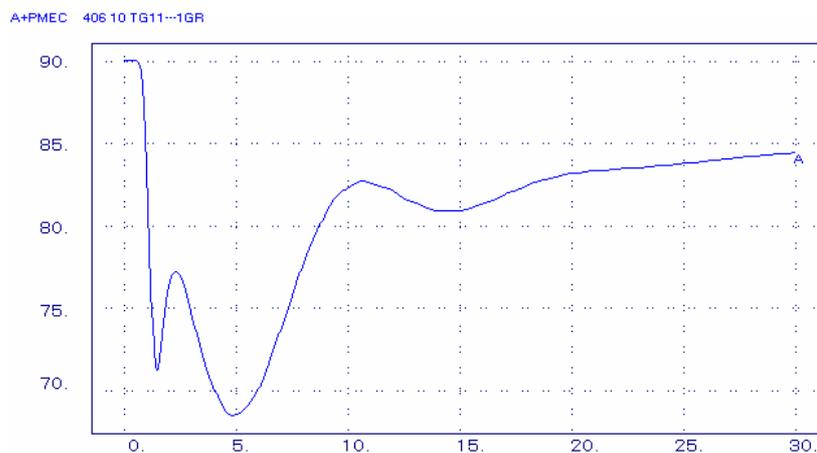


Figura 5.14 – Potência mecânica de uma unidade a gás devida à ação do controle de aceleração.

O aspecto do sinal mostrado na Figura 5.14 é influenciado, inicialmente pela ação do controle de aceleração e posteriormente pelo controle de velocidade. As variações ocorridas até 5 s aproximadamente resultam da troca de preponderância, entre os dois controladores, no sinal de saída do seletor de valor mínimo.

A potência mecânica correspondente à unidade a vapor, para esta condição analisada, é mostrada na Figura 5.15.

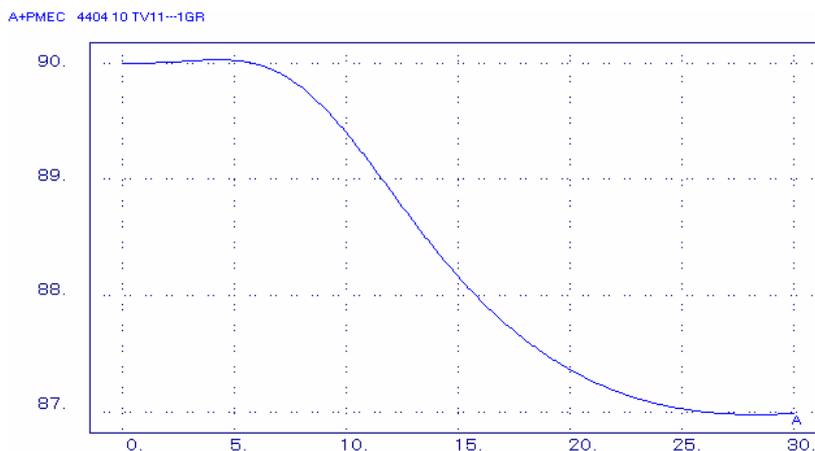


Figura 5.15 – Potência mecânica da unidade a vapor.

De acordo com a Figura 5.15, a elevação inicial da rotação da máquina promove um leve incremento na potência mecânica gerada. Com a posterior atuação dos controladores de aceleração e de velocidade ocorre redução desta potência. O tempo de resposta é lento, devido às elevadas constantes de tempo apresentadas pela caldeira de recuperação.

- *Ilhamento*

No presente caso o sistema teste opera com a linha de transmissão Tucano – Gavião aberta e o ciclo combinado ligado ao barramento de Urubu com despacho de 270 MW (22,5% da geração total do sistema). Como perturbação considerou-se um curto-circuito trifásico franco próximo ao barramento de Pelicano com posterior abertura da linha de transmissão Pelicano – Urubu. Isto ocasiona o ilhamento da área composta pelos barramentos de Gavião, Garça e Urubu, onde a geração existente é maior que a carga, causando elevação da frequência da área ilhada.

Assim, o controle de aceleração atua com o intuito de reduzir esse aumento de frequência promovendo redução de geração nas unidades a gás do ciclo combinado.

A seguir são mostrados resultados desta ação. A Figura 5.16 apresenta os sinais de saída dos três controladores da TG. Pode-se observar a rápida atuação inicial do controle de aceleração e a preponderância posterior do controle de velocidade.

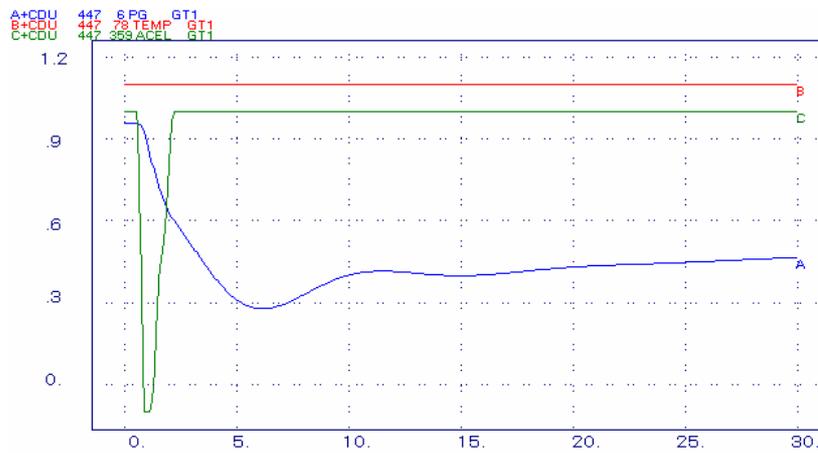


Figura 5.16 – Seletor de valor mínimo da TG (controles de velocidade, aceleração e temperatura).

Com o objetivo de comparar efeitos, são apresentados a seguir os resultados das simulações referentes às condições com e sem a presença do controle de aceleração. As curvas mostradas nas figuras estão classificadas por cores, da seguinte forma:

- *controle de aceleração atuante*
- *controle de aceleração inibido*

A Figura 5.17 apresenta a velocidade angular da unidade a gás. Observa-se uma maior variação (entre 0 e 8 s) para a condição sem o controle de aceleração.

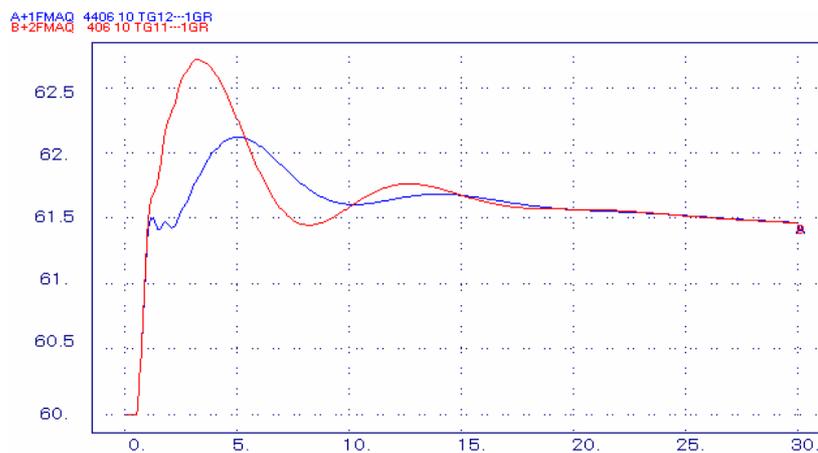


Figura 5.17 – Frequência de uma unidade a gás.

O comportamento da potência acelerante da unidade a gás é apresentado na Figura 5.18. São observadas menores variações desta grandeza quando da presença do controle de aceleração.

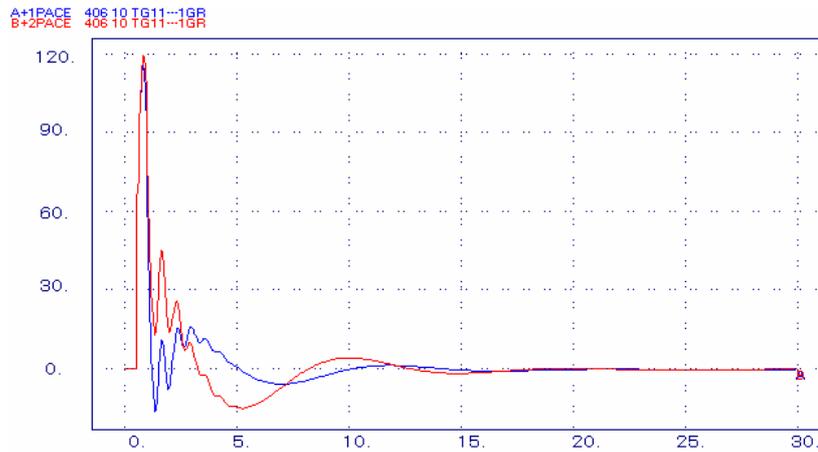


Figura 5.18 – Potência acelerante de uma unidade a gás.

As Figuras 5.19 e 5.20 mostram as potências mecânicas das unidades a gás e a vapor.

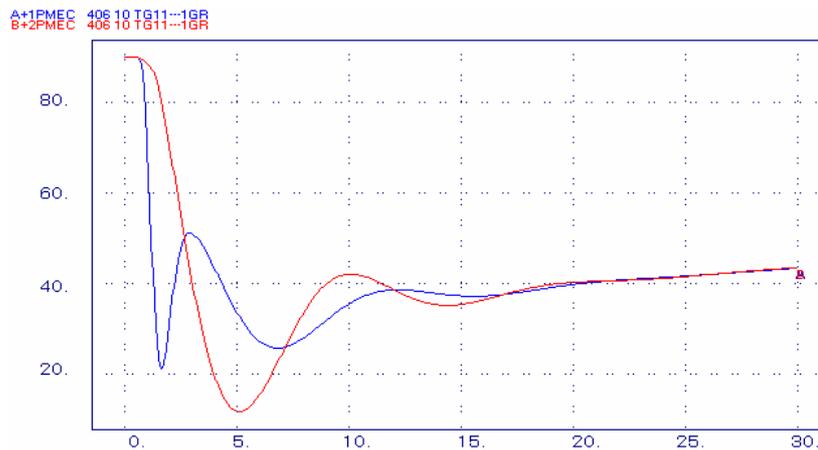


Figura 5.19 – Potência mecânica de uma unidade a gás.

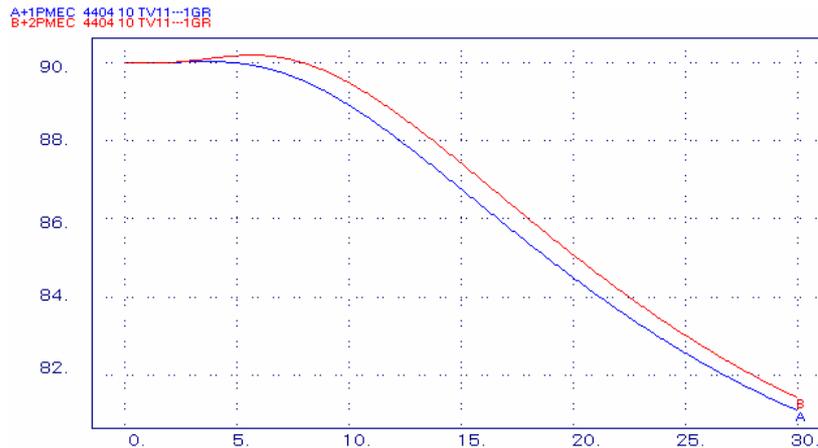


Figura 5.20 – Potência mecânica da unidade a vapor.

A potência mecânica da unidade a gás é comandada inicialmente pelo controle de aceleração e posteriormente pelo controle de velocidade. Esta troca de comandos pode ser visualizada na Figura 5.19 (curva azul), onde a queda acentuada de potência, nos instantes iniciais, é proporcionada pela ação do controle de aceleração e a retomada seguinte ocorre devido à ação do controle de velocidade. Observa-se também a redução bem mais lenta da potência mecânica, quando da ausência do controle de aceleração. Nestas condições há também uma maior oscilação verificada.

A potência mecânica da unidade a vapor, Figura 5.20, apresenta respostas mais lentas, devido à caldeira de recuperação. No entanto, a presença do controle de aceleração na TG possibilita uma redução de potência ligeiramente maior, ajudando no restabelecimento do equilíbrio de potências da área ilhada.

- *Alívio de geração*

Nesta situação considerou-se a abertura de uma das duas interligações do sistema teste *SBB*. Como resultado notou-se que a atuação do controle de aceleração evita um alívio de geração maior, para que não haja perda de estabilidade no sistema. As figuras a seguir apresentam curvas referentes a este distúrbio.

As Figuras 5.21 e 5.24 mostram, respectivamente: o comportamento do ângulo delta da unidade a gás, sua velocidade angular, sua potência mecânica e a potência mecânica da unidade a vapor.

Para a operação com o controle de aceleração nas TGs observa-se um comportamento estável para o sistema, o que não é observado na condição de operação sem o respectivo controlador. Nestes casos, foram considerados, conjuntamente, esquemas de alívio de geração, com retirada súbita de 1 máquina despachada com 44 MW na área ilhada, tanto no caso com controle de aceleração presente, como no caso sem o mesmo.

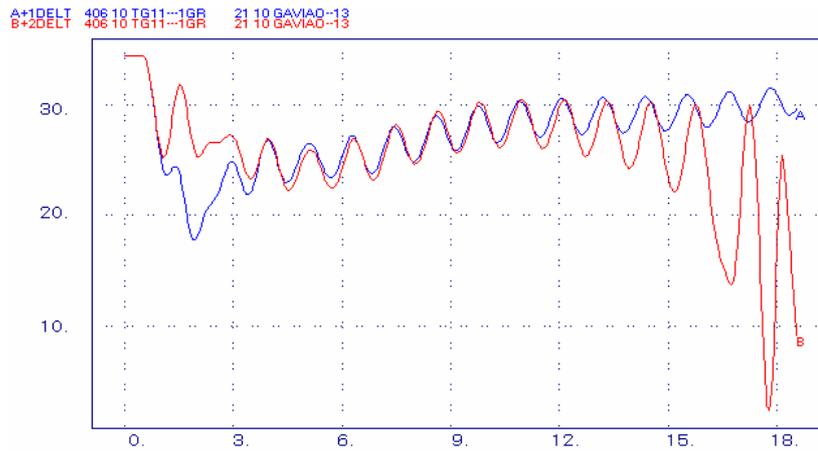


Figura 5.21 – Ângulo delta de uma unidade a gás.

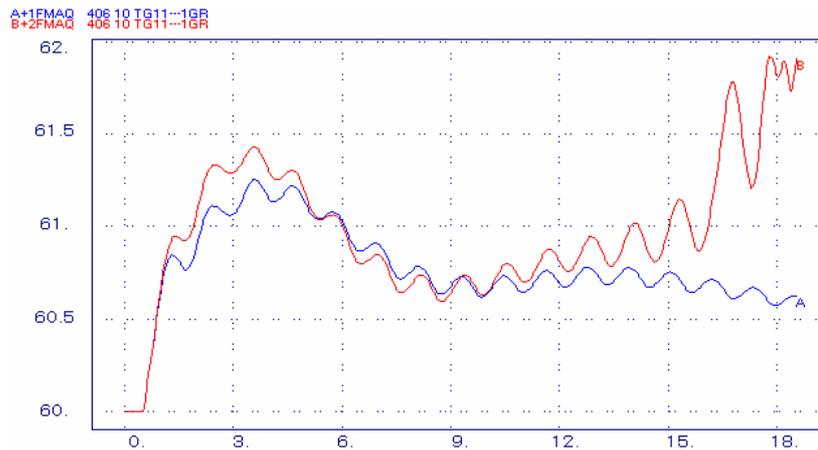


Figura 5.22 – Frequência de uma unidade a gás.

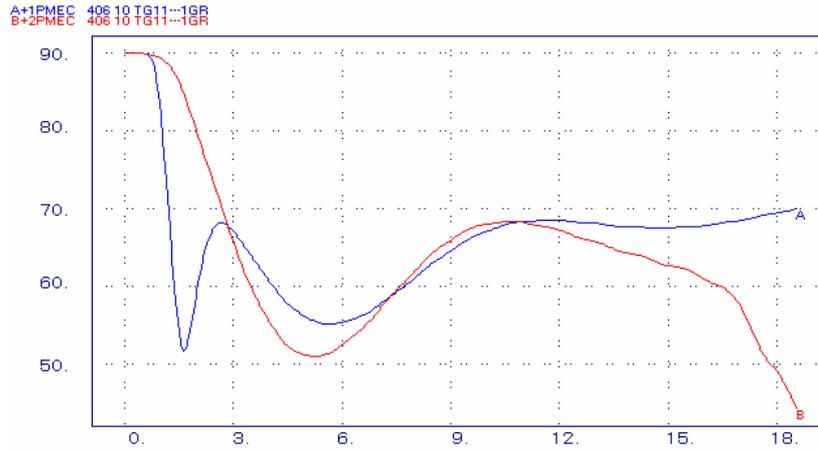


Figura 5.23 – Potência mecânica de uma unidade a gás.

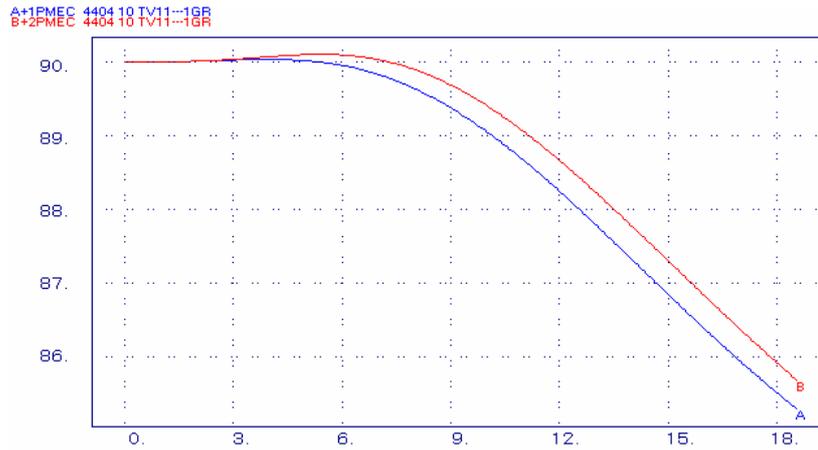


Figura 5.24 – Potência mecânica da unidade a vapor.

A presença do controle de aceleração evita a retirada de mais unidades geradoras pela atuação do esquema de alívio de geração, com o intuito de garantir a estabilidade do sistema. Este fato é bastante positivo, pois menos máquinas terão que ser ressincronizadas no sistema, no caso da ocorrência mencionada.

No caso em questão foi necessária a retirada de apenas 1 máquina considerando-se a atuação do controle de aceleração. Sem a presença, ou atuação, deste controlador, seria necessária a retirada de 2 máquinas de 44 MW, para se garantir a estabilidade do sistema.

5.2.3. Influência do Controle de Temperatura

Quando a turbina a gás está operando próxima ao seu limite (no caso considerado com 96% da capacidade), um pequeno acréscimo na carga resulta na atuação do controle de temperatura com a finalidade de se manter a temperatura dentro de valores apropriados. Nesta situação, o controle de temperatura é preponderante sobre os demais controladores, causando uma redução na potência gerada pela turbina a gás.

Como inicialmente há um aumento na quantidade de combustível, ocorre também aumento de temperatura. Desta forma o controle *VIGV* abre as alhetas aumentando a massa de ar na tentativa de subir a razão ar / combustível, porém, mesmo com essa ação do *VIGV*, não é possível diminuir suficientemente a temperatura. A temperatura só alcançará o valor máximo permitido em decorrência da diminuição do combustível imposta pelo controle de temperatura.

A influência deste controle é mostrada nas curvas a seguir onde se considerou a perda de 44 MW de geração hidráulica no sistema (3,7% da geração total) no sistema teste *SBB*.

A Figura 5.25 mostra a ação dos 3 elementos de controle das turbinas a gás. Pode-se observar a preponderância inicial do controle de velocidade, que tenta elevar a potência gerada, e em seguida a predominância do controle de temperatura, que causa, ao contrário, redução da potência gerada, para salvaguardar os componentes da máquina.

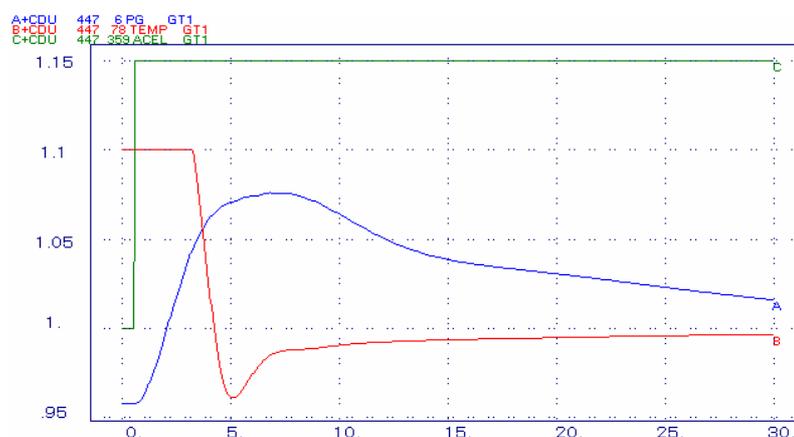


Figura 5.25 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura).

A temperatura de exaustão das unidades a gás é mostrada na Figura 5.26. A perda de uma unidade geradora no sistema faz com que os reguladores de velocidade das TGs comandem elevação de potência nestas máquinas, com conseqüente elevação de temperatura, que no caso alcança valores superiores a 550 °C. A pronta atuação do controle de temperatura, juntamente com a atuação do *VIGV*, fazem com que a temperatura retorne às condições iniciais de operação (522 °C).

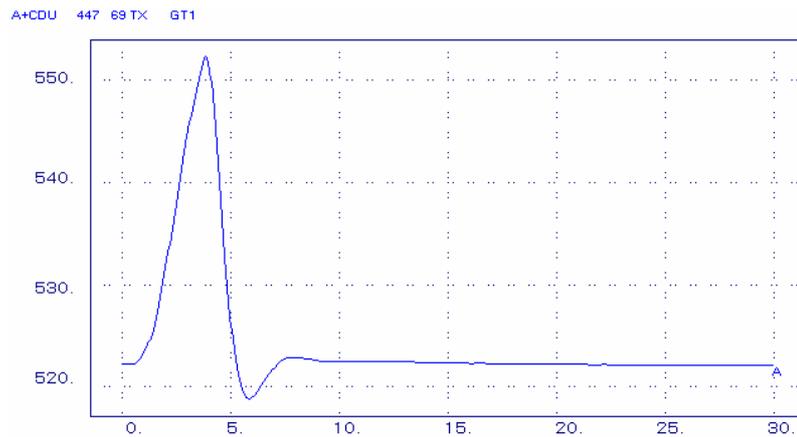


Figura 5.26 – Temperatura de exaustão da turbina a gás.

O comportamento do fluxo de gás é mostrado na Figura 5.27. O controle inicial exercido pelo regulador de velocidade promove elevação do referido fluxo. No entanto, a entrada em ação do controle de temperatura promove a redução posterior do mesmo.

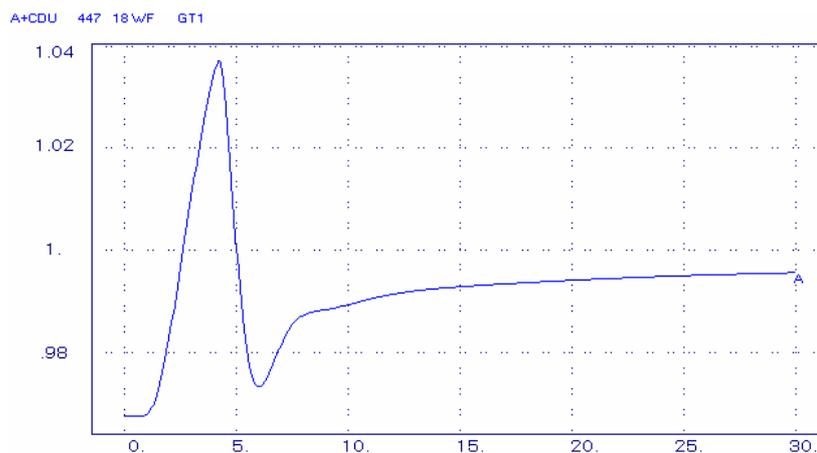


Figura 5.27 – Fluxo de gás da turbina a gás.

A Figura 5.28 traz a potência mecânica da turbina a gás. Pode-se observar que seu comportamento acompanha aquele mostrado pelo fluxo de gás.

