

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

Análise do Comportamento Dinâmico de Turbogeneradores a Gás
Operando em Sistema Isolado

André Luiz de Souza Andrade

Itajubá, agosto de 2021

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

Análise do Comportamento Dinâmico de
Turbogeradores a Gás Operando em
Sistema Isolado

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

Área de Concentração: Termodinâmica e Máquinas e Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Co-orientador: Prof. Dr. Vladimir Rafael Melian Cobas

Itajubá, agosto de 2021

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha família e todos que me apoiaram.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus orientadores que foram sempre solícitos e me apoiaram quando precisei. Agradeço também à Petrobrás e ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico), instituições que fizeram possível o desenvolvimento deste trabalho.

Sorte é o que acontece quando a preparação encontra a oportunidade

Sêneca

RESUMO

Turbinas a gás são amplamente utilizadas como acionadores primários nos setores de transporte, acionamento mecânico e geração de eletricidade. O perfil operacional destas máquinas vem se tornando mais dinâmico e flexível, devido à busca contínua da expansão de seu envelope operacional. Turbinas a gás aeroderivativas, como é o caso da turbina do estudo de caso deste trabalho, são utilizadas para inúmeros propósitos como acionadoras de bombas, compressores e bem como geração de energia elétrica. O modelo desenvolvido neste trabalho teve como intuito avaliar uma nova topologia de geração de energia elétrica para uma FPSO - Unidade Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência de Petróleo - e gás que tradicionalmente utiliza múltiplos turbogeradores a gás operando em paralelo, no qual o principal propósito foi estudar o comportamento de um gerador síncrono e um gerador de indução operando paralelamente. O trabalho apresenta um modelo computacional de turbogeradores aeroderivativos de 30,7 MW acionando geradores, o qual foi desenvolvido utilizando uma biblioteca integrada ao Matlab/Simulink chamada T-MATS, desenvolvida pelo NASA's Glenn Research Center. O modelo desenvolvido foi primeiramente avaliado em condições de regime permanente para fins de validação e calibração, o parâmetro de menor precisão para esta condição de operação obteve um erro relativo de 0,94%. Então o modelo foi submetido a diferentes mudanças de carga para avaliação do comportamento dinâmico da máquina em diferentes condições ambientes. Foram utilizados dados de manuais do fabricantes e dados de operações de campo para validação do modelo, o qual apresentou boa precisão para simular o comportamento do turbogerador quando acionando geradores elétricos síncronos, apresentando um maior erro relativo de 0,77%. Em seguida avaliou-se o comportamento dinâmico de dois turbogeradores operando em paralelo quando sujeitos a condições de operação típicas de um sistema isolado de uma FPSO, sendo que um dos turbogeradores aciona um gerador síncrono e o outro um gerador de indução. Esta nova configuração apresentou resultados estáveis quando gerador síncrono absorve toda a demanda de carga e o gerador de indução é mantido a plena carga.

Palavras-Chaves: Modelagem dinâmica, turbinas a gás, sistema isolado, FPSO.

ABSTRACT

Gas turbines are widely used as primary drives in the transport, mechanical drive and electricity generation sectors. The operational profile of these machines is becoming more dynamic and flexible, due to the continuous search for expansion of its operational envelope. Aero-derivative gas turbines, such as the turbine in the case study of this work, are used for numerous purposes such as pump drives, compressors and as well as electrical energy generation. The model developed in this work aimed to evaluate a new electric power generation topology for an FPSO (Floating Production Storage and Offloading) that traditionally uses gas turbogenerators operating in parallel, not which the main purpose was to study the behavior of a synchronous generator and an induction generator operating in parallel. The work presents a computational model of 30.7 MW aero-derivative turbogenerators driving generators, which was developed using a library integrated to Matlab / Simulink called T-MATS, developed by NASA's Glenn Research Center. The developed model was evaluated under steady state conditions for validation and calibration purposes, the parameter with the lowest precision for this condition of obtaining obtained a relative error of 0.94%. Then the model was subjected to different load changes to evaluate the machine's dynamic behavior under different environmental conditions. Data from manufacturers' manuals and field operations data were used to validate the model, which showed good accuracy to simulate the behavior of the turbogenerator when activated synchronous electric generators affected a higher relative error of 0.77%. Then, the dynamic behavior of two turbogenerators operating in parallel was evaluated when subjected to typical operating conditions of an isolated FPSO system, where one of the turbogenerators drives a synchronous generator and another induction generator. The proposed arrangement presents stable results when the synchronous generator absorbs all the load demand and the induction generator is kept at full load.

Key words: Dynamic modeling, gas turbines, isolated system, FPSO.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 - Turbina a gás de um eixo operando em ciclo simples.....	27
Figura 2-2 – Eficiência em função da potência gerada.....	27
Figura 2-3 - Eficiência do consumo de “calor” em função da potência gerada para uma turbina a gás de pequeno porte.	28
Figura 2-4 - Comportamento da potência gerada e “heat rate” em função da temperatura ambiente - turbina GE-MS7001 FA.....	29
Figura 2-5 - Comportamento da potência gerada e em função da altitude local (pressão atmosférica) - turbina GE-MS7001 FA.	29
Figura 2-6 - Esquema de um gerador de gás de um eixo acoplado a uma turbina livre	30
Figura 2-7 - Curva de trabalho da turbina de potência (PT) em função da sua rotação e da rotação do gerador de gás (GG).....	31
Figura 2-8 - Consumo específico de combustível (sfc) em função da potência gerada.	31
Figura 2-9 - Esquema de um gerador de gás de dois eixos acoplado a uma turbina livre.	32
Figura 2-10 - Compressor axial (Rolls-Royce, 1986).....	33
Figura 2-11 - Mapa de operação de um compressor hipotético destacando as linhas de surge e choke (adaptado de Walsh e Fletcher, 2004).	35
Figura 2-12 - Tipos de câmara de combustão (a) Tubular, (b) Multi-tubular, (c) Tubo-anular e (d) Anular (Lora e Nascimento, 2004).....	36
Figura 2-13 - Câmara de combustão do tipo anular (Rolls-Royce, 1986).	37
Figura 2-14 - Câmara de combustão tubo-anular (Rolls-Royce, 1986).....	37
Figura 2-15 - Câmara de combustão tubular (Rolls-Royce, 1986).....	38
Figura 2-16 - Câmara de combustão multi-tubular.....	38
Figura 2-17 - Turbina axial (Maldonado, 2010).....	39
Figura 2-18 - Mapas de funcionamento de uma turbina axial (Wilson e Korakianitis, 2014).	40
Figura 2-19 - Relações termodinâmicas usadas por Kunitommi et al. (2001).....	46
Figura 2-20 - Exemplo de arquitetura de modelagem do T-MATS (Champaman et al., 2014).	49
Figura 4-1 - Esquema de um gerador de gás de dois eixos acoplado a uma turbina livre.	55
Figura 4-2 - Bloco do representativo das condições ambiente.....	55
Figura 4-3 – Bloco do duto de sucção.....	56

Figura 4-4 - Bloco do Compressor.	58
Figura 4-5 - Bloco da Câmara de combustão.	59
Figura 4-6 - Bloco da Turbina.	60
Figura 4-7 - Duto de saída.	62
Figura 4-8 - Bloco referente a um eixo.	63
Figura 4-9 - Bloco do redutor de velocidade.	63
Figura 4-10 - Bloco do gerador elétrico.	64
Figura 4-11 – Funcionamento de um gerador de indução.	64
Figura 4-12 - Digrama de blocos do sistema de controle de variáveis.	65
Figura 4-13 - Bloco do Solucionador Iterativo Newton–Raphson para regime permanente. ...	68
Figura 4-14 - Bloco do Solucionador Iterativo Newton–Raphson para regime transiente.	68
Figura 4-15 - Bloco integrador dinâmico.	69
Figura 4-16 - Mapa do compressor de baixa pressão: vazão real x relação de pressão.	74
Figura 4-17 - Mapa do compressor de baixa pressão: Eficiência x Vazão Real.	75
Figura 4-18 - Mapa compressor de alta pressão: W_c x PR.	75
Figura 4-19 - Mapa do compressor de alta pressão: W_c x Eff.	76
Figura 4-20 - Mapa da Turbina Livre: W_c x PR.	77
Figura 4-21 - Mapa da Turbina Livre: PR x Eff.	78
Figura 4-22 - Diagrama de controle simplificado com destaque para o controle de velocidade para gerador síncrono.	81
Figura 4-23 - Diagrama de controle simplificado com destaque para o controle de temperatura.	82
Figura 4-24 - Diagrama de controle simplificado com destaque para o controle da vazão de combustível.	83
Figura 4-25 - Diagrama de controle simplificado com destaque para o controle de stall dos compressores de baixa e alta pressão.	83
Figura 4-26 – Controle de Potência do Gerador de Indução.	84
Figura 4-27 - Esquema do sistema de geração de energia da plataforma considerada.	85
Figura 4-28 - Vista lateral do turbogerador RB211-GT62.	86
Figura 4-29 - Esquema gerador de gás RB211 em corte (Rolls-Royce, 2013).	87
Figura 4-30 – Esquema do turbogerador de gás RB211-GT62 (Rolls-Royce, 2013)	88
Figura 4-31 – Desenho do rotor da turbina GT-62, com seus dois estágios.	89
Figura 4-32 - Potência produzida em função da rotação corrigida da turbina de potência, para a turbina operando com gás natural (temperatura ambiente de 25 °C).	93

Figura 4-33 - Potência produzida em função da rotação corrigida da turbina de potência, para a turbina operando com diesel (temperatura ambiente de 25 °C)	93
Figura 4-34 - Fator de correção da potência gerada em função da pressão barométrica para o o turbogerador RB211-GT62	94
Figura 4-35 - Fatores de correção da potência gerada e <i>heat rate</i> em função da umidade relativa do ar para o turbogerador RB211-GT62	94
Figura 6-1 - Desvios relativos entre parâmetros obtidos a partir do modelo e respectivos valores de controle para as condições ISO (15 °C, 101,32 kPa e 60% ur).....	99
Figura 6-2 - Desvios relativos entre parâmetros obtidos a partir do modelo e respectivos valores de controle para a temperatura ambiente de 25 °C (101,32 kPa e 60% ur).....	99
Figura 6-3 - Desvios relativos entre parâmetros obtidos a partir do modelo e respectivos valores de controle para a temperatura ambiente de 35 °C (101,32 kPa e 60% ur).....	99
Figura 6-4 - Pontos de operação do compressor de ($W_c \times PR$) para diferentes temperaturas ambiente	101
Figura 6-5 - Pontos de operação do compressor de baixa pressão ($W_c \times Eff$) para diferentes temperatura ambiente	101
Figura 6-6 - Pontos de operação do compressor de ($W_c \times PR$) para diferentes temperaturas ambiente.	102
Figura 6-7 - Pontos de operação do compressor de alta pressão ($W_c \times Eff$) para diferentes temperatura ambiente	102
Figura 6-8 - Vazão de exaustão em função da temperatura ambiente.	103
Figura 6-9 - Temperatura de exaustão em função da temperatura ambiente.	103
Figura 6-10 - Potência em função da temperatura ambiente.....	103
Figura 6-11 - Variação do Heat Rate em função da temperatura ambiente.	104
Figura 6-12 - Variação da potência em função da rotação da turbina de potência e temperatura ambiente	104
Figura 6-13 - Variação da potência em função da rotação dada uma temperatura.	105
Figura 6-14 - Variação do consumo específico de combustível em função da rotação e temperatura ambiente	105
Figura 6-15 - Temperatura de saída do compressor de baixa pressão x Temperatura ambiente.	106
Figura 6-16 - Temperatura de saída do compressor de alta pressão x Temperatura ambiente.	106
Figura 6-17 - Temperatura de entrada da turbina de alta pressão x Temperatura ambiente. .	107

Figura 6-18 - Temperatura da turbina de baixa pressão x Temperatura Ambiente.	107
Figura 6-19 - Temperatura de entrada da turbina livre x Temperatura Ambiente.	108
Figura 6-20 - Temperatura de exaustão da turbina livre x Rotação da turbina livre.	108
Figura 6-21 - Comportamento da rotação da turbina livre para uma tomada de carga de 11 MW.	109
Figura 6-22 - Frequência em função do tempo para tomada de carga de 11MW.	110
Figura 6-23 - Mapa do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 11 MW.	110
Figura 6-24 - Mapa do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 11 MW ..	111
Figura 6-25 - Comportamento da margem de stall do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 11 MW.....	111
Figura 6-26 - Comportamento da margem de stall do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 11 MW.....	112
Figura 6-27 - Relação combustível/ar para uma tomada de carga de 11 MW.	112
Figura 6-28 - Potência elétrica em função do tempo para uma tomada de carga de 11 MW.	113
Figura 6-29 - Comportamento da rotação para uma tomada de carga de 9 MW a temperatura ambiente de 25 °C.....	113
Figura 6-30 - Variação da frequência para uma tomada de carga de 9 MW para temperatura ambiente de 25 °C.....	114
Figura 6-31 - Comportamento do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 9 MW a 25°C.....	114
Figura 6-32 - Comportamento do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 9MW a 25°C.....	115
Figura 6-33 - Margem de stall do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 9 MW a 25 °C.....	115
Figura 6-34 - Margem de Stall do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 9 MW a 25°C.....	116
Figura 6-35 - Comportamento da relação combustível/ar para uma tomada de carga de 9 MW a 25 °C	116
Figura 6-36 - Comportamento da potência elétrica para uma tomada de carga de 9 MW a 25 °C.	117
Figura 6-37 - Comportamento da rotação para uma tomada de carga de 50% para 90% da capacidade nominal.....	118
Figura 6-38 - Comparação entre variação de frequência com resultados do modelo e resultados fornecidos para uma tomada de carga de 11 MW.	118

Figura 6-39 - Mapa de operação do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 11 MW a temperatura ambiente de 25°C.....	119
Figura 6-40 - Mapa de operação do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 11 MW a temperatura ambiente de 25 °C.....	119
Figura 6-41 - Margem de stall do compressor de baixa pressão para tomada de carga de 11 MW e temperatura de 25 °C.....	120
Figura 6-42 - Margem de stall do compressor de alta pressão para tomada de carga de 11 MW e temperatura de 25 °C.....	120
Figura 6-43 - Comportamento da relação combustível/ar para uma tomada de carga de 11 MW com temperatura ambiente de 25°C.....	121
Figura 6-44 - Comportamento da potência elétrica (kW) em função do tempo para uma tomada de carga de 11 MW a tempertura ambiente de 25 °C.	121
Figura 6-45 – Destaque da rejeição de carga de 4,8 MW observada em campo.....	122
Figura 6-46 – Destaque do comportamento da rotação para rejeição de carga de 4,8 MW. .	122
Figura 6-47 – Destaque da tomada de carga para o caso de estudo número 2.....	123
Figura 6-48 – Destaque do comportamento da rotação para a tomada de carga do caso de estudo número 2.....	123
Figura 6-49 – Comparação do comportamento da rotação entre modelo e dados de campo para uma rejeição de carga de 4,8 MW.	123
Figura 6-50 – Comportamento do compressor de baixa pressão para uma rejeição de carga.	124
Figura 6-51 – Comportamento do compressor de alta pressão para uma rejeição de carga. .	124
Figura 6-52 – Comportamento da relação combustível/ar para uma rejeição de carga de 4,8 MW.	125
Figura 6-53 – Comportamento da potência elétrica para uma rejeição de carga de 4,8 MW.	125
Figura 6-54 – Comparação entre o comportamento da rotação entre modelo e dados de campo para uma tomada de carga de 4,4 MW.....	127
Figura 6-55 – Mapa do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 4,4 MW.	127
Figura 6-56 – Mapa do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 4,4 MW.	127
Figura 6-57 – Comportamento da relação combustível/ar para tomada de carga de 4.4 MW.	128
Figura 6-58 – Potência elétrica para uma tomada de carga de 4.4 MW partindo de uma carga parcial de 16.7 MW.....	128

Figura 6-59 - Comportamento da margem de stall do compressor de baixa pressão com limite de 25%.....	129
Figura 6-60 - Comportamento da margem de stall do compressor de baixa pressão com limite de 25%.....	130
Figura 6-61 - Comportamento da margem de stall do compressor de alta pressão com atuação do sistema de proteção no compressor de baixa pressão.	130
Figura 6-62 - Comportamento da margem de stall do compressor de alta pressão em uma operação sem atuação de sistemas de proteção.	130
Figura 6-63 - Comportamento da rotação do eixo do gerador com sistema de controle de stall acionado pelo compressor de baixa pressão.....	131
Figura 6-64 - Comportamento da rotação do eixo do gerador para uma tomada de carga sem sistemas de proteções acionados.....	131
Figura 6-65 - Temperatura de exaustão com controle de stall acionado pelo compressor de baixa com margem de 25%.	131
Figura 6-66 - Temperatura de exaustão para uma tomada de carga sem atuação de sistemas de proteção.	132
Figura 6-67 - Relação ar/combustível com sistema de proteção de stall acionado pela margem mínima de 25% para o compressor de baixa pressão.	132
Figura 6-68 - Comportamento da relação combustível/ar para uma tomada de carga sem atuação de sistemas de proteção.....	132
Figura 6-69 - Comportamento da potência com atuação do controle de stall do compressor de baixa pressão.	133
Figura 6-70 - Comportamento da potência sem atuação de sistemas de proteção.	133
Figura 6-71 - Mapa do compressor de baixa pressão com linhas de operação com atuação do controle de stall e operação convencional para a mesma tomada de carga.	134
Figura 6-72 - Comportamento da margem de stall do compressor de alta pressão limitada a 30%.	134
Figura 6-73 - Comportamento da estabilização da rotação do eixo do gerador com limite de stall a 30% para o compressor de alta pressão.....	135
Figura 6-74 - Comportamento da temperatura de exaustão com sistema de proteção de margem de stall de 30% para o compressor de alta pressão.....	135
Figura 6-75 - Comportamento da relação combustível/ar com margem de stall de 30% para o compressor de alta pressão.	136

Figura 6-76 - Comportamento da tomada de carga com limite de stall de 30% para o compressor de alta pressão.....	136
Figura 6-77 - Mapa do compressor de alta pressão com sistema de proteção de stall acionado e uma operação convencional para uma tomada de carga de 30% da potência nominal da turbina.	137
Figura 6-78 - Margem de surge do compressor de baixa pressão limitada pelo sistema de controle de temperatura de entrada da turbina livre.	138
Figura 6-79 - Margem de surge do compressor de alta pressão limitada pelo sistema de controle de temperatura de entrada da turbina livre.	138
Figura 6-80 - Comportamento da temperatura de entrada da turbina livre com atuação do sistema de controle limitado à 499 °C.	139
Figura 6-81 - Comportamento da temperatura de exaustão limitada pelo controlador da temperatura de entrada da turbina livre.....	139
Figura 6-82 - Relação combustível/ar com sistema de proteção ativado para temperatura de entrada da turbina livre de 499 °C.	140
Figura 6-83 - Comportamento do compressor de baixa pressão com limitador de temperatura de entrada da turbina de 499 °C.....	140
Figura 6-84 - Comportamento do compressor de alta pressão limitado pela temperatura de entrada da turbina livre.....	141
Figura 6-85 - Comportamento da potência limitada pela temperatura de entrada da turbina livre com valor de 499 °C.	142
Figura 6-86 – Configuração das simulações utilizando unicamente um turbogerador acionando um gerador síncrono.	142
Figura 6-87 – Configuração proposta de operação de dois turbogeradores em paralelo acionando um gerador síncrono e um gerador de indução.	143
Figura 6-88 – Potência gerada pelo gerador de indução para uma retirada de 5 MW do sistema proposto.	144
Figura 6-89 – Potência gerada pelo gerador síncrono para uma retirada de carga de 5 MW do sistema.....	144
Figura 6-90 - Variação da rotação do gerador de indução e do gerador síncrono para uma retirada de 5 MW do sistema	145
Figura 6-91 – Gerador de indução à plena carga durante retirada de 10 MW do sistema. ...	145
Figura 6-92 – Potência gerada pelo gerador síncrono durante retirada de 10 MW do sistema.	146

Figura 6-93 - Variação da rotação do gerador de indução e do gerador síncrono para um degrau de 10 MW no gerador síncrono.	146
Figura 6-94 – Potência gerada pelo gerador de indução durante uma tomada de carga de 7,5 MW pelo sistema.	147
Figura 6-95 – Potência gerada pelo gerador síncrono durante tomada de carga de 7,5 MW pelo sistema.....	147
Figura 6-96 - Variação da Rotação do Gerador de indução e do Gerador Síncrono para uma tomada de 7,5MW pelo sistema.	148
Figura 6-97 – Potência gerada pelo gerador de indução durante retirada de 9,6 MW do sistema em compartilhamento de carga..	149
Figura 6-98 – Variação das rotações do gerador síncrono e gerador de indução durante retirada de 9,6 MW em compartilhamento de carga.	149

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 - Principais Softwares Para Simulação de Sistema Térmicos.....	41
Tabela 4-1 – Dados de desempenho do conjunto RB211-GT62 para diferentes condições.....	90
Tabela 4-2 – Desempenho do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P58.....	90
Tabela 4-3 – Desempenho do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P58, para diferentes carregamentos.....	91
Tabela 4-4 – Desempenho do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P62.....	91
Tabela 4-5 – Desempenho do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P62, para diferentes carregamentos.....	92
Tabela 6-1 - Validação do Modelo - Condições ISO (15 °C, 101,32 kPa e 60% ur)	97
Tabela 6-2 - Validação do Modelo – Temperatura Ambiente de 25° C (101,32 kPa e 60% ur)	98
Tabela 6-3 - Validação do Modelo – Temperatura Ambiente de 35° C (101,32 kPa e 60% ur)	98

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AVR	<i>Automatic Voltage Regulator</i>
CC	Câmara de Combustão
GA	Algoritmo Genético
GCPARM	<i>Graphical Model Configuration and Parameterization Program</i>
GG	Gerador de Gás
GI	Gerador de Indução
GS	Gerador Síncrono
GSEXEC	Graphics Screen Executive
HPC	Compressor de Alta Pressão
HPT	Turbina de Alta Pressão
IGV	<i>Inlet Guide Vanes</i>
LPC	Compressor de Baixa Pressão
LPT	Turbina de Baixa Pressão
RTEXEC	Run Time Executive
RTSUPV	<i>RunTime Supervisor</i>
PCH	Pequenas Centrais Hidrelétricas
PCI	Poder Calorífico Inferior
PI	Proporcional e Integral
PR	Relação de Pressão
PT	Turbina de Potência
UEP	Uma unidade estacionária de produção
PCH	Pequenas Centrais Hidrelétricas
T-MATS	<i>Toolbox for the Modeling and Analysis of Thermodynamic Systems</i>

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
1.1 Considerações Iniciais	20
1.2 Motivação.....	21
1.3 Objetivo.....	22
1.4 Estrutura do trabalho.....	23
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1. Turbinas a Gás: Configurações, Principais Componentes e Modelagem	24
2.1.1. Principais configurações e componentes das turbinas a gás.....	25
2.1.1.1. Turbina a gás de um eixo operando em ciclo simples:	26
2.1.1.2. - Turbina a gás de dois eixos com turbina de potência (turbina livre)	29
2.1.1.3. - Turbina a gás de três eixos com turbina livre.....	32
2.1.1.4. - Compressor.....	33
2.1.1.5. - Câmara de combustão	35
2.1.1.6. - Turbina	38
2.2. - Modelagem e Simulação Matemática de Turbinas a Gás.....	40
3. METODOLOGIA.....	52
4. MODELAGEM DO TURBOGERADOR AERODERIVATIVO	53
4.1. Descrição dos Componentes	54
4.1.1. Condições do Ambiente.....	55
4.1.2. Bocal / Duto de Entrada.....	56
4.1.3. – Compressor.....	57
4.1.4. Câmara de Combustão	59
4.1.5. Turbina.....	60
4.1.6. Bocal de Saída/Duto de saída.....	62
4.1.7. Eixo Mecânico.....	62
4.1.8. Redutor de Velocidades	63
4.1.9. Gerador Elétrico	63
4.1.10. Controladores PI	65
4.1.11. Solucionador iterativo	66
4.2 Parâmetros Adimensionais.....	70
4.3 Mapa do Compressor	72

4.4	Mapa da Turbina.....	76
4.5	Modelagem Dinâmica.....	78
4.5.1.	Sistema de Controle e Proteção.....	79
4.5.1.1.	Sistema de Controle de Velocidade.....	81
4.5.1.2.	Sistema de controle de temperatura.....	82
4.5.1.3.	Controle de Stall.....	83
4.5.1.4.	Controle de Potência do Gerador de Indução.....	84
5.	TURBINA UTILIZADA NO ESTUDO DE CASO.....	85
5.1.	Dados de projeto do redutor de velocidades.....	95
6.	RESULTADOS.....	96
6.1	Validação do Modelo Para Operação em Regime Permanente.....	96
6.1.1.	Avaliação do comportamento do turbogerador SGT A35 (GT62)operando em regime permanente.....	100
6.2	Avaliação do Comportamento do Turbogenerador Durante Transientes de Carga	109
6.2.1.	Tomada de Carga de 11 MW.....	109
6.2.2.	Tomada de Carga de 9 MW (25 °C).....	113
6.2.3.	Tomada de Carga de 50% para 90% da Capacidade Nominal a 25°C.....	117
6.2.4.	Comparação com Dados de Uma Operação Real de Campo.....	121
6.2.5.	Avaliação do Sistema de Controle e Proteção.....	128
6.2.5.1.	Limite de stall de 25% para compressore de baixa pressão.....	128
6.2.5.2.	Limite de Stall de 30% para o compressor de alta pressão.....	134
6.2.5.3.	Limite de temperatura de entrada da turbina livre a 499 °C.....	137
6.2.6.	Simulação de Dois Turbogeneradores em Paralelo Acionando um Gerador Síncrono e Um Gerador de Indução.....	142
6.2.6.1.	Retirada de 5 MW do sistema proposto.....	143
6.2.6.2.	Retirada de 10MW do sistema proposto.....	145
6.2.6.3.	Tomada de carga de 7,5 MW para o sistema proposto.....	147
6.2.6.4.	Retirada de 9,6 MW com compartilhamento de carga pelos geradores.....	148
6.	CONCLUSÕES.....	151
	ETAPAS FUTURAS.....	153
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	154

1. INTRODUÇÃO

1.1 Considerações Iniciais

Uma unidade estacionária de produção (UEP) projetada para a produção de petróleo ou gás natural através da perfuração de poços no leito do oceano (no mar), também conhecida como "*plataforma offshore*", caracteriza-se por possuir uma rede elétrica ilhada cuja expressiva demanda de carga é suprida por um sistema de geração, composto tipicamente por turbogerador a gás. O sistema elétrico típico de uma plataforma *offshore* consiste em 4 turbo geradores síncronos de 25 MW, 13,8kV, 60 Hz, acionados por turbinas a gás ou diesel. Em operação normal, 3 desses geradores alimentam todas as cargas da plataforma e um deles fica em *stand by*. Durante eventual pico de carga o quarto gerador também pode ser acionado e passa a operar. O objetivo do desenvolvimento deste modelo foi um estudo de viabilidade da substituição de um destes geradores síncronos por um gerador auto excitado.

Geradores de indução auto-excitados (SEIG - *Self-Excited Induction Generators*) tem sido utilizado nos últimos anos, como resultado da expansão de centros de geração em locais remotos que podem operar de forma ilhada a partir de fontes de energia renováveis, tais como pequenas centrais hidrelétricas (PCHs) e fazendas eólicas. Este fato deve-se principalmente à factibilidade técnica econômica que os SEIGs apresentam frente aos típicos geradores síncronos. Algumas das características que tornam os SEIGs mais atrativos que os geradores síncronos, para as aplicações mencionadas, são: o baixo custo (40% mais barato), a alta confiabilidade, a simplicidade na manutenção e operação, construção mais robusta (sem escovas e rotor em gaiola), não necessidade de alimentação DC para excitação e melhor resposta transitória.

Como exórdio deste trabalho, que visa determinar a viabilidade técnica e implementação de uma topologia alternativa de geração de energia elétrica baseada na operação simultânea de geradores síncronos e de indução, este trabalho apresenta a modelagem, simulação e análise de uma turbina a gás em regime transitório, através de um modelo detalhado, com erros relativos inferiores a 1%, que permite estimar o desempenho de cada componente para que estes atendam os parâmetros de referência de projeto, tais como: consumo específico de combustível, potência de saída, temperatura de exaustão, heat rate e fluxo de ar. Como análise final deste trabalho, o modelo foi implementado de modo a avaliar o comportamento operacional de um gerador de indução operando em paralelo a um gerador síncrono.

1.2 Motivação

A principal motivação deste trabalho está relacionada com a proposta de uma configuração alternativa do sistema elétrico atual aplicado nas plataformas *offshore* de extração de petróleo da Petrobrás, que permita continuar atendendo a demanda exigida com alta confiabilidade, porém de modo mais simples, econômico e eficiente. Esta proposta se refere especificamente na determinação de uma nova topologia de geração de energia elétrica da plataforma baseada na substituição de geradores síncronos por geradores de indução. Para avaliação desta proposta, um modelo computacional foi desenvolvido para avaliar o comportamento de turbogeradores acionando estes geradores em paralelo de modo que fosse possível demonstrar a viabilidade da utilização dos mesmos. Assim, como principais benefícios esperados do desenvolvimento da pesquisa se ressaltam:

- 1) Embora este trabalho não apresente análise econômica, o uso de um gerador de indução apresenta menor valor de investimento (menor CAPEX) para o sistema elétrico de geração principal da plataforma, considerando que o preço FOB (Free on Board) de um GI é cerca de 40% menor que GS (informação preliminar de fabricante).
- 2) Menor tempo de fabricação e entrega dos GIs para o sistema de geração principal da plataforma, associado ao fato de que o GI é mais simples, pois não requer sistema de excitação, além de outros elementos.
- 3) Conjunto mais leve e ocupando menor espaço na plataforma, haja vista que uma parte dos GSs poderiam potencialmente ser substituídos por GIs.
- 4) Maior facilidade de manutenção para o conjunto advindo das máquinas de indução;
- 5) Menores custos operacionais devido às razões colocadas anteriormente (menor OPEX).
- 6) Redução nas intensidades das correntes de contribuição de curto-circuito transitório, mitigando a quantidade de energia envolvida no ponto da falta.

1.3 Objetivo

O objetivo principal do presente trabalho é apresentar um modelo computacional desenvolvido para simular o comportamento em regime permanente e transitório (dinâmico) de turbogeradores a gás estacionários e desenvolver um estudo de viabilidade técnica de uma nova topologia de geração de eletricidade em um sistema isolado de uma FPSO, na qual se visa a substituição de um dos geradores síncronos por um gerador de indução, tendo como estudo de caso a turbina SGT A35 (GT62). Esta turbina é composta por dois spools e uma turbina de potência, e tem potência nominal de 30,7 MW (condições ISO).

Em se tratando de uma operação em regime transiente, como objetivos específicos deste trabalho, destacam-se:

- Desenvolver o modelo computacional para a simulação de turbogeradores a gás aeroderivativos, tendo como estudo de caso a turbina SGT A35 (GT62)
- Validar o modelo, mediante comparação com dados de campo e/ou disponíveis na literatura.
- Avaliar o comportamento do turbogerador durante tomadas e rejeições de carga (análise dinâmica), bem como em condições de operação distintas das de projeto (off-design);
- Avaliar os efeitos de diferentes parâmetros operacionais no comportamento da turbina.
- Analisar o comportamento de turbogeradores operando em paralelo, em um sistema isolado, com pelo um deles acionando um gerador síncrono e o outro um gerador de indução.

1.4 Estrutura do trabalho

No capítulo 2 é realizada uma contextualização sobre turbinas a gás destacando e descrevendo seus principais componentes, configurações mais utilizadas e um histórico sobre modelagem destas máquinas.

O capítulo 3 apresenta a descrição do modelo, passando por cada componente da máquina, destacando a diferença entre o modelo em regime permanente e transiente, trazendo os mapas utilizados para avaliação de seus devidos componentes.

No capítulo 4, primeiramente são destacados os resultados obtidos pelo modelo em regime permanente, passando por sua validação, destacando o comportamento de variáveis como vazão de combustível, potência, temperaturas, consumo específico e os mapas de operação dos componentes. A seguir são destacados os resultados obtidos pelo modelo em regime transiente, destacando o funcionamento do sistema de controle e proteção, passando por sua validação, mostrando o mapa de operação dos compressores e seus limites operacionais.

O capítulo 5 apresentam as conclusões obtidas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Turbinas a Gás: Configurações, Principais Componentes e Modelagem

Dentre os vários meios de se produzir potência mecânica, a turbina a gás é, em vários aspectos, um dos equipamentos mais satisfatórios. A ausência de movimentos alternativos e componentes sujeitos a grande desgaste por atrito, faz com que os problemas relacionados a vibrações sejam minimizados, que o consumo de óleo lubrificante seja baixo, e a confiabilidade do equipamento seja alta, além da vantagem deste acionador apresentar alta relação potência/peso (Saravanamutto et al., 2009).

No entanto, as turbinas a gás, diferentemente de outras máquinas primárias de geração de potência mecânica, estão sujeitas a limites operacionais, os quais, se não forem respeitados, podem levar a instabilidades operacionais, comprometendo a eficiência do motor, ou até mesmo causando danos ao equipamento. Estas instabilidades podem ocorrer devido a mudanças de condições de operação (carga, climáticas, etc.) ou transitórios operacionais, os quais são normalmente decorrentes de mudanças de carga, partida, parada ou condições anormais de operação (Kim et al., 2000; Wilson e Korakianitis, 2014).

A compreensão do comportamento das turbinas a gás quando operando nas suas condições de projeto (“*design point*”) e fora dele (“*off-design*”) é de fundamental importância, pois alterações climáticas, mudanças nas características do combustível ou de cargas podem levar a variações significativas do desempenho do acionador. Este comportamento deve ser conhecido para que seja possível projetar soluções para os eventuais problemas, mantendo o acionador, sempre que possível, com elevado desempenho e operando em condições seguras.

