

MODELAGEM DE REGULADORES DE VELOCIDADE E TURBINAS TÉRMICAS PARA ESTUDOS DE ILHAMENTO DE UMA PLANTA INDUSTRIAL

Leon Marcel Oliveira de Mesquita

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica.

Orientadores: Glauco Nery Taranto

Mauricio Aredes

Rio de Janeiro

Março de 2023

MODELAGEM DE REGULADORES DE VELOCIDADE E TURBINAS TÉRMICAS
PARA ESTUDOS DE ILHAMENTO DE UMA PLANTA INDUSTRIAL

Leon Marcel Oliveira de Mesquita

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
CIÊNCIAS EM ENGENHARIA ELÉTRICA.

Orientadores: Glauco Nery Taranto

Mauricio Aredes

Aprovada por: Prof. Glauco Nery Taranto

Prof. Antonio Felipe da Cunha de Aquino

Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

MARÇO DE 2023

Mesquita, Leon Marcel Oliveira

Modelagem de Reguladores de Velocidade e Turbinas
Térmicas para Estudos de Ilhamento de uma Planta
Industrial / Leon Marcel Oliveira de Mesquita – Rio de
Janeiro: UFRJ/COPPE, 2023.

XVI, 238 p. il.; 29,7 cm

Orientadores: Glauco Nery Taranto

Mauricio Aredes

Dissertação (Mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa
de Engenharia Elétrica, 2023.

Referências Bibliográficas: p. 224-228.

1. Ilhamento. 2. Controle de Carga-Frequência. 3.
Turbinas a Vapor. 4. Turbinas a gás. I. Taranto, Glauco
Nery *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro,
COPPE, Programa de Engenharia Elétrica. III. Título.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus as forças necessárias na caminhada que possibilitou o desenvolvimento deste trabalho. Aos meus pais Mauro e Ivania e aos meus irmãos Erik e Luma agradeço todo o amor, luz e inspiração que me impulsionaram nessa travessia.

Ao Prof. Glauco Nery Taranto, agradeço o conhecimento transmitido nas disciplinas do mestrado e o incentivo para a realização deste trabalho, com experientes conselhos e importantes orientações técnicas, que foram fundamentais para o desenvolvimento da pesquisa.

Ao Prof. Mauricio Aredes (in memoriam), agradeço o apoio e as orientações, que foram essenciais para a viabilidade deste trabalho. Agradeço também os valiosos ensinamentos na disciplina de eletrônica de potência. Sou grato por ter conhecido e trabalhado com esse grande ser humano e profissional.

Ao Eng. Alessandro Bulhões Marques, agradeço a apresentação de temas que motivaram o início da pesquisa, as importantes discussões técnicas, bem como o compartilhamento do seu conhecimento e experiência, que foram inestimáveis para a execução deste trabalho.

Ao Eng. Guilherme Leibsohn Martins, agradeço as importantes discussões técnicas e o conhecimento transmitido associados ao desempenho de turbomáquinas, com a abordagem de tópicos críticos que fizeram parte deste trabalho.

Ao colega de mestrado Eng. Renis Rodrigues Ferreira, agradeço os diálogos construtivos e colaborativos sobre disciplinas vinculadas ao desenvolvimento da pesquisa.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

MODELAGEM DE REGULADORES DE VELOCIDADE E TURBINAS TÉRMICAS PARA ESTUDOS DE ILHAMENTO DE UMA PLANTA INDUSTRIAL

Leon Marcel Oliveira de Mesquita

Março/2023

Orientadores: Glauco Nery Taranto

Mauricio Aredes

Programa: Engenharia Elétrica

Um tópico de grande interesse nos estudos de ilhamento de instalações industriais está relacionado com a dinâmica e o controle de turbinas a gás e a vapor de sistemas de geração elétrica. Nessas aplicações, os modelos matemáticos de reguladores de velocidade e turbinas térmicas podem exigir representações que não são usuais nas análises de sistemas interligados. Grandes variações de frequência e particularidades dos sistemas de energia e de controle das plantas industriais estão entre os principais fatores que motivam essas adequações. Com base em um programa computacional de análise de transitórios eletromecânicos, este trabalho está centrado na avaliação de simulações de ilhamento do sistema elétrico de uma planta industrial. Dois cenários de ilhamento são considerados: o ilhamento do sistema elétrico da planta industrial e o ilhamento desse sistema em conjunto com uma usina termelétrica. Os modelos elaborados englobam representações de turbinas a gás de ciclo simples do tipo “heavy-duty”, turbinas a vapor de contrapressão, efeitos das caldeiras, sistemas de cogeração e lógicas de controle de velocidade para operação em ilha. Alguns eventos reais de ilhamento possibilitaram a validação de importantes parâmetros dos modelos computacionais implementados, bem como a obtenção de conclusões relevantes sobre as suas aplicações.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

MODELING OF THERMAL TURBINE-GOVERNORS FOR ISLANDING STUDIES
OF AN INDUSTRIAL PLANT

Leon Marcel Oliveira de Mesquita

March/2023

Advisors: Glauco Nery Taranto

Mauricio Aredes

Department: Electrical Engineering

A topic of great interest in islanding studies of industrial installations is related to the dynamics and controls of gas and steam turbines for power generation. In these applications, the mathematical models of speed governors and turbines may require representations that are not usual in the analysis of interconnected systems. Large frequency variations and specific features of the industrial plants energy and control systems are among the main factors that motivate these adaptations. Based on a program for electromechanical transient analysis, this work is centered on the evaluation of islanding simulations of the electrical system of an industrial plant. Two islanding scenarios are considered: the islanding of the industrial plant power system and the islanding of this system together with a thermal power station. The proposed models encompass representations of heavy-duty gas turbines, back-pressure steam turbines, boiler pressure effects, combined heat and power systems and frequency control for island operation. Some real islanding events enabled the validation of important parameters of the implemented computational models, as well as relevant conclusions about their applications.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	IV
SUMÁRIO VII	
LISTA DE FIGURAS.....	X
LISTA DE TABELAS.....	XVI
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	1
1.2 OBJETIVO	4
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	6
1.4 FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS UTILIZADAS	7
CAPÍTULO 2	8
CONTROLE PRIMÁRIO DE CARGA-FREQUÊNCIA.....	8
2.1 REGULADORES DE VELOCIDADE	8
2.2 REGULAÇÃO PRÓPRIA E ESTRATÉGIAS DE REGULAÇÃO AUTOMÁTICA	9
2.2.1 Regulador Isócrono	12
2.2.2 Regulador com Queda de Velocidade	13
CAPÍTULO 3	19
MODELAGEM DE TURBINAS TÉRMICAS E REGULADORES DE VELOCIDADE	19
3.1 INTRODUÇÃO	19
3.2 TURBINAS A VAPOR.....	19
3.2.1 Relações Termodinâmicas das Turbinas a Vapor.....	27
3.2.2 Modelos Matemáticos de Turbinas a Vapor e Reguladores de Velocidade	29
3.2.3 Caldeiras de Vapor	33
3.3 TURBINAS A GÁS	45
3.3.1 Análise Termodinâmica Simplificada da Turbina a Gás de Eixo Único	52
3.3.2 Modelos de Turbinas a Gás Heavy-Duty e Reguladores de Velocidade	54
CAPÍTULO 4	65
SISTEMA DE REFERÊNCIA E MODELOS IMPLEMENTADOS.....	65

4.1	INTRODUÇÃO	65
4.2	SISTEMA ELÉTRICO DE REFERÊNCIA	65
4.3	MODELOS DOS GERADORES ELÉTRICOS E SISTEMAS DE EXCITAÇÃO	69
4.4	MODELAGEM PROPOSTA PARA AS CARGAS ELÉTRICAS	70
4.4.1	Modelagem dos Motores de Indução	71
4.4.2	Modelagem das Cargas Estáticas	73
4.4.3	Modelagem dos Motores Síncronos	74
4.5	MODELOS DOS REGULADORES DE VELOCIDADE E TURBINAS TÉRMICAS	74
4.5.1	Sistema de Vapor da Planta Industrial.....	75
4.5.2	Modelos Computacionais do Sistema de Vapor.....	78
4.5.3	Modelos do Regulador de Velocidade e da Turbina a Gás do TG-301	90
CAPÍTULO 5.....		92
SIMULAÇÕES DE ILHAMENTO E RESULTADOS.....		92
5.1	INTRODUÇÃO	92
5.2	SIMULAÇÕES DE ILHAMENTO DAS UNIDADES GERADORAS A VAPOR	92
5.2.1	Modelos Computacionais do Sistema de Vapor.....	93
5.2.2	Subdivisão do Período das Simulações do Sistema de Geração a Vapor.....	97
5.2.3	Caso Ilha TV-A	97
5.2.4	Caso Ilha TV-B	133
5.2.5	Caso Ilha TV-C	147
5.3	SIMULAÇÕES DE ILHAMENTO DOS TURBOGERADORES A GÁS.....	160
5.3.1	Modelos do Regulador de Velocidade e da Turbina do TG-301	161
5.3.2	Caso Ilha TG-A	162
5.3.3	Caso Ilha TG-B	168
5.3.4	Caso Ilha TG-C	183
5.3.5	Caso Ilha TG-D	200
CAPÍTULO 6.....		208
CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....		208
6.1	CONCLUSÕES	208
6.1.1	Modelos de Turbinas a Vapor, Caldeiras e Sistemas de Vapor.....	208
6.1.2	Curvas de projeto das unidades TG-200.....	210
6.1.3	Modelos do Regulador de Velocidade e da Turbina a Gás da Unidade TG-301	212
6.1.4	Conclusões e Observações Gerais	214
6.2	PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	218
6.2.1	Reguladores de Velocidade e Turbinas a Vapor.....	218
6.2.2	Reguladores de Velocidade e Turbinas a Gás	221

6.2.3	Propostas Gerais	222
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		224
APÊNDICE A		229
APÊNDICE B.....		234
APÊNDICE C		237

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: TIPOS DE DISTÚRBIOS DE ILHAMENTO ANALISADOS NO TRABALHO.....	5
FIGURA 2: UNIDADE GERADORA ALIMENTANDO UMA CARGA ISOLADA.	9
FIGURA 3: MODELO SIMPLIFICADO DE UM SISTEMA DE POTÊNCIA EQUIVALENTE.....	9
FIGURA 4: REGULAÇÃO NATURAL DE UM SISTEMA EM FUNÇÃO DE UM CORTE DE CARGA.	11
FIGURA 5: REGULADOR ISÓCRONO.	12
FIGURA 6: REGULADOR COM QUEDA DE VELOCIDADE.....	13
FIGURA 7: DIAGRAMA DE BLOCOS DO REGULADOR COM QUEDA DE VELOCIDADE.	13
FIGURA 8: FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DO REGULADOR COM QUEDA DE VELOCIDADE.....	13
FIGURA 9: CURVA ESTATICA DE UM REGULADOR COM QUEDA DE VELOCIDADE.	14
FIGURA 10: COMPOSIÇÃO DOS EFEITOS DO REGULADOR COM QUEDA DE VELOCIDADE E DA CARGA.....	16
FIGURA 11: ESQUEMA DE CONTROLE DE GERAÇÃO DA UNIDADE.	17
FIGURA 12: AJUSTE DA REFERÊNCIA DO REGULADOR COM QUEDA DE VELOCIDADE.	17
FIGURA 13: CURVAS DO REGULADOR DE VELOCIDADE ASSOCIADAS A DIFERENTES SINAIS DE REFERÊNCIA.	18
FIGURA 14: COMBINAÇÕES DE TURBINAS DE IMPULSO E DE REAÇÃO (FONTE: VITTAL ET AL., 2020).	21
FIGURA 15: PRINCIPAIS ELEMENTOS DO CICLO RANKINE.	22
FIGURA 16: TURBINAS A VAPOR DE CONDENSAÇÃO E DE CONTRAPRESSÃO.	23
FIGURA 17: SISTEMA SIMPLIFICADO DE COGERAÇÃO.	24
FIGURA 18: TURBINA A VAPOR DE CILINDRO SIMPLES.....	25
FIGURA 19: TURBINA A VAPOR DE 3 CILINDROS COM ESTÁGIO DE REAQUECIMENTO.....	25
FIGURA 20: SISTEMA DE VÁLVULAS BAR-LIFT (FONTE: BLOCH; SINGH, 2009).	26
FIGURA 21: MODELO GENÉRICO DE TURBINA A VAPOR.	29
FIGURA 22: MODELO DE REGULADOR DE VELOCIDADE MECÂNICO-HIDRÁULICO.	31
FIGURA 23: MODELO DE REGULADOR DE VELOCIDADE ELETRO-HIDRÁULICO.	31
FIGURA 24: MODELO GENÉRICO DE REGULADOR DE VELOCIDADE DE TURBINA A VAPOR.	32
FIGURA 25: MODELO TGOV1.....	32
FIGURA 26: CALDEIRA DE CIRCULAÇÃO FORÇADA.....	34
FIGURA 27: MODO CALDEIRA-SEGUE.	38
FIGURA 28: MODO TURBINA-SEGUE.	39
FIGURA 29: MODO COORDENADO.	39
FIGURA 30: ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UM SISTEMA DE CALDEIRAS.	41
FIGURA 31: MODELO MATEMÁTICO SIMPLIFICADO DE CALDEIRA.	42
FIGURA 32: SEPARAÇÃO DOS EFEITOS CONCENTRADOS DO TUBULÃO E DO SUPERAQUECEDOR.....	43
FIGURA 33: MODELO COM SEGMENTAÇÃO DOS EFEITOS DO TUBULÃO E DO SUPERAQUECEDOR.	43
FIGURA 34: MODELO QUE ABARCA EFEITOS DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO NA PRODUÇÃO DE VAPOR.	44
FIGURA 35: DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE UMA TURBINA A GÁS INDUSTRIAL.....	46
FIGURA 36: CICLO BRAYTON.	47
FIGURA 37: CICLO POTÊNCIA COMBINADO BRAYTON/RANKINE.	48

FIGURA 38: TURBINA A GÁS SEM TURBINA LIVRE.....	49
FIGURA 39: TURBINA A GÁS COM TURBINA LIVRE.	49
FIGURA 40: TURBINA A GÁS DE DOIS EIXOS SEM TURBINA LIVRE.	49
FIGURA 41: CARACTERÍSTICAS DE TORQUE COM TURBINA LIVRE E SEM TURBINA LIVRE.....	50
FIGURA 42: TURBINA A GÁS AERODERIVATIVA LM6000 (FONTE: [23]).....	51
FIGURA 43: TURBINA A GÁS HEAVY-DUTY GT11N2 DA ALSTOM POWER (FONTE: CIGRE, 2013).	52
FIGURA 44: MODELO DE TURBINA A GÁS BASEADO EM PRINCÍPIOS FÍSICOS (FONTE: IEEE, 2001).	56
FIGURA 45: SISTEMA DE CICLO COMBINADO (FONTE: IEEE, 2001).....	57
FIGURA 46: MODELO PARA APLICAÇÕES EM CICLO COMBINADO (FONTE: IEEE, 1994).	58
FIGURA 47: MODELO GAST.	60
FIGURA 48: MODELO GENÉRICO GGOV1 (FONTE: ADAPTADO DE POURBEIK ET AL., 2013).....	63
FIGURA 49: DIAGRAMA GERAL DO SISTEMA ELÉTRICO DE REFERÊNCIA.	66
FIGURA 50: SISTEMA ELÉTRICO DA ILHA I.....	67
FIGURA 51: SISTEMA ELÉTRICO DA ILHA II.	68
FIGURA 52: SISTEMA ELÉTRICO DA ILHA III.....	69
FIGURA 53: MODELO DE REGIME PERMANENTE DO MOTOR DE INDUÇÃO.	71
FIGURA 54: SISTEMA DE VAPOR DA PLANTA INDUSTRIAL.....	76
FIGURA 55: MODELOS MATEMÁTICOS SIMPLIFICADOS DO REGULADOR E DA TURBINA DOS TGS-200.....	79
FIGURA 56: MODELOS IMPLEMENTADOS DO REGULADOR DE VELOCIDADE E DA TURBINA DOS TGS-200....	80
FIGURA 57: DIAGRAMA DE BLOCOS DO SISTEMA DE GERAÇÃO T-200.	84
FIGURA 58: MODELO DAS CALDEIRAS DO SISTEMA DE GERAÇÃO A VAPOR T-200.....	86
FIGURA 59: DIAGRAMA SIMPLIFICADO DOS MODELOS DAS FONTES DO SISTEMA DE MÉDIA PRESSÃO.	87
FIGURA 60: DIAGRAMA SIMPLIFICADO DOS MODELOS DAS CARGAS DO SISTEMA DE 42 KGF/CM ²	88
FIGURA 61: MODELAGEM DO VASO DE VAPOR PARA REPRESENTAÇÃO DO SISTEMA DE 42 KGF/CM ²	89
FIGURA 62: MODELO DO REGULADOR DE VELOCIDADE E DA TURBINA DO GERADOR TG-301.....	91
FIGURA 63: TOPOLOGIA BÁSICA DO CASO ILHA TV-A.	98
FIGURA 64: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A TESTE I).	101
FIGURA 65: PRESSÃO NO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-A TESTE I).	102
FIGURA 66: VAZÃO DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A TESTE I).....	102
FIGURA 67: POSIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DO TG-201 (ILHA TV-A TESTE I).	104
FIGURA 68: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-201 (ILHA TV-A TESTE I).	104
FIGURA 69: TENSÃO TERMINAL DO TG-201 (ILHA TV-A TESTE I).	105
FIGURA 70: FREQUÊNCIA DO SISTEMA NOS PRIMEIROS 25 s (ILHA TV-A.1 TESTE I).	106
FIGURA 71: POSIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DO TG-201 NOS PRIMEIROS 25 s (ILHA TV-A.1 TESTE I).	106
FIGURA 72: FREQUÊNCIA DO SISTEMA NOS PRIMEIROS 25 s (ILHA TV-A.2 TESTE I).	107
FIGURA 73: POSIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DO TG-201 NOS PRIMEIROS 25 s (ILHA TV-A.2 TESTE I).	107
FIGURA 74: FREQUÊNCIA DO SISTEMA NOS PRIMEIROS 25 s (ILHA TV-A.3 TESTE I).	108

FIGURA 75: POSIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DO TG-201 NOS PRIMEIROS 25 s (ILHA TV-A.3 TESTE I).	108
FIGURA 76: VAZÃO DA UNIDADE TG-201 NOS PRIMEIROS 25 s (ILHA TV-A TESTE I).....	109
FIGURA 77: PRESSÃO NO COLETOR DE ALTA PRESSÃO NOS PRIMEIROS 25 s (ILHA TV-A TESTE I).	109
FIGURA 78: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.1 TESTE II).....	111
FIGURA 79: PRESSÃO NO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-A.1 TESTE II).....	111
FIGURA 80: VAZÃO DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.1 TESTE II).	112
FIGURA 81: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.1 TESTE II).....	112
FIGURA 82: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.2 TESTE II).....	113
FIGURA 83: PRESSÃO NO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-A.2 TESTE II).....	113
FIGURA 84: VAZÃO DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.2 TESTE II).	114
FIGURA 85: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.2 TESTE II).....	114
FIGURA 86: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.3 TESTE II).	115
FIGURA 87: PRESSÃO DO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-A.3 TESTE II).	116
FIGURA 88: VAZÃO DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.3 TESTE II).....	116
FIGURA 89: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.3 TESTE II).....	117
FIGURA 90: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.1 TESTE III).	118
FIGURA 91: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-201 (ILHA TV-A.1 TESTE III).....	118
FIGURA 92: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.2 TESTE III).	119
FIGURA 93: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.2 TESTE III).	120
FIGURA 94: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.3 TESTE III).	120
FIGURA 95: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.3 TESTE III).	121
FIGURA 96: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.1 TESTE IV).	124
FIGURA 97: PRESSÃO DO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-A.1 TESTE IV).	125
FIGURA 98: PRESSÃO DO SISTEMA DE MÉDIA PRESSÃO (ILHA TV-A.1 TESTE IV).	125
FIGURA 99: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.1 TESTE IV).	126
FIGURA 100: POSIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE TG-201 (ILHA TV-A.1 TESTE IV).....	126
FIGURA 101: VAZÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.1 TESTE IV).....	127
FIGURA 102: VAZÃO DA VÁLVULA DE ALÍVIO (ILHA TV-A.1 TESTE IV).....	127
FIGURA 103: VAZÃO DA VÁLVULA REDUTORA VR-1 (ILHA TV-A.1 TESTE IV).....	128
FIGURA 104: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.1 TESTE IV).	129
FIGURA 105: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-A.1 TESTE IV).	129
FIGURA 106: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-A.1 TESTE V).....	131
FIGURA 107: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-201 (ILHA TV-A.1 TESTE V).....	131
FIGURA 108: PRESSÃO NO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-A.1 TESTE V).....	132
FIGURA 109: TENSÕES DOS GERADORES TG-200 EQUIPADOS COM OXL (ILHA TV-A.1 TESTE V).	132
FIGURA 110: TENSÃO DO TG-201 SEM ATUAÇÃO DO OXL (ILHA TV-A.1 TESTE V).	133
FIGURA 111: TOPOLOGIA BÁSICA DO CASO ILHA TV-B.	134
FIGURA 112: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-B.1 TESTE I).	136
FIGURA 113: PRESSÃO DO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-B.1 TESTE I).	137

FIGURA 114: POSIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-B.1 TESTE I).	137
FIGURA 115: VAZÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-B.1 TESTE I).	138
FIGURA 116: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-B.1 TESTE I).	138
FIGURA 117: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-B TESTE II).	140
FIGURA 118: PRESSÃO DO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-B TESTE II).	140
FIGURA 119: PRESSÃO DO SISTEMA DE MÉDIA PRESSÃO (ILHA TV-B TESTE II).	141
FIGURA 120: VAZÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-B TESTE II).	141
FIGURA 121: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-B TESTE II).	142
FIGURA 122: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-B.2 TESTE II).	143
FIGURA 123: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-201 (ILHA TV-B.2 TESTE II).	143
FIGURA 124: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-B.2 TESTE III).	145
FIGURA 125: PRESSÃO DO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-B.2 TESTE III).	145
FIGURA 126: VAZÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-B.2 TESTE III).	146
FIGURA 127: POSIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-B.2 TESTE III).	146
FIGURA 128: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-201 (ILHA TV-B.2 TESTE III).	147
FIGURA 129: TOPOLOGIA BÁSICA DO CASO ILHA TV- C.	148
FIGURA 130: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-C TESTE I).	152
FIGURA 131: POTÊNCIA ELÉTRICA DAS UNIDADES TG-201 E TG-202 (ILHA TV-C TESTE I).	153
FIGURA 132: PRESSÕES DOS SUPERAQUECEDORES DAS CALDEIRAS SG-200 (ILHA TV-C TESTE I).	153
FIGURA 133: VAZÕES DAS CALDEIRAS SG-200 (ILHA TV-C TESTE I).	154
FIGURA 134: PRESSÃO DO SISTEMA DE MÉDIA PRESSÃO (ILHA TV-C TESTE I).	154
FIGURA 135: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TV-C TESTE II).	156
FIGURA 136: POTÊNCIA ELÉTRICA DAS UNIDADES TG-200 (ILHA TV-C TESTE II).	156
FIGURA 137: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO COM $DM = 0,8$ (ILHA TV-C TESTE II).	157
FIGURA 138: POTÊNCIA ELÉTRICA DAS UNIDADES TG-200 COM $DM = 0,8$ (ILHA TV-C TESTE II).	157
FIGURA 139: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO COM $DM = 0,9$ (ILHA TV-C TESTE II).	158
FIGURA 140: POTÊNCIA ELÉTRICA DAS UNIDADES TG-200 COM $DM = 0,9$ (ILHA TV-C TESTE II).	158
FIGURA 141: PRESSÃO DO COLETOR DE ALTA PRESSÃO (ILHA TV-C TESTE II).	159
FIGURA 142: VAZÕES DAS CALDEIRAS SG-200 (ILHA TV-C TESTE II).	160
FIGURA 143: PRESSÃO DO SISTEMA DE MÉDIA PRESSÃO (ILHA TV-C TESTE II).	160
FIGURA 144: DIAGRAMA DO TESTE DE REJEIÇÃO DE CARGAS DO CASO ILHA TG-A.	162
FIGURA 145: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO COM $DM = 1,4$ (ILHA TG-A).	164
FIGURA 146: FREQUÊNCIA DO SISTEMA COM DIFERENTES VALORES DE GANHO ($WFNL = 0,2$ E $DM = 1,4$).	165
FIGURA 147: FREQUÊNCIA DO SISTEMA COM DIFERENTES VALORES DE GANHO ($WFNL = 0,253$ E $DM = 0,8$).	166
FIGURA 148: FREQUÊNCIA DO SISTEMA COM DIFERENTES VALORES DE GANHO ($WFNL = 0,253$ E $DM = 1,4$).	167
FIGURA 149: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO COM DIVERSOS COEFICIENTES DE AMORTECIMENTO.	168
FIGURA 150: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO COM $DM = 0,0$ E $DM = 1,4$ (ILHA TG-A).	168
FIGURA 151: DIAGRAMA SIMPLIFICADO DO CASO ILHA TG-B.	169

FIGURA 152: FREQUÊNCIA E POTÊNCIA ELÉTRICA DO TURBOGERADOR A GÁS NO CASO ILHA TG-B.	170
FIGURA 153: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-B CENÁRIO I).....	174
FIGURA 154: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 (ILHA TG-B CENÁRIO I).....	174
FIGURA 155: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-B CENÁRIO II).	175
FIGURA 156: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 (ILHA TG-B CENÁRIO II).....	175
FIGURA 157: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-B CENÁRIO II).	176
FIGURA 158: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 (ILHA TG-B CENÁRIO III).	176
FIGURA 159: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-B CENÁRIO IV).....	177
FIGURA 160: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 (ILHA TG-B CENÁRIO IV).	177
FIGURA 161: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-B CENÁRIO V).	178
FIGURA 162: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 (ILHA TG-B CENÁRIO V).	178
FIGURA 163: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-B CENÁRIO VI).....	179
FIGURA 164: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 (ILHA TG-B CENÁRIO VI).	179
FIGURA 165: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-B CENÁRIO VII).....	180
FIGURA 166: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 (ILHA TG-B CENÁRIO VII).....	180
FIGURA 167: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-B CENÁRIO VIII).	181
FIGURA 168: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 (ILHA TG-B CENÁRIO VIII).	181
FIGURA 169: FREQUÊNCIA DO SISTEMA PARA DIFERENTES COEFICIENTES DE AMORTECIMENTO DM.	182
FIGURA 170: POTÊNCIA ELÉTRICA DO TG-301 PARA DIFERENTES COEFICIENTES DE AMORTECIMENTO.	183
FIGURA 171: CASO ILHA TG-C (1 TG).....	184
FIGURA 172: CASO ILHA TG-C (3 TGs).....	185
FIGURA 173: CASO ILHA TG-C- (5 TGs).....	185
FIGURA 174: CASO ILHA TG-C (9 TGs).....	186
FIGURA 175: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO PARA DIFERENTES COEFICIENTES DE AMORTECIMENTO DM NO CASO ILHA TG-C (1TG).	190
FIGURA 176: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO PARA DIFERENTES MAGNITUDES DO SINAL STEP_FUEL NO CASO ILHA TG-C (1TG) COM DM = 1,4.	190
FIGURA 177: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO PARA DIFERENTES MAGNITUDES DO SINAL STEP_FUEL NO CASO ILHA TG-C (1TG) COM DM = 0,8.	191
FIGURA 178: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO NO CASO ILHA TG-C (1TG) COM DIFERENTES AJUSTES DO COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO.	191
FIGURA 179: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO NO CASO ILHA TG-C (1TG) COM DIFERENTES AJUSTES DO COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO E STEP_FUEL = 10 %.	192
FIGURA 180: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO NO CASO ILHA TG-C (1TG) COM DIFERENTES AJUSTES DO COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO E STEP_FUEL = 30 %.	192
FIGURA 181: FREQUÊNCIA DA ILHA PARA DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE GERADORES (ILHA TG-C)....	194
FIGURA 182: FREQUÊNCIA DA ILHA (ILHA TG-C 9 TGs E DM = 0,0).....	195
FIGURA 183: FREQUÊNCIA DA ILHA (ILHA TG-C 9 TGs E DM = 0,8).....	195
FIGURA 184: FREQUÊNCIA DA ILHA PARA DIFERENTES COEFICIENTES DE AMORTECIMENTO (ILHA TG-C 9 TGs).....	196

FIGURA 185: FREQUÊNCIA DA ILHA MEDIANTE VARIAÇÕES NA CARGA INICIAL DAS UNIDADES TG-200 (ILHA TG-C 9 TGs).	197
FIGURA 186: POTÊNCIA ELÉTRICA DA UNIDADE TG-301 MEDIANTE VARIAÇÕES NA CARGA INICIAL DAS UNIDADES TG-200 (ILHA TG-C 9 TGs).	197
FIGURA 187: FREQUÊNCIA DA ILHA PARA DIFERENTES REGULADORES DE VELOCIDADE ASSOCIADOS AO TG-301 (ILHA TG-C 1 TG).	198
FIGURA 188: COMANDO DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL DE DIFERENTES REGULADORES DE VELOCIDADE ASSOCIADOS AO TG-301 (ILHA TG-C 1 TG).	199
FIGURA 189: FREQUÊNCIA DA ILHA PARA DIFERENTES REGULADORES DE VELOCIDADE ASSOCIADOS AO TG-301 (ILHA TG-C 9 TGs).	199
FIGURA 190: COMANDO DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL DE DIFERENTES REGULADORES DE VELOCIDADE ASSOCIADOS AO TG-301 (ILHA TG-C 9 TGs).	200
FIGURA 191: DIAGRAMA SIMPLIFICADO DO CASO ILHA TG-D COM MOTORES DE INDUÇÃO.	201
FIGURA 192: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-D – CENÁRIO I).	202
FIGURA 193: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-D – CENÁRIO II).	203
FIGURA 194: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO (ILHA TG-D – CENÁRIO III).	203
FIGURA 195: DIAGRAMA SIMPLIFICADO DO CASO ILHA TG-D COM CARGAS HÍBRIDAS.	204
FIGURA 196: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO NOS CENÁRIOS II E IV (ILHA TG-D).	205
FIGURA 197: FREQUÊNCIA DO SISTEMA ILHADO NOS CENÁRIOS II E V (ILHA TG-D).	206
FIGURA 198: TENSÃO TERMINAL DA UNIDADE TG-301 (ILHA TG-D).	207

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: DADOS GERAIS DAS UNIDADES GERADORAS DO SISTEMA DE REFERÊNCIA.	67
TABELA 2: DADOS OPERACIONAIS DAS FONTES DE VAPOR DA PLANTA INDUSTRIAL.	77
TABELA 3: DADOS OPERACIONAIS DOS CONSUMIDORES DE VAPOR DA PLANTA.	77
TABELA 4: DADOS DA CURVA DE DESEMPENHO F1 (MHP).	81
TABELA 5: DADOS DA CURVA DE CORREÇÃO F2 (PH).	81
TABELA 6: DADOS DA CURVA DE CORREÇÃO F3 (PE).	81
TABELA 7: MEDIÇÕES OBTIDAS EM CAMPO.	94
TABELA 8: FAIXAS TEMPORAIS DE REFERÊNCIA DAS SIMULAÇÕES.	97
TABELA 9: CONDIÇÕES GERAIS DO CASO ILHA A.	99
TABELA 10: CONDIÇÕES GERAIS DO CASO ILHA TV-B.	135
TABELA 11: CONDIÇÕES INICIAIS DO CASO ILHA TV-C.	149
TABELA 12: CENÁRIOS SIMULADOS NO CASO ILHA TG-B.	172
TABELA 13: VALORES DE PICO DOS RESULTADOS MOSTRADOS NAS FIGURAS 178, 179 E 180.	189
TABELA 14: CONDIÇÕES GERAIS DAS SIMULAÇÕES DOS CASOS ILHA TG-D-I, II E III.	201
TABELA 15: FREQUÊNCIAS DE PICO NO CASO ILHA TG-D COM MOTORES DE INDUÇÃO.	202
TABELA 16: CONDIÇÕES GERAIS DAS SIMULAÇÕES DOS CASOS ILHA TG-D-IV E TG-D-V.	204
TABELA 17: FREQUÊNCIAS DE PICO DOS GRÁFICOS DA FIGURA 196.	206
TABELA 18: FREQUÊNCIAS DE PICO DOS GRÁFICOS DA FIGURA 197.	206

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

O ilhamento não intencional dos sistemas elétricos de autoprodutores industriais pode ocasionar perdas econômicas expressivas, além de representar potenciais riscos à segurança de pessoas e ao meio ambiente. A incidência e a duração dos desvios de frequência decorrentes desses eventos também podem afetar cumulativamente a vida útil de turbinas a vapor, que são máquinas motrizes comuns nos parques de geração de sistemas industriais. Um dos principais problemas associados a essa condição é o estresse vibratório de palhetas nos estágios de baixa pressão, que pode ser intensificado pela ocorrência de ressonância (KUNDUR, 1994). Esses fatores críticos exemplificam algumas das principais razões pelas quais os estudos de ilhamento são temas de grande interesse na indústria. As simulações dinâmicas de distúrbios de ilhamento, entre outros aspectos, contribuem para o planejamento da operação, dimensionamento dos sistemas de proteção e definição de lógicas de controle de carga-frequência de plantas industriais.

Os modelos computacionais de reguladores de velocidade e de turbinas térmicas a gás e a vapor são elementos consolidados na literatura para realização de estudos de transitórios eletromecânicos. Contudo, para realização de simulações de eventos de ilhamento de plantas industriais, essas representações podem exigir modificações importantes em relação às aplicações observadas em distúrbios de sistemas interligados de grande porte. Um dos principais fatores que motivam essa diferenciação são os níveis de variação de frequência, que nos sistemas de grande porte são normalmente pequenos frente aos que podem ser verificados em episódios de ilhamento industrial. A título de exemplo, os desvios transitórios de frequência da maioria dos casos analisados neste trabalho ultrapassam consideravelmente a faixa de 1 %, que é uma referência tipicamente

considerada em estudos de planejamento de grandes sistemas de potência (POURBEIK et al., 2013).

O submódulo 2.10 (ONS, 2021), que estabelece requisitos técnicos mínimos para a conexão às instalações de transmissão, exemplifica níveis de desvios de frequência normalmente observados em sistemas interligados de grande capacidade. Com relação à operação em regime de frequência não nominal de unidades geradoras termoeletricas, esse padrão define, por exemplo, que não deve ocorrer a operação de relés de subfrequência ou sobrefrequência para desvios de frequência de até 2,5 % (58,5 Hz ou 61,5 Hz). Para as situações em que esses limites são ultrapassados, o submódulo 2.10 estabelece que as unidades geradoras devem operar por pelo menos 10 segundos. As variações de frequência de muitos eventos de ilhamento analisados neste trabalho superaram consideravelmente esses limites de magnitude e extensão temporal.

Considerando as particularidades dos episódios de ilhamento de sistemas industriais, a investigação da influência de elevados desvios de frequência nas estratégias de controle de velocidade e no comportamento dinâmico de turbinas a gás e a vapor é um tema relevante para o estudo desses tipos de perturbações. Essa avaliação pode exigir a ampliação da complexidade ou a adaptação de modelos matemáticos de turbinas térmicas e reguladores de velocidade.

Uma simplificação comum adotada nos modelos de turbinas a vapor com aplicações em grandes sistemas de potência é a premissa de que a pressão de admissão é constante, sendo considerada a disponibilidade de reservas ilimitadas de vapor (POURBEIK, et al. 2013). O ilhamento de plantas industriais, no entanto, pode estar associado a elevadas excursões de frequência e limitações de geração, o que torna a modelagem dos efeitos da pressão dos sistemas de geração a vapor um fator essencial para a análise desse evento. A dinâmica da pressão pode ser representada por meio da ampliação dos modelos de associações de reguladores de velocidade e turbinas a vapor, com a inclusão de modelos de caldeiras e malhas de controle de pressão. Também é possível que o comportamento dinâmico da pressão seja influenciado pelas características específicas da topologia, dos controles, das fontes e dos consumidores dos circuitos de vapor de sistemas industriais.

As turbinas a vapor de condensação são máquinas motrizes que têm como principal finalidade a conversão da energia térmica do vapor a alta temperatura e pressão em energia mecânica. Por essa razão, esses equipamentos têm vastas aplicações em centrais térmicas de grandes sistemas de potência. Nos sistemas industriais de cogeração, as cargas térmicas podem ser alimentadas pelo vapor oriundo do exausto ou dos estágios de extração de turbinas a vapor, o que contribui para o aumento da eficiência global dos processos. Nessas configurações, é frequente a aplicação de turbinas de contrapressão, que são turbinas a vapor caracterizadas por pressões de exaustão superiores à pressão atmosférica. O fluxo de vapor que atravessa a turbina de contrapressão pode ser aproveitado para a produção de trabalho mecânico ou geração de energia elétrica, mas deve seguir a carga térmica alimentada pelo exausto do equipamento.

Os modelos matemáticos de turbinas a vapor normalmente implementados nos estudos de estabilidade de frequência não sugerem adequações em relação aos diferentes tipos de aplicação dessas turbinas. Porém, diante das especificidades dos sistemas elétricos e dos processos de cogeração de plantas industriais, a investigação do alcance ou da necessidade de adaptação dos modelos de turbinas a vapor existentes na literatura para representar turbinas de contrapressão pode ser indispensável.

Os eventos de ilhamento de plantas industriais podem abarcar o isolamento desses sistemas em conjunto com usinas termelétricas. Nessas configurações, um dos turbogeradores da central térmica pode assumir o controle de frequência da ilha, ampliando assim a segurança eletro-energética dos processos industriais. Nos estudos de ilhamento analisados neste trabalho, esse turbogerador é acionado por uma turbina a gás heavy-duty, que é uma das máquinas motrizes de aplicação mais frequente em centrais térmicas de ciclo simples ou combinado (LORA et al., 2004).

Na literatura, os modelos de turbinas a gás industriais e seus sistemas de controle são consolidados em variados níveis de complexidade, englobando modelos genéricos, modelos baseados em princípios físicos e modelos específicos fornecidos por fabricantes. A análise de eventos de ilhamento de plantas industriais pode exigir adequações nos modelos matemáticos de reguladores de velocidade e turbinas a gás heavy-duty normalmente utilizados em simulações dinâmicas de grandes sistemas interligados. Tendo em vista as variações de frequência relativamente altas dos episódios de ilhamento

e os objetivos do controle de carga-frequência de sistemas industriais, as adaptações dos modelos computacionais podem ter relação com a implementação de sistemas de controle de velocidade específicos para operação em ilha ou estar associadas à representação da dinâmica da máquina motriz.

1.2 Objetivo

Este trabalho tem o objetivo de desenvolver e implementar modelos matemáticos de reguladores de velocidade, turbinas a vapor e turbinas gás para análise de eventos de ilhamento de um sistema industrial de grande porte. Os distúrbios de ilhamento verificados no trabalho são caracterizados por elevados desvios de frequência, que atingem níveis consideravelmente superiores aos que usualmente ocorrem em eventos de grandes sistemas de potência.

Linhas de transmissão curtas ligam a planta industrial a uma usina termelétrica, que, por sua vez, está conectada a um sistema interligado de grande capacidade. A verificação proposta está centrada na realização de simulações computacionais, que têm como referências dois cenários gerais de ilhamento, quais sejam, o isolamento do sistema elétrico da planta industrial e o isolamento desse sistema em conjunto com a usina termelétrica. As avaliações também englobam eventos de ilhamento de subsistemas da planta industrial. A Figura 1 apresenta os principais tipos de circunstâncias de ilhamento que serão analisadas neste trabalho.

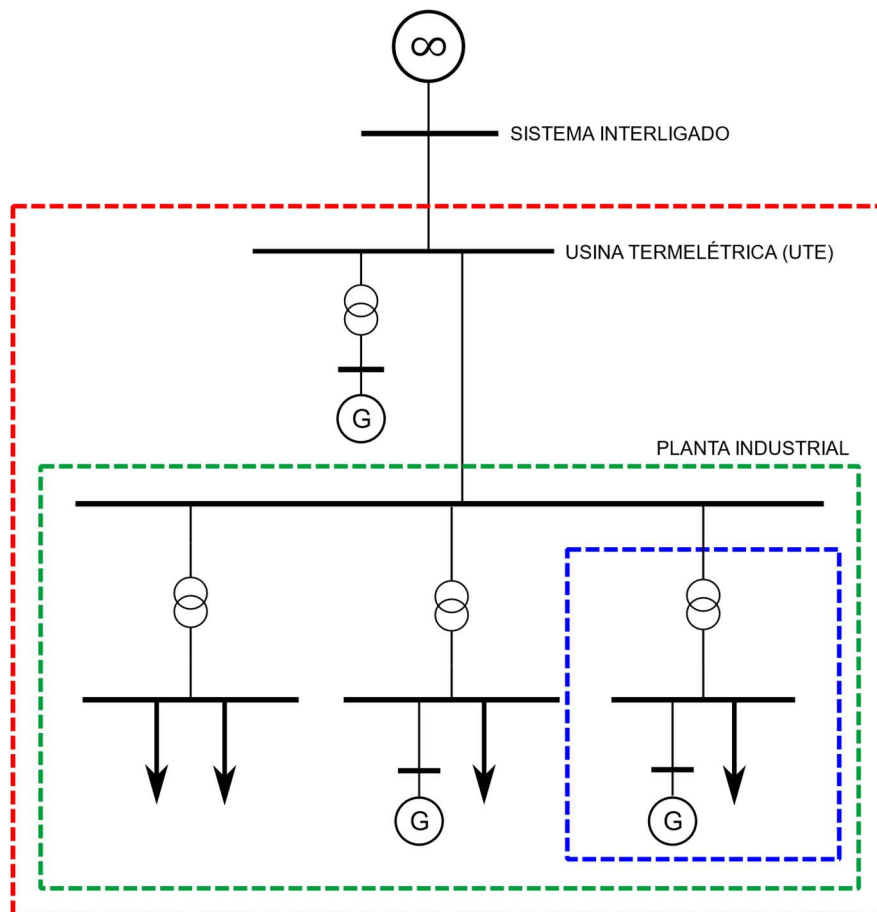


Figura 1: Tipos de distúrbios de ilhamento analisados no trabalho.

A planta industrial possui um parque de geração própria constituído de unidades acionadas por turbinas a vapor, que atendem parcialmente a demanda de energia elétrica da instalação. As máquinas motrizes das principais unidades geradoras do sistema de vapor são turbinas de contrapressão; os geradores da usina termelétrica representada nas simulações são todos acionados por turbinas a gás. Nos eventos de ilhamento da planta industrial com a usina, que podem incluir uma variada quantidade de turbogeradores a gás, uma unidade geradora da central térmica permanece conectada ao sistema industrial, sendo responsável pelo controle de frequência da ilha.

A avaliação de alguns casos reais de ilhamento da planta industrial e do turbogerador a gás da usina termelétrica faz parte das investigações realizadas. Entre as tarefas essenciais para viabilizar as simulações desses eventos, este trabalho abarca o

levantamento de lógicas de controle de velocidade, topologias de processo e características operacionais da instalação industrial e da usina.

Com o intuito de aprofundar a análise do comportamento da planta industrial nos distúrbios de ilhamento, este trabalho também busca desenvolver modelos iniciais que incluam efeitos dinâmicos das pressões do sistema de cogeração da instalação. A representação dos efeitos de caldeiras é essencial nesse tipo de estudo. A relação entre a dinâmica das pressões e o desempenho de turbinas a vapor de contrapressão também está entre os temas analisados neste trabalho.

As turbinas a gás da central térmica são do tipo heavy-duty. Um dos principais propósitos deste trabalho é a verificação da representatividade de modelos genéricos de associações de reguladores de velocidade com esses tipos de turbinas para análise de distúrbios de ilhamento industriais. Uma parte do escopo das simulações de ilhamento tem o objetivo de investigar as respostas do turbogerador a gás atuando como regulador isócrono sob diferentes condições de desbalanço carga-geração. Nessas análises complementares, são considerados tipos e magnitudes de cargas diferentes dos que fazem parte do sistema industrial de referência.

1.3 Estrutura do Trabalho

O presente trabalho é organizado em 6 capítulos. Os capítulos 2 e 3 abordam revisões bibliográficas de sistemas de controle de velocidade e modelos de turbinas térmicas a vapor e a gás. Tendo-se como referências algumas dessas representações matemáticas, os capítulos subsequentes apresentam o desenvolvimento dos modelos dos sistemas de acionamento propostos, bem como análises de simulações de ilhamento onde esses modelos são implementados. O capítulo final consolida as conclusões e as sugestões de trabalhos futuros. Os objetivos dos capítulos 2 a 6 são sintetizados a seguir.

Capítulo 2: Estratégias de controle de carga-frequência são representadas matematicamente em todos os sistemas de acionamento analisados neste trabalho. O capítulo 2 abarca uma revisão bibliográfica sobre alguns dos principais métodos de controle desse segmento.

Capítulo 3: Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica de modelos simplificados de turbinas térmicas e seus sistemas de controle de velocidade. A revisão bibliográfica inclui os modelos genéricos que foram referências para a elaboração das propostas deste trabalho.

Capítulo 4: O sistema elétrico de referência para os estudos de ilhamento deste trabalho é apresentado no capítulo 4. A descrição da instalação elétrica inclui os modelos propostos para representação das cargas, bem como os dados fornecidos relativos aos modelos computacionais dos geradores. Os modelos propostos para representação de associações de reguladores de velocidade e turbinas térmicas são apresentados neste capítulo.

Capítulo 5: Neste capítulo, são apresentados os processos de parametrização e as análises de simulações de ilhamento do modelo de sistema de geração a vapor e do modelo do turbogerador a gás definidos no capítulo 4.

Capítulo 6: Este capítulo aborda as conclusões e sugestões de trabalhos futuros.

1.4 Ferramentas computacionais utilizadas

O programa Anatem 11.10.2 (Análise de Transitórios Eletromecânicos, do CEPEL) foi a ferramenta computacional utilizada para realização das simulações dinâmicas apresentadas neste trabalho. Os modelos matemáticos de reguladores de velocidade e turbinas térmicas propostos para realização das simulações foram elaborados em Códigos Definidos pelo Usuário (CDU) do programa Anatem.

As condições iniciais das simulações foram definidas a partir da execução de casos de fluxo de potência no programa Anarede 11.3.2 (Análise de Redes Elétricas, do CEPEL). Além dos programas necessários para realizações das simulações dinâmicas, o programa MATLAB (plataforma de programação e computação numérica da MathWorks) foi utilizado para o tratamento de dados de plotagem e geração de gráficos. A extração de dados numéricos de algumas figuras foi realizada por meio do programa WebPlotDigitizer (ROHATGI, 2020).

CAPÍTULO 2

CONTROLE PRIMÁRIO DE CARGA-FREQUÊNCIA

2.1 Reguladores de Velocidade

As variações de frequência estão entre as principais consequências dos desbalanços de carga e geração dos sistemas elétricos de potência. A magnitude desses desequilíbrios no sistema pode ser um fator determinante para o atingimento de condições operacionais proibitivas.

Com o objetivo de mitigar os impactos sistêmicos das modificações de frequência, o suprimento de potência mecânica de unidades geradoras deve ser realizado por meio de sistemas automáticos de controle de velocidade, que são denominados reguladores de velocidade. A atuação relativamente rápida desses dispositivos de controle pode contribuir para a preservação da estabilidade de frequência do sistema, além de possibilitar a restauração dessa variável a níveis admissíveis de operação. Esse conjunto de ações de controle automático de velocidade é designado Regulação Primária.

A Figura 2 apresenta um sistema simplificado de uma unidade de geração que supre energia elétrica para uma carga isolada. O vapor é exemplificado como uma possível variável de entrada, mas os princípios operacionais apresentados nesta seção são aplicáveis a outros tipos de conjuntos de geração, como as unidades de usinas hidrelétricas e os turbogeradores a gás de centrais térmicas.

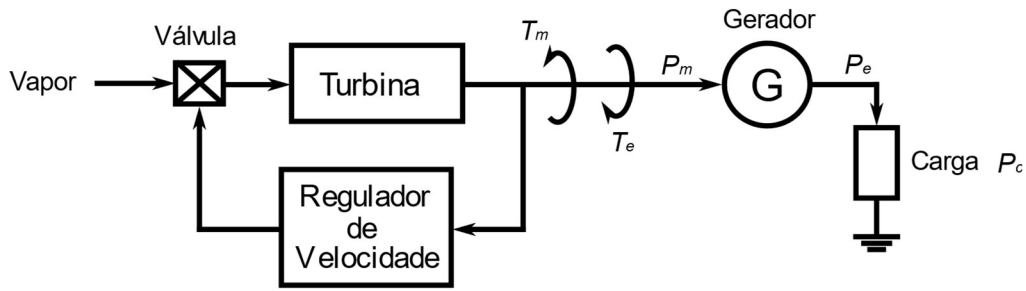


Figura 2: Unidade geradora alimentando uma carga isolada.

O regulador de velocidade ilustrado na Figura 2 estabelece o sinal de comando para a válvula de admissão da turbina. A atuação automática do regulador ocorre em função da velocidade da unidade de geração. Por exemplo, nas situações em que há o súbito aumento de carga, a frequência do sistema tende a cair. O erro de velocidade é um sinal de excitação do regulador de velocidade, que atuará na abertura da válvula de admissão da turbina, contribuindo para a recuperação da frequência do sistema. De maneira similar à situação descrita, quando há desconexão de parte da carga alimentada pela unidade de geração, o regulador de velocidade atua no fechamento da válvula de admissão.

2.2 Regulação Própria e Estratégias de Regulação Automática

Na Figura 3 é apresentado um modelo matemático linearizado de uma unidade de geração equivalente conectada a um sistema de potência isolado. Essa representação é usualmente utilizada em análises dinâmicas de sistemas de potência (KUNDUR, 1994) e pode servir como referência para compreensão dos princípios que regem as respostas de frequência dos sistemas elétricos, quando submetidos a desbalanços de carga e geração.

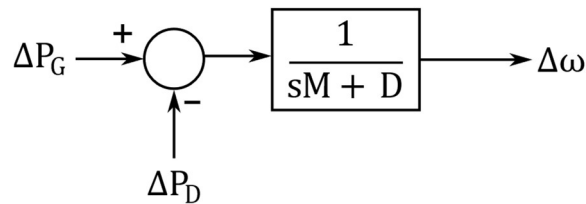


Figura 3: Modelo simplificado de um sistema de potência equivalente.

A equação de oscilação eletromecânica que está vinculada ao diagrama da Figura 2 é definida pela equação (2.1).

$$\frac{d\Delta\omega}{dt} = \frac{1}{2H} \cdot (\Delta P_G - \Delta P_D - D \cdot \Delta\omega) \quad (2.1)$$

$\Delta\omega$ - Variação de frequência (ou rotação)

H - Constante de inércia equivalente das unidades geradoras (0,5 M)

ΔP_G - Variação de potência mecânica gerada

ΔP_D - Variação da potência ativa da carga

D - Coeficiente de amortecimento da carga com a frequência e amortecimentos mecânicos

A aplicação de um degrau ΔP_D na entrada do sistema da Figura 3 representa o acréscimo ou a desconexão de cargas. Quando submetido a esse tipo de perturbação, considerando-se que não há mudanças na potência mecânica ($\Delta P_G = 0$), o sistema tende a alcançar um novo ponto de operação em regime permanente, que é caracterizado por um desvio da frequência em relação ao seu valor inicial. Ao atingir a condição de regime permanente, o desbalanço inicial entre a carga e a geração é plenamente compensado pelo efeito do amortecimento equivalente do sistema.

A resposta dinâmica do sistema da Figura 3 a um determinado desbalanço de potências é influenciada pelo valor da sua inércia equivalente e pelo seu coeficiente de amortecimento. A aplicação do teorema do valor final nesse sistema explicita a influência do coeficiente de amortecimento e da magnitude do desequilíbrio de carga-geração no desvio da frequência em regime. O valor do coeficiente de amortecimento depende, dentre outros aspectos, do perfil das cargas do sistema e dos efeitos de amortecimento mecânico. Os valores típicos de D estão entre 1 % e 2 % em grandes sistemas de potência (KUNDUR, 1994).

A Figura 4 apresenta um exemplo de resposta sistêmica para um decréscimo de carga, onde ocorre uma elevação de frequência que, em regime permanente, é definida por Δf_{ss} . Observa-se que o sistema pode alcançar um novo ponto estável de operação,

sem que haja contribuições das unidades de geração no processo. Essa propriedade inerente ao sistema que possibilita o alcance de novos estados de equilíbrio é denominada Regulação Própria ou Regulação Natural.

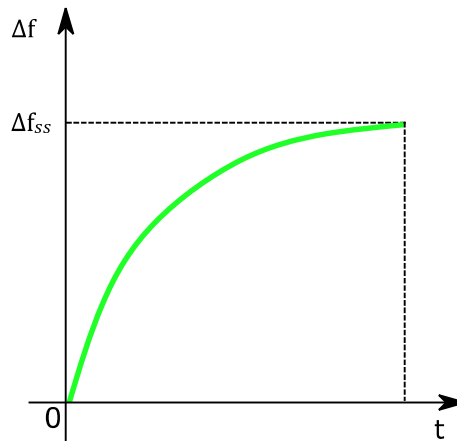


Figura 4: Regulação Natural de um sistema em função de um corte de carga.

Nos eventos definidos por grandes desbalanços entre carga e geração, as respostas propiciadas pela ação exclusiva da regulação própria do sistema não são, em geral, suficientes para se evitar condições instáveis ou proibitivas de operação, o que reforça a importância das ações automáticas dos reguladores de velocidade das unidades geradoras. Este capítulo aborda os dois tipos essenciais de reguladores de velocidade que têm aplicações em sistemas de potência: reguladores isócronos e reguladores com queda de velocidade.

Nas análises apresentadas nessa seção, assim como em diversas aplicações no âmbito da dinâmica e controle de sistemas de potência, foi considerada a existência de um desacoplamento entre as malhas de controle de velocidade e as malhas de controle de tensão. Um dos pilares dessa aproximação tem relação com a velocidade de resposta dos reguladores de tensão, que é normalmente muito superior à velocidade de resposta dos reguladores de velocidade. Essa segmentação também é justificada pelas diferenças de sensibilidade da frequência e do perfil de tensão do sistema a mudanças no balanço de potência ativa e a alterações nos fluxos de potência reativa (XISTO, 1984).

2.2.1 Regulador Isócrono

A Figura 5 indica os principais blocos de um sistema de geração com regulador isócrono. Nesse sistema, a velocidade do gerador é comparada com seu valor de referência e o sinal de erro calculado nesse processo é amplificado antes da entrada de um bloco integrador, que define a posição de referência da válvula de admissão da turbina. Caso não existam limitações de capacidade de geração, a ação integral do regulador de velocidade atuará até que o erro de velocidade em regime permanente seja nulo.

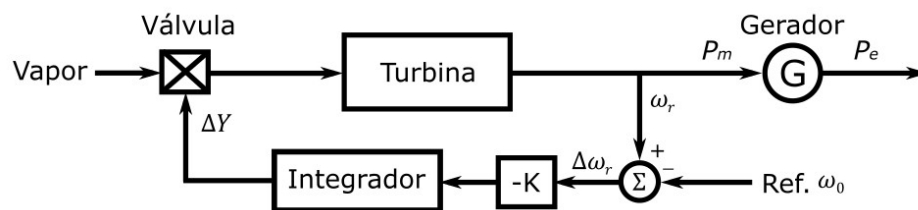


Figura 5: Regulador Isócrono.

Os reguladores isócronos não têm muitas aplicações em sistemas interligados de grande porte, pois sua implementação nesses tipos de sistemas pode ocasionar conflitos entre os sinais de controle das unidades geradoras. Entretanto, esses reguladores podem assumir importantes aplicações no controle de frequência de sistemas isolados, como os que são decorrentes dos eventos de ilhamento de plantas industriais. É possível a implementação do regulador isócrono no controle de frequência de sistemas de isolados com mais de uma unidade geradora, contanto que, por exemplo, as demais unidades sejam de porte comparativamente pequeno, de sorte que a unidade controlada pelo regulador isócrono tenha capacidade de assumir toda a variação de carga decorrente do distúrbio.

A implementação dos princípios de controle do regulador isócrono está entre os principais tópicos abordados nas simulações de ilhamento deste trabalho. Para sistemas interligados de grande capacidade, o tipo de regulador de velocidade mais frequentemente utilizado é o regulador com queda de velocidade.

2.2.2 Regulador com Queda de Velocidade

Os principais componentes de uma unidade geradora equipada com um regulador com queda de velocidade são apresentados na Figura 6. Em função da presença de uma malha de retroalimentação caracterizada pelo ganho R , diferentemente do que ocorre nos reguladores isócronos, nos reguladores com queda de velocidade a posição da válvula de admissão da máquina motriz também influencia o erro do sinal de entrada do bloco integrador. A Figura 7 apresenta o diagrama de blocos do regulador com queda de velocidade e a Figura 8 mostra a função de transferência desse sistema, onde $T = 1/KR$.

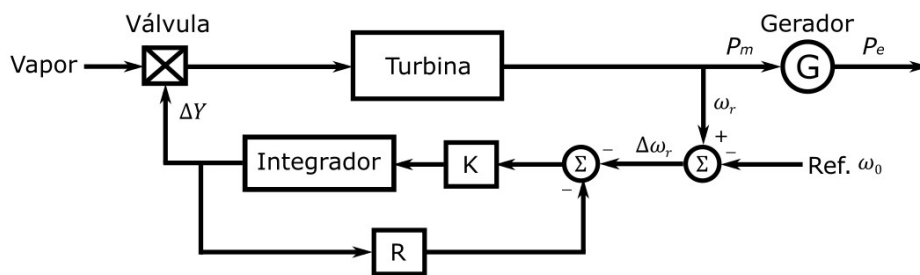


Figura 6: Regulador com queda de velocidade.

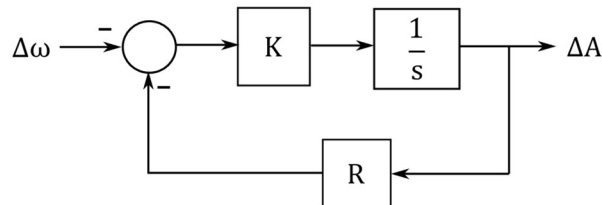


Figura 7: Diagrama de blocos do regulador com queda de velocidade.

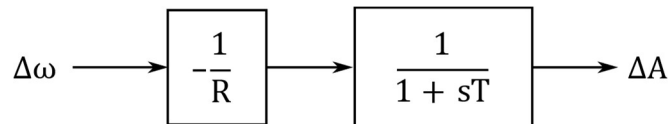


Figura 8: Função de transferência do regulador com queda de velocidade.

A retroalimentação do regulador com queda de velocidade contribui para o aumento da velocidade de resposta desse controlador e para preservação da estabilidade

dos sistemas de potência. Por se tratar de um sistema de controle proporcional, o regulador com queda de velocidade pode ser utilizado em sistemas com mais de uma unidade de geração, possibilitando a repartição de cargas entre diversas unidades, sem que existam conflitos entre as malhas de controle de velocidade. Em contrapartida, em regime permanente, as respostas do regulador com queda de velocidade apresentam desvios da frequência do sistema em relação ao valor inicial.

Considerando-se a posição da válvula diretamente proporcional à potência mecânica da unidade de geração, pode-se notar que valor de R no sistema da Figura 8 está diretamente relacionado com o erro de frequência em regime permanente. A influência do ganho R é ilustrada na Figura 9, que apresenta a curva estática idealizada de um regulador com queda de velocidade (KUNDUR, 1994). Essa curva é definida por pontos de operação em regime permanente associados a níveis variados de desvio de frequência. Nessa figura, f_v , f_0 e f_c representam, respectivamente, a frequência a vazio, frequência nominal e a frequência alcançada na carga máxima da unidade geradora.

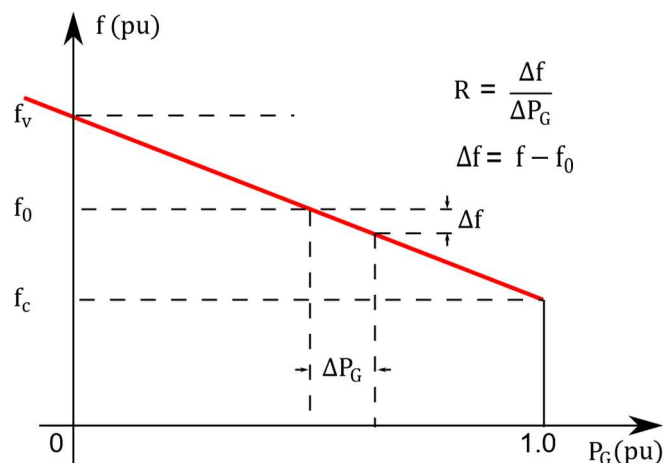


Figura 9: Curva estática de um Regulador com queda de velocidade.

O estatismo ou regulação de velocidade (*speed droop*) (XISTO, 1984) é um parâmetro que define a variação de rotação do gerador necessária para que a sua potência mecânica varie de 0 % a 100 % da sua capacidade. A partir da curva estática do regulador mostrada na Figura 9, o estatismo é calculado de acordo com a equação (2.2), onde f_n é a frequência nominal do sistema.

$$s = \frac{f_v - f_c}{f_n} \quad (2.2)$$

A Equação (2.2) pode ser obtida por meio da análise das relações da curva ilustrada na Figura 9, conforme as equações a seguir:

$$P_G - P_{G0} = \frac{1}{R} (f - f_0) \quad (2.3)$$

Para $P_G = 0$:

$$-P_{G0} = \frac{1}{R} (f_v - f_0) \quad (2.4)$$

Para $P_G = P_{MAX}$:

$$P_{MAX} - P_{G0} = \frac{1}{R} (f_c - f_0) \quad (2.5)$$

A partir da substituição da Equação (2.4) na Equação (2.5) obtém - se:

$$P_{MAX} + \frac{1}{R} f_c - \frac{1}{R} f_v = 0 \quad (2.6)$$

$$f_v = \frac{P_{MAX} + \frac{1}{R} f_c}{\frac{1}{R}}$$

$$s = \frac{\frac{P_{MAX} + \frac{1}{R}f_c}{\frac{1}{R}} - f_c}{f_n}$$

$$s = \frac{P_{MAX}}{\frac{1}{R}f_n}$$

Assumindo-se a potência máxima da unidade de geração P_{MAX} e a frequência nominal f_n como valores de base, pode-se concluir que, em pu, o estatismo calculado de acordo com a equação (2.2) e a constante R têm o mesmo valor:

$$s = \frac{f_v - f_c}{f_n} = R \quad (2.7)$$

Após a ocorrência de um desbalanço entre a carga e a geração do sistema, além do estatismo equivalente das unidades geradoras, o novo ponto de operação em regime também dependerá do comportamento da carga com a frequência, o que é exemplificado na Figura 10. No cenário ilustrado nessa figura, é considerado que as cargas são as únicas causas de amortecimento do sistema, que está associado ao coeficiente D .

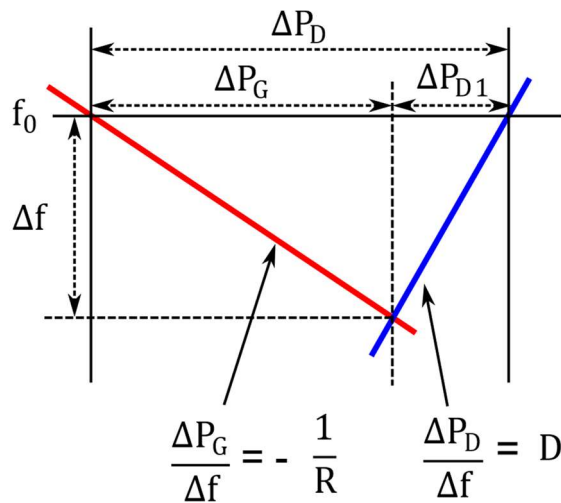


Figura 10: Composição dos efeitos do regulador com queda de velocidade e da carga.

O controle de carga de unidades que possuem reguladores com queda de velocidade é estabelecido pela alteração da referência de carga, conforme o diagrama apresentado na Figura 11. A Figura 12 apresenta a função de transferência do regulador de velocidade desse sistema.

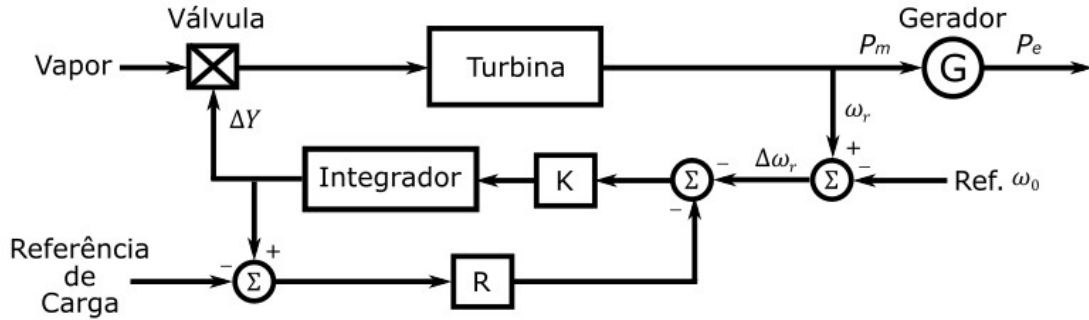


Figura 11: Esquema de controle de geração da unidade.

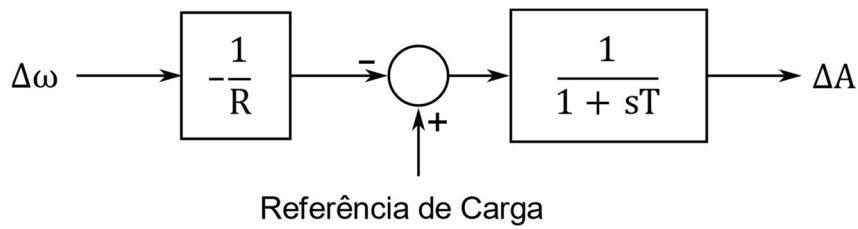


Figura 12: Ajuste da referência do regulador com queda de velocidade.

As modificações do sinal de referência de carga têm como principal efeito o deslocamento da curva estática do regulador no eixo vertical, sem que haja impactos no valor do seu estatismo. A mudança desse sinal pode ser ocasionada por um motor denominado *speed changer* (XISTO, 1984). A Figura 13 apresenta exemplos de curvas associadas a um mesmo valor de regulação, mas que são deslocadas em função das mudanças no sinal de referência do regulador com queda de velocidade.

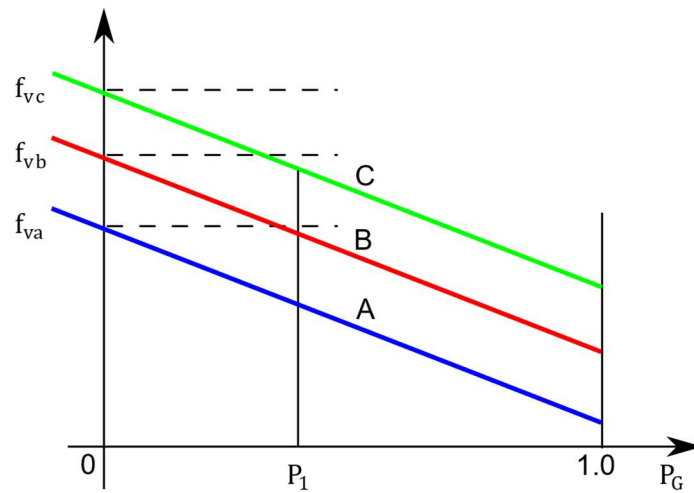


Figura 13: Curvas do regulador de velocidade associadas a diferentes sinais de referência.

Em sistemas isolados, a variação do sinal de referência do regulador com queda de velocidade ocasiona mudanças na velocidade das máquinas (frequência do sistema). Nos grandes sistemas de potência, no entanto, considerando que a potência máxima da unidade de geração é relativamente pequena em relação ao porte do sistema, a variação do sinal de referência define estritamente as mudanças na potência ativa gerada pela unidade (KUNDUR, 1994).

CAPÍTULO 3

MODELAGEM DE TURBINAS TÉRMICAS E REGULADORES DE VELOCIDADE

3.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados princípios físicos e uma revisão bibliográfica de sistemas de acionamento baseados em turbinas térmicas. Embora não tenha a finalidade de compreender uma revisão bibliográfica exaustiva, o conteúdo do capítulo busca elucidar representações matemáticas de sistemas de turbinas a vapor e turbinas a gás industriais para análise de transitórios eletromecânicos.

O conhecimento dos modelos simplificados dos sistemas de acionamento apresentados neste capítulo é fundamental para compreensão da estrutura dos modelos matemáticos de reguladores de velocidade e turbinas térmicas propostos neste trabalho, que são detalhados no capítulo 4.

3.2 Turbinas a Vapor

As turbinas a vapor são máquinas motrizes que convertem a energia térmica de um fluxo de vapor em energia mecânica. Em função da sua alta confiabilidade, eficiência e vida útil, essas turbomáquinas têm vasta aplicação no acionamento de geradores elétricos e cargas mecânicas industriais, como bombas e compressores.

Com relação ao princípio de funcionamento, as turbinas a vapor se dividem em turbinas de ação e turbinas de reação, conforme as definições adiante (LORA et al., 2004):

- **de ação (impulso):** a primeira etapa que caracteriza o funcionamento desse tipo de turbina é definida pela queda de pressão do vapor em bocais fixos. A variação da entalpia do vapor nesse processo está associada ao aumento da sua energia cinética. Esse vapor em alta velocidade incide sobre as palhetas móveis, que convertem a energia cinética em trabalho mecânico. Nas turbinas de impulso, a passagem do vapor pelas palhetas móveis ocorre à pressão constante.
- **de reação:** neste tipo de turbina, a expansão do vapor ocorre nos distribuidores fixos e nas palhetas móveis. Portanto, parte da energia térmica do vapor é convertida em energia cinética nas rodas móveis do equipamento. Diferentemente do que ocorre nas turbinas de ação, nas turbinas de reação a pressão do vapor é gradativamente reduzida no percurso das palhetas móveis.

No que diz respeito às características básicas de fabricação das turbinas a vapor, os estágios de ação são definidos por um grupo de bocais distribuidores acompanhados de sucessivas fileiras de palhetas móveis e fixas. Nesses tipos de estágios, as palhetas móveis têm a função de converter a energia cinética do vapor em trabalho, e as palhetas fixas têm a função de redirecionar o fluxo de vapor.

Os estágios de reação são construtivamente definidos por um conjunto de fileiras de palhetas móveis e fixas, sendo que as palhetas móveis têm a função de converter a energia disponível no vapor em trabalho mecânico, e as palhetas fixas, além de redirecionarem o fluxo de vapor, possibilitam a conversão de parte da energia térmica do vapor em energia cinética.

As particularidades de arranjos de estágios de ação e reação na composição das turbinas a vapor diferenciam classificações construtivas consolidadas na literatura, como as turbinas Laval, Curtis, Rateau, Curtis-Rateau e Parsons (LORA et al., 2004). As turbinas a vapor podem ser constituídas de múltiplos estágios, definidos por combinações desses arranjos.

A Figura 14 ilustra a aplicação conjunta de turbinas de ação e reação. Nessa figura pode-se observar as particularidades dos formatos das seções transversais das palhetas, sendo esse um aspecto físico que diferencia as turbinas de ação e reação. As palhetas

móveis das turbinas de ação apresentam formato simétrico, enquanto as rodas móveis das turbinas de reação são assimétricas e possuem o mesmo formato das palhetas fixas.