Os gases de exaustão das turbinas a gás vão para as caldeiras de recuperação. Os mesmos dependem dos controladores preponderantes, que no caso são: o de velocidade e o de temperatura, nesta ordem. E dependem também da rotação das máquinas. No início observa-se uma redução de velocidade, devido à saída de uma unidade geradora do sistema. Isto faz com que ocorra também uma redução inicial do fluxo de gás nas *HRSGs* (Figura 5.29).

Como há diminuição na produção dos gases de exaustão que fornecem calor para as caldeiras de recuperação com a perda de uma unidade a gás, ocorre diminuição na produção de vapor e conseqüentemente diminuição da potência mecânica na unidade a vapor (Figura 5.30).

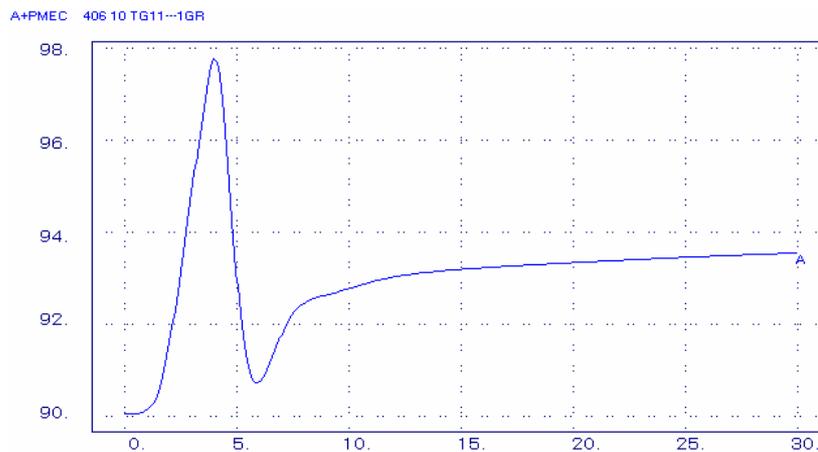


Figura 5.28 – Potência mecânica de uma unidade a gás.

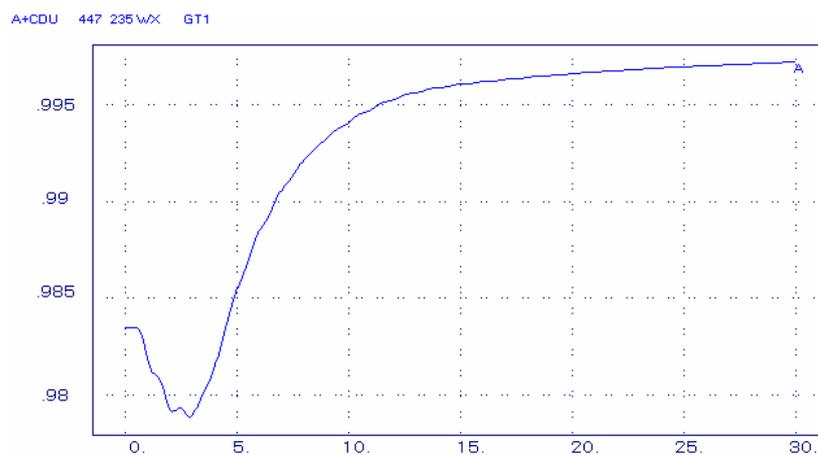


Figura 5.29 – Saída de gás para a *HRSG*.

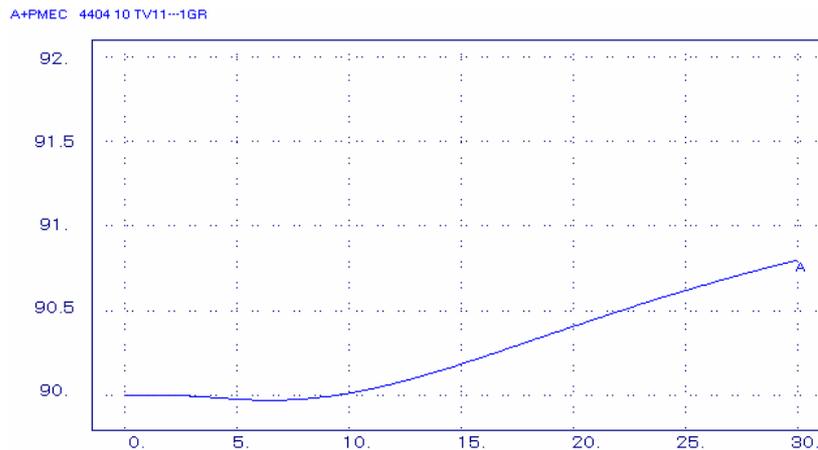


Figura 5.30 – Potência mecânica da unidade a vapor.

5.2.4. Influência dos Controladores *VIGV*

A abertura ou o fechamento das alhetas móveis na saída do compressor tem como função controlar a relação combustível–ar, procurando manter a temperatura de saída dos gases da turbina constante. Isto tem fundamental importância para o ciclo a vapor.

Este controlador tenta fazer a temperatura de exaustão da turbina a gás ficar dentro de valores aceitáveis. No caso em análise (perda de geração no sistema citado anteriormente) o *VIGV* atua de tal forma que a abertura das alhetas seja máxima. Isto ocorre com o intuito de recuperar a temperatura de exaustão das TGs. Porém, como não há sucesso nesta operação, o controle de temperatura passa a comandar o desempenho da turbina. Na verdade o *VIGV* é desenvolvido para atuar de forma efetiva em condições normais de operação, e não em condições extremas, como no caso mencionado. Daí a necessidade de atuação do controlador de temperatura.

Posteriormente à ação do controle de temperatura ocorre diminuição na quantidade de combustível da turbina a gás, assim a temperatura cai. Desta forma as alhetas móveis tentam fechar o máximo possível a entrada de ar, de forma proporcional à quantidade de combustível, para que a temperatura se mantenha próxima à nominal. Como consequência do fechamento do *VIGV* ocorre a diminuição da quantidade dos gases de exaustão, e posterior diminuição da produção de vapor.

Portanto, no caso de rejeição de carga, é de se esperar que a temperatura de exaustão da turbina a gás seja reduzida, provocando assim fechamento do *VIGV*, para melhoria da eficiência da máquina.

- *Redução de potência na turbina a gás*

No item 5.2.1. observou-se que a ação do controle de velocidade determina uma redução de potência na turbina a gás. Como consequência houve o fechamento das alhetas do *VIGV* (Figura 5.31), que tenta recuperar a temperatura de exaustão da TG (Figura 5.32).

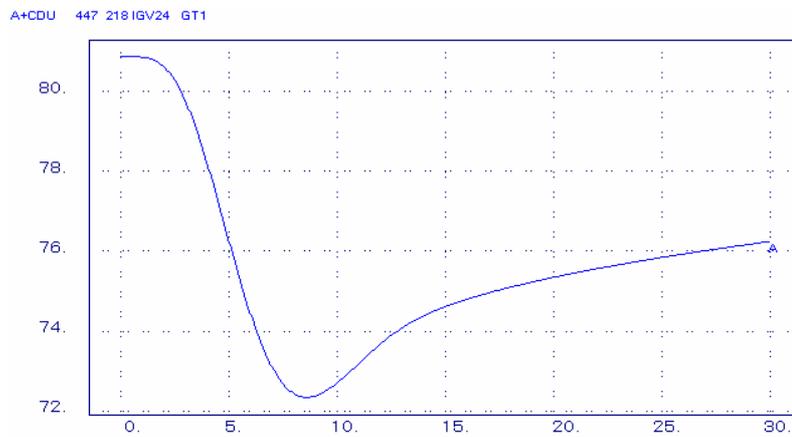


Figura 5.31 – Fechamento do *VIGV*.

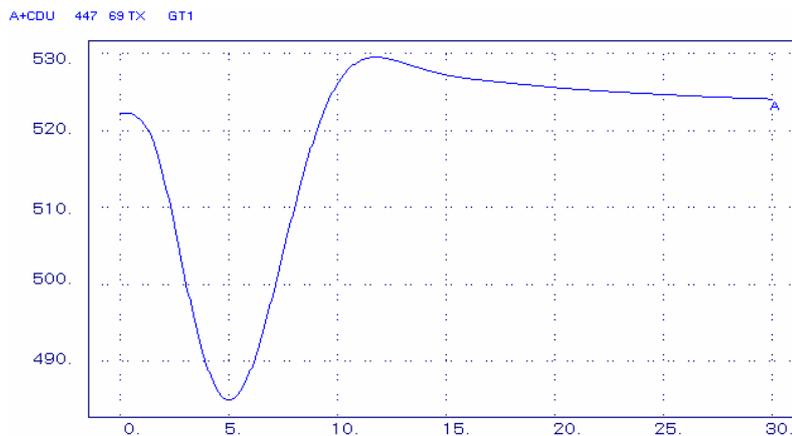


Figura 5.32 – Temperatura de exaustão em decorrência do fechamento do *VIGV*.

- *Aumento de potência na turbina a gás*

No caso descrito no item 5.2.1. para um pequeno acréscimo de carga no sistema, o *VIGV* atua como forma de reduzir a temperatura de exaustão. Esta ação é demonstrada pela Figura 5.33.

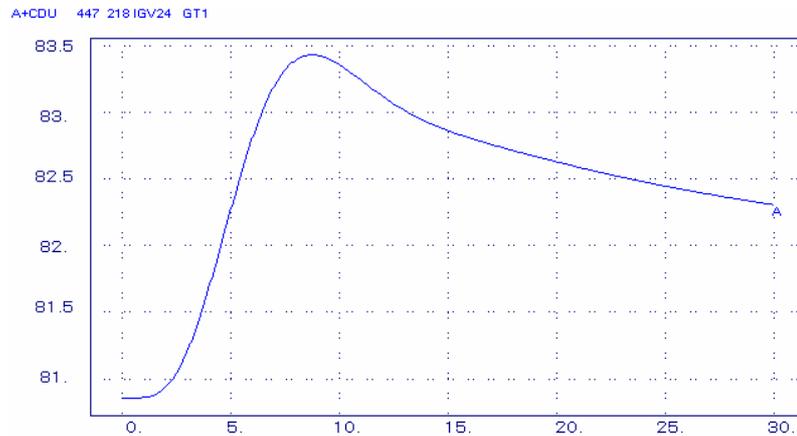


Figura 5.33 – Abertura do *VIGV*.

Como consequência da abertura do *VIGV* a temperatura de exaustão é reduzida voltando ao seu valor nominal de operação (Figura 5.34).

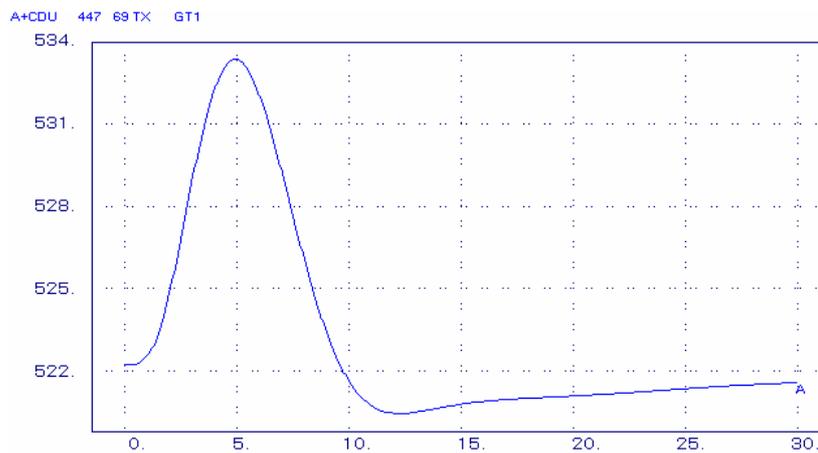


Figura 5.34 – Temperatura de exaustão em decorrência da abertura do *VIGV*.

No caso descrito no item 5.2.3. ocorre a atuação do *VIGV*. No entanto, para esta condição, o mesmo alcança o seu limite máximo, com abertura total das alhetas do compressor, não conseguindo controlar de forma mais efetiva a temperatura de exaustão da turbina a gás. A abertura provocada pelo *VIGV* pode ser vista na Figura 5.35.

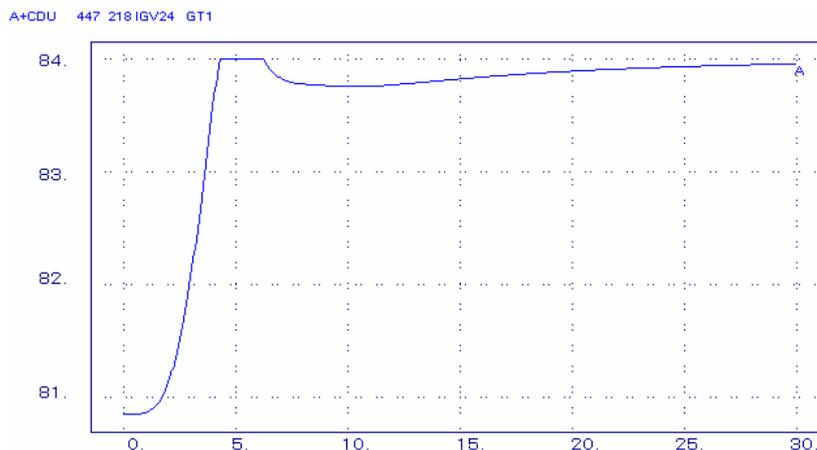


Figura 5.35 – Abertura do VIGV em decorrência do aumento de temperatura.

5.2.5. Aeroderivativa Tradicional x Avançada

Neste item é feita uma comparação do comportamento dinâmico apresentado pelas unidades aeroderivativas tradicional e avançada. Para tanto são admitidas, como exemplo, unidades com dois *spools* operando em ciclo combinado. Também é realizada uma análise da influência do número de *spools* das turbinas a gás.

- *Redução de carga no sistema*

O presente caso teste considera uma redução de carga no sistema, em uma barra muito próxima da planta que opera em ciclo combinado. Nesta condição o controle preponderante é exercido pelo regulador de velocidade. Os resultados das simulações são apresentados a seguir.

As Figuras 5.36 a 5.41 mostram, respectivamente, para os dois tipos de turbina aeroderivativa: (a) a atuação do regulador de velocidade; (b) a temperatura de exaustão da turbina a gás; (c) a atuação do VIGV; (d) os gases que entram na caldeira de recuperação; (e) a potência mecânica da unidade a gás e (f) a potência mecânica da unidade a vapor.

Nas figuras a seguir, há a seguinte classificação por cores para os dois tipos de turbinas aeroderivativas:

- *avançada*
- *tradicional*

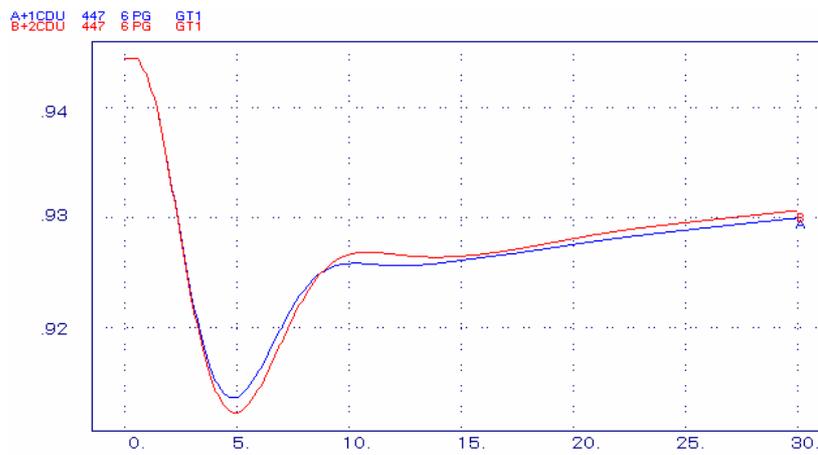


Figura 5.36 – Atuação do regulador de velocidade.

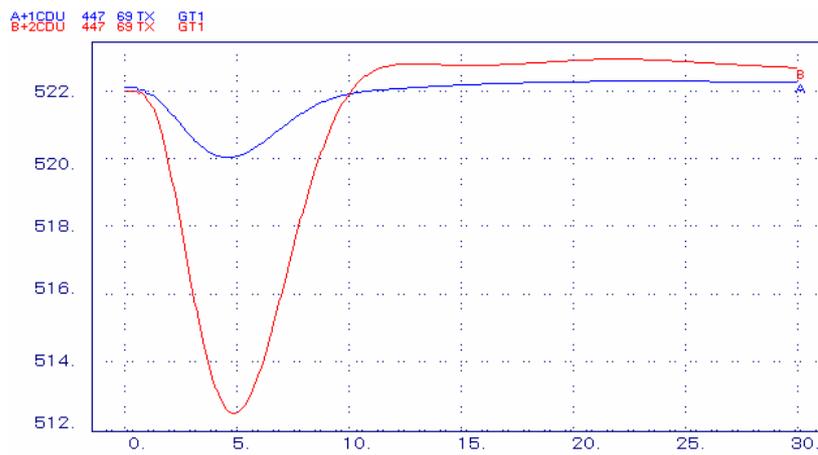


Figura 5.37 – Temperatura de exaustão da turbina a gás.

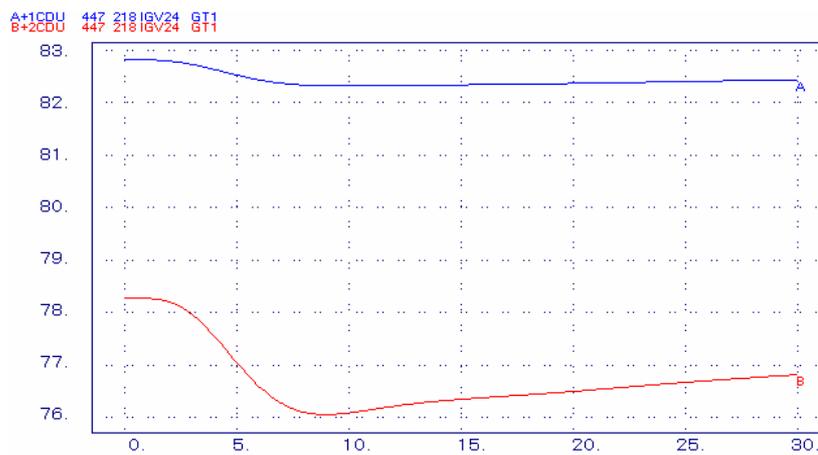


Figura 5.38 – Fechamento do VIGV.

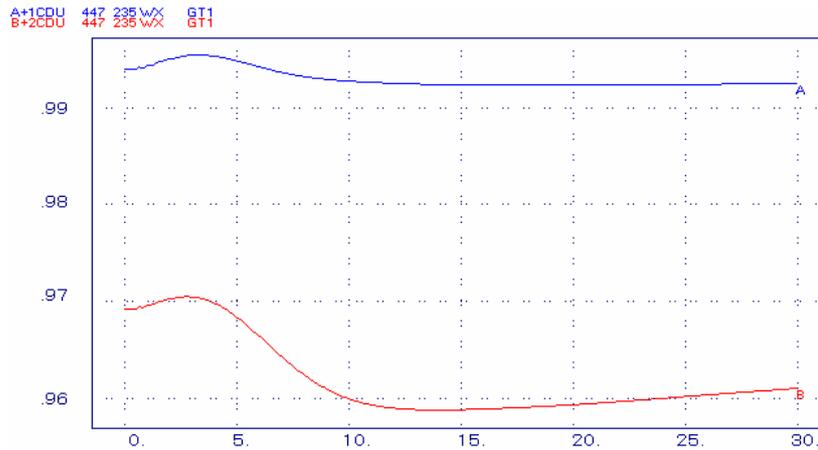


Figura 5.39 – Saída de gás para a HRSG.

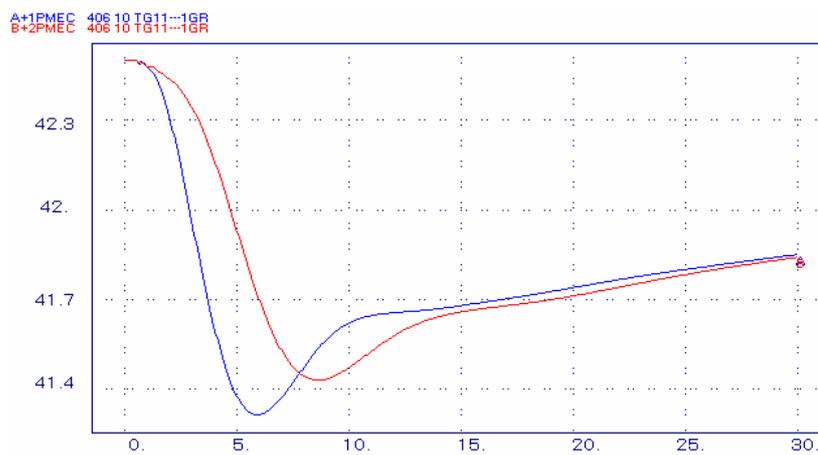


Figura 5.40 – Potência mecânica da unidade a gás.

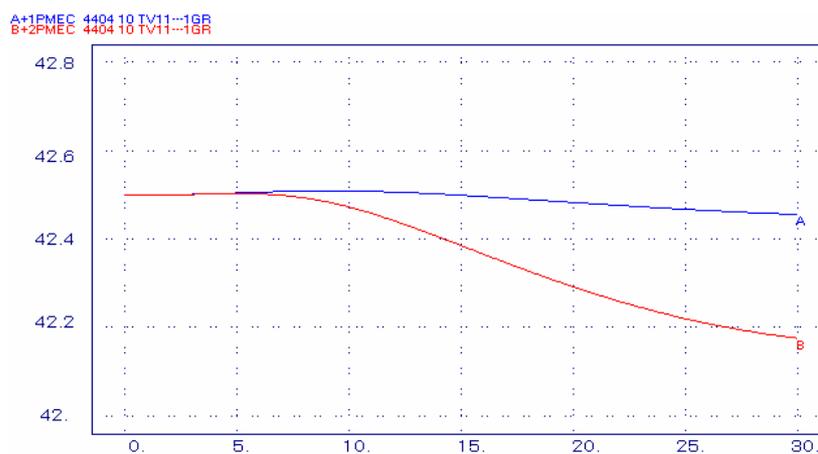


Figura 5.41 – Potência mecânica da unidade a vapor.

Como há redução de carga no sistema, os reguladores de velocidade promovem redução na entrada de combustível, com fechamento parcial das válvulas de admissão. Esta ação produz

redução de potência mecânica, tanto na unidade a gás quanto na unidade a vapor, só que nesta última de forma mais lenta devido às elevadas constantes de tempo da caldeira de recuperação. Tal redução faz com que a temperatura de exaustão da TG caia. A pronta ação do *VIGV*, no entanto, promove o restabelecimento desta temperatura.

Em termos comparativos pode-se observar que a unidade tradicional apresenta maiores variações iniciais de temperatura, bem como respostas mais lentas na potência mecânica gerada pela turbina a gás. Este fato é uma decorrência do desacoplamento mecânico existente entre o gerador de gás e a turbina livre, neste tipo de máquina.

- *Rejeição da unidade a vapor*

As figuras a seguir mostram os resultados da simulação que considera a saída súbita de operação da unidade a vapor presente na planta de ciclo combinado.

Inicialmente as Figuras 5.42 e 5.43 mostram a atuação dos 3 elementos principais de controle das turbinas a gás. Observa-se uma preponderância inicial do controle de velocidade, cuja ação é de elevar a potência mecânica das TGs, com o intuito de compensar a perda da unidade a vapor. Posteriormente entra em ação o controle de temperatura, que se mantém preponderante até o final da simulação para a turbina avançada e até aproximadamente 25 s para a turbina tradicional. Sua atuação tem como meta reduzir a entrada de combustível para possibilitar condições adequadas de operação, em termos da temperatura de exaustão das turbinas a gás. Pode-se verificar, ainda, que o controle de temperatura das unidades tradicionais é mais sensível do que o das unidades avançadas, pois as variações de temperatura são maiores neste tipo de máquina (Figura 5.44), exigindo uma excursão maior do controlador *VIGV* (Figura 5.45), o qual promove a abertura das alhetas móveis presentes no compressor.

Pelos mesmos motivos já mencionados, as turbinas a gás do tipo tradicional apresentam respostas mais lentas do que às turbinas avançadas, em termos da potência mecânica gerada (Figura 5.47) e na saída de gás para a *HRS*G (Figura 5.46).