Assim, a análise de turbinas a gás normalmente é feita em três condições distintas, i.e., na condição nominal (“*design point*”), em condições de carga parcial e durante transitórios. A análise na condição nominal é utilizada para nortear o projeto termodinâmico do motor, utilizando dados típicos de projeto dos componentes individuais da turbina (compressor, câmara de combustão, expensor, etc.) para atender aos requisitos de desempenho, e levando em consideração as limitações do sistema e as condições de carregamento. A análise de desempenho fora do ponto de projeto visa determinar o envelope operacional geral da turbina para prever o desempenho não explicitamente definido durante o projeto do ciclo, e verificando

se a operação ocorrer dentro das restrições operacionais do sistema (MacIsaac e Langton, 2011).

Já o comportamento em regime transitório, na maioria das vezes, é de difícil previsão e observação, necessitando-se de um modelo matemático complexo para descrevê-lo. Em situações de instabilidades, decorrentes de operações em regimes transitórios, a resposta do sistema deve ser a mais rápida possível para que os limites operacionais, tais como temperatura de saída da câmara de combustão, “surge” do compressor; aceleração e desaceleração do eixo não sejam excedidos (Rowen, 1983).

Qualquer sistema dinâmico passa por regimes transitórios, podendo ser temporários e imperceptíveis, e normalmente causam pouquíssima influência aparente no desempenho do sistema. Porém, o comportamento transitório deve ser monitorado, fazendo com que um sistema de controle robusto seja essencial para que se opere com segurança e elevado desempenho. Assim, modelos matemáticos que permitam simular o comportamento transitório se tornam ferramentas relevantes e atualmente ainda são objeto de intensas investigações (Chaibakhsh e Amirkhani, 2018; Merhrpanahi et al., 2018).

Técnicas de modelagem auxiliam na investigação do comportamento das turbinas a gás, sem a necessidade de levar o equipamento aos seus limites, evitando danos ao mesmo e possibilitando o desenvolvimento de melhores sistemas de controle, além de possuir baixo custo (Kim et al., 2000). Assim, os modelos matemáticos estáticos e dinâmicos são ferramentas que permitem estudar o desempenho das turbinas a gás, e as informações geradas podem ser utilizadas para projeto, análise, controle e otimização destes acionadores (Hosseinalipour, 2013).

2.1.1. Principais configurações e componentes das turbinas a gás

As turbinas a gás são máquinas de fluxo compostas por três equipamentos básicos, quando operando em ciclo simples: compressor, câmara de combustão e turbina (expansor). Esses três componentes definem uma turbina a gás de ciclo simples, porém estes acionadores podem, dependendo de sua aplicação, incorporar outros componentes, tais como: intercoolers entre os estágios do compressor, para reduzir o consumo energético do mesmo, reaquecedores, para aumentar a potência líquida da turbina, e regeneradores, para reduzir a quantidade de energia que é rejeitada para a atmosfera (Razak, 2007).

Em uma turbina a gás, o fluido de trabalho (ar) é comprimido pelo compressor, passando para a câmara de combustão, onde recebe energia do combustível, o que aumenta sua

temperatura. Saindo da câmara de combustão, o fluido de trabalho (produtos de combustão) é direcionado para a turbina, onde é expandido para produzir potência de eixo, a qual é usada para acionar o compressor e uma carga externa conectada ao eixo da turbina. Na prática, as perdas no compressor e na turbina aumentam a potência absorvida pelo compressor e diminuem a potência fornecida pela turbina, resultando numa redução da potência útil do ciclo. A máxima potência útil fornecida pela turbina a gás está limitada pela temperatura que o material dos primeiros estágios da turbina, associada a tecnologia utilizada para seu resfriamento, podem suportar.

A seguir é efetuada uma descrição das principais configurações das turbinas a gás utilizadas para a geração de eletricidade, bem como dos seus principais componentes. Ressalta-se que não se pretende efetuar nesta etapa o equacionamento detalhado destes componentes, mas sim uma visão geral de suas principais características, pois o equacionamento detalhado será apresentado quando do desenvolvimento dos seus modelos, o que ocorrerá nas próximas etapas do projeto.

É importante observar ainda que, pelo fato do objeto de estudo ser a geração de eletricidade em plataformas offshore, foi considerado neste trabalho somente as turbinas a gás que operam em ciclo simples, não tendo sido descritas e/ou avaliadas as turbinas a gás que operam em ciclo regenerativo, ou com intercoolers, ou ainda com reaquecimento.

2.1.1.1. Turbina a gás de um eixo operando em ciclo simples:

Este tipo de arranjo consiste em um compressor (C), uma câmara de combustão (CC) e uma turbina (T), como ilustra Figura 2-1, sendo que compressor e turbina estão conectados em um mesmo eixo e, portanto, operam na mesma rotação. Nesta configuração básica, os componentes seguem estritamente a função descrita acima, i.e., o compressor eleva a pressão do ar aspirado da atmosfera, o qual é introduzido na câmara de combustão, onde é usado como oxidante do combustível que é injetado neste componente. Os gases resultantes da combustão, a alta pressão e temperatura, são então expandidos na turbina gerando potência mecânica. Parte da potência gerada pela turbina é utilizada para acionar o compressor, que está diretamente conectado à turbina por um eixo, e o restante da potência é utilizada para acionar uma carga, como por exemplo um gerador, que está conectada ao mesmo eixo do compressor/turbina. Caso a carga necessite operar em rotação diferente daquela em que trabalham o compressor e a turbina, torna-se necessário usar um redutor de velocidades. Turbinas a gás de um eixo são recomendadas para operações com rotação constante (Lora e Nascimento, 2004).

Para se determinar os pontos de operação de uma turbina a gás é necessário conhecer as características da carga a qual ela está conectada. Determinam-se pontos de operação, para cada temperatura de entrada da turbina e/ou rotação, se for o caso, que satisfaça as exigências da carga, i. e., a potência produzida deve ser igual a consumida pela carga. Se a potência calculada não é igual àquela requerida pelo carregamento, para a condição analisada, a turbina não estará em equilíbrio e, portanto, poderá acelerar ou desacelerar. Calculando-se o ponto de operação da turbina para uma série de condições de operação constantes (temperatura de trabalho e/ou rotação) pode-se determinar a sua linha de trabalho (para regime permanente). Quando a linha de trabalho está determinada torna-se bastante simples a determinação dos seus parâmetros de desempenho, tais como: potência produzida, eficiência, consumo específico de combustível, e consumo específico de calor (“Heat rate”), etc. A Figura 2-2 mostra a eficiência em função da potência gerada, enquanto a Figura 2-3 mostra, a título de exemplo, o comportamento da eficiência e do consumo de “calor” (energia fornecida com o combustível) de em função da potência gerada para uma turbina a gás de pequeno porte (TA-100).

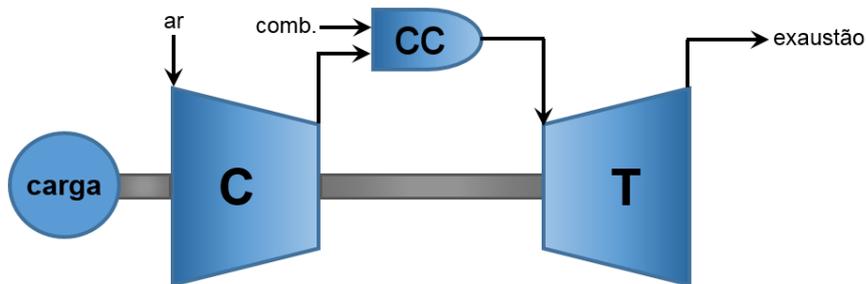


Figura 2-1 - Turbina a gás de um eixo operando em ciclo simples

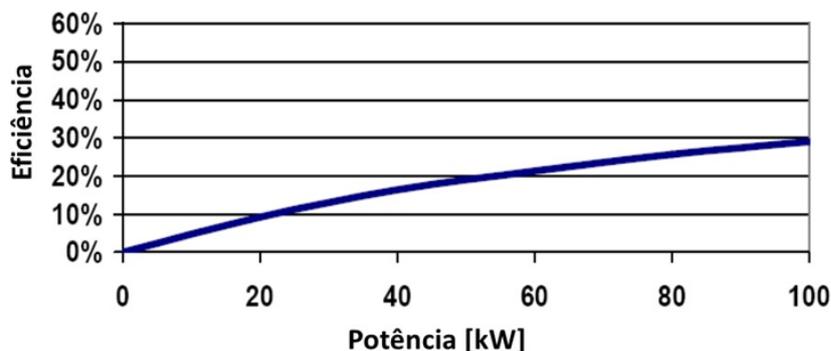


Figura 2-2 – Eficiência em função da potência gerada.

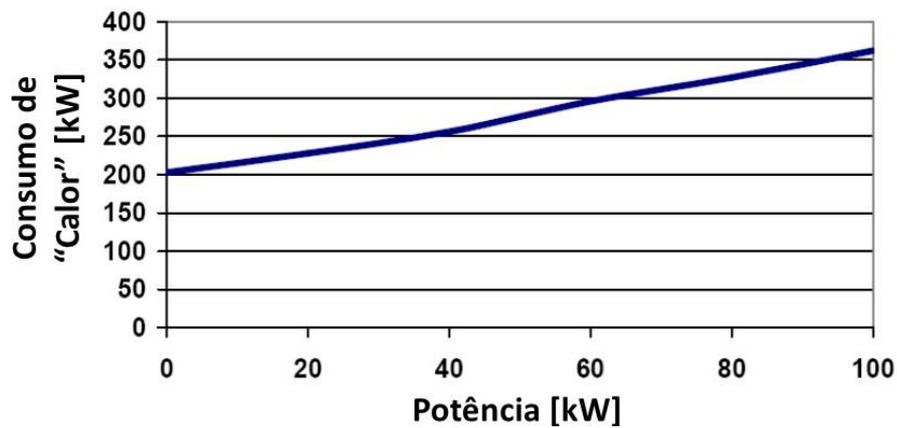


Figura 2-3 - Eficiência do consumo de “calor” em função da potência gerada para uma turbina a gás de pequeno porte.

As turbinas a gás são máquinas térmicas com deslocamento volumétrico essencialmente constante e que usam como fluido de trabalho o ar atmosférico, logo seu desempenho está intimamente relacionado às convicções do ambiente em que está instalada. Seu desempenho será afetado quando a vazão mássica massa de ar que entra no compressor for diferente das condições de referência (ISO), isto é, das condições padrão usadas pelos fabricantes e entidades certificadores, para estabelecer de maneira uniforme as suas características de trabalho e performance. As condições de ISO de referências: temperatura ambiente 15 °C, pressão atmosférica de 101,32 kPa e umidade relativa do ar de 60%.

Também a título de exemplo a Figura 2-4 mostra o comportamento típica da potência gerada e o consumo específico de calor (“heat rate”) em função da temperatura ambiente, usando o caso da turbina GE-MS7001 FA. Como pode ser observado, incrementos na temperatura ambiente de 5 °C, levam a redução de aproximadamente 6% na potência produzida e incrementos de 2,5 % no “heat rate”. A Figura 2-5 mostra o efeito da altitude ou pressão barométrica na potência gerada pela turbina, em termos da fração do valor de projeto (condições ISO). Ar menos denso reduz a vazão em massa de ar e a potência de saída, praticamente de forma proporcional. O *heat rate* e outros parâmetros do ciclo não são afetados tão significativamente, quanto o são pela temperatura.

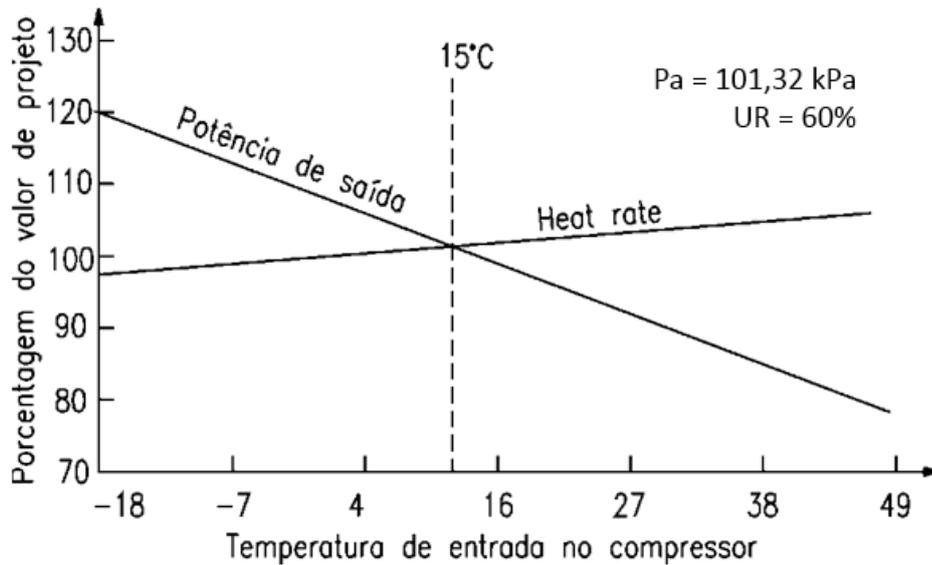


Figura 2-4 - Comportamento da potência gerada e “heat rate” em função da temperatura ambiente - turbina GE-MS7001 FA.

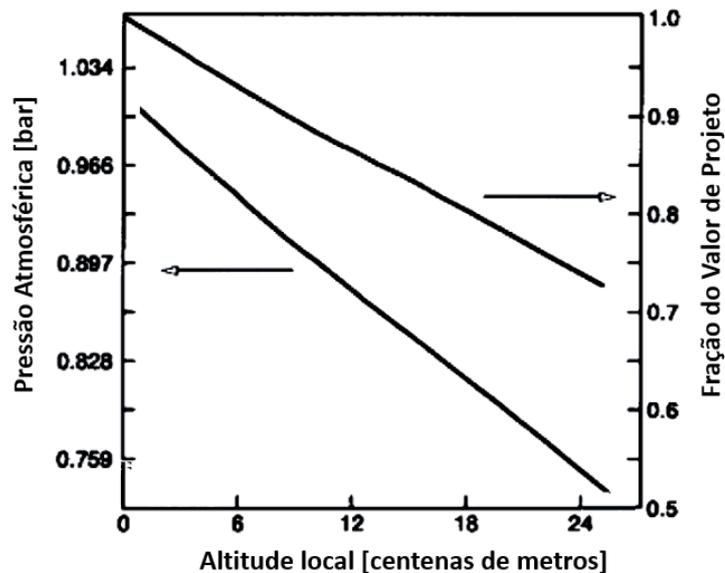


Figura 2-5 - Comportamento da potência gerada e em função da altitude local (pressão atmosférica) - turbina GE-MS7001 FA.

2.1.1.2. - Turbina a gás de dois eixos com turbina de potência (turbina livre)

Neste tipo de configuração o processo de expansão é dividido em etapas, que ocorrem em turbinas distintas, as quais estão conectadas em série, do ponto de vista do fluxo gasoso, conforme pode ser observado na Figura 2-6. A potência produzida na primeira turbina (T) é utilizada somente para acionar o compressor (C). Logo na exaustão desta primeira turbina os gases (fluido de trabalho) ainda possuem conteúdo energético significativo. Ao sair da primeira turbina, os gases são então direcionados para segunda turbina (PT), que é chamada de turbina

livre ou de turbina de potência, a qual é usada para acionar a carga. O conjunto formado pelo compressor (C), pela câmara de combustão e pela primeira turbina (T) é chamado de gerador de gás.

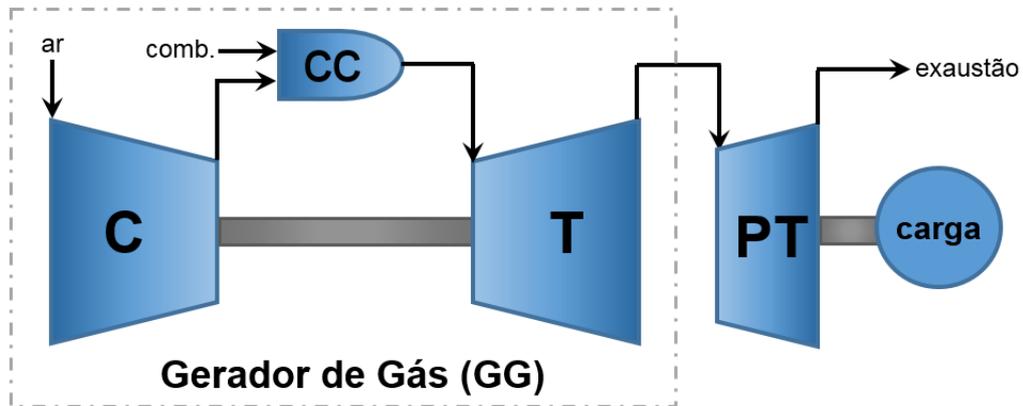


Figura 2-6 - Esquema de um gerador de gás de um eixo acoplado a uma turbina livre

A função do gerador de gás é produzir gases a alta temperatura e alta pressão para a turbina de potência. Esse tipo de configuração é mais indicado para cargas que operam com rotação variável, como por exemplo acionamento de compressores e bombas. Para estes tipos de cargas, há certas situações que requererem baixa rotação e potência, sendo assim a turbina de potência gira à velocidade da carga, enquanto o gerador de gás gira à sua velocidade máxima, ou na velocidade adequada para atender a carga.

Este tipo de configuração também é utilizado em geração de eletricidade, onde a turbina livre opera em velocidade constante, determinada pelo gerador. Neste caso, normalmente trata-se de uma turbina que foi originalmente concebida para jato propulsão. O motor passa então por modificações, e o seu bocal a jato, é substituído por uma turbina para produzir potência de eixo. Neste caso tira-se proveito da compatibilidade e baixo peso do motor, características intrínsecas de turbinas aeronáuticas.

Como não existe acoplamento mecânico entre gerador de gás e turbina livre, os esforços da carga não são transmitidos diretamente para o gerador de gás.

Assim, é usual determinar a potência útil sobre uma faixa de rotação da turbina de potência, para cada ponto de funcionamento do gerador de gás (GG). Qualquer curva correspondente a uma dada rotação do gerador de gás (GG), normalmente é achatada, na região superior à metade da faixa de rotação da turbina livre, onde a eficiência da turbina não varia muito com a sua rotação (vide Figura 2-7)

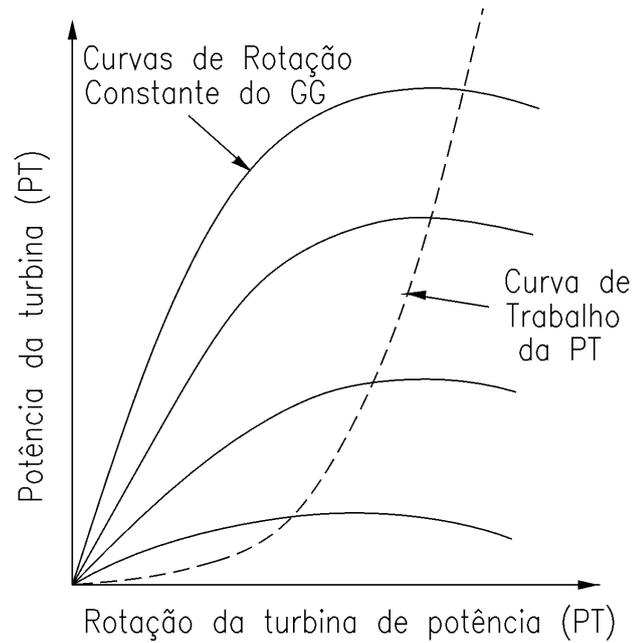


Figura 2-7 - Curva de trabalho da turbina de potência (PT) em função da sua rotação e da rotação do gerador de gás (GG)

O consumo de combustível (sfc) também pode ser calculado para cada ponto de operação, e quando combinando com os dados de potência, será uma função da rotação do gerador de gás e da rotação da turbina livre. A linha de trabalho da turbina livre indica a variação da potência e rotação imposta pela carga, e os pontos de interseção com as curvas de rotação da turbina, fornecem o *sfc* versus a potência da unidade para o tipo de carga considerado (vide Figura 2-8).

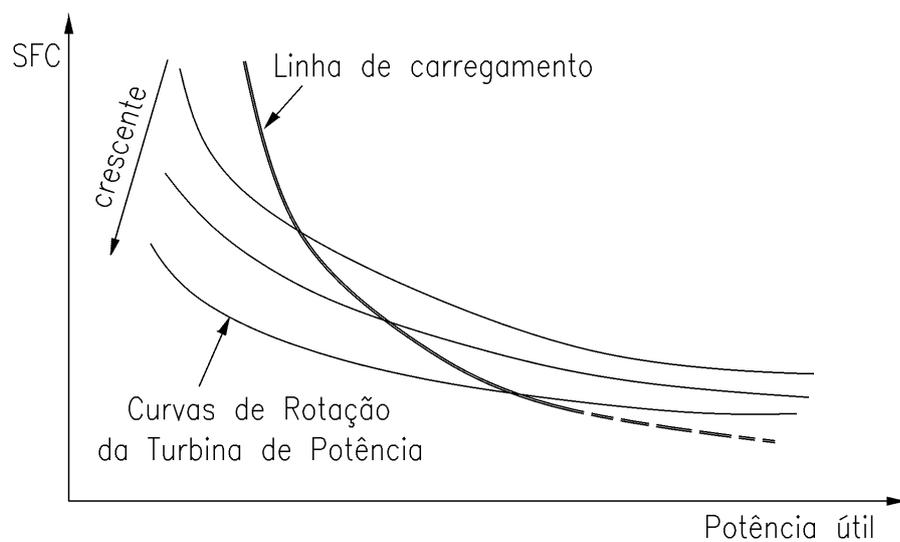


Figura 2-8 - Consumo específico de combustível (sfc) em função da potência gerada.

2.1.1.3. - Turbina a gás de três eixos com turbina livre

Neste caso, o gerador de gás é dividido em dois conjuntos compressor/turbina, resultando em um gerador de gás de dois eixos ou um também chamado de gerador de gás “*twin-spool*” (Razak, 2007). Nesta configuração, a turbina de alta pressão do gerador de gás (T_2) aciona o compressor de alta pressão (C_2) e a turbina de baixa pressão do gerador de gás (T_1) aciona o compressor de baixa pressão (C_1), entretanto não há nenhuma conexão mecânica entre os eixos (“*spools*”) de baixa e alta pressão. A turbina de potência (PT) continua mecanicamente intendente do gerador de gás, como mostra o esquema na Figura 2-9.

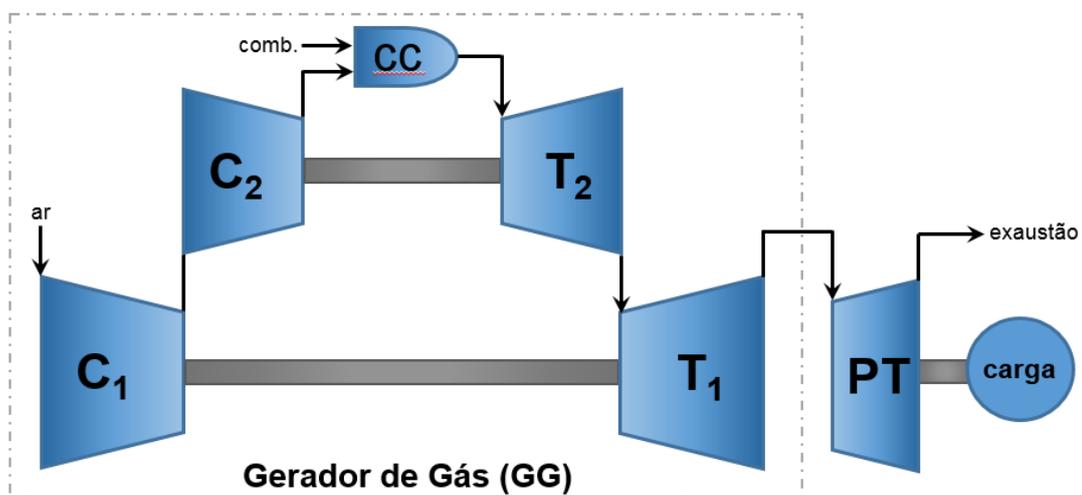


Figura 2-9 - Esquema de um gerador de gás de dois eixos acoplado a uma turbina livre.

O uso de mais de um eixo permite atingir relações de pressões mais altas, sem comprometer a eficiência do compressor, o que mantém elevada a eficiência térmica do conjunto (Razak, 2007). Normalmente, para razões de pressão acima de 8:1, em máquinas de origem aeronáutica, já se utiliza mais de um eixo no gerador de gás. Contudo, existem turbinas a gás de um eixo com razão de pressão 15:1; neste caso é necessário o uso de estatores variáveis no compressor para manter a operação da turbina em condições adequadas, quando há variação de carga (Lora e Nascimento, 2004).

Assim como no caso anterior, esta configuração é bastante indicada para acionamento de cargas que operam em rotação variável, como acionamento de bombas e compressores. Da mesma forma, motores oriundos da indústria aeronáutica, podem ter geradores de gás com dois eixos, que forcem gases para uma turbina de potência acionar um gerador elétrico, operando em rotação constante.

Em termos do comportamento em relação às condições ambientes (temperatura, pressão e umidade), bem como em relação à rotação da turbina livre, há pouca variação em relação à configuração que usa gerador de gás de um eixo acoplado a uma turbina livre.

2.1.1.4. - Compressor

Conforme mencionado, o compressor é componente responsável pelo aumento de pressão do fluido de trabalho, que no caso da turbina a gás, é o ar atmosférico. Dependendo da direção do escoamento do fluido, o compressor pode ser classificado como axial ou centrífugo (radial).

O desenvolvimento dos compressores axiais teve grande salto durante a Segunda Guerra Mundial, juntamente com o turbojato (Saravanamutto et al., 2009). Este componente consiste em uma série de estágios, os quais são formados por um rotor e um estator cada. Palhetas com perfil aerodinâmico colocadas ao longo de um disco formam o rotor; já o estator é formado por um conjunto de palhetas estáticas, colocadas ao longo da carcaça.

Ao escoar pelo compressor, o fluido é acelerado pelo rotor (palhetas móveis) e desacelerado no estator (palhetas fixas). A energia cinética transferida pelo rotor é então convertida em pressão estática no estator. Existe uma redução gradual da área anular do compressor, aumentando o diâmetro do disco do rotor reduzindo o comprimento das palhetas móveis (rotor) e das fixas (estator), visando manter a velocidade axial do ar constante. A figura 1.4 mostra um esquema de um compressor axial.

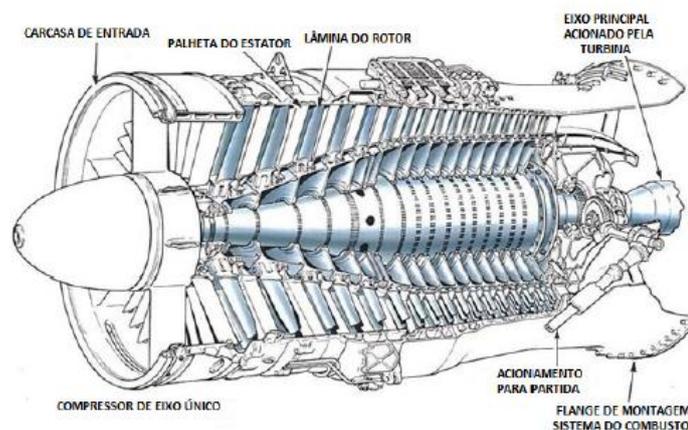


Figura 2-10 - Compressor axial (Rolls-Royce, 1986).

O compressor centrífugo consiste de uma carcaça, construída normalmente em forma de voluta, e que funciona como um difusor, e um rotor (“impelidor”) montado em seu interior. O rotor imprime velocidade ao ar e, ao passar pelas passagens do difusor, o ar sofre uma redução

de velocidade, com conseqüente aumento de pressão estática. Os compressores centrífugos, para uma mesma taxa de compressão, possuem tamanho inferiores aos axiais, também possuem uma capacidade de trabalhar com uma maior variação de fluxo de massa, porém no que se trata de vazão mássica o compressor axial atende a vazões bastante superiores com elevados eficiências.

No que se diz à operação do compressor, duas condições de operação devem ser evitadas: operação em “choke” e “surge”. Na condição de “choke”, o compressor atinge a vazão máxima para uma dada rotação. A partir deste ponto, também conhecido como “stonewall”, mesmo que ocorra variação da relação de pressão, não ocorrerá aumento da vazão, e se diz que o compressor está “bloqueado” ou “entupido”.

O outro limite operacional, o “surge”, é decorrente das mudanças do ângulo de incidência do escoamento sobre as pás do rotor. Ângulos de incidência muito elevados, que ocorrem normalmente para grandes razões de pressão, provocam o descolamento do escoamento das pás do rotor e perda de sustentação (“*stall*”), tendo como consequência a perda de capacidade de manter o gradiente de pressão. A incapacidade de manter o gradiente de pressão, pode ter como consequência a inversão do fluxo de fluidos no rotor, fazendo com a mistura ar-combustível inflamada retorne ao compressor, danificando o equipamento.

Para definir regiões estáveis de operação são utilizados conjuntos de curvas que relacionam razão de pressão, vazão mássica e rotação do eixo. A família de curvas geradas por essas grandezas é denominada mapa de operação do compressor. A Figura 2-11 representa um mapa de operação de um compressor axial hipotético, no qual pode-se notar o comportamento da vazão *versus* relação de pressão, para diferentes curvas de velocidades de eixo constantes (rotação). Também estão destacadas as linhas limítrofes de “surge” e “choke”, delimitando a região operacional estável do compressor. Ainda na Figura 2-11 é está indicado esquematicamente uma possível linha de equilíbrio para uma turbina operando com rotação variável, bem como a margem de segurança em relação ao limite de surge.

Para evitar que os compressores axiais se aproximem das condições de “surge” durante sua aceleração (rotação variável), eles podem ser dotados de válvulas de sangria (“bleeding”) ou, pode ser instalado um sistema diretor com palhetas na sua admissão de ar, este sistema é chamado usualmente de IGVs (Inlet Guide Vanes). O fechamento das IGVs permite diminuir o fluxo de ar, independente da rotação do compressor, fazendo com que o limite de “surge” aumente (Wilson, D.G., Korakianitis, 2014).

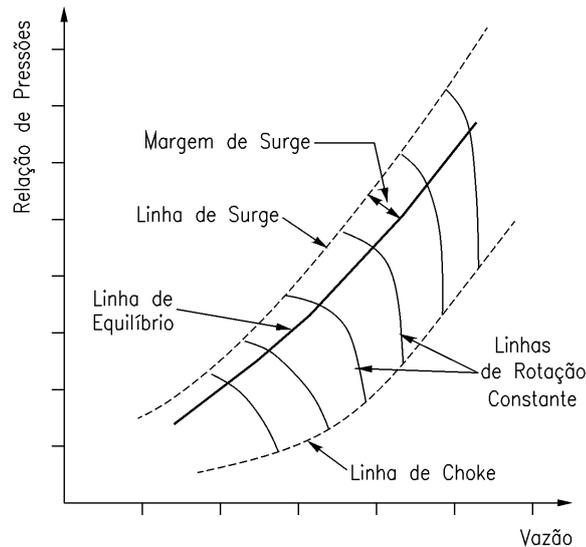


Figura 2-11 - Mapa de operação de um compressor hipotético destacando as linhas de surge e choke (adaptado de Walsh e Fletcher, 2004).

2.1.1.5. - Câmara de combustão

O fornecimento de energia ao ciclo termodinâmico se dá na câmara de combustão, onde o combustível é misturado com ar a alta pressão e queimado. A câmara de combustão deve obviamente impor baixa perda de carga no escoamento e possuir elevada eficiência, de forma que possa queimar adequadamente todo o combustível injetado na mesma. A quantidade de combustível é limitada pela máxima temperatura suportada pelo material das palhetas da turbina, que pode chegar a temperaturas de 1550 °C (Tyliszczak et al., 2016; Bose, 2016).

A secção da câmara de combustão é na verdade composta pelo duto difusor que conecta o compressor à câmara, pelo combustor, pelos bocais de injeção de combustível e pelo duto de transição entre combustor e turbina. A velocidade do ar que sai do compressor deve ser diminuída antes de sua entrada na câmara de combustão, visando reduzir a perda de carga e bem como a velocidade dentro do próprio combustor. A função dos bocais de injeção é introduzir o combustível no queimador de forma adequada, promovendo uma rápida mistura do mesmo com o ar. O combustor em si é onde ocorre a queima do combustível. Os combustores normalmente têm orifícios primários para auxiliar a misturar do combustível com o ar e fornecer a razão de ar crítica para a ignição, além de orifícios secundários a jusante da região de queima, que são usados para resfriamento dos gases. O perfil de temperaturas e velocidade dos gases que saem do combustor tem um impacto direto na operação e vida útil da turbina. Portanto, o projeto do combustor e do duto de transição são também críticos (Wilson e Korakianitis, 2014).

De forma geral, existem três tipos principais de câmaras de combustão, quais sejam: i) a tubular, simples ou múltipla, ii) tubo-anular, e iii) anular (vide Figura 2-12)

Para o uso em aplicações aeronáuticas, a utilização do tipo anular é a mais indicada, pois em termos de compacidade é a configuração ideal para o melhor aproveitamento do espaço disponível em determinado diâmetro (Saravanamutto et al., 2009). Esta configuração possui apenas um tubo de chama montando dentro de uma carcaça ambos de formato anular. Uma desvantagem é que pequenas variações no perfil de velocidade do ar de entrada podem causar significativas mudanças na distribuição de temperatura na saída da câmara. A Figura 2-13 representa uma câmara de combustão do tipo anular.

O tipo tubo-anular possui tubos de chama cilíndricos individuais espaçados uniformemente numa carcaça anular (Saravanamutto et al., 2009). A configuração tem como objetivo reduzir as mudanças na direção do fluxo, controlando o escoamento do ar e primário, isto é, aquele usado na queima do combustível, e contribuindo para reduzir emissões de NOx. A câmara tubo-anular é robusta, com baixa perda de pressão, tamanho e peso inferiores a tubular, porém menos compacta que a anular. Necessita de interconectores entre as câmaras e pode apresentar dificuldades de ignição e estabelecimento de chama (Lora e Nascimento, 2004). A Figura 2-14 mostra um esquema de uma câmara de combustão do tipo tubo-anular.