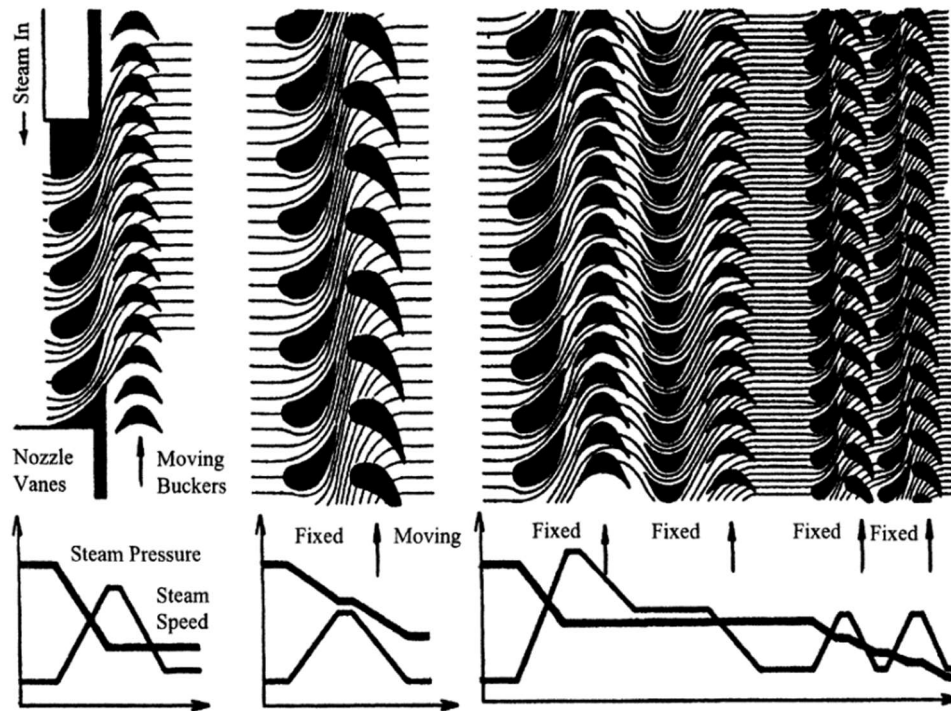


Figura 14: Combinações de turbinas de impulso e de reação (Fonte: VITTAL et al., 2020).

A Figura 15 mostra um sistema simplificado que define o ciclo operacional típico de uma turbina a vapor. Na caldeira, calor é transferido ao fluido de trabalho à pressão constante. O vapor superaquecido fornecido pela caldeira (1) é admitido pela turbina, que converte parte da energia térmica desse vapor em potência útil para o acionamento de um gerador elétrico ou carga mecânica. A saída da turbina (2) está conectada ao condensador, onde a temperatura do fluido de trabalho é reduzida em decorrência de trocas de calor à pressão constante. Na saída desse equipamento (5), o fluido de trabalho encontra-se no estado líquido e, graças às bombas de circulação, retorna para a caldeira, onde o ciclo termodinâmico é reiniciado. Esse processo é termodinâmico é denominado ciclo Rankine (LORA et al., 2004).

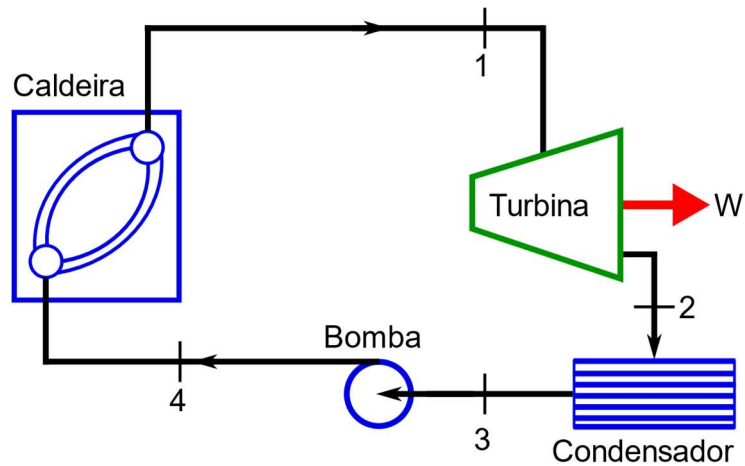


Figura 15: Principais elementos do ciclo Rankine.

As turbinas a vapor cuja pressão de saída é inferior à pressão atmosférica são designadas turbinas de condensação ou condensantes. Nos casos em que o vapor de exaustão opera acima da pressão atmosférica com a finalidade de suprir energia para consumidores térmicos, as turbinas a vapor são denominadas turbinas de contrapressão. Considerando uma mesma potência de saída, devido à menor variação de entalpia, a vazão das turbinas de contrapressão pode ser duas a cinco vezes superior à de uma turbina de condensação (BEEMAN, 1955). Para atendimento das especificações dos consumidores térmicos, a pressão de exaustão das turbinas de contrapressão pode ser uma das variáveis controladas do equipamento. A Figura 16 mostra esquemas simplificados de turbinas de contrapressão e condensação.

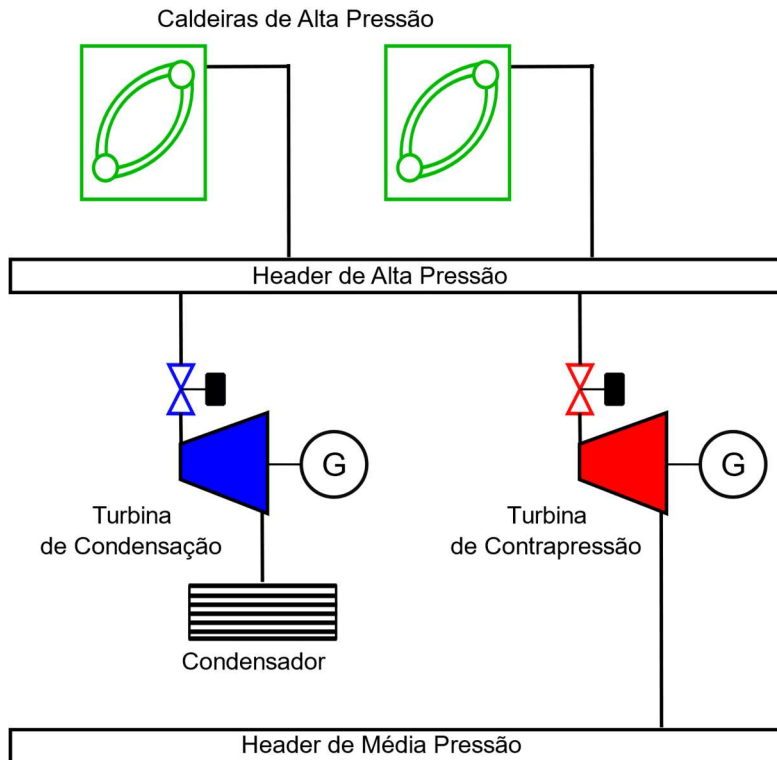


Figura 16: Turbinas a vapor de condensação e de contrapressão.

As turbinas de contrapressão podem ser equipadas com reguladores com queda de velocidade, que contribuem para preservação da estabilidade dos sistemas elétricos após a ocorrência de perturbações, como eventos de ilhamento não intencionais. Entretanto, tendo em vista que a vazão da turbina de contrapressão precisa seguir a demanda dos consumidores térmicos da instalação, esses equipamentos não podem ser utilizados para a restauração da frequência dos sistemas elétricos. Para implementação de reguladores isócronos em unidades de geração a vapor, a máquina motriz da unidade geradora deve, necessariamente, ser uma turbina condensante.

As turbinas a vapor aplicadas em processos de cogeração podem apresentar estágios de extração, onde parte do fluxo de vapor a uma pressão intermediária é utilizada para atender a consumidores térmicos. Esses estágios podem estar presentes tanto em turbinas condensantes quanto em turbinas de contrapressão. A pressão de extração também pode ser uma variável controlada nas turbinas a vapor.

A Figura 17 ilustra os elementos essenciais de um sistema de cogeração onde uma turbina a vapor com extração é aplicada. Além dos processos simplificados do ciclo

Rankine, uma parcela do fluxo de vapor a uma pressão intermediária é extraída (2) da turbina, para o fornecimento de energia térmica a outros consumidores da instalação.

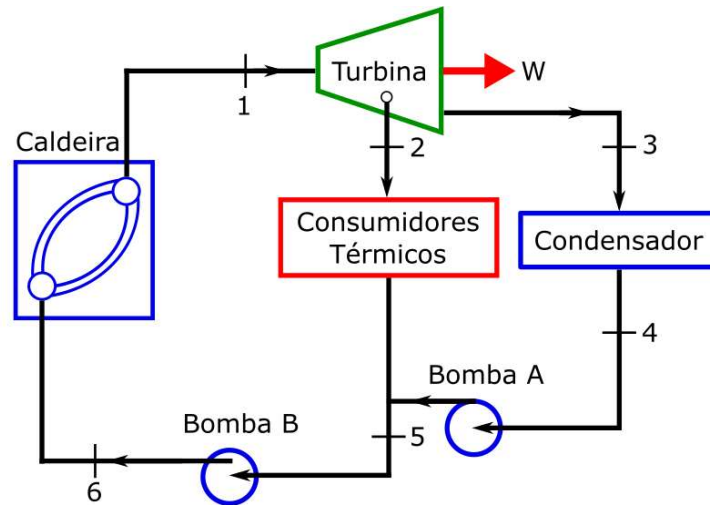


Figura 17: Sistema simplificado de cogeração.

Em determinados ciclos de vapor, o vapor de saída de estágios intermediários da turbina é reaquecido na caldeira antes de alcançar os estágios subsequentes. O reaquecimento contribui para o aumento da eficiência global do ciclo e está normalmente associado a unidades geradoras com níveis elevados de potência nominal (LORA et al., 2004). A existência de extrações nas turbinas para a transferência de calor a aquecedores de água de alimentação também é uma ocorrência comum, que visa à ampliação da eficiência dos sistemas de geração.

Nas unidades de geração de grande capacidade, as turbinas a vapor normalmente são segmentadas em múltiplos cilindros. Nas turbinas a vapor *tandem-compound*, os cilindros estão solidários ao mesmo eixo, e as turbinas a vapor *cross-compound* são caracterizadas por cilindros montados em paralelo, responsáveis pelo acionamento mecânico em eixos distintos. Os limites de potência de um cilindro dependem das premissas de projeto, condições iniciais de vapor (pressão e temperatura), existência de reaquecimento, velocidade de rotação e condições do vapor de exaustão. As potências de turbinas de um cilindro normalmente estão limitadas a 100 MW (LORA et al., 2004). A Figura 18 e a Figura 19 apresentam exemplos de turbinas a vapor de cilindro simples e multi-cilindros.

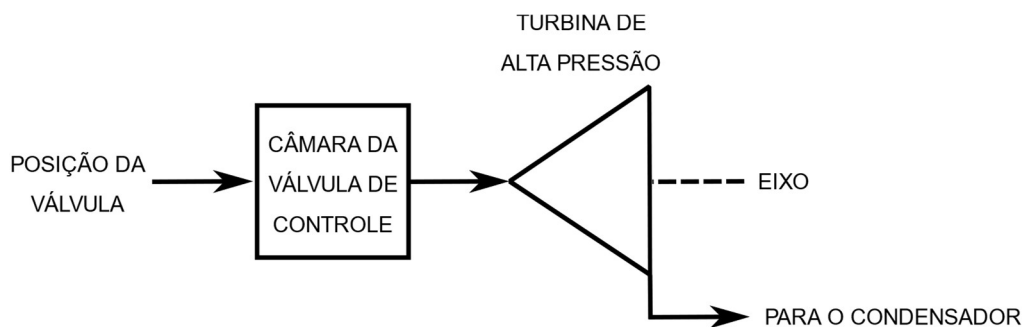


Figura 18: Turbina a vapor de cilindro simples.

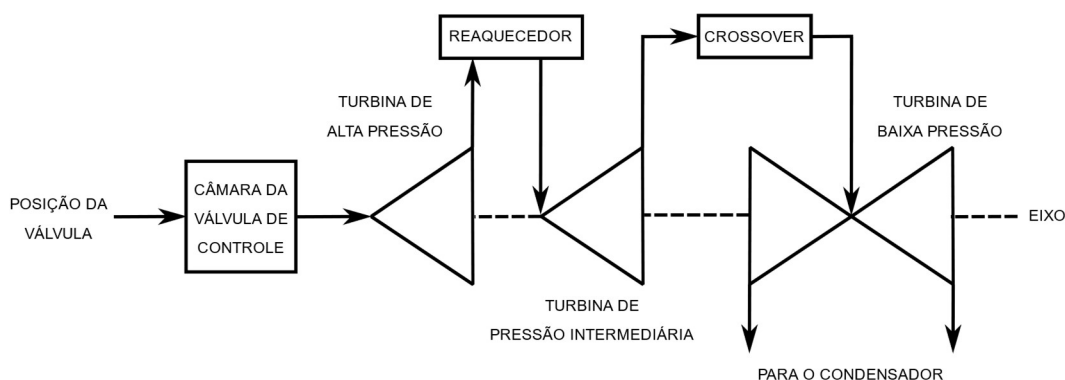


Figura 19: Turbina a vapor de 3 cilindros com estágio de reaquecimento.

Entre os principais tipos de sistemas de controle de admissão das turbinas a vapor estão os de regulação por estrangulamento da vazão e os de regulação por bocais (LORA et al., 2004). No primeiro, a vazão e admissão das turbinas é controlada por uma única válvula de controle, que realiza o estrangulamento da vazão para operação em cargas parciais. Em função das irreversibilidades inerentes ao processo, o estrangulamento afeta a eficiência e a disponibilidade de energia para a produção de trabalho mecânico. Nas operações em cargas parciais, esse processo também faz com que os pontos de operação de todos os bocais se distanciem das condições de projeto, o que impacta a eficiência da unidade. Portanto, os esquemas de regulação com uma válvula são mais aplicados em unidades de menor porte, ou são implementados em certas centrais térmicas onde a unidade geradora opera normalmente na potência de base (LORA et al., 2004).

Nos sistemas de regulação por bocais, o controle de vazão é realizado sequencialmente por um grupo de válvulas de controle, que também são denominadas

válvulas parcializadoras (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010). Cada válvula alimenta conjuntos de bocais específicos distribuídos na câmara da roda de regulação da turbina. Considerando, por exemplo, um cenário de elevação gradual da vazão de vapor da turbina, somente na situação em que a abertura de uma válvula está próxima do limite, ocorre o início da abertura de uma segunda válvula associada a outro conjunto de bocais. O processo se repete à medida que se aumenta a carga da turbina até o valor desejado. Nas operações em cargas parciais com sistemas de regulação por bocais, não é necessário o estrangulamento do fluxo total de vapor que atravessa a turbina.

Embora representem um maior investimento em relação aos sistemas de regulação por estrangulamento, os arranjos de regulação por bocais contribuem para o aumento da eficiência das unidades geradoras. Esses são mecanismos de admissão mais difundidos nas centrais térmicas a vapor (LORA et al., 2004). A Figura 20 ilustra um conjunto de válvulas parcializadoras presentes num esquema de acionamento *bar-lift* (VITTAL et al., 2020). Nesse exemplo, o controle de posição de uma barra solidária às válvulas possibilita a alteração do fluxo de vapor de admissão da turbina.

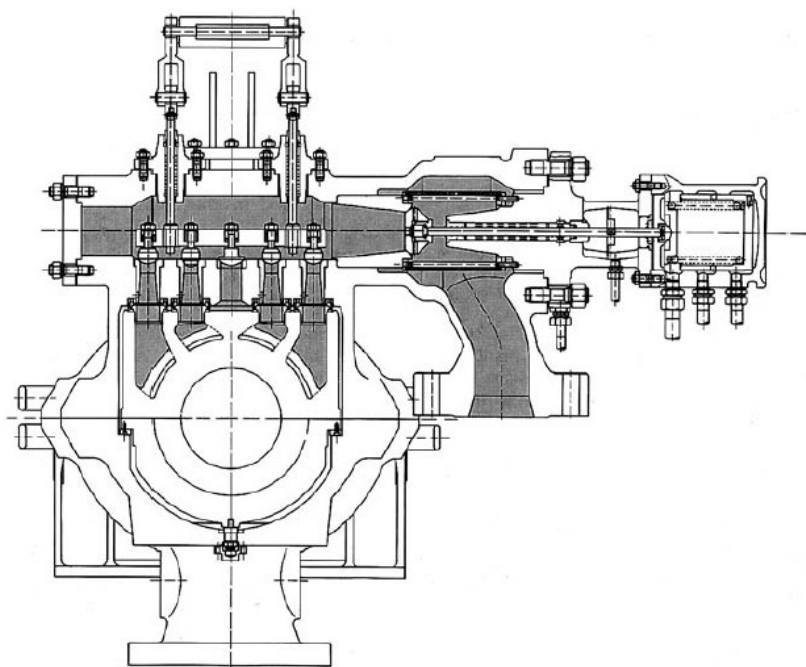


Figura 20: Sistema de válvulas bar-lift (Fonte: BLOCH; SINGH, 2009).

As saídas mecânicas dos reguladores de velocidade normalmente não são capazes de desenvolver as forças necessárias para o acionamento das válvulas de admissão das turbinas a vapor. Para se compensar essa limitação, a atuação dessas válvulas é realizada por um sistema constituído de uma válvula piloto e um servomotor carregado por uma mola. Esse conjunto, denominado relé de velocidade (KUNDUR, 1994), amplifica o sinal de saída do regulador de velocidade e viabiliza a operação das válvulas de controle da turbina. Nas turbinas de grande porte, o acionamento das válvulas de admissão pode requerer um nível de amplificação superior aos proporcionados pelos relés de velocidade. Nesses casos, além da presença do relé de velocidade, o sistema de acionamento da turbina é complementado com um servomotor hidráulico (KUNDUR, 1994).

3.2.1 Relações Termodinâmicas das Turbinas a Vapor

Nas simulações de sistemas de potência, não é comum a avaliação da potência útil das turbinas a vapor com base nas condições termodinâmicas de operação do equipamento. Nessas aplicações, assume-se que a potência desenvolvida pela turbina é proporcional ao fluxo de vapor, enquanto as entalpias de entrada e de saída do equipamento são consideradas constantes (DE MELLO, 1984).

Para a análise de diversas classes de problemas de estabilidade, as simplificações consolidadas na literatura proporcionam aproximações representativas e não são necessárias avaliações mais detalhadas de variáveis termodinâmicas. No entanto, neste trabalho também são abordados aspectos relativos ao desempenho termodinâmico de turbinas a vapor. A visão geral das variáveis e das relações termodinâmicas que regem a conversão da energia térmica em energia mecânica nessas turbomáquinas possibilita um aprofundamento da compreensão de tópicos apresentados nos próximos capítulos.

A potência mecânica das turbinas a vapor pode ser calculada de acordo com a equação (3.1).

$$W = m_{in} \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.1)$$

Onde:

- W – Potência mecânica (kW)

- m_{in} – Vazão de vapor (kg/s)
- h_1 – Entalpia de entrada (kJ/kg)
- h_2 – Entalpia de saída (kJ/kg)

Os valores de entalpia na entrada e na saída das turbinas a vapor podem ser obtidos com o auxílio de tabelas termodinâmicas, a partir das medições dos parâmetros de vapor nesses estágios (AFFONSO; MARTINS, 2009). A equação da potência mecânica também pode ser representada em função do rendimento isentrópico η_s , que define o grau de perfeição da turbina frente às condições de expansão do vapor. As equações (3.2) e (3.3) elucidam o cálculo da potência mecânica em função do rendimento isentrópico.

$$\eta_s = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad (3.2)$$

$$W = m_{in} \cdot \eta_s \cdot (h_1 - h_{2s}) \quad (3.3)$$

- η_s – Rendimento isentrópico
- h_{2s} – Entalpia de saída isentrópica

Além do rendimento isentrópico, outros tipos de rendimento poderiam ser segmentados na equação da potência mecânica da turbina a vapor, como o rendimento associado às perdas mecânicas da turbina e o rendimento relativo às perdas do gerador elétrico (LORA et al., 2004). A equação (3.1) não considera a redução da potência útil em função das perdas elétricas e mecânicas.

O valor da entalpia isentrópica h_{2s} pode ser obtido em tabelas termodinâmicas com base nas condições reais de entrada de vapor na turbina. Diferentemente das turbinas de contrapressão, cujo exausto é definido estritamente pela água na forma de vapor, nos estágios de saída das turbinas condensantes também há água no estado líquido. Nesses casos, a obtenção direta de h_2 requer o conhecimento do título do vapor na saída da turbina, que é o parâmetro que expressa a participação da água na forma de vapor na composição do fluido de trabalho. Porém, em função de limitações na instrumentação de campo, o título pode não ser uma variável de simples obtenção. Alguns métodos de

obtenção indireta da entalpia de saída de turbinas condensantes são abordados na referência (AFFONSO, MARTINS, 2009).

3.2.2 Modelos Matemáticos de Turbinas a Vapor e Reguladores de Velocidade

Nas aplicações de dinâmica e controle de sistemas de potência, os modelos de turbinas a vapor são definidos por associações de funções de transferência de primeira ordem. As constantes de tempo das funções de transferência podem incluir os efeitos dos principais elementos das unidades de geração a vapor, como os atrasos de carregamento da câmara da válvula de admissão, atrasos de transferência de potência mecânica para a turbina e atrasos do regulador de velocidade.

A Figura 21 apresenta um exemplo de modelo genérico de turbinas a vapor (IEEE, 1991). Com base em diferentes combinações de ganhos e constantes de tempo, esse modelo pode ser adaptado para representação de configurações variadas de turbinas, que podem incluir ciclos de reaquecimento, presença de múltiplos cilindros e estruturas *tandem-compound* ou *cross-compound*.

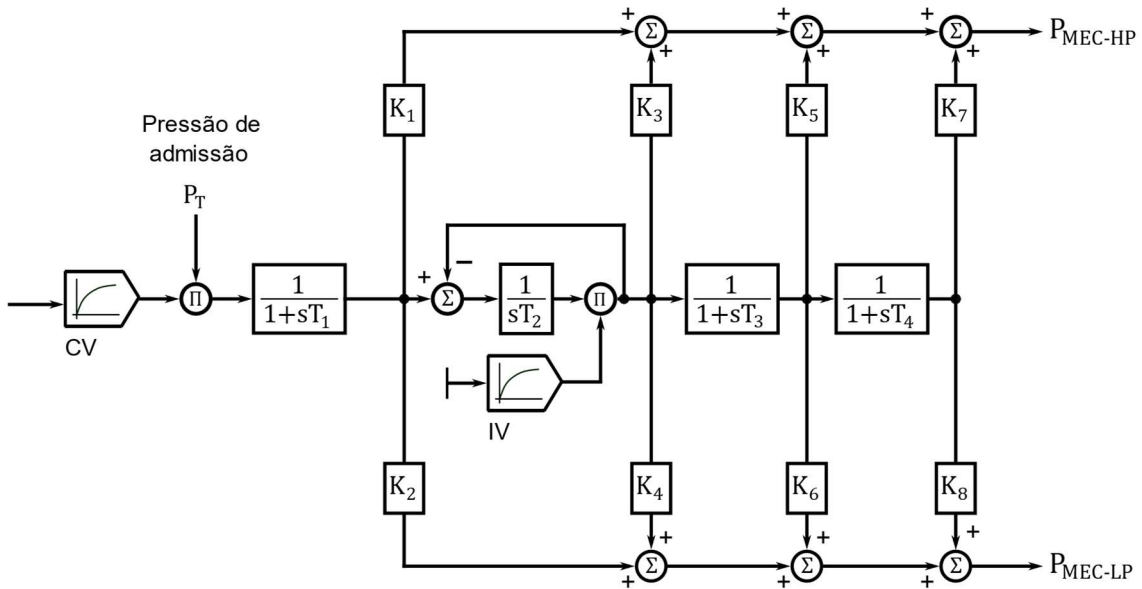


Figura 21: Modelo genérico de turbina a vapor.

Na estrutura do modelo genérico da turbina a vapor, a vazão de admissão da unidade geradora é calculada pelo produto entre a pressão de admissão e a abertura da válvula de controle CV. É possível que a relação entre a posição de referência fornecida pelo regulador de velocidade e a abertura das válvulas de controle das turbinas a vapor seja não linear, o que é ilustrado no bloco CV. Para contornar esses cenários, há casos em que as válvulas estão associadas a compensadores mecânicos, que contribuem para a preservação da proporcionalidade entre a vazão de vapor e o comando de acionamento do regulador de velocidade da turbina (VITTAL et al., 2020).

A constante de tempo T_1 é referente ao atraso entre as alterações de posição da válvula de controle da turbina e as modificações no seu fluxo de vapor. Esse atraso, inerente ao funcionamento da câmara da válvula de admissão, está relacionado com o tempo de carregamento do volume da turbina. O integrador definido pela constante de tempo T_2 representa o atraso associado à presença estágios de reaquecimento.

À saída do estágio de reaquecimento está conectada a uma válvula de interceptação (IV). A implementação desses modelos de válvulas em simulações dinâmicas possibilita a representação de estratégias de alívio de geração, a exemplo dos esquemas tipo *fast valving*. De acordo com essas configurações, as válvulas de interceptação atuam na rápida redução do fluxo de vapor da turbina, ocasionando a diminuição da potência mecânica desenvolvida pela unidade geradora. Essa ação contribui para o restabelecimento do equilíbrio de potências dos sistemas elétricos em distúrbios que envolvem rejeição de carga.

As constantes de tempo T_3 e T_4 são referentes a atrasos das tubulações *crosspiping*, que conectam diferentes cilindros da turbina a vapor. As contribuições de cada cilindro para composição da potência mecânica total dos eixos da unidade de geração são definidas pelas constantes K_1 a K_8 .

Os reguladores de velocidade das turbinas a vapor podem ser mecânico-hidráulicos, eletro-hidráulicos ou eletro-hidráulicos digitais. O modelo dinâmico de regulador de velocidade mais simples associado aos sistemas de acionamento de turbinas a vapor é o do tipo mecânico-hidráulico. A Figura 22 mostra um diagrama de blocos desse modelo (IEEE, 1973). A presença da regulação primária com queda de velocidade é definida pelo ganho K_G . A constante de tempo T_{RV} é referente aos atrasos do relé de

velocidade e a constante T_{SM} está vinculada aos atrasos do servomotor. Os limites $\dot{C}_{VOP}$ e $\dot{C}_{VCL}$ são as máximas taxas de abertura e fechamento da válvula de controle da turbina a vapor impostas pelo servomotor, enquanto os patamares C_{VMAX} e C_{VMIN} estabelecem os valores máximos e mínimos da posição da válvula.

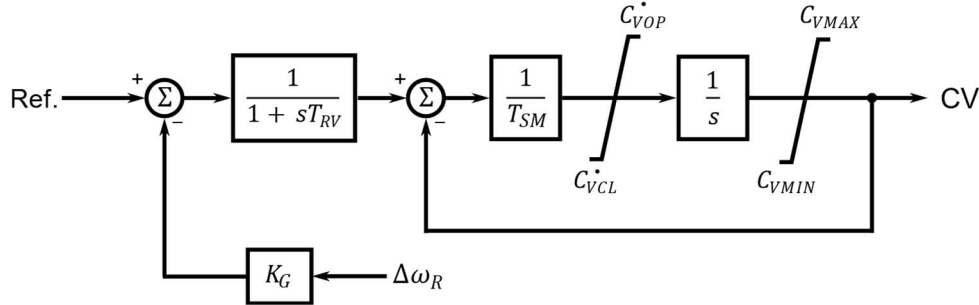


Figura 22: Modelo de regulador de velocidade mecânico-hidráulico.

Os reguladores eletro-hidráulicos englobam circuitos eletrônicos que conferem mais flexibilidade aos arranjos de baixa potência dos sistemas de acionamento. Um exemplo de modelo matemático desse tipo de regulador é mostrado na Figura 23 (IEEE, 1973). O sinal de realimentação m_{HP} corresponde à vazão da turbina a vapor. Esse sinal de realimentação e o bloco proporcional-integral definido pelo ganho K_{PR} e pela constante de tempo T_I contribuem para a ampliação da estabilidade do sistema.

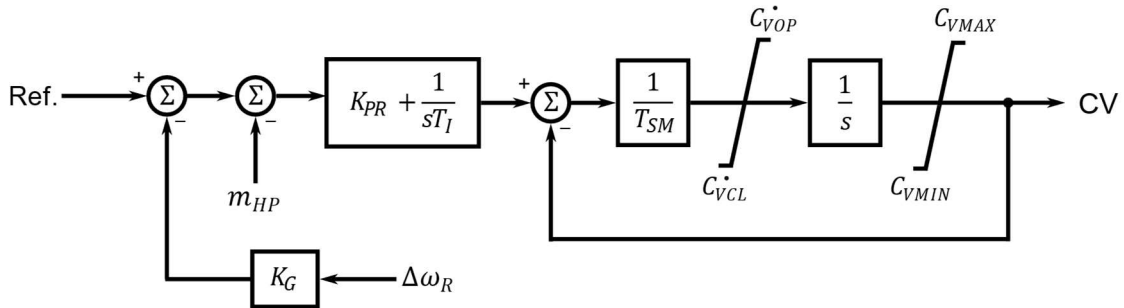


Figura 23: Modelo de regulador de velocidade eletro-hidráulico.

Em (IEEE, 1973) é sugerido um modelo genérico de regulador de velocidade para representação aproximada de diferentes tipos de reguladores de turbinas a vapor, sejam eles mecânico-hidráulicos ou eletro-hidráulicos. Essa estrutura é mostrada na Figura 24. As constantes de tempo T_1 e T_2 podem ser ajustadas em função das características

tecnológicas específicas dos reguladores, enquanto a constante T_3 retrata o comportamento do servomotor.

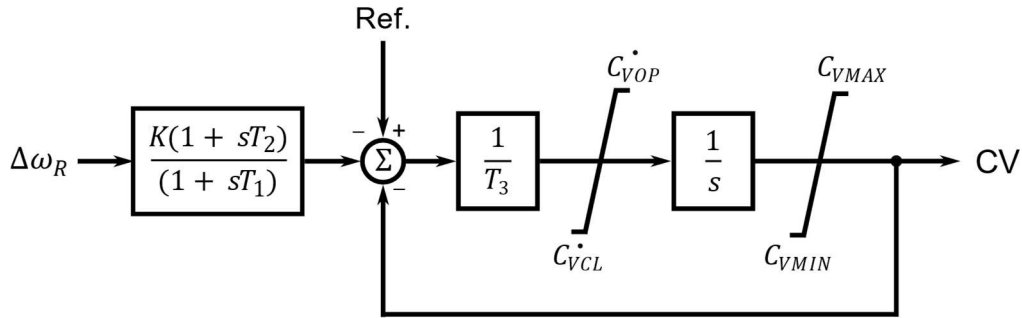


Figura 24: Modelo genérico de regulador de velocidade de turbina a vapor.

A título de exemplo, para o regulador eletro-hidráulico mostrado na Figura 23, em (IEEE, 1973) é sugerido o ajuste $T_1 = 2,8$ s, $T_2 = 1,0$ s e $T_3 = 0,15$ s quando a malha de realimentação de vazão está habilitada e os ajustes $T_1 = T_2 = 0,0$ s e $T_3 = 0,1$ s quando aquela malha não é utilizada.

Em (POURBEIK et al., 2013) são analisados modelos matemáticos consolidados na literatura para representação de associações de turbinas a vapor e reguladores de velocidade. Entre as estruturas abordadas nessa referência, estão os modelos TGOV1, IEESGO, IEEEG1. O modelo genérico TGOV1 mostrado na Figura 25 é o mais simples dentre as estruturas citadas.

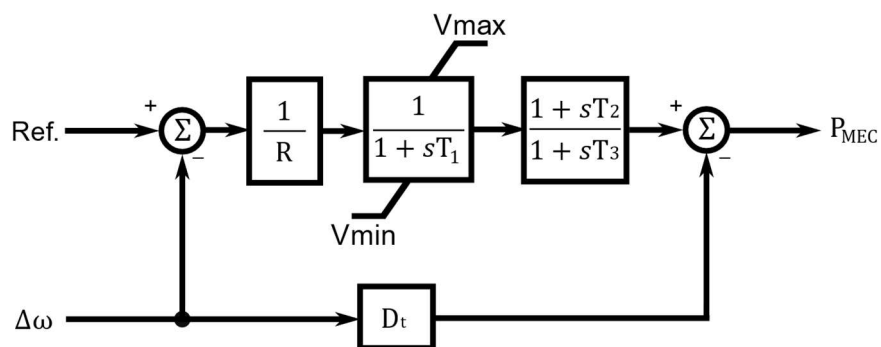


Figura 25: Modelo TGOV1.

No modelo TGOV1, a regulação primária com queda de velocidade é representada pelo ganho $1/R$. A constante de tempo T_1 é referente ao atraso da câmara da válvula de

admissão e as demais constantes de tempo estão vinculadas à representação de atrasos de reaquecedores, ou a atrasos decorrentes da presença de outros estágios (cilindros) na composição da turbina a vapor. A razão entre as constantes T_2 e T_3 equivale à parcela de contribuição da turbina de alta pressão na potência mecânica desenvolvida pela unidade geradora. O atraso associado à representação do reaquecedor é definido pela constante de tempo T_3 . O modelo genérico TGOV1 também inclui a representação de um coeficiente de amortecimento D_t .

O modelo IEESGO representa um aperfeiçoamento do TGOV1. A principal inovação desse modelo diz respeito à possibilidade de representar explicitamente as contribuições de múltiplos cilindros das turbinas a vapor.

O modelo IEEE1 tem complexidade superior à do IEESGO, pois, com relação ao sistema de acionamento da turbina, inclui mecanismos limitadores referentes à taxa de variação da abertura ou fechamento das válvulas de admissão, além de sugerir uma representação genérica versátil da turbina a vapor, que tem estrutura semelhante à que é mostrada na Figura 21. Em (POURBEIK et al., 2013), a utilização do modelo IEEE1 é recomendada.

Em muitos estudos de regulação de velocidade e controle de carga-frequência, os modelos genéricos de turbinas a vapor assumem que a pressão de admissão é constante e que há reserva ilimitada de vapor. Entretanto, há circunstâncias em que a dinâmica da pressão pode ser fundamental para a análise de determinados eventos de média e longa duração, em especial dos distúrbios associados a variações relativamente altas de frequência. Perturbações que envolvam desvios de frequência superiores a 0,5 % estão entre os cenários típicos onde a modelagem da dinâmica da pressão pode ser necessária (POURBEIK et al., 2013). Os eventos de ilhamento analisados neste trabalho ultrapassam sensivelmente essa faixa, o que indica a importância da modelagem das caldeiras do sistema.

3.2.3 Caldeiras de Vapor

As caldeiras de vapor utilizam a energia química liberada a partir de um processo de combustão para promover a mudança de fase da água do estado líquido para o estado de vapor, a uma pressão muitas vezes superior à pressão atmosférica. As principais

aplicações do vapor superaquecido proveniente das caldeiras abrangem o acionamento de turbinas a vapor e processos de aquecimento industriais (LORA et al., 2004).

Um olhar crítico sobre os elementos típicos de um sistema de vapor facilita a compreensão das premissas e da extensão das aplicações dos modelos matemáticos simplificados de caldeiras utilizados em análises de estabilidade. A Figura 26 apresenta os principais componentes do sistema de uma caldeira (VITTAL et al., 2020). Nessa figura, são ilustradas algumas características comuns em sistemas de geração a vapor de grande capacidade.

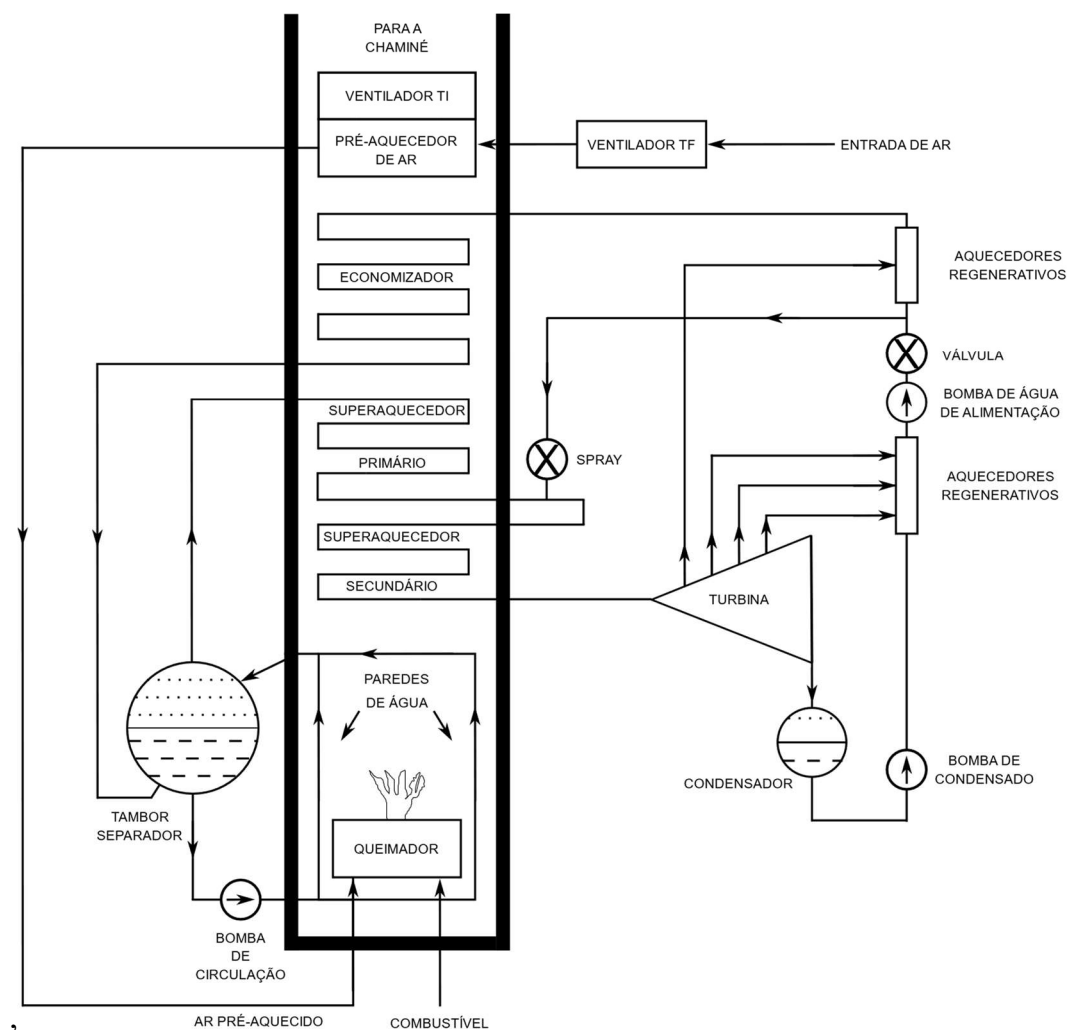


Figura 26: Caldeira de circulação forçada.

Os principais equipamentos da caldeira do sistema mostrado na Figura 26 são descritos a seguir:

- 1) **Tambor separador ou tubulão:** corpo cilíndrico que recebe a água de alimentação do sistema da caldeira. Tem como função acumular um determinado volume de água como reserva e separar o vapor do líquido, possibilitando a presença exclusiva de vapor saturado na saída para os superaquecedores. No processo de retorno para o tubulão, parte da água muda do estado líquido para o estado vapor.
- 2) **Fornalha:** local onde ocorre a queima do combustível.
- 3) **Paredes de água ou superfície evaporadora:** tubos que se interligam ao tubulão e revestem as paredes das fornalhas. Nas paredes de água ocorre a mudança de fase da água para vapor. A transferência de calor a esses equipamentos ocorre por radiação e convecção dos gases de combustão.
- 4) **Superaquecedor:** trocador de calor instalado após a câmara de combustão. Sua principal função é superaquecer por radiação ou convecção o vapor saturado oriundo do tambor separador. No superaquecedor o fluido de trabalho apresenta o valor máximo de temperatura do ciclo. Os sistemas de caldeiras podem ser constituídos de etapas distintas de superaquecimento, segmentadas em superaquecedores radiativos e convectivos (LORA et al., 2004).
- 5) **Economizador ou Aquecedor de Água de Alimentação:** trocador de calor cuja principal função é aquecer a água de alimentação antes da sua entrada no tubulão. Os economizadores contribuem para o aumento da eficiência dos sistemas de caldeiras, pois utilizam a energia residual dos gases de combustão da fornalha.
- 6) **Ventiladores de tiragem:** Os sistemas de tiragem são responsáveis pelo suprimento da quantidade de ar necessária para que ocorra a queima do combustível no queimador e por forçar a circulação dos gases de combustão por todas as superfícies de troca de calor, até a sua exaustão pela chaminé. A tiragem forçada (TF) ocorre por meio de sopradores, que são ventiladores que fornecem ar sob pressão para o processo de combustão. A potência necessária para o acionamento dos sopradores varia de 4 % a 6 % da capacidade da caldeira (LORA

et al., 2004). A tiragem induzida (TI) é realizada por ventiladores de exaustão, que proporcionam uma pressão ligeiramente negativa no interior da fornalha.

- 7) **Preaquecedores de ar:** trocadores de calor que possibilitam a recuperação de parte da energia residual dos gases de combustão por meio da elevação da temperatura do ar utilizado nesse processo.
- 8) **Atemperadores:** equipamentos responsáveis pelo controle de temperatura do vapor superaquecido. Os atemperadores podem ser classificados como de superfície ou de mistura (LORA et al., 2004). Esse último é mostrado de forma simplificada na Figura 26, sendo caracterizado por válvulas que injetam *sprays* de água diretamente na corrente de vapor do superaquecedor.
- 9) **Bomba de água de alimentação:** bombas que atuam na preservação do balanço de massas da caldeira, de forma que o fluxo de água na entrada desse sistema siga as modificações de produção de vapor. Essas bombas podem ser acionadas principalmente por motores elétricos ou turbinas a vapor. O preaquecimento da água de alimentação da caldeira contribui para a ampliação do rendimento da bomba de alimentação e da eficiência térmica global do ciclo Rankine. Esse processo é realizado por meio de aquecedores de água de alimentação, também denominados aquecedores regenerativos. Os estágios de extração da turbina a vapor ilustrada na Figura 26 estão conectados aos aquecedores regenerativos do circuito de vapor.

A caldeira descrita na Figura 26 é classificada como aquotubular de circulação forçada. A designação aquotubular é decorrente da presença da água no interior dos tubos, cujas paredes definem a interface de troca de calor com os gases de combustão. A classificação de circulação forçada diz respeito à presença de uma bomba de circulação no circuito da caldeira, o que a diferencia das caldeiras de circulação natural, onde a movimentação do fluido de trabalho é ocasionada estritamente pelas diferenças de densidade ao longo do seu trajeto.

As caldeiras de passe único (*once through boilers*) definem outra classe construtiva de geradores de vapor. Esses equipamentos não possuem tambores de

separação e são caracterizadas pela ausência de recirculação do fluido de trabalho no sistema, pois a água é forçada pela bomba de circulação a passar uma única vez pela tubulação (VITTAL et al., 2020).

A classificação das caldeiras de vapor são, entre outros aspectos, diferenciadas pela sua aplicação, disposição relativa dos gases e do fluido de trabalho, força motriz do fluido de trabalho, níveis de pressão, tipo de combustível e tecnologia de combustão. Em (LORA, et al., 2004) são apresentados aspectos físicos e operacionais detalhados sobre diferentes tipos de caldeiras convencionais e regenerativas.

Os sistemas modernos de controle de caldeiras podem ser constituídos de configurações complexas de múltiplas variáveis. Esses sistemas estão normalmente associados a uma central de controle, que coordena conjuntos de subsistemas da unidade de geração a vapor. Embora as lógicas de controle dos sistemas reais de caldeiras sejam diversificadas, algumas estratégias gerais de controle são usuais nas aplicações de geração termelétrica. Essas estruturas de controle são os modos caldeira-segue, turbina-segue e o controle coordenado (VITTAL et al., 2020).

O esquema de controle do modo caldeira-segue é apresentado na Figura 27. Esse modo de controle é definido por uma malha independente destinada ao controle automático de pressão. O sinal de controle dos queimadores e dos sistemas auxiliares das caldeiras são resultantes do erro de pressão na admissão da turbina a vapor. A carga do turbogerador é estabelecida pelo controle das válvulas de admissão da turbina no modo manual. O modo caldeira-segue proporciona respostas relativamente estáveis e possibilita o amplo aproveitamento da energia térmica armazenada na caldeira.

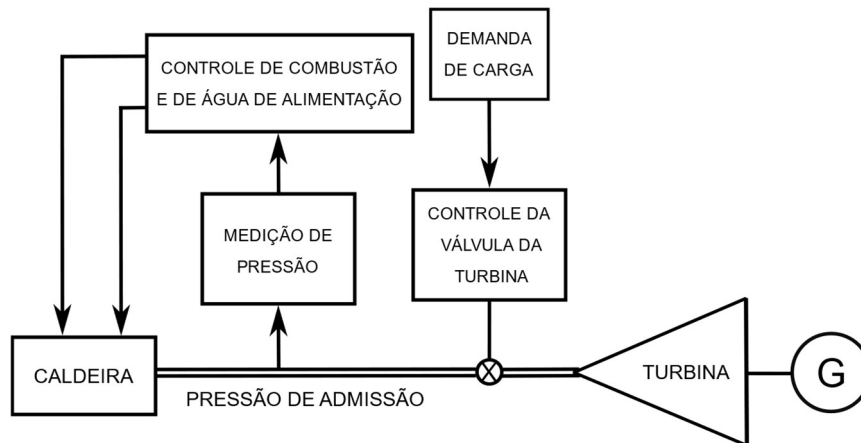


Figura 27: Modo caldeira-segue.

A Figura 28 mostra o diagrama esquemático do modo de controle turbina-segue. Nesta configuração, o sistema da caldeira tem como entrada o sinal de demanda de carga e a pressão é controlada automaticamente pela válvula de admissão da turbina. A potência de saída da turbina segue estritamente as mudanças da produção de vapor da caldeira, o que justifica o comportamento lento das ações de controle do modo turbina-segue.

Embora seja um sistema usualmente estável, o modo turbina-segue é raramente implementado, por apresentar respostas consideravelmente lentas e por não utilizar, de maneira otimizada, a capacidade de armazenamento de energia térmica da caldeira para auxiliar as transições de carga da unidade geradora. Essa configuração pode ser implementada quando o turbogerador de uma central térmica opera na sua potência de base, durante a partida da usina ou em função da indisponibilidade de parte dos equipamentos auxiliares do sistema de caldeiras (VITTAL et al., 2020).

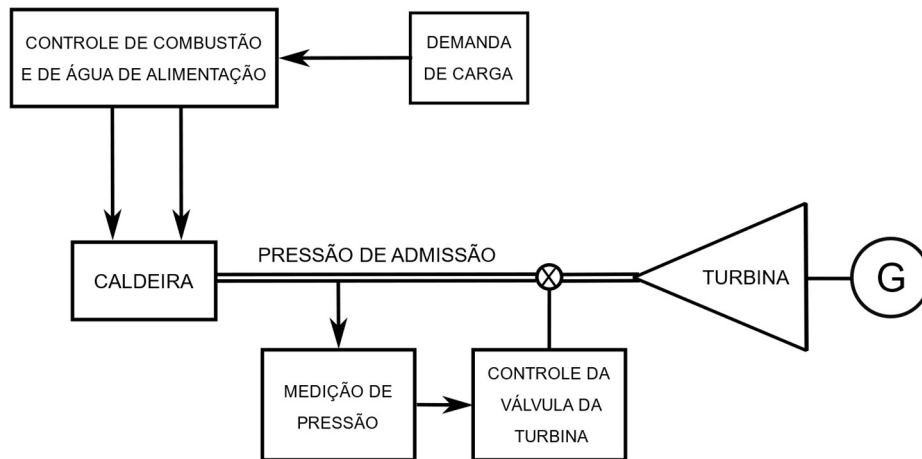


Figura 28: Modo turbina-segure.

O diagrama esquemático da Figura 29 ilustra o modo de controle coordenado. Essa estrutura é caracterizada por ações integradas de controle automático na válvula de admissão e na caldeira, que conferem maior flexibilidade ao sistema. O sinal de demanda de carga e a potência elétrica do turbogerador são as entradas do sistema de controle de carga, que desempenha ações conjuntas de controle na caldeira e na válvula de admissão da turbina. O sinal de medição de pressão é compartilhado pelos dois subsistemas.

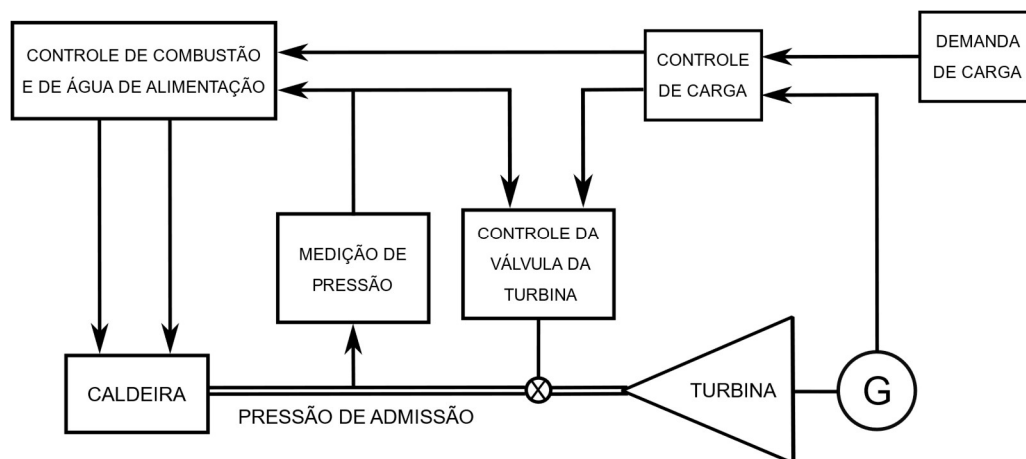


Figura 29: Modo coordenado.

3.2.3.1 Inclusão dos Efeitos da Caldeira nos Modelos de Turbinas a Vapor

Nos sistemas de geração a vapor, as alterações de vazão das turbinas representam perturbações nas caldeiras, em decorrência das diferenças entre a produção de vapor e a vazão de saída desses sistemas. Esse desbalanço, entre outros efeitos, está associado à dinâmica da pressão de admissão da turbina. A restauração das condições originais de pressão requer mudanças na taxa de transferência de calor às caldeiras, para se ampliar ou reduzir a produção de vapor do sistema.

Para a inclusão dos efeitos da dinâmica da pressão nas simulações de sistemas de potência, representações de caldeiras devem estar associadas aos modelos matemáticos de turbinas a vapor. Os processos das caldeiras envolvem complexas interações termodinâmicas simultâneas, cuja representação pode exigir diferentes níveis de detalhamento, que variam de acordo com os tipos de aplicações de controle ou de projeto. Os modelos termodinâmicos de caldeiras podem incluir aspectos globais de balanço de massa e energia e a solução de equações diferenciais espaciais, que são baseadas em seções elementares dos tubos de transferência de calor da caldeira (DE MELLO, 2013). As representações de caldeiras em simulações de sistemas de potência, no entanto, normalmente consideram importantes simplificações dos processos físicos desses equipamentos. O diagrama da Figura 30 mostra os principais elementos dinâmicos que são usualmente previstos nessas aplicações.

A caldeira e os demais volumes a que está associada são definidos por um elemento concentrado de armazenagem de vapor. As variações de massa no volume de armazenamento afetam a pressão da caldeira. Essas alterações são resultantes dos desbalanços transitórios entre a geração de vapor do sistema e o fluxo de vapor da turbina. A vazão da turbina é instantaneamente influenciada pelas modificações de posição da válvula de controle.

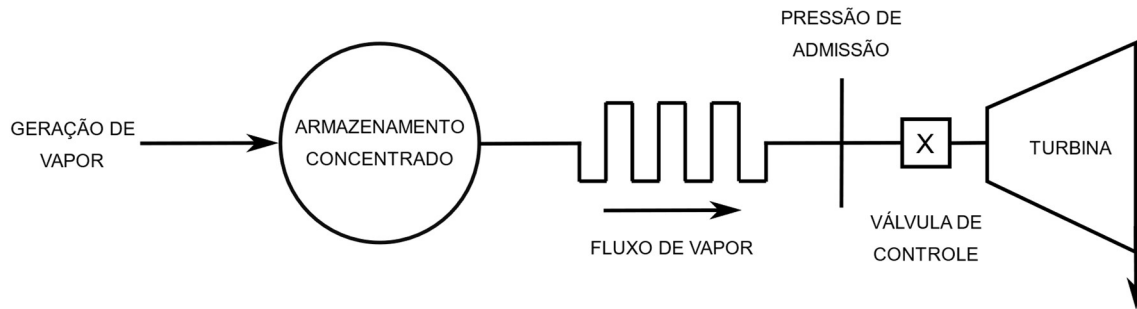


Figura 30: Esquema simplificado de um sistema de caldeiras.

A diferença entre a pressão na câmara da válvula de controle da turbina e a pressão do elemento concentrado é definida pela queda de pressão no trajeto de tubulação entre esses componentes. Essa perda de carga na tubulação é aproximadamente proporcional ao quadrado da vazão de vapor (DE MELLO, 2013).

O sistema mostrado na Figura 31 é um modelo computacional simplificado de caldeira a vapor, que inclui representações dos componentes do diagrama da Figura 30. Esse modelo abarca estruturas computacionais descritas em (YOUNG, 1971) e (DE MELLO, 2013).

O bloco integrador é referente ao elemento de armazenamento concentrado, que engloba a dinâmica do tambor separador da caldeira e dos demais elementos de armazenamento de vapor do sistema. Os valores típicos do parâmetro C_D variam de 100 s a 300 s (DE MELLO, 2013).

A vazão da turbina m_s é calculada pelo produto entre a sua pressão de admissão P_T e a posição da válvula de controle. A queda de pressão na tubulação é proporcional ao quadrado da vazão de vapor.

A dinâmica do combustível é normalmente representada por um bloco simples de primeira ordem. As constantes de tempo típicas desse sistema dependem da fonte de energia primária utilizada (IEEE, 1991). O vapor gerado pela caldeira m_w é proporcional à taxa de suprimento de calor da fornalha Q , e a dinâmica da geração de vapor é retratada pela constante de tempo T_w , que está relacionada com o processo de transmissão de calor entre a parede do evaporador e a película de água.

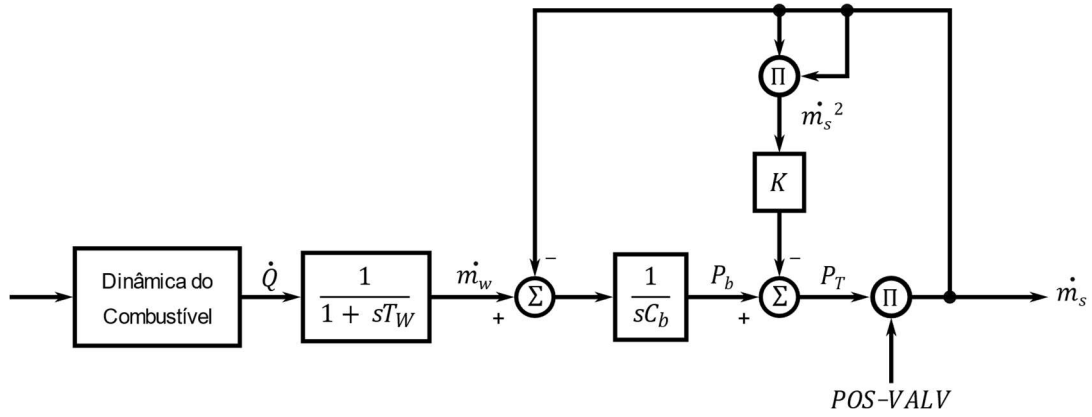
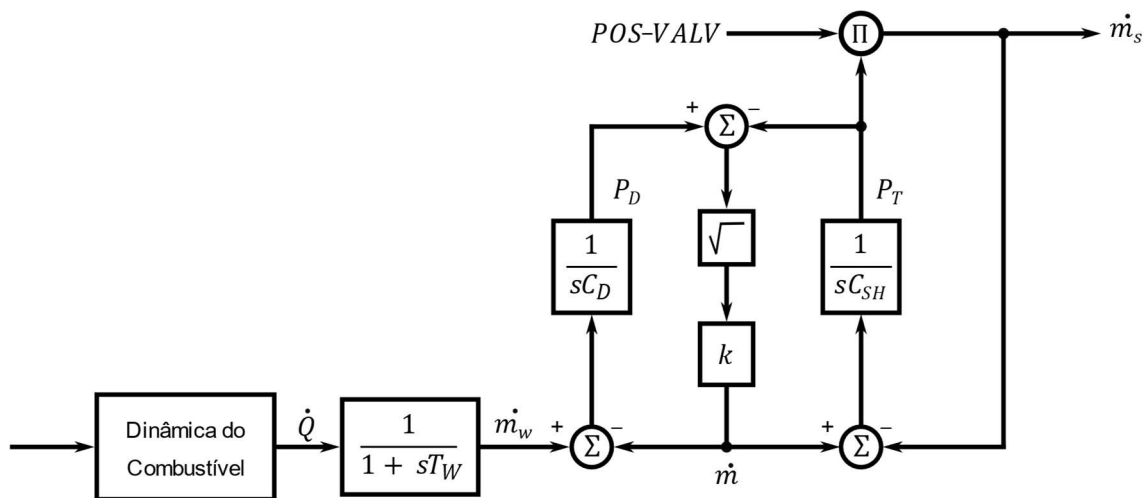
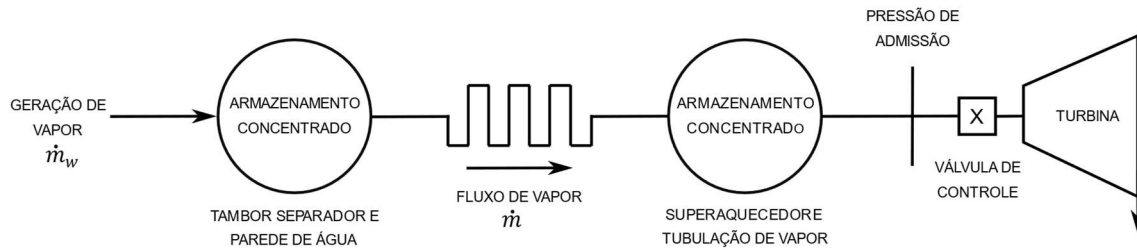


Figura 31: Modelo matemático simplificado de caldeira.

O modelo matemático apresentado na Figura 31 é recorrente nas aplicações de dinâmica e controle de sistemas de potência em que os efeitos das caldeiras são representados. Embora existam variações de configurações que diferenciam os modelos das caldeiras, as aproximações, premissas e as simplificações que deram origem ao modelo mostrado na Figura 31 são características comuns das representações de caldeiras em estudos de estabilidade de frequência.

Em (POURBEIK et al., 2013) é sugerida uma ampliação do modelo IEEE1 com uma representação simplificada dos efeitos da caldeira. A modelagem da dinâmica da caldeira nesse sistema é idêntica à mostrada na Figura 31 e o seu modo de controle é o coordenado. Os resultados de simulações do modelo IEEE1 aumentado apresentados em (POURBEIK et al., 2013) são coerentes com as medições de um distúrbio real, o que destaca a importância da captura dos efeitos da caldeira na avaliação de determinadas classes de perturbações em sistemas de potência.

Em (IEEE, 1991) é proposta uma representação dos efeitos da caldeira baseada na separação entre os volumes equivalentes do tambor separador e do superaquecedor. O diagrama esquemático da Figura 32 mostra esse processo simplificado e a Figura 33 apresenta o modelo matemático correspondente. Os valores típicos da constante C_{SH} estão na faixa de 10 % do valor de C_D .



A Figura 34 apresenta o modelo da caldeira desenvolvido em (DE MELLO, 1991). Essa representação é uma expansão do modelo da Figura 33 e inclui os efeitos dos desvios de pressão do tubulão na produção de vapor da caldeira. Conforme as análises apresentadas em (DE MELLO, 1991), os resultados simulados com a implementação do modelo simplificado mostrado na Figura 34 são compatíveis com os que foram obtidos em simulações com um modelo baseado em princípios físicos.

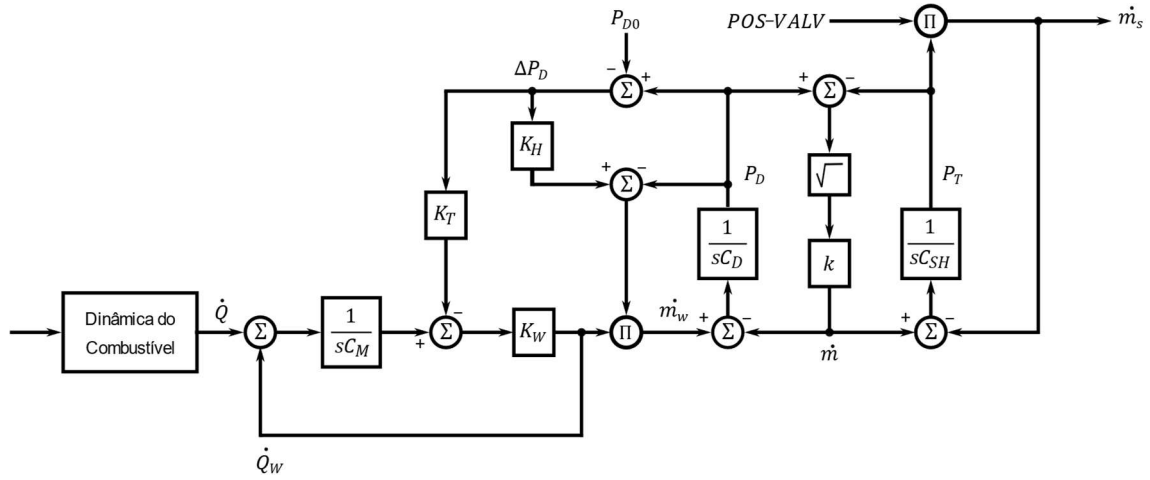


Figura 34: Modelo que abarca efeitos da variação da pressão na produção de vapor.

Em virtude da quantidade relativamente elevada de parâmetros, a utilização do modelo de caldeira da Figura 34 em análises de sistemas de potência apresenta mais limitações em relação a modelos como os apresentados na Figura 31 e na Figura 33. Em (DE MELLO, 1991) são sugeridos métodos de derivação desses parâmetros.

Os erros decorrentes do uso do modelo da Figura 33 no lugar do modelo de caldeira da Figura 34 podem ser aceitáveis em certas classes de simulações, principalmente quando não há limitação de atuação dos dispositivos de controle de pressão da caldeira. Contudo, nas análises de perturbações em que são mantidos grandes desvios de pressão, as simulações do modelo da Figura 34 podem proporcionar resultados mais precisos.

O modelo da combinação de regulador de velocidade e turbina TGOV5 apresentado em (POURBEIK et al., 2013) inclui uma representação simplificada da dinâmica da caldeira aliada a uma estratégia de controle coordenado. Esse modelo é mais complexo que o IEEE G1 ampliado e, com base em desvios de pressão da caldeira, prevê modificações no coeficiente de queda de pressão da tubulação do sistema.

Em (POURBEIK et al., 2013), são mostrados resultados de simulações do modelo TGOV5, que se revelaram coerentes com as medições de um distúrbio real envolvendo um processo de tomada de carga. Entretanto, o processo de validação do TGOV5 pode ser consideravelmente complexo, tendo em vista sua grande quantidade de parâmetros.

Essa é uma das razões pelas quais esse modelo é pouco frequente nas análises de estabilidade de grandes sistemas interligados.

3.3 Turbinas a Gás

Alguns dos principais aspectos operacionais e construtivos relativos às turbinas a gás são apresentados neste segmento, que está centrado no embasamento teórico dos estudos de ilhamento deste trabalho. Informações mais detalhadas sobre a teoria e as tecnologias de turbinas a gás podem ser encontradas nas referências (LORA et al., 2004) e (BOYCE, 2012).

Uma configuração geral típica de turbinas a gás é mostrada na Figura 35. No estágio (1) o ar atmosférico é admitido por um compressor do tipo axial. O fluido de trabalho comprimido (2) ingressa na câmara de combustão ou combustor, onde ocorre um processo de queima de um combustível a pressão constante. Os gases de combustão oriundos desse processo (3) são a entrada de uma turbina axial, que está acoplada ao mesmo eixo do compressor. De forma similar ao que é verificado nas turbinas a vapor, a turbina axial pode apresentar estágios de ação, reação ou combinações dessas estruturas.

A expansão do gás de combustão na turbina possibilita a conversão de energia térmica em trabalho para acionamento do compressor e para o suprimento de potência mecânica útil, que poderá ser empregada no acionamento de cargas mecânicas ou na geração de energia elétrica. A potência e a eficiência das turbinas a gás são resultantes da complexa interação entre os diferentes componentes mostrados na Figura 35.

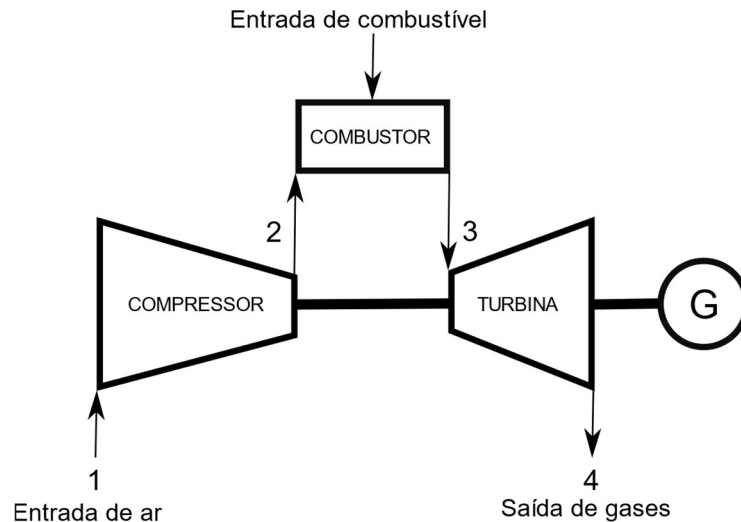


Figura 35: Diagrama simplificado de uma turbina a gás industrial.

A Figura 36 apresenta o diagrama temperatura-entropia do ciclo Brayton ideal (WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995), que compreende os principais processos termodinâmicos associados à operação das turbinas a gás. O ponto 1 é referente ao estado inicial do fluido de trabalho, que tem a sua temperatura elevada até o estado 2 em função da etapa de compressão. A temperatura do fluido de trabalho atinge o valor do estado 3 como resultado do processo de combustão a pressão constante (p_1). Em seguida, o gás de combustão se expande na turbina axial, onde ocorre a conversão de energia térmica em trabalho mecânico.

Nas turbinas de ciclo aberto (LORA et al., 2004), o valor de p_2 corresponde à pressão atmosférica. O ciclo ilustrado na Figura 36 desconsidera a existência de irreversibilidades (perdas). Contudo, os rendimentos do compressor e da turbina são parâmetros que devem considerados na análise de sistemas reais.

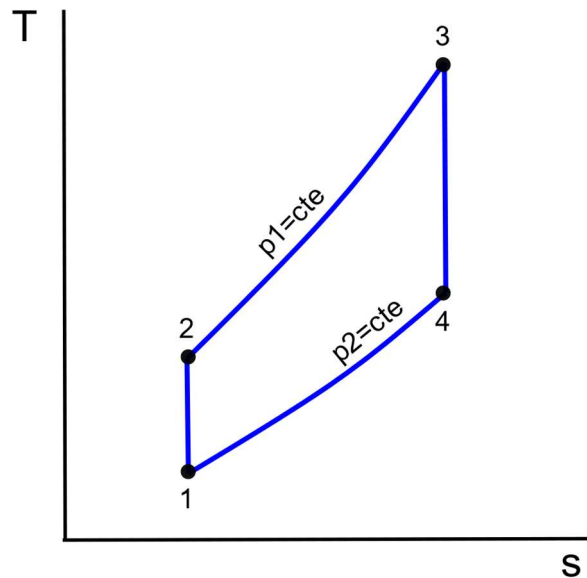


Figura 36: Ciclo Brayton.

A temperatura do gás de combustão na admissão da turbina axial é um dos parâmetros mais importantes da turbina a gás. Essa variável é diretamente proporcional à carga da unidade geradora e o seu valor máximo é limitado pelo material construtivo e pelos sistemas de refrigeração da turbomáquina.

Quando ocorre uma queda de velocidade da turbina ou uma elevação da temperatura ambiente na admissão, a vazão de ar na entrada do combustor é reduzida. Nessas situações, para que a temperatura do gás de combustão seja preservada dentro dos limites de projeto admissíveis, podem ser necessárias ações de controle para redução da vazão de combustível da câmara de combustão. Portanto, a potência mecânica máxima da turbina a gás é influenciada pela temperatura ambiente e pela velocidade de operação do conjunto de geração.

A temperatura de admissão das turbinas a gás normalmente é controlada de forma indireta, a partir do controle da temperatura de exaustão do equipamento. Essa adaptação decorre da complexidade da medição da temperatura de admissão da turbina. Entre os exemplos que justificam esse cenário está a elevada dificuldade da instalação de termopares de respostas rápidas na seção de admissão da turbina e a inexistência de pontos bem delineados de medição de temperatura nessa região (espalhamento da temperatura do gás) (POURBEIK et al., 2013).

Nas usinas termelétricas de ciclo combinado, parte da energia do gás de exaustão da turbina a gás é aproveitada por caldeiras de recuperação em sistemas de geração a vapor. Para se otimizar a eficiência desses ciclos, a entrada do compressor das turbinas a gás é normalmente equipada com palhetas de controle de fluxo de ar ou *Inlet Guide Vanes* (IGVs), que são controladas para que a temperatura de exaustão da turbina seja mantida num patamar previamente estabelecido, mesmo nas operações com cargas parciais.

A Figura 37 exemplifica um esquema de instalação de ciclo combinado. Esses tipos de sistemas também podem englobar estágios de cogeração, que são implantados, por exemplo, por meio de extrações na turbina a vapor para alimentação de consumidores industriais. Neste trabalho, são considerados estritamente modelos matemáticos de turbinas a gás de ciclo simples. Informações mais detalhadas sobre os equipamentos e a operação de sistemas de ciclo combinado podem ser obtidas em (LORA et al., 2004).

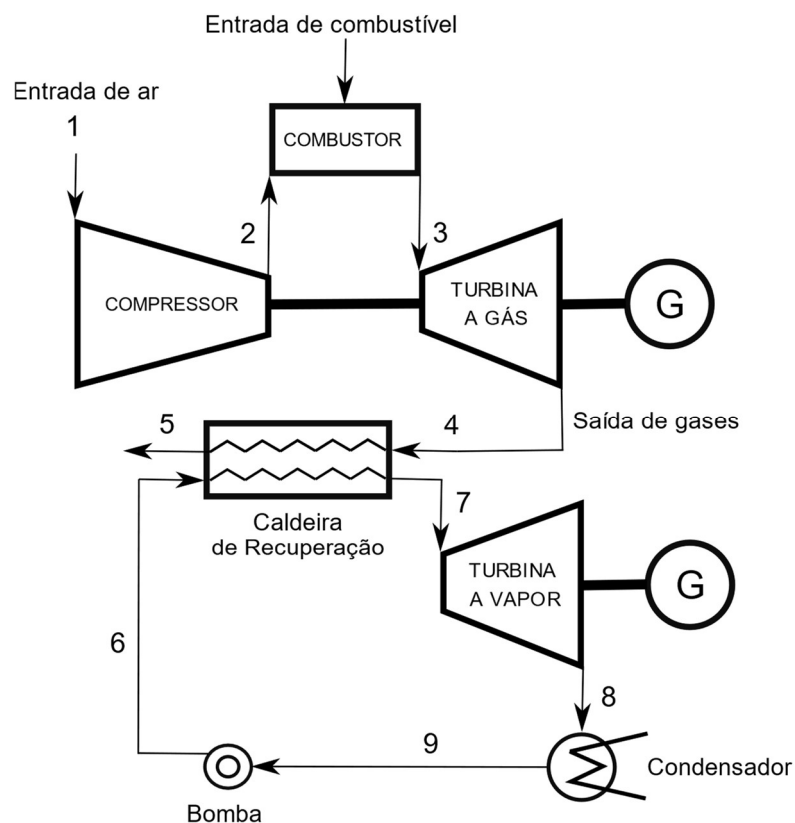


Figura 37: Ciclo Potência Combinado Brayton/Rankine.

As turbinas a gás podem apresentar configurações de um ou mais eixos (AFFONSO; MARTINS, 2009), conforme os exemplos mostrados nas Figuras 38, 39 e

40. A Figura 39 apresenta um exemplo de arranjo com turbina livre. Neste esquema, uma turbina a gás aciona exclusivamente o compressor. O gás de exaustão dessa turbina geradora de gás é a admissão de uma turbina de potência, que aciona a carga.