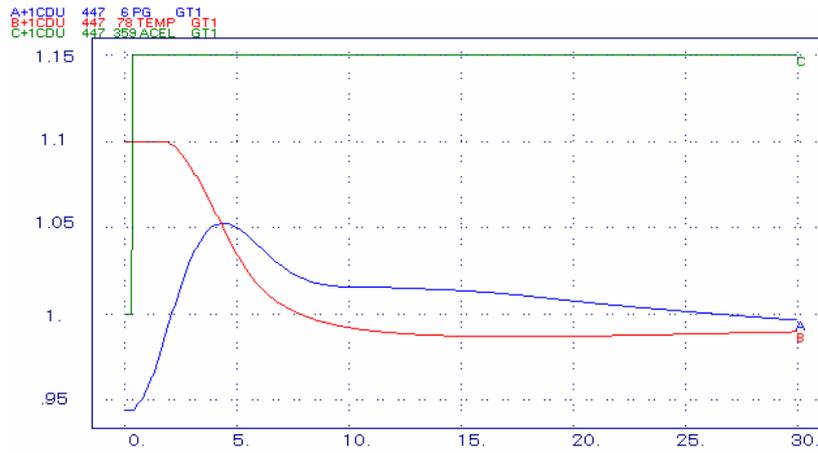


Figura 5.42 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás do tipo avançada (controles de velocidade, aceleração e temperatura).

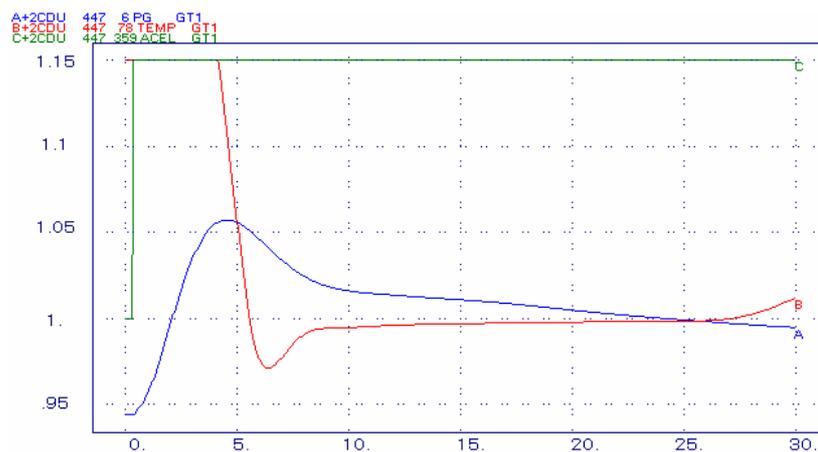


Figura 5.43 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás do tipo tradicional (controles de velocidade, aceleração e temperatura).

Nas Figuras 5.44 a 5.47 a seguir é adotada a seguinte convenção de cores, para as respostas apresentadas pelos dois tipos de turbina

- *avançada*
- *tradicional*

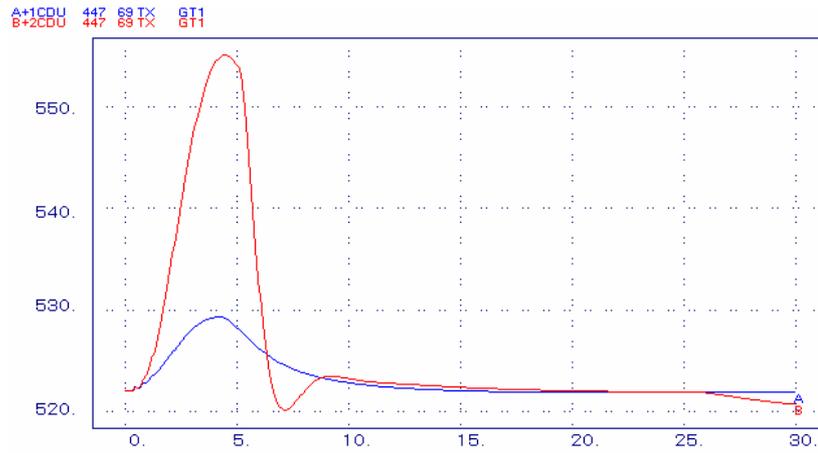


Figura 5.44 – Temperatura de exaustão da turbina a gás.

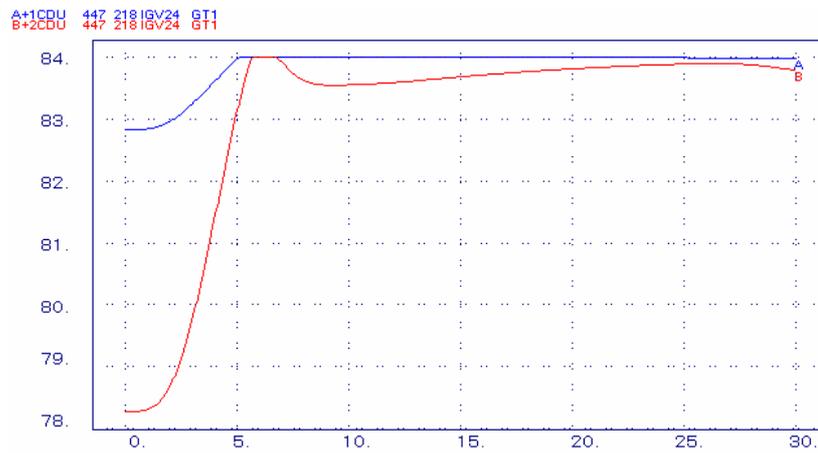


Figura 5.45 – Abertura do VIGV.

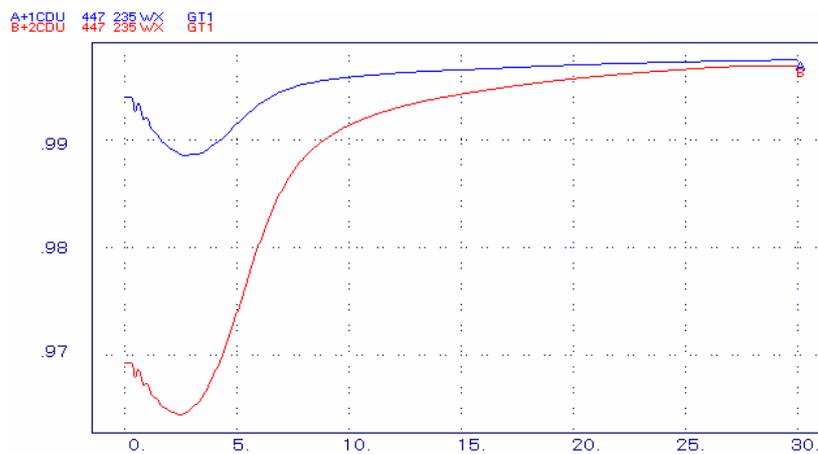


Figura 5.46 – Saída de gás para a HRSG.

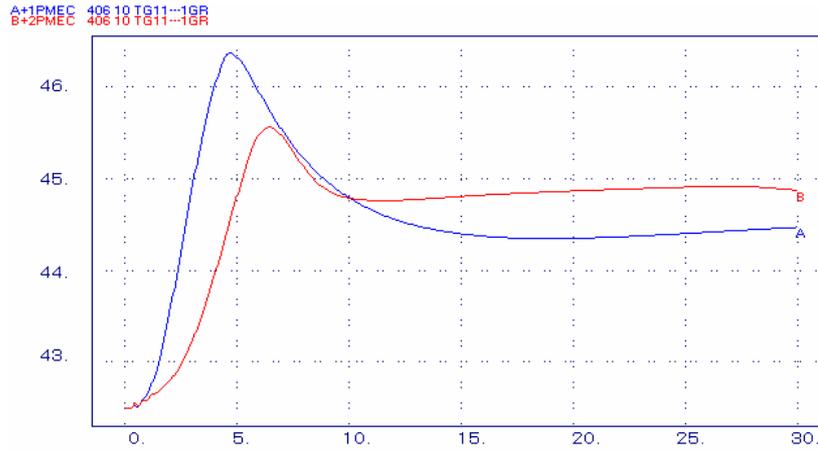


Figura 5.47 – Potência mecânica da unidade a gás.

- *Número de spools*

Como mencionado no capítulo 4, as unidades aeroderivativas podem ser desenvolvidas com diversos *spools*. Para avaliar a influência deste elemento simulou-se uma redução de carga no sistema, considerando turbinas a gás aeroderivativas avançadas com 2 e com 3 *spools*.

Os resultados são apresentados a seguir pelas Figuras 5.48 e 5.49 de acordo com a legenda:

■ 2 *spools*

■ 3 *spools*

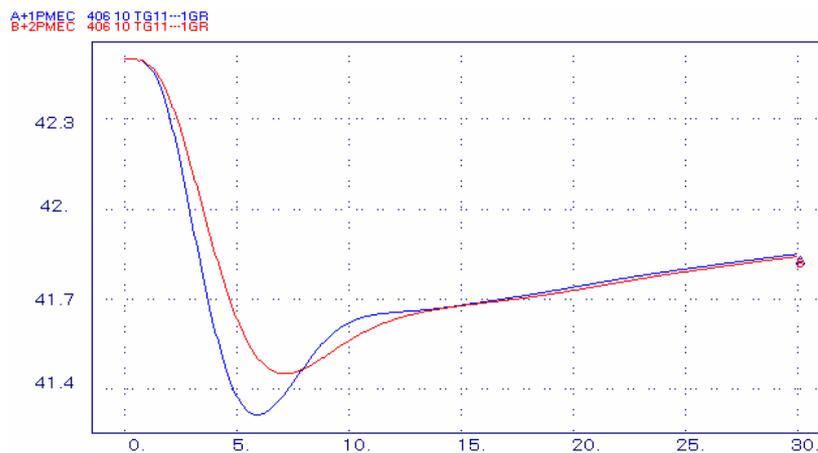


Figura 5.48 – Potência mecânica da unidade a gás.

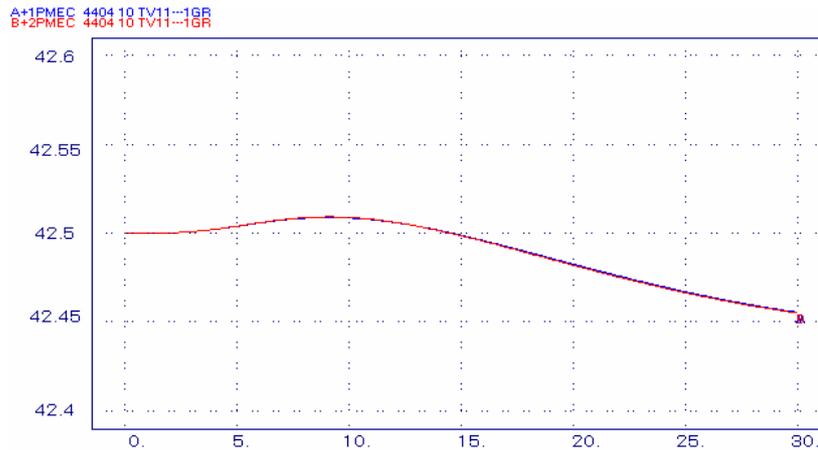


Figura 5.49 – Potência mecânica da unidade a vapor.

Das figuras anteriores nota-se que a unidade a gás com 2 *spools* apresenta resposta um pouco mais rápida do que a de 3 *spools*, durante o transitório, mas as duas configurações apresentam comportamentos semelhantes (Figura 5.48). Já para a unidade a vapor o número de *spools* não apresenta influência significativa (Figura 5.49).

5.3. Influência das Caldeiras de Recuperação

Em consequência das altas constantes de tempo das caldeiras de recuperação, a resposta apresentada pela turbina a vapor será lenta. E por haver o acoplamento entre os ciclos a gás e a vapor, a turbina a vapor normalmente irá seguir a turbina a gás.

Fato importante é o de que a eficiência do ciclo combinado depende da eficiência da caldeira de recuperação.

A possível existência de queima suplementar, na caldeira de recuperação, aumenta a produção de vapor, mas em contrapartida diminui a eficiência do ciclo combinado, devido a maior necessidade de combustível.

5.3.1. Influência das Constantes de Tempo

Os resultados apresentados a seguir correspondem à simulação de perda de uma unidade a gás da configuração 2:2:1. Nas Figuras 5.50 e 5.51 são observadas as respectivas potências

mecânicas da TG remanescente e da turbina a vapor, para três condições distintas de constantes de tempo da caldeira de recuperação, ou seja: (a) $T_M = 2\text{ s}$ e $T_B = 10\text{ s}$; (b) $T_M = 5\text{ s}$ e $T_B = 20\text{ s}$ e (c) $T_M = 10\text{ s}$ e $T_B = 50\text{ s}$. Em todos os casos foi admitido o modelo de segunda ordem para a *HRSG*.

As curvas apresentadas nas Figuras 5.50 e 5.51 têm a seguinte classificação por cores:

- $T_M = 2\text{ s}$ e $T_B = 10\text{ s}$
- $T_M = 5\text{ s}$ e $T_B = 20\text{ s}$
- $T_M = 10\text{ s}$ e $T_B = 50\text{ s}$

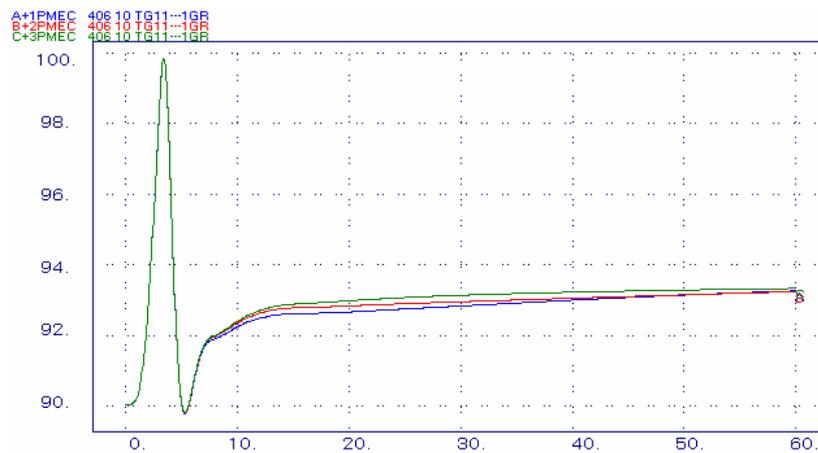


Figura 5.50 – Potência Mecânica da unidade a gás remanescente.

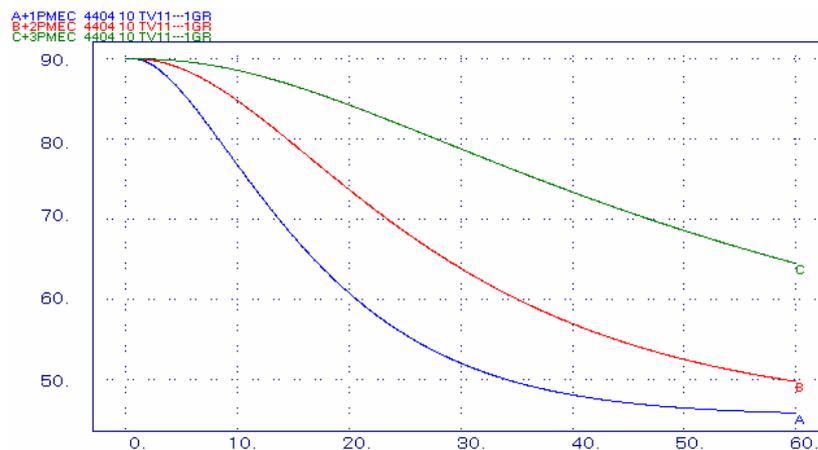


Figura 5.51 – Potência mecânica da unidade a vapor para diferentes constantes de tempo.

Pode-se observar uma resposta muito parecida da turbina a gás remanescente, nos 3 casos analisados. No entanto, a turbina a vapor mostra um comportamento totalmente dependente

da velocidade de resposta da *HRSG*. Quanto menores forem as constantes de tempo T_M e T_B , mais rápidas são as respostas apresentadas pela unidade a vapor. No caso analisado ocorre redução de potência mecânica da máquina a vapor, pois uma unidade a gás saiu subitamente de operação.

5.3.2. Influência da Ordem do Modelo

Como a ordem do modelo da caldeira de recuperação pode variar, a Figura 5.52 mostra o comportamento da potência mecânica da unidade a vapor utilizando-se modelos de primeira, segunda e terceira ordens. Para o modelo de terceira ordem os valores utilizados para as constantes de tempo foram: $T_M = 5$ s; $T_{B1} = 10$ s e $T_{B2} = 10$ s. Já para o modelo de segunda ordem foram adotados: $T_M = 5$ s e $T_B = 20$ s. Finalmente, para o modelo de primeira ordem, o valor da constante de tempo utilizado foi correspondente à soma das duas constantes do modelo de segunda ordem, ou seja, $T_{CR} = 25$ s. Também neste caso considerou-se a rejeição de uma unidade a gás do ciclo combinado.

As Figuras 5.52 e 5.53 a seguir guardam a seguinte convenção de cores:

- *modelo de 1ª ordem*
- *modelo de 2ª ordem*
- *modelo de 3ª ordem*

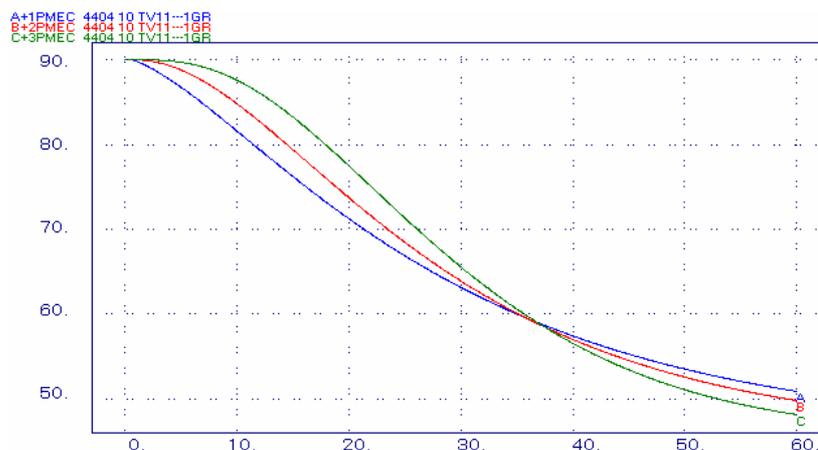


Figura 5.52 – Potência mecânica da unidade a vapor considerando três modelos da *HRSG*.

Nota-se que há uma diferença pequena no comportamento da potência mecânica da unidade a vapor entre os três modelos considerados. O modelo de segunda ordem se comporta praticamente como um modelo intermediário entre os modelos de primeira e de terceira ordens.

A Figura 5.53 mostra o comportamento correspondente à potência mecânica da turbina a gás. Nesta condição praticamente nenhuma diferença é observada entre os três modelos matemáticos analisados.

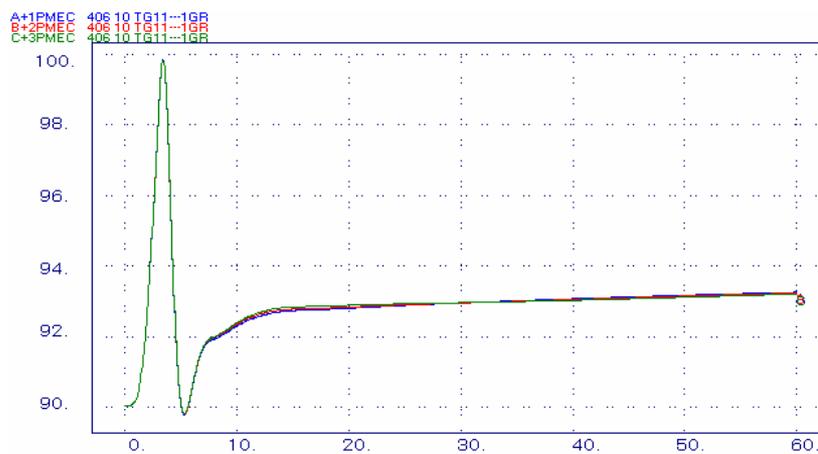


Figura 5.53 – Potência mecânica da unidade a gás considerando três modelos da *HRSG*.

5.3.3. Queima Suplementar

Algumas instalações que operam em ciclo combinado dispõem de queima suplementar na caldeira de recuperação. Desta forma é interessante avaliar a sua influência dinâmica no comportamento da unidade a vapor na ocorrência, por exemplo, de rejeição de uma das unidades a gás.

A seguir é mostrado este comportamento em comparação ao caso onde não há queima suplementar. Para este exemplo considerou-se uma parcela de 15% da potência mecânica da turbina referente à queima suplementar. A Figura 5.54 ilustra, para as duas situações, o comportamento da potência mecânica da unidade a vapor, estando em azul o caso com queima adicional.

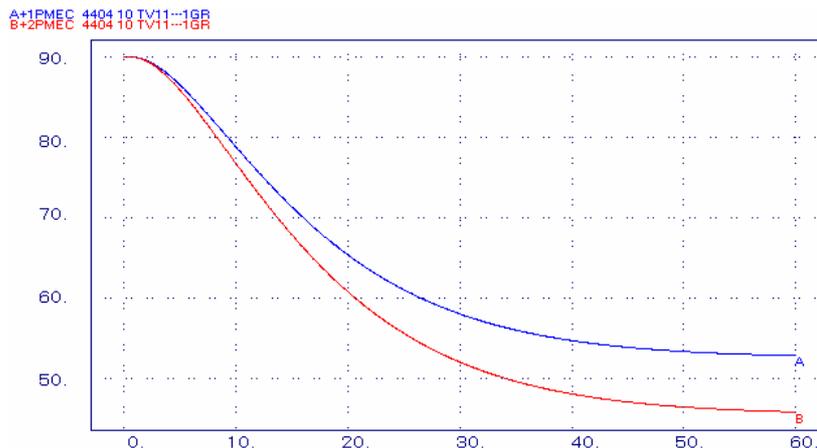


Figura 5.54 – Potência mecânica da unidade a vapor com e sem queima suplementar.

Da figura anterior pode-se observar que a presença de queima suplementar na caldeira de recuperação faz com que a potência mecânica da turbina a vapor sofra uma menor influência do impacto ocorrido na unidade a gás. Quanto maior o percentual de queima suplementar, menor a influência das TGs na turbina a vapor.

5.4. Influência das Turbinas a Vapor

Neste item são analisadas as influências referentes à presença ou não de regulador de velocidade nas unidades a vapor e também os efeitos dinâmicos proporcionados pelos estágios de pressão da turbina. Como impacto considerou-se a perda de uma unidade a gás do ciclo combinado.

5.4.1. Turbina Segue ou Não (presença ou não de regulador de velocidade)

Particularmente, a unidade a vapor pode operar no controle de carga. Neste caso, a carga será controlada com base na pressão de vapor disponível e no controle de abertura de válvulas.

O controle de velocidade é necessário na partida da máquina, ou para limitar sobrevelocidade na ocorrência de rejeição de carga, quando a máquina estiver conectada no sistema. No caso de rejeição de carga, o aumento da frequência pode ser reduzido com o fechamento das válvulas, com conseqüentes reduções da potência gerada e da sobrefrequência.

Como a caldeira de recuperação apresenta constantes de tempo bastante elevadas, a efetividade do regulador para distúrbios mostrar-se-ia pouco significativa em um sistema robusto como é o caso do Sistema Interligado Nacional (SIN). Já para operação num sistema menor, a presença do regulador de velocidade é um pouco mais efetiva, sendo benéfico para o conjunto.

Como mencionado anteriormente, a unidade a vapor normalmente segue a unidade a gás, por motivo de eficiência.

Para mostrar a influência do regulador de velocidade nas unidades a vapor considerou-se a perda de uma unidade a gás do ciclo combinado. Foram admitidos os casos com e sem regulador. As figuras a seguir representam o comportamento das potências mecânicas das unidades a gás (Figura 5.55) e a vapor (Figura 5.56).

As curvas seguintes obedecem a seguinte classificação por cores:

- *com regulador de velocidade*
- *sem regulador de velocidade*

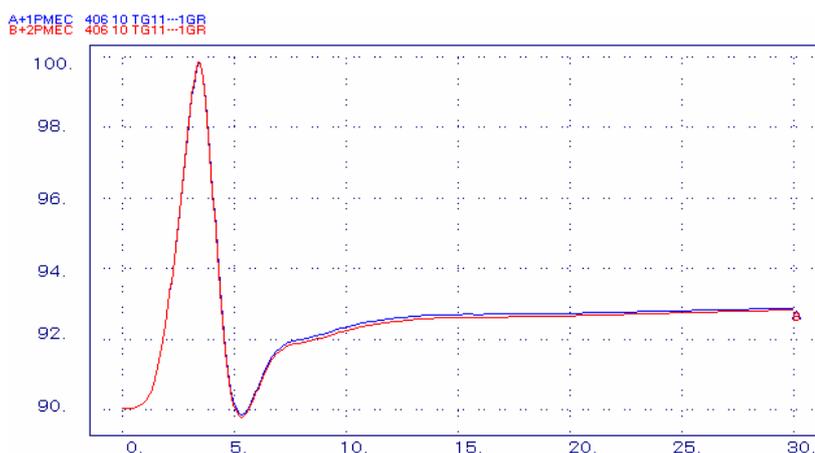


Figura 5.55 – Potência Mecânica da unidade a gás remanescente.