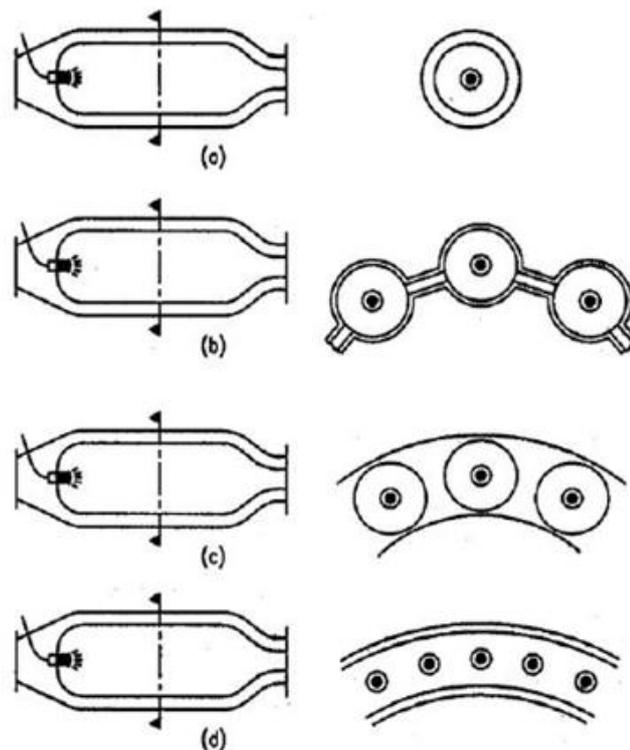


Figura 2-12 - Tipos de câmara de combustão (a) Tubular, (b) Multi-tubular, (c) Tubo-anular e (d) Anular (Lora e Nascimento, 2004).

A câmara de combustão tubular possui um tubo de chama cilíndrico, montado de forma concêntrica, dentro de uma carcaça. Apresenta robustez mecânica e fácil combinação dos escoamentos do ar e do combustível, porém é volumosa, pesada e apresenta alta perda de carga (Lora e Nascimento, 2004). A câmara de combustão do tipo tubular tem sua estrutura representada esquematicamente pela Figura 2-15.

Uma derivação da configuração tubular, consiste em arranjar várias câmaras em volta do eixo formando, a configuração multi-tubular. As primeiras turbinas a gás utilizavam essa configuração, na qual a vazão de ar que sai do compressor é dividida em várias parcelas, e cada parcela alimenta uma câmara, que tem sua própria alimentação de combustível (Saravanamutto et al., 2009). Esta configuração de câmara de combustão é mostrada de forma esquemática na Figura 2-16.

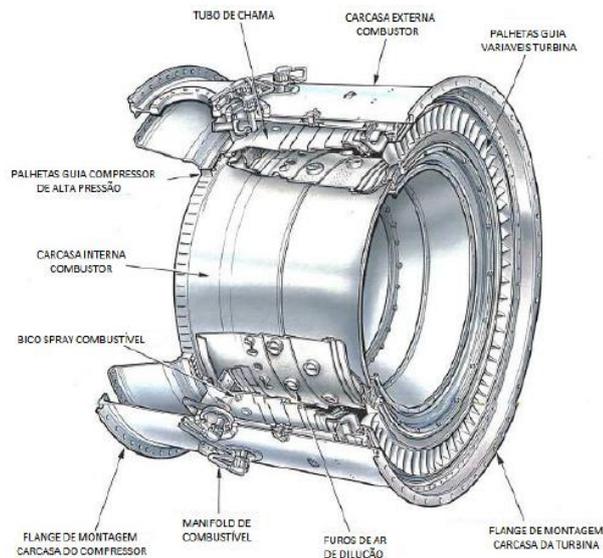


Figura 2-13 - Câmara de combustão do tipo anular (Rolls-Royce, 1986).

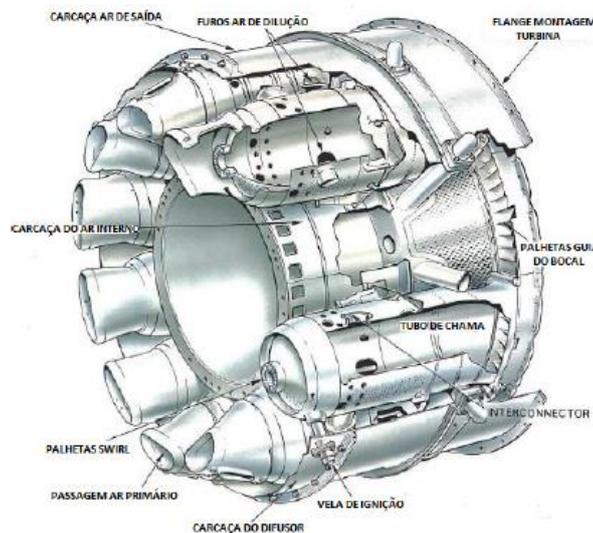


Figura 2-14 - Câmara de combustão tubo-anular (Rolls-Royce, 1986).

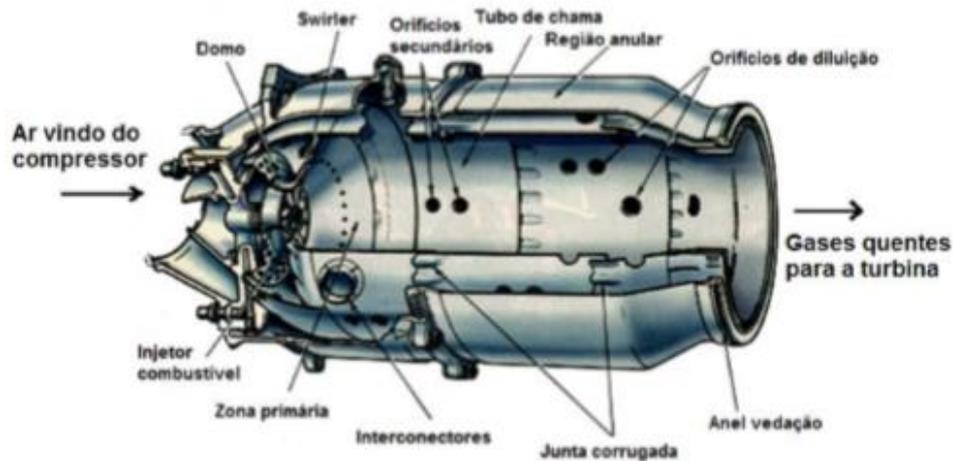


Figura 2-15 - Câmara de combustão tubular (Rolls-Royce, 1986).

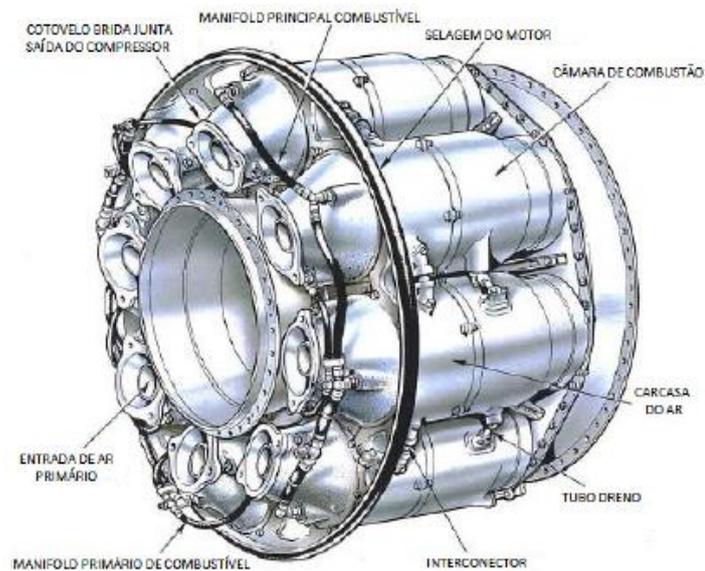


Figura 2-16 - Câmara de combustão multi-tubular.

2.1.1.6. - Turbina

A turbina extrai energia cinética dos gases quentes oriundos da câmara de combustão, convertendo esta energia em potência de eixo para acionar o próprio compressor, a turbina de potência e acessórios (Lora e Nascimento, 2004). A eficiência da transformação térmica em cinética não é de 100% devido a perdas aerodinâmicas nas palhetas, vazamento de gás nos extremos das palhetas (rotativas ou estacionárias) e perdas na exaustão. Atualmente há turbinas (expansores) que apresentam eficiência acima de 90% (Razak, 2007).

As turbinas, assim como os compressores, podem ser radiais ou axiais, sendo as axiais mais utilizadas pois são mais eficientes (Saravanamutto et al., 2009). A turbina axial pode ser composta de vários estágios, cada estágio é composto de um conjunto estacionário palhetas,

também chamados de bocais ou estatores, e um conjunto de palhetas móveis, montadas sobre um disco chamado de rotor (vide Figura 2-17). O número de estágios depende da relação entre a potência, isto é, daquela a ser retirado do, da rotação que deve ser produzida e do diâmetro permitido para a turbina, sendo este último parâmetro de sua importância quando se considera turbinas para propulsão aeronáutica.

As curvas de funcionamento de turbina são também normalmente mostradas em função da sua vazão e relação de pressão, para diferentes rotações, formando o que é comumente conhecido como mapa da turbina (vide exemplo na Figura 2-18). Com relação aos mapas de funcionamento deve-se ressaltar que as curvas mostradas são normalmente obtidas a partir de dados experimentais, considerando regime permanente e, raramente o fabricante do equipamento disponibiliza tais informações. Assim, ao se modelar uma turbina, é comum usar mapas genéricos, que são desenvolvidos para representar uma dada classe de turbina, no que tange a sua configuração (axial ou radial), faixa de vazão e relação de pressão de trabalho (Wilson e Korakianitis, 2014).

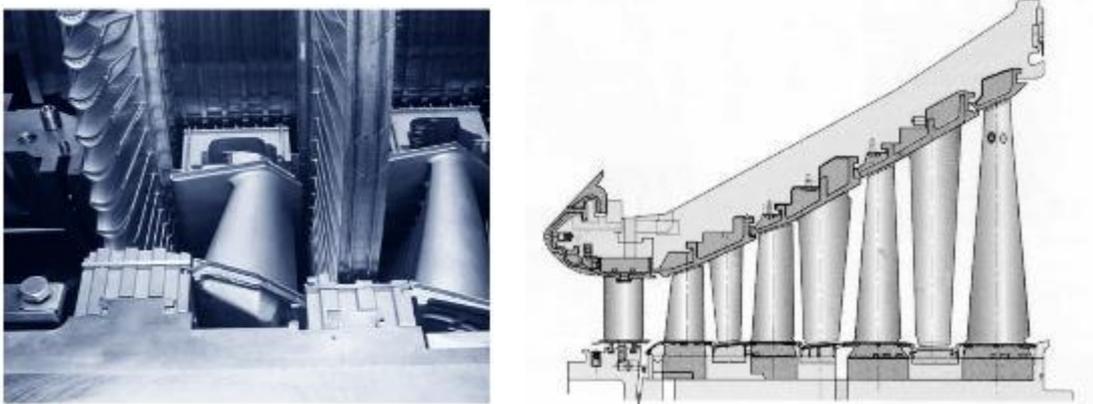
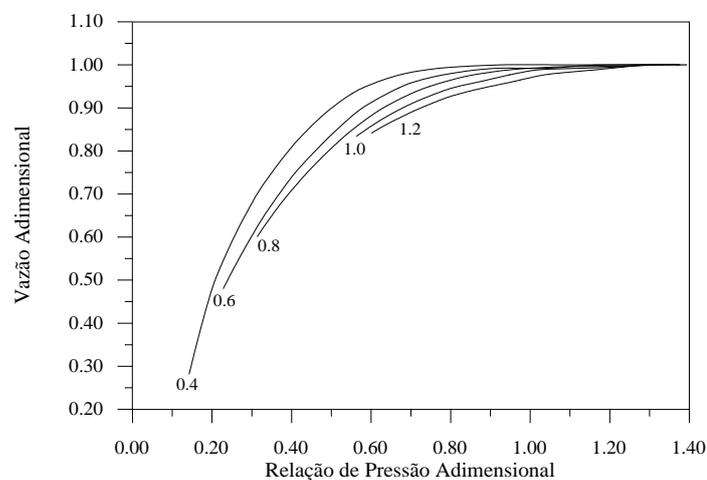


Figura 2-17 - Turbina axial (Maldonado, 2010).



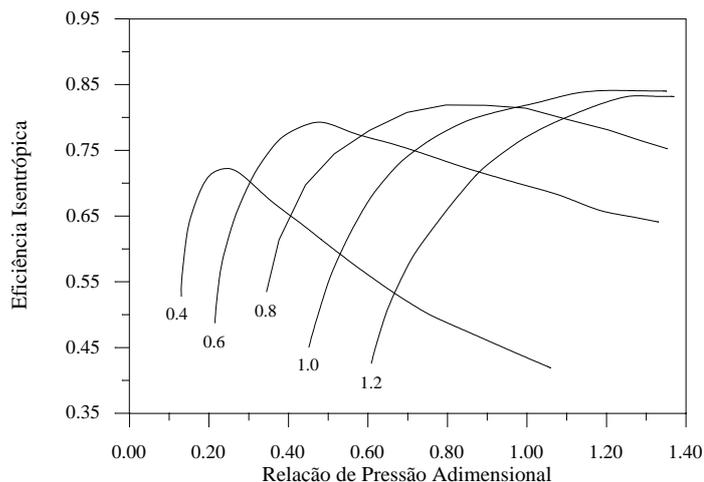


Figura 2-18 - Mapas de funcionamento de uma turbina axial (Wilson e Korakianitis, 2014).

As turbinas radiais têm funcionamento e estrutura similar ao compressor centrífugo, são mais eficientes que as axiais somente para baixas vazões mássicas, sendo bastante utilizadas na faixa de pequenas potências (30 a 1000 kW). Para a faixa de potência considerada neste caso de estudo, esta turbina não é adequada.

2.2. - Modelagem e Simulação Matemática de Turbinas a Gás

Usinas térmicas modernas devem ser projetadas para eficiência máxima, baixas emissões e alta flexibilidade em relação às mudanças de carga, partida e parada. Complementando os trabalhos experimentais, os modelos matemáticos contribuem para uma melhor compreensão dos processos, suas capacidades e limitações e desempenham um papel importante para aumentar a eficiência e a flexibilidade das usinas termelétricas.

Geralmente, o projeto e a otimização destes sistemas começam com a modelagem em estado estacionário. Neste caso, assume-se que a usina opera continuamente em sua carga base. Os modelos de estado estacionário não exigem estruturas de controle e são baseados em balanços de massa, momento, espécies e energia (Alobaid, 2017).

A modelagem matemática de turbinas a gás possibilita a obtenção de características operacionais do equipamento em qualquer ponto de operação sem que haja danos ou custos adicionais relevantes, sendo fundamental nas primeiras fases do projeto e para análise operacional destes acionadores. Através dela é possível conhecer parâmetros que indicam se o motor satisfaz as condições de projeto, além de permitir prever o seu comportamento em diferentes condições operacionais (Saravanamutto et al., 2009). Com a simulação os parâmetros operacionais limites (temperatura máxima do ciclo, i.e., a temperatura de entrada da turbina, as

vazões mássicas, as eficiências e margens de estabilidade de “surge” e “choke”) podem ser determinados. Outra vantagem da simulação numérica é a redução de horas com experimentos, pois numa fase mais avançada do projeto, a simulação numérica permite a elaboração detalhada de uma matriz de testes, reduzindo assim os custos de projeto (Walsh e Fletcher, 2004).

São vários os softwares comerciais que podem ser usados para a modelagem de ciclos térmicos. A Tabela 2-1 mostra uma listagem dos principais softwares comerciais disponíveis para a simulação, em regime permanente, de ciclos térmicos com suas principais características.

Tabela 2-1 - Principais Softwares Para Simulação de Sistema Térmicos

	Projeto Preliminar	Análise de Desempenho		Biblioteca de Equiptos.	Rotinas de Otimização	Integração c/ MS-Excel
		Desing	Off-Desing			
GT Pro	X	X				X
Thermoflex	X	X	X	X	X	X
Gate Cycle	X	X	X	X		X
Steam Pro	X	X				X
ProSim	X	X	X			X
Ebsilson	X	X				X
IPSE Pro	X	X				
Cycle-Tempo	X	X				
Aspen ONE	X	X	X		X	X
Thermoptim	X	X	X	X	X	X
Modelica	X	X	X			X

O Thermoflex é um software desenvolvido pela Thermoflow com interface gráfica que permite, através de ícones representando diversos componentes, configurar e simular uma infinidade de ciclos térmicos que vão desde turbina a gás, motores, ciclos combinados, ciclos de cogeração, chillers de refrigeração e até plantas de dessalinização. O Thermoflex é um dos pacotes fornecidos pela Thermoflow. Opcionalmente podem ser adquiridos desta empresa outros softwares mais específicos como, por exemplo, o GT Pro e o Steam Pro. Estes são específicos para ciclos com turbina a gás e turbina a vapor, respectivamente. O GT Pro é específico para turbinas a gás em ciclo aberto ou combinado, com cogeração, ou integrada aos sistemas de gaseificação. O Steam Pro é específico para ciclos de potência e de cogeração complexos com turbinas a vapor, caldeiras queimando desde gás natural até óleos pesados e carvão, rea aquecimento e preaquecimento e pode até simular ciclos com parâmetros supercríticos de vapor. A principal vantagem destes pacotes específicos é que não é preciso muitas informações para modelar um ciclo, já que estes softwares podem automatizar o projeto buscando a configuração ótima.

Como o Thermoflex, existem outros softwares comerciais baseados em interface gráfica, nos quais se pode construir e configurar o sistema térmico usando ícones que representam os componentes do ciclo, são eles: Ebsilon, IPSE Pro, Cycle-Tempo, GateCycle, Modelica, ThermoOptim, etc. Como o Thermoflex, o software Ebsilon também dispõe de uma biblioteca contendo vários equipamentos e se comunica com o Excel. Uma vantagem do Ebsilon relativamente ao Thermoflex é a possibilidade de ler os dados a partir do Excel, pois este último só exporta os resultados para o Excel. Outros softwares também permitem esta comunicação bilateral com o Excel, como é o caso do Gate Cycle e do IPSE Pro. Outra importante vantagem do Ebsilon relativamente ao Thermoflex é a possibilidade de criar o próprio ícone, para representar um dado equipamento, usando equações que descrevem o seu comportamento fora do ponto de projeto.

O software ThermoOptim fornece um ambiente de modelagem que inclui quatro elementos de trabalho interconectados: um editor de diagramas, um simulador, gráficos interativos e ferramenta de otimização, permitindo variar facilmente todo o conjunto de características do sistema sob investigação. Já o software Modelica, é um ambiente de modelagem e simulação de código aberto, destinado ao uso industrial e acadêmico. É uma plataforma poderosa para simular e analisar modelos baseados na física de sistemas complexos. Sua capacidade de modelagem e integrações com os pacotes ANSYS, permitem desenvolver modelos para simulação em domínios tridimensionais.

A maioria dos softwares listados acima considera a combustão completa, ou seja, apenas balanço de massa e energia das espécies, sem formação de CO e NO_x. Sob este aspecto o Aspen Plus é mais completo, pois considera a velocidade, a cinética e o equilíbrio das reações químicas. O software Ebsilon também leva em conta o equilíbrio da reação química.

No entanto, as ferramentas de simulação de estado estacionário não produzem qualquer informação sobre operações transientes. Assim, a próxima etapa relevante no desenvolvimento de um sistema térmico é, portanto, a análise do processo com modelos dinâmicos. Entretanto, a investigação do desempenho dinâmico de usinas termelétricas exige informações detalhadas do processo. A complexidade inerente das equações diferenciais de conservação que governam o sistema e os métodos de solução numérica tornam os códigos de simulação dinâmica bastante sofisticados.

As turbinas a gás, em grande parte do tempo, estão sujeitas a regimes transientes de operação, decorrentes de partidas, mudanças de carga, paradas e situações de emergência operacional. Durante a operação em regime transiente, a resposta do sistema deve ser a mais rápida possível, fazendo com que os picos máximos dos principais parâmetros não sejam

excedidos. Assim, uma previsão do comportamento da máquina operando em regime transiente é importante para garantir estabilidade da operação, auxiliar no diagnóstico de falhas e no projeto do sistema de controle.

Entre os softwares comerciais utilizados para a simulação dinâmica de sistemas térmicos, podem ser destacados o TRNSYS (Transient System Simulation Tool), o ProTRAX e o Modelica, descrito acima. O TRNSYS é um software usado para simulação transitório de sistemas térmicos, que está disponível comercialmente desde 1975, sendo mantido por uma colaboração internacional dos Estados Unidos, França e Alemanha. O TRNSYS é formado por uma estrutura modular com código aberto, que permite simular todos os componentes de um sistema térmico, calculando o desempenho de todo o sistema de com base na divisão do mesmo em componentes individuais. Os sistemas são modelados em incrementos de tempo definidos pelo usuário, que podem variar de 0,01 segundo a 1,0 hora, permitindo analisar um horizonte de tempo de vários anos. Além disso, o TRNSYS permite a inclusão de modelos matemáticos para componentes adicionais e interage com outros programas de simulação. No entanto, sua aplicação para simular grandes transitórios térmicos é limitada (Huisan et al., 2014).

O pacote computacional ProTRAX é utilizado para modelagem e simulação dinâmica de sistemas térmicos, incluindo turbinas a gás, plantas a vapor e de ciclo combinado. Com o ProTRAX é possível realizar análise de grandes transitórios, bem como situação em tempo real, com o objetivo principal do treinamento de operadores de plantas térmicas. O ProTRAX é formado por um conjunto de softwares, sendo eles: GCPARM, RTEEXEC, GSEEXEC e o RTSUPV. O Graphical Model Configuration and Parameterization Program (GCPARM) é um programa de modelagem gráfica usado na construção do modelo, parametrização e a geração de um arquivo executável. O Run Time Executive (RTEEXEC) executa e coordena os modelos criados no GCPARM em tempo real. O Graphics Screen Executive (GSEEXEC) executa telas dinâmicas do simulador em tempo real. E o RunTime Supervisor (RTSUPV) é responsável por coordenar a execução de modelos separados, bem como pela integração dos resultados obtidos. Com ProTRAX é possível replicar a configuração exata da instalação simulada, sendo o mesmo capaz de produzir resultados de elevada qualidade (Alobaid et al., 2017).

Além destes softwares comerciais, estudos analíticos e experimentais de regimes transientes vêm sendo desenvolvidos desde 1950. No início destes estudos, a turbina a gás era aproximada por um sistema de primeira ordem, com a resposta da velocidade do rotor em função da vazão de combustível, sendo apenas um atraso (Fawke e Saravanamutto, 1971). Estes modelos foram modificados para projetar um controle de velocidade com domínio de frequência (Rowen, 1983; Crosa et al., 1995). Simulações dinâmicas no domínio temporal onde

as equações de conservação são introduzidas para analisar em detalhes os sistemas dinâmicos (Korakianitis et al., 1993; Schobeiri et al., 1994; Crosa et al., 1998).

A NASA iniciou os estudos de simulação dinâmica de motores no final da década de 60. Szuch e Hydes (1974,) do NASA - Lewis Reseach Center, desenvolveram um programa chamado HYDES para estudar a dinâmica de turbojatos e turbofans.

Um modelo transitório clássico foi apresentado por Horobin (1998) a partir das equações de conservação de massa e energia, em que a quantidade de movimento é simplificada considerando o escoamento dentro do volume de controle sem atrito e com baixo número de Mach. Este trabalho foi novamente publicado em 2012, pela Organização do Tratado do Atlântico Norte (OTAN), a fim de caracterizar modelos de previsão de desempenho adotado pela organização, mostrando ainda ser um modelo atual.

Camporeale et al. (2006) e Kyprianidis e Kalfas (2008) propuseram modelos de simulação em tempo real aplicáveis em sistemas aeronaves e acionadores estacionários. Os autores utilizaram conceitos básicos da dinâmica gasosa, e implementaram o conceito de modularidade, que divide o motor em partes, bastante utilizados em modelos aerotermodinâmicos. A vazão em massa e eficiência são obtidas por mapas de desempenho, considerando ainda as características dinâmicas dos sensores nas simulações de um turboeixo e um turbofan.

Sekhon et al. (2006) desenvolveram um modelo para uma turbina estacionária com regenerador de calor, o qual foi validado experimentalmente com base em dados operacionais da Mercury 50.

Segundo Kim et al. (2000), para modelar adequadamente o comportamento dinâmico destes sistemas, é necessário que o fluido de trabalho e as suas partes rotativas sejam adequadamente descritas pelas leis de conservação e equações de movimento e transporte. Para uma análise minuciosa das características dinâmicas de uma turbina a gás uma avaliação tridimensional de um regime transiente se faz necessária, porém já foi comprovado que simulações unidimensionais possuem precisão suficiente para simulação de motores quando se tem por objetivo principal avaliar o comportamento do mesmo, e não de projetar os seus componentes (Schobeiri et al., 1994; Badmus et al., 1995; Crosa et al., 1998).

O modelo desenvolvido por Kim et al. (2000) leva em conta as equações integrais de conservação (massa, energia e quantidade de movimento) para evitar a complexidade da derivação das equações básicas de controle, entretanto as equações diferenciais finais são as mesmas para ambos os casos. O compressor foi calculado estágio por estágio, sendo que seu desempenho final é do modelo dado pela soma dessas parcelas. As variáveis fundamentais do

compressor são pressão estática, temperatura e velocidade axial. A câmara de combustão é modelada a partir da equação da energia e transferência de calor, levando em conta a eficiência da combustão e a perda de carga.

Kim et al. (2000) consideram também a mudança de composição do fluido de trabalho, após a injeção e queima do combustível. O modelo da turbina também é feito por estágios, assim como no compressor, porém também é levado em conta o ar oriundo do compressor que é utilizado para resfriar as palhetas da turbina, alterando-se assim as características de fluxo nos estágios da turbina.

Kunitommi et al. (2001) desenvolveram um modelo que visa avaliar o comportamento da frequência em função da potência de saída da turbina a gás, o qual usa uma estrutura física que pode permitir a estimativa de parâmetros para avaliar a influência da temperatura ambiente na frequência. O modelo está baseado na estrutura utilizada por Rowen (1983), porém é introduzida uma nova formulação termodinâmica. No modelo proposto as variáveis de entrada para cálculo da relação de pressão (CPR), temperatura de exaustão (T_x) e potência (P_m) são: fluxo de combustível (w_f) e fluxo de ar (w_a). As duas últimas variáveis de entrada são funções da rotação (ω), ângulo das pás diretores, i.e., IGVs do compressor (Θ_{IGV}) e pressão (P_a) e temperatura (T_a) atmosférica, como mostra, de forma resumida, a Figura 2-19.

Os coeficientes das equações propostas por Kunitommi et al. (2001) são determinados por relações semi-empíricas. Os autores alegam que o modelo resultante é adequado para simulação do desempenho dinâmico destes acionadores, em condições envolvendo frequências anormais. O modelo é válido para variações na velocidade do eixo entre 95% e 105% da nominal e para cargas até cerca de 50% acima da de projeto. No entanto, o modelo não se destina a ser utilizado para simulação de partida, parada ou para prever o comportamento dinâmico detalhado destes sistemas.

Bozzi et al. (2003) elaboraram um modelo matemático simplificado de uma turbina a gás “*twinshaft*”, que pode ser utilizado para análise do comportamento dinâmico quando se considera geração de eletricidade, i.e., com o acionador trabalhando a rotação constante, ou para condições de operação em rotação variável, como por exemplo, para propulsão ou acionamento de bombas e compressores. Os autores elaboraram uma simulação por um diagrama de blocos constituído de equações algébricas e funções de transferência que podem ser derivadas dos dados de operação da planta. O modelo matemático foi capaz de prever o comportamento dinâmico da turbina em uma variação de potência de 3 MW à 30MW e possui como uma das vantagens a necessidade de um número limitado de variáveis de entrada, as quais, normalmente, estão disponíveis em catálogos de fabricantes. A confiabilidade do modelo

foi demonstrada por meio de uma comparação da simulação em regime permanente dos dados de uma turbina modelo LM2500 com os dados de operação fornecidos pelo fabricante.

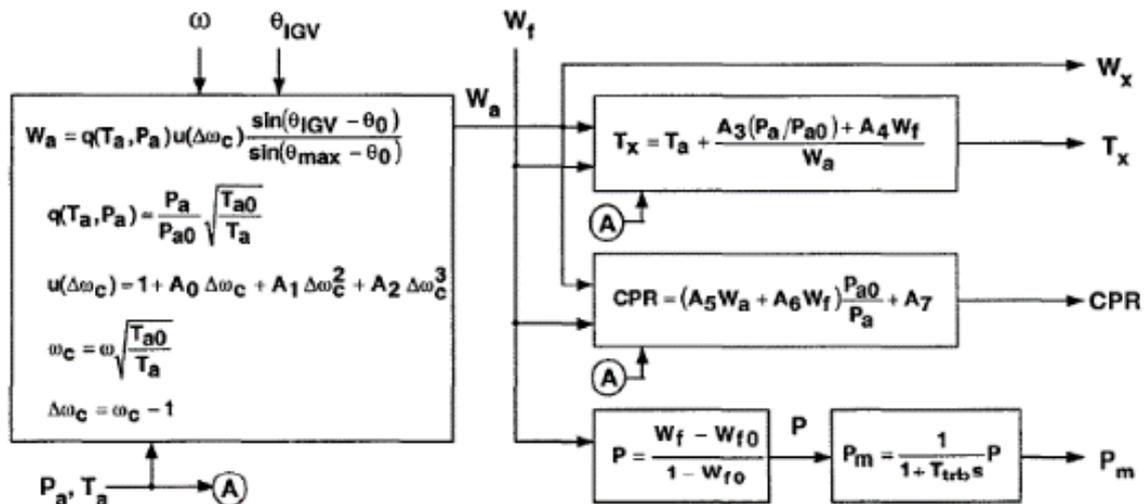


Figura 2-19 - Relações termodinâmicas usadas por Kunitommi et al. (2001)

Gadde et al. (2007) propuseram um modelo de sistema de controle baseado na temperatura de exaustão da turbina. A temperatura de exaustão e a carga demandada regulam a vazão de combustível e a posição do sistema diretor do compressor (IGV). As constantes das equações propostas pelos autores são determinadas através de dados operacionais da turbina avaliada. O controle de temperatura protege o equipamento de eventuais sobre temperaturas, poderiam causar sérios danos à turbina, além de evitar erros operacionais, decorrentes de especificação de temperaturas de exaustão acima dos limites, causando uma parada brusca da máquina. O modelo de controle elaborado pelos autores foi comparado com o sistema de controle desenvolvido pelo fabricante e apresentou melhorias permitindo uma operação mais estável do equipamento.

Em Hosseinalipour et al. (2013) apresentaram modelos estático (regime permanente) e dinâmico (transiente) para simular o comportamento de uma microturbina a gás. O modelo estático é obtido usando princípios termodinâmicos e mapas característicos dos componentes para determinar o desempenho da microturbina, em condições diversas, mas com potência de saída constante. O modelo dinâmico linear é desenvolvido usando equações não-lineares estáticas e dinâmicas linearizadas em torno de uma condição para prever o comportamento do acionador em condições transitórias.

Para validação do modelo estático Hosseinalipour et al. (2013) utilizaram o software Aspen-HYSYS. Os resultados provenientes do Aspen-HYSYS 2006 foram comparados com os

resultados do modelo estático desenvolvido, tendo sido comparado fluxo de combustível, a razão ar/combustível, e temperatura de entrada na turbina; aumentos na temperatura ambiente causaram decréscimo na densidade do ar de entrada, diminuindo o fluxo, e incrementando a vazão de combustível é necessário para manter a potência, conforme esperado.

No trabalho de Hosseinalipour et al. (2013), para simulação do comportamento dinâmico, as equações não lineares da conservação de massa e energia foram escritas para cada componente da turbina. Com o intuito de validação da eficácia do modelo matemático dinâmico, os dados foram comparados com os resultados obtidos por Ailer et al (2001). Ao aumentar o fluxo de combustível é gerado um aumento na temperatura de entrada da turbina, o que aumenta a velocidade de eixo, potência do compressor e potência da turbina. O fluxo de ar também é acrescido, o que levará a uma redução da razão combustível/ar e temperatura de entrada na turbina, em tempos subsequentes. Os modelos estático e dinâmico desenvolvidos apresentaram boa precisão ao serem comparados respectivamente com os dados gerados pelo software Hysys e com os dados do modelo não linear existente.

Segundo Ghazal et al. (2014) existem duas maneiras importantes de modelar uma turbina a gás, usando as equações termodinâmicas e utilizando o modelo de Rowen (1983). Ghazal et al. (2014) propuseram um modelo para turbinas a gás industriais (“*heavy duty*”) utilizando controladores lógicos do tipo Fuzzy. Baseando-se em desvios de temperatura e potência mecânica, desenvolvendo uma rede neural para calibração dos ganhos dos controladores tipo fuzzy. Os parâmetros de controle do modelo foram obtidos através de dados operacionais. Os resultados obtidos através das simulações utilizando Matlab/Simulink obtiveram alta precisão, quando comparados com dados disponíveis em diferentes literaturas, e foi notado que os resultados obtidos dependem da seleção das condições de operação, o que pode ser um limitante do modelo.

Como relatado por Chaibakhsh e Amirkhani (2018) a sensibilidade das turbinas a gás à mudança de condições operacionais e/ou ambientais requer estudos com o intuito de aprimorar a eficiência do sistema, fazendo com que as turbinas trabalhem nas condições ótimas de operação. Os autores apresentaram um modelo matemático para regime transiente de uma turbina V94.2, o qual foi desenvolvido a partir das equações de conservação de massa, conservação energia e correlações semi-empíricas para transferência de calor e conversões de estado termodinâmico. Correlações semi-empíricas descrevem o comportamento de alguns parâmetros do acionador, como as eficiências do compressor e turbina, relação de pressão e sistemas de resfriamento de palhetas. Os parâmetros usados no modelo foram ajustados por meio de otimização baseada no algoritmo genético (GA) e usando informações retiradas dos

desempenhos do sistema real. Os resultados obtidos foram confrontados com dados reais de operação em regime transiente e comprovou-se que o modelo desenvolvido representa uma ferramenta eficiente para análise deste tipo de comportamento.