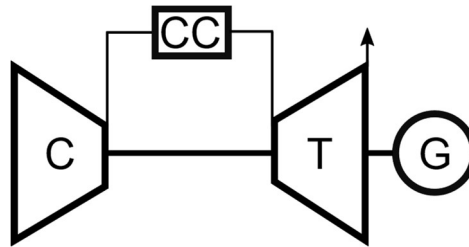


Figura 38: Turbina a gás sem turbina livre.

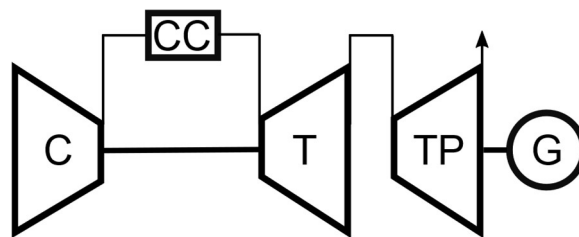


Figura 39: Turbina a gás com turbina livre.

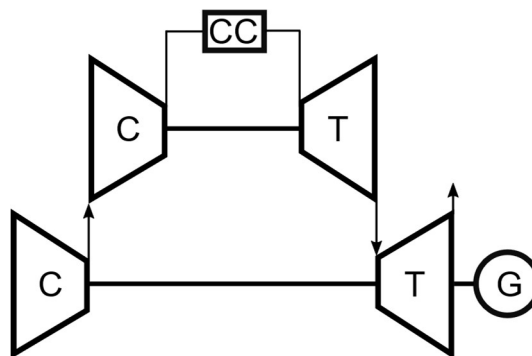


Figura 40: Turbina a gás de dois eixos sem turbina livre.

As turbinas de eixo único e de eixo livre apresentam diferenças significativas nas relações entre conjugado e velocidade, que podem orientar a seleção e a aplicação desses equipamentos. A Figura 41 mostra exemplos de curvas conjugado-velocidade dessas turbinas, considerando uma condição fixa de potência. A configuração sem turbina livre,

onde o compressor é solidário ao eixo da turbina de potência, apresenta uma diminuição acentuada de torque mecânico com a redução da velocidade. Essa turbina a gás tem maior aplicação em operações de velocidade constante, a exemplo da geração termelétrica. Em contrapartida, numa condição fixa de geração de gás, o torque mecânico do arranjo com turbina livre pode aumentar com a redução da velocidade, razão pela qual essa turbina a gás é uma alternativa recomendável para aplicações de velocidade variável.

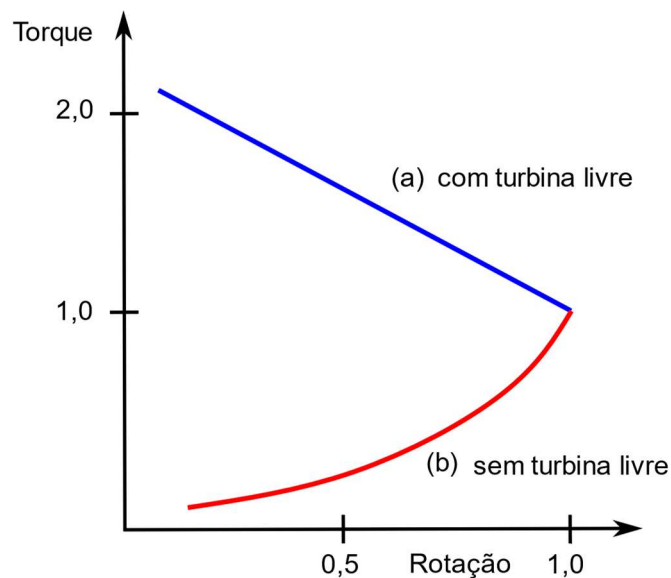


Figura 41: Características de torque com turbina livre e sem turbina livre.

As turbinas a gás com aplicações no segmento de geração termelétrica são classificadas em dois grandes grupos: turbinas a gás aeroderivativas e turbinas a gás do tipo heavy-duty (BOYCE, 2012). As turbinas aeroderivativas são resultantes de adaptações de modelos implementados nos segmentos de aviação civil e militar. Esses nichos concentram grandes esforços de pesquisa e desenvolvimento de turbinas a gás, o que é um dos motivos que explicam as consistentes inovações em projetos de turbinas aeroderivativas (LORA et al., 2004).

As configurações de turbinas aeroderivativas podem apresentar um ou mais eixos, com ou sem turbina livre. As potências nominais típicas dessas turbinas podem variar na faixa de 2,5 MW a 50 MW (BOYCE, 2012). As turbinas a gás tipo heavy-duty estão vinculadas a projetos conceituais específicos. Essas turbinas normalmente são configuradas com eixo único, sendo caracterizadas por valores mais elevados de potência

nominal e custos de concepção relativamente pequenos em relação às turbinas aeroderivativas. A faixa de potências nominais típicas das turbinas a gás heavy-duty pode variar de 3 MW até 480 MW (BOYCE, 2012).

A câmara de combustão das turbinas heavy-duty exemplifica suas diferenças conceituais em relação às turbinas aeroderivativas. A operação em condições adversas de temperatura, pressão e as limitações de espaço físico são fatores importantes que precisam ser analisados nas aplicações da indústria aeronáutica. Grande parte do investimento de pesquisa em turbinas a gás no mercado de aviação tem foco no aperfeiçoamento contínuo das câmaras de combustão, que normalmente estão integradas concentricamente à carcaça da turbina a gás (LORA, et al., 2004).

As turbinas a gás heavy-duty podem apresentar câmaras de combustão de maior porte, que são desenvolvidas em estruturas independentes da carcaça da turbina (LORA, et al., 2004). Essa flexibilidade de instalação possibilita a execução de projetos dedicados, voltados para o aprimoramento do desempenho da câmara de combustão.

A Figura 42 apresenta uma turbina aeroderivativa de dois eixos sem turbina livre, como no esquema apresentado na Figura 40. A turbina a gás ilustrada na Figura 43 é do tipo heavy-duty de eixo único. As diferenças entre as câmaras de combustão são marcantes nos exemplos mostrados.



Figura 42: Turbina a gás aeroderivativa LM6000 (Fonte: [23]).

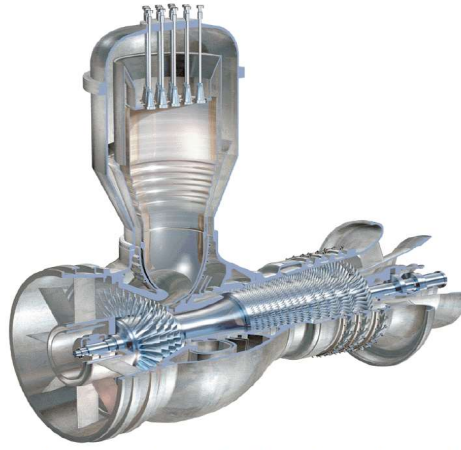


Figura 43: Turbina a gás Heavy-Duty GT11N2 da Alstom Power (Fonte: CIGRE, 2013).

3.3.1 Análise Termodinâmica Simplificada da Turbina a Gás de Eixo Único

Alguns modelos matemáticos de turbinas a gás empregados em simulações de sistemas de potência são baseados em princípios físicos dessas máquinas térmicas. Um exame qualitativo das relações termodinâmicas da turbina a gás é relevante para se compreender a precisão e a aplicabilidade desses modelos. As equações mostradas nesta seção são referentes à turbina a gás de eixo único, e assumem que o fluido de trabalho dessa máquina se comporta como um gás ideal (WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995).

O fluxo de massa que atravessa a turbina $\dot{m}_t$ é igual a soma do fluxo de ar do compressor $\dot{m}_c$ com o fluxo de combustível do combustor $\dot{m}_f$ subtraída da vazão de ar sangrada $\dot{m}_s$. Essa última pode estar relacionada com a refrigeração de palhetas ou com medidas de prevenção de surge no compressor (AFFONSO; MARTINS, 2009).

$$\dot{m}_t = \dot{m}_c - \dot{m}_s + \dot{m}_f \quad (3.4)$$

A pressão de admissão na turbina axial p_3 é definida pela pressão na câmara de combustão p_2 subtraída da perda de carga Δp_f nesse estágio, conforme a equação (3.5).

$$p_3 = p_2 - \Delta p_f \quad (3.5)$$

As relações entre as temperaturas e pressões de admissão e descarga do compressor são calculadas de acordo com a equação (3.6). O termo de expoente $\frac{k-1}{k}$ é a razão de pressão isentrópica referente à etapa de compressão, o parâmetro η_c é o rendimento isentrópico do compressor e a variável T_1 é a temperatura de admissão desse equipamento.

$$\frac{T_2 - T_1}{T_1} = \frac{1}{\eta_c} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.6)$$

A equação (3.7) descreve o balanço de energia do combustor, que relaciona a vazão de combustível nesse estágio com as temperaturas de admissão T_3 e descarga T_2 da turbina e do compressor, respectivamente. O parâmetro E_f é referente à energia liberada na combustão por unidade de massa de combustível, e $C_{p,f}$ é o calor específico a pressão constante do fluido de trabalho do combustor.

$$E_f \cdot \dot{m}_f = C_{p,f} \cdot (T_3 - T_2) \cdot \dot{m}_t \quad (3.7)$$

A temperatura de exaustão T_4 da turbina axial pode ser calculada a partir da relação de pressão isentrópica referente ao processo de expansão nesse equipamento, conforme a equação (3.8). A variável p_4 é a pressão de exaustão da turbina e o parâmetro η_t é a sua eficiência isentrópica.

$$\frac{T_3 - T_4}{T_3} = \eta_t \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.8)$$

Considerando-se a aproximação de que o fluido de trabalho da turbina a gás se comporta como um gás perfeito, as potências mecânicas $\dot{W}$ consumidas pelo compressor e desenvolvidas pela turbina seguem a relação $\dot{W} = \dot{m} \cdot (\Delta H) = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\Delta T)$, onde $\dot{m}$ é a vazão do fluido de trabalho, C_p é o calor específico desse fluido a pressão constante, e as diferenças entre as entalpias e temperaturas de entrada e saída dos equipamentos são, respectivamente, ΔH e ΔT (WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995).

A potência mecânica útil desenvolvida pela turbina é a diferença entre a potência mecânica total fornecida ao eixo da máquina e a parcela vinculada ao acionamento do compressor. Essa relação é sintetizada na equação (3.9), que também inclui a eficiência do conjunto η_m . Os fatores $C_{p,c}$ e $C_{p,t}$ são os calores específicos a pressão constante do fluxo de ar que atravessa o compressor e do ar de combustão que flui através da turbina.

$$W = \eta_m \cdot [C_{p,c} \cdot (T_1 - T_2) \cdot \dot{m}_c + C_{p,t} \cdot (T_3 - T_4) \cdot \dot{m}_t] \quad (3.9)$$

3.3.2 Modelos de Turbinas a Gás Heavy-Duty e Reguladores de Velocidade

No âmbito das simulações de sistemas de potência, os modelos computacionais de combinações de reguladores de velocidade e turbinas a gás industriais possuem níveis variados de complexidade, diferenciados pela extensão de representações das malhas de controle ou dos princípios físicos da turbomáquina. Nesta seção, são apresentados alguns exemplos de modelos matemáticos representativos dessa categoria.

As malhas de controle de velocidade, temperatura e aceleração são os três principais sistemas de controle da turbina a gás normalmente representados em simulações dinâmicas de sistemas de potência. A necessidade de representação do sistema de controle de aceleração depende das particularidades operacionais das turbinas e pode

não ser aplicável em determinados estudos. O valor de referência do controle de aceleração pode variar durante os períodos de partida ou desligamento das unidades geradoras. Nas faixas normais de operação, a aceleração máxima de 1 % exemplifica um valor típico de limite implementado em sistemas de controle de aceleração (CIGRE, 2003).

A referência (POURBEIK et al., 2013) documenta avanços e recomendações quanto à modelagem de sistemas de turbinas gás. O progressivo desenvolvimento dos modelos trouxe inovações quanto à representação de relações de controle e de princípios físicos das turbinas. A modelagem das influências da temperatura e da velocidade nos limites de capacidade das turbinas está entre as principais motivações dos desenvolvimentos mais recentes. Esses aspectos podem ser observados no modelo mostrado Figura 44 (KUNITOMI et al., 2001).

A pressão atmosférica P_a , a temperatura ambiente na admissão T_a , a velocidade do conjunto ω e a posição das palhetas das *inlet guide vanes* θ_{IV} são as entradas de um dos blocos, onde é realizado o cálculo do fluxo de ar W_a adimensional que atravessa a turbina. O fator $q(T_a, P_a)$ considera correções decorrentes de modificações na temperatura ambiente ou na pressão atmosférica. O termo ω_c está associado a correções no fluxo de ar da turbina resultantes da modificação da temperatura de admissão. Esse fluxo corrigido é a referência de entrada da relação cúbica $u(\Delta\omega_c)$. Além da equação associada à modificação de posição das IGVs, os fatores $q(T_a, P_a)$ e $u(\Delta\omega_c)$ são empregados no cálculo do fluxo de ar adimensional W_a . O modelo assume que o fluxo do ar de combustão W_x na exaustão da turbina a gás é igual ao fluxo de ar do compressor. Essa é uma aproximação comum em muitas aplicações, pois o fluxo mássico de combustível é normalmente uma parcela muito pequena da vazão de ar da turbina.

A temperatura de exaustão T_x é calculada em função das variáveis fluxo de ar, pressão atmosférica, temperatura ambiente e vazão de combustível W_f da câmara de combustão. A CPR é definida pela razão entre as pressões de descarga e admissão do compressor da turbina a gás. Essa variável é função da pressão atmosférica, temperatura ambiente, carregamento da turbina e do fluxo de ar que atravessa o equipamento.

O fluxo de combustível a vazio W_{f0} , que está vinculado ao acionamento do compressor da turbina a gás, é subtraído da vazão de combustível da câmara de combustão para se calcular a potência mecânica útil P_m desenvolvida pela unidade. A constante de tempo T_{trb} está associada à dinâmica da turbina.

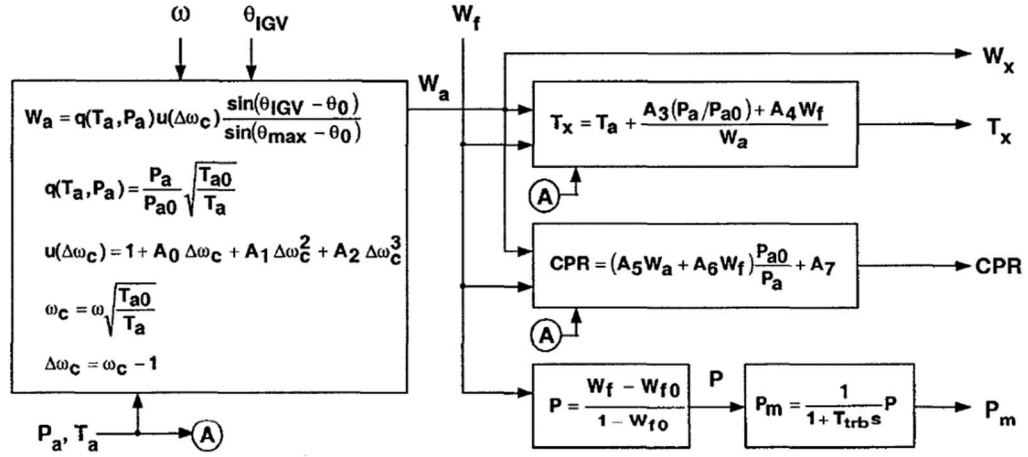


Figura 44: Modelo de turbina a gás baseado em princípios físicos (Fonte: IEEE, 2001).

A Figura 45 apresenta uma visão geral dos elementos da planta e das malhas de controle aos quais o modelo dinâmico apresentado na Figura 44 pode estar associado. O sistema engloba blocos de controle de velocidade, temperatura e aceleração. Esses comandos de controle são comparados em um bloco seletor de mínimo, que define o comando de vazão de combustível da turbina a gás.

A razão de compressão CPR e a temperatura de exaustão definida pela saída do bloco transdutor são entradas do sistema de controle de temperatura. Essas variáveis possibilitam a estimativa da temperatura de admissão da turbina, que deve ser mantida dentro dos limites operacionais da unidade.

A temperatura de exaustão e a vazão de ar de combustão são entradas de uma caldeira de recuperação HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*). Essa conexão entre o modelo da turbina a gás e o modelo do HRSG possibilita a representação de usinas térmicas de ciclo combinado. A referência de posição das IGVs é uma das saídas do sistema de controle de temperatura. As modificações de posição desses dispositivos alteram o fluxo de ar de admissão do compressor, de forma que a temperatura de exaustão

da turbina a gás seja mantida no valor de projeto do ciclo combinado, mesmo quando há modificações de carregamento do turbogerador a gás.

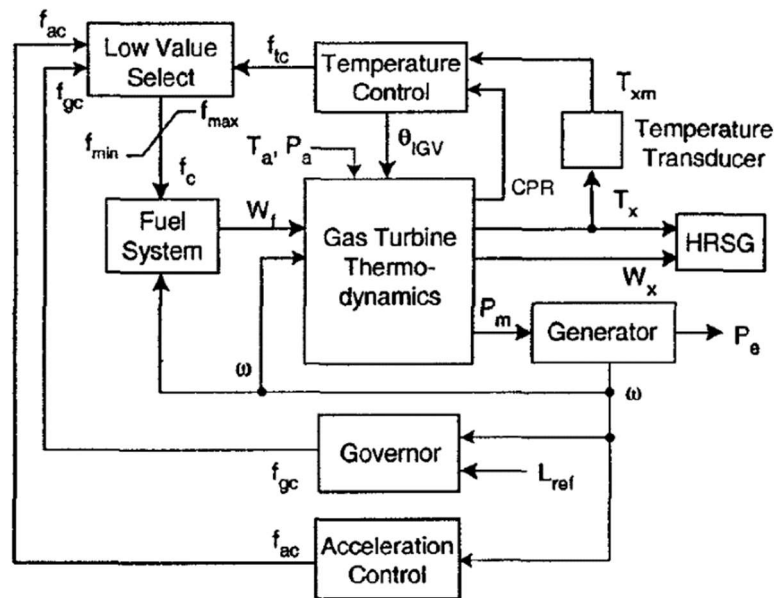


Figura 45: Sistema de Ciclo Combinado (Fonte: IEEE, 2001).

Os parâmetros do modelo da Figura 44 podem ser estimados a partir de testes de campo, que considerem diferentes níveis de carregamento das turbomáquinas (KUNITOMI et al., 2001). As curvas de desempenho fornecidas por fabricantes também podem contribuir para o processo de parametrização (POURBEIK; MODAU, 2008). Esse modelo pode ser apropriado para realização de simulações de sistemas de potência de longa duração, com desvios de rotação do turbogerador dentro da faixa de 95 % a 105 % e carga superior a aproximadamente 50 % do valor nominal (KUNITOMI et al., 2001).

Algumas hipóteses podem ser consideradas para simplificação do modelo da Figura 44. Em determinados estudos, os efeitos das variações da pressão atmosférica e das alterações de posição das IGVs podem ser desconsiderados, o que confere maior simplicidade à estrutura do modelo (POURBEIK; MODAU, 2008). Essas considerações são aceitáveis, por exemplo, nas simulações dinâmicas de sistemas de ciclo simples, onde as IGVs permanecem na posição máxima, e as turbinas a gás operam próximas da potência de base. Esse nível de simplificação ainda é capaz de proporcionar simulações

compatíveis com os dados de potência-temperatura e potência-velocidade fornecidos por fabricantes, conforme os resultados mostrados em (POURBEIK; MODAU, 2008).

A Figura 46 mostra um modelo matemático de turbina a gás proposto em (IEEE, 1994), que é parte de um exemplo de representação de uma usina de ciclo combinado. Esse modelo prevê modificações do valor de referência do fluxo de ar W da turbina a gás, para que temperatura de exaustão da turbina axial seja mantida no valor desejado, mesmo quando o turbogerador opera em cargas parciais. O controle automático do fluxo de ar é realizado por IGVs instaladas na admissão do compressor axial. Nessa representação, assim como no modelo da Figura 44, não são consideradas diferenças entre o fluxo de ar de combustão e a vazão de ar da turbina.

A temperatura de admissão T_f da turbina axial é calculada em função da temperatura de admissão do compressor T_i , fluxo de ar que atravessa a turbina a gás, razão de compressão isentrópica x e eficiência do compressor η_c . O cálculo da potência mecânica útil P_{MG} desenvolvida pela turbina a gás considera relações isentrópicas e valores de eficiência dos estágios da turbina e do compressor. Pode-se notar que as equações termodinâmicas dessa representação são semelhantes às relações apresentadas no item 3.3.1.

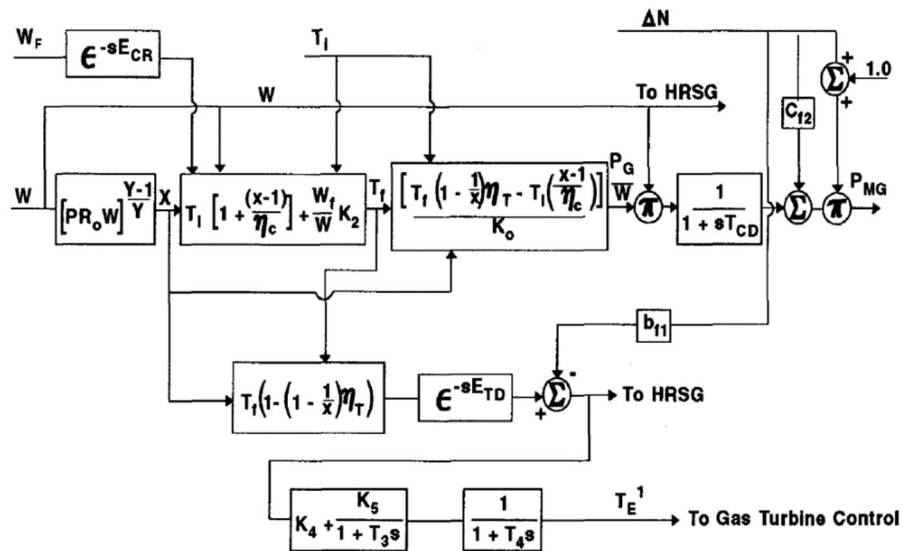


Figura 46: Modelo para aplicações em ciclo combinado (Fonte: IEEE, 1994).

A análise minuciosa dos parâmetros dos modelos mostrados nas Figuras 44 e 46 está além do escopo deste trabalho, o que inclui o exame de modelos matemáticos de usinas de ciclo combinado. Informações mais detalhadas sobre esses temas podem ser encontradas nas referências (POURBEIK et al., 2013), (CIGRE, 2003), (IEEE, 1994), (KUNITOMI et al., 2001) e (POURBEIK; MODAU, 2008).

O modelo GAST2A documentado em (POURBEIK, et al. 2013) foi originalmente proposto em (ROWEN, 1983). Essa configuração é uma das representações pioneiras de associações de reguladores de velocidade e turbinas a gás, tendo sido inicialmente concebida para representar sistemas de controle das linhas de turbinas a gás GE Mark II e Mark IV.

Em decorrência da evolução tecnológica dos sistemas de controle e dos critérios de projeto de turbogeradores a gás, a utilização do modelo GAST2A não é recomendada para simulações de novos projetos (POURBEIK et al., 2013). Um exemplo que ilustra os limites do GAST2A está relacionado com a sua representação do controlador de velocidade, que é definido por um ganho proporcional. Essa estrutura não reflete a versatilidade dos reguladores de velocidade modernos de turbinas a gás, que podem abarcar controladores PI e utilizar a potência elétrica do gerador como sinal de realimentação.

O modelo GAST descrito em (POURBEIK et al., 2013) é apresentado na Figura 47. Essa estrutura está entre as representações mais simples de associações de turbinas a gás e reguladores de velocidade com aplicações em simulações de sistemas de potência. O modelo abarca funções de primeira ordem para representar as dinâmicas da válvula de combustível (T_1) e da turbina a gás (T_2).

O ganho $1/R$ é referente à regulação primária com queda de velocidade e a constante de tempo T_3 está associada à dinâmica do controle de temperatura da turbina a gás. Os sinais de controle de temperatura e velocidade são comparados por um bloco seletor de mínimo. O parâmetro D_t do modelo GAST representa o coeficiente de amortecimento da turbina.

Os princípios físicos da turbina a gás não são representados pelo modelo GAST. Por essa razão, não é recomendada a sua utilização em novos estudos (POURBEIK et al., 2013).

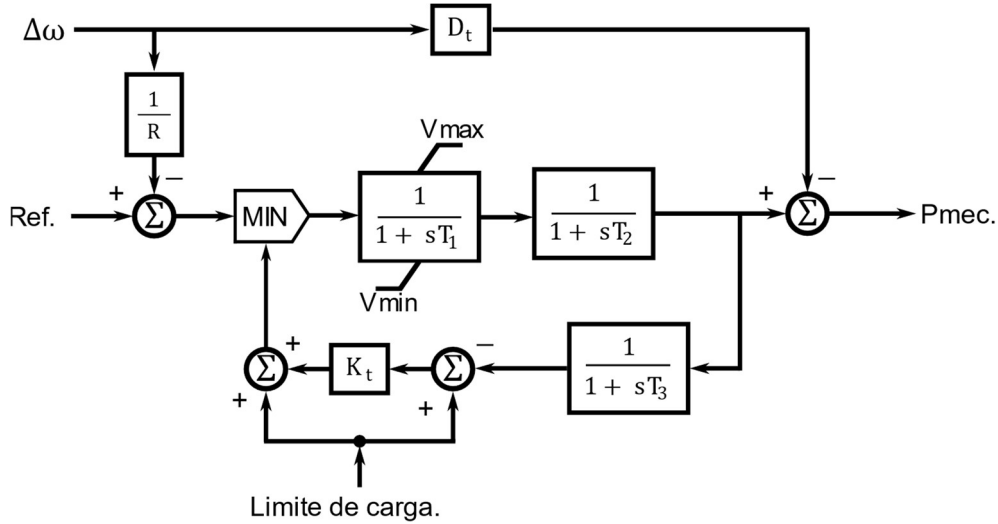


Figura 47: Modelo GAST.

O modelo genérico GGOV1 documentado em (POURBEIK et al., 2013) é apresentado na Figura 48. Segundo essa referência, o GGOV1 é a representação de maior aplicação na atualidade, sendo a estrutura mais recorrente nos estudos de sistemas de potência do WECC (*Western Electricity Coordinating Council*). O modelo apresentado na Figura 48 é uma adaptação do diagrama do GGOV1 mostrado em (POURBEIK et al., 2013).

Este sistema possui malhas de controle de aceleração (f_{sra}), temperatura (f_{srt}) e velocidade (f_{srn}), que são comparadas por um bloco seletor de mínimo, cuja saída f_{sr} define o comando de vazão de combustível da turbina. Esse sinal realimenta as entradas do bloco seletor de mínimo. Caso o sinal de saída do bloco seletor seja o comando f_{srt} ou o comando f_{srn} , a malha de controle correspondente atua como um controlador PI baseado no sinal de realimentação. Nas situações em que o sinal f_{sra} é selecionado, o sistema de controle de aceleração atua como um controlador integral. O sinal de realimentação f_{sr} evita a ocorrência de *wind-up* da ação integral dos controladores cujas saídas não foram selecionadas.

A possibilidade de inclusão de controladores PID, PI ou proporcionais para a regulação de velocidade no GGOV1 é uma inovação em relação a outros modelos matemáticos, como o GAST e o GAST2A. As opções de realimentação da regulação com queda de velocidade englobam o comando de vazão de combustível, a potência elétrica da unidade geradora e a posição da válvula de combustível. A potência mecânica útil do modelo é calculada de acordo com a equação (3.10).

$$P_{mech} = K_{turb}(W_f - W_{fnl}) \quad (3.10)$$

Onde:

K_{turb} – Ganho da turbina a gás

W_f – Vazão de combustível

W_{fnl} – Vazão de combustível a vazio*

*A representação da vazão de combustível a vazio está associada à potência mecânica requerida para acionamento do compressor axial.

A constante de tempo T_{act} está relacionada com a dinâmica das válvulas de controle de combustível e a dinâmica da turbina a gás é representada pelas constantes T_{sa} e T_{sb} . O parâmetro D_m é referente aos efeitos de amortecimento da turbina.

O modelo GGOV1 não considera a representação da dinâmica de IGVs. A malha de controle de temperatura tem como entrada uma referência de carga L_{dref} que representa os limites de temperatura da turbina a gás. Esse parâmetro deve ser ajustado pelo usuário, que deve considerar as variações nos limites de carregamento da unidade geradora para diferentes condições ambientais. O modelo sugere uma equação de correção da temperatura de exaustão t_{ex} com base na velocidade e no parâmetro D_m . Esta equação tem o objetivo de refletir os limites de capacidade da turbina em função das modificações de velocidade. Entretanto, em (POURBEIK et al., 2013) é indicado que a aplicação dessa equação requer validações complementares.

Nos modelos de turbinas a gás, normalmente é atribuído zero ao valor do atraso de transporte t_{eng} . A chave do sinal *flag* é ajustada na posição “1” em aplicações com

combustíveis líquidos cuja vazão é influenciada pela velocidade de rotação da unidade geradora. Para representação de unidades geradoras acionadas por motores diesel, por exemplo, recomenda-se o ajuste adequado das constantes t_{eng} e a correção da vazão de combustível com a velocidade (POURBEIK et al., 2013).

O modelo GGOV1 é apropriado para estudos de grandes sistemas interligados e pode ser utilizado para análises de episódios de rejeição de carga. Para a realização de simulações de eventos caracterizados por grandes tomadas de carga, a precisão dessa estrutura pode ser comprometida, principalmente por causa da ausência da representação da dinâmica das IGVs (POURBEIK et al., 2013).



63

de potência. A redução da precisão dos modelos pode ser um importante fator a ser considerado em análises de distúrbios que resultem em significativas variações de frequência, como os eventos de ilhamento de grandes seções de sistemas interligados (POURBEIK et al., 2013).

As turbinas a gás podem apresentar especificidades construtivas e de controle que não são retratadas em modelos computacionais genéricos como o GGOV1 e o CIGRE. Em situações desse tipo pode ser essencial a implementação de modelos específicos fornecidos pelos fabricantes dos equipamentos. Um dos exemplos de modelos de fabricantes mostrados na referência (POURBEIK et al., 2013) é a representação computacional da linha de turbinas a gás GT26B desenvolvida pela ALSTOM. Essas unidades são equipadas com duas câmaras de combustão, que possuem diferentes limites de capacidade e lógicas de controle. A utilização do modelo do fabricante é fundamental para a representação das particularidades físicas e de controle dessas turbinas a gás nas simulações dinâmicas de sistemas de potência.

CAPÍTULO 4

SISTEMA DE REFERÊNCIA E MODELOS IMPLEMENTADOS

4.1 Introdução

As etapas de desenvolvimento dos modelos matemáticos propostos para representação dos reguladores de velocidade e turbinas térmicas são apresentadas neste capítulo. A parametrização desses modelos, que está entre os principais objetivos deste trabalho, é abordada no capítulo 5.

Este capítulo também descreve os modelos matemáticos da rede elétrica de referência, suas unidades geradoras e seus respectivos sistemas de regulação de tensão. A parametrização e a topologia desses modelos têm como principais referências dados reais da planta industrial e da usina termelétrica. A modelagem proposta para representação das cargas elétricas da instalação industrial está entre os tópicos abordados nesta seção.

4.2 Sistema Elétrico de Referência

Um diagrama simplificado do sistema elétrico de referência deste trabalho é apresentado na Figura 49. O sistema abrange uma planta industrial conectada a uma usina termelétrica por meio de duas linhas de transmissão curtas. A planta industrial é constituída de três ilhas e sua carga totaliza 83,3 MW. A rede é interligada a um sistema de potência de grande capacidade por meio da central térmica, que nas simulações computacionais deste trabalho é representada por 9 (nove) geradores acionados por turbinas a gás de eixo único. O sistema industrial possui 5 (cinco) geradores elétricos próprios acionados por turbinas a vapor. As potências das unidades geradoras mostradas

no diagrama correspondem a valores usuais de carregamento. O valor da frequência nominal do sistema elétrico é 60 Hz.

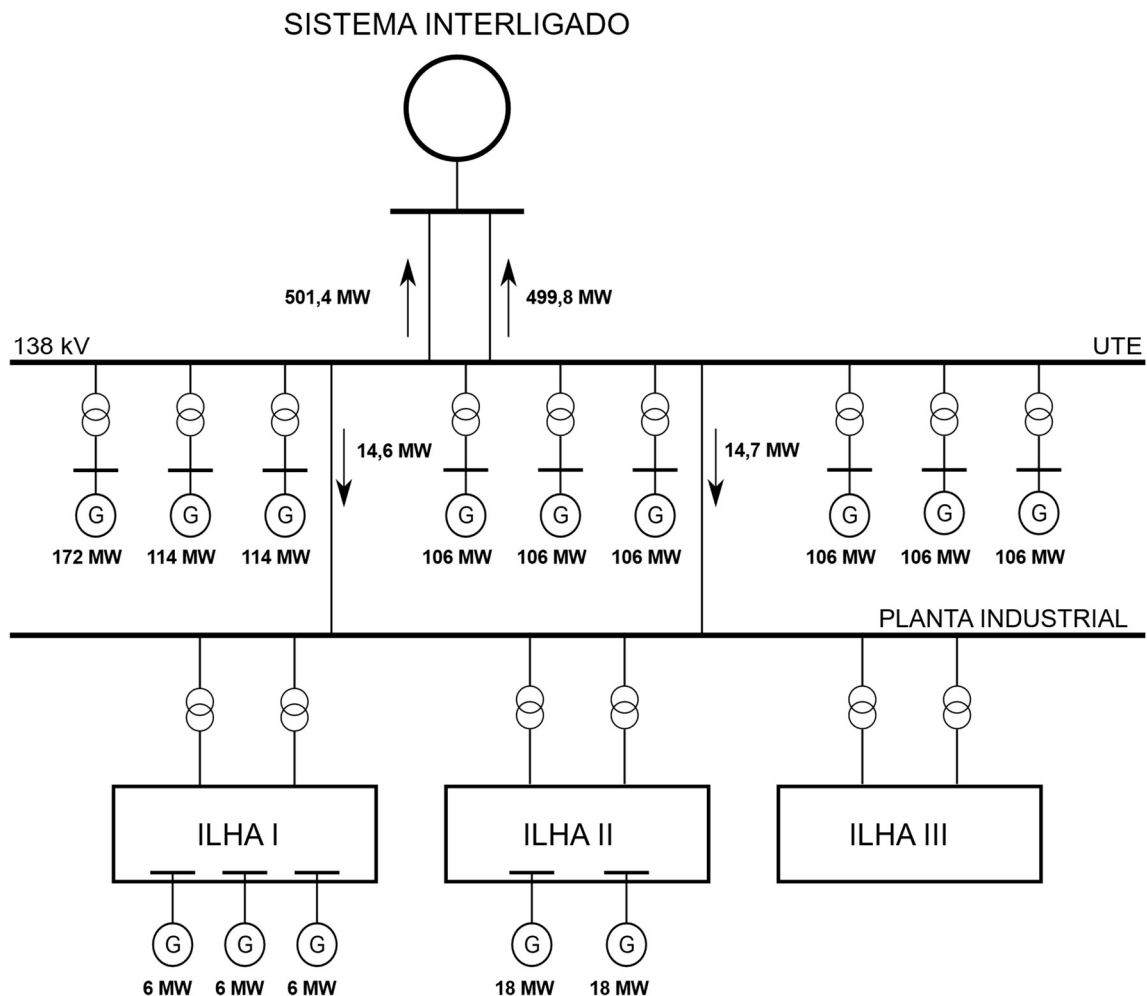


Figura 49: Diagrama geral do sistema elétrico de referência.

As unidades geradoras da usina termelétrica recebem as designações individuais TG-301 a TG-309. Os turbogeradores conectados à Ilha II do sistema industrial são pertencentes à série TG-200 e são identificados individualmente como TG-201 e TG-202. Os turbogeradores instalados na Ilha III definem a série TG-100 e são denominadas TG-101, TG-102 e TG-103. As simulações de ilhamento com o envolvimento da usina termelétrica têm foco na avaliação do gerador TG-301 ao desempenhar o controle de frequência da ilha.

A Tabela 1 apresenta a potência aparente, a tensão nominal e os tipos de acionadores dos turbogeradores pertencentes às séries TG-300, TG-200 e TG-100. O gás natural é a fonte de energia primária das unidades geradoras da usina térmica e do sistema de vapor da planta industrial.

Tabela 1: Dados gerais das unidades geradoras do sistema de referência.

Designação da Unidade/Série	Potência Nominal	Tensão Nominal	Tipo de Acionador
TG-101 a TG-103	7 MVA	13,8 kV	Turbina a vapor de condensação
TG-201 e TG-202	24 MVA	13,8 kV	Turbina a vapor de contrapressão
TG-301 a TG-308	145 MVA	13,8 kV	Turbina a gás heavy-duty
TG-309	208 MVA	13,8 kV	Turbina a gás heavy-duty

As cargas elétricas predominantes da planta industrial são motores de indução, de tensões nominais 13,8 kV, 2,4 kV e 480 V. Esses equipamentos foram representados matematicamente como grupos de motores equivalentes. Essa é uma abordagem usual nos estudos de sistemas de potência (KUNDUR et al., 1994). As Figuras 50, 51 e 52 mostram os diagramas dos sistemas elétricos das três ilhas da instalação.

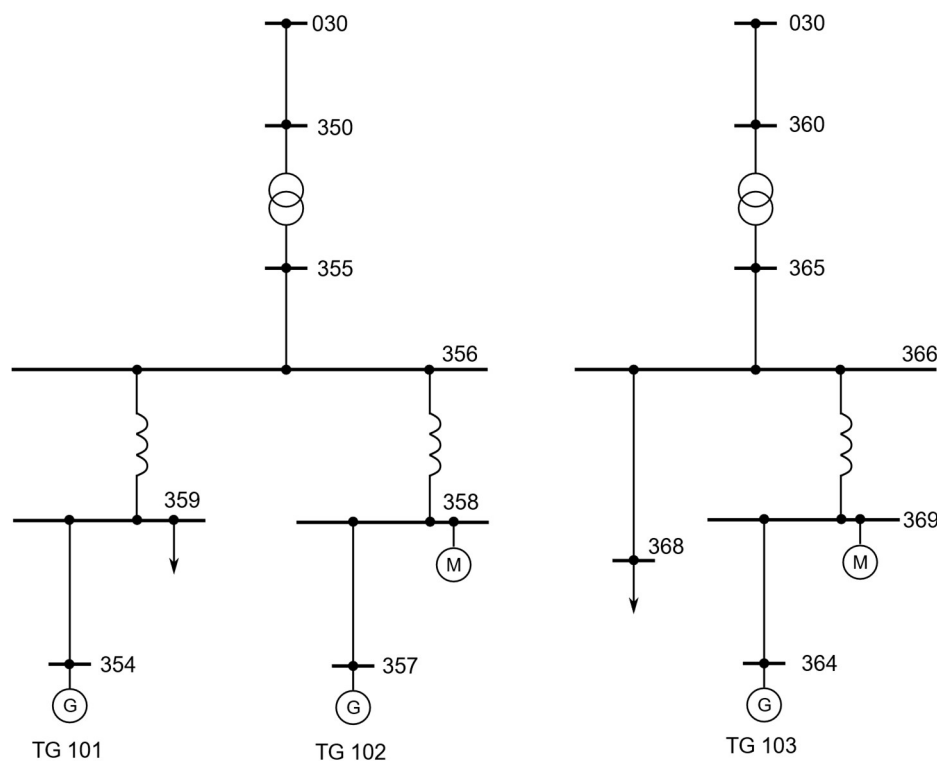


Figura 50: Sistema elétrico da Ilha I.

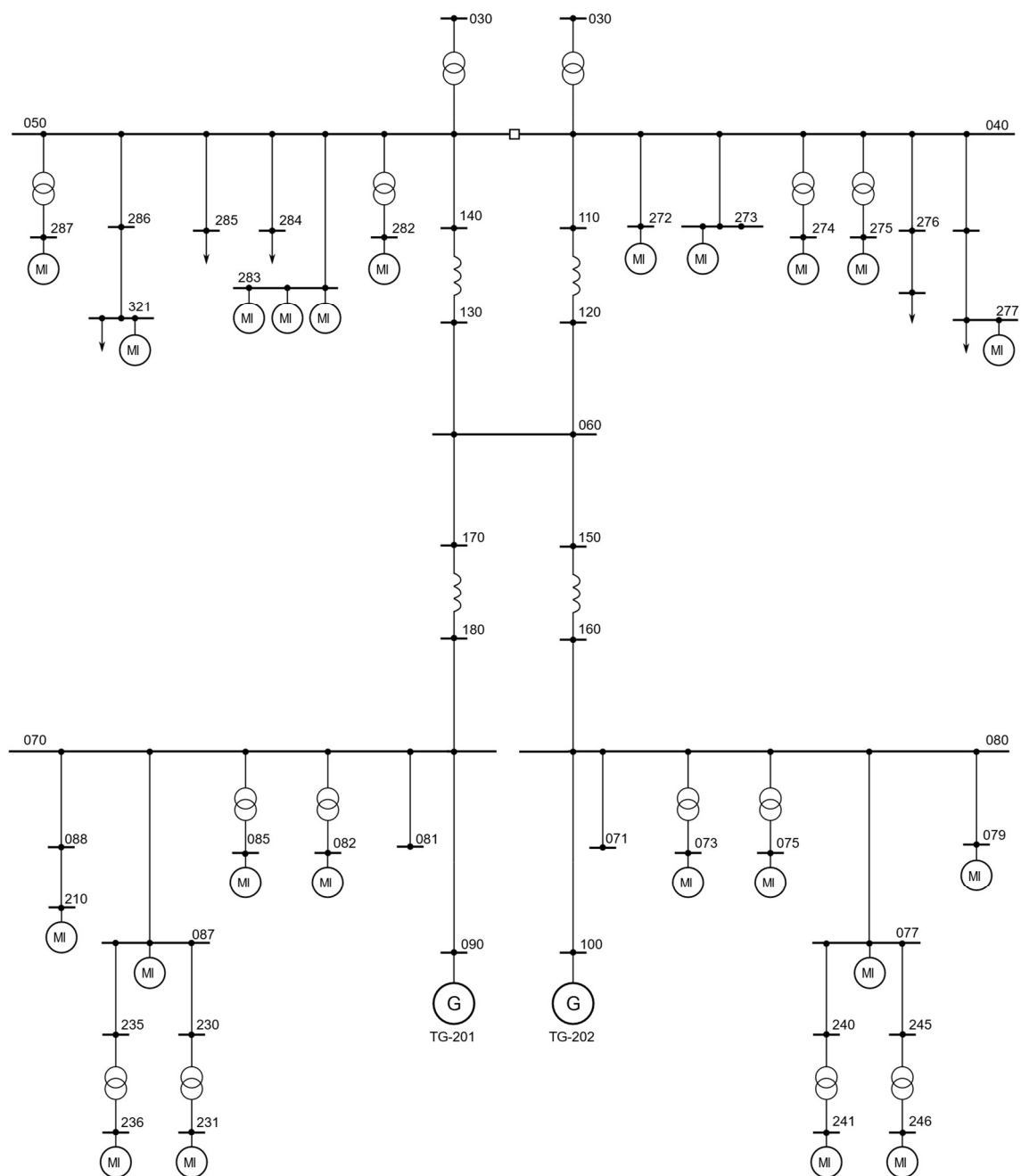


Figura 51: Sistema elétrico da Ilha II.

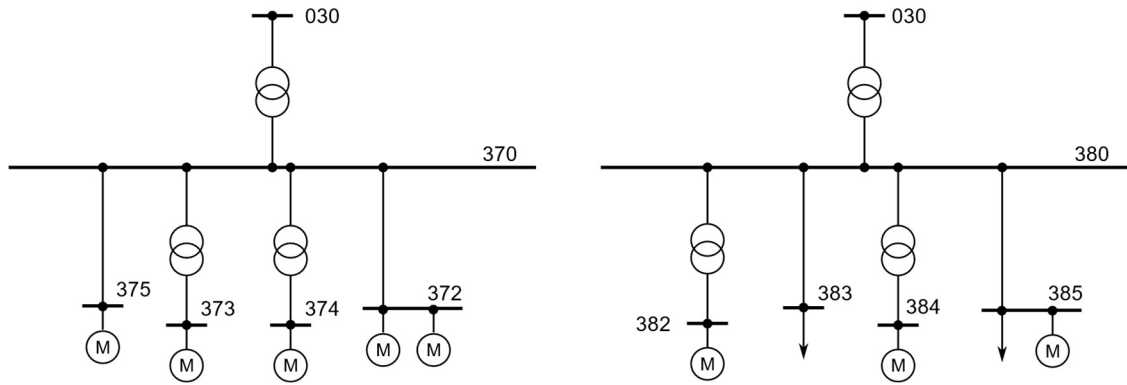


Figura 52: Sistema elétrico da Ilha III.

No Apêndice A são apresentadas as impedâncias das linhas das elétricas, dos transformadores da planta industrial e os parâmetros dos modelos dos motores de indução. A magnitude das cargas elétricas do sistema pode variar de acordo com modificações nas condições operacionais da instalação, a exemplo de ocorrências de serviços de manutenção preventiva de certas unidades.

Nos cenários em que o sistema de referência foi aplicado neste trabalho, as alterações nas magnitudes das cargas da instalação foram realizadas por intermédio de ajustes na potência nominal dos motores de indução, alterações de carregamento dessas máquinas equivalentes ou por meio da desconexão de barras específicas da planta industrial.

4.3 Modelos dos Geradores Elétricos e Sistemas de Excitação

A modelagem elétrica dos turbogeradores implementados nas simulações deste trabalho é definida pela representação *built-in* MD03 do programa computacional Anatem 11.10.2. Esse modelo abrange equações de oscilação eletromecânica e as equações elétricas referentes a uma máquina síncrona de rotor liso, com um enrolamento de campo e três enrolamentos amortecedores. O diagrama do modelo MD03 e os parâmetros elétricos dos geradores do sistema de referência são apresentados no Apêndice A.

Os sistemas de excitação dos turbogeradores são do tipo estáticos (KUNDUR, et al., 1994). A lógica de controle de tensão dos turbogeradores da série TG-300 também inclui malhas de sinais estabilizantes (PSS).

Os modelos de reguladores de tensão implementados nas simulações deste trabalho são dados oriundos da central térmica e da unidade industrial. Essas representações não foram modificadas nas simulações de ilhamento. Entretanto, em algumas simulações pontuais foi demonstrada a atuação de limitadores de excitação nas unidades TG-200. Os eventos de ilhamento analisados neste trabalho não apresentaram desvios substanciais de tensão, que impactassem os resultados obtidos.

Tendo em vista que este trabalho está centrado na investigação dos efeitos do controle primário de carga-frequência nos distúrbios de ilhamento, não faz parte do escopo desta análise a avaliação de aspectos relacionados à estabilidade de tensão do sistema. Esse tema, no entanto, pode ser abordado em trabalhos futuros.

4.4 Modelagem Proposta para as Cargas Elétricas

Estima-se que uma faixa entre 90 % e 95 % da carga elétrica da planta industrial corresponda a motores de indução, sendo as demais parcelas da carga da instalação constituídas de cargas estáticas, conversores de frequência e alguns motores síncronos de grande porte. Ainda que se tenha uma visão global dos tipos de cargas do sistema, a execução deste trabalho não contou com levantamentos detalhados sobre todos os parâmetros das redes e das cargas elétricas da instalação, principalmente os relacionados com os subsistemas de tensão inferior a 13,8 kV da planta. Para a implementação dos modelos equivalentes desses elementos, foram considerados os parâmetros utilizados em outros estudos da unidade industrial, que representam os avanços mais recentes no processo de aprimoramento da modelagem das cargas.

A maioria dos casos analisados considera a instalação integralmente constituída de motores de indução. Porém, nas avaliações de cenários de ilhamento baseados em dados de campo, para se ampliar a representatividade de algumas simulações, foram

propostas adequações pontuais na modelagem das cargas do sistema industrial, com a inclusão de representações matemáticas de cargas estáticas e motores síncronos.

4.4.1 Modelagem dos Motores de Indução

Os modelos matemáticos dos motores de indução implementados nas simulações de ilhamento têm sua dinâmica estritamente atrelada às equações de aceleração das máquinas. Na estrutura de modelos *built-in* do programa computacional Anatem 11.10.2, esses modelos de máquinas de indução são designados motores Tipo 1.

Desconsiderando-se os efeitos do transitório eletromagnético do rotor, a representação matemática do comportamento elétrico do motor de indução se resume a estrutura de regime permanente apresentada na Figura 53. O escorregamento s identificado no circuito é calculado de acordo com a equação (4.1), em que ω_0 corresponde à frequência nominal do sistema e $\dot{\theta}_r$ é a velocidade angular nominal do rotor, em rad/s. As reatâncias de dispersão do estator e do rotor do motor de indução são representadas pelos parâmetros X_s e X_r , respectivamente. A reatância de magnetização da máquina é representada pelo reator X_m . Todos os valores do circuito da Figura 53 são referenciados para o lado do estator do motor de indução.

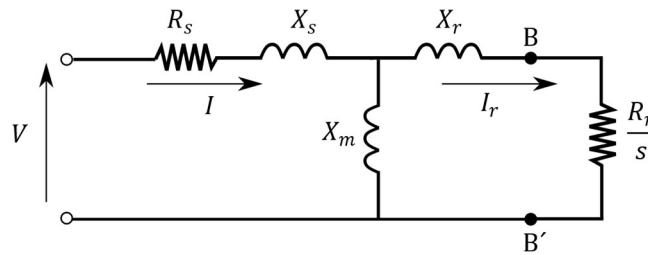


Figura 53: Modelo de regime permanente do motor de indução.

$$s = \frac{\omega_0 - \dot{\theta}_r}{\omega_0} \quad (4.1)$$

A equação (4.2) rege o comportamento do escorregamento da máquina de indução equivalente em função dos torques mecânico $T_m(s)$ e elétrico $T_e(V, s)$ aplicados sobre a massa do rotor. O parâmetro H representa a constante de inércia equivalente da massa girante do motor.

$$2H\dot{s} = T_m(s) - T_e(V, s) \quad (4.2)$$

O torque elétrico do motor de indução pode ser calculado em função dos parâmetros do circuito equivalente da Figura 53, sendo diretamente influenciado pelas alterações nesse circuito decorrentes das mudanças de tensão de entrada e escorregamento. A equação (4.3) apresenta uma das possíveis maneiras de se calcular o torque elétrico em função da tensão de entrada do motor de indução. Nessa equação, R_1 e X_1 correspondem à impedância de Thévenin vista a partir dos terminais B e B' da Figura 53.

$$T_e(V, s) = \frac{V^2 X_m^2 \frac{R_r}{s}}{\left[\left(R_1 + \frac{R_r}{s} \right)^2 + (X_1 + X_r)^2 \right] [R_s^2 + (X_s + X_m)^2]} \quad (4.3)$$

O torque mecânico pode variar de acordo com as características da carga acionada pelo motor de indução. Os modelos *built-in* do programa Anatem 11.10.2 possibilitam a segmentação do torque mecânico da carga em parcelas constantes com a velocidade, diretamente proporcionais à velocidade ou proporcionais à velocidade elevada a um expoente definido pelo usuário, conforme a equação (4.4). Nas simulações deste trabalho, aos modelos equivalentes de motores de indução foram associadas curvas de torque mecânico proporcionais ao quadrado da velocidade. Esse expoente é condizente com modelos típicos de cargas industriais (KUNDUR, 1994) e representa o estágio mais recente de desenvolvimento dos modelos das cargas da planta industrial. O aprimoramento dos parâmetros e das relações conjugado-velocidade dos modelos dos motores da instalação requer investigações complementares que, conforme o que foi destacado anteriormente, não fizeram parte do escopo deste trabalho.

$$T_m(s) = K_T [K_o - K_1(1 - s) + K_2(1 - s)^n] \quad (4.4)$$

4.4.2 Modelagem das Cargas Estáticas

As cargas da planta industrial diferentes de motores de indução incluem sistemas de iluminação, instalações administrativas, oficinas, sistemas de alimentação crítica e conversores de frequência. Para representação desse grupo diferenciado de cargas em algumas simulações deste trabalho, foram implementados modelos de carga estáticos polinomiais do tipo ZIP (KUNDUR, 1994).

Os modelos ZIP calculam a variação das magnitudes das potências ativas e reativas das cargas estáticas com a tensão, e são segmentados em componentes constantes com a tensão, diretamente proporcionais à tensão e parcelas que variam com o quadrado da tensão, conforme a equação (4.5) e a equação (4.6). A modelagem estática polinomial também pode abarcar a representação das variações de componentes da carga com a frequência (VITTAL et al., 2020).

$$P(V) = \left[(100 - A - B) + A \left(\frac{V}{V_0} \right) + B \left(\frac{V}{V_0} \right)^2 \right] \frac{P_0}{100} \quad (4.5)$$

$$Q(V) = \left[(100 - C - D) + C \left(\frac{V}{V_0} \right) + D \left(\frac{V}{V_0} \right)^2 \right] \frac{Q_0}{100} \quad (4.6)$$

Modelos exponenciais de cargas estáticas também têm aplicações consolidadas em simulações dinâmicas de sistemas de potência (CUTSEM; VOURNAS, 1998). Entretanto, esse tipo de representação não foi implementado nas simulações deste trabalho.

Alguns estudos destacam a aplicabilidade dos modelos estáticos para representação de determinados tipos de cargas de eletrônica de potência, como equipamentos alimentados por fontes de tensão contínua ou sistemas de iluminação fluorescente (KOSTEREV, 2008). A modelagem dinâmica de motores acionados por conversores de frequência é um tema relativamente recente de pesquisa, e algumas

publicações apresentam abordagens pioneiras para representação desses tipos de cargas nos programas de estabilidade eletromecânica (YUAN, 2018).

4.4.3 Modelagem dos Motores Síncronos

Nas simulações de sistemas de potência, as estruturas dos modelos dos motores síncronos não diferem das representações matemáticas dos geradores síncronos (IEEE, 1991). O cálculo da potência mecânica dos motores síncronos é realizado de acordo com a equação (4.7) (KUNDUR, 1994), onde T_0 representa o torque mecânico na velocidade nominal, ω_r define a velocidade angular do motor e m é o coeficiente que caracteriza as variações de torque mecânico com a frequência. A equação (4.8) representa o comportamento dinâmico da velocidade do motor síncrono em função do torque mecânico da carga, torque elétrico e inércia do conjunto rotativo.

$$T_m = T_0 \omega_r^m \quad (4.7)$$

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{T_e - T_m}{2H} \quad (4.8)$$

No programa computacional Anatem 11.10.2, o motor síncrono foi representado eletricamente pelo mesmo modelo matemático do gerador síncrono. A versão utilizada do programa não possui soluções *built-in* que incluam variações da carga mecânica dessas máquinas com a velocidade. Portanto, nas simulações em que a representação do motor síncrono foi implementada, o torque mecânico foi considerado invariável com a frequência.

4.5 Modelos dos Reguladores de Velocidade e Turbinas Térmicas

A representação das associações de reguladores de velocidade e máquinas primárias das unidades geradoras dos grupos TG-200 e TG-100 exigiu o desenvolvimento de modelos simplificados dos equipamentos do sistema de vapor da planta industrial.

Essa tarefa envolveu a realização de um levantamento das características gerais da instalação, que serviram de base para implementação dos modelos matemáticos propostos.

Para a elaboração do modelo matemático da combinação do regulador de velocidade e da turbina térmica da unidade de geração a gás TG-301, foram consideradas características do sistema real de controle de velocidade, referentes às situações em que a unidade desempenha o controle de frequência do sistema elétrico a que está conectada (modo Ilha).

Os próximos itens descrevem as etapas de desenvolvimento dos modelos matemáticos dos reguladores de velocidade e turbinas térmicas do sistema elétrico de referência.

4.5.1 Sistema de Vapor da Planta Industrial

O diagrama da Figura 54 apresenta uma visão geral do sistema de vapor da planta industrial que foi representado nos modelos computacionais deste trabalho. As caldeiras SG-201 e SG-202 são os geradores de vapor de alta pressão do sistema e são interligadas através do coletor de alta pressão. As turbinas a vapor de contrapressão que acionam os turbogeradores TG-201 e TG-202 também compartilham esse coletor, e são os principais consumidores de alta pressão da planta. Os exaustos dessas turbinas alimentam o sistema de média pressão da instalação.

As válvulas redutoras VR-1 e VR-2 operam normalmente fechadas. Uma das principais finalidades dessas válvulas é o estabelecimento de uma via de suprimento de vapor para o sistema de média pressão da planta nas situações em que as turbinas de contrapressão não estão operantes ou apresentam limitações de geração. Esses equipamentos também realizam a modulação automática das pressões dos sistemas de alta e de média pressão da planta industrial, em contingências que ocasionam o afastamento das pressões desses sistemas das condições nominais.

O sistema de média pressão tem como fontes de vapor os exaustos dos turbogeradores TG-201 e TG-202 e caldeiras de média pressão. Os modelos matemáticos implementados neste trabalho, no entanto, não envolveram levantamentos individuais

detalhados sobre as fontes de vapor do sistema. As fontes de média pressão foram representadas por duas caldeiras equivalentes designadas SG-101 e SG-102.

Os principais consumidores de média pressão são equipamentos dinâmicos acionados por turbinas a vapor, como bombas e compressores. O sistema de média pressão da planta industrial também fornece energia para as turbinas a vapor condensantes que acionam os geradores TG-101, TG-102 e TG-103. Na Figura 54, além da representação dos turbogeradores da série TG-100, as cargas do sistema de média pressão são identificadas de forma genérica como consumidores térmicos.

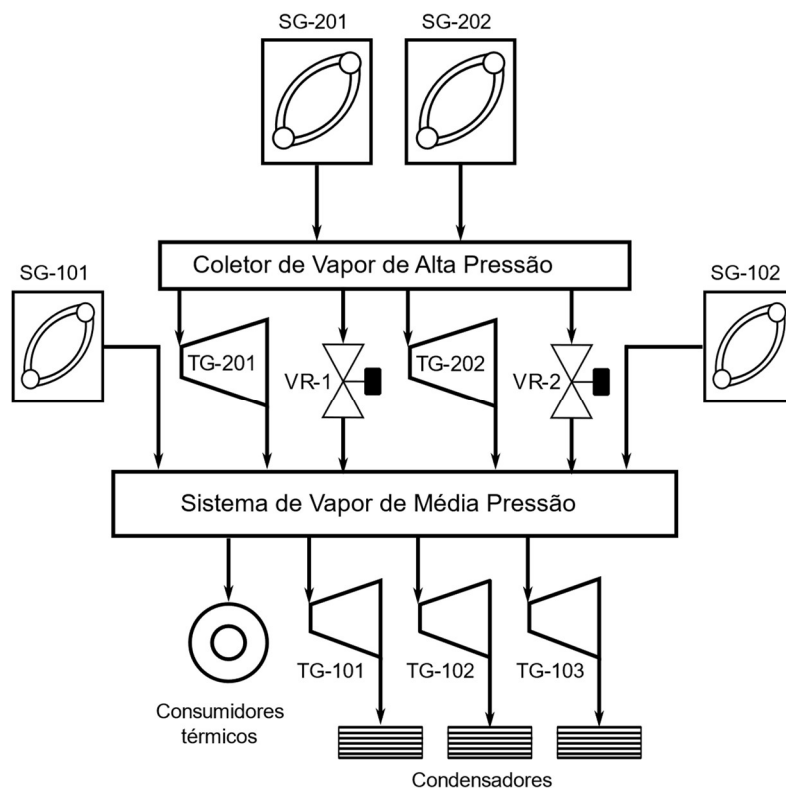


Figura 54: Sistema de vapor da planta industrial.

As pressões nominais do coletor de alta pressão e do sistema de média pressão são 102 kgf/cm² e 42 kgf/cm². O sistema de média pressão também possui uma válvula de alívio, que é acionada quando a pressão do circuito de vapor atinge o valor de 45 kgf/cm².

Entre as aproximações consideradas para representação do sistema de vapor da planta industrial, está a premissa de que as pressões do coletor de alta pressão e do sistema de média pressão não diferem das pressões de saída, admissão ou exaustão dos

equipamentos aos quais estão conectados. As Tabelas 2 e 3 apresentam os principais dados operacionais das caldeiras, máquinas primárias e cargas do sistema de vapor da planta.

Tabela 2: Dados operacionais das fontes de vapor da planta industrial.

Designação da Caldeira	Pressão de saída (kgf/cm²)	Vazão nominal (t/h)	Temperatura nominal (°C)	Tipo de Combustível
SG-201	105	375	510	Gás Natural
SG-202	105	375	510	Gás Natural
SG-101	42	250	410	Gás Natural
SG-102	42	160	410	Gás Natural

Tabela 3: Dados operacionais dos consumidores de vapor da planta.

Equipamento	Pressão de admissão	Vazão nominal	Potência nominal
TG -201/ TG-202	102 kgf/cm ²	375 t/h	20,4 MW
TG -101/TG-102/TG-103	42 kgf/cm ²	75 t/h	7,5 MW
Consumidores térmicos	42 kgf/cm ²	720 t/h	-

Em condições normais de operação, a pressão do coletor de alta pressão é controlada por apenas uma das caldeiras SG-200. Caso o aumento da produção de vapor dessa caldeira não seja suficiente para restaurar a pressão do sistema, a partir de um determinado desvio da pressão do coletor em relação ao seu valor nominal, um sistema mestre habilita a ação de controle da segunda caldeira. A malha de controle de pressão também pode ser desabilitada em situações operacionais específicas.

A estratégia de controle de pressão do coletor de alta pressão é do tipo caldeira-segure. Os desvios de pressão do coletor de alta pressão definem a entrada de um controlador PID, que fornece a referência da taxa de transferência de calor do queimador da caldeira.

No sistema real de vapor, o coletor compartilhado de alta pressão encontra-se à montante dos pontos de admissão dos turbogeradores TG-200 e válvulas redutoras, e tem como referência de controle a pressão de 104 kgf/cm². Entretanto, as tubulações e coletores do sistema de alta pressão podem assumir combinações variadas de interligações, cujo levantamento não fez parte do escopo deste trabalho. Por esse motivo, nos modelos computacionais implementados, a malha de controle e a topologia do

sistema de vapor de alta pressão tiveram como premissas a existência de um coletor de 102 kgf/cm², que tem pressão nominal idêntica à pressão nominal de admissão dos turbogeradores TG-201 e TG-202.

As malhas de controle do sistema de vapor da planta industrial englobam múltiplas variáveis e lógicas de intertravamento. Porém, os modelos computacionais implementados neste trabalho consideraram estritamente os efeitos do controle e da dinâmica da pressão do sistema nas simulações de ilhamento.

4.5.2 Modelos Computacionais do Sistema de Vapor

A representação matemática proposta para implementação do sistema de vapor da planta industrial apresentado na Figura 54 é baseada, principalmente, em modelos simplificados de caldeiras e turbinas a vapor apresentados no capítulo 3. As representações do sistema de vapor abarcam o modelo do sistema de geração de alta pressão e o modelo do sistema de média pressão da instalação.

4.5.2.1 Modelagem das Turbinas e Reguladores de Velocidade das Unidades TG-200

As máquinas motrizes de todas as unidades geradoras do sistema industrial são construtivamente caracterizadas por apenas um cilindro, sem estágios de reaquecimento, conforme o diagrama esquemático da Figura 18. Todas as unidades geradoras possuem reguladores com queda de velocidade mecânico-hidráulicos. Logo, um modelo matemático simplificado que poderia representar as turbinas e os reguladores de velocidade dos turbogeradores TG-200 é definido pelo diagrama da Figura 55.

O ganho $1/R$ representa a regulação com queda de velocidade. A constante de tempo T_1 é referente ao relé de velocidade, que tem como saída a posição da válvula de controle. A dinâmica da câmara da válvula de admissão da turbina a vapor está associada à constante de tempo T_2 . O sinal P_H é a pressão do coletor de alta pressão do sistema de vapor. A vazão de admissão m_{HP} é calculada pelo produto entre a posição da válvula de controle e a pressão de admissão da turbina.

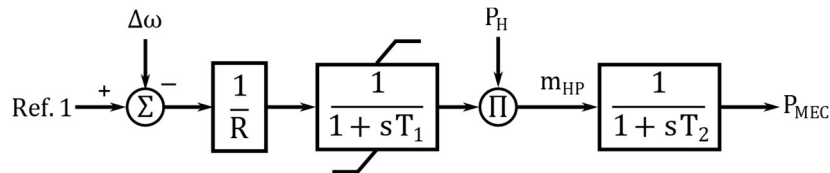


Figura 55: Modelos matemáticos simplificados do regulador e da turbina dos TGs-200.

O sistema da Figura 55 considera que a potência mecânica desenvolvida pela turbina a vapor é diretamente proporcional à vazão. Essa aproximação, que é recorrente na concepção dos modelos de turbinas a vapor aplicados em simulações de sistemas de potência (KUNDUR, 1994), pode ser razoável quando são considerados distúrbios em sistemas interligados de grande porte, que resultam em desvios relativamente pequenos de frequência.

Os distúrbios de ilhamento da planta industrial envolvem grandes desbalanços de carga e geração. Em adição a esse fato, as unidades geradoras TG-200 normalmente operam em cargas parciais distantes do valor de base, o que pode ampliar as não linearidades desses sistemas. Para se aumentar o nível de detalhamento das simulações dos eventos de ilhamento da planta industrial, no lugar da premissa de que a vazão e a potência são diretamente proporcionais, algumas curvas reais de projeto das unidades geradoras TG-200 foram implementadas nos modelos desses equipamentos. Essas curvas normalmente são fornecidas pelos fabricantes das turbinas.

Uma das principais curvas de projeto dos turbogeradores é a curva de desempenho, que mostra a relação esperada entre a vazão de operação e a potência elétrica das unidades geradoras quando operam dentro das condições nominais de vapor. As curvas de projeto também podem incluir fatores de correção para o cálculo do desempenho esperado quando há modificações nas condições de vapor das turbinas.

Um dos principais aspectos que esclarecem a necessidade dos fatores de correção está relacionado com a eficiência das turbinas. Esse parâmetro pode variar substancialmente com as modificações nas relações entre a velocidade do vapor e a velocidade periférica das palhetas (AFFONSO; MARTINS, 2009). As mudanças nas condições termodinâmicas do vapor influenciam os processos de expansão que ocorrem

nos bocais da turbina, ocasionando alterações naquelas relações. Os desvios de rotação da turbina em relação à sua velocidade nominal também causam efeitos similares.

A Figura 56 mostra a adaptação proposta para o modelo matemático da Figura 55 com o objetivo de implementar algumas curvas de projeto das unidades geradoras TG-200. As relações entre as curvas de projeto apresentadas na figura têm como referência as instruções do fabricante da turbina.

As funções $F_2(P_H)$ e $F_3(P_E)$ representam, respectivamente, as curvas de fatores de correção de desempenho associados a modificações na pressão de admissão e na pressão de exaustão dos turbogeradores. A vazão real de admissão é corrigida por essas funções. Esse sinal corrigido é a entrada da função $F_1(m_{HP})$, que é a curva de desempenho da unidade de geração.

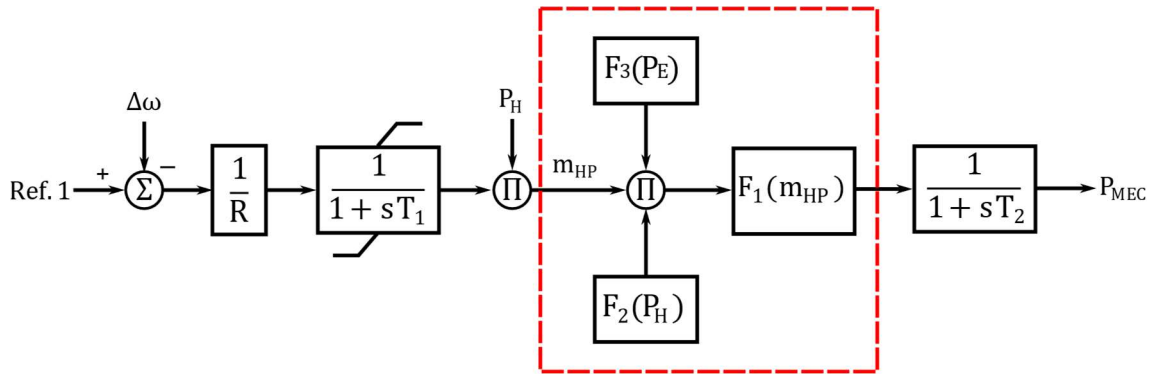


Figura 56: Modelos implementados do regulador de velocidade e da turbina dos TGs-200.

As Tabelas 4, 5 e 6 mostram os pontos de entrada e saída que dão origem às curvas de projeto implementadas nas simulações. Os gráficos dessas funções são formados pelas retas que interligam esses pontos. Como pode ser observado na Figura 56, nas situações em que a turbina opera nas condições nominais de vapor, somente a curva de desempenho $F_1(m_{HP})$ é aplicável, já que os fatores de correção das funções $F_2(P_H)$ e $F_3(P_E)$ serão unitários nesse cenário.

Tabela 4: Dados da curva de desempenho F1 (mHp).

Vazão (t/h)	Potência (MW)
0	0
176,25	5
375	20,4

Tabela 5: Dados da curva de correção F2 (PH).

Pressão de admissão (kgf/cm ²)	Fator de correção
97,92	0,94
98,94	0,96
102	1,0
104,04	1,015
105,978	1,025

Tabela 6: Dados da curva de correção F3 (PE).

Pressão de exaustão (kgf/cm ²)	Fator de correção
41,34	1,035
42,2	1,02
43,2	1,0
44,194	0,975
45,144	0,94

Neste trabalho, foram propostos três modelos distintos para representação do sistema de acionamento dos turbogeradores TG-201 e TG-202, que são diferenciados pelas seguintes características:

- **Modelo de turbina a vapor TV-21:** é caracterizado pela utilização da curva de desempenho $F_1(m_{Hp})$ dos turbogeradores TG-200 sem a aplicação de fatores de correção de desempenho.
- **Modelo de turbina a vapor TV-22:** engloba a estrutura do modelo TV-21 e é ampliado com a inclusão da curva de correção associada a variações na pressão de admissão $F_2(P_H)$. Essa representação tem como premissa a existência de um reservatório de média pressão de elevada propriedade capacitiva, onde espera-se variações pouco significativas na pressão, que é fixada na pressão de exaustão nominal dos turbogeradores TG-200 (43,2 kgf/cm²).

- **Modelo de turbina a vapor TV-23:** abrange a estrutura do modelo TV-22 e é complementado pela aplicação do fator de correção decorrente de alterações na pressão de exaustão das turbinas TG-200, definido pela função $F_3(P_E)$. Para as condições de regime permanente, no lugar da pressão de exaustão nominal dos turbogeradores TG-200 (43,2 kgf/cm²), o modelo TV-23 considera a pressão nominal do sistema de média pressão da planta industrial (42 kgf/cm²).

As curvas fornecidas por fabricantes também podem incluir fatores de correção associados a alterações de variáveis operacionais como a velocidade de rotação e a temperatura de admissão das turbinas a vapor. Entretanto, esses dados não fizeram parte dos modelos matemáticos implementados neste trabalho.

Embora tenham sido incluídas algumas curvas de projeto das turbinas nos modelos matemáticos, as representações propostas preservam algumas aproximações importantes que são comuns nos modelos de reguladores de velocidade e turbinas aplicados na área de dinâmica e controle de sistemas de potência. Foi considerado que a vazão é diretamente proporcional à posição da válvula de controle da turbina. Em sistemas reais, é possível a existência de um comportamento não linear entre a posição da válvula de controle e a vazão de saída.

Outra simplificação implementada no modelo é a premissa de que a pressão de exaustão não tem influência significativa sobre a vazão de vapor da turbina. Essa abordagem configura uma aproximação adequada em sistemas que operam no regime de fluxo crítico, onde a relação entre a pressão a jusante e a pressão a montante é menor ou igual a 0,5 (DE MELLO, 1983). À medida que a relação de pressões se distancia desse regime, os efeitos da realimentação da pressão de exaustão sobre o fluxo de vapor da turbina tornam-se mais acentuados.