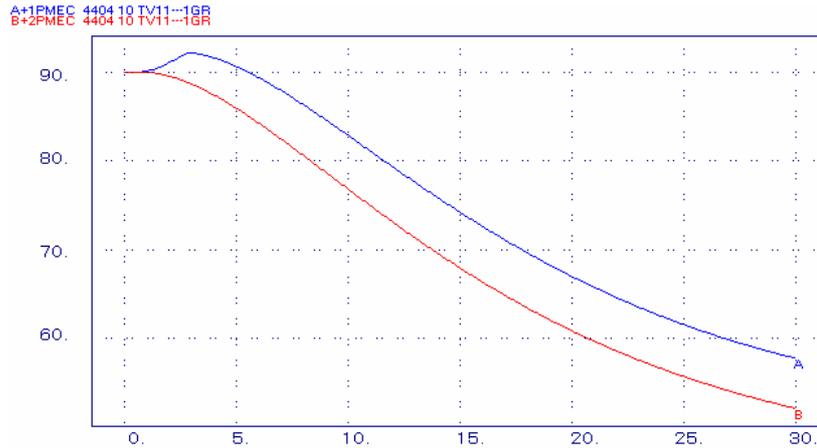


Figura 5.56 – Potência mecânica da unidade a vapor.

O regulador de velocidade neste caso atua de forma a abrir totalmente a válvula na saída da caldeira de recuperação até encontrar seu limite físico, fazendo com que uma maior quantidade de vapor seja fornecida à turbina a vapor. Porém, não é possível um aumento considerável devido à restrição da quantidade do fluxo de gás que vem da turbina a gás.

5.4.2. Influência dos Estágios de Pressão

Como mencionado no capítulo 4, a unidade a vapor pode ter diferentes configurações, e conseqüentemente diversos modelos matemáticos, no que diz respeito à presença de estágios de pressão. Para avaliar a influência desses estágios consideram-se, a seguir, dois modelos distintos: (a) sem reaquecimento, onde há apenas a constante de tempo da câmara de vapor (τ_{CH}) e (b) com reaquecimento simples, onde são representadas as constantes de tempo da câmara de vapor (τ_{CH}), do processo de reaquecimento (τ_{RH}) e do *crossover piping* (τ_{CO}).

Foram adotados os seguintes valores para as constantes de tempo dos estágios da turbina a vapor:

$$\tau_{CH} = 0,25 \text{ s}; \tau_{RH} = 7,50 \text{ s} \text{ e } \tau_{CO} = 0,40 \text{ s}$$

A caldeira de recuperação utilizada apresenta modelo de segunda ordem com os seguintes valores para as constantes de tempo:

$$T_M = 5 \text{ s} \text{ e } T_B = 20 \text{ s}$$

A seguir são apresentados os resultados obtidos (Figuras 5.57 e 5.58) de acordo com o seguinte critério de cores:

- *TV sem reaquecimento*
- *TV com reaquecimento simples*

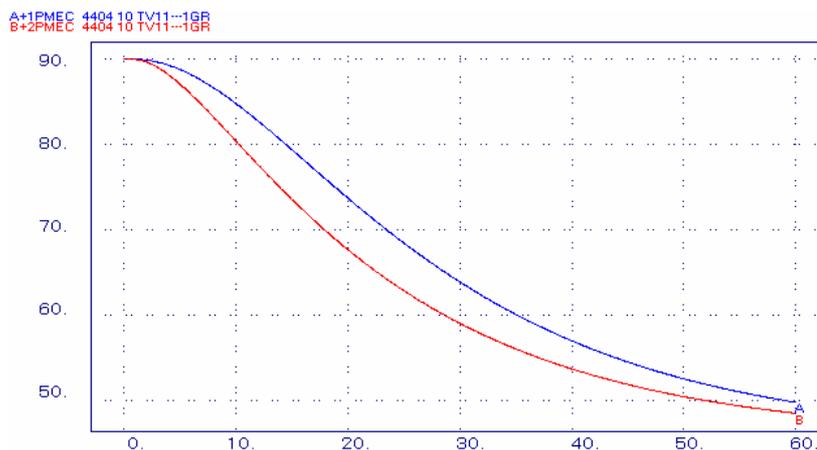


Figura 5.57 – Potência mecânica da unidade a vapor.

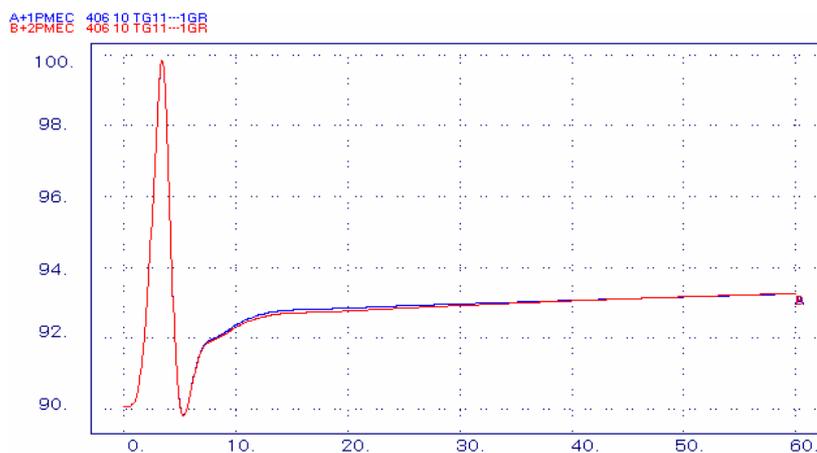


Figura 5.58 – Potência mecânica da unidade a gás remanescente.

Nota-se que a potência mecânica da unidade a gás apresenta praticamente o mesmo comportamento nos dois casos. A presença de estágios de pressão influencia apenas no tempo de resposta da turbina a vapor.

5.5. Análise de Impactos

Através da análise dos modelos de regulador de velocidade existentes nas unidades a gás da UTE TermoRio e da UTE Nova Piratininga, verificou-se a existência, nos mesmos, de um bloco limitador de taxa de variação de potência.

Como forma de avaliar a influência da inserção deste bloco foram realizadas simulações de grandes impactos no SIN. Os impactos considerados foram: a perda da máquina de Angra 2 e a perda das Interligações Norte/Sul e Nordeste/Sudeste.

5.5.1. Perda de Angra 2

A perda da UTN Angra 2 representa um déficit de geração no sistema de 1350 MW. Para este distúrbio comparou-se o comportamento do ciclo combinado utilizando dois modelos distintos: com e sem o bloco limitador de taxa de potência nas unidades a gás do ciclo combinado.

As Figuras 5.59 e 5.60 mostram as ações dos elementos de controle das unidades a gás, respectivamente, para as condições sem e com limitação de taxa.

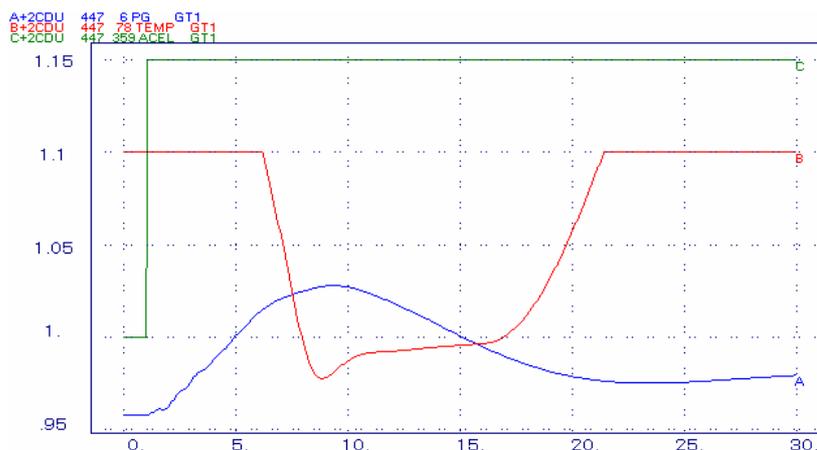


Figura 5.59 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) do modelo sem limitação de taxa.

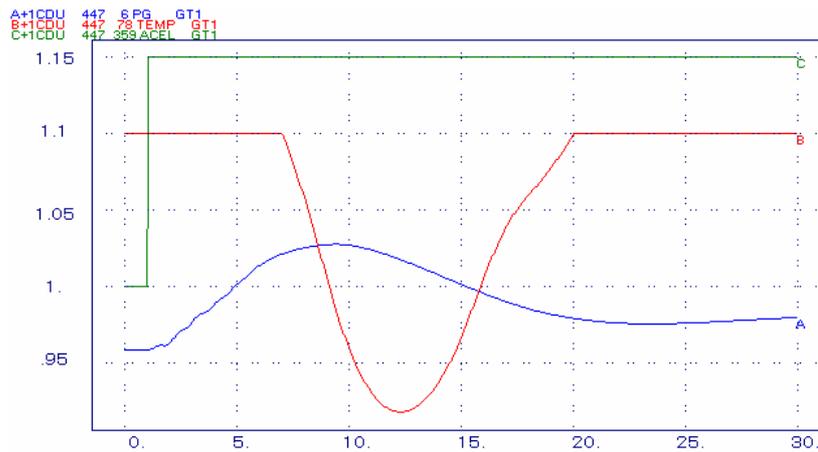


Figura 5.60 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) para o modelo com limitação de taxa.

Das figuras anteriores observa-se uma ação inicial dos reguladores de velocidade, passando em seguida a preponderância para o controle de temperatura e finalmente voltando o comando para o regulador de velocidade. Pode-se constatar ainda que com a limitação de taxa há uma maior influência do controle de temperatura, que tenta reduzir de forma mais acentuada a potência mecânica gerada pela turbina a gás.

Os resultados apresentados nas Figuras 5.61 a 5.65, a seguir, guardam o seguinte critério de classificação:

- *com limitação de taxa*
- *sem limitação de taxa*

Respectivamente, são apresentadas as seguintes curvas:

- Comparação da temperatura de exaustão entre os modelos
- Comparação da abertura do *VIGV* entre os modelos
- Comparação da potência mecânica de uma unidade a gás entre os modelos
- Comparação da potência mecânica da unidade a vapor entre os modelos
- Freqüência do sistema

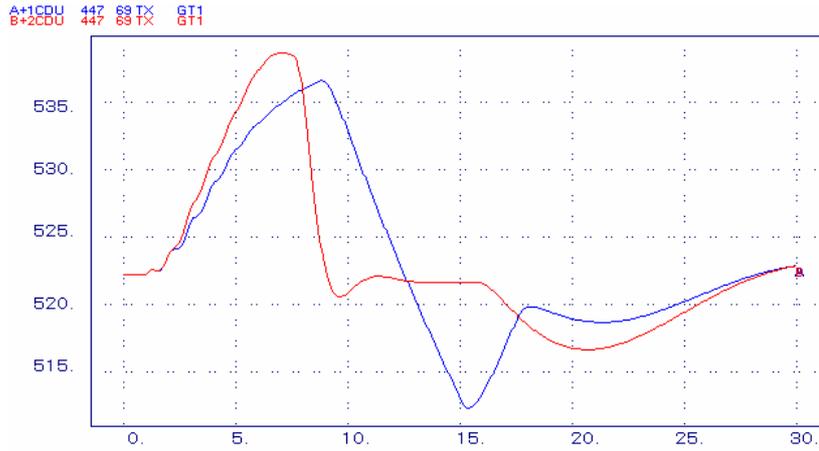


Figura 5.61 – Comparação da temperatura de exaustão entre os modelos.

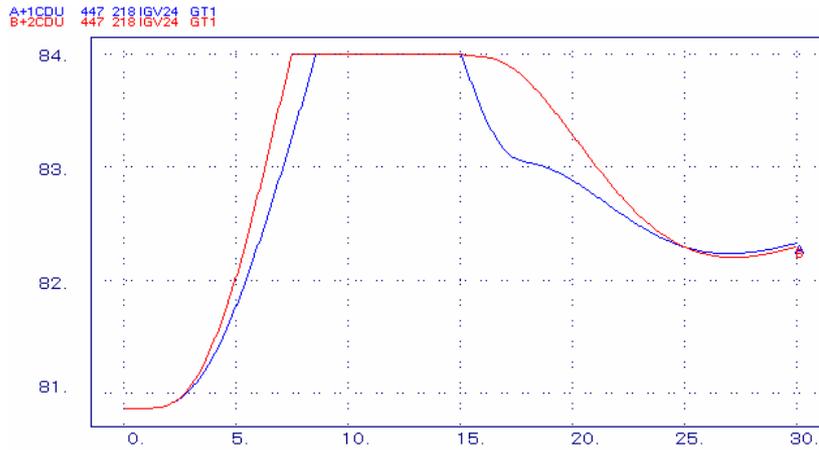


Figura 5.62 – Comparação da abertura do VIGV entre os modelos.

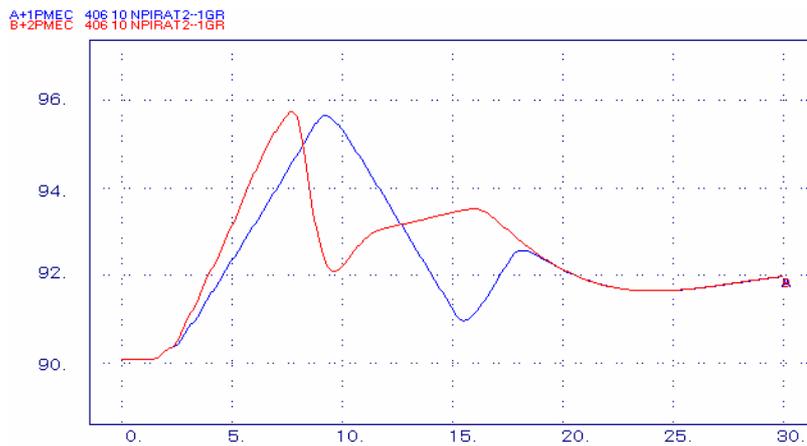


Figura 5.63 – Comparação da potência mecânica de uma unidade a gás entre os modelos.

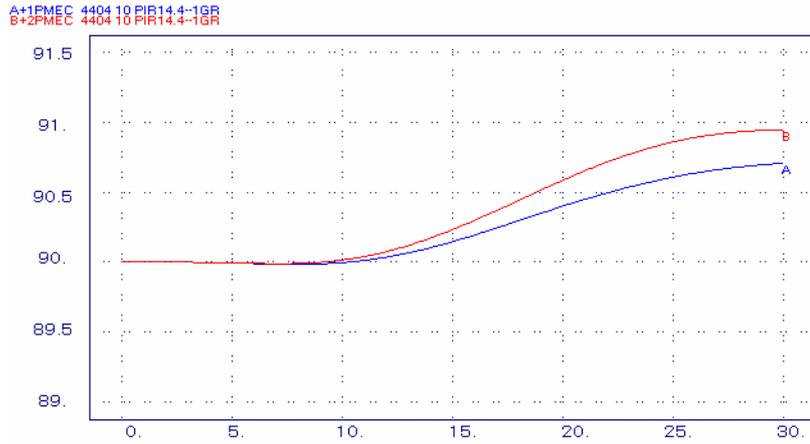


Figura 5.64 – Comparação da potência mecânica da unidade a vapor entre os modelos.

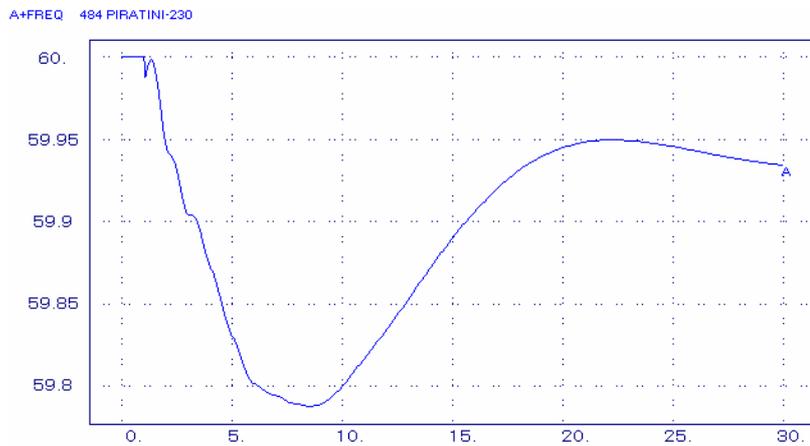


Figura 5.65 – Frequência do sistema.

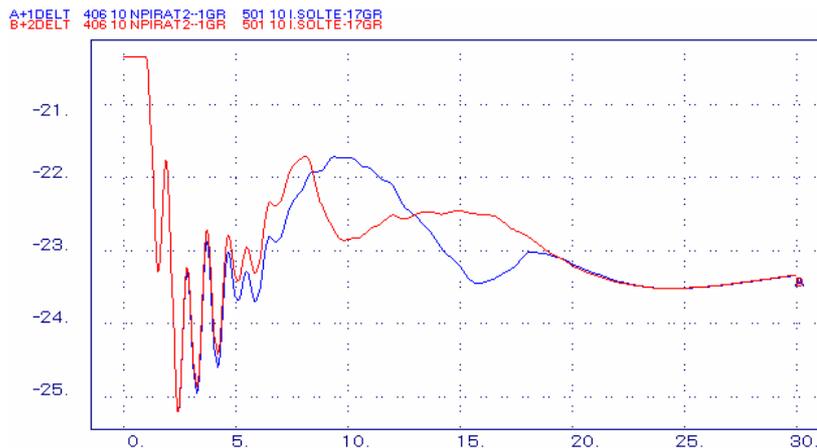


Figura 5.66 – Ângulo delta de uma unidade a gás.

Para a condição analisada, de perda da máquina de Angra 2, as figuras mostram que as diversas grandezas apresentam maiores oscilações, quando se considera a presença de limitação de taxa de variação de potência.

5.5.2. Perda das Interligações Norte/Sul e Nordeste/Sudeste

Ainda como grande impacto no sistema simulou-se a perda das Interligações Norte/Sul e Nordeste/Sudeste, seguida da perda da máquina de Angra 1. Foi admitido o nível de carga pesada. Este distúrbio representa a perda de aproximadamente 2200 MW na região Sul/Sudeste.

Novamente dois casos distintos foram analisados, ou seja, com uma limitação de taxa nas unidades a gás do ciclo combinado e sem esta limitação. As Figuras 5.67 a 5.75 mostram alguns dos resultados obtidos.

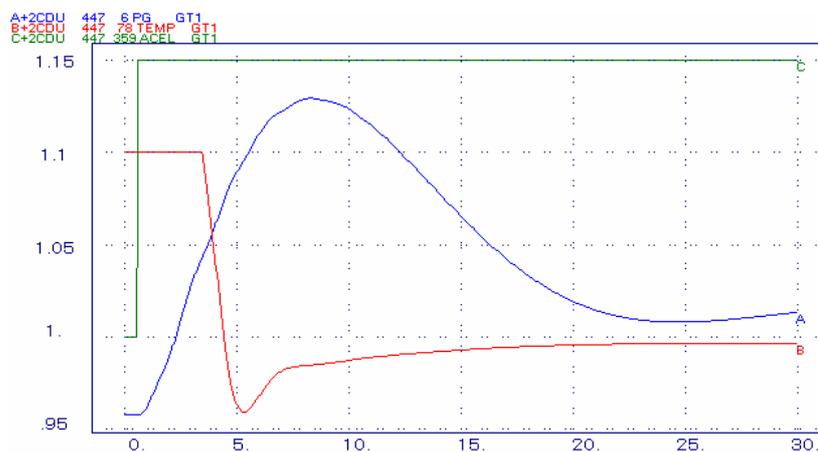


Figura 5.67 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) para o modelo sem limitação de taxa.

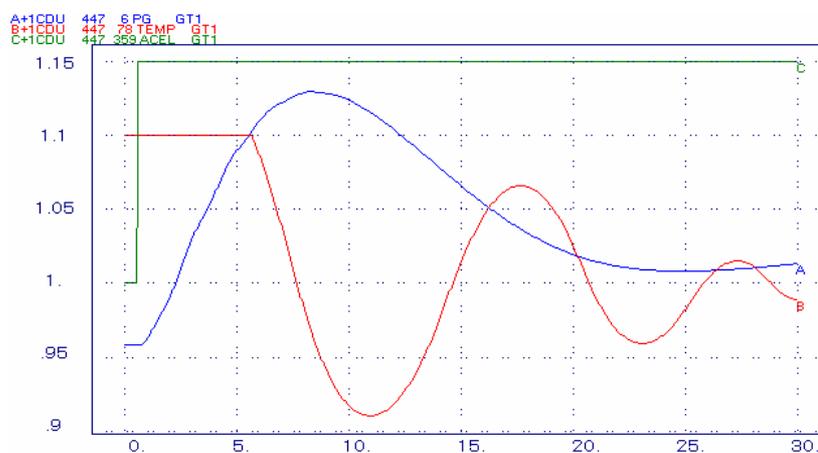


Figura 5.68 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura) para o modelo com limitação de taxa.

As curvas a seguir observam o seguinte critério de classificação para os dois tipos de modelos considerados:

■ *com limitação de taxa*

■ *sem limitação de taxa*

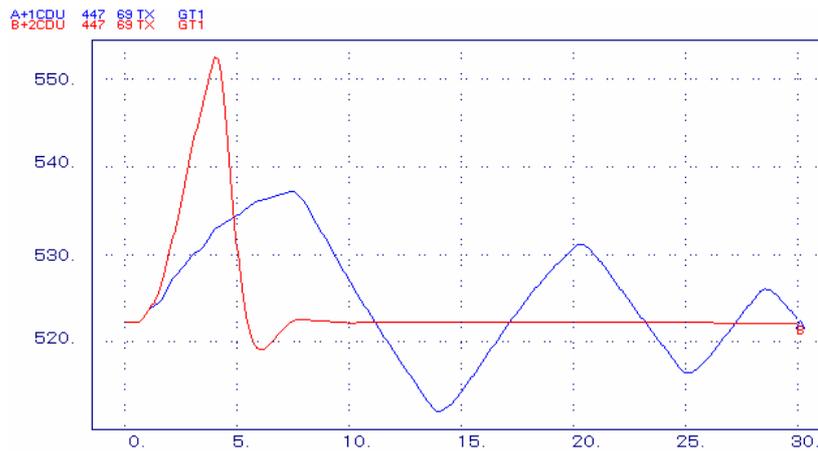


Figura 5.69 – Temperatura de exaustão entre os modelos.

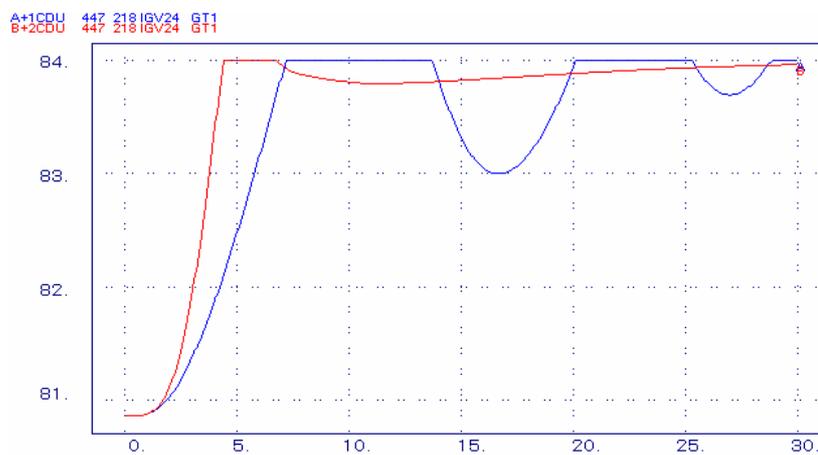


Figura 5.70 – Abertura do VIGV entre os modelos.

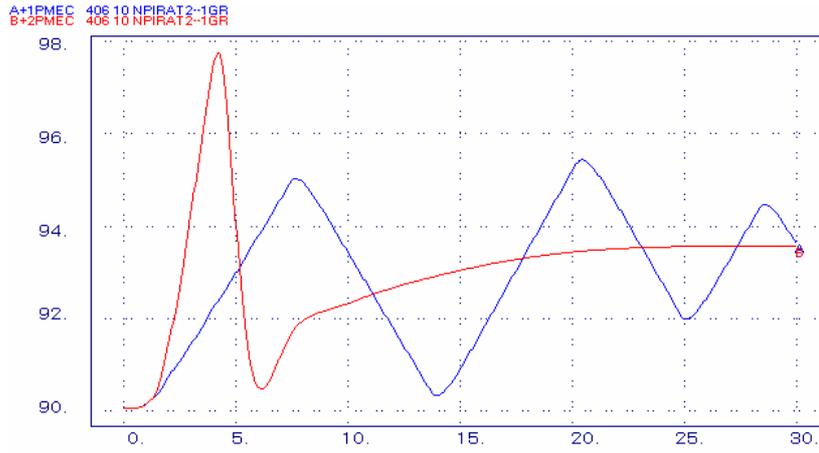


Figura 5.71 – Potência mecânica de uma unidade a gás.