Desde de 2014 a ferramenta T-MATS (Toolbox for the Modeling and Analysis of Thermodynamic Systems), desenvolvida pelo “NASA - Glenn Research Center”, tem sido empregada em larga escala na modelagem e simulação de sistemas termodinâmicos e seus controles. Esta ferramenta contém estrutura de simulação, técnicas de solver multi-loop e blocos modulares de simulação termodinâmica, que lhe conferem alta flexibilidade. Embora grande parte da capacidade do T-MATS esteja na simulação termodinâmica transitória, seu desenvolvimento inicial teve foco nos componentes aero-térmicos; como tal, um destaque do pacote é o conjunto de blocos para simular turbomáquinas. Este conjunto de blocos Simulink fornece ferramentas robustas para criar virtualmente a simulação de qualquer turbomáquinas, operando em regime estacionário ou dinâmico. Em situações que o sistema de controle, ou outros sistemas relacionados, são modelados no MATLAB / Simulink, é possível fazer a integração com T-MATS para criar um sistema completo em uma única ferramenta. O T-MATS é de código aberto e todas as equações foram desenvolvidas a partir de fontes públicas. Todos os mapas e constantes padrão fornecidos no pacote não são proprietários e estão disponíveis ao público (Champaman et al., 2014).

Para o desenvolvimento dos modelos e simulações, o T-MATS faz uso de uma arquitetura multi-loop genérica e modificável, que contém um loop “externo”, iterado ao longo do tempo, t e um loop “interno”, configurado para resolver desequilíbrios de variáveis internas com iterações discretas k . Ao modelar uma turbomáquina, a forma e método para a solução desses desequilíbrios é estabelecido pela composição da máquina.

Um diagrama dessa arquitetura, com um loop “interno” (azul) e um loop “externo” (verde), pode ser visto na Figura 2-20. O loop interno contém todos os componentes que possuem desequilíbrios termodinâmicos, como turbinas, compressores e bicos. Os estados de desequilíbrios da planta (dependentes, $f(x(k))$), são roteadas do loop interno para o algoritmo de solução iterativa, o qual, em seguida, ajusta as variáveis dependentes da planta, fazendo alterações nas variáveis dependentes da planta do laço interno, ou nas independentes, $X_{il}(k+1)$. Em uma simulação típica de uma turbina a gás, os dependentes geralmente assumem a forma de erros nos fluxos dos componentes, enquanto cada variável independente pode determinar o fluxo mássico de entrada, a curva de trabalho do compressor, a relação de pressão de by-pass ou relação de pressão da turbina (PR), entre outros.

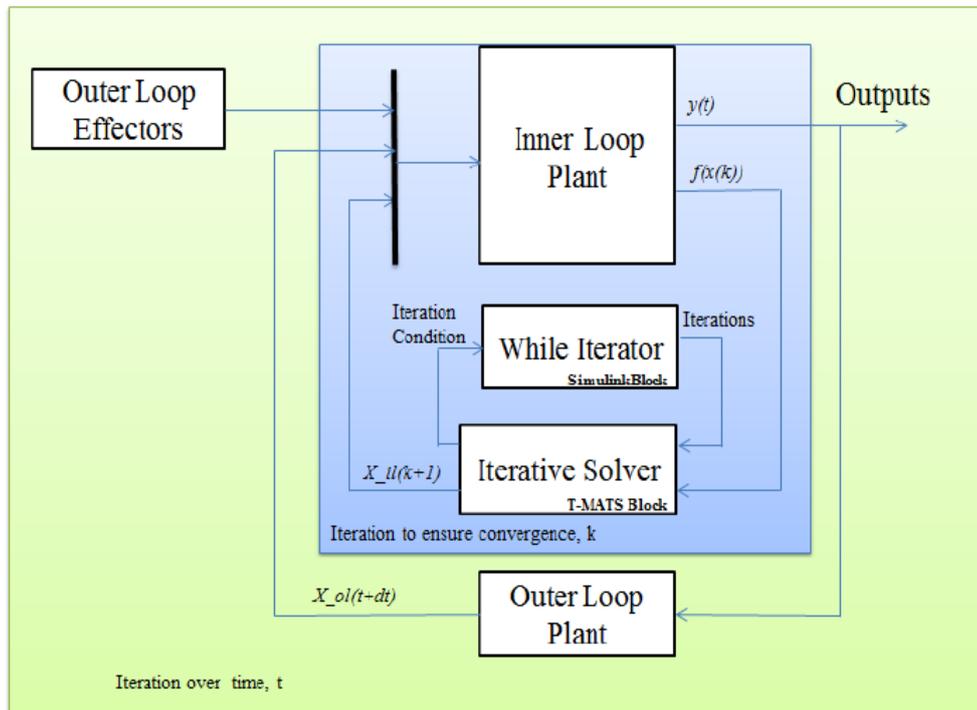


Figura 2-20 - Exemplo de arquitetura de modelagem do T-MATS (Champaman et al., 2014).

A ferramenta T-MATS contém um número significativo de modelos de componentes de turbomáquinas, os quais podem ser combinados para criar um modelo de “zero-dimensional” de um acionador deste tipo. É importante notar que o T-MATS, por ser de código aberto, permite a inclusão de novos modelos de componentes, bem como a alteração dos modelos existentes, uma vez que os modelos existentes não consideram em detalhe a dinâmica dos componentes individuais. As seguir será efetuado uma breve descrição dos principais componentes existentes no T-MATS. O detalhamento da modelagem destes componentes, caso usados, será apresentado quando da modelagem do acionador primário, objeto deste estudo.

Ambiente: o componente ambiente é usado para converter as variáveis ambientais, altitude, temperatura, pressão e número Mach, para as variáveis termodinâmicas entalpia, temperatura e pressão. A pressão estática e temperatura estática são determinadas a partir de um modelo empírico baseado em altitude e número de Mach. A temperatura total e a pressão a pressão são calculadas com base nas em relações isentrópicas.

Queimadores (câmaras de combustão): este componente é usado para transferir a energia do combustível para a corrente de ar. A magnitude dessa transferência de energia é modelada pela ponderação da entalpia do fluxo de gás e do poder calorífico do combustível, com base na relação ar-combustível. A entalpia total do ar e o fluxo de combustível são usados para calcular a temperatura de saída dos gases. A pressão de saída e a eficiência de queima são

baseadas em multiplicadores de fator de escala simples, considerando pressão de entrada e entalpia, respectivamente.

Compressores: este componente representa o dispositivo mecânico que aumenta a pressão de do ar, e pode assumir várias formas (axial, centrífugo, de um ou vários estágios). O T-MATS assume que o processo de compressão é isentrópico e pode ser representado pelo mapa do compressor, que define a relação entre fluxo de massa corrigido e relação de pressão, para e valores distintos de velocidade de eixo. Uma vez que a pressão e eficiência são determinados, a temperatura pode ser calculada com base nas relações termodinâmicas. A energia necessária para o compressor operar é uma função da mudança de entalpia do ar através do mesmo e da vazão. O torque do eixo necessário para manter a velocidade atual do eixo, que deve ser fornecida por um componente externo, no caso, a turbina. Os fluxos de sangria para resfriamento da turbina são considerados através da remoção do fluxo de massa associado e da energia do fluxo principal, conforme estágio do compressor em que a sangria ocorre.

No T-MATS, a linha de surge, ou a linha no mapa do compressor, na qual ocorrerá decolamento do fluxo (stall), é definida por uma relação de pressão de *stall*, que é uma função do fluxo mássico corrigido do compressor. A margem de “surge” fornece uma medida de quão perto o compressor está da condição de *stall* pela diferença percentual entre a taxa de pressão. Se compressor compressor cruzar a linha de *surge*, a margem de *surge* ficará negativa.

Dutos: este componente governa a transição entre dois componentes da turbina a gás, sendo usado para conectá-los. No T-MATS este componente permite determinar a perda de pressão nestas peças de transição, podendo ser calculadas de forma empírica ou com base em suas relações de forma e dimensionais. Ressalta-se que, por usar modelos “zero-dimensional”, não se considera variação da massa de gases contida nestes elementos.

Entradas: as entradas atuam para guiar o fluxo de ar face do motor, sendo modeladas empiricamente como uma queda na pressão, com base na pressão total em relação à pressão ambiente. Este esquema de modelagem assume que mudanças na temperatura total através do bocal de entrada são insignificantes, o que pode não ser verdade em casos de velocidade supersônica, mas do ponto de vista de geração de eletricidade, isto não é um problema.

Bocal (nozzle): o componente do bocal é usado produzir empuxo para uma turbina a gás aeronáutica, forçando o ar de saída através de uma passagem com área reduzida. A modelagem do bocal requer uma combinação de soluções iterativas, correlações empíricas e equações física que descrevem a dinâmica gasosa.

Eixos: o componente do eixo fornece um meio de conexão para os componentes rotativos da turbomáquina. A aceleração do eixo é calculada como a soma dos torques de entrada divididos pela inércia do eixo.

Divisor (splitter): este componente divide o fluxo em dois ou mais fluxos separados, com base na relação de pressão reinante em cada ramal.

Turbinas: a turbina deve extrair energia do fluxo gasoso, direcionando-o através de uma série de pás, que fazem o seu eixo girar. Assim como o compressor, a turbina pode ser representada por um mapa que é tipicamente definido como a relação entre vazão e relação de pressão da turbina. A temperatura, a entalpia, o torque e a potência da turbina são calculados da mesma maneira que para o compressor, com a exceção de que a potência e o torque produzidos pela turbina são usados para acionar o compressor e/ou a carga. O modelo considera o fluxo de ar de resfriamento adicionado às palhetas da turbina, através de uma combinação de fluxos de massa adicionados antes ou depois da turbina.

Válvulas: o fluxo mássico através do componente da válvula é modelado empiricamente e considerando os valores do fluxo e tomando como base a relação de pressão através da válvula. A posição da válvula é levada em conta com um multiplicador de fluxo que determina a abertura ou o fechamento do orifício.

Além dos componentes listados, o T-MATS inclui um conjunto de ferramentas, acessíveis a partir da barra de menus do Simulink, que contribuem para sua integração com outros modelos já disponíveis no Simulink.

Os algoritmos de solução são baseados em um método iterativo que opera com informações oriundas de um operador Jacobiano, que mapeia as mudanças nas entradas e saídas do sistema com base em perturbações em cada uma das variáveis de entrada. O método numérico faz uso do método de Newton-Raphson para guiar o sistema em direção a uma solução estável.

Para aumentar a velocidade computacional, os cálculos do operador Jacobiano não são executados a cada incremento de tempo. Este cálculo é efetuado no início da simulação e não é mais recalculado, a não ser que o método numérico tenha dificuldade em convergir para uma solução estável, o que é identificado a partir de uma contagem das iterações realizadas.

3. METODOLOGIA

Para o desenvolvimento do modelo foram necessárias diferentes etapas de construção, como, por exemplo, a elaboração do modelo em regime permanente que foi a primeira etapa de desenvolvimento, seguido pelo desenvolvimento do modelo em regime transiente e então a implementação dos geradores operando em paralelo.

A etapa de modelagem em regime permanente contou com uma maior quantidade de dados operacionais, seja de campo ou de manuais de operação. Então, mediante a comparação com os dados disponíveis foi possível a calibração do modelo como um todo, inclusive a calibração dos mapas operacionais dos componentes, uma vez que o fabricante não os disponibiliza. A partir destes mapas genéricos calibrados através dos dados operacionais da máquina, a segunda etapa de desenvolvimento do modelo foi iniciada.

Esta segunda etapa de desenvolvimento se caracteriza pela implementação do comportamento dinâmico do turbogerador. Primeiramente se desenvolveu um sistema de controle de rotação afim de que o turbogerador se mantivesse a uma rotação constante durante uma flutuação de carga. Após este sistema de controle implementado, parte – se para controle de outros parâmetros para representação fidedigna do comportamento do turbogerador, assim foram desenvolvidos um sistema de proteção para temperatura de entrada da turbina de potência e limites de stall para os compressores de baixa e alta pressão.

Com os sistemas de controle implementados, diferentes flutuações de cargas foram simuladas e a partir de dados operacionais disponibilizados foi possível determinar a grandeza dos controladores PI de cada parâmetro. Subsequentemente, após a determinação das constantes novas simulações foram feitas para verificar a precisão do modelo em regime transiente. Após todas estas simulações de tomadas e rejeições de carga e validação da precisão do modelo, pode – se então simular a nova topologia de geração elétrica proposta por este trabalho.

Nesta terceira etapa houve a modelagem do gerador de indução, a qual requisita um novo sistema de controle para garantir estabilidade operacional. Outro ponto também desenvolvido nesta fase do trabalho, foi a implementação do modelo para que os geradores operassem em paralelo. Após concluída a etapa dos geradores em paralelo, na qual o gerador síncrono influencia o comportamento do gerador de indução o sistema de controle citado neste parágrafo foi desenvolvido e então novos testes de cargas foram simulados para avaliação da estabilidade operacional desta configuração.

4. MODELAGEM DO TURBOGERADOR AERODERIVATIVO

Para a construção do presente modelo foi utilizado uma biblioteca de componentes integrada ao Matlab/Simulink chamada T-Mats (*Tool box for the Modeling and Analysis of Thermodynamics Systems*), a qual foi desenvolvida pela NASA com o objetivo principal de simular o comportamento dinâmico de turbinas a gás aeronáuticas. O pacote contém componentes de controle e equipamentos termodinâmicos que, combinados com um sistema de solução iterativo, permitem o desenvolvimento de sistemas complexos. O principal objetivo da biblioteca é prover um conjunto de componentes para a simulação de sistemas termodinâmicos, sendo ela contém um ambiente de simulação, técnicas de solução multi-variáveis iterativas e modelos individuais, representados por blocos, de equipamentos térmicos, mecânicos e elétricos.

Com a utilização do T-Mats foi possível elaborar um modelo que representasse o comportamento em regime permanente e transiente permitindo que fossem detalhados os pontos de operação dos compressores, destacando em seus respectivos mapas, as condições operacionais bem como seus limites operacionais dos componentes. A biblioteca utilizada permite avaliar a rotação dos eixos, relação combustível/ar, relações de pressão, vazão mássica, além das eficiências em cada um dos componentes da turbina, sendo possível avaliar cada componente separadamente e analisar o turbogerador em diferentes condições de carga.

O T-Mats é uma ferramenta desenvolvida pelo Glenn Research Center da NASA designada para ser utilizada como uma biblioteca adicional no ambiente MATLAB/Simulink como destacado por CHAPPMAN et al. (2014). O software possui seus próprios blocos para turbomáquinas contendo a descrição matemática de cada componente individual, bem como blocos matemáticos com algoritmos iterativos e outras operações necessárias, como integrações. A grande vantagem da utilização do T-Mats é que, por ser de código aberto, facilita a adaptação dos modelos existentes para que se possa representar acionadores primários, condições de operação e/ou componentes individuais em condições distintas das disponíveis na biblioteca.

A simulação completa de uma turbina a gás estacionária passa pela elaboração de um modelo em regime permanente para determinação do seu ponto de projeto (*design point*) e pontos de *off-design* e um modelo dinâmico para cálculo da resposta da demanda de combustível necessária para manter uma rotação constante, por exemplo. Ambos os modelos

fazem uso dos blocos desenvolvidos para simular turbomáquinas, os quais descrevem os componentes separadamente, fazendo o uso de equações estáticas, algoritmos iterativos internos e blocos de solução responsáveis para manipular variáveis de entrada, afim de que estas possuam uma convergência para cada condição simulada.

4.1. Descrição dos Componentes

A modelagem do turbogerador parte do desenvolvimento de modelos individuais dos seus componentes (compressor, câmara de combustão, turbina, ...), bem como do estabelecimento das condições em que o acionador primário está inserido. Assim, são definidos modelos específicos para os componentes, os quais tem ação ou são influenciados pelos fluxos mássicos e/ou de energia com os quais interagem.

Uma vez que o T-Mats possui blocos específicos em sua biblioteca, o primeiro passo para construir um modelo para uma dada configuração é conectar corretamente cada bloco, descrevendo completamente a máquina em termos de componente. A configuração do turbogerador simulado possui um arranjo de dois eixos (twin-spool) e uma turbina livre, como retrata a Figura 4-1.

Nesta configuração, o gerador de gás é dividido em dois conjuntos compressor/turbina, resultando em um gerador de gás de dois eixos, no qual a turbina de alta pressão do gerador de gás (T_2) aciona o compressor de alta pressão (C_2) e a turbina de baixa pressão do gerador de gás (T_1) aciona o compressor de baixa pressão (C_1), entretanto não há nenhuma conexão mecânica entre os eixos (“*spools*”) de baixa e alta pressão. A turbina de potência (PT) é mecanicamente intendente do gerador de gás, como mostra o esquema da Figura 4-1. Em alguns casos, como o do turbogerador objeto do estudo de caso deste trabalho, pode existir entre a turina de potência (turbina livre) e a carga (gerador elétrico) um redutor mecânico de velocidades.

A seguir é feita uma descrição do equacionamento matemático de cada um dos componentes (blocos) que serão utilizados para simular o turbogerador aeroderivativo. Já se inclui neste equacionamento as adaptações que foram efetuadas nos componentes disponíveis no T-Mats, visando a adequada representação de turbogeradores a gás estacionários.

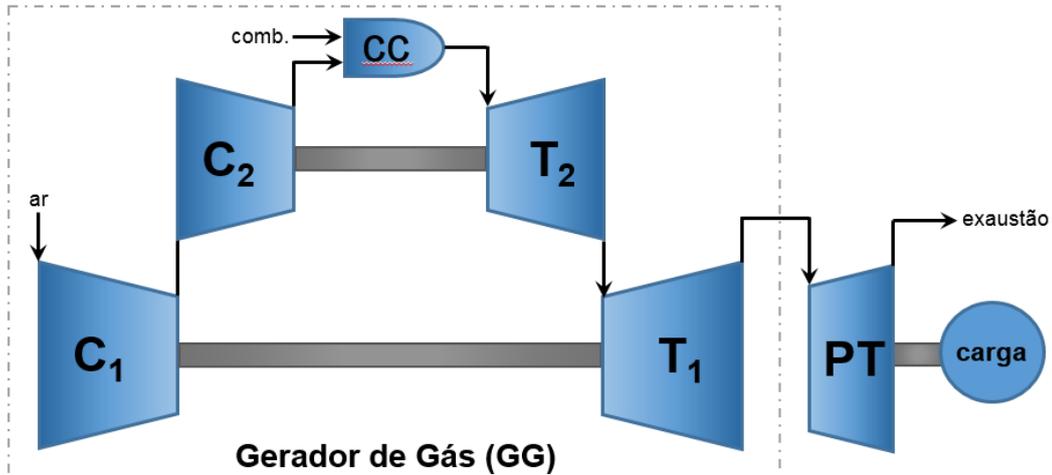


Figura 4-1 - Esquema de um gerador de gás de dois eixos acoplado a uma turbina livre.

4.1.1. Condições do Ambiente

O primeiro bloco descreve as condições do ambiente no qual a turbomáquina é simulada, tendo como variáveis de entrada valores de altitude, variação da temperatura ambiente em relação ao nível do mar, número de Mach que para o caso de uma turbina estacionária é zero para este bloco. As saídas são fluxo de massa, entalpia total de saída, temperatura total, pressão total que são alocadas no mesmo vetor chamado de *GasPthChar*, a pressão ambiente também é separada em um vetor isolado e por fim um vetor de armazenamento de dados chamado *A_Data*. Os valores de entalpia através de interpolações em tabelas e relações matemáticas relacionando pressão, temperatura e altitude. A Figura 4-2 representa o bloco do ambiente.

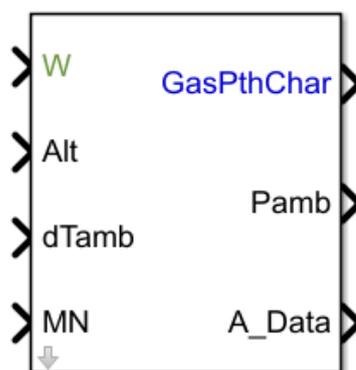


Figura 4-2 - Bloco do representativo das condições ambiente.

A temperatura total ($^{\circ}\text{C}$) é calculada de acordo com a Eq. (1), onde M é o número de Mach.

$$T_t = T_s * \left[1 + M^2 * \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) \right] \quad (1)$$

De acordo com as relações termodinâmicas a pressão total é dada pela Eq. (2).

$$P_t = \frac{P_s}{\left(\frac{T_s}{T_t}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (2)$$

Para o nível do mar e turbina estacionária os valores totais de pressão e temperatura são iguais à pressão e temperatura ambiente.

4.1.2. Bocal / Duto de Entrada

Este componente é utilizado para simular o comportamento de um bocal ou duto de admissão de ar e sua representação matemática está baseada no uso de equações fluidodinâmicas básicas, cujo objetivo principal, no caso de turbinas estacionárias, é computar as perdas de carga no sistema de admissão de ar.

Após definidos as condições ambientes, como altitude, temperatura e pressão, na cadeia de variáveis chamadas de *GasPthChar*, estes valores são repassados ao componente que representa o duto de sucção, para cálculo da perda de carga. A saída deste componente contém uma cadeia de variáveis chamada *GasPthCharOut*, que contém as propriedades do gás que sai do duto de admissão, conforme mostra a Figura 4-3.



Figura 4-3 – Bloco do duto de sucção.

Para este componente, deve ser fornecida a fração da perda de pressão (dP) imposta pelo sistema de admissão, e o modelo calcula a pressão relativa total de saída ($PtOut$), em kPa, levando em consideração a pressão total de entrada ($PtIn$) e a pressão atmosférica ($Pamb$), definida no pelo componente anterior, isto é, o ambiente, conforme mostrado na Eq. (3)

$$PtOut = PtIn * dP * \left(\frac{PtIN}{Pamb}\right) \quad (3)$$

4.1.3. – Compressor

O bloco que representa o compressor descreve matematicamente este componente e suas variáveis de saída são: a pressão total (P_{t2}) e temperatura (T_{t2}) e rotação corrigida (N_{2c}). O duto de sucção deve ser conectado ao compressor, e a variável de saída do duto de admissão ($GasPthCharOut$) é conectada na entrada do compressor, em seu campo $GasPthCharIn$.

O modelo usa uma variável $Rline$ para indicar um ponto de operação na sua curva de rotação corrigida (N_{2c}), o que permite obter a vazão mássica corrigida, relação de pressão e eficiência do compressor para que, em seguida, seja possível calcular a temperatura de saída do compressor (T_{t3}).

Um algoritmo interno ao bloco que representa este componente é utilizado para obtenção dos valores da entalpia dos gases, em kJ/kg, dada pela Eq. (4), que leva em conta a entalpia de saída ideal ($ht_{IdealOut}$), entalpia de entrada (ht_{In}) e a eficiência isentrópica do compressor (η_{cp})

$$ht_{Out} = \frac{ht_{IdealOut} - ht_{In}}{\eta_{cp}} + ht_{In} \quad (4)$$

A vazão total de saída do compressor, em kg/s, é dada pela diferença entre a vazão total de entrada (W_{In}) e a vazão de sangria (W_{bleeds}), como mostra a Eq. (5).

$$W_{Out} = W_{In} - W_{bleeds} \quad (5)$$

O valor total da potência consumida ($P_{wr_{Out}}$) pelo compressor é dado, em kW, pela Eq. (6).

$$P_{wr_{Out}} = P_{wr} - P_{wrBld} \quad (6)$$

onde a potência ideal consumida (P_{wr}) em é representada pela Eq. (7).

$$P_{wr} = W_{In} * (ht_{In} - ht_{Out}) \quad (7)$$

O segundo componente da Eq. (7) (P_{wrBld}), que representa o decréscimo de potência, em kW, correspondente às sangrias do compressor, é dado pela Eq. (8), onde ($ht_{bld_{Out}}$) representa o valor da entalpia do fluido no ponto de sangria, uma vez que se pode efetuar a sangria em diferentes estágios do compressor.

$$PwrBld = \sum Wbld * (htbld_{out} - ht_{out}) \quad (8)$$

O torque requerido pelo compressor ($Torque_{Out}$) é obtido de maneira direta, sendo dado pela divisão da potência total de saída (Pwr_{Out}) pela rotação mecânica ($Nmech$), como mostra a Eq. (9).

$$Torque_{Out} = \frac{Pwr_{Out}}{Nmech} \quad (9)$$

As propriedades do fluido de trabalho são armazenadas na variável $GasPthCharOut$.

A variável $NErr$ é utilizada pelo bloco iterativo como critério de parada das iterações, seu valor é dado pela diferença entre a vazão de ar proveniente do bloco anterior e a vazão mássica proveniente do mapa do compressor; esta diferença tende a ser o mais próximo de zero possível logo, quando este valor assume um valor menor que o erro permitido significa que o sistema convergiu.

As saídas $CustBldsCharOut$ e $FbldsCharOut$ representam as frações da vazão para sangria de ar do compressor, normalmente utilizadas para resfriar as pás dos primeiros estágios da turbina, ou para controle da temperatura dos gases na saída do gerador de gás.

Outros dados de saída, como a rotação corrigida N_{c2} , descrita na sessão 3.2 deste trabalho, e relação de pressão PR são armazenadas na saída C_Data , como pode-se observar na Figura 4-4.

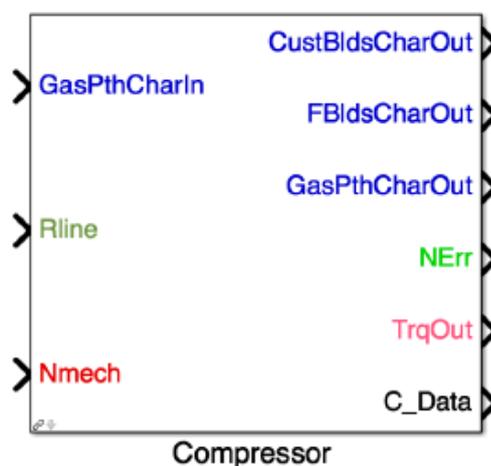


Figura 4-4 - Bloco do Compressor.

4.1.4. Câmara de Combustão

O modelo da câmara de combustão tem como objetivo fundamental estimar a temperatura total de entrada dos gases na turbina, neste caso, a turbina de alta pressão do gerador de gás. O campo de saída dos gases *GasPthCharOut* do compressor é conectado ao campo de entrada dos gases da câmara de combustão *GasPthCharIn*. A vazão de combustível W_f é conectada ao campo *FuelFlwin*, a qual pode ter origem de um bloco de controle (*closed-loop simulation*) ou ser diretamente especificada (*open-loop simulation*). A eficiência da câmara de combustão é um parâmetro interno do bloco, sendo imposta com base em dados típicos deste componente.

Neste caso também é utilizado um algoritmo iterativo interno ao componente para cálculo da entalpia total dos gases e também perda de carga. As características dos gases provenientes da câmara de combustão são armazenadas na variável *GasPthCgarOut*, como pode ser notado na Figura 4-5.

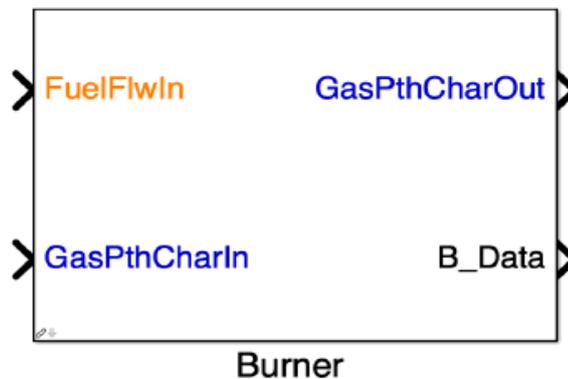


Figura 4-5 - Bloco da Câmara de combustão.

A vazão total de saída da câmara de combustão, em kg/s, é representada pela soma da vazão de entrada (W_{in}) com a vazão de combustível (W_f), como mostra a Eq. (10). A relação combustível/ar é dada pela razão entre (W_f) e ($W_{in_{cc}}$).

$$W_{Out} = W_f + W_{in_{cc}} \quad (10)$$

A entalpia de saída dos gases, representada pela Eq. (11), é uma combinação dos parâmetros de vazão de entrada (W_{in}), entalpia de entrada (ht_{in}), vazão de combustível ($W_{f_{in}}$), poder calorífico inferior do combustível (LHV) e eficiência da câmara de combustão (η_{cc}).

$$ht_{Out} = \frac{Win_{cc} * ht_{In} + Wf * LHV * \eta_{cc}}{W_{Out}} \quad (11)$$

A pressão na saída da câmara de combustão (Pt_{Out}), é calculada em função da perda de carga na câmara de combustão, conforme Eq. (12), onde $dPnormBurner$ representa uma fração da pressão de entrada (Pt_{In}).

$$Pt_{Out} = Pt_{In} * (1 - dPnormBurner) \quad (12)$$

4.1.5. Turbina

O modelo que representa a turbina é desenvolvido de maneira similar ao bloco do compressor, no que tange ao uso de mapas de desempenho. Valor da rotação mecânica $Nmech$, relação de pressão $PRIn$, e características dos gases de combustão ($GasPthCharIn$) são utilizados para obter a rotação corrigida, fluxo de massa corrigido e eficiência da turbina.

Após o cálculo da temperatura de exaustão um algoritmo iterativo interno ao modelo calcula a entalpia de saída dos gases e a potência produzida, bem como seu torque ($TrqOut$).

A variável $NErr$ deste bloco funciona de maneira semelhante a descrita na sessão 3.1.3 deste capítulo, representando a diferença entre o fluxo mássico que entra na turbina e o valor de vazão proveniente do seu respectivo mapa, esta diferença tende a ser zero uma vez que o iterador trata esta variável como critério de convergência. Se houver sangria do compressor que alimenta a turbina, este valor entra no campo $CoolingFlwCharIn$.

As propriedades dos gases de exaustão são transferidas à variável $GasPthCharOut$. O bloco representativo de uma turbina é mostrado na Figura 4-6.

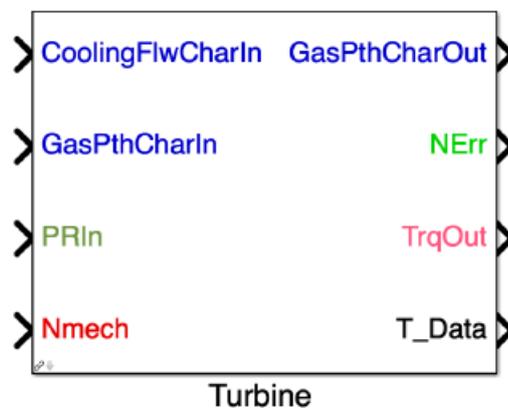


Figura 4-6 - Bloco da Turbina.

Para fins de representação matemática, deve-se levar em conta as vazões no início da expansão da turbina (station one) e na sua saída, as quais são dadas pelas Eq. (13) e (14), que representam a soma da vazão de entrada da turbina (W_{In}) e a vazão de resfriamento das pás móveis e estatores da turbina (W_{cool}). Estas vazões, em kg/s, são calculadas em distintos pontos da turbina, pois o resfriamento pode acontecer na entrada ou na saída da turbina.

$$W_{s1-In} = W_{In} + \sum W_{cool_{s1}} \quad (13)$$

$$W_{Out} = W_{In} + \sum W_{cool_{out}} \quad (14)$$

A entalpia do fluxo de resfriamento, em kJ/kg, também é calculada no início da expansão da turbina (station one) ($dH_{cool_{s1}}$) e na saída da mesma ($dH_{cool_{out}}$), conforme Eq. (15) e (116), respectivamente. Estes valores são necessários para cálculo da entalpia total de saída do componente, bem como para torque e potência produzidos.

$$dH_{cool_{s1}} = \sum ht_{cool_{in}} * W_{cool_{in}} \quad (15)$$

$$dH_{cool_{out}} = \sum ht_{cool_{exit}} * W_{cool_{exit}} \quad (16)$$

A entalpia no início da expansão da turbina, representada pela Eq. (17) é determinada através da entalpia total de entrada (ht_{In}), a qual é determinada através dos valores de temperatura total de entrada, relação ar/combustível e pressão total.

$$ht_{s1-In} = \frac{ht_{In} * W_{In} + dH_{cool_{s1}}}{W_{s1-In}} \quad (17)$$

Para o cálculo da potência e torque de saída, é necessário também que se calcule a entalpia de saída da turbina, o que pode ser efetuado através da Eq. (18).

$$ht_{Out} = \frac{[(ht_{Ideal_{out}} - ht_{s1-In}) * \eta_t + ht_{s1-In}] * W_{s1-In} + dH_{cool_{out}}}{W_{Out}} \quad (18)$$

A potência total de saída leva em conta apenas o fluxo total que entra no componente (station one), então a Eq. (19) que representa potência é dada por:

$$Pwr_{Out} = (ht_{s1-In} - ht_{Ideal_{Out}}) * \eta_t * W_{s1-In} \quad (19)$$

4.1.6. Bocal de Saída/Duto de saída

Este bloco representa um duto por onde os gases escoam da saída da turbina. Ele deve receber as propriedades do fluxo na saída do componente imediatamente anterior, através da variável *GasPthCharIn*, e então calcula as propriedades do fluxo na sua saída direcionando-o para o próximo componente, sendo as propriedades termodinâmicas armazenadas na variável *GasPthCharOut*, como mostra a Figura 4-7. Este componente, pode ser utilizado para simular uma contrapressão na saída do expensor, como a que ocorreria pela presença de um recuperador de calor, dutos de exaustão, silenciadores, etc.



