

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

**DESENVOLVIMENTO DE MODELOS MATEMÁTICOS PARA A
CONFIGURAÇÃO DE GERAÇÃO EM CICLO COMBINADO GÁS-VAPOR
DO TIPO *SINGLE-SHAFT***

JULIANA RODRIGUES PEREIRA DA SILVA

ITAJUBÁ, ABRIL DE 2009

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

JULIANA RODRIGUES PEREIRA DA SILVA

**DESENVOLVIMENTO DE MODELOS MATEMÁTICOS PARA A
CONFIGURAÇÃO DE GERAÇÃO EM CICLO COMBINADO GÁS-VAPOR
DO TIPO *SINGLE-SHAFT***

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

Área de concentração: Sistemas de Potência

Orientador:

Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

ABRIL DE 2009

ITAJUBÁ - MG

“Uma pessoa é capaz de conseguir qualquer coisa se o seu entusiasmo não tiver limites.” (Charles Schwab)

AGRADECIMENTOS

A Deus pela saúde, pela paz e pelas oportunidades que me concedeu ao longo da vida.

À minha família, Celso, Júnia, Alexandra, Bruno e Ierko, pelo amor, apoio e dedicação.

Aos orientadores e amigos Prof. Pedro Paulo de Carvalho Mendes e Prof. Cláudio Ferreira, pelos ensinamentos, pela confiança e pela oportunidade de realização deste trabalho.

Ao Prof. Antonio Eduardo Hermeto pela confiança e apoio ao longo do caminho.

Aos professores e colegas do mestrado pelo conhecimento adquirido e pela amizade.

Aos professores e colegas do GESis pelos ensinamentos e pela convivência durante o tempo em que participei do grupo.

À CAPES pelo apoio financeiro.

RESUMO

O Brasil recentemente 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 em 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 no próprio comportamento dos sistemas elétricos de potência.

Mais recentemente estão sendo instaladas, ao redor do mundo, as configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft*, nas quais a turbina a gás e a turbina a vapor estão conectadas em um mesmo eixo, acionando um único gerador.

O grande problema relacionado a estas novas centrais termelétricas reside no fato de que a literatura técnica internacional é escassa e não aborda com detalhes suficientes a sua modelagem matemática, de tal forma a permitir estudos adequados quanto ao comportamento dinâmico de sistemas elétricos.

O presente trabalho apresenta as principais características e configurações das turbinas a gás aeroderivativas e *heavy-duty*, em ciclo combinado gás-vapor com configuração *single-shaft*, descrevendo os modelos matemáticos propostos para análise de estabilidade dinâmica de sistemas elétricos. Estes modelos são incorporados em sistemas elétricos de potência, onde, através de simulações, são destacadas as principais influências dos componentes do ciclo no comportamento dinâmico do sistema. Para as simulações utilizam-se o software *Matlab* e a *toolbox Simulink* e os programas Anarede e Anatem desenvolvidos pelo CEPEL.

ABSTRACT

Recently 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 steam turbines, gas turbines and in combined cycle power plants.

With the advent of a new technology for thermal plants operating in combined cycle, issued the necessity of developing a coherent modeling of this process, whose control points must be defined to determine their influence in the dynamic performance of the generation plant and consequently in the behavior of the electrical power systems.

Nowadays it's being installed around the world the single-shaft combined cycle plant, in which the gas turbine and steam turbine are connected in the same shaft, driving a single generator.

A big problem related to these new thermoelectric power plants is the fact that the international technical literature is sparse and it does not address sufficiently detailed the mathematical modeling to allow appropriate studies on the dynamic behavior of electrical systems.

The present work presents the main characteristics and configurations of the aero-derivatives and heavy-duty gas turbines in single-shaft combined cycle plant, describing the mathematical models considered for analysis of dynamic stability of electrical systems. These models are incorporated in electrical power systems, where, through simulations, the main influences of the components of the cycle in the dynamic behavior of the system are highlighted. For the simulations are used the software Matlab and the toolbox Simulink and the programs Anarede and Anatem developed by CEPEL.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	I
RESUMO	II
ABSTRACT	III
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABELAS	XV
SIMBOLOGIA	XVI
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2	4
ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	4
CAPÍTULO 3	6
ESTADO DA ARTE	6
3.1. Introdução	6
3.2. Artigos Técnicos	7
CAPÍTULO 4	26
TURBINAS A GÁS	26
4.1. Introdução	26
4.2. Classificação das Turbinas a Gás	31
4.3. Componentes das Centrais Termelétricas a Gás	32
4.4. Configurações das Turbinas a Gás	45
4.4.1. Tipos de Controle das Turbinas a Gás.....	50
4.5. Modelos dos Elementos Componentes das Turbinas a Gás	52
4.6. Modelos Matemáticos das Turbinas <i>Heavy-Duty</i>	75
4.7. Modelos Matemáticos das Turbinas Aeroderivativas	78
CAPÍTULO 5	85
TURBINAS A VAPOR	85
5.1. Introdução	85
5.2. Fundamentos das Usinas Térmicas a Vapor	86
5.3. Componentes das Usinas Térmicas a Vapor	95
5.3.1. Gerador de Vapor.....	95
5.3.2. Turbinas a Vapor.....	100
5.3.3. Sistema do Condensado e Água de Circulação	106

5.4. Controles das Turbinas a Vapor	110
5.5. Configurações Típicas das Turbinas a Vapor	111
5.6. Modelos das Turbinas a Vapor.....	114
5.6.1. Modelos dos Elementos Componentes.....	114
5.6.2. Modelo <i>Tandem-Compound</i> sem Reaquecimento.....	119
5.6.3. Modelo <i>Tandem-Compound</i> sem Reaquecimento com Estágio de Baixa Pressão	119
5.6.4. Modelo <i>Tandem-Compound</i> com Reaquecimento Simples	120
5.7. <i>Fast Valving</i>	121
CAPÍTULO 6.....	126
CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO (HRSG).....	126
6.1. Introdução	126
6.2. Componentes das Caldeiras de Recuperação.....	132
6.3. Válvulas de <i>Bypass</i>	135
6.3.1. Sistema de Desvio de Vapor	136
6.3.2. Sistema de Desvio de Gás	138
6.4. Características do <i>Bypass</i> das Turbinas.....	139
6.5. Modelo Matemático das Caldeiras de Recuperação	142
6.5.1. Modelo Matemático de Primeira Ordem.....	142
6.5.2. Modelo Matemático de Segunda Ordem.....	143
6.5.3. Modelo Matemático de Terceira Ordem	144
6.5.4. Modelo de Caldeira com Queima Suplementar.....	144
6.6. Influência das Caldeiras de Recuperação.....	145
CAPÍTULO 7.....	147
CICLO COMBINADO	147
7.1. Introdução	147
7.2. Tipos de Ciclos Combinados.....	150
7.3. Classificação das Centrais de Ciclo Combinado Segundo o Acoplamento das Máquinas .	152
7.4. Configurações Típicas das Centrais de Ciclo Combinado	155
7.5. Controle do Ciclo Combinado	157
7.5.1. Malha de Controle Principal	158
7.5.2. Malhas de Controle Secundário	159
7.5.3. Sistemas de Controle Considerados nos Estudos de Estabilidade Eletromecânica	163
7.6. Modelo Matemático para o Ciclo Combinado	164
7.6.1. Modelo Matemático para Configuração de Múltiplos Eixos.....	164
7.7. Padronização das Configurações do Ciclo Combinado.....	172
7.7.1. Estabelecimento dos Parâmetros que Devem ser Definidos pelos Agentes Geradores	172
CAPÍTULO 8.....	180
CICLO COMBINADO DO TIPO <i>SINGLE-SHAFT</i>	180
8.1. Introdução	180
8.2. <i>Clutch</i>	181

8.3. Modelo Matemático do <i>Clutch</i>	185
8.4. Modelo Matemático para Configuração <i>Single-Shaft</i>	185
CAPÍTULO 9	194
SIMULAÇÕES	194
9.1. Introdução	194
9.2. Sistema Radial Simples	194
9.2.1. Turbinas a gás <i>heavy-duty</i> e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo <i>single-shaft</i> sem a presença do <i>clutch</i>	196
9.2.2. Turbinas a gás <i>heavy-duty</i> e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo <i>single-shaft</i> com a presença do <i>clutch</i>	215
9.2.3. Turbinas a gás <i>heavy-duty</i> e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo <i>single-shaft</i> sem a presença do <i>clutch</i> , inseridas em um sistema radial máquina/barramento infinito	229
9.2.4. Turbinas a gás <i>heavy-duty</i> e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo <i>single-shaft</i> com a presença do <i>clutch</i> , inseridas em um sistema radial máquina/barramento infinito	239
9.2.5. Análise comparativa entre as turbinas a gás <i>heavy-duty</i> e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo <i>single-shaft</i> , inseridas em um sistema radial máquina/barramento infinito, com e sem a presença do <i>clutch</i>	274
9.3. Sistema com 49 barras – Sistema <i>Brazilian Birds</i> (SBB)	282
CAPÍTULO 10	300
CONCLUSÃO	300
10.1. Trabalhos Futuros	305
10.2. Apresentação do Trabalho.....	306
CAPÍTULO 11	307
BIBLIOGRAFIA	307
A. ANEXO	311
Dados do Sistema Radial.....	311
Dados do Sistema <i>Brazilian Birds</i>	312

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 4.1 – Desenho Esquemático da Turbina a Gás Operando com Circuito Aberto.	27
Figura 4.2 – Turbina a Gás GE LM6000 (Turbina Aeroderivativa).....	30
Figura 4.3 – Turbina a Gás <i>Alstom</i> GT8C (Turbina <i>Heavy-Duty</i>).....	31
Figura 4.4 – Turbina a Gás <i>Alstom</i> GT8C.....	33
Figura 4.5 – Sistema de Entrada de Ar da Turbina a Gás.....	34
Figura 4.6 – Compressor de Uma Turbina a Gás.....	34
Figura 4.7 – Direção dos Fluxos de Ar em Compressores Axiais e Radiais.....	35
Figura 4.8 – Detalhe do <i>VIGV</i> (<i>Variable Inlet Guide Vane</i>).....	36
Figura 4.9 – Ciclo com <i>Intercooler</i>	37
Figura 4.10 – Câmara de Combustão.....	38
Figura 4.11 – Câmara de Combustão Típica.....	39
Figura 4.12 – Turbina do Ciclo a Gás.....	41
Figura 4.13 – Tipo de Sistema de Combustível.....	42
Figura 4.14 – Sistema de Exaustão.....	44
Figura 4.15 – Configurações da Turbina a Gás.....	45
Figura 4.16 - Turbina de Eixo Simples.....	47
Figura 4.17 - Configuração <i>Spool</i> Simples + Turbina de Potência.....	48
Figura 4.18 – Configuração Dois <i>Spools</i> + Turbina de Potência.....	49
Figura 4.19 – Configuração Avançada com Dois <i>Spools</i>	49
Figura 4.20 – Configuração Avançada com Três <i>Spools</i>	50
Figura 4.21 – Diagrama Esquemático de Uma Turbina a Gás Operando em Ciclo Aberto.....	54
Figura 4.22 – Diagrama Funcional de Uma Turbina a Gás Operando em Ciclo Aberto.....	54
Figura 4.23 – Diagrama Funcional da Operação em Ciclo Aberto para Turbina a Gás – Representação dos Principais Controladores.....	55
Figura 4.24 – Diagrama de Bloco Representativo do Regulador de Velocidade.....	56
Figura 4.25 – Controle de Aceleração.....	58
Figura 4.26 – Protetor Contra Radiação.....	60
Figura 4.27 – Diagrama de Bloco Representativo do Protetor Contra Radiação.....	60
Figura 4.28 – Constante de Tempo do Termopar.....	61
Figura 4.29 – Diagrama de Bloco Representativo do Termopar.....	62
Figura 4.30 – Variação da Temperatura.....	62
Figura 4.31 – Diagrama de Bloco Representativo do Sistema de Controle de Temperatura.....	63
Figura 4.32 – Diagrama de Blocos do Sistema de Combustível e Posicionador da Válvula.....	65
Figura 4.33 – Diagrama de Bloco Representativo do Combustor.....	66
Figura 4.34 – Atraso Ocasionalado pela Combustão.....	66
Figura 4.35 – Diagrama de Bloco Representativo do Atraso Ocasionalado pela Exaustão.....	67
Figura 4.36 – Atraso Ocasionalado pela Exaustão.....	68

Figura 4.37 – Diagrama de Bloco Representativo da Inércia do Compressor.....	68
Figura 4.38 – Cálculo da Variação da Temperatura para o <i>VIGV</i>	69
Figura 4.39 – Diagrama de Bloco Representativo do Controle de Temperatura do <i>VIGV</i>	70
Figura 4.40 – Limitador do <i>VIGV</i>	71
Figura 4.41 – Atuador do <i>VIGV</i>	71
Figura 4.42 – Diagrama de Blocos Representativo do <i>Bias</i> do <i>VIGV</i>	72
Figura 4.43 – Diagrama de Bloco Representativo do Eixo do Rotor.....	73
Figura 4.44 – Diagrama de Bloco Representativo do Seletor de Valor Mínimo.....	74
Figura 4.45 – Diagrama de Blocos Representativo da Turbina <i>Heavy-Duty</i>	76
Figura 4.46 – Sistema Físico para Turbinas Aeroderivativas Tradicionais.....	78
Figura 4.47 – Diagrama de Blocos Representativo de Turbinas Aeroderivativas Tradicionais.....	79
Figura 4.48 – Diagrama de Bloco do Gerador de Gás.....	80
Figura 4.49 – Diagrama de Bloco do Gerador de Gás.....	81
Figura 4.50 – Sistema Físico para Turbinas Aeroderivativas Avançadas.....	82
Figura 4.51 – Diagrama de Blocos Representativo de Turbinas Aeroderivativas Avançadas.....	82
Figura 4.52 – Diagrama de Bloco do Gerador de Gás.....	83
Figura 4.53 – Diagrama de Bloco do Gerador de Gás.....	84
Figura 5.1 – Vista Geral de Uma Turbina a Vapor da <i>Alstom Power</i>	85
Figura 5.2 – Esquema Simplificado da Geração Termoelétrica.....	87
Figura 5.3 – Inserção do Reaquecimento.....	88
Figura 5.4 – Esquema da Caldeira.....	89
Figura 5.5 – Inserção do Economizador.....	90
Figura 5.6 – Esquema da Turbina.....	91
Figura 5.7 – Esquema da Caldeira + Turbina.....	92
Figura 5.8 – Esquema do Condensador.....	93
Figura 5.9 – Ciclo Fechado.....	94
Figura 5.10 – Ciclo com Reaquecimento.....	95
Figura 5.11 - Vista Parcial de Uma Caldeira.....	96
Figura 5.12 - Paredes D'Água da Fornalha.....	97
Figura 5.13 – Vista Parcial do Tambor.....	98
Figura 5.14 – Queimadores de Gás Natural.....	100
Figura 5.15 – Válvulas da Turbina a Vapor.....	102
Figura 5.16 – Válvulas de Controle.....	103
Figura 5.17 – <i>Crossover Piping</i>	106
Figura 5.18 – Condensador.....	108
Figura 5.19 – Desaerador.....	109
Figura 5.20 – Turbinas Tandem-Compound.....	111
Figura 5.21 – Turbinas <i>Cross-Compound</i>	112
Figura 5.22 – Turbina Térmica do Tipo <i>Tandem-Compound</i> com Reaquecimento Simples.....	113
Figura 5.23 – Diagrama de Bloco da Câmara de Vapor.....	115

Figura 5.24 – Diagrama de Bloco do Reaquecedor.....	116
Figura 5.25 – Diagrama de Bloco do <i>Crossover Piping</i>	117
Figura 5.26 – Diagrama de Bloco do Fator de Participação.....	117
Figura 5.27 – Diagrama de Bloco do Limitador.....	118
Figura 5.28 – Diagrama Esquemático da Turbina sem Reaquecimento.....	119
Figura 5.29 – Diagrama de Bloco da Configuração <i>Tandem-Compound</i> sem Reaquecimento.....	119
Figura 5.30 – Diagrama Esquemático da Turbina sem Reaquecimento e com Estágio de Baixa Pressão.....	120
Figura 5.31 – Diagrama de Blocos da Configuração <i>Tandem-Compound</i> sem Reaquecimento.....	120
Figura 5.32 – Diagrama Esquemático da Configuração <i>Tandem-Compound</i> com Reaquecimento Simples.....	121
Figura 5.33 – Diagrama de Blocos da Configuração <i>Tandem-Compound</i> com Reaquecimento Simples.....	121
Figura 5.34 - Sinais da <i>Fast Valving</i>	124
Figura 6.1 – Caldeira de Recuperação com Três Níveis de Pressão.....	127
Figura 6.2 – Ciclo Combinado com Caldeira de Recuperação (<i>Alstom Power</i>).....	128
Figura 6.3 – Caldeira de Recuperação sem Queima Suplementar.....	130
Figura 6.4 – Central Térmica com Caldeira de Recuperação Horizontal.....	131
Figura 6.5 – Caldeira de Recuperação Vertical.....	131
Figura 6.6 – Elementos da Caldeira de Recuperação.....	133
Figura 6.9 – Esquema das Linhas de <i>Bypass</i> para o Condensador.....	137
Figura 6.10 – <i>Damper</i>	139
Figura 6.11 – Diagrama de Bloco Simplificado da Caldeira de Recuperação.....	142
Figura 6.12 – Diagrama de Blocos Representativo da Caldeira de Recuperação.....	143
Figura 6.13 – Diagrama de Blocos Representativo da Caldeira de Recuperação (<i>TermoRio</i>).....	144
Figura 6.14 – Representação da Parcela de Queima Suplementar na Caldeira de Recuperação.....	145
Figura 7.1 – Esquema Simplificado do Ciclo Combinado.....	148
Figura 7.2 – Ilustração de Uma Instalação Operando em Ciclo Combinado.....	149
Figura 7.3 – Tipos de Centrais Termelétricas de Ciclo Combinado Gás – Vapor:.....	151
a) Série; b) Paralelo; c) Série-Paralelo.....	151
Figura 7.4 – Esquema Simplificado de Um Bloco Gerador de Ciclo Combinado a Gás e Vapor com Configuração Mono-Eixo (<i>Single-Shaft</i>).....	153
Figura 7.5 – Esquema Simplificado de Um Bloco Gerador de Ciclo Combinado a Gás e Vapor com Configuração de Múltiplos Eixos e <i>HRSG</i> de Dois Níveis de Pressão sem Reaquecimento.....	153
Figura 7.6 – Esquema Simplificado de Um Bloco Gerador de Ciclo Combinado a Gás e Vapor com Configuração de Múltiplos Eixos e <i>HRSG</i> de Três Níveis de Pressão com Reaquecimento.....	154
Figura 7.7 – Arranjo 1:1:1 de Ciclo Combinado de Múltiplos Eixos.....	156
Figura 7.8 – Arranjo 2:2:1 de Ciclo Combinado.....	156
Figura 7.9 – Arranjo 3:3:1 de Ciclo Combinado.....	156
Figura 7.10 – Diagrama da Configuração Geral de Múltiplos Eixos da Operação em Ciclo Combinado.....	165

Figura 7.11 – Diagrama Funcional da Operação em Ciclo Combinado (Configuração 2:2:1).....	166
Figura 7.12 – Organograma da Operação em Ciclo Combinado para Múltiplos Eixos.....	168
Figura 7.13 – Diagrama de Blocos Representativo do Ciclo Combinado (Configuração 2:2:1).....	171
Figura 7.14 – Diagrama de Bloco do Regulador de Velocidade da Turbina a Gás.	173
Figura 7.15 – Diagrama de Blocos do Controle de Aceleração.....	173
Figura 7.16 – Diagrama de Bloco do Controle de Temperatura.....	174
Figura 7.17 – Diagrama de Bloco do Protetor Contra Radiação.	174
Figura 7.18 – Diagrama de Bloco do Termopar.....	174
Figura 7.19 – Diagramas de Bloco do Controle do <i>VIGV</i>	174
Figura 7.20 – Diagrama de Blocos do Sistema de Combustível e Posicionador da Válvula.....	175
Figura 7.21 – Diagramas de Bloco do Gerador de Gás para Turbinas Aeroderivativas Tradicionais.	175
Figura 7.22 – Diagramas de Bloco do Gerador de Gás para Turbinas Aeroderivativas Avançadas.....	175
Figura 7.23 – Diagrama de Blocos da Caldeira de Recuperação (2 ^a Ordem).....	176
Figura 7.24 – Diagrama de Bloco do Regulador de Velocidade da Turbina a Vapor.	176
Figura 7.25 – Diagramas de Bloco dos Estágios de Pressão da Turbina a Vapor.	177
Figura 7.26 – Fatores de Participação dos Estágios de Pressão.....	177
Figura 8.1 – Arranjo 1:1:1 de Ciclo Combinado:.....	180
a) Mono-Eixo; b) Mono-Eixo com <i>Clutch</i>	180
Figura 8.2 - Esquema Simplificado de Um Bloco Gerador de Ciclo Combinado a Gás e Vapor com Configuração Mono-Eixo (Presença do <i>Clutch</i>).....	181
Figura 8.3 – Acoplamento <i>Clutch</i> para Ciclos Combinados a Gás e Vapor com Arranjo de Mono-Eixo e Seu Princípio de Operação.	182
Figura 8.4 – Operação do <i>Clutch</i> Durante a Partida.....	184
Figura 8.5 – Operação do <i>Clutch</i> Durante a Parada.	184
Figura 8.6 – Diagrama de Bloco do <i>Clutch</i>	185
Figura 8.7 – Diagrama da Configuração de Eixo Único da Operação em Ciclo Combinado.....	186
Figura 8.8 – Organograma da Operação em Ciclo Combinado para Eixo Único.....	187
Figura 8.9 – Diagrama de Blocos da Configuração em Eixo Único Quando da Operação em Ciclo Combinado sem a Presença do <i>Clutch</i>	190
Figura 8.10 – Diagrama de Blocos da Configuração em Eixo Único Quando da Operação em Ciclo Combinado com a Presença do <i>Clutch</i>	192
Figura 9.1 – Diagrama Unifilar das Configurações 1 e 2.	195
Figura 9.2 – Diagrama Unifilar das Configurações 3 e 4.	195
Figura 9.3 – Potência Mecânica Total.	197
Figura 9.4 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.	198
Figura 9.5 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.	198
Figura 9.6 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	199
Figura 9.7 – Rotação.	199
Figura 9.8 – Controle do <i>VIGV</i>	200
Figura 9.9 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	200

Figura 9.10 – Potência Mecânica Total.....	202
Figura 9.11 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	202
Figura 9.12 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	203
Figura 9.13 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	203
Figura 9.14 – Rotação.....	204
Figura 9.15 – Controle do <i>VIGV</i>	204
Figura 9.16 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	205
Figura 9.17 – Potência Mecânica Total.....	206
Figura 9.18 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	207
Figura 9.19 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	207
Figura 9.20 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	208
Figura 9.21 – Rotação.....	208
Figura 9.22 – Controle do <i>VIGV</i>	209
Figura 9.23 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	209
Figura 9.24 – Potência Mecânica Total.....	211
Figura 9.25 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	211
Figura 9.26 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	212
Figura 9.27 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	212
Figura 9.28 – Rotação.....	213
Figura 9.29 – Controle do <i>VIGV</i>	213
Figura 9.30 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	214
Figura 9.31 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	216
Figura 9.32 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	216
Figura 9.33 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	217
Figura 9.34 – Rotação.....	217
Figura 9.35 – Controle do <i>VIGV</i>	218
Figura 9.36 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	218
Figura 9.37 – Variação da Rotação da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i> e da Turbina a Vapor.....	219
Figura 9.38 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	220
Figura 9.39 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	221
Figura 9.40 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	221
Figura 9.41 – Rotação.....	222
Figura 9.42 – Controle do <i>VIGV</i>	222
Figura 9.43 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	223
Figura 9.44 – Variação na Rotação da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i> e na Turbina a Vapor.....	223
Figura 9.45 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	225
Figura 9.46 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	225
Figura 9.47 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	226
Figura 9.48 – Rotação.....	226
Figura 9.49 – Controle do <i>VIGV</i>	227

Figura 9.50 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	227
Figura 9.51 – Variação na Rotação da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i> e na Turbina a Vapor.....	228
Figura 9.52 – Potência Mecânica Total.....	230
Figura 9.53 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	230
Figura 9.54 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	231
Figura 9.55 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	231
Figura 9.56 – Rotação.....	232
Figura 9.57 – Controle do <i>VIGV</i>	232
Figura 9.58 – Potência Elétrica.....	233
Figura 9.59 – Ângulo Delta.....	233
Figura 9.60 – Potência Mecânica Total.....	235
Figura 9.61 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	235
Figura 9.62 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	236
Figura 9.63 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	236
Figura 9.64 – Rotação.....	237
Figura 9.65 – Controle do <i>VIGV</i>	237
Figura 9.66 – Potência Elétrica.....	238
Figura 9.67 – Ângulo Delta.....	238
Figura 9.68 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	240
Figura 9.69 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	241
Figura 9.70 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	241
Figura 9.71 – Rotação.....	242
Figura 9.72 – Controle do <i>VIGV</i>	242
Figura 9.73 – Potência Elétrica.....	243
Figura 9.74 – Ângulo Delta.....	243
Figura 9.75 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e na Turbina a Vapor.....	244
Figura 9.76 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	245
Figura 9.77 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	246
Figura 9.78 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	246
Figura 9.79 – Rotação.....	247
Figura 9.80 – Controle do <i>VIGV</i>	247
Figura 9.81 – Potência Elétrica.....	248
Figura 9.82 – Ângulo Delta.....	248
Figura 9.83 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e da Turbina a Vapor.....	249
Figura 9.84 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	250
Figura 9.85 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	251
Figura 9.86 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	251
Figura 9.87 – Rotação.....	252
Figura 9.88 – Controle do <i>VIGV</i>	252
Figura 9.89 – Potência Elétrica.....	253

Figura 9.90 – Ângulo Delta	253
Figura 9.91 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e da Turbina a Vapor.....	254
Figura 9.92 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.	255
Figura 9.93 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.	256
Figura 9.94 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	256
Figura 9.95 – Rotação.	257
Figura 9.96 – Controle do <i>VIGV</i>	257
Figura 9.97 – Potência Elétrica.	258
Figura 9.98 – Ângulo Delta	258
Figura 9.99 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e da Turbina a Vapor.....	259
Figura 9.100 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.	260
Figura 9.101 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.	261
Figura 9.102 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	261
Figura 9.103 – Rotação.....	262
Figura 9.104 – Controle do <i>VIGV</i>	262
Figura 9.105 – Potência Elétrica.....	263
Figura 9.106 – Ângulo Delta.	263
Figura 9.107 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e da Turbina a Vapor.....	264
Figura 9.108 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.	265
Figura 9.109 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.	266
Figura 9.110 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	266
Figura 9.111 – Rotação.....	267
Figura 9.112 – Controle do <i>VIGV</i>	267
Figura 9.113 – Potência Elétrica.....	268
Figura 9.114 – Ângulo Delta.	268
Figura 9.115 – Variação na Rotação da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i> e da Turbina a Vapor.	269
Figura 9.116 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.	270
Figura 9.117 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.	271
Figura 9.118 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	271
Figura 9.119 – Rotação.....	272
Figura 9.120 – Controle do <i>VIGV</i>	272
Figura 9.121 – Potência Elétrica.....	273
Figura 9.122 – Ângulo Delta.	273
Figura 9.123 – Variação na Rotação da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i> e da Turbina a Vapor.	274
Figura 9.124 – Potência Elétrica.....	275
Figura 9.125 – Ângulo Delta.	276
Figura 9.126 – Potência Elétrica.....	277
Figura 9.127 – Ângulo Delta.	277
Figura 9.128 – Potência Elétrica.....	278
Figura 9.129 – Ângulo Delta.	279

Figura 9.130 – Potência Elétrica.....	280
Figura 9.131 – Ângulo Delta.....	280
Figura 9.132 – Potência Elétrica.....	281
Figura 9.133 – Ângulo Delta.....	282
Figura 9.134 – Potência Mecânica Total.....	284
Figura 9.135 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	284
Figura 9.136 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	285
Figura 9.137 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	285
Figura 9.138 – Controle do <i>VIGV</i>	286
Figura 9.139 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	286
Figura 9.140 – Saída do Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	287
Figura 9.141 – Potência Mecânica de Sabiá.....	287
Figura 9.142 – Frequência de Sabiá.....	288
Figura 9.143 – Potência Mecânica Total.....	289
Figura 9.144 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	290
Figura 9.145 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	290
Figura 9.146 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	291
Figura 9.147 – Controle do <i>VIGV</i>	291
Figura 9.148 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	292
Figura 9.149 – Saída do Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	292
Figura 9.150 – Potência Mecânica de Sabiá.....	293
Figura 9.151 – Frequência de Sabiá.....	293
Figura 9.152 – Potência Mecânica Total.....	295
Figura 9.153 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.....	295
Figura 9.154 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.....	296
Figura 9.155 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.....	296
Figura 9.156 – Controle do <i>VIGV</i>	297
Figura 9.157 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	297
Figura 9.158 – Saída do Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás <i>Heavy-Duty</i>	298
Figura 9.159 – Potência Mecânica de Sabiá.....	298
Figura 9.160 – Frequência de Sabiá.....	299
Figura A. 1 – Sistema Radial.....	311
Figura A. 2 – Diagrama Unifilar do <i>Sistema Brazilian Birds</i>	318

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.1 – Porcentagem de Erro com a Utilização das Barreiras Protetoras.....	59
Tabela 6.1 – Descrição dos Componentes do Ciclo Combinado.....	128
Tabela 7.1 – Dados de Plantas Operando em Ciclo Combinado [Boyce, 2002].	157
Tabela 7.2 – Dados dos Modelos Dinâmicos.	178
Tabela 8.1 – Dados de Planta Operando em Ciclo Combinado do Tipo <i>Single-Shaft</i>	181
[Boyce, 2002].	181
Tabela 9.1 – Parâmetros da Máquina Síncrona.	196
Tabela 9.2 – Parâmetros do Sistema Radial.	196
Tabela A. 1 – Parâmetros da Máquina Síncrona.	311
Tabela A. 2 – Parâmetros do Sistema Radial.	311
Tabela A. 3 – Parâmetros de Seqüências Positiva e Zero das Linhas de Transmissão.....	312
Tabela A. 4 – Dados das Linhas de Transmissão.	313
Tabela A. 5 – Parâmetros dos Transformadores de Dois Enrolamentos.	313
Tabela A. 6 – Parâmetros dos Transformadores de Três Enrolamentos.....	314
Tabela A. 7 – Dados dos Transformadores de Três Enrolamentos.....	314
Tabela A. 8 – Dados das Cargas.....	314
Tabela A. 9 – Dados da Compensação <i>Shunt</i>	315
Tabela A. 10 – Dados da Compensação Série.....	315
Tabela A. 11 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Permanente).....	315
Tabela A. 12 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Transitório).....	315
Tabela A. 13 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Transitório).....	316
Tabela A. 14 – Dados dos Reguladores de Tensão.....	316
Tabela A. 15 – Dados dos Reguladores de Velocidade.....	317

SIMBOLOGIA

A simbologia utilizada neste trabalho é apresentada a seguir, de acordo com a ocorrência no texto.

Símbolo		Definição
$VIGV$	=	<i>Variable inlet guide vane;</i>
PID	=	Proporcional-integral-derivativo;
AC	=	Alternado;
f_p	=	Fator de potência;
$HRSG$	=	<i>Heat recovery steam generator;</i>
GV	=	Válvulas de controle;
$\omega(s)$	=	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_D	=	Energia de regulação;
R	=	Estatismo permanente;
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);
$\theta_X(s)$	=	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);

Símbolo	Definição
$\Delta\theta(s)$	= 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);
ε_{CR}	= Tempo de atraso devido ao combustor (s);
$W_{ft}(s)$	= Variação do fluxo de combustível com o atraso da exaustão (pu);
ε_{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);
$\theta_A(s)$	= 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);

Símbolo	Definição
$IGV_{m\acute{a}x}$	= Abertura máxima do <i>VIGV</i> (pu);
IGV_{min}	= 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);
$P_d(s)$	= Potência acelerante 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);
C_K	= Conjugado mecânico;
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);
<i>LPC</i>	= Estágio de baixa pressão do compressor;
<i>LPT</i>	= Estágio de baixa pressão da turbina (turbina de potência);
<i>MSV</i>	= Válvula principal de parada;
<i>RSV</i>	= Válvula de parada do vapor reaquecido;
<i>IV</i>	= Válvula de interceptação;
<i>HP</i>	= Estágio de alta pressão;

Símbolo	Definição
IP	= Estágio de pressão intermediária;
LP	= Estágio de baixa pressão;
VHP	Estágio de extra-alta pressão;
$A(s)$	= 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);
FV	= <i>Fast Valving</i> ;
F_{HP}	= Fator de participação do estágio de alta pressão;
$W_{GE}(s)$	= 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);
G	= Número de turbinas a gás;
H	= Número de caldeiras de recuperação;
V	= Número de turbinas a vapor;
TIT	= <i>Turbine inlet temperature</i> ;
SCD	= Sistema de controle distribuído;
δ	= Deslocamento angular do rotor;
TG	= Turbina a gás;

Símbolo	Definição
G	= Gerador;
TV	= Turbina a vapor;
$\tau_{G1}, \tau_{G2}, \tau_{G3}$	= 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;
F_{IP}	= Fator de participação do estágio de pressão intermediária;
F_{LP}	= Fator de participação do estágio de baixa pressão;
A	= Retém;
B	= Dentes do <i>clutch</i> ;
C	= Componente deslizante;
D	= Eixo acanalado;
E	= Eixo de comando;
F	= Eixo de resposta;
G	= Dente da catraca.
$\omega_g(s)$	= Variação na rotação da turbina a gás (pu);
$\omega_v(s)$	= Variação na rotação da turbina a vapor (pu);
$P_v(s)$	= Sinal de potência mecânica (pu);
SBB	= <i>Sistema Brazilian Birds</i> ;

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O constante crescimento do consumo de energia elétrica no mundo atual, associado à dificuldade de obtenção de recursos e aproveitamentos hidrelétricos, cada vez mais remotos, tem dado origem à necessidade de soluções alternativas como a consideração de energia de origem térmica, eólica, nuclear, dentre outras.

O Brasil recentemente 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, e assim poder evitar déficit de energia, é o emprego de centrais térmicas, com destaque para as configurações que contemplam o ciclo combinado gás-vapor.

As centrais térmicas a gás e a vapor, operando de forma isolada, possuem uma eficiência média da ordem de 35%. No entanto, um grande salto tecnológico pode ser obtido com a consideração da operação em ciclo combinado, onde a eficiência pode alcançar valores de até 60%. As centrais térmicas em ciclo combinado são formadas por turbinas a gás e por turbinas a vapor, sendo estas acopladas termicamente através de caldeiras de recuperação.

As turbinas a gás podem ser dos tipos *heavy-duty* (industriais) ou aeroderivativas. As primeiras têm seu projeto inicial voltado especificamente para a produção de energia elétrica. Já as turbinas aeroderivativas são equipamentos cujo projeto inicial visa o uso aeronáutico, mas esses equipamentos podem ser transformados para utilização na geração de energia elétrica.

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 o qual devem ser definidos os elementos de controle que têm influência no desempenho dinâmico da unidade geradora e conseqüentemente no próprio

comportamento dos sistemas elétricos de potência. Tal necessidade foi revelada com a experiência obtida com as primeiras usinas em ciclo combinado que entraram em operação.

Esta tecnologia, que pode ser considerada recente para o caso brasileiro, ainda não está disseminada, e ainda não se tem o domínio que seria desejável de todas as suas principais características. Desta forma, torna-se necessário desenvolver 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.

Mais recentemente estão sendo instaladas, ao redor do mundo, as configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft*, por serem mais eficientes e mais compactas. Nesta configuração, que é bastante diferente das modalidades convencionais de ciclo combinado, a turbina a gás e a turbina a vapor estão conectadas em um mesmo eixo, acionando um único gerador.

O grande problema relacionado a estas novas centrais termelétricas reside no fato de que a literatura técnica internacional é escassa e não aborda com detalhes suficientes a sua modelagem matemática, de tal forma a permitir estudos adequados quanto ao comportamento dinâmico de sistemas elétricos, principalmente para aqueles que têm características semelhantes ao do Sistema Interligado Nacional do Brasil.

O presente trabalho apresenta as principais características e configurações das turbinas a gás aeroderivativas e *heavy-duty*, descrevendo os modelos propostos para análise de estabilidade dinâmica de sistemas elétricos. No trabalho são mostrados resultados de simulações de perturbações em sistemas de potência, compostos por unidades aeroderivativas e *heavy-duty* em ciclo combinado, com a configuração *single-shaft*, destacando as influências de seus principais elementos componentes no comportamento dinâmico do sistema.

Portanto, o objetivo deste trabalho é dar subsídios para uma possível padronização quanto aos modelos matemáticos básicos das configurações em *single-*

shaft mencionadas, de tal forma que os mesmos sejam adequados para os estudos de transitórios eletromecânicos de sistemas elétricos de potência.

CAPÍTULO 2

ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A seguir são apresentados os capítulos que compõem a dissertação assim como um breve resumo acerca dos mesmos.

- **Capítulo 1 – Introdução**

Este capítulo apresenta uma introdução geral, mostrando a relevância do desenvolvimento de modelos matemáticos das configurações de ciclo combinado do tipo *single-shaft* adequados para os estudos de transitórios eletromecânicos de sistemas elétricos de potência.

- **Capítulo 2 – Estrutura da Dissertação**

- **Capítulo 3 – Estado da Arte**

Neste capítulo é realizado um levantamento de alguns dos principais artigos encontrados na literatura, nas áreas em estudo, os quais serviram de base para o desenvolvimento do presente trabalho, sendo destacados os aspectos mais importantes abordados nos mesmos.

- **Capítulo 4 – Turbinas a Gás**

Este capítulo tem o objetivo de descrever as turbinas a gás abordando seus principais componentes, princípios de funcionamento, tipos e características particulares, assim como apresentar seus modelos matemáticos.

- **Capítulo 5 – Turbinas a Vapor**

Neste capítulo são apresentados os princípios de funcionamento, os principais componentes, as configurações típicas e os modelos matemáticos das turbinas a vapor.

- **Capítulo 6 – Caldeiras de Recuperação**

O intuito deste capítulo é descrever as caldeiras de recuperação, apresentando seus componentes, seu funcionamento e sua modelagem matemática.

- **Capítulo 7 – Ciclo Combinado**

Este capítulo apresenta os tipos de ciclo combinado, a classificação das centrais segundo o acoplamento das máquinas, as configurações típicas e finalmente a modelagem matemática das centrais termelétricas operando em ciclo combinado.

- **Capítulo 8 – Ciclo Combinado do Tipo *Single-Shaft***

A finalidade deste capítulo é a apresentação dos modelos matemáticos utilizados para a configuração de ciclo combinado do tipo *single-shaft*.

- **Capítulo 9 – Simulações**

O intuito deste capítulo é apresentar os resultados das simulações realizadas com os modelos matemáticos discutidos no capítulo 8, descrevendo o comportamento das configurações de ciclo combinado do tipo *single-shaft*, inseridas em um sistema elétrico de potência, na ocorrência de determinadas perturbações. Para as simulações utilizam-se o software *Matlab* e a *toolbox Simulink* e os programas *Anarede* e *Anatem* desenvolvidos pelo CEPEL.

- **Capítulo 10 – Conclusões**

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

CAPÍTULO 3

ESTADO DA ARTE

3.1. Introdução

Estudos analíticos e experimentais do comportamento transitório das turbinas a gás iniciaram na década de 1950. Numerosos modelos e métodos para avaliação do comportamento das turbinas e de seus equipamentos auxiliares foram propostos e aplicados na análise das características da dinâmica do sistema.

Devido ao caráter estratégico e forte participação militar no desenvolvimento de turbinas a gás ao longo dos anos, as informações a respeito da modelagem e do sistema de controle são de difícil obtenção. 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 1960.

As primeiras publicações com respeito à turbina a gás apresentam um modelo aproximado por um sistema de primeira ordem, sendo a resposta da velocidade angular do rotor, a uma variação do fluxo de combustível, um simples atraso de acordo com [Saravanamuttoo, 71]. Estes modelos foram utilizados e modificados para a utilização de reguladores de velocidade e análise no domínio da frequência por [Rowen, 83].

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

Como o ciclo combinado depende da modelagem de certos componentes da turbina a gás, que não são normalmente representados quando esta opera em ciclo simples, pode-se dizer que um dos primeiros artigos que mencionam parte da modelagem matemática do ciclo combinado é [Rowen, 92]. A partir da década de 90, onde o uso do ciclo combinado passou a ter grande representação, vários artigos como

[Bagnasco, 98] foram publicados. Estes artigos apresentam a inclusão da modelagem das caldeiras de recuperação e do controle *VIGV*.

3.2. Artigos Técnicos

A seguir são apresentados alguns dos principais artigos técnicos publicados nas áreas em estudo, onde se tem a modelagem das turbinas a vapor e a gás operando isoladamente e em ciclo combinado, os quais motivaram o desenvolvimento desta dissertação.

[Rowen, 83] apresenta representações matemáticas simplificadas de turbinas a gás *heavy-duty* de eixo único, adequadas para o uso em estudos dinâmicos de sistemas de potência. O modelo proposto é válido para turbinas a gás *heavy-duty* com potências de 18 MW a 106 MW, operando isoladamente ou interligadas ao sistema. A modelagem da turbina consiste da representação dos componentes que têm preponderância no estudo de estabilidade. Vale ressaltar que este artigo é de suma importância para o desenvolvimento do presente trabalho, e vários autores o utilizam em suas referências.

Este artigo se limita ao ciclo termodinâmico simples, no qual o gerador é acionado apenas pela turbina a gás, se concentrando apenas na representação funcional da turbina a gás e de seu sistema de controle.

O limite de velocidade permitido para o modelo proposto varia entre 95 e 107% da velocidade nominal, o qual pretende cobrir toda a operação normal da turbina e ainda prevenir excursões para regiões onde a turbina a gás não responda linearmente ou onde haja descontinuidades devido às ações de controle.

O sistema de controle inclui controle de velocidade, controle de temperatura, controle de aceleração, e limite superior e inferior de combustível. Na regulação de velocidade podem-se utilizar reguladores isócronos, quando a turbina estiver operando isoladamente, ou reguladores com queda, na operação interligada. O regulador de velocidade é o principal recurso do controle da turbina a gás para variações de carga. O

setpoint digital é o recurso normal para controlar a saída da turbina a gás quando a mesma está operando de forma interligada e usando um regulador com queda.

O controle de temperatura é o recurso normal para limitar a saída da turbina a gás em uma temperatura de aquecimento pré-determinada, independente da variação na temperatura ambiente ou das características do combustível. Visto que a temperatura de exaustão é medida usando uma série de termopares, incorporando protetores contra radiação, há um pequeno erro transitório devido às constantes de tempo associadas ao sistema de medição.

O controle de aceleração é usado principalmente durante a partida da turbina a gás para limitar a taxa de aceleração do rotor, melhorando o estresse térmico encontrado durante a partida. Este controle cumpre uma função secundária durante a operação normal, em que ele atua para reduzir o fluxo de combustível e limitar a tendência de sobre velocidade no evento em que o conjunto turbina-gerador se separa eletricamente do sistema.

Essas três funções de controle – regulador de velocidade para variações de carga, controle de temperatura atuando como um limite superior, e controle de aceleração para prevenir sobre velocidade – são entradas para um seletor de valor mínimo, cuja saída é a menor dessas três entradas, a qual requer menos combustível. A saída do seletor de valor mínimo é comparada com limites máximo e mínimo. O limite máximo atua como uma reserva para o controle de temperatura e não é encontrado na operação normal. O limite mínimo é o mais importante dinamicamente porque mantém adequado fluxo de combustível para assegurar que a chama seja mantida no sistema de combustão da turbina a gás.

O autor também menciona a capacidade da turbina a gás de absorver potência mecânica transitoriamente do sistema conectado, o que não é possível para turbinas a vapor e hidráulica.

Os sistemas de combustível da turbina a gás são projetados para fornecer entrada de energia para a turbina a gás proporcional ao produto do sinal de comando pela velocidade da unidade. Isto é análogo ao modo atual de operação do sistema de

combustível, visto que bombas de combustível líquido são acionadas em uma velocidade proporcional à velocidade do rotor da turbina e visto que o controle de gás é realizado em dois estágios, com a pressão de saída do primeiro estágio proporcional à velocidade do rotor.

O modelo proposto pode ser aplicado para turbinas a gás que utilizam combustível líquido ou gasoso. Para o combustível gasoso, o sinal sofre a ação de duas constantes de tempo. A primeira é associada com o sistema de posicionamento da válvula de controle de gás e a segunda é a constante de tempo associada com o sistema de combustível. Há dois tipos de sistemas de controle de combustível líquido que são usados em turbinas a gás de eixo único. Ambos são sistemas de “*bypass*” em que parte da saída de uma bomba de combustível de volume constante é devolvida para a sucção da bomba. A compressibilidade e a inércia do combustível no sistema entre a válvula de *bypass* e o fluxo medido são representadas por uma constante de tempo relativamente pequena.

Há um pequeno atraso de transporte associado com o tempo de reação da combustão, uma defasagem de tempo associada com o volume de descarga do compressor e um atraso de transporte para transportar o gás do sistema de combustão à turbina.

As características do torque e da temperatura de exaustão da turbina a gás de eixo único são essencialmente lineares quando operam dentro da faixa limitada do modelo. O artigo apresenta também a equação do torque e as equações da temperatura de exaustão.

Algumas das maiores turbinas a gás estão disponíveis com geradores resfriados a ar ou hidrogênio, o que afeta a inércia, e então a constante de tempo do rotor.

A maioria dos estudos de sistema envolve a simulação de numerosas unidades operando de forma interligada. Neste caso, a inércia do rotor do gerador da turbina deve ser adicionada à inércia total do sistema.

A maioria das simplificações para o modelo apresentado é associada com a operação interligada, em um sistema em que a variação de velocidade é significativamente menor do que os limites especificados para o modelo. Sob estas condições de variação de frequência limitada, várias simplificações podem ser feitas para reduzir a complexidade do modelo. Primeiro, visto que a operação de forma interligada é o único tipo previsto, o regulador de velocidade pode ser mudado para uma configuração apenas com queda. Em segundo lugar, se as variações de frequência não são maiores que $\pm 1\%$, o controle de aceleração não se tornará ativo, exceto sob situações de perda de carga, e, portanto pode ser eliminado. Por último, visto que a saída da turbina a gás é predominantemente controlada pelo *setpoint* digital, a necessidade do limite interativo imposto pelo controle de temperatura é significativamente diminuída, permitindo assim a eliminação do mesmo.

Se as variações de frequência são pequenas o suficiente para serem ignoradas, então o fluxo de combustível e, portanto, a saída da turbina, serão uma função direta do comando do regulador de velocidade.

Nas análises finais, onde as constantes de tempo do sistema são muito grandes, relativas àquelas associadas com a turbina a gás, a saída da turbina a gás será essencialmente proporcional à posição do *setpoint* digital multiplicado pelo ganho do regulador. Embora esta simplificação pareça tornar o modelo trivial, ela é uma representação adequada de uma turbina a gás relativamente pequena em um sistema muito grande.

As simplificações propostas devem ser implementadas levando-se em consideração o tamanho e as características do sistema.

[Rowen, 92] apresenta o modelo dinâmico de turbinas a gás *heavy-duty* de eixo único utilizadas em serviços de acionamento mecânico de velocidade variável.

Este artigo apresenta representações matemáticas simplificadas de turbinas a gás, com potências na faixa de 19370 a 80460 kW.

Os modelos são adequados para uma larga escala de temperatura ambiente e a influência do *VIGV* (*variable inlet guide vane*) no compressor axial é incluída nos modelos.

As turbinas a gás de eixo único são inerentemente mais simples do que as turbinas de múltiplos eixos, entretanto apresentam uma escala de velocidade de operação significativamente mais estreita.

Este artigo é uma complementação de [Rowen, 83] o qual se concentrava em aplicações de acionamento de gerador, onde a operação estava limitada em uma escala estreita de velocidade da turbina e assumia um ângulo constante para o *VIGV* do compressor e uma temperatura ambiente constante.

Todas as quatro séries de turbinas a gás que estão disponíveis para acionamento mecânico são similares no arranjo e diferem apenas no tamanho físico e nas características de operação.

Nas turbinas a gás, o ar atmosférico entra no compressor, passa através dos *VIGVs* do mesmo, é comprimido no compressor axial da turbina e descarregado dentro das câmaras de combustão múltiplas, onde é injetado e queimado combustível, elevando a temperatura do ar. O ar mais quente e com pressão elevada é então expandido através de dois ou três estágios de expansão da turbina a gás, produzindo potência mecânica suficiente para acionar o compressor axial e a carga conectada, os quais estão conectados e atuam como um elemento rotativo único. Finalmente, os gases de exaustão passam através do difusor da turbina e das alhetas transversais, depois dos termopares de exaustão, e então vão para a atmosfera, no caso de turbinas de ciclo simples, ou para o equipamento de recuperação de calor, no caso de sistemas de ciclo combinado.

A escala de velocidade de operação da turbina a gás de eixo único utilizada em acionamento mecânico é limitada por duas razões. Ambas estão relacionadas ao fato de que como a turbina a gás reduz a velocidade sob carga, o compressor axial também reduz a velocidade, reduzindo assim, a saída da turbina e a taxa de pressão do ciclo. Se a turbina for aquecida em seu limite máximo de temperatura, sua saída reduz mais rápido

do que a carga, e a turbina não pode recuperar a velocidade sem uma redução na potência requerida pelo equipamento acionado.

O artigo apresenta uma representação matemática genérica da turbina a gás de eixo único, similar àquela usada em [Rowen, 83], porém com algumas considerações, a saber:

- 1) Utiliza-se apenas um regulador de velocidade isócrono.
- 2) O combustível utilizado é o gás natural e, portanto, apenas um sistema de combustível gasoso foi modelado.
- 3) Um modelo de compressor de carga rudimentar é incluído.
- 4) O fluxo de exaustão da turbina é calculado.
- 5) Os cálculos da temperatura de exaustão atual e nominal da turbina e do fluxo de exaustão incorporam uma correção devido à temperatura ambiente.
- 6) Uma malha de realimentação é incluída para representar os efeitos da modulação do fluxo de ar devido ao *VIGV*.

São apresentadas notas que detalham o funcionamento do modelo e também fornecem os valores típicos das constantes.

O sistema de controle inclui controle de velocidade, controle de temperatura, controle do *VIGV* do compressor axial, controle de aceleração, e limites superior e inferior de combustível.

O controle do *VIGV* visa otimizar a temperatura de exaustão na perda de carga. Para aplicações de recuperação de calor, o desempenho ótimo na perda de carga é obtido quando a temperatura de exaustão da turbina a gás é máxima. Isto é obtido fechando-se os *VIGVs*.

Nas aplicações que utilizam *VIGVs* para otimizar a recuperação de calor na perda de carga, o efeito sobre o desempenho da turbina, com fluxo de combustível constante, aparece apenas na temperatura de exaustão e no fluxo de ar. O torque de saída da turbina não é apreciavelmente afetado pela ação das alhetas. Fechando-se os

VIGVs, o fluxo de ar no ciclo diminui, aumentando a proporção de combustível no combustor e elevando a temperatura de exaustão.

Várias simplificações são adotadas no modelo apresentado de modo a eliminar o controle de aceleração, o controle do VIGV e os atrasos de transporte.

O modelo proposto pode também ser aplicado em acionamento de gerador de velocidade constante, proposto em [Rowen, 83], sendo este um caso particular do descrito neste artigo.

O autor menciona que a combinação das informações presentes neste artigo, com aquelas presentes em [Rowen, 83], permite ao usuário simular qualquer turbina a gás *heavy-duty* de eixo único.

[Hannett, 92] faz uma comparação do modelo proposto em [Rowen, 83] com dados obtidos em campo, para que este modelo seja validado. O sistema utilizado foi o *Alaskan Railbelt System* que é constituído em sua maioria por turbinas térmicas. Modelos de simulação dinâmica detalhados foram propostos para dois tipos de controladores. Os modelos de regulador podem ter uma variável importante afetando o desempenho dinâmico de sistemas elétricos de potência.

A resposta de sistemas regulador-turbina para distúrbios pode ser uma variável importante, afetando o desempenho dinâmico de sistemas de potência. Manter a frequência é uma preocupação para sistemas isolados de pequeno porte em que mudanças na carga ou na geração são grandes, relativas à capacidade do sistema. Portanto há a necessidade de modelos precisos para a resposta da turbina e do regulador às mudanças de frequência.

Uma fonte comum de geração de potência para sistemas pequenos é a turbina térmica, que está se tornando cada vez mais popular na cogeração e nas instalações de ciclo combinado. Em alguns casos, devido à economia no fornecimento de combustível, a maioria da geração de um sistema de potência pode ser constituída de turbinas térmicas, como é o caso do *Alaskan Railbelt System*.

Os estudos foram conduzidos sobre o *Alaskan Railbelt System* para examinar a resposta do sistema após a instalação de unidades hidráulicas. Os modelos e dados das unidades de geração para os estudos iniciais não estavam completos e modelos típicos foram adotados. Um programa de teste tornou-se necessário para que modelos precisos pudessem ser obtidos para os estudos de simulação dinâmica. Este artigo apresenta o método de teste usado para os reguladores de turbinas térmicas, os modelos derivados dos testes e a comparação daqueles modelos com os modelos típicos.

No artigo é feita uma abordagem do modelo utilizado, dando-se maior ênfase ao controle de temperatura.

A saída do regulador vai para um seletor de valor mínimo para produzir um valor para o sinal de demanda de combustível. O outro sinal no seletor de valor mínimo é do controlador de temperatura.

A saída do termopar é comparada com um valor de referência. Normalmente o valor de referência é maior do que a saída do termopar e isto força a saída do controle de temperatura a permanecer no limite máximo, permitindo que o controle de velocidade seja atuante. Quando a saída do termopar excede a temperatura de referência, a diferença se torna negativa e ela começa a baixar a saída do controle de temperatura. Quando a saída do controle de temperatura se torna menor do que a saída do regulador, o valor anterior passa através do seletor de valor mínimo e o controle de temperatura passa a comandar a turbina.

O controle do regulador da *Woodward* consiste de um controle PID para o sinal de erro de carga e velocidade. O sistema de combustível e as dinâmicas da turbina para a unidade são assumidos para terem a mesma estrutura do modelo proposto por [Rowen, 83].

Para determinar os valores dos parâmetros nos diagramas de bloco, o método de teste consiste na aquisição de medições em regime permanente e variações dinâmicas de carga. Um grupo de medições em regime permanente foi coletado com o gerador conectado em diferentes níveis de carga. Os sinais medidos foram:

- 1) Potência elétrica
- 2) Referência de carga ou velocidade
- 3) Sinal de demanda de combustível
- 4) Fluxo de combustível
- 5) Temperatura dos gases de exaustão da turbina

As características de resposta dinâmica foram obtidas principalmente de rejeições de carga, onde foram medidos os seguintes sinais:

- 1) Tensões de linha do gerador
- 2) Correntes AC no gerador
- 3) Velocidade angular da turbina
- 4) Referência de velocidade ou carga
- 5) Sinal de demanda de combustível
- 6) Temperatura de exaustão da turbina

Foi feito um teste em regime permanente onde se construiu um gráfico com os valores medidos de potência elétrica, sinal de demanda de combustível e temperatura de exaustão da turbina em relação ao fluxo de combustível. As três funções são praticamente linhas retas, o que valida a utilização de modelos lineares.

As estimativas iniciais para as constantes de tempo podem ser feitas usando-se software gráfico comercialmente disponível. Contudo, o processo que foi usado para o *Alaskan Railbelt System* envolveu simulações de tentativa e erro, usando valores típicos para os valores iniciais e ajustando-se os parâmetros até a obtenção de uma resposta satisfatória.

Uma comparação foi feita entre os resultados de modelos típicos e aqueles de modelos derivados de testes de campo. O primeiro cenário de casos de simulação considerou cada unidade isolada com uma carga inicial igual a 50% da carga nominal. A perturbação foi um aumento na carga de 10%. A segunda comparação considerou o sistema interligado com a aplicação de um *trip* num gerador com carregamento de 57 MW. A comparação entre os modelos derivados do programa de teste de campo e os modelos típicos que foram originalmente usados nos estudos mostra que a excursão de

freqüência é aproximadamente 40% maior para o sistema com os modelos derivados do teste de campo. Isto revela que os estudos baseados em dados do modelo típico fornecem resultados otimistas, confirmando observações da experiência de operação.

[**Hannett, 94**] apresenta uma unidade de turbina a gás de dois eixos, testada para a resposta do regulador a distúrbios. Um modelo de simulação computacional é apresentado, assim como os dados do teste usados para derivar valores para os parâmetros do modelo.

Este artigo apresenta o modelo que foi desenvolvido para uma turbina térmica de 46,5 MVA ($\text{fp} = 0,9$), pertencente ao complexo da *Con Edison's Astoria Plant*, e para seus controles, e apresenta também a identificação de valores para parâmetros do modelo de testes. Esta unidade faz parte de um conjunto de turbinas térmicas do complexo que foram utilizadas para pico de carga, reserva girante, restauração do sistema e controle de tensão.

Nesta unidade, o gerador está localizado no centro com uma turbina térmica de dois eixos em cada lado. Dois eixos conectam os compressores e as turbinas de alta pressão e outro eixo conecta o gerador às turbinas de baixa pressão, ou turbinas livres. O ar é fornecido para dois combustores através de dois compressores, acionados por duas turbinas de pressão elevada. Parte da energia do gás dos combustores, de temperatura e pressão elevadas, é extraída das turbinas de alta pressão para acionar os compressores. Os gases de escape das turbinas de alta pressão acionam as turbinas livres. Durante a partida, motores a diesel acionam os compressores até que uma pressão suficiente é obtida antes de entrarem os combustores. Então o combustível é queimado e a turbina térmica começa a se auto-sustentar.

Uma variação do fluxo de combustível resulta na variação da saída de potência do gerador. Visto que o compressor e a turbina de alta pressão formam um sistema separado, a variação do fluxo de combustível afeta a velocidade destes dois componentes. Então, a velocidade do motor varia para diferentes cargas afetando o fluxo de ar e as temperaturas do gás.

O projeto dos controles considera o efeito que as mudanças no fluxo de combustível têm sobre a velocidade do motor e o fluxo de ar.

O fluxo de combustível é regulado pela válvula de combustível acionada por um servomecanismo, que por sua vez é acionado por um dos três sinais de controle a seguir, dentre eles o de valor mínimo:

- 1) Controle da turbina livre
- 2) Controle da temperatura do gás de exaustão
- 3) Controle da velocidade angular do motor

O controle da turbina livre fornece o controle de regulação normal para a unidade. Seus sinais de entrada são: a velocidade angular da turbina livre e a potência elétrica.

O controle da velocidade do motor, quando em comando, é um controle isócrono sobre a velocidade angular do motor e serve para limitar o fluxo de combustível para que a velocidade do motor não exceda um certo valor.

O controle da temperatura do gás de exaustão está em comando sempre que a temperatura de exaustão excede a referência da temperatura de exaustão ou quando a unidade está ganhando carga mais rápido do que a dinâmica da turbina pode suportar. Seus sinais de entrada são: a temperatura do ar de entrada, a velocidade angular do motor e a temperatura de exaustão da turbina.

As dinâmicas da turbina são representadas por um conjunto de funções que podem ser determinadas por medições de regime permanente.

Os testes consistem em coletar medições de regime permanente e realizar testes de mudança de carga dinâmica. As medições de regime permanente foram coletadas com a unidade conectada em diferentes níveis de carga.

As características da resposta dinâmica foram obtidas dos testes de rejeição de carga e rápidos aumentos de carga. As medições de regime permanente foram feitas em

diferentes níveis de carga, com incrementos de 10% da capacidade nominal da usina. Foram realizados dois testes dinâmicos de rejeições de carga em unidades com potências de 4,5 MW e 12,1 MW. Um outro teste realizado foi a da tomada instantânea de carga do estado em vazio até a carga nominal.

Os dados de regime permanente foram usados para identificar as funções da turbina e os ganhos nas funções de controle foram determinados da resposta dinâmica. Os dados digitalizados da rejeição de carga foram usados para estimar os ganhos do controle.

A verificação final foi feita com a realização de simulações digitais dos testes e a comparação das variáveis de saída do modelo com os sinais gravados. Quando necessário, foram feitos ajustes para refinar a resposta do modelo até que fosse alcançada uma compatibilidade com as medições gravadas.

O autor conclui que a modelagem envolve inicialmente uma análise profunda da física do processo e de seus controles, que determinam a estrutura do modelo, incluindo variáveis e parâmetros pertinentes.

O procedimento de teste recomendado inclui cuidadosa documentação das características de regime permanente e a captura de respostas dinâmicas de variáveis de processo importantes durante testes viáveis, que consistem de rápidas mudanças de carga e rejeições de carga.

Foi utilizado o processo de tentativa e erro para que as respostas das simulações fossem compatíveis com os testes realizados em campo, devido as não linearidades envolvidas.

O autor espera que o modelo da turbina térmica de dois eixos apresentado seja usual para estudos de desempenho dinâmico do sistema.

[De Mello, 94] descreve vários aspectos de ciclos combinados constituídos de turbina a gás, caldeira de recuperação de calor e turbina a vapor, e desenvolve modelos

projetados para simular a resposta da planta de ciclo combinado em estudos de desempenho dinâmico do sistema.

Este artigo contém informações sobre a modelagem de ciclos combinados que estão se tornando crescentes contribuintes para a geração de potência do mundo. As características da resposta desta configuração de geração diferem substancialmente daquelas de ciclos a vapor convencionais.

Há várias configurações de ciclo combinado diferentes e variações de controle disponíveis de vários fabricantes. Estas configurações podem incorporar caldeira de recuperação de calor (HRSG) com queima suplementar, múltiplos estágios de pressão do gerador de vapor e ciclos a vapor com reaquecimento ou sem reaquecimento.

Este artigo discute e ilustra uma configuração a vapor típica e as características e respostas do sistema de controle da turbina a gás.

O artigo apresenta uma configuração típica de planta de ciclo combinado composta de uma HRSG sem queima, de três estágios de pressão, uma turbina a gás de eixo único e uma turbina a vapor.

A configuração utilizada para a turbina a gás é a de eixo único e velocidade angular constante, com alhetas guia de entrada variáveis (*VIGVs*).

Os *VIGVs* reduzem o fluxo de ar do compressor da turbina a gás, reduzindo então as perdas e mantendo a temperatura de exaustão da turbina a gás elevada em cargas reduzidas. A escala de operação da alheta guia e a estratégia de controle podem variar bastante entre fabricantes de turbinas, contudo, o objetivo básico é manter a temperatura do vapor elevada mesmo em condições de baixa carga.

O sistema de vapor da HRSG reage às mudanças no fluxo de exaustão da turbina a gás e na temperatura de exaustão.

A resposta da potência mecânica da turbina a vapor segue as mudanças na energia de exaustão da turbina a gás com basicamente duas defasagens para a

contribuição de pressão elevada e duas defasagens para a contribuição de baixa pressão. Estas defasagens correspondem às constantes de tempo do calor no tubo e às constantes de tempo de armazenamento da caldeira de recuperação.

É muito provável que a contribuição total para a potência mecânica referente às caldeiras com dois níveis de pressão possa ser aproximada por um modelo de duas constantes de tempo.

Um aumento na queima causa um aumento na temperatura de exaustão além da referência do limite da mesma, levando a saída do controlador de temperatura a sair de seu limite e ultrapassar o sinal de demanda.

Na região de operação próxima à carga total, elevações na demanda de carga são rapidamente compensadas pelo controlador de temperatura.

Não há intenção de estabelecer uma estrutura de modelo recomendada para plantas de ciclo combinado neste artigo. É reconhecido que há muitas variações na composição dos componentes do ciclo e na lógica dos controles. O propósito do artigo é servir como uma ilustração dos requisitos da modelagem para este tipo de planta e motivar contribuições baseadas em instalações existentes ou futuras.

[Rowen, 97] apresenta modelos dinâmicos de turbinas aeroderivativas.

Trata-se de um tutorial apresentado na ASME TURBO EXPO'98, não sendo publicado oficialmente.

Este tutorial apresenta modelos para turbinas avançadas com dois e três *spools* (conjuntos compressor/turbina) e tradicionais com um *spool* + turbina livre e com dois *spools* + turbina livre.

Os fabricantes relacionados são:

- *General Electric* – LM 1600, 2500, 5000, 6000;

- *Pratt & Whitney* – FT8;
- *Rolls Royce* – Avon, RB211 e Trent.

[**Bagnasco, 98**] apresenta um modelo detalhado para uma unidade de turbina a gás, incluindo controles de velocidade, de aceleração e de temperatura, assim como o controle dos *VIGVs*. O modelo proposto é testado em uma planta industrial real operando interconectada ao sistema ou isolada.

O modelo adotado é baseado no modelo proposto por [Rowen, 83 e 92] e validado por [Hannett, 92].

O artigo salienta que as características das plantas de ciclo combinado são totalmente diferentes das plantas de potência convencionais com relação ao processo, à capacidade de regulação sob condições normais de operação e à capacidade de operação em condições de emergências, como ilhamento e eventual perda de carga.

O objetivo deste artigo é examinar a capacidade de uma planta de ciclo combinado de operar de forma isolada, após a desconexão da rede, e investigar o desempenho dinâmico da planta com os esquemas de controle adotados.

Uma planta de ciclo combinado consiste no acoplamento de uma turbina a gás e uma turbina a vapor, através de uma caldeira de recuperação de calor (HRSG). A eficiência total do sistema pode ser muito aprimorada ligando-se esses dois ciclos térmicos diferentes.

Geralmente, em uma planta de ciclo combinado, os gases de exaustão de elevada temperatura da turbina a gás vão para uma caldeira de recuperação de calor, a qual fornece vapor para uma turbina a vapor.

A manutenção de uma elevada temperatura do vapor, proveniente dos gases de exaustão das turbinas a gás, requer a inclusão dos *VIGVs* no modelo da planta de ciclo combinado.

A turbina a gás modelada neste artigo é de eixo único e os *VIGVs* atuam como controladores da temperatura de exaustão. O regulador de velocidade é o principal controle da turbina a gás, compartilhando sua variável controlada, o sinal de solicitação de combustível, com um limitador de temperatura e um limitador de aceleração. As saídas destes três controladores são comparadas no seletor de valor mínimo, que descobre qual delas requer a menor quantidade de combustível.

O limite superior de combustível corta a demanda do fluxo de combustível que é fisicamente impossível de se obter. O limite inferior da demanda de combustível garante que o combustível fornecido para o queimador seja suficiente para manter a chama ativa, em todas as condições de operação.

Ambos os modos de controle de velocidade, ou seja, isócrono e com queda, podem ser estabelecidos com a escolha apropriada de parâmetros. O controlador com queda é usado para regular a saída de potência da turbina quando a mesma opera interconectada ao sistema. Este controlador reage aos desvios da velocidade atual com relação à velocidade de referência. O controlador isócrono é tipicamente adotado durante a operação de ilhamento, em uma das máquinas da planta, garantindo que a frequência da planta seja recuperada para o valor de referência.

Os controles de temperatura e de aceleração atuam como limitadores sobre o sinal de solicitação de combustível. A saída deles deve ser ignorada sempre que a variável controlada não tiver atingido seu limiar superior, ou seja, o limitador não poderá intervir. Por outro lado, se o máximo valor permitido para a variável controlada for excedido, a saída deles será fornecida para o bloco seletor de valor mínimo.

Os *VIGVs* são controlados para que a temperatura de aquecimento seja sempre mantida em um nível adequado, de forma a garantir a eficiência da turbina durante todos os estágios de operação e manter uma elevada temperatura de exaustão.

No artigo é apresentado um modelo de segunda ordem para a caldeira de recuperação de calor, com representação de duas constantes de tempo, relativas à transferência de calor e ao acúmulo de vapor. A produção de vapor da caldeira de recuperação depende da quantidade e da temperatura dos gases de exaustão da turbina a

gás e pode ser calculada pela equação de balanço energético da HRSG, que expressa a transferência de energia dos gases de exaustão para o vapor, levando em conta a eficiência da mesma.

O comportamento dinâmico da turbina a vapor na modelagem da planta de ciclo combinado não influencia muito no desempenho total do modelo. Como as constantes de tempo associadas à HRSG são muito elevadas, a dinâmica da turbina a vapor pode ser omitida, quando se considera o comportamento dinâmico total da planta, sendo considerado apenas o seu aspecto estático na produção de energia elétrica.

Os modelos apresentados foram implementados em um programa de simulação de transitórios eletromecânicos através de sub-rotinas definidas pelo usuário. Estes modelos foram testados em uma planta de ciclo combinado industrial real, através de simulação de transitórios eletromecânicos, sendo consideradas diferentes condições de ilhamento, tendo em vista que esta é uma configuração crítica na operação de plantas de potência industrial.

Foram considerados os cenários de importação e exportação de energia por parte da planta industrial e algumas das perturbações que afetam a planta de ciclo combinado foram também examinadas. Em perturbações onde a planta industrial fica isolada do sistema, o regulador de velocidade sobre uma das turbinas a gás passa do modo com queda para o modo isócrono, para que a frequência da planta possa ser recuperada, contanto que a reserva girante própria da planta seja suficiente para suprir o aumento na demanda de potência. Quando esta reserva girante não é suficiente, deve-se considerar a utilização de um esquema de rejeição de carga para manter a frequência da planta em seu valor nominal.

Os resultados obtidos ressaltam as diferenças entre os vários casos considerados e criam subsídios para a adoção do modo de controle mais apropriado, para a calibração de reguladores da turbina a gás e para a validação de procedimentos de perda de carga.

[Kakimoto, 2003] analisa o comportamento dinâmico de uma planta de ciclo combinado de eixo único quando ocorre uma redução na frequência do sistema.

Uma planta de potência de ciclo combinado que consiste principalmente de uma turbina a gás, de uma caldeira de recuperação de calor e de uma turbina a vapor pode alcançar elevada eficiência energética.

Muitas plantas de ciclo combinado foram instaladas no Japão, entretanto, um *blackout* de grande escala ocorreu na Malásia em 1996. Seguindo uma queda de frequência de aproximadamente 1,5 Hz, plantas de turbinas a gás e de ciclo combinado saíram de operação sequencialmente. A perda de geração total foi de 5760 MW.

Foram realizados vários estudos sobre as respostas de plantas de ciclo combinado para quedas de frequência no sistema. Contudo, análises detalhadas não haviam sido feitas com relação ao comportamento das variáveis da planta frente a estas quedas de frequência.

Este artigo apresenta uma planta de ciclo combinado de eixo único, composta de um compressor, um combustor, uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação de calor, uma turbina a vapor e um gerador. O compressor comprime o ar e o envia para o combustor. O combustor queima este ar com combustível e produz o gás de pressão e temperatura elevadas, o qual aciona a turbina a gás. A caldeira de recuperação de calor coleta energia do gás de exaustão e aciona a turbina a vapor. A saída de potência da planta é a soma das saídas de potência da turbina a gás e da turbina a vapor. A turbina a gás produz aproximadamente dois terços da potência total e a turbina a vapor produz o restante.

O artigo mostra um diagrama de blocos de uma planta de ciclo combinado. Há quatro blocos relacionados com controle de velocidade, controle de temperatura, controle de combustível e controle de ar. Os blocos restantes descrevem a turbina a gás, a caldeira de recuperação/turbina a vapor, o eixo do rotor e o transdutor de temperatura.

O bloco de controle de velocidade determina a demanda de combustível de acordo com a referência de carga e o desvio de velocidade do rotor.

O bloco de controle de temperatura restringe a temperatura de exaustão para não prejudicar a turbina a gás. A temperatura de exaustão medida é comparada com a temperatura de referência e a saída é o sinal do controle de temperatura.

A demanda de combustível é comparada com o sinal do controle de temperatura no bloco de controle de combustível. O menor valor é selecionado pelo seletor de valor mínimo e determina o fluxo de combustível.

O bloco de controle de ar ajusta o fluxo de ar para alcançar a temperatura de exaustão desejada. O fluxo de ar é ajustado pelos *VIGVs* do compressor.

Neste artigo foram simulados casos com despachos de geração elevado e reduzido e analisadas as respostas da unidade frente a diferentes valores de queda de frequência no sistema.

Seguindo uma queda de frequência, o controle de temperatura logo ultrapassa o controle de velocidade e limita o fluxo de combustível aproximadamente em seu valor inicial.

O fluxo de combustível aumenta lentamente quando os *VIGVs* abrem e a velocidade deles afeta consideravelmente a estabilidade da planta.

Se os *VIGVs* abrem completamente, o controle de temperatura e a frequência determinam o fluxo de combustível e conseqüentemente a potência de saída.

Embora este artigo se dedique a uma planta de ciclo combinado, os resultados apresentados são aplicáveis a qualquer planta baseada em turbina a gás que opere próximo dos limites de temperatura do gás de exaustão.

CAPÍTULO 4

TURBINAS A GÁS

4.1. Introdução

O uso mais importante das turbinas a gás tem sido na aviação, e com tanto sucesso, que são utilizadas hoje em praticamente todos os aviões, com exceção dos menores.

Em outras áreas de atuação, a aplicação das turbinas a gás se desenvolveu de forma mais lenta, principalmente pelo seu rendimento térmico baixo e pelo seu alto custo de desenvolvimento, o que as tornava não competitivas com outros sistemas de geração de potência para uso geral. Na década de 1940 quando a turbina térmica a gás foi introduzida para a geração de energia elétrica foi considerada uma revolução nos processos de geração de energia utilizando combustíveis fósseis. Vinte anos mais tarde, as usinas termoeletricas com turbina a gás já estavam aptas para uso, mas não eram economicamente viáveis devido à indisponibilidade do gás natural como combustível e aos baixos rendimentos. Próximo ao ano de 1990 a turbina a gás passou a ser responsável por uma parte da geração de eletricidade das novas usinas térmicas. A maior participação da turbina a gás se deve ao ciclo combinado. Outros fatos que ajudaram na popularização da turbina a gás para geração de energia foram: o desenvolvimento na aerodinâmica dos compressores e o aumento da temperatura máxima do ciclo com o aumento da suportabilidade térmica do material associado à tecnologia de resfriamento.

A central térmica a gás tem basicamente um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina, propriamente dita. O fluido de trabalho é comprimido pelo compressor, em seguida ele entra na câmara de combustão e recebe energia do combustível, aumentando sua temperatura e conseqüentemente, sua energia interna. Na turbina o fluido é expandido fornecendo potência para acionamento do compressor e

potência útil. O circuito básico de funcionamento de uma turbina a gás pode ser visto na Figura 4.1.

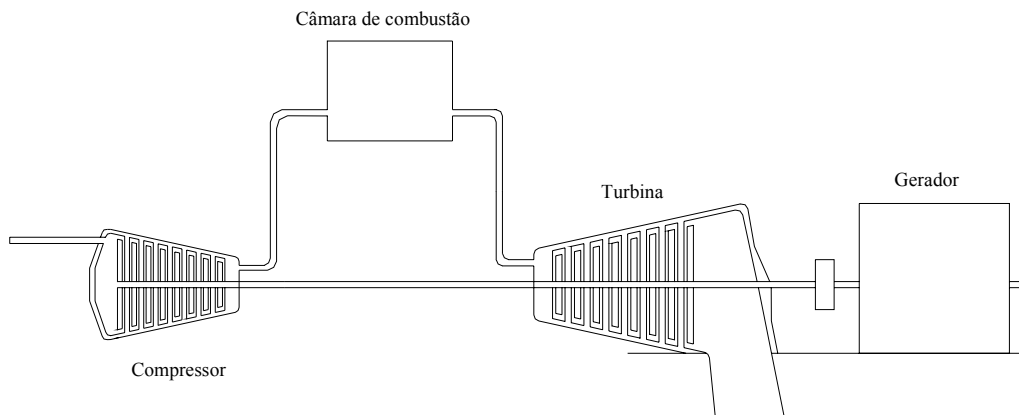


Figura 4.1 – Desenho Esquemático da Turbina a Gás Operando com Circuito Aberto.

A máxima potência útil fornecida pela turbina a gás está limitada pela temperatura com que o material da turbina, associada à tecnologia de resfriamento, pode suportar e, ainda, pela vida útil requerida. Os principais fatores que afetam o desempenho das turbinas a gás são: o rendimento dos componentes e a temperatura de entrada na turbina.

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.

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

As principais vantagens de uma turbina a gás são:

- Unidades compactas e de pequeno peso: as turbinas a gás equivalem, geralmente, a 1/4 em peso e 1/10 em volume quando comparadas com os

motores alternativos e quando comparadas com centrais a vapor convencionais, seu volume é de 1/100;

- Baixa poluição ambiental;
- Utilização de combustíveis líquidos e gasosos.

Como a eficiência em qualquer motor a combustão, a potência gerada neste equipamento depende do trabalho que os gases aquecidos geram em sua expansão, descontado, neste caso, o exigido pelo acionamento do compressor. Portanto, um bom rendimento do equipamento depende de que a pressão e a temperatura sejam adequadas e mantidas dentro de suas especificações operacionais.

Como o rendimento das turbinas a gás é diretamente proporcional a sua temperatura de trabalho, a utilização de materiais de boa resistência é fundamental, pois o limite operacional do equipamento é dado pela resistência ao calor, do material de fabricação das pás. Devido às altas razões de pressão atingidas por este tipo de equipamento, a utilização de refrigeração intermediária no compressor é uma das alternativas que visam melhorar o desempenho do equipamento de uma forma geral.

Nas diversas configurações de ciclo combinado gás-vapor são 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. 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 apresentarem maior eficiência, terem alta confiabilidade, ocuparem pouco espaço, terem 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 apresentarem 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. As modificações são basicamente:

- Fortalecimento dos mancais;
- Sistema de combustão;
- Adição de turbina livre;
- Caixa de redução;

- Possível adição de um trocador de calor.

Como exemplos 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 50 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 4.2 mostra a turbina a gás da GE, LM6000, que possui uma potência de 42 MW e 40% de eficiência térmica nas condições ISO.

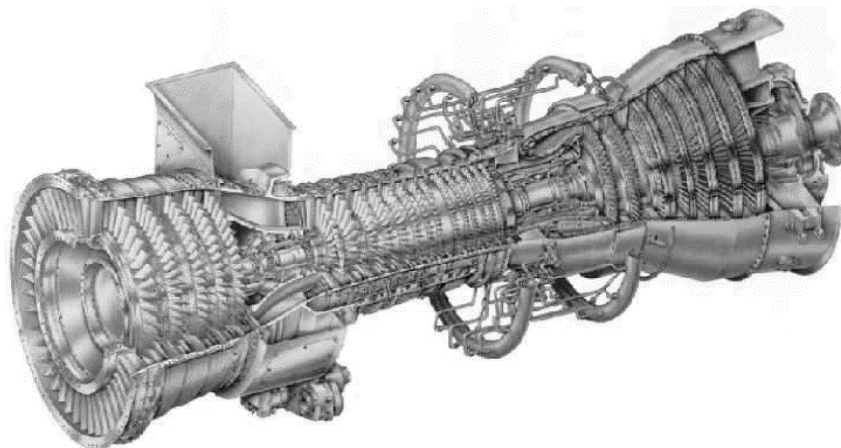


Figura 4.2 – Turbina a Gás GE LM6000 (Turbina Aeroderivativa).

Já a Figura 4.3 representa uma turbina industrial da *Alstom*.

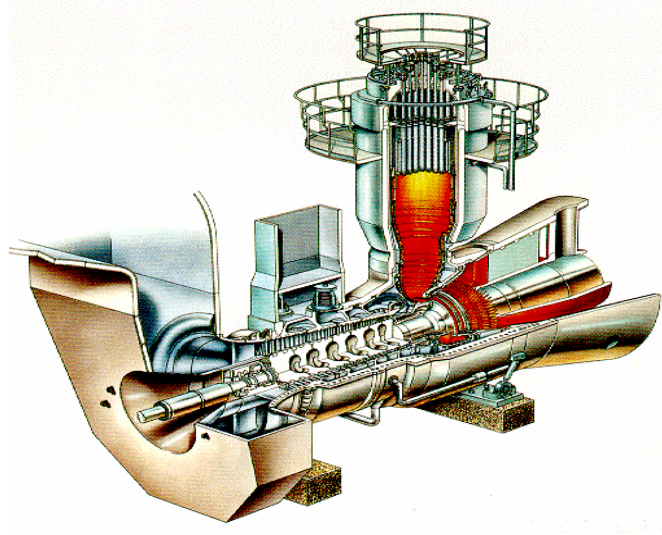


Figura 4.3 – Turbina a Gás *Alstom* GT8C (Turbina *Heavy-Duty*).

4.2. 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.

4.3. 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 4.4.

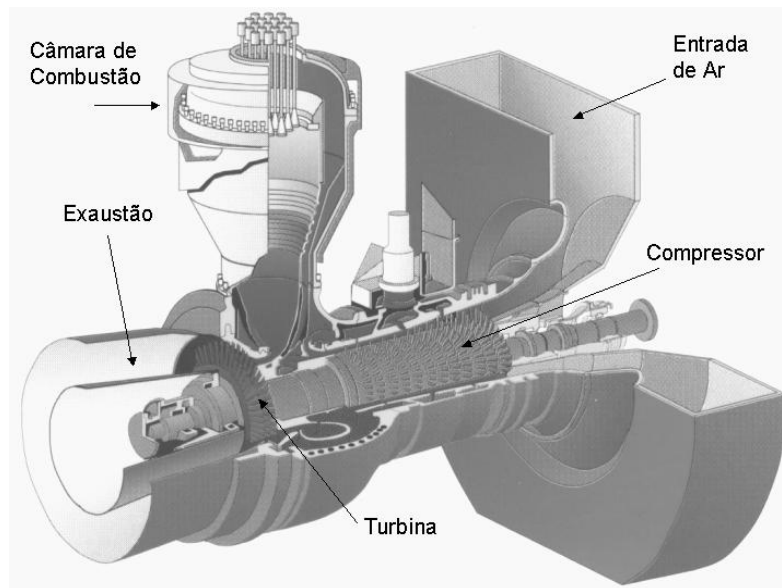


Figura 4.4 – Turbina a Gás *Alstom* GT8C.

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.

- **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 4.5 apresenta um exemplo de um sistema de filtragem de ar.

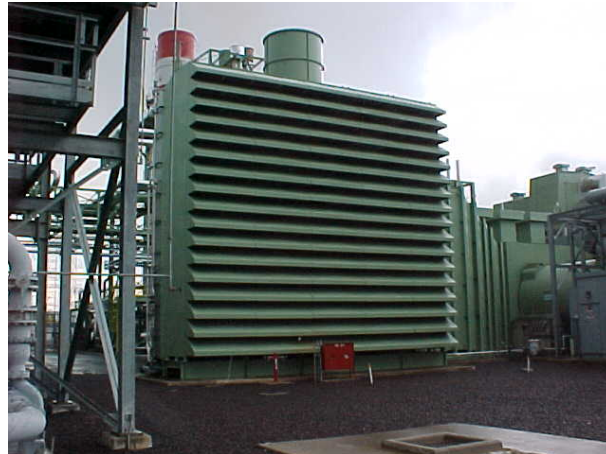


Figura 4.5 – Sistema de Entrada de Ar da Turbina a Gás.

- **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 4.6 apresenta um compressor axial.

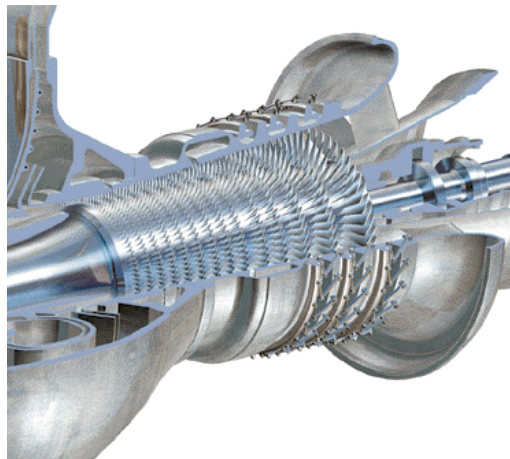


Figura 4.6 – Compressor de Uma Turbina a Gás.

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.

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 4.7 mostra a direção dos fluxos nos dois tipos de compressor.

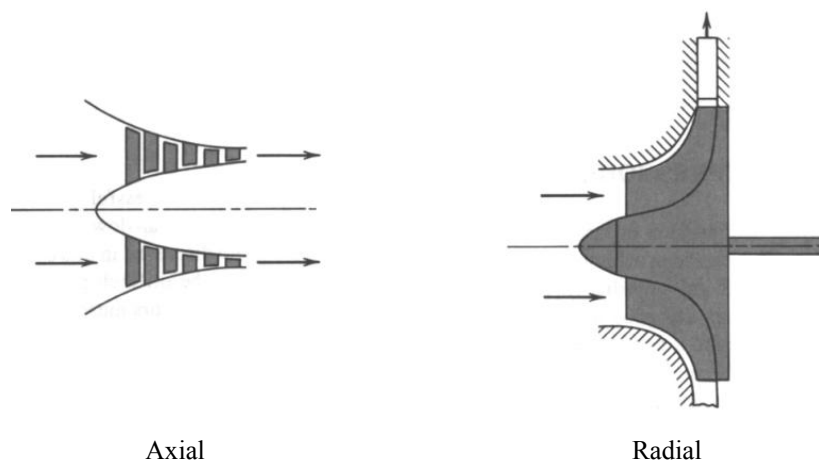


Figura 4.7 – Direção dos Fluxos de Ar em Compressores Axiais e Radiais.

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 4.8.

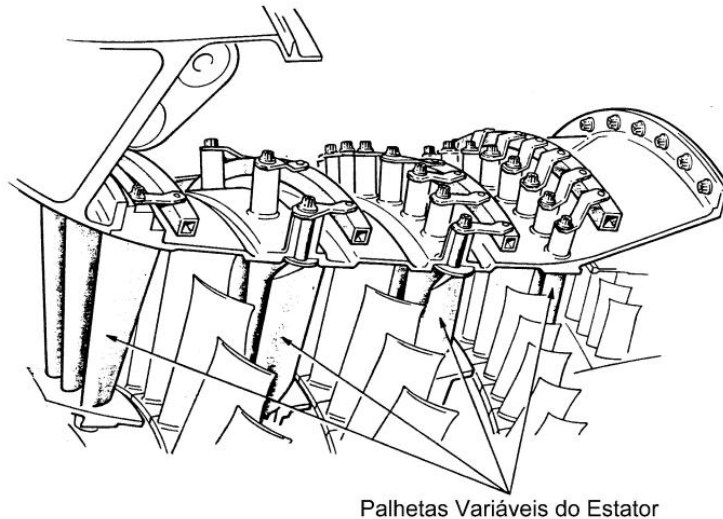


Figura 4.8 – Detalhe do *VIGV* (*Variable Inlet Guide Vane*).

As pás são mecanicamente posicionadas por um sistema de controle hidráulico. O *VIGV* é usado para controlar o compressor durante a partida e em operações com baixa carga.

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 4.9 exemplifica um ciclo com *intercooler*.