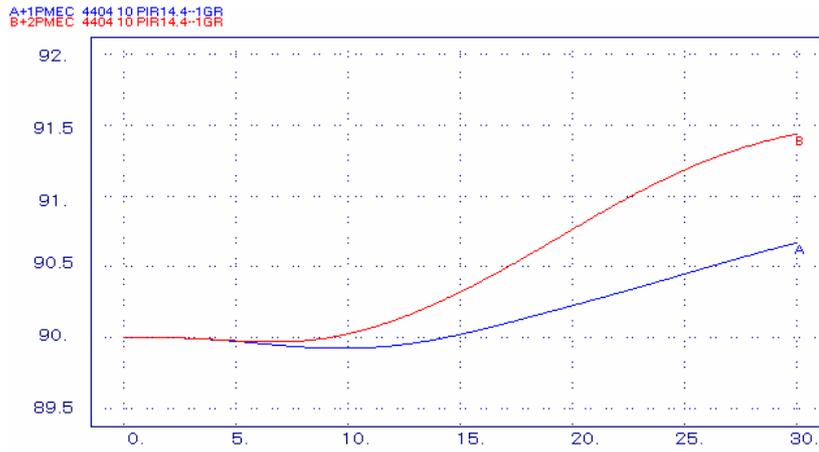


Figura 5.72 – Potência mecânica da unidade a vapor.

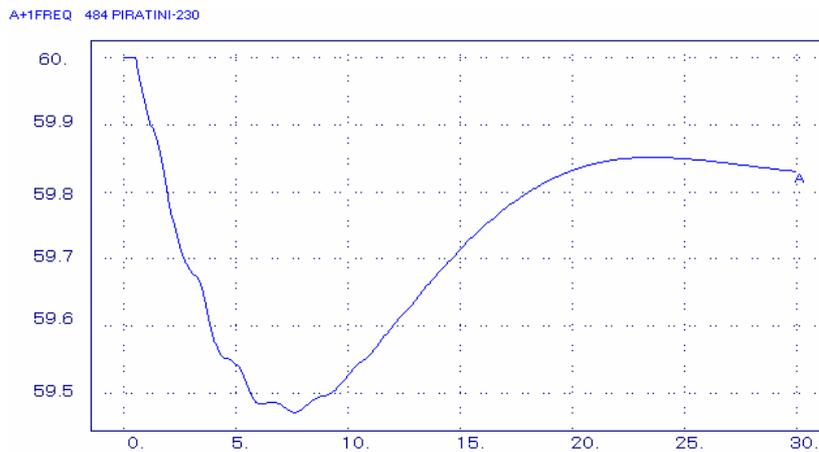


Figura 5.73 – Freqüência do sistema.

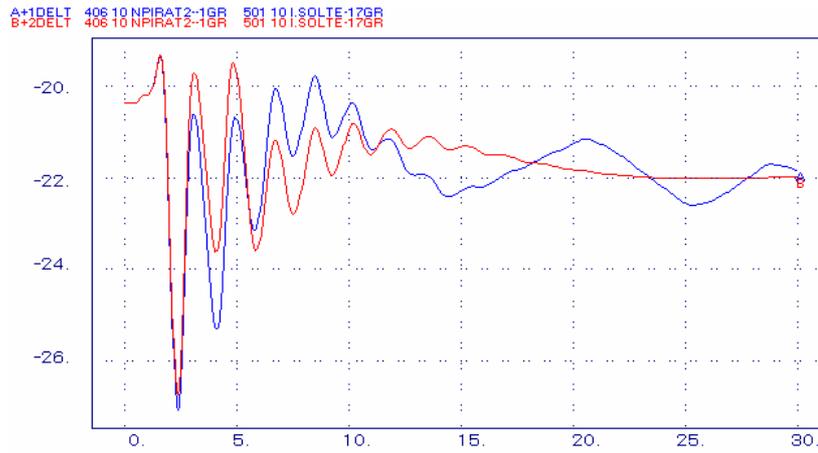


Figura 5.74 – Ângulo delta de uma unidade a gás.

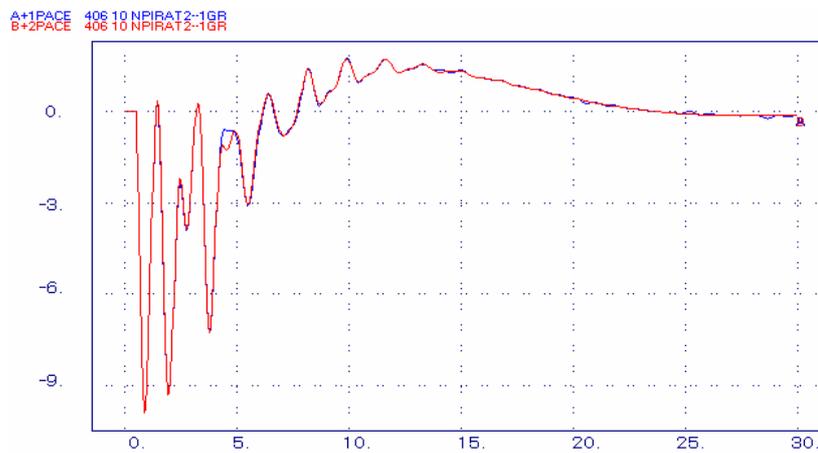


Figura 5.75 – Potência acelerante de uma unidade a gás.

A presença de limitação de taxa de variação de potência faz com que o controle de temperatura apresente comportamento oscilatório. Este fato tem repercussão nas ações do *VIGV* e no comportamento dinâmico da turbina a gás (observar Figura 5.71, referente à potência mecânica), podendo causar a atuação da proteção da máquina. A curva referente ao ângulo delta (mostrada na Figura 5.74) comprova o resultado oscilatório mencionado.

Para o modelo matemático que desconsidera a presença do limitador de taxa de variação de potência, não se verifica comportamento oscilatório. No entanto, há uma elevação maior da temperatura de exaustão da turbina a gás (Figura 5.69).

5.6. Configuração em Eixo Único

Neste item são consideradas configurações em eixo único com turbina *heavy-duty* e turbinas aeroderivativas (tradicional e avançada).

Não se preocupou com a exatidão dos modelos, portanto a análise feita consiste em uma análise qualitativa. Os modelos utilizados nas simulações podem ser considerados como ponto de partida para estudos posteriores, estando sujeitos a melhorias.

O objetivo deste item é o de apresentar o comportamento aproximado da unidade frente a um aumento e uma redução de carga.

5.6.1. Configuração com Turbina *Heavy-Duty*

Para a configuração em eixo único considerou-se uma planta de configuração 1:1:1 com geração de 270 MW, sendo a participação da turbina a gás de 65% da potência gerada e 35% para a turbina a vapor, conforme Boyce [2002].

Nesta planta, o tipo de turbina a gás utilizada foi *heavy-duty*. Para a caldeira de recuperação utilizou-se modelo de segunda ordem com as constantes $T_M = 2 s$ e $T_B = 10 s$, e para a turbina a vapor o modelo considerado foi o de reaquecimento simples, onde são representadas as constantes de tempo da câmara de vapor (τ_{CH}), do processo de reaquecimento (τ_{RH}) e do *crossover piping* (τ_{CO}).

Assim, para avaliar a resposta dinâmica deste tipo de planta, selecionaram-se casos onde ocorrem aumento e rejeição de carga e curto-circuito trifásico franco próximo à unidade.

As simulações apresentadas a seguir consideram a citada unidade em ciclo combinado de eixo único incorporada ao Sistema *Brazilian Birds*.

- *Aumento de carga*

A seguir são mostradas as curvas do comportamento dinâmico da unidade (Figuras 5.76 a 5.82) frente a um pequeno aumento de carga no sistema (2,5 %).

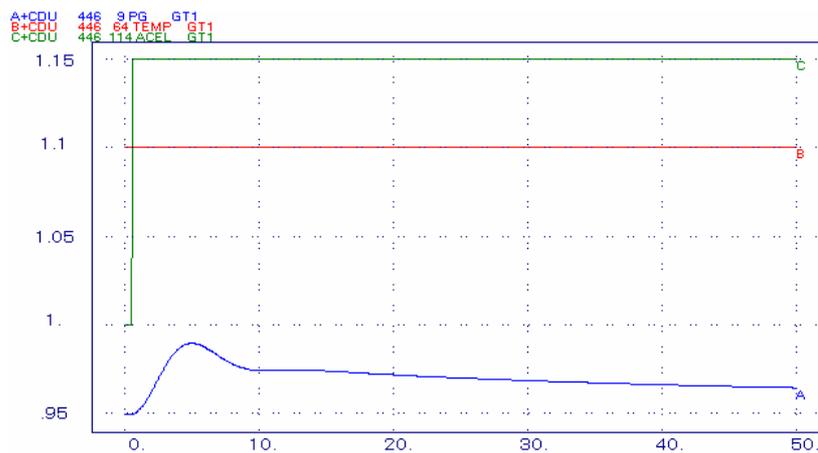


Figura 5.76 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura)

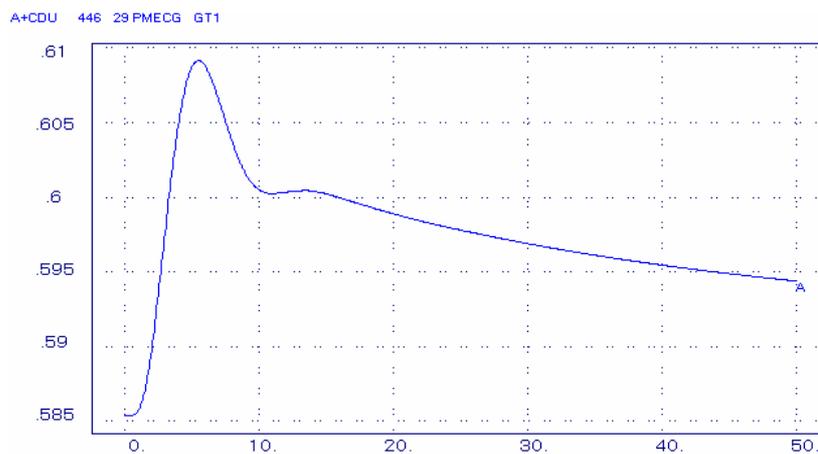


Figura 5.77 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu).

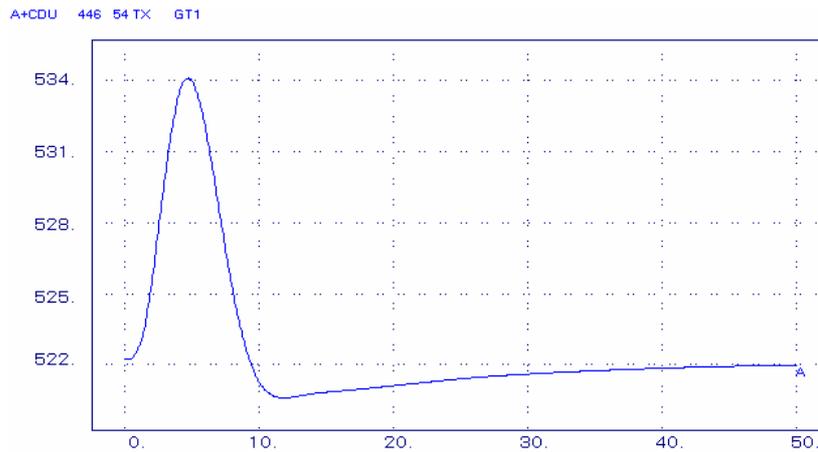


Figura 5.78 – Temperatura de exaustão da turbina a gás.

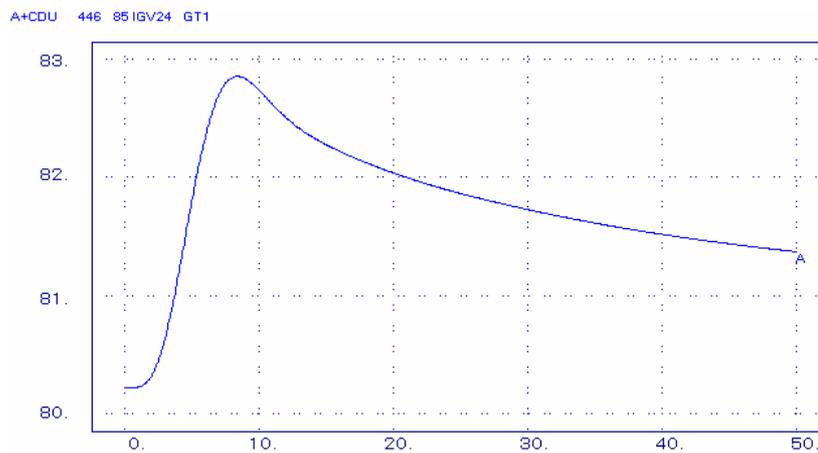


Figura 5.79 – Abertura do VIGV.

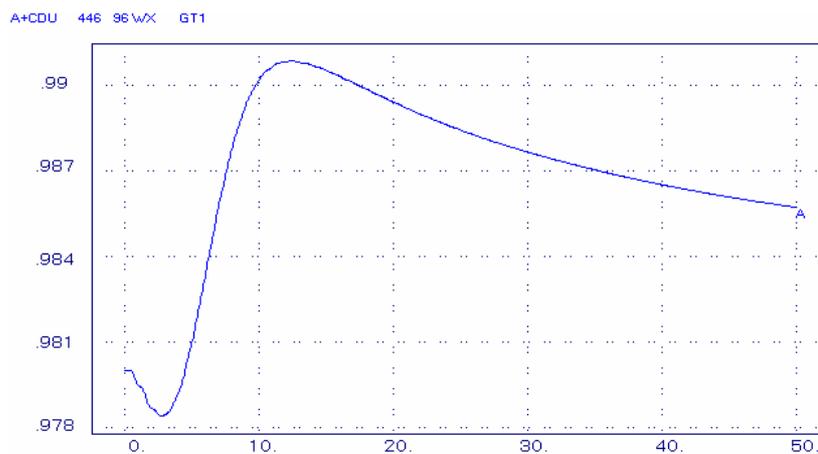


Figura 5.80 – Saída de gás para a HRSG.

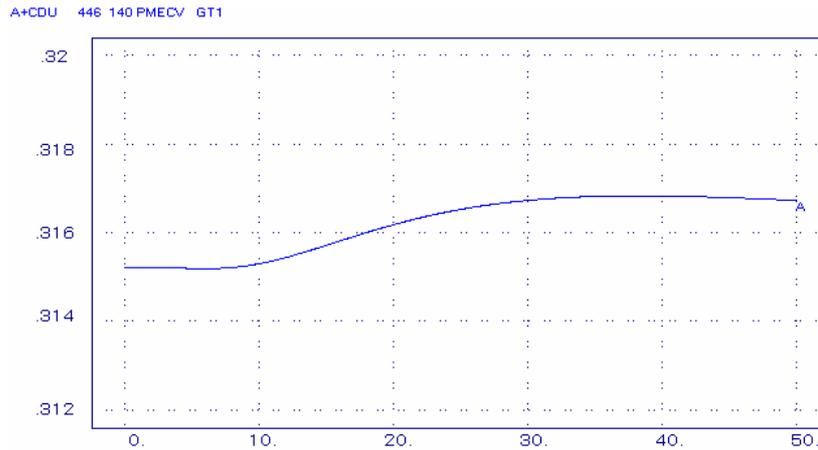


Figura 5.81 – Parcela da potência mecânica referida à turbina a vapor (pu).

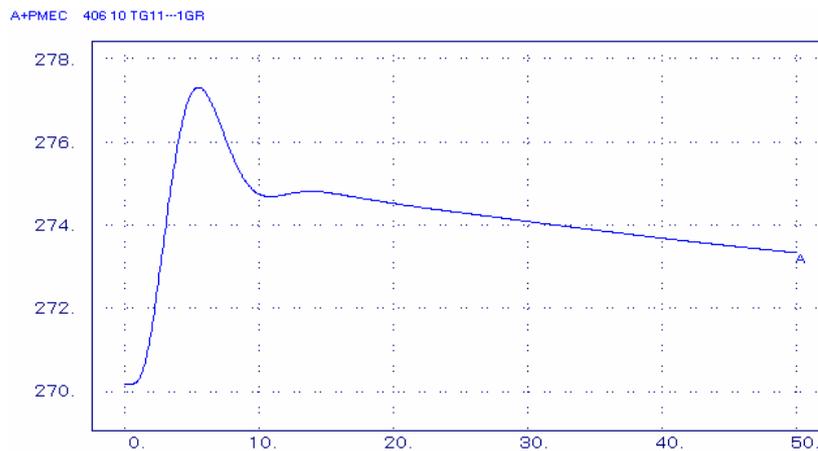


Figura 5.82 – Potência mecânica da planta (MW).

Neste caso, o regulador de velocidade tem ação preponderante frente aos demais (Figura 5.76). Isto faz com que a geração da planta seja aumentada (Figura 5.82). Com isso, a turbina a gás rapidamente responde a essa solicitação fazendo com que a temperatura de exaustão aumente (Figura 5.78). Para controlar esse aumento de temperatura o controle do *VIGV* (Figura 5.79) atua trazendo a temperatura de exaustão ao valor inicial.

Dos resultados apresentados verifica-se que a variação de potência mecânica da planta se deve principalmente pela influência da turbina a gás (Figura 5.77), pois esta apresenta resposta mais rápida comparada a da turbina a vapor (Figura 5.81).

- *Rejeição de carga*

A seguir são mostradas as curvas do comportamento dinâmico da unidade (Figuras 5.83 a 5.89) frente a uma rejeição de carga no sistema (7,5 % da carga total do sistema).

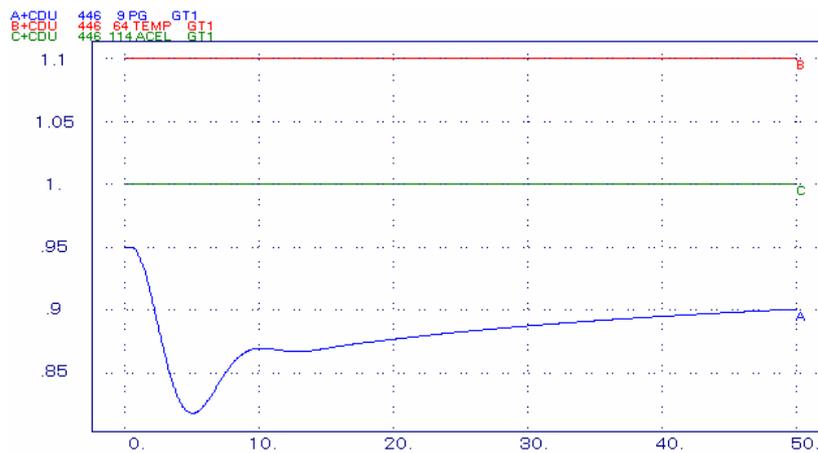


Figura 5.83 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura)

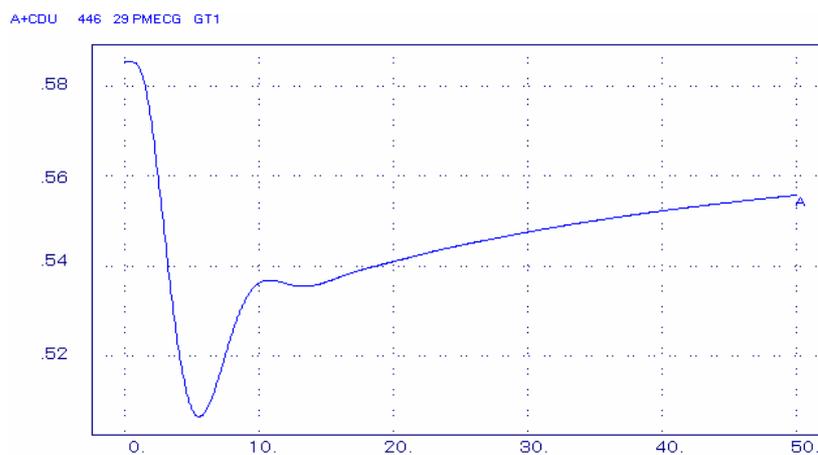


Figura 5.84 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu).

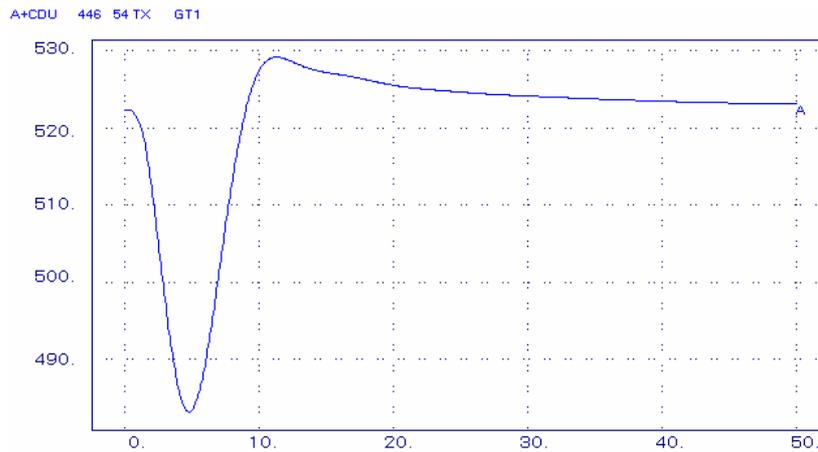


Figura 5.85 – Temperatura de exaustão da turbina a gás.

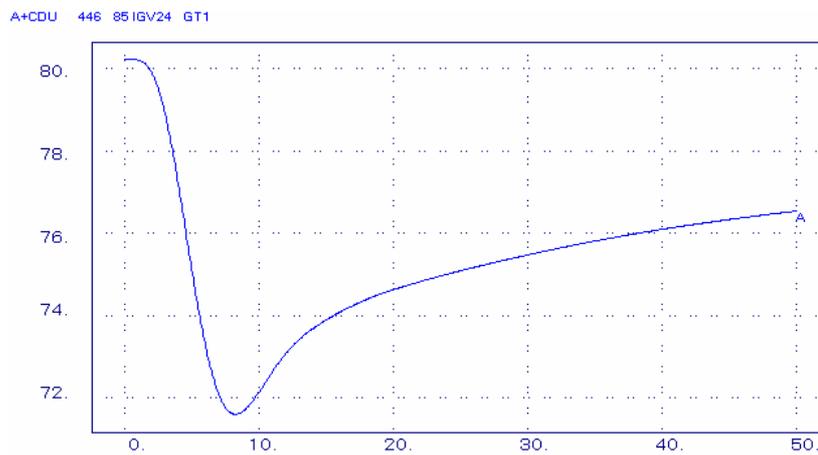


Figura 5.86 – Abertura do IGV.

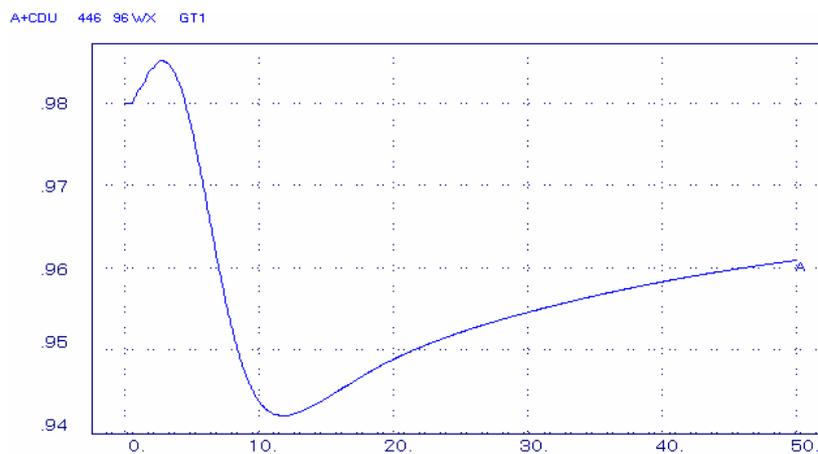


Figura 5.87 – Saída de gás para a HRSG.

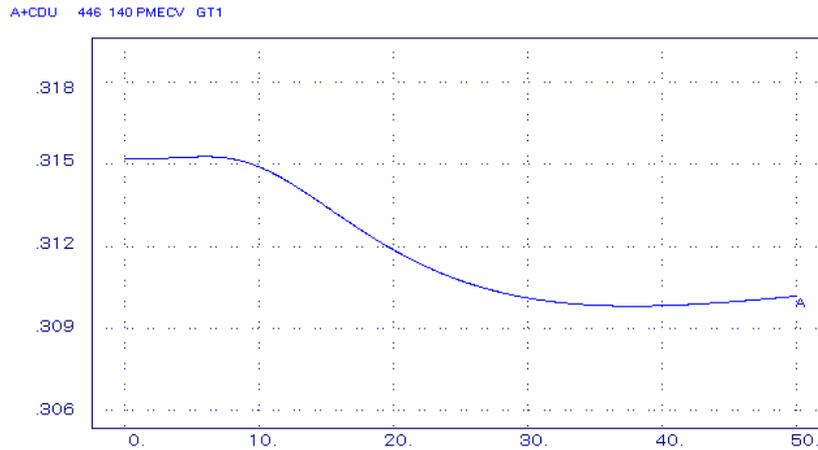


Figura 5.88 – Parcela da potência mecânica referida à turbina a vapor (pu).