4.5.2.2 Sistema de Geração a Vapor T-200

O modelo computacional do sistema de geração de alta pressão da planta industrial inclui não apenas os modelos matemáticos dos reguladores de velocidade e máquinas motrizes dos turbogeradores TG-200, mas também as representações das caldeiras SG-200 e das válvulas redutoras VR-1 e VR-2. Esse modelo é denominado sistema de geração T-200. O diagrama de blocos simplificado desse sistema é apresentado na Figura 57. Para se otimizar a descrição do sistema, as malhas de controle de pressão do coletor e de posição das válvulas redutoras não são representadas no diagrama, e apenas as entradas e saídas dos modelos das caldeiras SG-200 são mostradas na figura.

O sinal XV define as referências das taxas de suprimento de calor das caldeiras SG-201 e SG-202, cujas saídas são as vazões m_{sg1} e m_{sg2} . Os sinais m_{HP1} e m_{HP2} representam as vazões dos turbogeradores TG-200 e os sinais m_{R1} e m_{R2} são referentes às vazões das válvulas redutoras VR-1 e VR-2. A representação proposta para a dinâmica das válvulas redutoras é uma função de primeira ordem, que possui a constante de tempo T_R .

O integrador de constante de tempo C_H representa o coletor de alta pressão. O sinal de saída desse bloco é a pressão do coletor P_H , que define a pressão de admissão das válvulas redutoras e dos turbogeradores TG-200. A entrada do bloco do coletor é o desbalanço entre o fluxo de vapor total fornecido pelas caldeiras SG-200 e o somatório das vazões das válvulas redutoras e dos turbogeradores TG-200.

No sistema de controle de pressão, o desvio de pressão do coletor é a entrada de controladores PID, que fornecem os sinais de referência XV dos queimadores das caldeiras SG-200. Nas simulações, foi implementada a lógica de uma chave seletora, que estabelece que o controlador de pressão da caldeira SG-202 entra em operação apenas nas situações em que o desvio de pressão do coletor atinge um valor maior ou igual a 3 %.

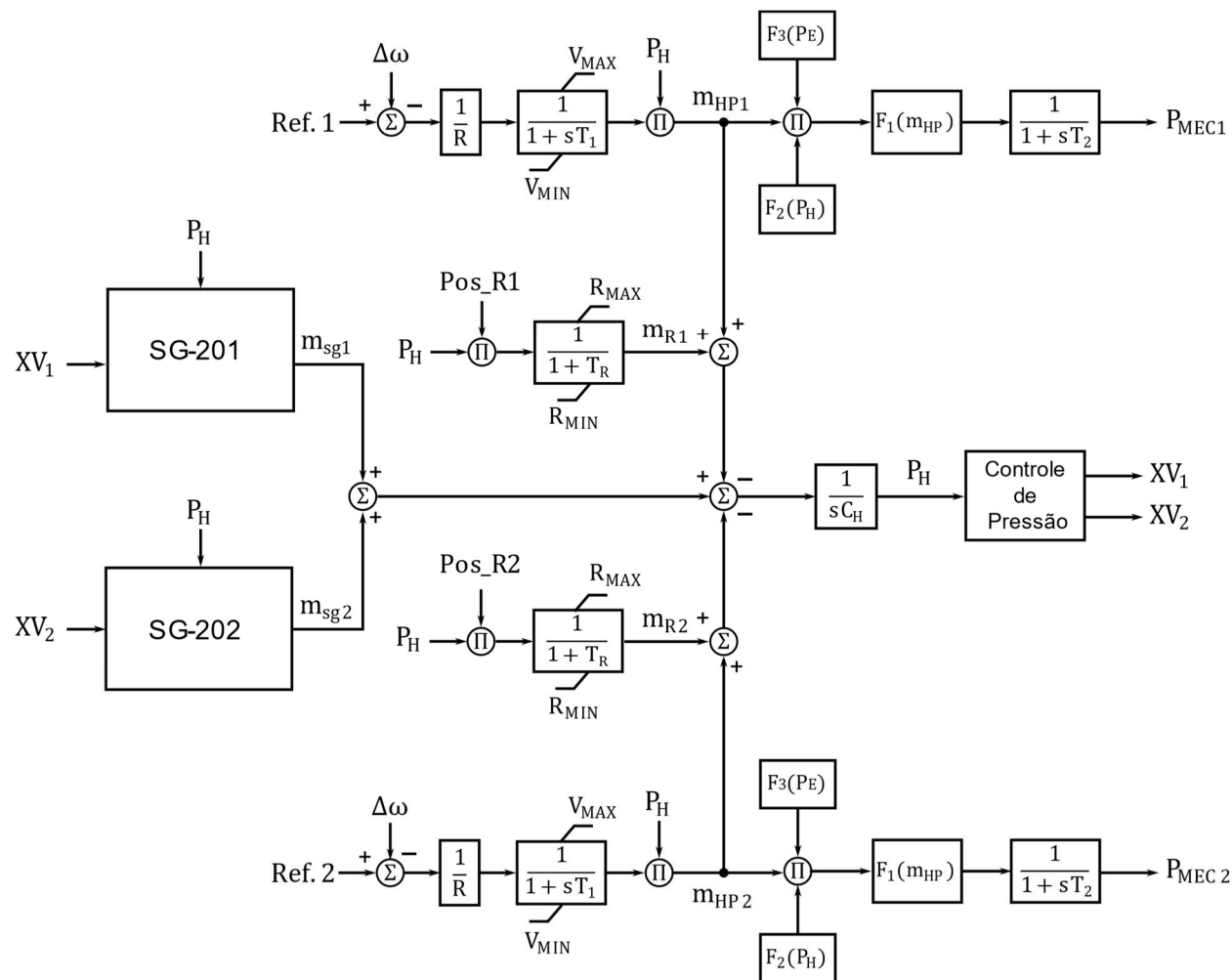
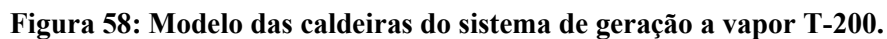


Figura 57: Diagrama de blocos do sistema de geração T-200.

Assim como a vazão das válvulas de controle m_{HP1} e m_{HP2} dos turbogeradores TG-200, os sinais de vazão das válvulas redutoras m_{R1} e m_{R2} são calculados de acordo com o produto entre a pressão de admissão e a posição desses equipamentos. As ações automáticas de controle de posição das válvulas redutoras são realizadas por controladores PI, que têm como entradas os desvios de pressão em pu do coletor de alta pressão e do sistema de média pressão da planta industrial. As saídas dos controladores são comparadas por um bloco seletor de mínimo, que define a posição das válvulas redutoras. O diagrama esquemático do controle das válvulas redutoras VR-1 e VR-2 é apresentado no Apêndice B.

Os modelos das turbinas a vapor das unidades TG-200 podem ser representados de acordo com as estruturas TV-21, TV-22 ou TV-23 apresentadas na seção anterior. A utilização exclusiva da curva $F_1(m_{Hp})$ define o modelo TV-21. A implementação do modelo TV-22 é caracterizada pela utilização das curvas $F_1(m_{Hp})$ e $F_2(P_H)$, e o modelo TV-23 é definido pela implementação das curvas $F_1(m_{Hp})$, $F_2(P_H)$ e $F_3(P_E)$. A saída das turbinas a vapor P_{MEC} é a potência mecânica desenvolvida pelas unidades geradoras.

O modelo matemático das caldeiras SG-201 e SG-202 é mostrado na Figura 58. Essa representação é uma adaptação da estrutura apresentada na Figura 33. A queda de pressão entre a pressão do coletor de alta pressão P_H e a pressão no superaquecedor das caldeiras P_{SH} está associada à constante k_2 , ao passo que a queda de pressão vinculada ao trecho de tubulação entre o tubulão e o superaquecedor é calculada a partir da constante k_1 .



4.5.2.3 Modelagem do Sistema de Média Pressão

86

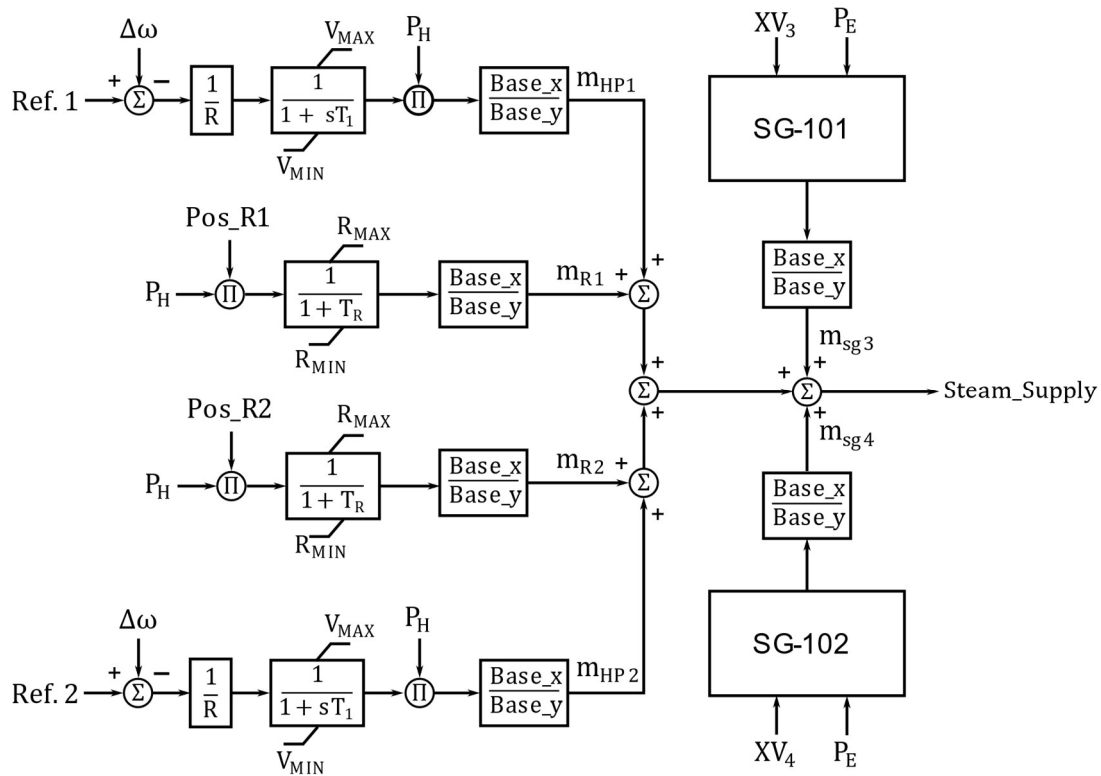


Figura 59: Diagrama simplificado dos modelos das fontes do sistema de média pressão.

Nas representações do sistema de média pressão, os sinais de vazão em pu de todas as fontes e consumidores do sistema foram convertidos de suas vazões de base nominais para um mesmo valor de base do sistema. Esse processo de mudança de base é representado genericamente pelas razões entre Base_x e Base_y do diagrama da Figura 59. O valor de base de pressão é a pressão nominal do sistema 42 kgf/cm² e o valor de base selecionado para a vazão é 850 t/h.

Diferentemente da abordagem utilizada para modelagem matemática do sistema de acionamento das unidades TG-200, as representações dos reguladores de velocidade e das turbinas de condensação das unidades geradoras de média pressão TG-100 não consideraram curvas de projeto dessas unidades. Portanto, o modelo matemático desse conjunto segue a configuração da Figura 55. A pressão de admissão das turbinas TG-100 é a pressão do sistema de média pressão da planta industrial.

O controle de pressão das caldeiras SG-101 e SG-102 não foi habilitado nos modelos matemáticos do circuito de vapor. Em unidades industriais onde existe mais de

uma caldeira ligada a um mesmo coletor ou sistema, é comum a seleção de uma caldeira para o controle de pressão da planta, enquanto as demais caldeiras são controladas de forma a manter a vazão de saída constante (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010). Outra configuração típica de sistemas industriais considera um controle central de pressão, que divide proporcionalmente a participação dos queimadores de todas as caldeiras da planta industrial ou define um “bias” para desbalancear os níveis de atuação dos equipamentos (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010). Em função da ausência de informações específicas sobre as fontes de vapor do sistema de média pressão, não foram implementadas configurações para o controle de pressão ou de vazão nas caldeiras equivalentes dos modelos computacionais.

O fluxo de vapor referente à carga do sistema de média pressão é definido pelas vazões de vapor das turbinas de condensação dos geradores da série TG-100 e pela vazão dos demais consumidores térmicos da planta. A visão geral da modelagem matemática desses elementos é apresentada na Figura 60. Os reguladores de velocidade e os relés de velocidade dos turbogeradores da série TG-100 também são mostrados nessa figura. A vazão dos turbogeradores é calculada pelo produto entre a posição da válvula de controle e a pressão no sistema de média pressão (P_E).

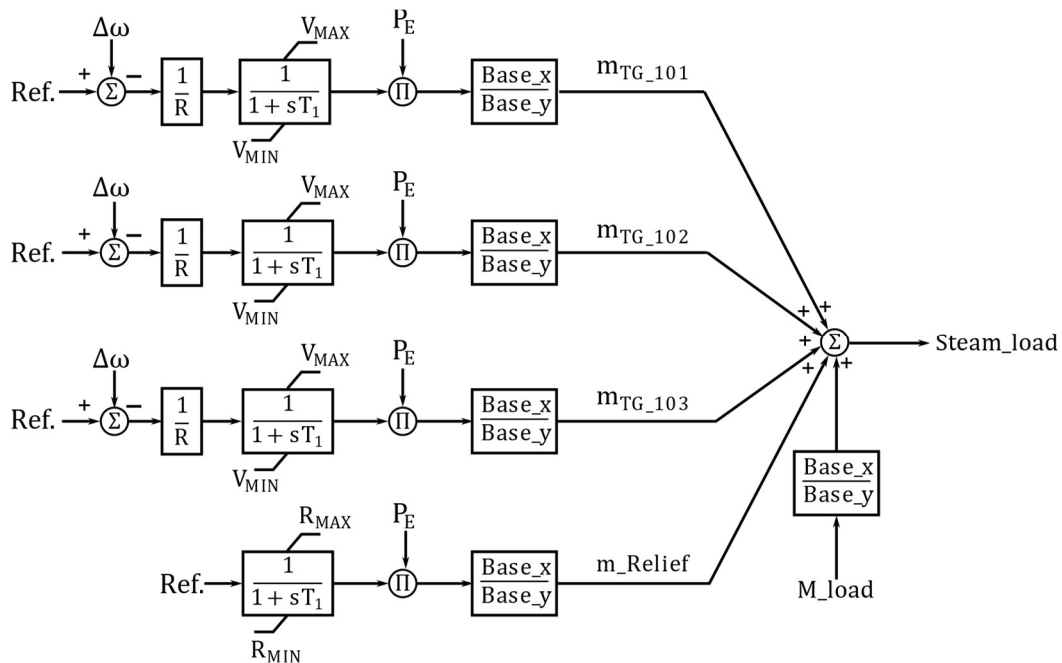


Figura 60: Diagrama simplificado dos modelos das cargas do sistema de 42 kgf/cm².

Foi implementado um modelo simplificado de primeira ordem para representação do fluxo de vapor da válvula de alívio do sistema de média pressão (m_Relief). Essa válvula opera normalmente fechada e só entra em operação nas ocasiões em que a pressão do sistema atinge o valor limite pré-estabelecido (45 kgf/cm²). O controle de posição da válvula de alívio é realizado por um controlador PI.

Os demais consumidores térmicos do sistema de vapor são representados pelo sinal de vazão M_load na Figura 60. Nas simulações do modelo, foi considerado que 40 % do sinal M_load é inversamente proporcional à pressão, enquanto 60 % desse sinal é invariável com a pressão do sistema de média pressão. Embora tenha similaridades matemáticas com o modelo ZIP de cargas elétricas estáticas, a representação proposta para os consumidores térmicos define apenas uma configuração inicial implementada no modelo do sistema de vapor, e não tem como referência informações sobre o comportamento dinâmico das cargas térmicas do sistema real. A soma do sinal M_load com os sinais de vazão dos geradores da série TG-100 e com a vazão da válvula de alívio resulta no consumo total do sistema de média pressão, que é definido pelo sinal Steam_load.

O comportamento capacitivo do vaso de vapor que caracteriza o sistema de média pressão da planta industrial é representado por um integrador de constante C_{SV} (Figura 61). Esse bloco tem como entrada o erro entre o suprimento Steam_Supply e o consumo Steam_load totais de vapor do sistema de média pressão. A pressão do sistema de média pressão da instalação industrial (P_E) é definida pela saída do integrador.

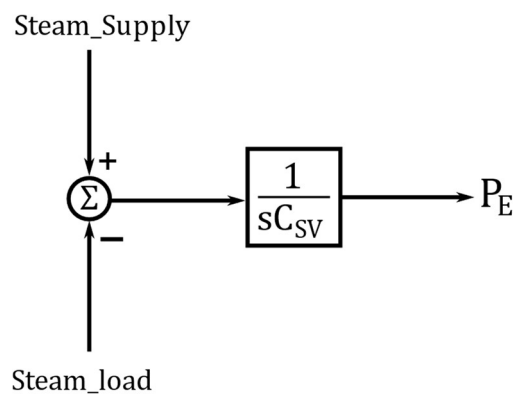


Figura 61: Modelagem do vaso de vapor para representação do sistema de 42 kgf/cm².

4.5.3 Modelos do Regulador de Velocidade e da Turbina a Gás do TG-301

Conforme o tratamento apresentado no capítulo 3, o modelo GGOV1 é recomendável para simulações de grandes sistemas interligados e para estudos de rejeição de carga (POURBEIK et al., 2013). As simulações de ilhamento industrial examinadas neste trabalho envolvem apenas processos de rejeição de carga do turbogerador a gás da usina termelétrica. Também não foram identificadas particularidades operacionais ou construtivas da unidade TG-301 que justificassem a necessidade da implementação de modelos específicos do fabricante. Por essas razões, a representação da dinâmica da turbina a gás do GGOV1 foi utilizada como referência para modelagem do acionador do gerador TG-301.

O regulador isócrono da unidade geradora TG-301 diverge das opções de controle do modelo GGOV1. A unidade possui uma estrutura de regulação de velocidade específica para o controle de frequência, que entra em operação após a detecção da condiçãoilhada do sistema. Nas simulações, o instante de detecção do ilhamento tem como base a alteração da posição dos disjuntores que conectam a usina termelétrica ao sistema interligado. A Figura 62 mostra o modelo adaptado proposto para representação do regulador de velocidade e da máquina motriz do TG-301. As diferenças desse modelo em relação ao GGOV1 são referentes aos blocos que dão origem ao sinal de controle de velocidade f_{srn} .

Uma chave on/off foi implementada para representar o instante de detecção da condiçãoilhada do sistema e a entrada do regulador de velocidade do gerador no modo Ilha. A partir do instante em que a chave é habilitada, o erro entre a velocidade do gerador e a frequência nominal do sistema torna-se a entrada de um controlador PI, que atua como um regulador isócrono.

Em determinados cenários de rejeição de carga, além da atuação do controlador PI, grupos específicos de válvulas de combustível da turbina a gás podem ser rapidamente fechados, como parte da estratégia de controle do regulador de velocidade. Para representação dessa característica complementar do modo Ilha, um sinal de degrau denominado `step_fuel` foi implementado no modelo matemático adaptado. Esse sinal é

CAPÍTULO 5

SIMULAÇÕES DE ILHAMENTO E RESULTADOS

5.1 Introdução

Este capítulo apresenta a análise de resultados de simulações de ilhamento, com a abrangência dos modelos matemáticos do sistema de geração a vapor T-200 e da associação do regulador de velocidade com a turbina a gás da unidade TG-301, que foram introduzidos no capítulo 4. Os processos de parametrização desses modelos também são descritos neste capítulo.

5.2 Simulações de Ilhamento das Unidades Geradoras a Vapor

Para análise das respostas do sistema de geração a vapor T-200 a eventos de ilhamento que envolvem grandes desbalanços de potência, dois tipos de distúrbios foram simulados, quais sejam, o ilhamento de um subsistema da planta industrial, com o isolamento exclusivo dos geradores TG-200 e o ilhamento de todo o sistema industrial, englobando todos os geradores próprios da planta. Um dos casos de isolamento exclusivo dos geradores TG-200 é baseado em um distúrbio real de ilhamento da instalação.

Nas simulações de grandes sistemas de potência interligados, onde as alterações de rotação das máquinas não se distanciam da frequência nominal, é comum a utilização das potências elétrica e mecânica no lugar dos torques nas equações de oscilações eletromecânicas (VITTAL et al., 2020). Entretanto, em função dos níveis de variação de frequência dos distúrbios analisados nesta seção, os ajustes das simulações consideraram

o torque mecânico como o sinal de saída dos modelos das turbinas. Nessa configuração, a potência elétrica é corrigida com a frequência, para que o torque elétrico das unidades geradoras também seja considerado nas equações de oscilações eletromecânicas.

5.2.1 Modelos Computacionais do Sistema de Vapor

As constantes de tempo do sistema de geração a vapor T-200, das caldeiras do sistema de média pressão da planta industrial e dos turbogeradores condensantes TG-100 foram definidas de acordo com valores típicos da literatura. A referência (IEEE, 1973) apresenta exemplos de valores típicos de constantes de tempo de modelos de reguladores de velocidade e turbinas a vapor. Valores típicos de constantes de tempo de modelos de caldeiras podem ser encontrados na referência (IEEE, 1990). Os parâmetros dos reguladores de velocidade das unidades geradoras são dados da planta industrial.

O escopo deste trabalho não abarcou o levantamento de todas as fontes e consumidores do sistema de média pressão. Os parâmetros e os modelos propostos para representação dos elementos desse sistema e das suas propriedades capacitivas têm o intuito de possibilitar as primeiras simulações dinâmicas do circuito de vapor da planta industrial. A validação desses modelos, no entanto, requer investigações complementares, que podem configurar temas de trabalhos futuros. Para se alcançar resultados mais realistas frente às verificações esperadas em campo, o valor atribuído à constante C_{SV} do sistema de média pressão foi ajustado com base em um dos casos reais de ilhamento analisados neste trabalho (Ilha TV-C).

Conforme o diagrama de blocos da Figura 58, os parâmetros k_1 e k_2 das caldeiras SG-200 são calculados de acordo com as equações (5.1) e (5.2). O parâmetro k_1 do modelo do sistema de geração a vapor T-200 está vinculado à queda de pressão entre a pressão do tubulão e a pressão na saída do superaquecedor de cada caldeira. O parâmetro k_2 está associado aos trechos de tubulação que conectam as saídas do superaquecedores ao coletor de admissão dos turbogeradores TG-200.

$$k_1 = \frac{m_{sg}}{\sqrt{P_D - P_{SH}}} \quad (5.1)$$

$$k_2 = \frac{m_s}{\sqrt{P_{SH} - P_H}} \quad (5.2)$$

P_D – Pressão no tubulão;

P_{SH} – Pressão no superaquecedor;

m_{sg} – Vazão de saída da caldeira;

m_s – Vazão entre o superaquecedor e o coletor de alta pressão;

P_H – Pressão do coletor de alta pressão.

*Pressão de base = 102 kgf/cm²; Vazão de base = 375 t/h.

Algumas medições de campo foram utilizadas como referências para a estimativa dos parâmetros k_1 e k_2 . Os dados utilizados são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7: Medições obtidas em campo.

Medições do sistema de geração T-200	
Pressão no tubulão SG-202	107,6 kgf/cm ²
Pressão de saída superaquecedor SG-202	101,9 kgf/cm ²
Vazão SG-202	326 t/h
Vazão SG-201	308 t/h
Pressão admissão TG-202	100,1 kgf/cm ²
Potência elétrica TG -201	13,7 MW
Potência elétrica TG -202	13,8 MW

Considerando a simetria do sistema, o parâmetro k_1 associado ao trajeto entre o tubulão e o superaquecedor da caldeira SG-202 também se aplica ao trecho de tubulação entre o tubulão e o superaquecedor da caldeira SG-201. Tendo-se como referências os dados da Tabela 7, o cálculo do parâmetro k_1 é apresentado na equação (5.3):

$$k_1 = \frac{\frac{326}{375}}{\sqrt{\frac{107,6}{102} - \frac{101,9}{102}}} \quad (5.3)$$

$$k_1 = 3,677$$

A vazão do turbogerador TG-201 foi considerada aproximadamente a mesma do TG-202, pois os turbogeradores operam quase no mesmo nível de carregamento. Convém salientar que a topologia mostrada na Figura 57 resulta das simplificações consideradas para a implementação dos modelos computacionais. Há, no entanto, incertezas quanto à disposição das linhas de vapor a jusante dos superaquecedores no sistema real de alta pressão. Com o intuito de se obter uma primeira aproximação, o cálculo do parâmetro k_2 considerou a hipótese de que um trecho de tubulação conecta, de forma exclusiva, a admissão da unidade TG-202 ao ponto de medição da pressão de saída do superaquecedor da caldeira SG-202. Tendo em vista que as vazões dos turbogeradores não foram disponibilizadas pela instrumentação de campo, o fluxo de vapor desse trajeto precisou ser estimado. As curvas de desempenho apresentadas no capítulo 4 foram utilizadas para essa finalidade.

De acordo com as curvas de correção dos turbogeradores, os fatores de correção associados à pressão de admissão 100,1 kgf/cm² e à pressão de exaustão = 42 kgf/cm² são, aproximadamente, $F_2(P_H) = 0,97$ e $F_3(P_E) = 1,02$. A vazão corrigida que proporciona a potência de 13,8 MW na curva de desempenho dos turbogeradores é aproximadamente 295 t/h. Portanto, a vazão real estimada para o turbogerador TG-202 é 298,16 t/h, o que corresponde ao valor obtido a partir da divisão da vazão corrigida pelo produto dos fatores de correção $F_2(P_H)$ e $F_3(P_E)$.

Com base nos dados obtidos, o fator k_2 pode ser calculado conforme a equação (5.4).

$$k_2 = \frac{\frac{298,16}{375}}{\sqrt{\frac{101,9}{102} - \frac{100,1}{102}}} \quad (5.4)$$

$$k_2 = 5,985$$

O somatório das vazões das caldeiras subtraído do consumo de vapor estimado para os dois turbogeradores é aproximadamente 37,7 t/h. Essa diferença pode corresponder, por exemplo, ao fluxo de vapor de uma das válvulas redutoras, que possivelmente estava parcialmente aberta na ocasião em que as medições da Tabela 7 foram realizadas.

A despeito de terem sido consideradas simplificações quanto à topologia das linhas de vapor para se estimar o parâmetro k_2 , pode-se notar que o parâmetro k_1 é o mais preponderante para o cálculo da queda de pressão do sistema de vapor. Por exemplo, considerando 1 pu de vazão na tubulação do sistema de alta pressão, aproximadamente 7,4 % da queda de pressão está relacionada com o parâmetro k_1 , contra 2,8 % resultante do trecho de tubulação representado pelo parâmetro k_2 . Os parâmetros estimados são compatíveis com valores de referência da literatura, considerando que a queda de pressão típica entre o tubulão das caldeiras a plena carga e a admissão dos turbogeradores é aproximadamente 10 % (DE MELLO, 2013). Portanto, os parâmetros k_1 e k_2 obtidos são representativos para implementação dos efeitos das perdas de carga entre o tubulão das caldeiras SG-200 a admissão dos turbogeradores TG-200.

Conforme o modelo proposto no capítulo 4 para representação do sistema de geração a vapor T-200, a lógica de controle de pressão da caldeira SG-202 só atua nas situações em que a pressão de admissão dos turbogeradores atinge um valor igual ou inferior a 0,97 pu. Nessa condição, os sistemas de controle de pressão das caldeiras SG-202 e SG-201 atuam paralelamente.

Nas simulações computacionais com o sistema de vapor, as vazões das unidades geradoras TG-200 e TG-100 são inicializadas de acordo com as condições iniciais do sistema elétrico da planta industrial, o que possibilita a inicialização das caldeiras de alta

pressão SG-201 e SG-202. Nas situações específicas em que as válvulas redutoras operam inicialmente abertas, as vazões iniciais atribuídas a esses equipamentos também são consideradas para a inicialização das caldeiras SG-200. A vazão que representa as cargas térmicas do sistema de média pressão M_load e a vazão da caldeira de média pressão SG-101 são definidas pelo usuário antes da execução das simulações. Porém, a vazão da caldeira de média pressão SG-102 é inicializada automaticamente, conforme os valores dos demais parâmetros do sistema de vapor.

O Apêndice B apresenta os parâmetros do modelo do sistema de geração T-200 e do sistema de média pressão da planta industrial que foram consolidados neste trabalho.

5.2.2 Subdivisão do Período das Simulações do Sistema de Geração a Vapor

A maioria das simulações de ilhamento do sistema de geração T-200 tem duração de 550 s. Essa extensão do período de simulação é compatível com a dinâmica lenta das pressões do sistema de vapor da planta industrial. Para organização das referências aos resultados das simulações, as análises apresentadas consideram a divisão do período total de simulação em quatro faixas, que são denominadas período inicial, período de curta duração, período de média duração e período de longa duração. A Tabela 8 apresenta as características gerais das faixas de referência propostas.

Tabela 8: Faixas temporais de referência das simulações.

Designação da faixa ou período	Extensão do período após a ocorrência do ilhamento
Inicial	0 a 10 s
Curta Duração	10 a 50 s
Média Duração	50 a 150 s
Longa Duração	150 a 550 s

5.2.3 Caso Ilha TV-A

O primeiro caso de ilhamento do sistema T-200 é referente ao isolamento da Ilha II do sistema elétrico da planta industrial. O conjunto de simulações associado a esse caso

A abertura dos disjuntores DJ-1 e DJ-2 ocorre 200 ms após a aplicação do curto-circuito trifásico na barra 040, ocasionando, simultaneamente, o isolamento da Ilha II e o corte de cargas da barra 040 do sistema ilhado. A abertura dos disjuntores DJ-1 e DJ-2 poderia estar associada à atuação de um relé de subtensão.

Uma das simulações do caso Ilha TV-A inclui a implementação da lógica de um esquema simples de rejeição de cargas por subfrequência, cuja atuação proporciona a abertura do disjuntor DJ-3 quando a frequência do sistema ilhado atinge o valor de 58,2 Hz, proporcionando assim o corte das cargas da barra 050. Neste trabalho, este esquema de rejeição de cargas é denominado ERC-050.

Foram considerados três cenários iniciais distintos, diferenciados pelo carregamento individual (P0) dos turbogeradores TG-201 e TG-202 antes da ocorrência do ilhamento. O cenário denominado Ilha TV-A.1 é referente à carga individual de 18 MW dos turbogeradores, e nos casos Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.3 a potência inicial dos turbogeradores TG-200 é 15 MW e 12 MW, respectivamente.

As simulações do caso Ilha TV-A foram agrupadas em cinco categorias de testes, que têm foco em aspectos de controle e modelagem dinâmica que são relevantes para análise dos eventos de ilhamento. A Tabela 9 apresenta características gerais de carga e geração do sistema ilhado no caso Ilha TV-A.

Tabela 9: Condições gerais do caso Ilha A.

Condições gerais do caso Ilha TV-A	
Carga da Ilha II	54 MW
Geração inicial da Ilha II (min/max)	24 MW/ 36 MW
Capacidade geração Ilha II	40 MW
Carga da barra 040	15,5 MW
Carga da barra 050	12,1 MW
Déficit de geração cenário Ilha TVA.1	3,9 MW
Déficit de geração cenário Ilha TVA.2	9,9 MW
Déficit de geração cenário Ilha TVA.3	15,9 MW

5.2.3.1 Implementação do Modelo de Turbina a Vapor TV-21 (Teste I)

Nas simulações abordadas nesta seção, a representação matemática da turbina a vapor das unidades TG-201 e TG-202 é definida pelo modelo TV-21. As Figuras 64 a 69 apresentam resultados das simulações dos cenários de ilhamento Ilha TV- A.1 ($P_0 = 18$ MW), Ilha TV-A.2 ($P_0 = 15$ MW) e Ilha TV-A.3 ($P_0 = 12$ MW).

A taxa inicial do decaimento da frequência é influenciada significativamente pela magnitude do desbalanço de potências e pela inércia equivalente do sistema ilhado. O valor mínimo da frequência alcançado no início da simulação também conta com o efeito da resposta dos reguladores de velocidade dos turbogeradores TG-201 e TG-202. Esses padrões são exemplificados no período inicial da simulação do sistema ilhado, conforme o gráfico da Figura 64.

Em função da atuação da regulação primária, a posição das válvulas de controle dos turbogeradores é proporcional ao desvio da frequência do sistema em relação ao valor nominal. Conforme o resultado apresentado no gráfico da Figura 67, nos cenários Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.3 a posição de referência da válvula de controle atinge o valor máximo dentro do período inicial da simulação. Nesses cenários, somente no período de média duração as válvulas de controle apresentam alterações de posição. Em contrapartida, em decorrência dos desvios de velocidade iniciais relativamente pequenos, no cenário Ilha TV-A.1 as ações de controle do regulador de velocidade são contínuas no período de curta duração da simulação.

No gráfico da Figura 65, pode-se observar que os cenários de maior desbalanço inicial de potência estão associados aos maiores desvios de pressão de admissão dos turbogeradores. Esse comportamento pode ser compreendido a partir da inspeção do modelo matemático do sistema de geração a vapor T-200.

A vazão de admissão de cada turbogerador é definida pelo produto entre a posição da válvula de controle e a pressão de admissão. Quanto maior a magnitude da variação de vazão no período inicial de ilhamento, maior é a queda de pressão nas tubulações do sistema de caldeiras SG-201 e SG-202 e, conseqüentemente, ocorre o aumento do desvio

da pressão de admissão. As constantes de tempo dos modelos das caldeiras SG-201 e SG-202 também têm uma participação importante no comportamento dinâmico do sistema simulado, sobretudo nas faixas de média e de longa duração da simulação.

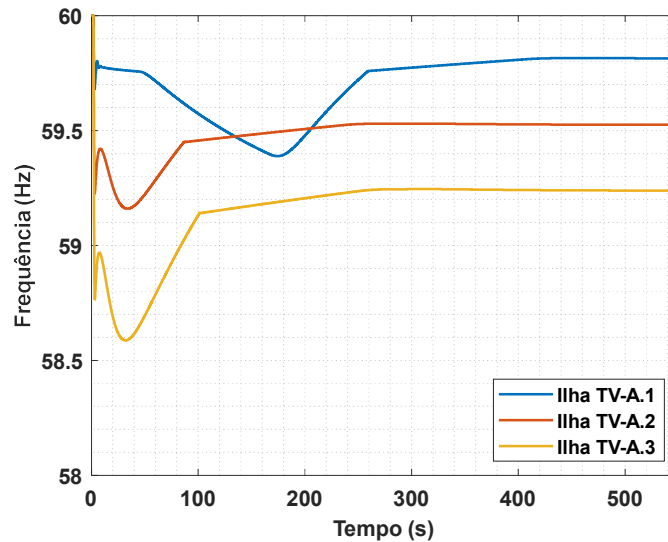


Figura 64: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A Teste I).

A restauração da pressão de admissão no cenário Ilha TV- A.1 é iniciada dentro da faixa de longa duração da simulação, ao passo que o instante correspondente nos cenários Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.3 ocorre na faixa de curta duração. A redução do carregamento inicial dos turbogeradores justifica a queda de pressão de admissão relativamente rápida nos casos Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.3, seguida da ativação do controle de pressão da caldeira SG-202, no instante em que a pressão de admissão dos turbogeradores atinge o valor mínimo de referência 0,97 pu. Nas faixas de média e longa duração da simulação predominam os efeitos da dinâmica da pressão de admissão dos turbogeradores TG-201 e TG-202.

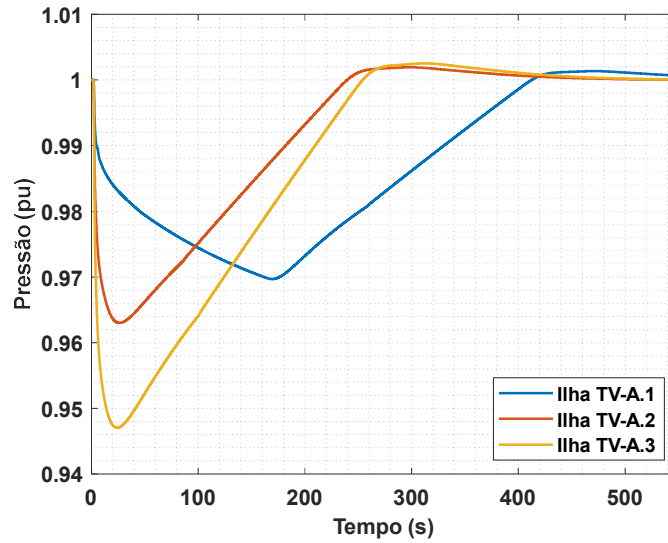


Figura 65: Pressão no coletor de alta pressão (Ilha TV-A Teste I).

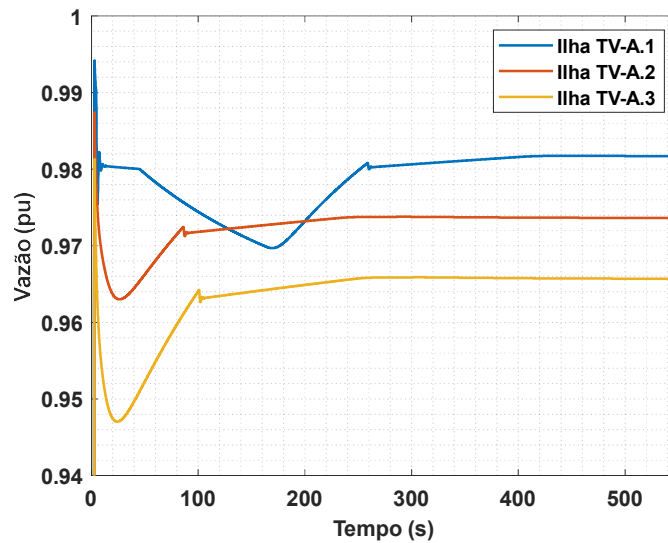


Figura 66: Vazão da unidade TG-201 (Ilha TV-A Teste I).

À medida que o desvio de frequência do sistema ilhado é reduzido em decorrência da atuação das malhas de controle de pressão das caldeiras SG-200, os reguladores de velocidade, que antes encontravam-se na posição máxima de operação, retornam para regiões ativas de controle. Esse efeito pode ser notado no instante em que a posição de referência do regulador de velocidade inicia uma trajetória descendente a partir do valor máximo. Exemplos desse cenário podem ser visualizados no gráfico da Figura 67 durante

a faixa de média duração das simulações dos cenários Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.3 e durante o período de longa duração do caso Ilha TV-A.1.

A Figura 68 mostra a potência elétrica da unidade TG-201 nos cenários Ilha TV-A.1, Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.3. O gráfico da Figura 69 é referente à tensão terminal desse turbogerador. Em decorrência da atuação do regulador de tensão, há uma rápida restauração da tensão terminal do equipamento, que sofre poucas alterações no período de simulação. É importante notar que as simulações com o modelo de turbina TV-21, assim como quase todas as simulações deste trabalho, não envolveram a implementação de limitadores de excitação nos modelos dos reguladores de tensão das unidades geradoras.

Os resultados dos gráficos das Figuras 64 e 68 possibilitam a realização de estimativas para se calcular o coeficiente de amortecimento equivalente da carga da ilha. Por exemplo, considerando os valores de regime ($t = 500$ s) do cenário Ilha TV-A.3, a potência elétrica das unidades geradoras TG-201 e TG-202 é 19,281 MW a uma frequência de 59,239 Hz. Portanto, em relação às condições que antecedem o distúrbio, a carga do sistema ilhado varia de 39,9 MW para 38,56 MW com o desvio de frequência de 0,761 Hz. O coeficiente de amortecimento equivalente da carga é definido pela razão entre a variação percentual da carga e a variação percentual de frequência, o que no caso avaliado corresponde ao valor de aproximadamente $D_L = 2,65$. Para os cenários Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.1 os valores aproximados obtidos para os coeficientes são $D_L = 2,49$ e $D_L = 1,82$, respectivamente. As diferenças verificadas entre os coeficientes calculados são influenciadas pelos efeitos das não linearidades dos modelos dos motores de indução utilizados nas simulações.

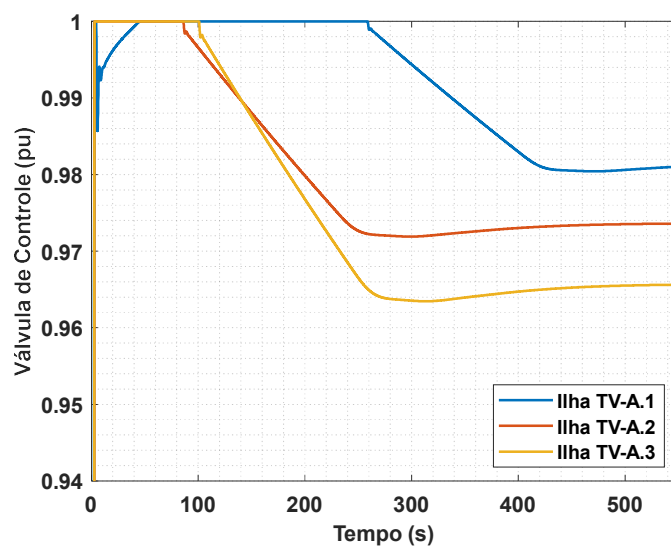


Figura 67: Posição da válvula de controle do TG-201 (Ilha TV-A Teste I).

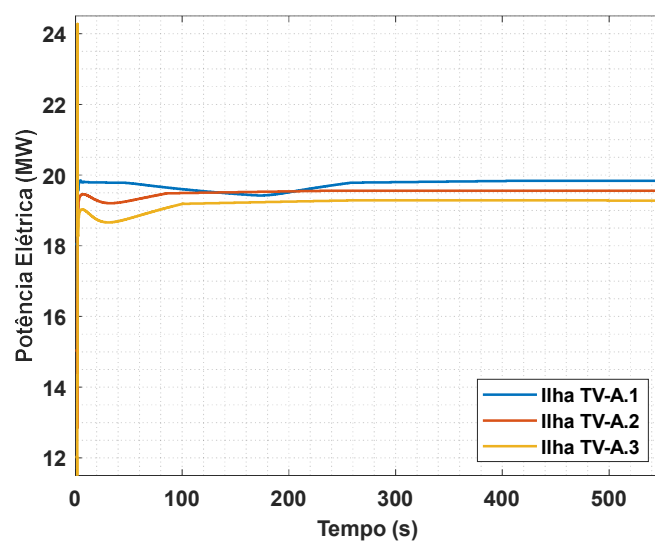


Figura 68: Potência elétrica do TG-201 (Ilha TV-A Teste I).

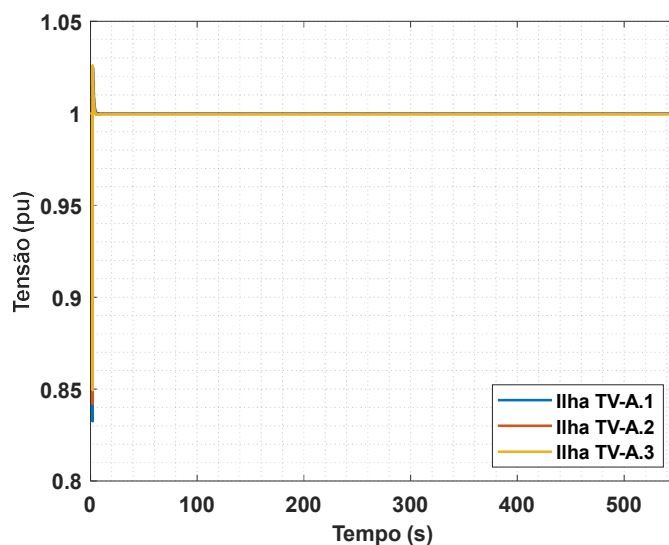


Figura 69: Tensão terminal do TG-201 (Ilha TV-A Teste I).

As Figuras 70 a 75 apresentam os gráficos da frequência da ilha e da posição da válvula de controle da unidade TG-201 nos primeiros 25 segundos das simulações dos cenários Ilha TV-A.1, Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.3. Para fins comparativos, essas figuras também apresentam as respostas que são obtidas sem a modelagem do sistema de vapor (sem a dinâmica da pressão). Esses gráficos ilustram com mais detalhes as relações iniciais de frequência e pressão mencionadas anteriormente. A taxa de redução e o valor mínimo da frequência na etapa inicial das simulações são influenciados pela inércia equivalente do sistema, pela magnitude do desbalanço carga-geração e pela atuação dos reguladores de velocidade das unidades geradoras. Esse comportamento pode ser verificado detalhadamente nos primeiros segundos dos gráficos. Observa-se que, quanto maior a geração inicial dos turbogeradores TG-201 e TG-202, menores são a taxa de decaimento e o desvio da frequência nesse período.

Os gráficos das Figuras 71, 73 e 75 são referentes às variações de posição das válvulas de controle para diferentes condições iniciais de carregamento das unidades geradoras TG-200. As Figuras 76 e 77 apresentam a vazão de admissão do turbogerador TG-201 e a pressão do coletor de alta pressão nos primeiros 25 segundos das simulações do caso Ilha TV-A. Observa-se nessa região ampliada da simulação a influência da redução do carregamento inicial dos turbogeradores TG-200 sobre o aumento do desvio

inicial de pressão de admissão dessas unidades. Esses gráficos também demonstram quantitativamente a relevância dos efeitos da pressão no período de curta duração da simulação, em especial nos cenários em que há maior desbalanço de potências.

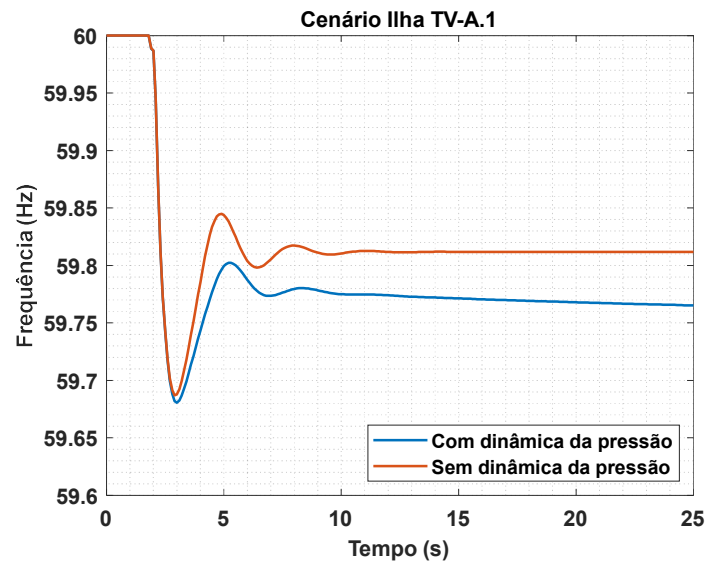


Figura 70: Frequência do sistema nos primeiros 25 s (Ilha TV-A.1 Teste I).

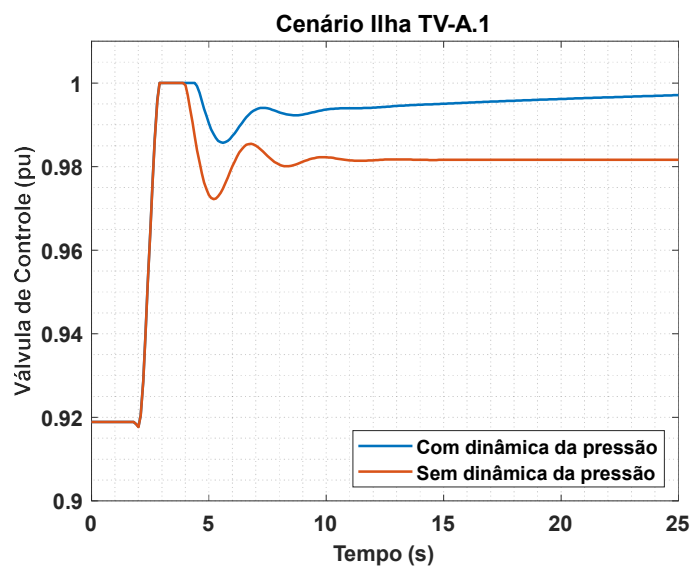


Figura 71: Posição da válvula de controle do TG-201 nos primeiros 25 s (Ilha TV-A.1 Teste I).

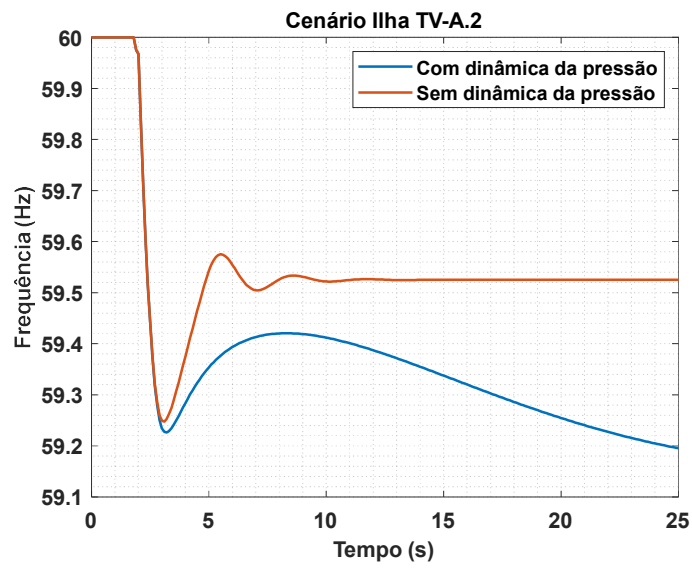


Figura 72: Frequência do sistema nos primeiros 25 s (Ilha TV-A.2 Teste I).

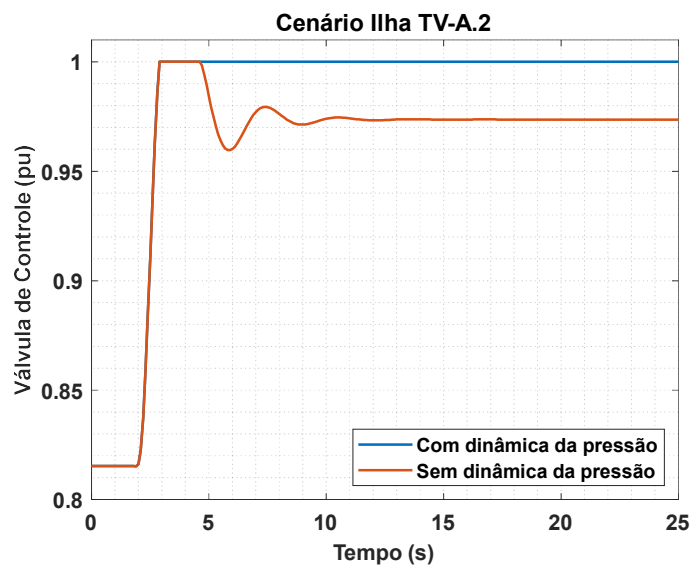


Figura 73: Posição da válvula de controle do TG-201 nos primeiros 25 s (Ilha TV-A.2 Teste I).

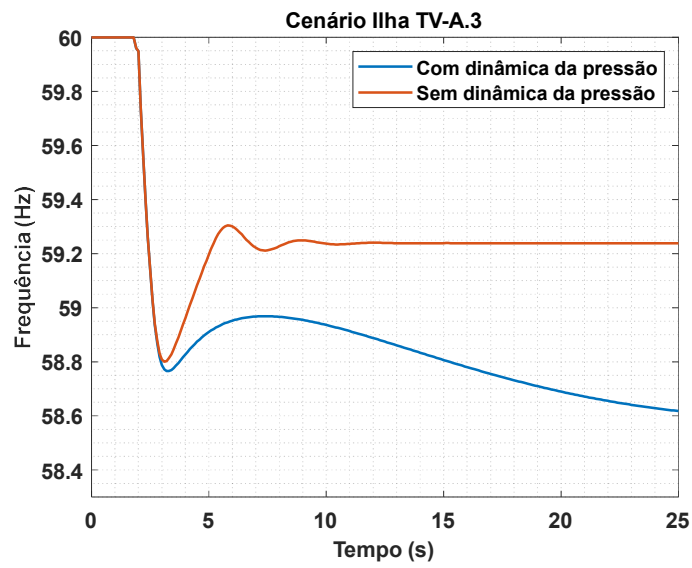


Figura 74: Frequência do sistema nos primeiros 25 s (Ilha TV-A.3 Teste I).

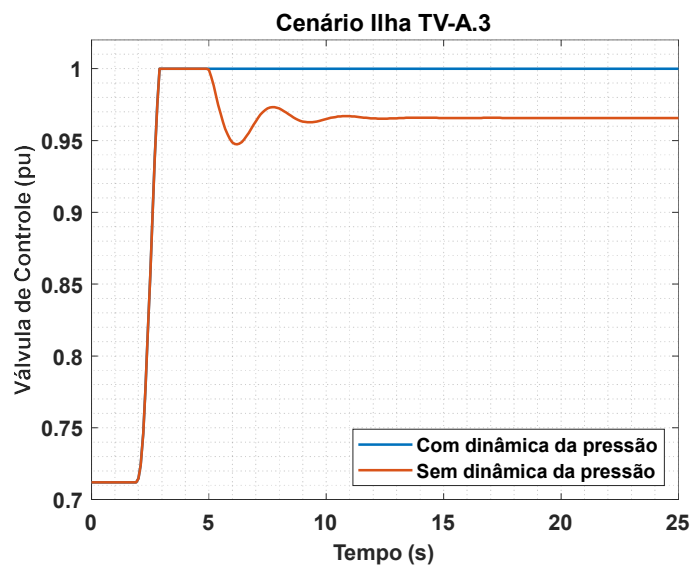


Figura 75: Posição da válvula de controle do TG-201 nos primeiros 25 s (Ilha TV-A.3 Teste I).

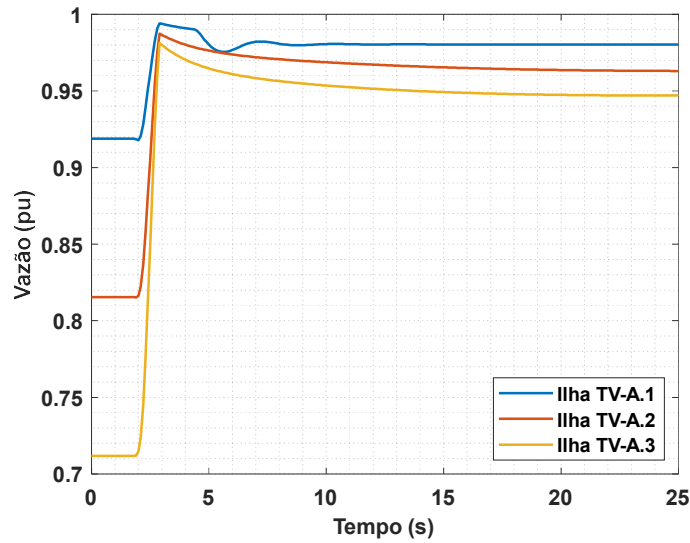


Figura 76: Vazão da unidade TG-201 nos primeiros 25 s (Ilha TV-A Teste I).

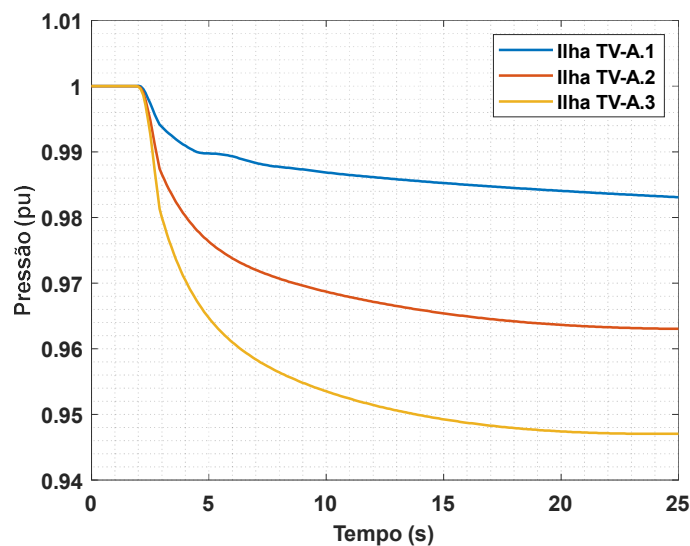


Figura 77: Pressão no coletor de alta pressão nos primeiros 25 s (Ilha TV-A Teste I).

5.2.3.2 Influência do Ajuste da Pressão de Referência da Caldeira SG-202 (Teste II)

Conforme o que foi destacado anteriormente, embora o controle de pressão do sistema de geração a vapor T-200 seja realizado pelas caldeiras SG-201 e SG-202, o

controlador de pressão da caldeira SG-202 é ativado somente quando a pressão de admissão dos turbogeradores TG-201 e TG-202 atinge o valor de referência 0,97 pu.

As simulações apresentadas nesta seção estão centradas na avaliação da influência de modificações na pressão de referência que ativa o controle de pressão da caldeira SG-202. Nos cenários simulados, essa referência tem a designação ref SGb. As simulações englobam três ajustes distintos, que são definidos pelos valores de referência ref SGb = 0,985 pu, ref SGb = 0,97 pu e ref SGb = 0,95 pu. Em todos os cenários simulados, a representação matemática da turbina a vapor que aciona os geradores TG-201 e TG-202 é definida pelo modelo TV-21.

As Figuras 78 a 81 apresentam resultados das simulações do cenário Ilha TV-A.1 ($P_0 = 18$ MW). Na Figura 79 pode-se notar que na simulação com o ajuste ref SGb = 0,95 pu não ocorre a restauração da pressão do coletor, pois o valor da pressão de referência para habilitação da malha de controle da caldeira SG-202 nem sequer foi alcançado dentro do período examinado. Nesse cenário, a contribuição exclusiva da malha de controle de pressão da caldeira SG-201 não é suficiente para restabelecimento da pressão do coletor. Os gráficos da Figura 79 também permitem constatar que a restauração da pressão com o ajuste ref SGb = 0,97 pu é iniciada mais de 130 s após o começo da recuperação de pressão na simulação com ref SGb = 0,985 pu.

As variações do comportamento dinâmico da pressão são refletidas nas variáveis elétricas do sistema ilhado. Os resultados dos gráficos da Figura 78, por exemplo, revelam que com o ajuste ref SGb = 0,985 pu a frequência mínima da ilha é aproximadamente 59,7 Hz em $t = 3$ s, ao passo que com o ajuste ref SGb = 0,97 pu o valor mínimo atingido pela frequência é aproximadamente 59,4 Hz, em $t = 173,7$ s. A frequência da ilha nesses cenários é gradualmente restabelecida a partir da ativação da malha de controle de pressão da caldeira SG-202. No caso ref SGb = 0,95 pu, em função da ausência da contribuição da caldeira SG-202 na ampliação da geração de vapor do sistema, a frequência da ilha apresenta um comportamento descendente, que se estende por todo período de simulação, até alcançar o valor aproximado de 59,1 Hz.

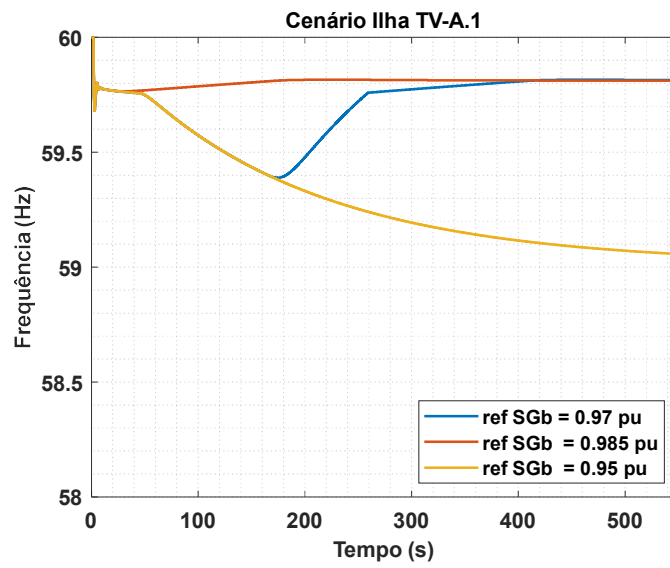


Figura 78: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A.1 Teste II).

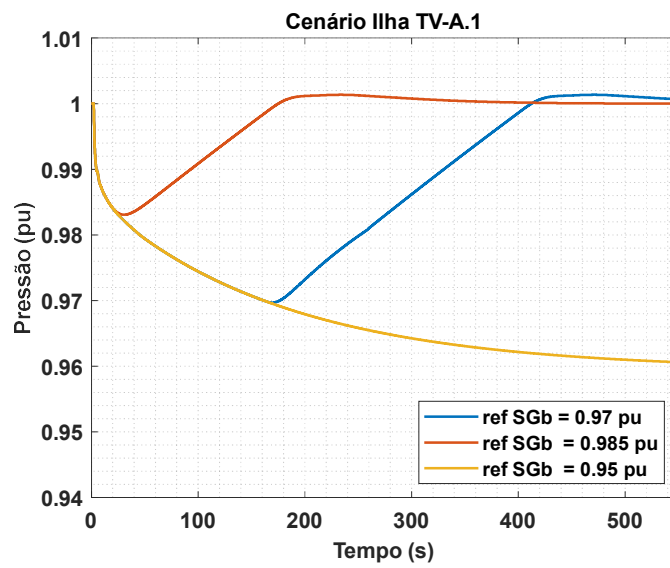


Figura 79: Pressão no coletor de alta pressão (Ilha TV-A.1 Teste II).

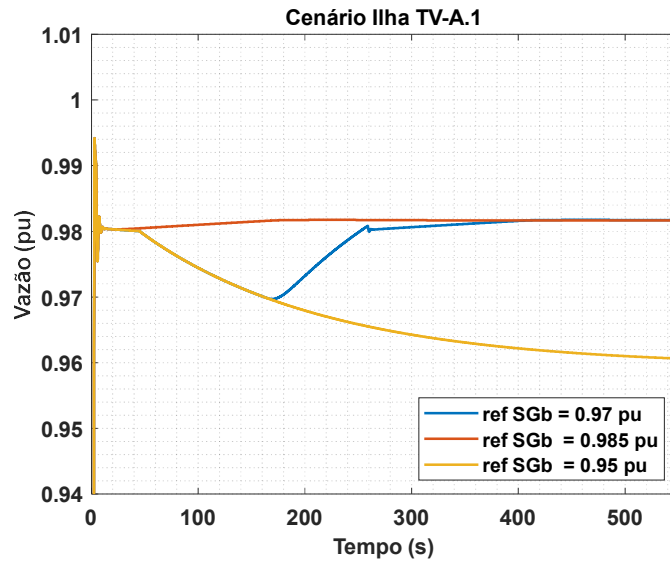


Figura 80: Vazão da unidade TG-201 (Ilha TV-A.1 Teste II).

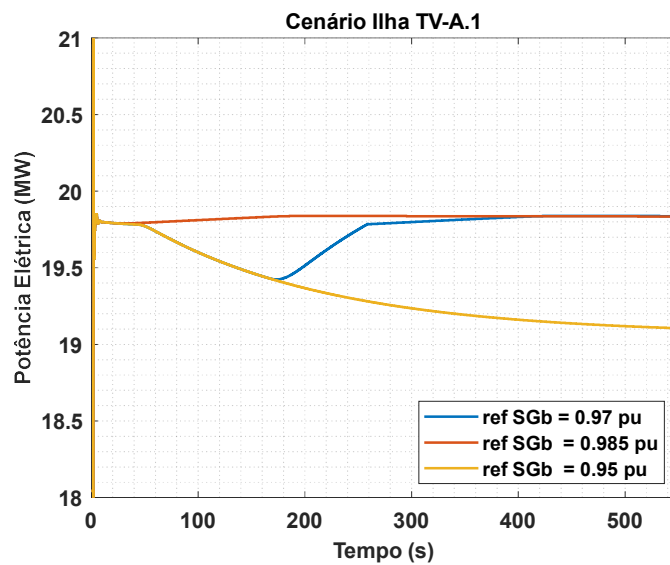


Figura 81: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-A.1 Teste II).

O grupo de Figuras 82 a 85 apresenta os resultados das simulações do cenário Ilha TV-A.2 ($P_0 = 15$ MW). Nota-se que os instantes de início da restauração da pressão com os ajustes $\text{ref SGb} = 0,985$ pu e $\text{ref SGb} = 0,97$ pu são consideravelmente próximos e ocorrem antes do instante $t = 25$ s. No cenário $\text{ref SGb} = 0,95$ pu, a restauração da pressão

do coletor tem início na faixa de média duração da simulação, aproximadamente no instante $t = 73$ s.

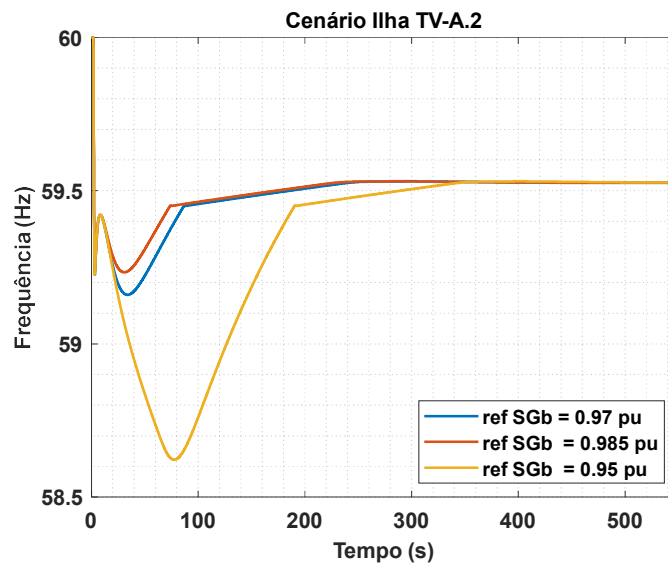


Figura 82: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A.2 Teste II).

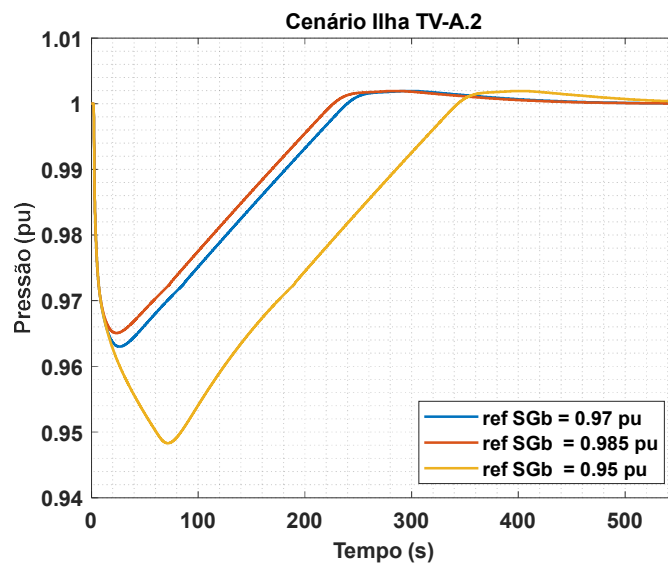


Figura 83: Pressão no coletor de alta pressão (Ilha TV-A.2 Teste II).

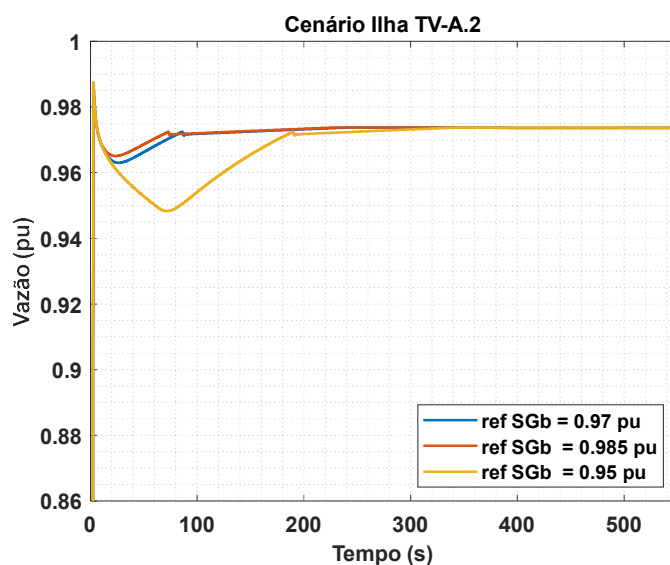


Figura 84: Vazão da unidade TG-201 (Ilha TV-A.2 Teste II).

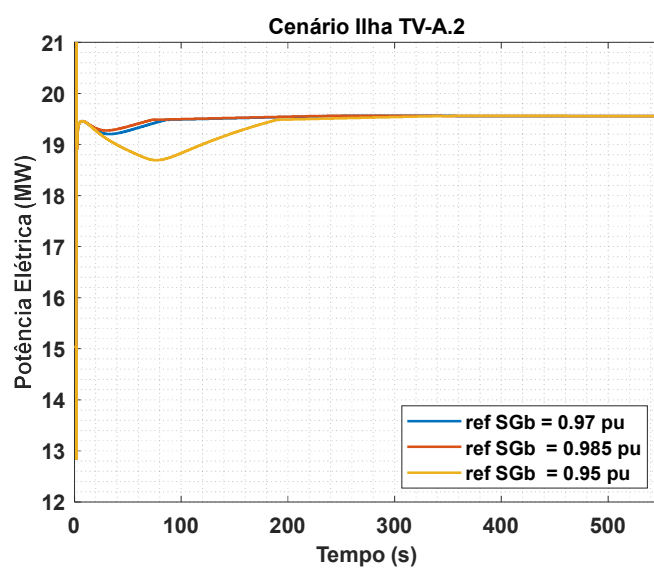


Figura 85: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-A.2 Teste II).

As Figuras 86 a 89 mostram os resultados das simulações do caso Ilha TV-A.3 ($P_0 = 12$ MW). Uma diferença marcante desse caso em relação aos casos Ilha TV-A.1 e Ilha TV-A.2 tem relação com os instantes de início da restauração da pressão, que são consideravelmente próximos para todos os ajustes de ref SGb, e ocorrem entre os instantes $t = 20$ s e $t = 30$ s.

Os resultados obtidos nesta seção exemplificam a importância do conhecimento da estratégia de controle de pressão para os estudos de ilhamento da planta industrial. A implementação de ações de controle que reflitam os sistemas reais nas simulações pode, entre outras aplicações, contribuir para o dimensionamento adequado dos sistemas de proteção da instalação.

Conforme o que foi constatado nos resultados do Teste I, nas faixas iniciais das simulações de ilhamento, a magnitude do desbalanço de potências influencia a taxa de decaimento da frequência e a queda de pressão nas tubulações do circuito de vapor. Esse fato esclarece as diferenças significativas entre os resultados dos cenários Ilha TV-A.1, Ilha TV-A.2 e Ilha TV-A.3 apresentados nesta seção, em especial nas simulações em que os ajustes de ref SGB são menos restritivos.

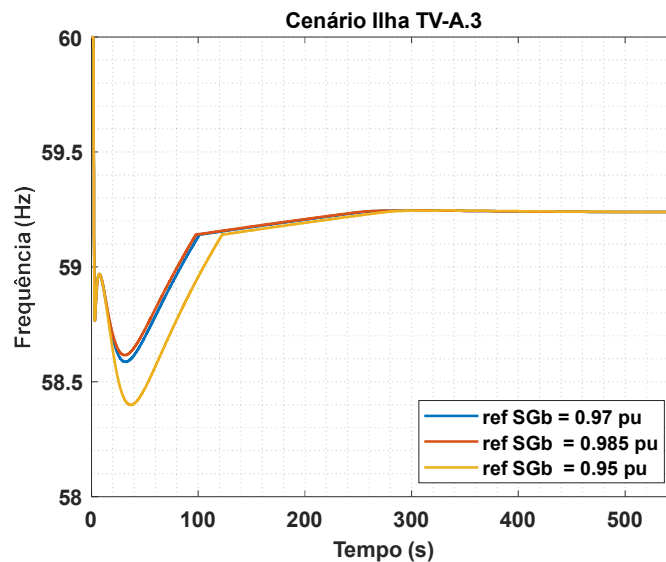


Figura 86: Frequência do sistema ilhado (Ilha TVA.3 Teste II).