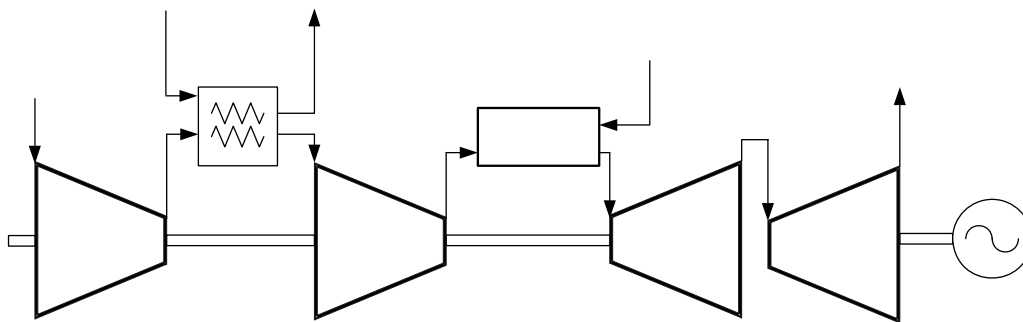


Figura 4.9 – Ciclo com *Intercooler*.

- **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 4.10 exemplifica uma câmara de combustão.

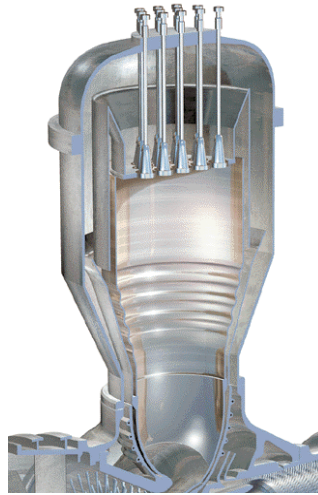


Figura 4.10 – Câmara de Combustão.

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.

Devido à larga faixa de operação das turbinas a gás, tem-se concentrado esforços para se produzir câmaras de combustão de alto desempenho, compactas e com baixas emissões de poluentes.

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 4.11.

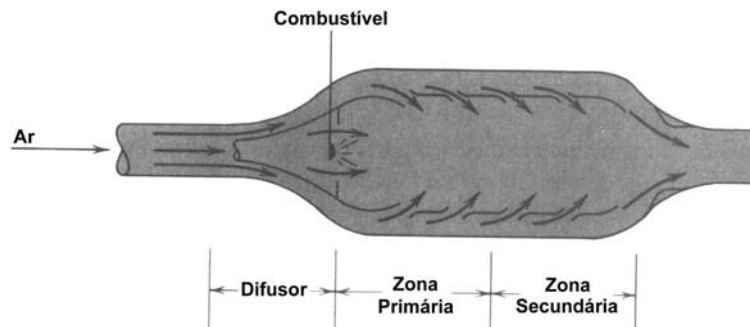


Figura 4.11 – Câmara de Combustão Típica.

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.

- **Turbina**

A função da turbina é fornecer potência através do seu eixo para o acionamento do turbogerador, do compressor e dos 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. A montagem radial é feita sobre mancais no interior do corpo da turbina. Seu eixo pode ser comum ao eixo do compressor.

A Figura 4.12 mostra um exemplo de uma turbina do ciclo a gás.

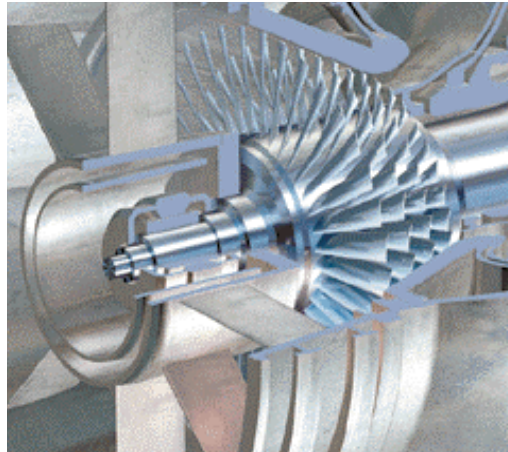


Figura 4.12 – Turbina do Ciclo a Gás.

- **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.

Além da exigência de um sistema de controle preciso em regime permanente, o sistema deve ter resposta transitória adequada, sem oscilações excessivas.

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 4.13 mostra o sistema de combustível.

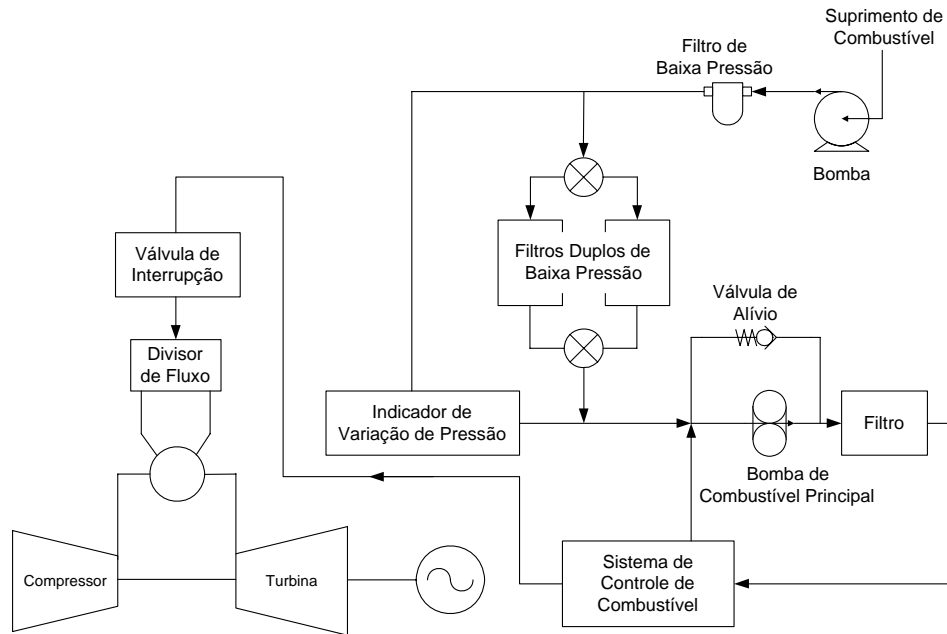


Figura 4.13 – Tipo de Sistema de Combustível.

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 – para fornecer combustível aos combustores, de forma a se manter a chama;
- Tubulação de combustível – para levar o combustível aos injetores;
- Válvula de redução – para regular o fluxo de combustível;
- Válvula de bloqueio – usada para bloquear o combustível;
- Válvulas reguladoras de pressão – usadas para controlar a pressão de entrada da válvula de bloqueio;
- Filtro de combustível – necessário para prevenir entupimento das válvulas e injetores 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 – leva o combustível aos injetores para devida distribuição e atomização;
- Bomba auxiliar – bombeia o combustível que passa pelos filtros até a bomba de sucção principal;
- Filtro de combustível – previne danos e entupimentos nos injetores e válvulas;
- Válvula de *bypass* – recircula o excesso de combustível;
- Válvula de redução – regula 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. O 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.

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

- **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, medido e distribuído.

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).

- **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 4.14.



Figura 4.14 – Sistema de Exaustão.

- **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.

4.4. Configurações das Turbinas a Gás

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 4.15.

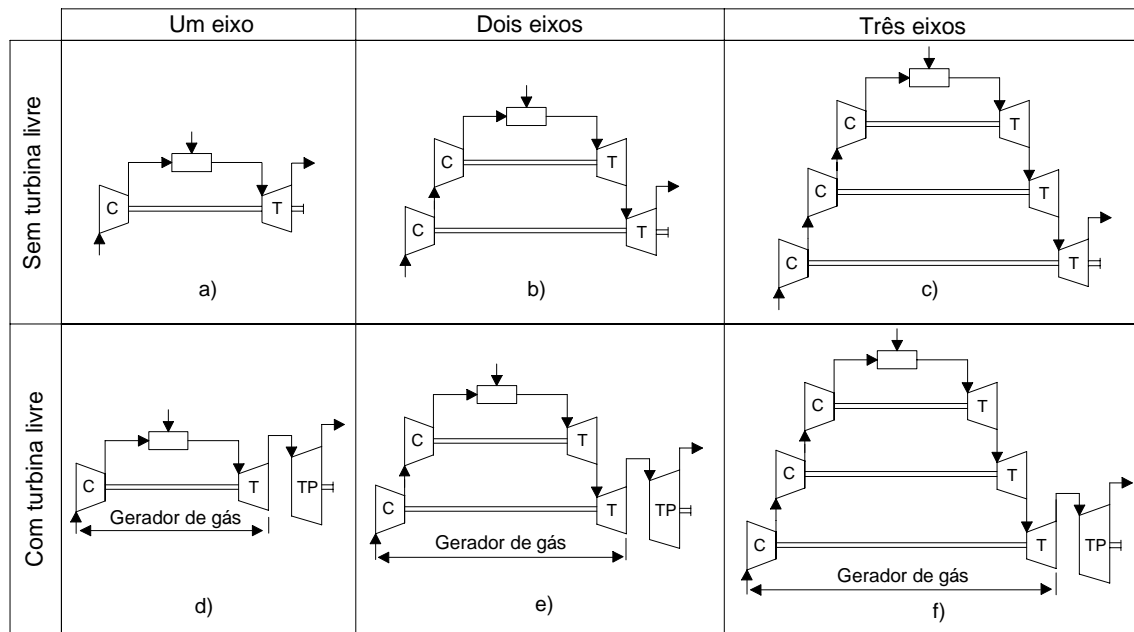


Figura 4.15 – Configurações da Turbina a Gás.

As configurações sem turbina livre são mostradas na Figura 4.15a, na Figura 4.15b e na Figura 4.15c. No caso da configuração de um eixo, Figura 4.15a, 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*.

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 a Figura 4.15d, a Figura 4.15e e a Figura 4.15f. 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. [Carneiro, 2007]. 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 *Heavy-Duty*

As turbinas *heavy-duty* são equipamentos cujo projeto inicial foi totalmente voltado para a aplicação industrial.

Essas turbinas apresentam grande robustez e ampla faixa de potência, necessitam de pouca refrigeração, podem utilizar gases com baixo poder calorífico para a combustão, têm baixo nível de vibrações e sua operação e manutenção são fáceis, permitindo o controle automático.

A grande aplicação das turbinas a gás industriais tem sido em bombas para gás e óleo, geração de eletricidade e propulsão naval.

A Figura 4.16 apresenta uma configuração tradicional para turbinas a gás *heavy-duty*, onde parte da potência produzida pela turbina é fornecida ao compressor e o restante se destina à potência útil de eixo.

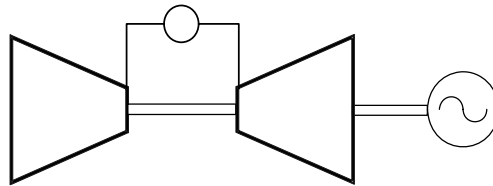


Figura 4.16 - Turbina de Eixo Simples.

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.

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 4.17 ilustra a configuração típica de uma turbina a gás com *spool* simples e turbina de potência.

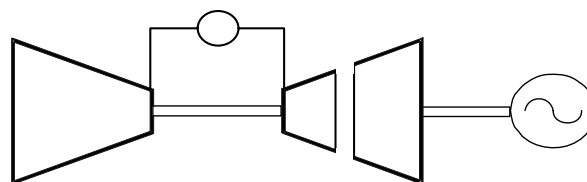


Figura 4.17 - Configuração *Spool* Simples + Turbina de Potência.

- **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 4.18.

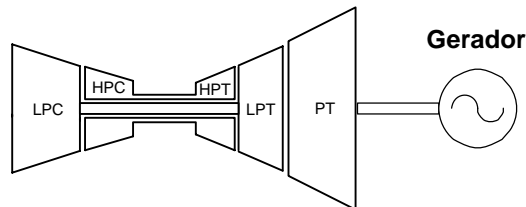


Figura 4.18 – Configuração Dois *Spools* + Turbina de Potência.

- **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 4.19.

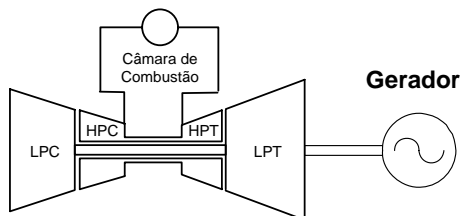
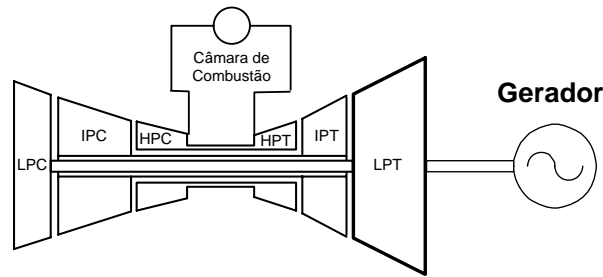


Figura 4.19 – Configuração Avançada com Dois *Spools*.

- **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 4.20.

Figura 4.20 – Configuração Avançada com Três *Spools*.

4.4.1. 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, o qual seleciona 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.

- **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 angular 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.

- **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 alcança 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*.

- **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.

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

Existem palhetas móveis chamadas *Variable Inlet Guide Vane (VIGV)* localizadas no compressor da 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.

4.5. Modelos dos Elementos Componentes das Turbinas a Gás

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.

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.

A Figura 4.21 e a Figura 4.22 mostram, respectivamente, os diagramas esquemático e funcional para uma turbina a gás operando em ciclo aberto.

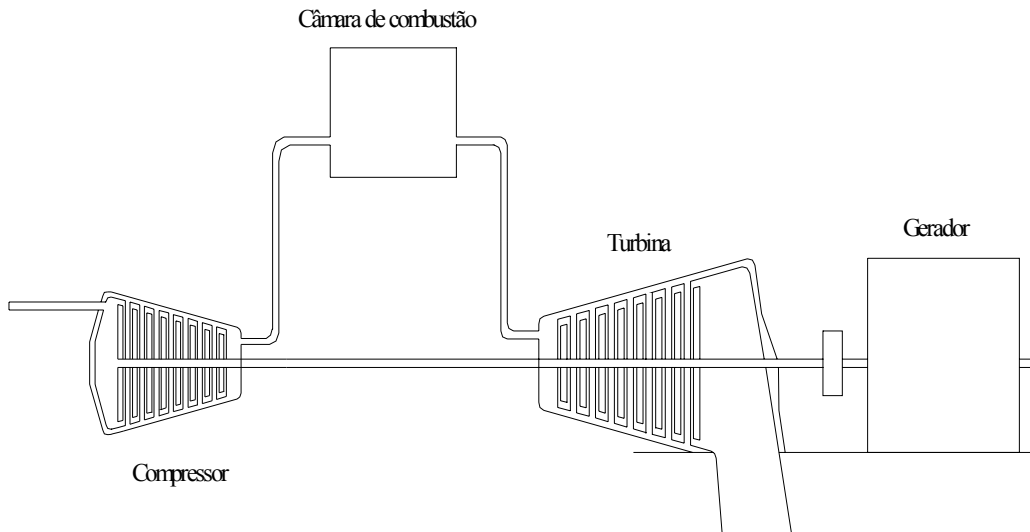


Figura 4.21 – Diagrama Esquemático de Uma Turbina a Gás Operando em Ciclo Aberto.

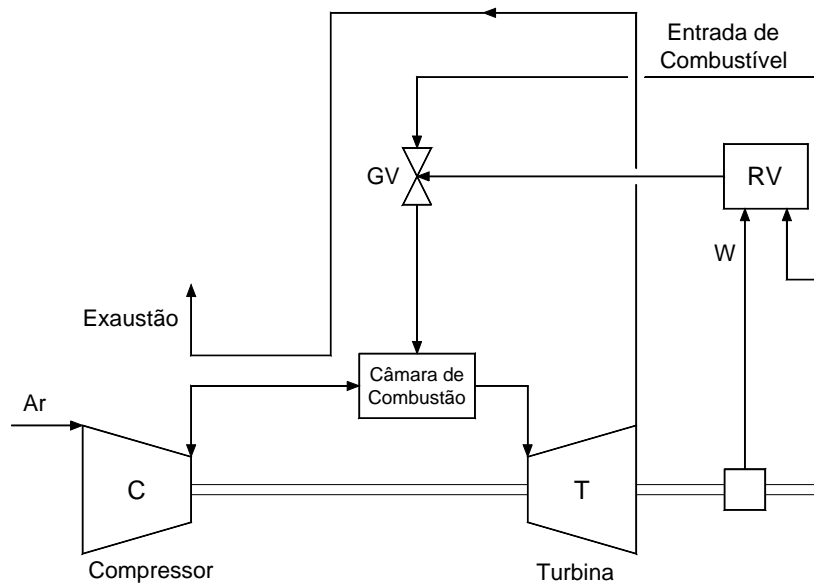


Figura 4.22 – Diagrama Funcional de Uma Turbina a Gás Operando em Ciclo Aberto.

Na Figura 4.23 é mostrado um diagrama com detalhamento dos controles principais que atuam numa turbina a gás operando em ciclo aberto.

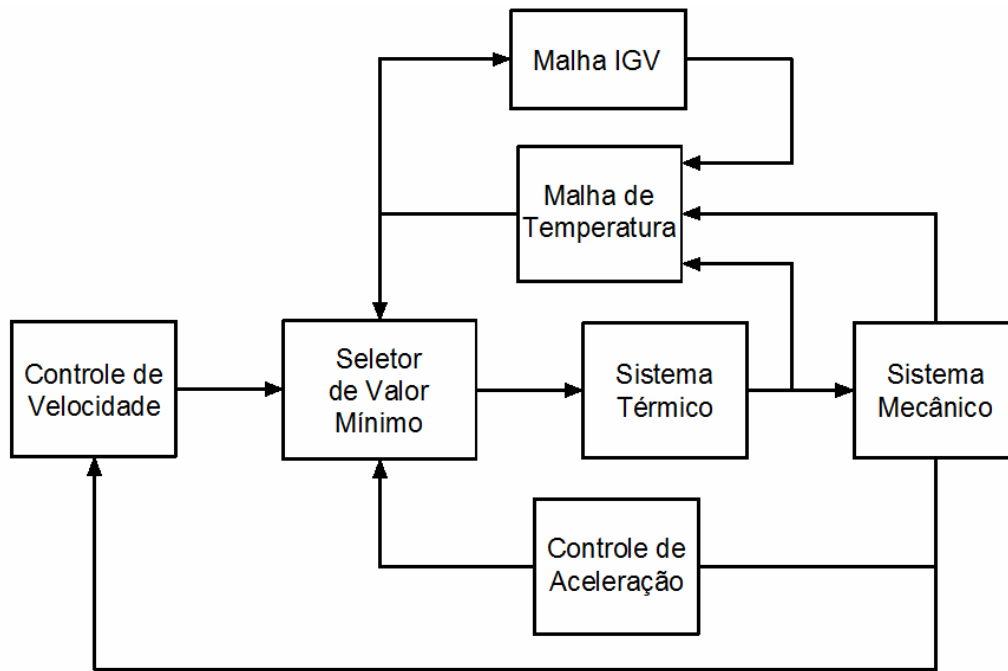


Figura 4.23 – Diagrama Funcional da Operação em Ciclo Aberto para Turbina a Gás – Representação dos Principais Controladores.

O detalhamento de cada bloco presente no diagrama funcional anterior é realizado a seguir [Passaro, 2002].

- **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. O regulador de velocidade com queda é um controle proporcional puro onde a saída é proporcional ao erro da velocidade. Um regulador isócrono é um integrador puro onde a saída é função do erro de velocidade. Portanto, a saída do regulador isócrono será integrada até que o erro de velocidade seja nulo.

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.

Os reguladores de velocidade são elementos importantes na avaliação da estabilidade angular, uma vez que influem no conjugado mecânico das máquinas síncronas, promovendo variações nas potências ativas e nos deslocamentos angulares dos rotores.

A Figura 4.24 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).

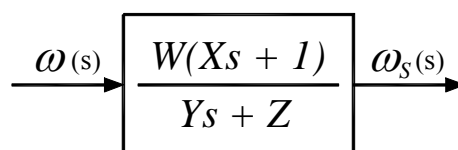


Figura 4.24 – Diagrama de Bloco Representativo do Regulador de Velocidade.

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 4.25 representa um sistema de controle de aceleração.

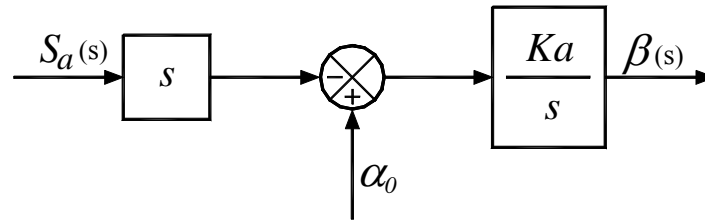


Figura 4.25 – Controle de Aceleração.

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 4.25 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

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

- **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 afeta a potência de saída é a temperatura ambiente.

O controle de temperatura é o meio convencional de limitar a resposta da turbina a gás estipulando uma pré-determinada temperatura de chama, independente da variação da temperatura ambiente ou das características do combustível. Sob condições normais

de operação, onde ocorrem pequenos distúrbios na carga, o controle de temperatura não tem ação significativa, desde que, a turbina esteja operando um pouco abaixo de sua potência nominal. Entretanto, quando o aumento de potência gerada pela turbina a gás é determinado pela redução da frequência do sistema, o controle de temperatura passa a atuar, resguardando a turbina a gás de altas temperaturas que possam reduzir a vida útil de funcionamento da máquina.

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 4.26 apresenta o diagrama esquemático de um protetor típico.

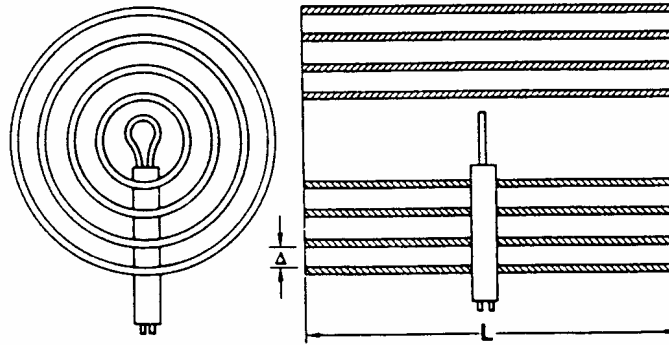


Figura 4.26 – Protetor Contra Radiação.

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 4.27.

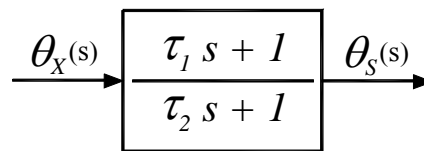


Figura 4.27 – Diagrama de Bloco Representativo do Protetor Contra Radiação.

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 4.27 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 4.28.

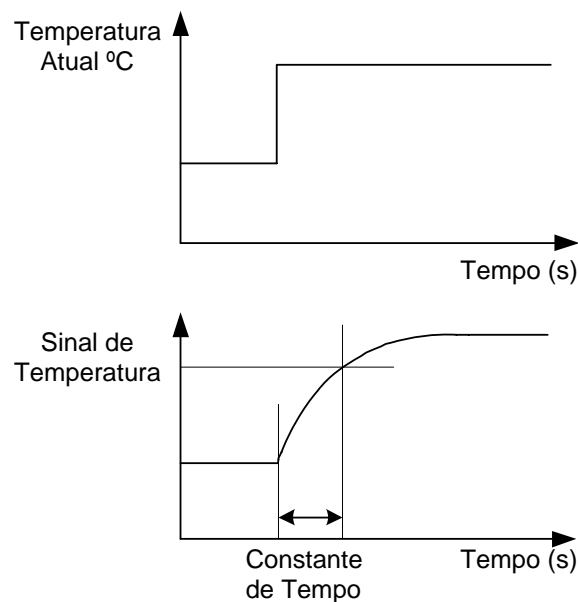


Figura 4.28 – Constante de Tempo do Termopar.

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 4.29 representa o termopar.

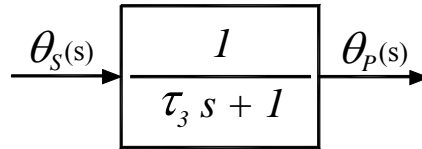


Figura 4.29 – Diagrama de Bloco Representativo do Termopar.

Onde:

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

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

τ_3 = Constante de tempo do termopar (s).

Da Figura 4.29 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 4.30 caracteriza este efeito.

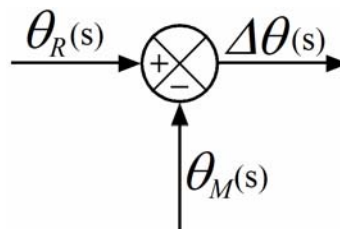


Figura 4.30 – Variação da Temperatura.

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 4.30:

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

Sistema de controle de temperatura

Um aumento na demanda de potência requer um aumento na vazão de combustível o qual resulta numa elevação da temperatura de operação da turbina. Esta temperatura deve ser restringida quando alcançar o limite máximo do material usado na turbina. A temperatura é medida através de termopares os quais produzem um sinal elétrico proporcional.

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 alcança 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 4.31 representa o sistema de controle de temperatura.

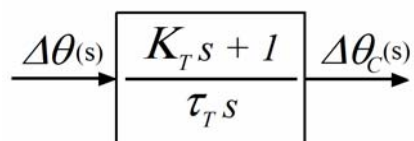


Figura 4.31 – Diagrama de Bloco Representativo do Sistema de Controle de Temperatura.

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 4.31 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 4.32.

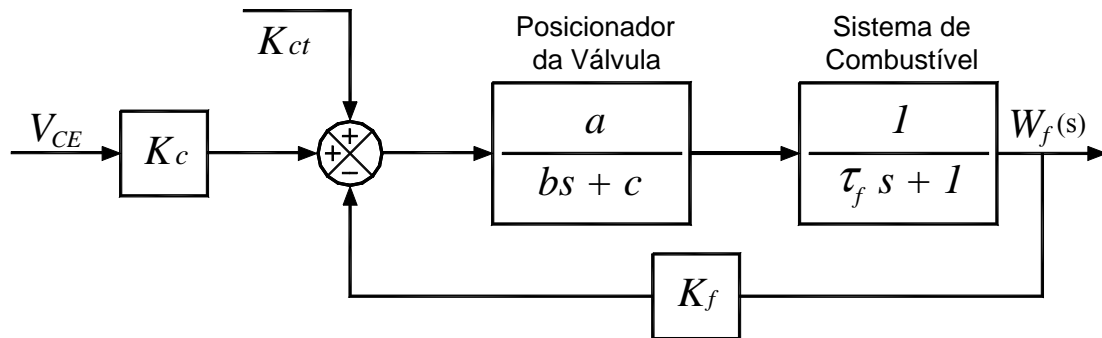


Figura 4.32 – Diagrama de Blocos do Sistema de Combustível e Posicionador da Válvula.

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 4.32 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:

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

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 4.33.

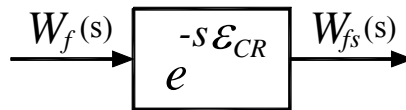


Figura 4.33 – Diagrama de Bloco Representativo do Combustor.

Onde:

$W_f(s)$ = Fluxo de combustível (pu);

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

ε_{CR} = Tempo de atraso devido ao combustor (s).

O atraso ocasionado pelo processo de combustão é ilustrado pela Figura 4.34. Na utilização de combustível gasoso, pode-se desprezar tal atraso [Rowen, 1983].

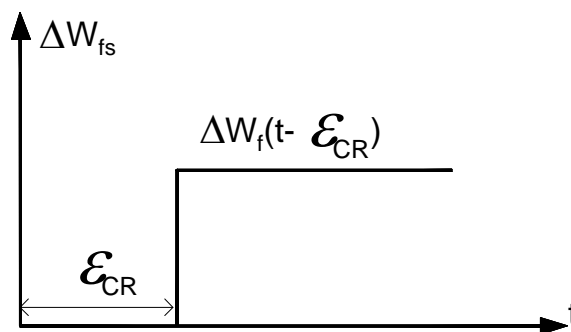


Figura 4.34 – Atraso Ocasionado pela Combustão.

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 a seguir.

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

- **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 4.35.

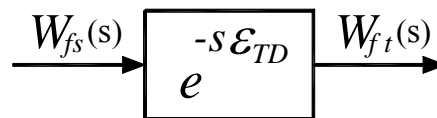


Figura 4.35 – Diagrama de Bloco Representativo do Atraso Ocasionado pela Exaustão.

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);

ε_{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 4.36.

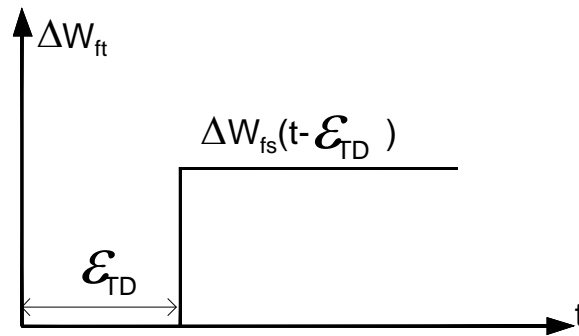


Figura 4.36 – Atraso Ocasionado pela Exaustão.

- **Descarga do compressor**

A descarga de ar do compressor causa um pequeno tempo de atraso que é representado pelo diagrama de bloco da Figura 4.37.

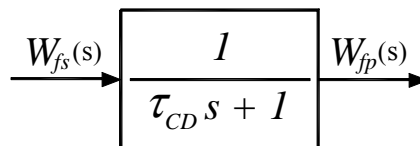


Figura 4.37 – Diagrama de Bloco Representativo da Inércia do Compressor.

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 4.37 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**

A atuação do controle das pás móveis de entrada do compressor (controle *VIGV*) é de fundamental importância para controlar o fluxo de ar que entra na câmara de combustão e posteriormente se expande na turbina, já que uma válvula de controle iria ocasionar grandes perdas de pressão.

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 [Passaro, 2002]. 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

A temperatura de exaustão controlada pela temperatura da câmara de combustão é função de múltiplos fatores.

O sinal de entrada do *VIGV* pode ser expresso como função da temperatura ambiente, como mostrado pela Figura 4.38.

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

Figura 4.38 – Cálculo da Variação da Temperatura para o *VIGV*.

Onde:

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

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

$IGV_I(s)$ = 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 4.39 mostra o diagrama de bloco de controle de temperatura (VIGV).

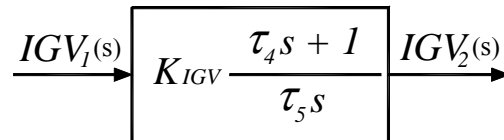


Figura 4.39 – Diagrama de Bloco Representativo do Controle de Temperatura do VIGV.

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 4.39 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 4.40.

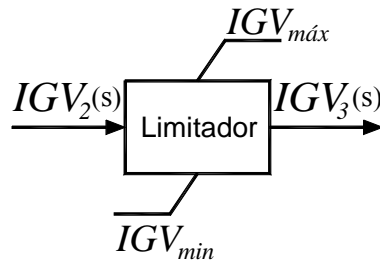


Figura 4.40 – Limitador do VIGV.

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_{min} = 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 4.41.

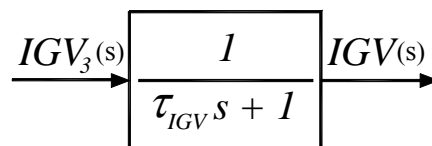


Figura 4.41 – Atuador do VIGV.

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 4.41 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 4.42 mostra o diagrama de blocos representativo do *bias* do *VIGV*.

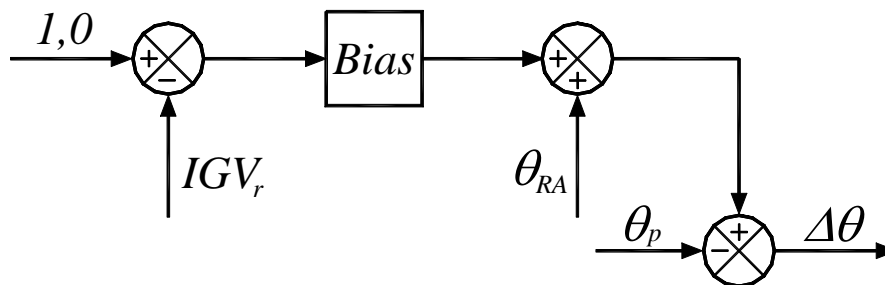


Figura 4.42 – Diagrama de Blocos Representativo do *Bias* do *VIGV*.

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 4.42 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:

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

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 4.43 apresenta o diagrama de bloco referente ao eixo do rotor.

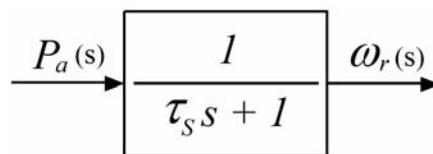


Figura 4.43 – Diagrama de Bloco Representativo do Eixo do Rotor.

Onde:

$P_a(s)$ = Potência acelerante 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 4.43 obtém-se a seguinte equação no domínio do tempo:

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

- **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 4.44 ilustra este seletor.

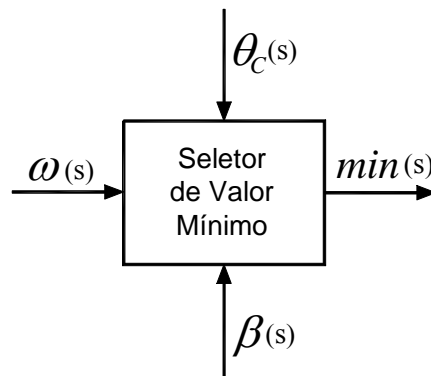


Figura 4.44 – Diagrama de Bloco Representativo do Seletor de Valor Mínimo.

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.

4.6. Modelos Matemáticos das Turbinas *Heavy-Duty*

A Figura 4.45 representa o diagrama de blocos completo de uma turbina *heavy-duty* com suas malhas de controle, proposto inicialmente por [Rowen, 1983].

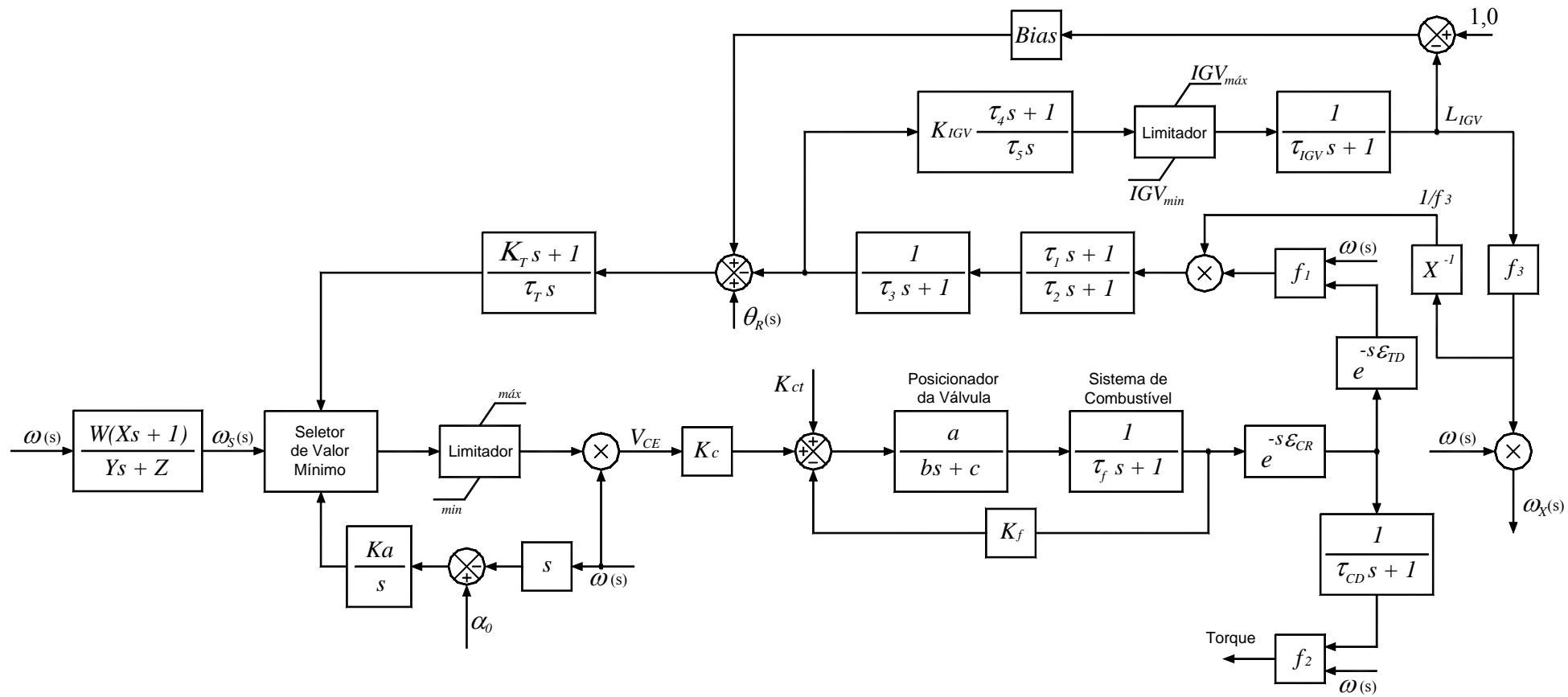


Figura 4.45 – Diagrama de Blocos Representativo da Turbina *Heavy-Duty*.

Do modelo anterior tem-se que a temperatura de exaustão (T_X) é obtida através da função f_1 , ou seja [Rowen, 1983]:

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

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 [Rowen, 1983]:

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

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) [Rowen, 1983]. 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).

4.7. 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 4.46 e pelo diagrama de blocos completo de acordo com a Figura 4.47 [Rowen, 1997].

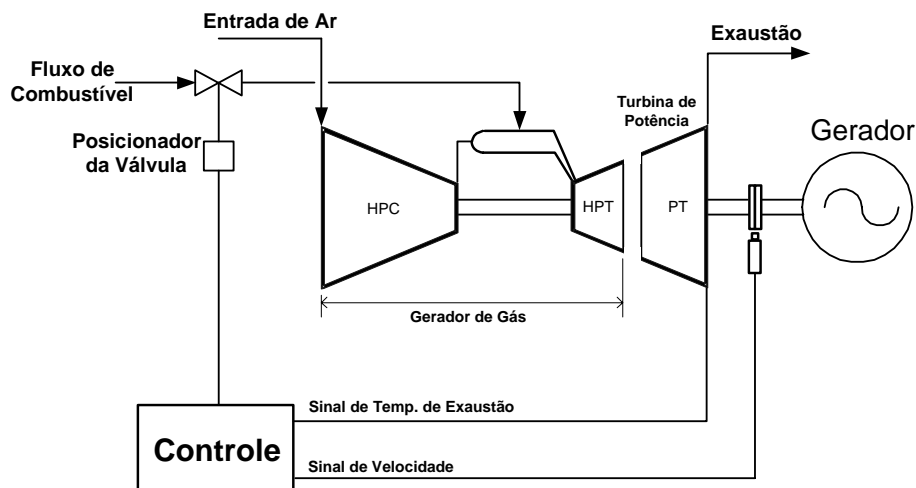


Figura 4.46 – Sistema Físico para Turbinas Aeroderivativas Tradicionais.

Da Figura 4.46 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).

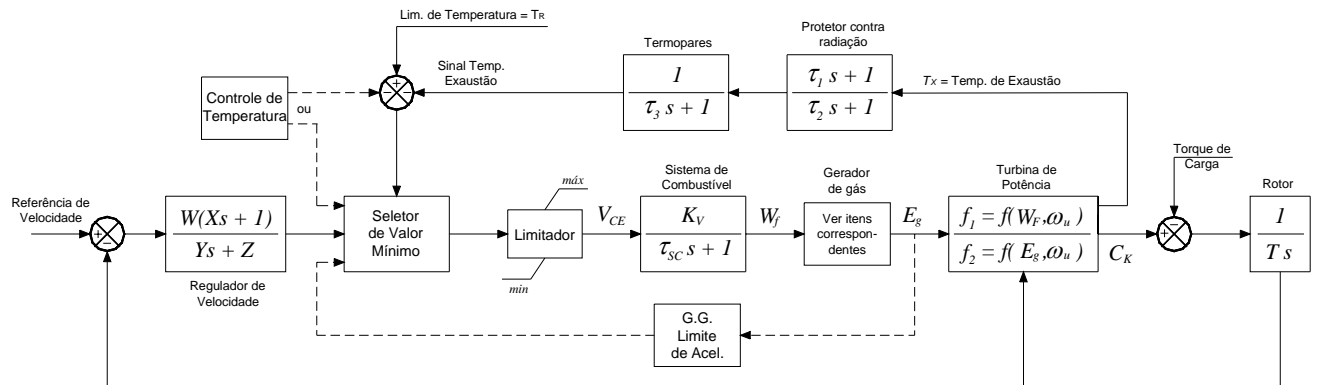


Figura 4.47 – Diagrama de Blocos Representativo de Turbinas Aeroderivativas Tradicionais.

A representação matemática das turbinas aeroderivativas tradicionais 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 [Rowen, 1997]:

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

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

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 [Rowen, 1997].

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

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás é mostrado na Figura 4.48.

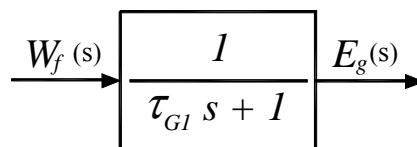


Figura 4.48 – Diagrama de Bloco do Gerador de Gás.

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 4.49.

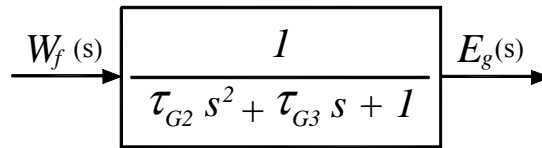


Figura 4.49 – Diagrama de Bloco do Gerador de Gás.

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 descrito simplificadaamente conforme a Figura 4.50 e o diagrama de blocos completo da Figura 4.51 [Rowen, 1997].

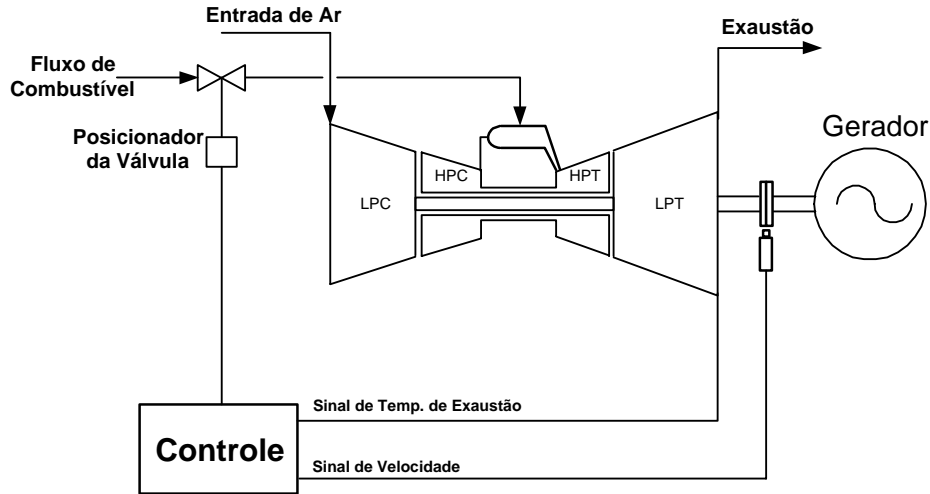


Figura 4.50 – Sistema Físico para Turbinas Aeroderivativas Avançadas.

Da Figura 4.50 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).

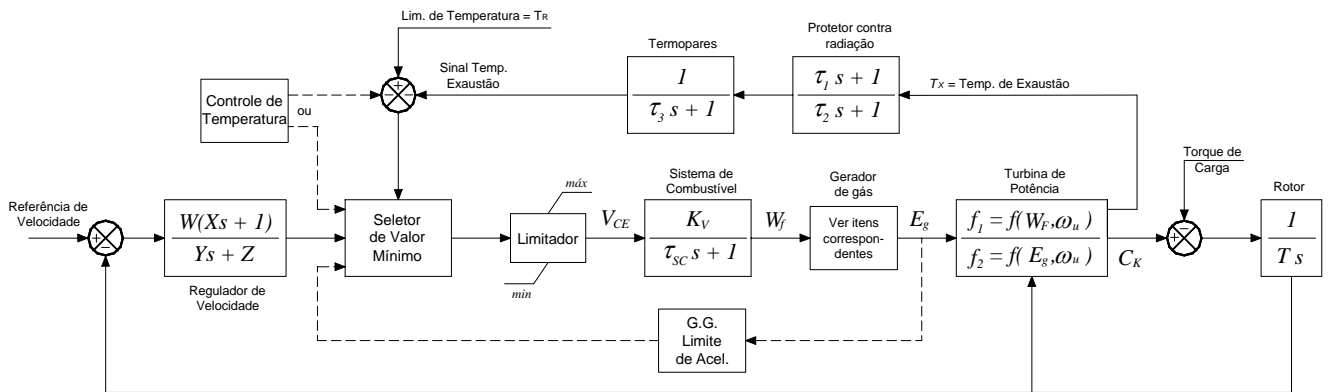


Figura 4.51 – Diagrama de Blocos Representativo de Turbinas Aeroderivativas Avançadas.

As equações algébricas C_K e T_X para as configurações aeroderivativas avançadas são as seguintes [Rowen, 1997]:

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

$$T_X = T_R - 85(1 - W_f) + 300(1 - \omega_u) \quad (4.27)$$

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 [Rowen, 1997].

- Configuração com Dois *Spools*

O diagrama de bloco representativo do gerador de gás é mostrado na Figura 4.52.

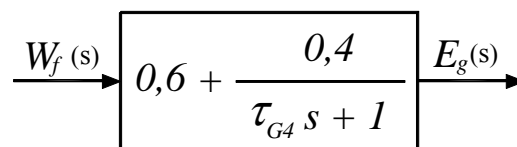


Figura 4.52 – Diagrama de Bloco do Gerador de Gás.

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 4.53.

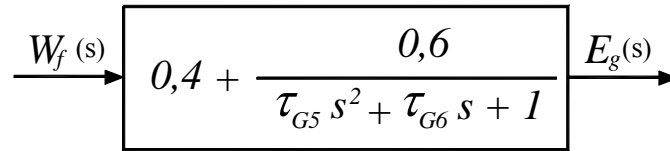


Figura 4.53 – Diagrama de Bloco do Gerador de Gás.

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

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

CAPÍTULO 5

TURBINAS A VAPOR

5.1. Introdução

A energia obtida pela queima de carvão, óleo, gás, etc, bem como por fissão nuclear, é utilizada para produzir vapor a alta pressão e temperatura na caldeira ou *boiler*. 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, alimentando o sistema de potência.

Basicamente a turbina é constituída por um rotor apoiado em mancais, onde se localizam as pás (móveis), as alhetas (imóveis) e 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 5.1.



Figura 5.1 – Vista Geral de Uma Turbina a Vapor da *Alstom Power*.

Existem diversos tipos e configurações de turbinas térmicas a vapor. Normalmente estas turbinas são divididas em dois ou mais estágios, que podem ser ligados a um ou dois eixos. Cada um destes estágios consiste de um certo número de partes móveis, conectadas ao rotor, e de partes fixas. O vapor superaquecido à alta pressão, que vem da caldeira, entra nas partes fixas e é acelerado, ganhando energia cinética à medida que se expande para pressões mais baixas. O fluxo de vapor é então direcionado para as partes móveis da turbina, exercendo uma força tangencial, a qual produz um conjugado no eixo. À medida que o vapor se desloca axialmente pelo eixo da turbina sua pressão é reduzida e seu volume aumenta. Desta forma as pás das turbinas devem aumentar de tamanho, da entrada para a parte de exaustão de vapor, com o intuito de acomodar a referida variação.

A divisão da turbina em estágios possibilita o reaquecimento do vapor, elevando sua entalpia e conseqüentemente aumentando a eficiência do ciclo.

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 no item 5.5. referente às configurações típicas das turbinas a vapor.

5.2. Fundamentos das Usinas Térmicas a Vapor

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

A caldeira é um componente do ciclo que tem por objetivo converter a água em vapor. O vapor, ao incidir nas palhetas da turbina, dá início a um movimento de rotação no seu eixo, alimentando o gerador para produção de energia elétrica. Na Figura 5.2, a caldeira é representada por uma chaleira comum e a turbina é um simples cata-vento. Na verdade os componentes de uma turbina térmica são bem mais complicados, entretanto os princípios são praticamente os mesmos.

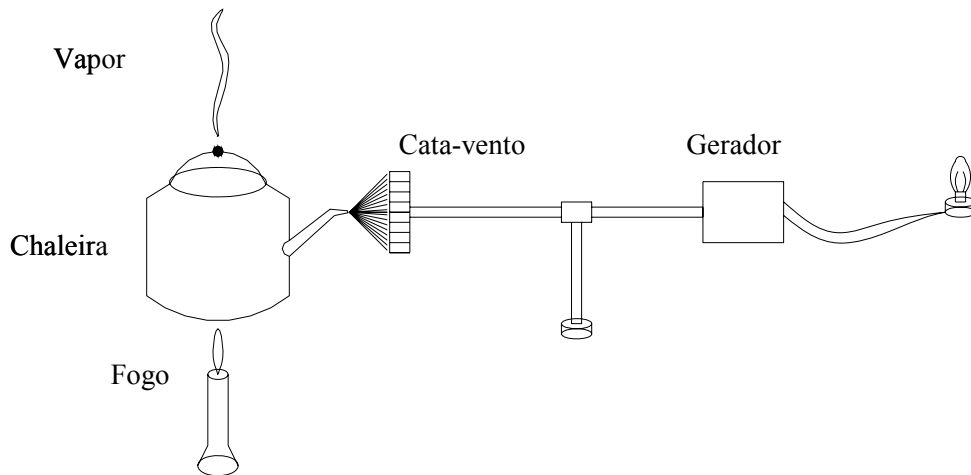


Figura 5.2 – Esquema Simplificado da Geração Termoelétrica.

Este ciclo simples apresenta uma visão geral da geração termoelétrica, mas é um ciclo de rendimento muito baixo, tornando-se inviável economicamente. Desde que se propôs a obter maior quantidade de trabalho possível a partir da queima de combustível, diversas melhorias no ciclo tornaram-se necessárias.

A combustão é um fator importante na eficiência do sistema. Quando se processa uma combustão na realidade está ocorrendo uma reação química em cadeia. Quando o combustível é aquecido em uma temperatura adequada, na presença de ar, o carbono do combustível se combina com o oxigênio do ar, dando origem ao gás carbônico (CO_2) e ao monóxido de carbono (CO), sendo que a proporção de cada um depende da quantidade de ar presente. A presença do monóxido de carbono significa que o combustível não está sendo totalmente queimado, isto é, necessita ser combinado com mais oxigênio proveniente do ar de forma que se tenha combustão total, portanto formação de CO_2 . Durante a operação das caldeiras, deve-se sempre obter o máximo de CO_2 , para manter alta a eficiência do processo.

Não se deve fornecer uma quantidade de ar maior do que o necessário para a combustão, pois isto acarretará uma diminuição da eficiência da operação, já que o excesso de ar absorve o calor do processo. Na prática, não é possível fornecer a quantidade de ar estritamente necessária à queima de certa quantidade de combustível, sendo, portanto, fornecida uma quantidade ligeiramente superior.

Assim, para cada tipo de combustível utilizado e para cada quantidade de combustível queimado, é estabelecido um processo ótimo, de tal forma que se tenham boas condições de combustão com o máximo rendimento.

O fenômeno da combustão é incrementado através da elevação da temperatura do comburente sem que se diminua a eficiência do ciclo. Isto pode ser feito através dos gases de exaustão que saem pela chaminé, pois estes possuem uma quantidade de calor que pré-aquece o ar que alimenta a chama, conforme descrito na Figura 5.3.

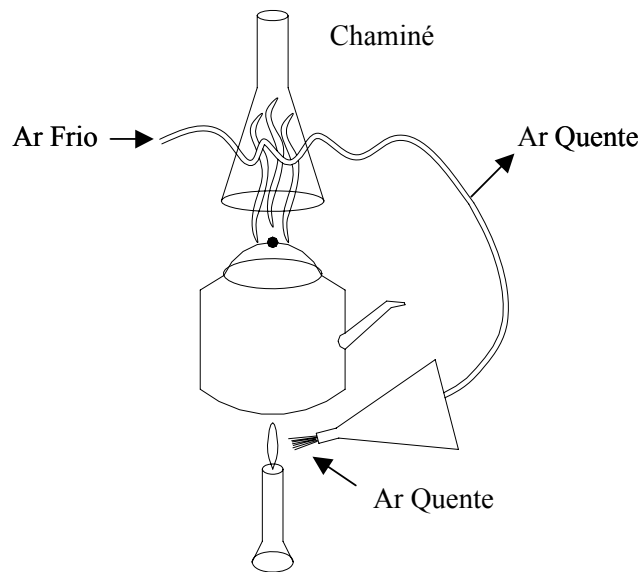


Figura 5.3 – Inserção do Reaquecimento.

A chaleira, utilizada anteriormente, não é um meio eficiente de produção de vapor. Desta maneira, através da Figura 5.4, apresenta-se a caldeira, que é constituída de dois tambores de ferro, interligando um grande número de tubos, arranjados de tal forma que os gases da combustão têm que passar através do banco de tubos, dispostos no seu percurso em direção a chaminé. A superfície total dos tubos é grande, de forma que seja possível a absorção de uma grande quantidade de calor. As bolhas de vapor formadas nos tubos se elevam até o tambor superior, onde o vapor é coletado a fim de ser conduzido, através de tubulações até a turbina.

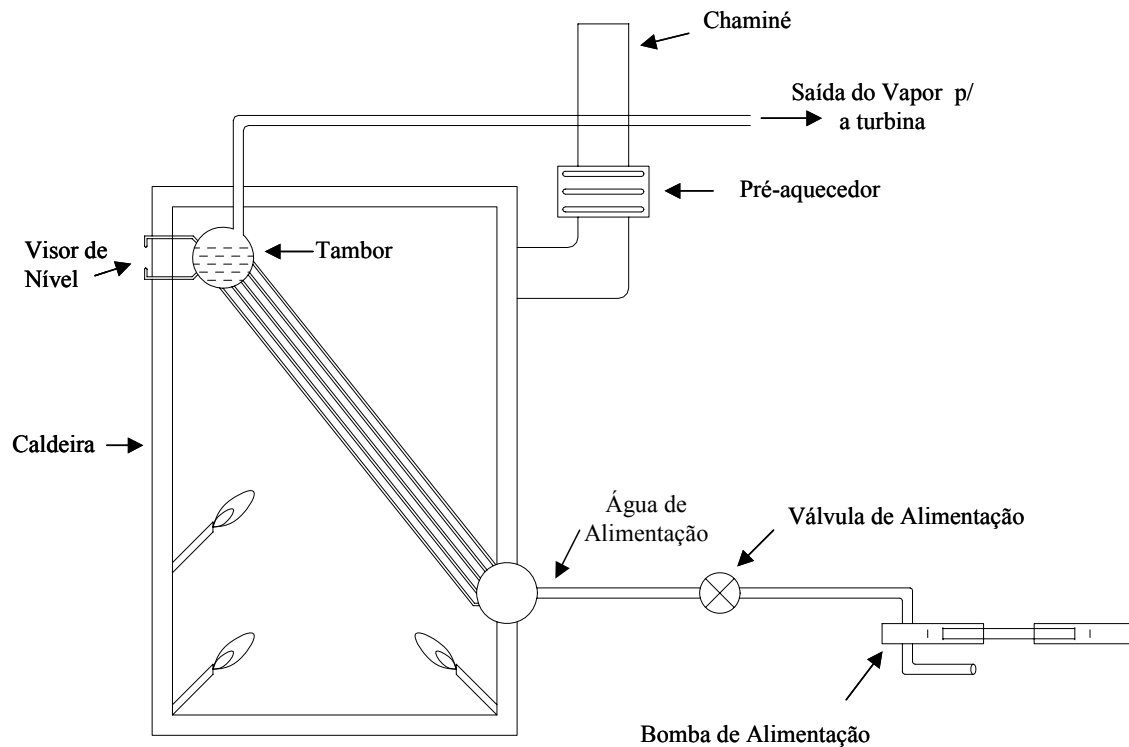


Figura 5.4 – Esquema da Caldeira.

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

Na operação de qualquer caldeira, é essencial que se mantenha uma certa quantidade mínima de água no seu interior. Caso isto não ocorra, o metal se tornará sobre aquecido o suficiente para provocar a ruptura dos componentes, já que a água é o meio disponível para a remoção do calor dissipado pelo combustível. Por outro lado, o tambor não deve estar com seu nível muito alto, pois, além de eliminar o espaço destinado à coleta de vapor, pode ocasionar o arrastamento de água ou vapor úmido para o interior da turbina, o que causaria grandes prejuízos.

O nível do tambor sofre a influência de uma série de fatores operacionais. Variações de carga provocam modificações no fluxo de vapor e variações de fluxo de

combustível provocam oscilações na taxa de fogo, dando como conseqüência variações no processo de vaporização o que, por sua vez, provocará variação no nível da caldeira. Por estas razões, torna-se necessário manter um rigoroso controle sobre o nível da caldeira. Assim é que foram desenvolvidos sistemas que possibilitam controle automático no nível do tambor, já que é impraticável um controle manual por tempo indeterminado.

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

Para recuperar parte do calor perdido dos gases, antes de dissipado pela chaminé, são instalados pré-aquecedores de ar. Outra medida utilizada é a adoção de um novo feixe de tubos, no interior dos quais passará a água de alimentação antes de ser admitida na caldeira propriamente dita, conforme mostrado na Figura 5.5.

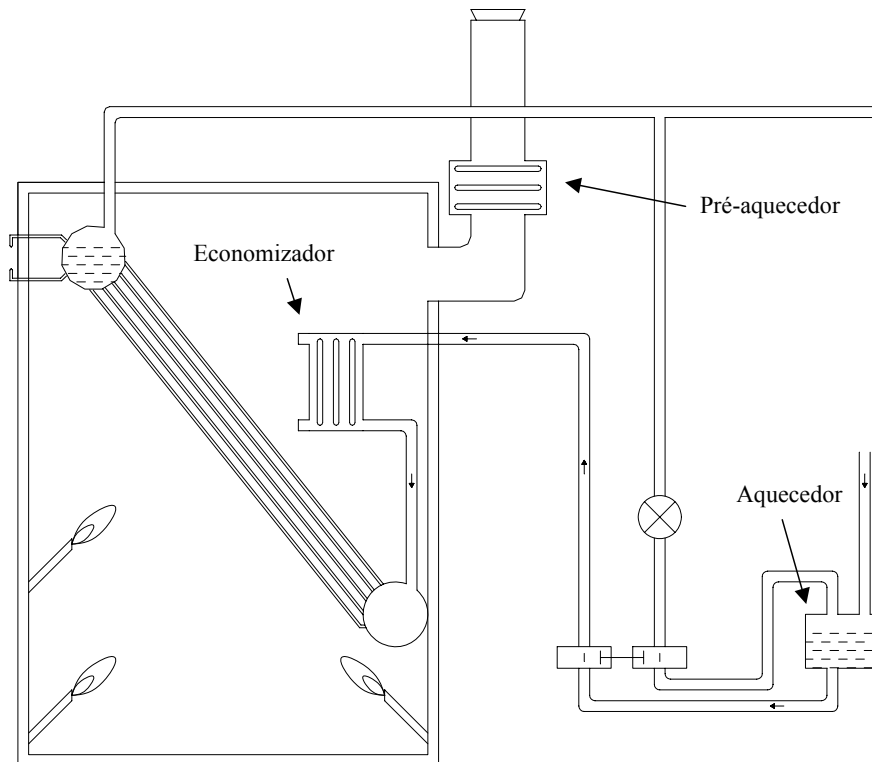


Figura 5.5 – Inserção do Economizador.

O banco de tubos adicionado está situado no caminho dos gases em direção a chaminé, antes do pré-aquecedor. Uma grande quantidade de calor contida nos gases é absorvida nos tubos da caldeira. Fazendo, estes gases passarem através do feixe de tubos recém introduzidos, mais uma parcela de calor será recuperada, elevando desta forma a eficiência da caldeira. A este conjunto de tubos deu-se o nome de economizador.

Antes de prosseguir com as melhorias da caldeira, serão feitas algumas observações sobre o restante do ciclo. Os componentes de um ciclo a vapor não são tão simples quanto à analogia feita no início deste item. Uma turbina é muito mais complexa que um simples cata-vento, pois esta é composta de centenas de palhetas, algumas estacionárias e outras rotativas. Estas palhetas são dispostas em grupos ou estágios de forma que o vapor seja forçado a passar sucessivamente através dos vários estágios conforme descrito na Figura 5.6.

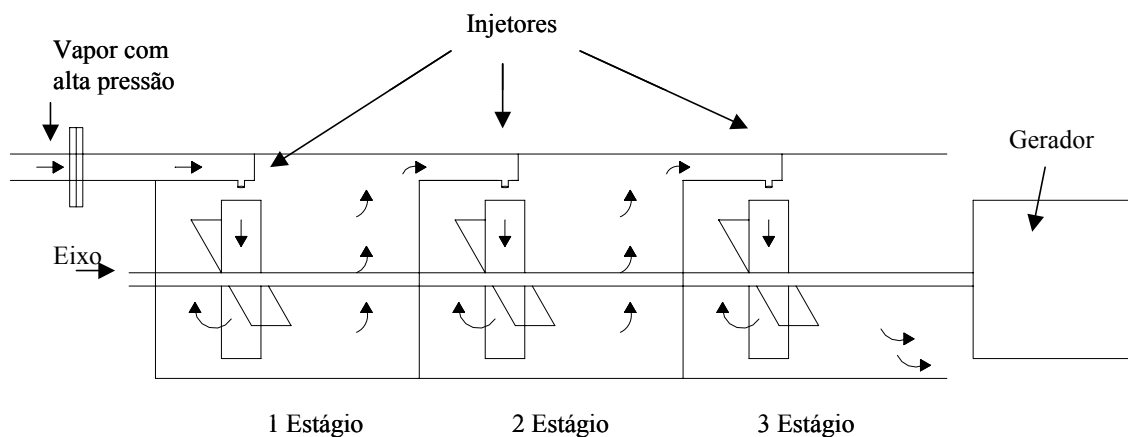


Figura 5.6 – Esquema da Turbina.

Neste diagrama, três conjuntos foram montados em um eixo, cada conjunto em um compartimento separado. O vapor procedente do primeiro estágio, ao incidir sobre as palhetas móveis dá origem ao movimento de rotação em todo o eixo. Ao acionar as palhetas do primeiro estágio, o vapor está cedendo parte de sua energia, resultando assim em uma queda de pressão. O vapor é conduzido para o segundo estágio, com menor pressão, repetindo todo o processo. Após ter trabalhado no último estágio,

praticamente toda a energia do vapor foi transferida para o rotor da turbina, sendo então dirigida para a exaustão.

Através da Figura 5.7 pode-se observar o caminho do ciclo. A água de alimentação já entra aquecida na caldeira devido ao aquecedor e ao economizador. Na caldeira a água se transforma em vapor que percorre o caminho através das tubulações, expande nos vários estágios da turbina e fecha o ciclo na exaustão.

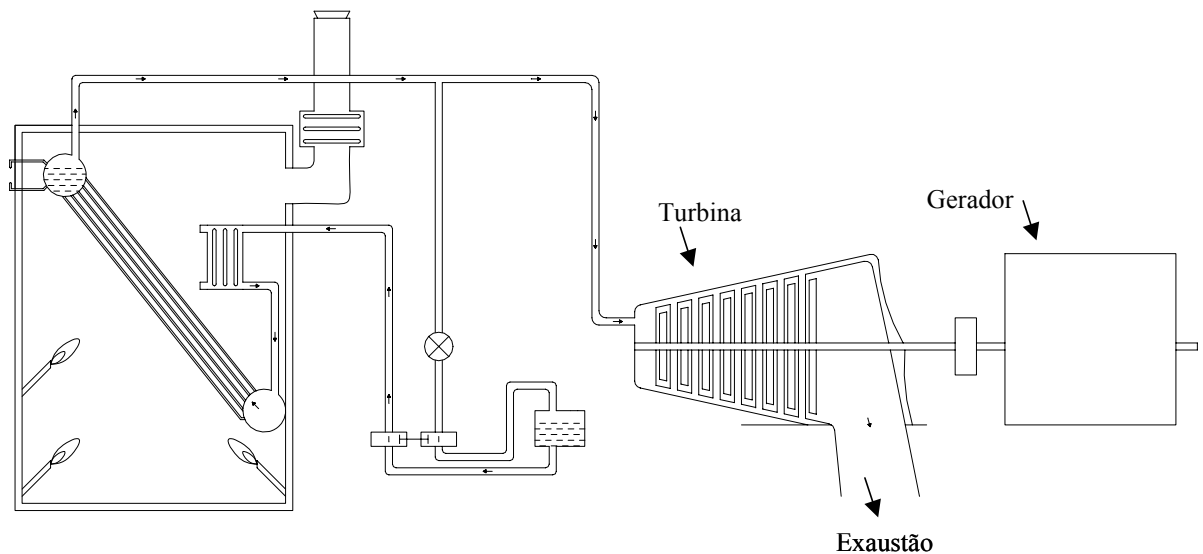


Figura 5.7 – Esquema da Caldeira + Turbina.

O vapor proveniente da exaustão apresenta uma temperatura elevada e portanto pode ser utilizado ao invés de ser liberado diretamente na atmosfera. Para isso, é adaptado, na extremidade inferior da turbina, um invólucro no interior do qual existe um grande número de tubos de diâmetro reduzido, conforme mostrado na Figura 5.8.



Figura 5.8 – Esquema do Condensador.

Com este tipo de arranjo, o vapor procedente da turbina entra em contato com a superfície dos tubos frios, cedendo calor à água que circula no interior dos tubos. Isto provoca uma queda de temperatura do vapor, acarretando a condensação, ao mesmo tempo em que cria um vácuo no interior do invólucro. Tecnicamente o dispositivo destacado chama-se condensador.

Deste modo o ciclo se mostra fechado, conforme descrito na Figura 5.9. O vapor produzido na caldeira flui, através da linha de alta pressão até a turbina. Na turbina, ele passa sucessivamente através dos vários estágios, perdendo pressão em cada um deles e produzindo trabalho mecânico nas palhetas do rotor. A turbina, por sua vez, aciona um gerador o qual produz eletricidade. Na saída da turbina, em sua parte inferior, o vapor entra no condensador, através do qual se estabelece um fluxo de água de resfriamento.

Com a inclusão do condensador há necessidade do bombeamento de água, o que consome certa quantidade de energia. Mesmo assim a participação do condensador no ciclo é viável, pois a energia gasta para mover as bombas é menor do que a que se ganha com a inserção do elemento.

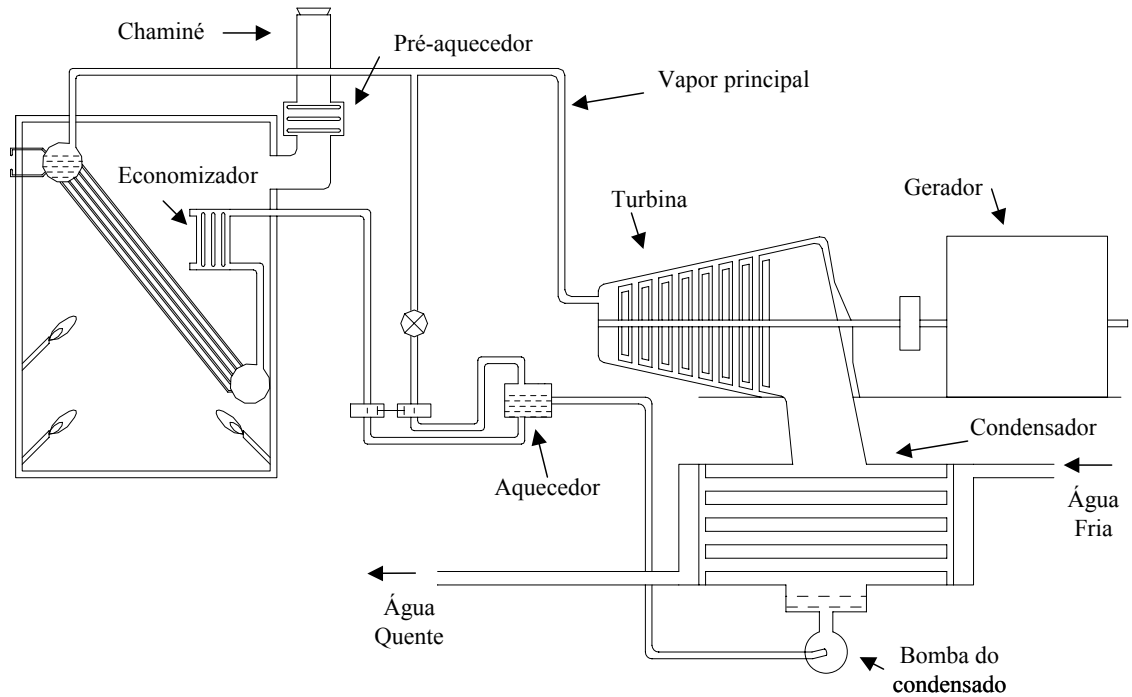


Figura 5.9 – Ciclo Fechado.

Um elemento importante que compõe o ciclo é o superaquecedor, cuja finalidade é elevar a temperatura do vapor acima daquela que o mesmo foi produzido. Os superaquecedores são constituídos por feixes de tubos dispostos ao longo do percurso dos gases.

Com este arranjo, o vapor coletado de uma caldeira, passa no superaquecedor, sendo então conduzido à turbina. Após percorrer os primeiros estágios, é levado de volta a caldeira, passando através do reaquecedor e novamente retornando à turbina em outro estágio de menor pressão, e por fim, sendo admitido no condensador. A idéia é ilustrada na Figura 5.10.

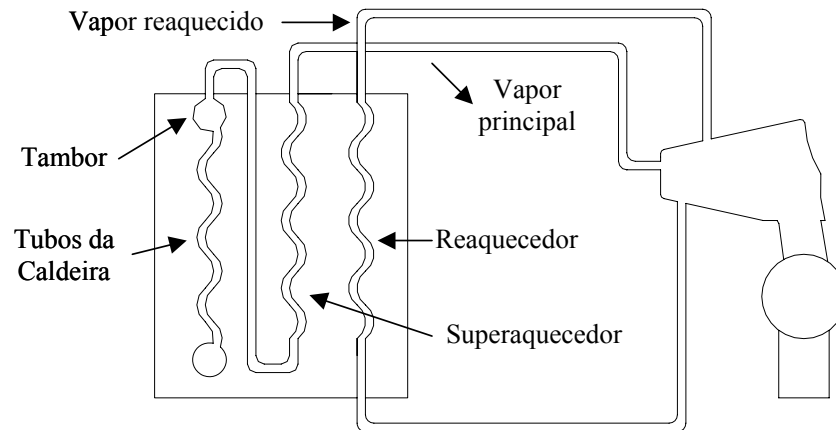


Figura 5.10 – Ciclo com Reaquecimento.

5.3. Componentes das Usinas Térmicas a Vapor

Este item mostra de forma detalhada os principais componentes das centrais térmicas a vapor operando isoladamente.

5.3.1. Gerador de Vapor

A caldeira, ou gerador de vapor, é um conjunto de componentes que tem a função de transformar a água em vapor superaquecido. A Figura 5.11 ilustra uma caldeira.

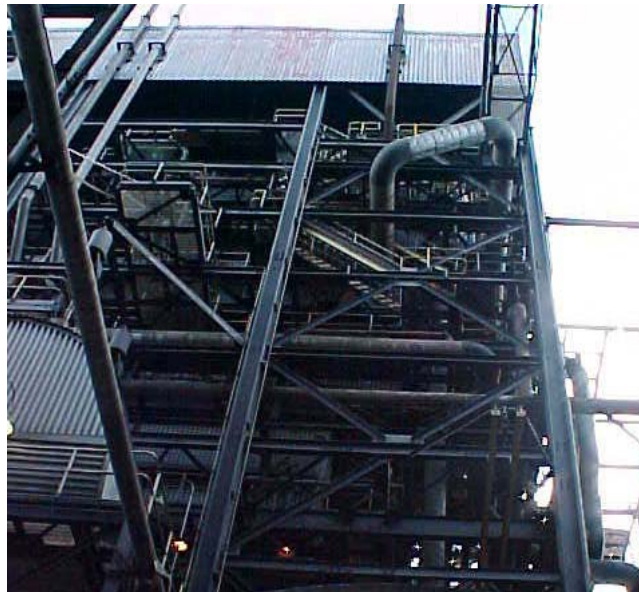


Figura 5.11 - Vista Parcial de Uma Caldeira.

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

A seguir será feita uma descrição mais detalhada dos componentes geradores de vapor.

- **Fornalha**

A fornalha tem a função de fornecer uma barreira física para o processo de combustão. As paredes são formadas por tubos cheios de água, conforme ilustra a Figura 5.12, e, em seu interior absorvem, através da radiação, o calor proveniente da combustão gerando, por sua vez, uma mistura de água e vapor. Esta mistura de água e vapor circula por meio convencional, ou devido à presença de bombas de circulação.

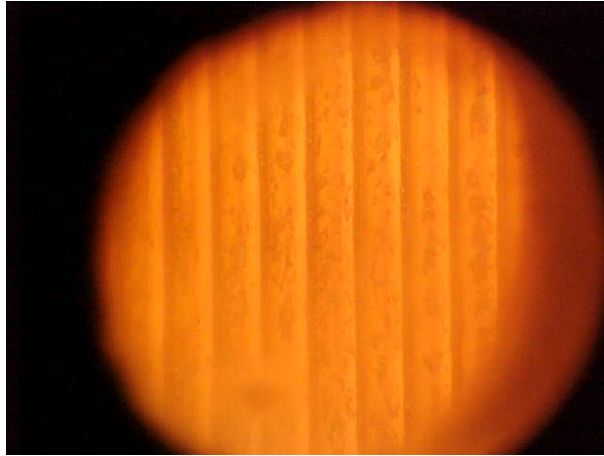


Figura 5.12 - Paredes D'Água da Fornalha.

O tamanho da câmara de combustão é determinado pela capacidade de produção de vapor e pelas características do combustível. A disponibilidade de calor na fornalha é controlada pela entrada de combustível. O calor fornecido pelo combustível é baseado no máximo valor de combustão mais o calor do ar de entrada. A quantidade de calor sofre uma redução devido à evaporação da água do combustível formado pelo hidrogênio presente no processo. Há perda de calor devido à radiação na fornalha e a convecção através das paredes d'água. As temperaturas de saída do forno alcançam uma faixa de 900 a 1100° C.

- **Tambor**

O tambor é um recipiente que contém a interface entre água e vapor na caldeira. Este possui equipamentos para remover líquidos do vapor, protegendo a turbina de prejuízos. A Figura 5.13 mostra a vista parcial do tambor. Em grandes caldeiras a pressão do vapor no tambor é alta.

O tambor também serve de reservatório para o vapor. Isto porque a turbina requer uma maior quantidade de vapor quando ocorre certo tipo de perturbação.

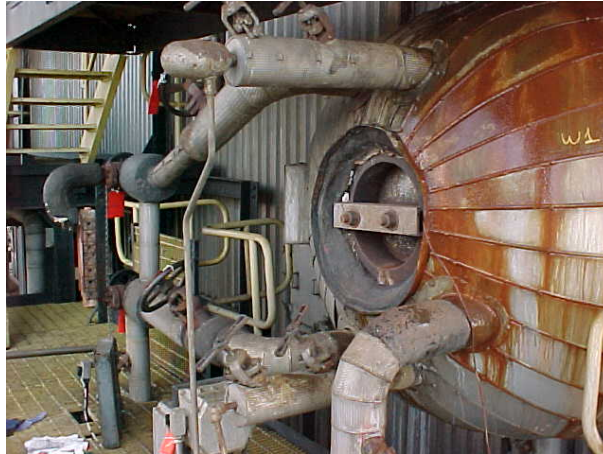


Figura 5.13 – Vista Parcial do Tambor.

- **Bombas de circulação**

São bombas que forçam a circulação da mistura de água e vapor através das paredes de água da fornalha. As caldeiras podem ser projetadas com circulação natural ou podem ter circulação forçada. O uso de circulação forçada permite o uso de diâmetros menores de tubos nas paredes da caldeira, desde que a queda de pressão em um tubo menor possa ser compensada pelas bombas de circulação. Os diâmetros menores também permitem paredes mais finas da tubulação.

A principal consideração de projeto para o sistema de circulação forçada é a capacidade de evitar a operação de carga total da caldeira com uma bomba de circulação fora de serviço.

- **Superaquecedor**

São superfícies absorvedoras de calor que têm a finalidade de elevar a temperatura de vapor acima do seu ponto de saturação, fornecendo-o para o primeiro estágio da turbina. O calor transferido para a superfície do superaquecedor pode ser através de radiação de calor irradiada pela fornalha e, principalmente através de convecção na passagem dos gases de combustão. 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. Os superaquecedores e reaquecedores utilizam os atemperadores para misturar água ao vapor. Este procedimento reduz a temperatura do vapor, controlando o processo.

- **Reaquecedor**

É uma superfície de transferência de calor utilizada para aumentar a temperatura do fluxo de vapor que foi utilizado para mover a turbina de alta pressão (ou turbina de extra alta pressão, dependendo da configuração). Como no superaquecedor, o calor transferido para a superfície do reaquecedor pode ser através de radiação e, principalmente de convecção.

- **Economizador**

O economizador utiliza o calor transferido por convecção. A energia reaproveitada pelo economizador é aquela remanescente dos processos de transferência de calor no superaquecedor e no reaquecedor. Esta energia é utilizada para minimizar a diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura da água de alimentação, aquecendo a última. Um outro tipo de economizador é o *stack loss* que aquece o combustível gasoso na última seção de aquecimento da caldeira.

- **Queimador**

São equipamentos que fazem a mistura ar/combustível para que a combustão ocorra com eficiência. Estão localizados dentro da fornalha e por isso devem ser constituídos de materiais com alto grau de suportabilidade térmica. Há dois tipos de configuração de queimadores utilizados amplamente nas caldeiras: o queimador de parede e o queimador de canto ou queimador tangencial. A Figura 5.14 mostra um queimador de gás natural.

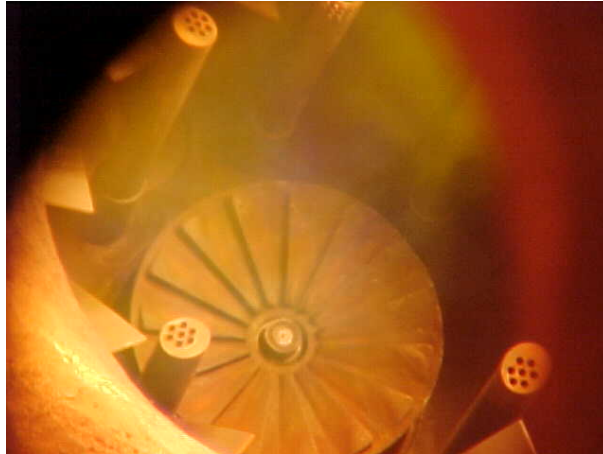


Figura 5.14 – Queimadores de Gás Natural.

- **Pré-aquecedores de ar**

Os gases de exaustão, mesmo após passarem por todo o processo, ainda contêm uma quantidade significativa de calor. A função do pré-aquecedor é a de aumentar a temperatura do comburente e retirar toda a umidade possível, para que ocorra um acréscimo no rendimento do processo.

5.3.2. Turbinas a Vapor

Uma turbina a vapor consiste, fundamentalmente, de um rotor apoiado em rolamentos, onde estão localizadas as pás (móveis), as alhetas (estacionárias), a carcaça (invólucro), dentro do qual se localiza o rotor e os bocais (expansores), através dos quais o rotor expande-se ou é orientado convenientemente.

- **Válvulas**

As ações de controle exercidas nas turbinas térmicas a vapor operando em ciclo combinado são realizadas fundamentalmente através das válvulas dispostas nas entradas dos diversos estágios da turbina. A válvula principal de parada (MSV), as válvulas de controle (GV), a válvula de parada do vapor reaquecido (RSV) e as válvulas de interceptação (IV), bem como o regulador de velocidade, são responsáveis pelo controle da potência gerada.

O sistema de regulação tem três funções: controle normal de carga/velocidade, controle de sobrevelocidade e *trip* de sobrevelocidade. Além do mais, o controle da turbina inclui um número de outras funções como controle de partida/parada e controles auxiliares de pressão.

A função de controle de carga/velocidade nas turbinas a vapor é realizada através do controle das válvulas GVs. Este torna possível às unidades geradoras operarem satisfatoriamente em paralelo com outras unidades e com divisão própria de carga. A GV aumenta ou diminui a quantidade de vapor que é expandido na turbina, controlando assim a frequência da máquina.

A necessidade do controle de sobrevelocidade e da proteção é peculiar das turbinas a vapor, e é de extrema importância para operação segura. A integridade da turbina depende da habilidade do controle de limitar a velocidade do rotor, seguindo uma redução da carga elétrica, para não ficar acima do valor máximo de velocidade permitido pelo projeto. As turbinas a vapor com reaquecimento têm dois sistemas de válvulas separadas que podem ser usadas para um rápido controle do vapor que alimenta a turbina, sendo eles: um sistema envolvendo as válvulas GVs e outro sistema envolvendo as válvulas IVs. O uso das IVs é altamente eficiente em condições onde ocorre grande rejeição de carga. As válvulas IVs têm a função de desviar o fluxo de vapor das seções de média e baixa pressão evitando assim uma sobrevelocidade.

O *trip* de sobrevelocidade ou emergência é uma proteção de *backup* quando ocorre uma falha do controle normal de sobrevelocidade, e é designado para ter operação independente.

Durante as partidas o vapor é admitido simetricamente através de todas as seções dos bocais para reduzir o estresse térmico, as GVs são mantidas completamente abertas e as válvulas de parada são usadas para controlar o fluxo de vapor. Este modo de operação é usado até a velocidade atingir um valor específico. Deste modo, as válvulas MSV e RSV atuam apenas em situações de emergência, para o gerador, e na condição de partida da turbina.

As válvulas principais associadas à turbina a vapor são mostradas na Figura 5.15.

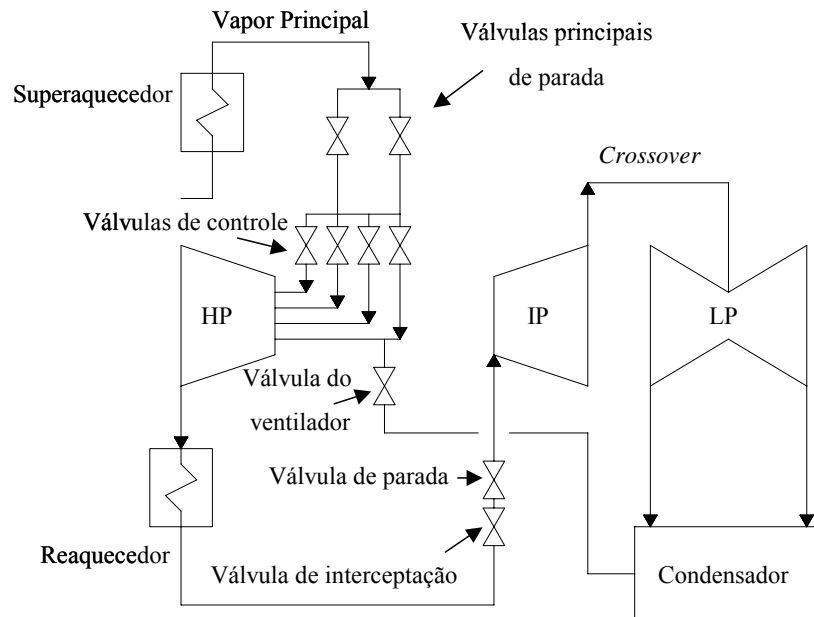


Figura 5.15 – Válvulas da Turbina a Vapor.

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 consequência de sobrevelocidade rapidamente causada pela energia contida no vapor principal. As válvulas de parada são também fechadas em distúrbios após ocorrer o fechamento das válvulas de controle. A função secundária das válvulas de parada é de prover o controle do vapor estrangulado durante a partida.

Válvulas principais de controle de vapor (GV)

O fluxo de vapor proveniente das válvulas de parada vai para as válvulas de controle principal ou válvulas de regulação. A função primária das válvulas de controle é de regular o fluxo de vapor para a turbina e assim controlar a potência gerada mantendo-a dentro das condições próprias para o usuário. As válvulas de controle são

responsáveis pelo desligamento primário do vapor na turbina quando ocorrem perturbações.

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 5.16 mostra as válvulas de controle.

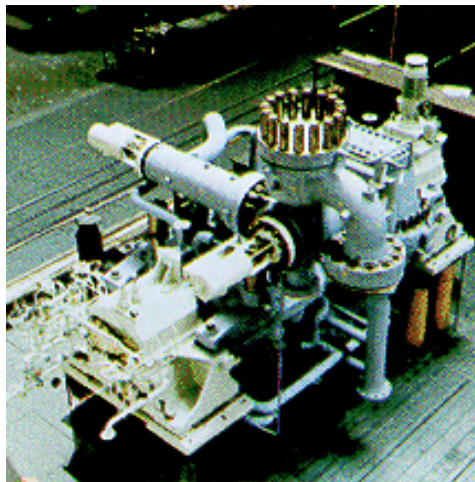


Figura 5.16 – Válvulas de Controle.

As válvulas de controle são normalmente montadas no recipiente de vapor que recebe vapor das válvulas de parada. Para algumas unidades as válvulas de controle e de parada são diretamente conectadas, uma válvula de parada fornece vapor para uma válvula 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, evitando 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.

- **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 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 temperatura e pressão elevadas, 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, e nelas 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

O estágio de baixa pressão também possui anéis, cilindros e selagens, como os demais estágios. O vapor proveniente da seção intermediária caminha através de dutos chamados *crossover piping*, que são mostrados na Figura 5.17, 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 5.17 – *Crossover Piping*.

5.3.3. 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 seu funcionamento.

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 5.18 mostra um condensador resfriado a água.



Figura 5.18 – 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 5.19 mostra um modelo de desaerador.



Figura 5.19 – 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.

5.4. 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.

5.5. Configurações Típicas das Turbinas 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 5.20, os estágios são conectados em série e acoplados a um único gerador, tudo em um mesmo eixo.

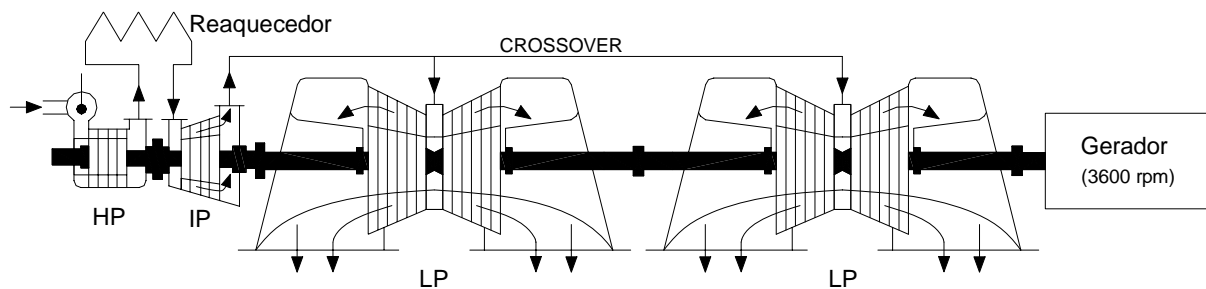


Figura 5.20 – Turbinas Tandem-Compound.

Já na configuração *cross-compound*, Figura 5.21, 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.