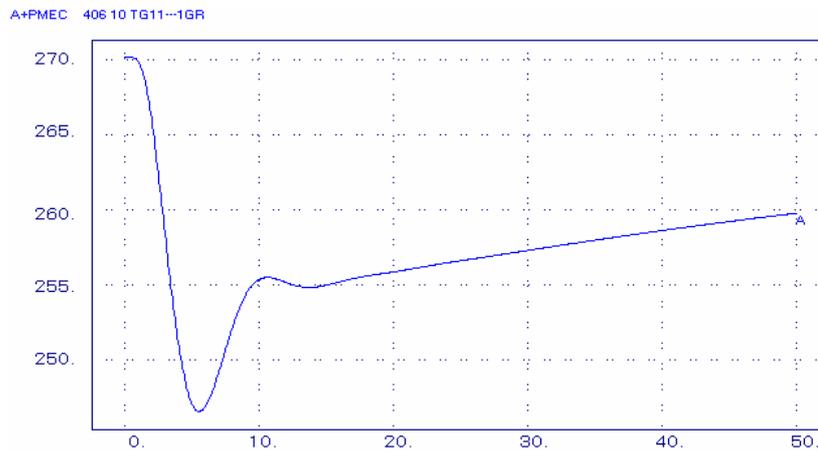


Figura 5.89 – Potência mecânica da planta (MW).

Como no caso de acréscimo de carga, o controle de velocidade tem ação preponderante sobre os demais (Figura 5.83) fazendo com que a geração da planta seja reduzida. Com isso, a temperatura de exaustão cai, o controle do VIGV (Figura 5.86) atua fechando as alhetas fazendo esta temperatura retornar ao seu valor inicial (Figura 5.85)

Novamente a maior contribuição na variação da potência mecânica na planta se dá pela turbina a gás, sendo que a contribuição por parte da turbina a vapor é bem menor devido às constantes de tempo da caldeira de recuperação e também dos estágios de pressão serem altas.

- *Curto-Circuito*

A seguir são mostradas as curvas do comportamento dinâmico da unidade (Figuras 5.90 a 5.97) frente a um curto-circuito trifásico franco numa barra do sistema próxima a unidade em eixo único, havendo abertura de linha de transmissão adjacente à barra onde ocorre o defeito.



Figura 5.90 – Seletor de valor mínimo da turbina a gás (controles de velocidade, aceleração e temperatura)

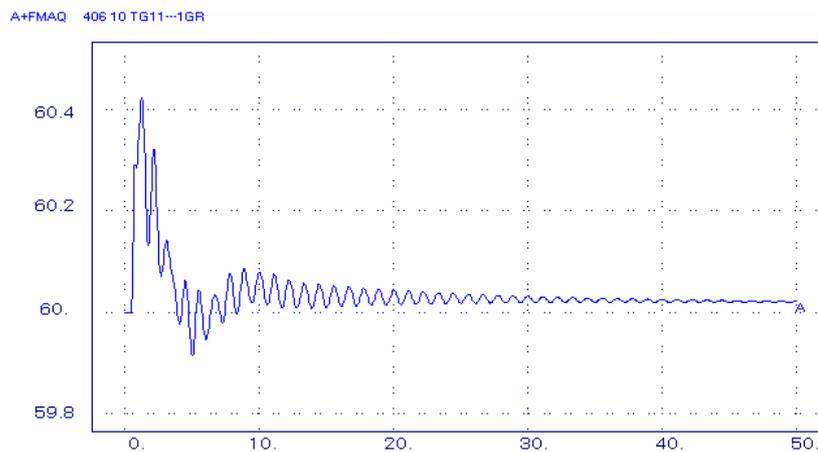


Figura 5.91 – Frequência da unidade na ocorrência do curto-circuito.

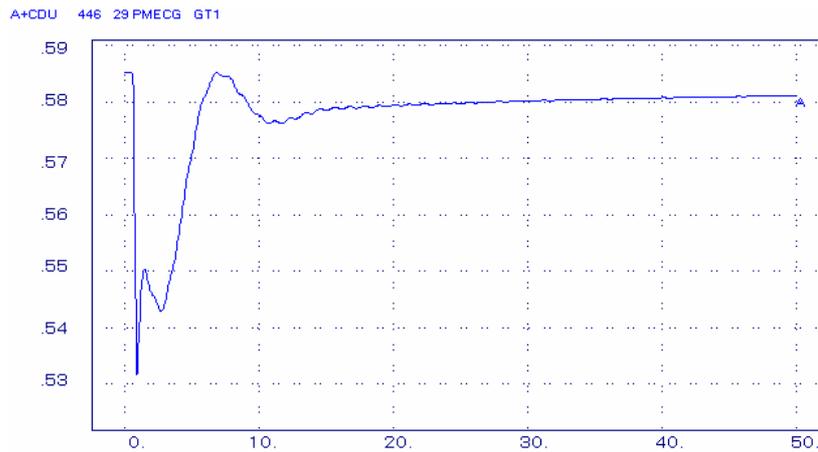


Figura 5.92 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu).

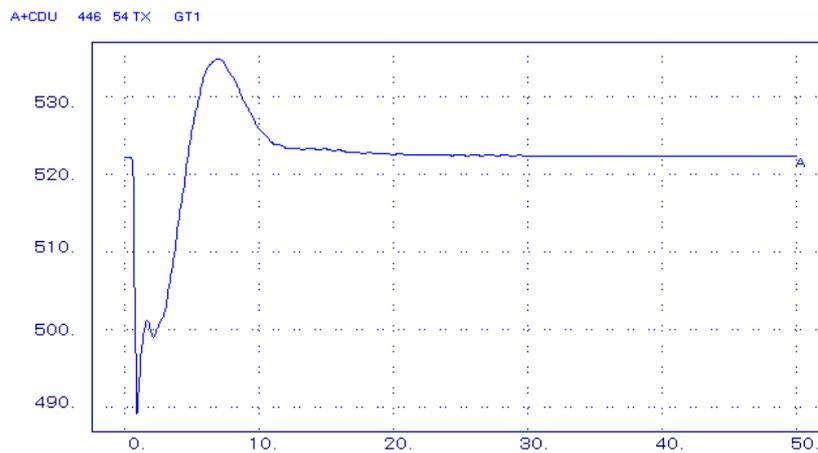


Figura 5.93 – Temperatura de exaustão da turbina a gás.

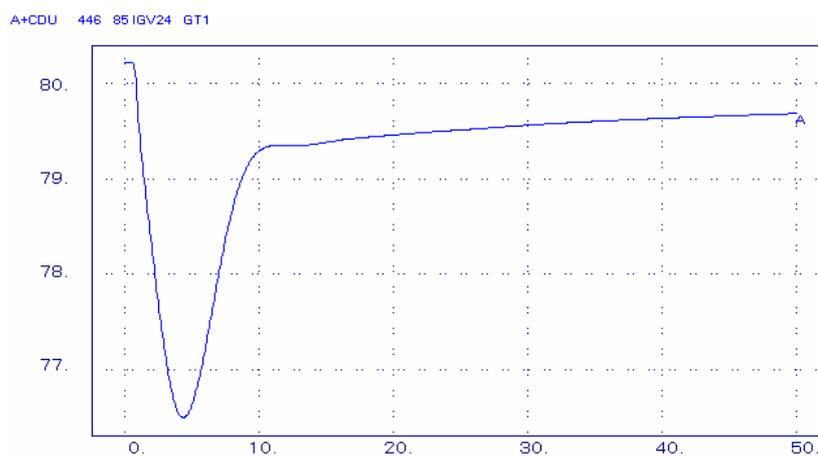


Figura 5.94 – Abertura do IGV.

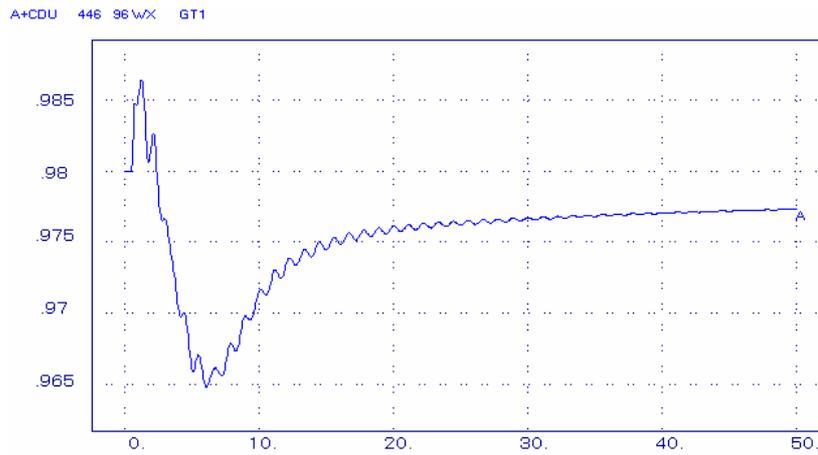


Figura 5.95 – Saída de gás para a HRSG.

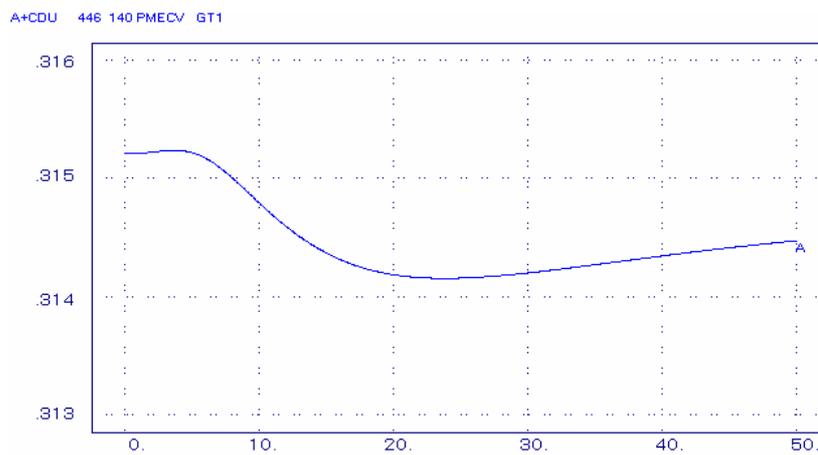


Figura 5.96 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a vapor (pu).

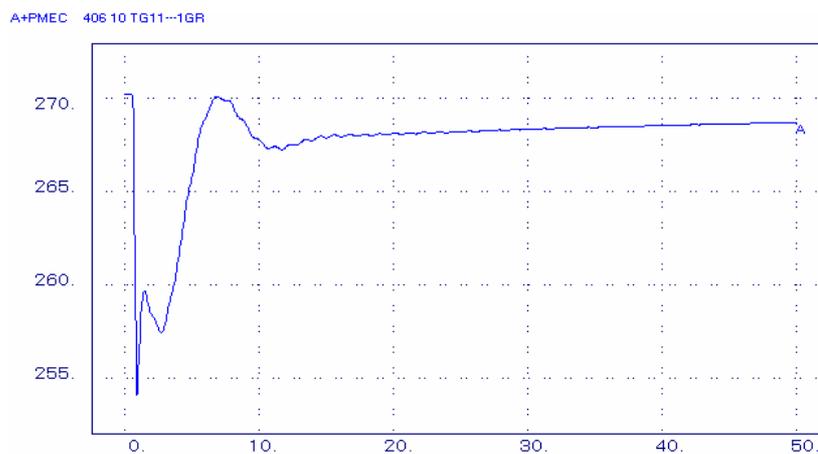


Figura 5.97 – Potência mecânica da planta (MW).

Como ocorreu nos casos de configuração múltiplos eixos, na aplicação do curto-circuito há atuação do controle de aceleração nos instantes iniciais, passando em seguida a preponderância do controle da turbina a gás para o controle de velocidade (Figura 5.90).

No geral, o comportamento deste tipo de central se assemelha bastante ao comportamento de centrais em múltiplos eixos.

5.6.2. Configuração com Turbinas Aeroderivativas (Tradicional e Avançada)

Com o objetivo de analisar de forma qualitativa a configuração em ciclo combinado, do tipo *single-shaft*, com a presença de turbinas a gás aeroderivativas, considerou-se um modelo desenvolvido e implementado no software Matlab[®], com a planta operando isolada.

Foram utilizadas turbinas a gás aeroderivativas tradicional e avançada com dois *spools*, tendo a turbina a vapor dois estágios de pressão.

Os casos simulados consistiram de aumento e redução de carga.

A seguir são apresentados os resultados obtidos.

- *Aumento de carga*

As Figuras 5.98 a 5.100 mostram o comportamento da planta frente a um aumento de carga, e obedecem a seguinte classificação por cores:

- *configuração com turbina tradicional*
- *configuração com turbina avançada*

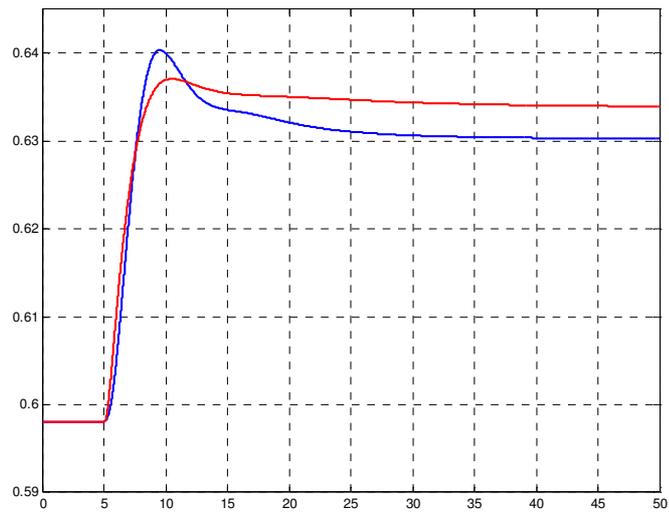


Figura 5.98 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a gás (pu).

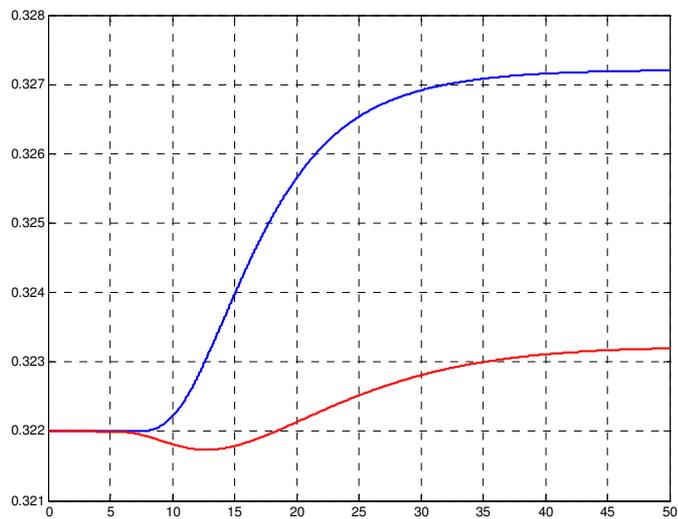


Figura 5.99 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a vapor (pu).

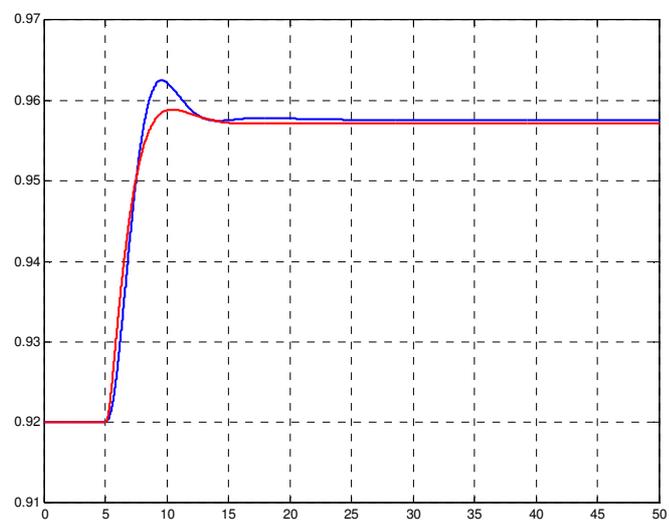


Figura 5.100 – Potência mecânica da planta (pu).

Para os dois tipos de turbinas a gás considerados a resposta apresentada é semelhante para a ocorrência de aumento de carga. Nota-se que ocorre um pequeno *overshoot* na resposta para a configuração com turbina aeroderivativa tradicional, porém o valor final para as duas configurações foi praticamente o mesmo.

- *Redução de carga*

As Figuras 5.101 a 5.102 exemplificam o comportamento da planta frente à redução de carga e obedecem a seguinte classificação:

- *configuração com turbina tradicional*
- *configuração com turbina avançada*

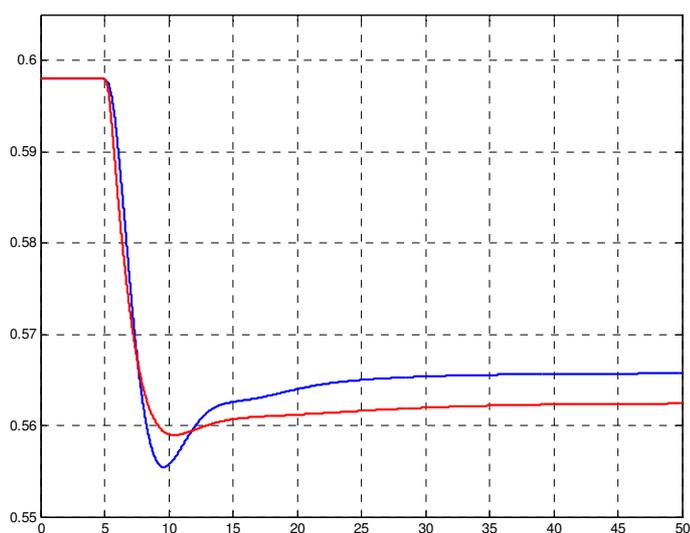


Figura 5.101 – Parcela da potência mecânica referida à turbina a gás (pu).

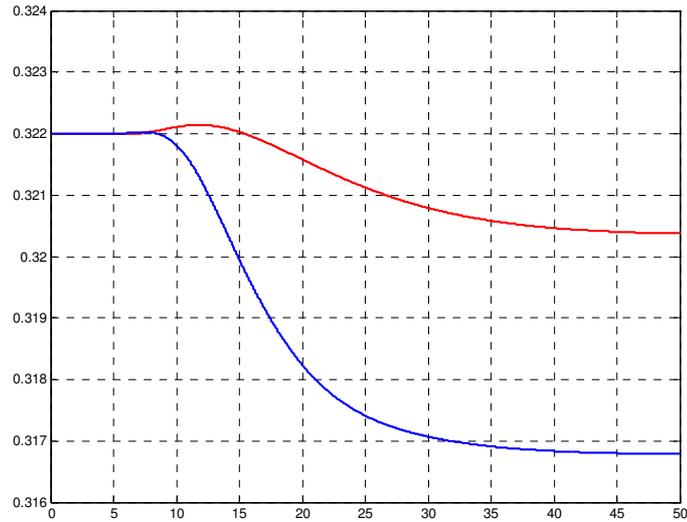


Figura 5.102 – Parcela da potência mecânica referente à turbina a vapor (pu).

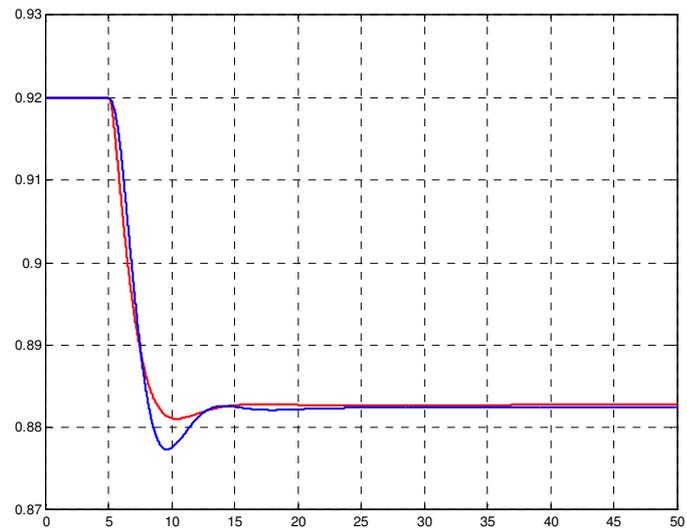


Figura 5.103 – Potência mecânica da planta (pu).

Em virtude da turbina a gás ter maior parcela de potência mecânica em relação à turbina a vapor (65% da potência da planta) e esta responder de forma mais rápida ao distúrbio, o comportamento da planta tem maior influência da turbina a gás. Nesses modelos consideraram-se as mesmas constantes de tempo da caldeira de recuperação utilizadas no caso das turbinas *heavy-duty*.

Para ambos os casos simulados, o controle atuante foi o de velocidade. Dessa forma, o comportamento da unidade mostrou-se de acordo com o esperado em termos qualitativos.

Comparando os dois tipos de turbinas a gás utilizadas, percebe-se que há pequena diferença entre as duas (Figura 5.98 e 5.101). Porém, ao se observar o comportamento da potência mecânica da planta, verifica-se que o tipo de turbina a gás utilizada não influencia no valor final (Figuras 5.100 e 5.103).

CAPÍTULO 6

PADRONIZAÇÃO DO CICLO COMBINADO**6.1. Padronização das Configurações do Ciclo Combinado**

Devido às diversas configurações existentes para unidades operando em ciclo combinado (vide capítulo 3), bem como dos tipos de turbinas a gás, caldeiras de recuperação e turbinas a vapor, torna-se necessária uma padronização do ciclo de forma a facilitar a obtenção de modelos matemáticos e dados adequados aos estudos de transitórios eletromecânicos.

6.2. Estabelecimento dos Parâmetros que Devem ser Definidos pelos Agentes Geradores

Para elaboração dos estudos referentes ao ciclo combinado há a necessidade da obtenção de dados junto às empresas. Para tanto, inúmeros parâmetros devem ser definidos pelos Agentes Geradores. A seguir são destacados os principais parâmetros necessários.

É importante ressaltar que os modelos apresentados a seguir são modelos simplificados, mas caso os dados existentes sejam referentes a modelos mais detalhados, devem-se fornecer os respectivos modelos com os parâmetros característicos.

Dados Necessários para os Modelos em Ciclo Combinado**1 – Dados das Turbinas a Gás**

- Dados dos reguladores de velocidade (Figura 6.1)

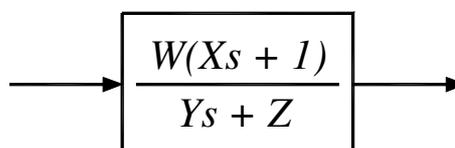


Figura 6.1 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade da TG.

W, X, Y, Z = Parâmetros e constantes de tempo do regulador de velocidade.

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

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

Onde R é denominado estatismo permanente ou *speed droop*.

- Dados do controle de aceleração (Figura 6.2)

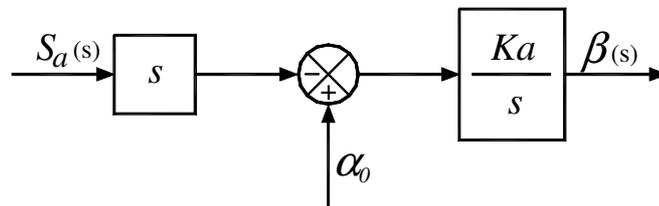


Figura 6.2 – Diagrama de bloco do controle de aceleração.

K_a = Ganho do controle de aceleração;

α_0 = Valor de referência da taxa de variação da variável de entrada (pu).

- Dados dos controladores de temperatura (Figura 6.3)

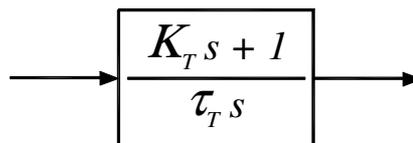


Figura 6.3 – Diagrama de bloco do controle de temperatura.

K_T = ganho proporcional do controlador PI;

τ_T = constante de tempo do controlador PI.

- Dados do protetor contra radiação (Figura 6.4)

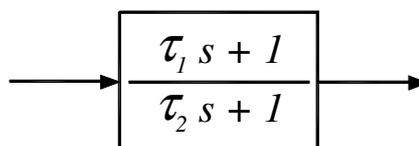


Figura 6.4 – Diagrama de bloco do protetor contra radiação.