Figura 4-7 - Duto de saída

Matematicamente este componente é representado por uma perda de carga, conforme pode ser observado na Eq. (20), onde a pressão de saída (Pt_2) é calculada como uma fração da pressão de entrada (Pt_1), dada por um percentual de perda de carga (dP). Deve-se observar que, por simplicidade, não foram consideradas, neste componente, transferências de calor dos gases para a atmosfera.

$$Pt_2 = (1 - dP) * Pt_1 \quad (20)$$

4.1.7. Eixo Mecânico

Esse componente é usado para simular o comportamento de um eixo árvore, e usa equações básicas da dinâmica mecânica, para o cálculo de transmissão de potência mecânica e eventuais mudanças de velocidade.

As entradas deste bloco são rotação mecânica do eixo (*NmechIn*) e a soma dos torques da turbina, do compressor ou de uma carga. Uma vez que o torque do compressor é consumido, este assume um valor negativo. As saídas, por sua vez, são a nova rotação mecânica

($N_{mechOut}$) e a aceleração angular (\dot{N}), a qual, para o caso específico de o regime permanente, assume o valor zero. Um exemplo do bloco T-Mats usado para representar o eixo mecânico é representado na Figura 4-8.

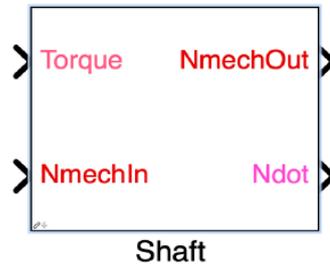


Figura 4-8 - Bloco referente a um eixo.

O cálculo da aceleração angular do eixo ($Ndot$) é dado pela Eq. (21).

$$\dot{N} = \frac{60 \cdot \sum Torque}{2\pi \cdot I_{eixo}} \quad (21)$$

4.1.8. Redutor de Velocidades

O modelo do redutor de velocidades utiliza propriedades básicas de uma caixa de engrenagem, relacionando rotação de entrada e rotação de saída desejada como mostra a Eq. (22).

$$RM = \frac{N_{mechA}}{N_{mechB}} = \frac{TorqueB}{TorqueA} \quad (22)$$

A relação mecânica RM é definida no bloco e suas entradas em saídas podem ser notadas na Figura 4-9.

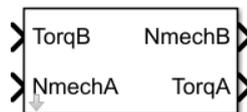


Figura 4-9 - Bloco do redutor de velocidade

4.1.9. Gerador Elétrico

O modelo do gerador é utilizado para relacionar uma demanda de potência e uma rotação para um torque necessário para acionar o gerador seja calculado. Suas entradas são demanda de

potência e rotação mecânica que são convertidas em uma saída de torque como mostra a Figura 4-10.



Figura 4-10 - Bloco do gerador elétrico.

A conversão de torque e rotação se dá de acordo com a Eq. (23), onde a eficiência (η_g) é definida no modelo do gerador.

$$Pwr_{out} = Torque * Nmech * \eta_g \quad (23)$$

O bloco do gerador de indução funciona de forma análoga ao gerador síncrono, no qual torque e rotação são convertidos em potência, porém devido a particularidades do gerador de indução foi necessário o desenvolvimento de um sistema de controle para representar seu comportamento, uma vez que seu funcionamento depende da rotação síncrona do gerador síncrono em paralelo, o sistema de controle deste gerador é descrito no item 3.4.1.4. Como mostra a Figura 3-11.

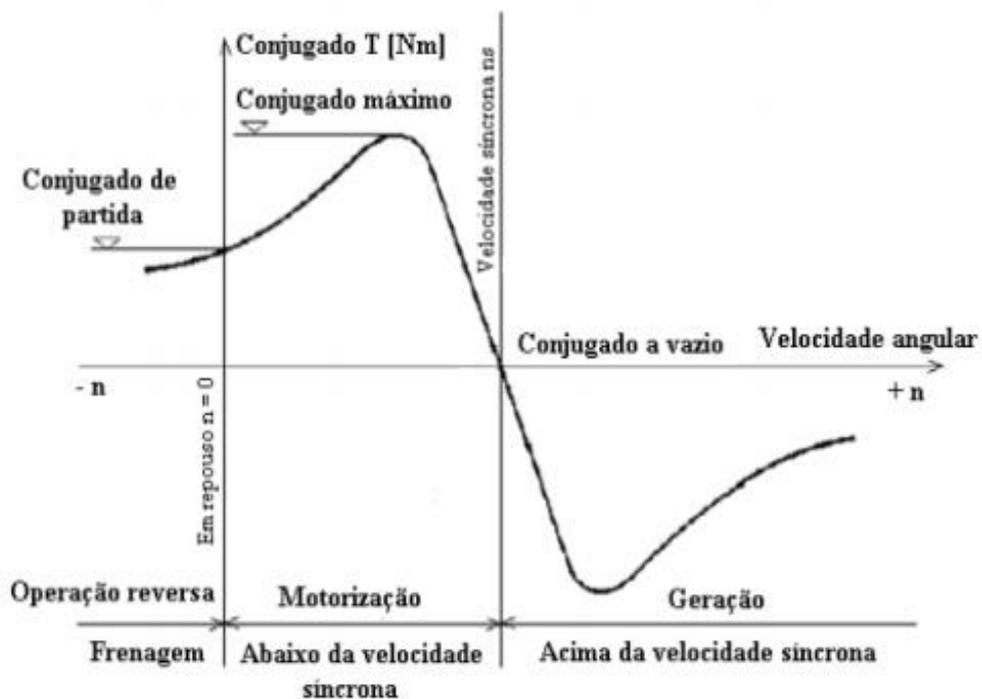


Figura 4-11 – Funcionamento de um gerador de indução

Analisando a Figura 4-11 percebe-se que a rotação do gerador de indução deve se manter obrigatoriamente acima da velocidade síncrona para geração de energia elétrica, caso contrário ocorrerá a motorização deste gerador o que causaria danos irreparáveis ao sistema. A lógica de controle para potência gerada por este gerador é descrita no item 3.4.1 deste trabalho.

A diferença em porcentagem entre a rotação síncrona e a rotação do gerador de indução é definido com o escorregamento e é dado pela equação (24).

$$S = \frac{N_{GS} - N_{GI}}{N_{GS}} \quad (24)$$

O torque de um gerador de indução pode ser descrito em função do escorregamento ou de sua rotação, logo este dependerá da velocidade síncrona para estabelecer determinada potência. Para o gerador utilizado neste caso de estudo o torque da região de geração é calculado a partir do escorregamento de acordo com a equação (25) e partir da rotação de acordo com a equação (26).

$$T = 2,42068 * 10^7 * S \quad (25)$$

$$T = 13555,6 * N_{GI} - 24400080 \quad (26)$$

4.1.10. Controladores PI

Para efeitos de simulação dinâmica, foi criado um sistema de simulação de loop fechado (*closed-loop simulation*), no qual cada variável controlada: rotação da turbina livre, temperatura da turbina livre e limites de stall para os compressores de baixa e alta pressão, possuem um controlador PI como o da Figura 4-12.

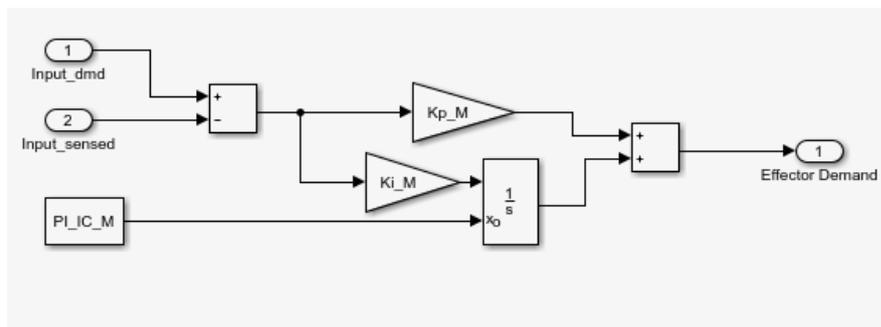


Figura 4-12 - Diagrama de blocos do sistema de controle de variáveis.

A variável *Input_dmd*, representada pelo número 1 da Figura 4-12 é o valor desejado de cada variável, ou seja, o valor de referência qual a determinada variável precisa assumir para garantir estabilidade do sistema, logo, a *Input_sensed*, representada pelo número 2, é o valor lido no momento da simulação, o bloco *PI_IC_M* é uma constante com o valor inicial de cada variável a ser manipulada pelo controlador PI. A diferença entre o valor de referência da variável e a variável lida no momento da simulação passam por um ganho proporcional e integral e então uma nova saída é calculada para o sistema afim de que se mantenha o sistema estável e dentro dos limites de operação.

4.1.11. Solucionador iterativo

Como cada componente da turbina é representado por um modelo individual, é necessário efetuar a integração dos mesmos para que se possa representar o acionador primário como um todo, tanto operando em regime permanente quanto para transientes.

O objetivo criar uma forma iterativa de calcular os parâmetros de interesse a partir de variáveis independentes, representadas pelas variáveis de entrada dos modelos individuais da turbina, tais como: fluxo mássico no duto de admissão, *Rline* e *Nmech* para o compressor, vazão de combustível para a câmara de combustão, *PRIn* e *Nmech* para a turbina e *NmechIn* para o bloco dos eixos.

O processo iterativo repete a sequência de cálculo até que os desvios (erros), definidos em 1%, entre variáveis estimadas sejam minimizados. Neste modelo, utiliza-se o método de Newton-Raphson para determinar qual variável independente deve ser alterada para que ocorra a convergência. Cada vez que uma variável é alterada, uma nova iteração se inicia, com cada componente calculando novamente as suas saídas e atualizando os valores dos erros. Quando os valores dos erros estão abaixo do valor máximo estipulado é considerado que o sistema convergiu. A Figura 4-13 ilustra o bloco do solucionador iterativo.

Para o solucionador iterativo do modelo em regime permanente, os erros, que são valores de saída dos componentes individuais, são as entradas do solucionador e as variáveis independentes, que são saídas do solucionador, correspondem às entradas dos respectivos componentes da máquina. A variável *Ndot*, para o caso de regime permanente é normalmente utilizada como entrada do bloco iterativo, juntamente com os erros, uma vez que, para o regime permanente, a aceleração angular é zero.

Ao se tratar do solucionador iterativo para o modelo dinâmico é necessário o uso de um bloco extra “*Do-While*” conectado ao bloco do iterador. Esta lógica extra permite que o modelo convirja para uma solução antes que o cronômetro de simulação vá para um próximo passo. Se

o bloco “*Do-While*” não fosse utilizado, o cronômetro do simulador avançaria para um próximo passo, o que não é desejado para uma simulação dinâmica.

Outro adendo são as variáveis $Ndot$ para o modelo dinâmico, elas não são mais diretamente alimentadas no bloco iterativo, sendo tratadas externamente por um bloco de integração que possui rotações mecânicas ($Nmech$) como saída, logo as rotações mecânicas também não são saídas do bloco iterativo como no regime permanente. O método de cálculo para conversão no modelo dinâmico, assim como no modelo para regime permanente seguem as mesmas Eq. (27) e (28), se diferindo apenas no bloco extra que permite que essa conversão sem que o cronômetro avance e nas variáveis $Ndot$ e $Nmech$ que são tratadas externamente. Na Figura 4-14 pode-se notar as variáveis de entrada e saída para o modelo dinâmico, e a Figura 4-15 representa o modelo dinâmico que trata as variáveis $Ndot$ e $Nmech$, onde o bloco iterativo representado pela Figura 4-14 se encontra dentro do bloco *While Iterator Plant*, os controladores PI contidos na Figura 4-15 foram descritos no item 3.1.10.

O bloco solucionador é baseado majoritariamente em dois componentes: um solucionador iterativo e um componente para cálculo do Jacobiano do sistema. O solucionador iterativo faz uso do método de Newton-Raphson para que o modelo convirja para uma solução, sendo resumidamente representado pela Eq. (27).

$$x(n + 1) = x(n) - \frac{f(x(n))}{f'(x(n))} \quad (27)$$

onde $f'(x(n)) = \text{Jacobiano}$.

O jacobiano é um mapa linear entre as variáveis de entrada e saída da planta. E é definida por uma perturbação de cada condição inicial (x) para que seja analisado o efeito nas variáveis de saídas da planta (f). Uma descrição matemática mais precisa de um Jacobiano é representado pela Eq. (28).

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \cdots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_m}{\partial x_1} & \cdots & \frac{\partial f_m}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad (28)$$

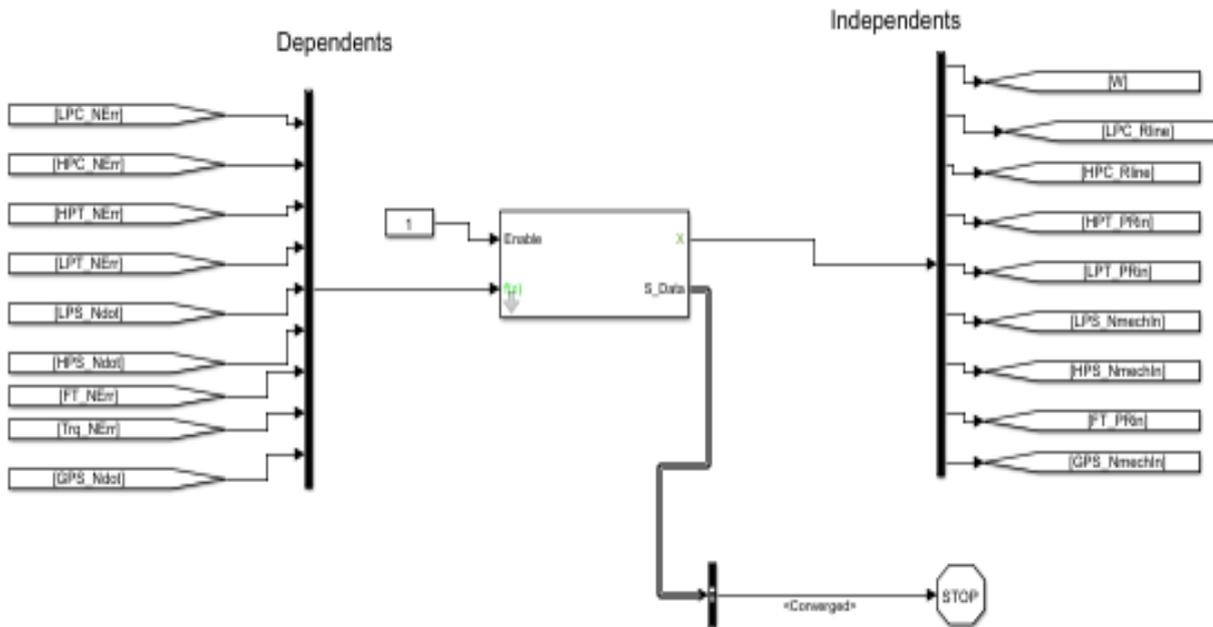


Figura 4-13 - Bloco do Solucionador Iterativo Newton–Raphson para regime permanente.

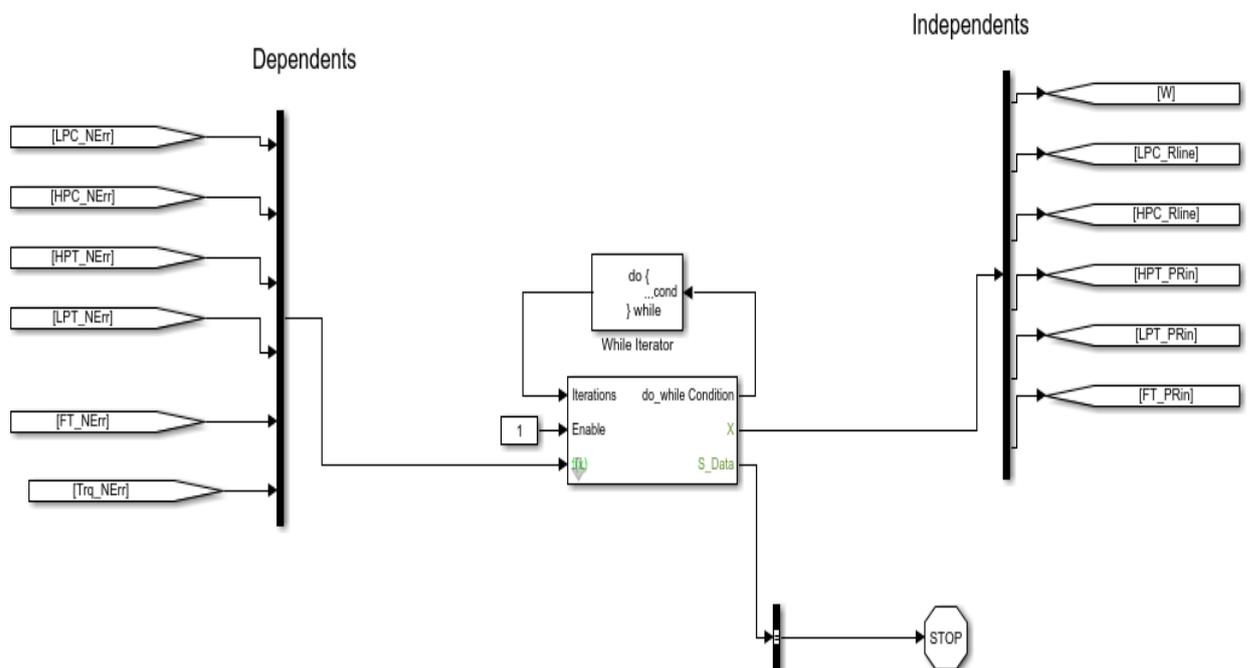


Figura 4-14 - Bloco do Solucionador Iterativo Newton–Raphson para regime transiente.

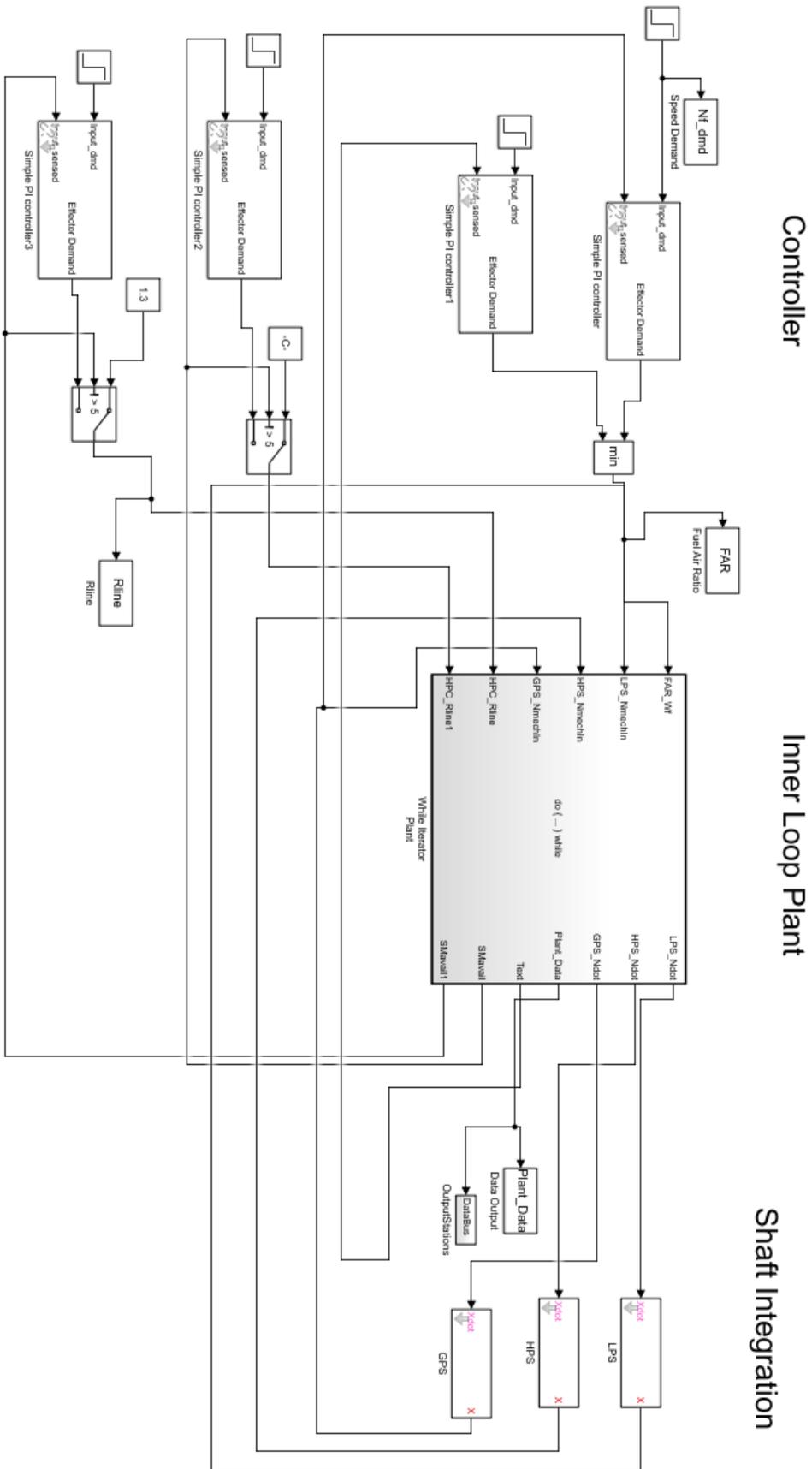


Figura 4-15 - Bloco integrador dinâmico.

4.2 Parâmetros Adimensionais

Turbinas e compressores são normalmente descritos pelos seus chamados parâmetros adimensionais, também chamados de parâmetros semi-adimensionais, mais especificamente a vazão mássica corrigida, \dot{m}_c e rotação corrigida N_{2c} . Relações de pressão e eficiência isentrópica são normalmente especificadas diretamente. Segundo Richter (2012), o fato da utilização dos parâmetros corrigidos facilita a representação do comportamento destas máquinas decorrentes de variações nas condições ambientes e ou regimes de operação, normalizando o mapa para o nível do mar e condições estáticas.

De acordo com S.L. Dixon (2014), o número de Mach de um fluido é definido como a velocidade dividido pela velocidade local do som. Para um gás perfeito, como o ar, o número de Mach pode ser escrito por:

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\gamma RT}} \Leftrightarrow c = M\sqrt{\gamma RT} \quad (29)$$

Quando o número de Mach de um fluxo excede 0,3, o fluxo se torna compressível. Turbomáquinas de alta potência requerem altas vazões de ar e trabalham com altas velocidades da pá o que normalmente faz com os fluidos se comportem como compressíveis. Assim, as condições estáticas e de estagnação podem ser relacionadas ao do número de Mach local, como mostra a Eq. (30), que fornece a entalpia de estagnação do gás.

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad (30)$$

Considerando o comportamento de gás ideal, a Eq. (30), pode ser reescrita como:

$$C_p T_0 = C_p T + \frac{c^2}{2} = C_p T + \frac{M^2 \gamma RT}{2} \quad (31)$$

Dado que $\gamma R = (\gamma - 1)C_p$, então a Eq. (31) pode ser simplificada para:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (32)$$

A pressão de estagnação corresponde à pressão estática medida se o fluxo fosse trazido isentropicamente para o repouso. Para um processo isentrópico ($ds = 0$), como demonstrado por Dixon (2014), a Eq. (32) combinada com as equações dos gases perfeitos fornece seguinte equação:

$$\frac{dp}{p} = \frac{c_p}{R} \frac{dT}{T} = \frac{dT}{T} \frac{\gamma}{\gamma-1} \quad (33)$$

Integrando a Eq. (33), tem-se:

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (34)$$

Analogamente para a temperatura total T_t , pressão total P_t , temperatura estática T_s e pressão estática P_s , tem-se:

$$\frac{T_t}{T_s} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (35)$$

$$\frac{p_t}{p_s} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (36)$$

Considerando a vazão mássica ($\dot{m} = \rho_s c A$) de um fluido compressível que escoar por um duto de área A , e combinando as Equações (36), (35), (34) e (29), obtém-se:

$$\dot{m} = \frac{p_s}{RT_s} M \sqrt{\gamma RT_s} A = \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} A \sqrt{\frac{\gamma}{R}} M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{-\gamma-1}{2(\gamma-1)}} = \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} A \psi \quad (37)$$

onde ψ é definido como parâmetro de fluxo mássico, sendo dado por:

$$\psi = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{-\gamma-1}{2(\gamma-1)}} \quad (28)$$

Define-se então θ e δ como os parâmetros adimensionais da temperatura e pressão total como:

$$\theta = \frac{T_t}{T_{std}} \quad (39)$$

$$\delta = \frac{p_t}{p_{std}} \quad (40)$$

Com base nestes parâmetros a vazão mássica corrigida pode ser calculada por:

$$\dot{m}_c = \frac{p_{std}}{\sqrt{T_{std}}} A \psi \quad (41)$$

Substituindo as Equações (29), (40), (41) em (42), tem-se finalmente a vazão semi-adimensional.

$$\dot{m}_c = \dot{m} \frac{\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (42)$$

4.3 Mapa do Compressor

Responsável por elevar a pressão trabalho, o compressor é o componente de maior complexidade de uma turbina a gás. Os tipos mais comuns de compressores utilizados nas turbinas são os centrífugos, nos quais o fluxo sai radialmente do componente, e os axiais, no qual o sentido de escoamento é mantido paralelo ao eixo. Tendo como estudo de caso a máquina da Siemens SGT A35 (GT62), sendo um modelo aeroderivativo, seus compressores são axiais, o que possibilita a máquina ter um menor diâmetro.

O modelo do compressor tem como principais parâmetros de saída o ponto de operação no mapa ($WcMap$), a vazão corrigida (WcI), a relação de pressão (PR), a eficiência ($EffMap$), a rotação corrigida (N_{2c}) e a “posição” da rotação no mapa (N_cMap).

Parâmetros como rotação corrigida e vazão corrigida são ajustados mediante multiplicação por valores escalares constantes, para serem alocados adequadamente e proporcionalmente representarem a operação real deste componente, como mostra as Eq. (43)

a (46). O desempenho geral do compressor é determinado a partir de um mapa que relaciona a velocidade corrigida do eixo e uma variável *Rline*, usada para indicar o ponto de operação do compressor na sua curva de rotação corrigida (N_{c2}), aumentando o fluxo de massa corrigido, a relação de pressão e a eficiência. Sendo a rotação corrigida dada por:

$$N_{c2} = \frac{N_{mech}}{\sqrt{\theta}} \quad (43)$$

O valor da velocidade correspondente no mapa é determinado pelo uso da rotação corrigida e a constante escalar de velocidade corrigida, especificada na Eq. (44).

$$NcMap = \frac{N_{c2}}{C_{Nc}} \quad (44)$$

Para cálculo da vazão total, utiliza-se um mapa típico de um compressor, estabelecido de acordo com seu tipo construtivo (axial ou radial) e suas condições projeto (relação de pressão, rotação e vazão), o que permite interpolar os valores para a condição de interesse, sendo os mesmos então escalonados, tendo em conta as condições de projeto. Com a utilização da constante escalar específica, o fluxo mássico total é dado pela Eq. (45).

$$Wc_{calc} = WcMap * C_{Wc} \quad (45)$$

E a vazão corrigida é dada por:

$$Wc1 = Wc \frac{\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (46)$$

Estes mapas são resultantes de mapa genéricos disponíveis na literatura, e que consagradamente representam com boa precisão o comportamento de compressores axiais, para a faixa de vazão e relação de pressões consideradas. Estes mapas possuem curvas para vazão (*WcMap*), relação de pressão (*PR*), rotação (*NcMap*) e eficiência (*Eff*), e podem ser ajustados para representar o comportamento de um compressor específico.

É importante notar as linhas vermelhas na Figura 4-16 e na Figura 4-18, representando a *linha de surge*. Esta linha determina os limites operacionais do compressor, representando uma região onde nenhum ponto operacional deva se situar, pois as pás do compressor perdem sustentação (stall) acima desta linha limite causando problemas operacionais que podem

danificar permanentemente os componentes. Há mapas que se referem a valores de eficiência e relação de pressão são obtidos diretamente no mapa do compressor, como mostram a Figura 4-17 e a Figura 4-19.

Outro limite operacional é representado pela condição de *choke*, quando praticamente se atinge a condição de escoamento bloqueado (*choke flow*) e não se observa alteração significativa da vazão com a variação da relação de pressão. Nesta condição diz-se que o compressor está “entupido”.

Limites de Surge e Stall – Descrito por Richter (2012), este fenômeno é caracterizado pelo Stall rotativo, onde grupos de pás não conseguem mover o ar na direção do fluxo, fazendo com que o componente perca sustentação. Nesta ocorrência, formam-se bolsões de ar estagnado que podem ser observadas numa porção da circunferência do disco do compressor, reduzindo sua eficiência. Essas bolsas de ar se movem ao redor do compressor com velocidade próxima à rotação mecânica (*stall rotativo*). *Surge* é um fenômeno ainda mais crítico, no qual o compressor não só cessa o fluxo de ar na direção de descarga, como também pode ocorrer um contra fluxo da câmara de combustão para o compressor, causando uma explosão no sentido contrário do fluxo.

Choke, ou limite de choke, é caracterizado pelo escoamento sônico no estator do compressor. Nesta condição, para um bocal (estator) convergente não se observa variação significativa da vazão mássica em função da relação de pressão.

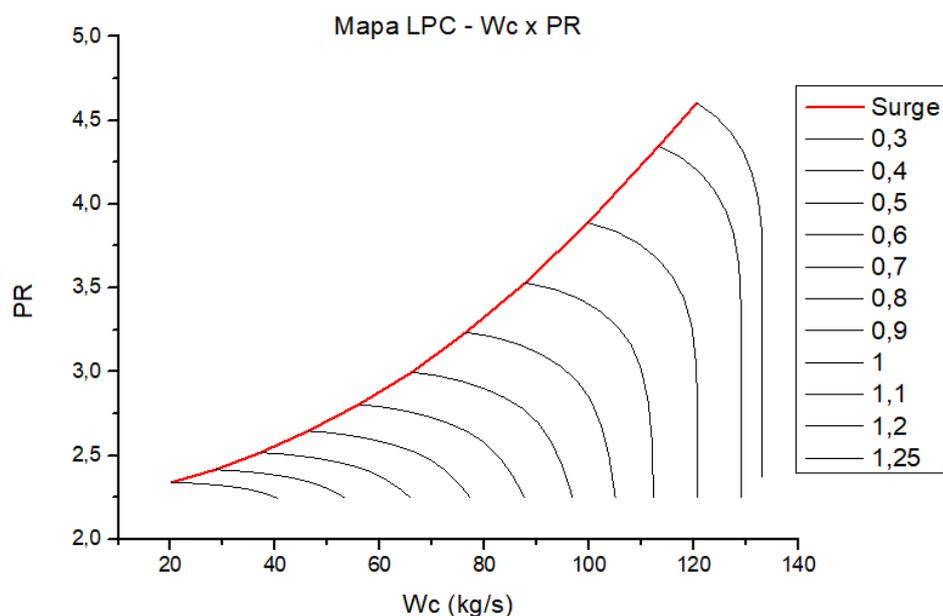


Figura 4-16 - Mapa do compressor de baixa pressão: vazão real x relação de pressão

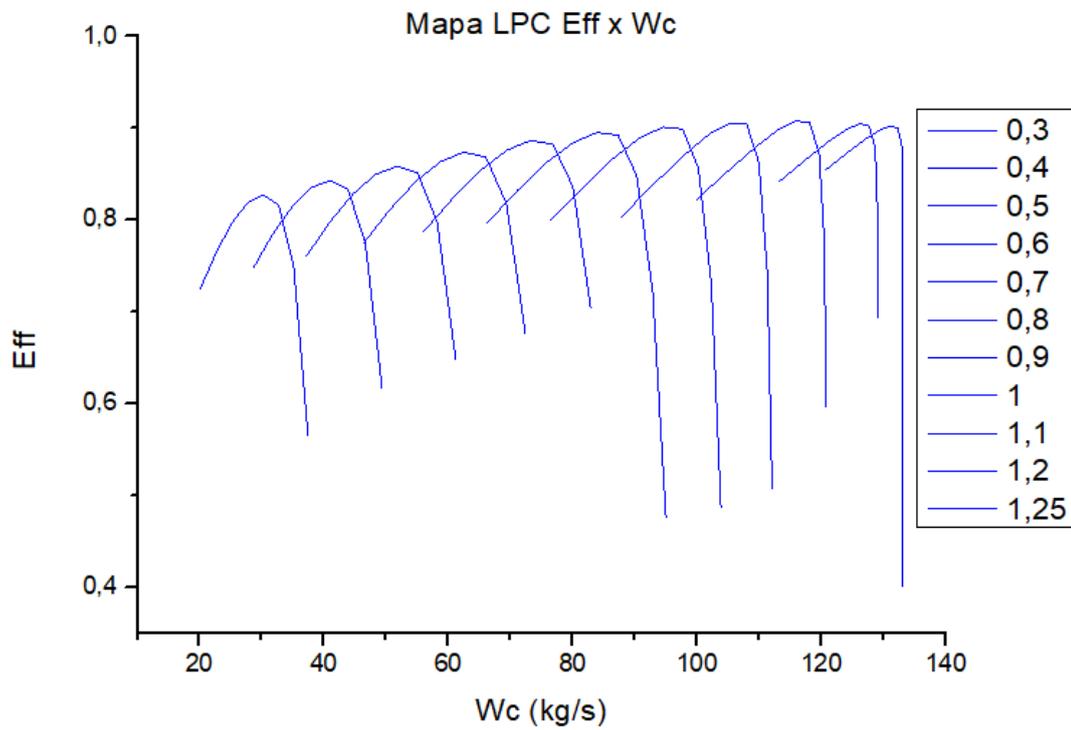


Figura 4-17 - Mapa do compressor de baixa pressão: Eficiência x Vazão Real

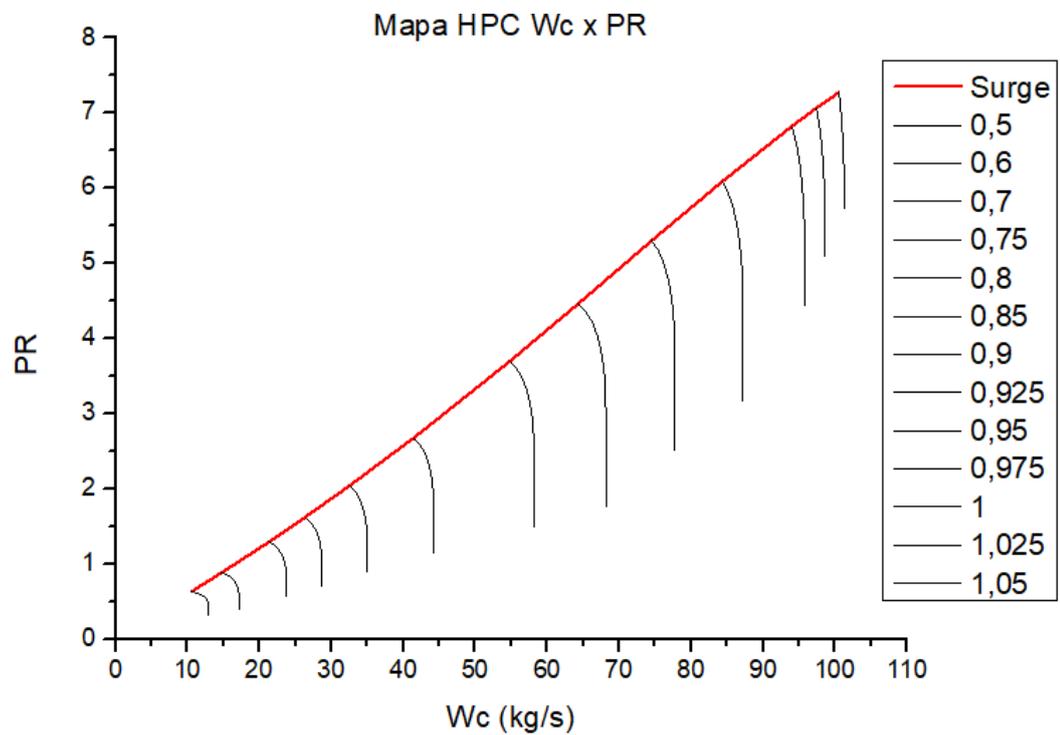


Figura 4-18 - Mapa compressor de alta pressão: Wc x PR

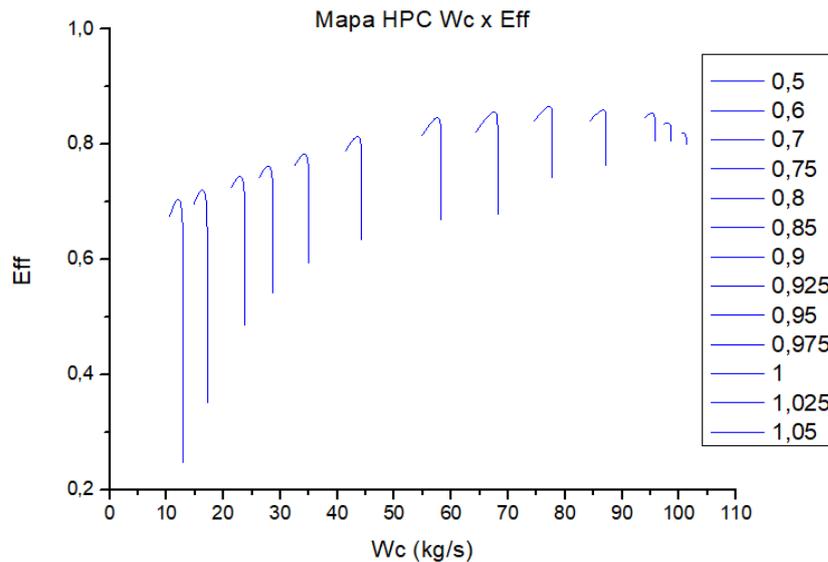


Figura 4-19 - Mapa do compressor de alta pressão: W_c x Eff

4.4 Mapa da Turbina

A turbina é responsável pela extração de energia do fluxo gasoso, transformando-a em energia mecânica rotacional, que é utilizada para acionar o compressor e uma carga, a qual pode ser um gerador de eletricidade. Similar aos compressores, as turbinas também podem ser radiais ou axiais, seguindo o mesmo princípio de classificação conforme a direção do fluido de trabalho. Assim como os compressores, as turbinas da máquina utilizada como caso de estudo são axiais.