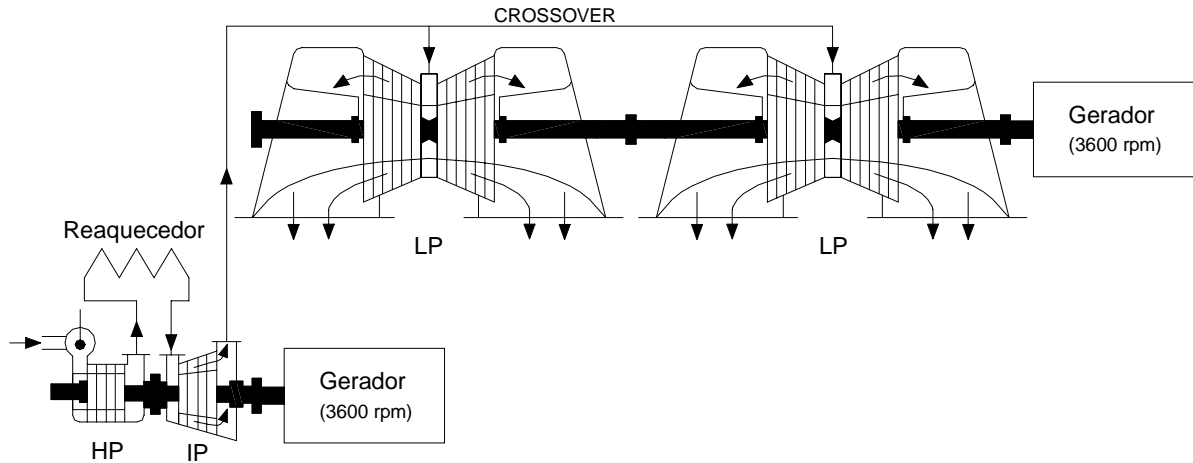


Figura 5.21 – Turbinas *Cross-Compound*.

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:

- Sem reaquecimento;
- Com reaquecimento simples;
- 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 5.22 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 principais de parada (MSV) e das válvulas de controle de vapor (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 parada do vapor reaquecido (RSV) e pelas válvulas 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.

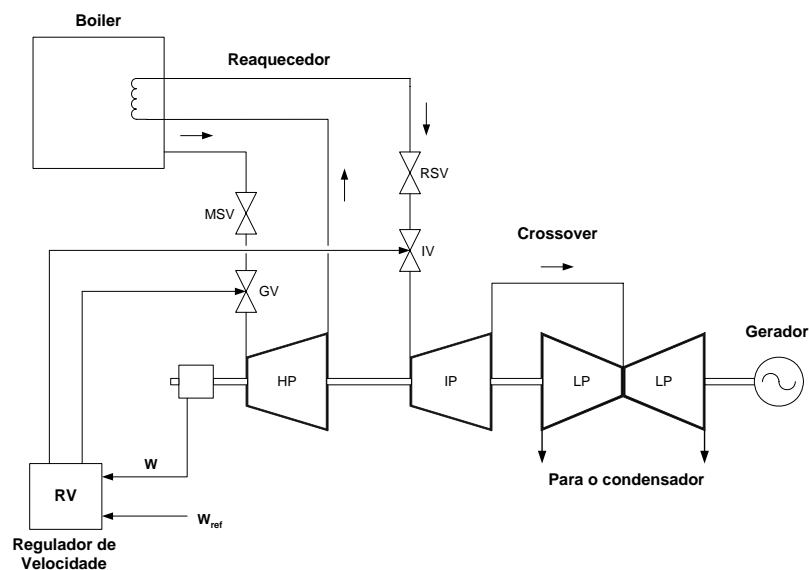


Figura 5.22 – Turbina Térmica do Tipo *Tandem-Compound* com Reaquecimento Simples.

5.6. 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 o fluxo de vapor proveniente das caldeiras de recuperação é considerado como variável de entrada. 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.

5.6.1. 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 [Gomes, 2003].

- **Câmara de vapor**

O vapor produzido pela caldeira apresenta pressão e temperatura elevadas. 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 5.23.

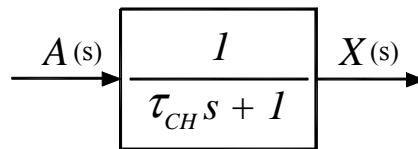


Figura 5.23 – Diagrama de Bloco da Câmara de Vapor.

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 5.23 leva à seguinte equação de estado:

$$\frac{dX(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{CH}} \cdot [A(t) - X(t)] \quad (5.1)$$

- **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 5.24.

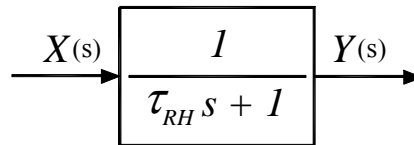


Figura 5.24 – Diagrama de Bloco do Reaquecedor.

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 5.24 conduz à seguinte equação de estado:

$$\frac{dY(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{RH}} \cdot [X(t) - Y(t)] \quad (5.2)$$

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 5.25.

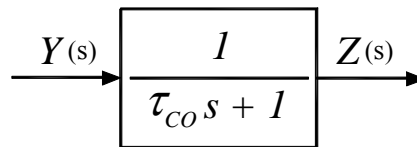


Figura 5.25 – Diagrama de Bloco do *Crossover Piping*.

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 5.25, a seguinte equação de estado:

$$\frac{dZ(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_{CO}} \cdot [Y(t) - Z(t)] \quad (5.3)$$

- **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 5.26.

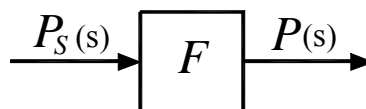


Figura 5.26 – Diagrama de Bloco do Fator de Participação.

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 5.26 pode-se escrever a seguinte função algébrica no domínio do tempo:

$$P(t) = F.P_S(t) \quad (5.4)$$

- **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 5.27 descreve o diagrama de bloco referente ao limitador.

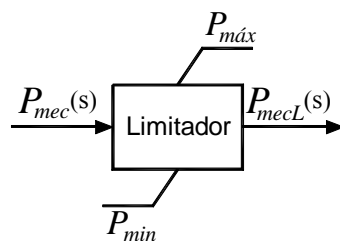


Figura 5.27 – Diagrama de Bloco do Limitador.

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 [Dutra, 2005]:

$$\begin{aligned}
 P_{mec}(s) < P_{\min} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{\min} \\
 P_{\min} \leq P_{mec}(s) \leq P_{\max} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{mec}(s) \\
 P_{mec}(s) > P_{\max} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{\max}
 \end{aligned}
 \tag{5.5}$$

5.6.2. Modelo *Tandem-Compound* sem Reaquecimento

Este modelo é o mais simples utilizado em unidades a vapor (Figura 5.28), sendo utilizado com unidades geradoras de até no máximo 100 MW. Nele é considerado apenas o modelo da câmara de vapor com a presença da constante de tempo τ_{CH} conforme Figura 5.29. A constante de tempo associada à câmara de vapor (τ_{CH}) tem grande influência na característica dinâmica deste tipo de turbina, que apresenta respostas rápidas.

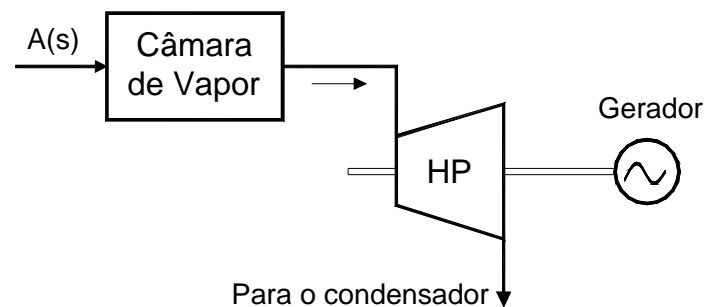


Figura 5.28 – Diagrama Esquemático da Turbina sem Reaquecimento.

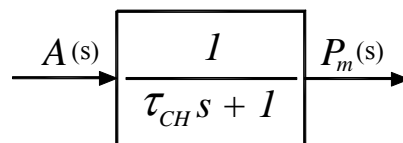


Figura 5.29 – Diagrama de Bloco da Configuração *Tandem-Compound* sem Reaquecimento.

5.6.3. 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 5.30). Este modelo é representado,

através de diagrama de blocos, pela Figura 5.31, onde são incluídos a câmara de vapor e o *crossover piping*.

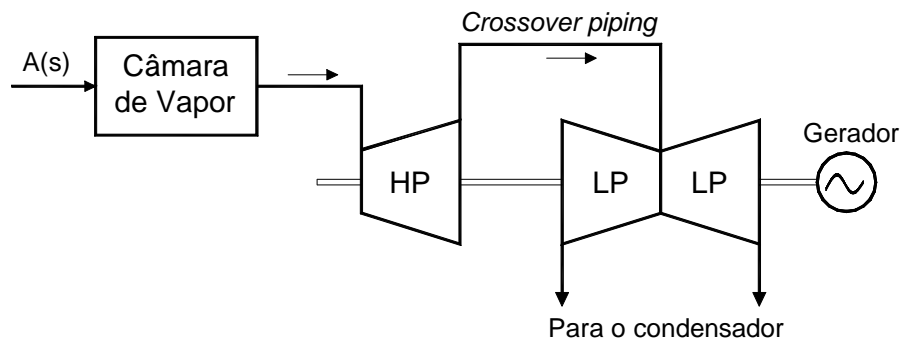


Figura 5.30 – Diagrama Esquemático da Turbina sem Reaquecimento e com Estágio de Baixa Pressão.

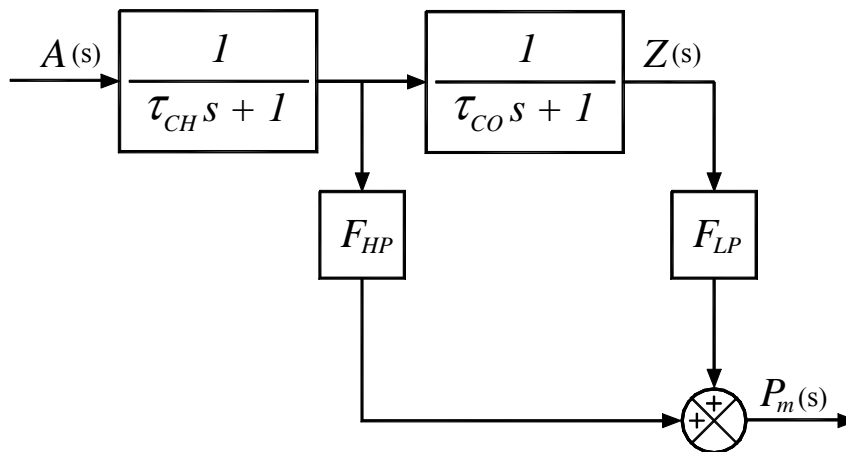


Figura 5.31 – Diagrama de Blocos da Configuração *Tandem-Compound* sem Reaquecimento.

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.

5.6.4. Modelo *Tandem-Compound* com Reaquecimento Simples

Os diagramas esquemático e de blocos, correspondentes, são apresentados nas Figura 5.32 e Figura 5.33, respectivamente. A Figura 5.32 incorpora os blocos referentes à câmara de vapor, reaquecedor e *crossover piping*. Nela são encontrados três estágios: de alta pressão (HP), de pressão intermediária (IP) e de baixa pressão (LP). A Figura 5.33 representa o seu modelo matemático associado. A contribuição

individual de cada estágio, no conjugado desenvolvido no eixo, foi apresentada no item 5.6.1.

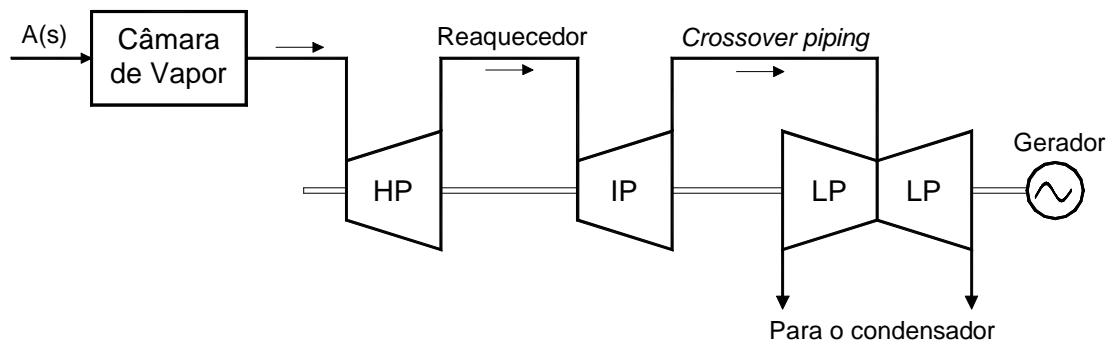


Figura 5.32 – Diagrama Esquemático da Configuração *Tandem-Compound* com Reaquecimento Simples.

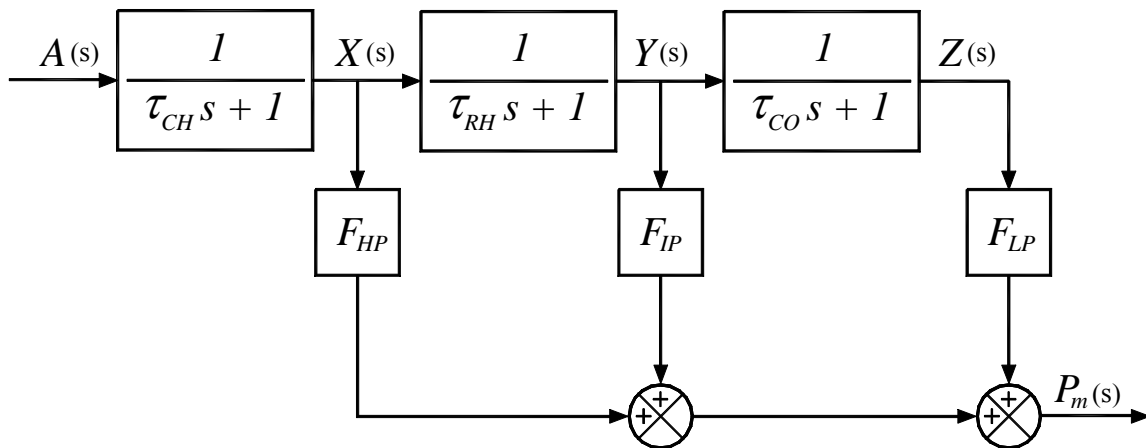


Figura 5.33 – Diagrama de Blocos da Configuração *Tandem-Compound* com Reaquecimento Simples.

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.

5.7. Fast Valving

Os estudos de estabilidade avaliam os distúrbios de comportamento eletromecânicos dos sistemas elétricos de potência. Modelos usados nesses estudos

tornam-se cada vez mais complexos devido ao tamanho e topologia dos sistemas atuais, exigindo a criação de novos métodos para garantir a estabilidade, prevendo o comportamento dinâmico.

Existem dois tipos de estudos de estabilidade: estabilidade de regime permanente, que examina a estabilidade do sistema sob pequenas variações em relação ao seu ponto de equilíbrio e a estabilidade de regime transitório, que examina a estabilidade do sistema sob grandes variações causadas por faltas, mudanças repentinas de cargas, perdas de unidades geradoras e chaveamento de linhas de transmissão.

O aumento da margem de estabilidade de sistemas de potência pode ser melhorado através de planejamento e operação. Na prática os fatores técnico-financeiros determinam quais medidas devem ser implementadas para se garantir a operação de sistemas em um ponto viável, isto é, não tão perto de seu limite de estabilidade e nem com uma reserva excessiva de geração. Portanto o risco de perda de estabilidade pode ser reduzido com a inserção de elementos que melhorem o desempenho do sistema e garantam uma melhora do comportamento dinâmico do mesmo.

A estabilidade transitória de sistemas elétricos de potência pode ser consideravelmente melhorada com o uso da *Fast Valving* (FV) em turbinas a vapor. Esta técnica foi desenvolvida na extinta URSS no início do século XX e as primeiras patentes datam de 1925 e 1928, sendo que os primeiros testes foram realizados em 1929 e 1930.

Nas décadas de 1960 e 1970 o controle da FV começou a ser mais difundido e atualmente tem atraído mais e mais a atenção no cenário mundial devido aos sistemas elétricos de potência estarem operando cada vez mais perto dos seus limites de estabilidade e devido à dificuldade de se conseguir a expansão do sistema de transmissão.

No Brasil isto também ocorre. Com a entrada de novas centrais térmicas no sistema elétrico brasileiro, torna-se necessário utilizar modelos matemáticos mais sofisticados para representá-las.

Esta atuação ocorre devido a um rápido fechamento das válvulas de interceptação (IV) ou rápido fechamento das válvulas de controle (GV) em conjunto com as válvulas de interceptação (IV) das turbinas a vapor (válvulas pré-existentes nas turbinas). O início desta atuação deve se dar no mais curto intervalo de tempo possível após a detecção de um defeito e então sua reabertura imediata.

Sabe-se que um grande distúrbio, como uma falta, em um sistema elétrico de potência produz uma queda brusca na potência elétrica do gerador, que será seguida pela aceleração de seu rotor. Havendo uma redução da potência elétrica do gerador o torque elétrico também se reduzirá, mas o torque mecânico produzido pela turbina tende a se manter constante por algum tempo devido ao atraso causado pelo seu sistema de controle.

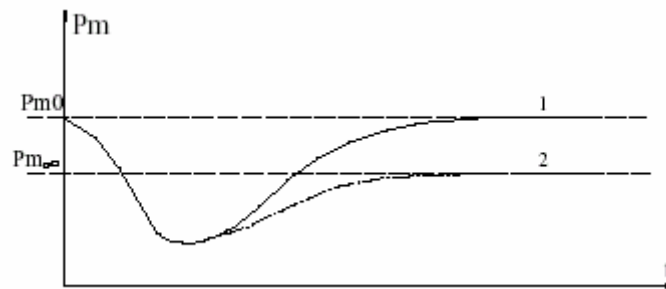
Quando isto ocorre há um aumento no torque acelerante que pode causar uma sobrevelocidade do eixo turbina-gerador e instabilizar o sistema.

Uma ação natural para compensar esta queda na potência elétrica seria reduzir rapidamente a potência mecânica da turbina limitando assim o torque acelerante.

Mudanças rápidas de potência mecânica necessitam de uma resposta muito rápida da turbina, da ordem de décimos de segundo. As respostas de turbinas a vapor podem ser controladas para serem quase tão rápidas quanto se deseja e o dispositivo utilizado para diminuir o tempo de resposta e potência mecânica é conhecido como *Fast Valving*.

Existem dois tipos de *Fast Valving*, a *Momentary* e a *Sustained*.

Quando a potência mecânica é restabelecida a um valor final que é igual ao valor pré-falta, a FV é conhecida por *Momentary*, sinal 1 da Figura 5.34, e quando o valor final da potência mecânica é menor que o valor pré-falta, a FV é conhecida como *Sustained*, sinal 2 da Figura 5.34.

Figura 5.34 - Sinais da *Fast Valving*.

A FV atua em válvulas de controle já existentes. Considerando o modelo da turbina usado, um rápido fechamento das válvulas de controle GVs não produzirão uma grande redução da potência da turbina imediatamente, pois o fator de participação do estágio de alta pressão FHP corresponde a somente 30% da potência total da turbina. Como o reaquecedor possui uma grande dimensão física, uma grande quantidade de vapor está armazenada em seu interior; mesmo com o fechamento das GVs a turbina ainda estará gerando 70% de sua potência total devido ao fluxo da massa de vapor do reaquecedor, que se expandirá nos estágios de pressão intermediária e de baixa pressão. Portanto uma grande redução imediata de potência pode ser obtida somente com o fechamento rápido das válvulas de interceptação IVs, que controlam o fluxo de vapor para os estágios de pressão intermediária e de baixa pressão, correspondendo a 70% da potência total da turbina.

A *Fast Valving* pode ser acionada por vários tipos de monitoramento tais como a velocidade, aceleração, potência elétrica, corrente do gerador, entre outros, dependendo do projeto do controle.

A característica de atuação da válvula dá-se da seguinte forma: inicialmente as IVs estão totalmente abertas permitindo a passagem total do fluxo de vapor. Após ter sido detectada uma condição crítica por algum tipo de monitoramento, as IVs fecham-se parcialmente ou totalmente em aproximadamente 0,1 segundo, permanecendo nesta posição por um tempo preestabelecido pela dinâmica do sistema. Após este tempo inicia-se o processo de reabertura que pode durar pouco mais de 10 segundos, devido aos fatores de segurança do conjunto caldeira-turbina, podendo causar impactos

térmicos. Logo o tempo total de atuação pode durar de 12 a 15 segundos dependendo das dimensões físicas do conjunto.

O principal problema que leva à instabilidade é o atraso no tempo de reabertura das válvulas que causa um aumento de pressão no reaquecedor, pois o fechamento das IVs interrompe o fluxo de vapor para os próximos estágios de pressão inferior.

Quando uma sobrepressão de 10% é detectada no interior do reaquecedor as suas válvulas de segurança liberam vapor contido em seu interior, prejudicando a dinâmica da própria turbina (podendo causar superaquecimento dos tubos e explosão). O atraso no tempo de reabertura também aumenta a magnitude de oscilação do rotor, deteriorando a estabilidade do sistema.

Para a aplicação da FV ser estável, após a extinção da falta, a queda da potência mecânica da turbina deve ser tal que a energia potencial armazenada no sistema seja igual ou maior que a energia cinética adquirida pela máquina durante o período da falta. Se a potência mecânica da turbina cair muito abaixo desse limite, a instabilidade de oscilação definitivamente ocorrerá. Portanto o instante ótimo selecionado para a reabertura da válvula depende da máquina em particular e do sistema para onde a FV foi projetada.

Com relação à operação, desde que bem ajustado o controle, não existem restrições elétricas, somente restrições mecânicas que devem ser observadas e avaliadas, tais como características térmicas do ciclo a vapor da planta, limitações da caldeira e possíveis sobrepressões.

A atuação da FV apresenta a vantagem de reduzir rapidamente a potência mecânica da turbina não sendo necessária a retirada da unidade geradora de serviço, evitando a inconveniência de ressinchronizar o conjunto ao sistema, fato que não seria possível sem sua atuação.

CAPÍTULO 6

CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO (HRSG)

6.1. Introdução

A caldeira de recuperação de calor (*Heat Recovery Steam Generator - HRSG*) 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.

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

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

A Figura 6.1 mostra uma caldeira de recuperação com três níveis de pressão.

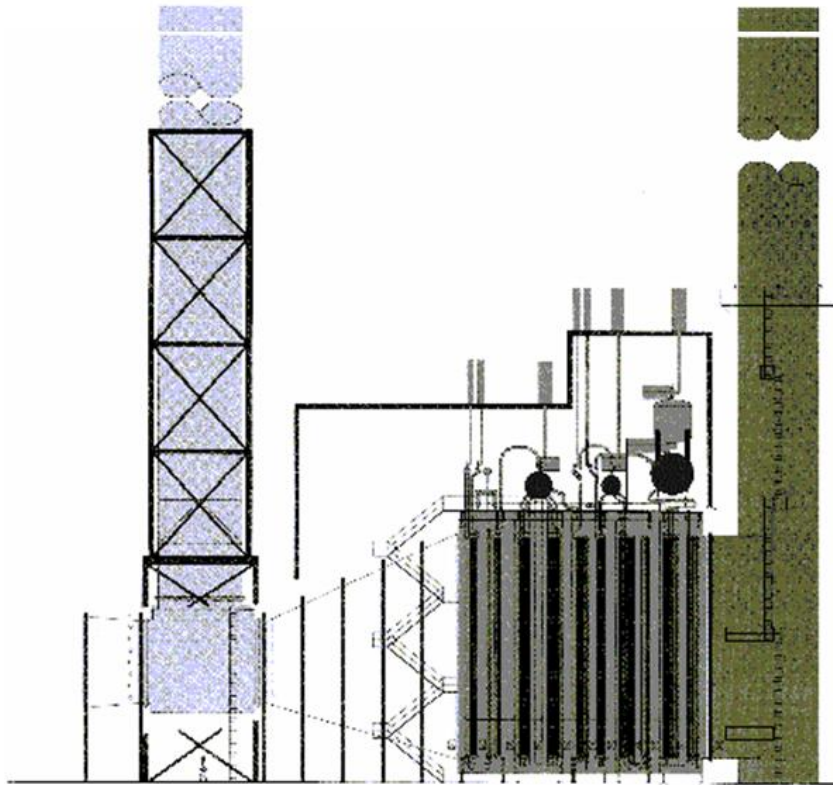


Figura 6.1 – Caldeira de Recuperação com Três Níveis de Pressão.

No ciclo de dois níveis de pressão, a caldeira de recuperação consiste de balões de alta e baixa pressão, já no ciclo de três níveis de pressão, há o acréscimo dos balões de pressão intermediária e do reaquecimento.

A Figura 6.2 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.

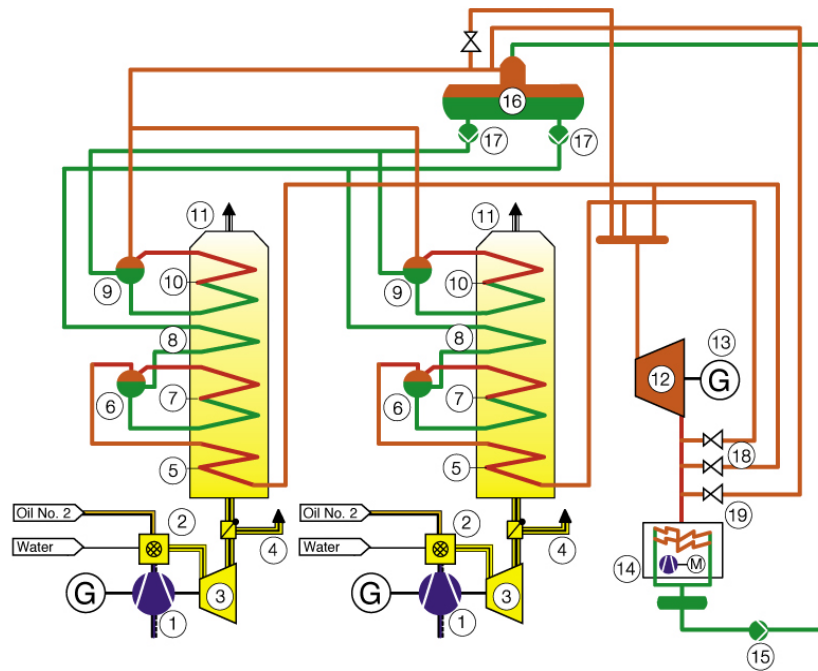


Figura 6.2 – Ciclo Combinado com Caldeira de Recuperação (Alstom Power).

A Tabela 6.1 descreve os componentes utilizados na configuração anterior.

Tabela 6.1 – 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

Número	Modelo
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.

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

A Figura 6.3 mostra uma caldeira de recuperação sem queima adicional de combustível.



Figura 6.3 – Caldeira de Recuperação sem Queima Suplementar.

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

As caldeiras de recuperação também podem ser classificadas devido à disposição de sua superfície de troca de calor. Segundo este princípio as caldeiras podem ser horizontais ou verticais. As caldeiras com troca de calor horizontal permitem a colocação de uma maior área de troca de calor sem reforço estrutural, maximizando a recuperação de calor e a geração de vapor. Entretanto apresenta o problema de ocupar uma maior área no plano horizontal. Já a caldeira de recuperação que tem disposição vertical ocupa uma menor área, mas deve ter um reforço estrutural que aumenta o custo do investimento.

A Figura 6.4 apresenta uma central térmica onde são utilizadas caldeiras horizontais e a Figura 6.5 mostra uma caldeira do tipo vertical.



Figura 6.4 – Central Térmica com Caldeira de Recuperação Horizontal.



Figura 6.5 – Caldeira de Recuperação Vertical.

A circulação da mistura de água e vapor na caldeira de recuperação pode ser de dois modos distintos: circulação natural e circulação forçada. A circulação natural se estabelece pela diferença de pressões geradas devido à desigualdade das densidades existente entre as fases da água, sendo assim, este modo de operação não necessita de bombas de circulação. A circulação forçada se estabelece pela diferença de pressões gerada através de um acionamento mecânico (bomba). A vantagem da circulação forçada é permitir que o vapor opere com parâmetros supercríticos.

6.2. 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.

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

Este componente é fundamental numa instalação de ciclo combinando, afetando além do custo inicial de investimento, custos de operação e eficiência global. A Figura 6.6 apresenta os principais elementos da caldeira de recuperação.

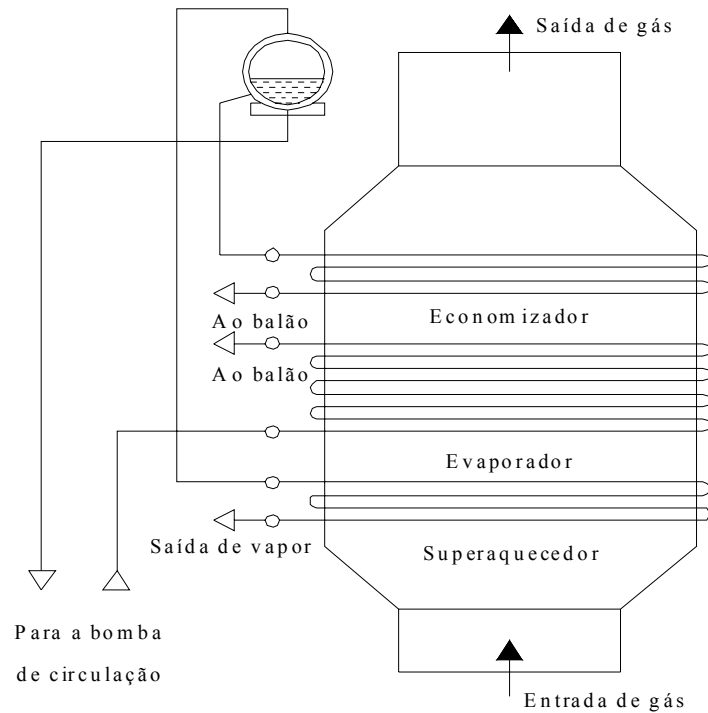


Figura 6.6 – Elementos da Caldeira de Recuperação.

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

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

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

- **Tambor**

O tambor é um recipiente que contém a interface entre água e vapor na caldeira. Este possui equipamentos para remover líquidos do vapor, protegendo a turbina de prejuízos. Em grandes caldeiras a pressão do vapor no tambor é alta.

O tambor também serve de reservatório para o vapor. Isto porque a turbina requer uma maior quantidade de vapor quando ocorre certo tipo de perturbação.

- **Superaquecedor**

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

O calor transferido para a superfície do superaquecedor pode ser através de radiação de calor irradiada pela fornalha e, principalmente através de convecção na passagem dos gases de combustão. 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 no 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.

6.3. Válvulas de *Bypass*

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 desvio de vapor consiste de válvulas de controle e dutos que permitem direcionar o vapor para o condensador, sem passar pela turbina. Já o sistema de desvio de gás bloqueia de forma parcial ou total a passagem do gás pela caldeira de

recuperação, fazendo com que o excedente seja lançado na atmosfera. Através do sistema de desvio de gás, é possível isolar completamente a caldeira de recuperação da fonte de calor, o que permite a operação independente das turbinas a gás (ciclo simples).

Como pode-se observar, estes dois sistemas de *bypass* trazem grande flexibilidade operativa à configuração em ciclo combinado.

6.3.1. Sistema de Desvio de Vapor

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 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.

Através do sistema de *bypass*, é possível exercer controle sobre a pressão de vapor da turbina e criar um caminho de fuga para o vapor no caso de falha na turbina ou em qualquer outra situação que exija isolamento entre a caldeira de recuperação e a turbina a vapor.

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

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

O comando do sistema de desvio de vapor é exercido por um sistema de válvulas de controle (acionadas por motor), sendo que o vapor antes de alcançar o condensador passa através de um elemento desaquecedor, pois existe uma limitação para a temperatura do vapor que entra no condensador.

A Figura 6.7 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.

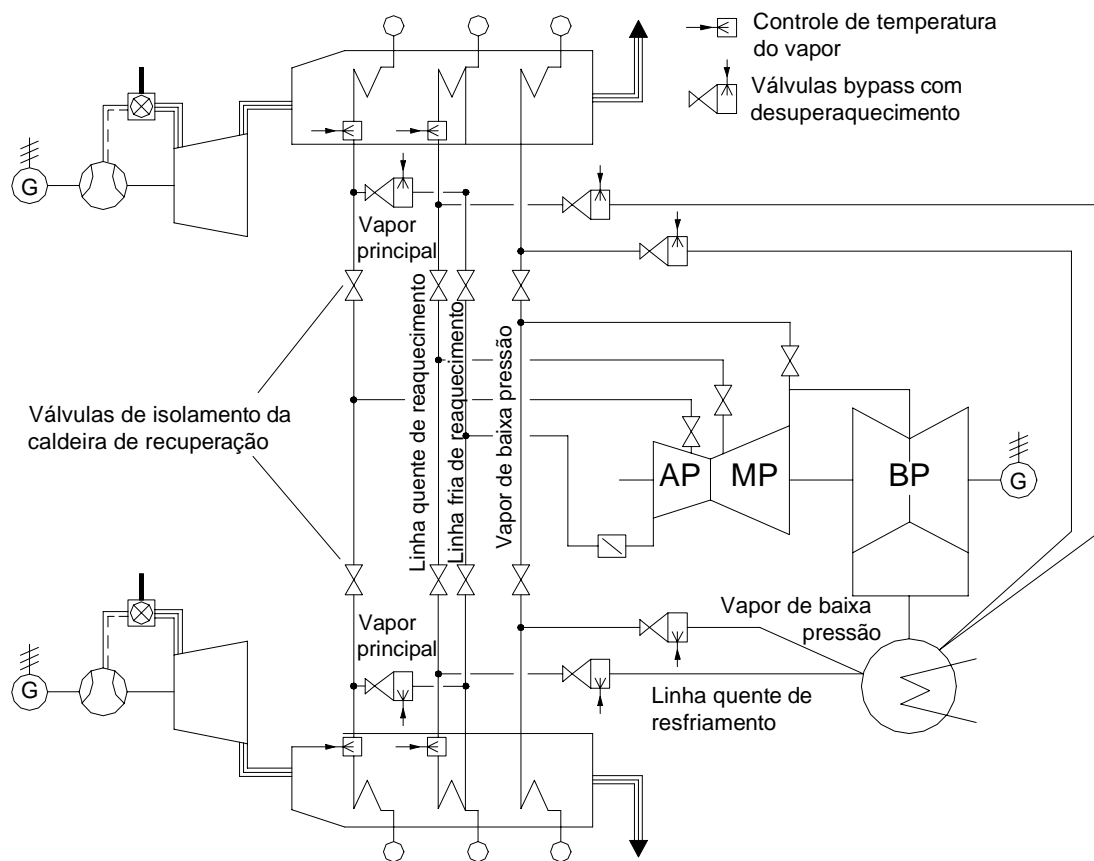


Figura 6.7 – Esquema das Linhas de *Bypass* para o Condensador.

6.3.2. Sistema de Desvio de Gás

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 e permitindo 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.

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

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

A Figura 6.8 apresenta a câmara de *bypass* também chamada de *damper*.



Figura 6.8 – *Damper*.

6.4. Características do *Bypass* das Turbinas

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

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

- **Partida e Carregamento da Turbina**

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

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

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

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

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

- **Operação Independente Caldeira - Turbina**

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

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

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

- **Erosão na Turbina por Partículas Sólidas**

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

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

- **Estabilidade Transitória do Sistema Elétrico**

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

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

- **Controle 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.

6.5. 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.

6.5.1. 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 6.9.

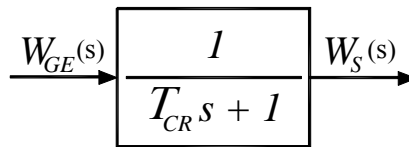


Figura 6.9 – Diagrama de Bloco Simplificado da Caldeira de Recuperação.

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 6.9 pode-se escrever a seguinte equação diferencial:

$$\frac{dW_S(t)}{dt} = \frac{1}{T_{CR}} \cdot [W_{GE}(t) - W_S(t)] \quad (6.1)$$

6.5.2. Modelo Matemático de Segunda Ordem

Inspecções 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 [Gomes, 2003]. A Figura 6.10 apresenta o diagrama de blocos relativo à caldeira de recuperação.

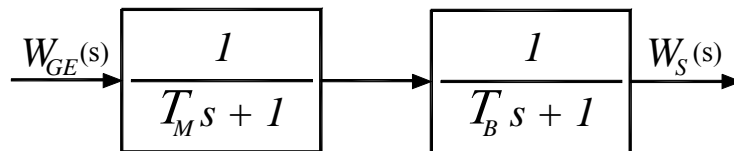


Figura 6.10 – Diagrama de Blocos Representativo da Caldeira de Recuperação.

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 6.10 tem-se a seguinte equação diferencial:

$$\frac{d^2 W_s(t)}{dt^2} = \frac{1}{T_M \cdot T_B} \cdot \left[W_{GE}(t) - (T_M + T_B) \cdot \frac{dW_s(t)}{dt} - W_s(t) \right] \quad (6.2)$$

6.5.3. Modelo Matemático de Terceira Ordem

Um possível modelo de terceira ordem para as caldeiras de recuperação é apresentado na Figura 6.11. Este modelo corresponde ao equipamento instalado na UTE TermoRio.

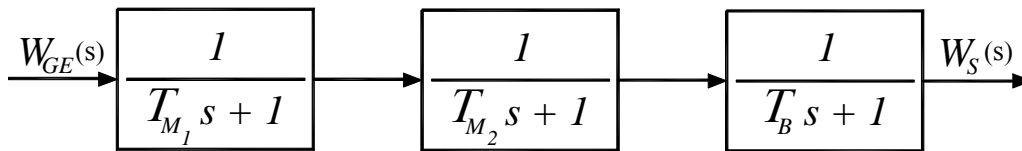


Figura 6.11 – Diagrama de Blocos Representativo da Caldeira de Recuperação (TermoRio).

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 6.11 é dada por:

$$\frac{d^3 W_s(t)}{dt^3} = \frac{1}{T_{M_1} \cdot T_{M_2} \cdot T_B} \cdot \left[W_{GE}(t) - (T_B \cdot (T_{M_1} + T_{M_2}) + T_{M_1} \cdot T_{M_2}) \cdot \frac{d^2 W_s(t)}{dt^2} - (T_{M_1} + T_{M_2} + T_B) \cdot \frac{dW_s(t)}{dt} - W_s(t) \right] \quad (6.3)$$

6.5.4. 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 [Dutra, 2005]. A Figura 6.12 mostra a inserção desta parcela.

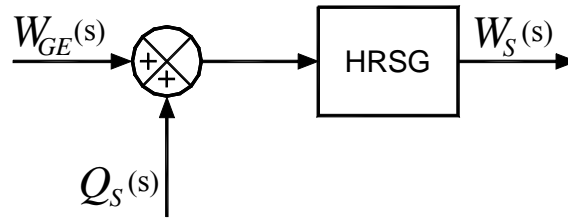


Figura 6.12 – Representação da Parcela de Queima Suplementar na Caldeira de Recuperação.

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 (1^a, 2^a ou 3^a 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.

6.6. 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.

CAPÍTULO 7

CICLO COMBINADO

7.1. Introdução

Uma usina termelétrica operando em ciclo combinado 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, os mesmos 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 o restante 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%.

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.

A Figura 7.1 apresenta uma central térmica que opera em ciclo combinado. Na sua forma mais simples, uma planta de ciclo combinado é composta por um compressor, um combustor, uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação de calor, uma turbina a vapor e um gerador. O compressor comprime o ar e o envia para o combustor. O combustor queima este ar com combustível e produz o gás de pressão e temperatura elevadas, o qual aciona a turbina a gás. A caldeira de recuperação de calor coleta energia do gás de exaustão e aciona a turbina a vapor. A saída de potência da planta é a soma das saídas de potência da turbina a gás e da turbina a vapor.

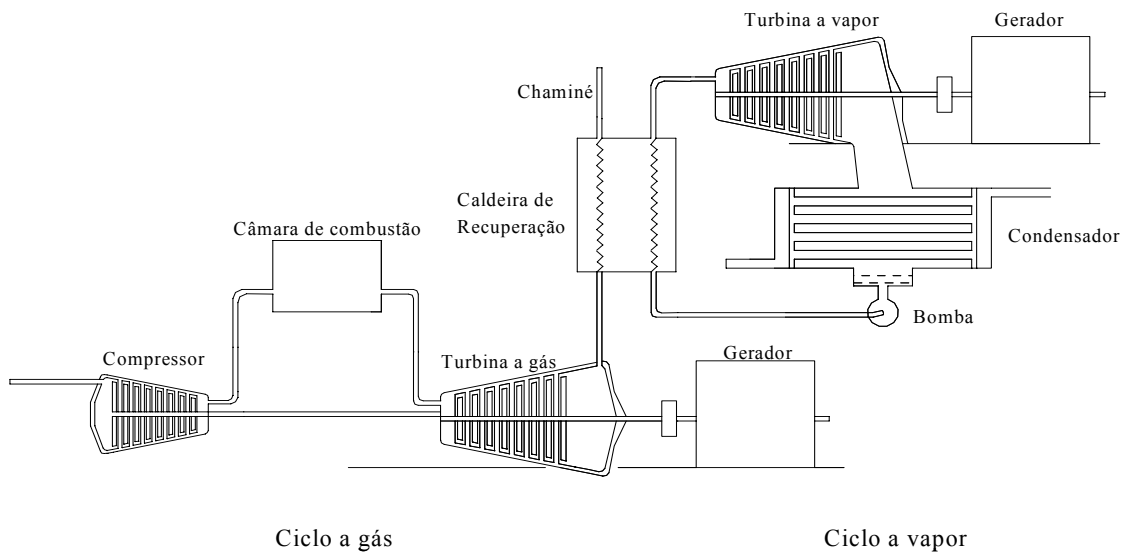


Figura 7.1 – Esquema Simplificado do Ciclo Combinado.

Tipicamente, uma planta operando em ciclo combinado utiliza os gases de exaustão em elevada temperatura. Estes gases provenientes da 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, que pode ser acoplada a um gerador elétrico. A utilização dos gases de exaustão

da turbina a gás, como gerador de vapor para a turbina térmica, torna o processo mais eficiente.

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%.

O ciclo combinado é um dos mais eficientes ciclos para sistemas de geração. 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%.

A Figura 7.2 ilustra uma planta operando em ciclo combinado.

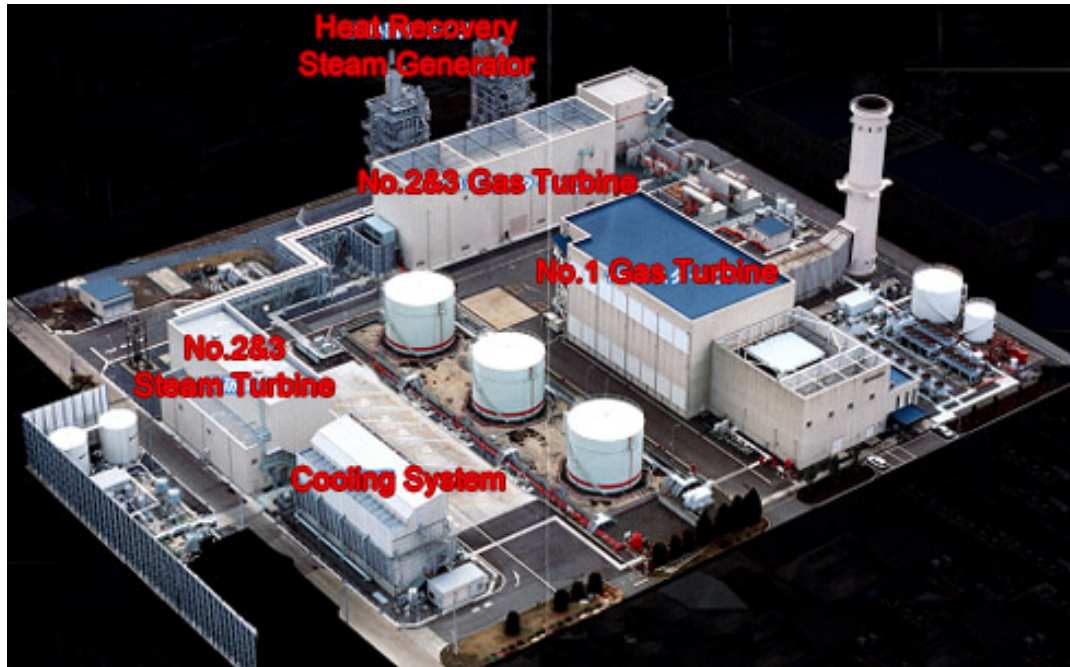


Figura 7.2 – Ilustração de Uma Instalação Operando em Ciclo Combinado.

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 satisfazem as turbinas a gás aeroderivativas, mas combustíveis pesados (óleo diesel) requerem turbinas *heavy-duty*.

7.2. 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 7.3a;
- Central de ciclo combinado em paralelo, exemplificada na Figura 7.3b;
- Central de ciclo combinado em série-paralelo, exemplificada na Figura 7.3c.

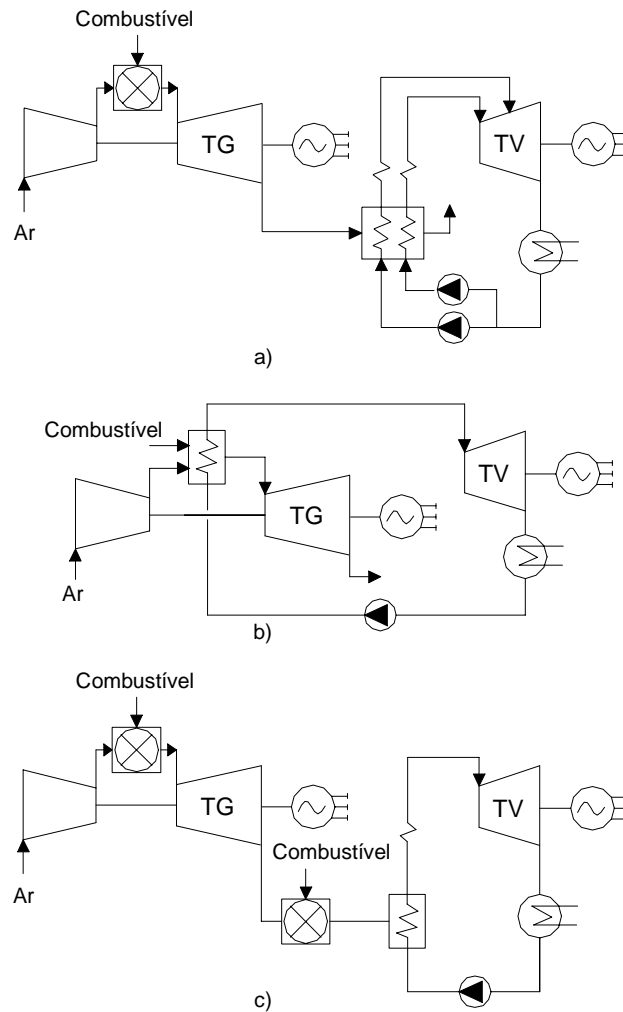


Figura 7.3 – Tipos de Centrais Termelétricas de Ciclo Combinado Gás – Vapor:

a) Série; b) Paralelo; c) Série-Paralelo.

Um exemplo de central de ciclo combinado em série é a que liga um ciclo com uma turbina a gás, e um ciclo a vapor através de uma HRSG (Figura 7.3a). 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 7.3b, 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 turbina a gás. 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 turbina a gás. 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 7.3c, 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 turbina a gás, para uma eficiência líquida de 43%. Outras centrais em ciclo combinado apresentam distribuição de potências diferentes das do exemplo apresentado.

7.3. 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 7.4;

- 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 7.5.

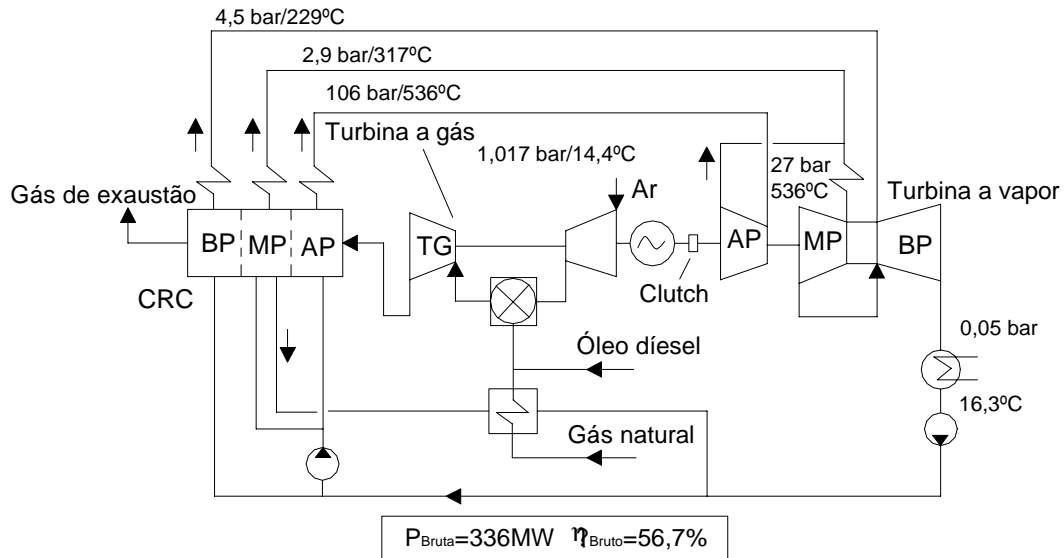


Figura 7.4 – Esquema Simplificado de Um Bloco Gerador de Ciclo Combinado a Gás e Vapor com Configuração Mono-Eixo (*Single-Shaft*).

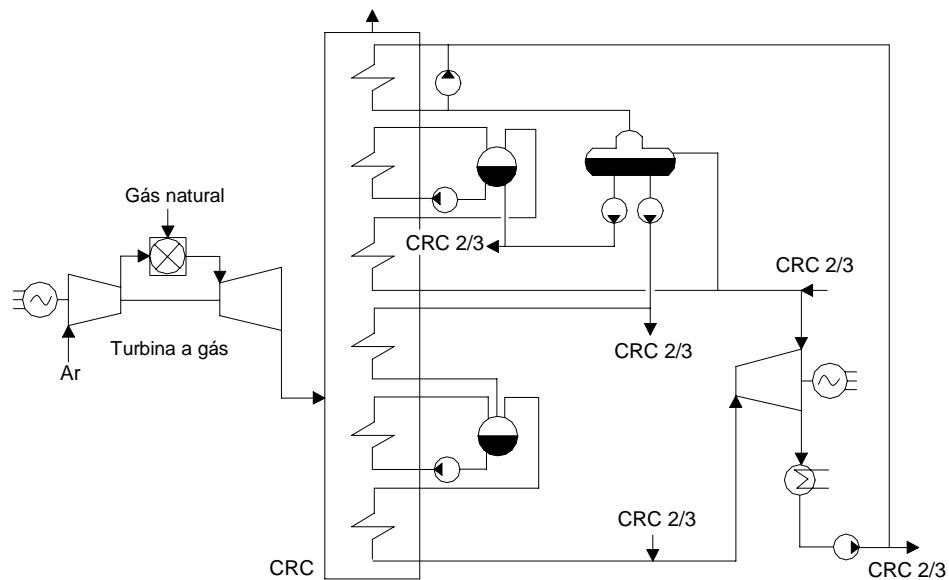


Figura 7.5 – Esquema Simplificado de Um Bloco Gerador de Ciclo Combinado a Gás e Vapor com Configuração de Múltiplos Eixos e HRSG de Dois Níveis de Pressão sem Reaquecimento.

No caso da Figura 7.4, o bloco gerador é composto por uma HRSG de três níveis de pressão, sendo que o nível de média pressão é usado para o reaquecimento no ciclo a vapor e o pré-aquecimento 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 [Lora & Nascimento, 2004].

No caso da Figura 7.5 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 7.6 mostra um exemplo deste esquema moderno.

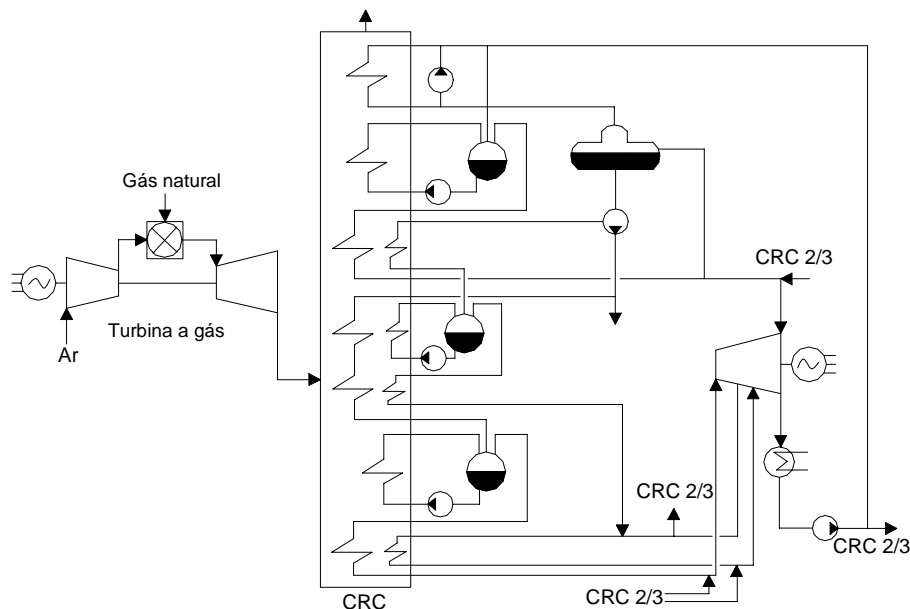


Figura 7.6 – Esquema Simplificado de Um Bloco Gerador de Ciclo Combinado a Gás e Vapor com Configuração de Múltiplos Eixos e HRSG de Três Níveis de Pressão com Reaquecimento.

A vantagem mais importante dessa configuração (Figura 7.6) 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.

7.4. Configurações Típicas das Centrais de 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 [Dutra, 2005]:

G:H:V

Onde:

$G = n^{\circ}$ de turbinas a gás;

$H = n^{\circ}$ de caldeiras de recuperação;

$V = n^{\circ}$ de turbinas a vapor.

A Figura 7.7 mostra o exemplo de um arranjo 1:1:1 que 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.

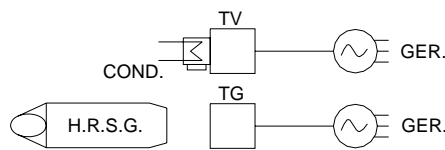


Figura 7.7 – Arranjo 1:1:1 de Ciclo Combinado de Múltiplos Eixos.

A Figura 7.8 representa o arranjo 2:2:1 formado por duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor.

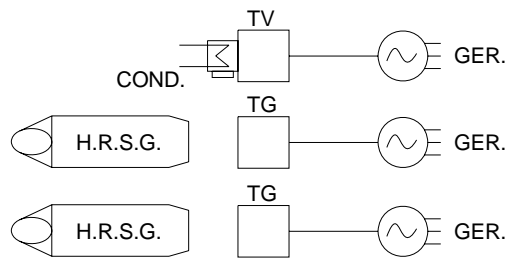


Figura 7.8 – Arranjo 2:2:1 de Ciclo Combinado.

Já a Figura 7.9 representa o arranjo 3:3:1 formado por três turbinas a gás, três caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor.

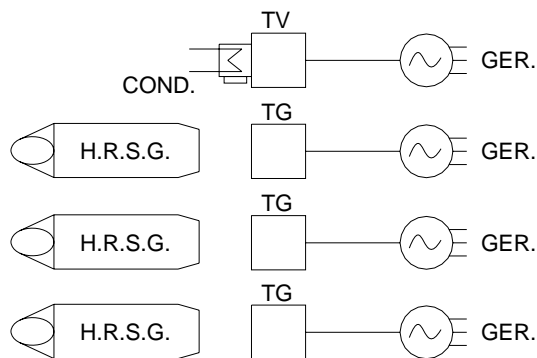


Figura 7.9 – Arranjo 3:3:1 de Ciclo Combinado.

A seguir é apresentada a Tabela 7.1 com dados relativos à potência e eficiência do ciclo combinado para alguns tipos de arranjos.

Tabela 7.1 – 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

7.5. 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 a temperatura do óleo lubrificante, etc.

7.5.1. 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 turbinas a gás 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 quanto às 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.

7.5.2. 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:

1. Sistema de controle distribuído;
2. Controle do sistema de desvio de vapor;
3. Controle do sistema de desvio de gás;
4. Controle de temperatura de vapor;
5. 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**

Conforme comentado anteriormente, 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**

Algumas das principais características do sistema de desvio de gás foram analisadas anteriormente.

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). O elemento de controle é disposto 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 *damper* 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:

1. Problemas na própria caldeira de recuperação, como baixo ou alto níveis de água nos tambores, falha nas bombas de circulação de água;
2. Falha na turbina a vapor e indisponibilidade do *bypass* de vapor;
3. 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 calor 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 turbina a gás.

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 turbina a gás, o controle da temperatura do vapor é exercido através do controle da água de alimentação e da temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás. 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 compensar tais limitações.

7.5.3. 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).

7.6. 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. As plantas em ciclo combinado apresentam 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.

Nos capítulos 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.

7.6.1. Modelo Matemático para Configuração de Múltiplos Eixos

Na Figura 7.10 é mostrado o diagrama referente à configuração geral de múltiplos eixos da operação em ciclo combinado.

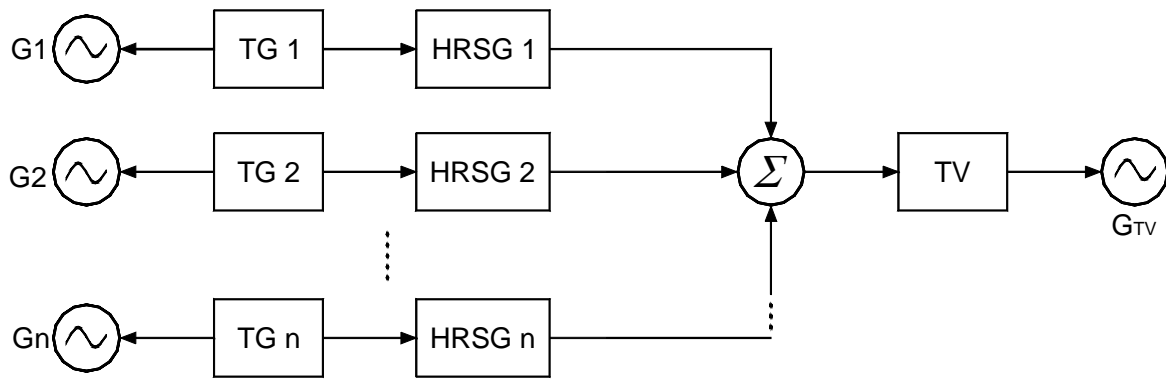


Figura 7.10 – Diagrama da Configuração Geral de Múltiplos Eixos da Operação em Ciclo Combinado.

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 7.11 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.

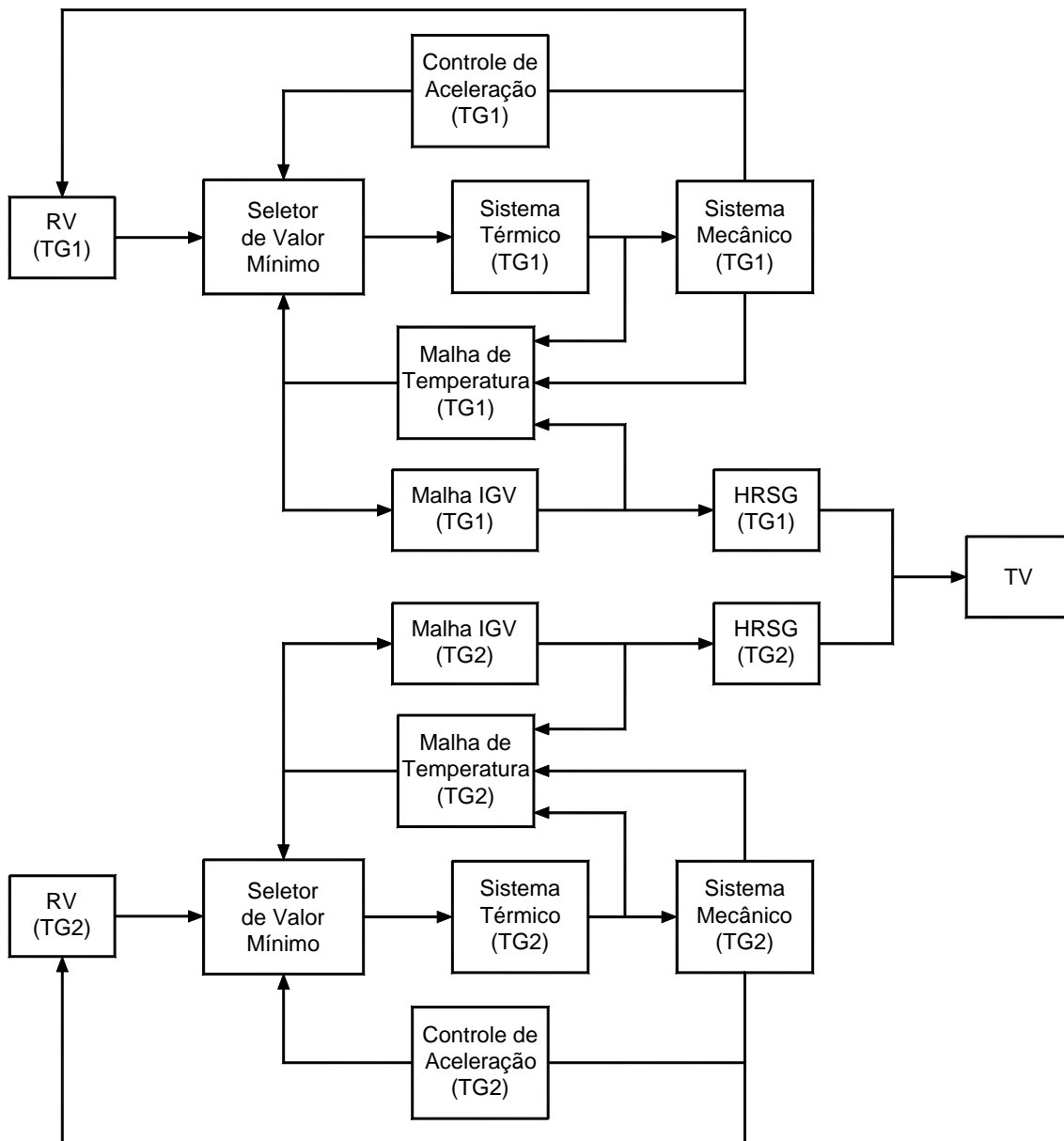


Figura 7.11 – Diagrama Funcional da Operação em Ciclo Combinado (Configuração 2:2:1).

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), 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 7.12.

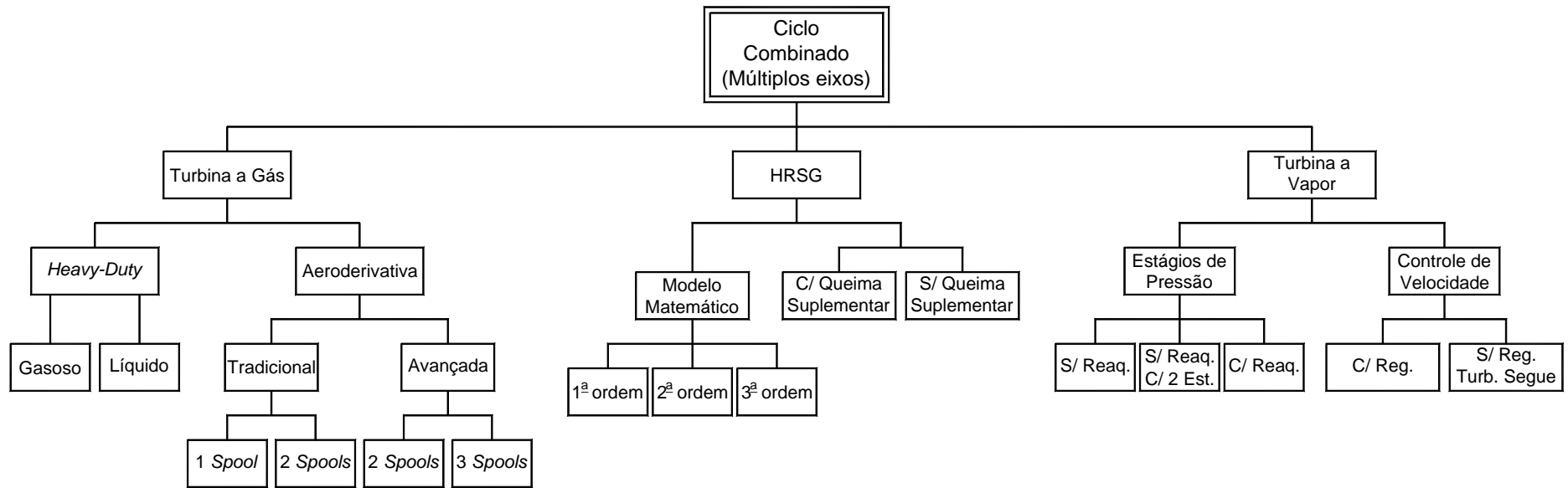


Figura 7.12 – Organograma da Operação em Ciclo Combinado para Múltiplos Eixos.

De acordo com a Figura 7.12 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 4.45. 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 4.45. 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 4.46, ou avançadas, de acordo com a Figura 4.50. O modelo matemático destes dois tipos de turbina é apresentado por meio de diagrama de blocos na Figura 4.47. 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 4.7.

b) Caldeira de recuperação

A representação da caldeira de recuperação pode ser feita utilizando modelos de primeira ordem (Figura 6.9), segunda ordem (Figura 6.10) ou de terceira ordem (Figura 6.11) conforme descrito no item 6.5.

Ainda, pode-se ter a caldeira operando com ou sem queima suplementar (Figura 6.12).

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 no item 5.6.

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 7.13 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) [Gomes, 2003].

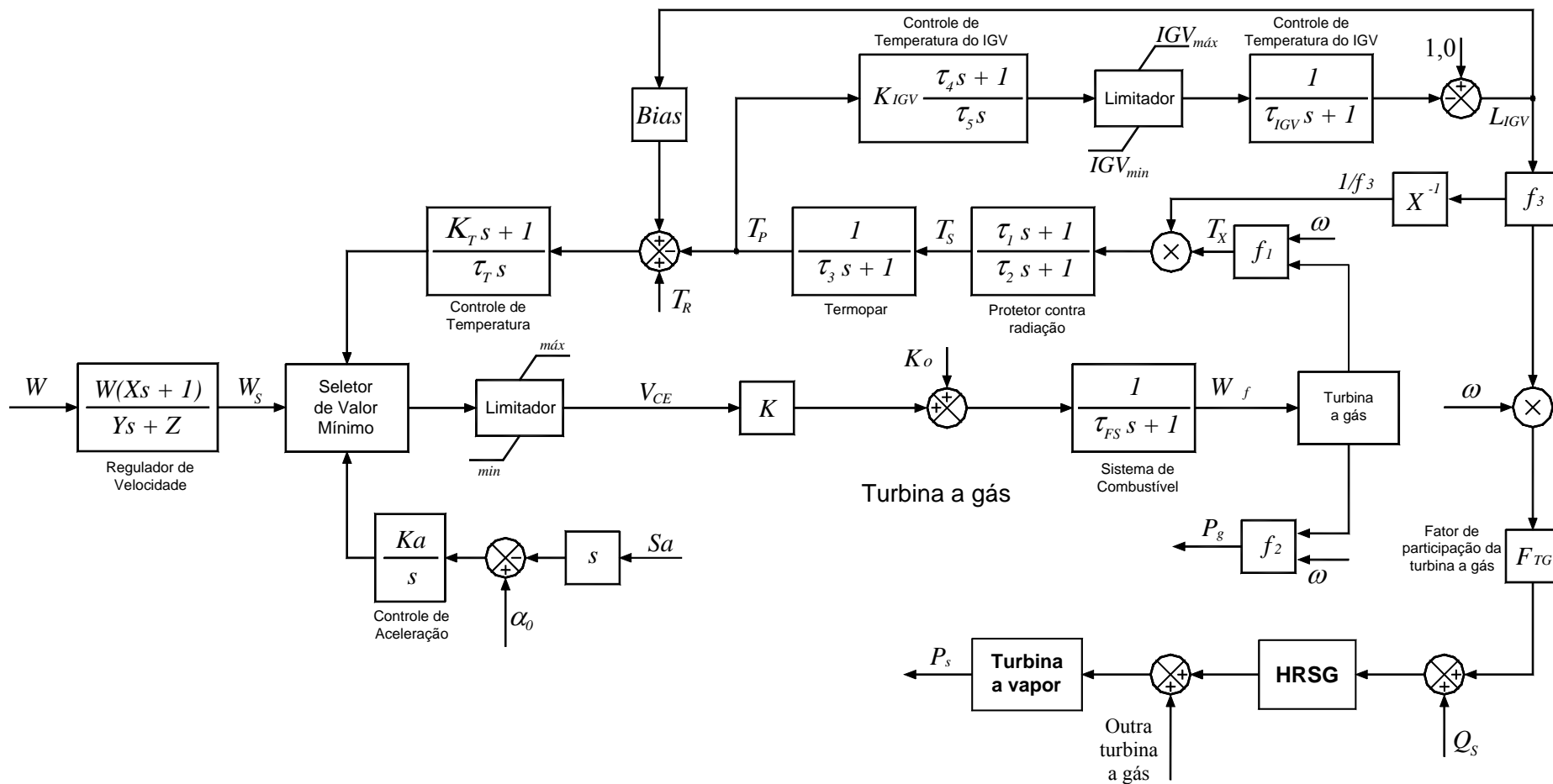


Figura 7.13 – Diagrama de Blocos Representativo do Ciclo Combinado (Configuração 2:2:1).

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 7.13 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 4.45. Se a turbina for do tipo aeroderivativa, o bloco citado anteriormente será representado pelo gerador de gás, conforme apresentado no item 4.7.

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).

7.7. Padronização das Configurações do Ciclo Combinado

Devido às diversas configurações existentes para unidades operando em ciclo combinado, 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.

7.7.1. 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 [Dutra, 2005].

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 7.14)

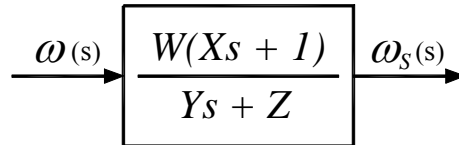


Figura 7.14 – Diagrama de Bloco do Regulador de Velocidade da Turbina a Gás.

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 7.15)

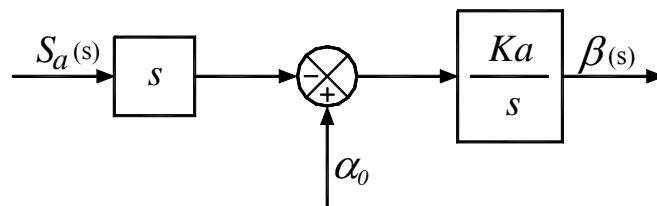


Figura 7.15 – Diagrama de Blocos do Controle de Aceleração.

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 7.16)

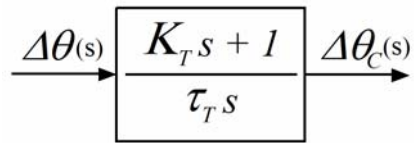


Figura 7.16 – Diagrama de Bloco do Controle de Temperatura.

K_T = ganho proporcional do controlador PI;

τ_T = constante de tempo do controlador PI.

- Dados do protetor contra radiação (Figura 7.17)

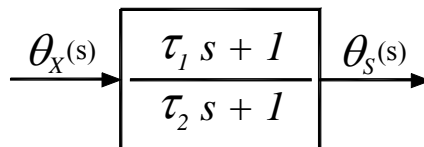


Figura 7.17 – Diagrama de Bloco do Protetor Contra Radiação.

τ_1 e τ_2 = constantes de tempo do protetor contra radiação.

- Dados do termopar (Figura 7.18)

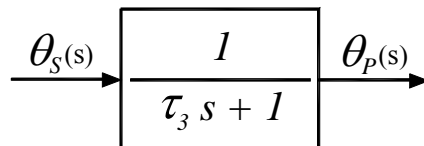


Figura 7.18 – Diagrama de Bloco do Termopar.

τ_3 = constante de tempo do termopar.

- Dados dos VIGVs (Figura 7.19)

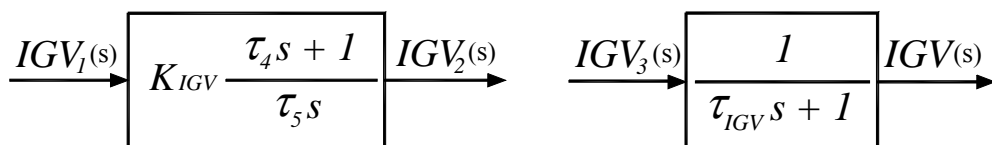


Figura 7.19 – Diagramas de Bloco do Controle do VIGV.

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 7.20)

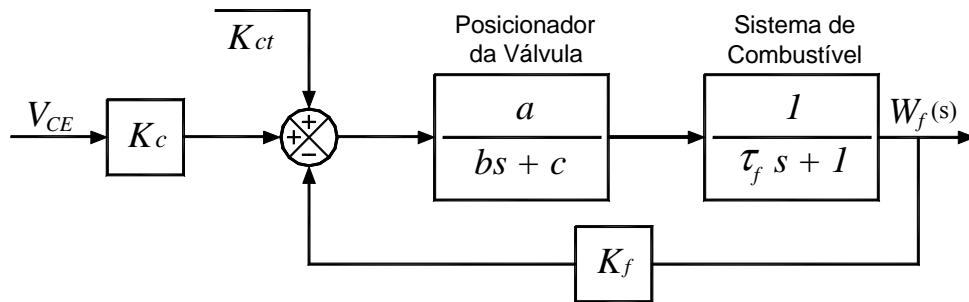


Figura 7.20 – Diagrama de Blocos do Sistema de Combustível e Posicionador da Válvula.

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 (Figura 7.21 e Figura 7.22)

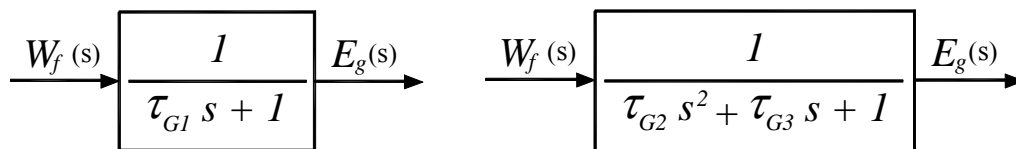


Figura 7.21 – Diagramas de Bloco do Gerador de Gás para Turbinas Aeroderivativas Tradicionais.

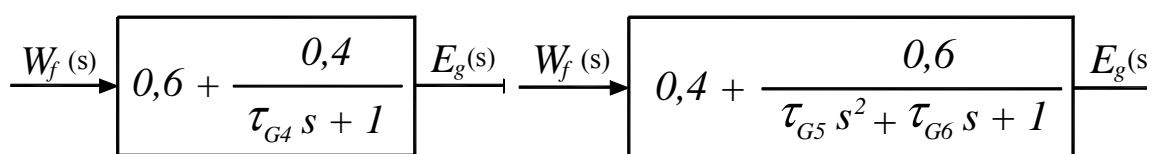


Figura 7.22 – Diagramas de Bloco do Gerador de Gás para Turbinas Aeroderivativas Avançadas.

$\tau_{G1}, \tau_{G2}, \tau_{G3}$ = 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 7.23) é relativo ao de 2ª ordem, porém podem ser utilizados modelos de outras ordens.

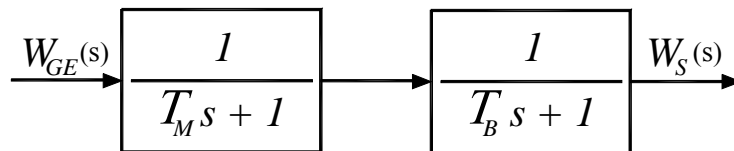


Figura 7.23 – Diagrama de Blocos da Caldeira de Recuperação (2ª Ordem).

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 7.24)

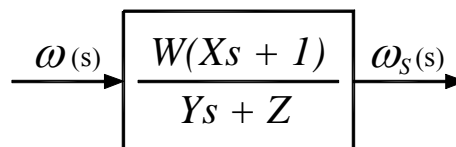


Figura 7.24 – Diagrama de Bloco do Regulador de Velocidade da Turbina a Vapor.

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 7.25)

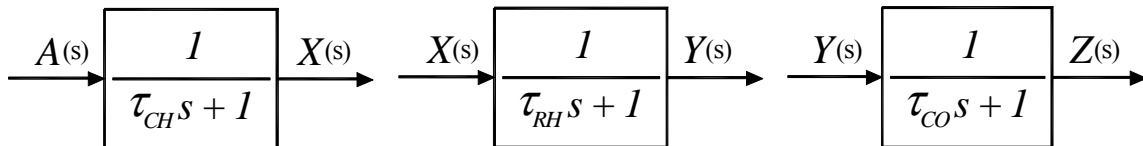


Figura 7.25 – Diagramas de Bloco dos Estágios de Pressão da Turbina a Vapor.

τ_{CH} = Constante de tempo da câmara de vapor (*steam chest*) (s);

τ_{RH} = Constante de tempo do reacondicionador (s);

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

- Fatores de participação (Figura 7.26)

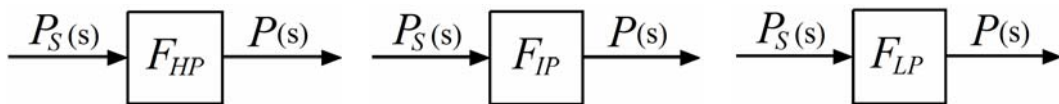


Figura 7.26 – Fatores de Participação dos Estágios de Pressão.

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 7.2 apresenta os dados típicos que servem como base para a definição dos valores corretos.

Tabela 7.2 – Dados dos Modelos Dinâmicos.

Dados		Sugeridos
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
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)

Dados		Sugeridos
Definição	Representação	
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 HRSG	T_M (s)	5
Constante de tempo de armazenamento de vapor da HRSG	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

CAPÍTULO 8

CICLO COMBINADO DO TIPO *SINGLE-SHAFT*

8.1. Introdução

Na 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.

De forma geral, a configuração em eixo único ocupa um espaço mais estreito, porém, mais longo que a de múltiplos eixos. A configuração *single-shaft* proporciona também grande flexibilidade em plantas térmicas sazonais, dependentes de demandas periódicas de energia. Um acoplamento de engate automático (*clutch*) pode ser colocado entre o eixo da turbina a vapor e o do redutor unido ao gerador, para permitir independência de operação com a turbina a gás. Assim, quando a planta necessitar de menos energia, desarma-se a turbina a vapor, e o acoplamento automaticamente a desengata do gerador.

A Figura 8.1 mostra o exemplo de um arranjo 1:1:1. A Figura 8.1a 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 8.1b exemplifica a configuração mono-eixo com a presença de *clutch*.

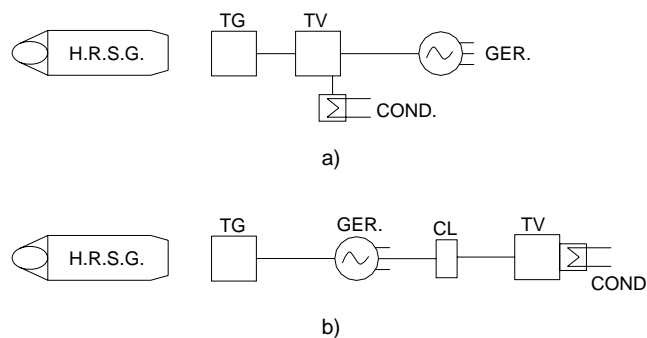


Figura 8.1 – Arranjo 1:1:1 de Ciclo Combinado:

a) Mono-Eixo; b) Mono-Eixo com *Clutch*.

- 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 em função da presença de blocos geradores claramente definidos. Isto evita qualquer impacto negativo na operação da central durante a instalação e comissionamento de novos blocos.

O fundamento de operação do *clutch* 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 [Lora & Nascimento, 2004].

Na Figura 8.3 apresentam-se as posições das diferentes partes do *clutch* quando as máquinas estão desacopladas, durante o acoplamento e acopladas, respectivamente.

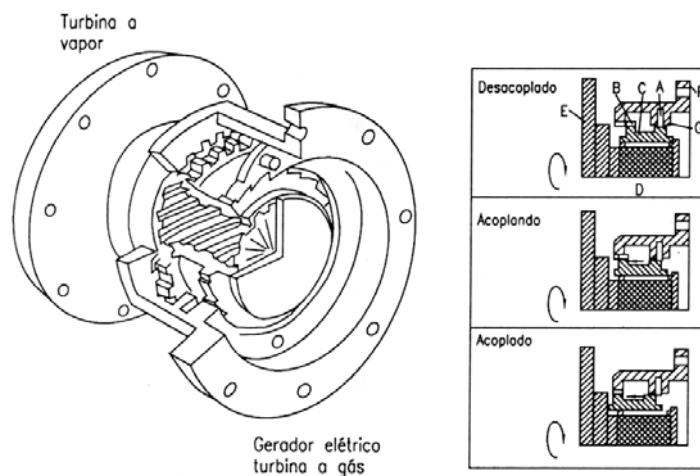


Figura 8.3 – Acoplamento *Clutch* para Ciclos Combinados a Gás e Vapor com Arranjo de Mono-Eixo e Seu Princípio de Operação.

Onde:

- A = Retém;
- B = Dentes do *clutch*;
- C = Componente deslizante;
- D = Eixo acanalado;
- E = Eixo de comando;
- F = Eixo de resposta;
- G = Dente da catraca.

Na Figura 8.4 e na Figura 8.5 são apresentadas, respectivamente, as curvas de partida e parada do *clutch* em um exemplo hipotético. Nessas figuras são representadas as variações percentuais ao longo do tempo da carga e da rotação da turbina a gás e da turbina a vapor de um ciclo combinado.

Na Figura 8.4, antes da partida as máquinas se encontram girando na marcha em vazio (giro lento). Inicialmente ocorre a partida da turbina a gás e desacoplamento das máquinas, em função do aumento de sua velocidade em relação à turbina a vapor. Com o desacoplamento, há um leve aumento de rotação de marcha em vazio da turbina a vapor. De acordo com a representação, em quatro minutos a turbina a gás atinge sua rotação nominal. Uma vez atingida a rotação nominal, a carga da turbina é elevada até aproximadamente 40% da carga de operação, período em que é feito o aquecimento da caldeira de recuperação e começa o fornecimento de vapor à turbina. O período de aquecimento da turbina a vapor começa quando esta atinge 40% de sua rotação nominal. Durante este período a carga da turbina a gás é mantida, enquanto a carga da turbina a vapor é muito pequena. Somente após o aquecimento da turbina a vapor é que esta máquina pode ser levada a sua rotação nominal, havendo, então, o acoplamento das duas máquinas. E, finalmente, a partir deste instante pode começar o aumento de carga das duas máquinas até que ambas atinjam a carga de operação.

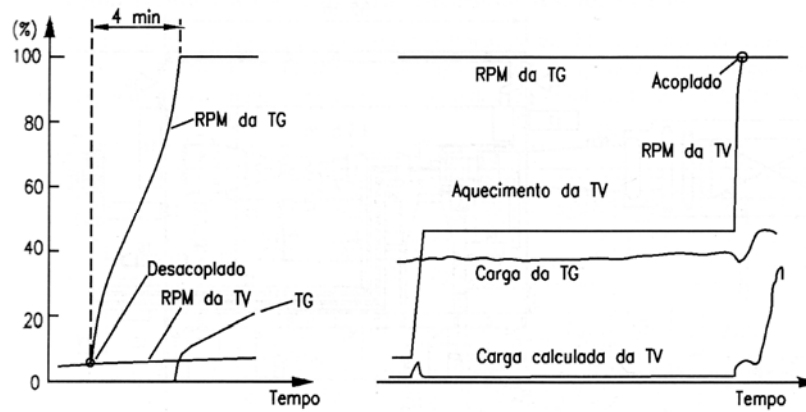


Figura 8.4 – Operação do *Clutch* Durante a Partida.

A Figura 8.5, por sua vez, representa o procedimento de parada. As duas máquinas permanecem acopladas até que as cargas das turbinas a gás e a vapor, respectivamente, alcancem 40% e 15%. Neste momento, acontece o desacoplamento e a turbina a vapor tem sua carga e rotação rapidamente reduzidas. Durante o intervalo de tempo em que a rotação da turbina a vapor cai, a turbina a gás permanece a 40% de sua carga nominal. A carga da turbina a gás é reduzida até 15% de seu valor nominal, e é então desligada, com rápida redução de sua rotação, que cai até a rotação em vazio. Neste instante, o *clutch* acopla novamente as duas máquinas, para mantê-las girando em vazio até a próxima partida.

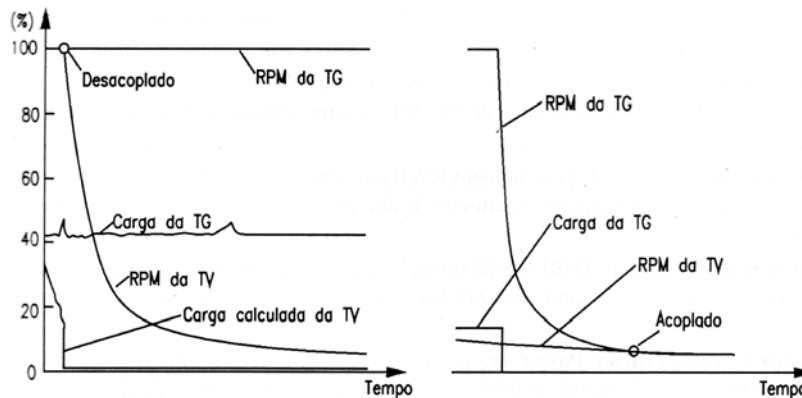


Figura 8.5 – Operação do *Clutch* Durante a Parada.

8.3. Modelo Matemático do *Clutch*

Um modelo matemático para o *clutch* pode ser obtido utilizando-se uma chave lógica conforme mostrado na Figura 8.6.

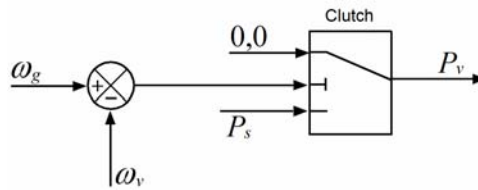


Figura 8.6 – Diagrama de Bloco do *Clutch*.

Onde:

$\omega_g(s)$ = Variação na rotação da turbina a gás (pu);

$\omega_v(s)$ = Variação na rotação da turbina a vapor (pu);

$P_s(s)$ = Sinal de potência mecânica da turbina a vapor (pu);

$P_v(s)$ = Sinal de potência mecânica (Saída do *Clutch*) (pu).

A chave lógica, citada anteriormente, 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:

$$\begin{aligned} \omega_g(s) \leq \omega_v(s) &\Rightarrow P_v(s) = P_s(s) \\ \omega_g(s) > \omega_v(s) &\Rightarrow P_v(s) = 0 \end{aligned} \quad (8.1)$$

8.4. Modelo Matemático para Configuração *Single-Shaft*

A configuração *single-shaft* é destacada no presente item, através de diagramas esquemáticos e de representações matemáticas apropriadas. Ela 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.

Na Figura 8.7 é mostrado o diagrama referente à configuração geral de eixo único para a operação em ciclo combinado.