τ_1 e τ_2 = constantes de tempo do protetor contra radiação.

- Dados do termopar (Figura 6.5)

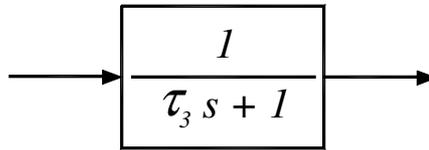


Figura 6.5 – Diagrama de bloco do termopar.

τ_3 = constante de tempo do termopar.

- Dados dos VIGVs (Figura 6.6)

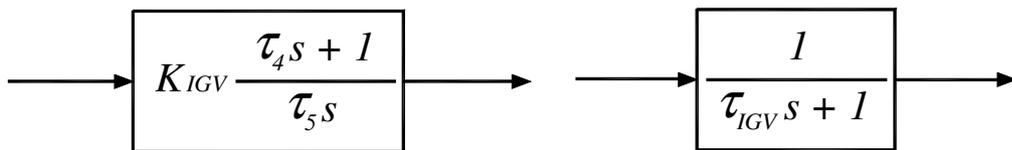


Figura 6.6 – Diagramas de bloco do controle do VIGV.

K_{IGV} = ganho do VIGV;

τ_{IGV} = constante de tempo do VIGV;

τ_4 e τ_5 = constantes de tempo do controlador PI do VIGV.

- Dados do sistema de combustível (Figura 6.7)

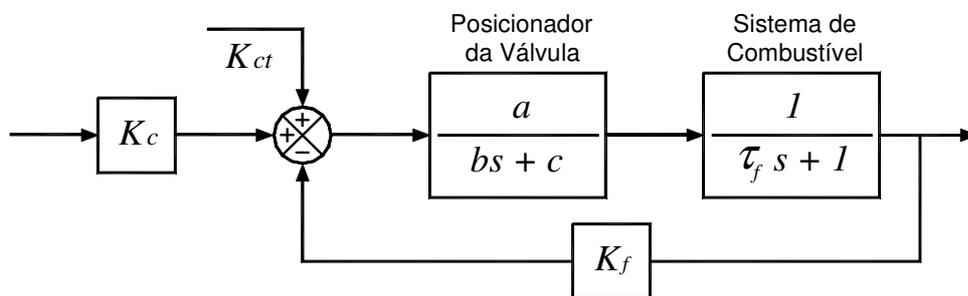


Figura 6.7 – Diagrama de bloco do sistema de combustível e posicionador da válvula.

K_{ct} = Constante que representa o consumo próprio da turbina (pu);

K_c = Constante que representa a influência da demanda de combustível na turbina (pu);

- K_f = Ganho dependente do tipo de combustível (pu);
 a, b, c = Valores associados à função de transferência do posicionador da válvula de admissão de combustível;
 τ_f = Constante de tempo do sistema de combustível (s).

- Modelagem do gerador de gás (Figuras 6.8 e 6.9)

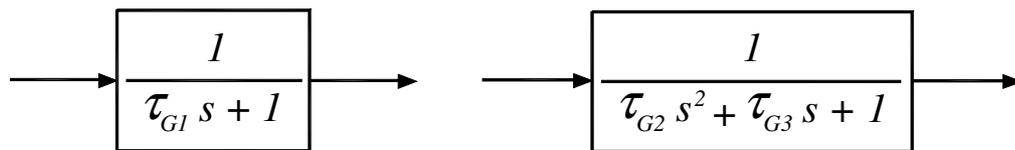


Figura 6.8 – Diagramas de bloco do gerador de gás para turbinas aeroderivativas tradicionais.

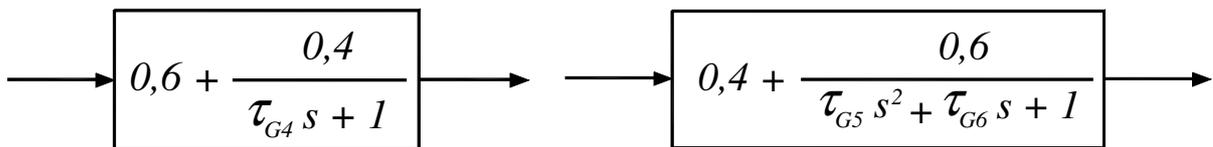


Figura 6.9 – Diagramas de bloco do gerador de gás para turbinas aeroderivativas avançadas.

$\tau_{G1}, \tau_{G2}, \tau_{G3}$ = Constantes de tempo do gerador de gás para turbinas aeroderivativas tradicionais;

$\tau_{G4}, \tau_{G5}, \tau_{G6}$ = Constantes de tempo do gerador de gás para turbinas aeroderivativas avançadas.

2 – Dados das Caldeiras de Recuperação

O modelo das caldeiras de recuperação apresentado abaixo como exemplo (Figura 6.10) é relativo ao de 2ª ordem, porém podem ser utilizados modelos de outras ordens.

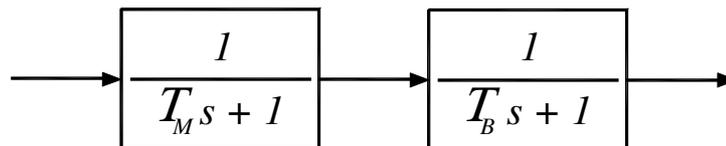


Figura 6.10 – Diagrama de bloco da caldeira de recuperação (2ª ordem).

T_M = constante de tempo de transferência de calor (s);

T_B = constante de tempo de armazenamento de vapor (s).

3 – Dados das Turbinas a Vapor

- Dados dos reguladores de velocidade (Figura 6.11)

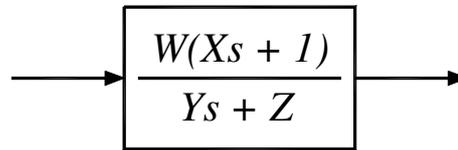


Figura 6.11 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade da TV.

W, X, Y, Z = Parâmetros e constantes de tempo do regulador de velocidade.

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

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

Onde R é denominado estatismo permanente ou *speed droop*.

- Estágios de pressão (Figura 6.12)

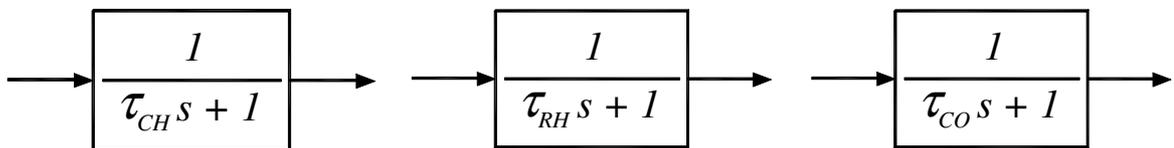


Figura 6.12 – Diagramas de bloco dos estágios de pressão da turbina a vapor.

τ_{CH} = Constante de tempo da câmara de vapor (*steam chest*) (s);

τ_{RH} = Constante de tempo do reaquecedor (s);

τ_{CO} = Constante de tempo do *crossover piping* (s).

- Fatores de participação (Figura 6.13)

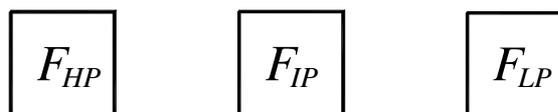


Figura 6.13 – Fatores de participação dos estágios de pressão.

F_{HP} = Fator de participação do estágio de alta pressão (pu);

F_{IP} = Fator de participação do estágio de pressão intermediária (pu);

F_{LP} = Fator de participação do estágio de baixa pressão (pu).

A Tabela 6.1 apresenta os dados típicos que servem como base para a definição dos valores corretos.

Tabela 6.1 – Dados dos Modelos Dinâmicos.

| Dados | | Sugeridos | Fornecidos |
|--|---------------------|-----------|------------|
| Definição | Representação | | |
| Ganho do regulador de velocidade da turbina a gás | K_D (gás) | 20 | |
| Constante de tempo do regulador de velocidade da turbina a gás | Y_{gas} (s) | 1,0 | |
| Ganho do controle de aceleração | K_a | 100 | |
| Referência da taxa de variação do controle de aceleração | α_0 (pu) | 0,01 | |
| Temperatura de exaustão | $T_{exaustão}$ (°C) | 522 | |
| Temperatura ambiente | $T_{ambiente}$ (°C) | 15 | |
| Ganho do controle de temperatura | K_T (pu) | 3,3 | |
| Constante de tempo do controle de temperatura | τ_T (s) | 250 | |
| Constantes de tempo do protetor contra radiação | τ_1 (s) | 12 | |
| | τ_2 (s) | 15 | |
| Constante de tempo do termopar | τ_3 (s) | 2,5 | |
| Abertura máxima do VIGV | $VIGV_{máx}$ (°) | 84 | |
| Abertura mínima do VIGV | $VIGV_{mín}$ (°) | 57 | |
| Ganho do controlador do VIGV | K_{IGV} (pu) | 0,2 | |
| Constantes de tempo do controlador do VIGV | τ_{IGV} (s) | 3,0 | |
| | τ_4 (s) | 4,0 | |
| | τ_5 (s) | 4,0 | |
| Bias do VIGV | Bias | 150 | |
| Influência da demanda de combustível da turbina a gás | K_c (pu) | 0,77 | |

| Dados | | Sugeridos | Fornecidos |
|--|-----------------|---------------------------|------------|
| Definição | Representação | | |
| Constante relativa ao consumo próprio da turbina a gás | K_{ct} (pu) | 0,23 | |
| Fator associado ao tipo de combustível | K_f (pu) | 1 (líquido) 0 (gasoso) | |
| Valores associados ao posicionador da válvula de admissão de combustível | a, b, c | — | |
| Constante de tempo do sistema de combustível | τ_f (s) | 0,4 | |
| Constantes de tempo para turbinas aeroderivativas tradicionais | τ_{G1} (s) | 0,8 | |
| | τ_{G2} (s) | 2,0 | |
| | τ_{G3} (s) | 3,3 | |
| Constantes de tempo para turbinas aeroderivativas avançadas | τ_{G4} (s) | 2,0 | |
| | τ_{G5} (s) | 2,0 | |
| | τ_{G6} (s) | 3,3 | |
| Constante de tempo de transferência de calor da <i>HRS</i> G | T_M (s) | 5 | |
| Constante de tempo de armazenamento de vapor da <i>HRS</i> G | T_B (s) | 20 | |
| Ganho do regulador de velocidade da turbina a vapor | K_D (vapor) | 20 | |
| Constante de tempo do regulador de velocidade da turbina a vapor | Y (vapor) (s) | 1,0 | |
| Constante de tempo da câmara de vapor | τ_{CH} (s) | 0,25 | |
| Constante de tempo do reaquecedor | τ_{RH} (s) | 7,50 | |
| Constante de tempo do <i>crossover piping</i> | τ_{CO} (s) | 0,40 | |
| Fatores de participação dos estágios de pressão da turbina a vapor (alta, intermediária e baixa) | F_{HP} (pu) | 0,3 | |
| | F_{IP} (pu) | 0,4 | |
| | F_{LP} (pu) | 0,3 | |

6.3. Questionários Padronizados

A seguir são apresentados questionários que têm como objetivo sugerir quais são os dados que devem ser obtidos dos agentes de geração que possuem unidades operando em ciclo combinado gás-vapor. As respostas destes questionários subsidiam o desenvolvimento dos modelos matemáticos necessários para os possíveis estudos de transitórios eletromecânicos do correspondente sistema elétrico de potência.

Questões Específicas da Operação em Ciclo Combinado

- Quantas turbinas a gás compõem cada ciclo combinado?
- Quantas caldeiras de recuperação compõem o ciclo combinado?
- Como estas caldeiras estão relacionadas com as turbinas a gás?
- Quantas turbinas a vapor compõem cada ciclo combinado?
- De que tipo é o ciclo combinado? (*Single-shaft* ou de múltiplos eixos).
- Como são conectados as turbinas a gás, as caldeiras de recuperação, as turbinas a vapor e os geradores? (Configuração da planta, fornecer diagramas esquemáticos).

Estas informações são necessárias para a devida caracterização da configuração da planta.

Questões Referentes às Turbinas a Gás

- Qual é o tipo de turbina a gás (*heavy-duty* ou aeroderivativa)? Se aeroderivativa informar o número de *spools* bem como a presença ou não de turbina livre. Também informar se a configuração é em múltiplos eixos ou em eixo único.

De acordo com o tipo de turbina a gás, podem ser considerados modelos matemáticos específicos.

- Qual é o tipo de combustível utilizado (líquido ou gasoso)?

O valor da constante do realimentador (K_f) do sistema de combustível depende do tipo de combustível considerado.

- Quais as potências mínima e máxima que podem ser despachadas pelas turbinas a gás na operação em ciclo aberto?

É comum que o equipamento apresente limitações em relação às gerações mínima (eficiência) e máxima (estresse do equipamento). Assim essas limitações devem ser informadas.

- Quais as potências mínima e máxima que podem ser despachadas pelas turbinas a gás na operação em ciclo combinado?

Mesmas razões citadas anteriormente.

- Quais são as frequências mínima e máxima admitidas para as turbinas a gás na operação em ciclo combinado?

Em virtude de variações de frequência o sistema de proteção pode retirar a máquina de operação. Tais restrições permitem definir as faixas de operação do equipamento.

- Se existem duas ou mais turbinas a gás no ciclo combinado, é possível a operação deste ciclo mesmo com a saída, súbita ou programada, de uma turbina a gás?

Pode ocorrer a operação da planta com a saída súbita de uma unidade a gás e isso tem grande influência principalmente na operação da caldeira de recuperação e da turbina a vapor.

- Equações necessárias ao desenvolvimento do modelo dinâmico relativa à obtenção de torque, temperatura de exaustão, dados relativos à posição inicial do *VIGV* em função da potência despachada (vide capítulo 4).

Embora haja equações básicas, cada equipamento apresenta características próprias que devem ser informadas. Tais informações podem ser obtidas normalmente do fabricante.

- Há limitações no modelo tais como limitação de taxa de variação de potência, temperatura máxima de exaustão e valores mínimo e máximo da abertura do *VIGV*?
Quais são os correspondentes valores?

As limitações impostas às variáveis devem ser obtidas com o intuito de desenvolver, de forma adequada, os modelos matemáticos representativos. (Um exemplo de limitação de taxa de variação de potência é verificado na UTE TermoRio).

- Existe sistema de proteção para o caso de saída de máquinas (tanto a gás como a vapor)?

Pode ser que a saída de uma unidade tenha grande interferência nas remanescentes do ciclo combinado. Assim, é importante saber como a planta se comportará na ocorrência de rejeição de máquinas.

- Quais as constantes de tempo de inércia associadas às turbinas a gás (total do eixo, exceto gerador e sistema de excitação).

Esses dados são fundamentais para os estudos de estabilidade angular.

- Fornecer diagramas de blocos bem como mencionar os modelos dos elementos componentes, destacando os reguladores de velocidade, o controle de temperatura, o controle de aceleração e o controle *VIGV*, todos com os respectivos dados (vide Tabela 6.1).

Essas informações são relevantes para uma modelagem que represente adequadamente os elementos componentes do equipamento.

Questões Referentes às Caldeiras de Recuperação – HRSG

- Quantos estágios de pressão têm as caldeiras de recuperação? (Diagramas esquemáticos e constantes de tempo).
- Existe *bypass* de gás nas caldeiras de recuperação? Quais são as suas características?
Especificar:

- Tempo de fechamento para a caldeira
- Tempo de abertura para a caldeira

A presença ou não de *bypass* de gás permite a operação da turbina a gás em ciclo aberto. Os respectivos tempos de fechamento e abertura são importantes quando da partida e parada de unidades.

- Quais são os tempos referentes à produção de vapor nas HRSG, englobando as constantes de tempo referentes à transferência de calor (T_M) e ao acúmulo de vapor (T_B)?

Estas constantes são importantes porque determinam a resposta da unidade a vapor (rápida ou lenta) e são características específicas de cada modelo de HRSG.

- Quais são os dispositivos de controle existentes nas caldeiras de recuperação (Diagramas, modelos matemáticos e dados dos parâmetros)?

Como na turbina a gás, é importante saber quais dispositivos têm influência no comportamento dinâmico da unidade.

- Existe queimador suplementar (queimador de pós-combustão)? Se sim, quais são as suas características? (Diagramas, modelos matemáticos com ganhos e constantes de tempo).

A existência de queima suplementar entra no modelo como uma parcela adicional, portanto, deve ser informada a contribuição na potência total de saída da unidade.

- Quais são os limites operativos das caldeiras de recuperação? (Valores mínimos e máximos).
- Existem outras restrições operacionais referentes às caldeiras de recuperação?
- Qual a ordem do modelo matemático das caldeiras de recuperação?

Como apresentado no capítulo 4, há variações da ordem do modelo representativo da caldeira de recuperação.

Questões Referentes às Turbinas a Vapor

- Quantos estágios de pressão tem a turbina a vapor? (Diagramas esquemáticos, modelos matemáticos associados, valores das constantes de tempo e dos fatores de participação).

Todos esses dados são fundamentais e têm influência significativa na resposta dinâmica da unidade.

- Quais são as limitações dos diversos estágios de pressão das turbinas a vapor?

- Existe *bypass* de vapor? Quais são suas características?

A presença ou não de *bypass* de vapor permite a operação da turbina a gás em ciclo aberto conjuntamente com as caldeiras de recuperação.

- Quais são as características operacionais dos controles de pressão de vapor e de abertura da válvula de admissão de vapor? (Diagramas e modelos matemáticos).

Tais informações são importantes para a caracterização do comportamento dinâmico das turbinas a vapor.

- Quais são as restrições (limitações) operacionais dos controles de pressão e de abertura da válvula de admissão de vapor?

- A turbina a vapor dispõe de regulador de velocidade? Quais são as suas características? Qual é a interação do mesmo com o controle de velocidade das turbinas a gás? Quais são as limitações destes reguladores? (Diagramas, modelos matemáticos e parâmetros).

Conforme citado no capítulo 3, a unidade a vapor pode ter diferentes tipos de regulação que devem ser informados, bem como as características de operação, como por exemplo “turbina segue”.

- Existe *fast valving* (*intercept valve*) na turbina a vapor? Se sim, quais são as suas características básicas? (Diagramas, modelos matemáticos e parâmetros).

A representação deste componente é importante, pois o mesmo tem um papel fundamental no comportamento da máquina, e na estabilidade angular transitória do sistema.

- Qual é a potência nominal da turbina a vapor?

- A turbina a vapor admite sobrecarga? Se sim, de que valor? Por quanto tempo?

- Qual a constante de tempo de inércia associada à turbina a vapor (total do eixo, exceto gerador e sistema de excitação).

Esse dado é fundamental para os estudos de estabilidade angular.

- Quais são as constantes de tempo de inércia associadas aos diversos estágios de pressão da turbina a vapor?

Esses dados são importantes para estudos como o de esforços torcionais do eixo.

- Quais são os coeficientes de acoplamento existentes entre as massas girantes da turbina a vapor?

Esses dados são importantes para estudos como o de esforços torcionais do eixo.

- Quais são os coeficientes de amortecimento das massas girantes da turbina a vapor?

Idem ao citado anteriormente.

- As turbinas a vapor podem operar com a saída súbita de uma turbina a gás?

Por restrições operacionais é possível que a unidade a vapor, quando alimentada por mais de uma turbina a gás, na ocorrência de perda de uma destas unidades, não possa operar apenas com alimentação das unidades a gás remanescentes.

Como forma de facilitar a obtenção de informações, devido às diversas combinações para os tipos de configurações, as Tabelas 6.2 e 6.3 e organogramas apresentados nas Figuras 6.14 e 6.15 servem como roteiro para viabilizar os estudos quando da operação de plantas em ciclo combinado.

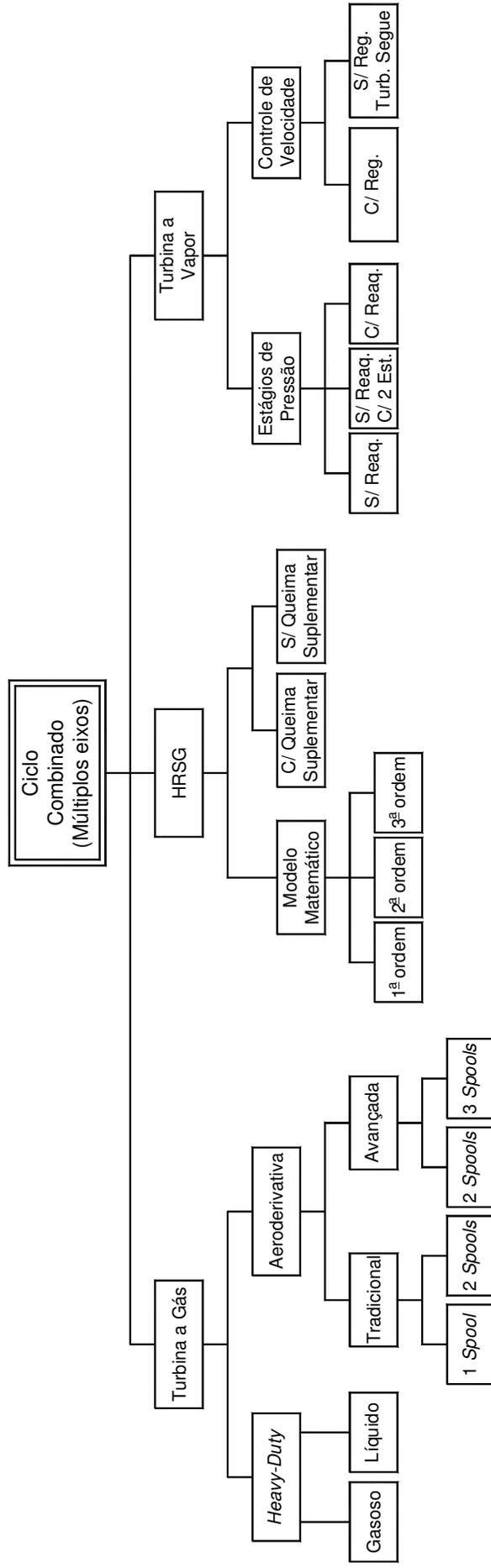


Figura 6.14 – Organograma da operação em ciclo combinado para múltiplos eixos.

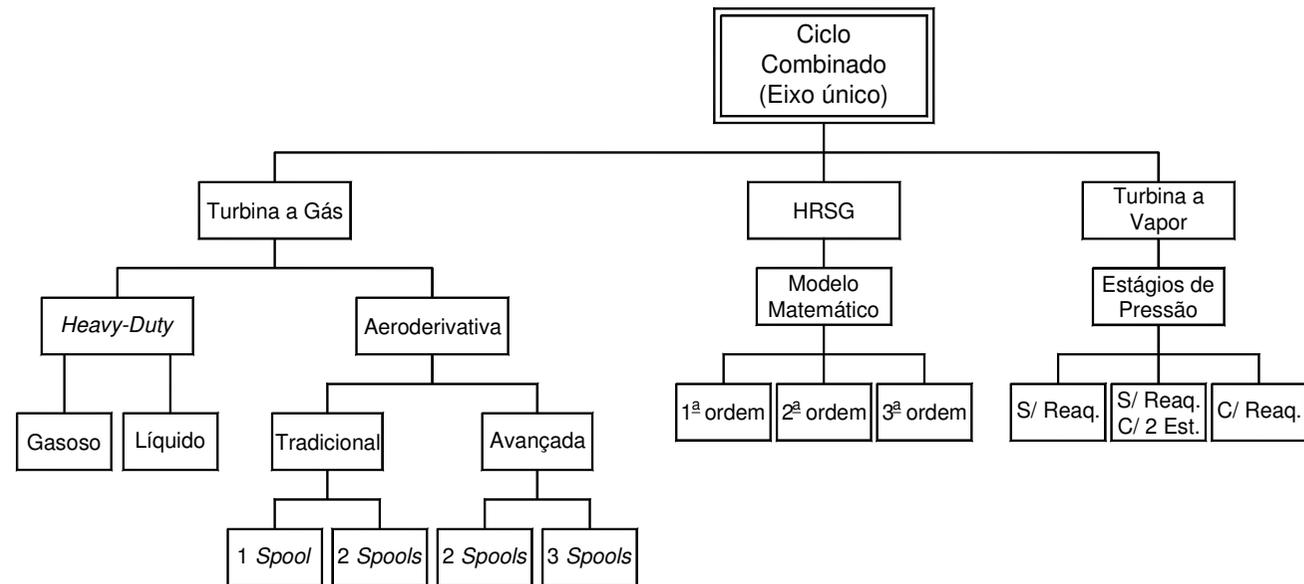


Figura 6.15 – Organograma da operação em ciclo combinado para eixo único.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES

Este trabalho apresenta uma caracterização de unidades operando em ciclo combinado gás-vapor, com o levantamento das principais configurações, descrevendo de maneira geral os principais elementos componentes que têm influência no comportamento dinâmico da planta. São desenvolvidos modelos matemáticos baseados nos modelos propostos por IEEE [1973], Rowen [1983], Rowen [1992], Hannett [1994], IEEE [1994], Bagnasco [1998], Zhang [2000], Undrill [2001] e Kakimoto [2003].