O modelo da turbina, analogamente ao compressor possui como principais parâmetros de saídas o a vazão alocada no mapa (W_cMap), a vazão corrigida (W_cI), a relação de pressão (PR), e a eficiência correspondente no mapa ($EffMap$), a rotação corrigida (N_{c4}) e o valor da rotação correspondente no mapa (N_cMap). Estes parâmetros também podem ser corrigidos mediante multiplicação por escalares constantes, de forma que possam ser alocados proporcionalmente no mapa da turbina, como mostra as Eq. (37) a (50)

A rotação corrigida é dada por:

$$N_{c4} = \frac{N_{mech}}{\sqrt{\theta}} \quad (37)$$

Para que o ponto de operação seja alocado adequadamente ao mapa, o uso de um escalar específico C_{Nc} é utilizado em combinação com a rotação corrigida N_{c4} para que seja calculado o componente N_cMap :

$$NcMap = \frac{Nc4}{C_Nc} \quad (48)$$

Para calcular o ponto correspondente ao qual se refere a vazão no mapa ($WcMap$) são efetuadas interpolações utilizando as curvas que representam o mapa da turbina, e a vazão total é determinada pela equação 2.18:

$$Wc_{calc} = WcMap * C_Wc \quad (49)$$

A vazão corrigida é determinada de maneira análoga a do compressor:

$$Wc1 = Wc \frac{\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (50)$$

Os parâmetros relacionados à eficiência e relação de pressão são obtidos diretamente do mapa da turbina. Analogamente aos compressores também são utilizados mapas genéricos consagrados na literatura, que permitem ajustes para representar precisamente o comportamento das turbinas. Estes mapas são compostos por curvas de vazão ($WcMap$), rotações ($NcMap$), relações de pressão (PR) e eficiências (Eff). Os mapas que relacionam relação de pressão com fluxo mássico e eficiência para a turbina de potência podem ser observados nas Figura 4-20 e Figura 4-21 respectivamente, cada linha correspondendo a uma rotação no mapa.

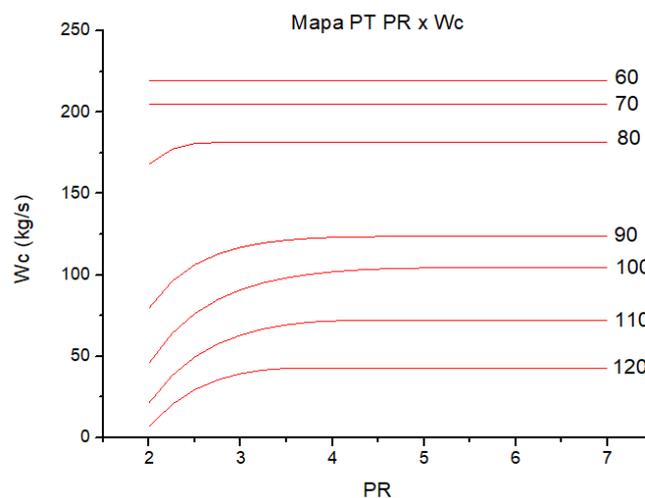


Figura 4-20 - Mapa da Turbina Livre: Wc x PR

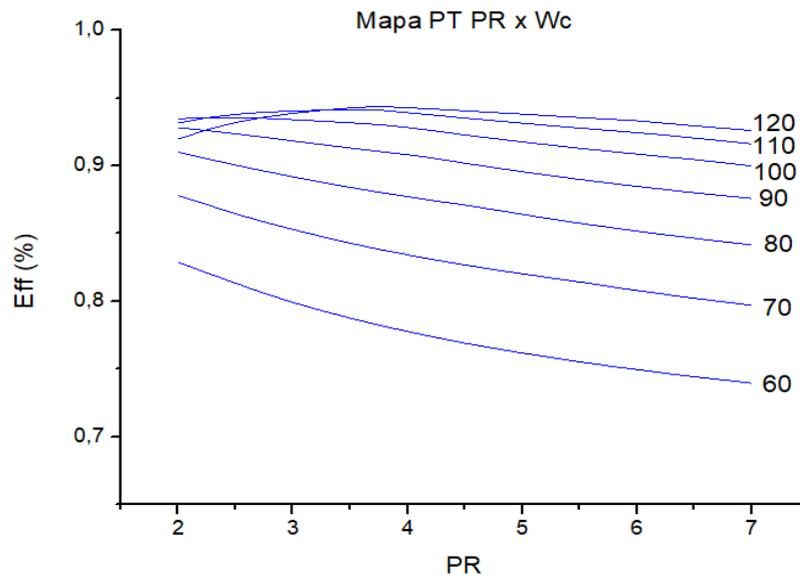


Figura 4-21 - Mapa da Turbina Livre: PR x Eff

4.5 Modelagem Dinâmica

Regime transitório diz respeito às condições de funcionamento nas quais as turbinas à gás estão mudando de condições de operação, ou seja, de uma condição em regime permanente para outra condição de regime permanente; por exemplo, uma aceleração/desaceleração ou uma mudança de carga.

Alves (2003) relatou que turbinas a gás apresentam comportamento transitórios em diversas situações, algumas delas exigem mais atenção que outras, tais como: mudanças de pontos de operação, procedimentos de partida e parada, e incidência de perturbações. Na maioria das aplicações onde uma turbina a gás é empregada, o comportamento transitório deve ser controlado. Em situações que podem conduzir à instabilidade, o sistema deve ser regulado o mais rápido possível, principalmente quando submetido a perturbações ou mudanças de ponto de operação, logo, um sistema de controle é estritamente necessário para que a operação ocorra de maneira adequada e segura. Além disso como destacado por Kim et. al (2001), em qualquer situação em que a turbina a gás esteja sujeita, não devem haver transgressão de alguns limites como temperatura de saída do gerador de gás, rotações dos eixos e limites de stall. A transgressão destes limites pode levar sérios danos ao motor podendo haver perda total.

Os turbogeradores a gás possuem pontos de instabilidades operacionais, quais são normalmente evitados aumentando a margem de stall, contudo, a eficiência do motor pode ser prejudicada como apontaram Saravanamutto et al (2009). Instabilidades neste tipo motor

podem ocorrer em qualquer momento, como por exemplo em mudanças de ponto de operação; este tipo de instabilidade pode ser evitado com a utilização do mapa de desempenho do compressor, onde se tem conhecimento da linha de surge, a qual delimita os pontos de operações estáveis.

Comportamentos transitórios em muitos casos não são desejáveis, entretanto, são inerentes a qualquer tipo de sistema dinâmico. Estes comportamentos podem aparecer como fenômenos temporários imperceptíveis, sem que haja nenhuma influência aparente no desempenho do sistema. Contudo, em turbinas a gás o regime transitório pode causar instabilidades e prejudicar o desempenho da aplicação na qual está sendo utilizada. Dessa forma, sistemas de controle tornam-se essenciais para atender aos requisitos de desempenho e segurança da operação como dito por Horobin (1999).

Para estudos de engenharia, um dos passos iniciais é a obtenção de um modelo do sistema capaz de representar suficientemente as características do processo de acordo com os objetivos traçados para o trabalho. A complexidade de uma turbina a gás e as diferentes configurações possíveis para este sistema aumentam os esforços necessários tanto para a modelagem estática quanto dinâmica. Sendo assim, modelos que permitem simular o comportamento transitório de turbinas a gás se tornam ferramentas relevantes.

Além da área de controle, esta ferramenta pode ser útil em diferentes áreas como: otimização de desempenho, monitoramento e detecção de falhas. Utilizando os recursos providos pela simulação, também podem ser observadas diversas situações à qual uma turbina a gás pode estar submetida. De modo que a quantidade de ensaios práticos, riscos e custos envolvidos são significativamente reduzidos.

Este trabalho se propõe em apresentar simulações dinâmicas do turbogerador SGT A35 – GT62 de modo que seja possível observar os transientes que ocorrem em flutuações de carga com um sistema de controle baseados em controladores PI garantindo a precisão destes resultados ao serem comparados com dados reais de operação da máquina e que nenhum limite operacional seja transgredido.

4.5.1. Sistema de Controle e Proteção

O sistema de controle é tão essencial para a turbina a gás quanto seus principais componentes. Com a atuação deste sistema é possível controlar a operação de maneira satisfatória e segura. Dentre suas principais funções estão: manter a estabilidade da aplicação, proteger o sistema de paradas e danos materiais, melhorar o desempenho do motor. O sistema

de controle possui diversas funções, devendo atender aos requisitos de estabilidade, integridade e desempenho.

Tratando-se da estabilidade propriamente dita, esta é atendida evitando que o compressor entre em surge ou que a câmara de combustão se apague. A integridade do sistema está relacionada com a proteção dos limites físicos suportados pelos componentes. Os principais limites de proteção para o caso de estudo são rotação da turbina, temperatura de entrada da turbina de potência e limites de stall para os compressores de alta e baixa pressão. O primeiro limite visa manter a frequência estável atendendo à demanda de carga e deve possuir um tempo de resposta e estabilização satisfatório. A temperatura de entrada da turbina livre visa preservar a integridade das pás de modo que uma alta temperatura não cause danos ao motor. Os limites de stall não devem ser excedidos para garantir a segurança da aplicação evitando, por exemplo, fluxo reverso nos compressores.

Este sistema é uma das principais partes de uma usina. Sua intervenção ocorre quando há uma mudança das condições de carga, o que pode ser causado por fatores externos ou internos, como mudança nas condições ambientes, variações nas condições de carga ou degradação do desempenho dos componentes da máquina. Em todas as ocasiões citadas o sistema de controle tentará fazer com que a planta atenda as demandas de carga evitando que atinja os limites operacionais e a degradação do equipamento como ressaltado por Vittorio e Romano (2004).

Kim et al. (2001) destaca que os requisitos do sistema de controle, na maioria das vezes, podem ser alcançados apenas controlando o fluxo de combustível. Porém, é comum em turbinas a gás de médio e grande porte, utilizar outras variáveis para manipular o sistema, como VIGV (Variable inlet guide vanes) e válvula de sangria. O VIGV é composto por palhetas móveis na entrada do compressor com o intuito de direcionar a admissão de ar. As duas últimas variáveis citadas podem ser ajustadas para mudarem alguns aspectos do mapa de desempenho do compressor e também seu ponto de operação, sendo em conjunto ou individualmente manipuladas. Sendo assim, utilizando as variáveis citadas o sistema de controle se torna multivariável, o que possibilita uma maior flexibilidade operacional.

Vittorio e Romano (2004) descrevem que nestes sistemas, algumas grandezas, grandezas termodinâmicas, são medidas e então elaboradas de forma que um grupo limitado de variáveis seja construído. Estes são valores que devem ser impostos limites operacionais em uma variação restrita. Para que estes limites sejam respeitados, essas grandezas são comparadas com valores fixos definidos, sendo assim, se estes valores medidos estiverem fora da variação

permitida, o sistema de controle faz uma intervenção provocando uma modificação nas condições de operação por meio dos dispositivos de controle.

Uma turbina a gás deve cumprir pelo menos dois principais limites operacionais, a demanda de carga, qual é frequentemente fixa e a temperatura de entrada da turbina, qual é controlada por razões técnicas e econômicas, pois a temperatura de entrada da turbina não pode exceder o limite de resistência térmica dos materiais.

Porém, o sistema de controle de uma turbina a gás é composto por diversas funções, sendo os mais importantes: controle de partida, controle de lubrificação, proteção de limites físicos, controle de surge e controle de velocidade de rotação do eixo como relatou Camporeale e Fortunato (2006). Este trabalho possui foco aos aspectos relacionados ao controle de velocidade de rotação do eixo, proteção de limites físicos de temperatura e controle de surge. O sistema de controle adotado possui, para cada uma das variáveis um controlador PI para ajuste das mesmas.

4.5.1.1. Sistema de Controle de Velocidade

O sistema de controle de velocidade conta com um controlador PI cujas constantes proporcional e integral foram determinadas e calibradas de acordo com dados de campo e manuais de operação. A Figura 4-22 nos mostra um diagrama geral do sistema de controle destacando o campo que se refere ao controle de velocidade. Este sistema possui uma configuração inicial com um valor fixo de rotação, uma vez que a turbina deveria manter o eixo do gerador à um valor constante.

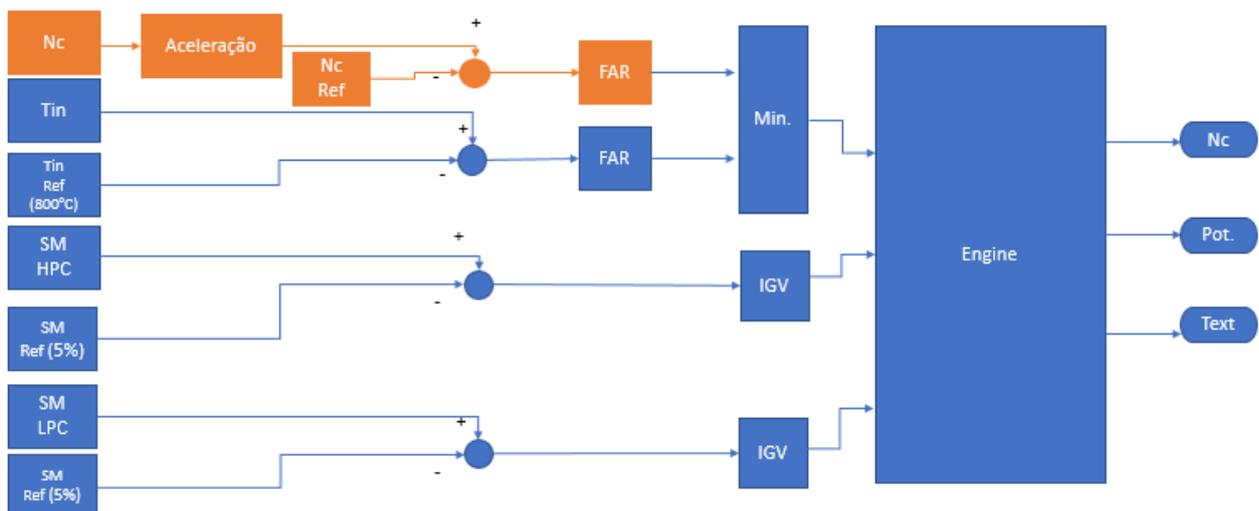


Figura 4-22 - Diagrama de controle simplificado com destaque para o controle de velocidade para gerador síncrono.

Nos blocos destacados, o valor da velocidade angular atual da máquina (N_c) após sofrer a interferência da aceleração do eixo, é então comparado com o valor de referência ($N_c \text{ Ref}$) e, se houver diferença entre estes valores, o controlador PI atua calculando uma nova vazão de combustível afim de estabilizar a rotação no valor de referência.

4.5.1.2. Sistema de controle de temperatura

Tratando-se do cálculo da vazão de combustível também há outra parte do sistema de controle que atua neste componente, o controle de temperatura, este sistema possui um valor de referência o qual não deve ser excedido devido a limites estruturais. Este procedimento de proteção também ocorre com um controlador PI de maneira semelhante ao controle de velocidade, com sistema destacado na Figura 4-23. Entretanto, para a atuação deste sistema é preciso que um valor referência de temperatura seja atingido, caso atingido, um valor de vazão de combustível é calculado pelo sistema de controle de temperatura, valor este que passará por um seletor de mínimo em conjunto com a vazão de combustível que é calculada pelo controle de rotação, sendo assim o menor destes valores é adotado para a planta mantendo os parâmetros controlados dentro dos limites operacionais como sistema em destaque na Figura 4-24.

Embora o sistema de controle de temperatura tenha como referência a temperatura de entrada da turbina livre, ao se reduzir a vazão de combustível devido a este sistema de controle, a temperatura da de entrada da turbina de alta pressão é também, conseqüentemente, reduzida evitando quaisquer problemas de limites operacionais relacionados a temperatura neste estágio do turbogerador.

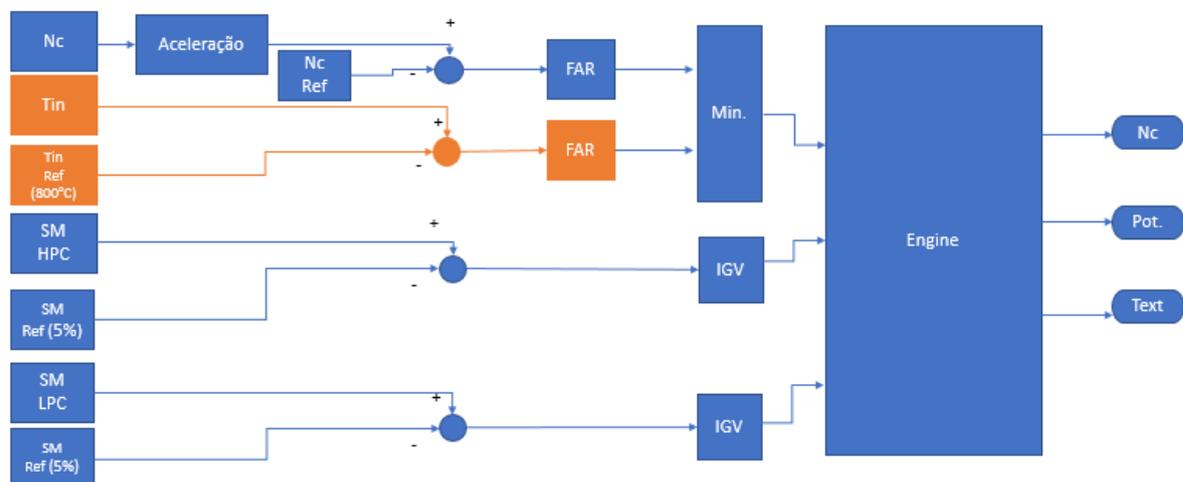


Figura 4-23 - Diagrama de controle simplificado com destaque para o controle de temperatura.

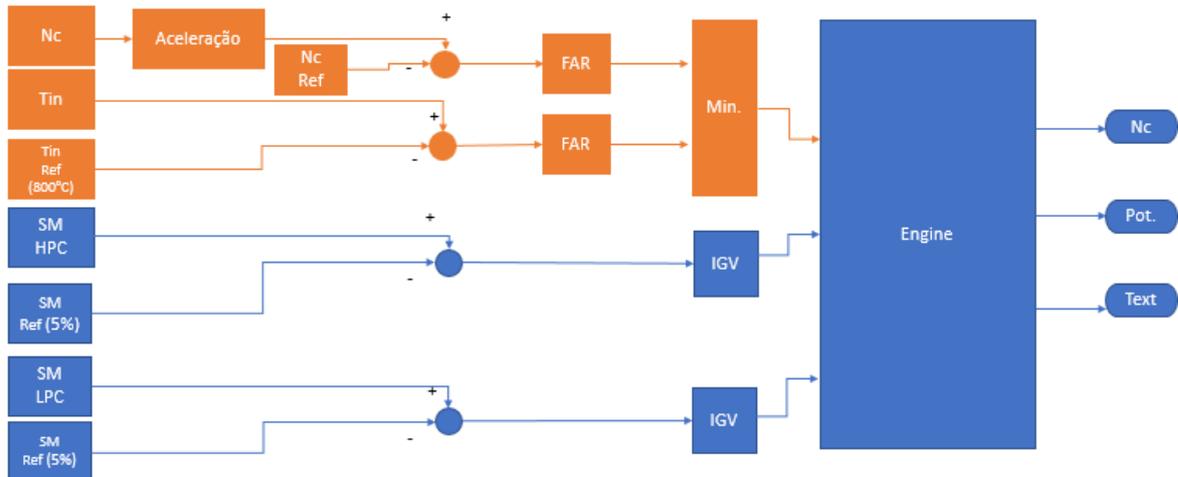


Figura 4-24 - Diagrama de controle simplificado com destaque para o controle da vazão de combustível.

4.5.1.3. Controle de Stall

Este sistema de controle é ativado quando a margem de stall excede um valor mínimo possibilitando que o compressor atenda a demanda de carga desejada sem que comprometa a operação. Neste caso, o sistema modifica as IGV's mudando a vazão e relação de compressão, sendo assim altera o ponto de operação dos compressores. Cada compressor possui um sistema de controle de stall independente, com seu controlador PI individual, como exemplifica, em destaque na Figura 4-25. Os limites de stall para que o sistema de controle dos compressores de alta e baixa pressão atuem é de 5%.

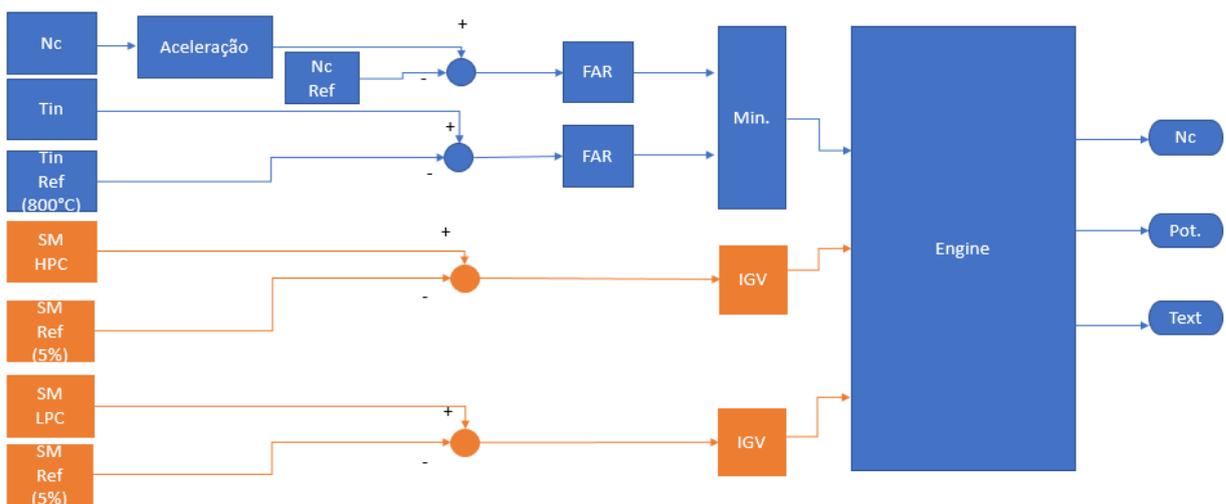


Figura 4-25 - Diagrama de controle simplificado com destaque para o controle de stall dos compressores de baixa e alta pressão.

4.5.1.4. Controle de Potência do Gerador de Indução

Na Figura 4-26 a função $F_1(x)$ representa a equação (24). O sistema de controle descrito acima foi desenvolvido de forma que a potência do gerador de indução permaneça à plena carga enquanto o gerador síncrono absorve toda a demanda, sendo assim o escorregamento deve se manter constante, uma vez que o torque de um gerador de indução é função do escorregamento ou de sua rotação, logo este dependerá da velocidade síncrona para estabelecer determinada potência. O gerador de indução considerado nesta análise operara a vazio com escorregamento à 0% e produz 25 MW de potência elétrica com escorregamento à 0,053%.

Como o escorregamento deve se manter constante a rotação do gerador de indução varia proporcionalmente a rotação síncrona, então a rotação de demanda do gerador de indução é calculado a partir da diferença entre o escorregamento atual e o escorregamento de referência como mostra Figura 4-26, assim o escorregamento é mantido praticamente constante, com oscilações inferiores a 0.5% ao escorregamento de referência, o gerador de indução é mantido à plena carga, fazendo então com que o torque varie de acordo com a rotação descrita na equação (26) do capítulo 3. Assim, com a potência referência deste gerador mantida à plena carga a função $F_2(x)$ determina o torque a ser gerado pela gerado pela turbina de potência em função da rotação do gerador de indução.

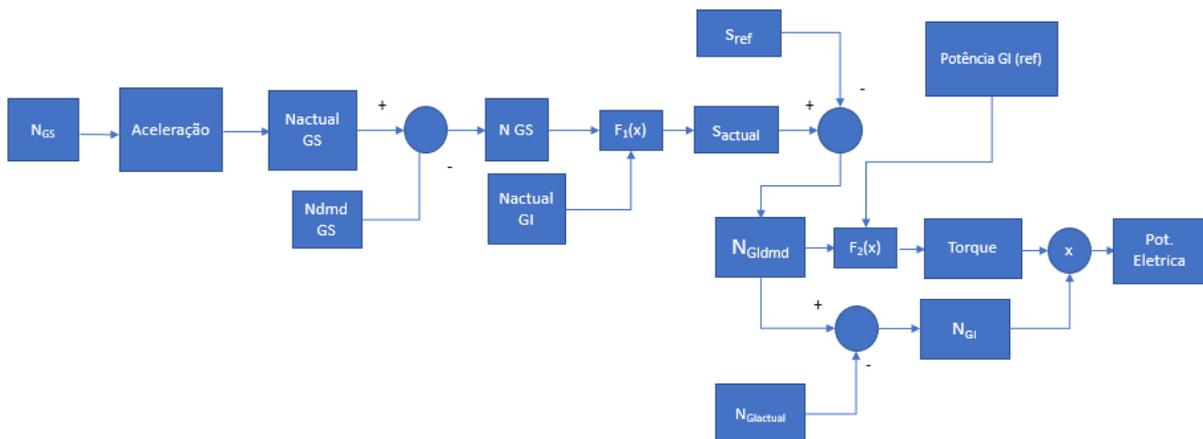


Figura 4-26 – Controle de Potência do Gerador de Indução.

5. TURBINA UTILIZADA NO ESTUDO DE CASO

Este capítulo apresenta as características do turbogerador utilizado como estudo de caso, uma vez que o modelo construído representa turbogeradores de dois spools com uma turbina de potência. Sendo assim, com características operacionais destes turbogeradores é possível calibrar o modelo desenvolvido para que possa representar um qualquer turbogerador com a configuração citada.

Devido à maneira de como o modelo foi construído é possível simular diferentes turbogeradores sem que haja nenhuma alteração estrutural, ou seja, ajustando apenas parâmetros operacionais como vazão, vazão de combustível, relação de pressão bem como o mapa dos componentes. Preservando assim, toda a estrutura lógica e matemática desenvolvida para este tipo de turbogeradores.

Com base em documentos disponibilizados pelo usuário da máquina identificou-se que o sistema de fornecimento de eletricidade para a plataforma objeto de estudo é composto por 4 turbogeradores a gás, todos do modelo RB211-GT62, fabricados originalmente pela Rolls-Royce, cada um com potência nominal de 30.715 kW e “heat rate” de 9.706 kW/kWh, em condições ISO. Ressalta-se que após a aquisição da Rolls-Royce pela Siemens, a designação deste turbogerador foi alterada para SGT-A35(GT62). A exaustão de cada turbogerador está conectada a uma unidade de recuperação de calor dos gases de exaustão das turbinas para o aquecimento de cerca de 760 m³/h de água de 100 °C a 130 °C.

A Figura 4-27 mostra um esquema do sistema de geração de energia da plataforma considerada, onde podem ser observados os turbogeradores, com turbinas a gás, redutor de velocidades (R) e gerador elétrico (GE), que alimentam a rede elétrica da plataforma. Também pode ser observada a unidade de recuperação de calor residual (WHR), conecta à exaustão de gases de cada turbogerador.

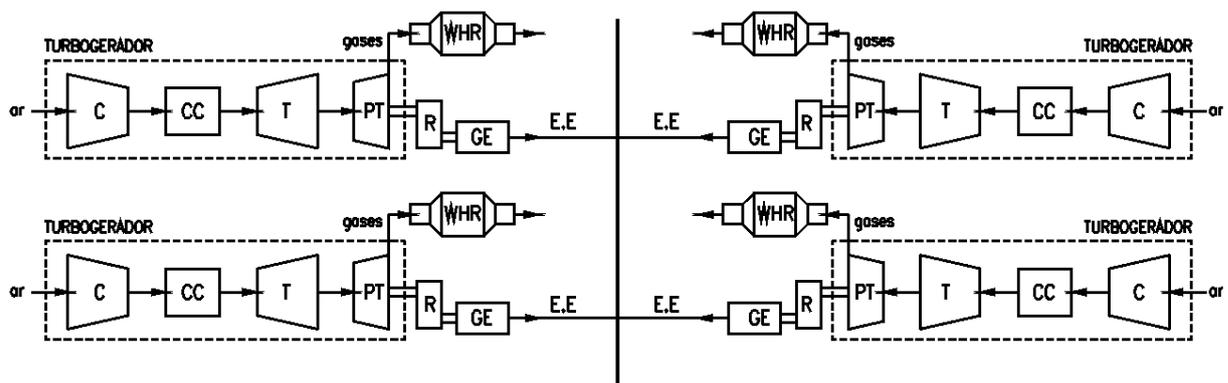


Figura 4-27 - Esquema do sistema de geração de energia da plataforma considerada.

A Figura 4-28 mostra uma vista lateral do turbogerador RB211-GT62, onde podem ser observados, da direita para a esquerda, o sistema de admissão e filtragem de ar, o compartimento da turbina, o redutor de velocidade e o gerador síncrono. Acima do compartimento da turbina é possível observar também duto de exaustão conectado à unidade de recuperação de calor residual.