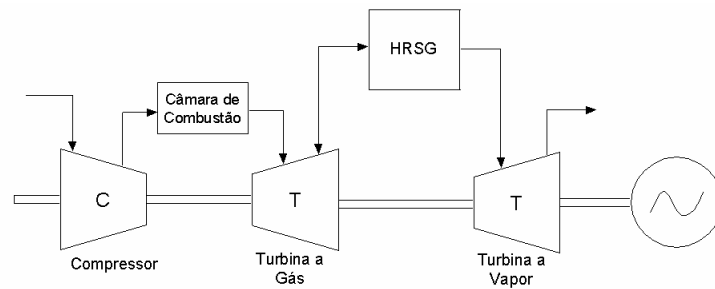


Figura 8.7 – Diagrama da Configuração de Eixo Único da Operação em Ciclo Combinado.

Para esta configuração tem-se o organograma mostrado na Figura 8.8.

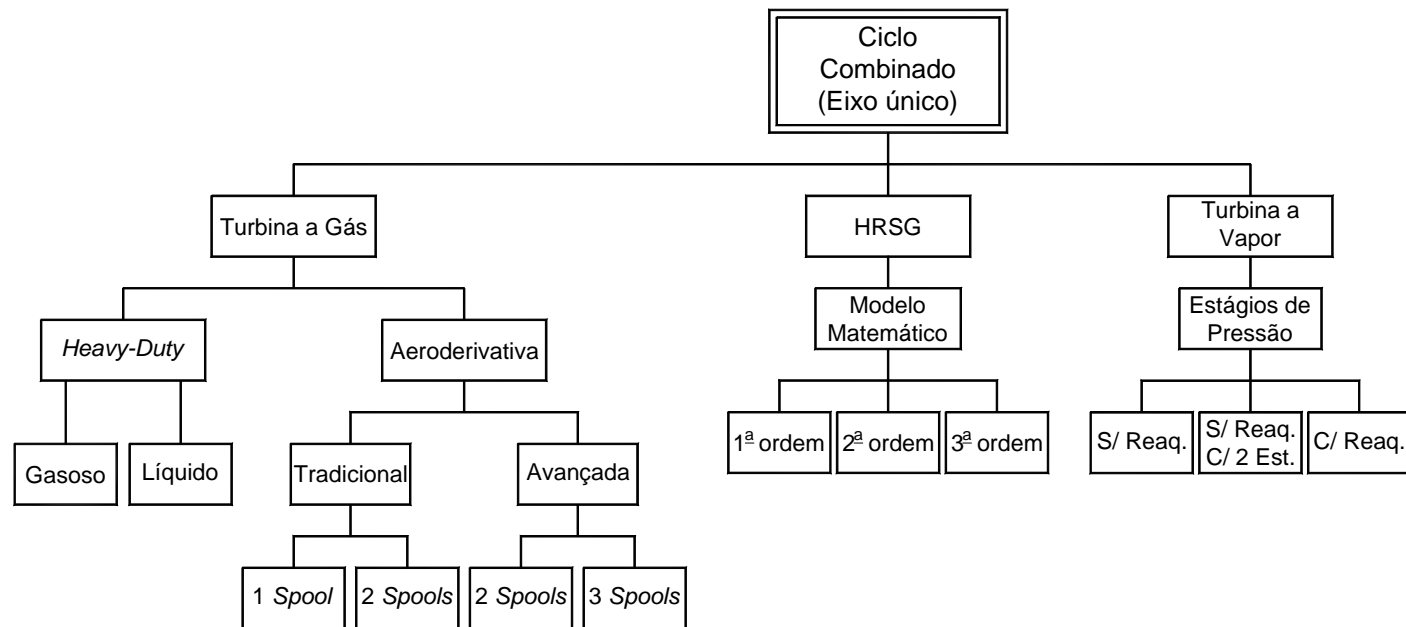


Figura 8.8 – Organograma da Operação em Ciclo Combinado para Eixo Único.

De acordo com a Figura 8.8 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 4.45. 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 4.45. 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 4.46, ou avançadas, de acordo com a Figura 4.50. O modelo matemático destes dois tipos de turbina é apresentado por meio de diagrama de blocos na Figura 4.47. 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 4.7.

b) Caldeira de recuperação

A representação da caldeira de recuperação pode ser feita utilizando modelos de primeira ordem (Figura 6.9), segunda ordem (Figura 6.10) ou de terceira ordem (Figura 6.11) conforme descrito no item 6.5.

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 no item 5.6.

Na Figura 8.9 é mostrado o diagrama de blocos completo com os controladores que representam a operação em ciclo combinado para a configuração em eixo único sem a presença do *clutch*. Uma configuração mais simples, que despreza as constantes de tempo da turbina a vapor, foi apresentada por Kakimoto [2003].

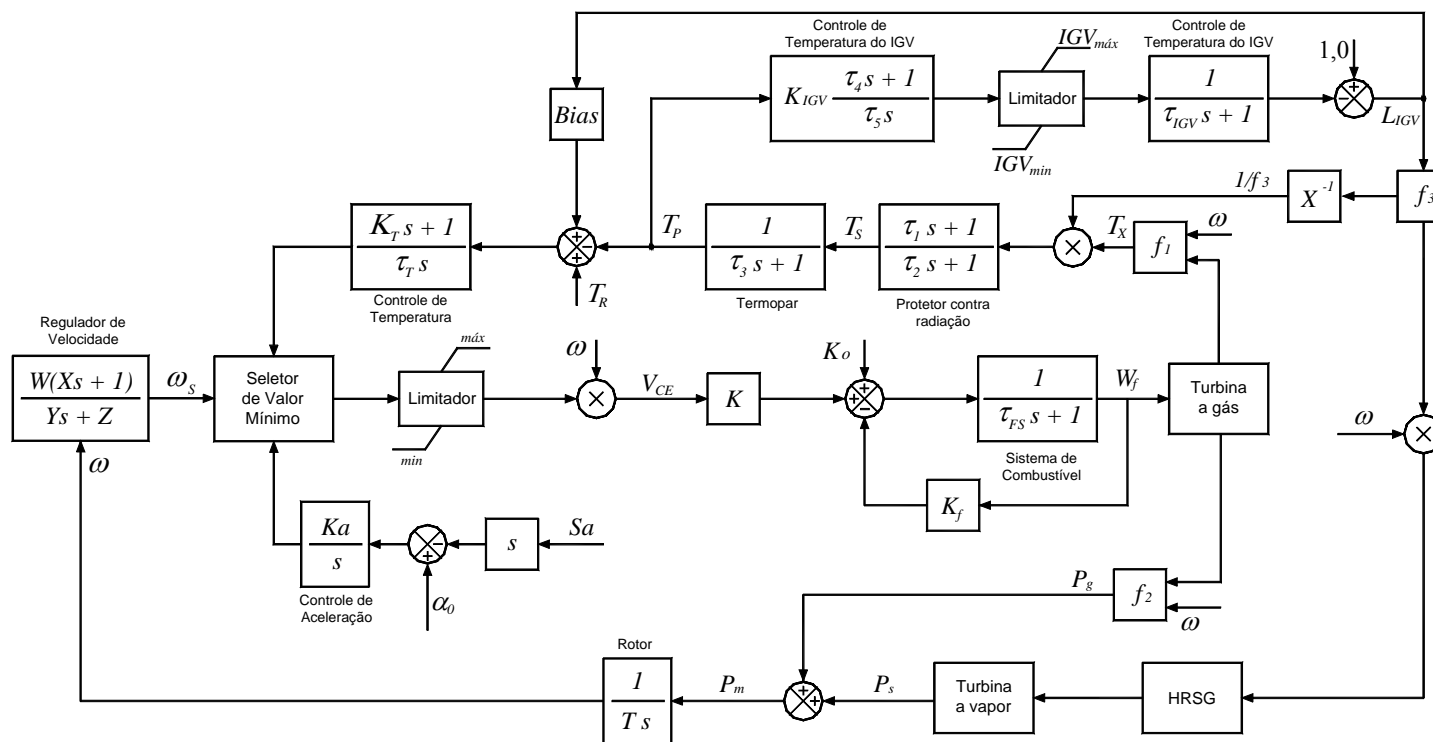


Figura 8.9 – Diagrama de Blocos da Configuração em Eixo Único Quando da Operação em Ciclo Combinado sem a Presença do *Clutch*.

Na Figura 8.10 é mostrado o diagrama de blocos completo com os controladores que representam a operação em ciclo combinado para a configuração em eixo único com a presença do *clutch*.

Caso a turbina a gás seja do tipo *heavy-duty* com combustível líquido, no bloco turbina a gás da Figura 8.9 e da Figura 8.10 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 4.45. Se a turbina for do tipo aeroderivativa, o bloco citado anteriormente será representado pelo gerador de gás, conforme apresentado no item 4.7.

Para a entrada do controle de aceleração, a grandeza 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).

Na função denominada “Seletor de Valor Mínimo” há a concorrência entre as três grandes malhas de controle, ou seja, de velocidade, de temperatura, e de aceleração.

Também, na Figura 8.9 e na Figura 8.10, para os blocos referentes à caldeira de recuperação e à turbina a vapor, podem ser utilizados os modelos matemáticos descritos nas seções 6.5. e 5.6. , respectivamente.

Neste modelo a potência mecânica de saída depende da ação das turbinas a gás e a vapor.

CAPÍTULO 9

SIMULAÇÕES

9.1. Introdução

Com o objetivo de avaliar o comportamento dinâmico das turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft*, representadas através dos modelos desenvolvidos ao longo deste trabalho, são apresentados, neste item, os resultados e as análises de algumas simulações. As análises consideram dois sistemas: o primeiro, um sistema radial simples e o segundo um sistema com 49 barras, denominado *Sistema Brazilian Birds – SBB*, anexo. As simulações do sistema radial foram realizadas através do *software Matlab* e da *toolbox Simulink* e as do sistema multimáquinas com os programas *Anarede* e *Anatem* desenvolvidos pelo CEPEL.

Para a configuração em eixo único considerou-se uma planta de configuração 1:1:1, sendo a participação da turbina a gás de 60% da potência gerada e 40% para a turbina a vapor, no caso do sistema radial, e participação de 65% da turbina a gás e 35% da turbina a vapor, no caso do sistema multimáquinas .

Nesta planta, foram utilizadas turbinas a gás dos tipos *heavy-duty* e aeroderivativas. Para a caldeira de recuperação utilizou-se modelo de segunda ordem com as constantes $T_M = 2s$ e $T_B = 10s$. Foi utilizada turbina a vapor de dois estágios de pressão, para o caso do sistema radial, e de três estágios de pressão, para o caso do sistema multimáquinas.

9.2. Sistema Radial Simples

As análises realizadas neste item utilizam as seguintes configurações:

- 1) Turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem a presença do *clutch*;
- 2) Turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com a presença do *clutch*;
- 3) Turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem a presença do *clutch*, inseridas em um sistema radial composto por uma máquina síncrona conectada a um barramento infinito através de duas linhas de transmissão;
- 4) Turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com a presença do *clutch*, inseridas em um sistema radial composto por uma máquina síncrona conectada a um barramento infinito através de duas linhas de transmissão;

A Figura 9.1 representa o digrama unifilar das configurações 1 e 2, nas quais a máquina síncrona está atendendo diretamente uma carga.

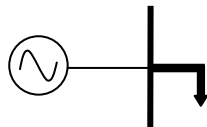


Figura 9.1 – Diagrama Unifilar das Configurações 1 e 2.

Já a Figura 9.2 corresponde ao diagrama unifilar das configurações 3 e 4, onde a máquina síncrona está ligada a um barramento infinito através de duas linhas de transmissão.

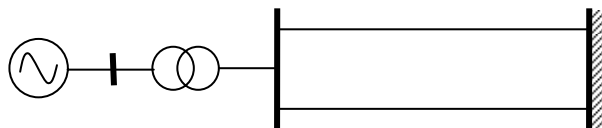


Figura 9.2 – Diagrama Unifilar das Configurações 3 e 4.

Nas configurações 3 e 4, a máquina síncrona é representada pelo Modelo E'q, e seus dados são apresentados na Tabela 9.1. Os dados do sistema radial são apresentados na Tabela 9.2.

Tabela 9.1 – Parâmetros da Máquina Síncrona.

Parâmetro	Valor
Reatância síncrona de eixo direto - X_d	1,2 (pu)
Reatância síncrona de eixo em quadratura - X_q	1,2 (pu)
Reatância transitória de eixo direto - X'_d	0,3 (pu)
Constante de tempo transitória de eixo direto - T'_{do}	6,0 (s)
Constante de tempo de inércia do conjunto - H	5,0 (s)
Amortecimento mecânico - D	10,0 (pu)

Tabela 9.2 – Parâmetros do Sistema Radial.

Parâmetro	Valor
Tensão do barramento infinito - V	1,0 (pu)
Tensão terminal do gerador - V_o	1,05 (pu)
Potência mecânica despachada pelo gerador - P_{mo}	0,94 (pu)
Reatância do transformador - X_t	0,1 (pu)
Reatância de cada linha de transmissão - X_{lt}	0,4 (pu)
Número de LTs em Paralelo	2

9.2.1. Turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem a presença do *clutch*

No presente item são realizadas análises comparativas entre as configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas, sem a presença do *clutch*, para a operação em regime permanente, e admitindo-se perturbações como: elevação de carga de 2%, elevação de carga de 6% e redução de carga de 6%.

- **Regime Permanente**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, sem a presença do *clutch* e sem variação de carga.

A Figura 9.3, a Figura 9.4, a Figura 9.5, a Figura 9.6, a Figura 9.7, a Figura 9.8 e a Figura 9.9 apresentam, respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a

temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu) e o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu).

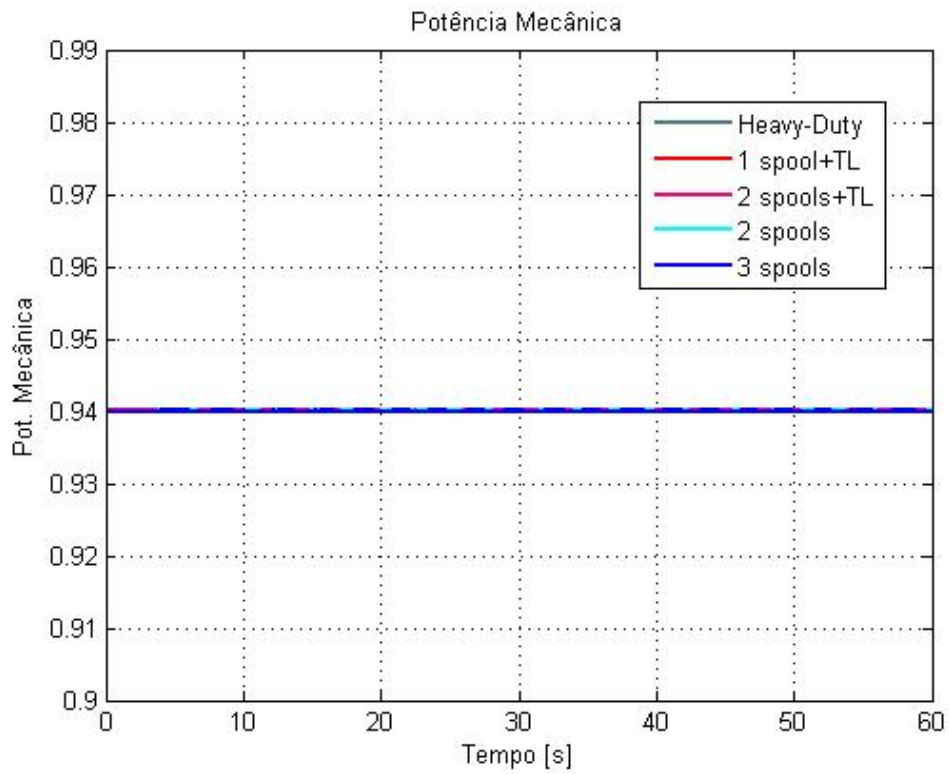


Figura 9.3 – Potência Mecânica Total.

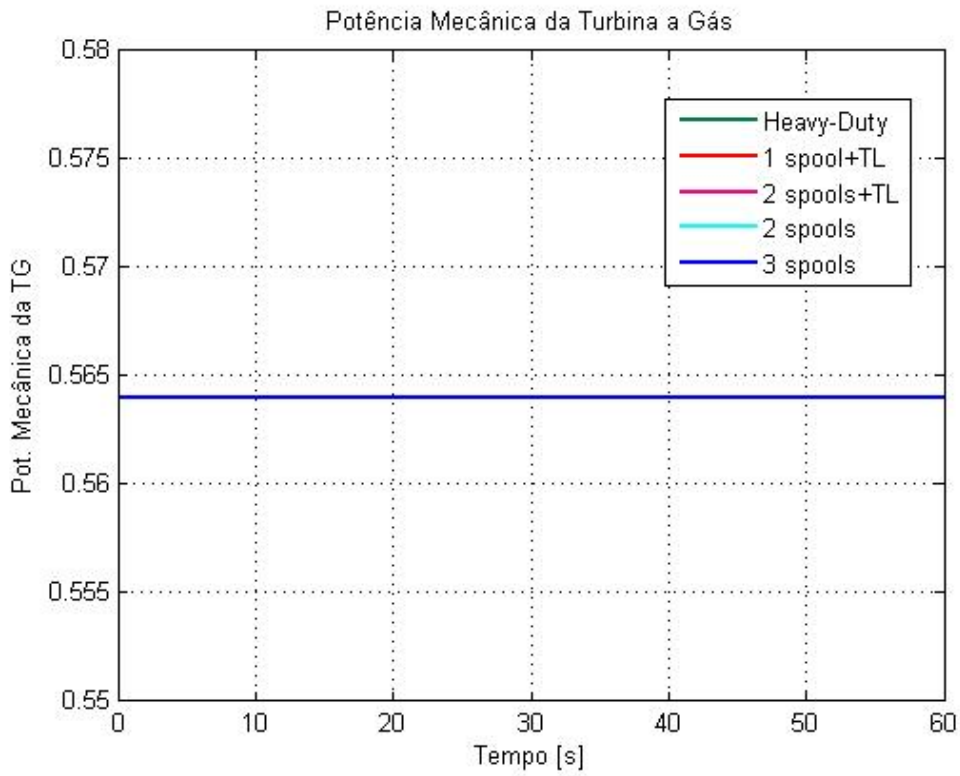


Figura 9.4 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

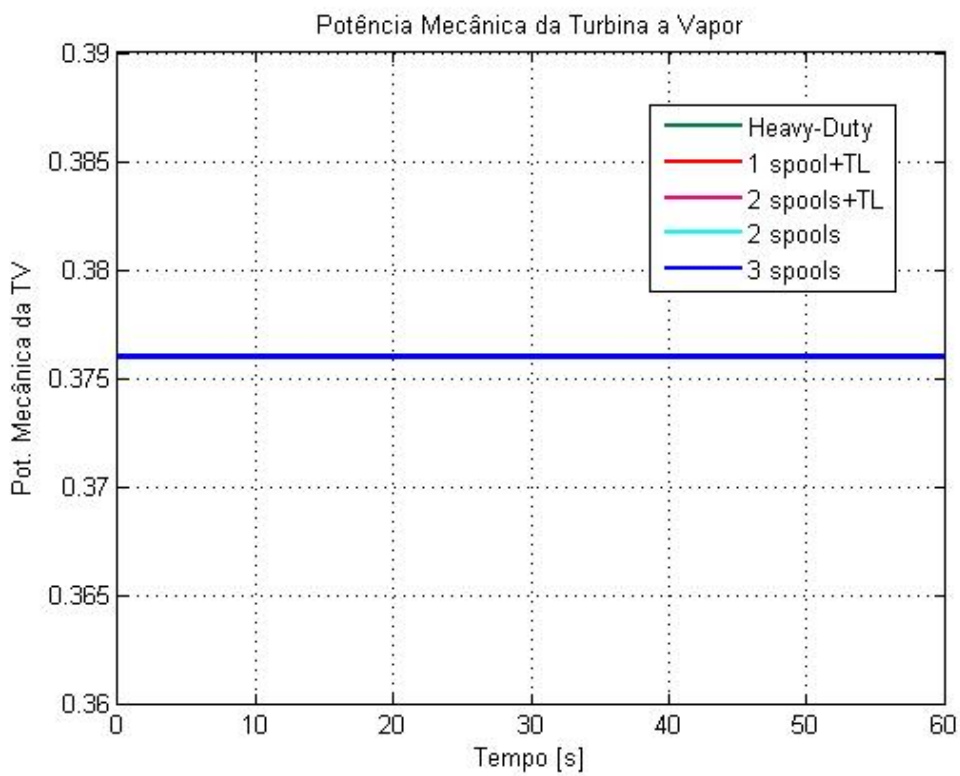


Figura 9.5 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

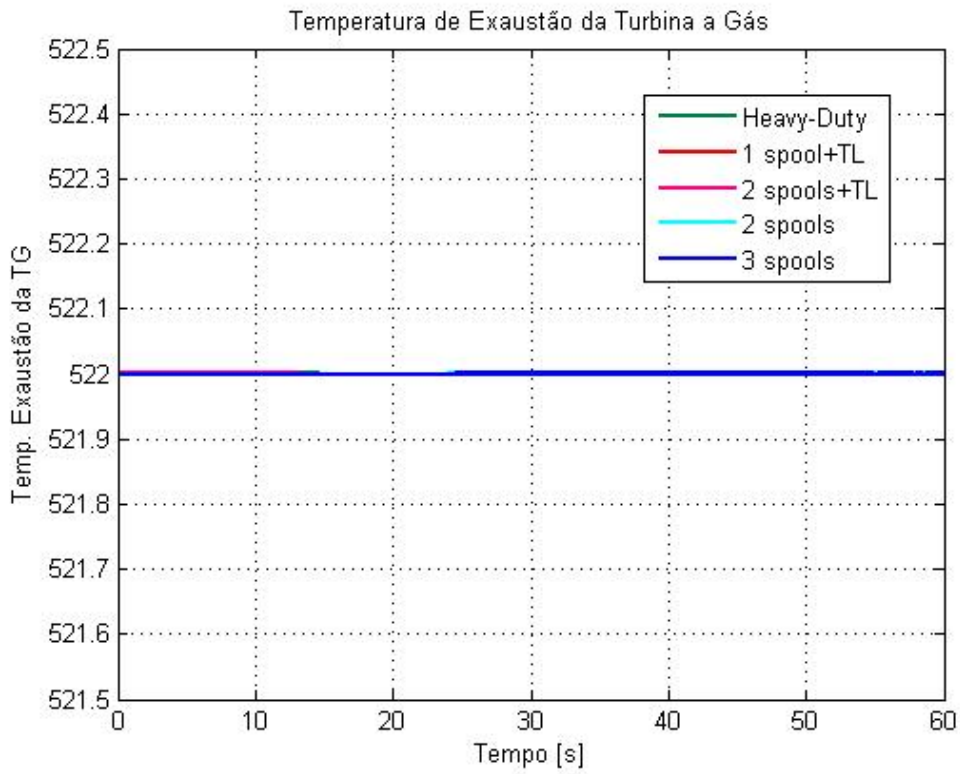


Figura 9.6 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

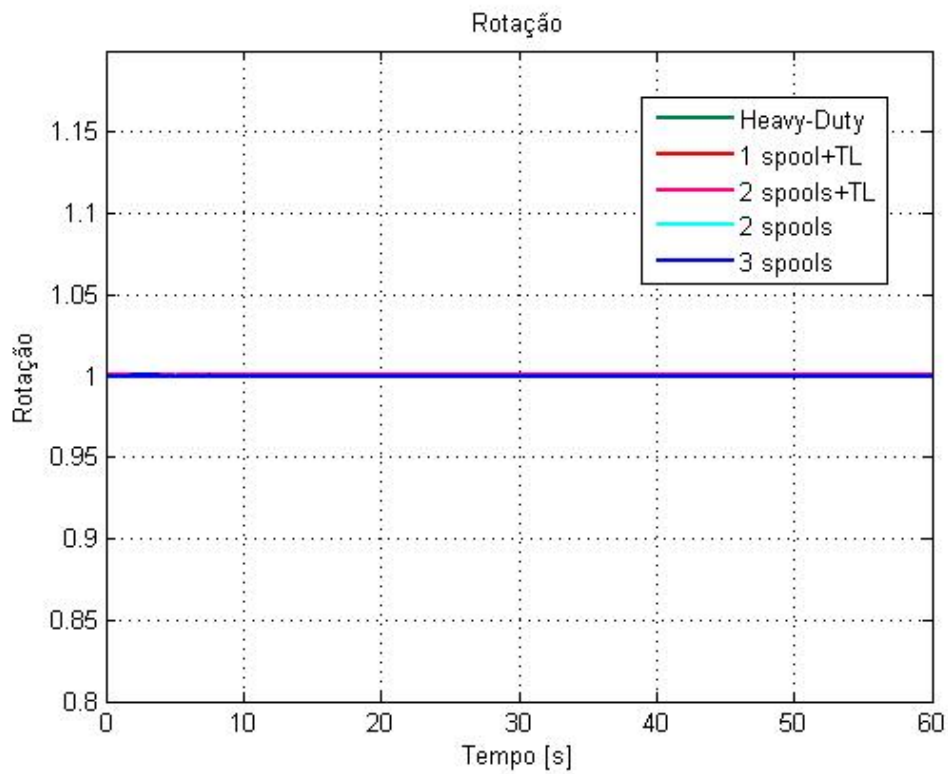


Figura 9.7 – Rotação.

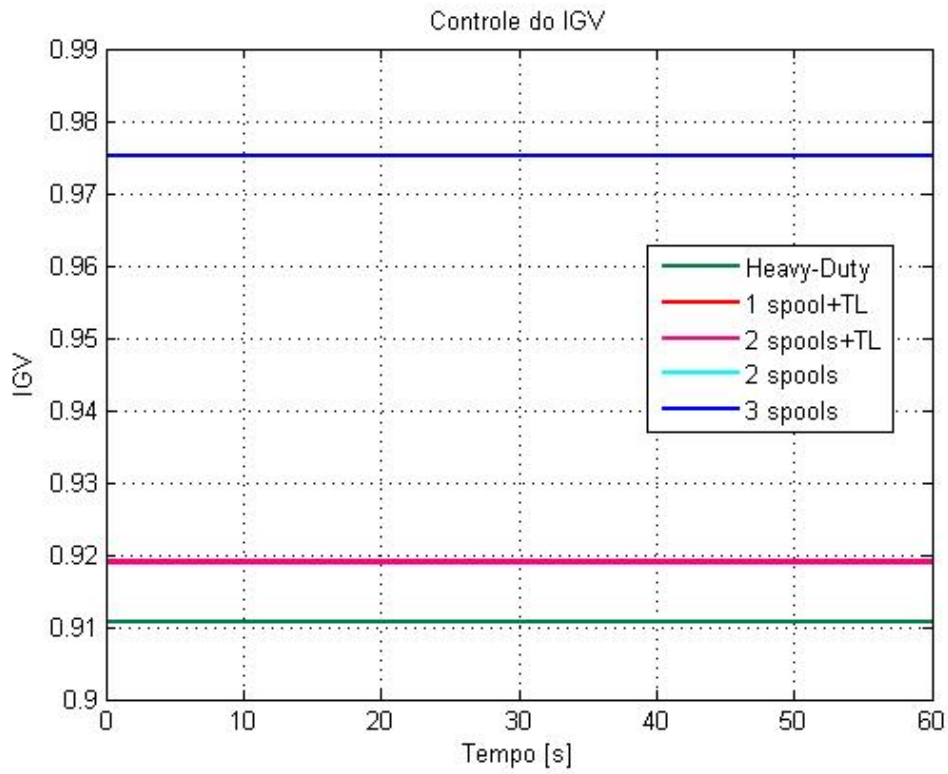


Figura 9.8 – Controle do IGV.

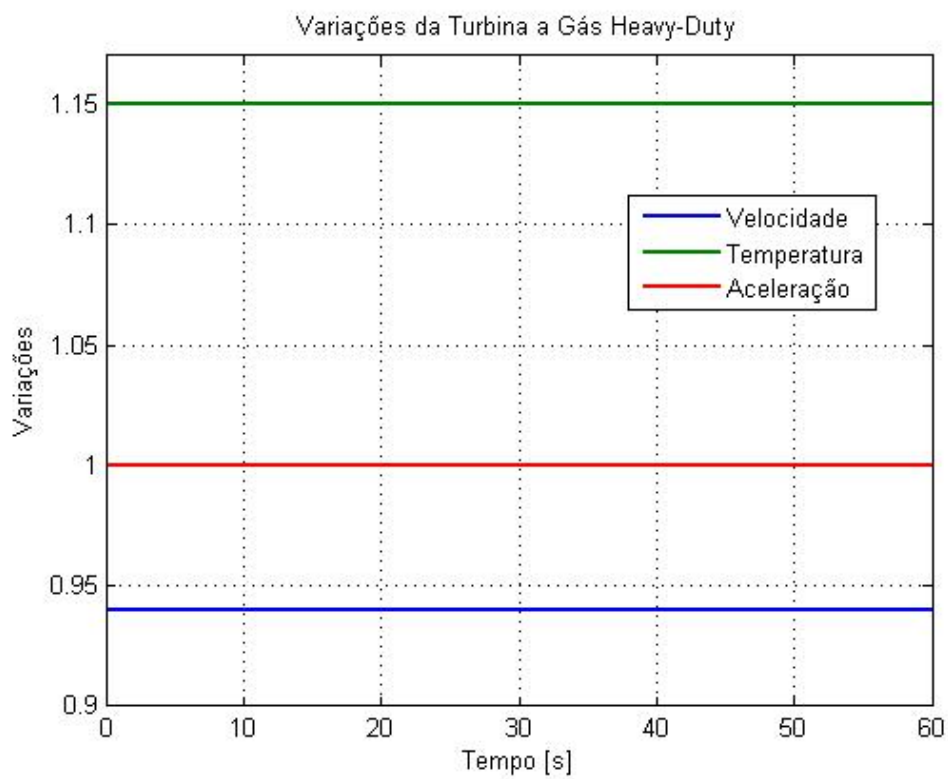


Figura 9.9 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

Para a operação em regime permanente, sem variação de carga, observa-se que a potência mecânica total, a potência mecânica da turbina a gás e a potência mecânica da turbina a vapor permanecem constantes (Figura 9.3, Figura 9.4 e Figura 9.5). A temperatura de exaustão da turbina a gás também permanece constante, como pode ser visto na Figura 9.6. Observa-se na Figura 9.7 que não houve variação na rotação, e na Figura 9.8 verifica-se que não houve atuação do *VIGV*. Os sinais dos controles de velocidade, temperatura e aceleração da turbina a gás *heavy-duty*, admitidos como entrada no bloco referente ao seletor de valor mínimo, também permanecem constantes (Figura 9.9).

Ressalta-se que a diferença existente na modelagem matemática das turbinas a gás *heavy-duty*, aeroderivativas tradicionais e aeroderivativas avançadas, conforme apresentado nos itens 4.6. e 4.7. , determina diferentes condições iniciais do ângulo de abertura das pás dos *VIGVs* para cada uma das referidas configurações, como pode ser observado na Figura 9.8.

- **Elevação de Carga de 2%**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, sem a presença do *clutch*, e com uma variação de carga de +2%.

A Figura 9.10, a Figura 9.11, a Figura 9.12, a Figura 9.13, a Figura 9.14, a Figura 9.15 e a Figura 9.16 apresentam, respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu) e o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu).

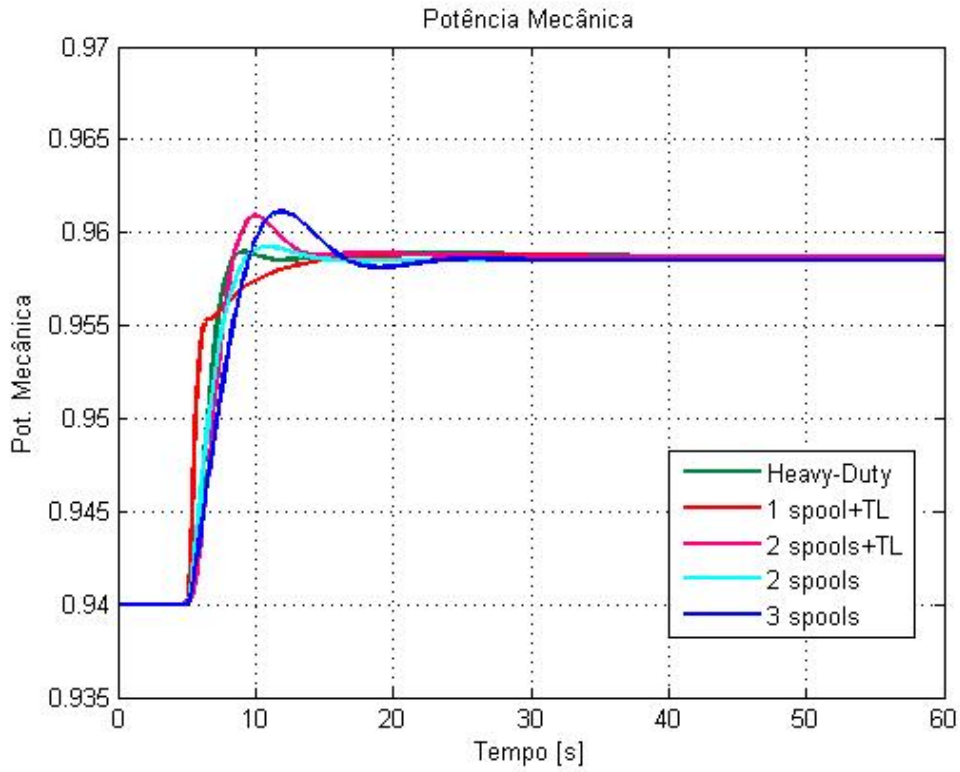


Figura 9.10 – Potência Mecânica Total.

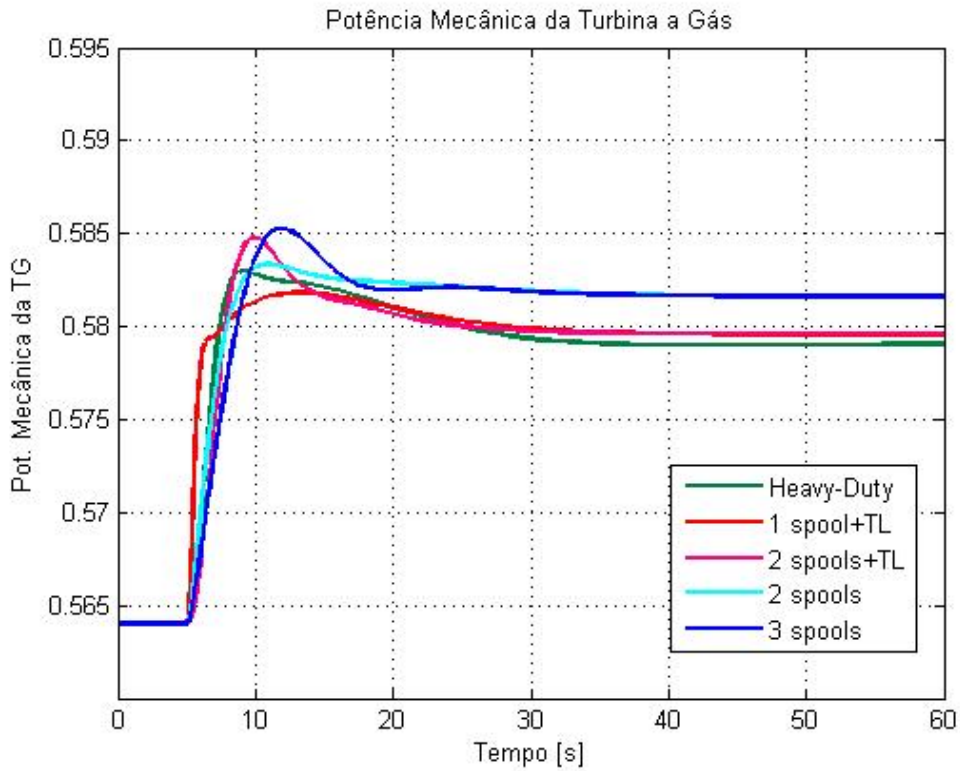


Figura 9.11 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

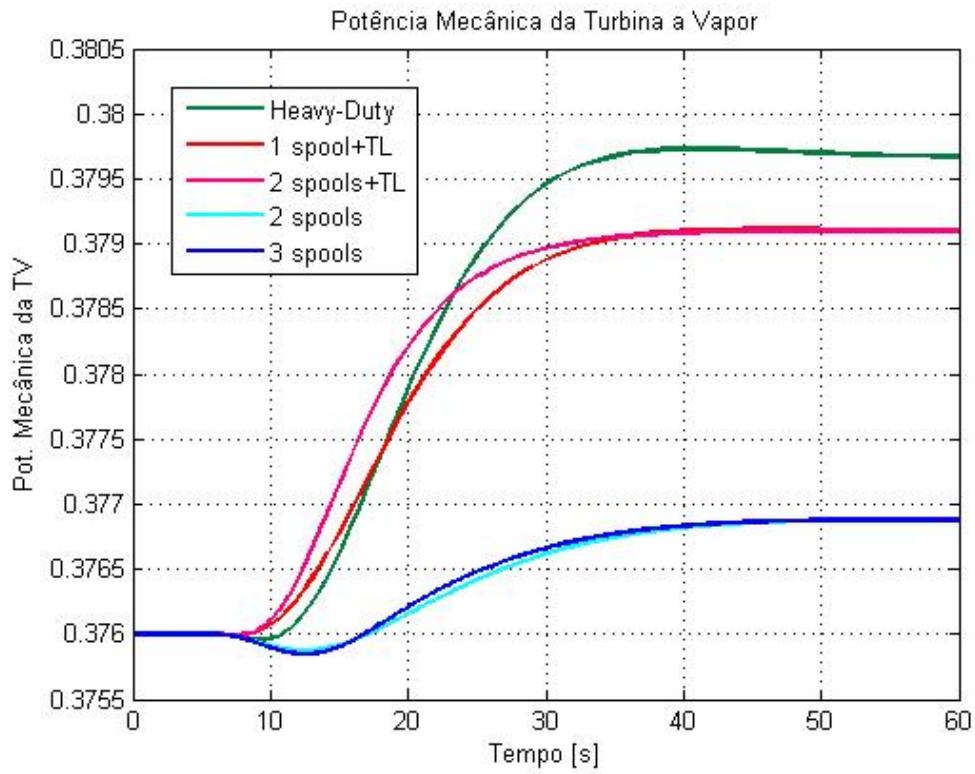


Figura 9.12 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

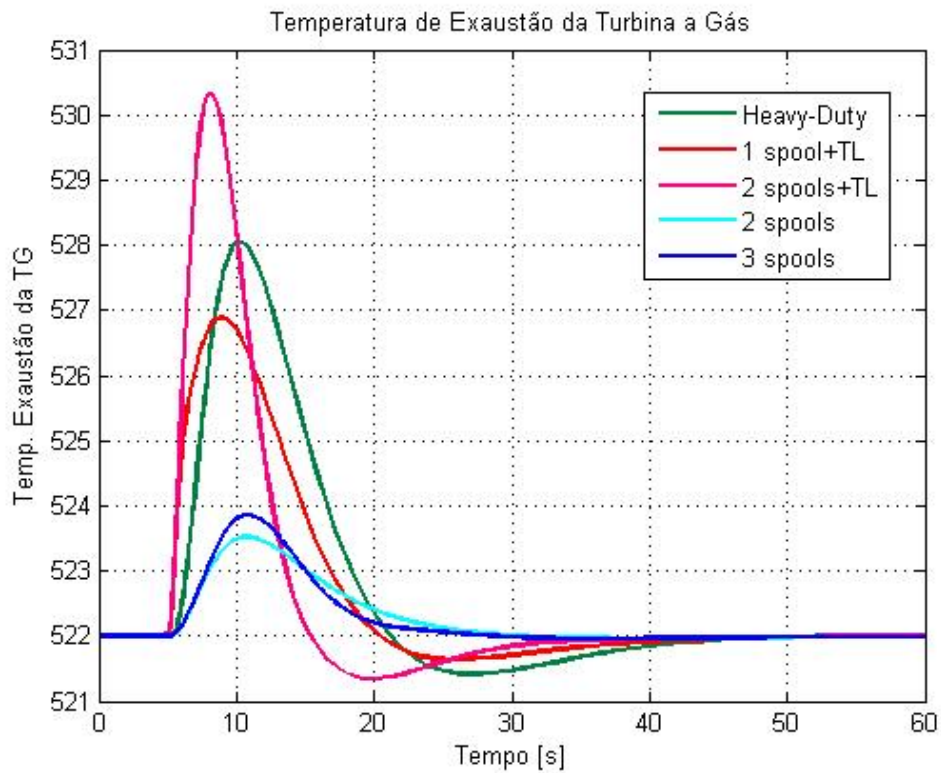


Figura 9.13 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

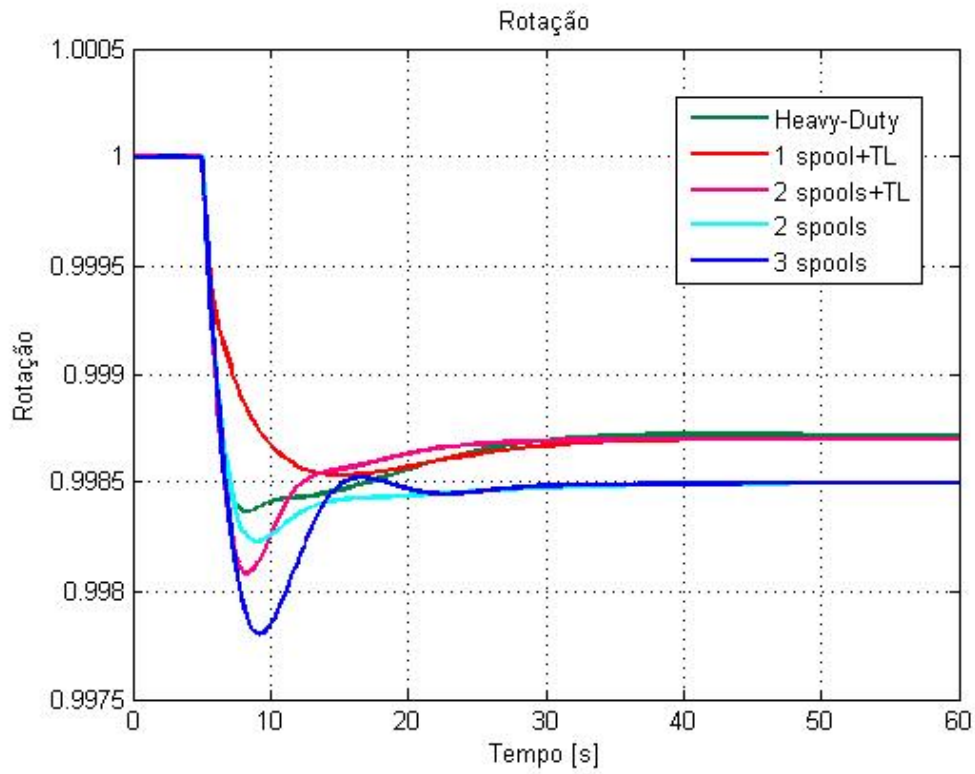


Figura 9.14 – Rotação.

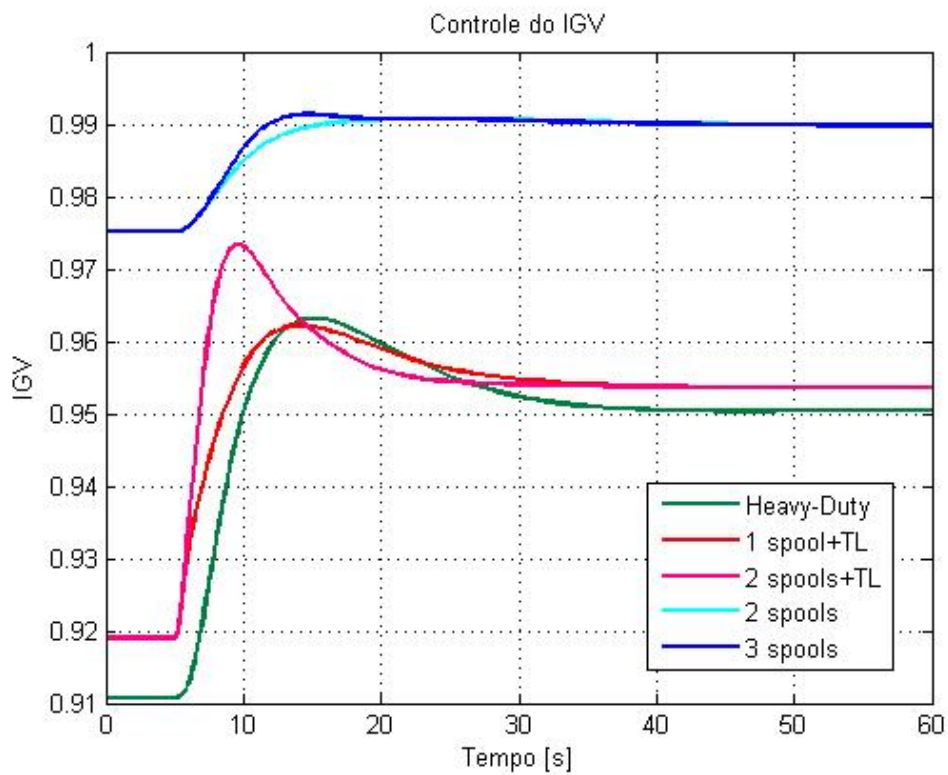


Figura 9.15 – Controle do IGV.

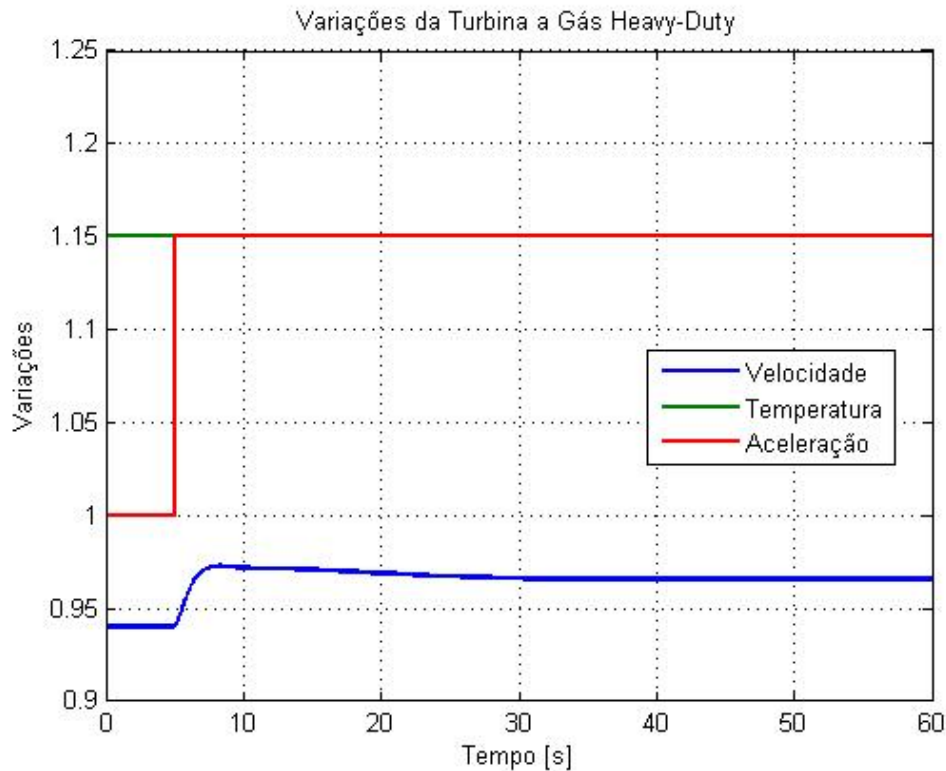


Figura 9.16 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

Observa-se que a potência mecânica total e a potência mecânica da turbina a gás sofrem rápida elevação (Figura 9.10 e Figura 9.11), devido ao acréscimo súbito de carga no sistema e em seguida decrescem devido à ação do controle de temperatura. Em função do acréscimo de potência na turbina a gás, a turbina a vapor também apresenta uma elevação em sua potência mecânica, só que de forma mais lenta (Figura 9.12), devido às elevadas constantes de tempo verificadas na caldeira de recuperação. Também a temperatura de exaustão tem uma elevação inicial, devido ao incremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do *VIGV*, a mesma retorna posteriormente a valores próximos dos nominais (Figura 9.13). Observa-se também uma redução na rotação (Figura 9.14) que ocorre devido ao aumento da carga, à atuação do *VIGV* (Figura 9.15) e à ação do regulador de velocidade com queda em regime permanente. Pode-se observar também que o controle de velocidade é preponderante durante todo o tempo (Figura 9.16).

- **Elevação de Carga de 6%**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, sem a presença do *clutch*, e com uma variação de carga de +6%.

A Figura 9.17, a Figura 9.18, a Figura 9.19, a Figura 9.20, a Figura 9.21, a Figura 9.22 e a Figura 9.23 apresentam, respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do VIGV (pu) e o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu).

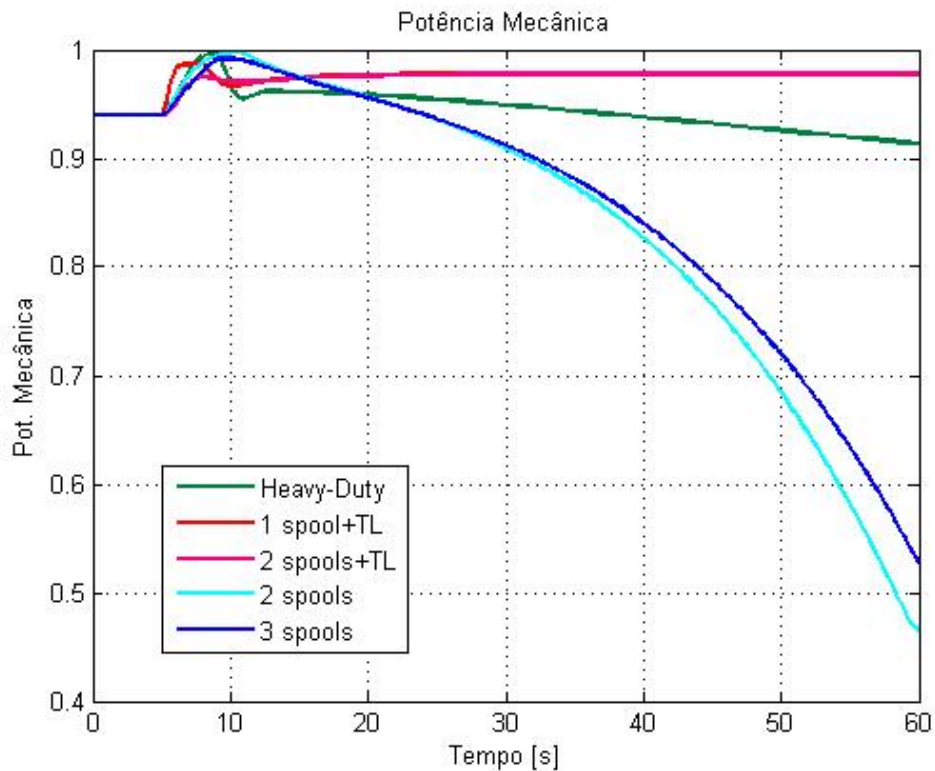


Figura 9.17 – Potência Mecânica Total.

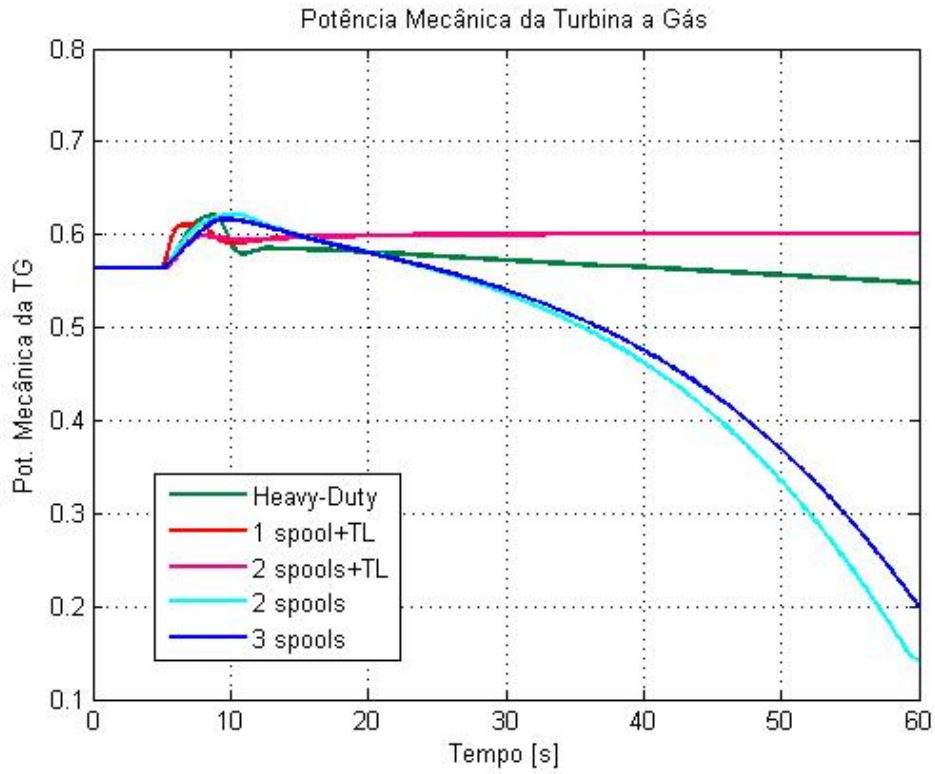


Figura 9.18 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

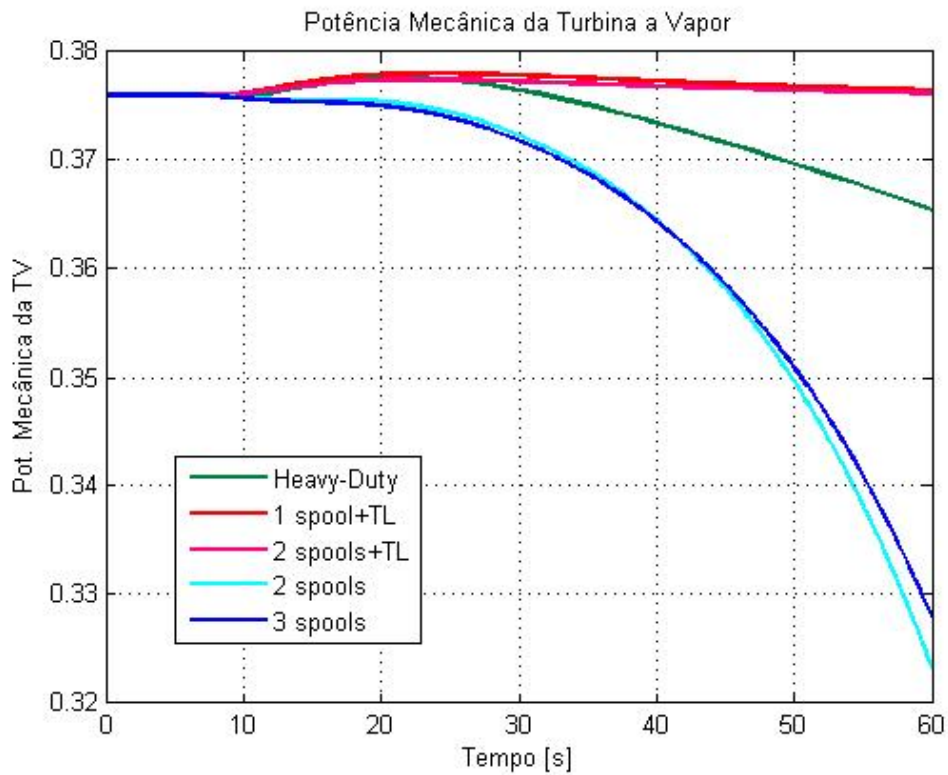


Figura 9.19 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

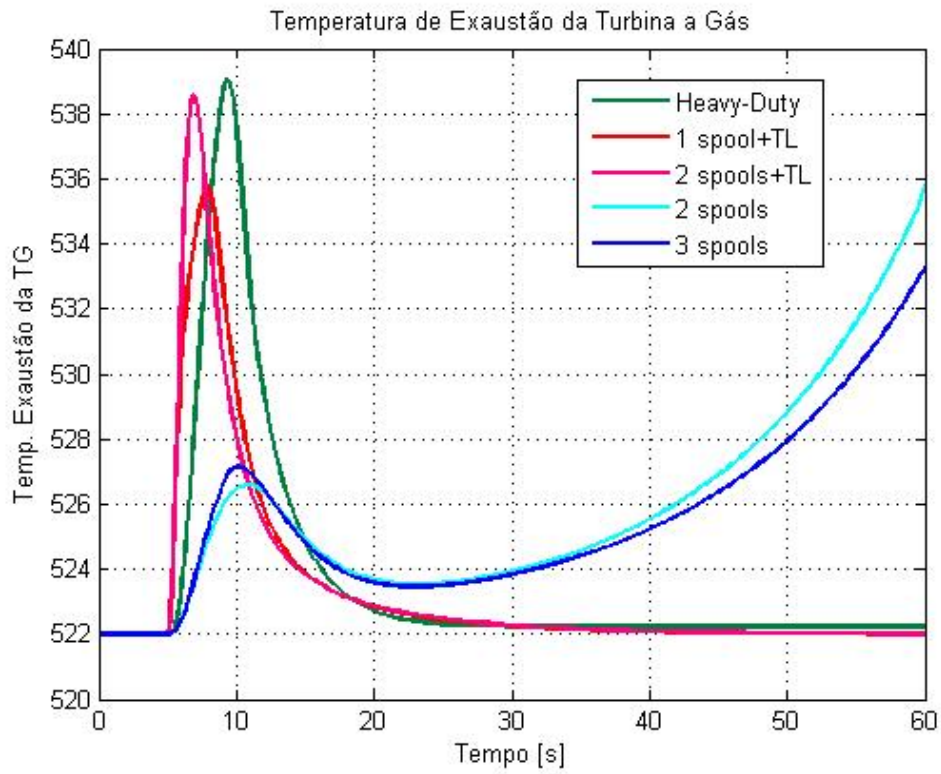


Figura 9.20 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

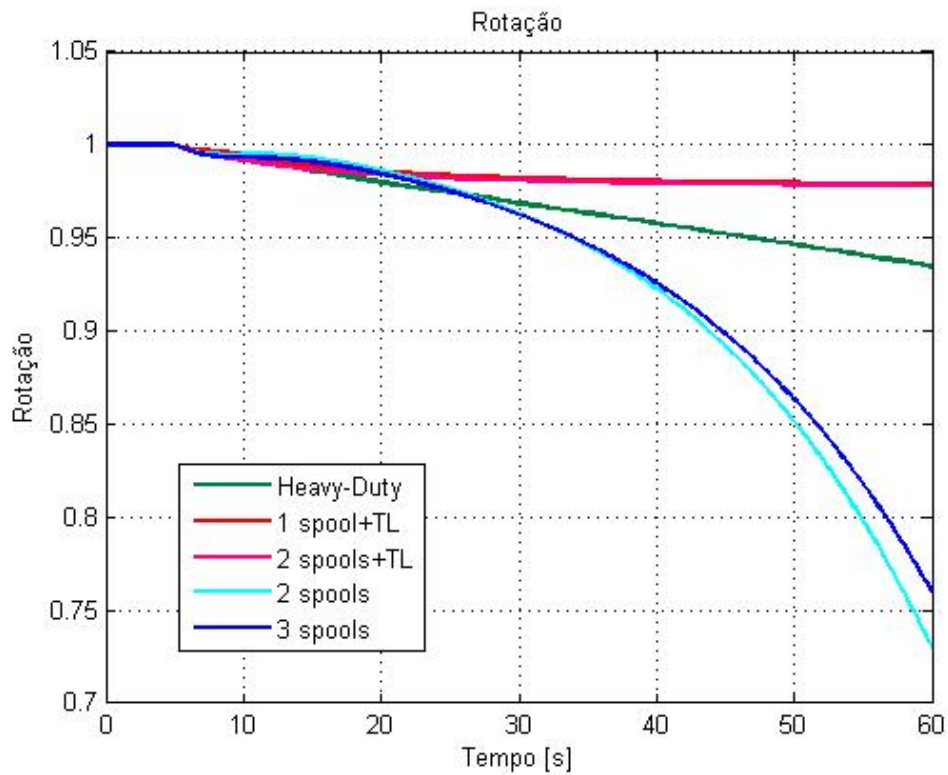


Figura 9.21 – Rotação.

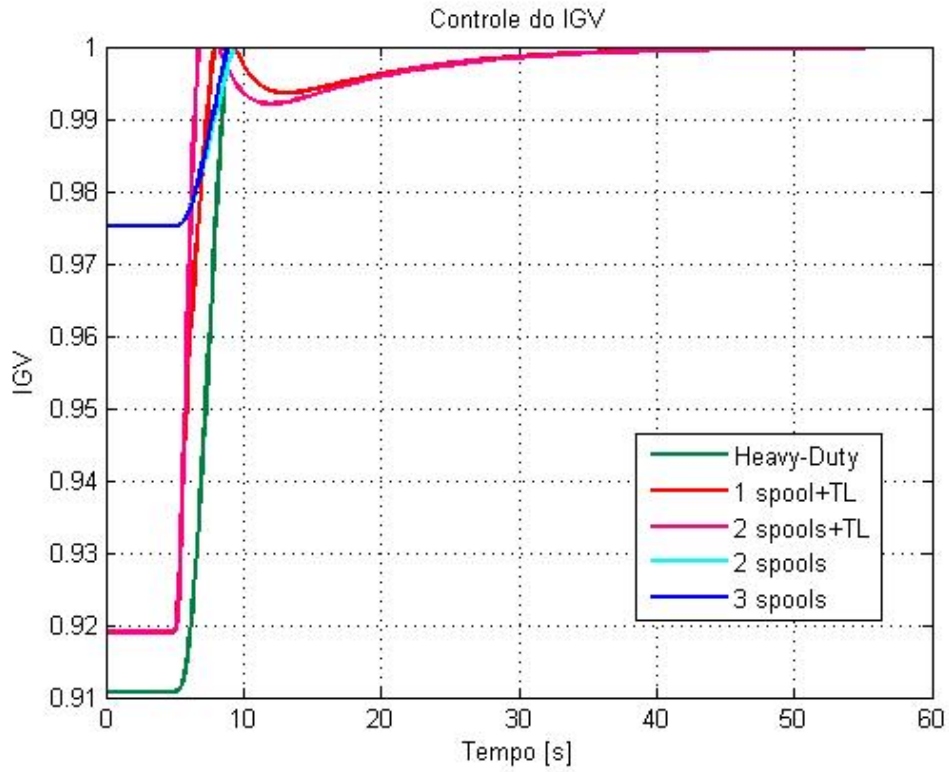


Figura 9.22 – Controle do IGV.

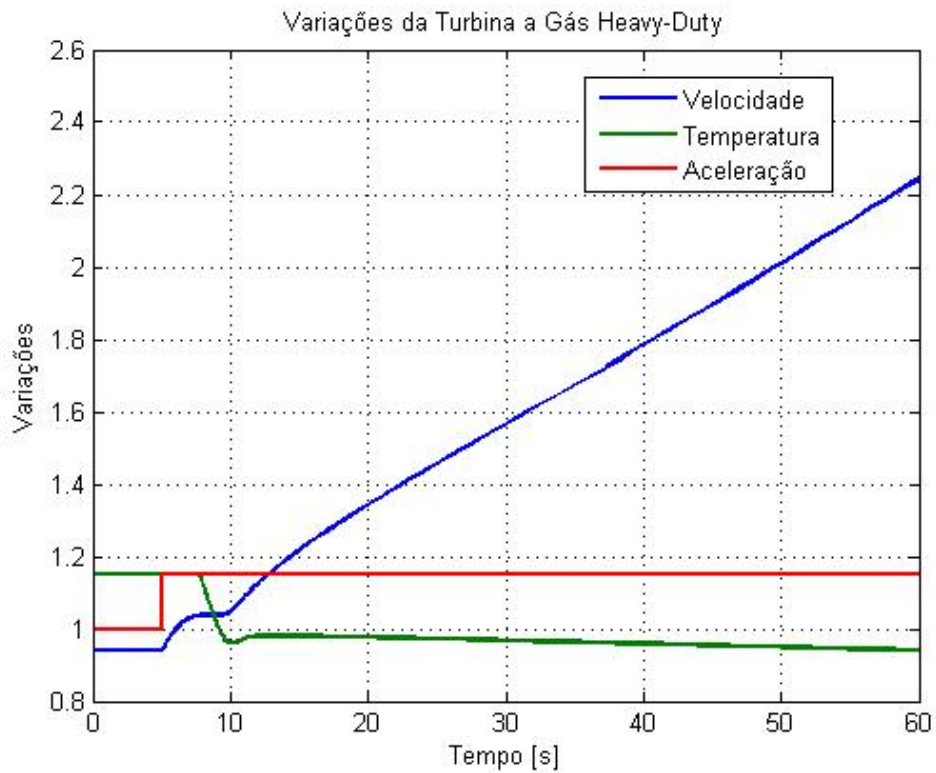


Figura 9.23 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

Verifica-se que a potência mecânica total e a potência mecânica da turbina a gás sofrem rápida elevação (Figura 9.17 e Figura 9.18), devido ao acréscimo súbito de carga no sistema e em seguida decrescem devido à ação do controle de temperatura. Em função do acréscimo de potência na turbina a gás, a turbina a vapor também apresenta uma elevação em sua potência mecânica, só que de forma mais lenta (Figura 9.19), devido às elevadas constantes de tempo verificadas na caldeira de recuperação e a seguir também decresce pelo mesmo motivo. Também a temperatura de exaustão tem uma elevação inicial, devido ao incremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do *VIGV*, a mesma retorna posteriormente a valores próximos dos nominais, exceto para as configurações aeroderivativas avançadas, que saem de operação (Figura 9.20). Observa-se também uma redução na rotação (Figura 9.21) que ocorre devido ao aumento da carga e à atuação do *VIGV* (Figura 9.22) que atinge seu limite. Pode-se observar também que o controle de velocidade é preponderante nos instantes iniciais pós-distúrbio, no entanto o controle de temperatura logo assume a responsabilidade, permanecendo assim durante a maior parte do tempo (Figura 9.23).

- **Redução de Carga de 6%**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, sem a presença do *clutch*, e com uma variação de carga de -6%.

A Figura 9.24, a Figura 9.25, a Figura 9.26, a Figura 9.27, a Figura 9.28, a Figura 9.29 e a Figura 9.30 apresentam, respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu) e o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu).

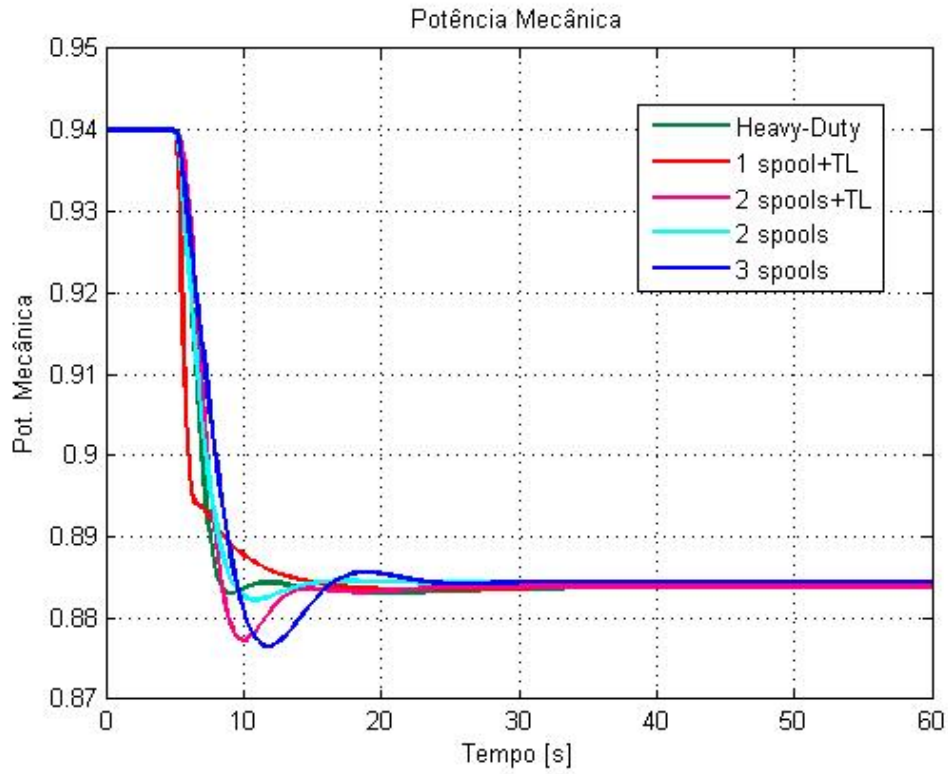


Figura 9.24 – Potência Mecânica Total.

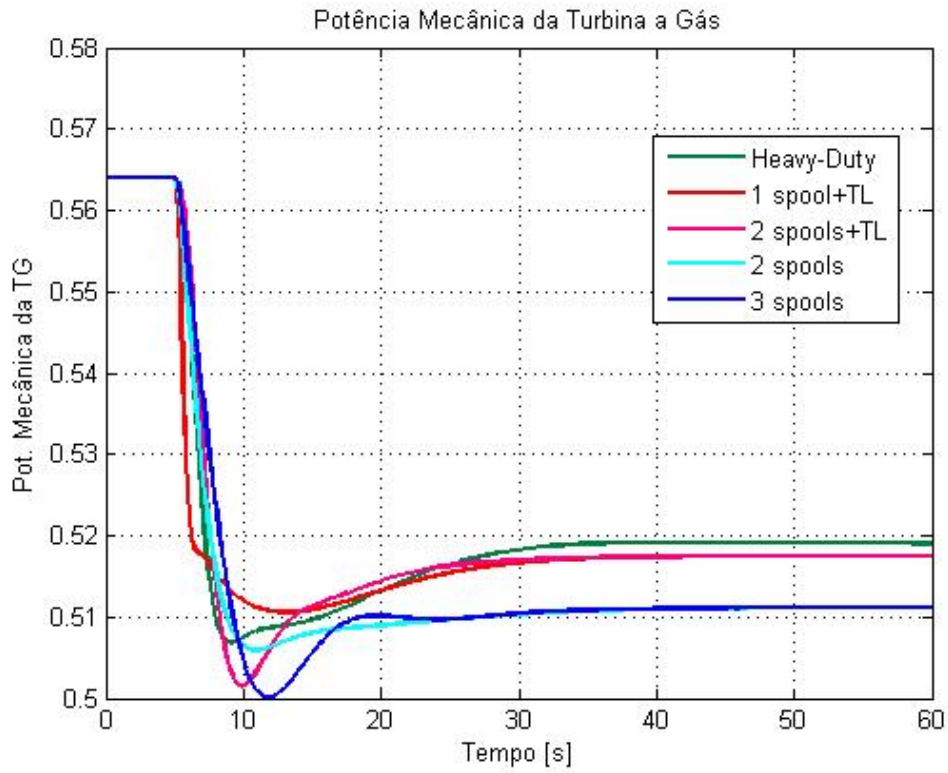


Figura 9.25 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

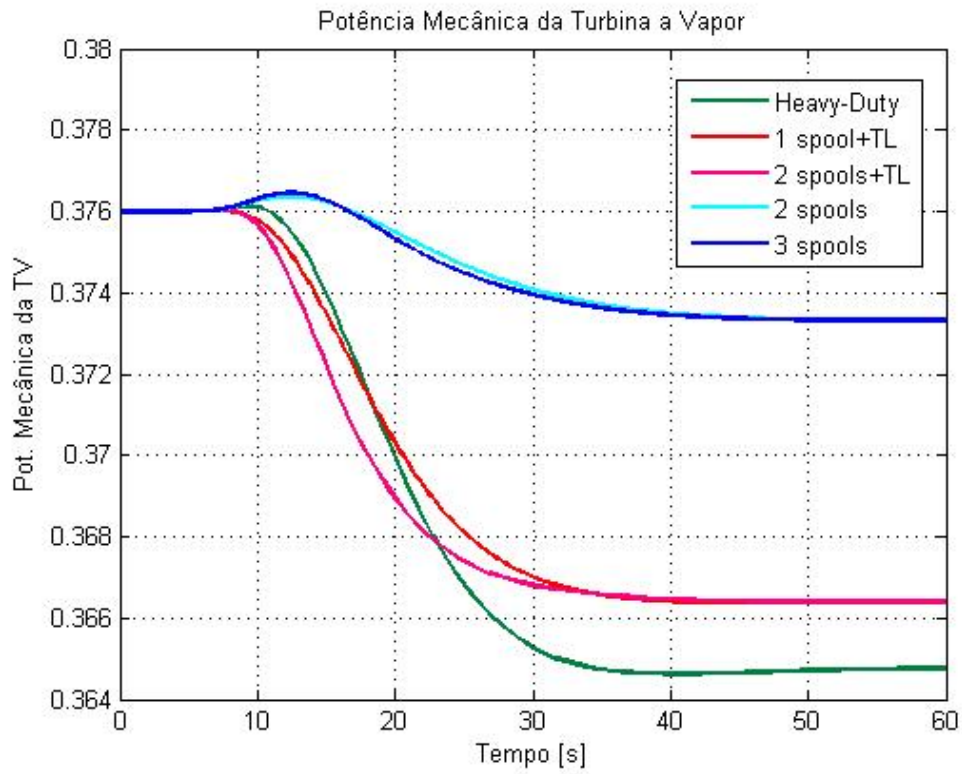


Figura 9.26 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

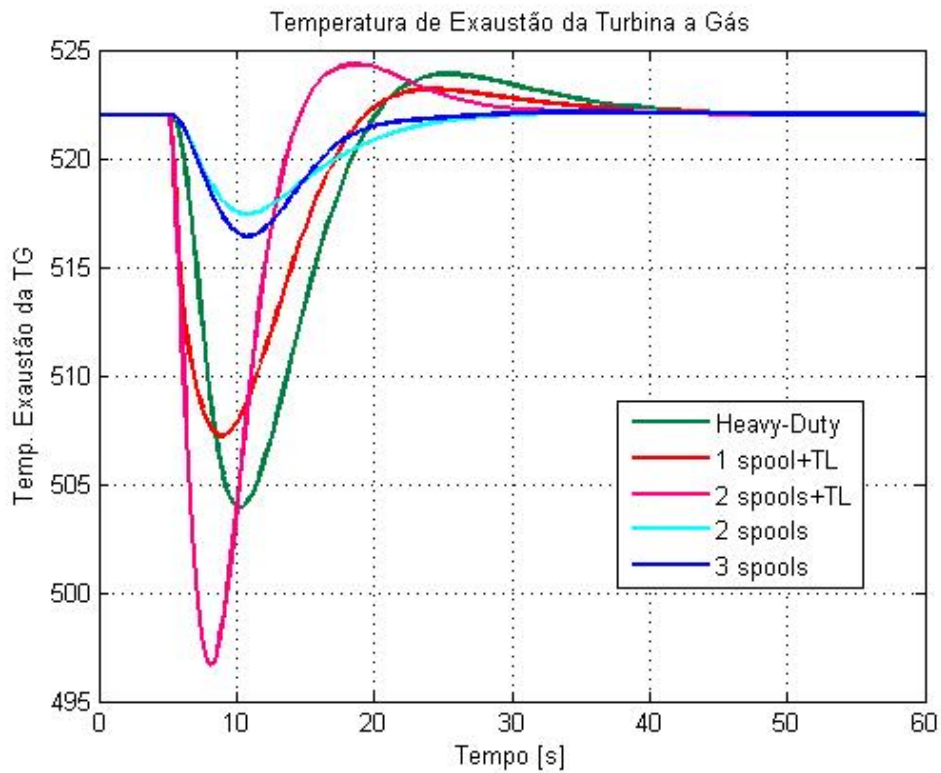


Figura 9.27 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

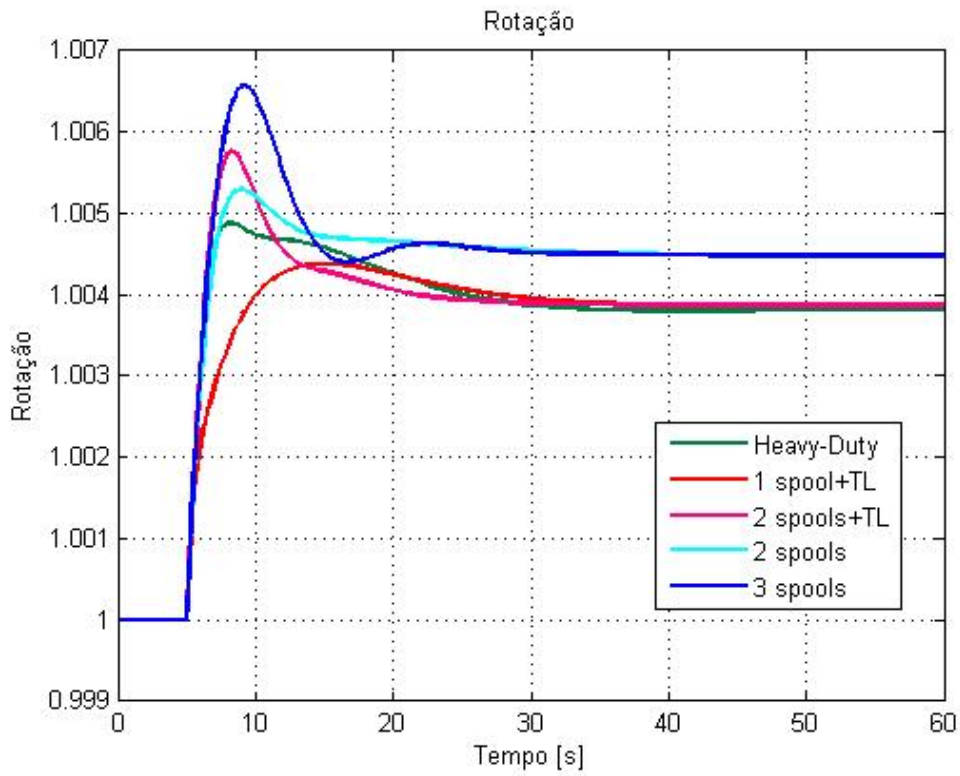


Figura 9.28 – Rotação.

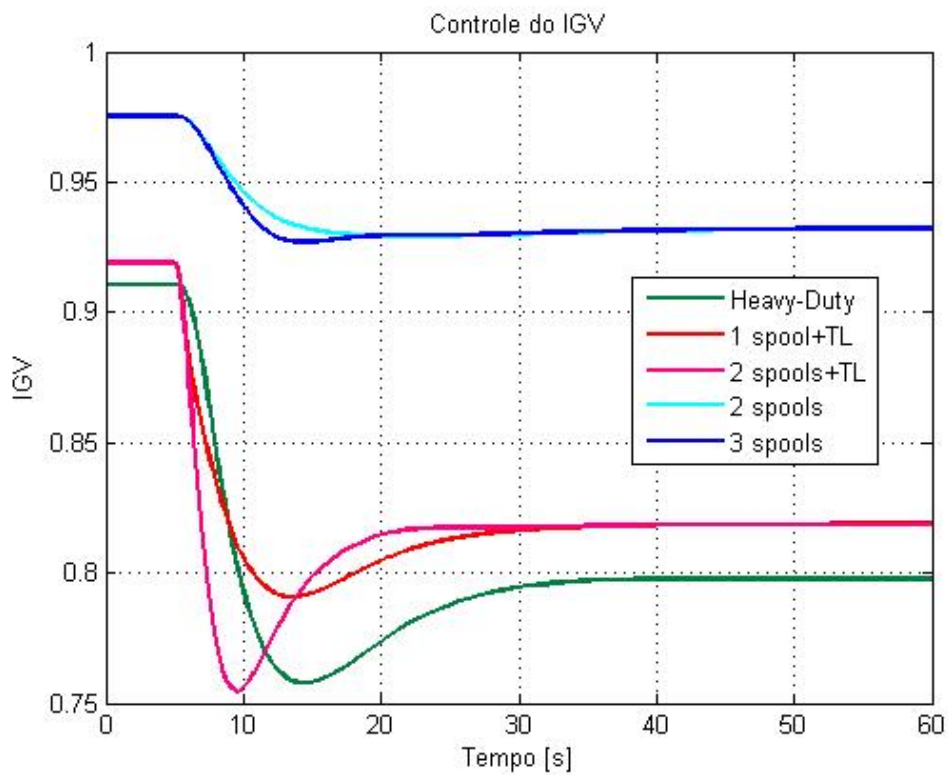
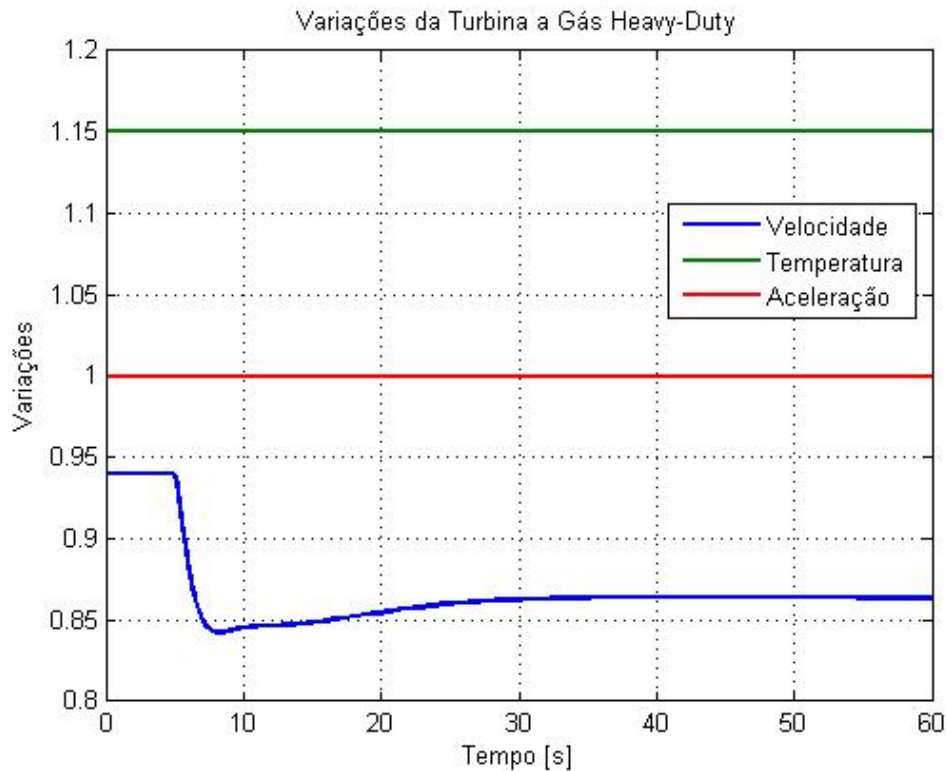


Figura 9.29 – Controle do IGV.

Figura 9.30 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

Observa-se que a potência mecânica total e a potência mecânica da turbina a gás sofrem rápida redução (Figura 9.24 e Figura 9.25), devido à diminuição súbita de carga no sistema e em seguida se elevam devido à ação do controle de temperatura. Em função da redução de potência na turbina a gás, a turbina a vapor também apresenta uma redução em sua potência mecânica, só que de forma mais lenta (Figura 9.26), devido às elevadas constantes de tempo verificadas na caldeira de recuperação. Também a temperatura de exaustão tem uma diminuição inicial, devido ao decremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do *VIGV*, a mesma retorna posteriormente a valores próximos dos nominais (Figura 9.27). Observa-se também uma elevação na rotação (Figura 9.28) que ocorre devido à redução da carga, à atuação do *VIGV* (Figura 9.29) e à ação do regulador de velocidade com queda em regime permanente. Pode-se observar também que o controle de velocidade é preponderante durante todo o tempo (Figura 9.30).

9.2.2. Turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com a presença do *clutch*

Neste item são realizadas análises comparativas entre as configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas, com a presença do *clutch*, para a operação em regime permanente, e também admitindo-se perturbações como: elevação de carga de 6% e redução de carga de 6%.

- **Regime Permanente**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, com a presença do *clutch* e sem variação de carga.

A Figura 9.31, a Figura 9.32, a Figura 9.33, a Figura 9.34, a Figura 9.35, a Figura 9.36 e a Figura 9.37 apresentam, respectivamente, a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu) e as variações de rotação da turbina a gás *heavy-duty* e da turbina a vapor (pu).