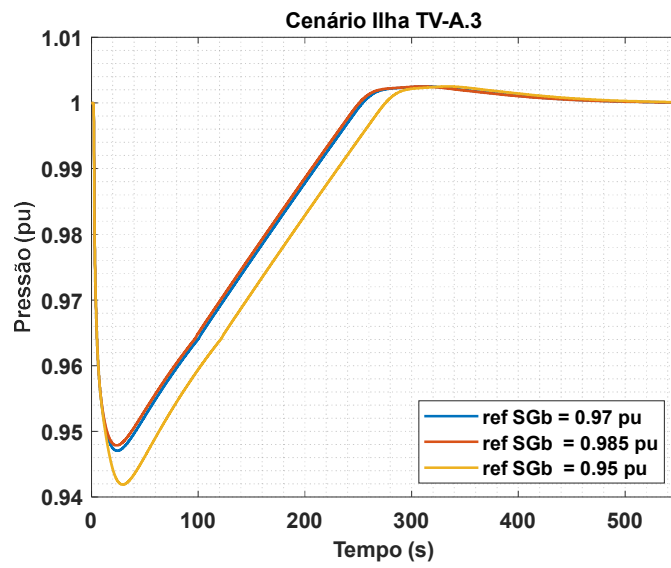


Figura 87: Pressão do coletor de alta pressão (Ilha TVA.3 Teste II).

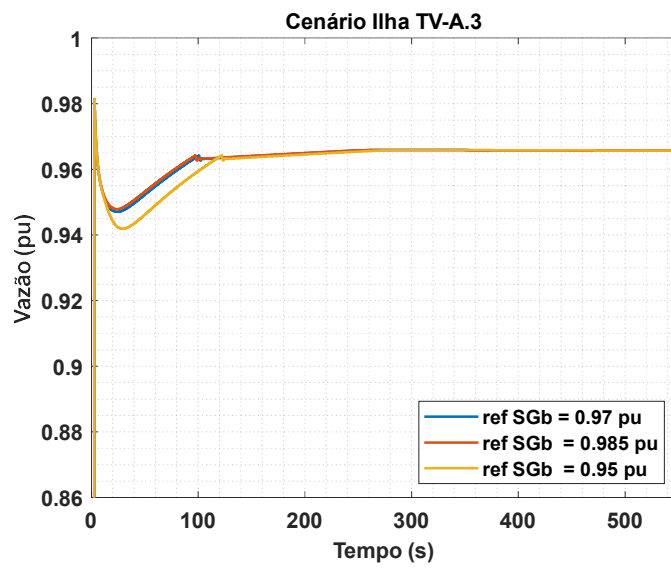


Figura 88: Vazão da unidade TG-201 (Ilha TVA.3 Teste II).

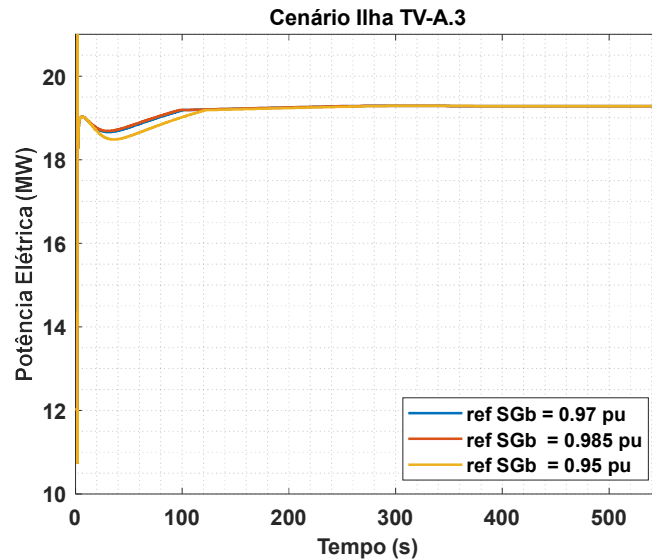


Figura 89: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-A.3 Teste II).

5.2.3.3 Influência do Modelo de Turbina a Vapor TV-22 (Teste III)

Conforme as elucidações do capítulo 4, o modelo de turbina a vapor TV-22 é caracterizado pela complementação do modelo matemático TV-21 com um fator de correção de desempenho, que é alterado dinamicamente em função de variações da pressão de admissão do turbogerador. As simulações desta seção têm foco na observação da influência da implementação do modelo matemático de turbina a vapor TV-22 nos eventos de ilhamento.

Os gráficos das Figuras 90 e 91 mostram as simulações do cenário Ilha TV-A.1. Para fins comparativos, os resultados de simulações com o modelo TV-21 também são apresentados nessas figuras. A frequência mínima da ilha atinge o valor aproximado de 59,4 Hz na simulação com o modelo TV-21, um valor consideravelmente superior ao que foi obtido na simulação em que o modelo TV-22 foi implementado, onde a frequência do sistema ilhado tem o valor mínimo de aproximadamente 58 Hz.

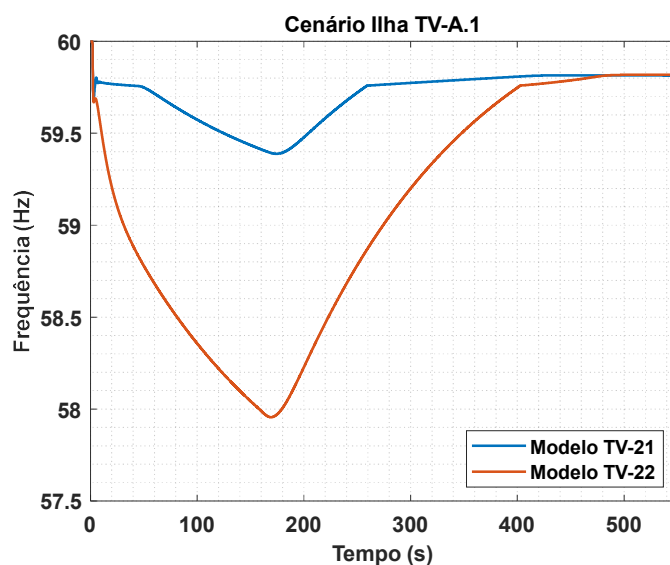


Figura 90: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A.1 Teste III).

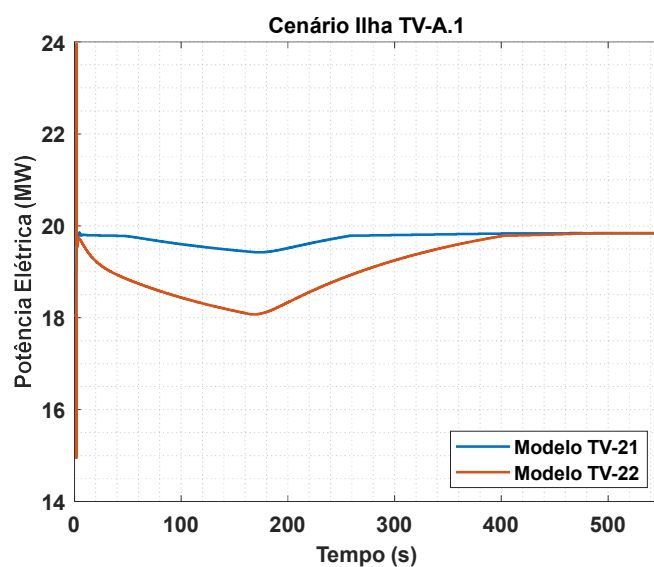


Figura 91: Potência elétrica do TG-201 (Ilha TV-A.1 Teste III).

Os gráficos das Figuras 92 e 93 apresentam os resultados das simulações do cenário Ilha TV-A.2 ($P_0 = 15$ MW), e os gráficos das Figuras 94 e 95 são referentes às simulações do cenário Ilha TV-A.3 ($P_0 = 12$ MW).

A frequência mínima da ilha no cenário Ilha TV-A.2 é 59,2 Hz na simulação com o modelo TV-21 e, na simulação em que o modelo TV-22 é implementado, tem o valor

de 57,3 Hz. No cenário Ilha TV-A.3, a frequência da ilha atinge o patamar mínimo de 58,6 Hz na simulação com o modelo TV-21, enquanto na simulação em que o modelo TV-22 representa a máquina motriz dos turbogeradores a frequência mínima da ilha é 55,6 Hz.

A redução do carregamento inicial dos turbogeradores TG-201 e TG-202 amplia o impacto do evento de ilhamento sobre a pressão do coletor do sistema T-200. Esse efeito, quando combinado com a aplicação do fator de correção do modelo TV-22, intensifica as modificações na frequência do sistema elétrico. Isso pode ser constatado pelo aumento dos desvios e pelas trajetórias das curvas de frequência nas simulações em que há maior desbalanço carga-geração.

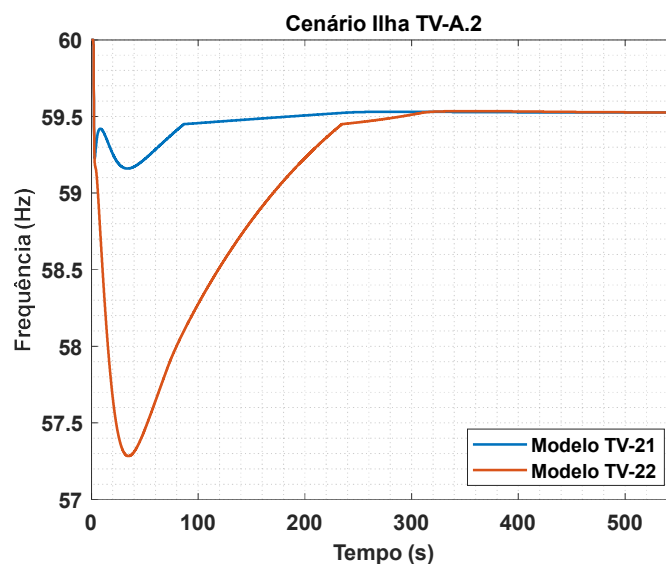


Figura 92: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A.2 Teste III).

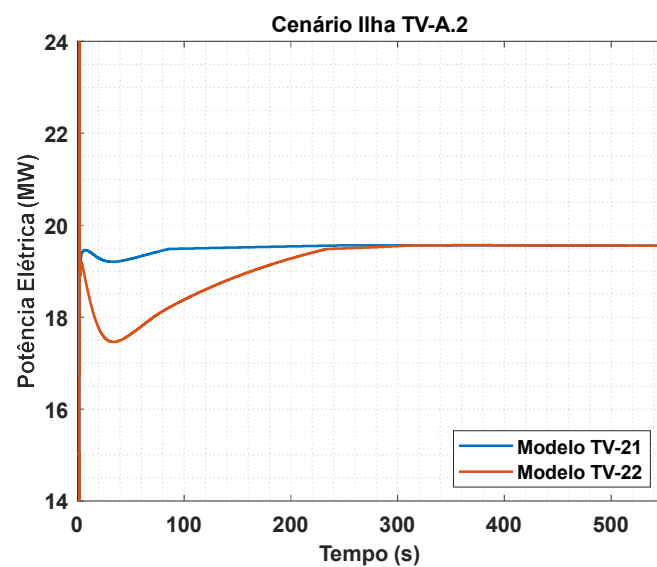


Figura 93: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-A.2 Teste III).

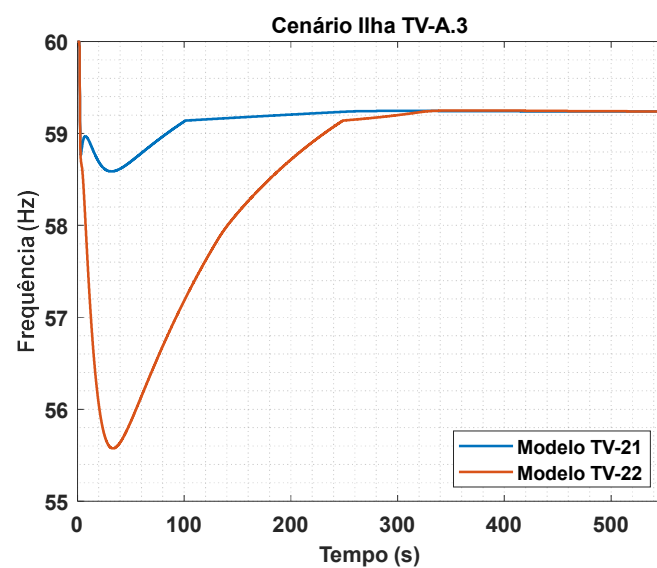


Figura 94: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A.3 Teste III).

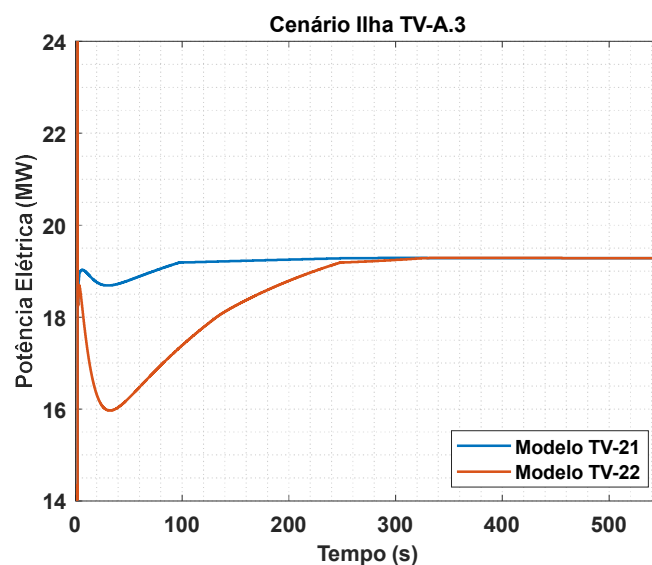


Figura 95: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-A.3 Teste III).

5.2.3.4 Influência do Modelo de Turbina a Vapor TV-23 (Teste IV)

As simulações de ilhamento do caso Ilha TV-A descritas nesta seção estão voltadas para a aplicação do modelo de turbina a vapor TV-23. Por ser um modelo que também considera um fator de correção de desempenho referente a modificações na pressão de exaustão das máquinas primárias das unidades TG-200, as simulações de ilhamento com o modelo TV-23 englobam a análise do comportamento dinâmico e de elementos de controle do sistema de média pressão da planta industrial.

O cenário Ilha TV-A.1 foi definido como a referência das simulações com o modelo TV-23, que abrangeram duas circunstâncias distintas, diferenciadas estritamente pela implementação ou não do esquema de rejeição de cargas ERC-050 da planta industrial. Os resultados das simulações podem contribuir para a observação da influência dos principais sistemas de controle, fontes e cargas do sistema de vapor de média pressão da instalação.

Os gráficos das Figuras 96 a 103 apresentam os resultados das simulações. Na simulação em que não há atuação do esquema de rejeição de cargas, pode-se observar a importante influência da dinâmica do sistema de vapor na resposta da frequência do

sistema ilhado, bem como o início da restauração da frequência ocasionado pela contribuição da caldeira SG-202, que se dá na faixa de longa duração da simulação, entre os instantes $t = 170$ s e $t = 180$ s.

O desvio de frequência na simulação em que não ocorre atuação do esquema de rejeição de cargas é consideravelmente elevado. Nesse cenário, a frequência atinge o patamar mínimo de aproximadamente 56,8 Hz. A inspeção visual do gráfico de frequência no período de média duração da simulação permite a constatação de uma diminuição da inclinação da curva na sua fase descendente, que tem como principal causa a ativação do controlador de pressão da caldeira SG-202.

Comandada pela regulação primária, a abertura das válvulas de admissão dos turbogeradores TG-201 e TG-202 amplia a solicitação de vapor das caldeiras de alta pressão e proporciona um aumento da injeção de vapor no sistema de média pressão. Entre os efeitos dessa ação de controle das válvulas de admissão estão o aumento gradual da pressão do sistema de média pressão da planta industrial e a redução da pressão de admissão dos turbogeradores, que se estende até o período de média duração das simulações. Os gráficos das Figuras 97 e 98 ilustram esse padrão inicial de comportamento.

No gráfico da Figura 98, no resultado simulado sem atuação do esquema de rejeição de cargas ERC-050, observa-se uma alteração relativamente rápida no comportamento da pressão de exaustão dos turbogeradores entre os instantes $t = 170$ s e $t = 180$ s. Essa mudança está associada à atuação da válvula de alívio do sistema de média pressão, que entra em operação quando a pressão desse sistema atinge o valor de 45 kgf/cm².

O retorno gradual da pressão do sistema de 42 kgf/cm² às condições iniciais do ilhamento reduz a influência do fator de correção da pressão de exaustão do modelo TV-23 no torque mecânico dos turbogeradores TG-201 e TG-202. Consequentemente, se inicia a restauração da frequência da ilha, o que pode ser visualizado no gráfico da Figura 96 entre os instantes $t = 170$ s e $t = 180$ s. O gráfico da Figura 102 mostra o instante de atuação e o comportamento dinâmico da vazão da válvula de alívio do sistema de média pressão da planta industrial.

Na simulação em que atua o esquema de rejeição de cargas, entre os instantes $t = 60$ s e $t = 70$ s ocorre uma rápida alteração na curva de frequência, resultante do novo estado de desbalanço carga-geração ocasionado pela desconexão das cargas da barra 050. Em resposta a essa nova configuração, os reguladores de velocidade dos turbogeradores comandam a redução da abertura das válvulas de controle, conforme o gráfico da Figura 100. Nessa circunstância, ocorre a diminuição da vazão solicitada das caldeiras SG-201 e SG-202 e, conseqüentemente, a elevação da pressão de admissão dos turbogeradores, que atinge um valor de pico de aproximadamente 1,024 pu no instante $t = 100$ s.

A sobrepressão na admissão dos turbogeradores ocasiona a ativação da malha de controle das duas válvulas redutoras VR-1 e VR-2. A Figura 103 apresenta o gráfico da vazão da válvula redutora VR-1, que tem o mesmo comportamento da válvula redutora VR-2. A abertura dessas válvulas proporciona a ampliação do fluxo de vapor solicitado das caldeiras de alta pressão SG-201 e SG-202. As ações de controle de pressão da caldeira SG-201 e das válvulas redutoras ocasionam a diminuição da pressão do coletor do sistema T-200. O início da restauração da pressão do coletor pode ser visualizado a partir do instante $t = 100$ s no gráfico da Figura 97.

A redução da abertura das válvulas de admissão dos turbogeradores TG-201 e TG-202, que é resultante da ação dos reguladores de velocidade, contribui para a diminuição da pressão do sistema de média pressão da planta industrial. Essa mudança no comportamento evolutivo da pressão do sistema de 42 kgf/cm² é mostrada no gráfico da Figura 98, entre os instantes de simulação $t = 50$ s e $t = 100$ s. Essa figura demonstra o considerável impacto da atuação do esquema de rejeição de cargas no comportamento dinâmico da pressão do sistema de 42 kgf/cm².

A pressão de exaustão dos turbogeradores é influenciada pelas propriedades capacitivas do sistema de média pressão da planta industrial, aliadas à composição de efeitos das ações de controle e do comportamento dinâmico das suas fontes de vapor, cargas e elementos de controle de fluxo.

De forma similar ao procedimento adotado nas análises do Teste I, os resultados de potência elétrica e frequência apresentados nas Figuras 96 e 99 possibilitam a realização de uma estimativa do valor do coeficiente de amortecimento da carga D_L . Considerando o cenário em que não há atuação do esquema de rejeição de cargas, no

instante $t = 500$ s, a frequência da ilha atinge o valor de 59,801 Hz e a potência das unidades geradoras TG-201 e TG-202 é 19,825 MW. Portanto, tem-se uma variação de aproximadamente 0,25 MW da carga inicial da ilha de 39,9 MW com uma mudança de frequência de aproximadamente 0,2 Hz. Nessas condições, o valor do coeficiente de amortecimento da carga é aproximadamente $D_L = 1,88$. Esse valor é consideravelmente próximo do que foi estimado no Teste I para condições similares de variação de frequência ($D_L = 1,82$).

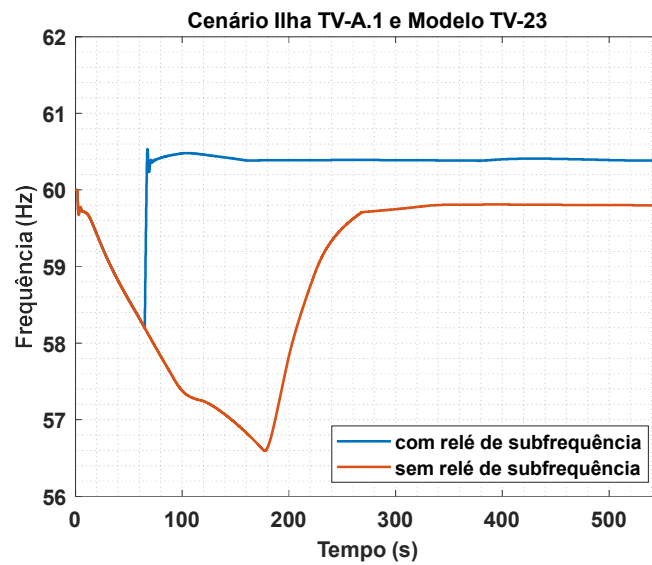


Figura 96: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A.1 Teste IV).

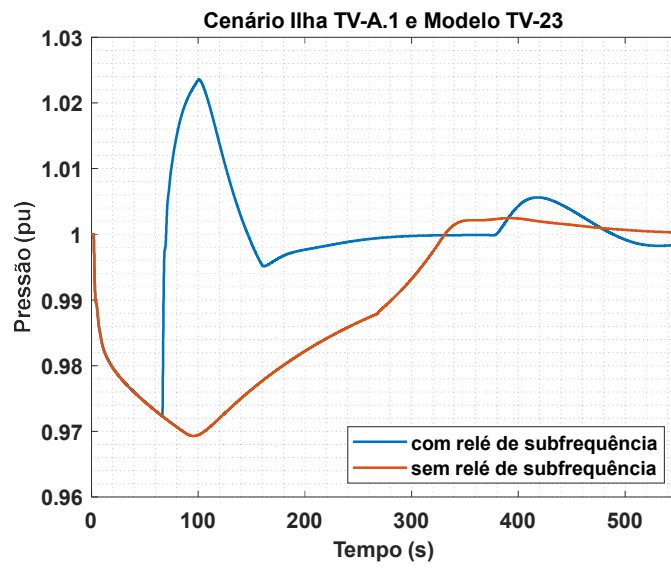


Figura 97: Pressão do coletor de alta pressão (Ilha TV-A.1 Teste IV).

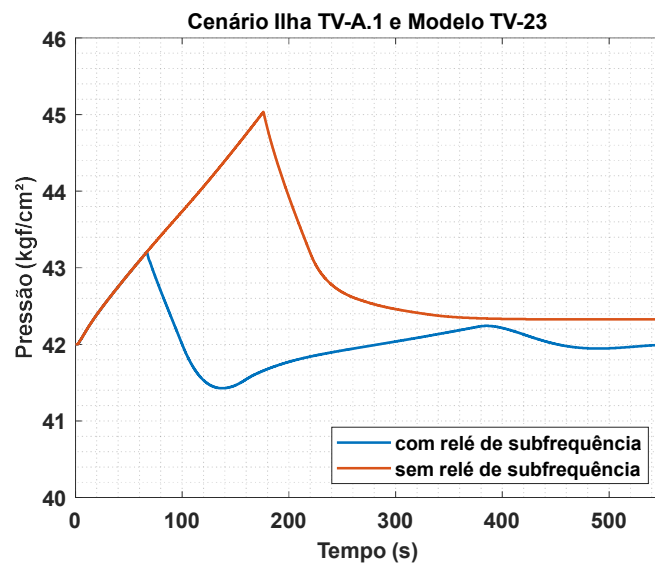


Figura 98: Pressão do sistema de média pressão (Ilha TV-A.1 Teste IV).

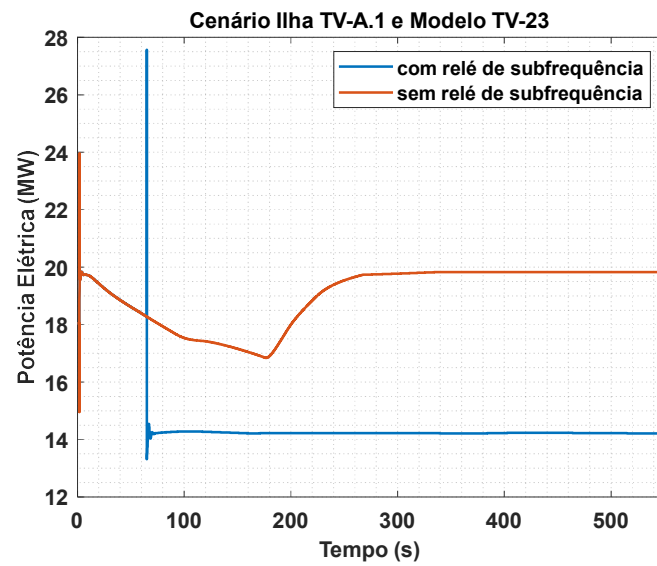


Figura 99: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-A.1 Teste IV).

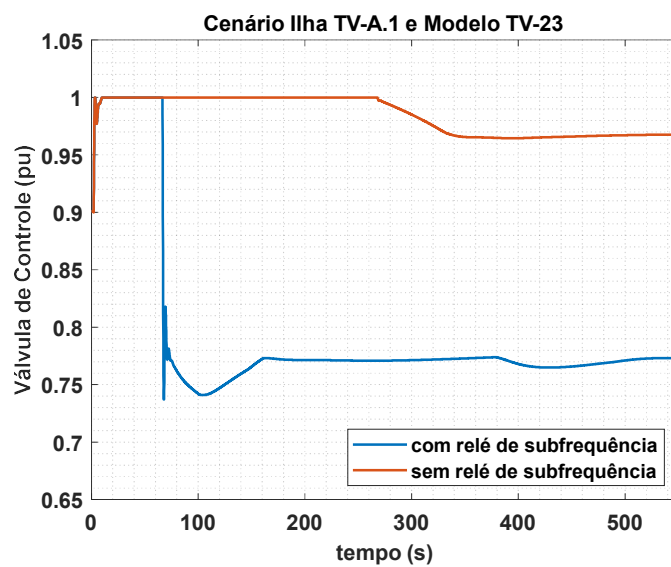


Figura 100: Posição da válvula de controle TG-201 (Ilha TV-A.1 Teste IV).

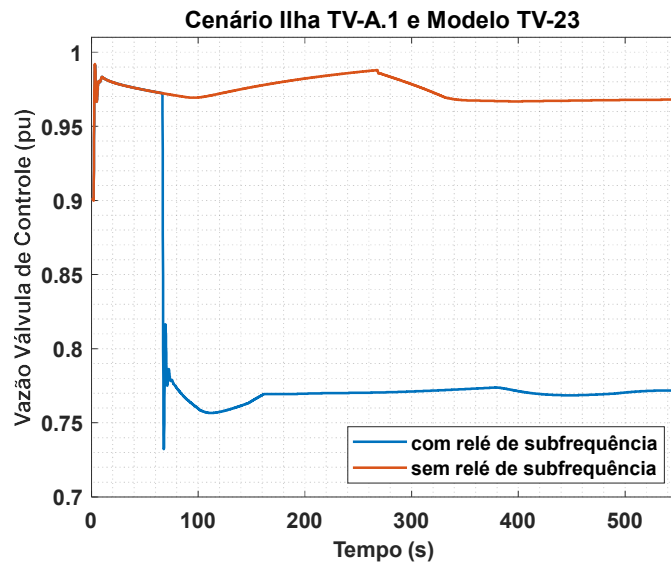


Figura 101: Vazão da válvula de controle da unidade TG-201 (Ilha TV-A.1 Teste IV).

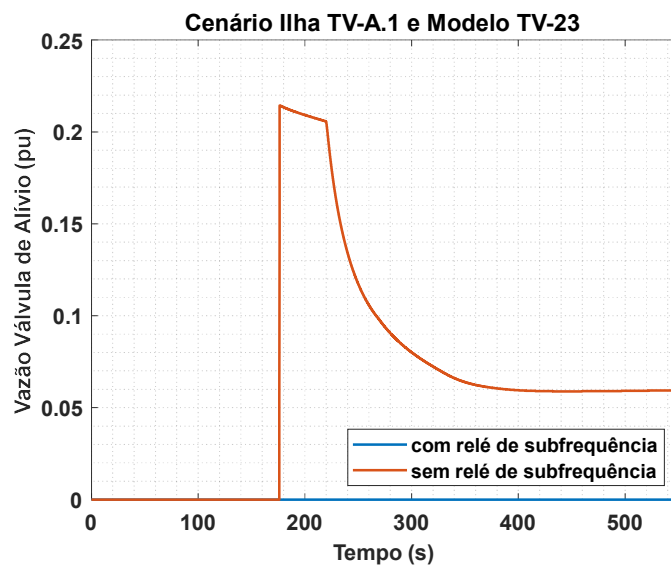


Figura 102: Vazão da válvula de alívio (Ilha TV-A.1 Teste IV).

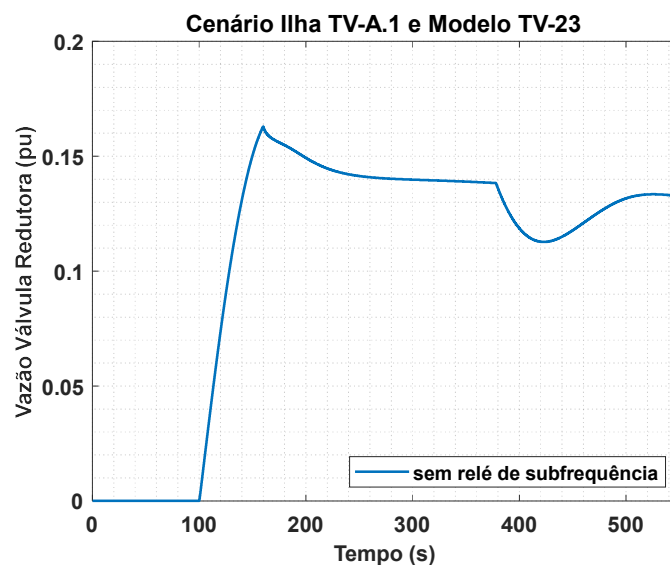


Figura 103: Vazão da válvula redutora VR-1 (Ilha TV-A.1 Teste IV).

A Figura 104 e a Figura 105 possibilitam a comparação de simulações do cenário Ilha TV-A.1 onde são considerados os modelos de turbina a vapor TV-21 e TV-23. Essas simulações não envolvem a atuação de esquemas de rejeição de cargas. A frequência mínima da ilha na simulação em que há implementação do modelo turbina a vapor TV-23 é 56,6 Hz, um valor consideravelmente inferior ao obtido na simulação com o modelo TV-21, onde a frequência mínima é, aproximadamente, 59,4 Hz. Essa variação significativa no comportamento das curvas ilustra o grau de participação dos fatores de correção das pressões de admissão e exaustão nos resultados das simulações.

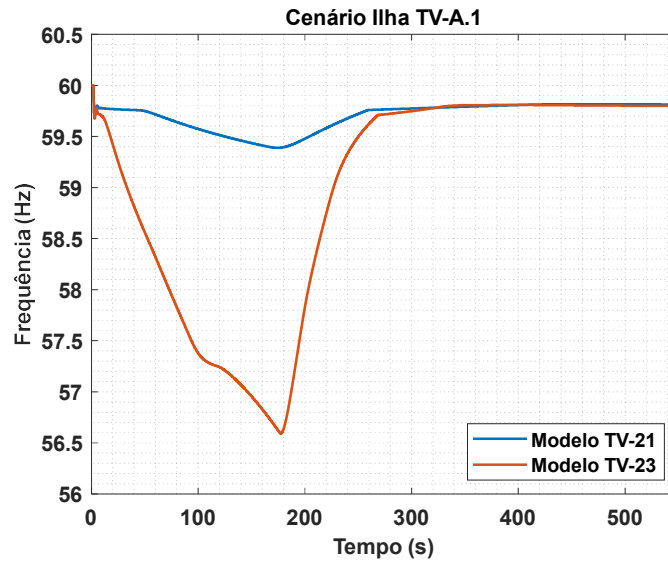


Figura 104: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A.1 Teste IV).

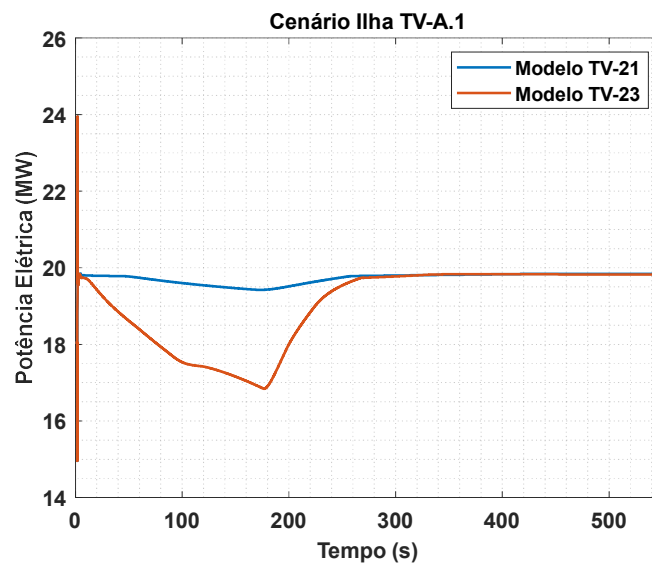


Figura 105: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-A.1 Teste IV).

5.2.3.5 Implementação de Limitadores de Excitação

As simulações do caso Ilha TV-A apresentadas anteriormente não consideram a implementação de limites quanto ao nível de excitação dos geradores remanescentes do

sistema ilhado. Nos sistemas reais, os reguladores de tensão dos geradores TG-200 possuem módulos de controle relativos à temporização de condições operacionais de sobreexcitação ou subexcitação.

As simulações do caso Ilha TV-A abordadas nesta seção são referentes à implementação de um modelo simplificado de limitador de sobreexcitação, que foi associado aos reguladores de tensão dos turbogeradores TG-201 e TG-202. Nessas simulações, a máquina primária dos turbogeradores a vapor é representada pelo modelo TV-22 e o esquema de rejeição de cargas ERC-50 encontra-se habilitado.

As Figuras 106 a 110 apresentam resultados de simulações do cenário Ilha TV-A.1. No gráfico da Figura 109 observa-se que, em função da atuação temporizada dos limitadores de sobreexcitação, ocorre uma redução da tensão dos turbogeradores até um valor aproximadamente 10 % inferior ao inicial. Essa diminuição é interrompida com a atuação do esquema de rejeição de cargas ERC-050, entre os instantes $t = 120$ s e $t = 130$ s. O perfil de tensão verificado nessa simulação diverge consideravelmente do que é obtido no caso sem aplicação de limitadores de excitação, que é mostrado no gráfico da Figura 110. Embora existam diferenças importantes entre os perfis de tensão verificados nas simulações, pode-se observar que as diferenças entre os resultados mostrados nas Figuras 106 a 108 são pequenas e toleráveis para os propósitos do estudo de ilhamento.

A considerável proximidade entre os resultados avaliados é explicada pelo modelo matemático das cargas do sistema industrial. A atuação das lógicas de limitação de excitação pode ser crítica para o comportamento dinâmico de plantas ilhadas, especialmente nos sistemas que possuem elevada penetração de cargas muito sensíveis a variações de tensão. Esses perfis de carga, no entanto, não correspondem às cargas elétricas predominantes do sistema industrial, que são constituídas de motores de indução.

Nos distúrbios de tensão, dentro de certas faixas de variação dessa grandeza, há uma tendência de restauração da potência elétrica consumida pelo motor de indução (CUTSEM; VOURNAS, 1998). Esse fato pode ser constatado nos resultados obtidos nesta seção. Em virtude da baixa sensibilidade das cargas motóricas à variação de tensão, a dinâmica da frequência do sistema não foi alterada de forma substancial.

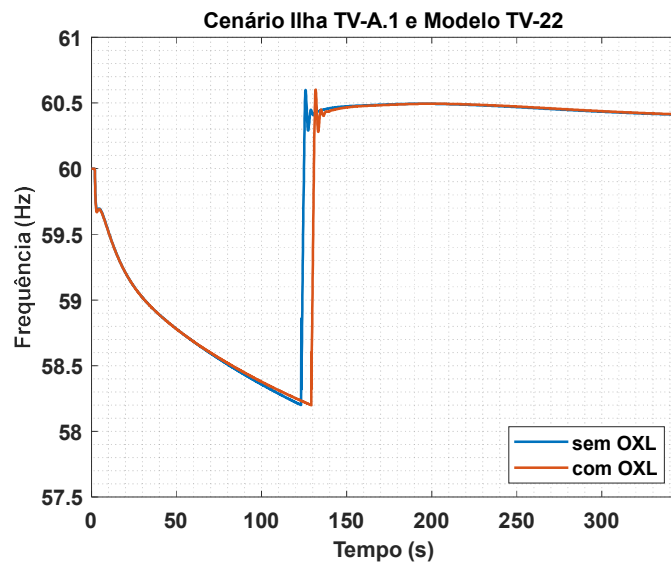


Figura 106: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-A.1 Teste V).

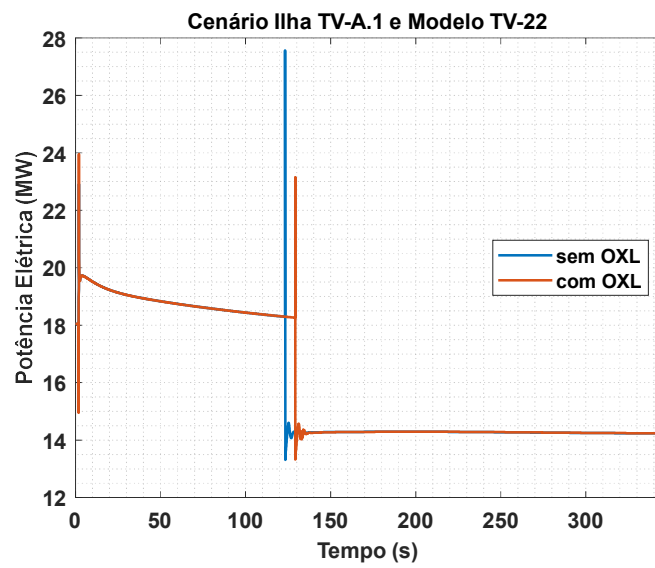


Figura 107: Potência elétrica do TG-201 (Ilha TV-A.1 Teste V).

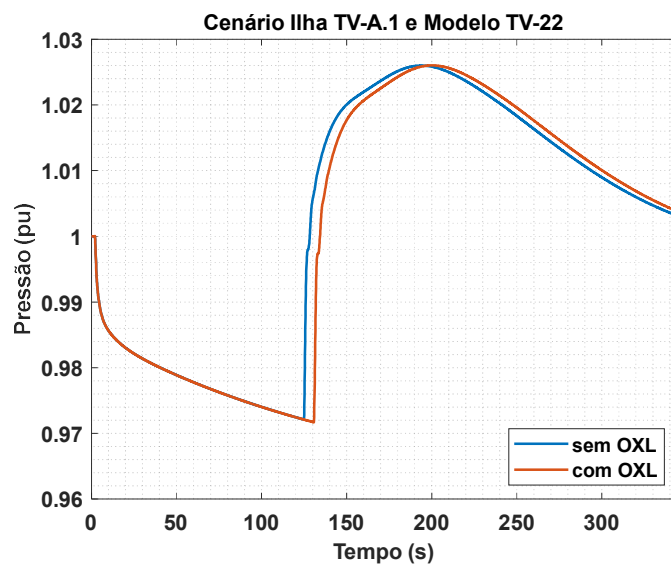


Figura 108: Pressão no coletor de alta pressão (Ilha TV-A.1 Teste V).

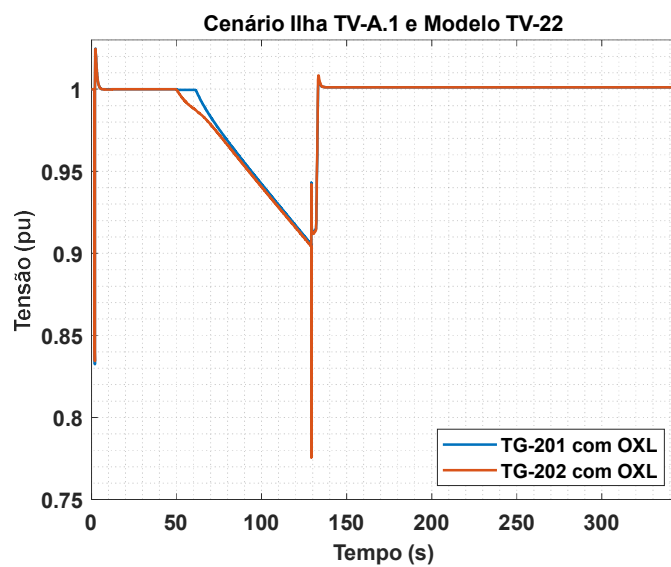


Figura 109: Tensões dos geradores TG-200 equipados com OXL (Ilha TV-A.1 Teste V).

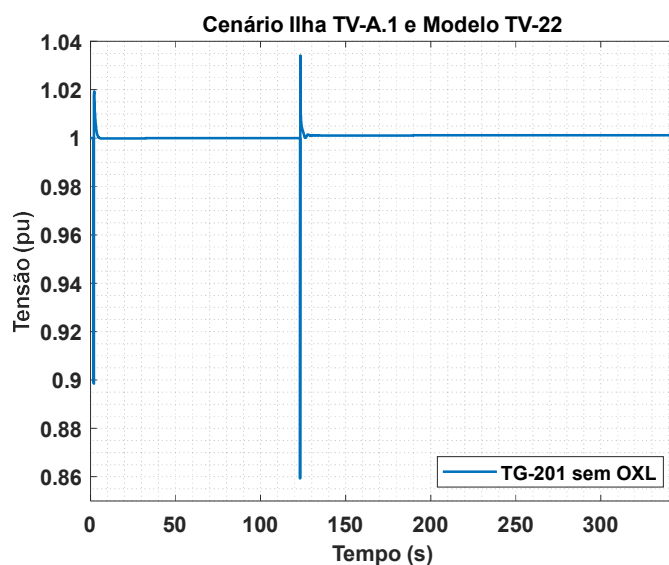


Figura 110: Tensão do TG-201 sem atuação do OXL (Ilha TV-A.1 Teste V).

5.2.4 Caso Ilha TV-B

Os resultados das simulações do caso Ilha TV-A demonstraram importantes aspectos relativos ao comportamento dinâmico de caldeiras e sistemas de vapor, que podem ser decisivos em estudos de ilhamento como o da planta industrial. Também foi verificado o significativo impacto dos fatores de correção de desempenho das máquinas primárias das unidades TG-201 e TG-202 nos resultados simulados da frequência do sistema ilhado.

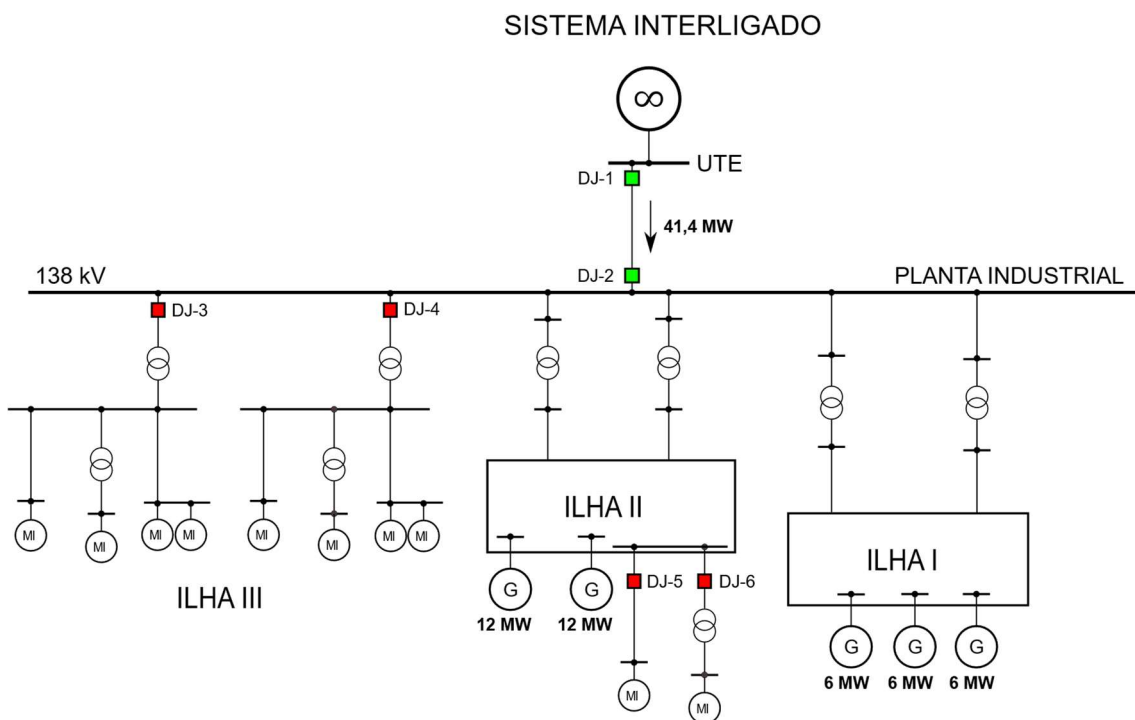
O segundo distúrbio de ilhamento do sistema T-200 analisado neste trabalho é referente ao isolamento integral da planta industrial. O conjunto de simulações associadas a esse evento é denominado Ilha TV-B.

Nos eventos de ilhamento total do sistema industrial, diferentemente do que foi observado no caso Ilha TV-A, os reguladores de velocidade dos menores geradores da planta TG-101, TG-102 e TG-103 também respondem às variações de frequência. Consequentemente, ocorre uma interação mais acentuada entre as variáveis elétricas e as respostas do sistema de vapor de média pressão da instalação industrial.

As simulações do caso Ilha TV-B visam à complementação das simulações do caso Ilha TV-A. Os resultados referentes ao caso Ilha TV-B possibilitam a avaliação de

outras circunstâncias onde os efeitos dos fatores de correção de desempenho dos modelos de turbina a vapor podem ser considerados, bem como a análise de situações específicas de interação entre a regulação primária dos turbogeradores com a malha de controle de pressão das caldeiras SG-201 e SG-202.

O diagrama simplificado do caso Ilha TV-B é apresentado na Figura 111. O distúrbio de ilhamento é definido pela aplicação de um curto-circuito trifásico na barra de conexão entre a usina termelétrica e o sistema interligado de grande capacidade. O ilhamento é ocasionado pela abertura dos disjuntores da linha que conecta o sistema industrial à usina (DJ-1 e DJ-2) 200 ms após a ocorrência do curto-circuito.



Os efeitos típicos de dois esquemas de rejeição de cargas foram considerados nas simulações do caso Ilha TV-B. Esses esquemas são caracterizados pela abertura de disjuntores 600 ms após a alteração do estado do disjuntor DJ-2. O esquema de rejeição de cargas ERC-051 é definido pela abertura dos disjuntores DJ-3, DJ-4 e DJ-5, o que totaliza um corte de 18 MW. O esquema ERC-052 é definido pela abertura dos disjuntores DJ-3, DJ-4 e DJ-6, o que ocasiona o corte de 21 MW. O esquema de corte de carga ERC-

051 foi implementado de maneira padronizada em quase todas as simulações do caso Ilha TV-B. Em algumas simulações específicas, o esquema de rejeição de cargas ERC-052 foi utilizado.

As simulações foram segmentadas em dois cenários distintos, que são diferenciados pela potência elétrica inicial dos turbogeradores TG-201 e TG-202. No cenário designado Ilha TV-B.1, o carregamento inicial desses geradores é 18 MW. No cenário denominado Ilha TV-B.2 a potência inicial das unidades TG-201 e TG-202 é 12 MW. A potência elétrica inicial dos turbogeradores TG-101, TG-102 e TG-103 é de 6 MW em todas as simulações. A Tabela 10 apresenta as informações gerais do caso Ilha TV-B.

Tabela 10: Condições gerais do caso Ilha TV-B.

Condições iniciais do caso Ilha TV-B	
Carga da Planta Industrial	83,3 MW
Geração da Ilha II (min/max)	54 MW/ 42 MW
Capacidade geração da Planta	63,3 MW
Carga barra 370 (DJ-03)	9,9 MW
Carga barra 380 (DJ-04)	6,8 MW
Carga barra 072 (DJ-06)	4,4 MW
Carga barra 073 (DJ-05)	2,1 MW
Déficit de geração no cenário Ilha TV-B.1:	29,3 MW
Déficit de geração no cenário Ilha TV-B.2:	41,4 MW
Esquema de corte de carga barra ERC-051	18 MW
Esquema de corte de carga barra ERC-052	21 MW

5.2.4.1 Influência do Modelo de Turbina a Vapor TV-22 (Teste I)

As simulações desta seção são referentes à avaliação da influência da implementação do modelo matemático de turbina a vapor TV-22 no caso Ilha TV-B. Os gráficos das Figuras 112 a 116 mostram os resultados de simulações do cenário Ilha TV-B.1 em que os modelos TV-22 e TV-21 foram implementados.

Conforme o que é apresentado no gráfico da Figura 114, após a ocorrência do ilhamento, a posição de referência das válvulas de admissão dos turbogeradores TG-200 atinge o valor máximo em ambas as simulações. Apesar da atuação do esquema de rejeição de cargas ERC-051, em função das curvas de respostas dos reguladores de

velocidade ao grande desvio de frequência ocasionado pelo ilhamento, o comportamento das válvulas de admissão não apresenta alterações nas faixas de curta, média e longa duração das simulações, onde permanece na posição de abertura máxima.

Os gráficos das Figuras 113 e 115 apresentam a pressão de admissão e a vazão do turbogerador TG-201, respectivamente. Essas respostas demonstram que os dois cenários simulados não apresentam diferenças significativas no comportamento dinâmico do sistema de vapor. A restauração da pressão do sistema de vapor é iniciada entre os instantes $t = 160$ s e $t = 180$ s, em função da ativação da malha de controle da caldeira SG-202.

Apesar das semelhanças do comportamento dinâmico do sistema de vapor nos dois cenários simulados, a frequência mínima da ilha é consideravelmente inferior no cenário em que o modelo TV-22 foi implementado. Entre os instantes $t = 160$ s e $t = 180$ s pode-se notar que, com o modelo TV-22, a frequência do sistema ilhado alcança um valor mínimo de 57,87 Hz. No cenário em que o modelo TV-21 foi implementado observa-se uma frequência mínima de 58,76 Hz.

A diferença entre os valores mínimos de frequência exemplifica o impacto do fator de correção do modelo TV-22 no torque mecânico dos turbogeradores TG-200. O gráfico da Figura 116, que apresenta a potência elétrica do turbogerador TG-201, também ilustra a notável a diferença entre os resultados obtidos nas simulações.

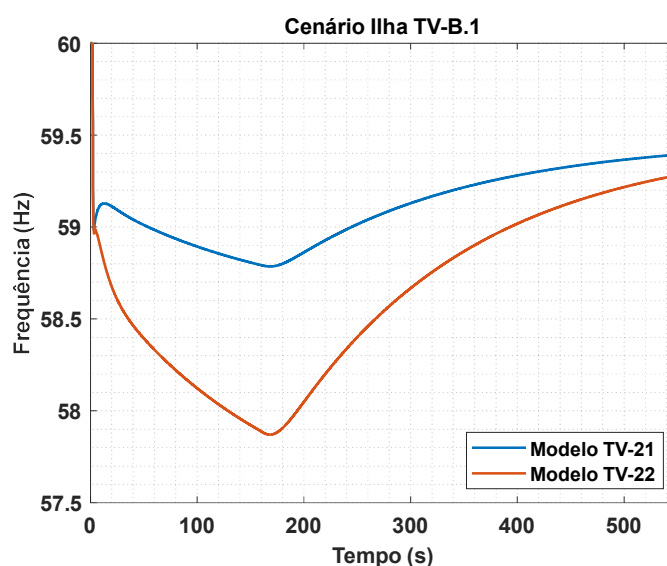


Figura 112: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-B.1 Teste I).

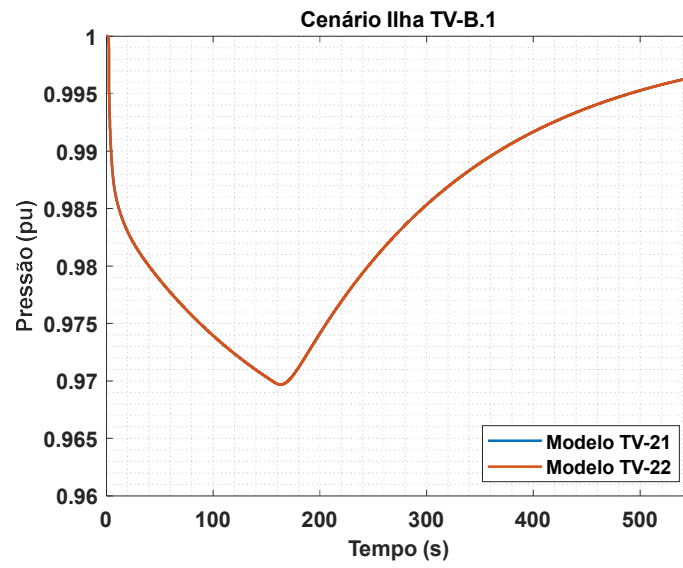


Figura 113: Pressão do coletor de alta pressão (Ilha TV-B.1 Teste I).

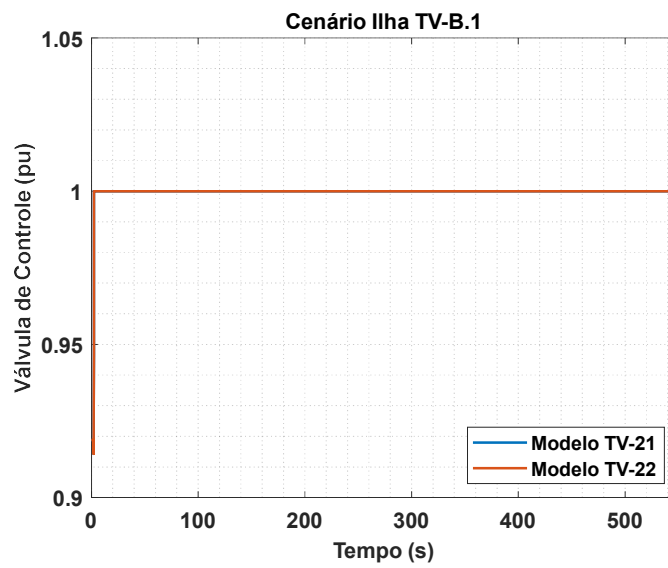


Figura 114: Posição da válvula de controle da unidade TG-201 (Ilha TV-B.1 Teste I).

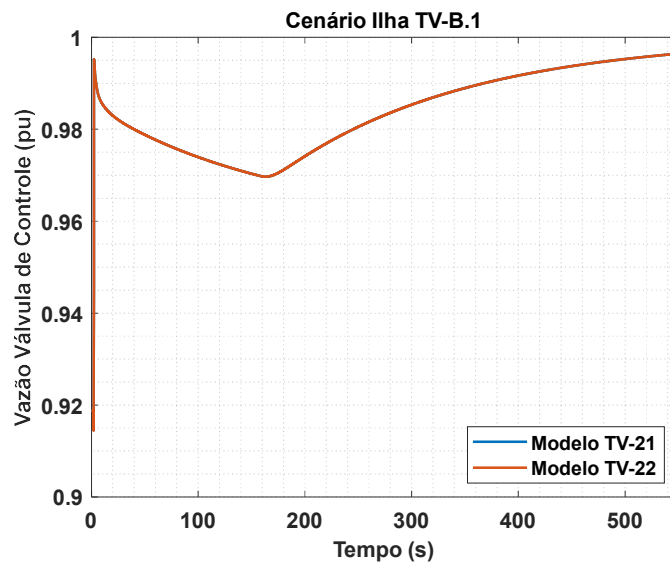


Figura 115: Vazão da válvula de controle da unidade TG-201 (Ilha TV-B.1 Teste I).

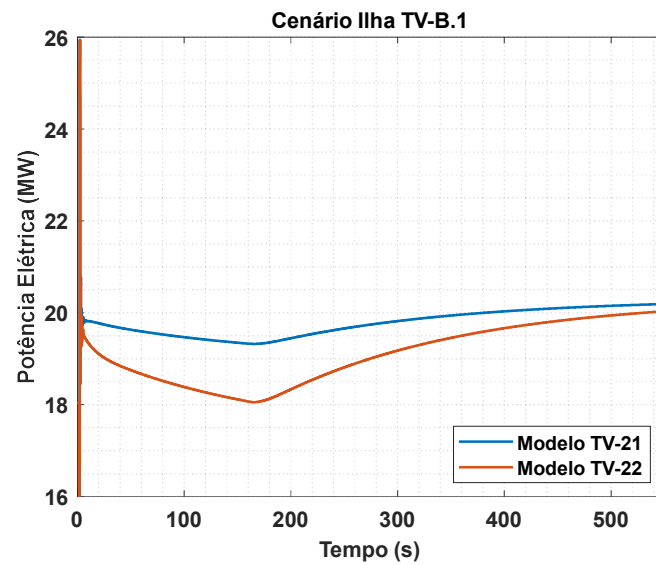


Figura 116: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-B.1 Teste I).

5.2.4.2 Influência do Modelo de Turbina a Vapor TV-23 (Teste II)

As Figuras 117 a 121 apresentam resultados de simulações do caso Ilha TV-B onde a representação matemática dos acionadores dos turbogeradores TG-201 e TG-202

é definida pelo modelo de turbina a vapor TV-23. As simulações são referentes aos cenários de carregamento inicial Ilha TV-B.1 e Ilha TV-B.2.

Os gráficos das Figuras 118 e 119 apresentam, respectivamente, a pressão de admissão e a pressão de exaustão do turbogerador TG-201. A simulação do cenário Ilha TV-B.2 foi a que apresentou os maiores desvios nessas grandezas. Essa diferença, conforme o que foi observado nas demais simulações de ilhamento do sistema T-200, está associada às respostas dos reguladores de velocidade das unidades geradoras, que definem a amplitude das mudanças de vazão dos turbogeradores TG-201 e TG-202.

O aumento da vazão de admissão dos turbogeradores TG-201 e TG-202 corresponde à ampliação do suprimento de vapor para o sistema de média pressão da planta industrial. No gráfico da Figura 119 pode-se notar que a pressão de exaustão dos turbogeradores cresce mais rapidamente no cenário Ilha TV- B.2. Esse comportamento é justificado pela magnitude da injeção de vapor no sistema de média pressão, que é mais elevada no cenário Ilha TV-B.2.

Na Figura 119 é mostrado que no cenário Ilha TV-B.2 há uma interrupção do crescimento da pressão de exaustão dos turbogeradores TG-201 e TG-202 entre os instantes $t = 70$ s e $t = 80$ s. Esse comportamento é resultante da atuação da válvula de alívio do sistema de média pressão da planta industrial. Na simulação do cenário Ilha TV-B.1, os desvios de pressão do sistema de 42 kgf/cm² não são suficientes para ativação da válvula de alívio ou das válvulas redutoras do sistema T-200.

Nos instantes iniciais das simulações, em função das diferenças de desbalanço carga-geração, os desvios de frequência da ilha no cenário Ilha TV-B.2 são maiores do que os verificados no cenário Ilha TV-B.1. Adicionalmente, afetadas substancialmente pela ação da regulação primária das unidades geradoras, as variações de pressão de admissão e exaustão observadas no cenário Ilha TV-B.2 agravam os impactos do distúrbio de ilhamento sobre a frequência da ilha. No cenário Ilha TV-B.2, a frequência da ilha atinge o valor mínimo de 56,3 Hz, um valor consideravelmente inferior ao obtido no cenário Ilha TV-B.1, onde a frequência atinge o valor mínimo de 58,3 Hz.

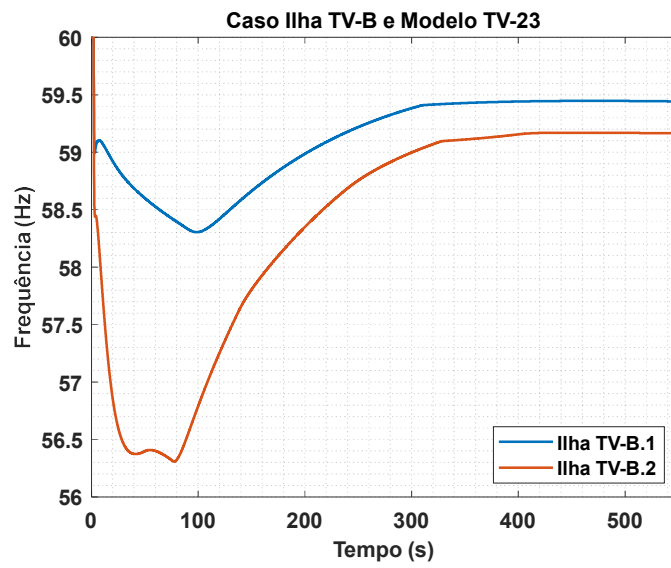


Figura 117: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-B Teste II).

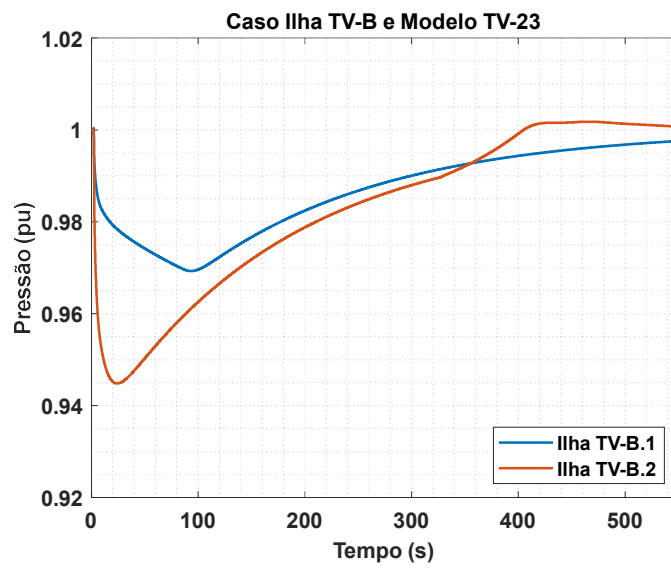


Figura 118: Pressão do coletor de alta pressão (Ilha TV-B Teste II).

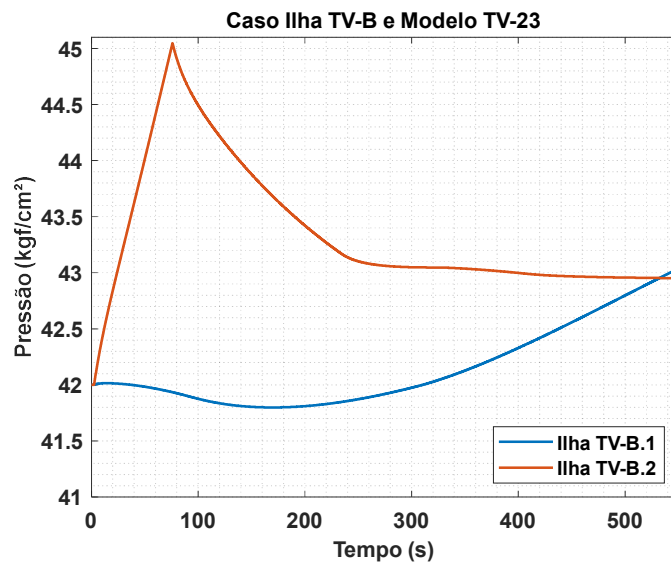


Figura 119: Pressão do sistema de média pressão (Ilha TV-B Teste II).

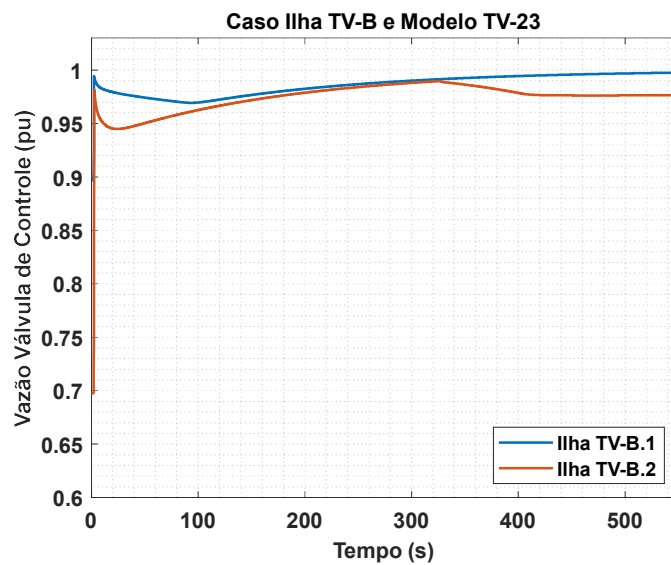


Figura 120: Vazão da válvula de controle da unidade TG-201 (Ilha TV-B Teste II).

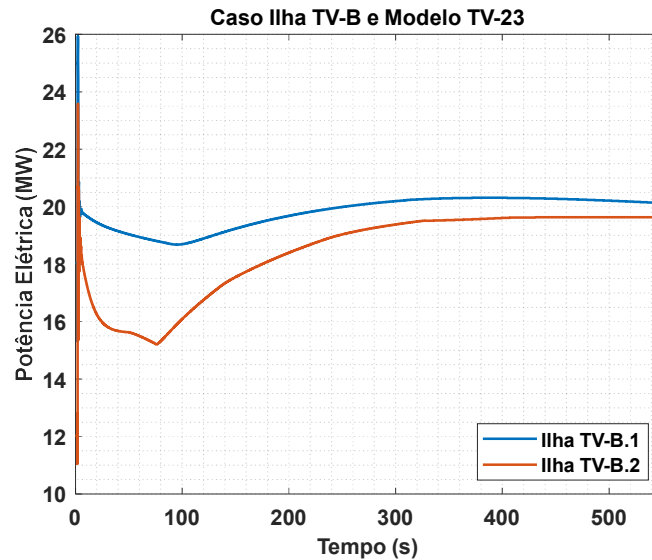


Figura 121: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-B Teste II).

Os gráficos das Figuras 122 e 123 apresentam os resultados de simulações do cenário Ilha TV-B.2 em que modelos de turbina a vapor TV-21 e TV-23 foram implementados. Esses episódios de ilhamento não apresentam diferenças quanto à magnitude do desbalanço carga-geração, o que permite a avaliação isolada dos efeitos dos fatores de correção do modelo TV-23 no distúrbio.

Inicialmente, a frequência da ilha nos dois cenários simulados atinge o valor mínimo de aproximadamente 58,4 Hz. Não há diferenças significativas entre os resultados no período inicial de simulação, visto que a inércia equivalente do sistema, as respostas dos reguladores de velocidade e a magnitude do desbalanço entre carga e geração são os fatores que mais influenciam o comportamento da frequência nessa primeira etapa.

Na simulação com o modelo TV-21, ainda no período curta duração, observa-se o início da restauração gradual da frequência. Na simulação com o modelo TV-23, no entanto, a frequência da ilha segue uma trajetória descendente, até alcançar o valor mínimo de aproximadamente 56,3 Hz, antes que a sua restauração seja iniciada.

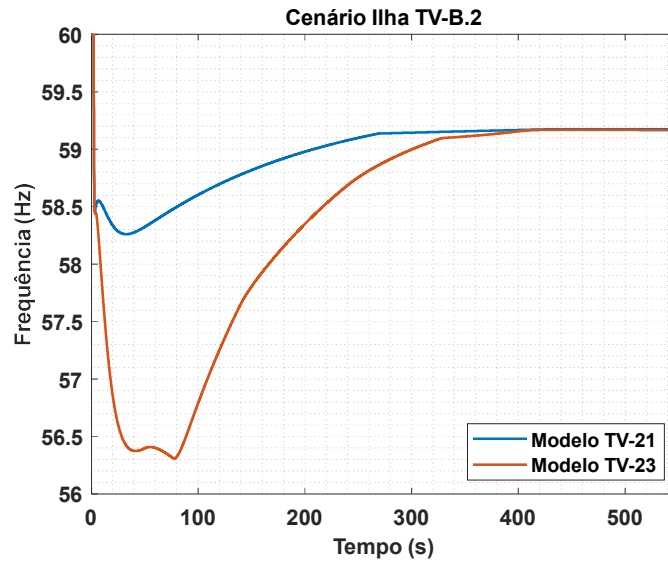


Figura 122: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-B.2 Teste II).

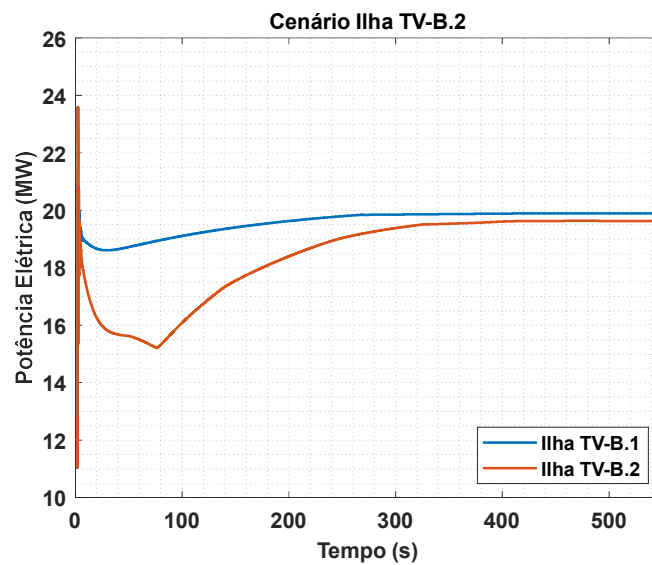


Figura 123: Potência elétrica do TG-201 (Ilha TV-B.2 teste II).

5.2.4.3 Interações entre os Controles de Velocidade e Pressão (Teste III)

Os resultados apresentados nas Figuras 124 a 128 possibilitam uma avaliação comparativa dos efeitos dos esquemas simplificados de rejeição de cargas ERC-051

(corte de 18 MW) e ERC-052 (corte de 21 MW) propostos para integrar as simulações do caso Ilha TV-B. O modelo de turbina a vapor implementado em todas as simulações é o TV-21.

Conforme o gráfico da Figura 127, no cenário onde o esquema ERC-052 foi implementado, há ações contínuas de controle da regulação primária dos turbogeradores TG-201 e TG-202 nas faixas de curta, média e longa duração da simulação. Isso não ocorre no cenário associado ao esquema ERC-051, onde a posição de referência dos reguladores de velocidade se mantém no nível máximo durante um extenso período da janela de simulação. Essas diferenças entre os resultados estão relacionadas com a magnitude do desbalanço de potências de cada cenário.

As diferenças entre os comportamentos dos reguladores de velocidade nos dois cenários simulados são refletidas na vazão de admissão dos turbogeradores. Tendo em vista que não houve atuação de válvulas redutoras, as respostas das caldeiras SG-200 às modificações de vazão das unidades geradoras TG-200 definem a dinâmica da pressão do coletor de alta pressão do sistema T-200.

O gráfico da Figura 125 mostra que a pressão de admissão do turbogerador TG-201 se restabelece mais rapidamente no caso em que o esquema de rejeição de cargas ERC-052 é implementado. Essa velocidade de resposta conta com a contribuição da interação entre a regulação primária dos turbogeradores e o sistema de caldeiras SG-200.

No cenário de implementação do esquema de rejeição de cargas ERC-051, diferentemente do que foi analisado na simulação do esquema de rejeição de cargas ERC-052, durante uma longa faixa da simulação não são observados efeitos resultantes da interação entre a regulação primária dos turbogeradores e as caldeiras de alta pressão, motivo pelo qual a restauração da pressão do coletor do sistema T-200 é mais lenta.