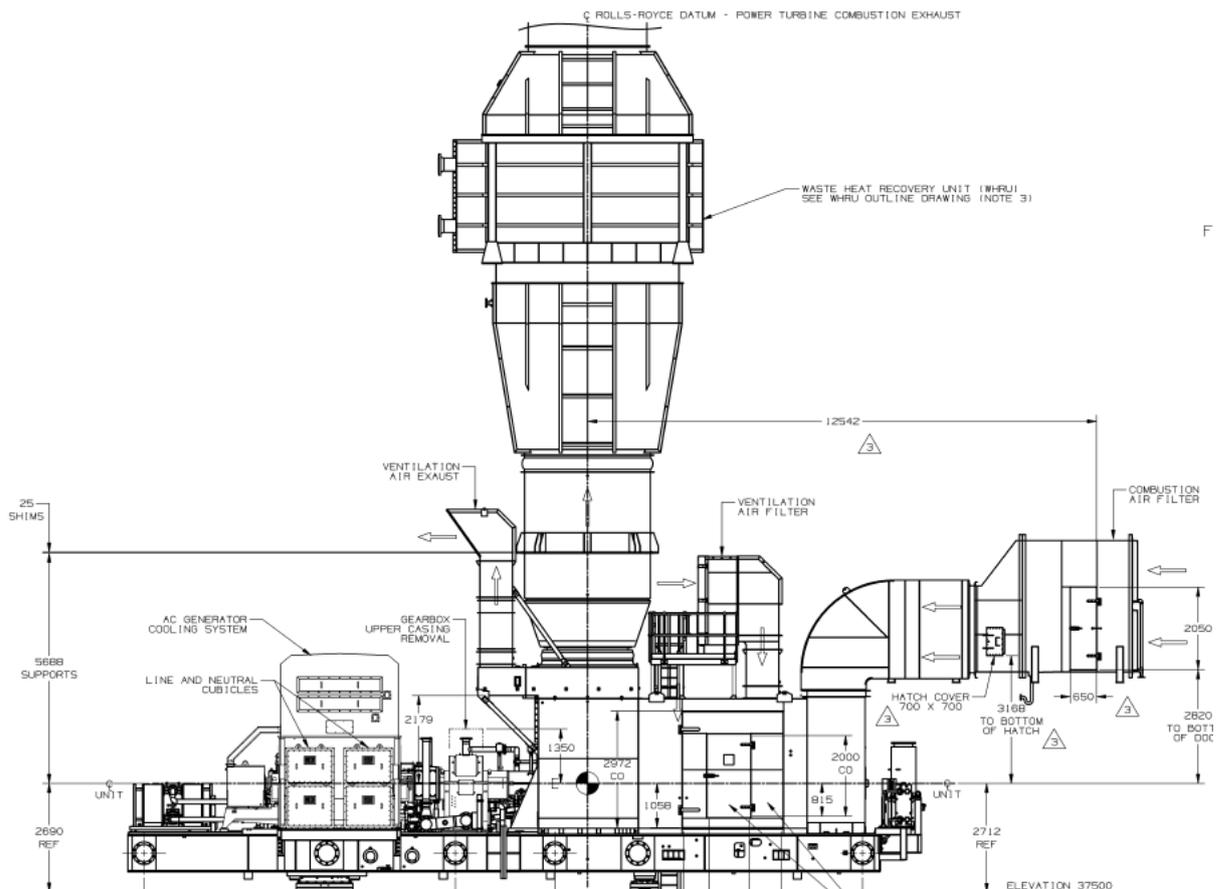


Figura 4-28 - Vista lateral do turbogerador RB211-GT62

O turbogerador a gás RB211-GT62, da Rolls-Royce, é dotado de um gerador de gás de dois eixos e turbina de potência, que está conectada a um gerador elétrico síncrono através de um redutor de velocidades. O turbogerador propriamente dito é constituído de um gerador de Gás do modelo RB-211 e de uma turbina de potência do modelo GT-62.

Por ser uma turbina aeroderivativa, este turbogerador tem grandes aceitação para aplicações offshore, uma vez que seu baixo peso contribui para minimizar os custos estruturais. O arranjo industrial para geração de potência necessita de uma área inferior à 100 metros

quadrados para geração de aproximadamente 30,7 MW, além de possuir flexibilidade operacional podendo oferecer uma partida rápida e atender a requisitos de emissões de gases.

O gerador de gás conta com sistema diretor na entrada do compressor com posição variável (IGV), dois spools dividem o equipamento em dois compressores axiais, um de pressão intermediária (IP), com de 7 estágios, e outro de alta pressão (HP), de 6 estágios, entregando uma relação de pressão de 20:1, e duas turbinas axiais de um estágio cada. Os eixos IP e HP são mecanicamente independentes e cada um opera em sua própria velocidade ideal. A câmara de combustão do tipo anular conta com múltiplos bicos injetores de combustível que podem operar com combustíveis gasosos, líquidos ou combinação dos dois tipos de combustíveis. A variação nos ângulos das IGVs permite com que o gerador de gás opere em máxima eficiência sobre toda sua faixa de velocidade operacional. A Figura 4-29 mostra uma vista esquemática em corte de uma das versões do gerador de gás RB211.

Um motor de partida hidráulico é acoplado ao GG abaixo da carcaça intermediária, o qual é usado para acionar GG a uma velocidade autossustentável, quando a ignição ocorre.

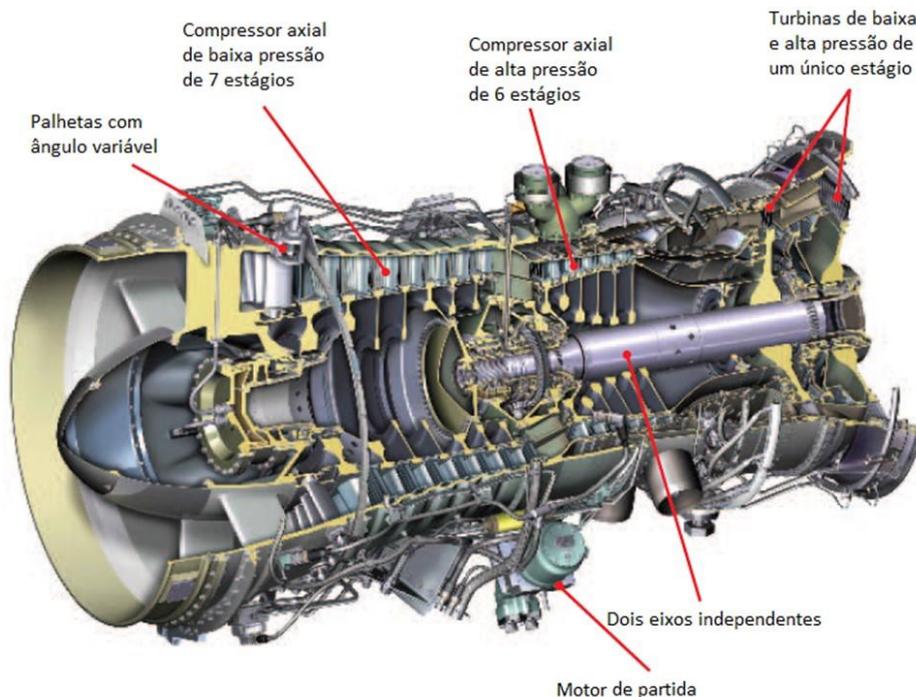


Figura 4-29 - Esquema gerador de gás RB211 em corte (Rolls-Royce, 2013).

A turbina de potência RT62 é uma turbina de ação-reação de dois estágios, que converte a energia proveniente dos gases de escape do GG em potência de eixo. Os gases de escape do GG entram nos difusores de entrada da turbina, os quais direcionam os gases para o primeiro estágio de palhetas do estator. As palhetas do primeiro estágio do estator, por sua vez,

direcionam os gases para as palhetas do rotor ângulo de maior eficiência. Ao sair do primeiro estágio do rotor, os gases entram segundo estágio, passando em sequencio pelo seu estator e rotor. Ao saírem do segundo estágio, os gases fluem entre os difusores internos e externos de escape, entram na coifa isolada e passam pela tubulação de escape até a unidade de recuperação de calor, e em seguida são descarregados na atmosfera. A Figura 4-30 mostra uma vista esquemática em corte de uma das versões do gerador de gás RB211. A mostra um desenho do rotor da turbina de potência, com seus dois estágios, e a palheta do estator do segundo estágio entre os mesmos. À direita, pode-se observar a ponta de eixo, com o flange de conexão ao redutor de velocidades.

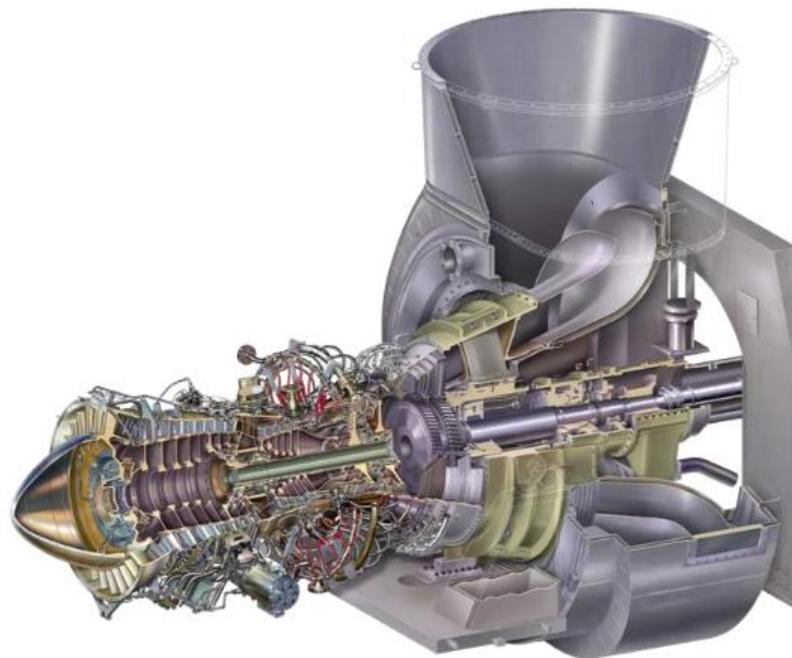


Figura 4-30 – Esquema do turbogerador de gás RB211-GT62 (Rolls-Royce, 2013)

Abaixo são listados os principais dados da turbina de potência:

- Fabricante: Rolls-Royce Energy Systems
- Modelo: RT62
- Estágios: Dois
- Tipo: Ação/Reação
- Sentido de rotação: Horário, voltado para a extremidade do eixo
- Potência nominal (ISO): 28.337 kW (38.000 hp)
- Velocidades nominais
 - Normal: 4.800 rpm

- | | |
|-------------------|-------------------|
| Máxima contínua: | 5.040 rpm |
| Faixa de controle | 3.120 a 5.292 rpm |
- Desarmes por excesso de velocidade

Principal:	5.292 rpm
Secundário:	5.292 rpm
 - Pressão de entrada (ISO): 395 kPa (57.22 psia)
 - Temperatura de entrada (ISO): 757 °C (1394°F)
 - Temperatura de escape (ISO): 485 °C (913°F)

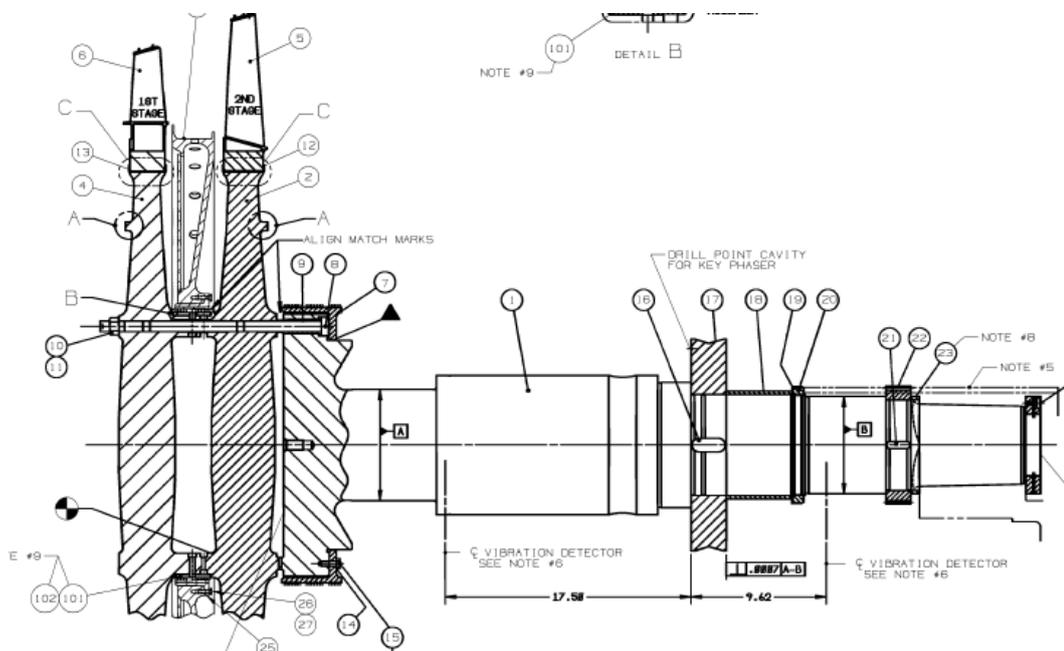


Figura 4-31 – Desenho do rotor da turbina GT-62, com seus dois estágios.

A Tabela 4-1 fornece os dados de desempenho do turbogerador RB211-GT62, para diferentes condições de operação, as quais contemplam a condição de especificação do turbogerador para o local de trabalho (on site – rated), condições ISO; condição de máxima temperatura no local de trabalho (on site – max. temp) e condições de mínima temperatura no local de trabalho (on site – min. temp). Ressalta-se que estes dados foram obtidos do material fornecido pela Petrobrás (dada sheet – I-FD-3010.97-5147-330-rzc-001). Pode-se observar que o aumento da temperatura ambiente e 25 °C para 35 °C leva a uma redução na potência gerada de 1.898 kW, o que representa uma redução de 6,78%.

É possível observar ainda que, para todas as condições observadas, a temperatura dos gases de saída do gerador de gás se manteve constante em 795 °C, o que é uma característica típica deste tipo de máquina, em que o gerador de gás é levado a trabalhar em sua máxima

eficiência ao mesmo tempo controlando a temperatura de exaustão, que representa a temperatura de entrada da turbina de potência. Na saída desta, por sua vez, a temperatura varia, uma vez que a potência e o fluxo de gases estão variando.

Ainda com base da folha de dados de projeto da turbina a gás (dada sheet – I-FD-3010.97-5147-330-rzc-001), foi elaborada a Tabela 4-2, que mostra dados de performance do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P58, para diferentes condições de temperatura ambiente, considerando umidade relativa de 82% e pressão atmosférica de 101,3 kPa. A Tabela 4-3, por sua vez, mostra dados de desempenho do mesmo turbogerador, porém agora considerando diferentes carregamentos, i.e., porcentagem da capacidade máxima, para dois tipos de combustível, caracterizados em função do seu poder calorífico inferior (PCI).

Tabela 4-1 – Dados de desempenho do conjunto RB211-GT62 para diferentes condições

	On site Rated	ISO	On site Max. Temp	On site Min. Temp
Temp. ambiente [°C]	25	15	35	14
Umidade Relativa [%]	82	60	82	82
Pressão Barométrica [kPa]	101,3	101,3	101,3	101,3
Potência Gerada [kW]	27.972	30.715	26.704	30.038
Heat rate [kJ/kWh]	9.905	9.706	10.090	9.755
Rotação da PT [rpm]	4.800	4.800	4800	4.800
Vazão de ar [kg/s]	90,1	95,6	85,6	94,7
Vazão de Exaustão [kg/s]	91,2	96,8	87,5	95,9
Temp. de Exaustão - GG [°C]	795	795	795	795
Temp. de Exaustão - PT [°C]	505	497	513	497

Tabela 4-2 – Desempenho do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P58

	On site Rated	On site Normal	On site Max. Temp	On site Min. Temp
Temp. ambiente [°C]	25,0	24,2	39	14,2
Potência Gerada [kW]	27.614	27.753	24.899	29.612
Heat rate [kJ/kWh]	9.912	9.900	10.203	9.767
Potência Gerada [kW] (turbina degradada em 5%)	26.233			

Tabela 4-3 – Desempenho do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P58, para diferentes carregamentos

% da Capacidade	100	75	50	25
PCI do combustível [kJ/kg]	48.256	48.256	48.256	48.256
Potência Gerada [kW]	27.614	20.711	13.807	6.904
Heat rate [kJ/kWh]	9.912	10.402	11.921	16.335
Cons. específico de combustível [kg/kWh]	0,2054	0,2156	0,2470	0,3385
% da Capacidade	100	75	50	25
PCI do combustível [kJ/kg]	42.600	42.600	42.600	42.600
Potência Gerada [kW]	26.951	20.213	13.476	6.378
Heat rate [kJ/kWh]	9.993	10.526	12.151	16.603
Cons. específico de combustível [kg/kWh]	0,2346	0,2472	0,2852	0,3897

De maneira similar, a foi elaborada a Tabela 4-4, mostra dados de performance do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P62, para diferentes condições de temperatura ambiente, considerando umidade relativa de 82% e pressão atmosférica de 101,3 kPa. Tabela 4-5, mostra dados de desempenho do mesmo turbogerador, porém para diferentes carregamentos, i.e., porcentagem da capacidade máxima, para dois tipos de combustível, caracterizados em função do seu poder calorífico inferior (PCI).

Tabela 4-4 – Desempenho do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P62

	On site Rated	On site Normal	On site Max. Temp	On site Min. Temp
Temp. ambiente [°C]	25	24.6	37	17
Potência Gerada [kW]	27.695	27.764	25.404	29.736
Heat rate [kJ/kWh]	9.903	9.898	10.139	9.757
Potência Gerada [kW] (turbina degradada em 5%)	26.310			

Conforme mencionado no primeiro capítulo deste trabalho, os turbogeradores a gás sofrem grande influências das condições do ambiente em que estão instalados, como mostrado na Tabela 4-2 a Tabela 4-5. É de se notar que neste caso de estudo específico, como se trata de plataforma offshore, a pressão ambiente altitude não varia e a umidade relativa do ambiente é bastante elevada, atingindo os 82%. A pressão barométrica irá variar, portanto somente em função das condições climáticas.

Tabela 4-5 – Desempenho do turbogerador RB211-GT62, instalado na plataforma P62, para diferentes carregamentos

% da Capacidade	100	75	50	25
PCI do combustível [kJ/kg]	49.425	49.425	49.425	49.425
Potência Gerada [kW]	27.695	20.771	13.848	6.924
Heat rate [kJ/kWh]	9.903	10.388	11.848	16.305
Cons. específico de combustível [kg/kWh]	0,200	0,210	0,241	0,330
% da Capacidade	100	75	50	25
PCI do combustível [kJ/kg]	42.600	42.600	42.600	42.600
Potência Gerada [kW]	26.951	20.213	13.476	6.738
Heat rate [kJ/kWh]	9.993	10.529	12.151	16.603
Cons. específico de combustível [kg/kWh]	0,2346	0,2472	0,2852	0,3897

A seguir são mostrados, de forma gráfica outros dados de desempenho dos turbogeradores RB-211-GT62, instalados nas plataformas P58 e P62. Assim, a Figura 4-32 e a Figura 4-33 mostram, respectivamente, a potência produzida em função da rotação corrigida da turbina de potência, em termos percentuais, para as turbinas operando com gás natural e com óleo diesel.

Outros parâmetros importantes que influenciam no comportamento de turbogeradores a gás, e conseqüentemente no seu desempenho são as perdas impostas pelo sistema de admissão de ar (filtros e bocal de aspiração), perdas na exaustão (filtros, recuperadores de calor, dutos de exaustão). A Figura 4-34 representa o fator de correção da potência gerada em função da pressão barométrica.

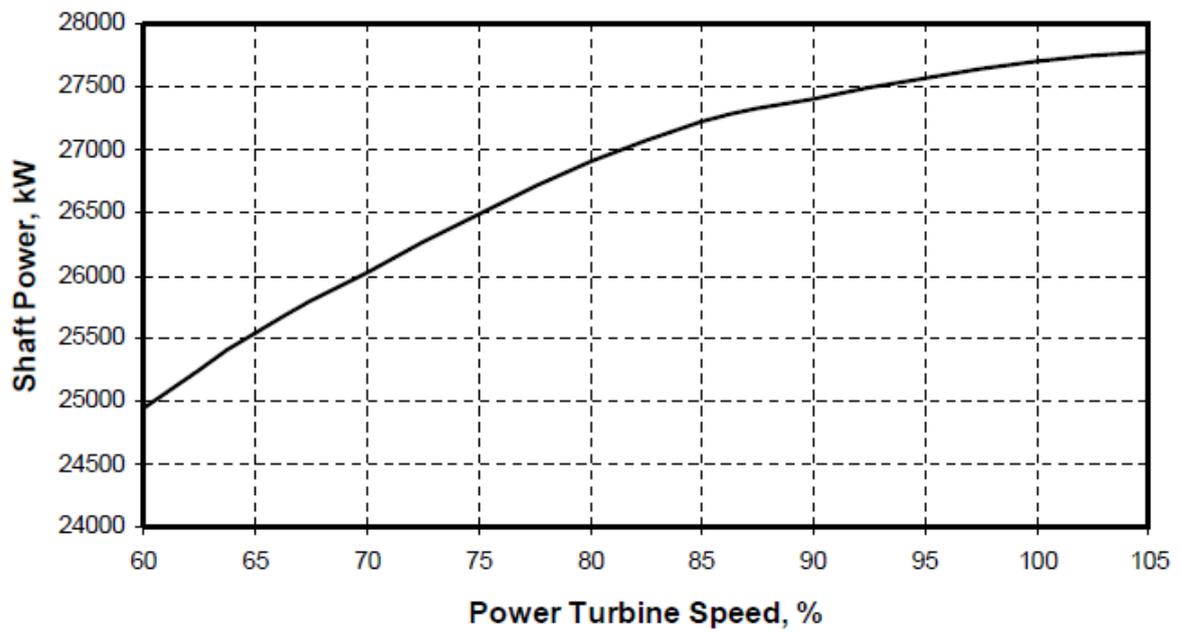


Figura 4-32 - Potência produzida em função da rotação corrigida da turbina de potência, para a turbina operando com gás natural (temperatura ambiente de 25 °C)

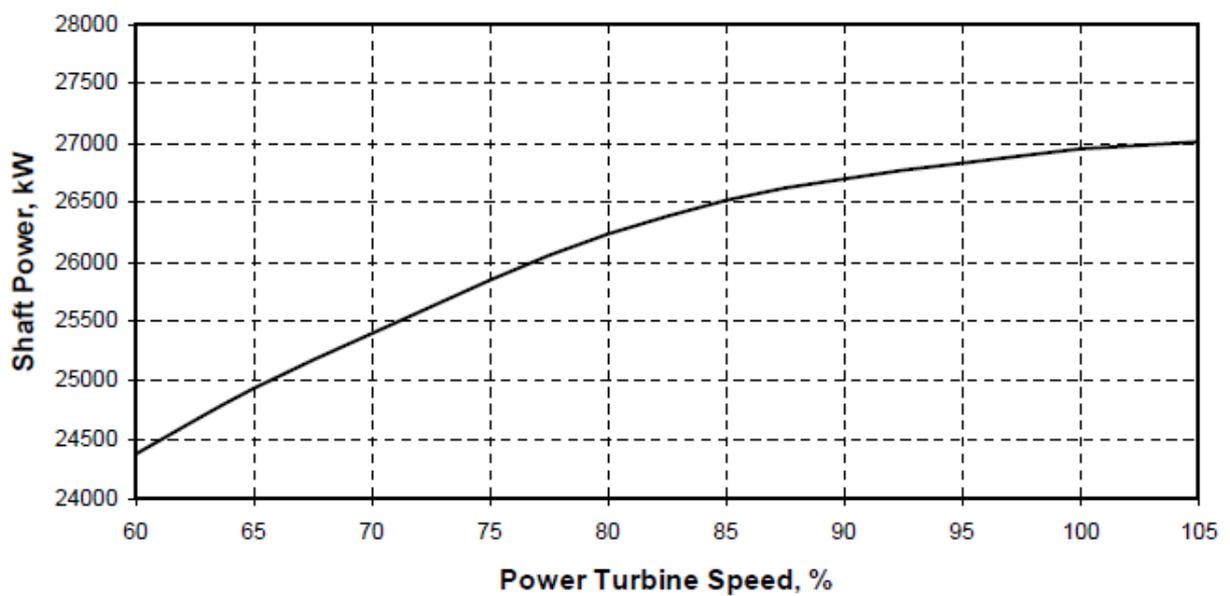


Figura 4-33 - Potência produzida em função da rotação corrigida da turbina de potência, para a turbina operando com diesel (temperatura ambiente de 25 °C)

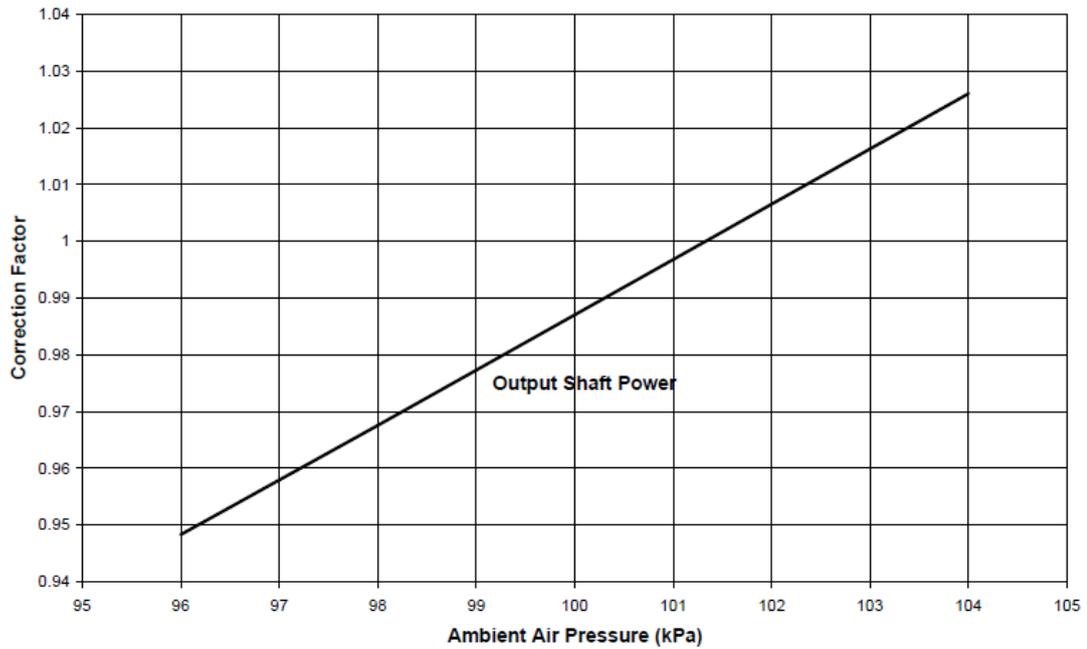


Figura 4-34 - Fator de correção da potência gerada em função da pressão barométrica para o o turbogerador RB211-GT62

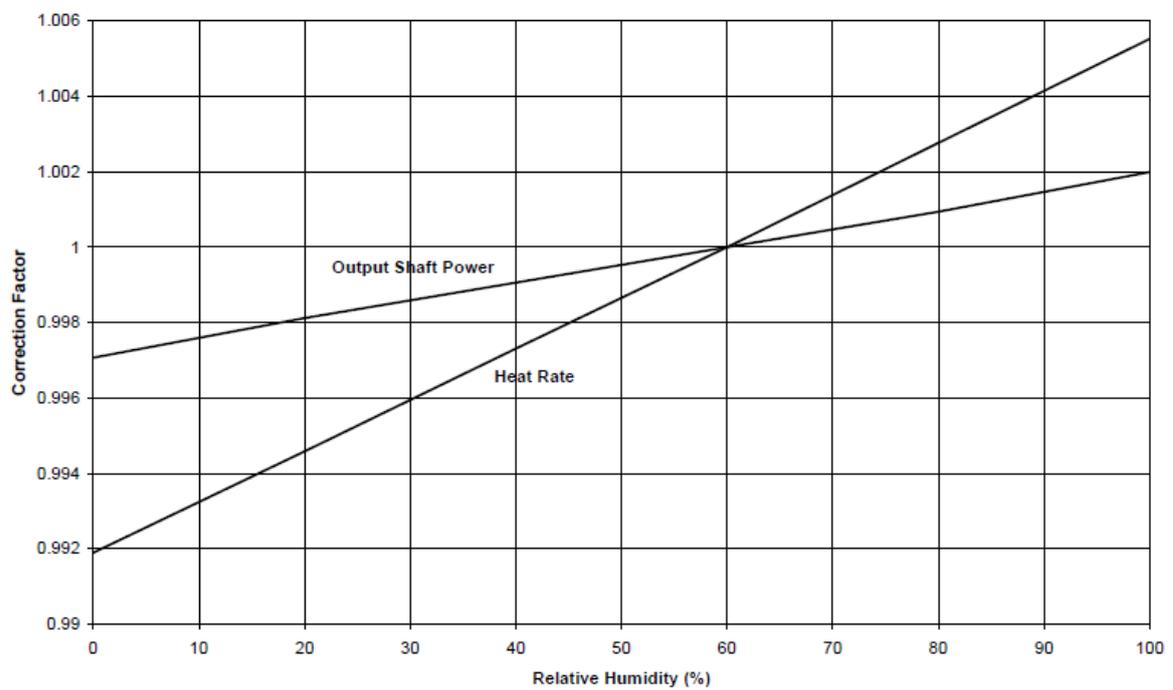


Figura 4-35 - Fatores de correção da potência gerada e *heat rate* em função da umidade relativa do ar para o turbogerador RB211-GT62

5.1. Dados de projeto do redutor de velocidades

Conforme mostrado na Figura 4-27, os geradores elétricos são acoplados à turbina de potência dos turbogeradores utilizados na plataforma offshore objeto de estudo através de um redutor de velocidade, pois, conforme mencionado, a rotação da turbina de potência é 4.800 rpm e o gerador síncrono trabalha a 1.800 rpm. Assim, a seguir são apresentadas as principais características deste equipamento.

- Fabricante: Flender
- Modelo: TX71/12C
- Resfriamento: a água em circuito fechado (ccw)
- Engrenagens: duplas / helicoidais
- Potência de entrada (nominal): 27.972 kW
- Potência de entrada (máxima): 30.038 kW
- Potência de saída (nominal): 25.200 kW
- Perdas para a potência nominal: 325 kW
- Eficiência mecânica: 99,03%
- Rotação de entrada: 4.800 rpm
- Rotação de saída: 1.800 rpm
- Rotações máximas (operação contínua)
 - Entrada (acionador): 5040 rpm
 - Saída (carga): 1890 rpm
- Rotações limites (trip)
 - Entrada (acionador): 5375 rpm
 - Saída (carga): 2016 rpm

6. RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados e analisados os resultados obtidos a partir do modelo desenvolvido. A validação do modelo desenvolvido foi feita mediante a comparação dos resultados obtido com dados de campo e com informações obtidas na literatura técnica disponível. Em seguida, serão apresentados dados referentes ao levantamento do desempenho (eficiência, consumo específico de combustível, etc.) e limites operacionais do turbogerador. O sistema de controle e proteção também será avaliado neste capítulo mostrando o comportamento do turbogerador com sistemas de proteção acionados.

6.1 Validação do Modelo Para Operação em Regime Permanente

Para a validação do modelo desenvolvido foram utilizados parâmetros e dados operacionais reais obtidos de informações fornecidas pelo proprietário do turbogerador, disponíveis nos Manuais de Operação e Operação do Turbogenerador, Data Sheet, Dados de Performance, informações coletadas em campo e repassadas à equipe de UNIFEI.

Os parâmetros utilizados para validar o modelo desenvolvido, por serem os que mais afetam o desempenho do turbogerador, são:

- Temperatura de exaustão do gerador de gás,
- Temperatura de exaustão da turbina de potência,
- Vazão de ar de admissão do compressor,
- Vazão de combustível
- Vazão de exaustão da turbina de potência,
- Relação de pressão do compressor de baixa pressão (spool de baixa),
- Relação de pressão total,
- Rotação da turbina de potência
- Rotações dos eixos de baixa e alta pressão do gerador de gás
- *Heat Rate*,
- Potência produzida

Estes parâmetros foram avaliados e confrontados com resultados obtidos a partir do modelo para temperaturas ambientes de 15°C, 25°C e 35°C. Na Tabela 6-1, Tabela 6-2 e Tabela 6-3

pode-se observar os resultados obtidos a partir do modelo, os dados que foram utilizados como base de comparação para a validação do modelo desenvolvido.

Com bases nas informações obtidas do material disponibilizado, foram adotadas ainda as seguintes hipóteses:

- A temperatura de saída do gerador de gás não deve ultrapassar o valor de 795°C de acordo com dados disponibilizados pelo fabricante;
- A cada 10 °C acrescidos na temperatura ambiente, aumenta-se 8 °C na temperatura de exaustão da turbina como mostra resultado do modelo e dados disponibilizados.
- O poder calorífico do combustível foi adotado com sendo igual a 49111 kJ/kg.
- As rotações dos eixos de baixa e alta pressão foram obtidas a partir de informações de campo, isto é, a partir de dados do PI.

Na Figura 6-1, Figura 6-2 e Figura 6-3 são mostrados graficamente os mesmos desvios relativos que aparecem nas Tabelas 4-6 , 4-7, e 4-8, respectivamente. Como pode ser observado destas figuras os desvios relativos são bastante pequenos, não ultrapassando 0,94%, para o caso específico da potência na temperatura ambiente de 35 °C.