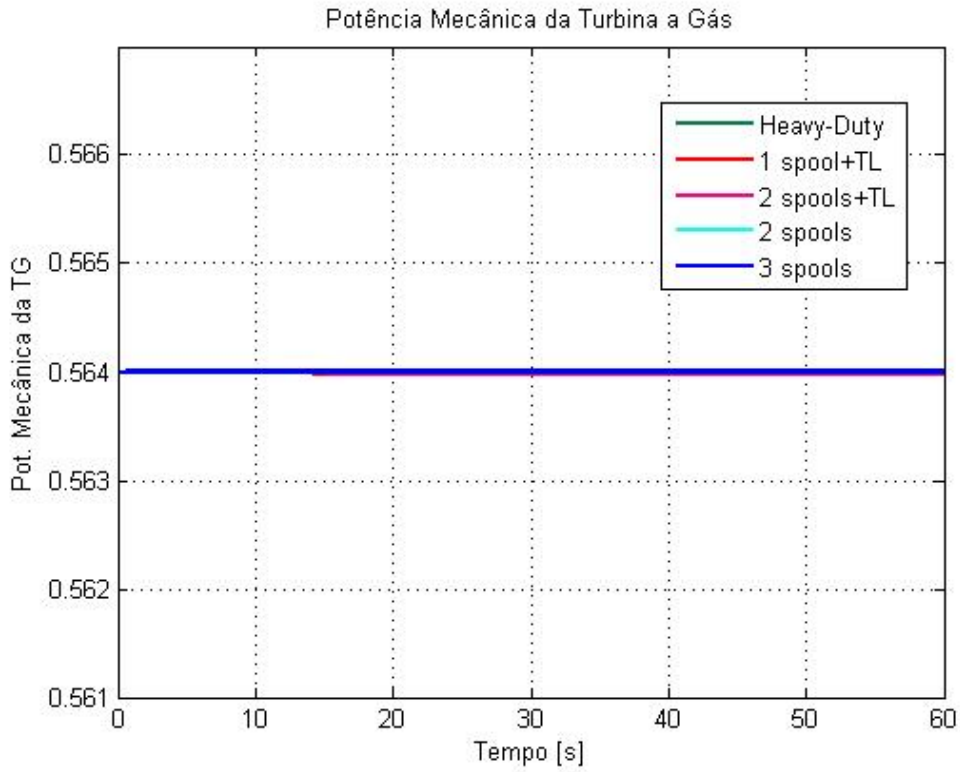


Figura 9.31 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

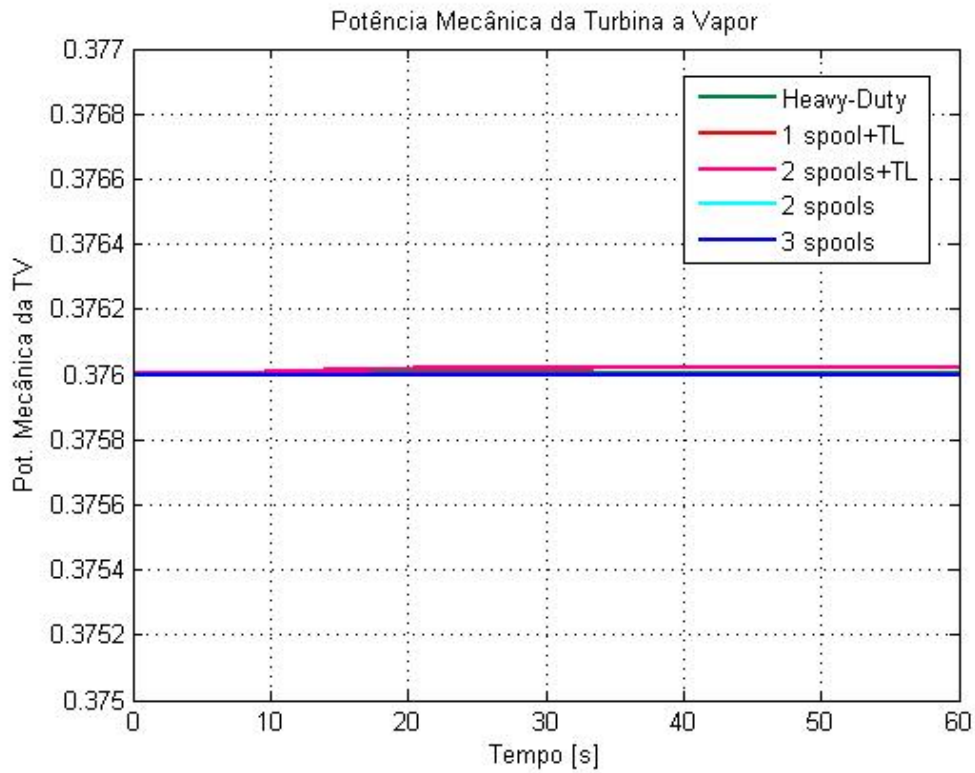


Figura 9.32 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

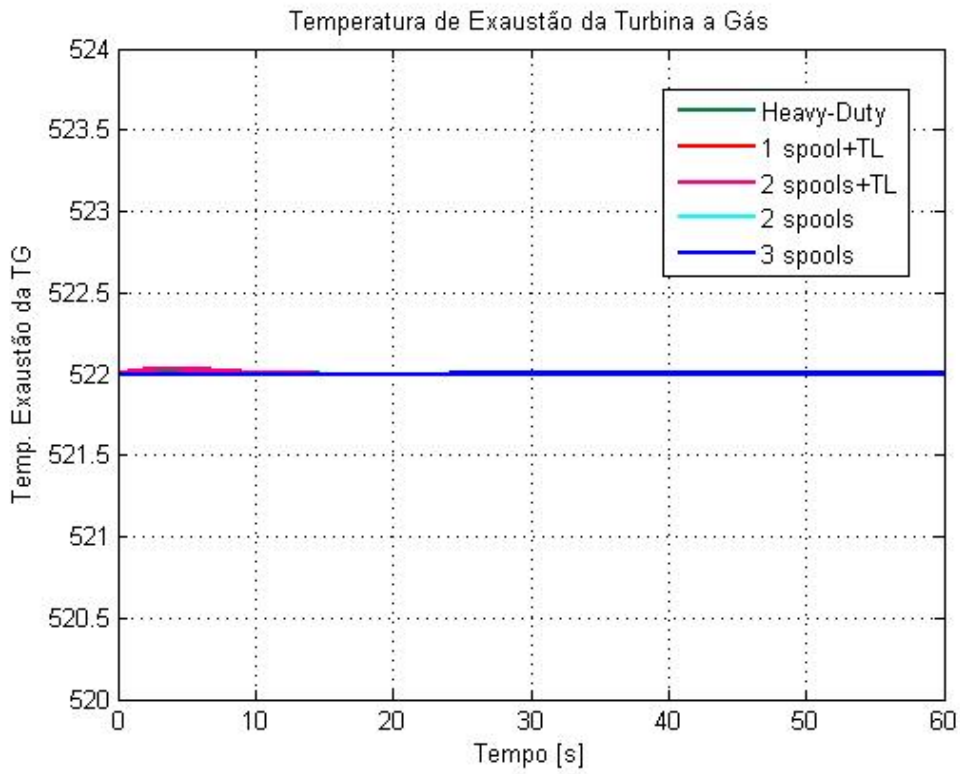


Figura 9.33 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

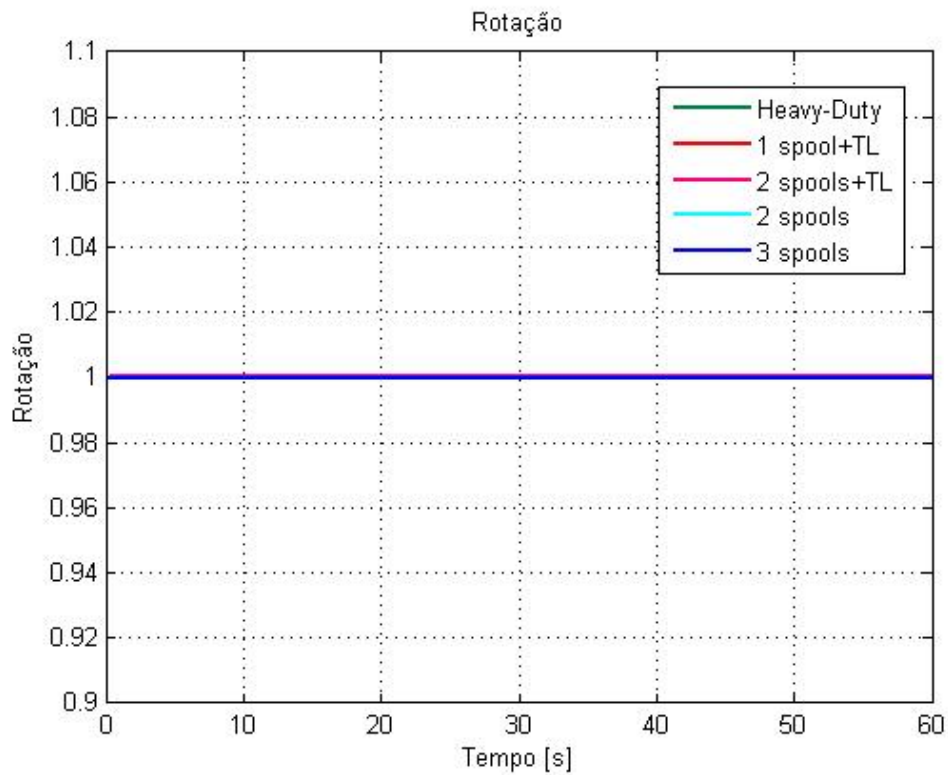


Figura 9.34 – Rotação.

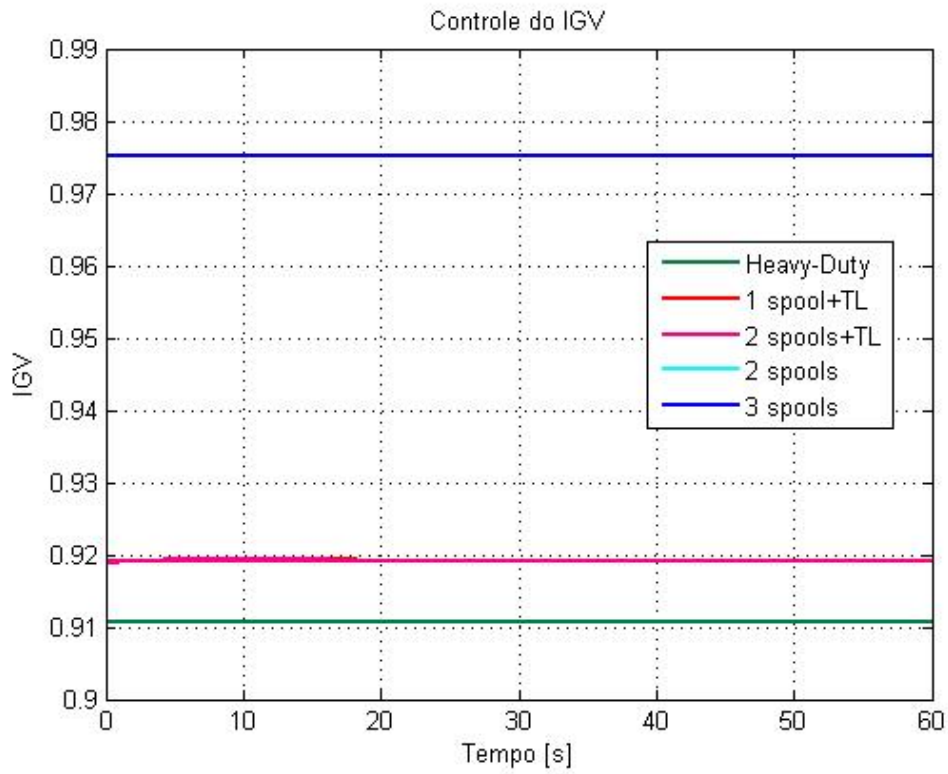


Figura 9.35 – Controle do IGV.

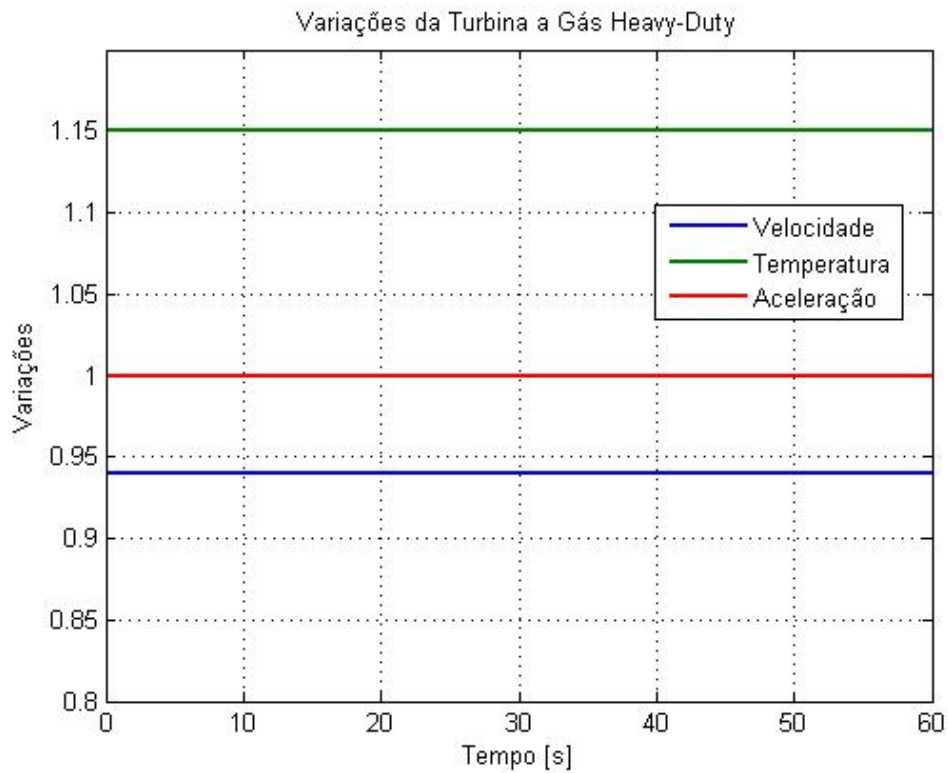


Figura 9.36 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás Heavy-Duty.

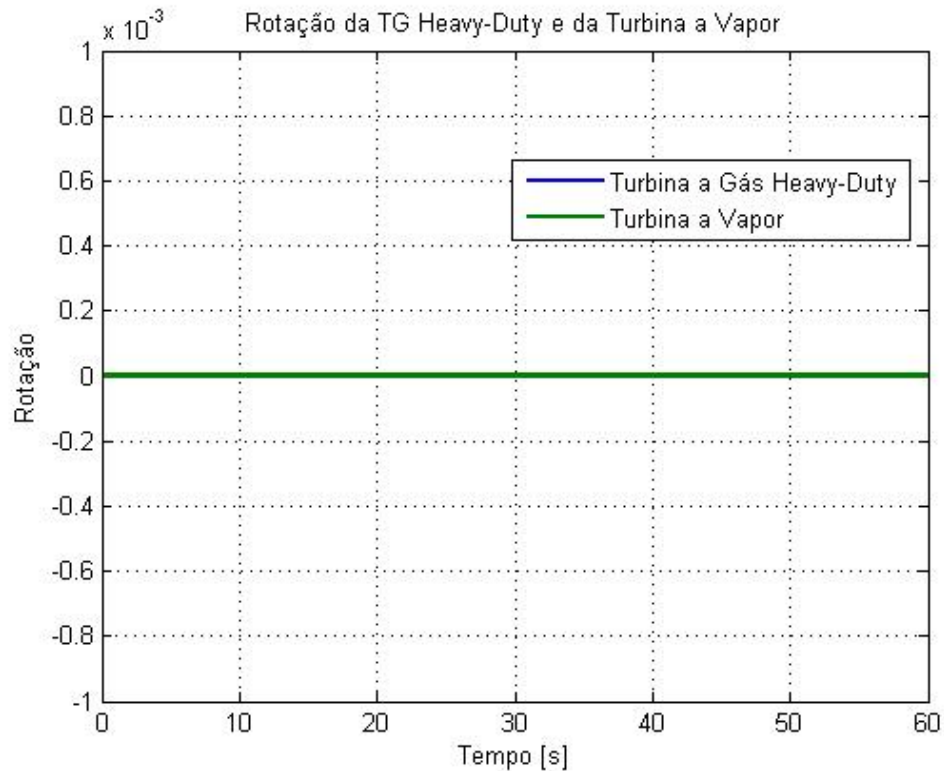


Figura 9.37 – Variação da Rotação da Turbina a Gás *Heavy-Duty* e da Turbina a Vapor.

Como não houve variação de carga, observa-se que a potência mecânica da turbina a gás e a potência mecânica da turbina a vapor permanecem constantes (Figura 9.31 e Figura 9.32). A temperatura de exaustão da turbina a gás também permanece constante, como pode ser visto na Figura 9.33. Observa-se na Figura 9.34 que não houve variação na rotação, e na Figura 9.35 verifica-se que não houve atuação do VIGV. Os sinais dos controles de velocidade, temperatura e aceleração da turbina a gás *heavy-duty*, admitidos como entrada no bloco referente ao seletor de valor mínimo, também permanecem constantes (Figura 9.36). Não são observadas variações de rotação na turbina a gás *heavy-duty* e na turbina a vapor (Figura 9.37).

- **Elevação de Carga de 6%**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, com a presença do *clutch*, e com uma variação de carga de +6%.

A Figura 9.38, a Figura 9.39, a Figura 9.40, a Figura 9.41, a Figura 9.42, a Figura 9.43 e a Figura 9.44 apresentam, respectivamente, a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu) e as variações de rotação nas turbinas a gás *heavy-duty* e a vapor (pu).

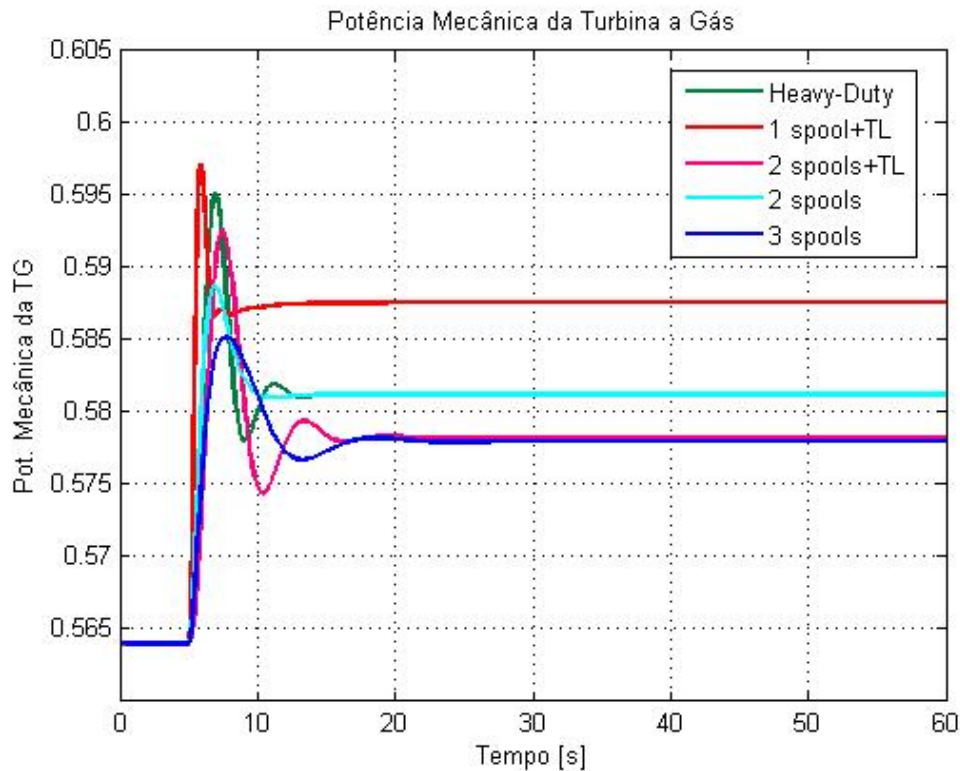


Figura 9.38 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

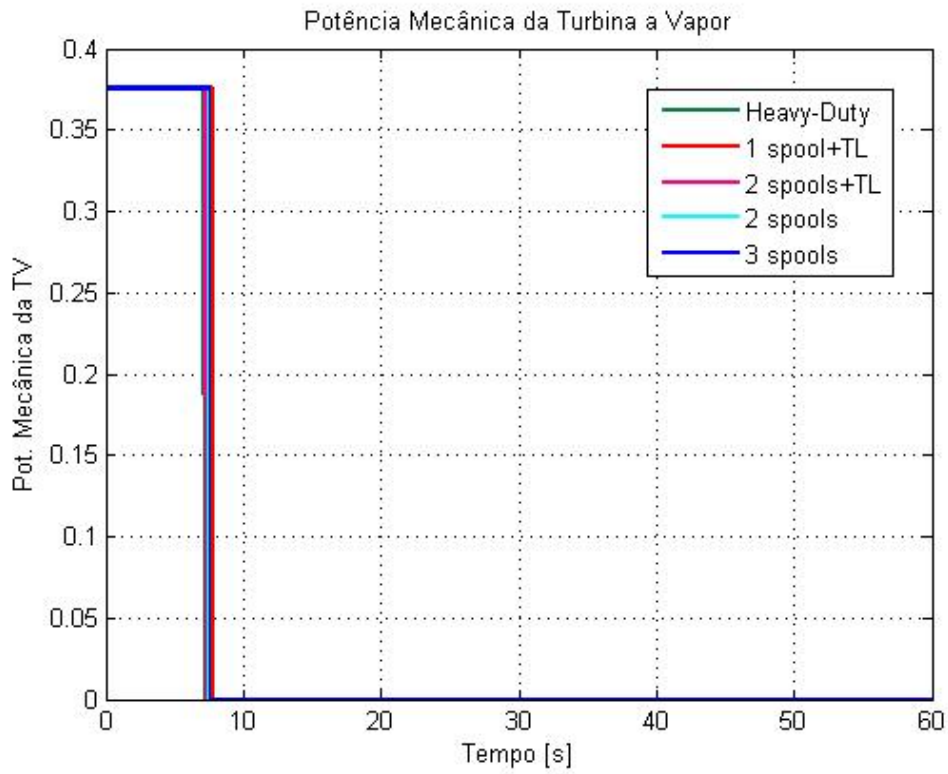


Figura 9.39 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

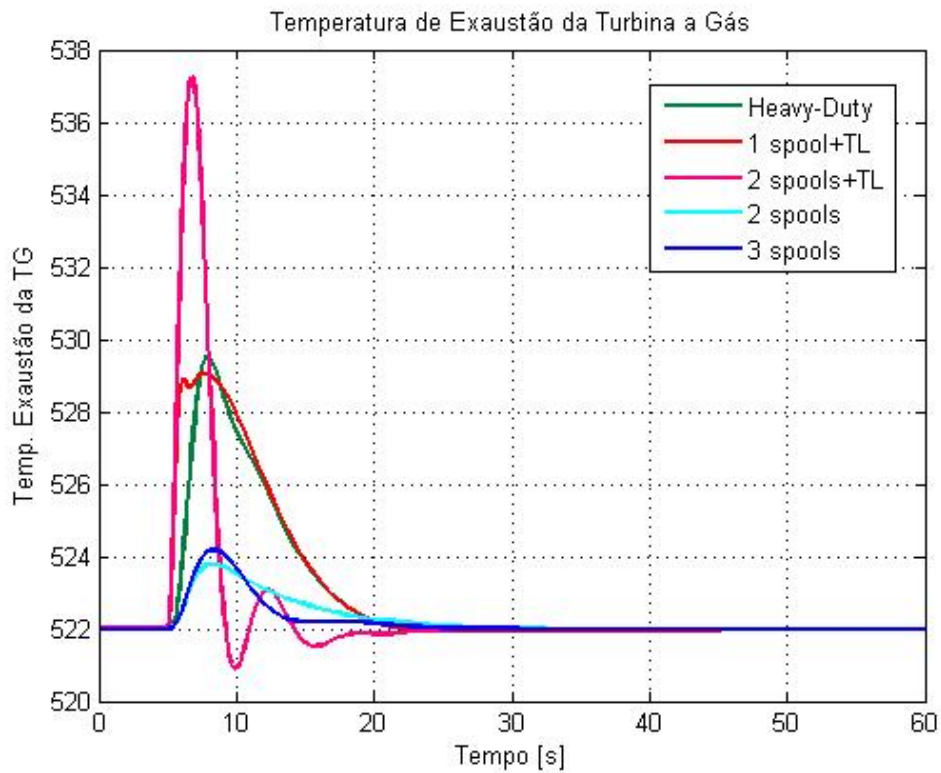


Figura 9.40 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

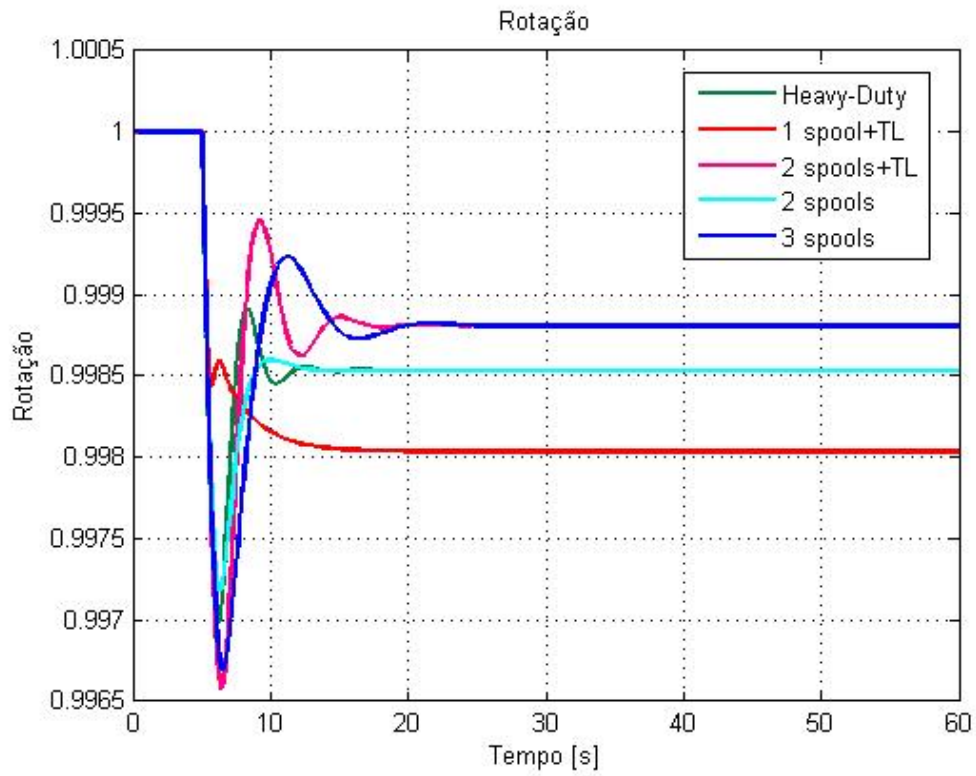


Figura 9.41 – Rotação.

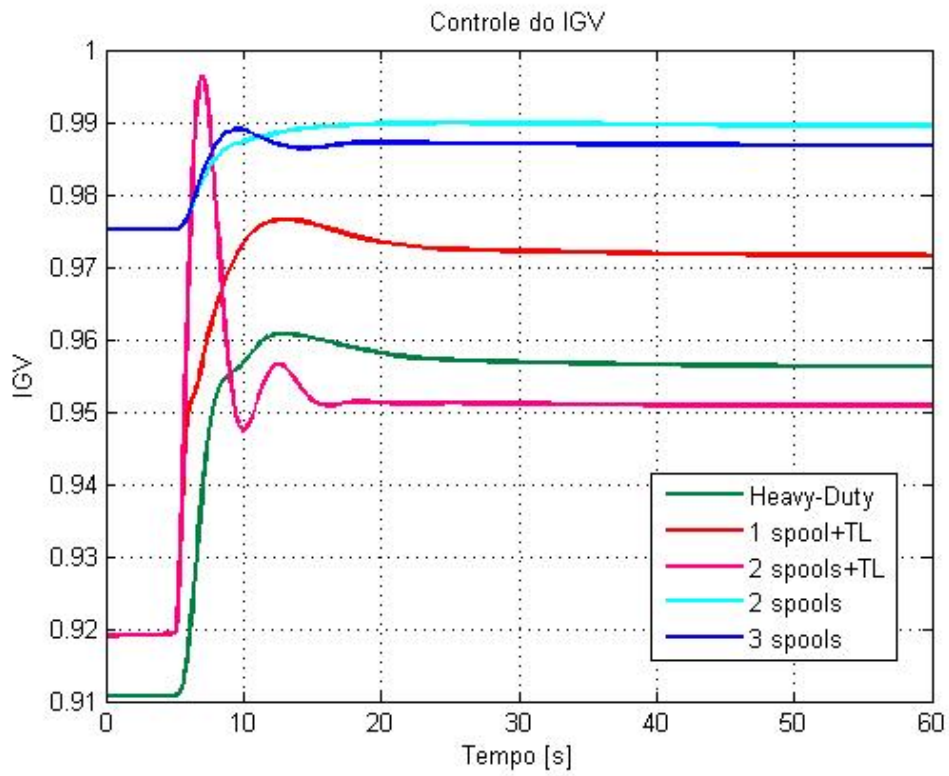


Figura 9.42 – Controle do IGV.

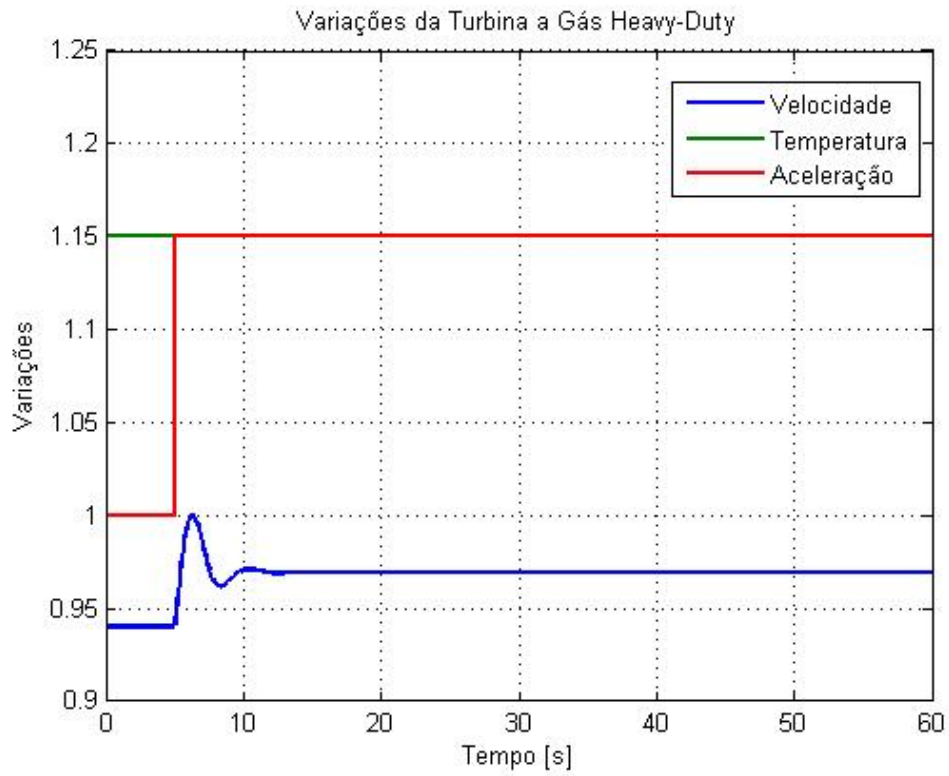


Figura 9.43 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

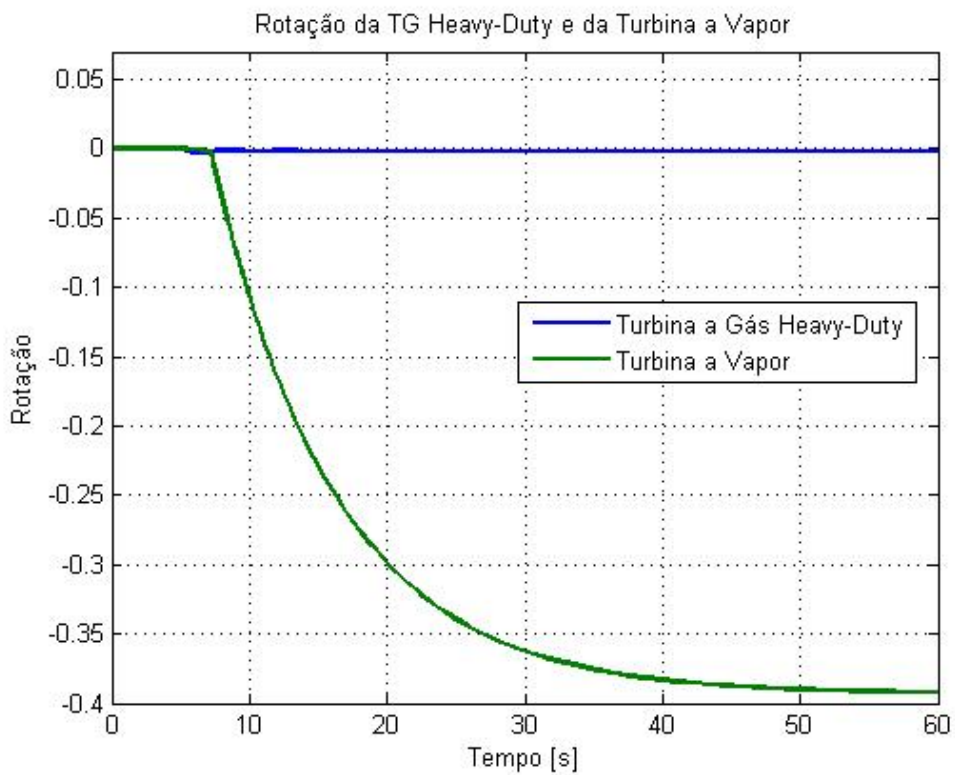


Figura 9.44 – Variação na Rotação da Turbina a Gás *Heavy-Duty* e na Turbina a Vapor.

A potência mecânica da turbina a gás sofre rápida elevação (Figura 9.38), devido ao acréscimo súbito de carga no sistema e em seguida decresce devido à ação do controle de temperatura. Observa-se na Figura 9.39 que turbina a vapor sai de operação, visto que quando a rotação da turbina a gás é maior do que a da turbina a vapor (Figura 9.44), o *clutch* promove o desacoplamento da turbina a vapor com relação ao gerador elétrico. Verifica-se que a temperatura de exaustão tem uma elevação inicial, devido ao incremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do *VIGV*, a mesma retorna posteriormente a valores próximos dos nominais (Figura 9.40). Observa-se também uma redução na rotação (Figura 9.41) que ocorre devido ao aumento da carga, à atuação do *VIGV* (Figura 9.42) e à ação do regulador de velocidade com queda em regime permanente. Pode-se observar também que o controle de velocidade é preponderante durante todo o tempo (Figura 9.43).

- **Redução de Carga de 6%**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, com a presença do *clutch*, e com uma variação de carga de -6%.

A Figura 9.45, a Figura 9.46, a Figura 9.47, a Figura 9.48, a Figura 9.49, a Figura 9.50 e a Figura 9.51 apresentam, respectivamente, a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu) e as variações de rotação nas turbinas a gás *heavy-duty* e a vapor (pu).

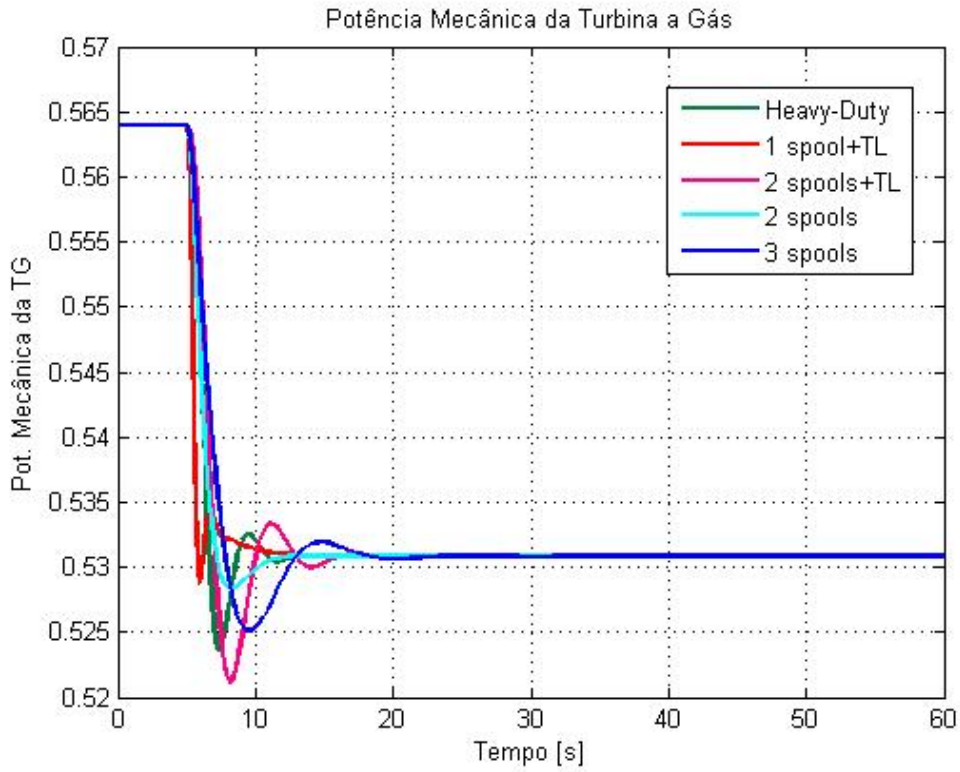


Figura 9.45 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

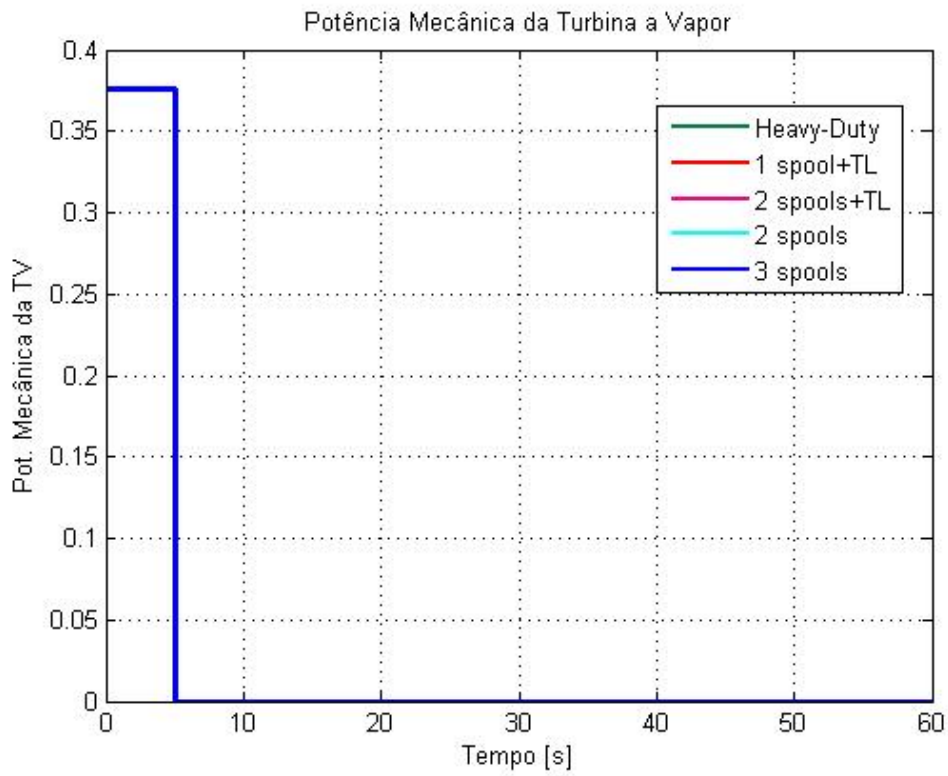


Figura 9.46 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

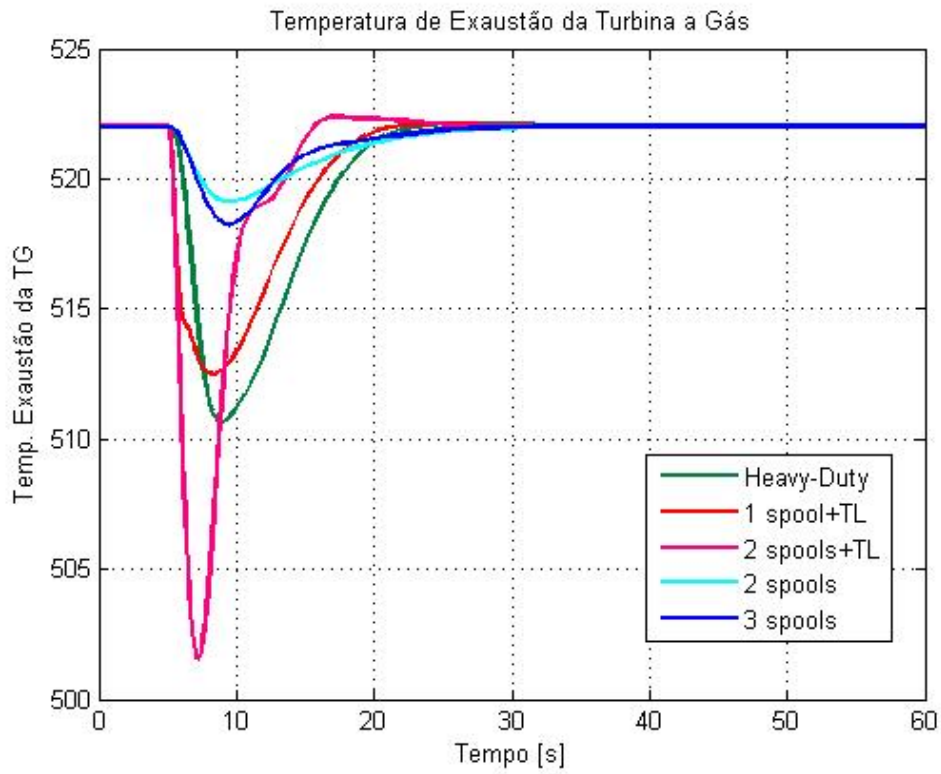


Figura 9.47 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

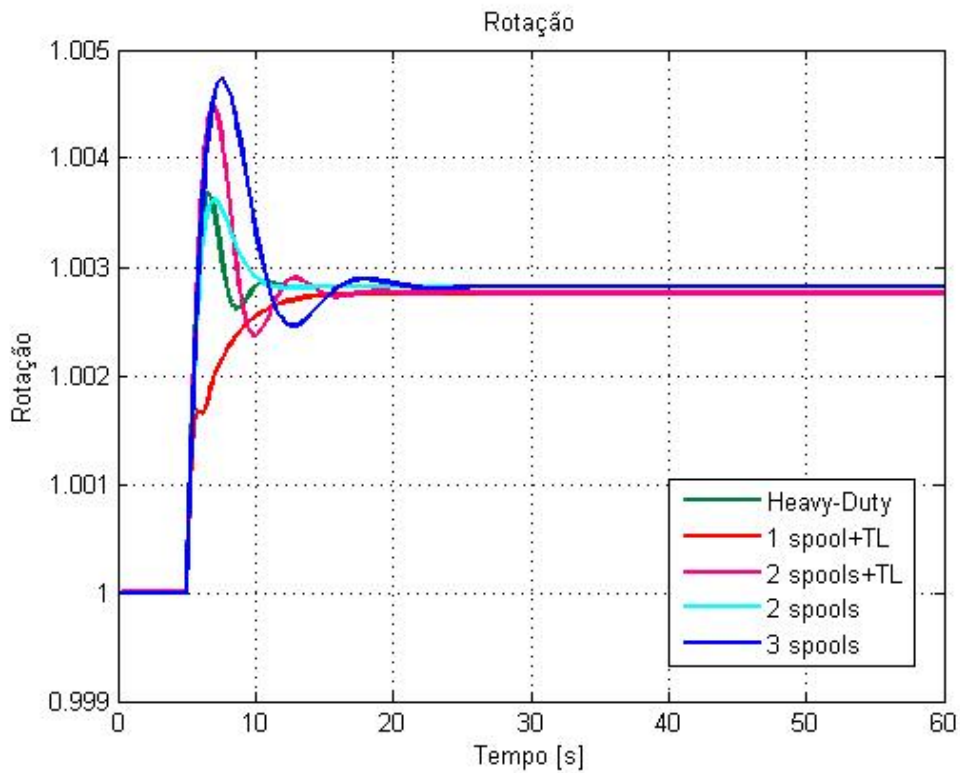


Figura 9.48 – Rotação.

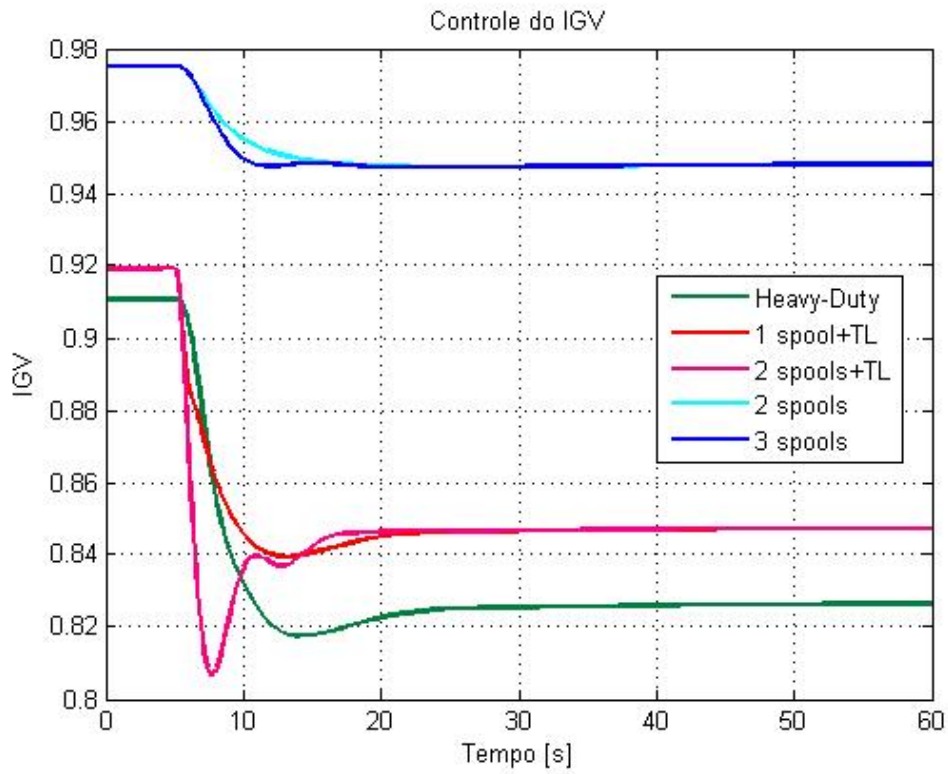


Figura 9.49 – Controle do IGV.

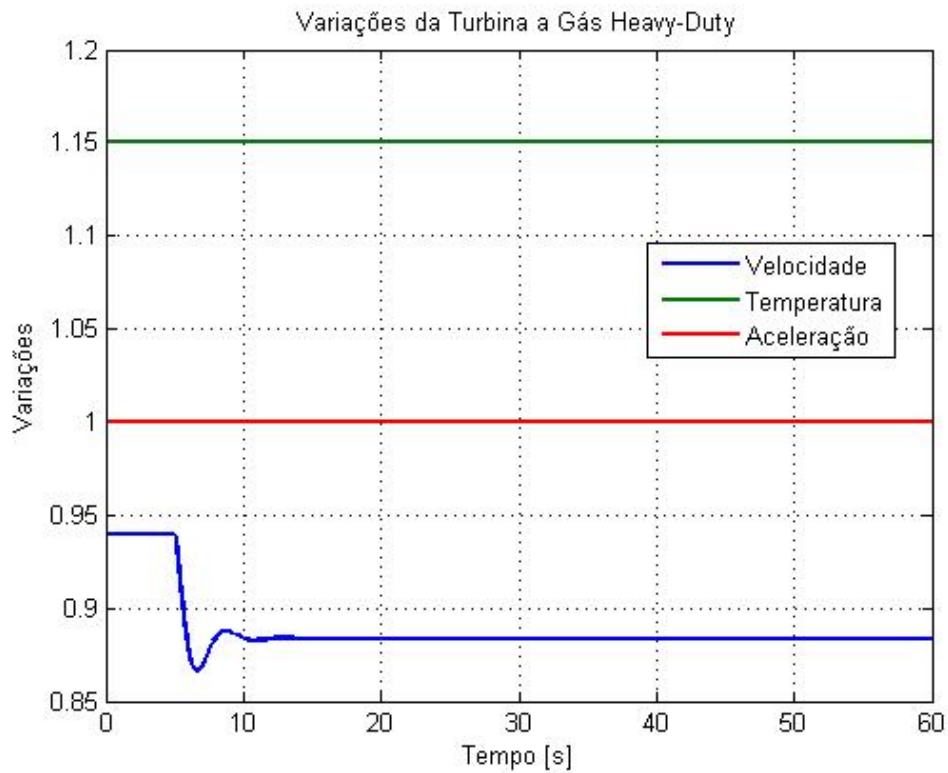


Figura 9.50 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás Heavy-Duty.

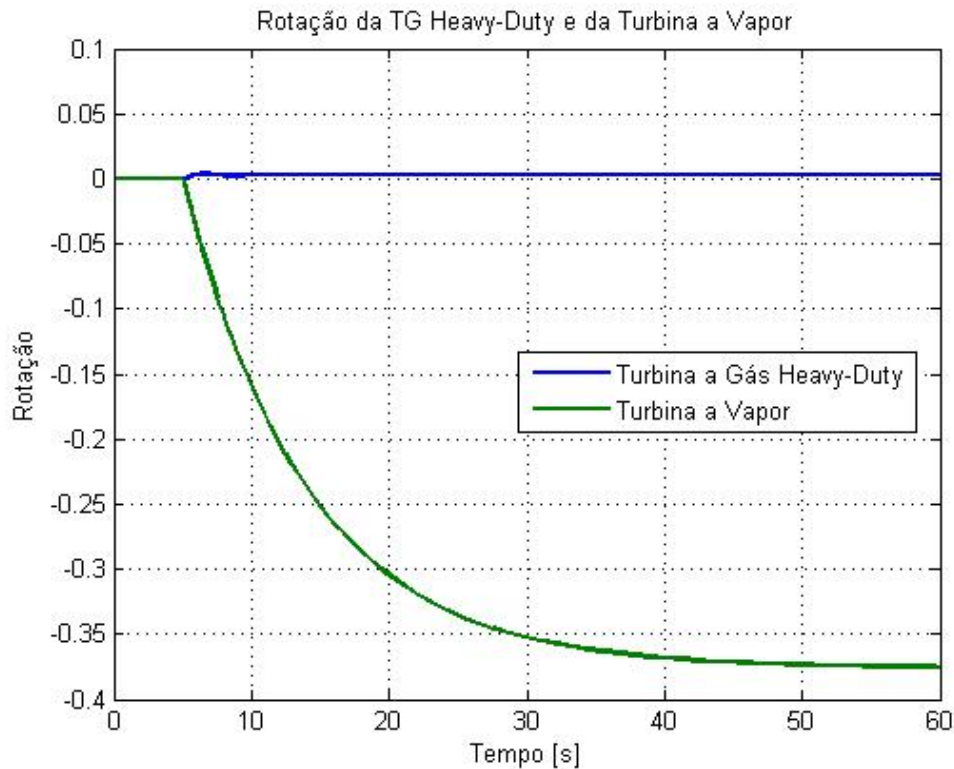


Figura 9.51 – Variação na Rotação da Turbina a Gás *Heavy-Duty* e na Turbina a Vapor.

A potência mecânica da turbina a gás sofre rápida redução (Figura 9.45), devido à diminuição súbita de carga no sistema e em seguida se eleva devido à ação do controle de temperatura. Observa-se na Figura 9.46 que a turbina a vapor sai de operação, visto que quando a rotação da turbina a gás é maior do que a da turbina a vapor (Figura 9.51), o *clutch* promove o desacoplamento da turbina a vapor com relação ao gerador elétrico. Verifica-se que a temperatura de exaustão tem uma diminuição inicial, devido ao decremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do *VIGV*, a mesma retorna posteriormente a valores próximos dos nominais (Figura 9.47). Observa-se também uma elevação na rotação (Figura 9.48) que ocorre devido à redução da carga, à atuação do *VIGV* (Figura 9.49) e à ação do regulador de velocidade com queda em regime permanente. Pode-se observar também que o controle de velocidade é preponderante durante todo o tempo (Figura 9.50).

9.2.3. Turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem a presença do *clutch*, inseridas em um sistema radial máquina/barramento infinito

No presente item são realizadas análises comparativas entre as configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas, sem a presença do *clutch*, inseridas em um sistema radial máquina x barramento infinito, conforme diagrama apresentado na Figura 9.2. As análises consideram a operação em regime permanente e a perda temporária, durante 0,1 [s], de uma das duas linhas de transmissão que conectam a máquina síncrona ao barramento infinito.

- **Regime permanente**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, sem a presença do *clutch*, inseridas no sistema radial máquina/barramento infinito, admitindo a operação em regime permanente.

A Figura 9.52, a Figura 9.53, a Figura 9.54, a Figura 9.55, a Figura 9.56, a Figura 9.57, a Figura 9.58 e a Figura 9.59 apresentam, respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), a potência elétrica (pu) e o ângulo delta (graus).

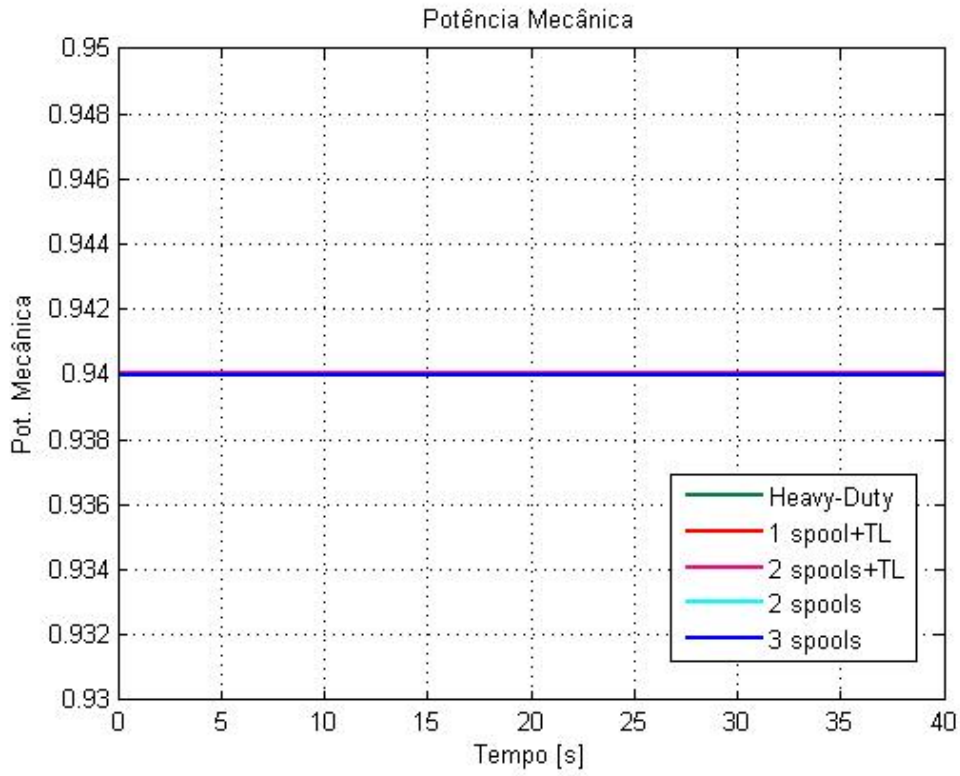


Figura 9.52 – Potência Mecânica Total.

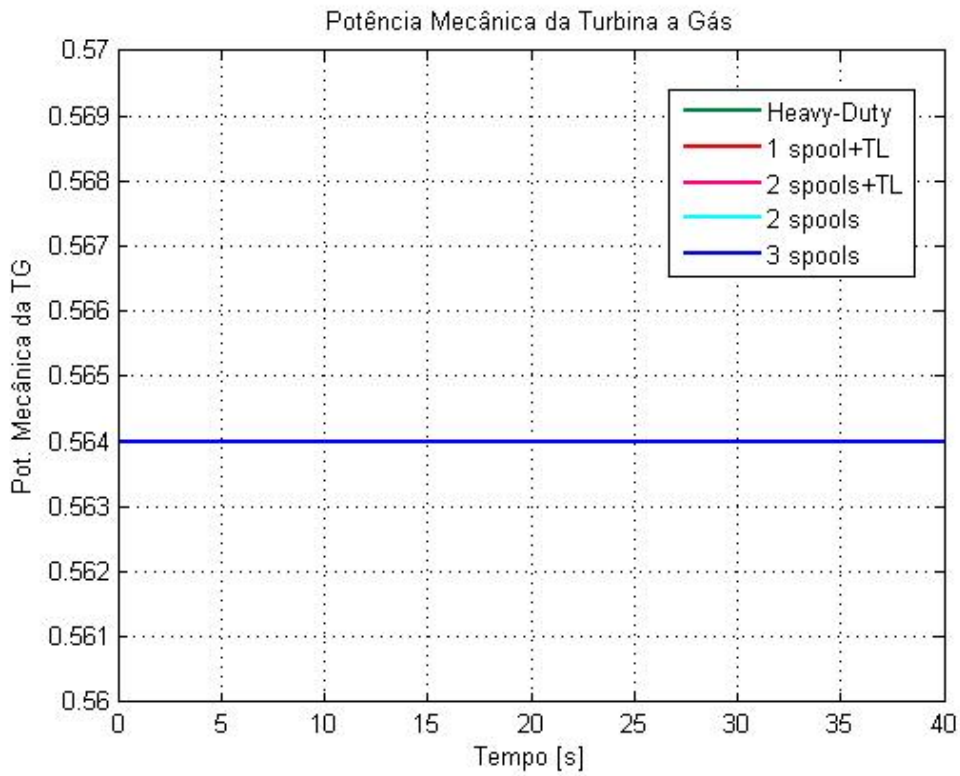


Figura 9.53 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

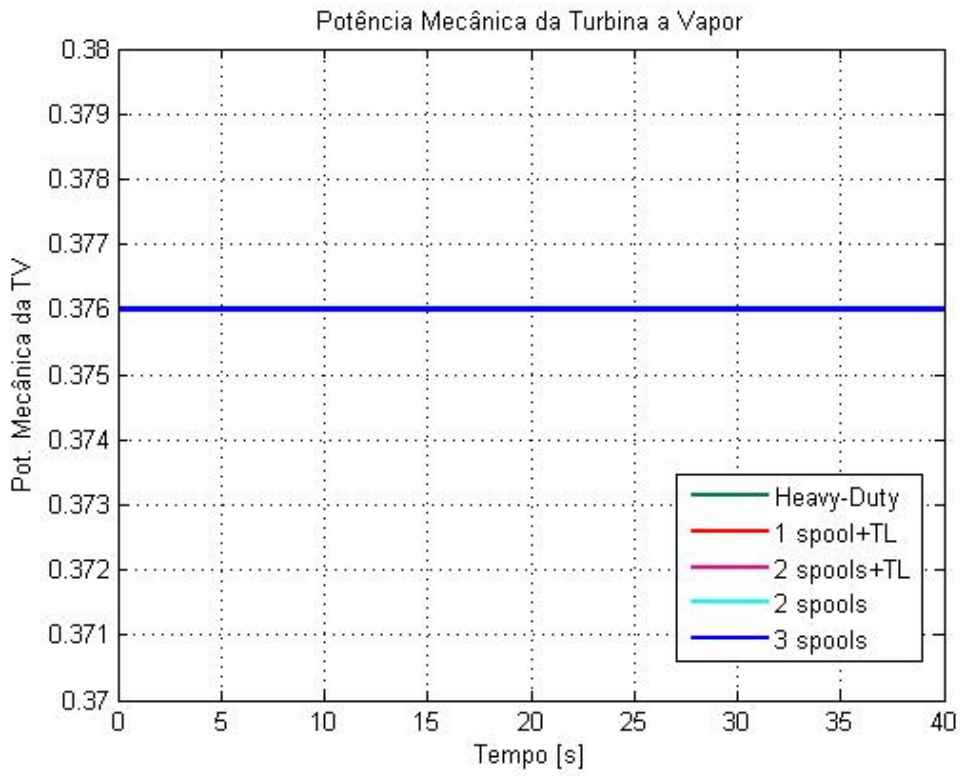


Figura 9.54 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

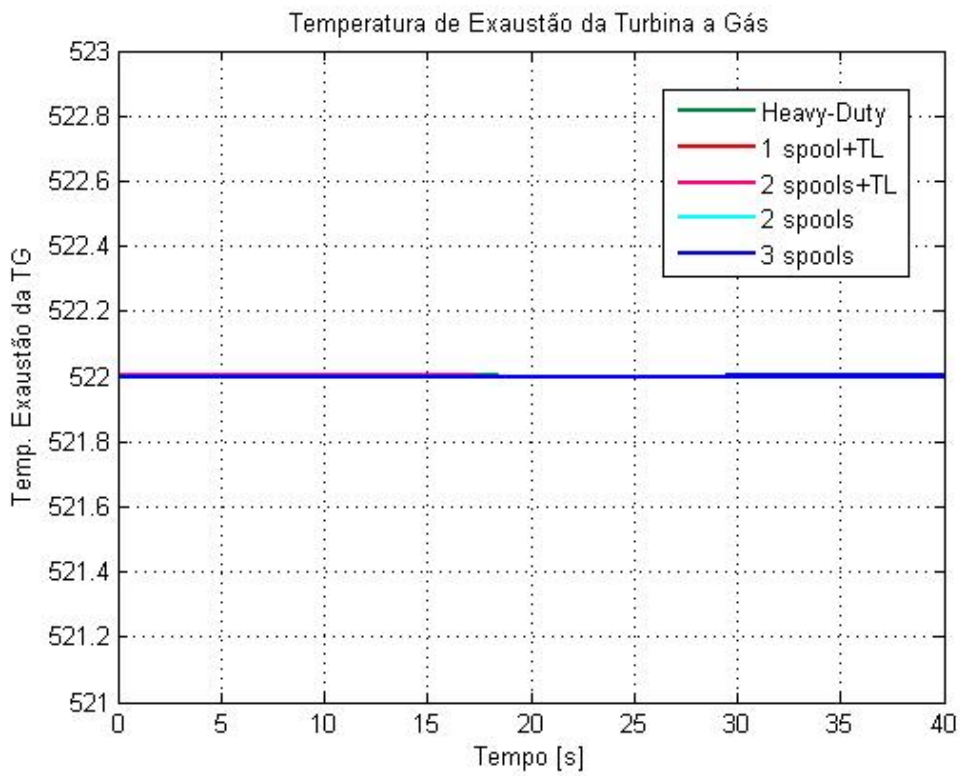


Figura 9.55 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

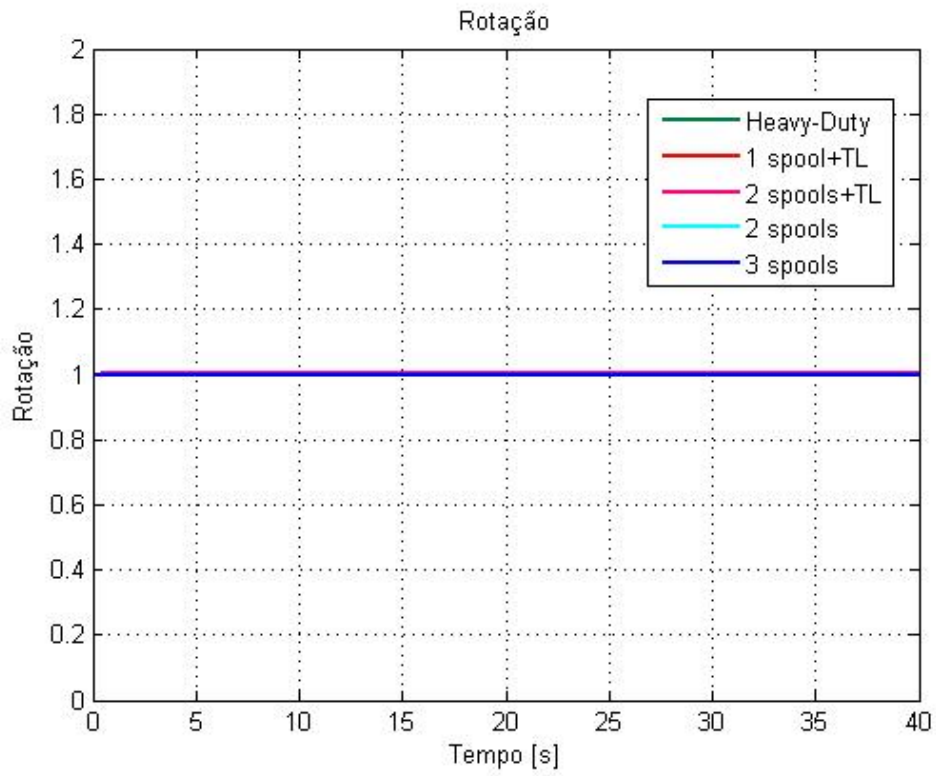


Figura 9.56 – Rotação.

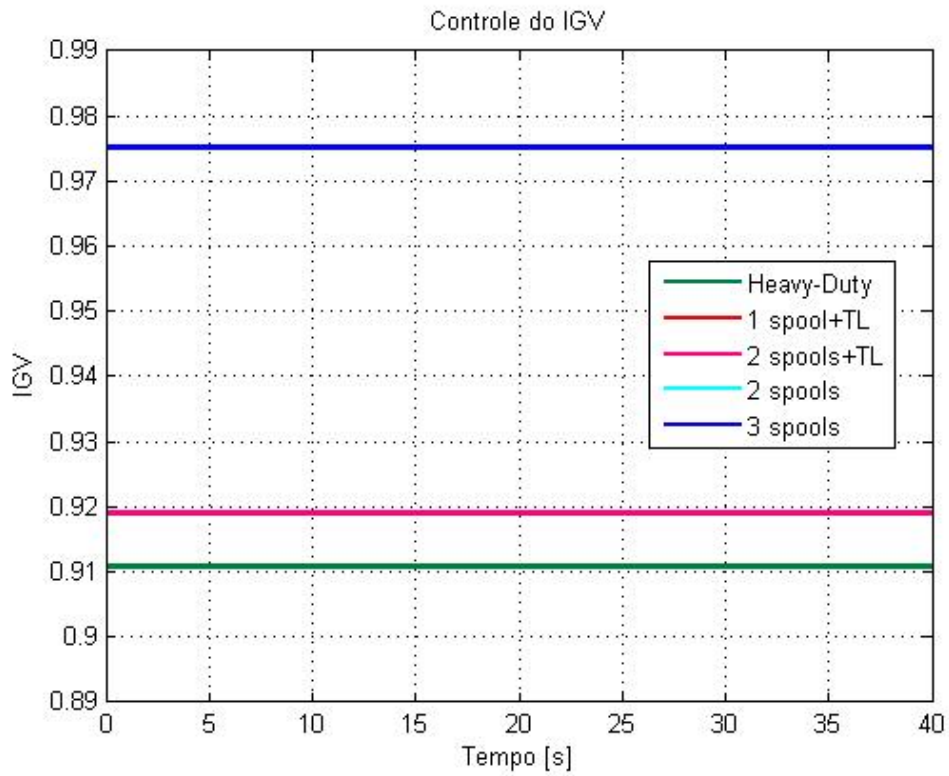


Figura 9.57 – Controle do IGV.

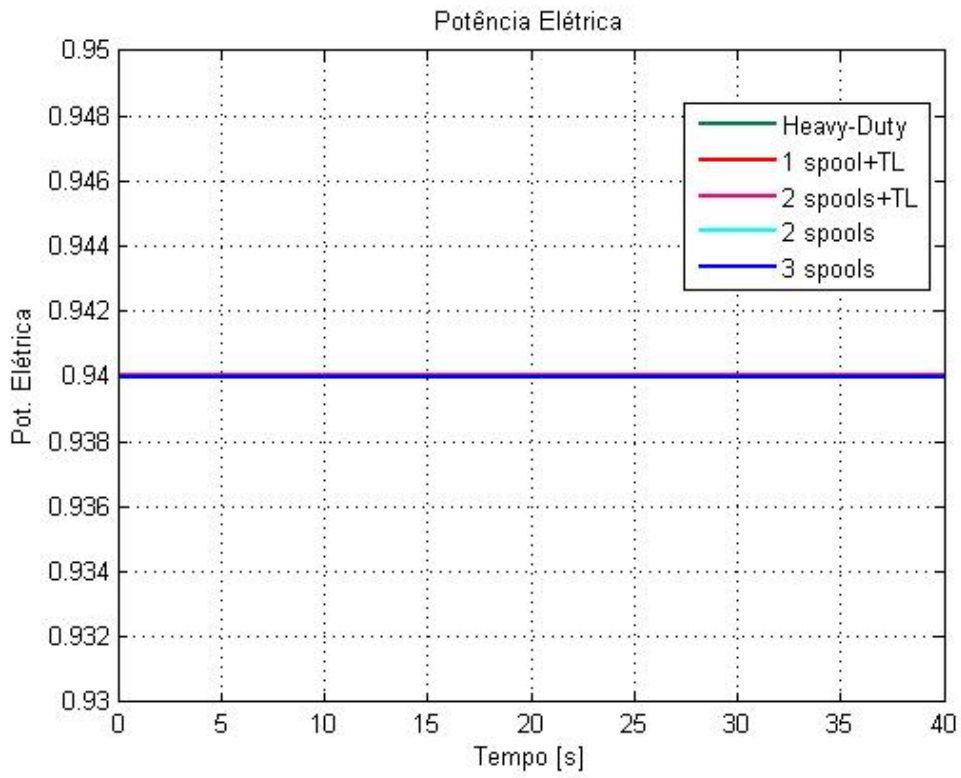


Figura 9.58 – Potência Elétrica.

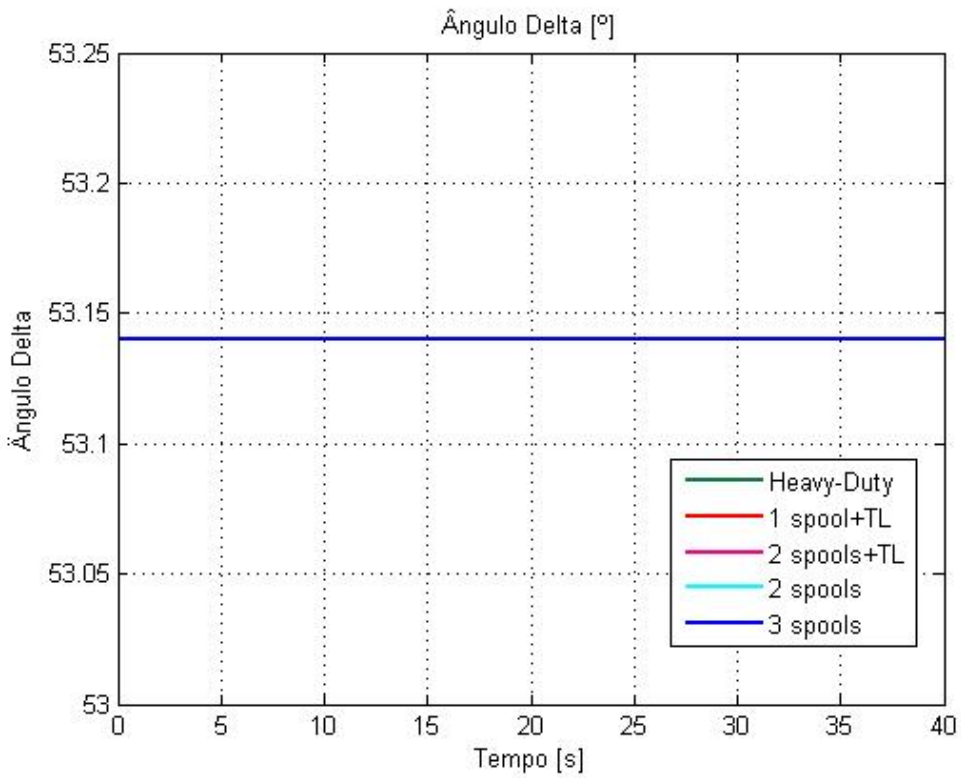


Figura 9.59 – Ângulo Delta.

Como não houve perturbação no sistema, observa-se que a potência mecânica total, a potência mecânica da turbina a gás e a potência mecânica da turbina a vapor permanecem constantes (Figura 9.52, Figura 9.53 e Figura 9.54). A temperatura de exaustão da turbina a gás também permanece constante, como pode ser visto na Figura 9.55. Na Figura 9.56 observa-se que não houve variação na rotação, e na Figura 9.57 verifica-se que não houve atuação do *VIGV*. A potência elétrica e o ângulo delta também permanecem constantes, como pode ser verificado na Figura 9.58 e na Figura 9.59, respectivamente.

- **Perda de uma LT**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, sem a presença do *clutch*, inseridas no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.60, a Figura 9.61, a Figura 9.62, a Figura 9.63, a Figura 9.64, a Figura 9.65, a Figura 9.66 e a Figura 9.67 apresentam, respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), a potência elétrica (pu) e o ângulo delta (graus).

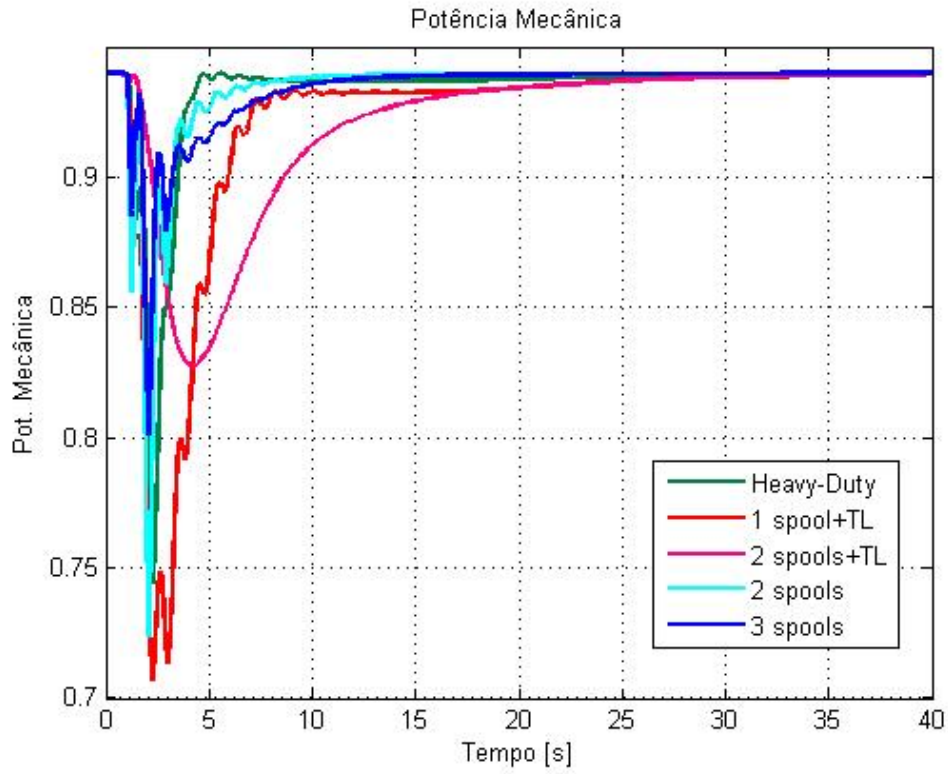


Figura 9.60 – Potência Mecânica Total.

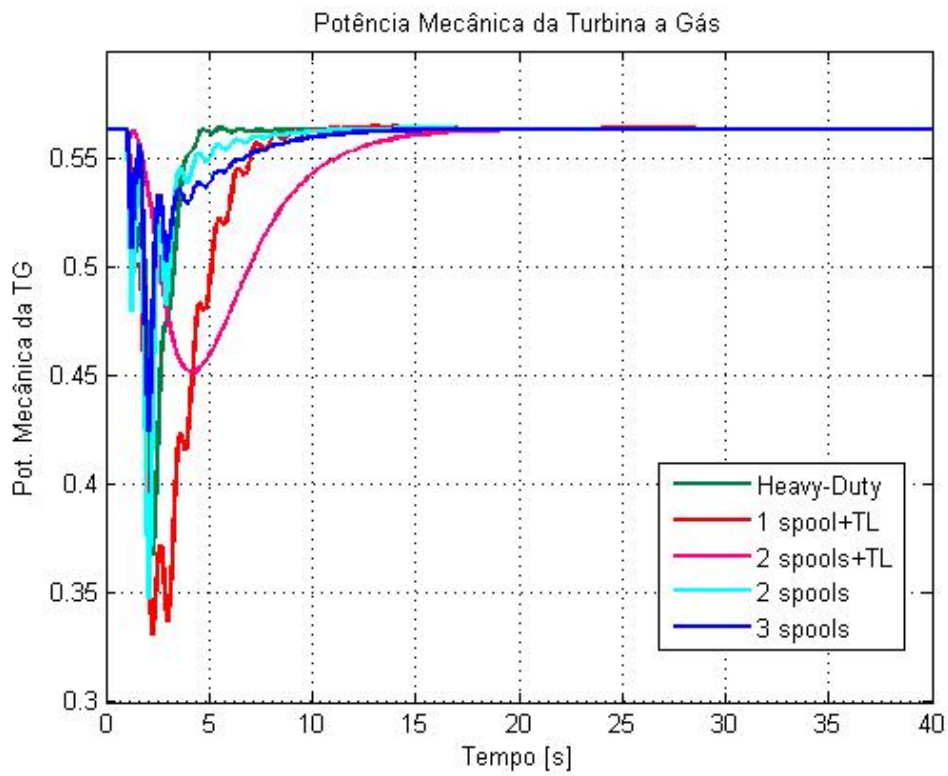


Figura 9.61 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

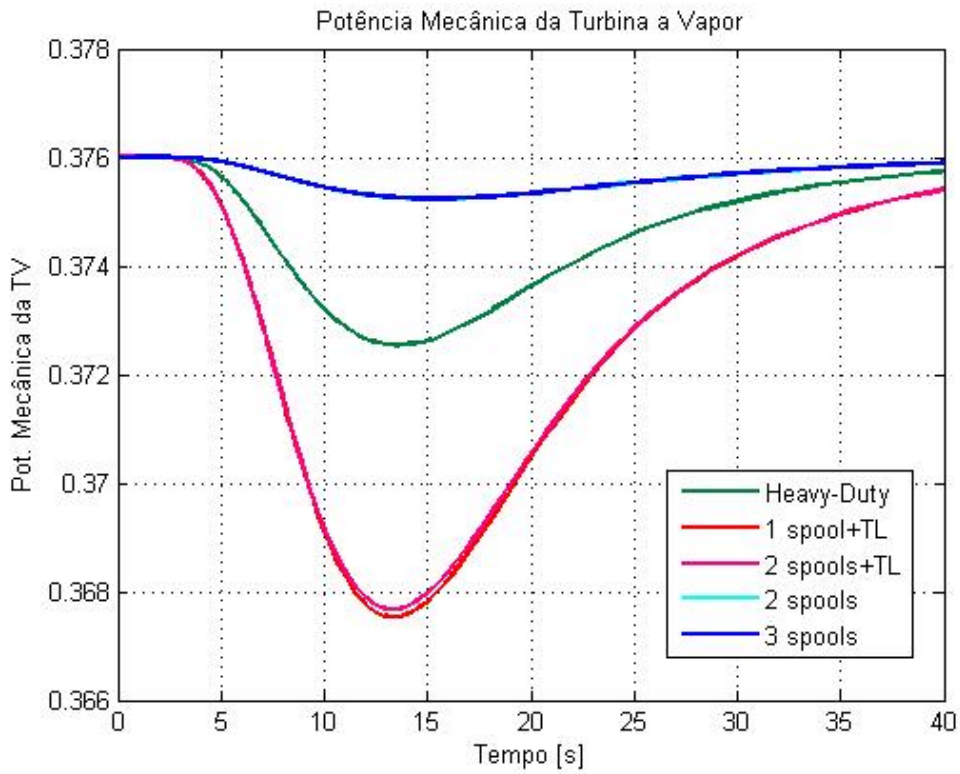


Figura 9.62 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

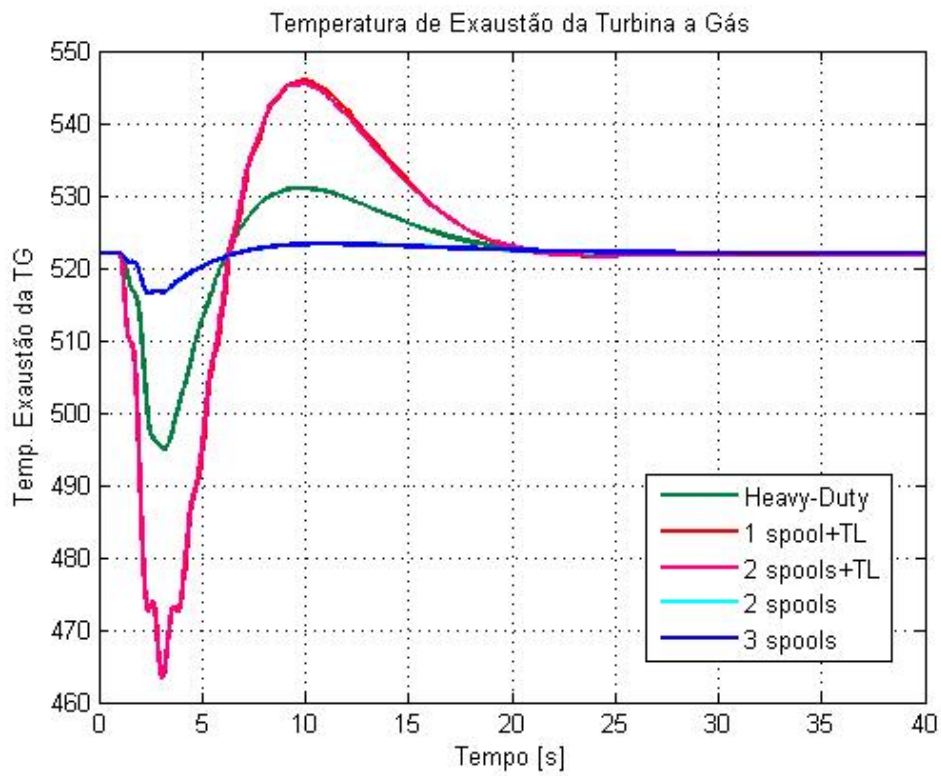


Figura 9.63 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

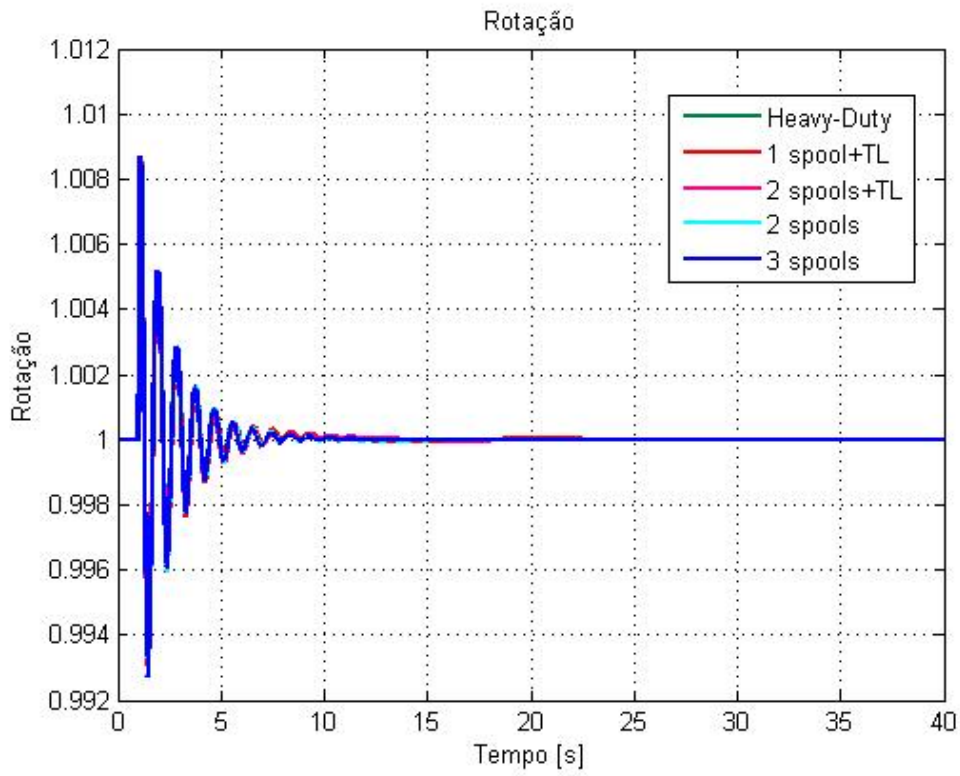


Figura 9.64 – Rotação.

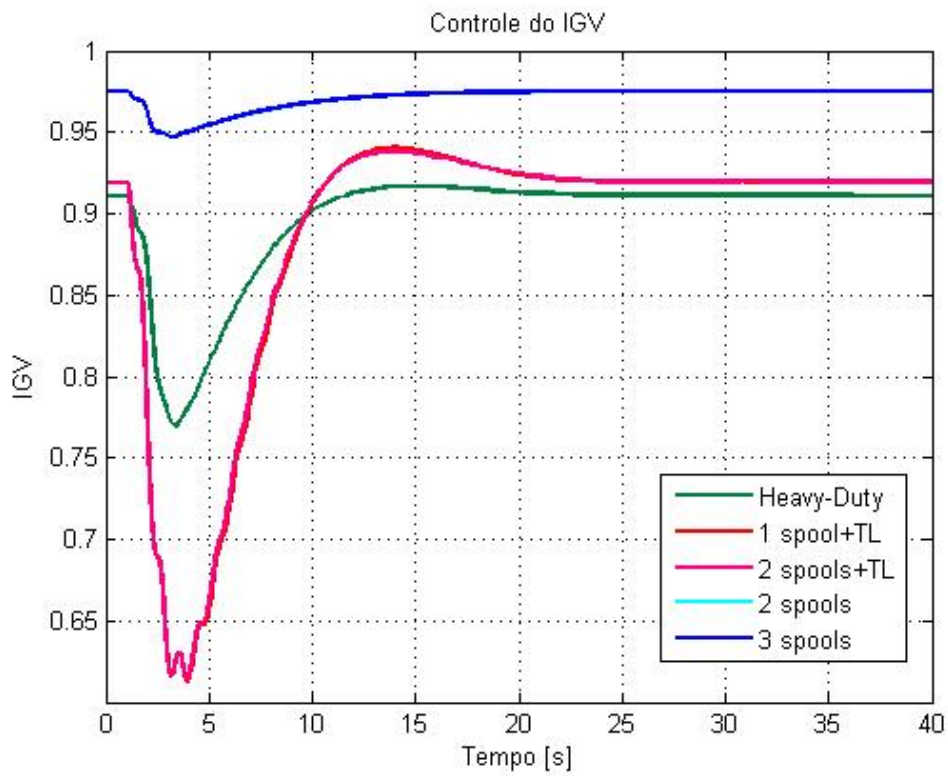


Figura 9.65 – Controle do IGV.

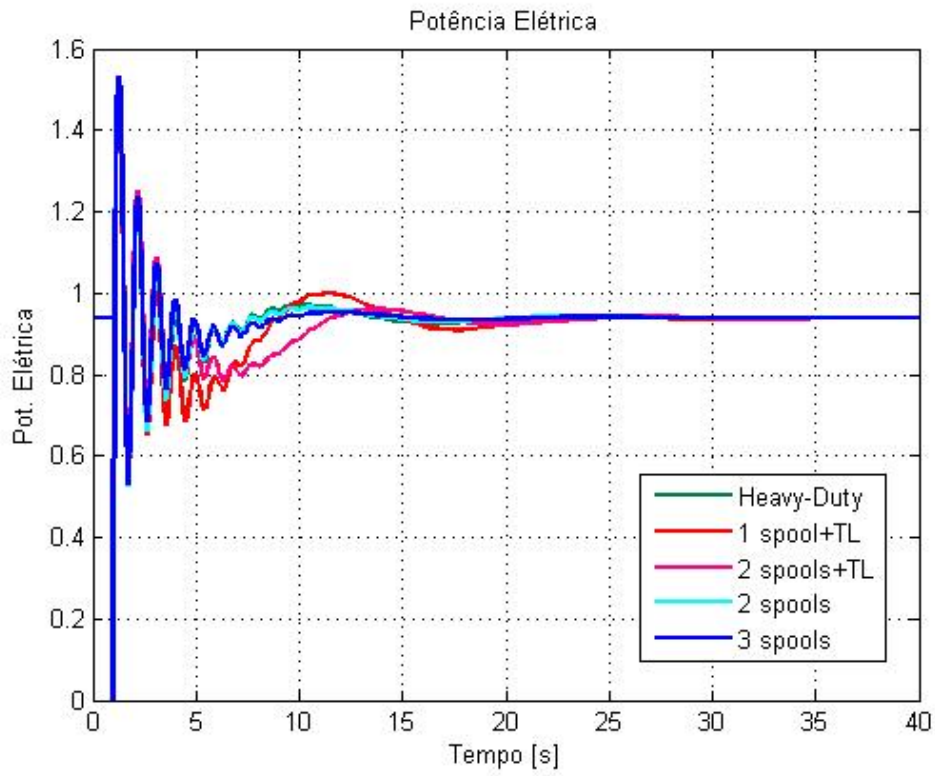


Figura 9.66 – Potência Elétrica.