Dentre os componentes representados na turbina a gás destacam-se o consumo próprio da turbina para manter o compressor, o sistema de combustível (que pode ser para combustíveis líquido ou gasoso), o posicionador de válvula, o combustor, o gerador de gás (no caso de turbinas aeroderivativas).

Dentre os controles, citam-se: o regulador de velocidade (controle principal), o controle de temperatura e o controle de aceleração (esses dois últimos controles têm ação limitadora, como forma de proteger a integridade da turbina a gás).

Outras funções importantes encontradas no modelo das turbinas a gás são: o seletor de valor mínimo (função de selecionar o menor sinal dentre os três controles com o objetivo de minimizar o consumo de combustível), o bloco limitador (atuar como backup do controle de temperatura e também garantir a combustão ativa) além das equações que determinam a temperatura dos gases de exaustão, de conjugado mecânico e também da quantidade dos gases de exaustão.

Um outro controle nas turbinas a gás de fundamental importância para operação em ciclo combinado diz respeito ao *VIGV* que tem como função tentar manter constante a relação ar / combustível na câmara de combustão, salvaguardando a eficiência da turbina a gás nas mais diversas condições operativas.

A representação das caldeiras de recuperação se resume, normalmente, em considerar duas constantes de tempo associadas à transferência de calor entre os gases de exaustão e o vapor, e ao acúmulo de vapor, além do fator de participação de cada caldeira. Há a possibilidade de considerar uma parcela relativa à existência de queima suplementar no modelo.

A turbina a vapor possui uma menor quantidade de elementos representados, sendo os principais: câmara de vapor, reaquecedor, *crossover piping*, fatores de participação de cada estágio de pressão e limitadores. Ainda, pode-se ter a representação de inserção de regulador de velocidade, mas normalmente este controle não é considerado, pois têm influência pequena no comportamento dinâmico devido às altas constantes de tempo das caldeiras de recuperação. Geralmente a turbina a vapor segue as mudanças ocorridas na turbina a gás por motivos de eficiência.

Com o agrupamento dos componentes representados e a correta modelagem matemática destes, pode-se analisar o comportamento de uma planta operando em ciclo combinando. Nessa análise, as grandezas mais importantes avaliadas são: a potência mecânica das turbinas, a velocidade de eixo das turbinas, a temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás, a posição do *VIGV*, o fluxo de exaustão, os três sinais de controle da turbina a gás e a produção de vapor na caldeira de recuperação.

Neste trabalho também são contempladas análises do comportamento dinâmico para a configuração em eixo único, pois este tipo se diferencia das configurações tradicionais (múltiplos eixos) por a turbina a gás e a turbina a vapor estarem no mesmo eixo. Embora não muito comum no Brasil, esta configuração vem se destacando na Europa.

Em relação às respostas das turbinas a gás e a vapor, verifica-se que a resposta das turbinas a gás é muito mais rápida quando comparada à das turbinas a vapor. A resposta das turbinas a vapor apresenta esta característica de resposta lenta devido às altas constantes de tempo existentes nas caldeiras de recuperação. Assim, para o tempo de análise considerado, as unidades a gás apresentam maior influência no comportamento do sistema.

Por problemas de eficiência, as turbinas a gás são projetadas para trabalhar com potência muito próxima do valor nominal. No entanto, quando ocorrem variações no sistema, como, por exemplo, aumento de carga, o controle de temperatura passa a ser preponderante sobre o

controle de velocidade fazendo com que a turbina tenha sua potência reduzida como forma de salvar o equipamento. Desta forma, recomenda-se operar a turbina a gás com uma folga da ordem de 5% para que em situações de queda de frequência a mesma possa responder de forma satisfatória.

Uma outra análise realizada consistiu em avaliar o comportamento de unidades quando há a existência de limitações impostas no modelo dinâmico. Como exemplo utilizou-se a limitação existente na UTE TermoRio. Neste caso existe uma limitação por taxa de potência, que foi avaliada para a condição de uma grande perturbação no sistema (SIN). Dos resultados verifica-se que esta limitação tem influência significativa no comportamento da UTE, podendo levá-la a uma situação onde a proteção pode atuar retirando a máquina de operação.

Finalizando, os resultados mostram que o comportamento dos diversos tipos de configurações é semelhante, mesmo quando considerada a configuração em eixo único.

7.1. Trabalhos Futuros

Como trabalhos futuros propõe-se um maior aprofundamento nos modelos relativos a configurações em eixo único utilizando-se os dois tipos de turbinas a gás (*heavy-duty* e *aeroderivativa*).

Seria interessante um estudo relativo à influência de ressonância sub-síncrona com a penetração de plantas térmicas operando em ciclo combinado num sistema como o SIN.

E um outro trabalho poderia ser feito com a utilização de estimação de estado para conseguir dados de modelos matemáticos, já que vem se observando uma certa dificuldade na obtenção de dados de fabricantes para elaboração de modelos de plantas desse tipo.

CAPÍTULO 8

BIBLIOGRAFIA

Os estudos referentes às unidades geradoras que operam em ciclo combinado são baseados nas seguintes referências bibliográficas:

Akiba, M., and E. A. Thani, 1996. “Thermodynamic Analysis of New Combination of Supercharged Boiler Cycle and Heat Recovery Cycle for Power Generation” Asme, (April), Vol 118.

Bagnasco, A., 1997. "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.

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.

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.

Fortunato, B., and S. M. Camporeale, 1998. “Performance of Mixed Gas-Steam Cycle Power Plant Obtained Upgrading an Aeroderivatives Gas turbine”. Elsevier Science.

Gomes, L.V., C. Ferreira, P. P. C. Mendes & outros, 2003. “Análise do Comportamento Dinâmico das Centrais Térmicas Inseridas no Sistema Elétrico Brasileiro”. XVII SNPTEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica.

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, 1995. “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.

Horlock, J. H., 1997. “Aero-Engine Derivative Gas Turbines for Power Generation: Thermodynamic and Economic Perspectives” Asme, (January), Vol 119, 119-123.

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.

IEEE – Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies, 1994. “Dynamic models for combined cycle plants in power system studies.” IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 9, No. 3, August, pp. 1698-1708.

Lee, B. E., S. B. Kwon and C. S. Lee, 2002. “On the Effect of Swirl Flow of Gas Turbine in an Inlet Duct of Heat Recovery Steam Generator” Asme, (July), Vol 124

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.

Mendes, P. P. C., A. F. A. Dutra & 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.

Passaro, M. C., C. Ferreira, P. P. C. Mendes e L. V. Gomes, 2003. “Turbinas a Gás Aeroderivativas - Análise Dinâmica e Comparação com a Configuração Single Shaft.” Décimo Encuentro Regional Latino Americano de La CIGRÉ, Puerto Iguazú – Argentina.

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.

Seyedan, B., P. L. Dhar, R. R. Gaur and G. S. Bindra, 1996. “Optimization of Waste Heat Recovery Boiler of a Combined Cycle Power Plant” Asme, (July), Vol 118.

Valdés, M., and J. L. Rapún, 2000. “Optimization of Heat Recovery Steam Generators for Combined Cycle Gas Turbine Power Plants”. Elsevier Science, (November).

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.

A. ANEXO

SIMBOLOGIA POR ORDEM ALFABÉTICA

A seguir é apresentada a simbologia em ordem alfabética.

| Símbolo | Definição |
|----------------|--|
| $A(s)$ | = Quantidade de vapor (pu); |
| a, b, c | = Valores associados à função de transferência do posicionador da válvula de admissão de combustível (pu); |
| C_K | = Conjugado eletromecânico; |
| $E_g(s)$ | = Fluxo de gás (pu); |
| F | = Fator de participação (pu); |
| f_3 | = Função não-linear relativa à posição das pás do <i>VIGV</i> (pu); |
| G | = Número de turbinas a gás; |
| H | = Número de caldeiras de recuperação; |
| HPC | = Estágio de alta pressão do compressor; |
| HPT | = Estágio de alta pressão da turbina; |
| $HRSG$ | = <i>Heat recovery steam generator</i> ; |
| $IGV(s)$ | = Sinal do <i>VIGV</i> (pu); |
| $IGV_{máx}$ | = Abertura máxima do <i>VIGV</i> (pu); |
| IGV_{min} | = Abertura mínima do <i>VIGV</i> (pu); |
| IGV_r | = Posição inicial do <i>VIGV</i> (pu); |
| $IGV_1(s)$ | = Sinal de entrada do controle do <i>VIGV</i> (pu); |
| $IGV_2(s)$ | = Sinal de saída do controle do <i>VIGV</i> (pu); |
| $IGV_3(s)$ | = Sinal de saída do limitador do <i>VIGV</i> (pu); |
| K_a | = Ganho do controle de aceleração; |

| Símbolo | Definição |
|----------------|--|
| K_c | = Constante que representa a influência da demanda de combustível na turbina (pu); |
| K_{ct} | = Constante que representa o consumo próprio da turbina (pu); |
| 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); |
| LPC | = Estágio de baixa pressão do compressor; |
| LPT | = 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); |
| $P_m(s)$ | = Potência mecânica da máquina (pu); |
| $P_S(s)$ | = Sinal de potência mecânica (pu); |
| PT | = Estágio de baixa pressão da turbina (turbina de potência); |
| Q | = Calor fornecido ou rejeitado ao ciclo; |
| $Q_S(s)$ | = Parcela relativa à queima suplementar (pu); |
| $S_a(s)$ | = Sinal de entrada do controle de aceleração (pu); |
| 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); |
| TIT | = <i>Turbine inlet temperature</i> ; |
| T_M | = Constante de tempo referente à transferência de calor (s); |
| T_R | = Temperatura de referência (°C); |
| T_X | = Temperatura de exaustão (°C); |
| T_{1m} | = Temperatura média de fornecimento de calor ao ciclo; |
| T_{2m} | = Temperatura média de rejeição de calor ao ciclo; |
| V | = Número de turbinas a vapor; |
| V_{CE} | = Sinal de demanda de combustível (pu); |
| $VIGV$ | = <i>Variable inlet guide vane</i> ; |

| Símbolo | Definição |
|---------------------|--|
| $W_f(s)$ | = 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); |
| $W_{ft}(s)$ | = Variação 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_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); |
| α_0 | = Valor de referência da taxa de variação da variável de entrada (pu); |
| $\beta(s)$ | = Sinal de saída do controle de aceleração (pu); |
| δ | = Deslocamento angular do rotor; |
| $\Delta\theta$ | = Variação da temperatura (°C); |
| $\Delta\theta(s)$ | = Variação da temperatura do termopar (°C); |
| $\Delta\theta_C(s)$ | = Variação de temperatura do sinal controlado (°C); |
| Δs | = Variação de entropia; |
| ε_{CR} | = Tempo de atraso devido ao combustor (s); |
| ε_{TD} | = Tempo de atraso devido ao sistema de exaustão do combustível (s); |
| η_t | = Eficiência térmica; |
| $\theta_A(s)$ | = Temperatura ambiente (°C); |
| $\theta_C(s)$ | = Sinal do controle de temperatura (pu); |
| $\theta_M(s)$ | = Temperatura medida (°C); |
| θ_p | = Temperatura medida pelo termopar (°C); |
| $\theta_P(s)$ | = Temperatura medida pelo termopar (°C); |
| $\theta_R(s)$ | = Temperatura de referência (°C); |

| Símbolo | Definição |
|------------------|---|
| θ_{RA} | = Temperatura de referência ajustada (°C); |
| $\theta_S(s)$ | = Temperatura medida pelo protetor de radiação (°C); |
| $\theta_X(s)$ | = Temperatura de exaustão da turbina (°C); |
| τ_{CD} | = Constante de tempo do compressor (s); |
| τ_{CH} | = Constante de tempo da câmara de vapor (<i>steam chest</i>) (s); |
| τ_{CO} | = Constante de tempo do <i>crossover piping</i> (s); |
| τ_f | = Constante de tempo do sistema de combustível (s); |
| τ_{IGV} | = Constante de tempo do sistema posicionador do <i>VIGV</i> (s); |
| τ_{RH} | = Constante de tempo do reaquecedor (s); |
| τ_S | = Constante de tempo associada aos elementos acoplados ao eixo (s); |
| τ_T | = Razão de integração do controle de temperatura (s); |
| τ_1, τ_2 | = Constantes de tempo do protetor de radiação (s). |
| τ_3 | = Constante de tempo do termopar (s); |
| τ_4 | = Constante de tempo do controle do <i>VIGV</i> (s); |
| τ_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); |

B. ANEXO

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 B.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.

Nas Tabelas B.1 a B.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 as Tabelas B.10 e B.11 referem-se a dados das máquinas síncronas utilizados em programas de análise de redes em regime transitório.

Tabela B.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 B.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 | - | - |
| 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 B.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% |

| Barramento | Tensão (kV) | | X (%) base do transformador | S (MVA) por unidade | Número de Unidades | Tap | | |
|------------|-------------|----------|-----------------------------|---------------------|--------------------|------|-------|------------|
| | Enrol. 1 | Enrol. 2 | | | | Tipo | Local | Passo |
| 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 B.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 B.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 B.6 – Dados das Cargas.

| Barramento | Tensão Nominal (kV) | Limite de reativos (MVar) | | Tipo (%) | | |
|------------|---------------------|---------------------------|----------------|----------|-------|-------|
| | | Ativa (MW) | Reativa (MVar) | 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 |

| Barramento | Tensão Nominal (kV) | Limite de reativos (MVar) | | Tipo (%) | | |
|---------------|---------------------|---------------------------|----------------|----------|-------|-------|
| | | Ativa (MW) | Reativa (MVar) | P cte | Z cte | I cte |
| 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 |
| Totais | | 1200 | 370 | | | |

Tabela B.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 B.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 B.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 B.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 B.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 |

As Tabelas B.12 e B.13 referem-se aos dados de reguladores de tensão e velocidade utilizados em programas de análise de transitórios eletromecânicos.

Tabela B.12 – Dados dos Reguladores de Tensão.

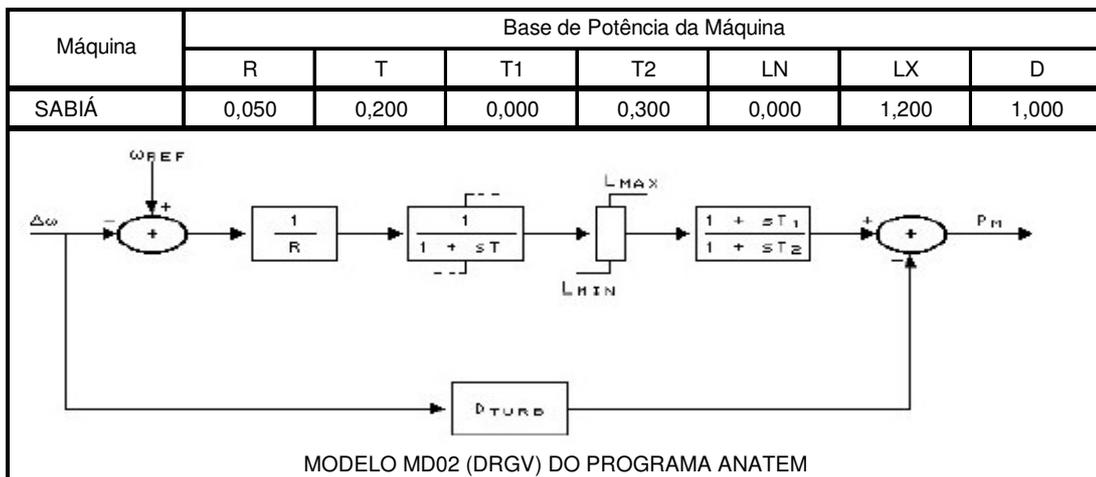
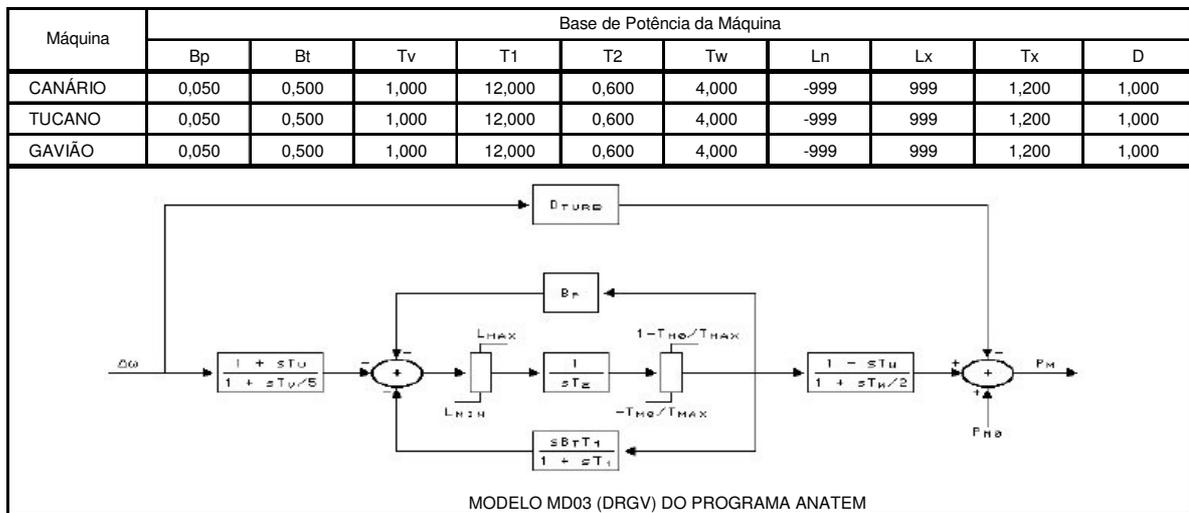
| Máquina | Base de Potência da Máquina | | | | | | | | | |
|---------|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|
| | K | Ke | Kf | T | Te | Tf | Lm1 | Lx1 | Ln2 | Lx2 |
| SABIÁ | 187 | 1,000 | 0,058 | 0,890 | 1,150 | 0,620 | -1,700 | 1,700 | 0,000 | 3,550 |

MODELO MD21 (DRGT) DO PROGRAMA ANATEM

| Máquina | Base de Potência da Máquina | | | | | | | | | |
|---------|-----------------------------|-------|------|------|------|-------|------|------|-----|--|
| | K | Ka | Kg | T | Ta | Ln1 | Lx1 | Ln2 | Lx2 | |
| CANÁRIO | 0,010 | 15,00 | 1,00 | 1,06 | 0,02 | -6,73 | 6,73 | -999 | 999 | |
| TUCANO | 0,010 | 15,00 | 1,00 | 1,06 | 0,02 | -6,73 | 6,73 | -999 | 999 | |
| GAVIÃO | 0,010 | 15,00 | 1,00 | 1,06 | 0,02 | -6,73 | 6,73 | -999 | 999 | |

MODELO MD09 (DRGT) DO PROGRAMA ANATEM

Tabela B.13 – Dados dos Reguladores de Velocidade.



Dados Referentes ao Ciclo Combinado

O ciclo combinado inserido no *Sistema Brazilian Birds* está representado por duas plantas sendo cada uma composta por duas turbinas a gás e uma turbina térmica a vapor com cada turbina acionando o seu próprio gerador elétrico.

Foram feitas simulações considerando o ciclo combinado inserido no barramento de Gavião e também no barramento de Urubu.

As Tabelas B.14 e B.15 apresentam os dados da planta em ciclo combinado.

Tabela B.14 – Dados das Unidades do Ciclo Combinado.

| Unidade | Tensão Nominal (kV) | Potência Nominal (MVA) | MW | Limite/máq. de reativos (MVar) | |
|---------|-----------------------|--------------------------|-------|----------------------------------|--------|
| | | | | Máximo | Mínimo |
| TG01 | 13,8 | 168,0 | 94,5 | 117 | -64 |
| TG02 | 13,8 | 168,0 | 94,5 | 117 | -64 |
| TV01 | 14,4 | 135,0 | 108,8 | 80 | -20 |
| TG11 | 13,8 | 168,0 | 94,5 | 117 | -64 |
| TG12 | 13,8 | 168,0 | 94,5 | 117 | -64 |
| TV11 | 14,4 | 135,0 | 108,8 | 80 | -20 |

Tabela B.15 – Dados dos Transformadores Elevadores.

| Barramento | Tensão (kV) | | X (%) base do transformador | S (MVA) por unidade |
|------------|-------------|----------|-----------------------------|---------------------|
| | Enrol. 1 | Enrol. 2 | | |
| TG01 | 13,8 | 230 | 14,132 | 150 |
| TG02 | 13,8 | 230 | 14,132 | 150 |
| TV01 | 14,4 | 230 | 14,132 | 150 |
| TG11 | 13,8 | 230 | 14,132 | 150 |
| TG12 | 13,8 | 230 | 14,132 | 150 |
| TV11 | 14,4 | 230 | 14,132 | 150 |

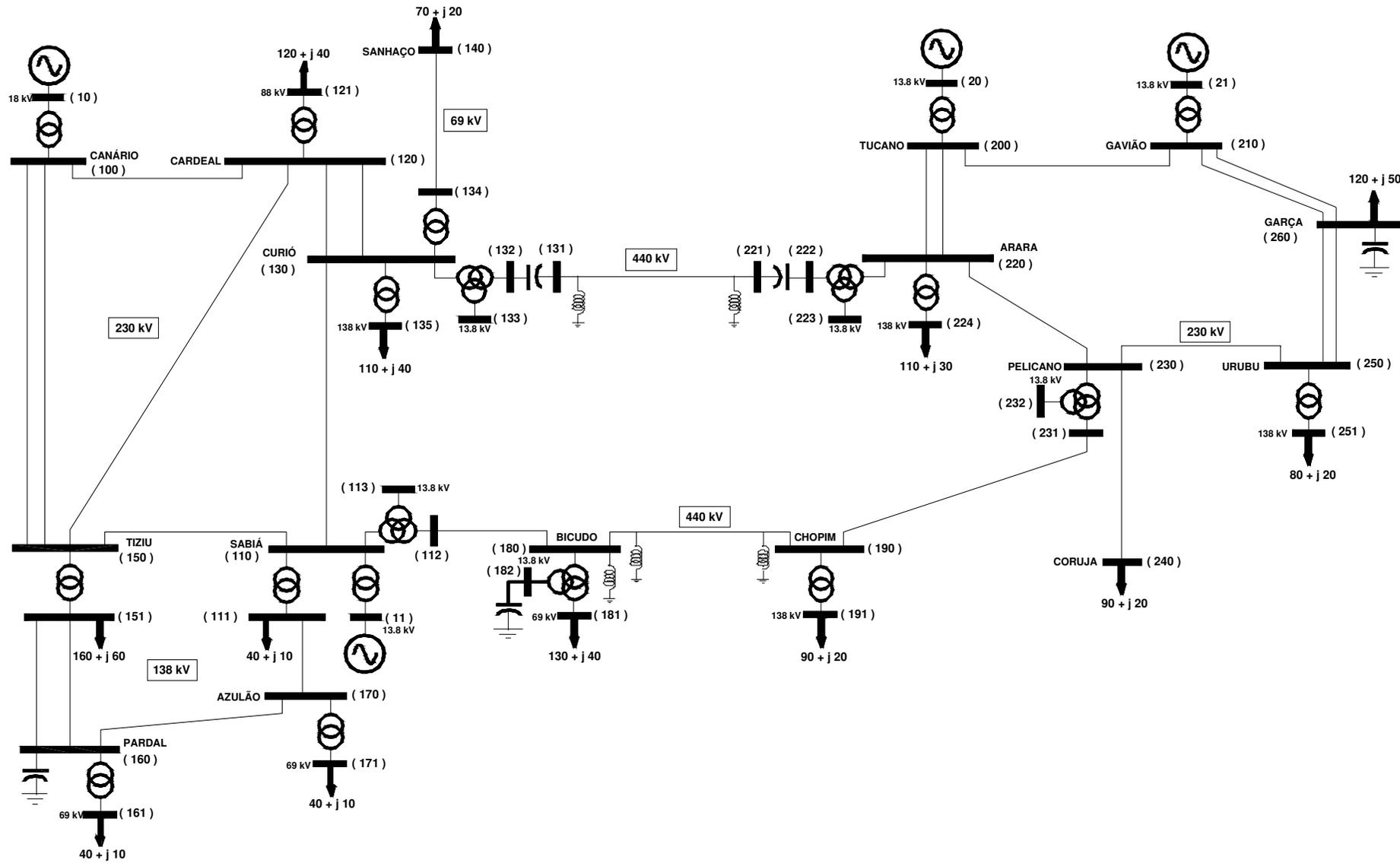


Figura B.1 – Diagrama Unifilar do *Sistema Brazilian Birds*.