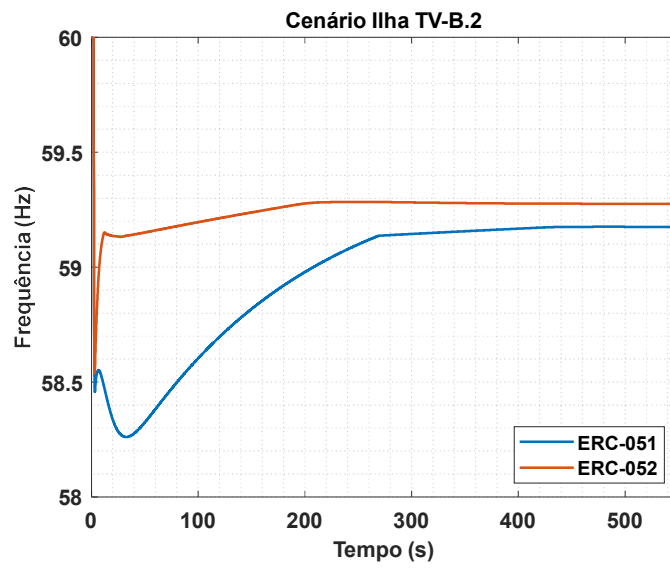


Figura 124: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-B.2 Teste III).

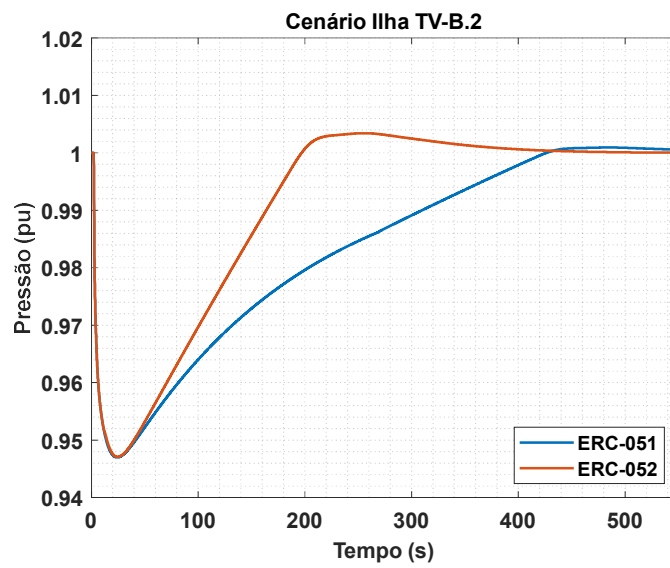


Figura 125: Pressão do coletor de alta pressão (Ilha TV-B.2 Teste III).

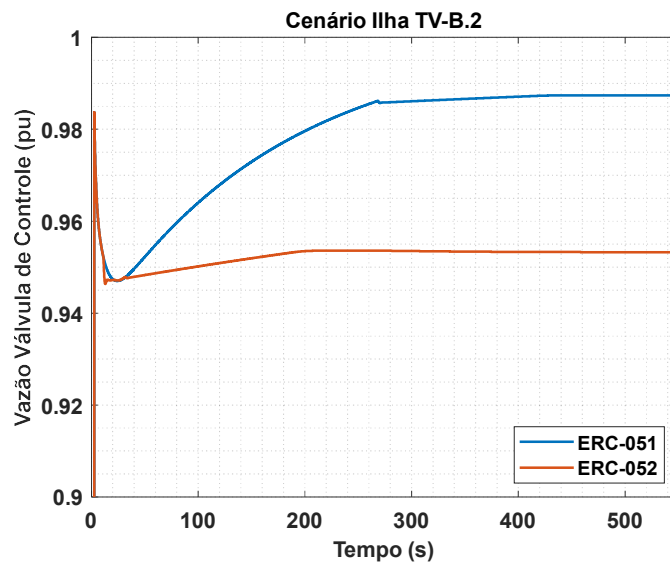


Figura 126: Vazão da válvula de controle da unidade TG-201 (Ilha TV-B.2 Teste III).

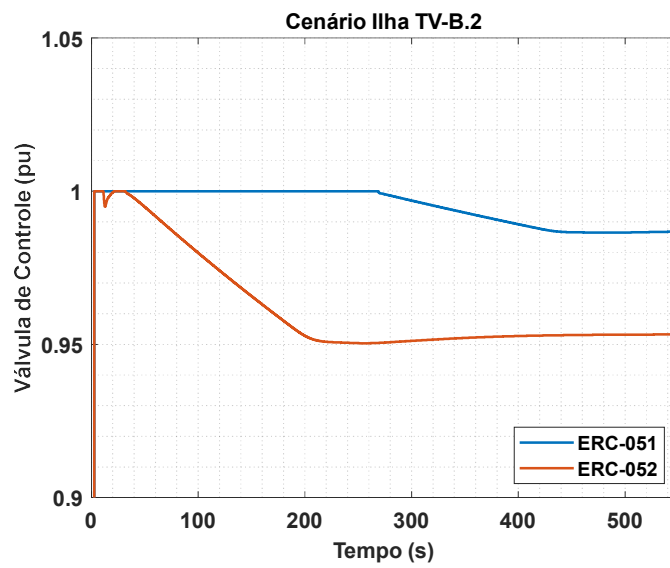


Figura 127: Posição da válvula de controle da unidade TG-201 (Ilha TV-B.2 Teste III).

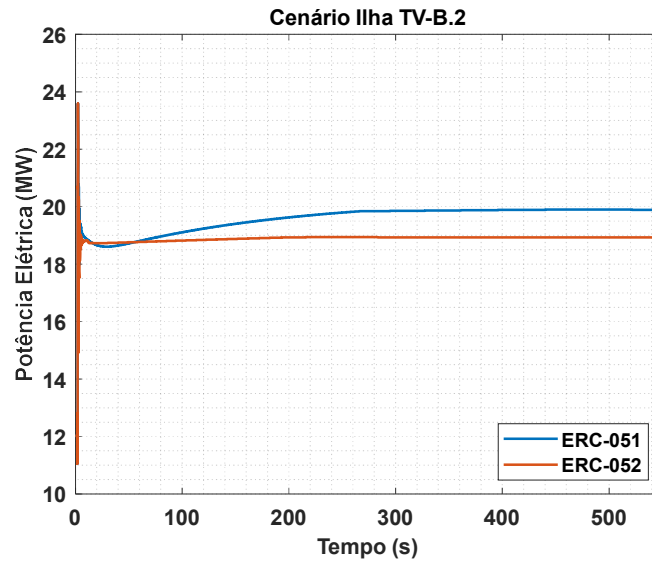


Figura 128: Potência elétrica da unidade TG-201 (Ilha TV-B.2 Teste III).

5.2.5 Caso Ilha TV-C

As simulações apresentadas nesta seção se baseiam em um evento real de ilhamento do sistema da Ilha II da planta industrial. Ao conjunto de cenários simulados associados a esse episódio foi atribuída a designação Ilha TV-C. A topologia desse caso é similar à configuração do caso Ilha TV-A. A Figura 129 apresenta um diagrama simplificado da planta industrial antes do distúrbio. Nesse esquema, pode-se notar que apenas um dos transformadores que conectam a Ilha II à barra de 138 kV da instalação encontrava-se em operação. O ilhamento é resultante da abertura do disjuntor de alta tensão do transformador de potência, ocasionada pela atuação do seu relé de gás.

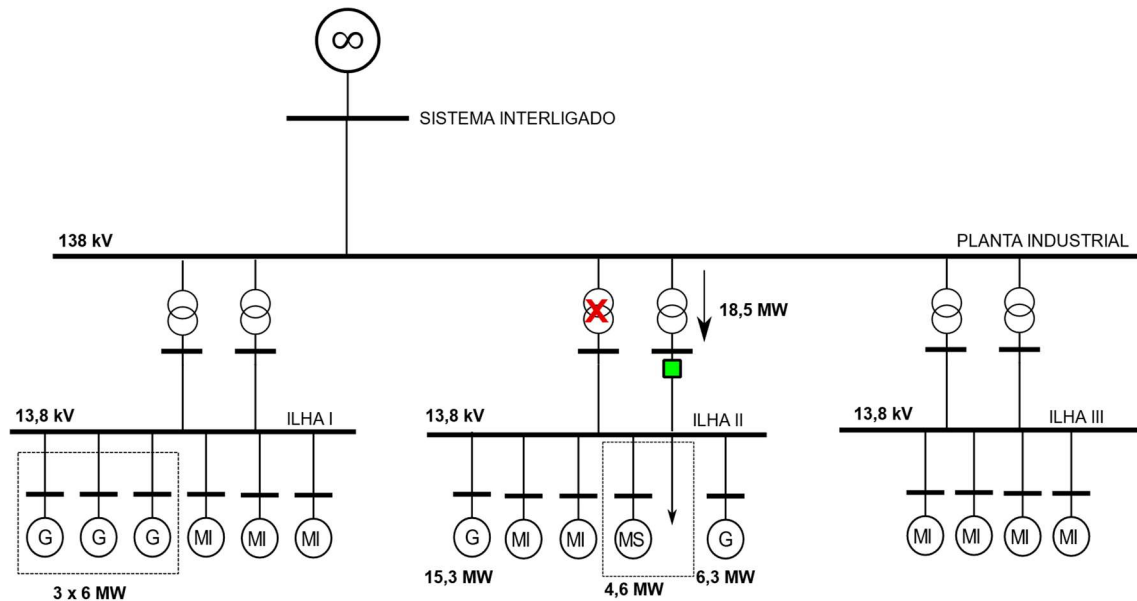


Figura 129: Topologia básica do caso Ilha TV- C.

Conforme os esclarecimentos do capítulo 4, as cargas elétricas da planta industrial são predominantemente constituídas de motores de indução. Entretanto, dados complementares obtidos da instalação indicam que, na ocasião do ilhamento, uma parcela relativamente pequena das cargas da planta abarcava outros tipos de cargas elétricas, como sistemas de iluminação, conversores de frequência e motores síncronos. Para se ampliar a semelhança entre as condições iniciais das simulações do caso Ilha TV-C e as características do distúrbio real de ilhamento, as representações matemáticas das cargas foram complementadas, com modelos concentrados de cargas estáticas e motores síncronos.

O consumo de vapor das cargas do sistema de média pressão diferentes dos geradores TG-100 foi estimado, indiretamente, a partir das medições de vazão das caldeiras, turbogeradores e válvulas redutoras do sistema de geração a vapor T-200. A Tabela 11 apresenta as condições iniciais do caso Ilha TV-C.

Tabela 11: Condições iniciais do caso Ilha TV-C.

Condições iniciais do caso Ilha TV-C	
Carga total da Ilha II	40,5 MW
Geração inicial TG-201	15 MW
Geração inicial TG-202	6,8 MW
Cargas estáticas	3,2 MW
Motor síncrono	1,4 MW
Posição inicial da válvula redutora VR-1	0,136 pu (51 t/h)
Posição inicial da válvula redutora VR-2	0 pu
Cargas do sistema de média pressão	612 t/h

Não houve atuação de esquemas de proteção nos primeiros 30 segundos do ilhamento. Após esse período, ocorrem eventos de controle e proteção que, em virtude da ausência de informações sobre as cargas envolvidas, estão além do escopo dos cenários simulados. Esses eventos incluem, por exemplo, a atuação de relés de subfrequência. Cerca de um minuto após a ocorrência do distúrbio, foi verificada a atuação de limitadores de sobreexcitação dos turbogeradores, o que desencadeou a progressiva desconexão de alimentadores comandadas por relés de subtensão.

A atuação dos reguladores de velocidade dos turbogeradores TG-200 após o ilhamento ocasiona a abertura máxima das válvulas de controle dessas unidades. Uma vez atingida essa condição, as válvulas permanecem no seu valor limite durante quase toda a extensão do primeiro minuto após a ocorrência do distúrbio. Nos modelos implementados, as constantes de tempo das caldeiras SG-200 e do vaso de vapor do sistema de média pressão foram ajustadas, para que os resultados das simulações dos sistemas de vapor se aproximassem das medições obtidas em campo.

A rigor, a dinâmica das turbinas dos geradores TG-200 e as condições termodinâmicas do circuito de vapor da planta industrial não constituem sistemas independentes. Entretanto, nas simulações do caso Ilha TV-C, a realização de ajustes nos modelos do sistema de vapor para reprodução de condições de pressão próximas das de campo define uma simplificação, com foco na avaliação aproximada das influências dos modelos de turbina TV-21 e TV-23 na frequência do sistema ilhado.

A análise das simulações e os modelos do caso Ilha TV-C têm como referências as medições de campo disponíveis no dia do evento. Os tópicos abaixo destacam

características operacionais que foram representadas com base em estimativas e aproximações, em função da inexistência de informações detalhadas.

- **Atuação dos queimadores das caldeiras SG-201 e SG-202:** segundo medições indiretas que indicam a posição das válvulas de combustível das caldeiras SG-200, não houve mudanças no suprimento de combustível aos queimadores nos primeiros 60 segundos do evento. Portanto, nas simulações, a malha de controle de pressão das caldeiras SG-200 foi desabilitada.
- **Posição máxima da válvula de controle do TG-202:** no período em que ocorreu o ilhamento, a válvula de controle do TG-202 apresentava limitações mecânicas, que a impediam de alcançar a sua posição de plena carga. Medições registradas em histórico que antecedem o dia do evento indicam que a potência elétrica da unidade geradora não ultrapassava 15 MW. A curva de desempenho da turbina do TG-202 indica que esse ponto de operação, nas condições nominais do sistema de vapor, corresponde a uma vazão de aproximadamente 300 t/h. Essa vazão foi considerada a referência para limitar a posição máxima da válvula de controle da unidade TG-202 nas simulações.
- **Topologia do sistema de vapor T-200:** as linhas de tubulações do sistema real podem sofrer alterações em função de manobra de válvulas de interligação. Nas simulações computacionais, foi considerada a topologia simplificada do modelo T-200 proposta neste trabalho.
- **Dinâmica das cargas elétricas:** estima-se que, no período em que ocorreu o ilhamento, as cargas diferentes de motores de indução não ultrapassavam 10 % do total de consumidores elétricos da planta industrial. O nível de participação dos motores síncronos implementados nas simulações tem precisão razoável frente às informações obtidas em campo. Entretanto, as características das cargas estáticas da Ilha II no período do evento não são conhecidas. Nas simulações, essas cargas foram representadas

matematicamente de acordo com o modelo polinomial ZIP, mas não houve validações em campo quanto à magnitude e à representatividade das parcelas de corrente, impedância ou potência constantes do modelo proposto.

- **Fontes, cargas térmicas e propriedades do sistema de média pressão:** as simulações não abarcam modelos detalhados do comportamento dinâmico e das lógicas de controle das cargas e fontes do sistema de média pressão, pois não foram utilizados dados de campo para validação dessas representações. Portanto, os modelos propostos para o sistema de média pressão buscam tão somente reproduzir o comportamento dinâmico da pressão de exaustão dos turbogeradores TG-200 após o ilhamento do caso Ilha TV-C. A inclusão dessa pressão nas simulações contribui para a avaliação da influência dos dois fatores de correção do modelo de turbina TV-23 na frequência da ilha.
- **Aquisição dos dados de campo:** os únicos dados do evento mantidos em histórico foram armazenados por um programa de monitoramento contínuo, que foi desenvolvido para a análise de dinâmicas lentas de processo. Consequentemente, com o intuito de se ampliar a confiabilidade dos dados utilizados nas simulações, foram considerados pontos de medição relativamente espaçados em relação ao instante do distúrbio, distanciados por períodos que podem variar de 5 a 25 segundos. A resolução dos registros depende da grandeza medida e da parametrização dos filtros de armazenamento do programa.

5.2.5.1 Influência do Modelo de Turbina a Vapor TV-21 (Teste I)

Os gráficos das Figuras 130 a 134 apresentam os resultados das simulações do caso Ilha TV-C com a implementação do modelo TV-21. Nessas simulações, a parcela das cargas elétricas estáticas da instalação industrial é considerada invariável com a tensão.

Os gráficos das Figuras 132 a 134 apresentam valores medidos e os resultados simulados de pressão de admissão, vazões das caldeiras SG-200 e pressão do sistema de média pressão. Os resultados mostrados nessas figuras foram alcançados por meio de ajustes nas constantes de tempo dos modelos das caldeiras SG-200 e do vaso de vapor que representa as propriedades capacitivas do sistema de média pressão.

Os gráficos de potência e frequência mostram consideráveis diferenças entre os valores medidos e os simulados. No instante $t = 26$ s, o erro entre a medição e a simulação de frequência é de aproximadamente 0,6 Hz; no instante $t = 32$ s, o valor simulado da frequência do sistema ilhado supera a medição obtida em campo com uma diferença de mais de 1 Hz. A ausência dos fatores de correção associados a mudanças nas condições de vapor pode estar entre as principais causas dos erros verificados, além das imprecisões associadas às condições iniciais e premissas das simulações.

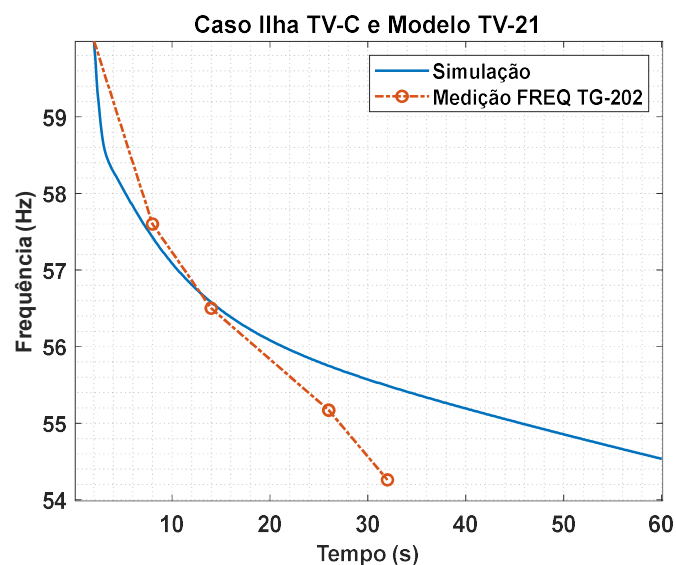


Figura 130: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-C Teste I).

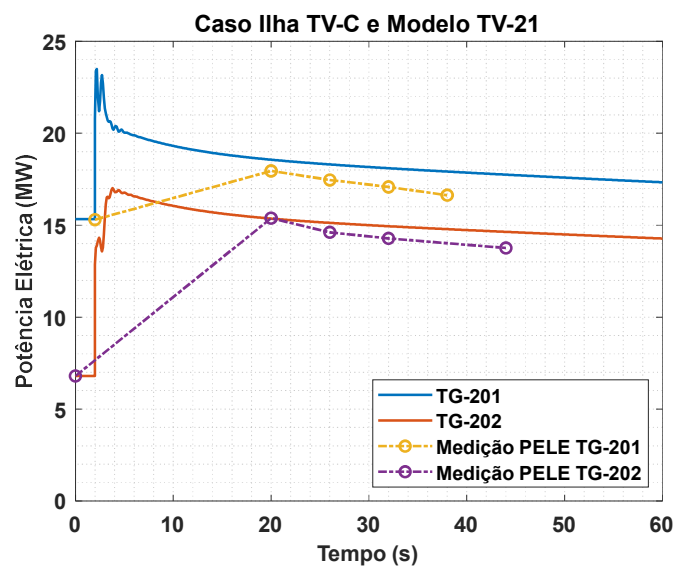


Figura 131: Potência elétrica das unidades TG-201 e TG-202 (Ilha TV-C Teste I).

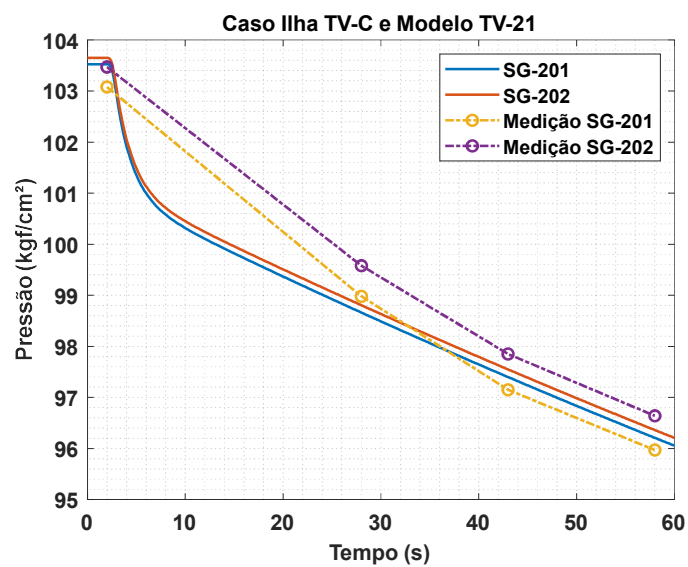


Figura 132: Pressões dos superaquecedores das caldeiras SG-200 (Ilha TV-C Teste I).

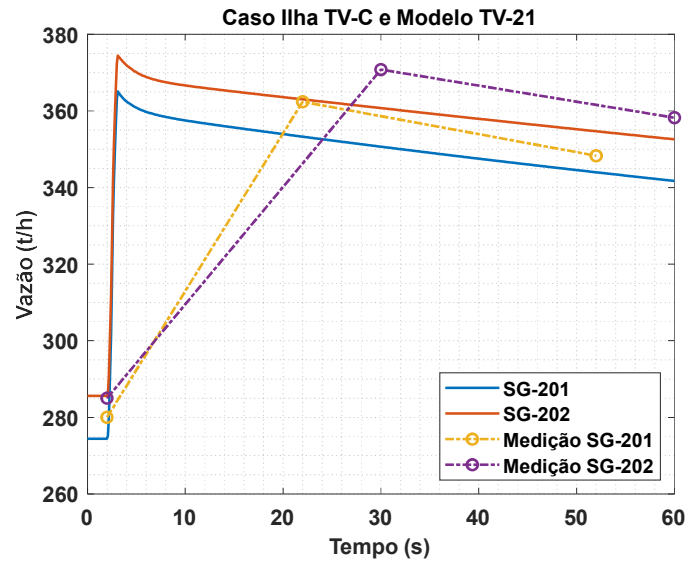


Figura 133: Vazões das caldeiras SG-200 (Ilha TV-C Teste I).

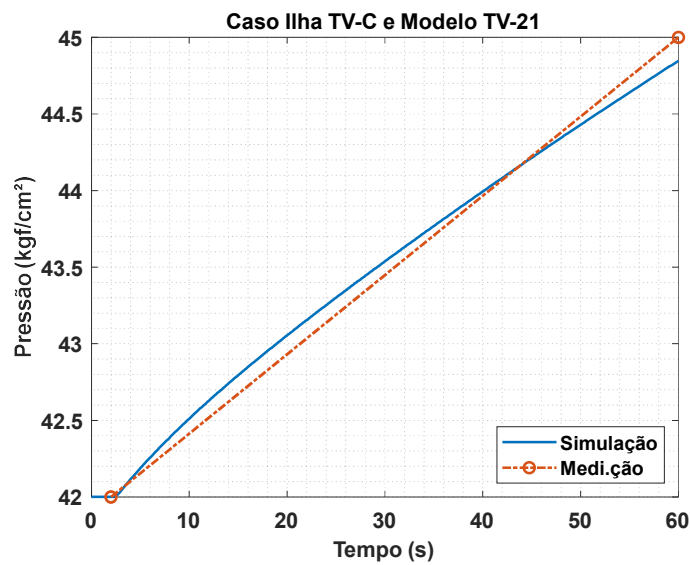


Figura 134: Pressão do sistema de média pressão (Ilha TV-C Teste I).

5.2.5.2 Influência do Modelo de Turbina a Vapor TV-23 (Teste II)

Os gráficos das Figura 135 a 143 apresentam os resultados das simulações do caso Ilha TV-C com a implementação do modelo TV-23. Os mesmos ajustes das constantes

de tempo dos modelos das caldeiras SG-200 e do sistema de média pressão abordados no Teste I foram mantidos nessas simulações.

Os gráficos das Figuras 135 e 136 revelam grandes desvios entre os resultados simulados e as medições de frequência e potência elétrica dos turbogeradores. No instante $t = 32$ s, o valor simulado da frequência está 2,95 Hz abaixo da medição de campo. A implementação do modelo TV-23 propiciou condições simuladas substancialmente mais severas do que as que foram observadas no distúrbio real.

Diante dos erros encontrados na implementação do modelo TV-23, outras simulações foram realizadas, considerando modificações na equação de oscilação eletromecânica das unidades geradoras. Nessas simulações adicionais, para o cálculo do torque mecânico, um termo complementar é subtraído da saída original do modelo da turbina. Esse termo é definido pelo desvio de velocidade em pu multiplicado por um coeficiente de amortecimento D_m . Essa operação ocorre de acordo com os valores de base do gerador elétrico associado aos modelos matemáticos das unidades TG-200.

As Figuras 137 e 138 apresentam as simulações com um coeficiente de amortecimento de valor $D_m = 0,8$. Pode-se observar nesses gráficos uma razoável proximidade entre os valores medidos e os resultados da simulação. Constatou-se que a precisão da simulação é ampliada com a utilização do coeficiente de amortecimento $D_m = 0,9$ nos modelos dos turbogeradores, conforme os resultados apresentados nos gráficos das Figuras 139 e 140. As contribuições dos coeficientes de amortecimento nos resultados alcançados podem, entre outras causas, estar relacionadas com a necessidade de complementar os fatores de correção do modelo de turbina TV-23, que não incluem fatores de correção atrelados a mudanças de velocidade.

Nos casos apresentados nos gráficos das Figuras 135 e 136, a parcela das cargas elétricas estáticas da planta industrial é considerada invariável com a tensão. Como parte das alterações dos modelos matemáticos realizadas ao longo do desenvolvimento deste trabalho, nas simulações apresentadas nas Figuras 137 a 140, a parcela das cargas elétricas estáticas da instalação é modelada de acordo com a seguinte distribuição: 10 % corrente constante, 50 % impedância constante e 40 % potência constante. Contudo, é importante salientar que as mudanças na composição da representação polinomial das cargas estáticas da planta industrial não se mostraram relevantes para os objetivos das

simulações. Isso pode ser justificado pelo grau de participação relativamente pequeno das cargas estáticas na instalação, pelas respostas rápidas dos reguladores de tensão dos turbogeradores e pela ausência de ações de limitadores de sobreexcitação no período analisado.

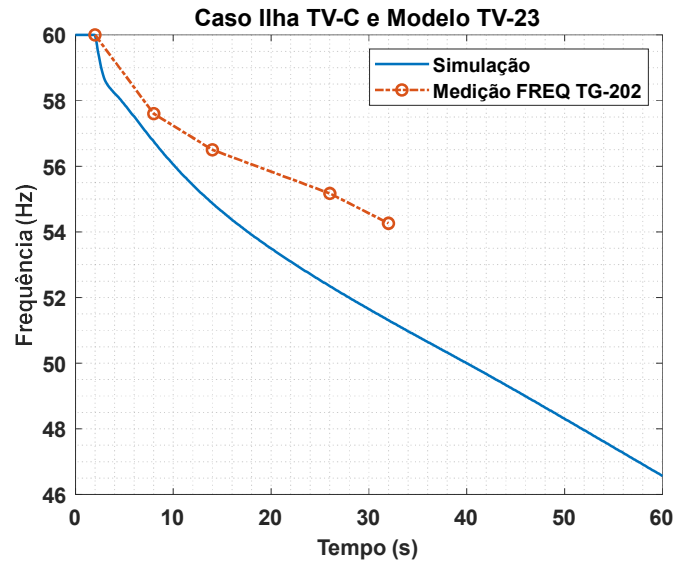


Figura 135: Frequência do sistema ilhado (Ilha TV-C Teste II).

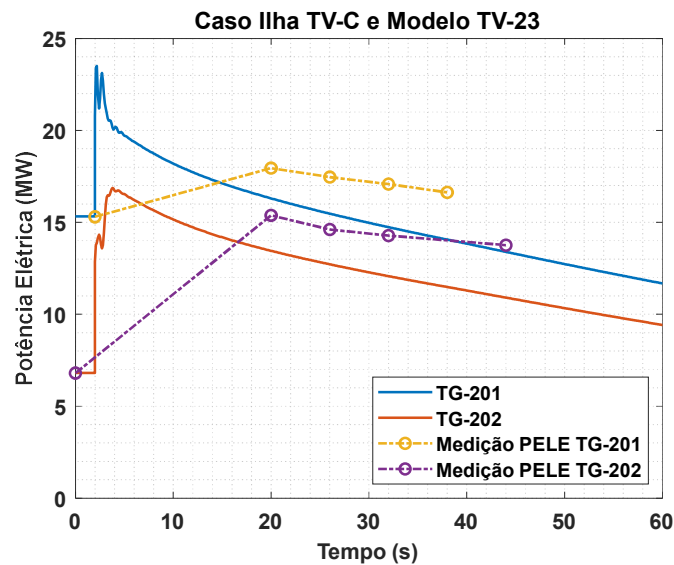


Figura 136: Potência elétrica das unidades TG-200 (Ilha TV-C Teste II).

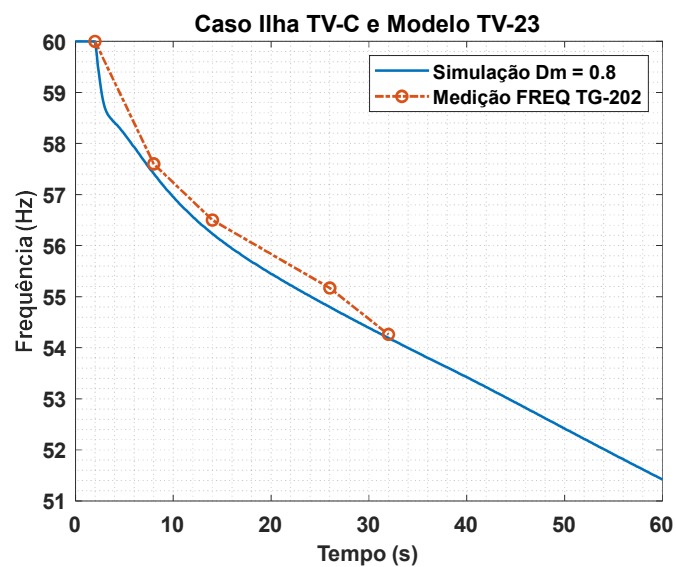


Figura 137: Frequência do sistema ilhado com $D_m = 0,8$ (Ilha TV-C Teste II).

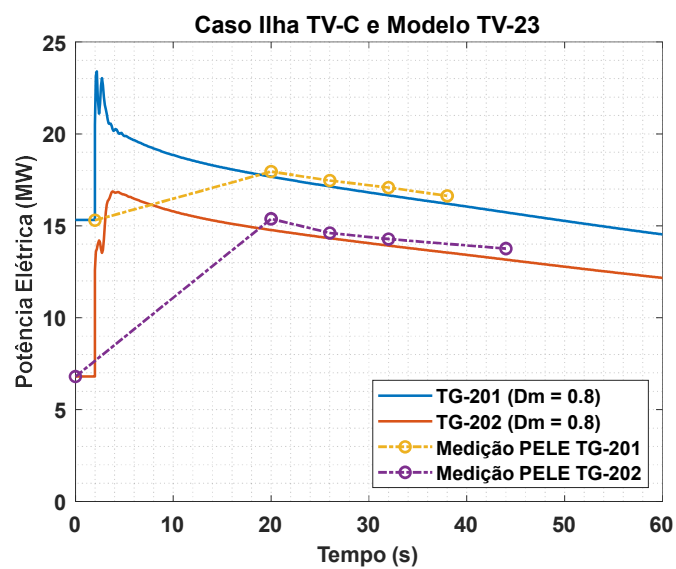


Figura 138: Potência elétrica das unidades TG-200 com $D_m = 0,8$ (Ilha TV-C Teste II).

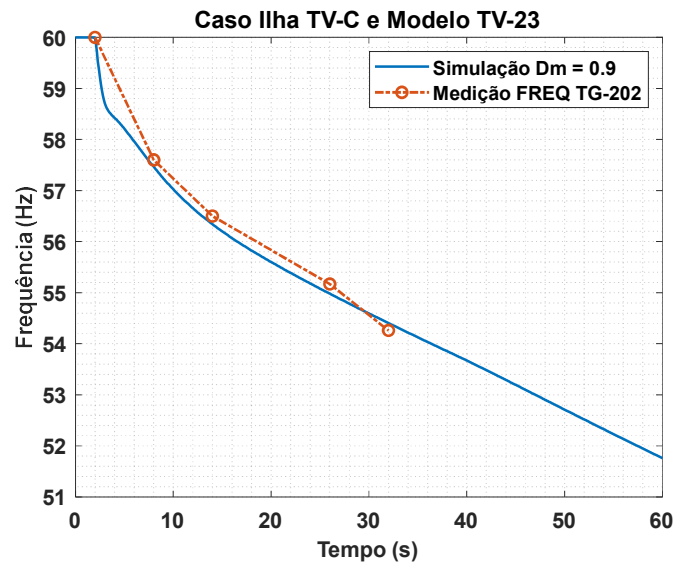


Figura 139: Frequência do sistema ilhado com $D_m = 0,9$ (Ilha TV-C Teste II).

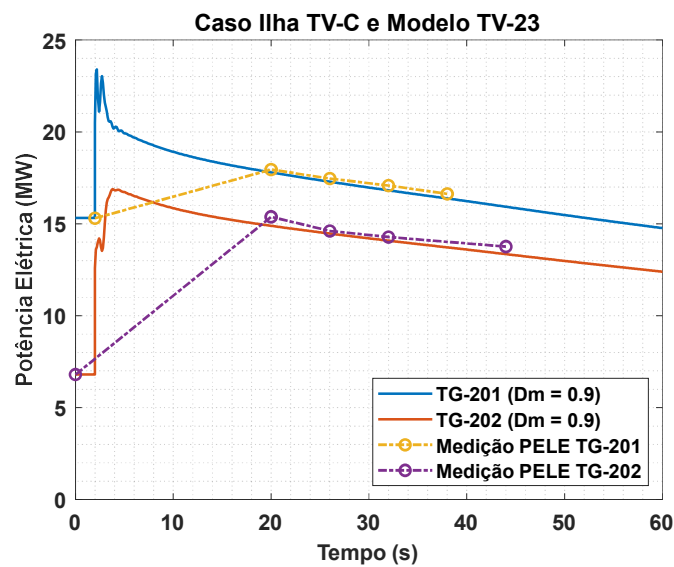


Figura 140: Potência elétrica das unidades TG-200 com $D_m = 0,9$ (Ilha TV-C Teste II).

Os gráficos 141 a 143 são referentes à pressão de admissão dos turbogeradores, vazões das caldeiras de alta pressão e pressão do sistema de média pressão. Embora ainda demonstrem aproximações razoáveis entre os valores medidos e simulados, os resultados dessas simulações do sistema de vapor da planta industrial não são idênticos aos que foram obtidos nas simulações do Teste I, onde o modelo de turbina a vapor TV-21 foi

implementado. A diferença entre os resultados das simulações tem relação com a inicialização dos modelos.

O modelo TV-21 considera a pressão de exaustão das turbinas fixada em 43,2 kgf/cm², que é o valor nominal de projeto dos equipamentos. O modelo TV-23 tem como premissa a pressão de exaustão 42 kgf/cm² no regime permanente, sendo esse o valor da pressão nominal do sistema de média pressão da planta industrial. Logo, mesmo quando operando em regime permanente, o fator de correção de modelo TV-23 não é unitário. Essa diferença entre as simulações com os modelos TV-21 e TV-23 tem reflexos na inicialização da vazão das turbinas, o que esclarece as pequenas diferenças entre as respostas das simulações do circuito de vapor.

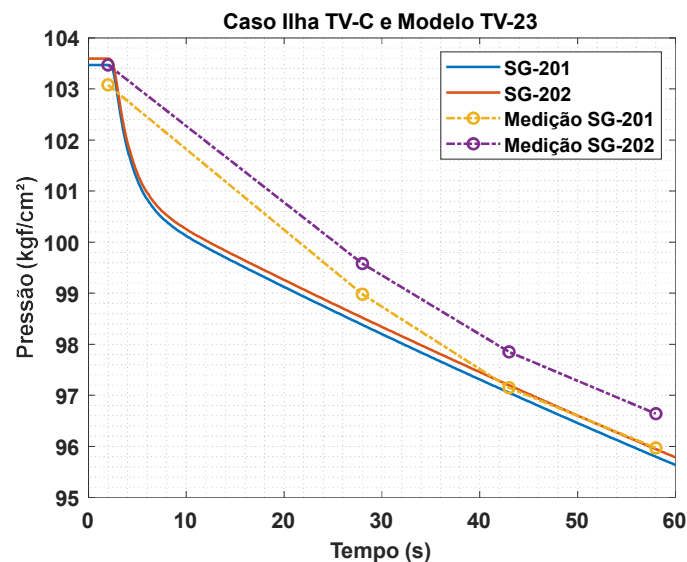


Figura 141: Pressão do coletor de alta pressão (Ilha TV-C Teste II).

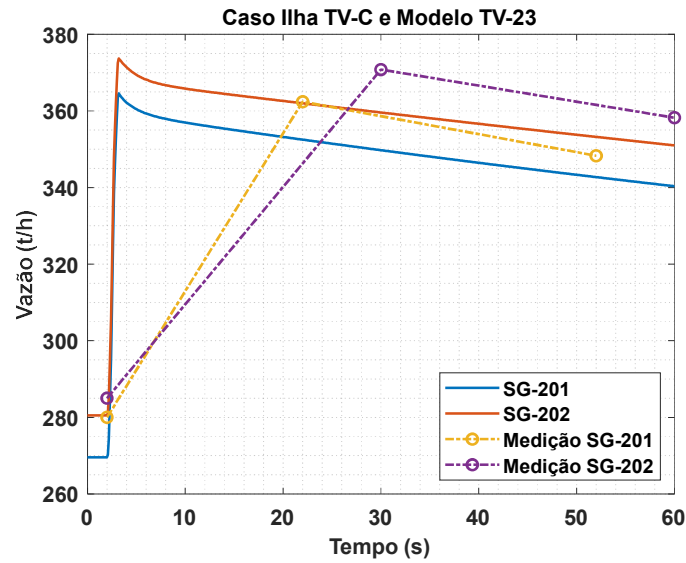


Figura 142: Vazões das caldeiras SG-200 (Ilha TV-C Teste II).

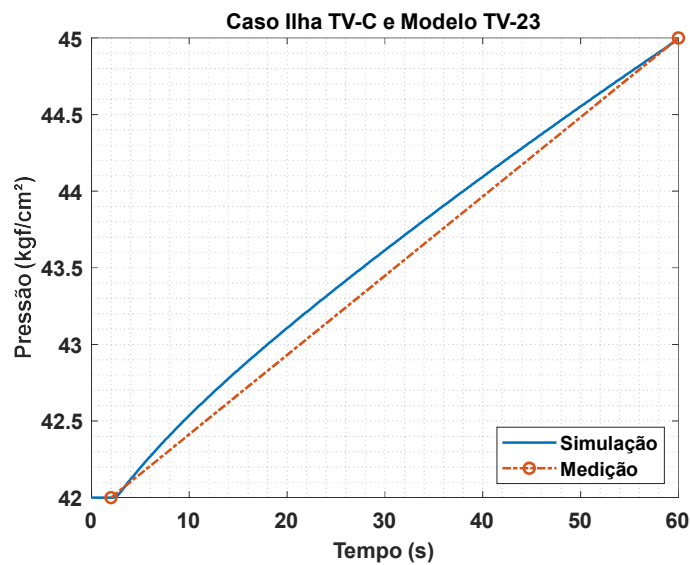


Figura 143: Pressão do sistema de média pressão (Ilha TV-C Teste II).

5.3 Simulações de Ilhamento dos Turbogeneradores a Gás

Esta seção apresenta a análise de resultados de simulações de eventos de ilhamento que envolvem os sistemas da planta industrial e da usina termelétrica. Os

resultados dessas simulações estão centrados na avaliação da atuação do regulador isócrono e do comportamento dinâmico da turbina a gás da unidade TG-301. Simulações baseadas em um distúrbio real de ilhamento e um teste de rejeição de carga contribuíram para análise do alcance dos modelos matemáticos implementados.

Nas simulações de ilhamento do turbogerador TG-301, os mesmos ajustes relativos à aplicação do torque mecânico das simulações de ilhamento do sistema de geração T-200 foram implementados. A saída do modelo da turbina define o torque mecânico da unidade geradora e, por meio da correção da potência elétrica com a frequência, o torque elétrico também é considerado nas equações de oscilação eletromecânica. Exceções a essa configuração são apresentadas nas simulações do distúrbio real de ilhamento, por se tratar um evento em que o regulador de velocidade da unidade TG-301 permaneceu bloqueado.

5.3.1 Modelos do Regulador de Velocidade e da Turbina do TG-301

O modelo computacional mostrado na Figura 62 foi implementado para representação da turbina a gás e do regulador de velocidade da unidade TG-301. A potência de base do modelo da turbina é a nominal da unidade geradora, que tem o valor de 106 MW.

No início de todas as simulações analisadas, o sistema de regulação de velocidade da unidade TG-301 encontra-se desabilitado. Nos eventos de ilhamento da unidade, entre o instante de isolamento do sistema elétrico e o início da operação do seu regulador isócrono, há um atraso associado ao tempo de detecção da condição ilhada. Nas simulações, esse atraso está vinculado ao tempo de ativação da chave on/off do modelo do regulador de velocidade. A extensão do atraso da detecção da condição ilhada não foi obtida das medições de campo, mas estima-se que a atuação do regulador isócrono ocorra entre 150 ms e 600 ms após o evento de ilhamento. Neste trabalho, foi fixado o atraso de 600 ms para ativação da chave on/off do regulador, visto que esse é o pior cenário esperado para o tempo de detecção da condição ilhada.

Os ajustes do controlador PI do regulador isócrono são baseados nas informações da malha de controle do turbogerador a gás TG-301. As constantes de tempo selecionadas para o modelo da turbina a gás têm como referências valores típicos presentes na literatura (POURBEIK et al., 2013), e os parâmetros K_{turb} , W_{fnl} e D_m foram definidos a partir das simulações dos eventos reais analisados neste trabalho.

No Apêndice B, são apresentados os parâmetros consolidados referentes aos modelos do regulador de velocidade e da máquina motriz da unidade TG-301.

5.3.2 Caso Ilha TG-A

Os dados de um teste de rejeição de carga do turbogerador TG-301 foram referências para as simulações de ilhamento deste trabalho. O conjunto de simulações realizadas baseadas nesse evento é denominado caso Ilha TG-A. O teste é caracterizado pelo ilhamento do turbogerador TG-301 com uma parcela da carga da usina termelétrica, que é constituída de motores de indução. O carregamento inicial do turbogerador é 35 MW e a carga conectada à barra ilhada da usina tem magnitude aproximada de 5 MW. A Figura 144 mostra uma visão geral das condições do teste.

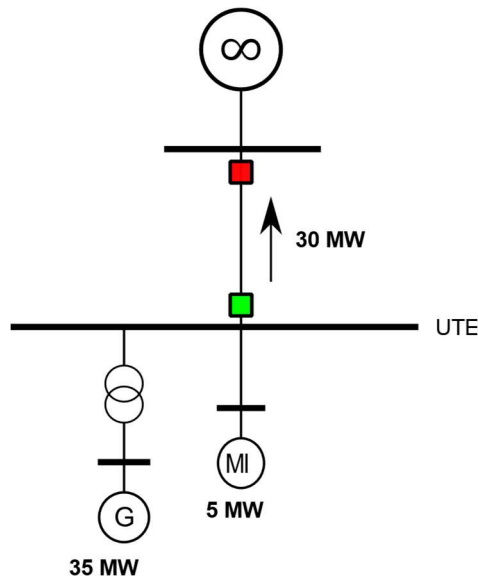


Figura 144: Diagrama do teste de rejeição de cargas do caso Ilha TG-A.

O teste é iniciado pela abertura do disjuntor da linha de transmissão que conecta a usina termelétrica ao sistema interligado, o que possibilita a avaliação da atuação do

modo de controle em ilha da unidade geradora TG-301. Entre as ações de preparação do teste, são realizadas manobras para que o sistema da planta industrial seja alimentado por outra barra da usina termelétrica, que permanece conectada ao sistema interligado.

No mesmo instante em que o regulador isócrono entra em operação, é aplicado à sua saída o sinal de degrau $step_fuel$, que comanda o fechamento rápido de grupos de válvulas da câmara de combustão da turbina a gás. De acordo com as medições obtidas em campo, a aplicação do sinal $step_fuel$ ocasionou uma redução da vazão de combustível da unidade de geração de 3,5 kg/s para 2,5 kg/s.

Para obtenção dos parâmetros do modelo da turbina a gás do turbogerador TG-301, os valores de ganho da turbina K_{turb} , da vazão de combustível a vazio W_{fnl} , do sinal de degrau $step_fuel$ e do coeficiente de amortecimento D_m foram ajustados em diferentes combinações. A inicialização do sinal de combustível f_{sr} depende dos parâmetros K_{turb} e W_{fnl} . Em todos os cenários avaliados, o ajuste da amplitude do degrau $step_fuel$ foi definido de acordo com o valor inicial do sinal f_{sr} , de forma que a porcentagem da redução desse sinal decorrente da aplicação do degrau $step_fuel$ fosse a mesma que foi verificada no teste de campo. A equação (5.5) e a equação (5.6) descrevem o critério de ajuste do degrau $step_fuel$ para uma determinada combinação de ajustes nos parâmetros K_{turb} e W_{fnl} . Por serem pouco significativas, as perdas elétricas no gerador não foram consideradas nas equações.

$$f_{sr_inicial} = \frac{35 \text{ MW}}{\frac{106 \text{ MW}}{K_{turb}}} + W_{fnl} \quad (5.5)$$

$$Step_Fuel = f_{sr_inicial} \cdot \left(1 - \frac{2,5}{3,5}\right) \quad (5.6)$$

A Figura 145 apresenta as medições de frequência do teste de rejeição de carga e o resultado da simulação com a melhor combinação de parâmetros identificada. Os valores das medições de campo foram extraídos diretamente das imagens dos seus

gráficos, com o auxílio de medições manuais e automáticas do programa computacional WebplotDigitizer. Essas medições são denominadas Medição I e Medição II, respectivamente. Os gráficos da Figura 145 mostram que os erros entre o resultado da simulação e as medições de campo não ultrapassam 0,1 Hz.

Testes com alterações nos parâmetros K_{turb} e W_{fnl} foram necessários para o aumento da precisão das simulações. A faixa de 0,198 a 0,26 define exemplos de valores de referência para W_{fnl} . Exemplos de valores típicos de K_{turb} incluem a faixa de 1,26 a 1,5. Deve-se ressaltar que esses parâmetros são valores de referência de modelos de turbinas a gás disponíveis na literatura, mas podem variar de acordo com as especificidades das turbomáquinas. Referências como (CIGRE, 2003), (NERC, 2017), (POURBEIK, et al., 2013) e (MODAU; POURBEIK, 2008) apresentam exemplos de listas de parâmetros aplicáveis a representações computacionais que utilizam o GGOV1. Os testes de campo são opções recomendadas para se consolidar a parametrização dos modelos (POURBEIK, et al., 2013).

Considerando-se os limites de valores típicos de K_{turb} e W_{fnl} , foi verificado que os elementos que mais afetam os resultados das simulações são o controlador PI do regulador isócrono e o termo de amortecimento D_m . Para a obtenção da curva de resposta da Figura 145, o coeficiente de amortecimento do modelo da turbina a gás precisou ser ajustado em $D_m=1,4$.

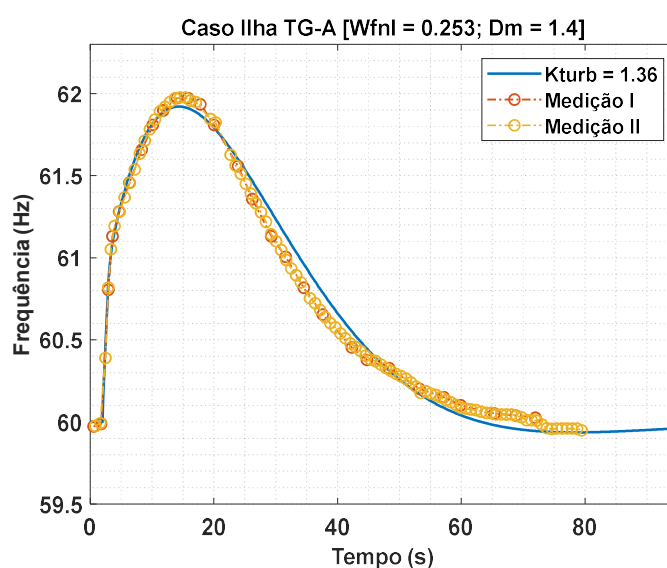


Figura 145: Frequência do sistema ilhado com $D_m = 1,4$ (Ilha TG-A).

A Figura 146 mostra os efeitos da alteração do ganho K_{turb} considerando $W_{fnl} = 0,2$ e $D_m = 1,4$. Observa-se que o aumento do ganho K_{turb} contribui para a elevação da velocidade de resposta da unidade geradora. Porém, as possibilidades de alteração desse ganho são limitadas. Por exemplo, para $K_{turb} = 1,4$ e $W_{fnl} = 0,2$, o valor de 1 pu de vazão de combustível na turbina equivale a 118,7 MW na saída da unidade geradora. Esse valor excede consideravelmente a capacidade máxima nominal da unidade (106 MW).

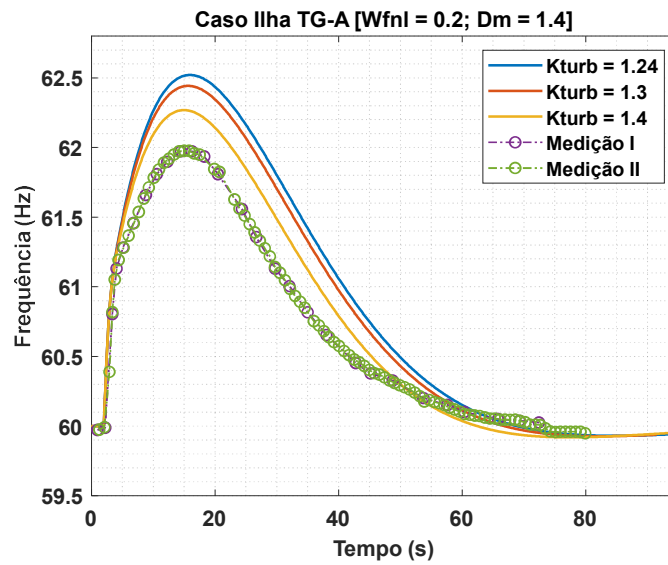


Figura 146: Frequência do sistema com diferentes valores de ganho ($W_{fnl} = 0,2$ e $D_m = 1,4$).

A Figura 147 ilustra os efeitos das mudanças no parâmetro K_{turb} com o ajuste $W_{fnl} = 0,253$ e $D_m = 0,8$. Nas faixas de alterações verificadas, o aumento do ganho K_{turb} contribui para a redução dos erros em relação ao valor de pico da frequência. Os resultados simulados, no entanto, apresentam um amortecimento inferior ao que foi verificado em campo. Apesar desse fato, com a configuração $K_{turb} = 1,5$ e $W_{fnl} = 0,253$, a vazão de 1 pu no comando de combustível da turbina proporciona a potência de saída 118,8 MW.

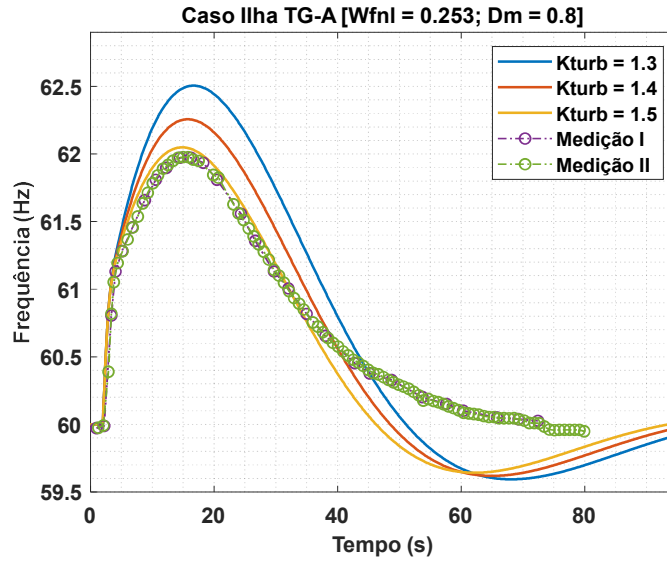


Figura 147: Frequência do sistema com diferentes valores de ganho ($W_{fni} = 0,253$ e $D_m = 0,8$).

A Figura 148 apresenta os resultados de simulações com os parâmetros de referência da Figura 147, exceto o termo de amortecimento, que foi atualizado para $D_m = 1,4$. Com esse ajuste, os resultados obtidos na simulação são compatíveis com o comportamento dinâmico revelado pelas medições de campo. O ganho K_{turb} foi ajustado para se aumentar a precisão do modelo. Com o melhor ajuste identificado para os parâmetros K_{turb} e W_{fni} , a vazão de combustível de 1 pu está associada a 107,8 MW de saída na unidade geradora, o que foi considerado aceitável para os propósitos do estudo de ilhamento.

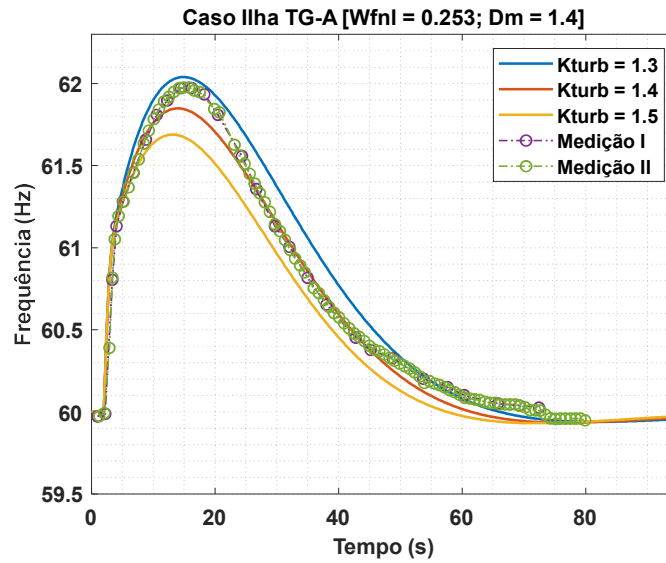


Figura 148: Frequência do sistema com diferentes valores de ganho ($W_{fnl} = 0,253$ e $D_m = 1,4$).

A desconsideração do parâmetro D_m nas simulações proporciona resultados muito distantes dos que foram obtidos em campo. Para fins comparativos, os gráficos das Figuras 149 e 150 apresentam resultados de simulações para diversos ajustes do coeficiente. Convém destacar que a relação do termo D_m com o amortecimento da carga do sistema ilhado não é significativa. A magnitude da carga da ilha é consideravelmente pequena, o que torna as suas mudanças com a frequência pouco influentes nos resultados do teste de rejeição de carga.

O Apêndice B apresenta os parâmetros consolidados para representação do regulador de velocidade e da turbina a gás do turbogerador TG-301. Os parâmetros validados no caso Ilha TG-A foram utilizados como as referências nas simulações deste trabalho.

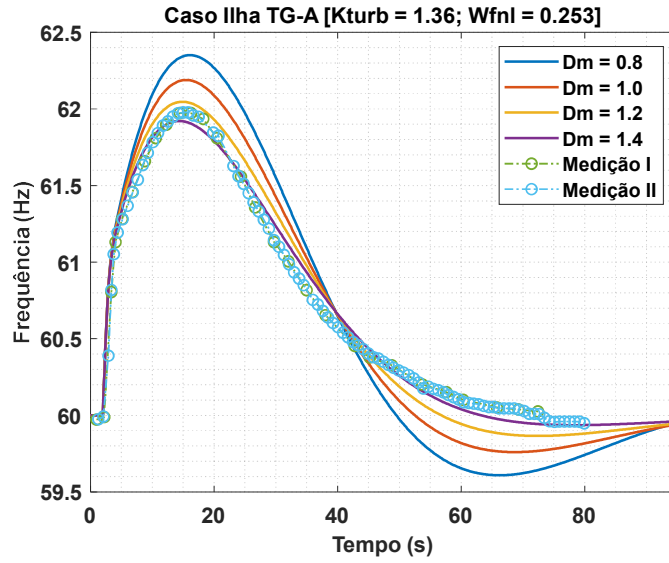


Figura 149: Frequência do sistema ilhado com diversos coeficientes de amortecimento.

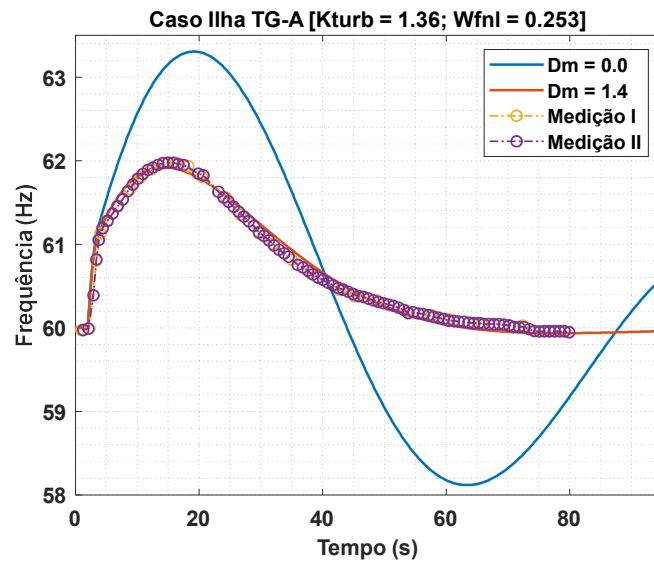


Figura 150: Frequência do sistema ilhado com $D_m = 0,0$ e $D_m = 1,4$ (Ilha TG-A).

5.3.3 Caso Ilha TG-B

A Figura 151 apresenta o diagrama das condições iniciais de um distúrbio real de ilhamento da planta industrial com a usina termelétrica, que abarcou um gerador da usina térmica e as Ilhas I e II da planta. O conjunto de simulações associadas a esse evento é denominado Ilha TG-B.

Uma parcela das cargas da Ilha II é definida por cargas estáticas e um motor síncrono. Embora esse grupo de cargas não tenha ultrapassado 10 % da carga elétrica total da instalação na ocasião do distúrbio, as simulações desenvolvidas neste trabalho não envolveram levantamentos sobre a sua magnitude e distribuição. Esses parâmetros foram estimados para a composição das simulações. A partir do histórico operacional da central térmica, a potência nominal e o carregamento dos motores de indução que representam a carga da barra da usina termelétrica também foram parâmetros baseados em estimativas.

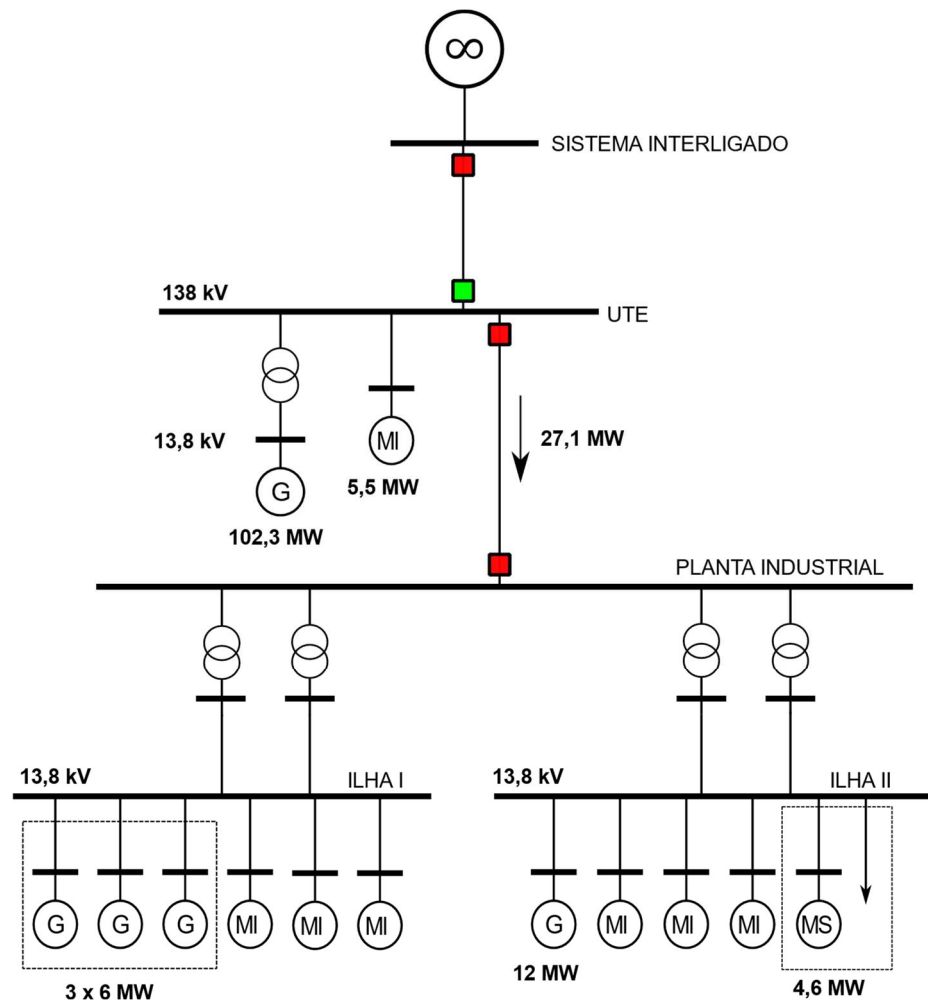


Figura 151: Diagrama simplificado do caso Ilha TG-B.

A Figura 152 apresenta as medições da frequência (cor azul) e da potência elétrica (cor vermelha) do turbogerador a gás TG-301 obtidas do evento de ilhamento. Antes da atuação de sistemas de proteção do turbogerador a gás, a frequência do sistema ilhado atinge um valor máximo de, aproximadamente, 66,1 Hz. Essa variação decorre da

ausência da atuação do regulador de velocidade da unidade TG-301, que permaneceu desabilitado após a ocorrência do distúrbio. Embora essa situação configure uma condição de operação atípica e inesperada, a análise das causas da inexistência de ações do regulador de velocidade da unidade TG-301 no evento de ilhamento não fez parte do escopo deste trabalho.

A medida de tensão da barra da usina termelétrica durante o ilhamento não foi registrada. Porém, de acordo com informações constatadas em campo, a atuação rápida do regulador de tensão do gerador TG-301 preservou o valor da tensão da barra dentro dos limites nominais do sistema.

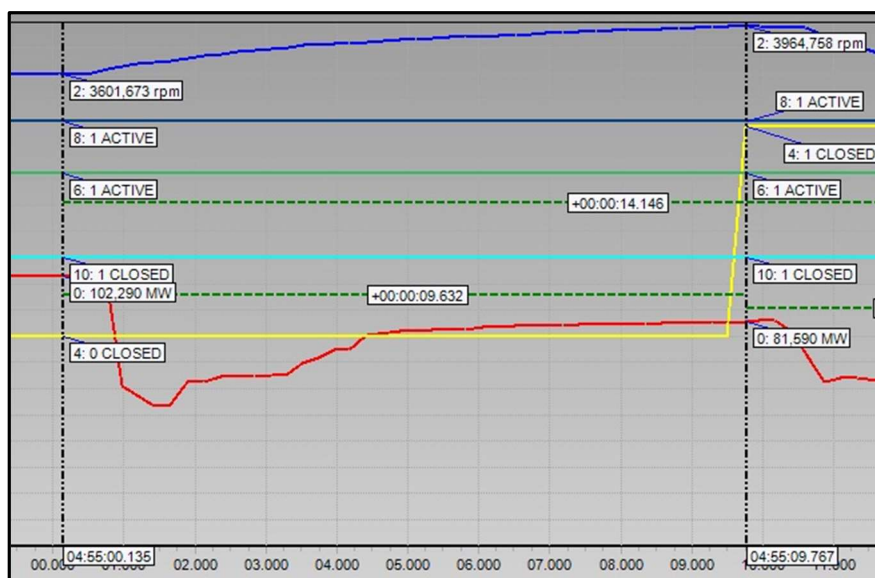


Figura 152: Frequência e potência elétrica do turbogerador a gás no caso Ilha TG-B.

A Figura 152 mostra que a potência elétrica da unidade de geração apresentou uma restauração lenta nos primeiros cinco segundos após o distúrbio. Essa medição pode ter sido influenciada por atrasos na instrumentação de campo ou nos filtros dos programas de aquisição, mas as causas precisas desse comportamento não são conhecidas.

O turbogerador a vapor TG-202 e a caldeira de alta pressão SG-202 da planta industrial encontravam-se fora de operação antes da ocorrência do ilhamento. Portanto, a representação do sistema de vapor da instalação industrial nas simulações do caso Ilha TG-B foi baseada em uma adaptação do modelo do sistema de geração T-200. Esse

modelo modificado engloba apenas uma válvula redutora, a caldeira SG-201, o turbogerador TG-201 e o sistema de média pressão. A representação da máquina primária do turbogerador TG-201 segue o modelo de turbina a vapor TV-21.

Tendo em vista as diferenças entre as potências nominais dos geradores da usina termelétrica e do sistema industrial, pode-se constatar que a dinâmica das pressões dos turbogeradores da planta industrial tem impacto pouco significativo na frequência do sistema ilhado. Entretanto, em determinados estudos, a modelagem do sistema de vapor nas simulações de eventos como o caso Ilha TG-B pode proporcionar informações preliminares importantes sobre a instalação, que podem ser subsídios para a análise geral de ações de controle, proteção e limites operacionais das caldeiras e dos turbogeradores.

Para representar os efeitos da ausência da atuação do regulador de velocidade da unidade TG-301 nas simulações, foi utilizado um comando do programa de simulação que proporciona a correção do torque mecânico do gerador de acordo com mudanças na sua velocidade de rotação. A partir da utilização desse comando, como resultado da inexistência de modificações na potência mecânica fornecida ao gerador, o produto entre o torque mecânico a ele aplicado e a sua velocidade de rotação é considerado constante. Essa abordagem proposta tem como referência cenários previstos na literatura para representação de turbinas a vapor ou turbinas hidráulicas sem regulação (VITTAL et al., 2020).

As simulações do caso Ilha TG-B englobaram situações diversificadas de ilhamento, definidas por combinações de métodos de cálculo do torque mecânico, ajustes nas cargas elétricas do sistema e variações do coeficiente de amortecimento D_m da unidade TG-301. Os primeiros ajustes do coeficiente D_m consideraram o valor que foi validado na análise do caso Ilha TG-A ($D_m = 1,4$). No entanto, foi identificado que outros ajustes também possibilitam a obtenção de resultados aceitáveis.

A Tabela 12 apresenta as características gerais das simulações de 8 (oito) cenários selecionados referentes ao caso Ilha TG-B, que apresentaram resultados compatíveis com as medições de campo. Com relação aos ajustes dos modelos de carga, nessa tabela são identificados o coeficiente da curva conjugado-velocidade (m) dos motores de indução, constante de inércia dos motores de indução H_{mot} e sugestões para representação das parcelas referentes a cargas estáticas e motores síncronos da planta industrial. As cargas

estáticas são representadas por um modelo concentrado do tipo ZIP de potência constante, ao passo que o modelo matemático do motor síncrono é o mesmo que é utilizado para representação dos geradores síncronos.

Os cenários IV, V e VI são referentes às únicas simulações em que o comando de correção do torque mecânico não foi habilitado. Essa informação é identificada pela descrição N/A na coluna TM da Tabela 12.

As simulações dos cenários propostos consideram incertezas relativas aos tipos e magnitudes das cargas da instalação industrial. Essas simulações também viabilizam a verificação das influências do método de cálculo do torque mecânico e dos ajustes do coeficiente de amortecimento D_m nos episódios de ilhamento.

Tabela 12: Cenários simulados no caso Ilha TG-B.

Cenário	D_m	TM	Hmot	m	ZIP (3,1 MW)	MS (1,5 MW)
I	0,8	X	1,0	2,0	N/A	N/A
II	0,8	X	1,0	2,0	100 % P	X
III	1,4	X	1,0	2,0	N/A	N/A
IV	1,4	N/A	1,0	2,0	N/A	N/A
V	1,4	N/A	1,6	2,2	100 % P	X
VI	1,4	N/A	1,6	2,0	N/A	N/A
VII	1,0	X	1,0	2,0	N/A	N/A
VIII	1,2	X	1,0	2,0	N/A	N/A

Os gráficos das Figuras 153 a 170 apresentam os resultados das simulações do caso Ilha TG-B. Essas figuras também mostram as medições obtidas em campo de frequência e potência elétrica do turbogerador a gás TG-301. Assim como no caso Ilha TG-A, os valores das medições de campo foram extraídos diretamente das imagens dos seus respectivos gráficos, com o auxílio de medições manuais e automáticas do programa computacional WebplotDigitizer. As designações Medição I e Medição II indicam, respectivamente, as medições manuais e automáticas fornecidas pelo programa.

A comparação entre os gráficos dos cenários da Tabela 12 permite constatar que a precisão da definição da magnitude, distribuição ou modelagem das cargas diferentes de motores de indução não influencia os resultados das simulações de forma substancial, em função da participação relativamente pequena desse grupo de cargas no sistema. Isso é exemplificado pela comparação entre os resultados dos cenários I e II ou dos gráficos

referentes aos cenários IV e V. Em contrapartida, as imprecisões da modelagem dos modelos agregados dos motores de indução podem ter impactos importantes nos resultados obtidos, especialmente diante da elevada variação de frequência da ilha.

Nas simulações em que há correção do torque mecânico com a velocidade, os cenários com o ajuste $D_m = 0,8$ apresentaram, de maneira global, os menores desvios em relação às medições de campo. Sem a correção do torque mecânico, o ajuste $D_m = 1,4$ também proporcionou desvios relativamente pequenos, o que pode ser verificado nos gráficos referentes às simulações dos cenários IV, V e VI. Porém, com a desativação do mecanismo de correção, o torque mecânico da unidade geradora apresenta um valor fixo e independente do aumento da sua velocidade, sem que exista alteração do sinal de comando de combustível da máquina primária. Ainda que partam de premissas distintas, os resultados com e sem a correção do torque mecânico contribuem para a verificação da extensão e da sensibilidade das faixas de ajustes dos parâmetros.

Conforme o que é apontado em (VITTAL et al., 2020) para representação de turbinas a vapor e hidráulicas sem regulação, a premissa de que o produto entre torque e velocidade é constante é aceitável dentro de faixas restritivas de velocidade. Para a análise de eventos em que há variações de frequência como a observada no caso ilha TG-B podem ser recomendáveis modelos matemáticos de maior complexidade, que incluam, por exemplo, correlações mais detalhadas entre torque mecânico, potência mecânica e velocidade da turbina a gás.

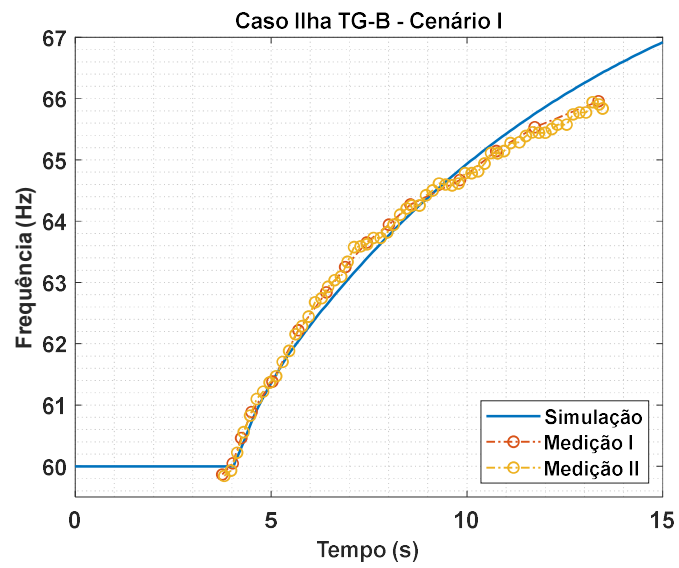


Figura 153: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-B Cenário I).