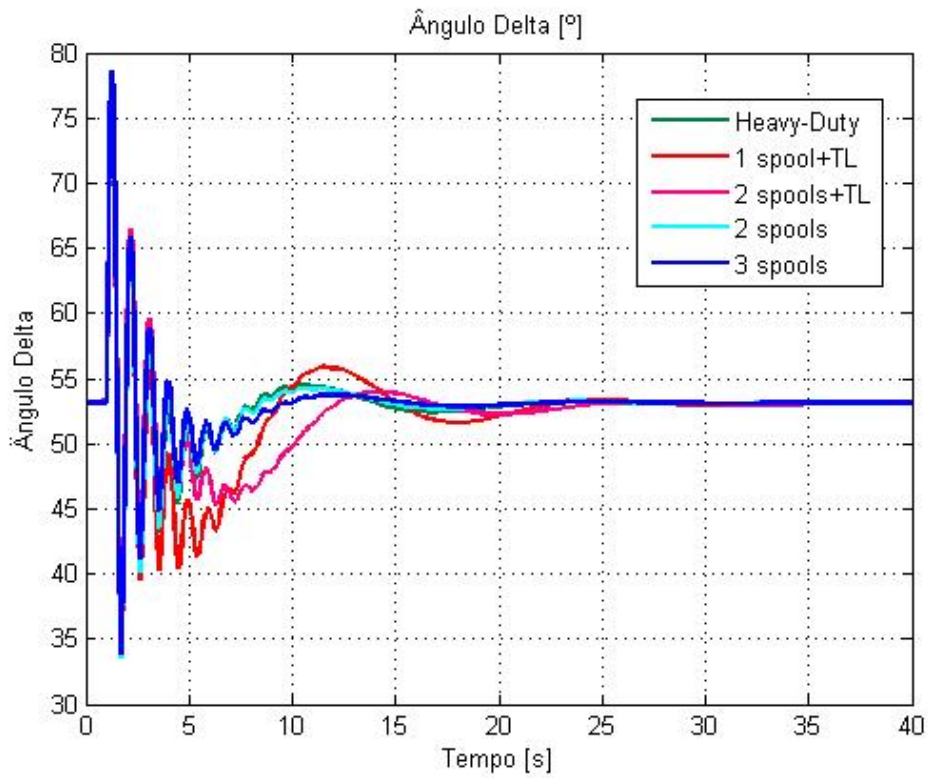


Figura 9.67 – Ângulo Delta.

A potência mecânica total, a potência mecânica da turbina a gás e a potência mecânica da turbina a vapor sofrem rápida redução (Figura 9.60, Figura 9.61 e Figura 9.62), devido à perda momentânea da linha de transmissão e em seguida se elevam retornando a valores próximos dos nominais. Verifica-se que a temperatura de exaustão tem uma diminuição inicial, devido ao decremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do VIGV (Figura 9.65), a mesma retorna a um valor próximo do nominal (Figura 9.63). A rotação, a potência elétrica, e o ângulo delta sofrem inicialmente uma variação, atingindo posteriormente valores próximos dos nominais, como pode ser verificado na Figura 9.64, na Figura 9.66 e na Figura 9.67, respectivamente.

Os resultados mostram que os comportamentos das diversas configurações são bastante semelhantes. Observa-se, entre as configurações analisadas, que a turbina a gás aeroderivativa com *spool* simples e turbina livre apresenta as maiores oscilações e a turbina a gás aeroderivativa com três *spools* apresenta as menores oscilações. Vale ressaltar que as turbinas aeroderivativas avançadas apresentam respostas um pouco mais rápidas do que aquelas observadas para as demais configurações.

9.2.4. Turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com a presença do *clutch*, inseridas em um sistema radial máquina/barramento infinito

No presente item são realizadas análises em um sistema radial máquina x barramento infinito, conforme diagrama apresentado na Figura 9.2, para cada uma das configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas, com a presença do *clutch*. Como perturbação, é admitida a perda temporária, durante 0,1 [s], de uma das duas linhas de transmissão que conectam a máquina síncrona ao barramento infinito.

Também neste item são feitas algumas análises comparativas entre as configurações em ciclo combinado mencionadas.

- **Análise das configurações considerando a perda de uma LT**

- a) Turbina a Gás *Heavy-Duty***

Nesta análise é considerada a turbina a gás *heavy-duty*, com a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.68, a Figura 9.69, a Figura 9.70, a Figura 9.71, a Figura 9.72, a Figura 9.73, a Figura 9.74 e a Figura 9.75 apresentam, respectivamente, a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do VIGV (pu), a potência elétrica (pu), o ângulo delta (graus) e as variações na rotação das turbinas a gás e a vapor (pu).

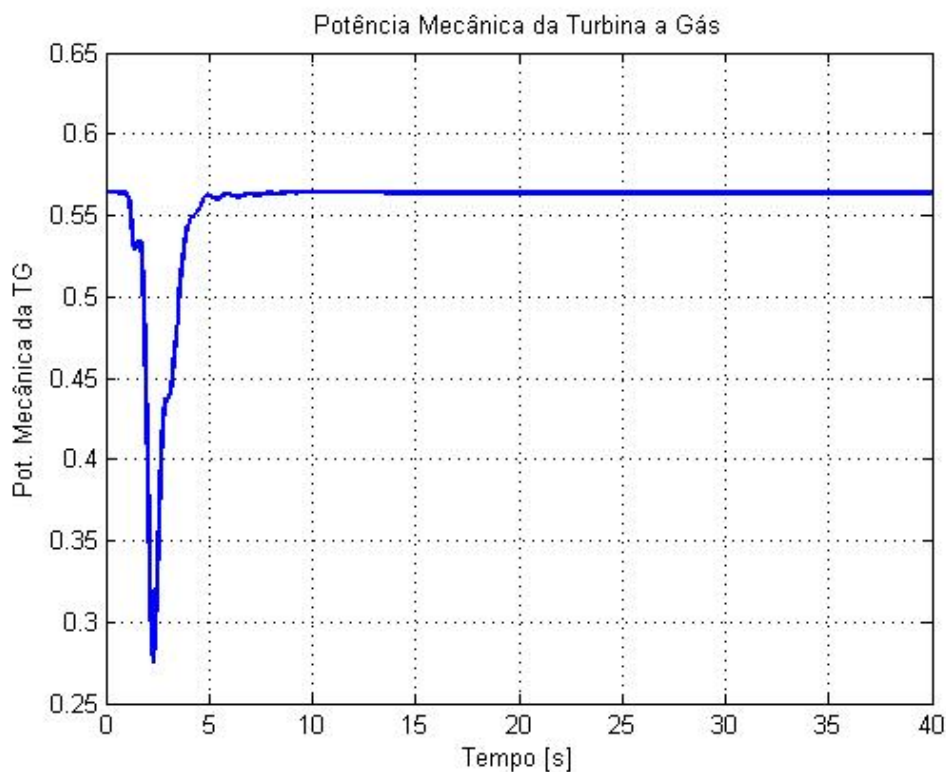


Figura 9.68 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

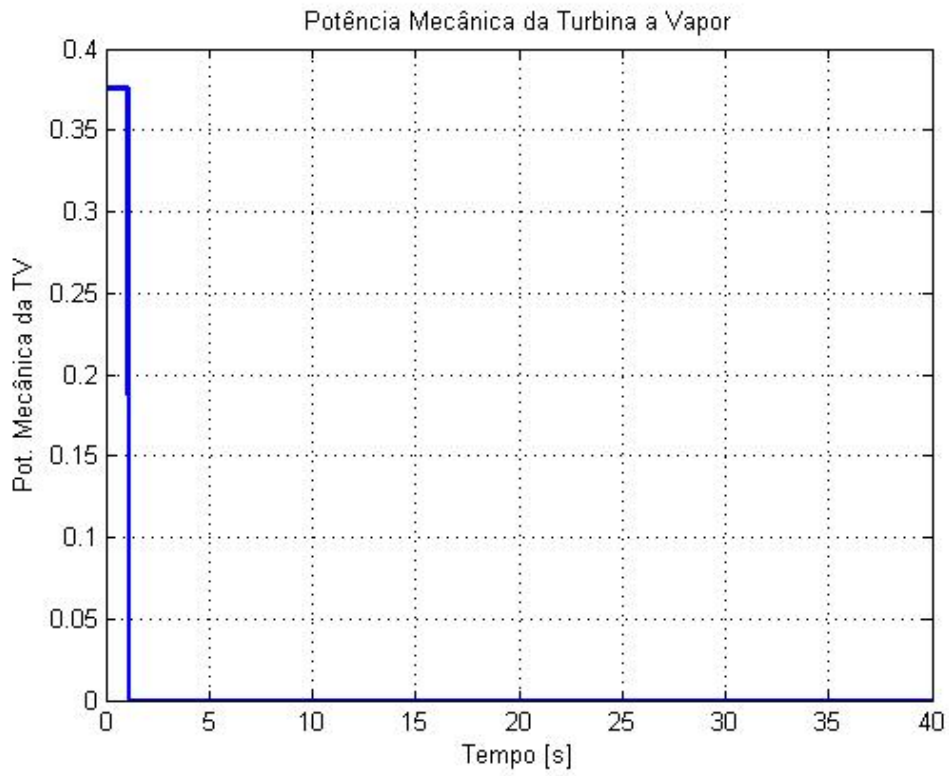


Figura 9.69 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

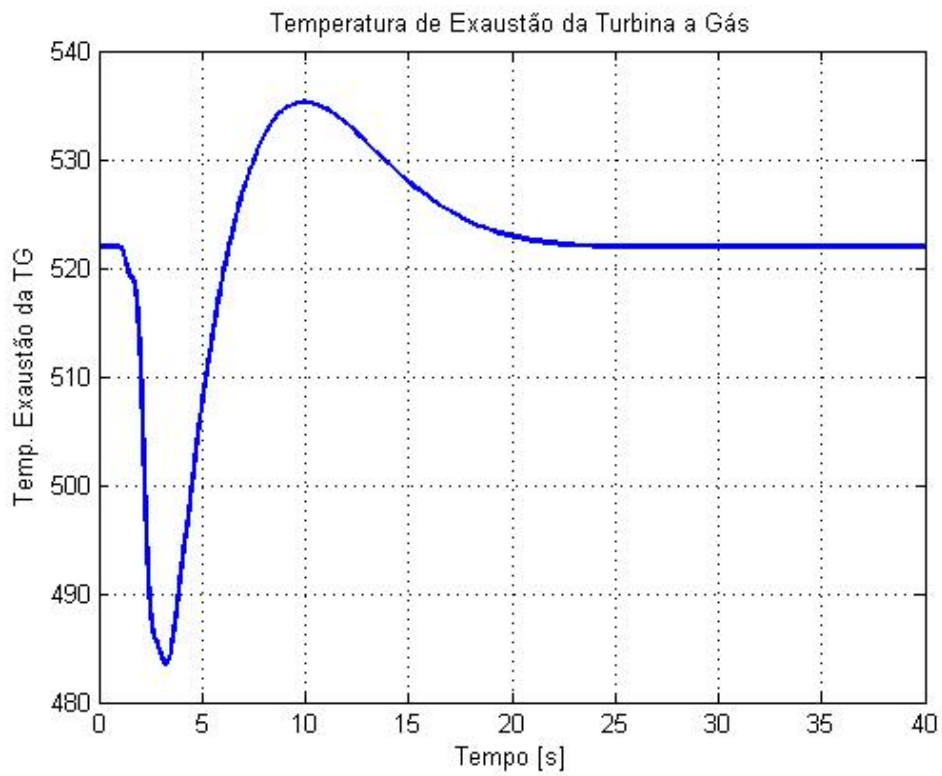


Figura 9.70 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

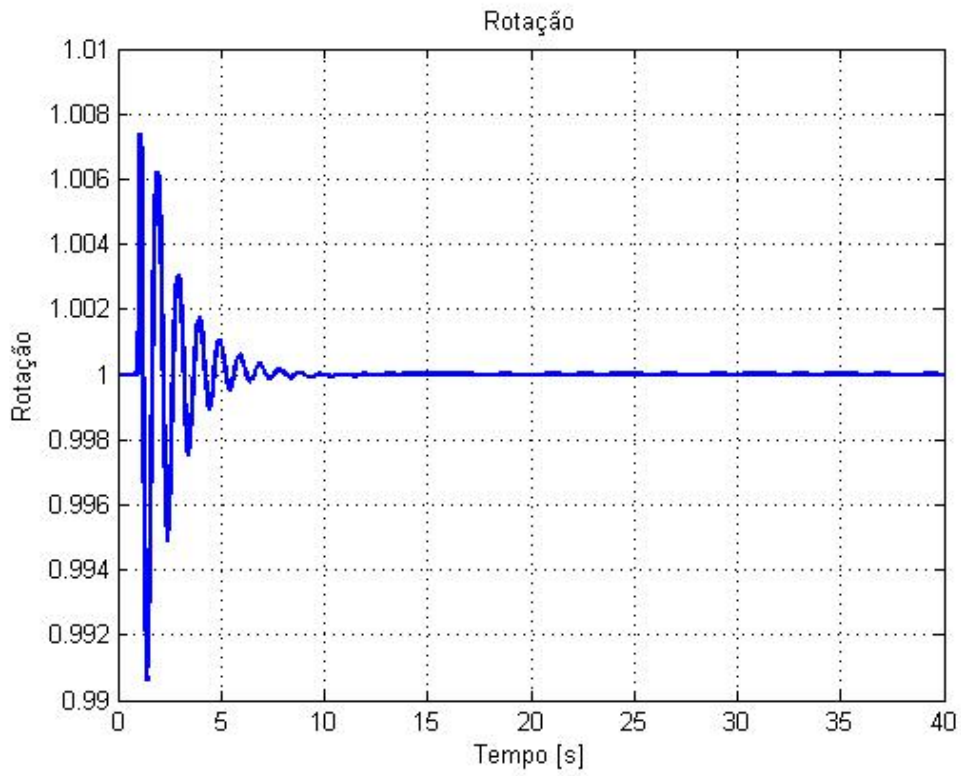


Figura 9.71 – Rotação.

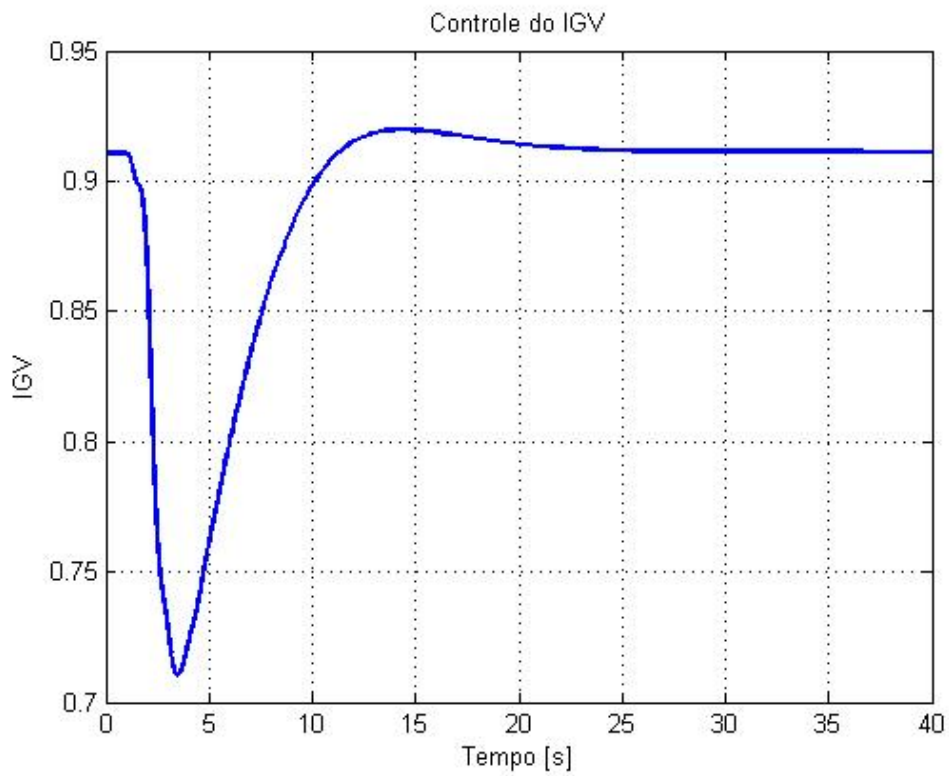


Figura 9.72 – Controle do IGV.

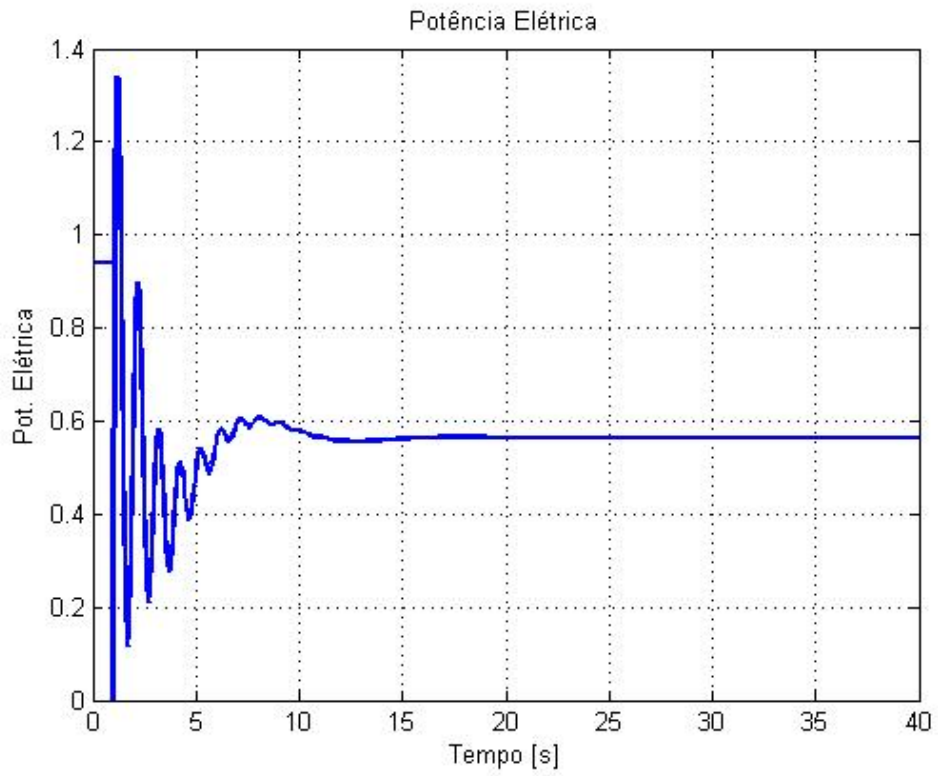


Figura 9.73 – Potência Elétrica.

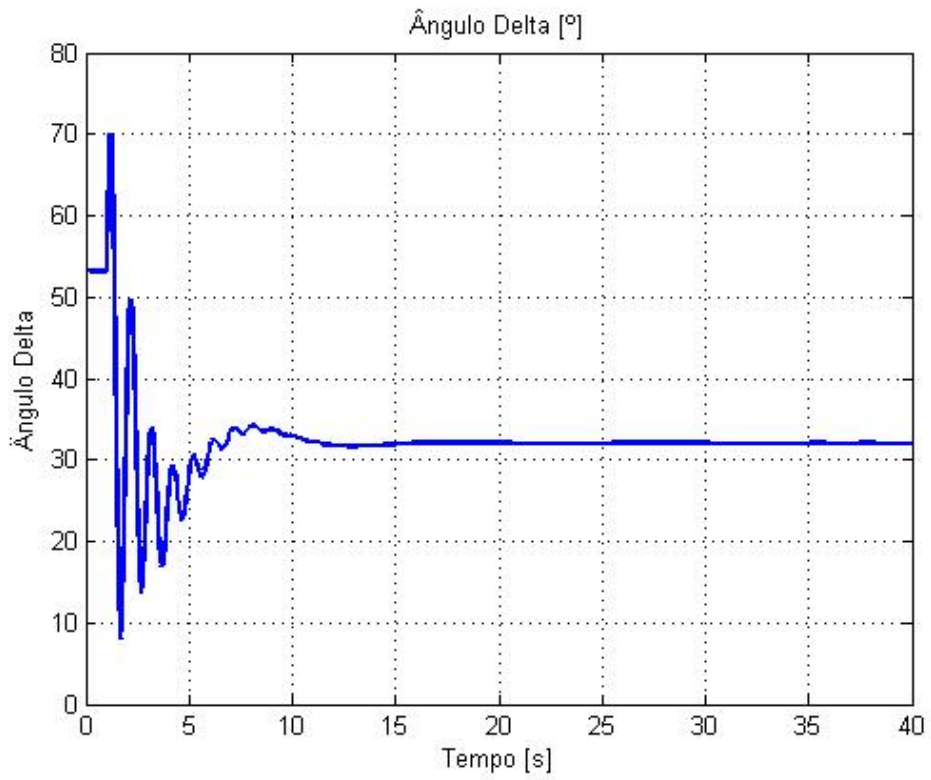


Figura 9.74 – Ângulo Delta.

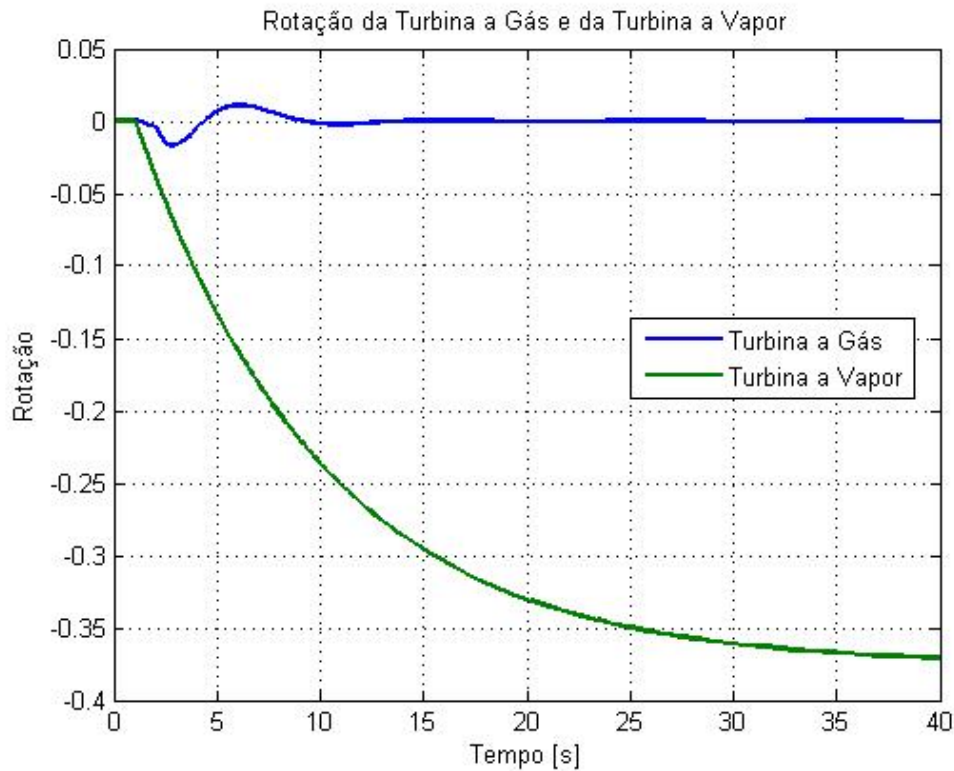


Figura 9.75 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e na Turbina a Vapor.

A potência mecânica da turbina a gás sofre rápida redução (Figura 9.68), devido à perda momentânea da linha de transmissão e em seguida se eleva retornando a um valor próximo do nominal. Observa-se na Figura 9.69 que a turbina a vapor sai de operação, pois a rotação da turbina a gás é maior do que a da turbina a vapor (Figura 9.75), havendo assim a atuação do *clutch*. Verifica-se que a temperatura de exaustão tem uma diminuição inicial, devido ao decremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do *VIGV* (Figura 9.72), a mesma retorna a um valor próximo do nominal (Figura 9.70). A rotação, a potência elétrica, e o ângulo delta sofrem inicialmente uma variação, atingindo posteriormente valores próximos dos nominais, como pode ser verificado na Figura 9.71, na Figura 9.73 e na Figura 9.74, respectivamente.

b) Turbina a Gás Aeroderivativa – *Spool* Simples e Turbina Livre

Nesta análise é considerada a turbina a gás aeroderivativa com *spool* simples e turbina livre, com a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.76, a Figura 9.77, a Figura 9.78, a Figura 9.79, a Figura 9.80, a Figura 9.81, a Figura 9.82 e a Figura 9.83 apresentam, respectivamente, a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), a potência elétrica (pu), o ângulo delta (graus) e as variações de rotação nas turbinas a gás e a vapor (pu).

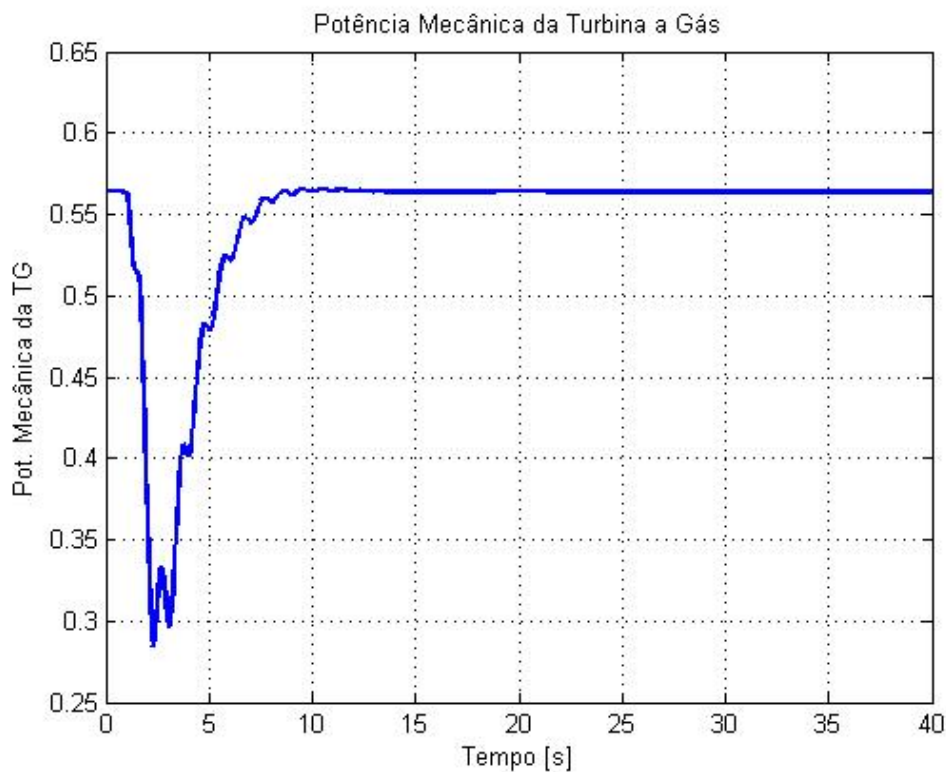


Figura 9.76 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

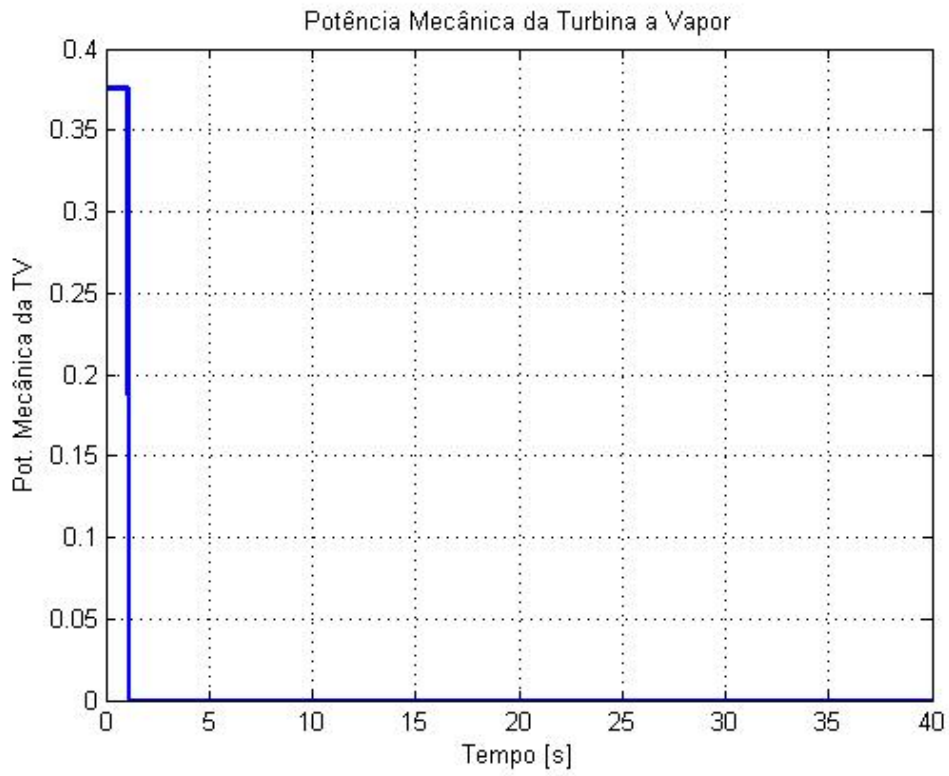


Figura 9.77 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

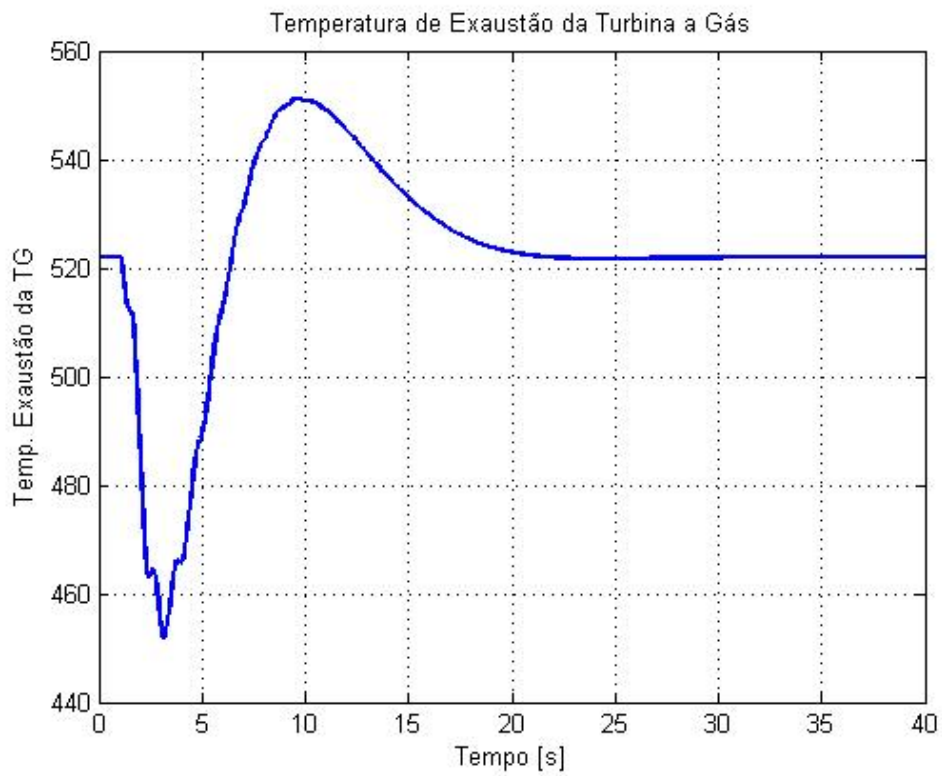


Figura 9.78 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

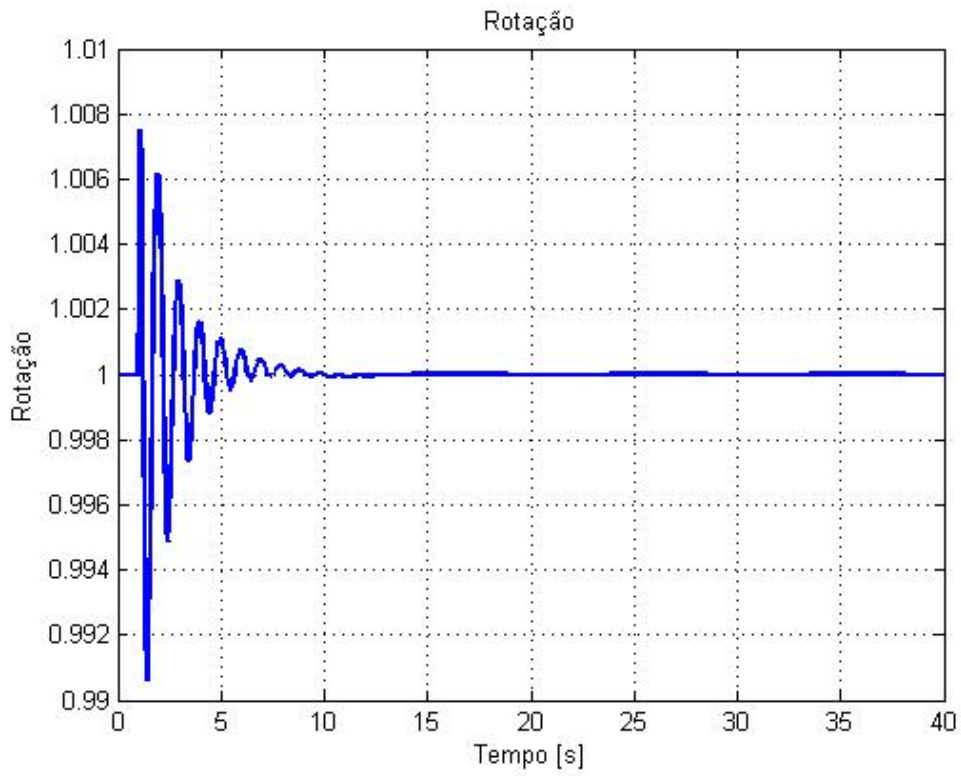


Figura 9.79 – Rotação.

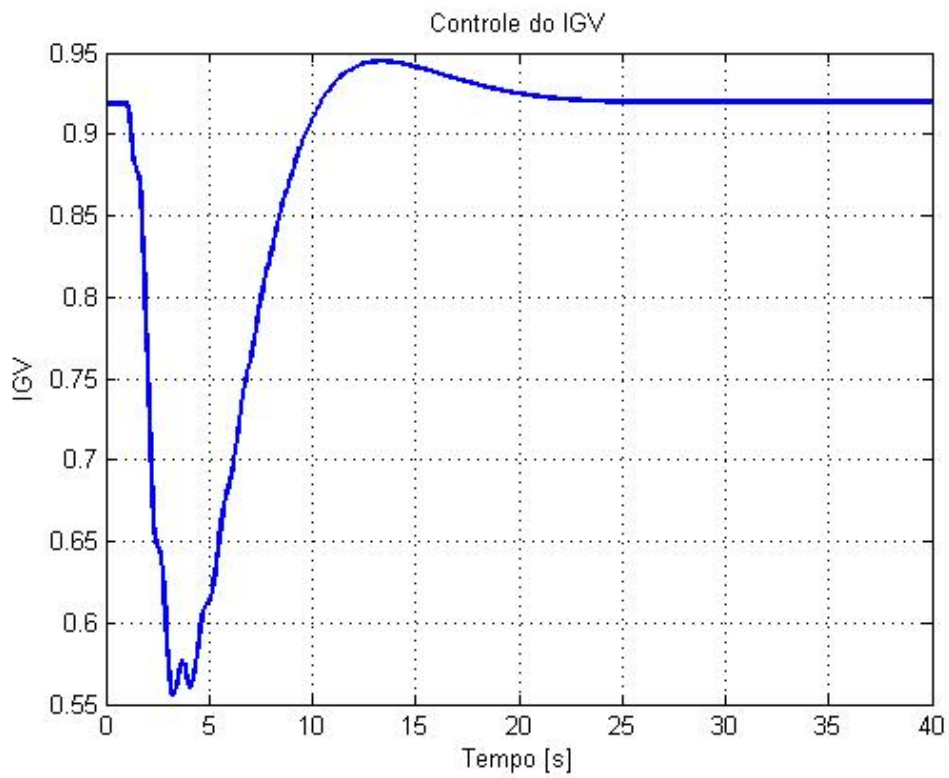


Figura 9.80 – Controle do IGV.

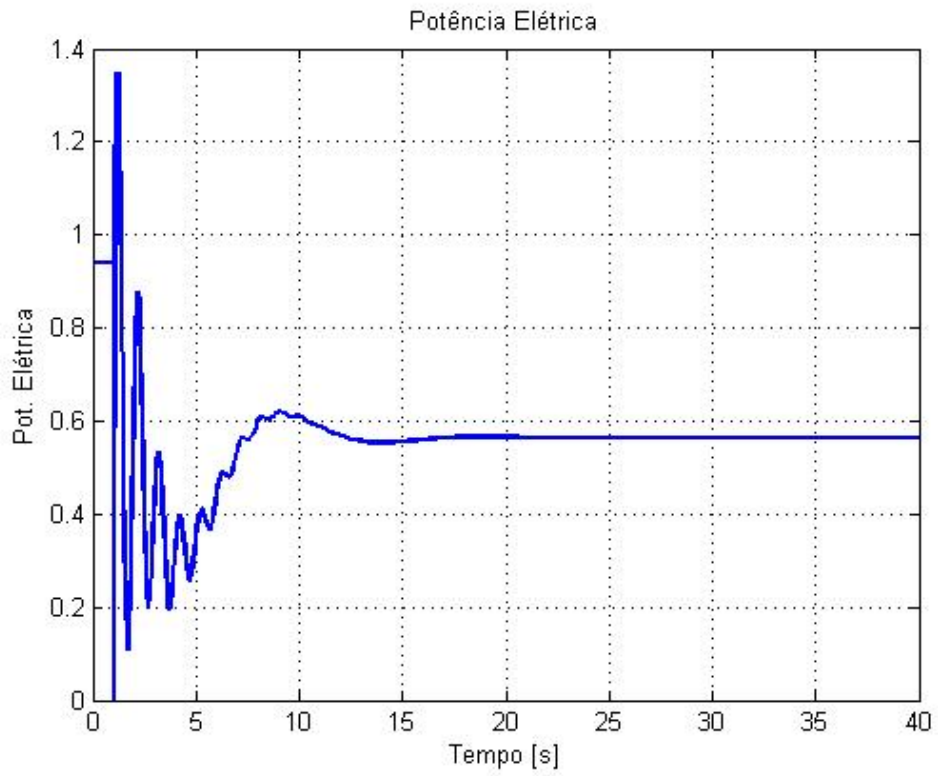


Figura 9.81 – Potência Elétrica.

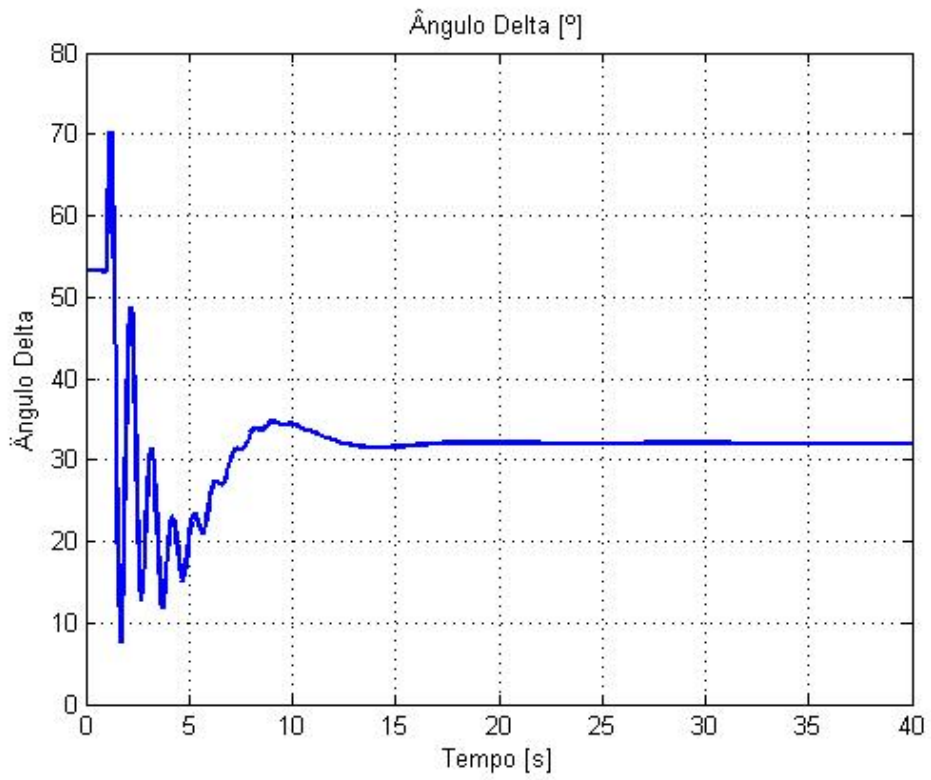


Figura 9.82 – Ângulo Delta.

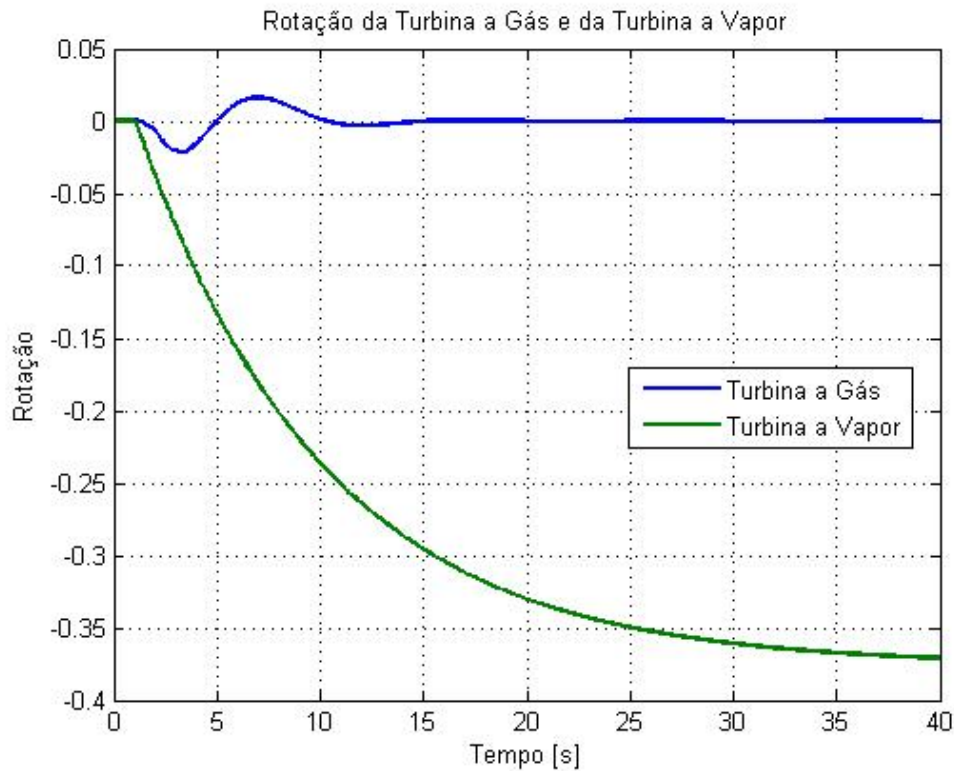


Figura 9.83 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e da Turbina a Vapor.

Observa-se que o comportamento da turbina a gás aeroderivativa com *spool* simples e turbina livre é bastante semelhante ao observado para a turbina a gás *heavy-duty*, analisada no item a. Na Figura 9.78 e na Figura 9.80 verifica-se que a temperatura de exaustão e o controle do VIGV apresentam oscilações maiores do que as observadas para a turbina a gás *heavy-duty*.

c) Turbina a Gás Aeroderivativa – Dois *Spools* e Turbina Livre

Nesta análise é considerada a turbina a gás aeroderivativa com dois *spools* e turbina livre, com a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.84, a Figura 9.85, a Figura 9.86, a Figura 9.87, a Figura 9.88, a Figura 9.89, a Figura 9.90 e a Figura 9.91 apresentam, respectivamente, a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do VIGV (pu), a

potência elétrica (pu), o ângulo delta (graus) e as variações na rotação das turbinas a gás e a vapor (pu).

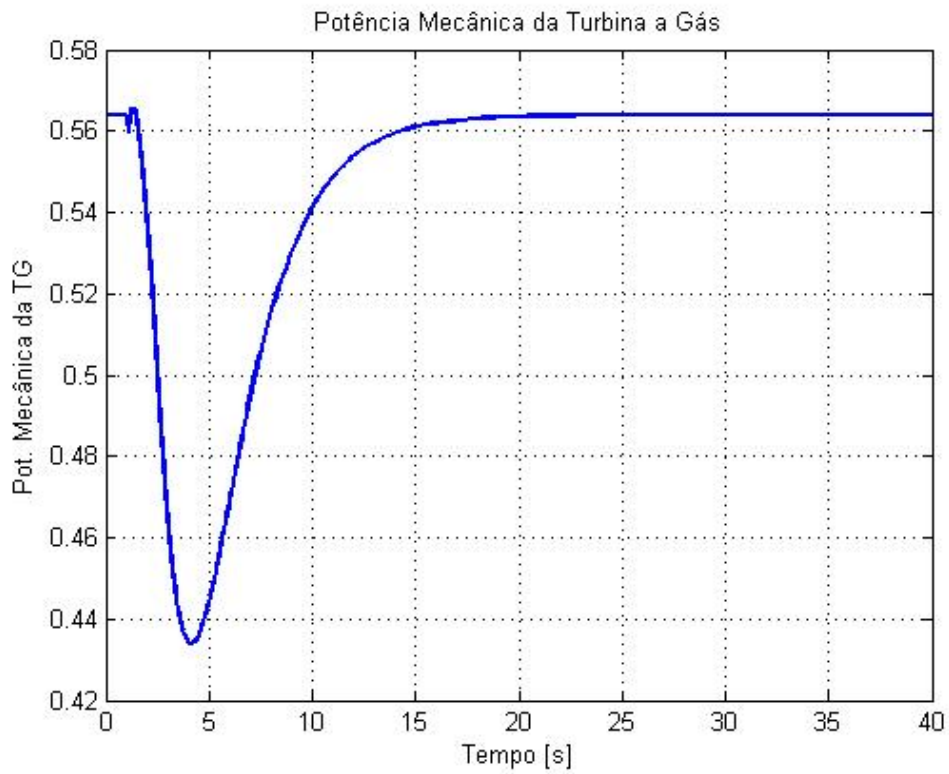


Figura 9.84 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

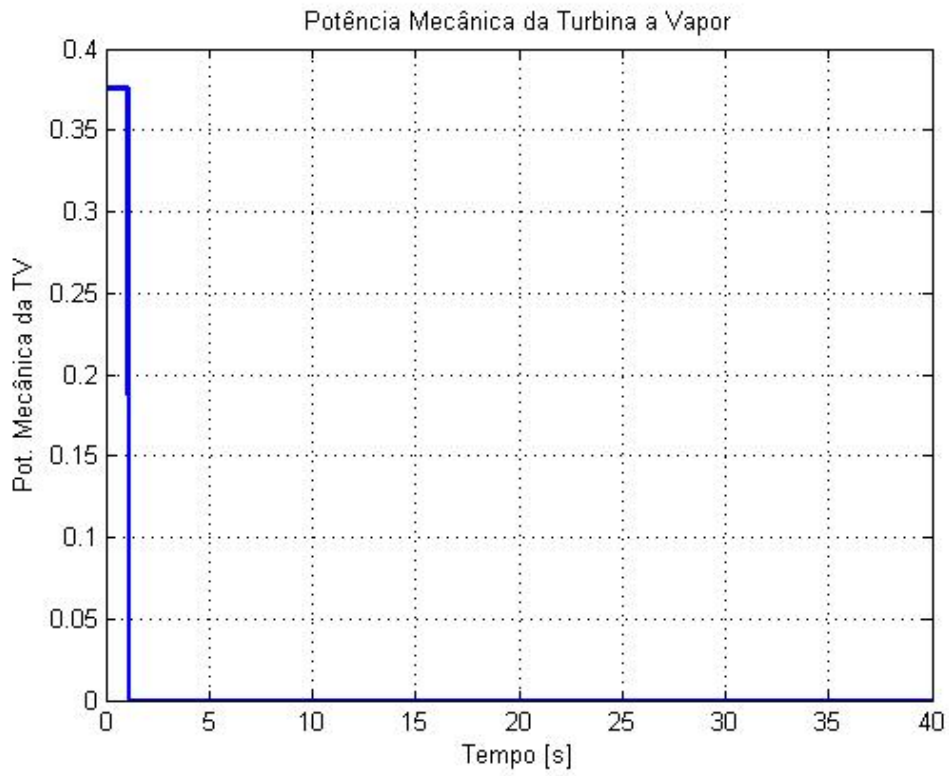


Figura 9.85 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

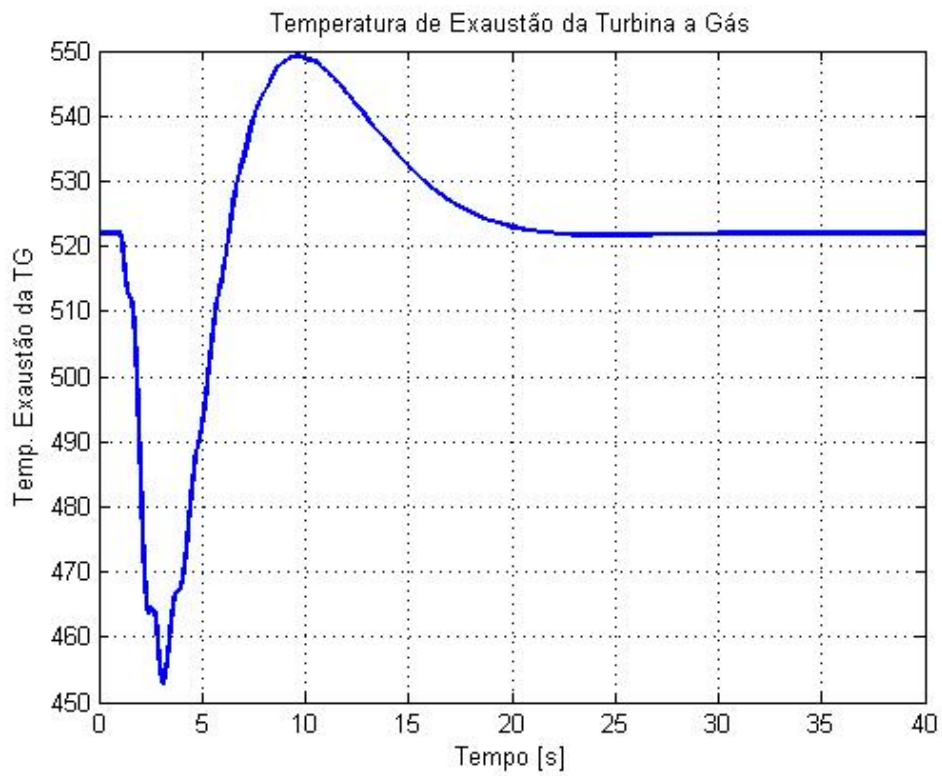


Figura 9.86 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

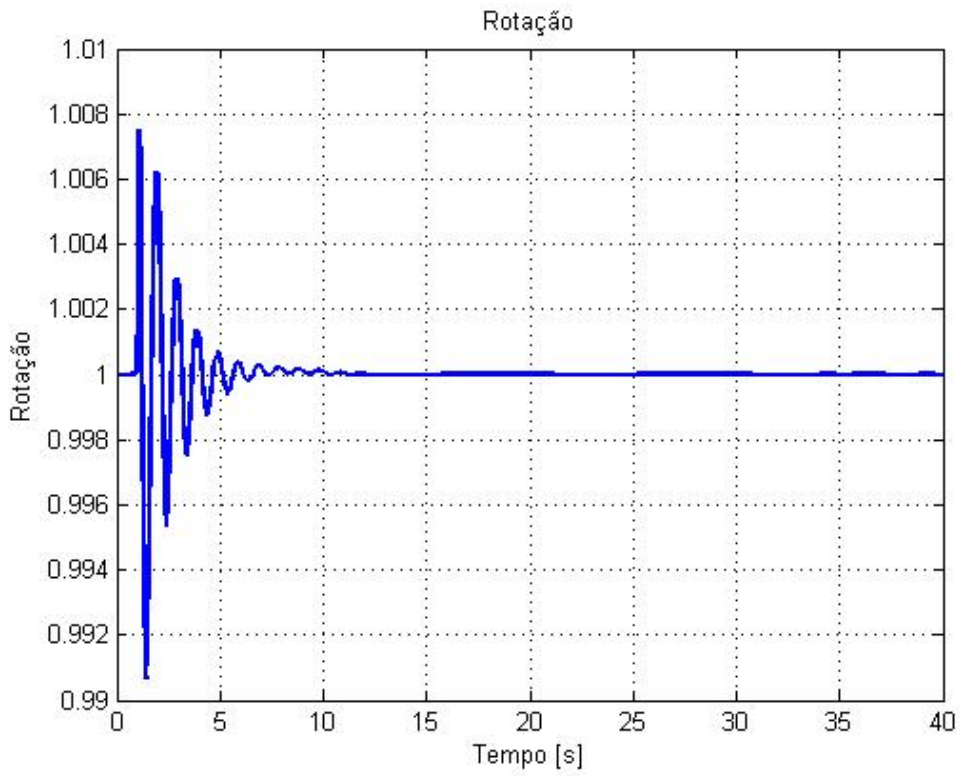


Figura 9.87 – Rotação.

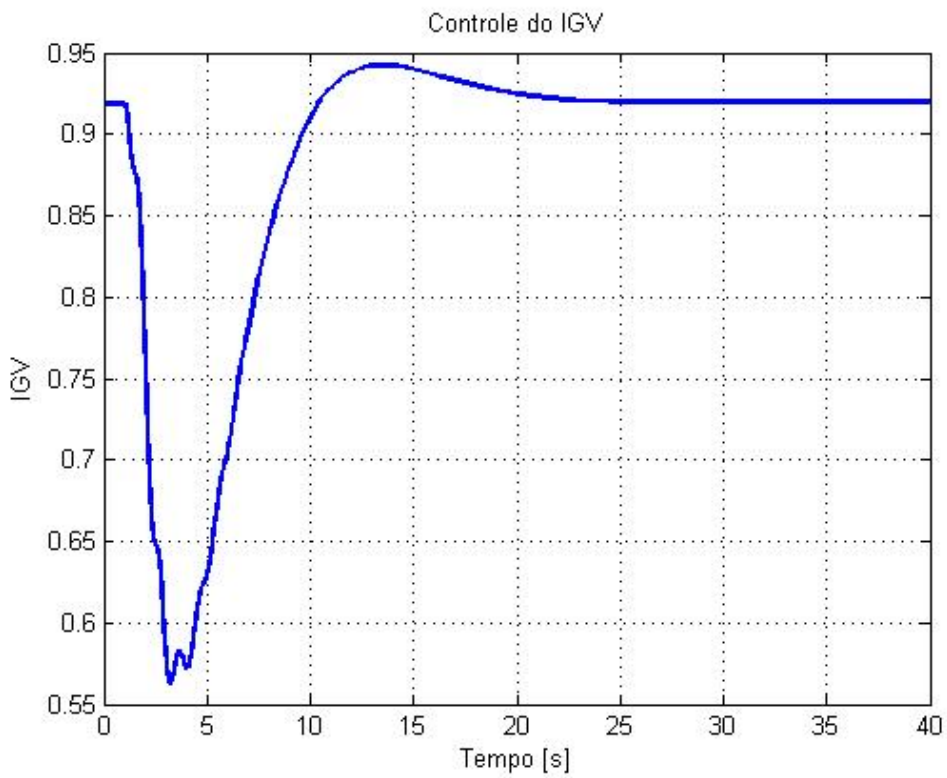


Figura 9.88 – Controle do IGV.

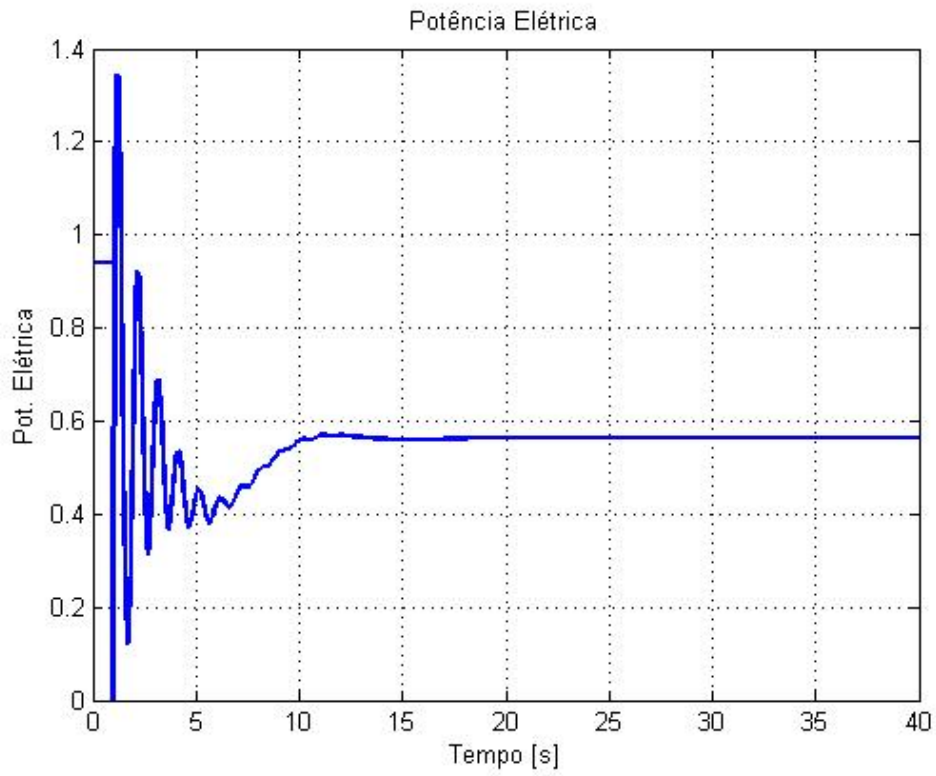


Figura 9.89 – Potência Elétrica.

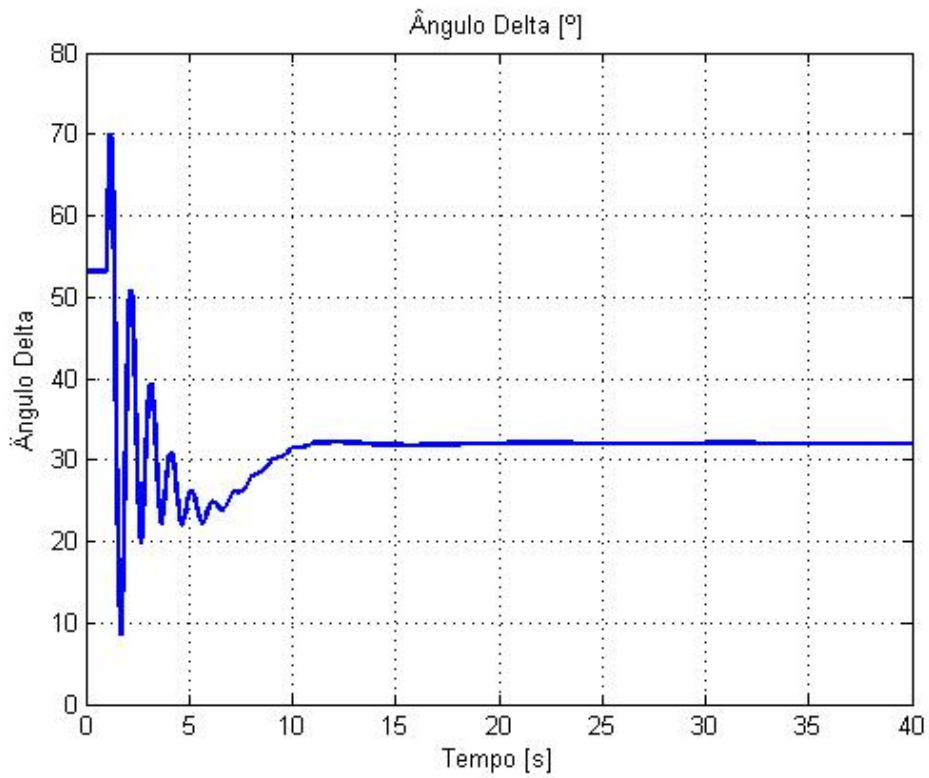


Figura 9.90 – Ângulo Delta.

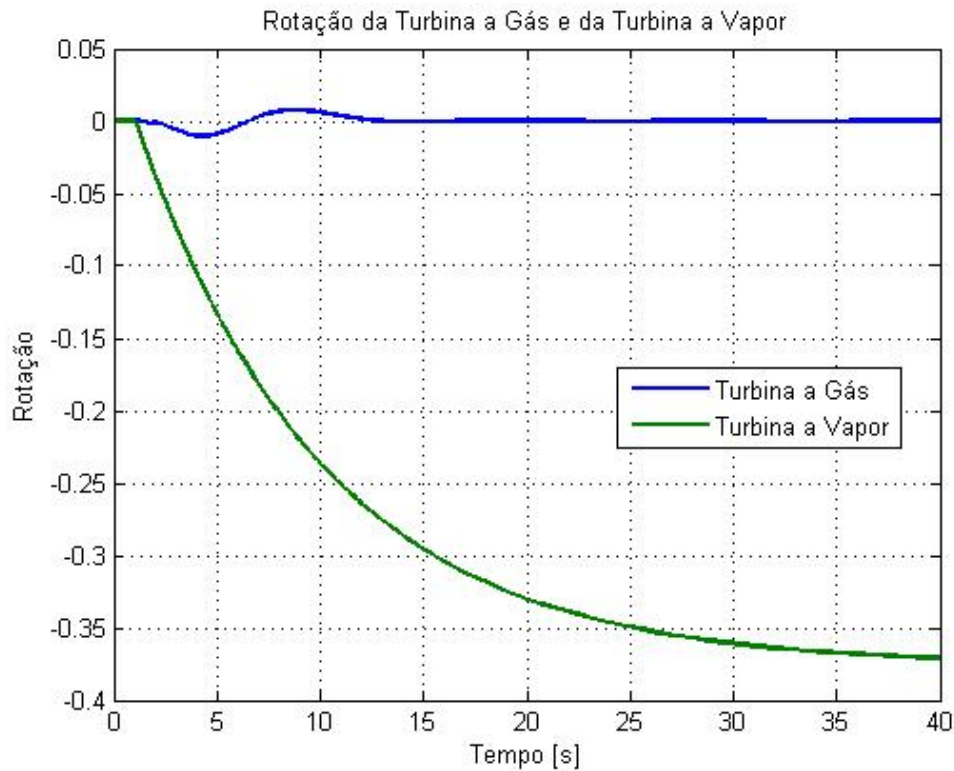


Figura 9.91 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e da Turbina a Vapor.

A turbina a gás aeroderivativa com dois *spools* e turbina livre apresenta comportamento bastante semelhante ao das turbinas a gás *heavy-duty* (item a) e aeroderivativa com *spool* simples e turbina livre (item b). Na Figura 9.84 verifica-se que a potência mecânica da turbina a gás sofre redução menor do que a observada nas referidas configurações. Observa-se na Figura 9.86 e na Figura 9.88 que a temperatura de exaustão e o controle do *VIGV* apresentam oscilações maiores do que as observadas para a turbina a gás *heavy-duty*.

d) Turbina a Gás Aeroderivativa – Dois *Spools*

Nesta análise é considerada a turbina a gás aeroderivativa com dois *spools*, com a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.92, a Figura 9.93, a Figura 9.94, a Figura 9.95, a Figura 9.96, a Figura 9.97, a Figura 9.98 e a Figura 9.99 apresentam, respectivamente, a potência

mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), a potência elétrica (pu), o ângulo delta (graus) e as variações de rotação da turbina a gás e da turbina a vapor (pu).

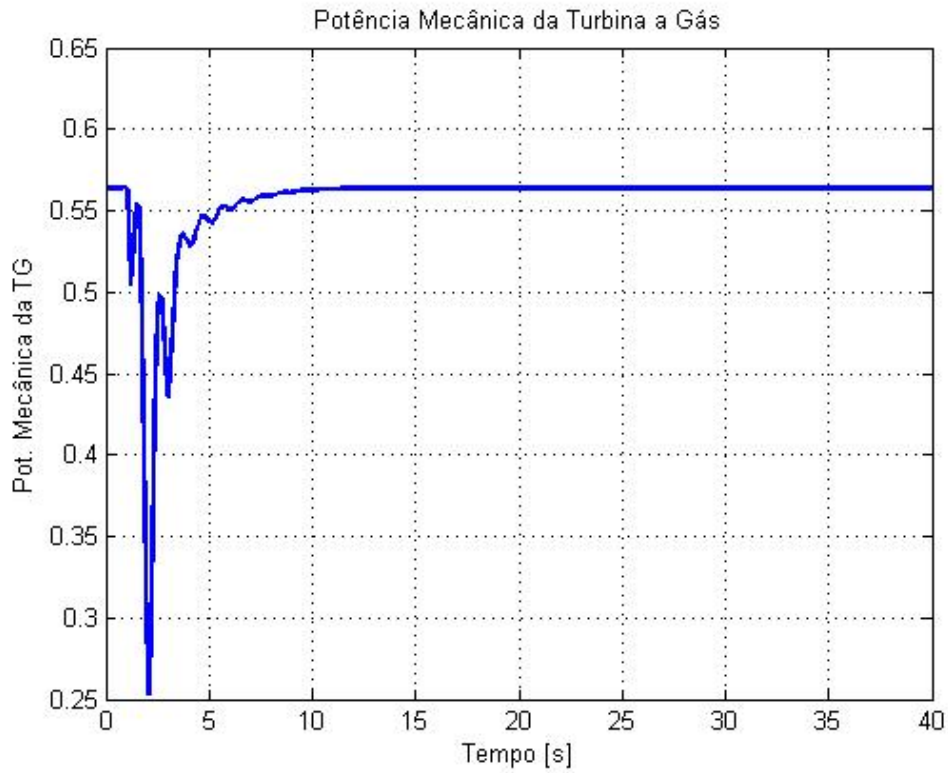


Figura 9.92 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

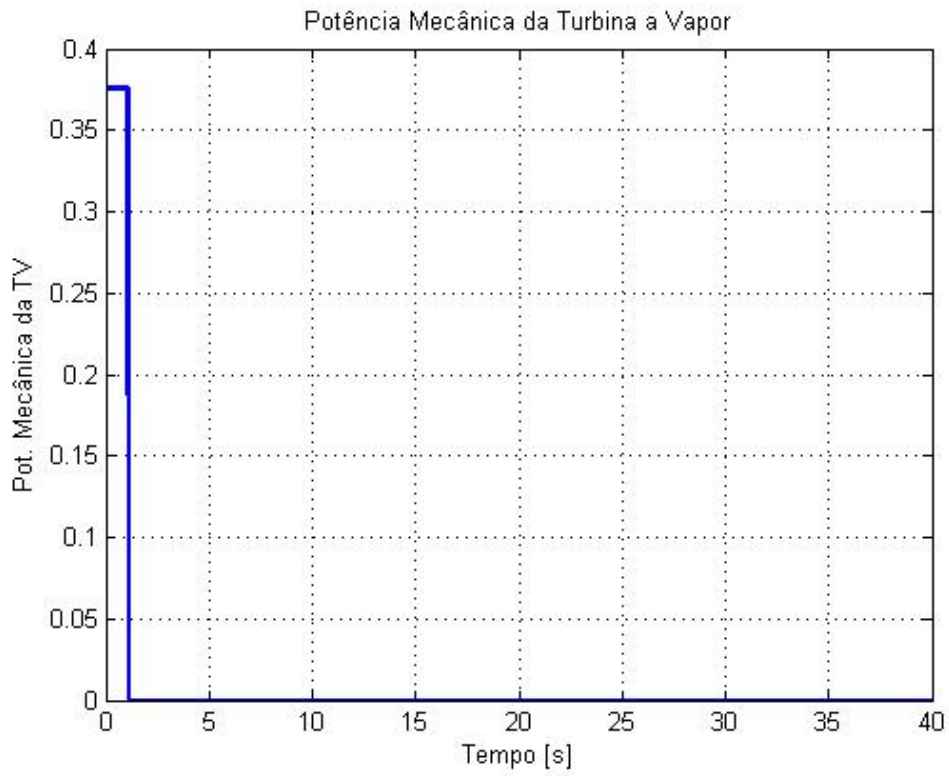


Figura 9.93 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

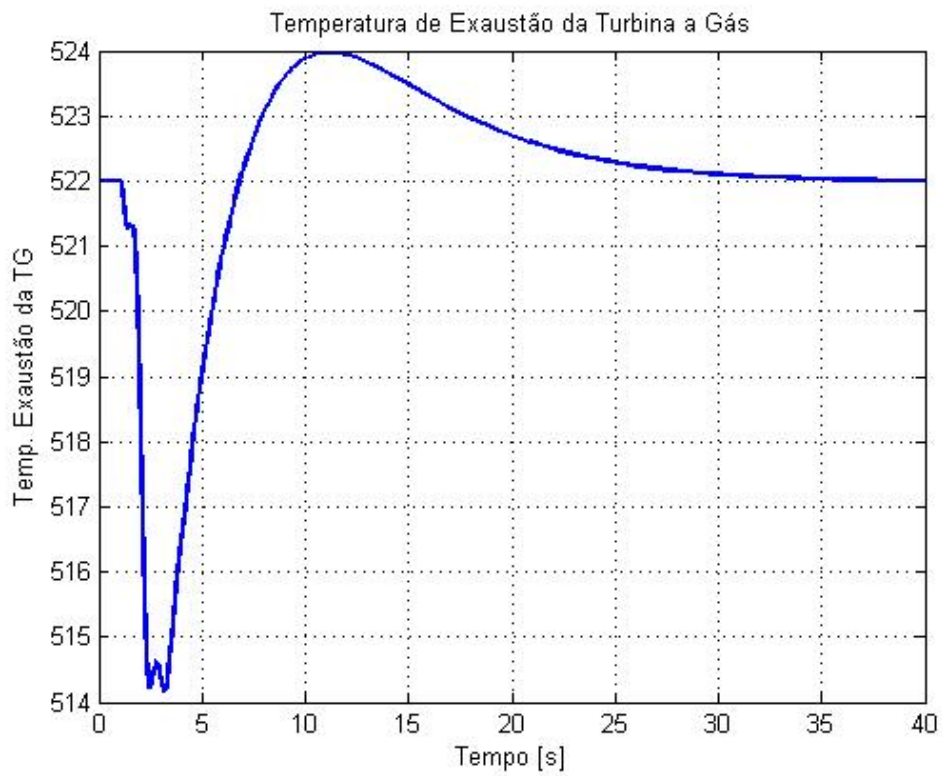


Figura 9.94 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

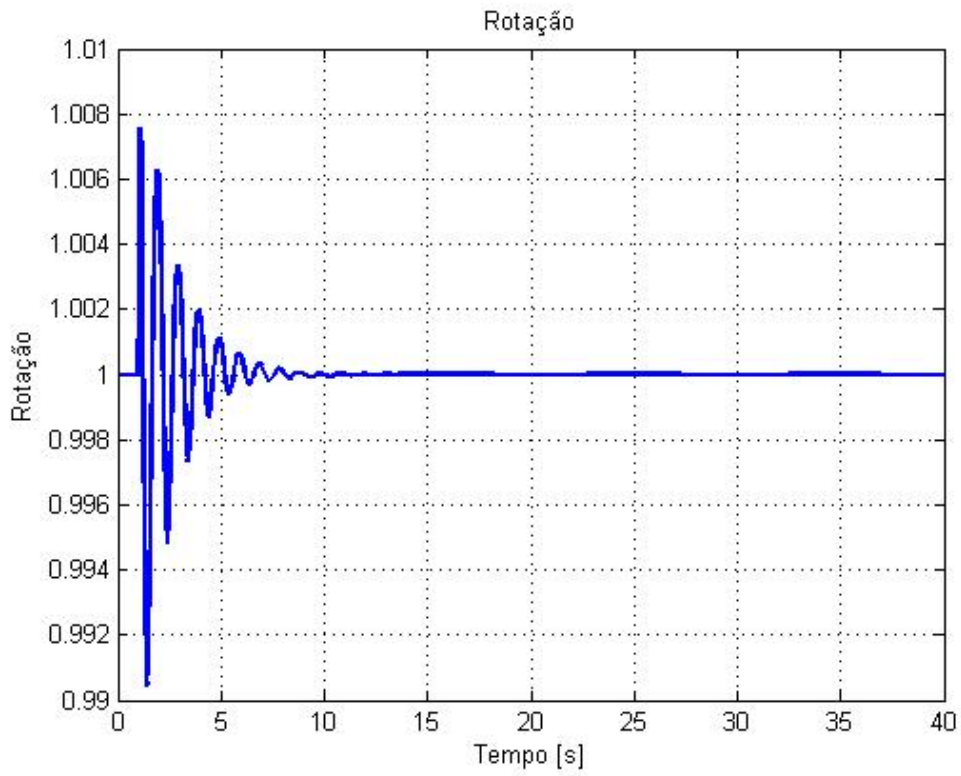


Figura 9.95 – Rotação.

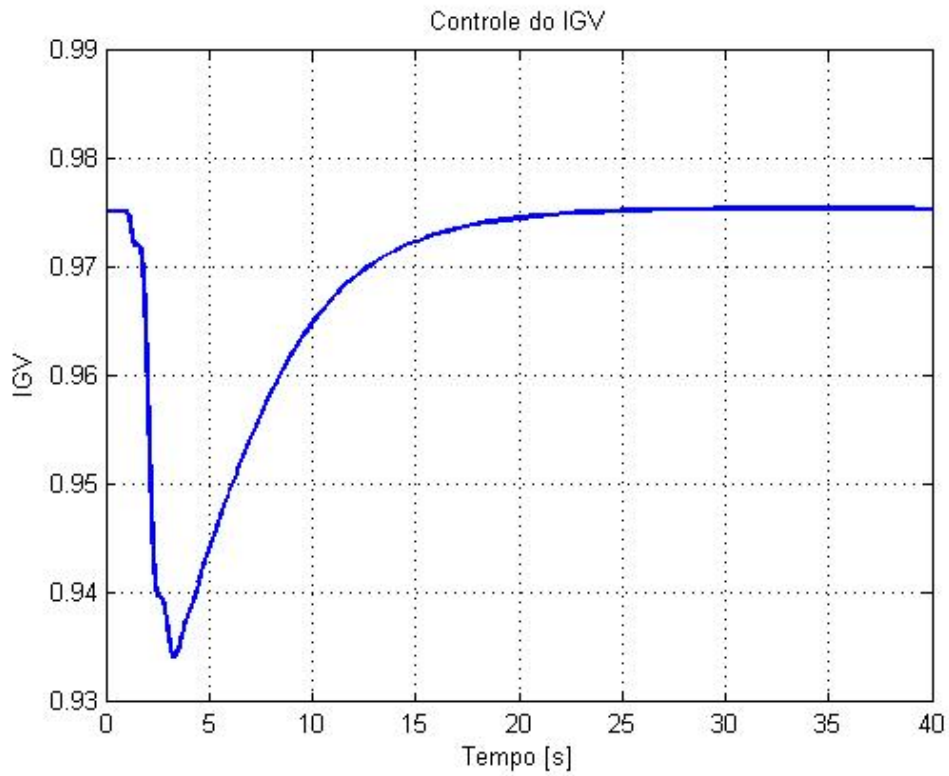


Figura 9.96 – Controle do IGV.

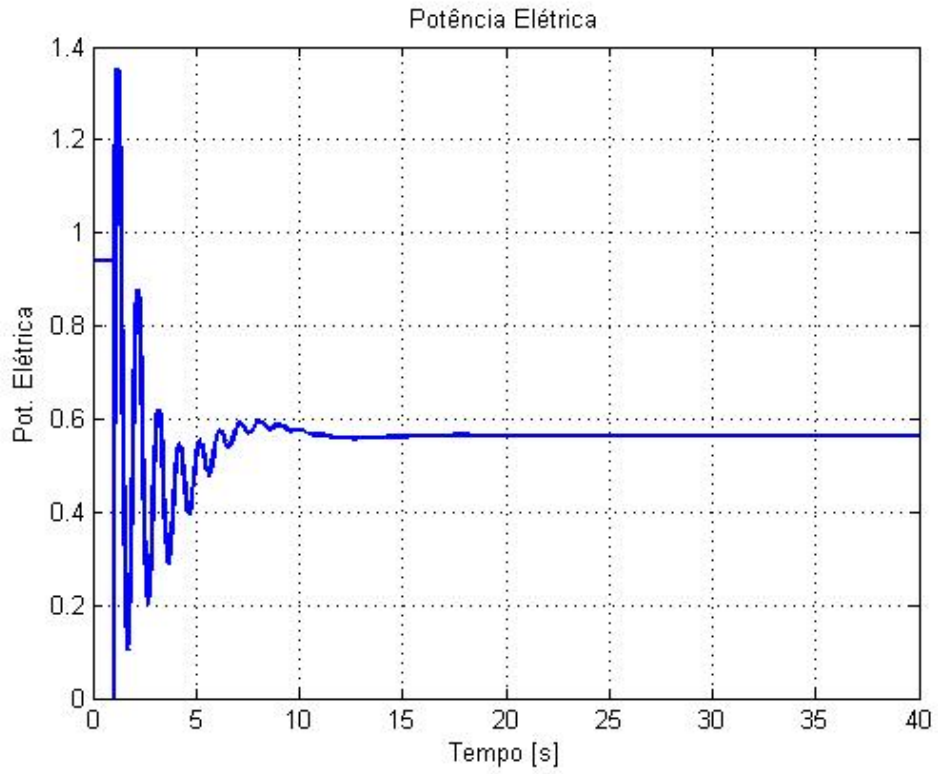


Figura 9.97 – Potência Elétrica.

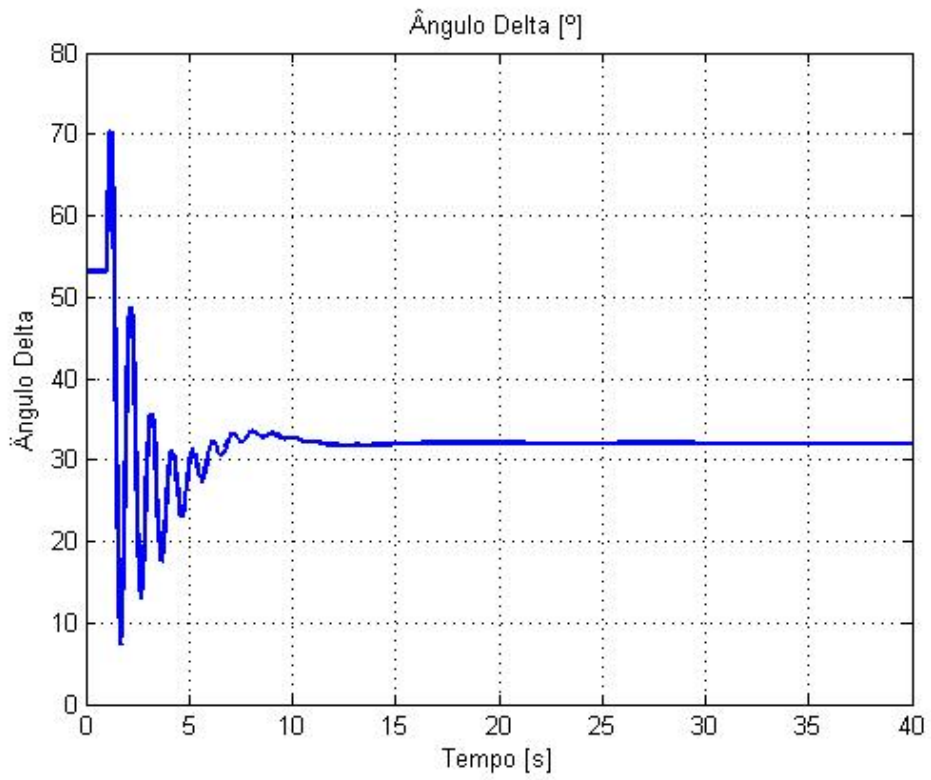


Figura 9.98 – Ângulo Delta.

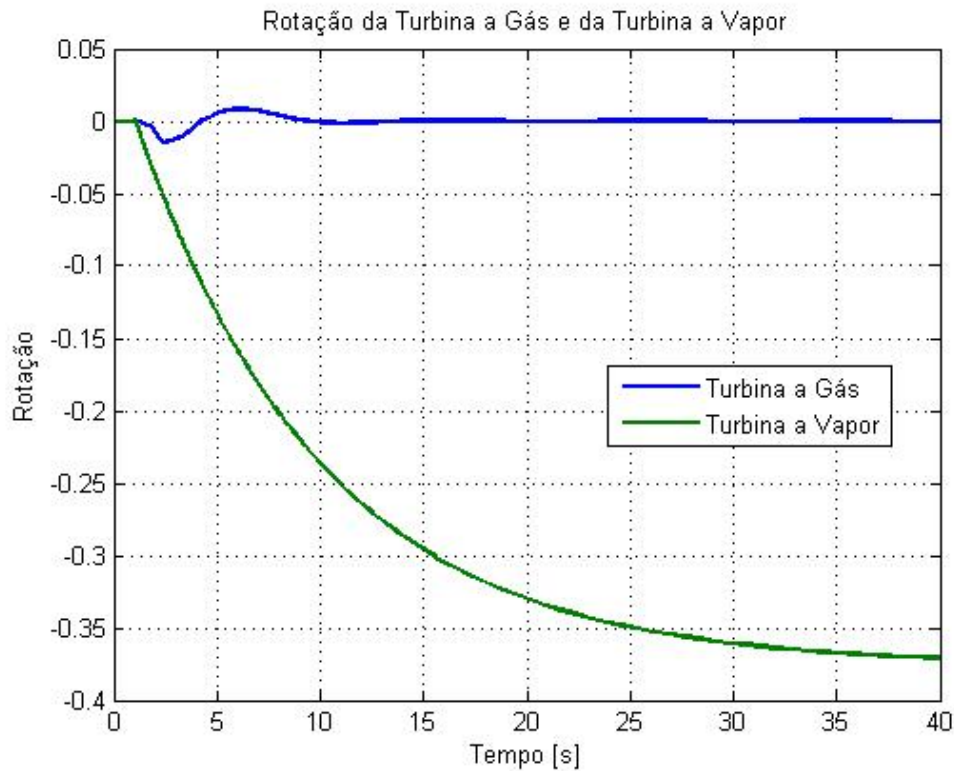


Figura 9.99 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e da Turbina a Vapor.

A turbina a gás aeroderivativa com dois *spools* apresenta comportamento semelhante ao das turbinas a gás *heavy-duty* (item a) e aeroderivativas tradicionais (itens b e c), entretanto apresenta respostas um pouco mais rápidas do que as observadas para as referidas configurações. Observa-se na Figura 9.94 e na Figura 9.96 que a temperatura de exaustão e o controle do *VIGV* apresentam oscilações menores do que as observadas para as turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas tradicionais.

e) Turbina a Gás Aeroderivativa – Três *Spools*

Nesta análise é considerada a turbina a gás aeroderivativa com três *spools*, com a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.100, a Figura 9.101, a Figura 9.102, a Figura 9.103, a Figura 9.104, a Figura 9.105, a Figura 9.106 e a Figura 9.107 apresentam, respectivamente, a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pv), a

temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), a potência elétrica (pu), o ângulo delta (graus) e as variações de rotação das turbinas a gás e a vapor (pu).

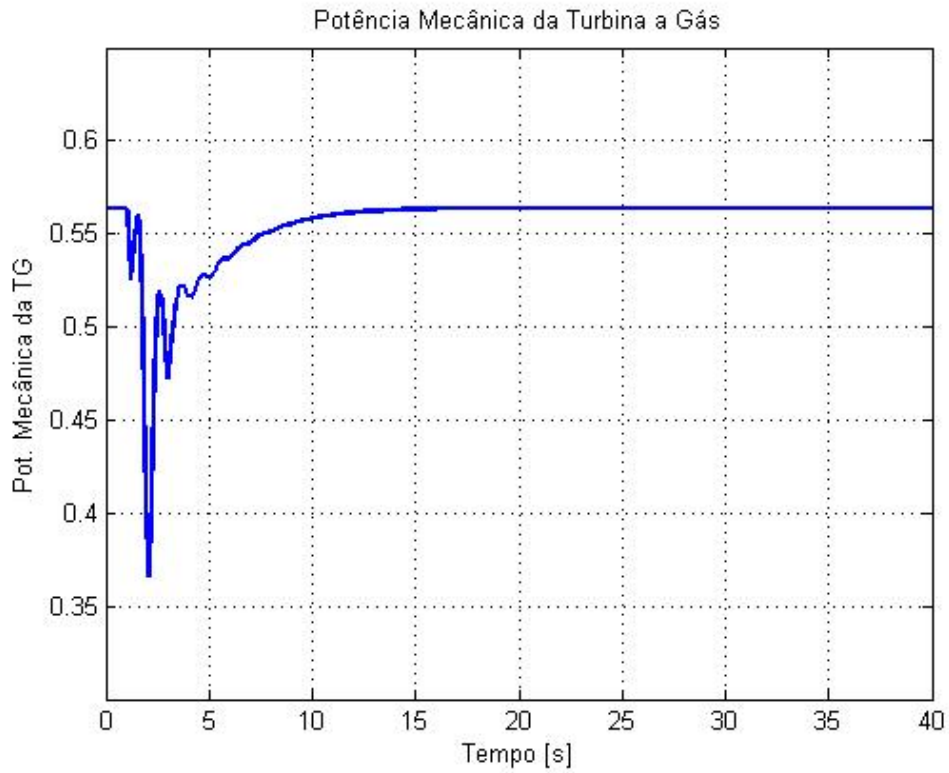


Figura 9.100 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

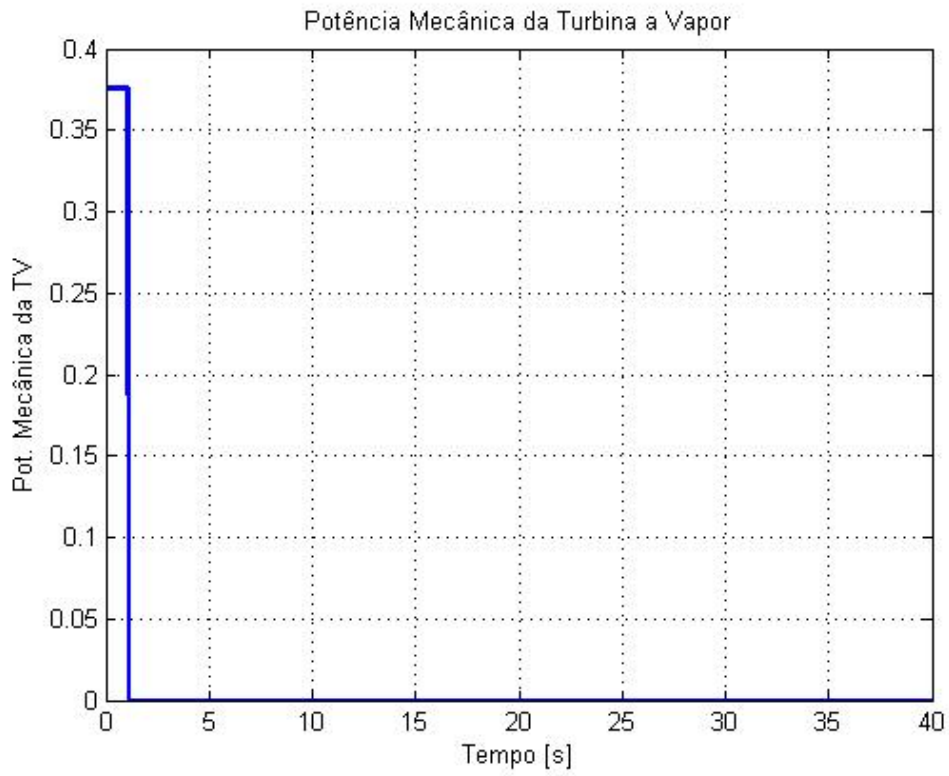


Figura 9.101 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

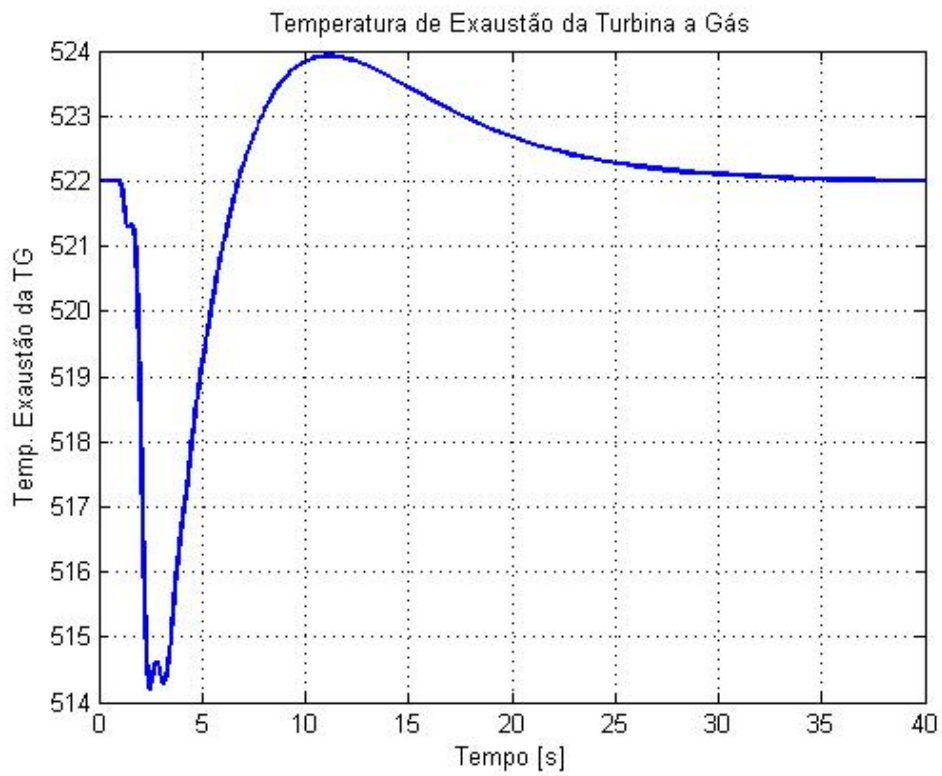


Figura 9.102 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

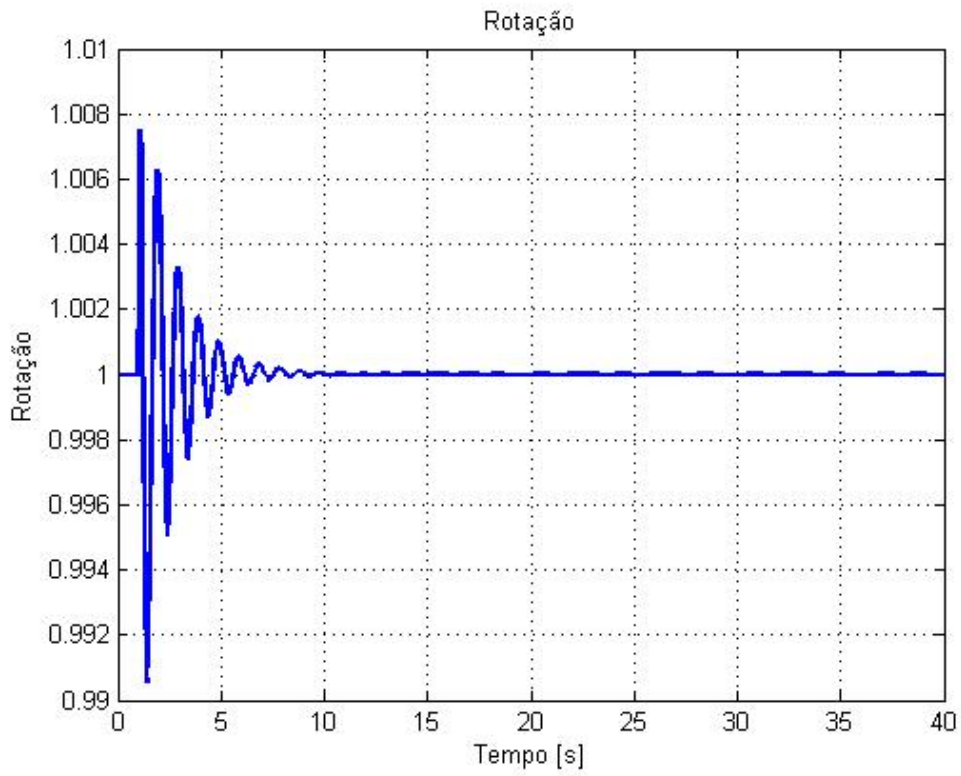


Figura 9.103 – Rotação.