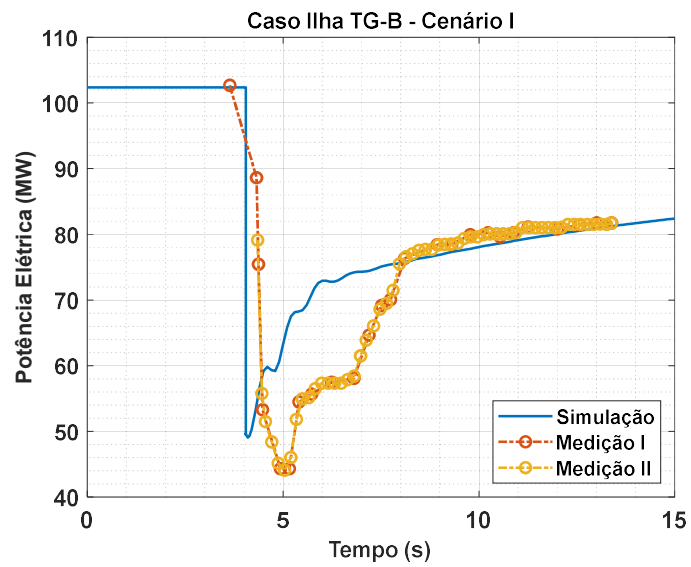


Figura 154: Potência elétrica do TG-301 (Ilha TG-B Cenário I).

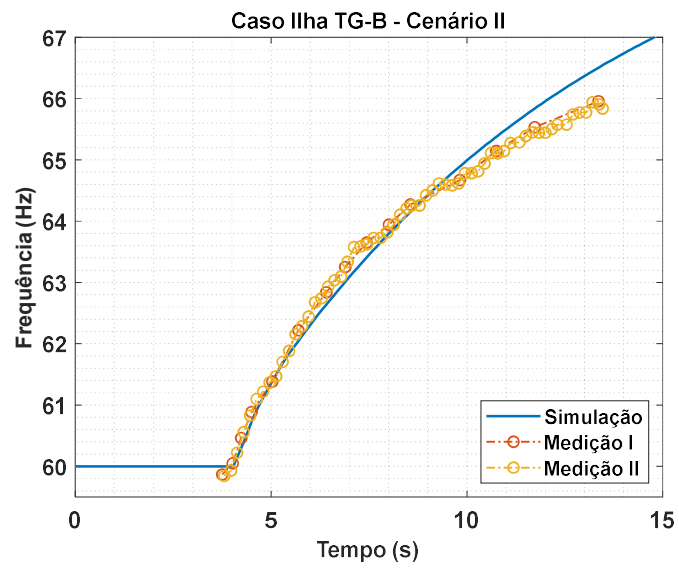


Figura 155: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-B Cenário II).

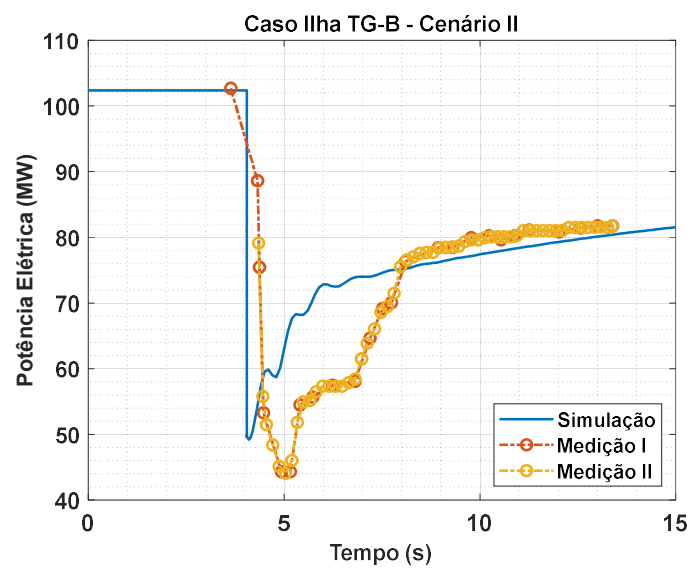


Figura 156: Potência elétrica do TG-301 (Ilha TG-B Cenário II).

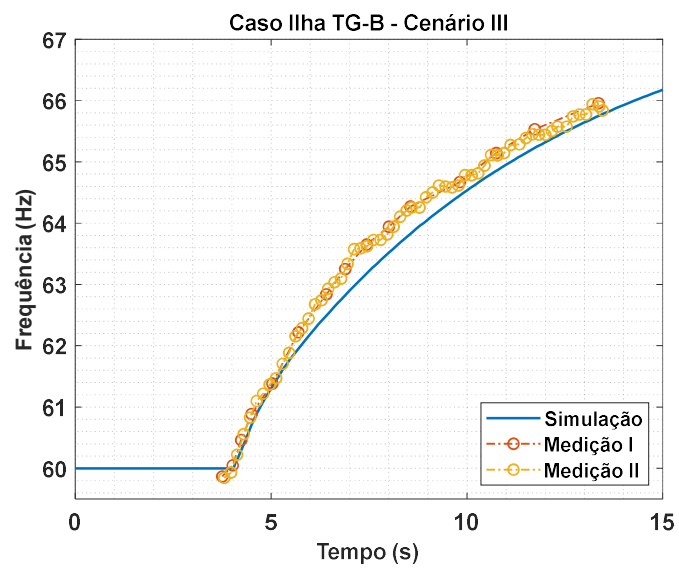


Figura 157: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-B Cenário II).

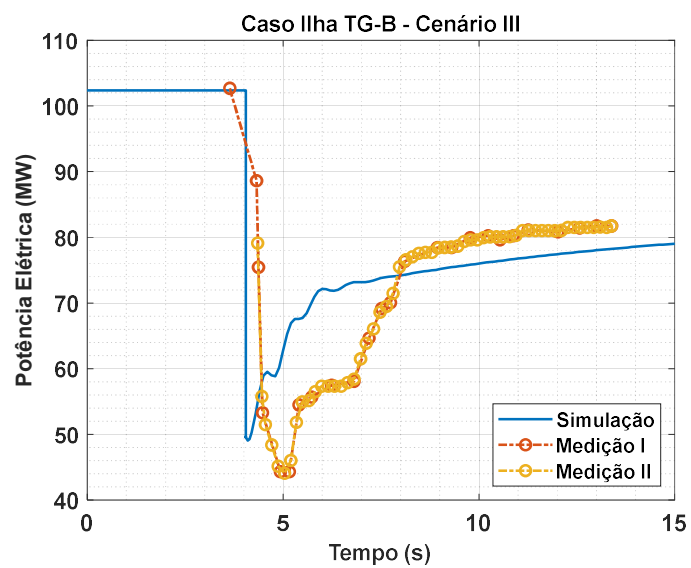


Figura 158: Potência elétrica do TG-301 (Ilha TG-B Cenário III).

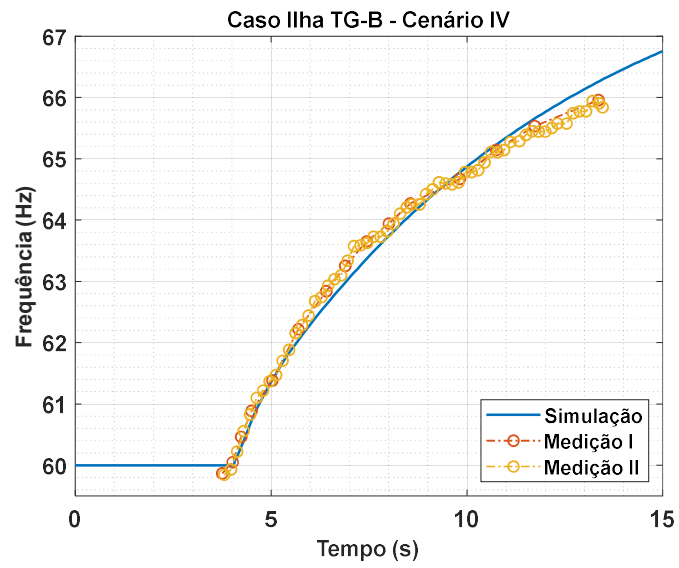


Figura 159: Freqüência do sistema ilhado (Ilha TG-B Cenário IV).

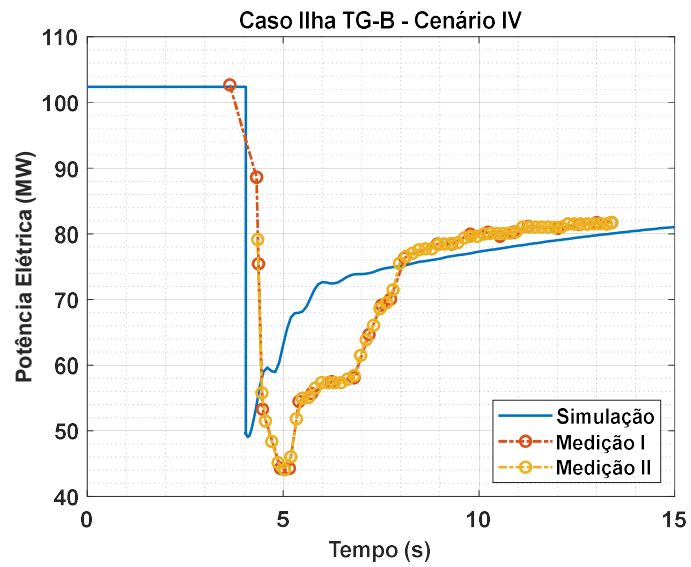


Figura 160: Potência elétrica do TG-301 (Ilha TG-B Cenário IV).

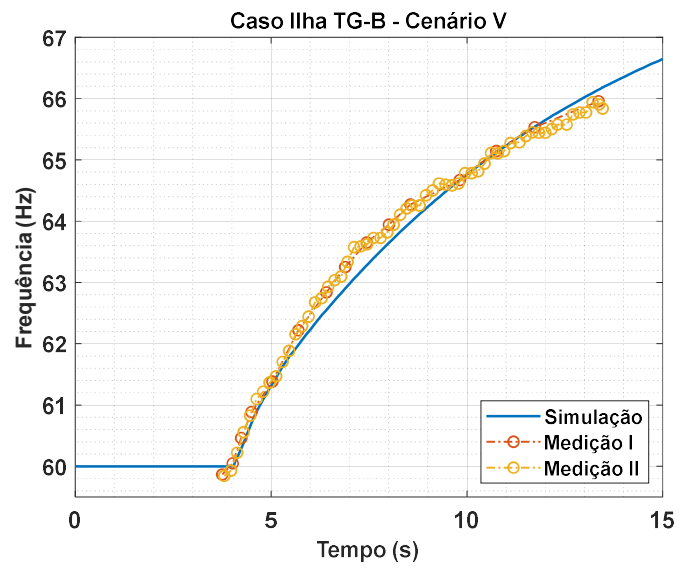


Figura 161: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-B Cenário V).

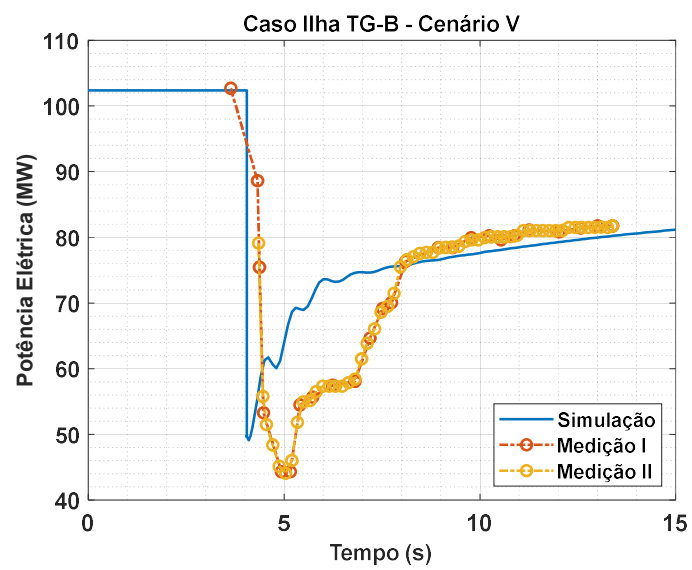


Figura 162: Potência elétrica do TG-301 (Ilha TG-B Cenário V).

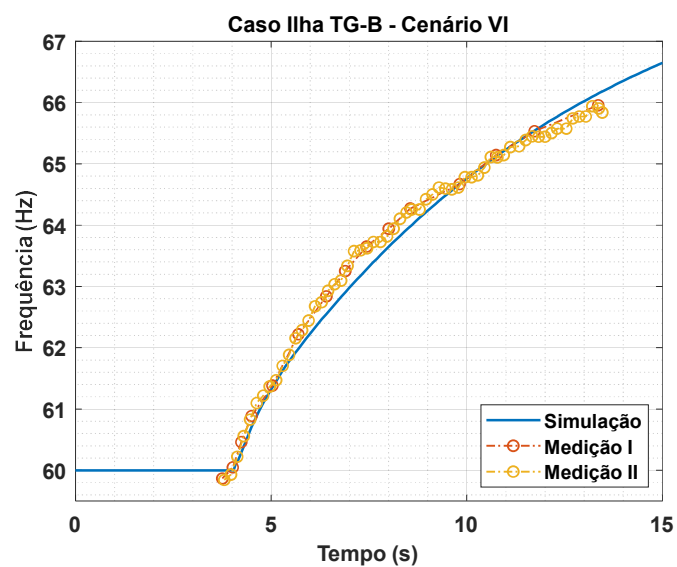


Figura 163: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-B Cenário VI).

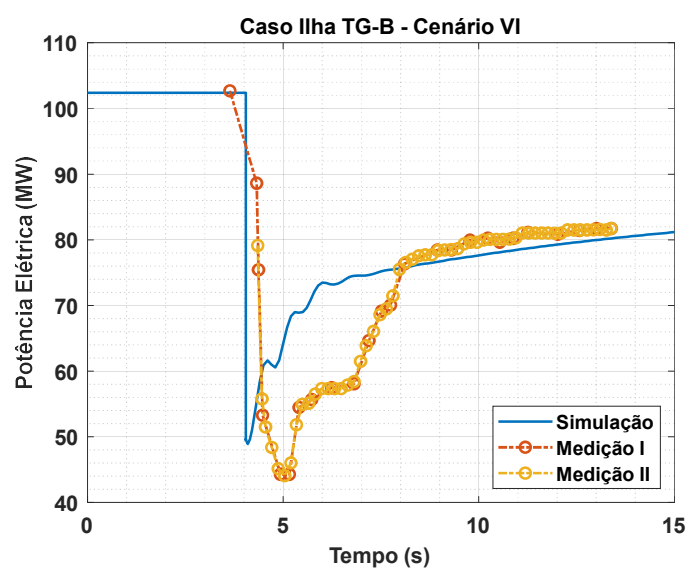


Figura 164: Potência elétrica do TG-301 (Ilha TG-B Cenário VI).

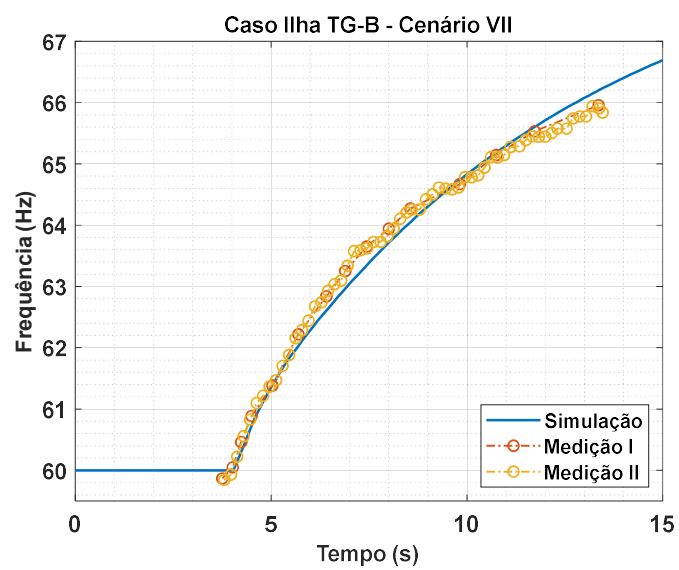


Figura 165: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-B Cenário VII).

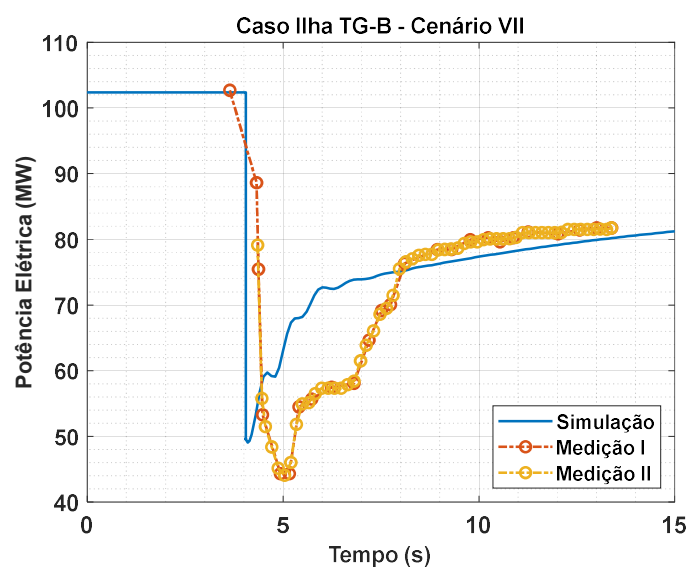


Figura 166: Potência elétrica do TG-301 (Ilha TG-B Cenário VII).

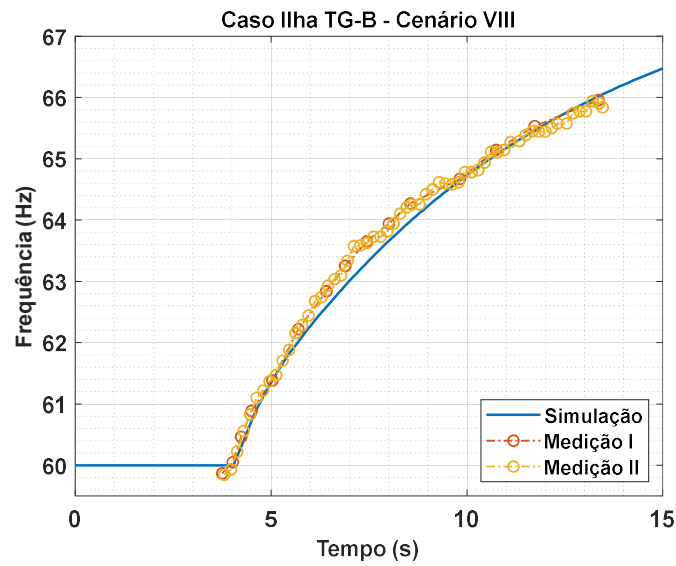


Figura 167: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-B Cenário VIII).

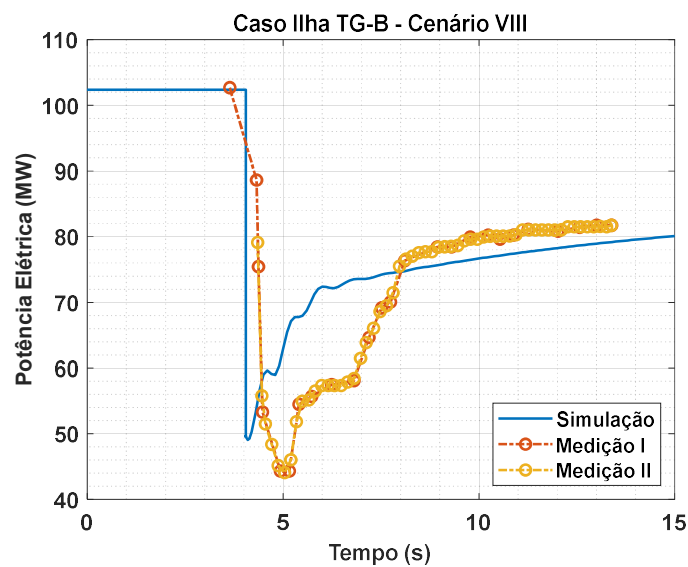


Figura 168: Potência elétrica do TG-301 (Ilha TG-B Cenário VIII).

Os gráficos das Figuras 169 e 170 mostram resultados de simulações do caso Ilha TG-B que abarcam os ajustes de amortecimento dos cenários I, II, VII e VIII, além dos resultados obtidos sem a utilização do coeficiente de amortecimento. Nessas simulações, as cargas do sistema ilhado são constituídas estritamente de motores de indução. Esses

gráficos ilustram a influência das alterações do coeficiente de amortecimento D_m na frequência da ilha e na potência elétrica da unidade geradora TG-301. Pode ser constatado que sem a aplicação do coeficiente de amortecimento D_m os erros dos resultados simulados em relação às medidas do distúrbio real tornam-se significativos. As diferenças entre as taxas de variação de frequência e de potência elétrica são notáveis nas simulações.

Além da atípica variação de frequência que caracterizou o distúrbio, as imprecisões das medições obtidas e da modelagem das cargas elétricas impactam a avaliação dos resultados do caso Ilha TG-B. A precisão dos resultados do teste de rejeição de carga do caso Ilha TG-A também pode ser afetada pelos erros de instrumentação de campo e pelas aproximações consideradas para a realização das simulações. Diante dessas incertezas, os resultados das simulações dos 8 (oito) cenários selecionados para o caso Ilha TG-B foram considerados representativos. Essa é a razão pela qual os próximos casos de ilhamento analisados neste trabalho também consideram os limites dos ajustes do termo de amortecimento D_m mostrados na Tabela 12.

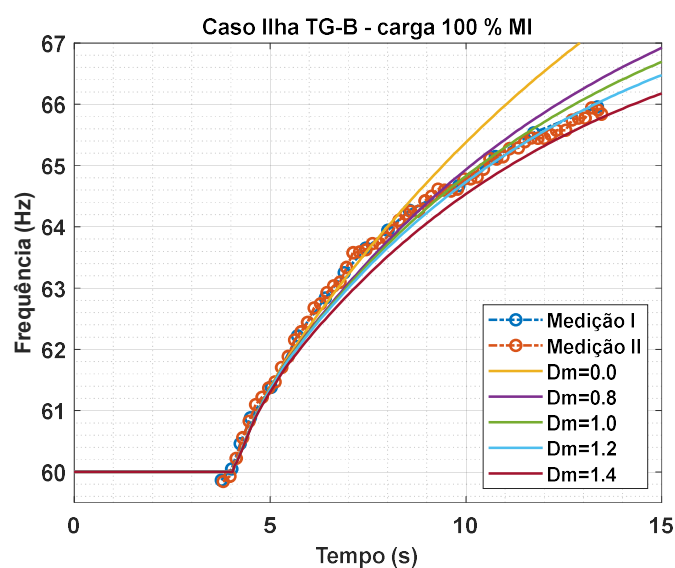


Figura 169: Frequência do sistema para diferentes coeficientes de amortecimento D_m .

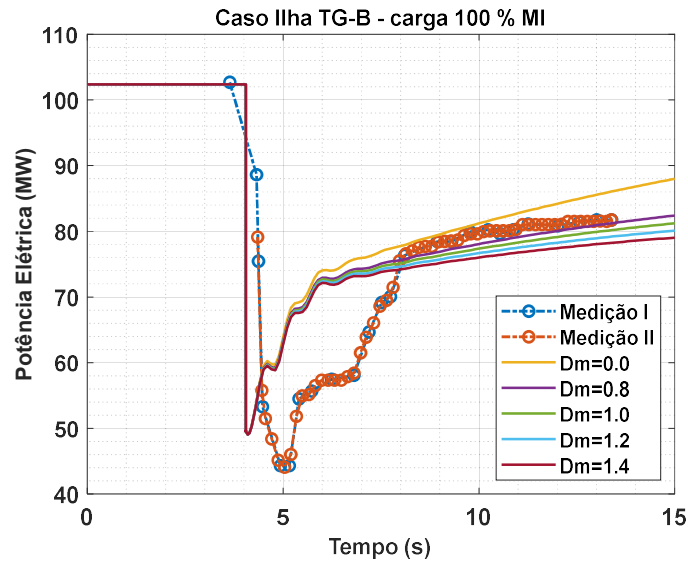


Figura 170: Potência elétrica do TG-301 para diferentes coeficientes de amortecimento.

5.3.4 Caso Ilha TG-C

Este segmento aborda a análise de uma série de simulações de ilhamento da usina termelétrica com o sistema industrial. Os cenários simulados estão centrados na investigação da atuação do turbogerador a gás TG-301 no controle de frequência do sistema ilhado. A perturbação que antecede o ilhamento é a aplicação de um curto-circuito trifásico numa barra pertencente ao sistema interligado. Em seguida, transcorrido o período de 100 ms, ocorre a abertura de disjuntores que conectam a central térmica a esse sistema. Esse conjunto de simulações é denominado Ilha TG-C.

Para se avaliar a influência da quantidade inicial de turbogeradores a gás na frequência do sistema ilhado, as simulações do caso Ilha TG-C abarcaram cenários de ilhamento com um, três, cinco e nove turbogeradores a gás, conforme os diagramas simplificados apresentados nas Figuras 171 a 174.

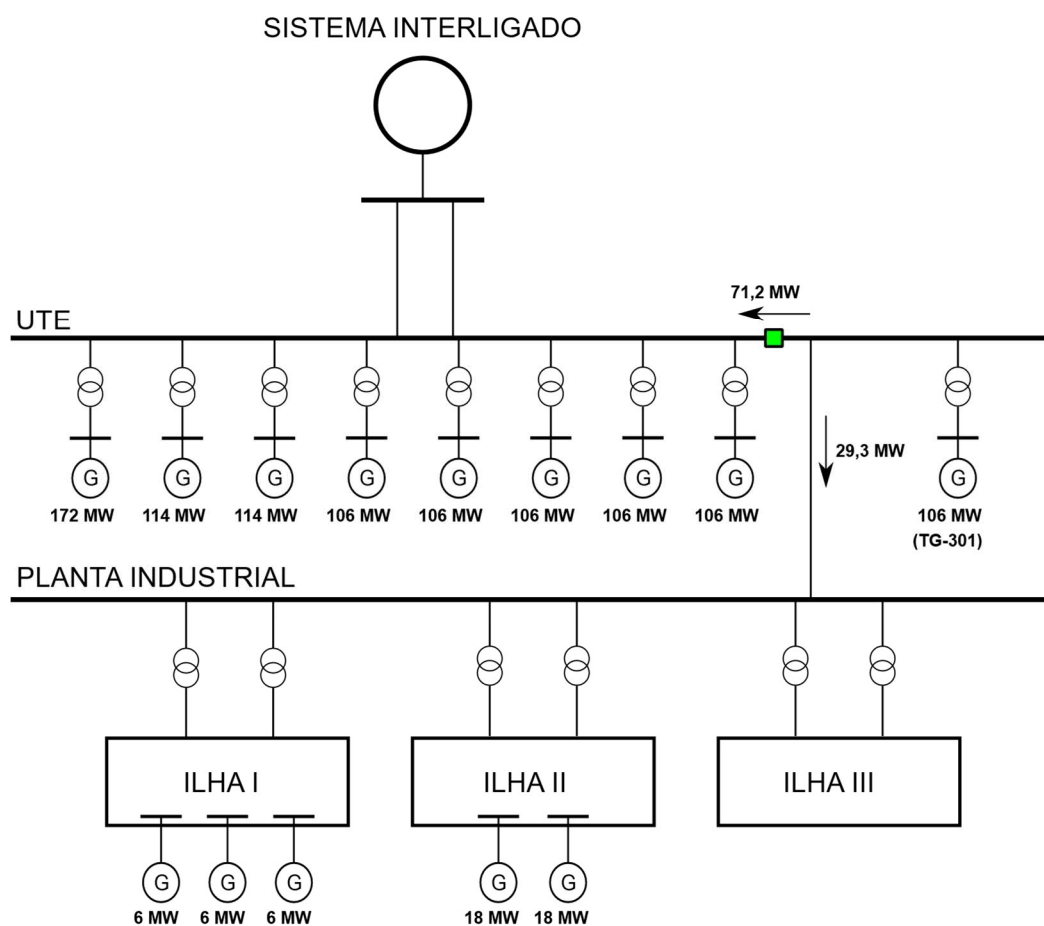


Figura 171: Caso Ilha TG-C (1 TG).

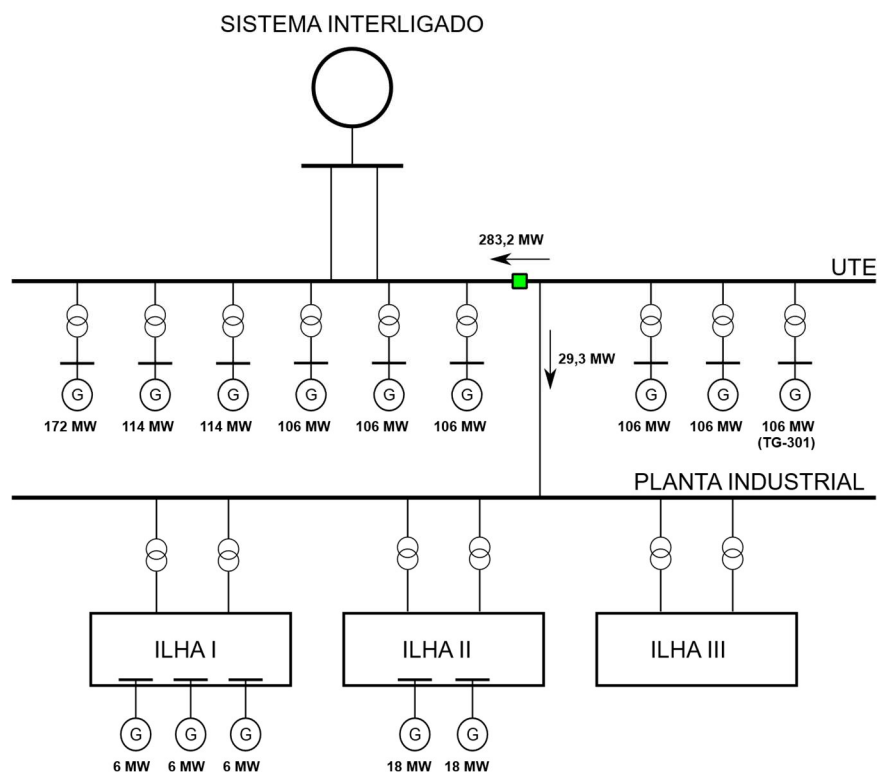


Figura 172: Caso Ilha TG-C (3 TGs).

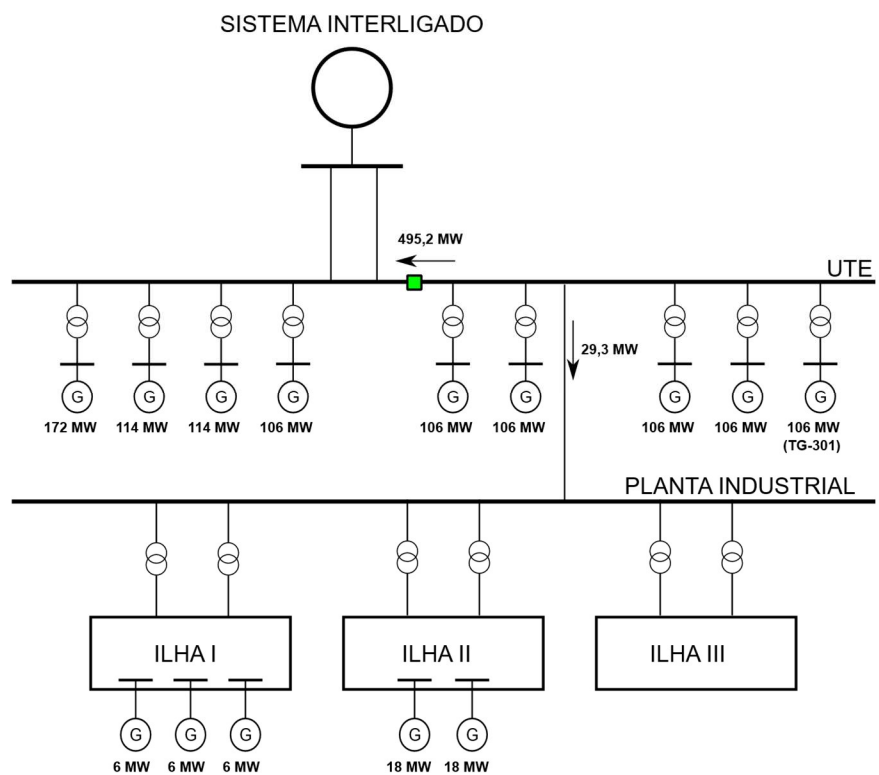


Figura 173: Caso Ilha TG-C- (5 TGs).

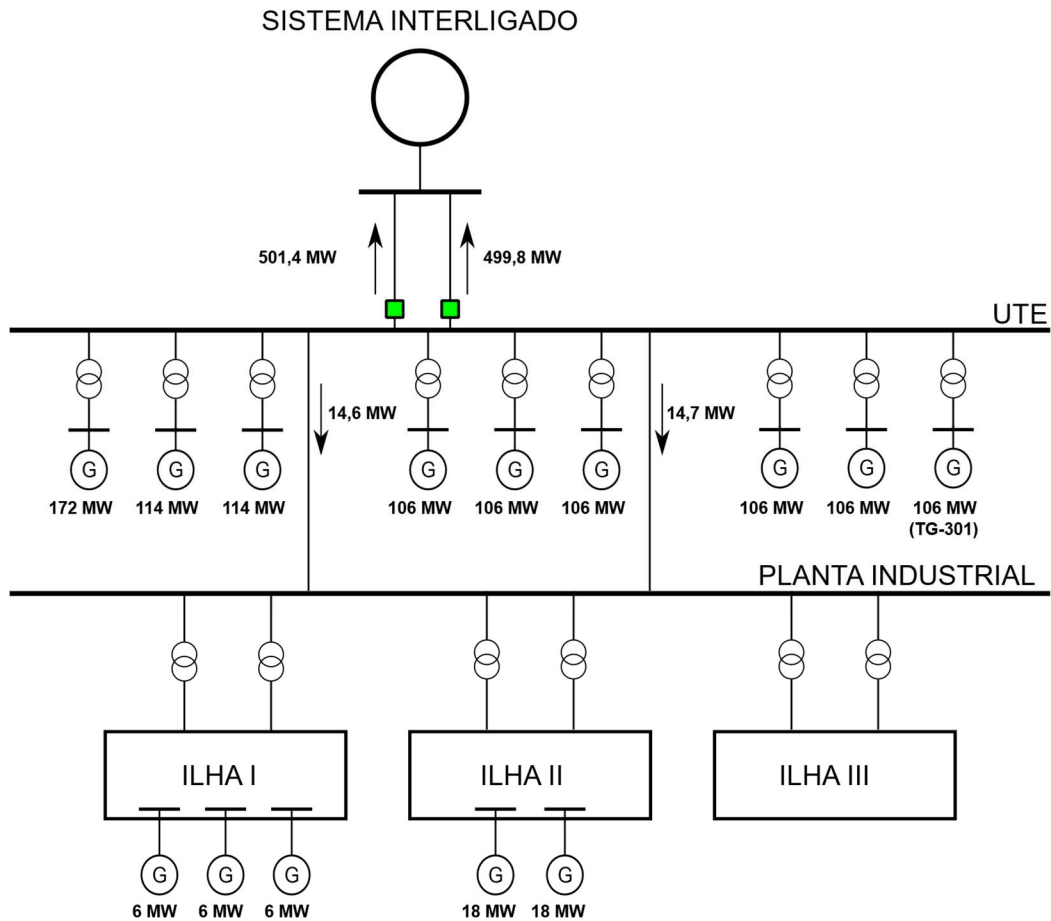


Figura 174: Caso Ilha TG-C (9 TGs).

5.3.4.1 Premissas e Ajustes das Simulações

Nas simulações do caso Ilha TG-C, foram utilizados os parâmetros dos modelos da turbina e do regulador de velocidade consolidados no caso Ilha TG-A. A única exceção diz respeito ao coeficiente de amortecimento D_m , para o qual também foram considerados outros valores. As principais premissas e ajustes das simulações do caso Ilha TG-C são detalhados adiante:

- **Ajustes do coeficiente de amortecimento D_m :** conforme a análise do caso Ilha TG-A, foi identificado que o ajuste do coeficiente de amortecimento em $D_m = 1,4$ é o mais adequado para as simulações do teste de rejeição de carga. Entretanto, nas simulações do caso Ilha TG-B, constatou-se que a faixa de ajustes de $D_m = 0,8$ até $D_m = 1,4$ oferece resultados compatíveis com as medições de campo. Para fins comparativos, as simulações do caso Ilha TG-C englobaram três ajustes

distintos do amortecimento da unidade de geração TG-301, quais sejam, $D_m = 0$, $D_m = 0,8$ e $D_m = 1,4$.

- **Comando em degrau das válvulas de combustível:** no caso Ilha TG-A, a aplicação do sinal de degrau `step_fuel` do regulador de velocidade da unidade TG-301 representou uma redução de cerca de 30 % na injeção de combustível da turbina. Nas simulações do caso Ilha TG-C, foi considerada a aplicação do sinal `step_fuel` em níveis diversificados, que variam de 0% até 30 %. Essa abordagem proposta visa à investigação da influência das possíveis mudanças na magnitude do sinal `step_fuel` no comportamento dinâmico da frequência do sistema.
- **Cargas elétricas e sistema de vapor da planta:** nas simulações do caso Ilha TG-C, as cargas elétricas do sistema ilhado são integralmente representadas por motores de indução, de acordo com o sistema apresentado no capítulo 4. As cargas da UTE são representadas por dois motores de indução equivalentes com a potência total de 5,5 MW, conforme as mesmas estimativas consideradas nas simulações do caso Ilha TG-B. Para representação dos sistemas de caldeiras e do suprimento de vapor da planta industrial, o sistema de geração a vapor T-200 foi implementado. A representação matemática da turbina a vapor dos turbogeradores TG-201 e TG-202 segue o modelo TV-21. Ao longo do desenvolvimento deste trabalho, foram considerados diferentes níveis de carregamento inicial das unidades geradoras TG-200. Por essa razão, algumas simulações consideraram ajustes de carga em 18 MW, e outras apresentam o ajuste de 12 MW. Embora definam níveis realistas de carga da instalação industrial, é demonstrado, com o apoio de algumas das simulações, que essas variações de ajustes não têm impactos significativos nos estudos de ilhamento da unidade TG-301.
- **Atuação de relés de frequência:** de acordo com uma lógica de proteção da usina termelétrica, quando a frequência do sistema atinge o valor de corte de 63 Hz, apenas o turbogerador a gás responsável pelo controle de frequência do sistema ilhado deve continuar em operação, e as demais unidades de geração devem ser desconectadas da barra da usina. Há uma temporização intencional de até 600 ms entre o instante da detecção da frequência de corte e o instante de desconexão das

unidades de geração que não atuam no controle de frequência da ilha. Nas simulações do caso Ilha TG-C, um modelo matemático para representação desse sistema de proteção foi implementado. A esse modelo foi atribuída a designação RELÉ-UTE.

- **Habilitação e tempo de detecção do regulador de velocidade:** apenas a unidade geradora TG-301, que realiza o controle de frequência da ilha, tem o regulador de velocidade habilitado. Nas simulações, as demais unidades de geração da usina não estão associadas a quaisquer mecanismos de controle de velocidade. Normalmente os reguladores de velocidade de todas as unidades estão habilitados e, quando em operação no modo interligado, as máquinas usualmente operam na potência de base, de acordo com os limites estabelecidos pelo controle de temperatura. Porém, o ajuste proposto para as simulações visa à verificação dos piores cenários esperados nos eventos de ilhamento.

5.3.4.2 Simulações de Ilhamento com apenas um Turbogenerador a Gás

Os gráficos das Figuras 175 a 180 são referentes a resultados de simulações de eventos de ilhamento com a participação de apenas 1 (um) turbogerador da usina termelétrica, de acordo com a topologia apresentada na Figura 171.

O cenário apresentado na Figura 175 é definido por três ajustes distintos do coeficiente de amortecimento D_m do turbogerador a gás, sem aplicação do sinal `step_fuel` no controle de velocidade. A geração inicial individual dos turbogeradores a vapor TG-201 e TG-202 é 12 MW. Os resultados obtidos mostram que o valor máximo atingido pela da frequência da ilha é aproximadamente 62,95 Hz, para a simulação em que não há ajustes de amortecimento D_m . Os gráficos das simulações com ajustes de amortecimento $D_m = 0,8$ e $D_m = 1,4$ apresentaram valores de pico 62,5 Hz e 62,3 Hz, respectivamente.

Os gráficos das Figuras 176 e 177 apresentam resultados de simulações com ajustes de amortecimento $D_m = 1,4$ e $D_m = 0,8$, mediante alterações na amplitude do sinal de degrau `step_fuel`. Nessas simulações, a geração inicial individual dos turbogeradores TG-201 e TG-202 é 18 MW.

De acordo com o conjunto de resultados simulados associados ao ajuste $D_m = 1,4$ apresentado na Figura 176, o valor máximo da frequência do sistema ilhado é 62,34 Hz sem a aplicação do sinal step_fuel e 61,03 Hz para o caso em que a amplitude do degrau step_fuel é 30 %. Para essa mesma faixa de amplitudes do sinal de degrau, os valores de pico da frequência do sistema ilhado nas simulações referentes ao ajuste $D_m = 0,8$ são 62,64 Hz e 61,33 Hz, conforme os gráficos mostrados na Figura 177. Os resultados explicitam os efeitos da seleção da magnitude do sinal de combustível, com variações substanciais no padrão das respostas, mesmo se considerado o degrau de amplitude 10 %.

As Figuras 178, 179 e 180 reúnem os gráficos de simulações com o ajuste $D_m = 1,4$ e $D_m = 0,8$ referentes a mudanças na amplitude do sinal step_fuel. A geração inicial dos turbogeradores TG-201 e TG-202 é 12 MW nessas simulações. A Tabela 13 apresenta os valores de pico da frequência do sistema ilhado nesses três cenários simulados.

Tabela 13: Valores de pico dos resultados mostrados nas Figuras 178, 179 e 180.

Caso Ilha TG-C com 1 TG		
Amplitude step_fuel	Valor de pico ($D_m = 0,8$)	Valor de pico ($D_m = 1,4$)
30 %	61,32 Hz	61 Hz
10 %	61,94 Hz	61,6 Hz
0 %	62,63 Hz	62,48 Hz

As simulações de ilhamento com uma unidade geradora na usina térmica permitem a constatação de que a diferença entre os resultados obtidos com os ajustes $D_m = 0,8$ e $D_m = 1,4$ é relativamente pequena. Não obstante, as simulações com o ajuste $D_m = 0,0$ indicam que a desconsideração do coeficiente de amortecimento pode estar associada a erros importantes na avaliação de casos reais de ilhamento.

Os valores de pico e as velocidades de respostas da frequência resultantes de desbalanços de carga e geração são influenciados, principalmente, pela composição de efeitos das ações dos reguladores de velocidade, nível do desbalanço carga-geração, inércia equivalente e amortecimento do sistema. Esse último pode englobar efeitos associados às unidades de geração e às cargas elétricas do sistema ilhado.

As diferenças relativamente pequenas entre os resultados das simulações com $D_m = 0,8$ e $D_m = 1,4$ indicam que o desbalanço carga-geração inicial do sistema ilhado não é suficientemente elevado para que, nessa faixa de ajustes, os efeitos de modificações do

parâmetro D_m sejam significativos. A aproximação entre os resultados é ainda mais proeminente nos casos de aplicação do sinal de degrau `step_fuel`, onde ocorre a redução da magnitude do desbalanço entre a carga e a geração da ilha no primeiro segundo após o distúrbio.

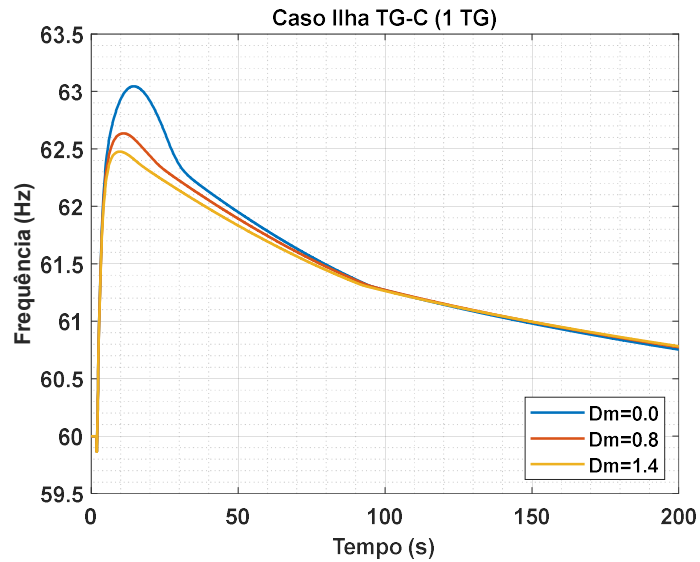


Figura 175: Frequência do sistema ilhado para diferentes coeficientes de amortecimento D_m no caso ilha TG-C (1TG).

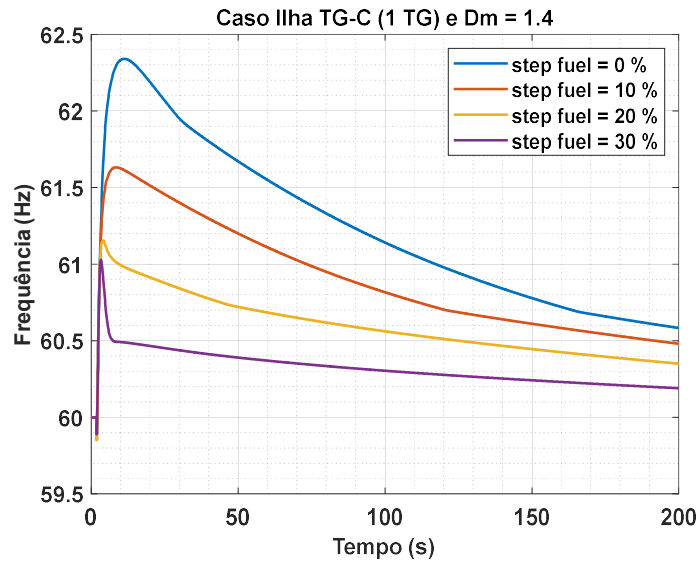


Figura 176: Frequência do sistema ilhado para diferentes magnitudes do sinal `step_fuel` no caso ilha TG-C (1TG) com $D_m = 1.4$.

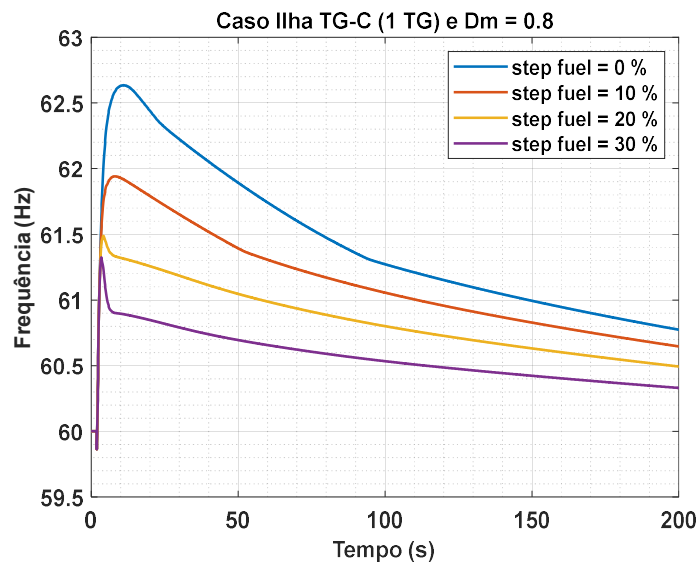


Figura 177: Frequência do sistema ilhado para diferentes magnitudes do sinal step_fuel no caso ilha TG-C (1TG) com $D_m = 0,8$.

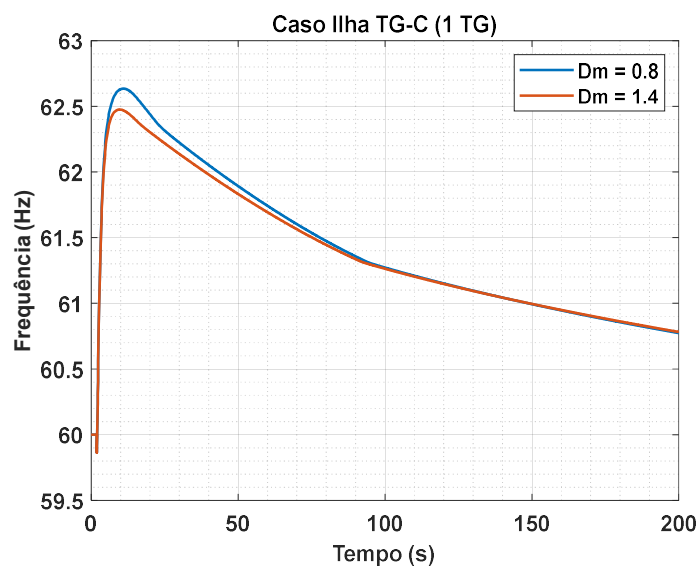


Figura 178: Frequência do sistema ilhado no caso ilha TG-C (1TG) com diferentes ajustes do coeficiente de amortecimento.

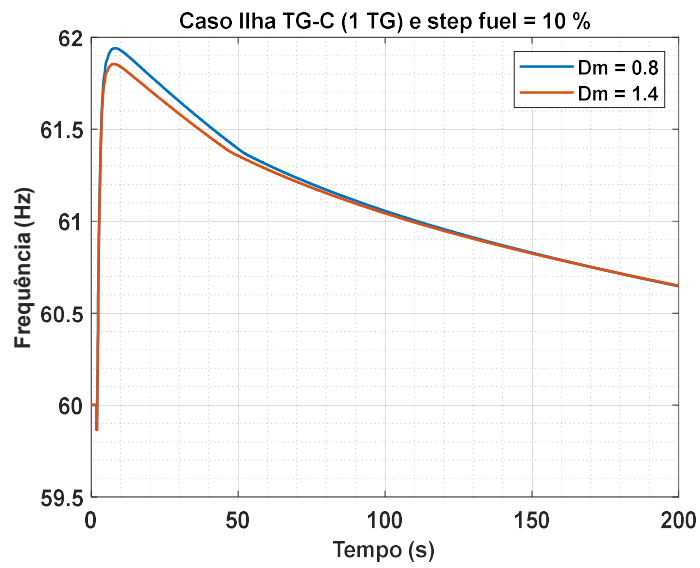


Figura 179: Frequência do sistema ilhado no caso ilha TG-C (1TG) com diferentes ajustes do coeficiente de amortecimento e step_fuel = 10 %.

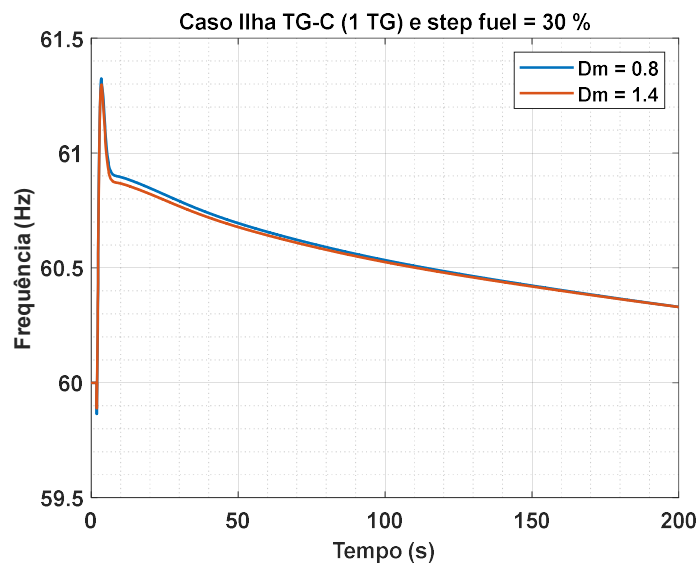


Figura 180: Frequência do sistema ilhado no caso ilha TG-C (1TG) com diferentes ajustes do coeficiente de amortecimento e step_fuel = 30 %.

5.3.4.3 Simulações de Ilhamento com mais de um Turbogenerador a Gás

Os gráficos das Figuras 181 a 190 apresentam resultados de simulações de ilhamento que envolvem a participação de mais de um turbogenerador a gás da usina termelétrica, conforme os diagramas apresentados nas Figuras 172, 173 e 174. Em todos os cenários simulados, o turbogenerador a gás TG-301 desempenha o controle de frequência do sistema ilhado. Os demais turbogeneradores da usina termelétrica têm os seus reguladores de velocidade desabilitados nas simulações. A geração inicial dos turbogeneradores a vapor TG-201 e TG-202 é 12 MW nos casos analisados.

Nos cenários de ilhamento com mais de um turbogenerador, o relé de frequência RELÉ-UTE da usina termelétrica atuou para a desconexão de todas as unidades de geração da usina que participaram do ilhamento, exceto o turbogenerador TG-301. A atuação do esquema de proteção da usina justifica a interrupção abrupta do crescimento da frequência verificada nos gráficos da Figura 181 referentes a distúrbios de ilhamento com três, cinco e nove unidades geradoras.

O aumento da quantidade de unidades geradoras da usina no evento de ilhamento acarreta a elevação do desbalanço inicial entre carga e geração e a ampliação da inércia equivalente do sistema ilhado. Com o aumento da participação das unidades da usina no distúrbio, os efeitos da aceleração da constante de inércia equivalente do sistema podem ser notados na ampliação dos valores máximos de frequência, conforme os gráficos da Figura 181.

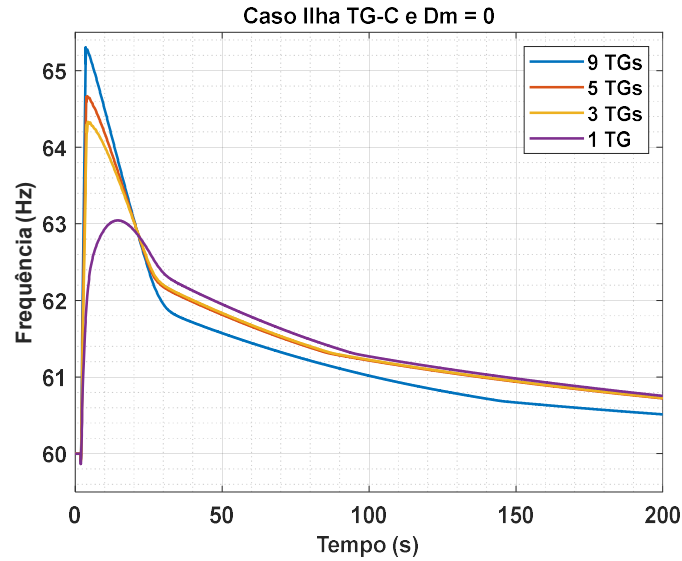


Figura 181: Frequência da ilha para diferentes configurações de geradores (Ilha TG-C).

A Figura 182 mostra resultados de simulações de ilhamento com nove turbogeradores a gás, com alterações na amplitude do sinal `step_fuel` aplicado ao regulador isócrono da unidade TG-301. Na Figura 183 são apresentados os resultados das simulações dos mesmos cenários do gráfico da Figura 182, complementadas com o ajuste do coeficiente de amortecimento da unidade TG-301 em $D_m = 0,8$.

Nos cenários de ilhamento com três, cinco ou nove unidades de geração na usina termelétrica, o coeficiente de amortecimento D_m tem pouca influência no valor máximo de frequência do sistema ilhado porque, até o instante de atuação do relé de frequência, o desbalanço carga-geração e a inércia equivalente da ilha são os fatores que contribuem mais sensivelmente para os resultados das simulações.

Os resultados apresentados nas Figuras 182 e 183 demonstram que, nos cenários em que ocorre aplicação do degrau de combustível, em função da grande redução do desbalanço carga-geração nos instantes iniciais de simulação, as diferenças proporcionadas pelos ajustes em D_m também são muito pequenas. Entretanto, nas simulações em que não há aplicação do degrau de combustível, após a desconexão dos oito turbogeradores a gás da central térmica, pode-se notar a importante influência do ajuste do parâmetro D_m na velocidade de restauração da frequência.

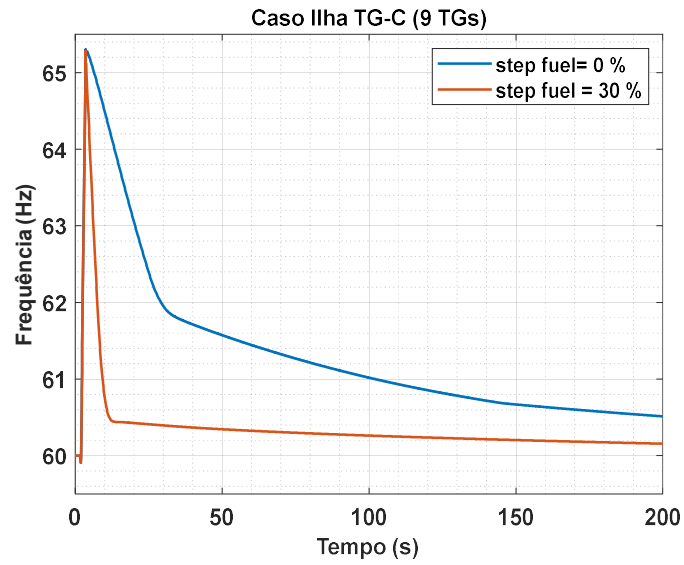


Figura 182: Frequência da ilha (Ilha TG-C 9 TGs e $D_m = 0,0$).

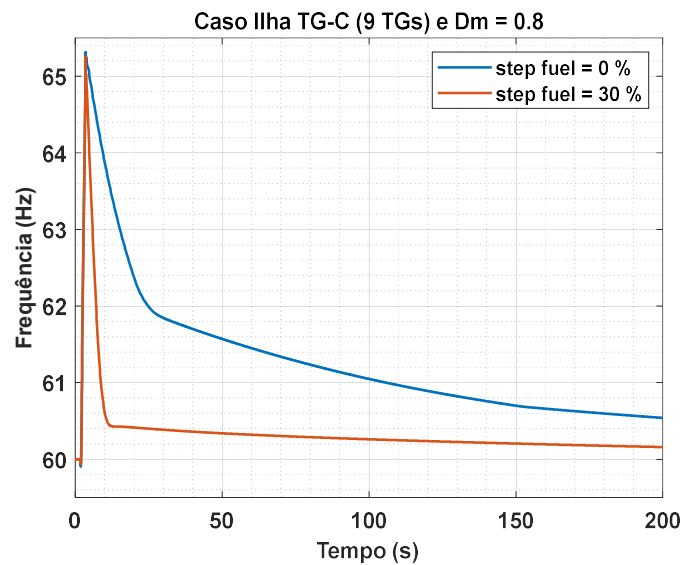


Figura 183: Frequência da ilha (Ilha TG-C 9 TGs e $D_m = 0,8$).

Os efeitos do ajuste do coeficiente de amortecimento D_m na frequência da ilha também são pontos de destaque na Figura 184. Os gráficos dessa figura mostram, por exemplo, que com o ajuste de amortecimento $D_m = 1,4$, o segundo instante em que a frequência atinge o valor de 63 Hz ocorre, aproximadamente, 8 segundos antes do que é verificado no caso com ajuste $D_m = 0,0$.

Os resultados mostrados nas Figuras 182, 183 e 184 explicitam alguns tipos de respostas que usualmente são fundamentais em aplicações como estudos de proteção do sistema industrial. A título de exemplo, o conhecimento da extensão dos períodos em que a frequência permanece acima de patamares como 63 Hz ou 61,5 Hz contribui para o dimensionamento e avaliação de esquemas de proteção da usina, ou para a verificação do atendimento às especificações mínimas de qualidade de energia do sistema interligado. A validação dos ajustes dos coeficientes de amortecimento e a aplicação de lógicas de controle realistas para operação em ilha podem ser cruciais para o dimensionamento e para o planejamento dos esquemas de proteção da planta industrial.

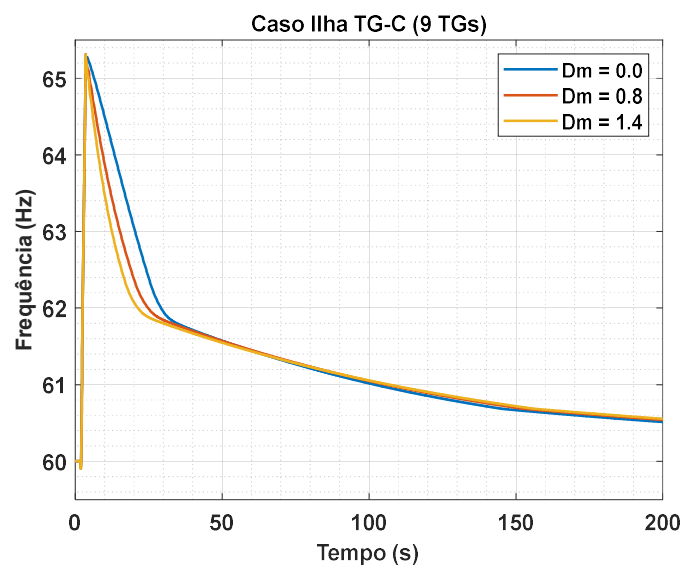


Figura 184: Frequência da ilha para diferentes coeficientes de amortecimento (Ilha TG-C 9 TGs).

Os gráficos das Figuras 185 e 186 apresentam simulações de ilhamento onde a carga inicial individual dos turbogeradores TG-200 é 18 MW e 12 MW. Esse nível de variação da geração dos turbogeradores corresponde a cenários operacionais realistas da planta industrial. O desvio máximo da frequência da ilha e da potência elétrica do turbogerador a gás TG-301 entre os dois cenários simulados é 0,265 Hz e 5,98 MW. Esses resultados exemplificam a baixa participação das mudanças típicas de carregamento dos turbogeradores próprios da planta industrial nas respostas do distúrbio de ilhamento, ainda que a modelagem das unidades geradoras a vapor e dos seus sistemas de regulação de velocidade contribua para o aumento precisão dos resultados obtidos.

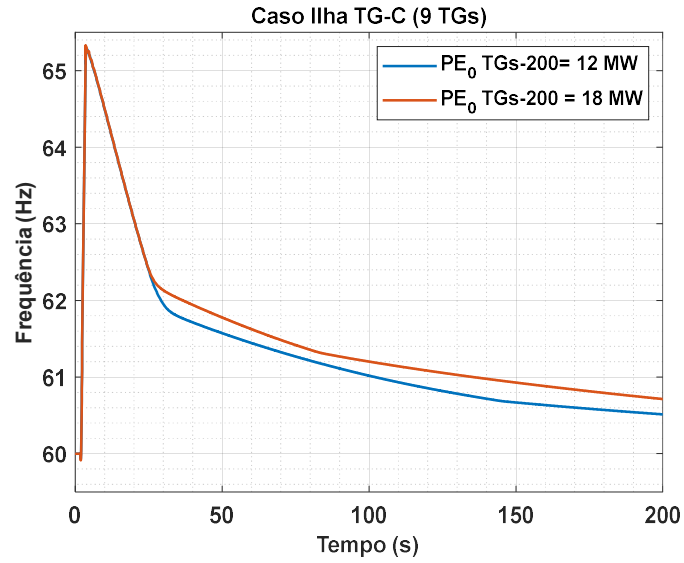


Figura 185: Frequência da ilha mediante variações na carga inicial das unidades TG-200 (Ilha TG-C 9 TGs).

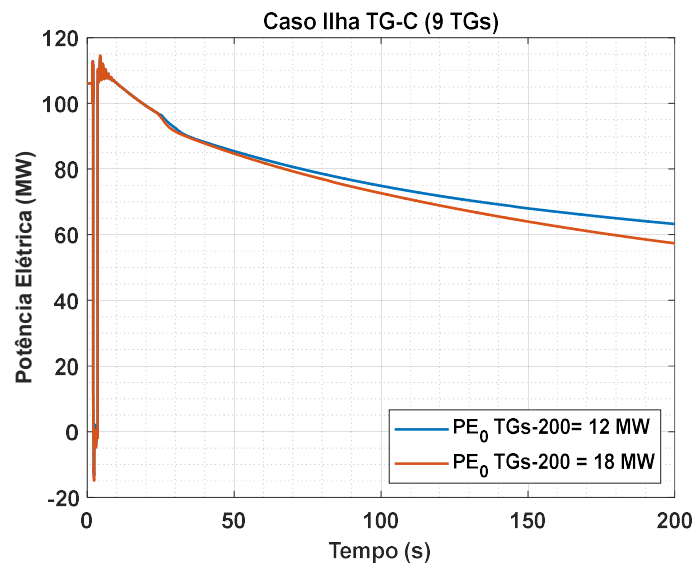


Figura 186: Potência elétrica da unidade TG-301 mediante variações na carga inicial das unidades TG-200 (Ilha TG-C 9 TGs).

As Figuras 187 a 190 mostram os resultados de simulações que comparam a ação de controle do regulador isócrono do TG-301 apresentado neste trabalho com a atuação de um regulador com queda de velocidade de ganho $K_{pgov} = 20$.

Nos cenários em que o regulador com queda de velocidade é associado ao turbogerador TG-301, nota-se um expressivo aumento da velocidade de resposta do sistema. As taxas de variação e os limites atingidos pelo sinal de comando de combustível f_{sr} são consideravelmente superiores nesses cenários. No caso de ilhamento com nove unidades de geração, em decorrência da implementação do regulador com queda de velocidade, o sinal f_{sr} atinge seu limite inferior nos primeiros segundos de ilhamento.

As respostas das simulações com o regulador com queda de velocidade possivelmente não correspondem a situações realistas de ilhamento. As mudanças rápidas do sinal f_{sr} poderiam, por exemplo, ocasionar o apagamento da chama na câmara de combustão ou a atuação de esquemas específicos de proteção do turbogerador. Os resultados obtidos reforçam a importância do conhecimento da lógica de controle do modo Ilha da unidade TG-301. Os modelos convencionais de reguladores de velocidade, que usualmente são destinados à operação das unidades no modo Interligado, podem não refletir as ações de controle dos turbogeradores quando submetidos a grandes desvios de frequência, como os que são verificados nos casos de ilhamento da planta industrial.

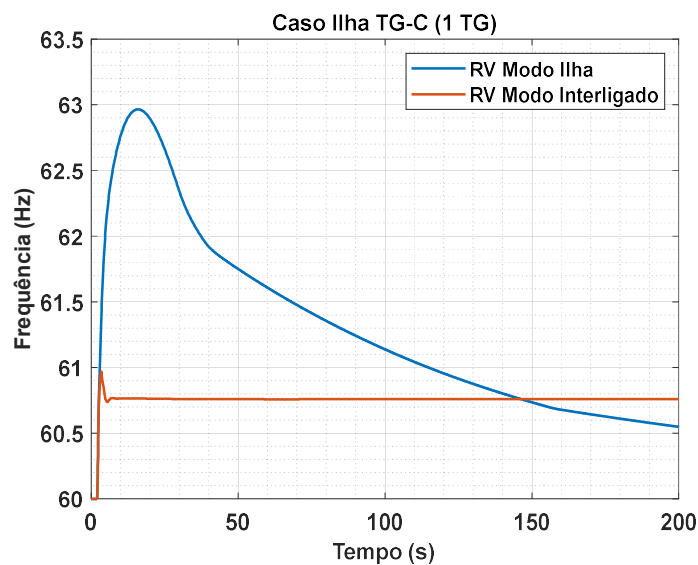


Figura 187: Frequência da ilha para diferentes reguladores de velocidade associados ao TG-301 (Ilha TG-C 1 TG).

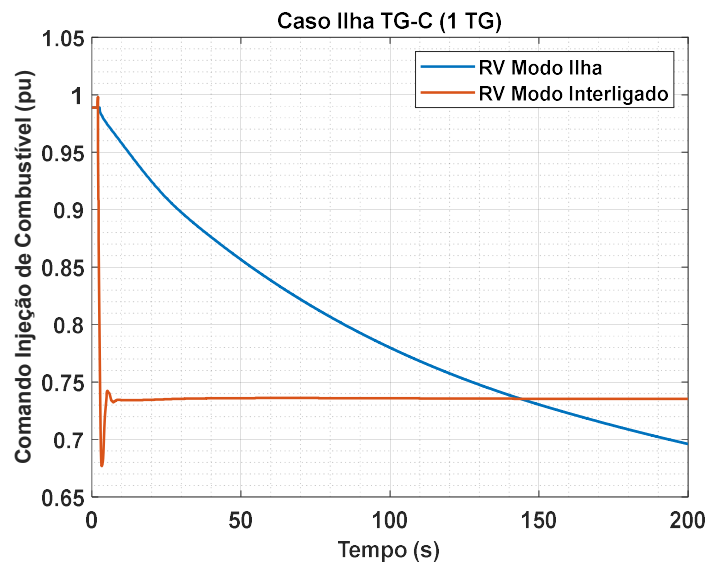


Figura 188: Comando de injeção de combustível de diferentes reguladores de velocidade associados ao TG-301 (Ilha TG-C 1 TG).

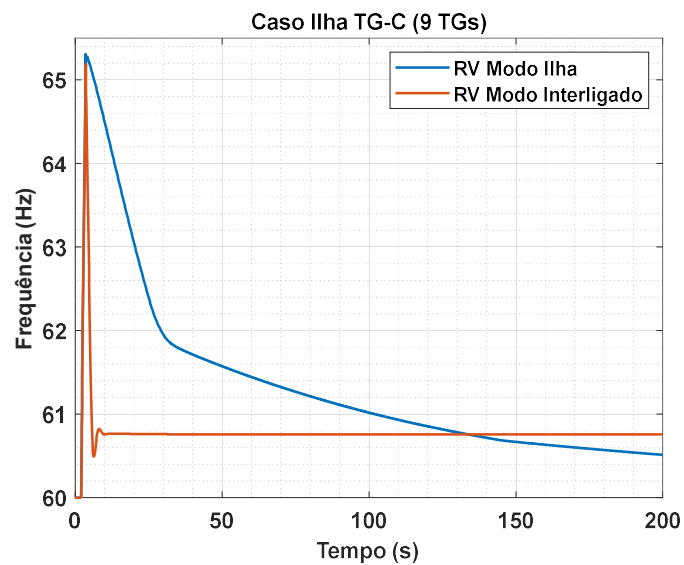


Figura 189: Frequência da ilha para diferentes reguladores de velocidade associados ao TG-301 (Ilha TG-C 9 TGs).

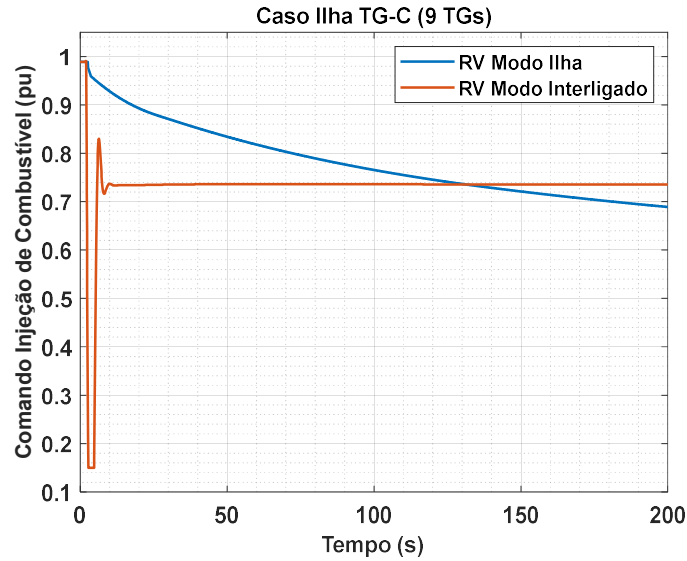


Figura 190: Comando de injeção de combustível de diferentes reguladores de velocidade associados ao TG-301 (Ilha TG-C 9 TGs).

5.3.5 Caso Ilha TG-D

Nas simulações de ilhamento dos casos Ilha TG-B e Ilha TG-C, constatou-se que a ampliação da carga dos motores de indução com o aumento da velocidade é um efeito crucial na dinâmica dos distúrbios. Além dessa significativa influência do amortecimento da carga da instalação industrial, foi verificada a relevância dos ajustes do coeficiente de amortecimento D_m da unidade TG-301 nos resultados alcançados.

As simulações analisadas nesta seção têm foco nas respostas do ilhamento do turbogerador a gás TG-301, operando inicialmente a plena carga, em cenários onde a magnitude da carga elétrica do sistema ilhado é inferior à do sistema industrial de referência analisado neste trabalho. Ao conjunto de simulações referentes a esses cenários foi atribuída a designação Ilha TG-D. Nas simulações desse caso, os parâmetros e ajustes dos modelos do regulador de velocidade e da turbina a gás da unidade TG-301 são os mesmos utilizados no caso Ilha TG-C.

Para representação das cargas elétricas da ilha, foram utilizados os dois motores de indução da barra da usina termelétrica, que dividem igualmente a carga total do sistema. Os parâmetros elétricos (em pu) dos motores são os mesmos que foram utilizados nos demais casos analisados. A potência nominal e o carregamento dos modelos foram

ajustados, para representação da carga total do sistema ilhado. A Tabela 14 apresenta os dados gerais que caracterizam os cenários de simulação propostos. Nessa tabela também são informados os ajustes do sinal de degrau de combustível `step_fuel` da unidade TG-301.

Tabela 14: Condições gerais das simulações dos casos Ilha TG-D-I, II e III.

Cenário	Magnitude da carga	step_fuel	Hmot	m	Participação de motores de indução (MI)
Ilha TG-D-I	70,4 MW	10 %	1,0	2,0	100 %
Ilha TG-D-II	60,3 MW	10 %	1,0	2,0	100 %
Ilha TG-D-III	51,1 MW	20 %	1,0	2,0	100 %

A Figura 191 apresenta o diagrama simplificado do caso Ilha TG-D com motores de indução. O evento de ilhamento é decorrente da abertura do disjuntor que conecta a barra da usina termelétrica ao sistema elétrico interligado de grande capacidade. O diagrama da Figura 191 representa todos os casos descritos na Tabela 14, que são diferenciados pela potência dos motores de indução equivalentes conectados ao sistema.

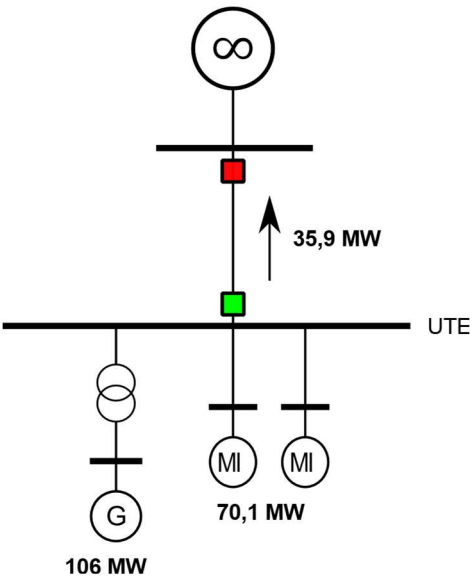


Figura 191: Diagrama simplificado do caso Ilha TG-D com motores de indução.

As simulações dos cenários Ilha TG-D-I, Ilha TG-D-II e Ilha TG-D-III são mostradas nas Figuras 192, 193 e 194. Os resultados obtidos explicitam os efeitos dos ajustes do coeficiente de amortecimento D_m da unidade TG-301, que se tornam mais

proeminentes com o aumento do desbalanço carga-geração do sistema ilhado. A frequência de pico resultante das simulações ilustra o impacto das modificações do parâmetro D_m , conforme os dados mostrados na Tabela 15.

Tabela 15: Frequências de pico no caso Ilha TG-D com motores de indução.

Condições iniciais e ajustes de controle		Frequência de pico (Hz)		
Cenário	step_fuel	$D_m = 0,0$	$D_m = 0,8$	$D_m = 1,4$
Ilha TG-D-I	10 %	64,02 Hz	63,26 Hz	62,85 Hz
Ilha TG-D-II	10 %	66,3 Hz	65,06 Hz	64,4 Hz
Ilha TG-D-III	20 %	65,72 Hz	64,53 Hz	63,9 Hz

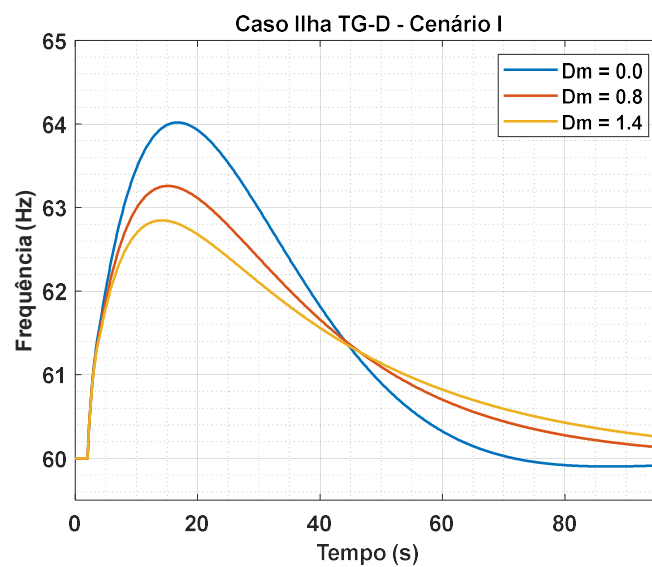


Figura 192: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-D – Cenário I).

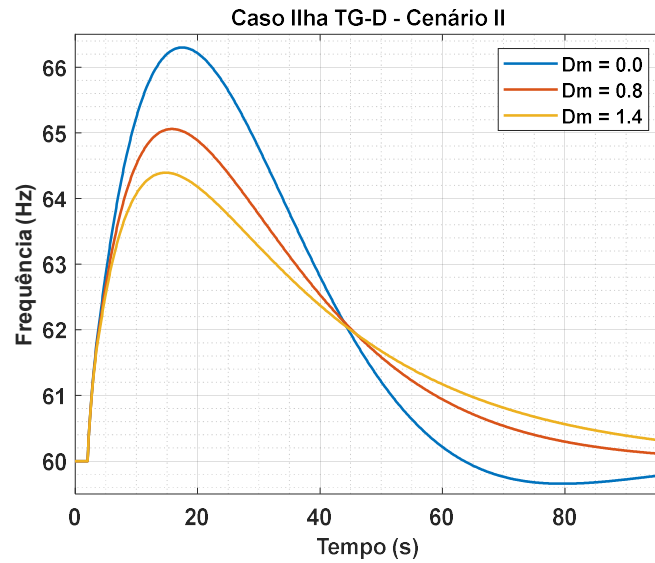


Figura 193: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-D – Cenário II).

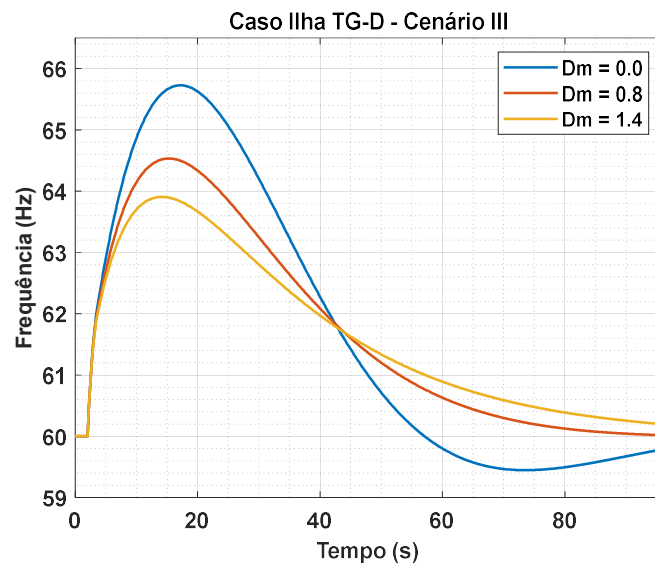


Figura 194: Frequência do sistema ilhado (Ilha TG-D – Cenário III).

Variações nos tipos de cargas também podem afetar consideravelmente as respostas dos cenários de ilhamento. Para análise da influência da presença de cargas estáticas nos distúrbios, dois cenários complementares foram simulados no caso Ilha TG-D, conforme os dados apresentados da Tabela 16. Nos cenários propostos, a magnitude da carga da ilha é a mesma utilizada nas simulações do caso Ilha TG-D-II. O que

diferencia os cenários da Tabela 16 dos cenários anteriores são os tipos de carga da instalação, que são distribuídos entre motores de indução e cargas estáticas. As cargas estáticas são representadas pelo modelo polinomial ZIP, constituído integralmente de impedância constante.

Tabela 16: Condições gerais das simulações dos casos Ilha TG-D-IV e TG-D-V.

Cenário	step_fuel	Magnitude da carga	Participação de motores de indução (MI)	Participação de cargas estáticas ZIP (Zcte)
Ilha TG-D-IV	10 %	60,3 MW	80 %	20 %
Ilha TG-D-V	20 %	60,3 MW	50%	50 %

As simulações baseadas nos cenários da Tabela 16 possibilitam a análise da sensibilidade das modificações do parâmetro D_m frente a diferentes níveis de participação de motores de indução na composição da carga da instalação. O diagrama da Figura 195 representa os cenários propostos.

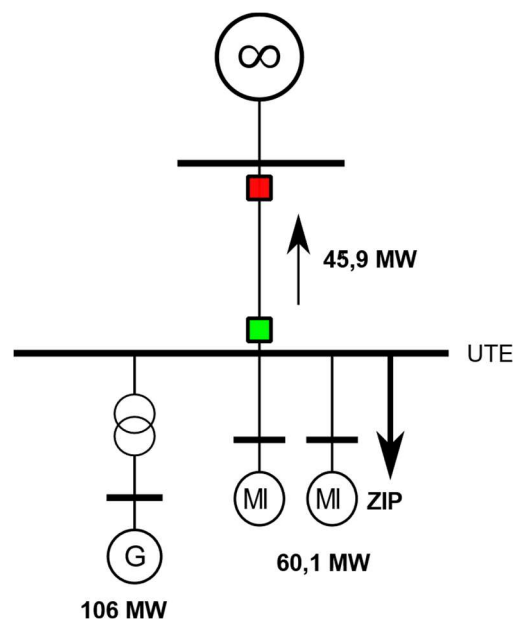


Figura 195: Diagrama simplificado do caso Ilha TG-D com cargas híbridas.

Os gráficos das Figuras 196 e 197 apresentam resultados de simulações dos cenários Ilha TG-D-IV e TG-D-V. Essas figuras também mostram gráficos de simulações do caso Ilha TG-D-II, que é caracterizado pela presença exclusiva de motores de indução.

A Figura 196 mostra que a resposta da simulação com o ajuste $D_m = 0,8$ no cenário II, onde há apenas motores de indução, é muito próxima da que é verificada na simulação do cenário IV com o ajuste $D_m = 1,4$, onde o sistema tem 20 % de participação de cargas estáticas.

Na Figura 197, pode-se constatar a grande semelhança entre as simulações do cenário II com o ajuste $D_m = 0,0$ e do cenário V com o ajuste $D_m = 1,4$. Na simulação do cenário V, onde 50 % da carga é constituída de cargas estáticas, a redução da extensão das causas de amortecimento do cenário II, que são proporcionados pela presença integral de motores de indução, é compensada pelo ajuste $D_m = 1,4$. Um efeito similar é observado nos gráficos da Figura 196. As Tabelas 17 e 18 consolidam os valores de pico da frequência dos cenários simulados e trazem exemplos das semelhanças identificadas.

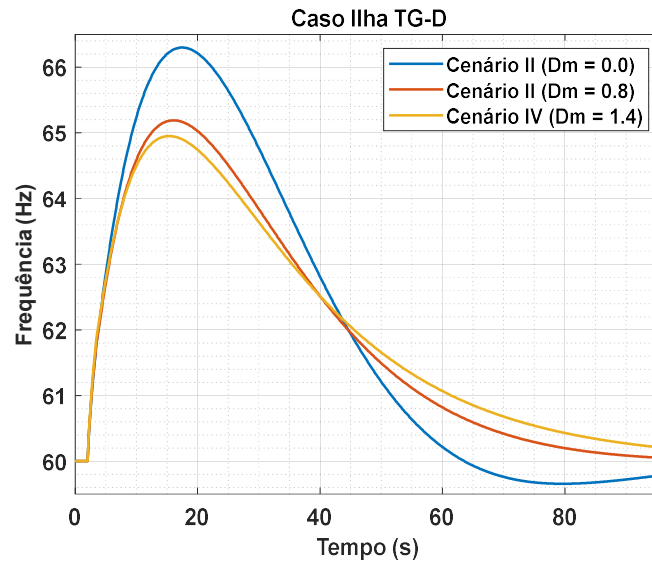


Figura 196: Frequência do sistema ilhado nos cenários II e IV (Ilha TG-D).

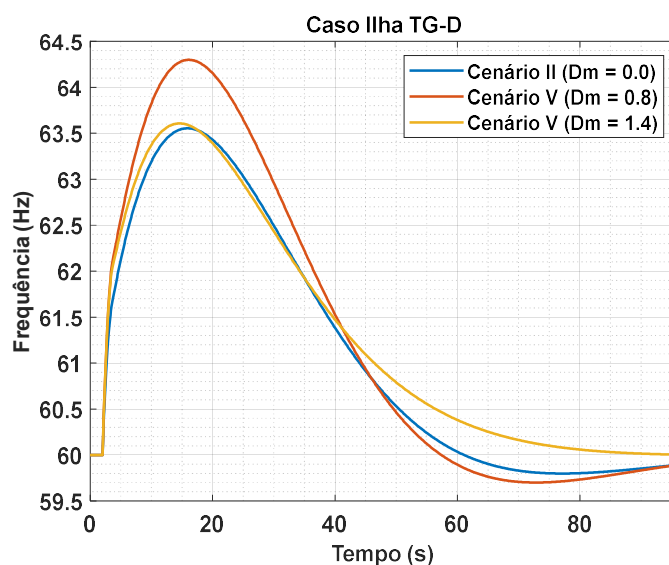


Figura 197: Frequência do sistema ilhado nos cenários II e V (Ilha TG-D).

Tabela 17: Frequências de pico dos gráficos da Figura 196.

Condições iniciais e ajustes de controle		Frequência de pico (Hz)		
Cenário	step_fuel	$D_m = 0,0$	$D_m = 0,8$	$D_m = 1,4$
Ilha TG-D-II	10 %	66,3 Hz	65,2 Hz	-
Ilha TG-D-IV	10 %	-	-	64,95 Hz

Tabela 18: Frequências de pico dos gráficos da Figura 197.

Condições iniciais e ajustes de controle		Frequência de pico (Hz)		
Cenário	step_fuel	$D_m = 0,0$	$D_m = 0,8$	$D_m = 1,4$
Ilha TG-D-II	20%	63,55 Hz	-	-
Ilha TG-D-V	20 %	-	64,3 Hz	63,6 Hz

As cargas estáticas representadas de acordo com o modelo ZIP podem ser sensíveis a variações de tensão. Neste trabalho, as simulações de ilhamento do turbogerador TG-301 foram definidas por respostas rápidas dos reguladores de tensão, o que possibilitou a preservação da tensão da barra da usina em níveis próximos aos das condições iniciais do distúrbio. A Figura 198 ilustra a velocidade de restauração da tensão da barra da usina no caso Ilha TG-D. Na avaliação de distúrbios de ilhamento em que há mudanças significativas de tensão, o conhecimento da magnitude e da distribuição das cargas sensíveis a essa grandeza pode ser imprescindível.

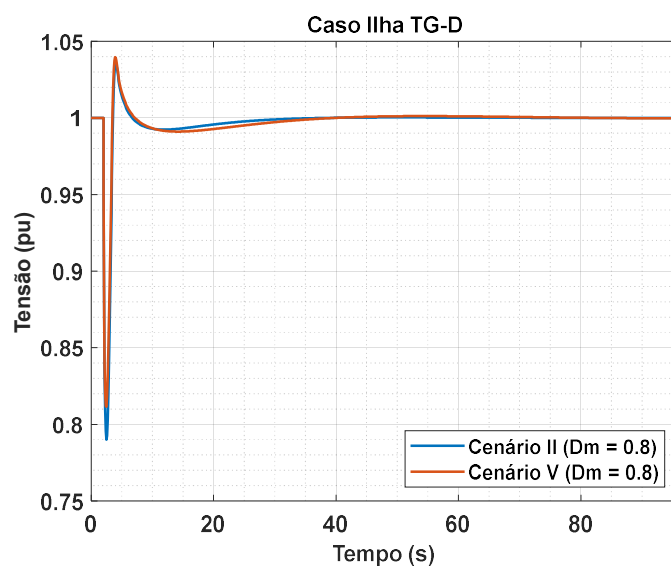


Figura 198: Tensão terminal da unidade TG-301 (Ilha TG-D).

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

6.1 Conclusões

Este trabalho apresentou análises de simulações de ilhamento de um sistema industrial envolvendo turbogeradores a vapor e unidades geradoras acionadas por turbinas a gás. Os cenários avaliados foram caracterizados por elevados desvios de frequência, que não são usuais em sistemas interligados de grande capacidade. Ainda que tenham sido abordados tópicos relacionados com aplicações industriais, importantes conclusões deste trabalho se estendem a estudos de sistemas de potência de forma geral, em especial para avaliação de grandes perturbações associadas ao controle de carga-frequência. Considerando a diversidade de temas analisados neste trabalho, as conclusões foram segmentadas em tópicos.

6.1.1 Modelos de Turbinas a Vapor, Caldeiras e Sistemas de Vapor

Para a preparação das simulações de ilhamento das unidades geradoras a vapor, verificou-se a importância do levantamento de informações essenciais do circuito de vapor da planta industrial. A modelagem dos reguladores de velocidade e das máquinas motrizes considerou a topologia e as lógicas de controle de pressão do sistema de cogeração da instalação.

Na fundamentação teórica do capítulo 3, foi demonstrado que os modelos das caldeiras normalmente são extensões das representações matemáticas individuais de

turbinas a vapor. Os levantamentos realizados neste trabalho demonstraram que essa estrutura não se aplica ao modelo matemático do sistema de cogeração da planta industrial. A modelagem do sistema de vapor requereu a representação integrada das relações entre os grupos de caldeiras, turbinas, dispositivos de controle de fluxo e cargas térmicas que constituem a instalação.

Nas simulações dos eventos de ilhamento da planta industrial, as ações dos reguladores de velocidade ocasionaram grandes deslocamentos de posição das válvulas de controle dos turbogeradores a vapor. Nesses cenários, a modelagem matemática das caldeiras foi primordial para a avaliação das influências da dinâmica da pressão na frequência do sistema elétrico ilhado. A presença desses modelos nas simulações possibilitou a identificação de importantes aspectos operacionais referentes às dinâmicas de curta, média e longa duração do sistema. Considerando particularmente os instantes iniciais das simulações de ilhamento, graças à implementação da dinâmica da pressão, foi possível a verificação dos potenciais impactos da perda de carga na tubulação do sistema de caldeiras sobre a frequência da planta, que podem ser acentuados em decorrência das grandes variações de posição das válvulas de controle.

A implementação dos modelos de caldeiras e das lógicas de controle de pressão possibilitou a verificação de respostas mais realistas da frequência do sistema industrial. As simulações também viabilizaram a análise de interações variadas entre os sistemas de controle de pressão das caldeiras e a regulação primária dos turbogeradores. Os resultados verificados podem orientar estudos de planejamento, proteção e a formulação de estratégias de controle.

O modelo simplificado do sistema de vapor da planta industrial pode contribuir para a realização de outros estudos de ilhamento da planta, que considerem, por exemplo, limitações físicas ou de controle relevantes para a confiabilidade dos processos da instalação. Entre os possíveis estudos realizados com a representação matemática do sistema de vapor, podem ser consideradas limitações/ perturbações nos queimadores das caldeiras ou a inabilitação, parcial ou integral, do controle de alta pressão da instalação.

Não foi parte do escopo deste trabalho a modelagem detalhada dos elementos capacitivos, fontes e cargas dos sistemas de vapor. Contudo, os modelos implementados possibilitaram a realização das primeiras simulações de ilhamento com a inclusão da

dinâmica das pressões de admissão e de exaustão dos turbogeradores. A partir dos resultados das simulações do modelo simplificado do sistema de vapor, também foi possível constatar que a atuação de dispositivos controladores de fluxo do circuito de vapor, como válvulas redutoras e válvulas de alívio, pode influenciar significativamente a dinâmica dos eventos de ilhamento de sistemas industriais de cogeração.

A dinâmica do circuito de vapor da planta industrial resulta da interação entre esse sistema e os turbogeradores da instalação. Os modelos implementados para representação do sistema de vapor permitiram a captura de um comportamento dinâmico compatível com o esperado nos episódios de ilhamento da instalação. A previsibilidade dos modelos poderá ser gradualmente aprimorada, com o levantamento de mais informações sobre as fontes, cargas e propriedades capacitivas do sistema real. A análise de outros distúrbios de ilhamento amparada pela instrumentação de campo pode ser uma tarefa crucial nesse processo.

6.1.2 Curvas de projeto das unidades TG-200

A utilização das curvas de projeto dos turbogeradores TG-200 proporcionou uma importante variedade de resultados nas simulações de ilhamento. Mesmo quando não foram considerados fatores de correção, a implementação da curva de desempenho nominal foi fundamental para a inicialização da vazão das unidades geradoras, com valores mais próximos dos que são esperados na realidade operacional da planta industrial. Isso permitiu a avaliação mais detalhada das respostas das caldeiras de alta pressão da instalação nos cenários de ilhamento.

Nos estudos de grandes sistemas interligados, é recorrente a implementação de relações diretamente proporcionais entre a vazão e o torque mecânico desenvolvido pelas unidades geradoras (KUNDUR, 1994). Tendo em vista as particularidades da curva de desempenho dos turbogeradores TG-200 e o fato de que essas unidades normalmente não operam na potência de base, pode-se notar que aquela aproximação comprometeria a precisão das simulações de ilhamento do sistema de cogeração da unidade industrial.

A aplicação de fatores de correção vinculados a modificações de pressões dos turbogeradores TG-200 resultou em cenários muito distintos dos que foram verificados nas condições nominais de vapor. Em relação às simulações de cenários em que apenas

as curvas nominais de desempenho foram implementadas, as simulações com o uso de fatores de correção revelaram distúrbios consideravelmente mais severos. Essas diferenças indicam que, para a análise de perturbações com grandes desvios de frequência, as relações entre o desempenho de unidades geradoras acionadas por turbinas de contrapressão e as modificações das condições de vapor não podem ser desconsideradas.

Nas simulações do caso Ilha TV-C, que é referente a um distúrbio de ilhamento real do sistema de geração a vapor T-200, os cenários em que foram aplicados os fatores de correção decorrentes de mudanças nas condições de vapor apresentaram grandes desvios frente às medições de campo. Os resultados dessas simulações indicaram condições consideravelmente mais críticas do que as verificadas no distúrbio real. Em contrapartida, as variações de frequência das simulações que não consideraram fatores de correção são menores do que as verificadas em campo.

A compatibilidade entre os resultados medidos e simulados no caso Ilha TV-C foi alcançada com o ajuste de um coeficiente de amortecimento D_m vinculado às unidades geradoras TG-200. Pode-se concluir que somente com a utilização conjunta do coeficiente de amortecimento e dos fatores de correção foi possível a obtenção de resultados aderentes às medições de campo. No cenário em que não foram utilizados fatores de correção, os ajustes do parâmetro D_m apenas agravariam os erros das simulações em relação às medições do distúrbio real.

Deve-se ressaltar que os dados das curvas de projeto são levantados a partir de diferentes posições das válvulas parcializadoras da turbina a vapor na condição de regime permanente. A sensibilidade entre a magnitude das variações de frequência e os erros associados à aplicação de curvas de projeto nas simulações dinâmicas é um elemento chave nos estudos de ilhamento. A vazão dos modelos matemáticos propostos para as unidades TG-200 é calculada por meio do produto entre a posição da válvula de controle e a pressão de admissão. Por não considerar possíveis não linearidades dos sistemas de regulação por bocais e a eventual influência da retroalimentação da pressão de exaustão, essa abordagem também pode estar associada a erros no cálculo da vazão de referência das curvas de projeto. A análise de outros distúrbios ou testes poderá contribuir para a avaliação do alcance e da precisão dos modelos computacionais propostos.

6.1.3 Modelos do Regulador de Velocidade e da Turbina a Gás da Unidade TG-301

Com os levantamentos realizados neste trabalho também foi constatado que, para se atingir os objetivos dos estudos de ilhamento da usina termelétrica com a planta industrial, o conhecimento da lógica de controle da unidade geradora TG-301 para operação em ilha é imprescindível. Os modelos matemáticos de reguladores de velocidade da literatura normalmente têm como premissa a operação em grandes sistemas interligados. Contudo, conforme o que foi observado no modelo do regulador da unidade TG-301, as estruturas de controle de velocidade para operação em ilha podem divergir significativamente dos modelos matemáticos convencionais.

A representação da turbina a gás do modelo GGOV1 nas simulações do teste de rejeição de carga viabilizou a validação do modelo da máquina motriz da unidade TG-301. Tendo em vista que os parâmetros do modelo GGOV1 refletem os aspectos físicos das turbinas a gás, foi possível a obtenção de condições de inicialização e ajustes adequados para o regulador de velocidade da unidade TG-301, em conformidade com os sinais de comando de combustível medidos no teste. Caso, por exemplo, modelos mais simples como o GAST fossem utilizados, em função da ausência da representação de parâmetros físicos inerentes à dinâmica das turbinas a gás, não seria possível a obtenção de condições de inicialização e ajustes de controle coerentes com as medições do teste, o que impossibilitaria a validação do modelo da turbina.

Os parâmetros K_{turb} e W_{fnl} do modelo genérico da turbina a gás validados no teste de rejeição de carga são compatíveis com os valores típicos da literatura. Para a obtenção de resultados simulados aderentes às medições de campo, foi necessária a definição de um valor específico para o coeficiente de amortecimento D_m do modelo da turbina a gás. Pode-se notar que, em função da pequena magnitude da carga elétrica do sistema ilhado, os efeitos de amortecimento das cargas não são significativos no teste analisado.

No caso Ilha TG-B, o regulador de velocidade da unidade TG-301 permanece bloqueado após o ilhamento. Portanto, nas simulações desse evento, o coeficiente D_m e as cargas elétricas da instalação exercem as principais influências nas relações de torque

mecânico e elétrico da unidade geradora. Foi constatado que o parâmetro D_m ajustado no teste de rejeição de carga também proporciona resultados aceitáveis no caso Ilha TG-B. No entanto, principalmente em razão das incertezas associadas à modelagem das cargas do sistema industrial e à variação atípica de velocidade do distúrbio, uma faixa de ajustes do coeficiente D_m foi considerada representativa para os estudos de ilhamento do caso. De modo similar ao que foi verificado no caso Ilha TG-A, a atribuição de valores específicos ao coeficiente de amortecimento D_m no caso Ilha TG-B foi uma medida fundamental para se alcançar os resultados obtidos.

Os resultados das simulações do caso Ilha TG-C explicitaram a influência da utilização de estratégias de controle de velocidade específicas para a operação em ilha. As ações combinadas do controlador PI e dos sinais de degrau de combustível do regulador de velocidade da unidade TG-301 proporcionaram simulações de ilhamento com níveis diversificados de severidade. Os padrões de respostas verificados divergem consideravelmente dos que seriam obtidos a partir da utilização de reguladores de velocidade típicos da literatura. Algumas simulações do caso Ilha TG-C, inclusive, demonstraram que a utilização de um regulador com queda de velocidade convencional nas simulações de ilhamento proporcionaria resultados distantes dos que seriam esperados em campo, além de possivelmente irreais em relação às particularidades operacionais das unidades de geração.

Os efeitos dos ajustes no termo de amortecimento da unidade geradora TG-301 foram importantes aspectos nas análises do caso Ilha TG-C, mesmo nos resultados dos casos de ilhamento com a participação inicial de mais de um turbogerador da usina termelétrica. Foram identificadas marcantes diferenças entre os resultados das simulações com e sem a aplicação dos ajustes do coeficiente de amortecimento verificados nos casos Ilha TG-A e Ilha TG-B, o que indica que a parametrização adequada desse termo pode ser fundamental para redução dos erros das simulações de distúrbios reais de ilhamento da planta industrial.

As simulações do caso Ilha TG-D, por envolverem maiores desbalanços carga-geração e diferentes combinações de cargas em relação ao sistema da planta industrial, destacaram aspectos quantitativos relacionados com os efeitos de amortecimento nos distúrbios de ilhamento. Nas análises desse caso, foi possível a comparação entre o

amortecimento associado à presença de motores de indução e os efeitos resultantes dos ajustes no coeficiente de amortecimento da unidade TG-301. Os resultados do caso Ilha TG-D também demonstraram que a precisão do ajuste do termo de amortecimento da unidade geradora torna-se mais crítica com o aumento dos desbalanços de potência do distúrbio analisado.

6.1.4 Conclusões e Observações Gerais

A realização de ajustes nos coeficientes de amortecimento dos turbogeradores foi uma necessidade comum entre os casos reais de ilhamento analisados neste trabalho. Nas simulações de eventos em sistemas potência de grande capacidade, não é usual a implementação de coeficientes de amortecimento para representar de maneira explícita outros efeitos além dos que estão associados a cargas elétricas.

Nas referências (IEEE, 1973) e (POURBEIK et al., 2013), por exemplo, não são apresentadas considerações específicas acerca da atribuição de valores diferentes de zero aos coeficientes de amortecimento dos modelos de turbinas térmicas. De acordo com um exemplo de parametrização do modelo GGOV1 mostrado em (POURBEIK et al., 2013), o valor típico de D_m é zero. Em (DE MELLO, 1983) e (KUNDUR, 1994) são apresentados exemplos de associação de coeficientes de amortecimento aos modelos de unidades geradoras ou de sistemas de potência equivalentes para implementação dos efeitos das cargas. Segundo a referência (VITTAL et al., 2020), para representação dos efeitos das cargas elétricas e dos torques de ventilação (*windage torque*) nas turbinas, os valores típicos dos coeficientes de amortecimento variam de 1 a 3 pu nos modelos das unidades geradoras. As simulações realizadas neste trabalho destacaram a influência de possíveis efeitos de amortecimento diferentes dos que estão associados às cargas elétricas do sistema.

Quando há variações da velocidade de rotação das unidades geradoras, as relações de potência mecânica e torque mecânico são diferentes das que são previstas pelos modelos para representar a unidade na frequência nominal ou para a avaliação de pequenas perturbações. Esses erros podem se tornar substanciais à medida que se aumentam os níveis de variação de frequência dos distúrbios. Os coeficientes de amortecimento podem contribuir para a representação dessas mudanças, ampliando a

precisão dos modelos das unidades geradoras. As causas físicas atreladas ao termo de amortecimento podem variar em função de aspectos construtivos ou operacionais dos turbogeradores. Esse parâmetro pode representar os efeitos globais de torques de atrito e ventilação, mas é possível que algumas características dinâmicas das turbinas a gás e a vapor contribuam razoavelmente para a sua composição.

Conforme os esclarecimentos do capítulo 4 sobre a aplicação de curvas de correção de desempenho, as variações de velocidade resultam em modificações das condições de expansão do fluido de trabalho na turbina a vapor. Essas alterações podem afetar as relações de torque da unidade, de forma semelhante ao que ocorre quando há modificações nas condições termodinâmicas de vapor. As curvas de projeto associadas à modificação da velocidade de rotação não foram implementadas nos modelos das unidades geradoras TG-200, o que pode fazer parte das motivações dos ajustes do coeficiente de amortecimento.

Nas simulações de eventos reais de ilhamento da unidade TG-301, o coeficiente de amortecimento D_m também pode estar relacionado com outros elementos inerentes à dinâmica das turbinas a gás. A curva de torque da turbina a gás de eixo único mostrada no capítulo 3 (Figura 41) ilustra o grau de modificação do desempenho dessa turbomáquina em função de variações de rotação. Os grandes desvios de velocidade resultantes dos distúrbios de ilhamento podem influenciar as características de desempenho decorrentes das interações entre o compressor, a câmara de combustão e a turbina axial da máquina motriz do gerador TG-301.

A fricção dos mancais e outros tipos de atrito entre elementos móveis e fixos também podem configurar alguns dos principais fatores de amortecimento das unidades de geração. Essas e as demais considerações sobre as causas do coeficiente de amortecimento configuram hipóteses, que buscam esclarecer alguns dos possíveis elementos físicos de maior participação no valor agregado desse parâmetro. Esse tema, no entanto, exige investigações complementares, que podem ser objeto de trabalhos futuros.

Entre os principais fatores observados no ajuste de esquemas de proteção de subfrequência de sistemas industriais está a influência cumulativa que a incidência e a extensão dessa condição podem exercer sobre a vida útil das turbinas a vapor. A operação

de turbogeradores a vapor em frequências abaixo de 58,5 Hz possui importantes restrições. Exemplos de ajustes típicos de relés de subfrequência consideram a atuação da proteção quando a frequência permanece abaixo de 57,5 Hz por 10 segundos ou a atuação instantânea nas circunstâncias em que a frequência atinge o patamar de 56 Hz (KUNDUR, 1994).

As simulações de ilhamento dos casos Ilha TV-A e Ilha TV-B em que foram implementados os modelos de turbina a vapor TV-22 e TV-23 abarcaram valores transitórios de frequência dentro da faixa de 55 Hz a 58 Hz. Ainda que não seja parte do escopo do presente trabalho a implementação de lógicas detalhadas de esquemas de proteção e de descarte de cargas, muitos dos resultados obtidos podem exceder os limites usuais de magnitude e temporização de esquemas de proteção de turbogeradores a vapor.

A implementação dos fatores de correção de desempenho dos modelos TV-22 e TV-23 possibilitou a verificação das suas importantes contribuições nas simulações de ilhamento. Contudo, deve-se ressaltar que este trabalho não teve como premissa a validação definitiva dos modelos matemáticos das máquinas primárias do sistema de vapor, que podem exigir complementos e adaptações, como o ajuste adequado de coeficientes de amortecimento e a análise de outros efeitos de correção de desempenho, além dos relacionados com pressões de admissão e de exaustão.

Os resultados verificados nas simulações dos distúrbios reais podem ser bastante influenciados pelas imprecisões da modelagem das cargas elétricas. A análise crítica dos parâmetros elétricos, tipos de cargas elétricas e curvas conjugado-velocidade dos motores da planta industrial é uma ação recomendável, que permite o aprimoramento dos estudos de ilhamento. Os processos da instalação são globalmente afetados nos episódios de ilhamento industrial. Isso, aliado a grandes desvios de frequência, pode estar associado a alterações nas curvas conjugado-velocidade das cargas mecânicas dos motores da instalação. A realização de levantamentos específicos sobre os perfis das cargas e a análise de outros distúrbios podem fornecer insumos importantes para essa investigação.

Os distúrbios reais onde a participação das cargas foi proeminente resultaram em variações de frequência de aproximadamente 10 %. Desvios de frequência dessa magnitude são atípicos na realidade da planta industrial. Investigações complementares podem considerar a análise de outros distúrbios de ilhamento, que apresentem variações

de frequência dentro dos limites tolerados pelos esquemas de proteção e pelas ações de controle de velocidade da instalação. Essa avaliação pode contribuir sensivelmente para a gradativa adequação dos modelos das cargas elétricas e dos sistemas de acionamento das unidades geradoras.

O nível de carregamento do turbogerador a gás está atrelado a pontos específicos de operação e eficiência do compressor, câmara de combustão e turbina axial. As modificações de carregamento da turbina a gás ocasionam alterações na interação entre esses equipamentos e nas características globais de eficiência da turbomáquina. (LORA et al, 2004). No que diz respeito aos modelos genéricos de turbinas a gás, pode ser necessária a definição de conjuntos de parâmetros específicos para representar as unidades geradoras operando em diferentes faixas de carregamento (CIGRE, 2003).

Convém observar que o teste de rejeição de carga do caso Ilha TG-A foi caracterizado por um carregamento inicial muito inferior ao valor nominal. Portanto, a análise de outros episódios de rejeição de carga considerando diferentes níveis de carregamento do turbogerador é uma ação recomendável para verificação da representatividade ou de necessidades de ajustes do modelo da máquina motriz da unidade TG-301.

Nas análises dos cenários do caso Ilha TG-B, também foram comentadas algumas simulações que, sem a correção do torque mecânico da unidade TG-301 com a velocidade, apresentaram resultados muito próximos das medições de campo. Porém, por se tratar de um caso em que o regulador de velocidade da unidade TG-301 permaneceu bloqueado, a ausência de correções de torque mecânico matematicamente se traduz no aumento da potência mecânica da unidade durante a sua aceleração, sem que exista alteração no suprimento de energia primária da turbina. Considerando-se as particularidades das relações conjugado-velocidade das turbinas a gás de eixo único, esses resultados também podem configurar tópicos de estudos complementares sobre a modelagem dessas turbomáquinas.

Os erros de medição da instrumentação de campo ou dos sistemas de aquisição também podem afetar os resultados dos estudos de ilhamento. Nas análises dos eventos do caso Ilha TV-C, por exemplo, os dados do programa de aquisição possuem limitações para que sejam aplicados em estudos de estabilidade de frequência. As medições de

controle e potência registradas no teste de rejeição de carga também podem estar associadas a imprecisões de instrumentação ou filtros de aquisição. Nos casos em que são consideradas as condições de vapor dos turbogeradores, os pontos da instalação em que as medições são realizadas podem influenciar os resultados obtidos. Esses fatos apontam a relevância de se analisar os resultados de outros eventos reais de ilhamento, para aperfeiçoamento dos modelos dos reguladores de velocidade, turbinas térmicas e cargas elétricas da planta industrial.

6.2 Propostas de Trabalhos Futuros

Alguns tópicos associados aos temas abordados neste trabalho foram pouco explorados ou definem oportunidades de continuação da pesquisa. Os tópicos destacados a seguir definem propostas para trabalhos futuros.

6.2.1 Reguladores de Velocidade e Turbinas a Vapor

- Ampliar o escopo da pesquisa referente à aplicação de curvas de projeto das turbinas a vapor nos estudos de estabilidade eletromecânica. Além dos impactos das mudanças de pressões de admissão e exaustão, pesquisar sobre a necessidade de inclusão de curvas de correção atreladas a modificações de velocidade; avaliar a extensão dos efeitos de alterações de temperatura do fluido de trabalho na modelagem de turbinas a vapor.
- As grandes variações de frequência verificadas nas simulações de ilhamento que consideraram curvas de projeto podem ter relação com o tipo e com as condições operacionais da máquina primária das unidades TG-200. Como parte do escopo de trabalhos futuros, sugere-se a realização de análises comparativas entre turbinas de contrapressão e condensação, centradas na influência das modificações das condições de vapor na potência mecânica desenvolvida por essas turbomáquinas.

- Analisar estudos de ilhamento de sistemas industriais de cogeração que considerem aplicações variadas de turbinas a vapor. Como parte do escopo dessa verificação, sugere-se o desenvolvimento de modelos de turbinas a vapor de contrapressão ou extração, que incluam as relações entre as mudanças nas condições termodinâmicas de vapor e a potência elétrica desenvolvida por essas máquinas primárias.
- O evento real definido pelo caso Ilha TV-C analisado neste trabalho considerou medições de variáveis elétricas até a faixa dos primeiros 30 segundos após o distúrbio. Para composição do tema de trabalhos futuros, recomenda-se a análise de distúrbios reais de ilhamento onde a instrumentação de campo tenha capturado a dinâmica de média e longa duração das variáveis elétricas e de vapor, de maneira que seja possível a verificação detalhada da participação dos parâmetros das caldeiras e das relações de pressão dos turbogeradores nas respostas dos eventos de ilhamento.
- Tendo-se como referência simulações de distúrbios reais, analisar a aplicabilidade de modelos simplificados de sistemas de vapor, dispositivos de controle de fluxo e máquinas térmicas, como turbocompressores e turbobombas nos estudos de ilhamento de sistemas industriais de cogeração. Existem modelos consolidados na literatura de processos industriais para a realização de simulações dinâmicas com equipamentos transdutivos, capacitivos e turbomáquinas (RODRIGUES, 1991). Um possível objeto de pesquisa é a avaliação da necessidade de se utilizar esses modelos em simulações de transitórios eletromecânicos.
- Ampliar as representações matemáticas de caldeiras em simulações de ilhamento com a inclusão do sistema de controle de nível do tubulão. Distúrbios de ilhamento podem resultar em grandes variações do nível da água do tubulão da caldeira. Embora as simulações desenvolvidas neste trabalho para representar o sistema de vapor estejam centradas na dinâmica

da pressão, as modificações de níveis de água das caldeiras podem conduzir esses equipamentos a seus limites operacionais, culminando na atuação de esquemas de proteção e na desconexão das unidades geradoras dos sistemas ilhados.

- Pesquisar a aplicabilidade da implementação de modelos de caldeiras que considerem a influência de mudanças de temperatura e pressão na produção de vapor, como o apresentado na Figura 34.
- Analisar comparativamente as contribuições de diferentes lógicas de controle de pressão de caldeiras nas simulações de eventos de ilhamento de plantas industriais ou sistemas de potência.
- Pesquisar sobre os efeitos das mudanças de frequência no desempenho de equipamentos auxiliares das caldeiras acionados por motores de indução e os resultados dessas modificações nos eventos de ilhamento; com base em distúrbios reais, analisar a correlação entre as variações de frequência e as possíveis alterações de desempenho de equipamentos auxiliares como bombas de alimentação e sopradores na dinâmica de sistemas vapor. Em decorrência das alterações de performance dos equipamentos auxiliares, a capacidade dos sistemas de vapor pode ser bastante afetada em frequências abaixo de 57 Hz (KUNDUR, 1994).
- Analisar a influência de limitações de taxas de variação das ações de regulação primária de turbogeradores a vapor em estudos de ilhamento industrial. Além de aspectos relacionados a lógicas de controle, essas limitações podem estar vinculadas a restrições físicas, como as que são inerentes à operação de servomotores no comando das válvulas de controle.
- Pesquisar sobre a aplicação de modelos matemáticos que incluam as possíveis não linearidades da relação posição-vazão das válvulas de

controle de turbinas a vapor em estudos de ilhamento. Essa avaliação também pode incluir investigações mais detalhadas sobre a modelagem do de válvulas parcializadoras (sistemas de regulação por bocais).

- Pesquisar cenários de controle de carga-frequência em que turbogeradores a vapor ou dispositivos de controle de vazão operam fora do regime de fluxo crítico. Nesse estudo, analisar os efeitos da retroalimentação da pressão de exaustão no cálculo do fluxo de vapor e na potência mecânica dos equipamentos.
- Pesquisar sobre modelos matemáticos aplicáveis a estudos de ilhamento de sistemas onde os principais geradores de vapor são caldeiras de passe-único.

6.2.2 Reguladores de Velocidade e Turbinas a Gás

- Investigar sobre a implantação de modelos que considerem efeitos de alterações dinâmicas nas relações entre o compressor, o combustor e a turbina axial de turbinas a gás de eixo único, em especial para avaliação de distúrbios que envolvam grandes variações de frequência. A realização de simulações dinâmicas baseadas em dados de curvas de desempenho características de turbinas a gás de eixo único pode fazer parte desse estudo.
- Analisar aplicações de ilhamento de unidades acionadas por turbina a gás de eixo único em cenários de déficit de geração. As particularidades das ações de controle de temperatura e da dinâmica das IGVs das unidades de geração a gás nessas circunstâncias podem ser um importante objeto de investigação.
- Analisar distúrbios de controle primário de carga-frequência com a participação de unidades geradoras acionadas por turbinas a gás de eixo livre; avaliar comparativamente o comportamento dinâmico dessas

máquinas motrizes em relação às turbinas a gás de eixo único, em especial em distúrbios caracterizados por grandes desvios de frequência.

- Analisar eventos de ilhamento com a participação de centrais térmicas de ciclo combinado. Nesse estudo, pode-se verificar os possíveis efeitos do ilhamento de turbogeradores a gás operando no modo Ilha, em combinação com turbogeradores a vapor.

6.2.3 Propostas Gerais

- Pesquisar sobre a influência de diferentes modelos e tipos de cargas elétricas na dinâmica de distúrbios envolvendo grandes variações de frequência; analisar a necessidade de detalhar os modelos de motores de indução considerando particularidades de curvas conjugado-velocidade em processos industriais; verificar as influências das respostas dos reguladores de tensão no ilhamento de instalações onde há variadas categorias de cargas.
- Pesquisar sobre a influência de limitadores de sobreexcitação na dinâmica de média e longa duração de distúrbios de ilhamento. Nessa análise, considerar a interação entre as ações dos limitadores e as respostas de cargas estáticas ou dinâmicas com grande sensibilidade a variações de tensão.
- Analisar eventos de ilhamento baseados em diferentes níveis de carregamento de turbogeradores acionados por turbinas a gás ou a vapor. Essa pesquisa pode abarcar investigações sobre as não linearidades da regulação primária, além de verificações quanto à necessidade de reajustar ou não os parâmetros dos modelos matemáticos de turbinas térmicas para a representação de diferentes faixas operativas.

- Analisar comparativamente tecnologias e lógicas de regulação primária, bem como suas contribuições em eventos de ilhamento de sistemas de potência considerando aplicações de turbinas a gás ou a vapor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AFFONSO, L.O.A, MARTINS, G.L., *Desempenho de Turbomáquinas no campo*, Synergia: IBP, 2009.
- [2] ANDERSON, P. M., FOUAD, A. A. *Power system control and stability*. 2 ed. New York: Wiley IEEE Press, 2003.
- [3] ASTROM, K., J., BELL, R., D., *Drum-boiler dynamics*, Elsevier, 2000.
- [4] BEEMAN, D., *Industrial Power Systems Handbook*. 1.ed. McGrall-Hill, 1955.
- [5] BLOCH, H. P., SINGH, M. P., *Steam Turbines - Design, Applications and Re-rating*. 2 ed. McGrall-Hill, 2009.
- [6] BOYCE, M. P., *Gas Turbine Engineering Handbook*. 4 ed. Elsevier, 2012.
- [7] CAMPOS, M.C.M.M., TEIXEIRA, H.C.G., *Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais*. 2 ed. Editora Edgard Blücher Ltda, 2010.
- [8] CENAQUI, T.C., *Modelagem de Turbinas e Reguladores de Velocidade e seus Impactos na Simulação da Regulação Primária de Frequência*, COPPE-UFRJ, 2018.
- [9] CEPEL, ELETROBRAS. *Programa Anatem - Análise de Transitórios Eletromecânicos: Manual do Usuário*. 11.10.2. mar. 2021.
- [10] CEPEL, ELETROBRAS. *Análise de Redes Elétricas*. Disponível em: <http://www.cepel.br/pt_br/produtos/programas-computacionais-por-categoria/analise-de-redes-eletricas.htm>. Acesso em: 27 set. 2021.
- [11] CUTSEM, T. V., VOURNAS, C., *Voltage Stability of Electric Power Systems*, Springer, 1998.

- [12] DE MELLO, F. P., “*Boiler Models for System Dynamic Performance Studies*”, IEEE Transactions on Power Systems, v. 6, n.1, pp. 66-74, Fev. 1991.
- [13] DE MELLO, F.P., *Boiler Dynamics and Controls*, Xlibris Corporation, 2013.
- [14] DE MELLO, F. P., *Dinâmica e Controle de Geração*, Curso de Engenharia em Sistemas Elétricos de Potência, Série PTI, Universidade de Santa Maria, 1983.
- [15] DE MELLO, F. P., *Dinâmica das Máquinas Elétricas I*, Curso de Engenharia em Sistemas Elétricos de Potência, Série PTI, Universidade de Santa Maria, 1983.
- [16] DE MELLO, F. P., *Dinâmica das Máquinas Elétricas II*, Curso de Engenharia em Sistemas Elétricos de Potência, Série PTI, Universidade de Santa Maria, 1983.
- [17] *Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies*, IEEE Commitee Report, IEEE, 1973.
- [18] *Dynamic Models for Fossil Fueled Steam Units in Power System Studies*, Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies, IEEE, 1990.
- [19] *Dynamic Models for Combined Cycle Power Plants in Power Systems Studies*, Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies, IEEE, 1994.
- [20] FERREIRA, A. P. F., BROWNE, A. M., *Estudo de Ilhamento de uma Usina Termelétrica com uma indústria*, UERJ, Rio de janeiro, 2014.
- [21] *Industrial Steam Turbine Control - Application Note 83403 (Revision B)*, Woodward, 1992.
- [22] *Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamic Studies*, Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies, IEEE, 1992.
- [23] KOSTEREV, D. et al. *Load Modeling in Power System Studies: WECC Progress Update*, IEEE, 2008.
- [24] KUNDUR, P., *Power System Stability and Control*. 1 ed. McGraw-Hill, 1984.

- [25] KUNDUR, P., PASERBA, J., AJJARAPU, V., “et al.”, *Definition and Classification of Power System Stability*, IEEE/CIGRE Joint Task Force on Stability Terms and Definitions Report, IEEE, 2004.
- [26] *Large Frequency Disturbances: Analysis and Modeling Needs*, CIGRE Task Force 38-02-14, CIGRE, 1999.
- [27] *LM6000 aeroderivative gas turbine*, Disponível em: <https://www.ge.com/gas-power/products/gas-turbines/lm6000>. Acesso em: 18/01/2023.
- [28] LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R., *Geração Termelétrica: Planejamento, projeto, e Operação*, 1 ed. Editora Interciência, 2004.
- [29] *MW response of fossil-fueled steam units*, Working Group on Power Plant Response to Load Changes, IEEE, 1973.
- [30] *Modeling of Gas Turbines and Steam Turbines in Combined Cycle Power Plants*, Technical Brochure of International Conference on Large High Voltage Electric Systems, CIGRE, 2003.
- [31] MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5 ed. Wiley, 2006.
- [32] NERC, *Modeling Notification - Gas Turbine Governor Modeling*, 2017.
- [33] NERC, *Technical Reference Document - Dynamic Load Modeling*, Load Modeling Task Force, 2016.
- [34] ONS, *Procedimentos de Rede: Módulo 2 – Submódulo 2.10 – Requisitos Técnicos mínimos para conexão às instalações de transmissão*. Revisão ago, 2021.
- [35] ONS, *Procedimentos de Rede: Módulo 3 – Submódulo 3.6 – Requisitos Técnicos mínimos para conexão às instalações de transmissão*. Revisão ago, 2019.
- [36] OGATA, K. *Engenharia de Controle Moderno*. 3 ed. LTC Editora, 2000.
- [37] PEREIRA L., “et al”, *New Thermal Turbine Governor Modelling For the WECC*, WECC Modelling and Validation Working Group, 2002.

- [38] PEREIRA, L. et al. *An Interim Dynamic Induction Motor Model for Stability Studies in WSCC*, IEEE Transactions on Power Systems, 2002.
- [39] POURBEIK, P., BOYER, R., CHAN, K., “et al. ”, *Dynamic Models for Turbine-Governors in Power System Studies*, Task Force on Turbine-Governor, IEEE Power & Energy Society, IEEE, Jan. 2013.
- [40] POURBEIK, P., *The dependence of gas turbine power output on system frequency and ambient conditions*, CIGRE, 2002.
- [41] POURBEIK, P. MODAU, F., *Model Development and Field Testing of a Heavy-Duty Gas-Turbine Generator*, IEEE, 2008.
- [42] *Pressure Control Systems Used on Steam Turbine-Generator Units*, ASME PTC-20.3, 1970.
- [43] RODRIGUES, P.S.B., *Compressores Industriais*, EDC – Editora Didática e Científica Ltda, 1991.
- [44] ROHATGI, A. WebPlotDigitizer: Version 4.4, Pacifica, California, USA. Nov. 2020. Disponível em: <<https://automeris.io/WebPlotDigitizer>>. Acesso em: 22 jan. 2023.
- [45] ROWEN, W. I., *Simplified Mathematical Representations of Single Shaft Gas Turbines in Mechanical Drive Service*, ASME, 1992.
- [46] ROWEN, W. I., *Simplified Mathematical Representations of Heavy Duty Gas Turbines*, ASME, 1993.
- [47] *Standard Load Models for Power Flow and Dynamic Performance Simulation*, IEEE Transactions on Power Systems, 1995.
- [48] SOLOVYEVA, E., *Mathematical Models and Stability Analysis of Induction Motors under Sudden Changes of Load*, Jyväskylä University Printing House, 2013.
- [49] VENIKOV, V.A., ADKINS, B., RUTENBER, D., *Transient Phenomena in Electrical Power Systems*, Pergamon Press, Macmillan, 1964.

- [50] VITTAL, V., MCCALLEY, J.D., *Power system control and stability*. 3 ed. New York: Wiley IEEE Press, 2020.
- [51] WYLEN, G.V., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C., *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. 4 ed. Editora Edgard Blücher Ltda, 1995.
- [52] XISTO, V. F., *Operação de Sistemas de Potência com Controle Automático de Geração*. 1 ed. Editora Campus Ltda, 1984.
- [53] YOUNG C. C., *Equipment and System Modeling For Large-Scale Stability Studies*, 1971,
- [54] YUAN, L.; VITTAL, V. *Modeling of Rectifier-Controlled Induction Motor Drive Load In Transient Stability Simulation Tools*, IEEE Transactions on Power Systems, 2018.

APÊNDICE A

Tabela A.1: Circuitos elétricos da Ilha I.

Barra DE	Barra PARA	NC	R %	X %	TAP
030	040	1	1	31,2	1
030	050	1	1	31,2	1
040	277	1	0,001	0,01	1
040	276	1	0,001	0,01	1
040	275	1	0,01	28,35	1
040	274	1	0,01	115,8	1
040	273	1	0,001	0,01	1
040	110	1	0,046	0,06	1
050	130	1	0,046	0,06	1
050	282	1	0,01	31,57	1
050	283	1	0,001	0,01	1
050	286	1	0,001	0,01	1
050	287	1	0,01	49,6	1
286	321	1	0,43	0,87	1
276	311	1	0,43	0,87	1
110	120	1	0	47,20	1
130	140	1	0	47,20	1
120	060	1	0,023	0,031	1
140	060	1	0,03	0,04	1
060	150	1	0,05	0,066	1
060	170	2	0,04	0,053	1
150	160	1	0	40	1
170	180	1	0	40	1
160	070	1	0,029	0,038	1
180	080	1	0,029	0,038	1
070	071	1	0,001	0,01	1
070	073	1	0,01	98,83	1
070	075	1	0,01	37	1
070	077	1	0,001	0,01	1
070	078	1	0,001	0,01	1
070	079	1	0,001	0,01	1
070	100	1	0,085	0,11	1
077	245	1	0,51	0,37	1
077	240	2	0,37	0,26	1
245	246	1	3,415	58,205	1
240	241	1	3,415	58,205	1
080	090	1	0,085	0,11	1
080	081	1	0,001	0,01	1
080	082	1	0,031	35,5	1
080	085	1	0,01	126,5	1
080	087	1	0,001	0,01	1
080	088	1	0,001	0,01	1
088	210	1	0,2	0,17	1

087	230	1	0,34	0,24	1
087	235	2	0,49	0,35	1
230	231	1	3,415	58,205	1
235	236	1	3,415	58,205	1

Tabela A.2: Circuitos elétricos das Ilhas II e III.

Barra DE	Barra PARA	NC	R %	X %	TAP
030	370	1	0,87	24,98	1
030	380	1	0,87	24,98	1
370	375	1	1,26	1,94	1
370	373	1	0	111,56	1
370	374	1	0	94,91	1
370	372	1	0,35	0,68	1
380	382	1	0	111,56	1
380	383	1	2,51	3,89	1
380	384	1	0	94,91	1
380	385	1	1,26	1,94	1
030	350	1	0,19	0,47	1
030	360	1	0,19	0,47	1
350	355	1	1,09	31,23	1
360	365	1	1,09	31,23	1
355	356	1	0,26	0,37	1
365	366	1	0,07	0,09	1
356	358	1	0	21	1
356	359	1	0	21	1
358	357	1	0,42	0,56	1
359	354	1	0,56	0,74	1
366	368	1	0	21	1
366	369	1	0	21	1
369	364	1	0,38	0,51	1

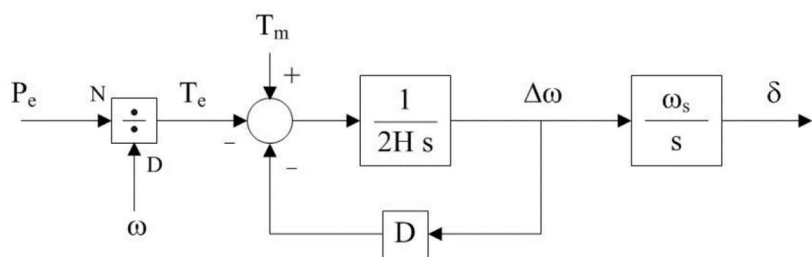


Figura A.1: Diagrama para equação de oscilação eletromecânica (Fonte: Manual Anatem).

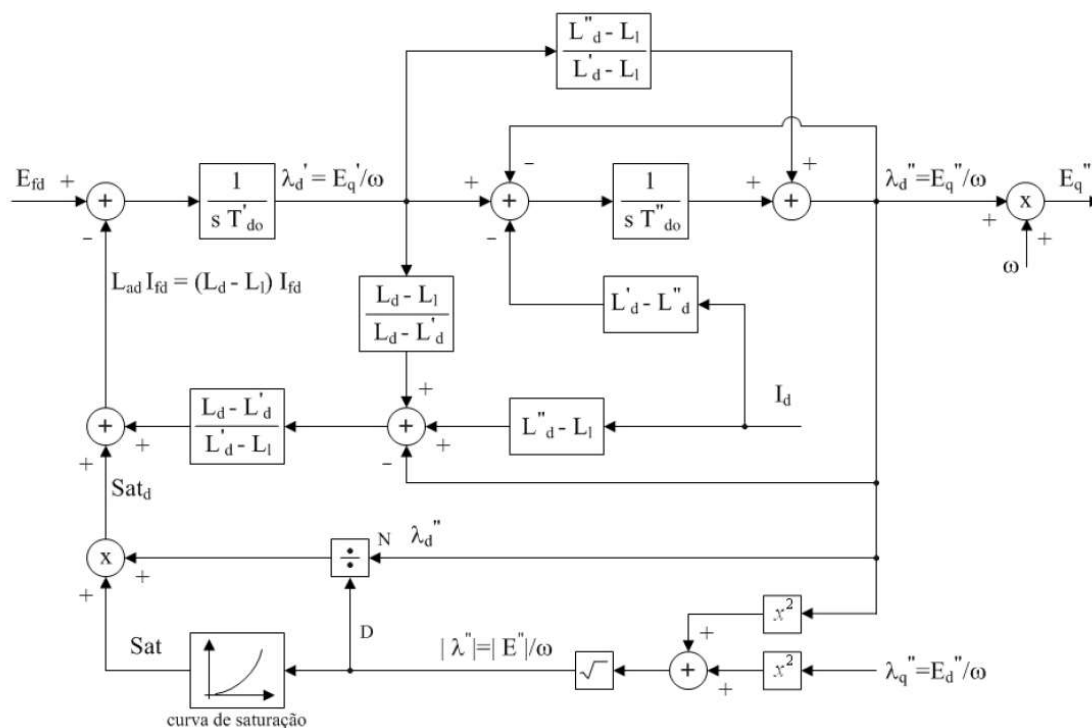


Figura A.2: Diagrama para equações de eixo direto (Fonte: Manual Anatem).

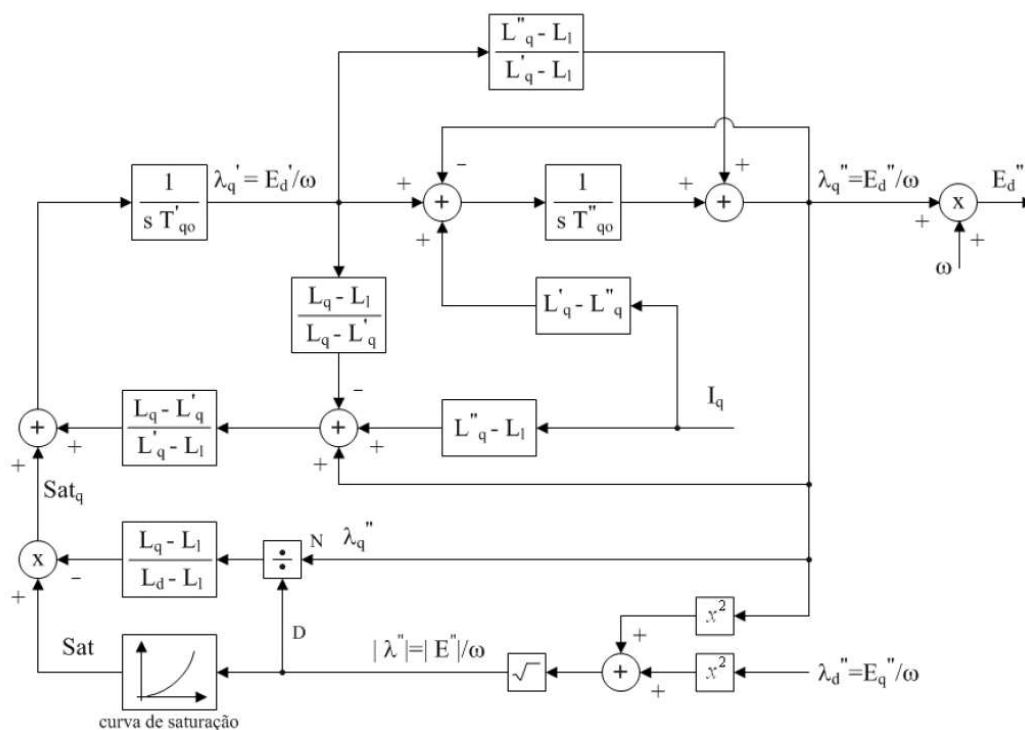


Figura A.3: Diagrama para equações de eixo em quadratura (Fonte: Manual Anatem).

Tabela A.3: Dados elétricos e constante de inércia da unidade TG-301.

x_d (%)	x_q (%)	x'_d (%)	x'_q (%)	x''_d (%)	x_1 (%)	S_n (MVA)
199	185	20	33	15	13	145
T'_d (s)	T'_q (s)	T''_d (s)	T''_q (s)	R_a (pu)	H (s)	CS
8,39	0,81	0,019	0,029	0,0912	6,39	1900

Tabela A.4: Dados elétricos e constante de inércia da unidade TG-201.

x_d (%)	x_q (%)	x'_d (%)	x'_q (%)	x''_d (%)	x_1 (%)	S_n (MVA)
191	191	24	59	19,5	19,2	24
T'_d (s)	T'_q (s)	T''_d (s)	T''_q (s)	R_a (pu)	H (s)	CS
4,76	1,49	0,022	0,066	0,23	5	9001

Tabela A.5: Dados elétricos e constante de inércia da unidade TG-202.

x_d (%)	x_q (%)	x'_d (%)	x'_q (%)	x''_d (%)	x_1 (%)	S_n (MVA)
188	188	24	59	19,5	19,2	24
T'_d (s)	T'_q (s)	T''_d (s)	T''_q (s)	R_a (pu)	H (s)	CS
4,76	1,49	0,022	0,066	0,23	5	9002

Tabela A.6: Dados elétricos e constantes de inércia das unidades TG-101/102/103.

x_d (%)	x_q (%)	x'_d (%)	x'_q (%)	x''_d (%)	x_1 (%)	S_n (MVA)
154	98	21	36	10	9	9,375
T'_d (s)	T'_q (s)	T''_d (s)	T''_q (s)	R_a (pu)	H (s)	CS
7,5	1,5	0,022	0,066	0,31	6,19	9014

Tabela A.7: Curvas de saturação (CS) dos geradores (comando DCST do Anatem)

CS	T	Y1	Y2	X1
1900	2	0,0169953	7,385287	0,8
9001	2	0,0547	3,098	0,8
9002	2	0,03622	4,74	0,8
9014	2	0,0479	3,67	0,8

Tabela B.3: Dados dos motores do sistema industrial.

	Barra	Rs	Xs	Xm	Rr	Xr	HP
M1	287	1	8	280	1	8	6200
M2	321	6,25	11,5	499,5	2,55	4	4000
M3	283	4,1	11,75	499,5	2,1	3,5	971
M4	283	6,25	11,5	499,5	2,55	4	1986
M5	283	4,1	11,75	499,5	2,1	3,5	1336
M6	282	1	8	280	1	8	7768
M7	272	1	8	280	1	8	7200
M8	273	6,25	11,5	499,5	2,55	4	1986
M9	273	4,1	11,75	499,5	2,1	3,75	2436
M10	274	1	8	280	1	8	2086
M11	275	1	8	280	1	8	8716
M12	277	1,63	8,16	225	2,87	8,36	2302
M13	210	1,7	12,25	499,5	2,1	3,7	3542
M14	236	1	8	280	1	8	1172
M15	87	0,7	8	280	0,7	8	1485
M16	231	1	8	280	1	8	2000
M17	85	0,7	8	280	0,7	8	1972
M18	82	1	8	280	1	8	10321
M19	73	0,7	8	280	0,7	8	2000
M20	75	1	8	280	1	8	11321
M21	241	1	8	280	1	8	2345
M22	77	0,7	8	280	0,7	8	750
M23	246	1	8	280	1	8	2000
M24	79	1	8	280	1	8	2680
M25	369	1	8	280	1	8	9048
M26	358	1	8	280	1	8	9700
M27	385	1,63	8,16	280	2,87	8,33	2302
M28	384	1	8	280	1	8	3000
M29	382	1	8	280	1	8	4200
M30	372	1,7	12,25	499,5	2,1	3,7	3211
M31	372	1	8	280	1	8	5500
M32	374	1	8	280	1	8	3275
M33	373	1	8	280	1	8	2955
M34	375	1	8	280	1	8	750
M35	UTE I	1	8	280	1	8	4500
M36	UTE II	1	8	280	1	8	4500

APÊNDICE B

Tabela B.1: Parâmetros do sistema de geração T-200 (Figura 57).

REGULADORES DE VELOCIDADE E TURBINAS TG-200	
R	0,05
T_1	0,25 s
T_2	0,3 s
V_{max}	1,0
V_{min}	0,05
D_M	[0, 0.9]
CALDEIRAS SG-200	
k_1	3,68
k_2	5,99
C_D	135 s
C_{SH}	15 s
T_f	5,0 s
T_w	7,0 s
Q_{max}	1,0
Q_{min}	0,2
CONTROLE DE PRESSÃO	
K_P	9,6
K_I	0,1
K_R	120
T_d	10 s
COLETOR	
C_H	0,5 s
VÁLVULAS REDUTORAS	
T_R	0,25 s
R_{max}	1,0
R_{min}	0,0
K_P	4,5
T_i	25 s

Tabela B.2: Parâmetros do Sistema de Média Pressão (Figuras 59, 60 e 61).

REGULADORES DE VELOCIDADE E TURBINAS TG-100	
R	0,05
T_1	0,25 s
T_2	0,3 s
V_{max}	1,0
V_{min}	0,05
CALDEIRAS SG-100	
k_1	3,68
k_2	5,99
C_D	220 s
C_{SH}	20 s
T_f	5,0 s
T_w	7,0 s
Q_{max}	1,0
Q_{min}	0,2
VASO DE VAPOR	
C_{SV}	110 s
VÁLVULA DE ALÍVIO	
T_1	0,5 s
V_{max}	0,2
V_{min}	0,0
K_P	6,9
K_i	0,001 s

Tabela B.3: Ajustes das constantes de tempo do sistema de vapor no caso Ilha TV-C.

CALDEIRAS SG-200	
C_D	200 s
C_{SH}	15 s
VASO DE VAPOR	
C_{SV}	110 s

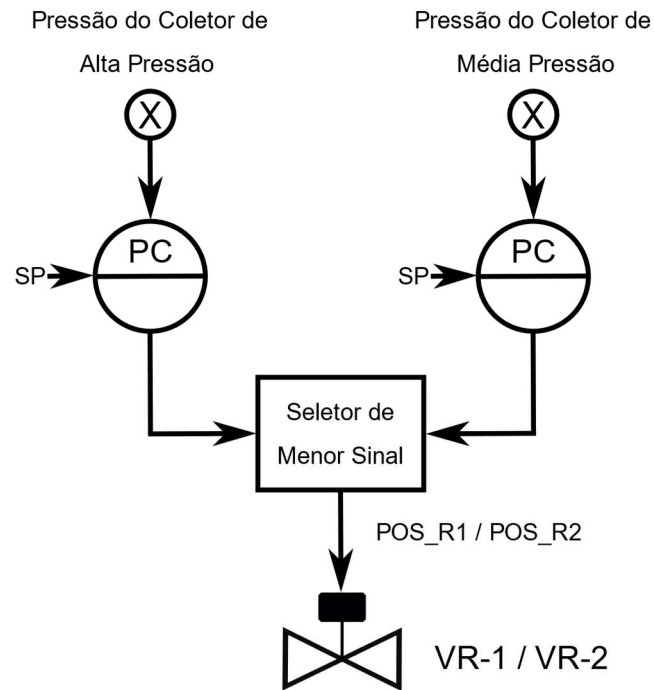


Figura B.1: Comando de vazão das válvulas reductoras VR-1 e VR-2 do sistema T-200.

Tabela B.3: Parâmetros do regulador de velocidade e da turbina da unidade TG-301 (Figura 62).

K_{turb}	1,36
T_a	0
T_b	0,2 s
T_{act}	0,3 s
$flag$	1
W_{fnl}	0,253
D_m	[0, 0.8, 1.4]
K_p	0,28
T_i	15 s
V_{max}	1
V_{min}	0,15

Tabela B.4: Principais ajustes do coeficiente de amortecimento D_m nos casos reais.

Caso	D_m	Unidade Geradora	Lado de Referência
Ilha TV-C	0,9	TG-201 e TG-202	Gerador
Ilha TG-A	1,4	TG-301	Turbina
Ilha TG-B	0,8 a 1,4	TG-301	Turbina

APÊNDICE C

As simulações de ilhamento apresentadas neste trabalho envolveram importantes códigos de execução do programa Anatem 11.10.2, que estão associados a modificações de frequência, bem como métodos de cálculo de torques elétrico e mecânico. Essas opções são designadas CorFreq, TMEC, TELE e FREQ. Em todas as simulações realizadas as opções CorFreq, TELE e FREQ foram utilizadas. A opção TMEC foi implementada exclusivamente em simulações do caso real Ilha TG-B, nas situações em que foi considerada a correção do torque mecânico com a velocidade para representação dos efeitos de regulador de velocidade bloqueado. Os códigos e descrições desses comandos são apresentados adiante (Fonte: Manual Anatem 11.10.2).

Parâmetro CorFreq: Indica se será considerada (S) ou não (N) a correção com a frequência nas equações de oscilação eletromecânica e nas equações elétricas do gerador. Se for deixado em branco, será considerado o valor N.

Opção TMEC: Esta opção, usada com o Código de Execução EXSI, considera apenas o torque mecânico na equação de oscilação da máquina síncrona quando a opção CorFreq está habilitada no código DMDG. Ao habilitar a opção TMEC, apenas o torque mecânico será considerado na equação swing, enquanto a potência elétrica não será dividida pela frequência do rotor nessa mesma equação. Ao habilitar ambas as opções TMEC e TELE junto ao EXSI, ambos os torques mecânico e elétrico serão considerados na equação de oscilação da máquina síncrona. Esta opção não terá efeito na equação de oscilação de determinado modelo de máquina quando a opção CorFreq correspondente estiver desligada.

Opção TELE: Esta opção, usada com o Código de Execução EXSI, considera apenas o torque elétrico na equação de oscilação da máquina síncrona quando a opção CorFreq está habilitada no código DMDG. Ao habilitar a opção TELE, apenas o torque elétrico será considerado na equação swing, enquanto a potência mecânica não será dividida pela frequência do rotor nessa mesma equação. Ao habilitar ambas as opções TELE e TMEC junto ao EXSI, ambos os torques elétrico e mecânico serão considerados na equação de

oscilação da máquina síncrona. Esta opção não terá efeito na equação de oscilação de determinado modelo de máquina quando a opção CorFreq correspondente estiver desligada.

Opção FREQ: Ativa na simulação da estabilidade (Código de Execução EXSI) a variação dos parâmetros dos elementos do sistema com a frequência. A frequência considerada nos cálculos é a média das frequências dos geradores da ilha elétrica em que se encontra o elemento do sistema, ponderada pelas inércias das máquinas geradoras. Quando houver ilhamento no sistema elétrico ou perda de máquinas geradoras, a frequência média da ilha elétrica pode sofrer descontinuidade, fato que deve ser considerado se esta frequência estiver sendo analisada.