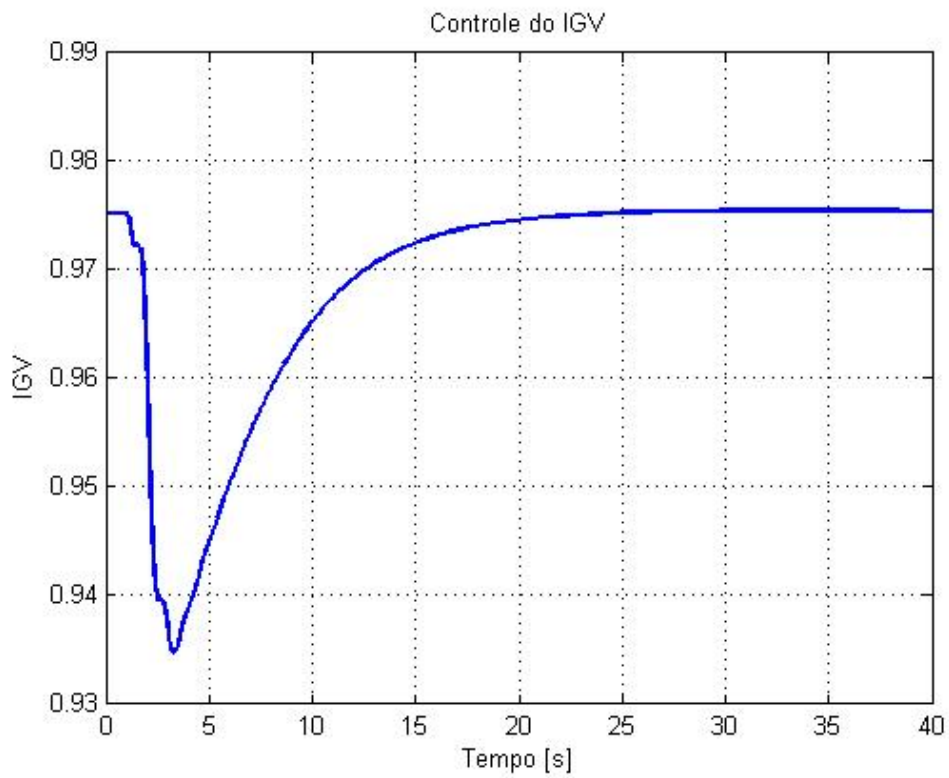


Figura 9.104 – Controle do IGV.

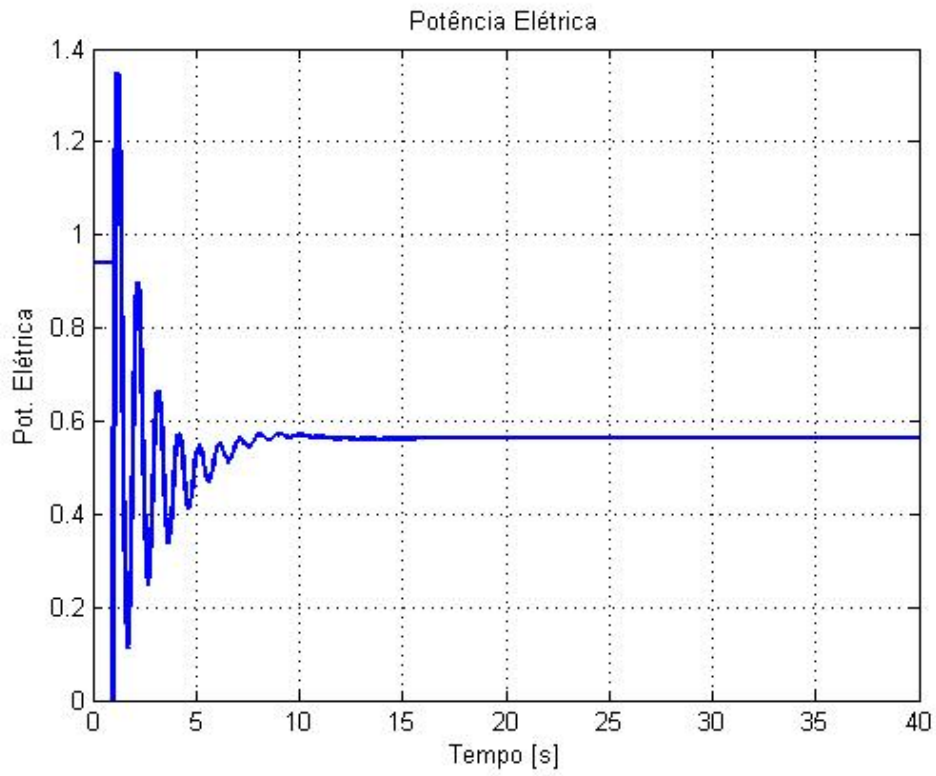


Figura 9.105 – Potência Elétrica.

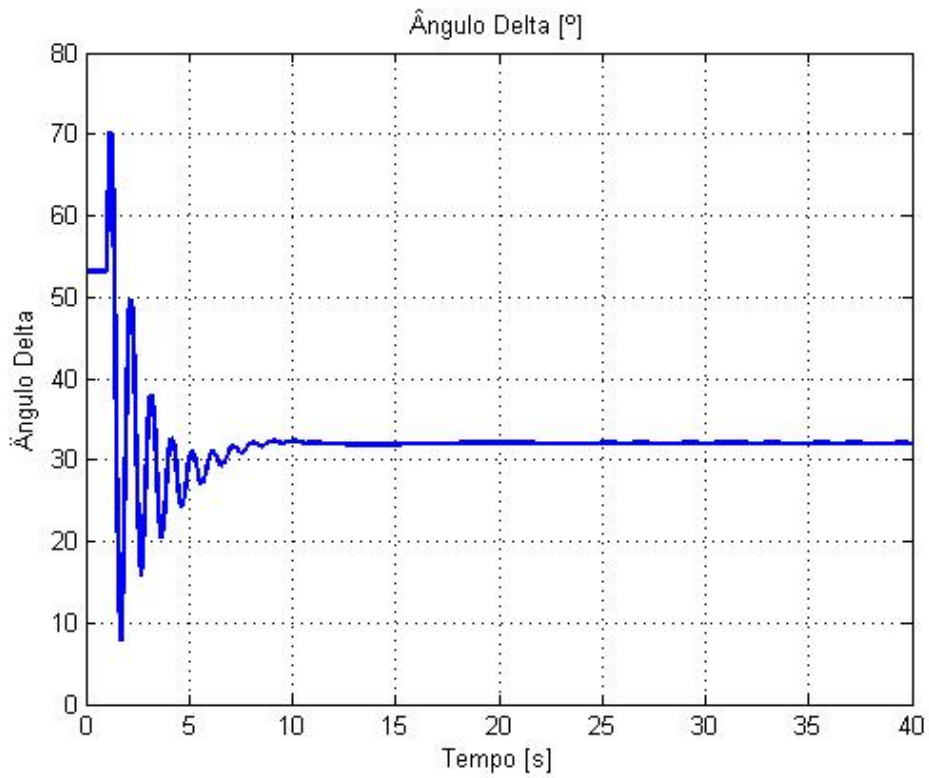


Figura 9.106 – Ângulo Delta.

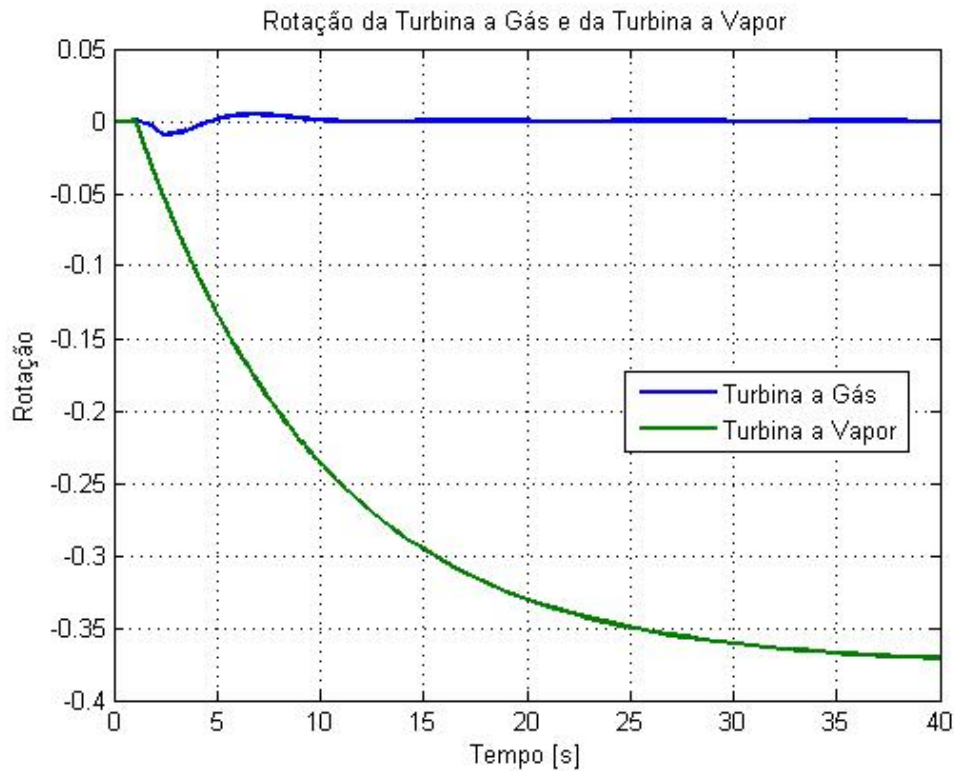


Figura 9.107 – Variação na Rotação da Turbina a Gás e da Turbina a Vapor.

A turbina a gás aeroderivativa com três *spools* apresenta comportamento semelhante ao observado para as demais turbinas, entretanto apresenta respostas um pouco mais rápidas do que as verificadas para as turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas tradicionais. Observa-se entre as configurações analisadas que a turbina a gás aeroderivativa com três *spools* apresenta as menores oscilações.

- **Análise comparativa entre as configurações**

- a) **Regime Permanente**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, com a presença do *clutch*, inseridas no sistema radial máquina/barramento infinito, admitindo a operação em regime permanente.

A Figura 9.108, a Figura 9.109, a Figura 9.110, a Figura 9.111, a Figura 9.112, a Figura 9.113, a Figura 9.114 e a Figura 9.115 apresentam, respectivamente, a potência

mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do *VIGV* (pu), a potência elétrica (pu), o ângulo delta (graus) e as variações na rotação das turbinas a gás *heavy-duty* e a vapor (pu).

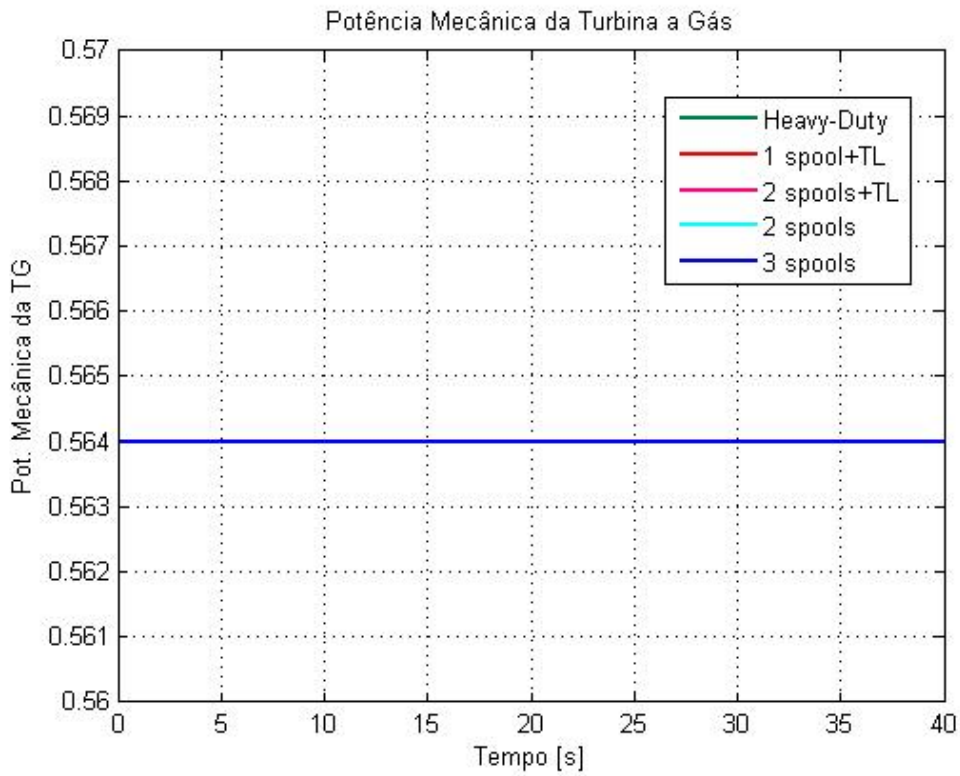


Figura 9.108 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

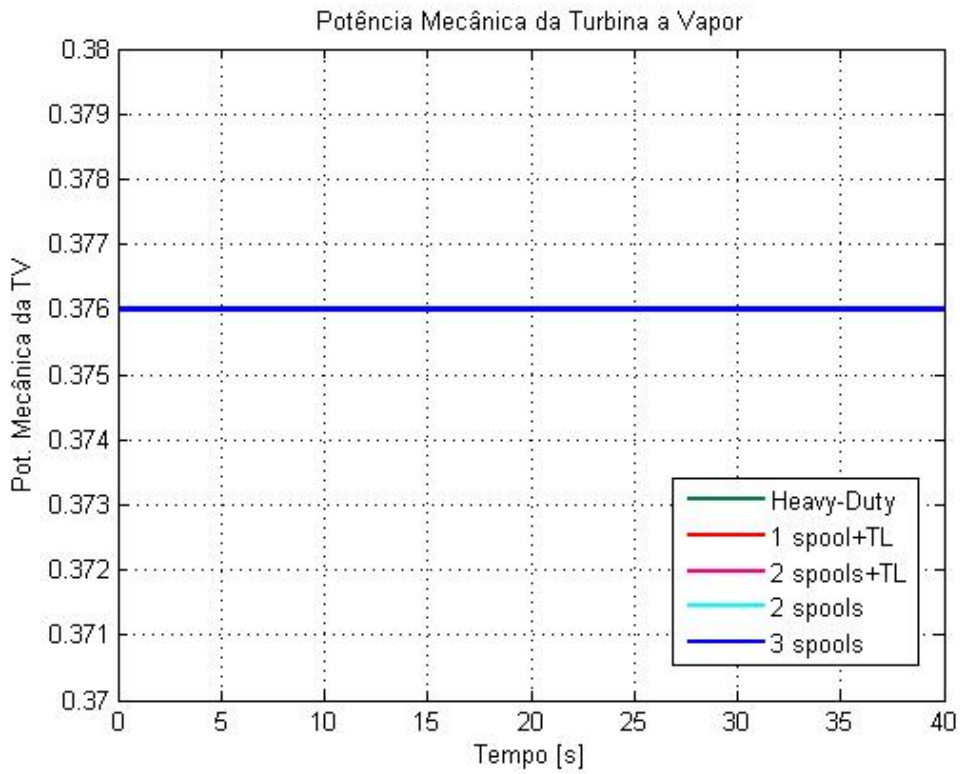


Figura 9.109 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

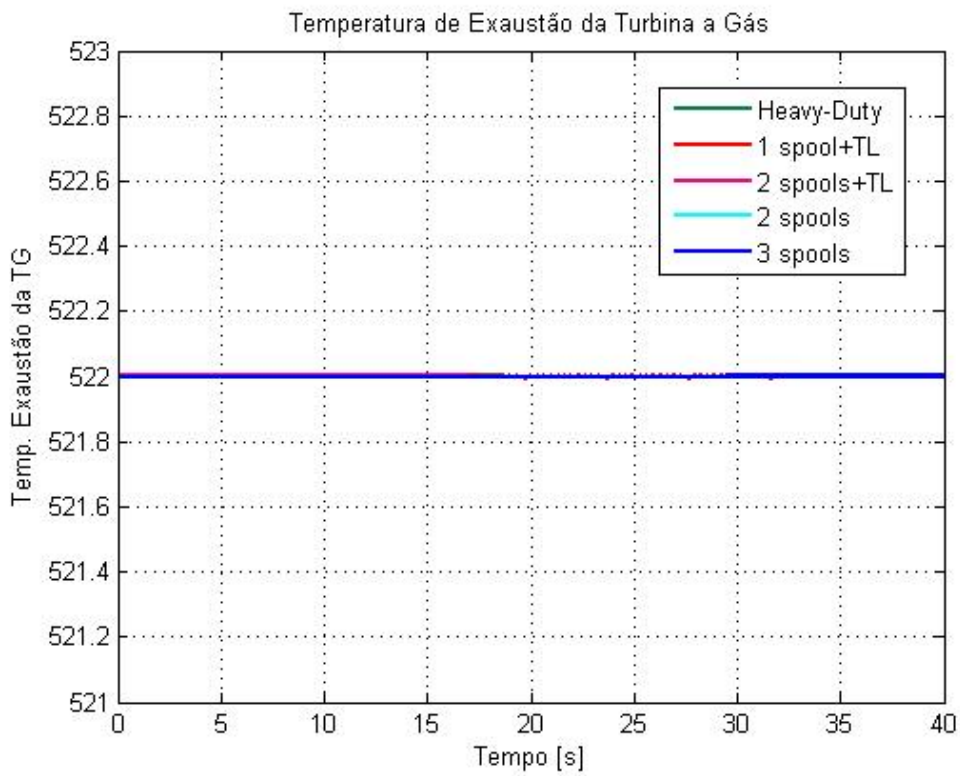


Figura 9.110 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

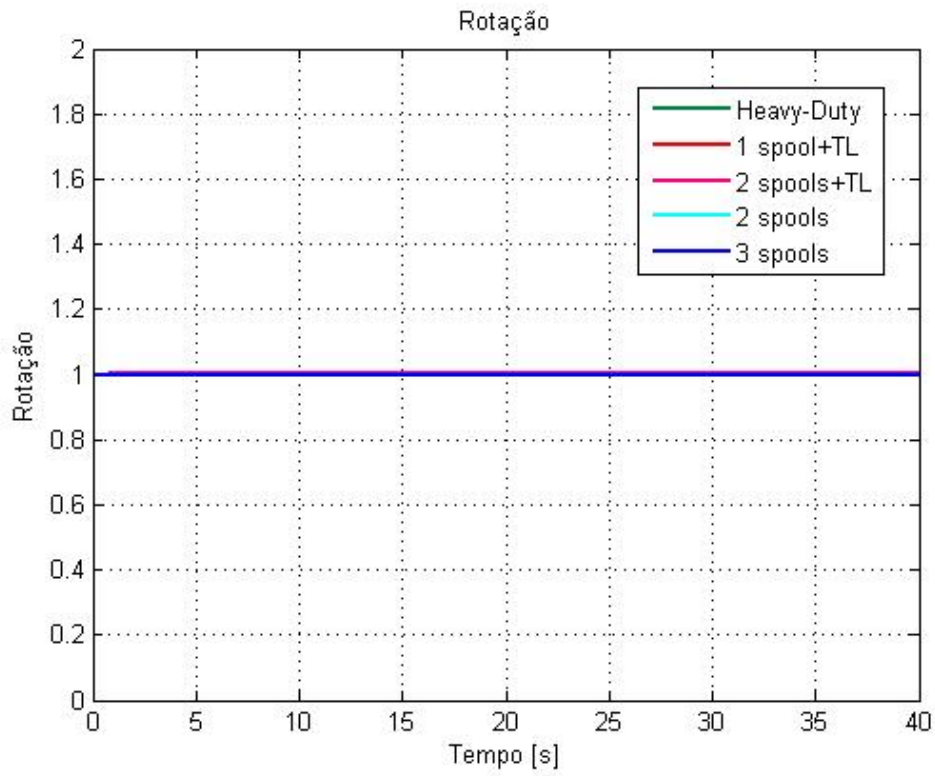


Figura 9.111 – Rotação.

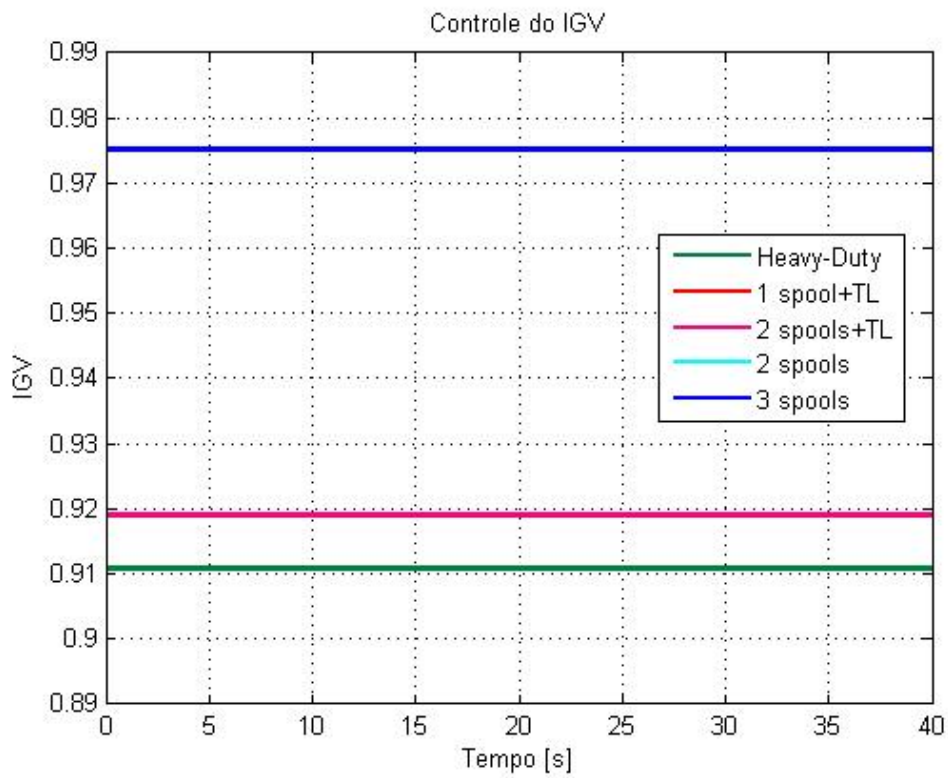


Figura 9.112 – Controle do IGV.

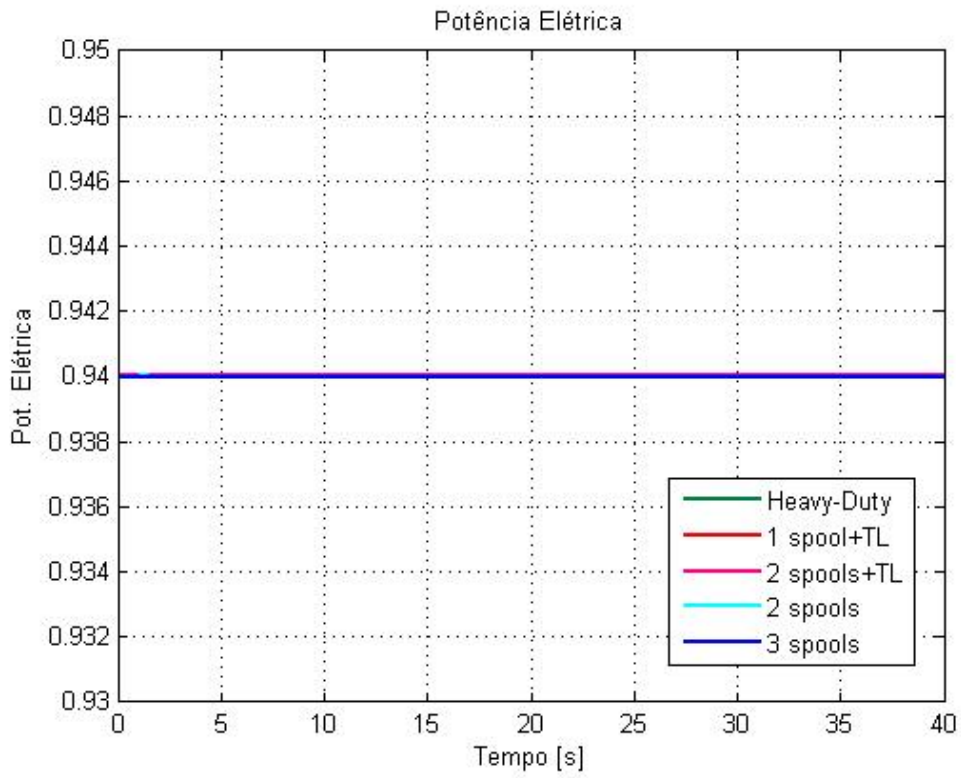


Figura 9.113 – Potência Elétrica.

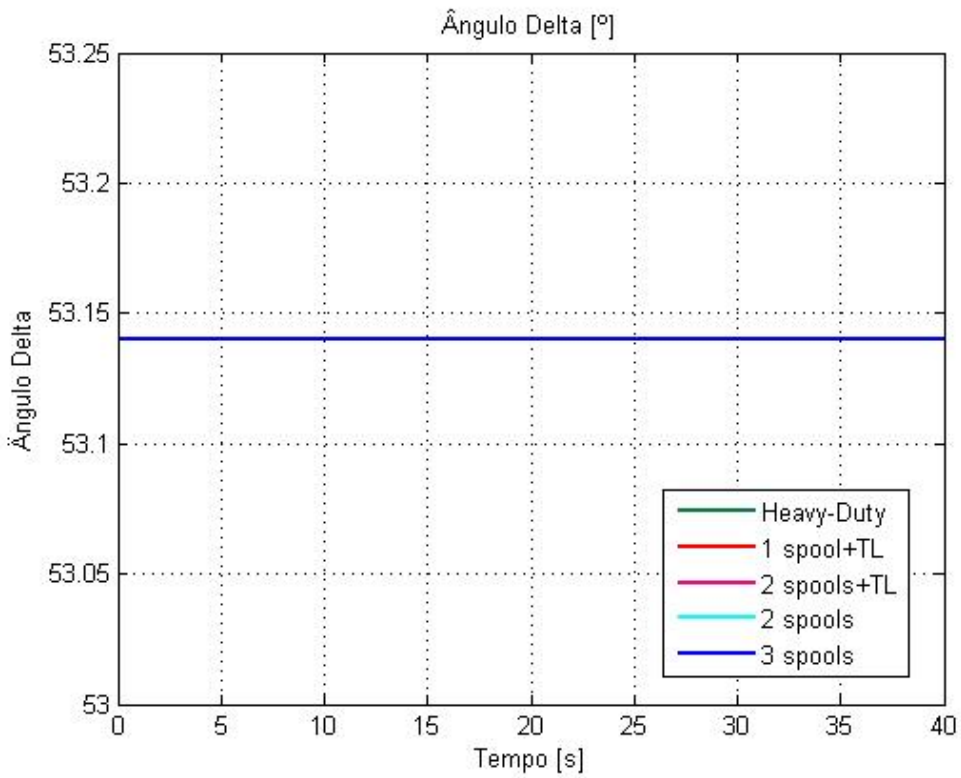


Figura 9.114 – Ângulo Delta.

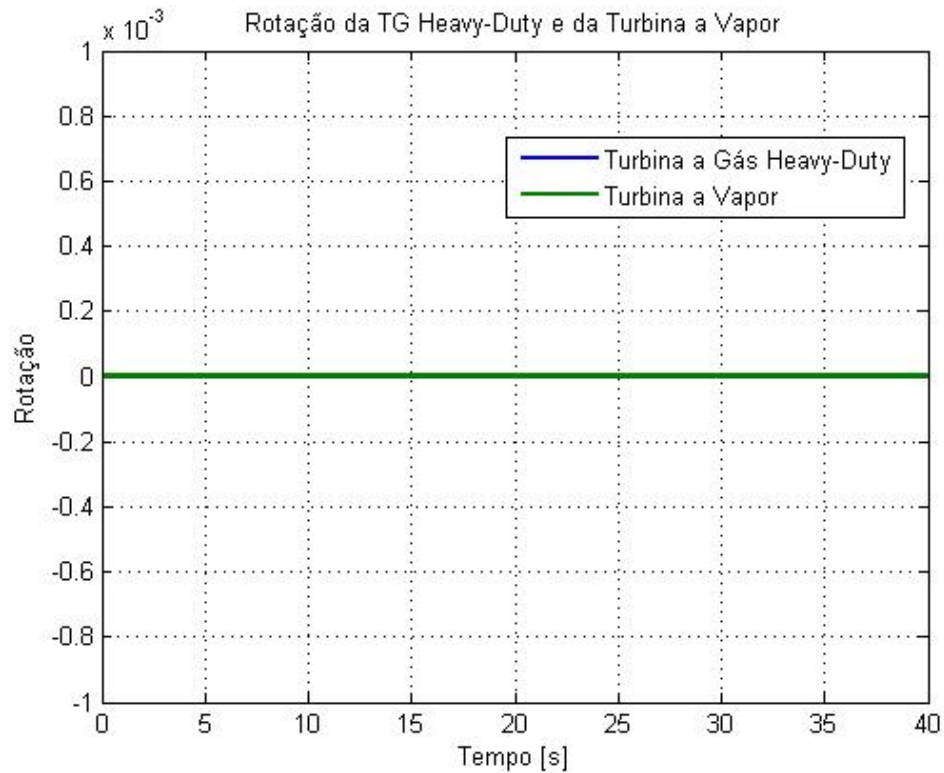


Figura 9.115 – Variação na Rotação da Turbina a Gás *Heavy-Duty* e da Turbina a Vapor.

Como não houve perturbação no sistema, observa-se que a potência mecânica da turbina a gás e a potência mecânica da turbina a vapor permanecem constantes (Figura 9.108 e Figura 9.109). A temperatura de exaustão da turbina a gás também permanece constante, como pode ser visto na Figura 9.110. Na Figura 9.111 observa-se que não houve variação na rotação, e na Figura 9.112 verifica-se que não houve atuação do *VIGV*. A potência elétrica, o ângulo delta e as variações de rotação da turbina a gás *heavy-duty* e da turbina a vapor também permanecem constantes, como pode ser verificado na Figura 9.113, na Figura 9.114 e na Figura 9.115, respectivamente.

b) Perda de uma LT

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as quatro configurações aeroderivativas, com a presença do *clutch*, inseridas no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.116, a Figura 9.117, a Figura 9.118, a Figura 9.119, a Figura 9.120, a Figura 9.121, a Figura 9.122 e a Figura 9.123 apresentam, respectivamente, a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), a rotação (pu), o controle do VIGV (pu), a potência elétrica (pu), o ângulo delta (graus) e as variações na rotação das turbinas a gás *heavy-duty* e a vapor (pu).

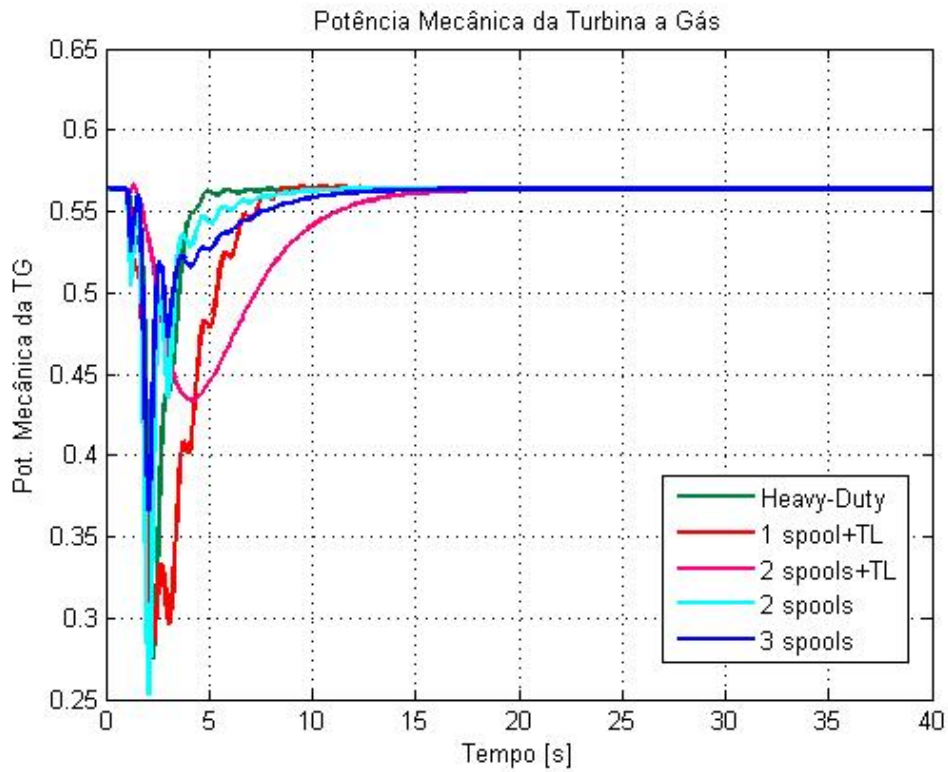


Figura 9.116 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

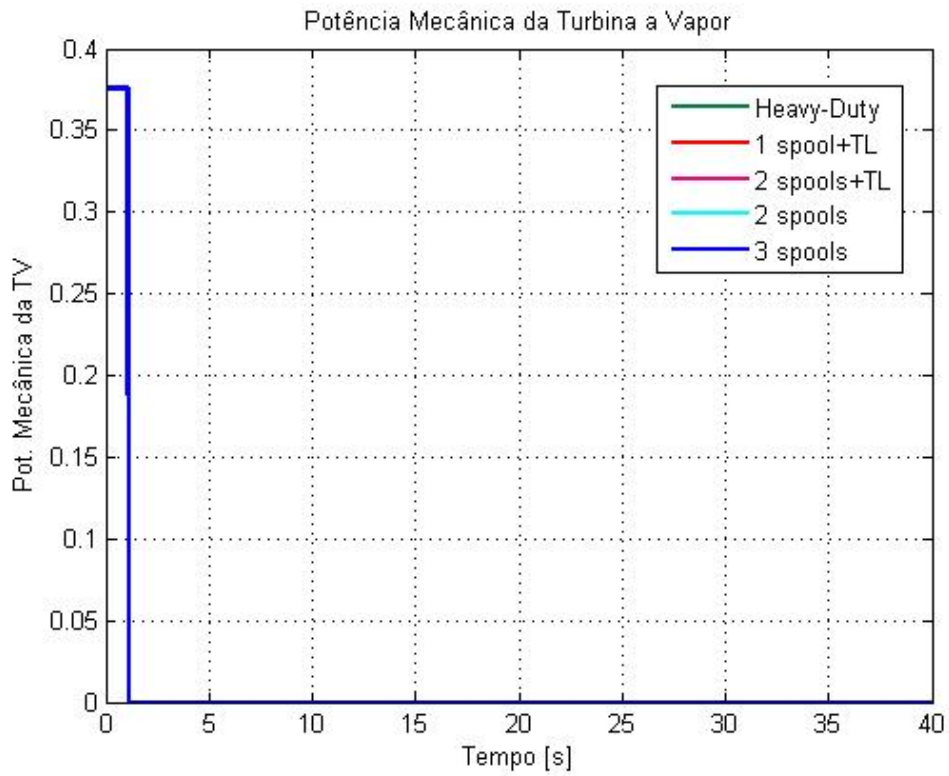


Figura 9.117 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

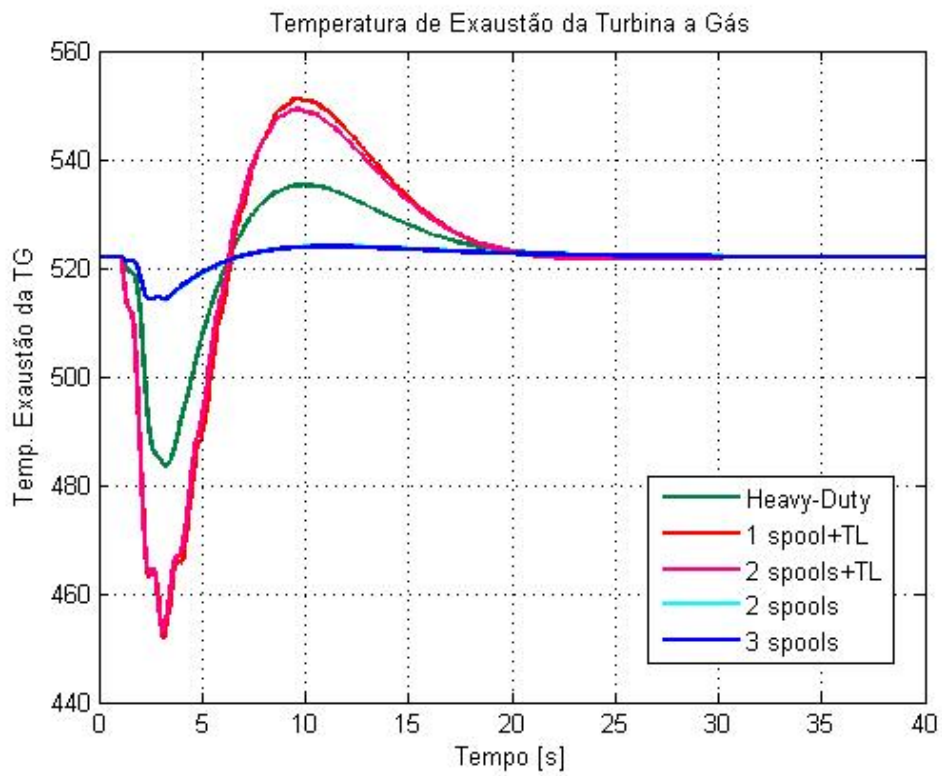


Figura 9.118 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

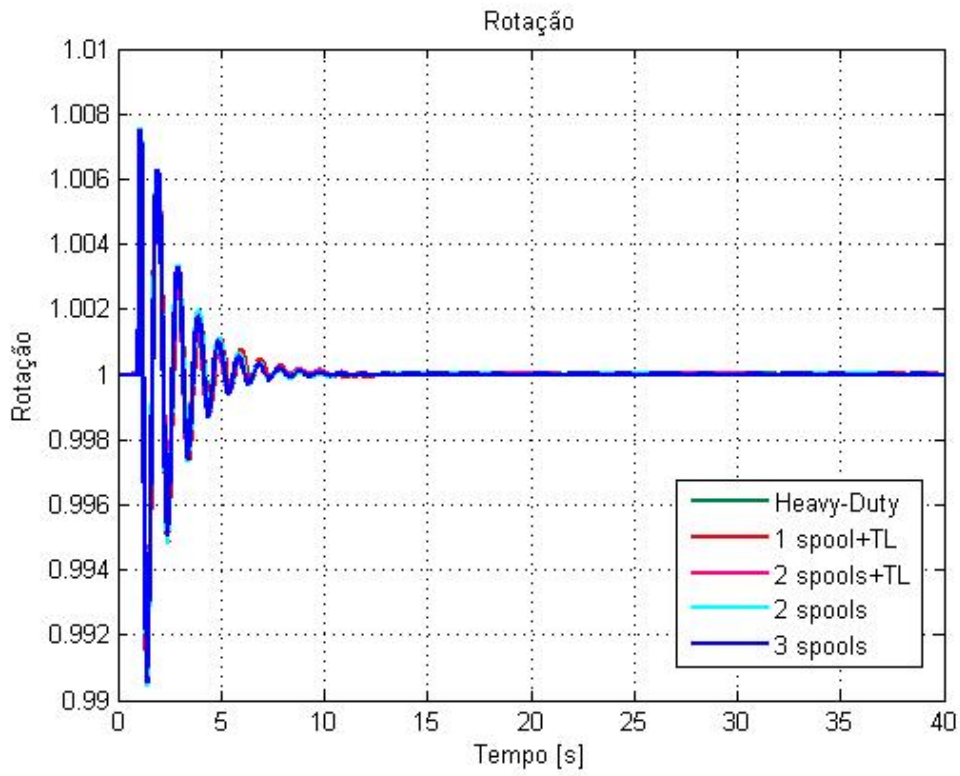


Figura 9.119 – Rotação.

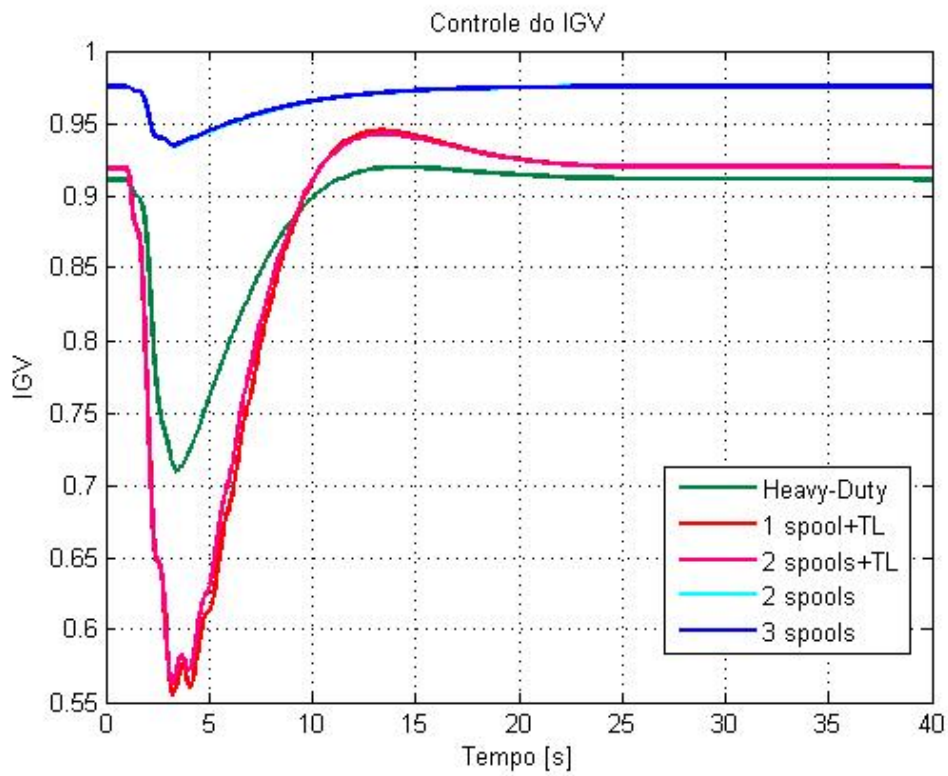


Figura 9.120 – Controle do IGV.

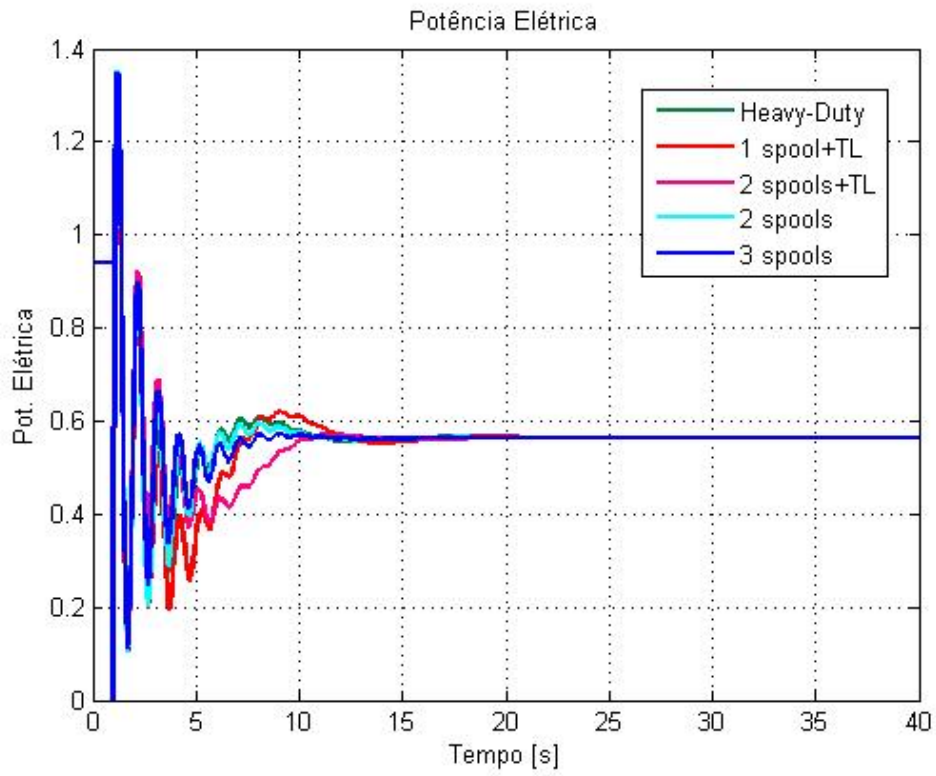


Figura 9.121 – Potência Elétrica.

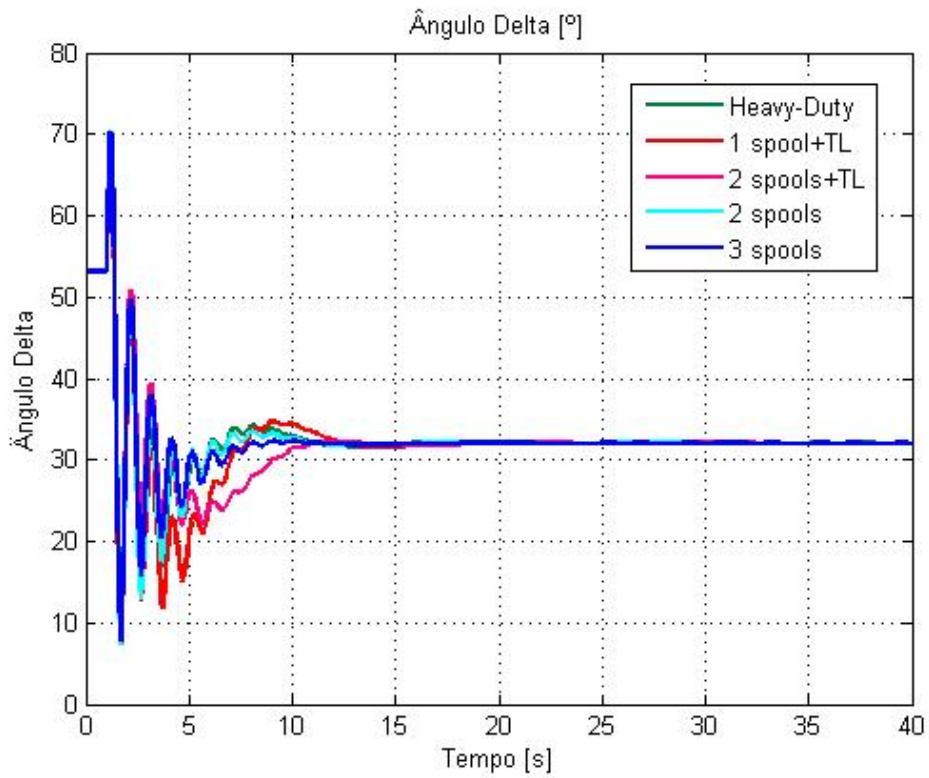


Figura 9.122 – Ângulo Delta.

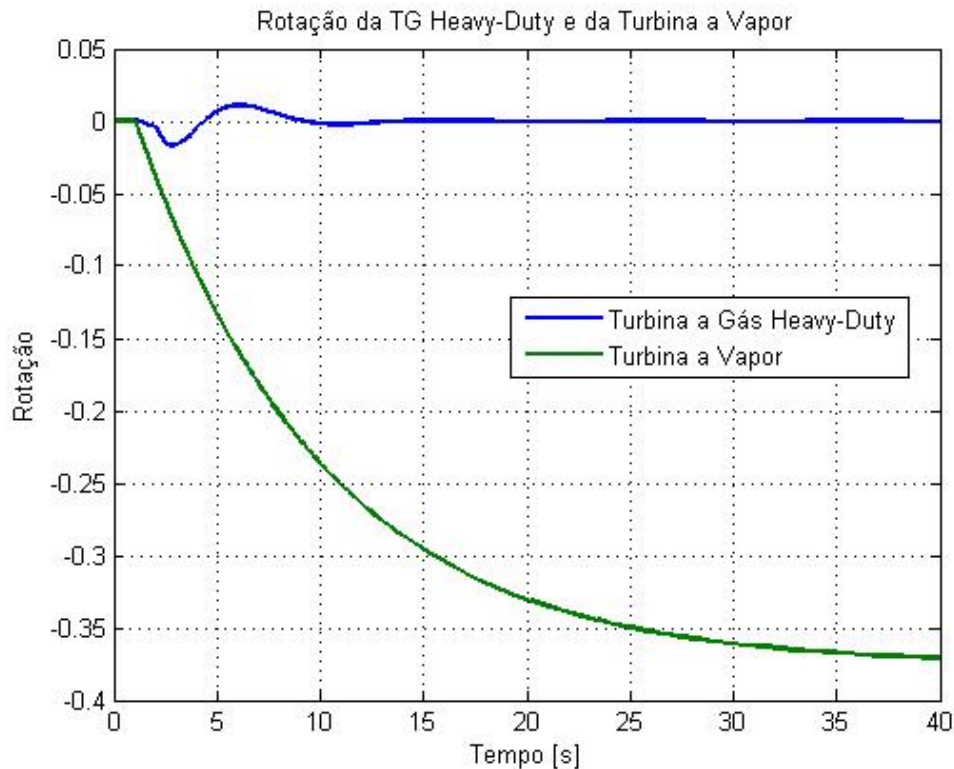


Figura 9.123 – Variação na Rotação da Turbina a Gás *Heavy-Duty* e da Turbina a Vapor.

Os resultados mostram que os comportamentos das diversas configurações são bastante semelhantes. Verifica-se que a temperatura de exaustão e o controle do VIGV das turbinas a gás aeroderivativas tradicionais apresentam oscilações maiores do que as observadas para as turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas avançadas. Observa-se entre as configurações analisadas que a turbina a gás aeroderivativa com três *spools* apresenta as menores oscilações. Vale ressaltar que as turbinas aeroderivativas avançadas apresentam respostas um pouco mais rápidas do que aquelas observadas para as demais configurações.

9.2.5. Análise comparativa entre as turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft*, inseridas em um sistema radial máquina/barramento infinito, com e sem a presença do *clutch*

Neste item são feitas análises comparativas para cada uma das configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas,

com e sem a presença do *clutch*, inseridas em um sistema radial máquina x barramento infinito, conforme diagrama apresentado na Figura 9.2. Como perturbação, é admitida a perda temporária, durante 0,1 [s], de uma das duas linhas de transmissão que conectam a máquina síncrona ao barramento infinito.

- **Turbina a Gás *Heavy-Duty***

Nesta análise é considerada a turbina a gás *heavy-duty*, com e sem a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.124 e a Figura 9.125 apresentam, respectivamente, a potência elétrica (pu) e o ângulo delta (graus).

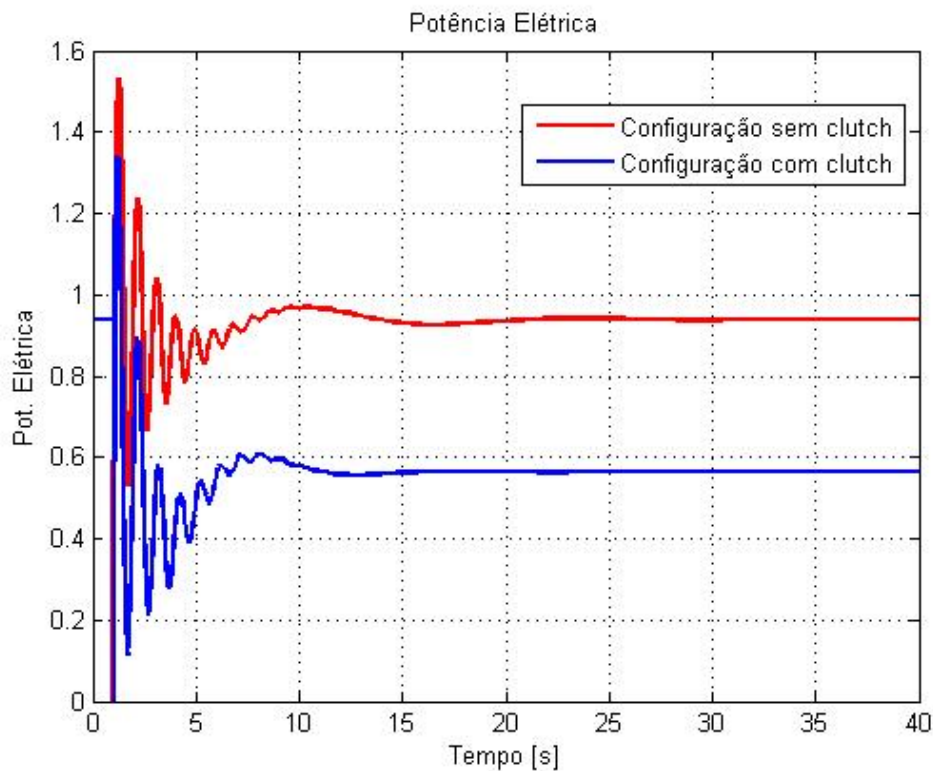


Figura 9.124 – Potência Elétrica.

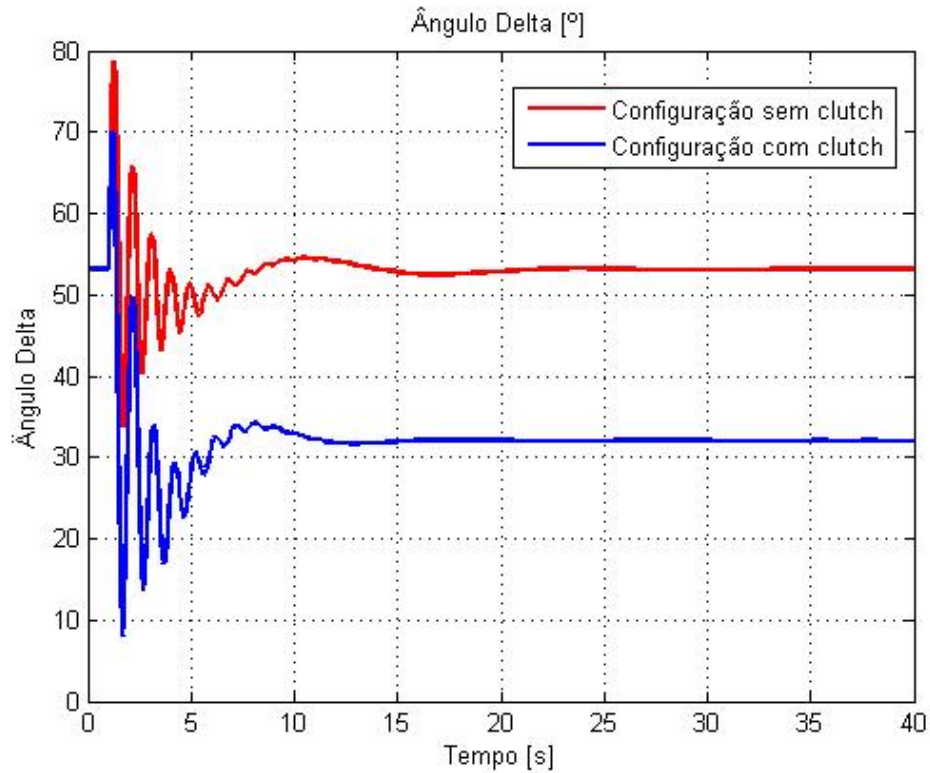


Figura 9.125 – Ângulo Delta.

- **Turbina a Gás Aeroderivativa – *Spool* Simples e Turbina Livre**

Nesta análise é considerada a turbina a gás aeroderivativa com *spool* simples e turbina livre, com e sem a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.126 e a Figura 9.127 apresentam, respectivamente, a potência elétrica (pu) e o ângulo delta (graus).

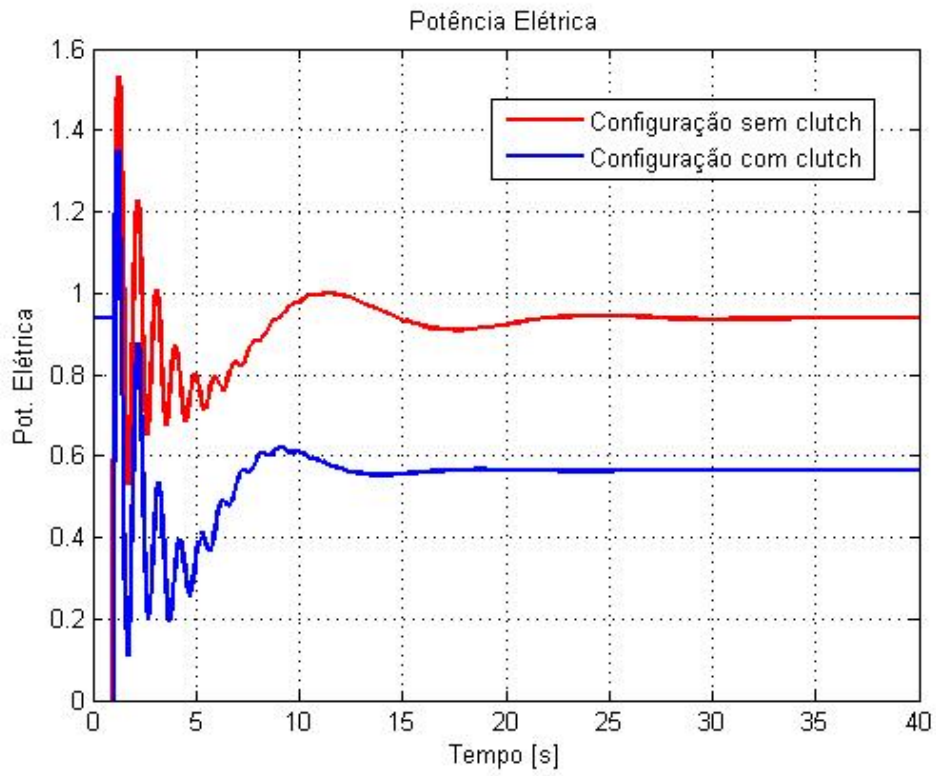


Figura 9.126 – Potência Elétrica.

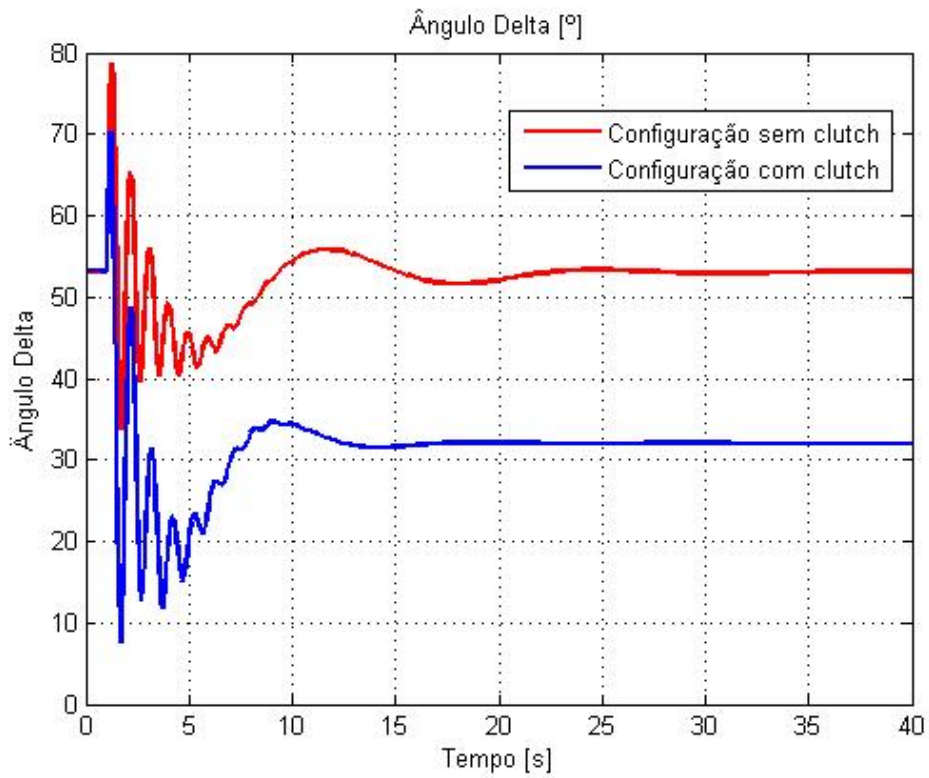


Figura 9.127 – Ângulo Delta.

- **Turbina a Gás Aeroderivativa – Dois *Spools* e Turbina Livre**

Nesta análise é considerada a turbina a gás aeroderivativa com dois *spools* e turbina livre, com e sem a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.128 e a Figura 9.129 apresentam, respectivamente, a potência elétrica (pu) e o ângulo delta (graus).

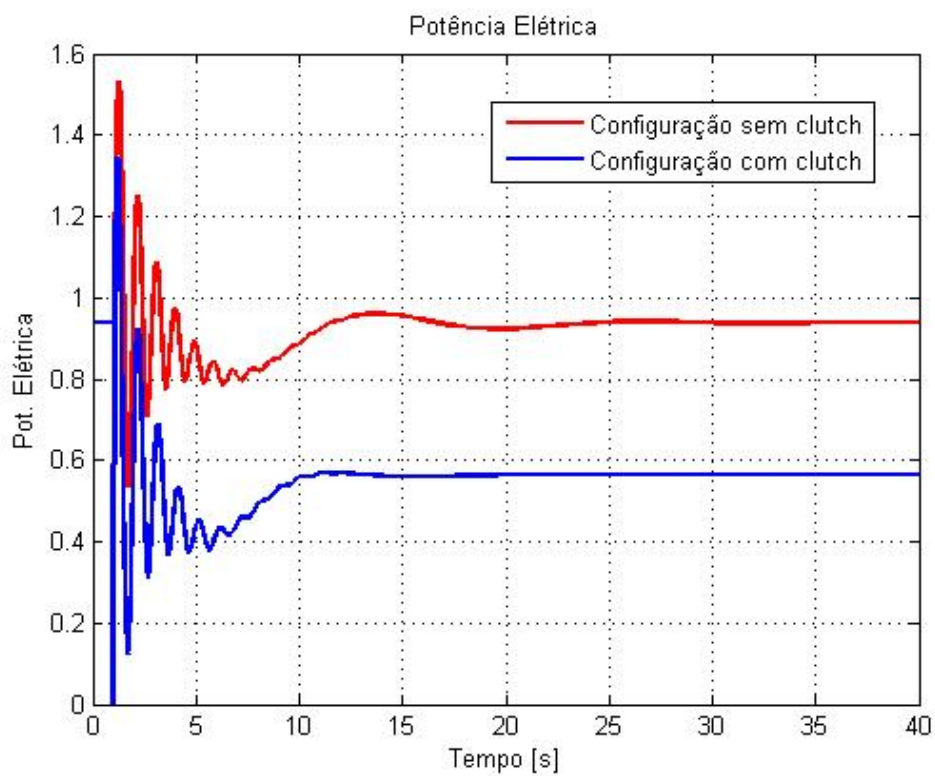


Figura 9.128 – Potência Elétrica.

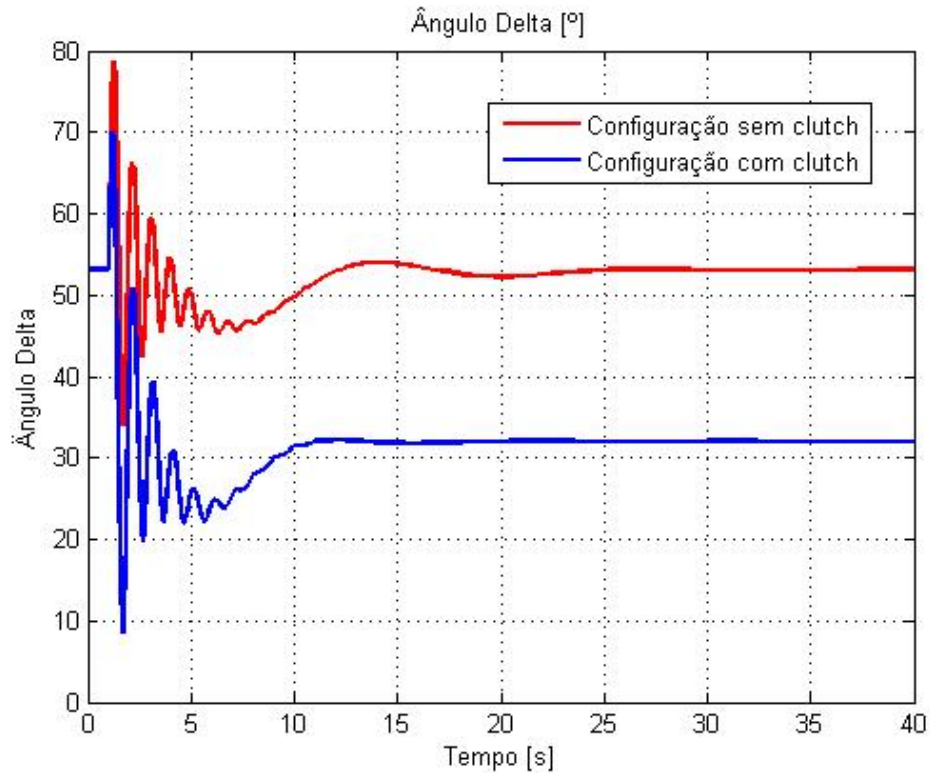


Figura 9.129 – Ângulo Delta.

- **Turbina a Gás Aeroderivativa – Dois *Spools***

Nesta análise é considerada a turbina a gás aeroderivativa com dois *spools*, com e sem a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.130 e a Figura 9.131 apresentam, respectivamente, a potência elétrica (pu) e o ângulo delta (graus).

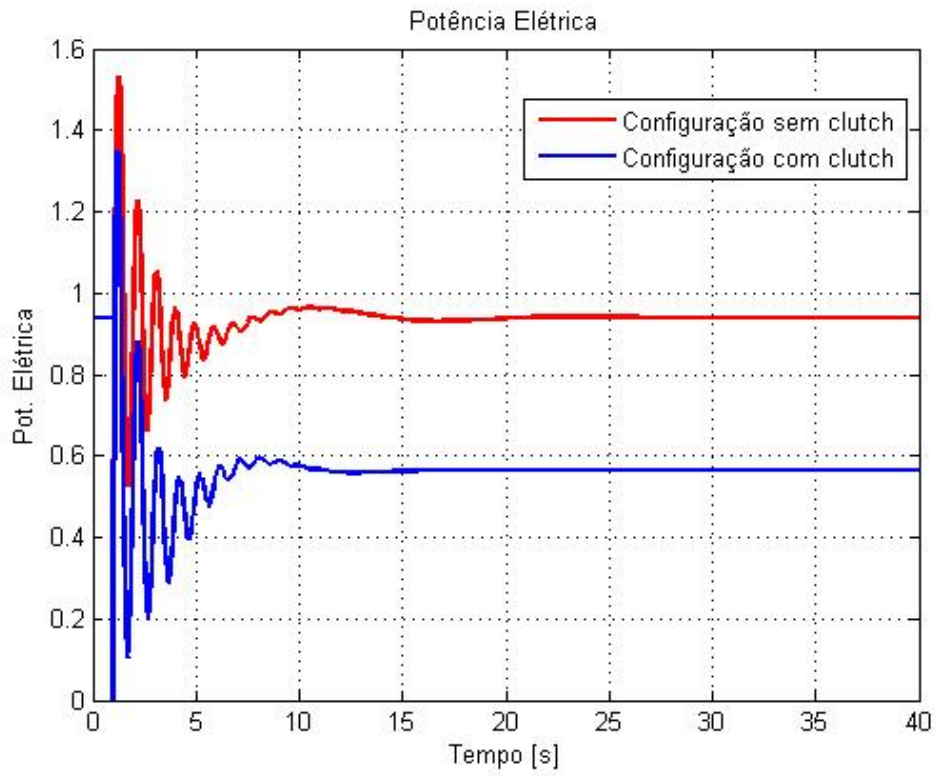


Figura 9.130 – Potência Elétrica.

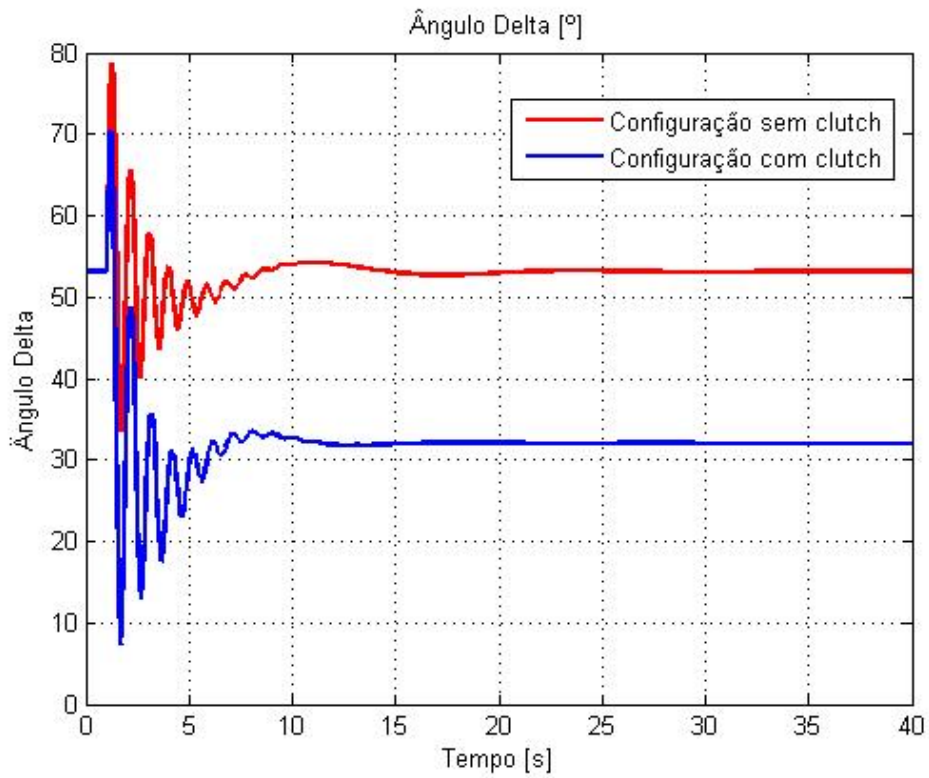


Figura 9.131 – Ângulo Delta.

- **Turbina a Gás Aeroderivativa – Três *Spools***

Nesta análise é considerada a turbina a gás aeroderivativa com três *spools*, com e sem a presença do *clutch*, inserida no sistema radial máquina/barramento infinito, e com a perda temporária de uma linha de transmissão.

A Figura 9.132 e a Figura 9.133 apresentam, respectivamente, a potência elétrica (pu) e o ângulo delta (graus).

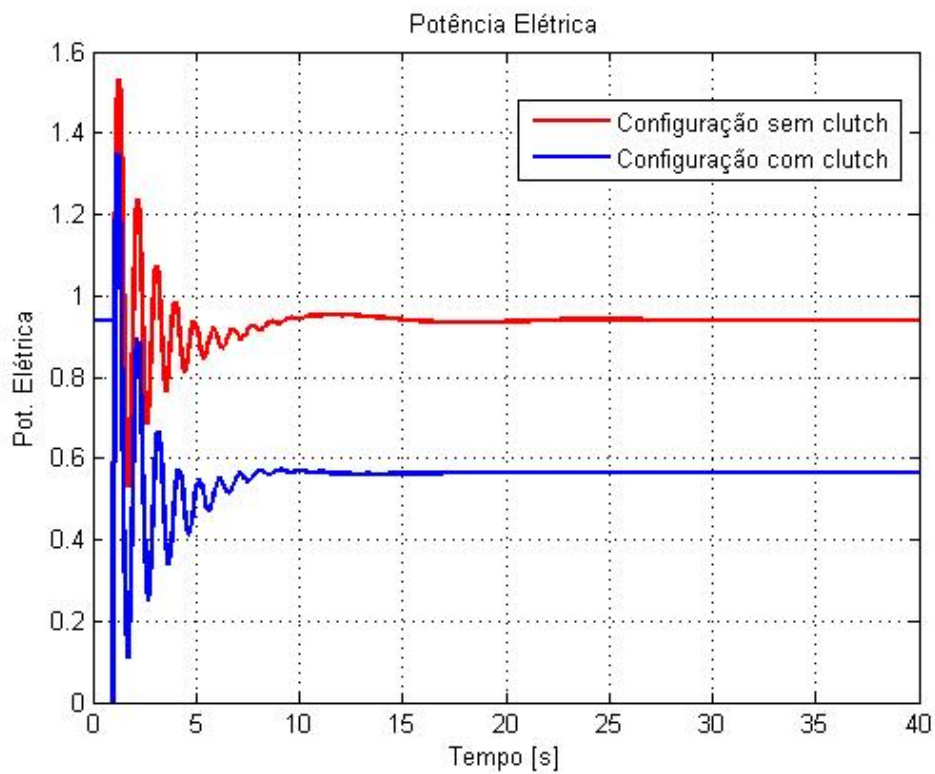


Figura 9.132 – Potência Elétrica.

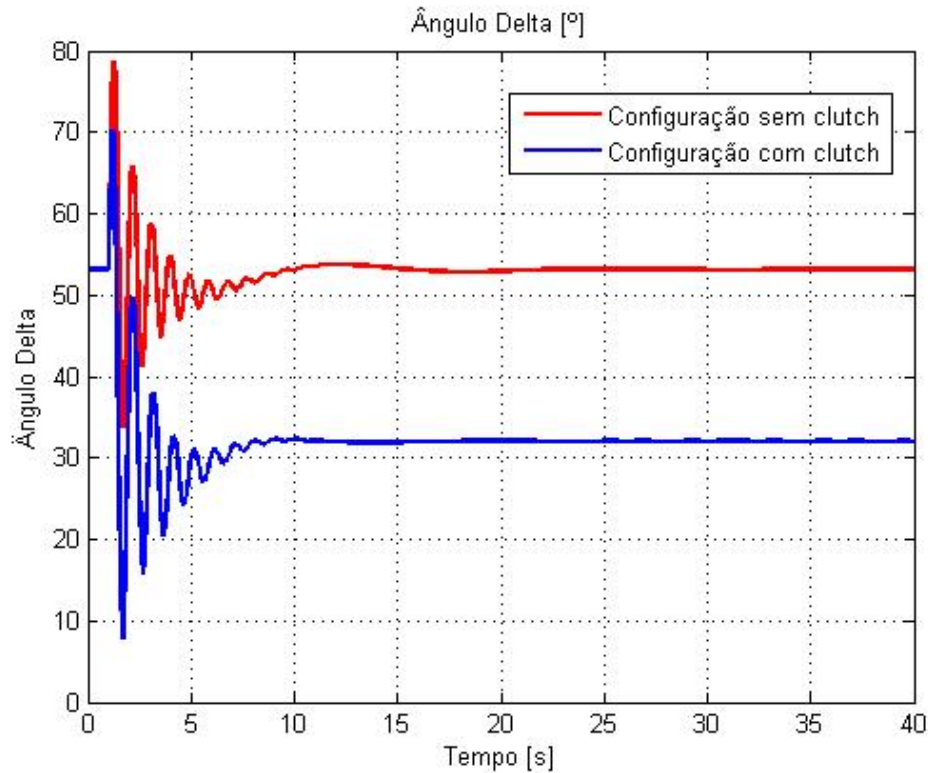


Figura 9.133 – Ângulo Delta.

Os resultados mostram que as configurações analisadas com a presença do *clutch* apresentam respostas um pouco mais rápidas do que aquelas observadas para as configurações sem a presença do *clutch*. Observa-se que a atuação do *clutch* promove uma redução da potência elétrica gerada, evidenciando sua atuação como um esquema de alívio de geração.

9.3. Sistema com 49 barras – Sistema *Brazilian Birds* (SBB)

Para as simulações realizadas neste item utilizou-se o sistema teste *Brazilian Birds* (SBB) cujos dados, parâmetros característicos e diagrama unifilar estão apresentados no Anexo deste trabalho.

O sistema *Brazilian Birds* é um sistema fictício composto de duas áreas, denominadas áreas A e B, interligadas através de linhas de transmissão em 440 kV, cujos dados e parâmetros são reais.

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.

O ciclo combinado inserido no Sistema *Brazilian Birds* está representado por uma planta composta por uma turbina a gás e uma turbina térmica a vapor acionando um único gerador elétrico, configuração (1.1.1). A mesma é implementada no barramento de Sabiá.

Para este sistema são realizadas análises comparativas entre as configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft* com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas, sem a presença do *clutch*, em regime permanente, e admitindo-se perturbações como: elevação de potência de 40 MW e redução de potência de 40 MW, ambas na barra de Sabiá do Sistema SBB.

- **Regime Permanente**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as configurações aeroderivativas (tradicional e avançada), no sistema SBB, sem perturbação.

A Figura 9.134, a Figura 9.135, a Figura 9.136, a Figura 9.137, a Figura 9.138, a Figura 9.139, a Figura 9.140, a Figura 9.141 e a Figura 9.142 apresentam, respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), o controle do *VIGV* (pu), o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu), a saída do seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu), a potência mecânica de Sabiá (MW) e a frequência de Sabiá (Hz).

- Turbina a Gás *Heavy-Duty*
- Turbina a Gás Aeroderivativa Tradicional
- Turbina a Gás Aeroderivativa Avançada

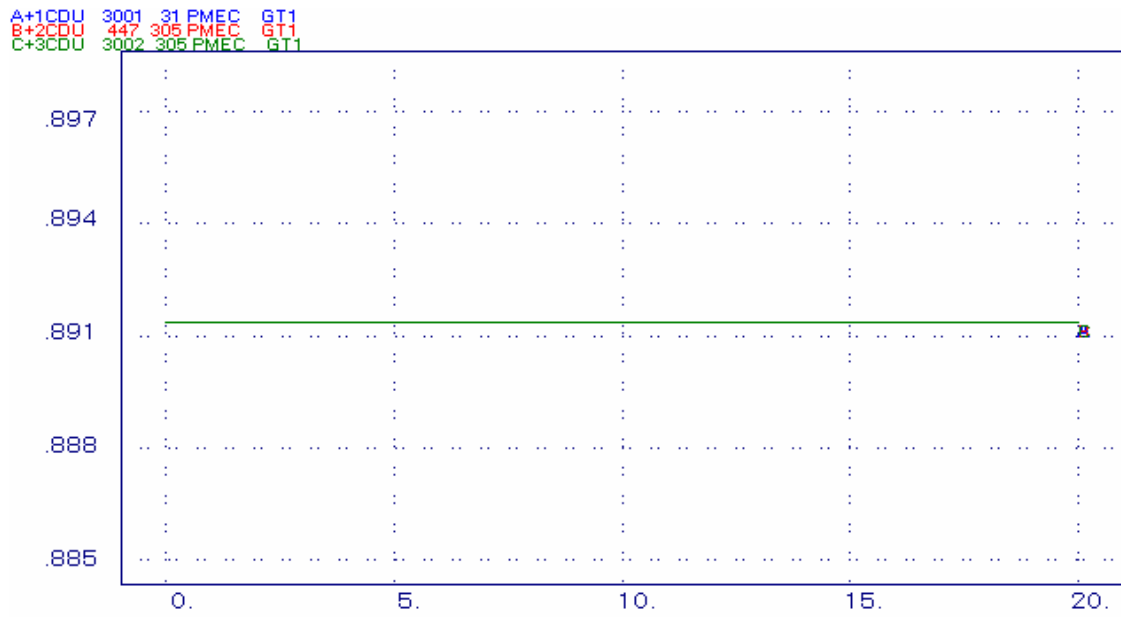


Figura 9.134 – Potência Mecânica Total.

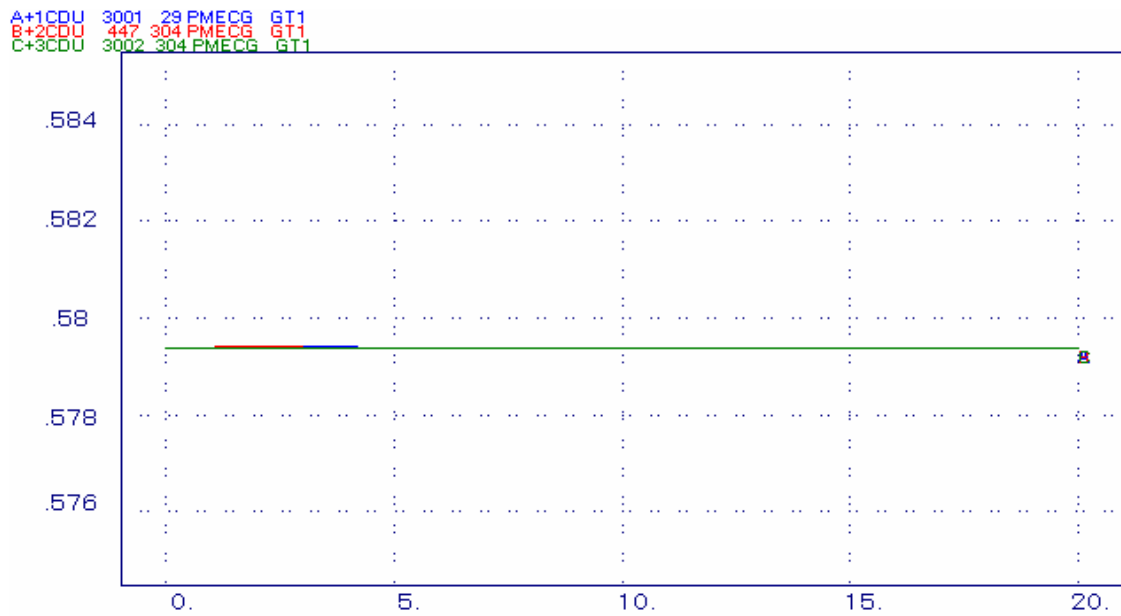


Figura 9.135 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

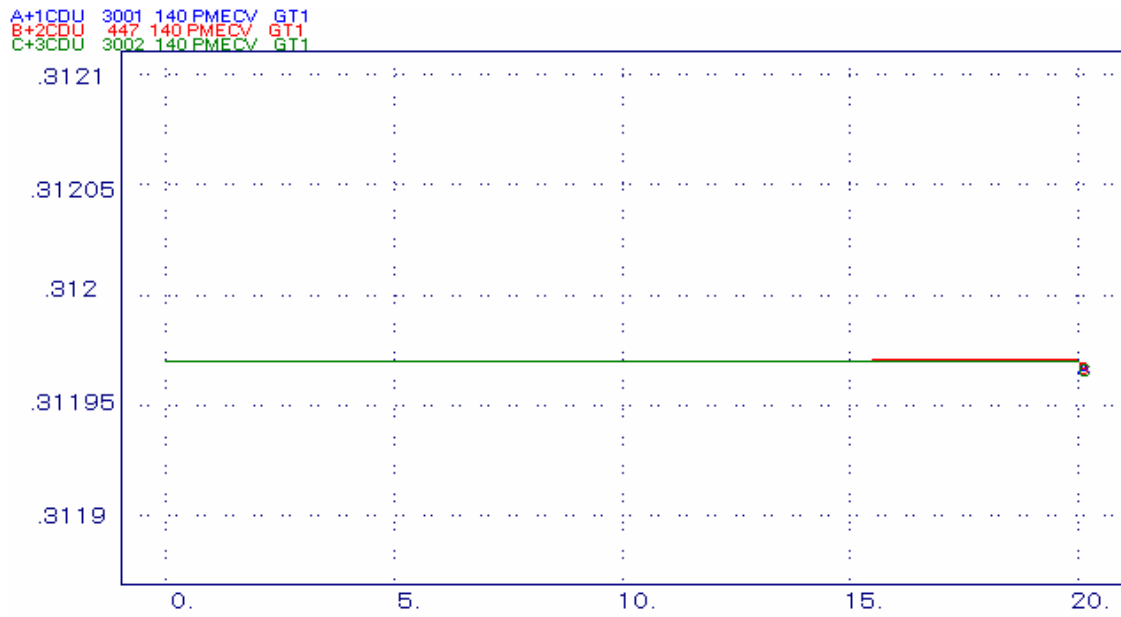


Figura 9.136 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

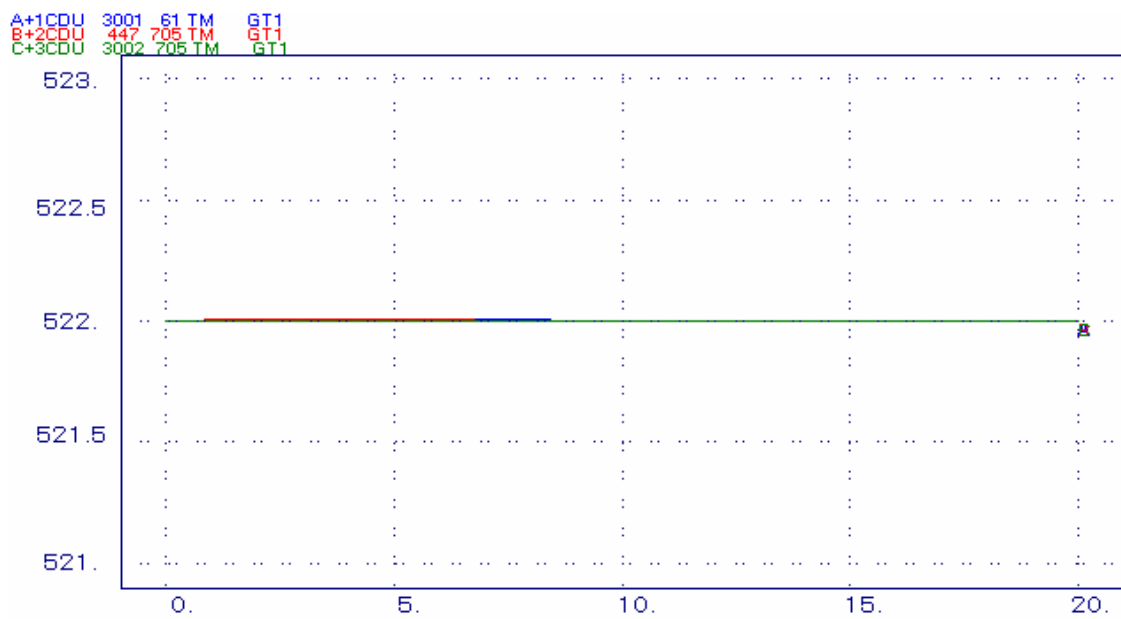


Figura 9.137 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

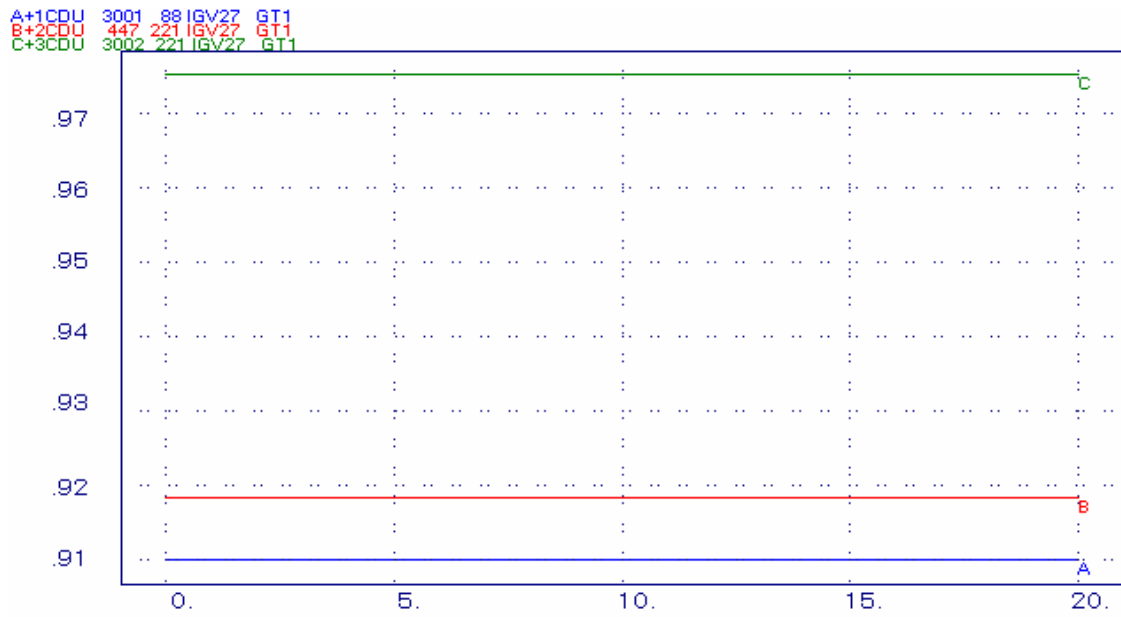


Figura 9.138 – Controle do IGV.

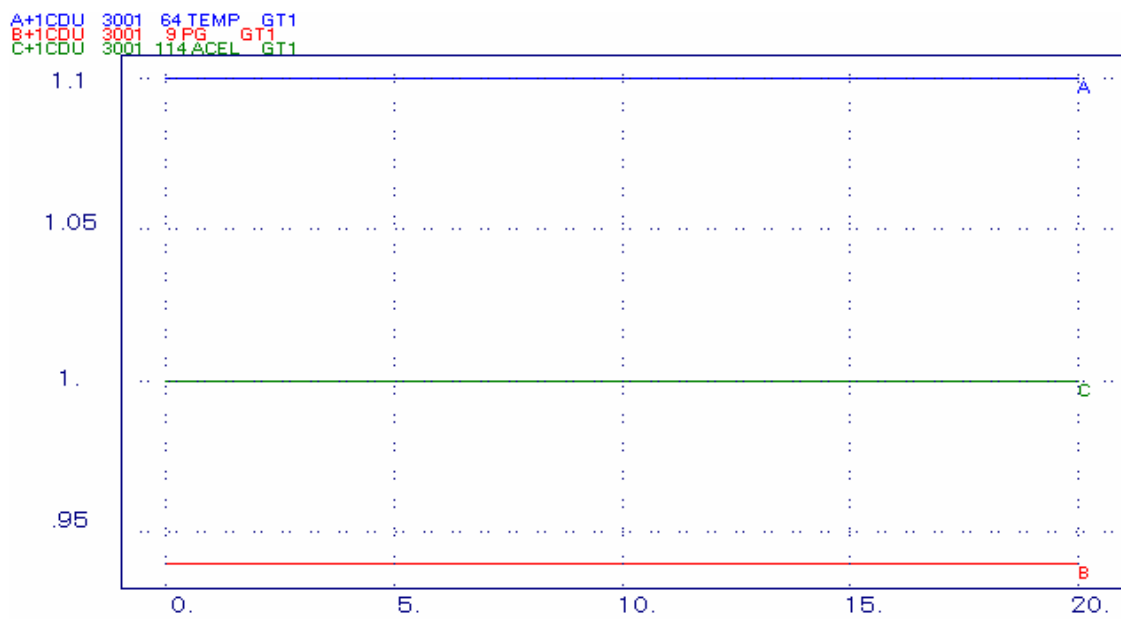


Figura 9.139 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

A+1CDU 3001 10 VCE GT1

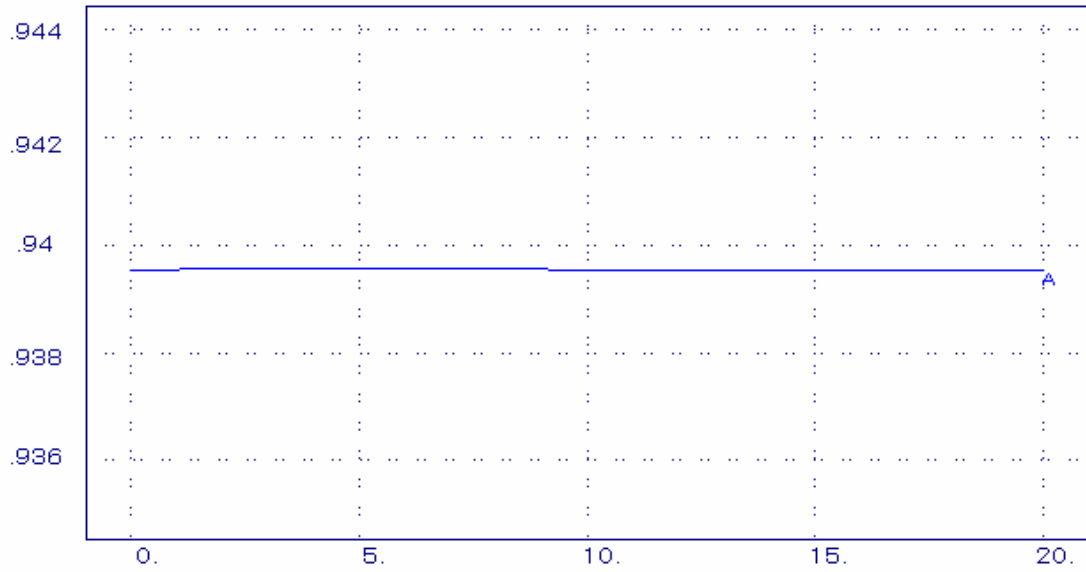


Figura 9.140 – Saída do Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

A+1PMEC 11 10 SABIA---3GR
 B+2PMEC 11 10 SABIA---3GR
 C+3PMEC 11 10 SABIA---3GR

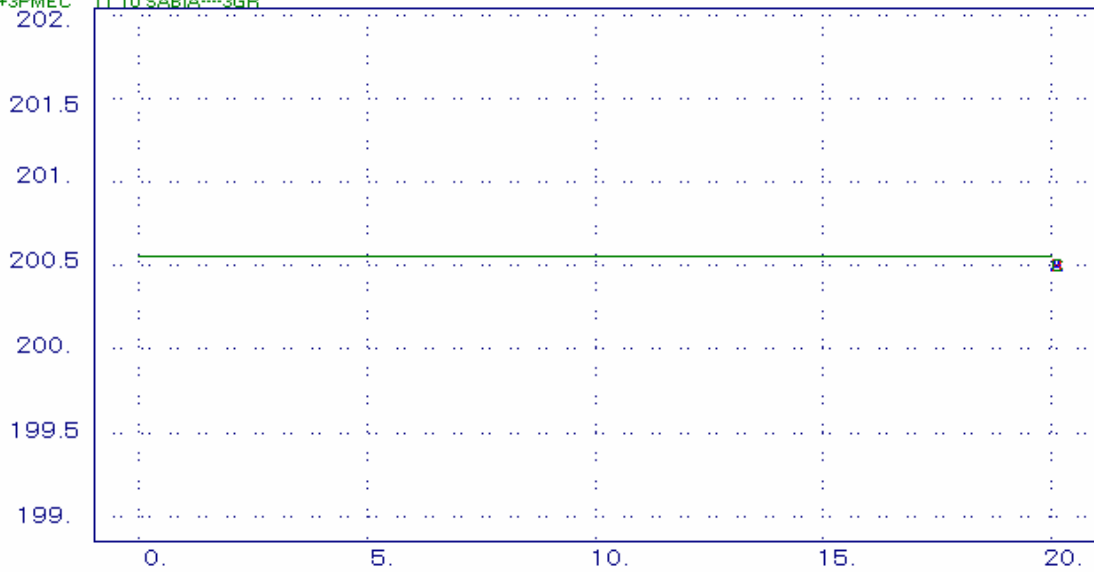


Figura 9.141 – Potência Mecânica de Sabiá.

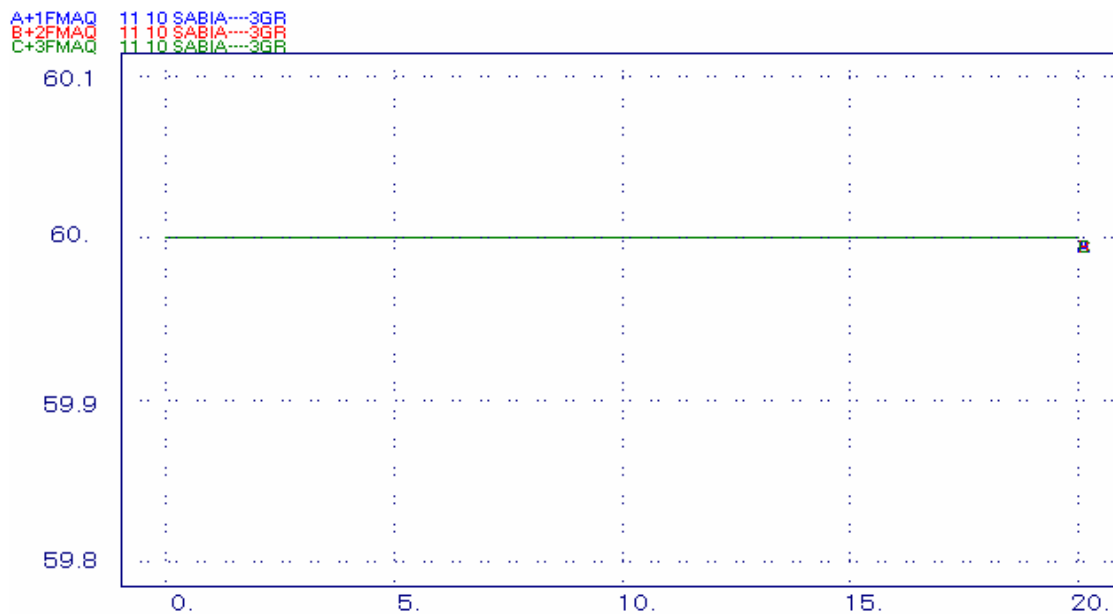


Figura 9.142 – Frequência de Sabiá.

Como não houve variação de potência no sistema, observa-se que a potência mecânica total, a potência mecânica da turbina a gás e a potência mecânica da turbina a vapor permanecem constantes (Figura 9.134, Figura 9.135 e Figura 9.136). A temperatura de exaustão da turbina a gás também permanece constante, como pode ser visto na Figura 9.137. Na Figura 9.138 verifica-se que não houve atuação do *VIGV*. Os sinais dos controles de velocidade, temperatura e aceleração da turbina a gás *heavy-duty*, admitidos como entrada no bloco referente ao seletor de valor mínimo, também permanecem constantes (Figura 9.139). Da mesma forma, não se verifica variação na saída do seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (Figura 9.140), na potência mecânica de Sabiá (Figura 9.141) e na frequência de Sabiá (Figura 9.142).

- **Elevação de Potência de 40 MW**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as configurações aeroderivativas (tradicional e avançada), no sistema SBB, com elevação de potência de 40 MW (correspondente a 3,3% da carga total do sistema).

A Figura 9.143, a Figura 9.144, a Figura 9.145, a Figura 9.146, a Figura 9.147, a Figura 9.148, a Figura 9.149, a Figura 9.150 e a Figura 9.151 apresentam,

respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), o controle do *VIGV* (pu), o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu), a saída do seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu), a potência mecânica de Sabiá (MW) e a frequência de Sabiá (Hz).

- Turbina a Gás *Heavy-Duty*
- Turbina a Gás Aeroderivativa Tradicional
- Turbina a Gás Aeroderivativa Avançada

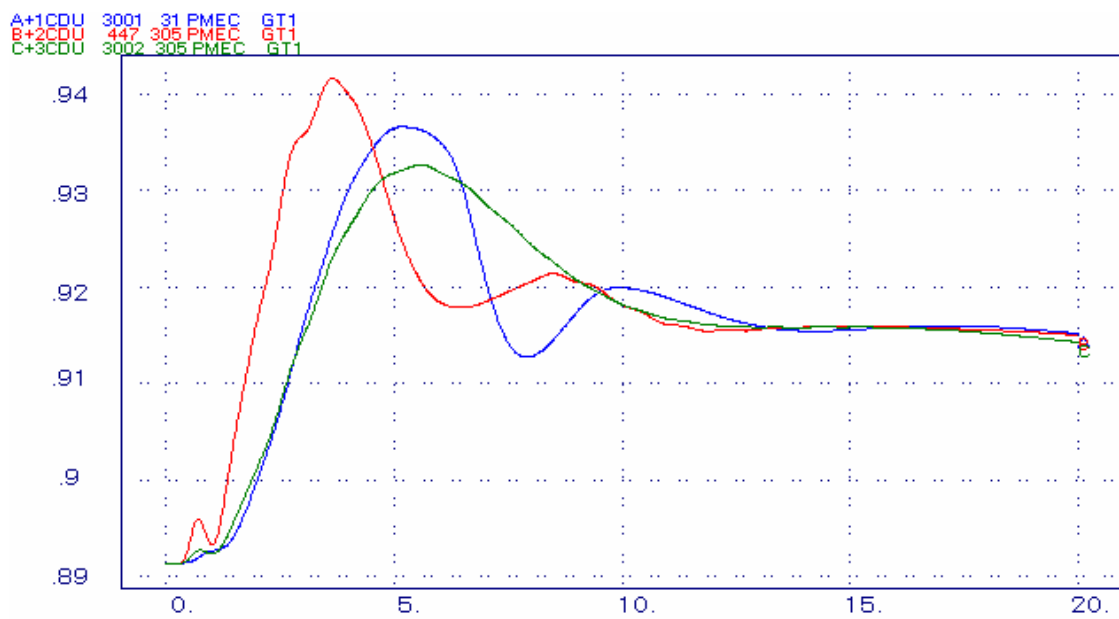


Figura 9.143 – Potência Mecânica Total.

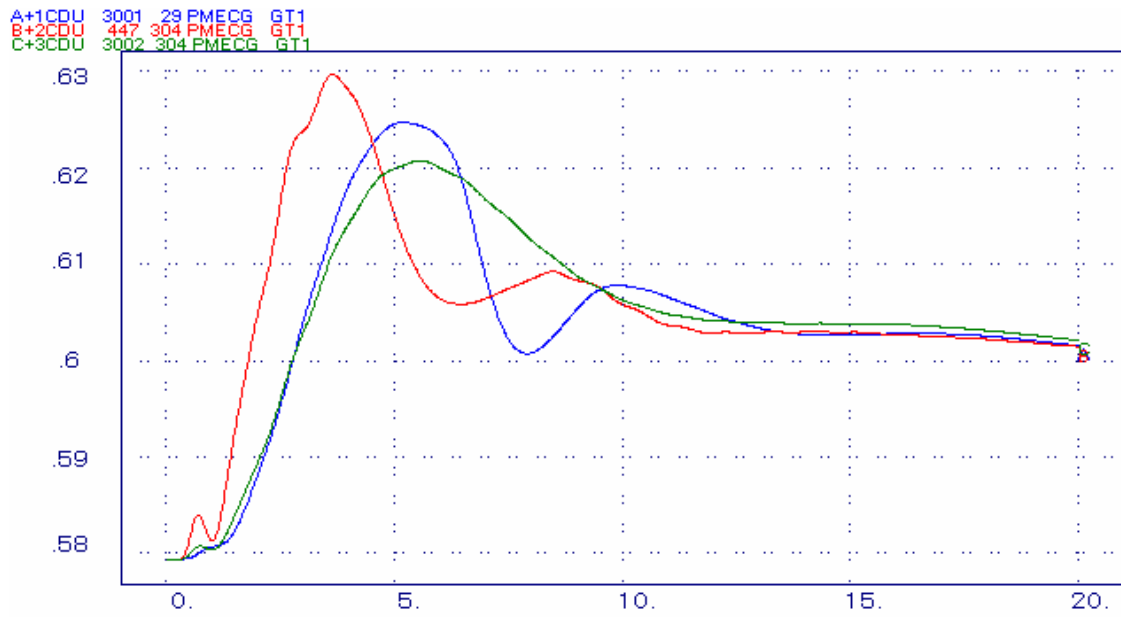


Figura 9.144 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

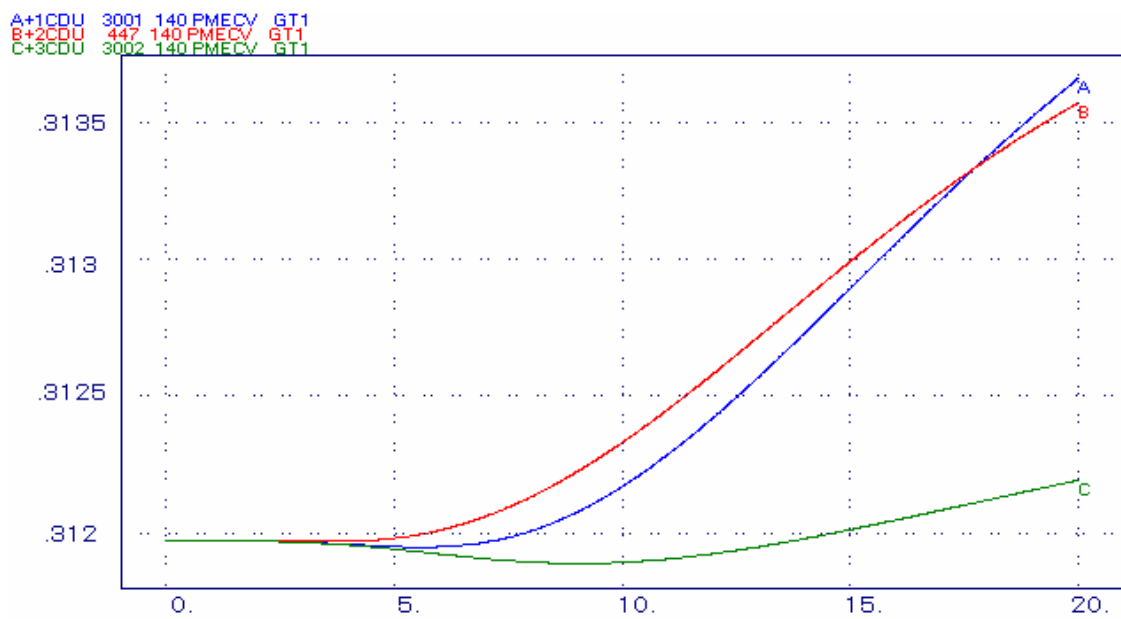


Figura 9.145 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

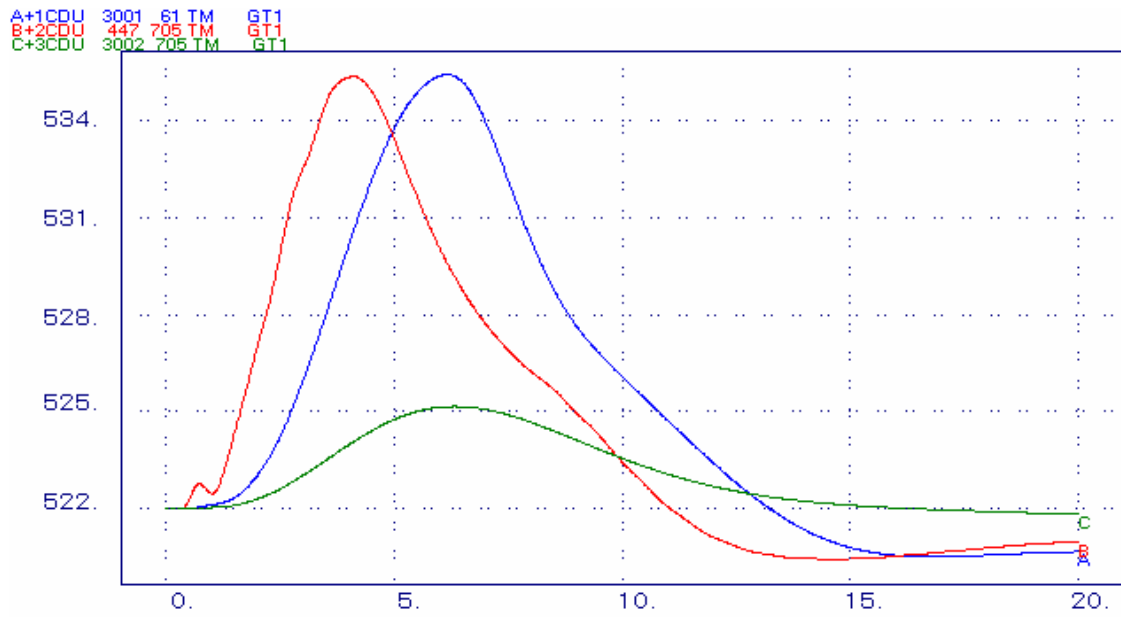


Figura 9.146 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

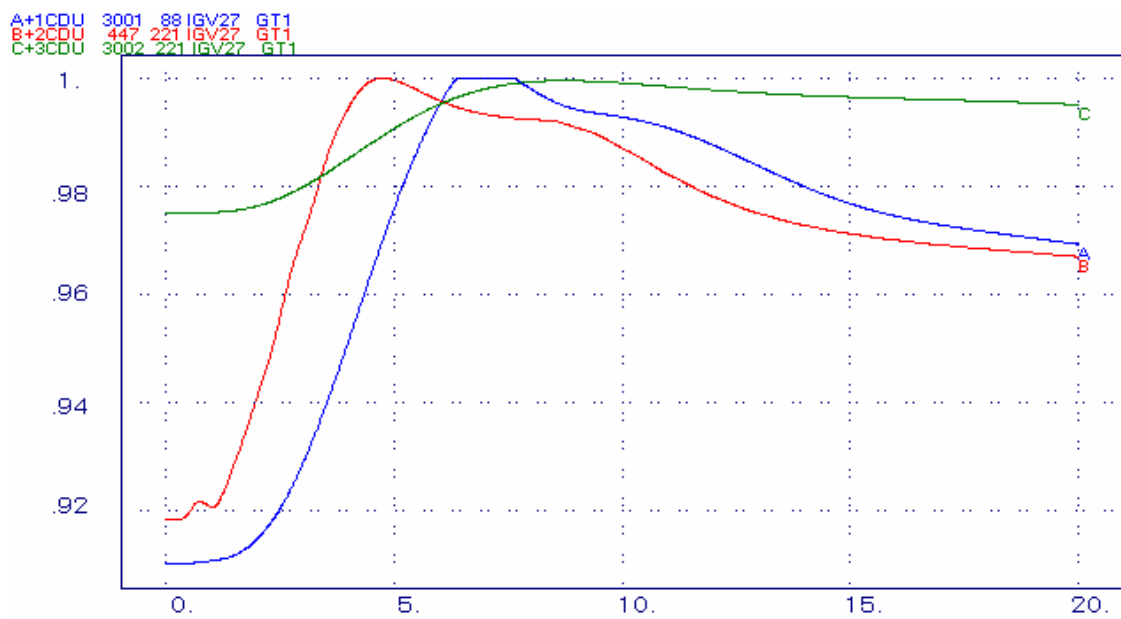


Figura 9.147 – Controle do IGV.

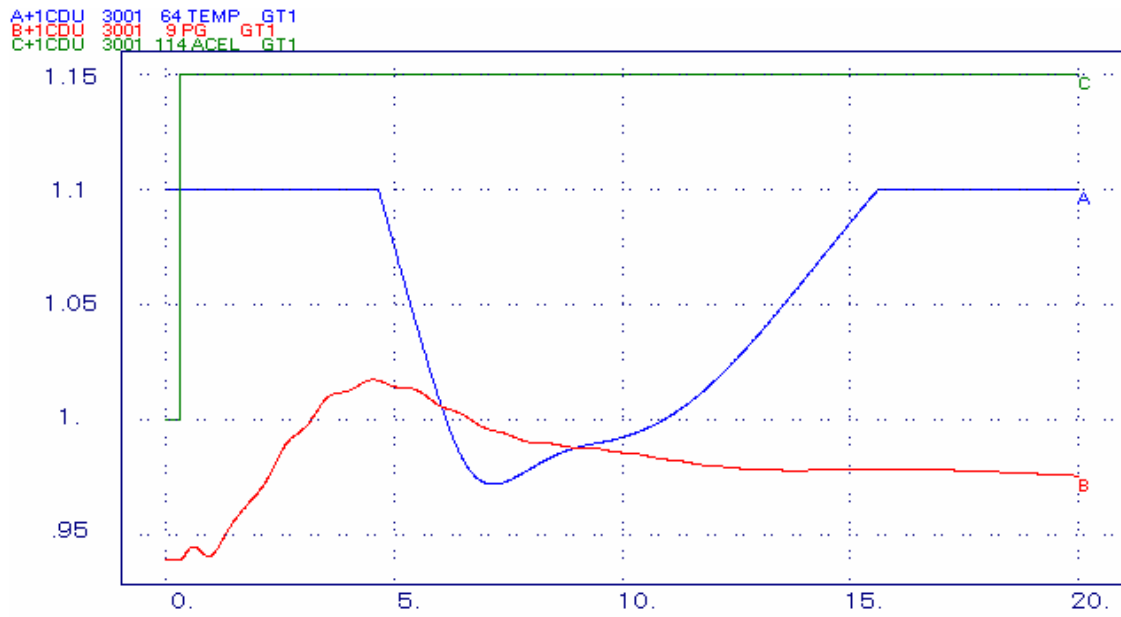


Figura 9.148 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

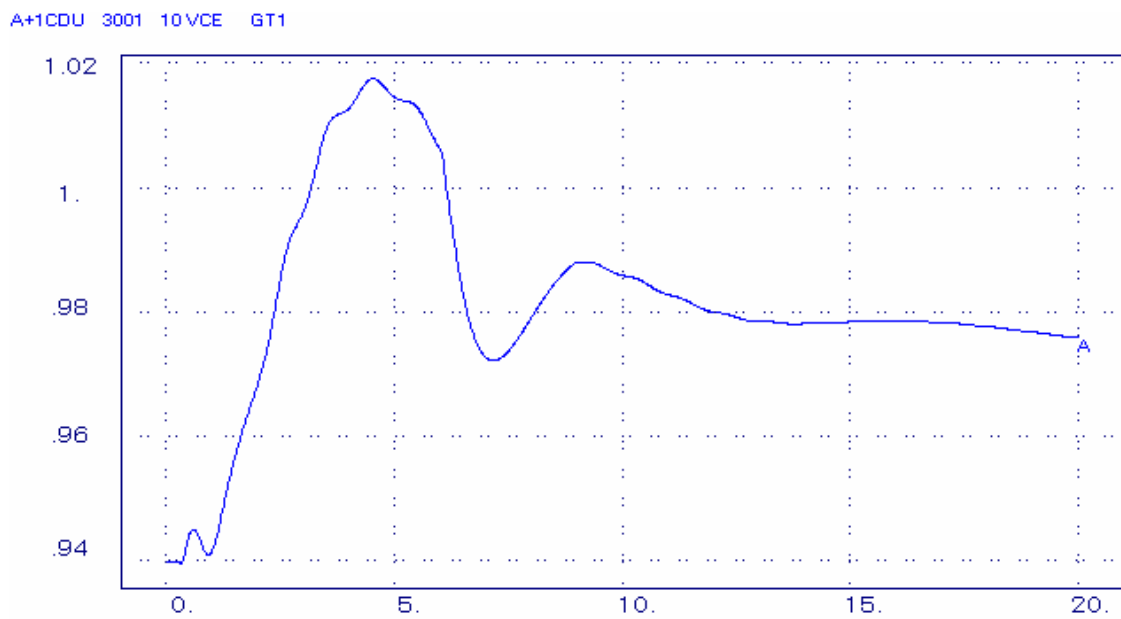


Figura 9.149 – Saída do Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

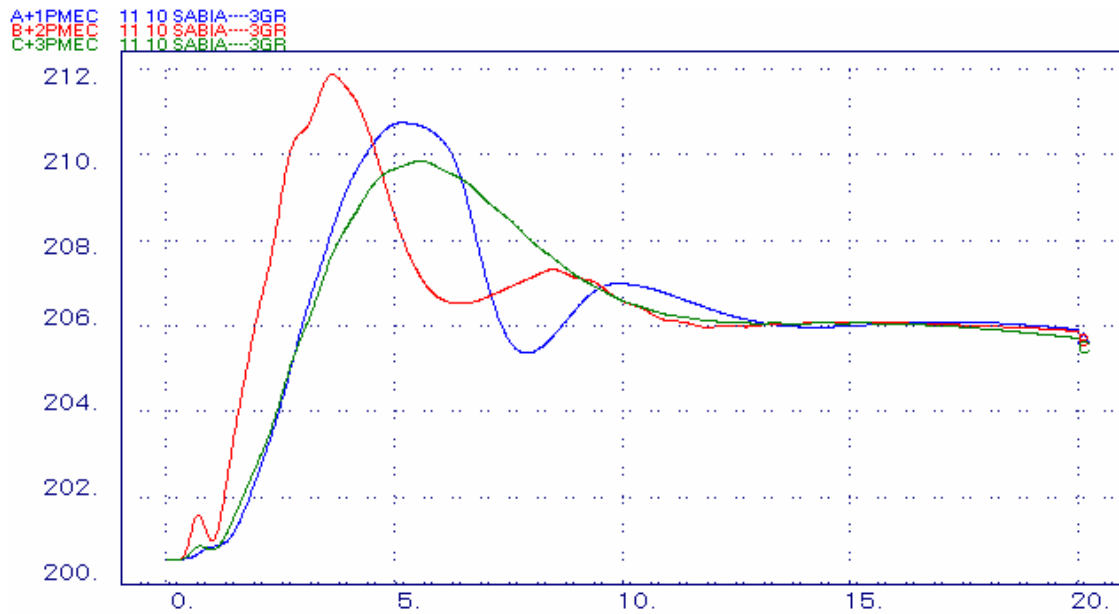


Figura 9.150 – Potência Mecânica de Sabiá.

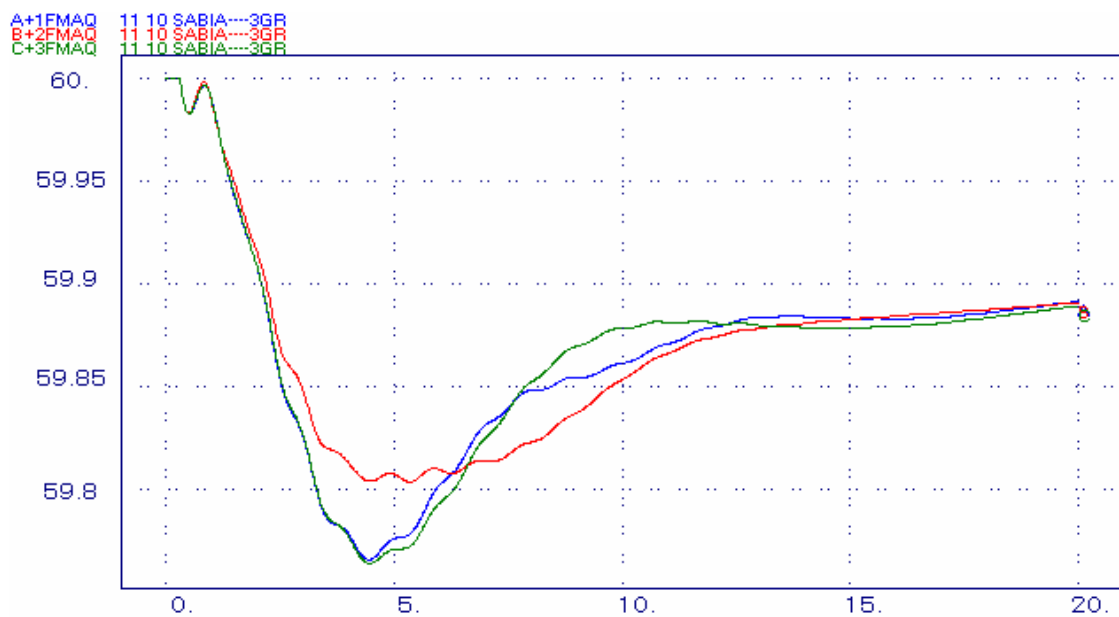


Figura 9.151 – Frequência de Sabiá.

A potência mecânica total e a potência mecânica da turbina a gás sofrem rápida elevação (Figura 9.143 e Figura 9.144), devido ao aumento súbito de potência no sistema e em seguida diminuem. Tal variação na potência gerada determina uma elevação inicial na temperatura de exaustão da turbina a gás (Figura 9.146). A ação rápida do *VIGV*, abrindo as pás móveis do compressor (Figura 9.147), promove redução na temperatura de exaustão, a qual alcança valores próximos dos nominais em regime

permanente. Como a turbina a gás sofre elevação de potência, a turbina a vapor também mostra este comportamento (Figura 9.145), só que de forma mais lenta, devido ao tempo de resposta da HRSG. Pode-se observar, na Figura 9.145, que inicialmente há uma leve redução na potência mecânica da turbina a vapor. Isto ocorre porque, além de depender do fluxo de gás da turbina a gás, a potência mecânica da unidade a vapor é também influenciada pela redução da rotação da turbina a gás. Na Figura 9.148, que apresenta a atuação dos controles de velocidade, temperatura e aceleração da turbina a gás *heavy-duty*, observa-se que o controle de velocidade é preponderante durante a maior parte do tempo, pois o seu sinal de resposta corresponde ao sinal de saída do seletor de valor mínimo (Figura 9.149). A potência mecânica de Sabiá sofre rápida elevação (Figura 9.150), e em seguida decresce. Já a frequência de Sabiá apresenta uma redução, mostrada na Figura 9.151.

- **Redução de Potência de 40 MW**

Nesta análise são consideradas as turbinas a gás *heavy-duty* e as configurações aeroderivativas (tradicional e avançada), no sistema SBB, com redução de potência de 40 MW (correspondente a 3,3% da carga total do sistema).

A Figura 9.152, a Figura 9.153, a Figura 9.154, a Figura 9.155, a Figura 9.156, a Figura 9.157, a Figura 9.158, a Figura 9.159 e a Figura 9.160 apresentam, respectivamente, a potência mecânica total (pu), a potência mecânica da turbina a gás (pu), a potência mecânica da turbina a vapor (pu), a temperatura de exaustão da turbina a gás (°C), o controle do *VIGV* (pu), o seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu), a saída do seletor de valor mínimo da turbina a gás *heavy-duty* (pu), a potência mecânica de Sabiá (MW) e a frequência de Sabiá (Hz).

- Turbina a Gás *Heavy-Duty*
- Turbina a Gás Aeroderivativa Tradicional
- Turbina a Gás Aeroderivativa Avançada

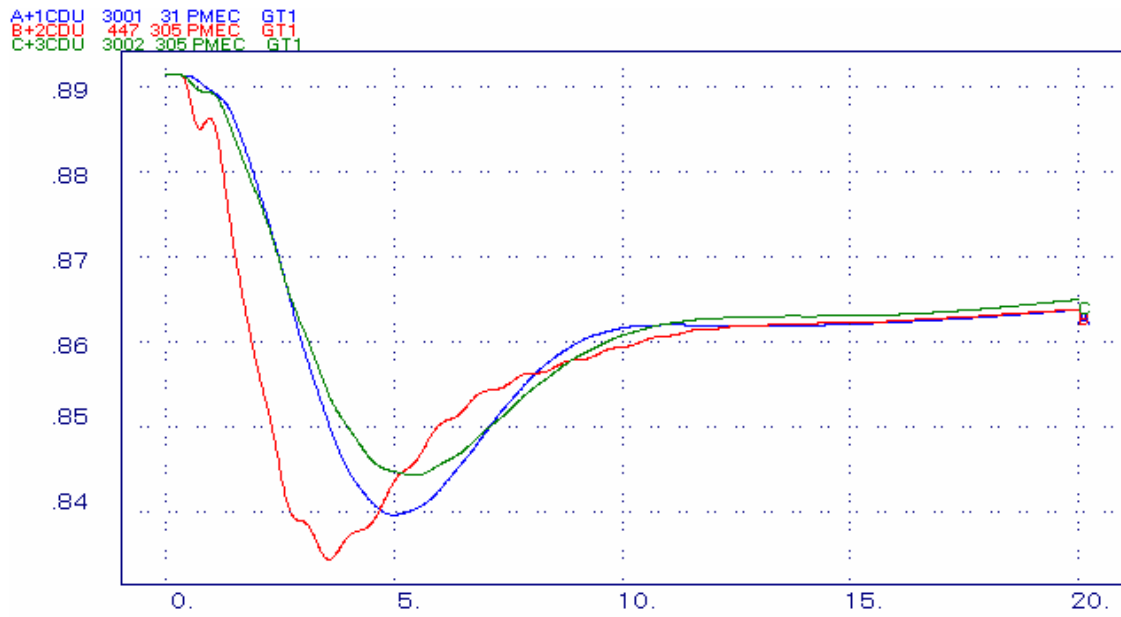


Figura 9.152 – Potência Mecânica Total.

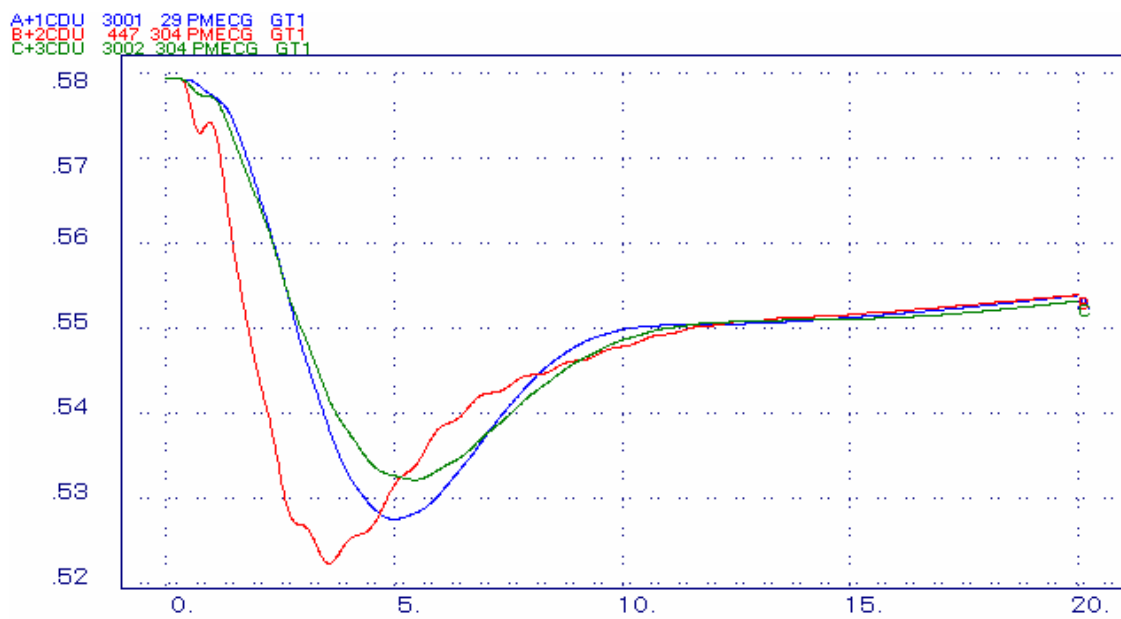


Figura 9.153 – Potência Mecânica da Turbina a Gás.

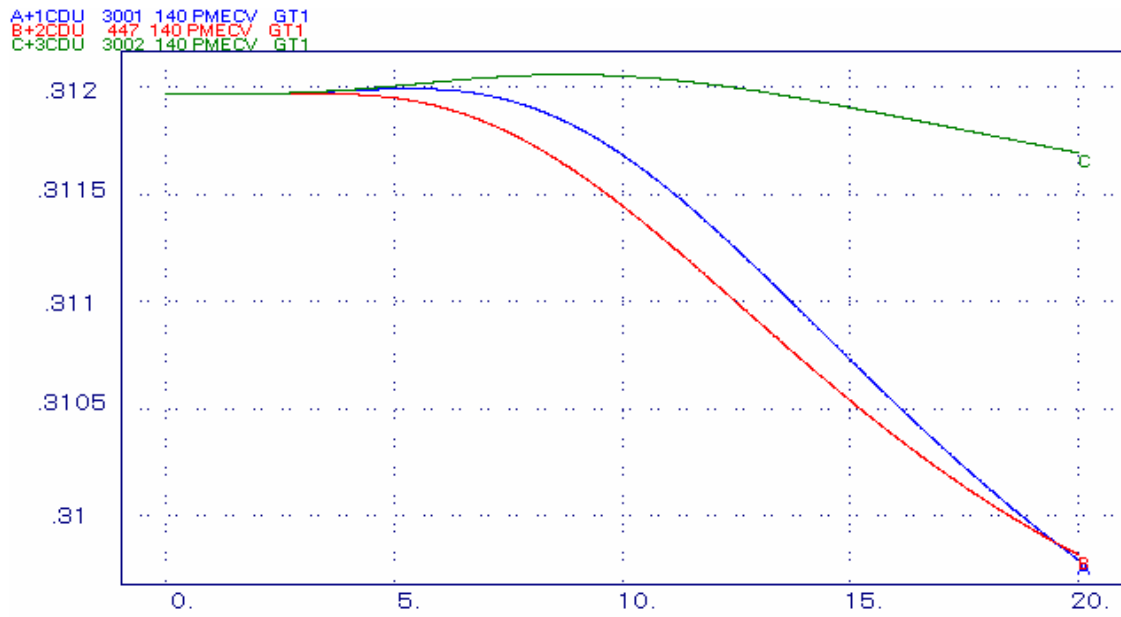


Figura 9.154 – Potência Mecânica da Turbina a Vapor.

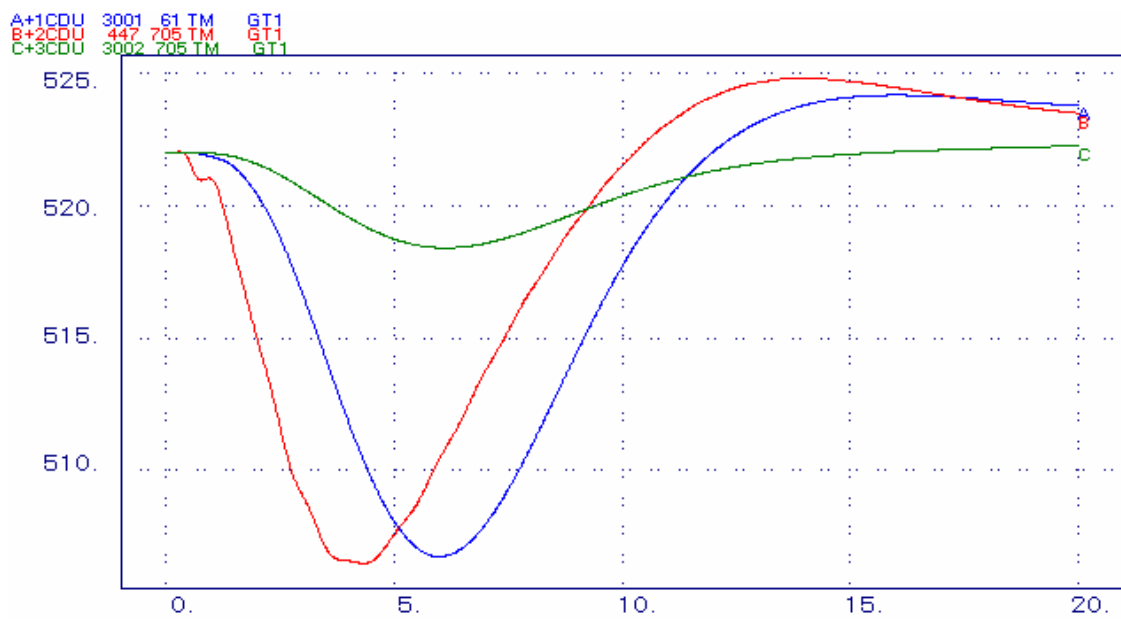


Figura 9.155 – Temperatura de Exaustão da Turbina a Gás.

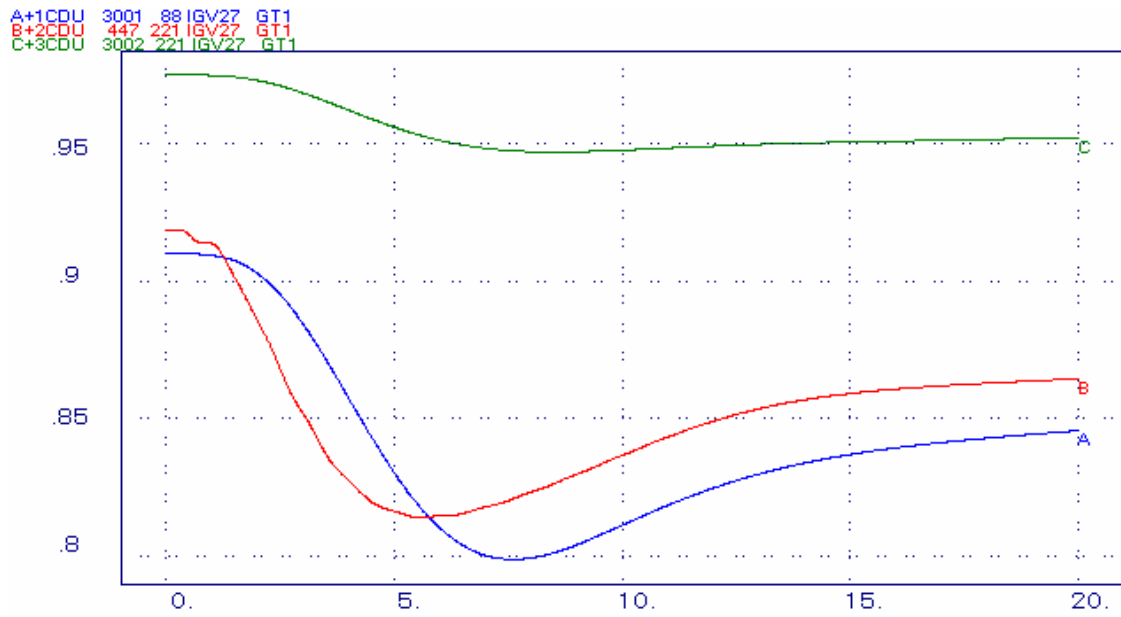


Figura 9.156 – Controle do IGV.

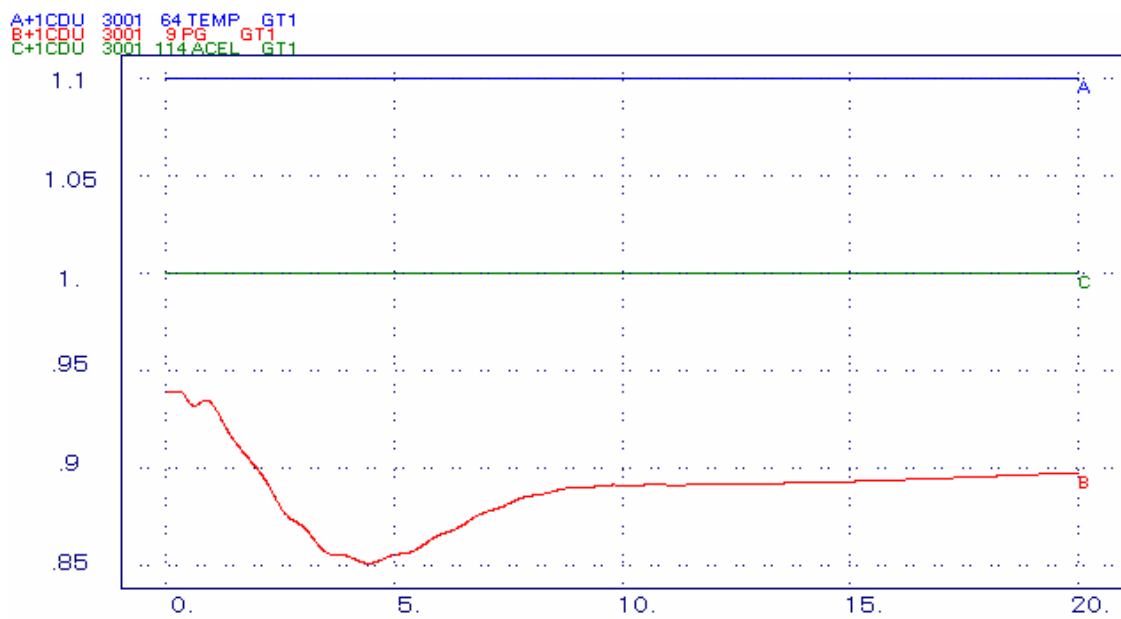


Figura 9.157 – Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

A+1CDU 3001 10 VCE GT1

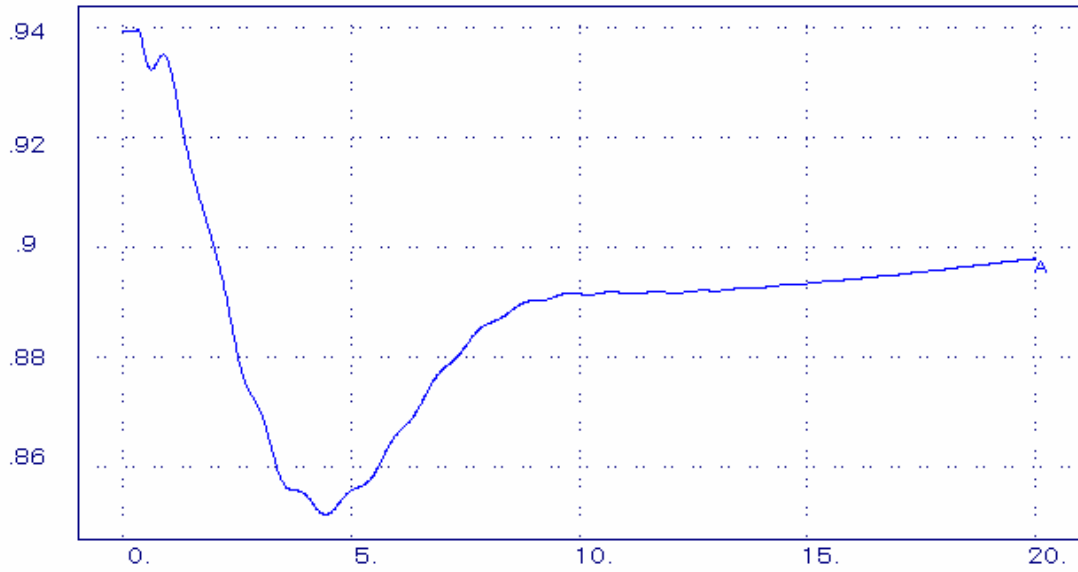


Figura 9.158 – Saída do Seletor de Valor Mínimo da Turbina a Gás *Heavy-Duty*.

A+1PMEC 11 10 SABIA---3GR
 B+2PMEC 11 10 SABIA---3GR
 C+3PMEC 11 10 SABIA---3GR

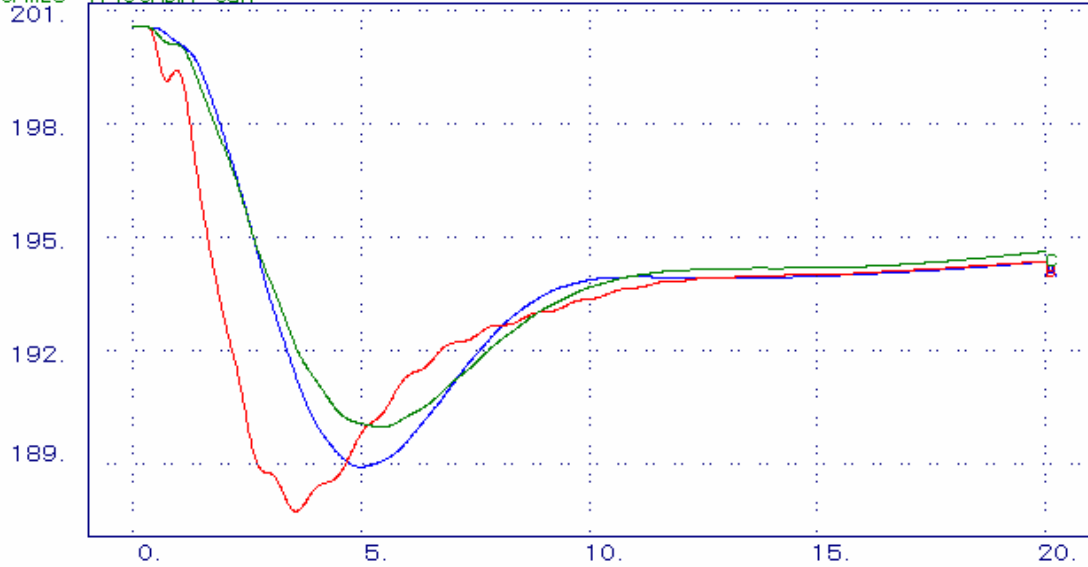


Figura 9.159 – Potência Mecânica de Sabiá.

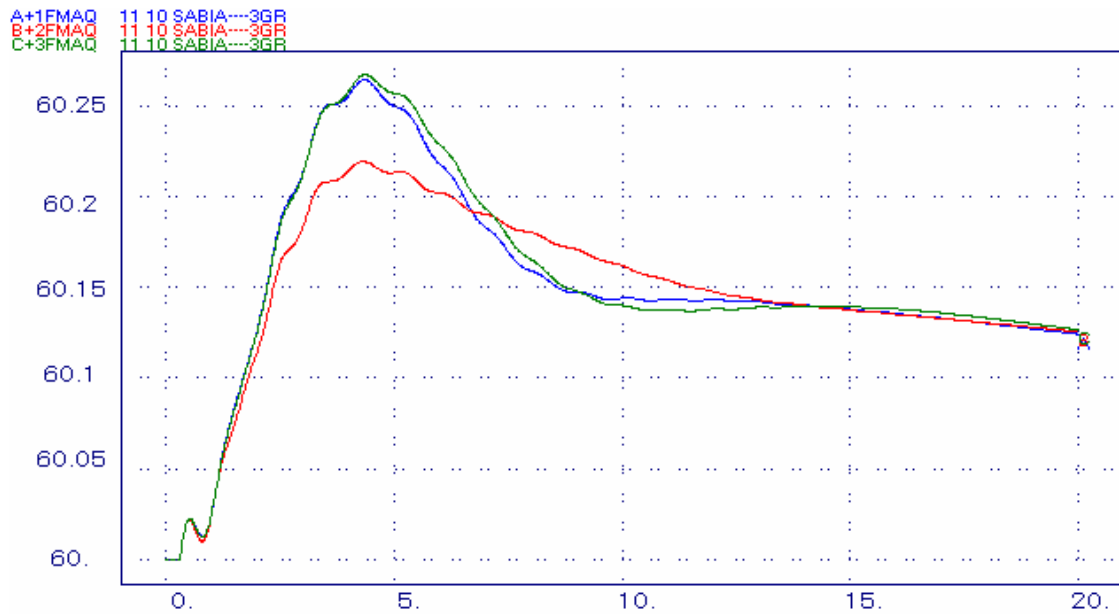


Figura 9.160 – Frequência de Sabiá.

A potência mecânica total e a potência mecânica da turbina a gás sofrem rápida diminuição (Figura 9.152 e Figura 9.153), devido à redução súbita de potência no sistema e em seguida se elevam. Tal variação na potência gerada determina uma redução inicial na temperatura de exaustão da turbina a gás (Figura 9.155). A ação rápida do VIGV, fechando as pás móveis do compressor (Figura 9.156), promove elevação na temperatura de exaustão, a qual alcança valores próximos dos nominais em regime permanente. Como a turbina a gás sofre redução de potência, a turbina a vapor também mostra este comportamento (Figura 9.154), só que de forma mais lenta, devido ao tempo de resposta da HRSG. Pode-se observar, na Figura 9.154, que inicialmente há uma leve elevação na potência mecânica da turbina a vapor. Isto ocorre porque, além de depender do fluxo de gás da turbina a gás, a potência mecânica da unidade a vapor é também influenciada pela elevação da rotação da turbina a gás. Na Figura 9.157, que apresenta a atuação dos controles de velocidade, temperatura e aceleração da turbina a gás *heavy-duty*, observa-se que o controle de velocidade é preponderante durante todo o tempo, pois o seu sinal de resposta corresponde ao sinal de saída do seletor de valor mínimo (Figura 9.158). A potência mecânica de Sabiá sofre rápida diminuição (Figura 9.159), e em seguida se eleva. Já a frequência de Sabiá apresenta uma elevação, mostrada na Figura 9.160.

CAPÍTULO 10

CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta as principais configurações em ciclo combinado gás-vapor do tipo *single-shaft*, 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 Rowen [1983], Rowen [1992], Hannett [1994], Bagnasco [1998] 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 e o gerador de gás (no caso de turbinas aeroderivativas).

Com relação aos controles, os mais importantes são: o regulador de velocidade (controle principal), o controle de temperatura e o controle de aceleração (os quais têm ação limitadora, como forma de proteger a integridade da turbina a gás).

Nos modelos das turbinas a gás há outras funções importantes, tais como: o seletor de valor mínimo (seleciona o menor sinal entre os três controles com o objetivo de minimizar o consumo de combustível), o bloco limitador (atua como *backup* do controle de temperatura e também garante a combustão ativa) além das equações que determinam a temperatura dos gases de exaustão, do conjugado mecânico e também da quantidade dos gases de exaustão.

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.

As caldeiras de recuperação são normalmente representadas por duas constantes de tempo, uma delas associadas à transferência de calor entre os gases de exaustão e o vapor, e a outra ao acúmulo de vapor. Há também a possibilidade de se considerar uma parcela relativa à existência de queima suplementar no modelo.

Na turbina a vapor os principais elementos representados são: câmara de vapor, reaquecedor, *crossover piping*, fatores de participação de cada estágio de pressão e limitadores. Pode-se ainda representar a 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. Por motivo de eficiência a turbina a vapor geralmente segue as mudanças ocorridas na turbina a gás.

Com o agrupamento dos componentes representados e a correta modelagem matemática destes, pode-se analisar o comportamento de uma planta operando em ciclo combinando do tipo *single-shaft*. Nessa análise, as grandezas mais importantes avaliadas são: a potência mecânica das turbinas, a velocidade de eixo, a temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás, a posição do *VIGV*, os três sinais de controle da turbina a gás.

As simulações realizadas consideram um sistema radial simples e um sistema com 49 barras, denominado *Sistema Brazilian Birds – SBB*, cujo diagrama unifilar é apresentado na Figura A. 2.

As simulações que consideram o sistema radial simples utilizam configurações com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem e com a presença do *clutch*, nas quais a máquina síncrona está atendendo diretamente uma carga, conforme diagrama unifilar apresentado na Figura 9.1, e configurações com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem e com a presença do *clutch*, inseridas em um sistema radial composto por uma máquina síncrona conectada a um barramento infinito através de duas linhas de transmissão, conforme diagrama apresentado na Figura 9.2.

Já as simulações que consideram o sistema multimáquinas utilizam configurações com turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem a presença do *clutch*, implementadas no barramento de Sabiá do Sistema SBB.

Os resultados obtidos para as simulações que consideram turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem a presença do *clutch*, mostram que quando ocorre um acréscimo súbito de carga no sistema, a potência mecânica da turbina a gás sofre rápida elevação e em seguida decresce devido à ação do controle de temperatura e a turbina a vapor também apresenta este comportamento, só que de forma mais lenta devido às elevadas constantes de tempo verificadas na caldeira de recuperação. Também verifica-se que a temperatura de exaustão tem uma elevação inicial, devido ao incremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do *VIGV*, a mesma retorna posteriormente a valores próximos dos nominais. Observa-se uma redução na rotação que ocorre devido ao aumento da carga, à atuação do *VIGV* e à ação do regulador de velocidade com queda em regime permanente e verifica-se também que o controle de velocidade é preponderante durante todo o tempo.

Quando há diminuição súbita de carga no sistema, observa-se que a potência mecânica da turbina a gás sofre rápida redução e em seguida se eleva, o que ocasiona uma redução na potência mecânica da turbina a vapor, só que de forma mais lenta em face do tempo de resposta da caldeira de recuperação. Também a temperatura de exaustão tem uma diminuição inicial, no entanto, retorna posteriormente a valores próximos dos nominais. Observa-se também uma elevação na rotação e a atuação do controle de velocidade que é preponderante durante todo o tempo.

Os resultados obtidos para as configurações com a presença do *clutch* são semelhantes aos obtidos para as configurações sem a presença do mesmo. Vale ressaltar que neste caso, a turbina a vapor sai de operação, visto que quando a rotação da turbina a gás é maior do que a da turbina a vapor, o *clutch* promove o desacoplamento da turbina a vapor com relação ao gerador elétrico.

Para as simulações que consideram turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado do tipo *single-shaft* sem a presença do *clutch*, inseridas em um sistema radial máquina x barramento infinito, verifica-se que quando ocorre a perda temporária, durante 0,1 [s], de uma das duas linhas de transmissão que conectam a máquina síncrona ao barramento infinito, a potência mecânica da turbina a gás e a potência mecânica da turbina a vapor sofrem rápida redução e em seguida se elevam retornando a valores próximos dos nominais. Verifica-se que a temperatura de exaustão tem uma diminuição inicial, devido ao decremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através das ações do controle de temperatura e do *VIGV*, a mesma retorna a um valor próximo do nominal. A rotação, a potência elétrica, e o ângulo delta sofrem inicialmente uma variação, atingindo posteriormente valores próximos dos nominais. Os resultados obtidos para as configurações com a presença do *clutch* são semelhantes aos obtidos para as configurações sem a presença do mesmo, destacando-se que neste caso, a turbina a vapor sai de operação, visto que quando a rotação da turbina a gás é maior do que a da turbina a vapor, há a atuação do *clutch*.

Já nas simulações que consideram o sistema multimáquinas, observa-se que quando ocorre aumento súbito de potência no sistema, a potência mecânica total e a potência mecânica da turbina a gás sofrem rápida elevação e em seguida diminuem. Tal variação na potência gerada determina uma elevação inicial na temperatura de exaustão da turbina a gás. A ação rápida do *VIGV*, abrindo as pás móveis do compressor, promove redução na temperatura de exaustão, a qual alcança valores próximos dos nominais em regime permanente. Como a turbina a gás sofre elevação de potência, a turbina a vapor também mostra este comportamento, só que de forma mais lenta, devido ao tempo de resposta da HRSG. Observa-se que o controle de velocidade é preponderante durante a maior parte do tempo, pois o seu sinal de resposta corresponde ao sinal de saída do seletor de valor mínimo.

Quando ocorre redução súbita de potência no sistema, a potência mecânica total e a potência mecânica da turbina a gás sofrem rápida diminuição e em seguida se elevam e a turbina a vapor também apresenta este comportamento, só que de forma mais lenta. Verifica-se uma redução inicial na temperatura de exaustão da turbina a gás,

a qual alcança posteriormente valores próximos dos nominais e observa-se que o controle de velocidade é preponderante durante todo o tempo.

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.

Outro ponto de destaque é o da representação do controlador *VIGV*, que procura manter constante a temperatura de exaustão da turbina a gás, temperatura esta de grande influência na eficiência e na dinâmica do ciclo combinado.

Através das simulações, verifica-se que o controle de velocidade das turbinas a gás é atuante para a maioria dos casos, durante todo o tempo. Pode-se notar que quando o controle de velocidade atua, o controle do *VIGV* tende a manter a temperatura constante.

Os resultados mostram que os comportamentos das diversas configurações em ciclo combinado do tipo *single-shaft* são semelhantes. De uma forma geral, observa-se entre as configurações analisadas, que as turbinas a gás aeroderivativas tradicionais apresentam as maiores oscilações e as turbinas aeroderivativas avançadas apresentam as menores. Vale ressaltar que as configurações com turbinas aeroderivativas avançadas apresentam respostas um pouco mais rápidas do que aquelas observadas para as demais configurações.

Observa-se também que quando a rotação da turbina a gás é maior do que a da turbina a vapor, o *clutch* promove o desacoplamento da turbina a vapor com relação ao gerador elétrico, e portanto esta turbina sai de operação.

Vale destacar que as configurações analisadas com a presença do *clutch* apresentam respostas um pouco mais rápidas do que aquelas observadas para as configurações sem a presença do *clutch*. Observa-se que a atuação deste acoplamento

promove uma redução da potência elétrica gerada, evidenciando sua atuação como um esquema de alívio de geração.

A representação de uma planta que opera em ciclo combinado do tipo *single-shaft* de forma integrada (turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor), considerando as características de resposta de todos os componentes apresentados e representados matematicamente neste trabalho, mostra-se de suma importância na análise da estabilidade eletromecânica de sistemas de potência, uma vez que as respostas dos componentes interferem no comportamento dinâmico da unidade geradora. Caso haja omissão de algum dos referidos componentes no modelo matemático utilizado nas simulações realizadas no presente trabalho, ocorrerão erros nas respostas obtidas para as diversas configurações analisadas.

Os resultados obtidos, com as simulações dos diversos modelos matemáticos considerados, são coerentes, mostrando que estes modelos são adequados para os estudos em questão.

10.1. Trabalhos Futuros

Como trabalhos futuros propõem-se:

1) A incorporação dos modelos apresentados neste trabalho em sistemas elétricos de potência reais para análise da influência dos mesmos no comportamento dinâmico destes sistemas.

2) A implementação dos modelos apresentados neste trabalho através do programa *Alternative Transient Program* – ATP, de forma a verificar os esforços torcionais no eixo.

10.2. Apresentação do Trabalho

Este trabalho foi apresentado no *XI SEPOPE - XI Symposium Of Specialists In Electric Operational And Expansion Planning*, realizado de 16 a 20 de março de 2009 em Belém-PA.

CAPÍTULO 11

BIBLIOGRAFIA

O desenvolvimento do presente trabalho baseou-se nas seguintes referências bibliográficas.

Anderson, P.M., and A.A. Fouad, 1977. “Power System Control and Stability”. Asme, Iowa: The Iowa State University Press.

Bagnasco, A., 1998. “Management and Dynamic Performances of Combined Cycle Power Plants During Parallel and Islanding Operation.” IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 13, nº2 (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.

Carneiro, W.A., 2007. “Avaliação do Comportamento Dinâmico de Turbinas a Gás Aeroderivativas na Operação em Ciclo Combinado.” Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá.

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.

Dutra, A.F.A., Silva, J.R.P., et al., 2005. “Simulações e Análise da Estabilidade Transitória em Turbinas a Gás Aeroderivativas Operando em Ciclo Combinado”. XVIII SNPTEE, Curitiba – Paraná, Brazil.

Dutra, A.F.A., 2005. “Padronização de Modelos Matemáticos de Turbinas Térmicas em Ciclo Combinado para Estudos de Transitórios Eletromecânicos.” Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá.

Gomes, L.V., C. Ferreira, P. P. C. Mendes, 1999. “Desenvolvimentos de Modelos Matemáticos Simplificados das Turbinas a Gás”. VIII CBE - Congresso Brasileiro de Energia, Rio de Janeiro – RJ, Brazil.

Gomes, L.V., C. Ferreira, P. P. C. Mendes, 2002. “Dynamic Models for Thermal Turbine in Power System Studies”. VIII SEPOPE – Symposium of Specialist in Electric Operational and Expansion in Planning, Brasília – DF, Brazil.

Gomes, L. V., 2003. “Modelagem Matemática de Centrais Térmicas em Ciclo Combinado para Aplicação no Estudo de Estabilidade Eletromecânica de Sistemas Elétricos de Potência.” Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá.

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.

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.

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.

Kundur, P., **1994**. “Power System Stability and Control.” EPRI, McGraw-Hill.

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

Mendes, P. P. C., **1993**. “Dinâmica dos Sistemas Elétricos, apostila.” Universidade Federal de Itajubá.

Mendes, P. P. C., **2000**. “Estabilidade e Dinâmica de Sistemas Elétricos, apostila.” Universidade Federal de Itajubá.

Mendes, P. P. C., C. Ferreira, **2003**. “Sistema Brazilian Birds.” Universidade Federal de Itajubá.

Passaro, M. C., C. Ferreira, P. P.C. Mendes, M. A. R. Nascimento, **2000**. “Modelos de Turbinas a Gás para Aplicação em Programas de Transitórios Eletromecânicos”. IV Congresso Latino-americano de Geração 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.

Passaro, M.C., **2002**. “Modelagem de Turbinas a Gás e sua Aplicação em Programas de Simulação de Transitórios Eletromecânicos.” Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá.

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.

A. ANEXO

Dados do Sistema Radial

O sistema radial utilizado nas simulações presentes nos itens 9.2.3. , 9.2.4. e 9.2.5. é composto por uma máquina síncrona ligada a um barramento infinito através de duas linhas de transmissão, conforme o diagrama apresentado na Figura A. 1.

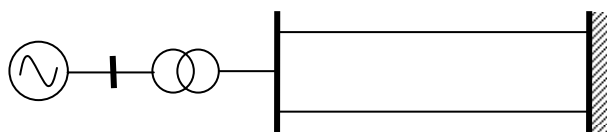


Figura A. 1 – Sistema Radial.

Na Tabela A. 1 são apresentados os dados da máquina síncrona, representada pelo Modelo E'q.

Tabela A. 1 – Parâmetros da Máquina Síncrona.

Parâmetro	Valor
Reatância síncrona de eixo direto - X_d	1,2 (pu)
Reatância síncrona de eixo em quadratura - X_q	1,2 (pu)
Reatância transitória de eixo direto - X'_d	0,3 (pu)
Constante de tempo transitória de eixo direto - T'_{do}	6,0 (s)
Constante de tempo de inércia do conjunto - H	5,0 (s)
Amortecimento mecânico - D	10,0 (pu)

Na Tabela A. 2 são apresentados os dados do sistema radial.

Tabela A. 2 – Parâmetros do Sistema Radial.

Parâmetro	Valor
Tensão do barramento infinito - V	1,0 (pu)
Tensão terminal do gerador - V_o	1,05 (pu)
Potência mecânica despachada pelo gerador - P_{mo}	0,94 (pu)
Reatância do transformador - X_t	0,1 (pu)
Reatância de cada linha de transmissão - X_{lt}	0,4 (pu)

Parâmetro	Valor
Número de LTs em Paralelo	2

Dados do Sistema *Brazilian Birds*

Para as simulações realizadas no item 9.3. utilizou-se o sistema teste *Brazilian Birds* (SBB) com todos os dados e parâmetros característicos do mesmo apresentados a seguir. O diagrama unifilar do SBB está apresentado na Figura A. 2.

O sistema *Brazilian Birds* é um sistema fictício composto de duas áreas, denominadas áreas A e B, interligadas através de linhas de transmissão em 440 kV, cujos dados e parâmetros são reais.

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.

Na Tabela A. 3, na Tabela A. 4, na Tabela A. 5, na Tabela A. 6, na Tabela A. 7, na Tabela A. 8, na Tabela A. 9, na Tabela A. 10 e na Tabela A. 11 seguem os parâmetros do SBB para a montagem dos arquivos de dados de barra e de ligações para programas de análises de redes em regime permanente. Já a Tabela A. 12 e a Tabela A. 13 referem-se a dados das máquinas síncronas utilizados em programas de análise de redes em regime transitório.

Tabela A. 3 – Parâmetros de Sequências Positiva e Zero das Linhas de Transmissão.

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

Tabela A. 4 – Dados 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 A. 5 – Parâmetros dos Transformadores de Dois Enrolamentos.

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

Barramento	Tensão (kV)		X (%) base do transformador	S (MVA) por unidade	Número de Unidades	Tap		
	Enrol. 1	Enrol. 2				Tipo	Local	Passo
GAVIÃO	13,8	230	12,40	180	4	fixo	alta	4x +/-2,5%
ARARA	230	138	11,10	120	1	LTC	alta	5x +/-2,0%
URUBU	230	138	12,92	100	1	LTC	alta	5x +/-2,0%

Tabela A. 6 – Parâmetros dos Transformadores de Três Enrolamentos.

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

Tabela A. 7 – Dados dos Transformadores de Três Enrolamentos.

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

Tabela A. 8 – Dados das Cargas.

Barramento	Tensão Nominal (kV)	Potências		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
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

Barramento	Tensão Nominal (kV)	Potências		Tipo (%)		
		Ativa (MW)	Reativa (Mvar)	P cte	Z cte	I cte
Totais		1200	370			

Tabela A. 9 – Dados da Compensação *Shunt*.

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

Tabela A. 10 – Dados da Compensação Série.

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

Tabela A. 11 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Permanente).

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

Tabela A. 12 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Transitório).

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

Tabela A. 13 – Dados das Máquinas Síncronas (Regime Transitório).

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

A Tabela A. 14 e a Tabela A. 15 referem-se aos dados de reguladores de tensão e velocidade utilizados em programas de análise de transitórios eletromecânicos.

Tabela A. 14 – Dados dos Reguladores de Tensão.

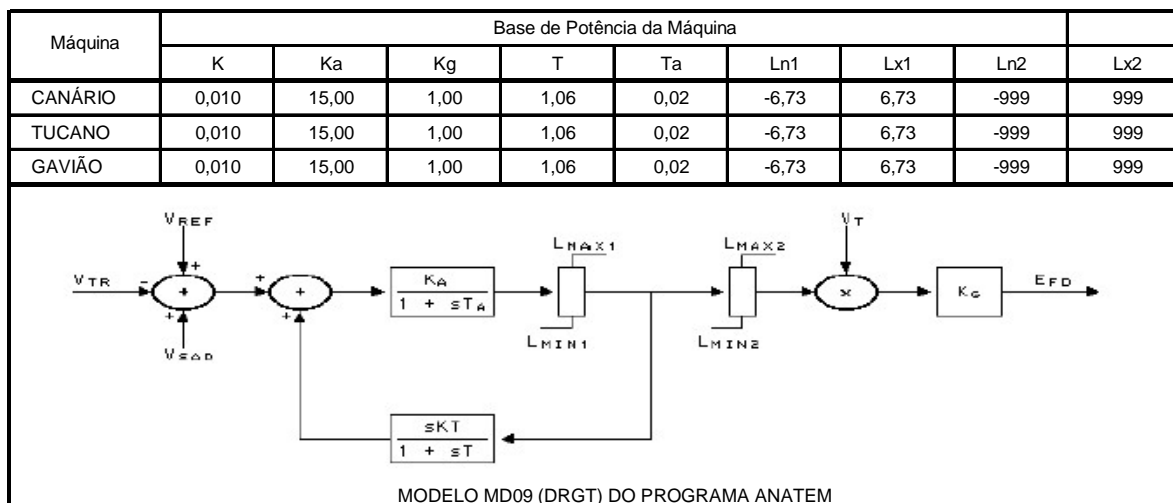
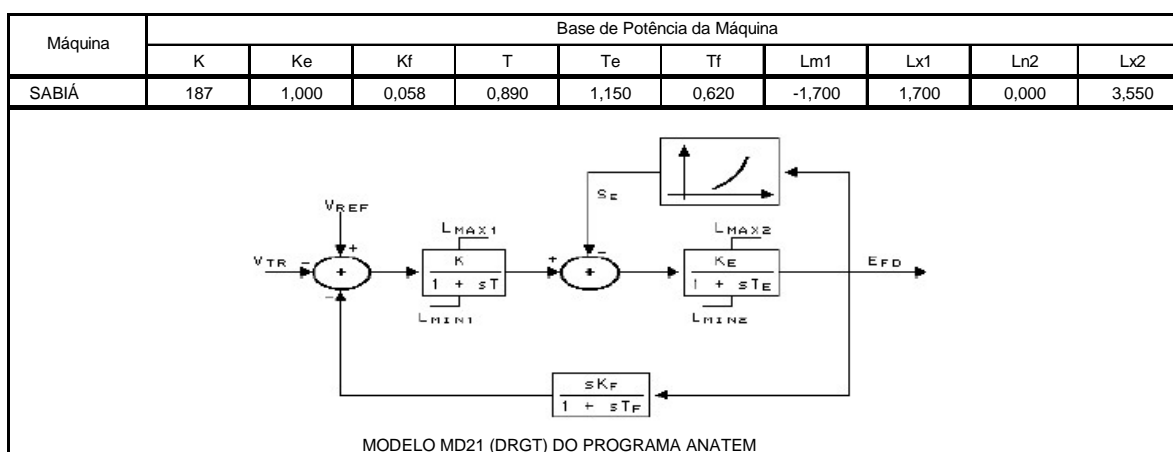
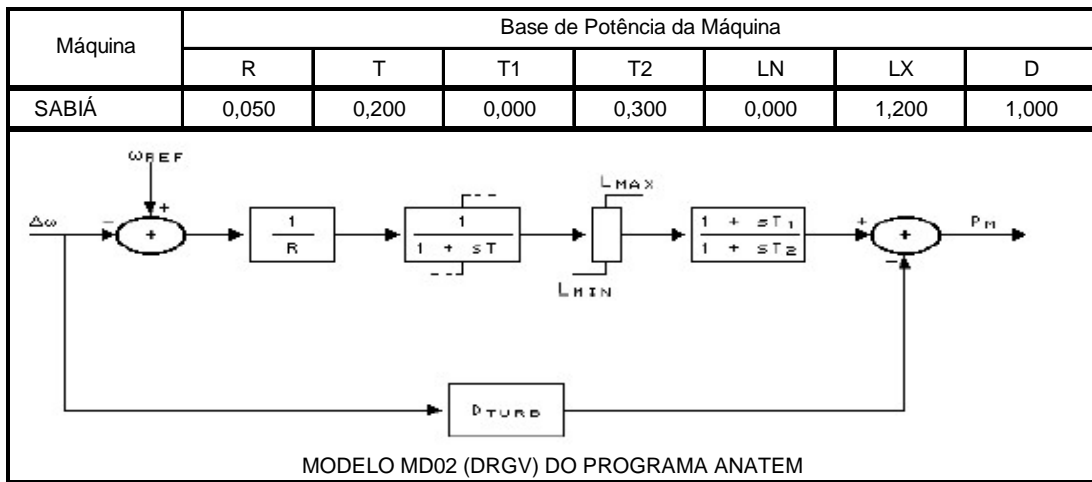
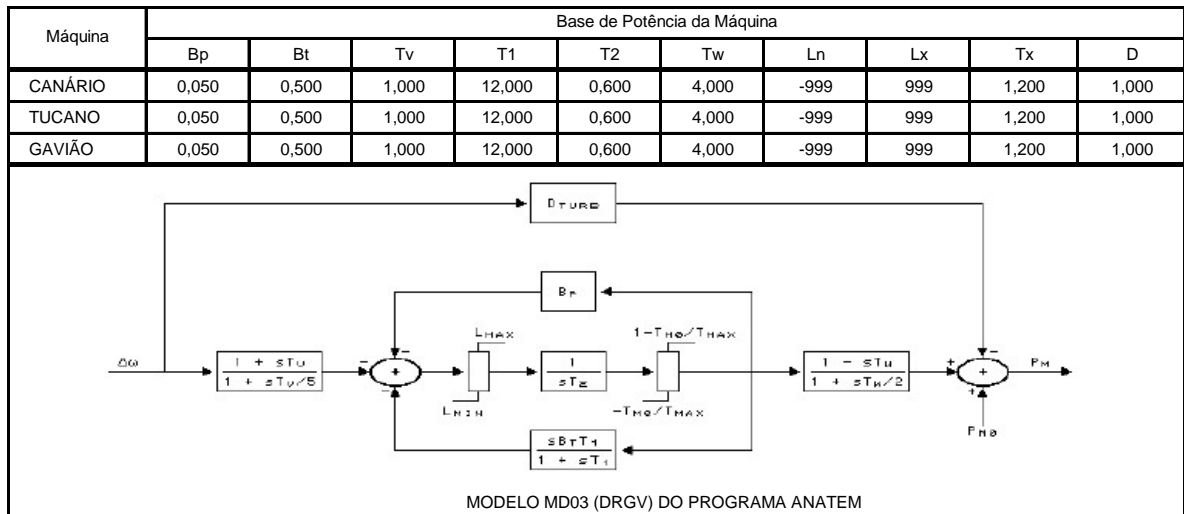


Tabela A. 15 – Dados dos Reguladores de Velocidade.



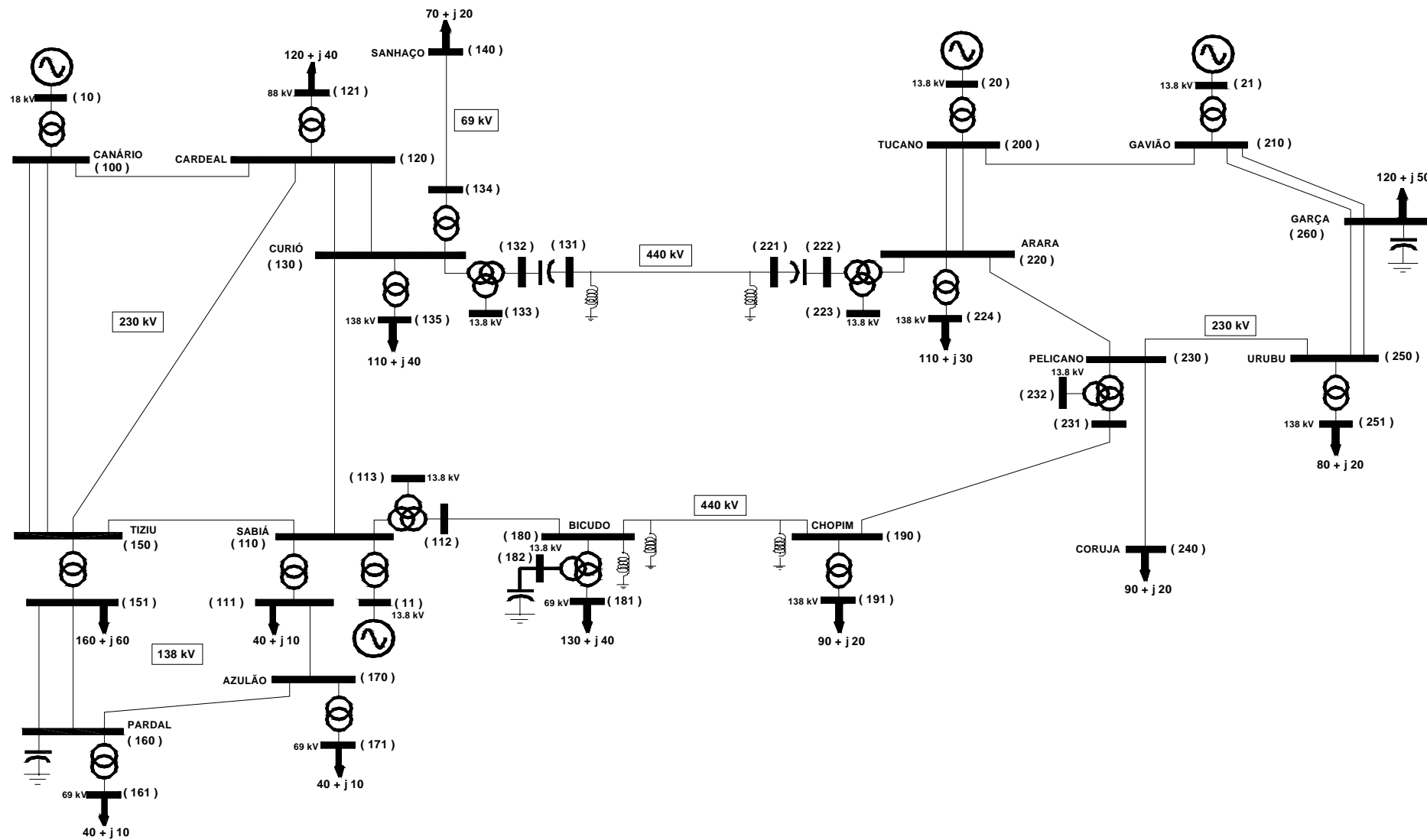


Figura A. 2 – Diagrama Unifilar do Sistema Brazilian Birds.