Tabela 6-1 - Validação do Modelo - Condições ISO (15 °C, 101,32 kPa e 60% ur)

	Medida	Unidade	Modelo	Dado	Erro relativo
ISO - 15 °C	HR	kJ/kWh	9765,43	9775,40	0,10%
	Potência	kW	30778,00	30715,00	0,21%
	Text GG	°C	795,96	795,00	0,12%
	Text	°C	498,68	497,00	0,34%
	PT Inlet	bar	3,44	3,44	0,04%
	Fuel Flow	kg/s	1,46	1,46	0,12%
	Air Flow	kg/s	95,62	95,60	0,02%
	Ext Flow	kg/s	96,89	96,80	0,09%
	PCI	kJ/kg	49111,16	49111,00	0,00%
	RP LPC	-	3,43	3,43	0,01%
	RP final	-	20,01	20,00	0,03%
	Rotação FT	rpm	4800,00	4800,00	0,00%
	Rotação LPS	rpm	5920,00	5923,00	0,05%
	Rotação HPS	rpm	8785,00	8784,00	0,01%

Tabela 6-2 - Validação do Modelo – Temperatura Ambiente de 25° C (101,32 kPa e 60% ur)

25° C	Medida	Unidade	Modelo	Dado	Erro relativo
	HR	kJ/kWh	9939,00	9905,00	0,34%
	Potência	kW	28067,00	27972,00	0,34%
	Text GG	°C	793,35	795,00	0,21%
	Text	°C	505,46	505,00	0,09%
	PT Inlet	bar	3,13	-	-
	Fuel Flow	kg/s	1,36	-	-
	Air Flow	kg/s	90,77	90,10	0,74%
	Ext Flow	kg/s	91,95	91,20	0,82%
	PCI	kJ/kg	49111,16	49111,00	0,00%
	RP LPC	-	3,19	-	-
	RP final	-	17,06	-	-
	Rotação FT	rpm	4800,00	4800,00	0,00%
	Rotação LPS	rpm	5920,00	5923,00	0,05%
	Rotação HPS	rpm	8785,00	8784,00	0,01%

Tabela 6-3 - Validação do Modelo – Temperatura Ambiente de 35° C (101,32 kPa e 60% ur)

35° C	Medida	Unidade	Modelo	Dado	Erro relativo
	HR	kJ/kWh	10025,00	10090,00	0,64%
	Potência	kW	25828,00	26074,00	0,94%
	Text GG	°C	789,96	795,00	0,63%
	Text	°C	511,90	513,00	0,21%
	PT Inlet	bar	2,87	-	-
	Fuel Flow	kg/s	1,28	-	-
	Air Flow	kg/s	86,10	85,60	0,58%
	Ext Flow	kg/s	86,50	86,70	0,23%
	PCI	kJ/kg	49111,16	49111,00	0,00%
	RP LPC	-	3,00	-	-
	RP final	-	15,29	-	-
	Rotação FT	rpm	4800,00	4800,00	0,00%
	Rotação LPS	rpm	5920,00	5923,00	0,05%
	Rotação HPS	rpm	8785,00	8784,00	0,01%

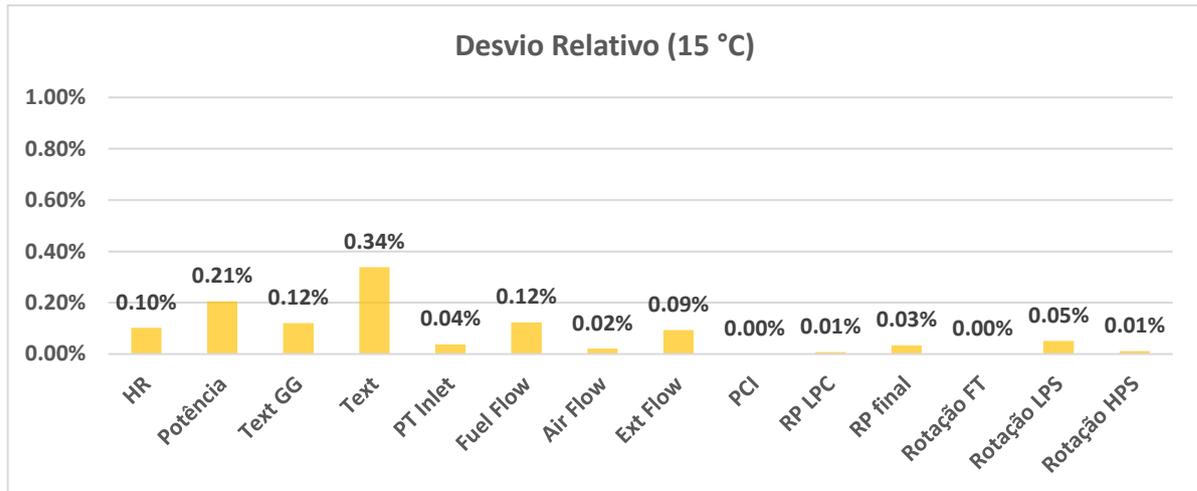


Figura 6-1 - Desvios relativos entre parâmetros obtidos a partir do modelo e respectivos valores de controle para as condições ISO (15 °C, 101,32 kPa e 60% ur)

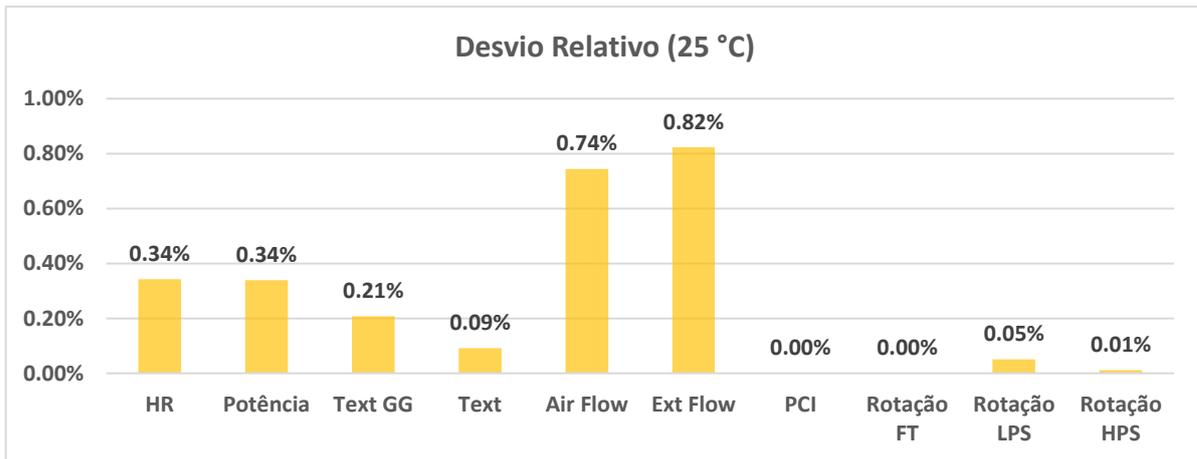


Figura 6-2 - Desvios relativos entre parâmetros obtidos a partir do modelo e respectivos valores de controle para a temperatura ambiente de 25 °C (101,32 kPa e 60% ur)

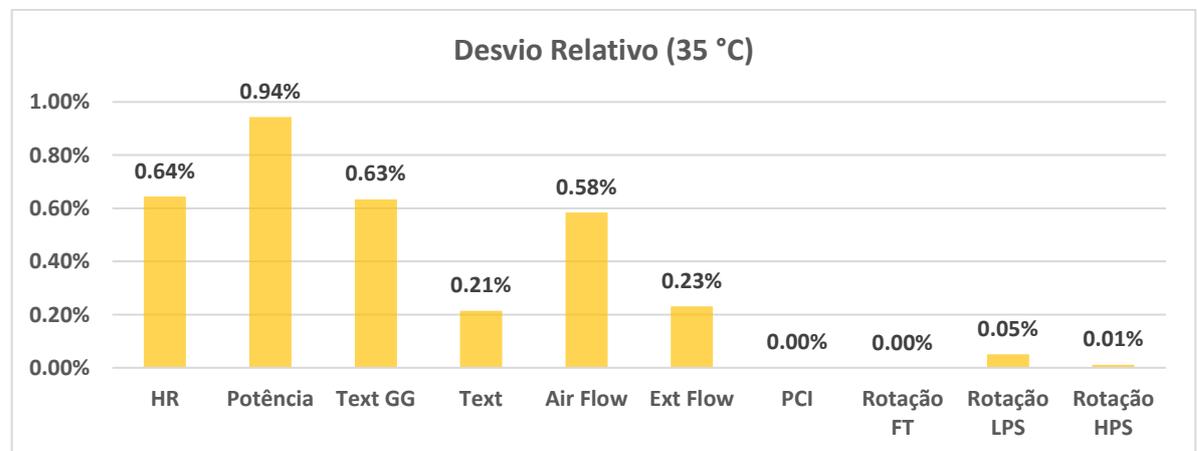


Figura 6-3 - Desvios relativos entre parâmetros obtidos a partir do modelo e respectivos valores de controle para a temperatura ambiente de 35 °C (101,32 kPa e 60% ur).

6.1.1. Avaliação do comportamento do turbogerador SGT A35 (GT62) operando em regime permanente

Para análise do comportamento em regime permanente do turbogerador SGT-A35 (GT62) da Siemens foram simulados diferentes cenários, variando, por exemplo, sua rotação ou a potência produzida, através da variação da quantidade de combustível fornecida, visando avaliar o comportamento do turbogerador operando em condições de carga parcial.

Para as simulações foram considerados como condições ambientes o nível do mar com temperaturas ambientes variando de 15 °C, 25 °C e 35 °C onde 15 °C e 35° representam a menor e maior temperatura medida *on-site*.

Afim de uma melhor avaliação do comportamento dos compressores, tanto de baixa como de alta pressão, em cada condição, para uma dada temperatura ambiente, os pontos de operação foram plotados nos mapas representados na Figura 6-4 e Figura 6-6, que mostra a vazão mássica em função da relação de pressão. Pode-se perceber uma redução tanto na vazão mássica quanto na relação de pressão devido à essa mudança nas condições atmosféricas.

Comparando-se com as condições ISO, para a maior temperatura ambiente *on-site*, observa-se uma variação de aproximadamente 10% no fluxo de ar, de 12,5% na relação de pressão do compressor de baixa pressão e de 13,6% na relação de pressão do compressor de alta pressão. Estas variações podem ser observadas nos mapas dos compressores, especialmente no compressor de baixa pressão, nos quais os pontos de operação encontram-se em regiões de operação bem afastadas dos limites operacionais, não colocando em risco a operação em nenhuma destas condições, devido a stall/surge do compressor, como era de se esperar, pois estas condições representam a condição atual de operação do turbogerador. Para todas as condições avaliadas nenhum dos compressores apresentou eficiência inferior à 85%, como pode ser notado nas Figura 6-5 e Figura 6-7.

As vazões mássicas foram de 95,62 kg/s, 90,77 kg/s e 86,10 kg/s para as respectivas temperaturas de 15°C, 25°C e 35°C, sendo que o maior desvio relativo em relação aos dados de campo foi de 0,74%. As relações de pressão, no compressor de baixa pressão, reduziram de 3,43, a 15°C, até 3,0, a 35°C. Em consequência da redução de vazão e da relação de pressão nos compressores devido ao aumento da temperatura ambiente o turbogerador entrega em uma menor potência de saída.

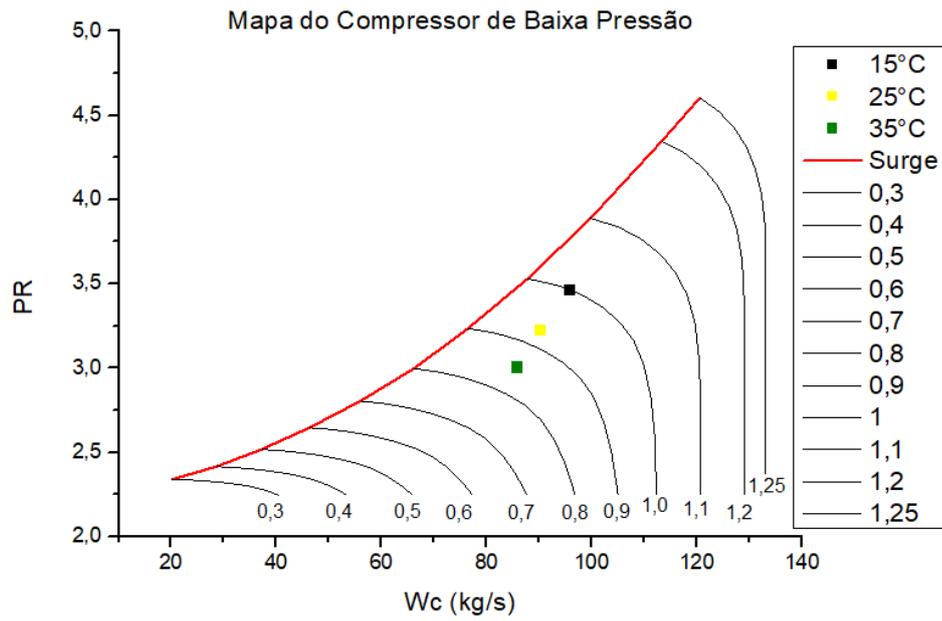


Figura 6-4 - Pontos de operação do compressor de (Wc x PR) para diferentes temperaturas ambiente

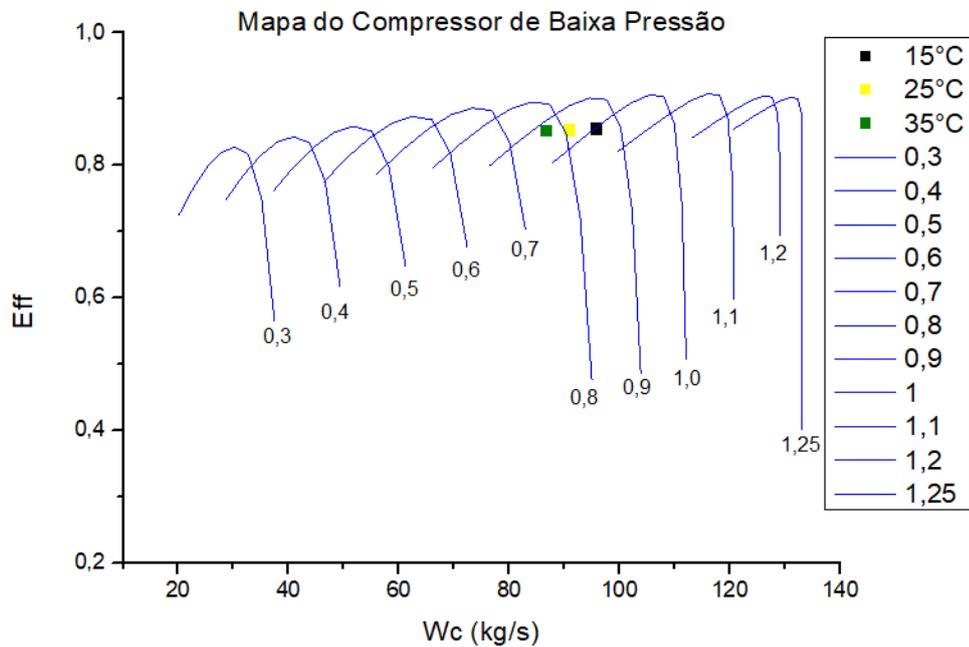


Figura 6-5 - Pontos de operação do compressor de baixa pressão (Wc x Eff) para diferentes temperatura ambiente

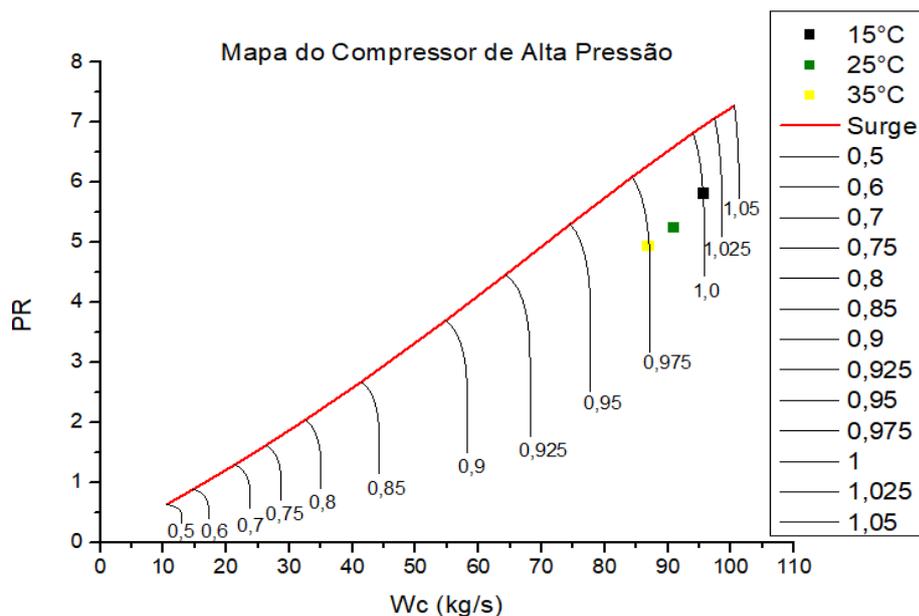


Figura 6-6 - Pontos de operação do compressor de (Wc x PR) para diferentes temperaturas ambiente.

O comportamento da vazão de exaustão, temperatura de exaustão, potência e heat rate do turbogerador são mostrados na Figura 6-8, Figura 6-9, Figura 6-10 e Figura 6-11 respectivamente, nas quais percebemos que os parâmetros relacionados à potência comportam-se menos eficientemente com o aumento da temperatura ambiente. Nestas figuras os retângulos vermelhos representam os pontos de controle, os quais foram obtidos a partir de informações contidas nos manuais de operação do turbogerador do caso de estudo.

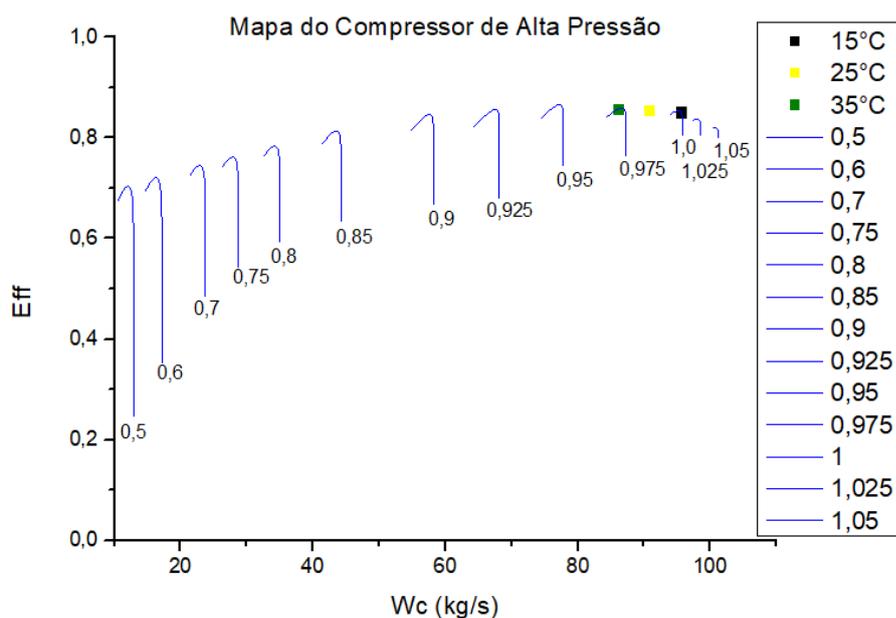


Figura 6-7 - Pontos de operação do compressor de alta pressão (Wc x Eff) para diferentes temperatura ambiente

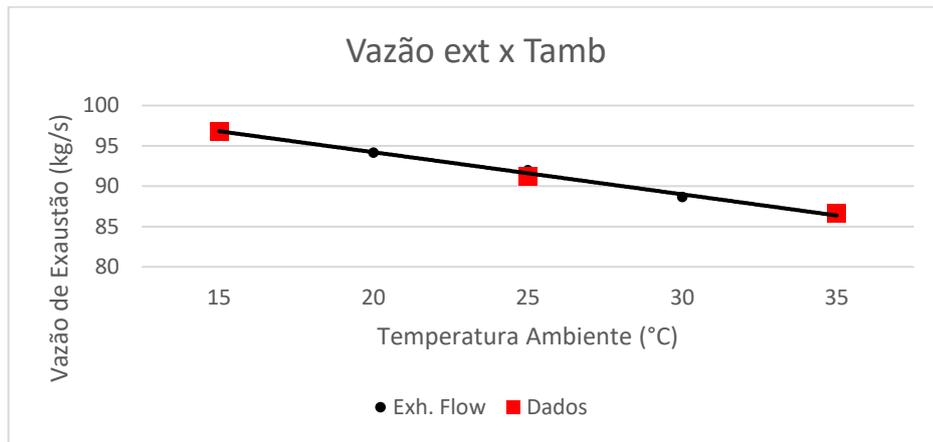


Figura 6-8 - Vazão de exaustão em função da temperatura ambiente.

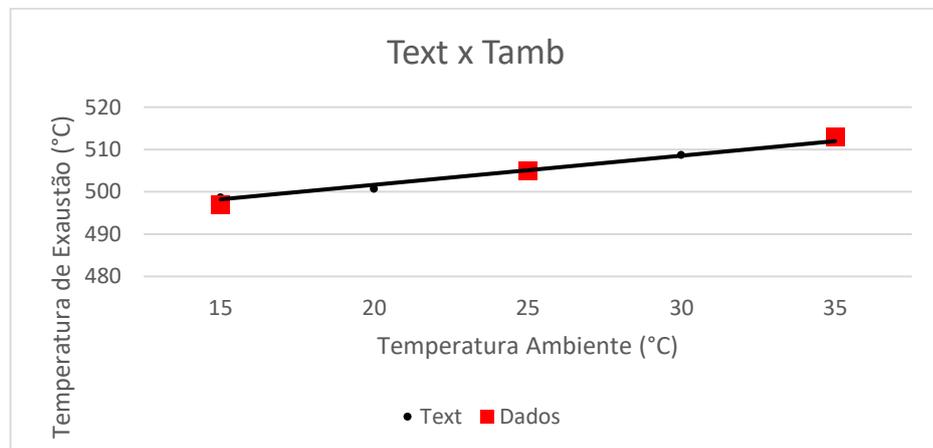


Figura 6-9 - Temperatura de exaustão em função da temperatura ambiente.

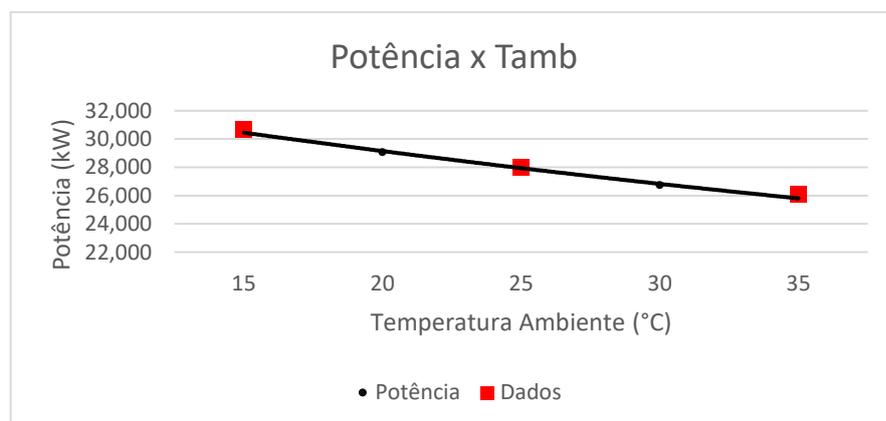


Figura 6-10 - Potência em função da temperatura ambiente.

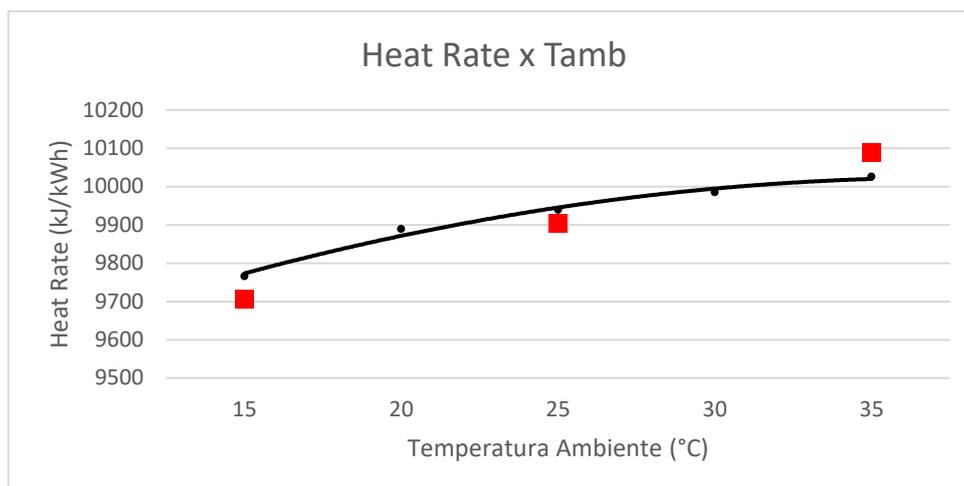


Figura 6-11 - Variação do Heat Rate em função da temperatura ambiente.

Ainda considerando a operação em regime permanente, a Figura 6-12 mostra o comportamento do turbogerador para diferentes rotações da turbina de potência, considerando temperaturas ambientes de 15°C, 25°C e 35°C. Percebe-se que, mesmo para diferentes temperaturas, com o aumento da rotação há um aumento proporcional da potência, conforme comportamento típico deste tipo de equipamento.

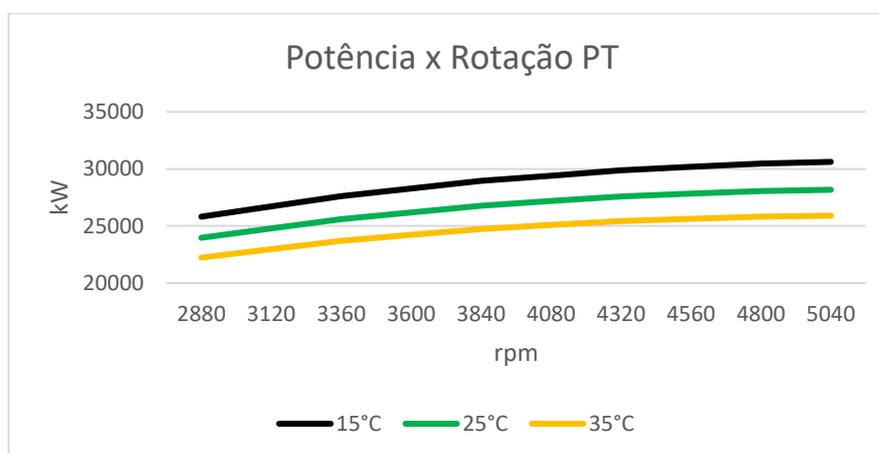


Figura 6-12 - Variação da potência em função da rotação da turbina de potência e temperatura ambiente

A Figura 6-13 mostra a variação da potência de saída (potência da PT) em função da rotação, para um PCI de 49.925 kJ/kg, PCI de referência contido nos dados do fabricante para este tipo de análise, e temperatura ambiente de 25°C. Nota-se que os resultados da simulação apresentaram boa precisão, pois a curva gerada pelo modelo abrange os dados fornecidos pelo fabricante destacados em retângulos vermelhos. É esperado um aumento da potência ao se

e elevar a rotação da turbina livre, uma vez que potência e rotação são diretamente proporcionais. Para esta análise, onde o gerador de gás foi mantido à plena carga para evitar problemas operacionais como *flame-out*, enquanto a rotação da turbina de potência varia de 2880 rpm à 5040 rpm percebe-se o aumento da potência a medida que a rotação aumenta uma vez que a potência de saída é função do torque e rotação.

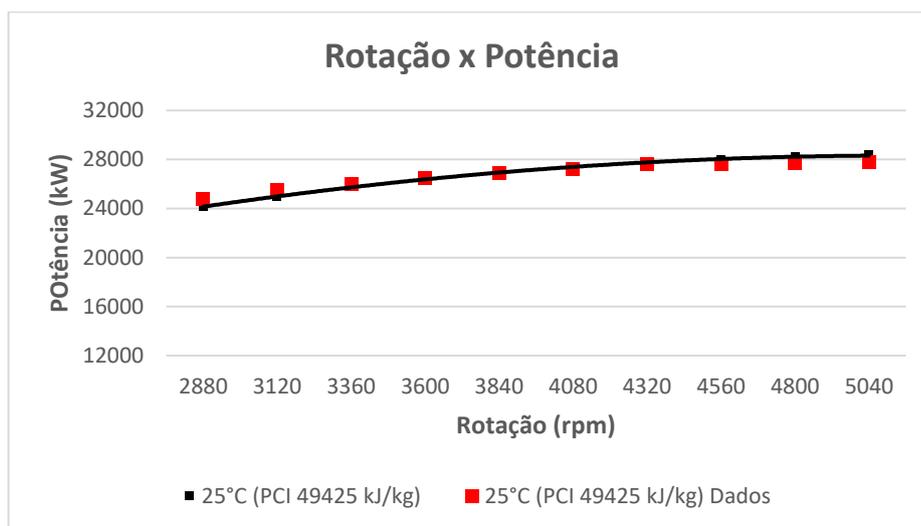


Figura 6-13 - Variação da potência em função da rotação dada uma temperatura.

Para as mesmas condições de operação apresentadas na Figura 6-13, é possível avaliar o consumo específico de combustível do turbogerador, conforme mostrado na Figura 6-14. Como o gerador de gás é mantido em plena carga, com o aumento da potência gerado pelo aumento da rotação, haverá redução do consumo específico de combustível.

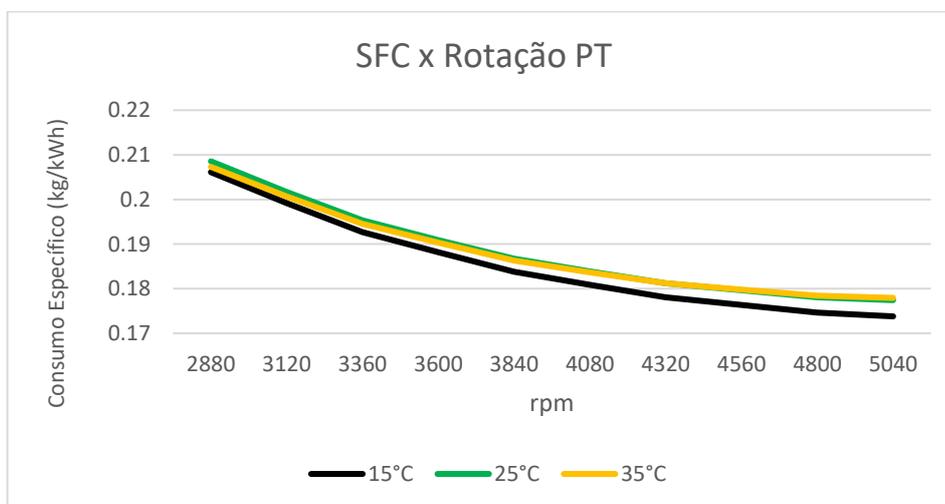


Figura 6-14 - Variação do consumo específico de combustível em função da rotação e temperatura ambiente

Outras análises pertinentes foram realizadas para avaliar o comportamento das temperaturas em cada componente, como pode ser observado Figura 6-15 e Figura 6-16, que representam as temperaturas de saídas dos compressores de baixa e alta pressão, respectivamente.

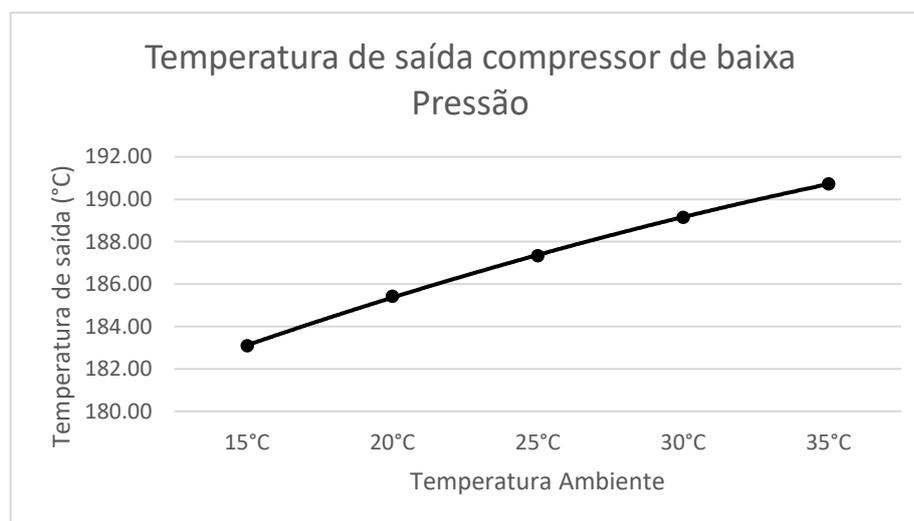


Figura 6-15 - Temperatura de saída do compressor de baixa pressão x Temperatura ambiente.

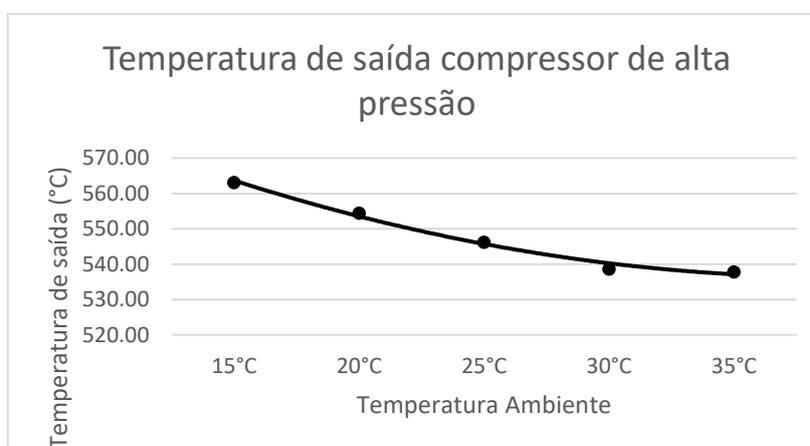


Figura 6-16 - Temperatura de saída do compressor de alta pressão x Temperatura ambiente.

Observa-se que a temperatura de saída do compressor de baixa pressão aumenta à medida que se aumenta a temperatura ambiente, chegando a ser aproximadamente 4% maior, enquanto a temperatura de saída do compressor de alta pressão decresce, devido a porcentagem de sangria no compressor de alta pressão que cresce à medida que a temperatura ambiente aumenta uma vez que se faz necessário uma maior quantidade de ar para resfriar os primeiros estágios da turbina de potência, e ao comportamento da eficiência do compressor de alta, determinado pelo seu mapa.

Tratando-se das temperaturas de entrada das turbinas é possível notar que estas temperaturas diminuem com o aumento da temperatura ambiente, uma vez que a vazão de combustível tende a diminuir, para que seja possível manter a temperatura de exaustão do gerador de gás (temperatura de entrada da turbina livre) próxima do valor de 795°C. Pode-se observar que o comportamento da temperatura de entrada das turbinas de alta pressão, baixa pressão e turbina livre na Figura 6-17, Figura 6-18 e Figura 6-19, respectivamente.

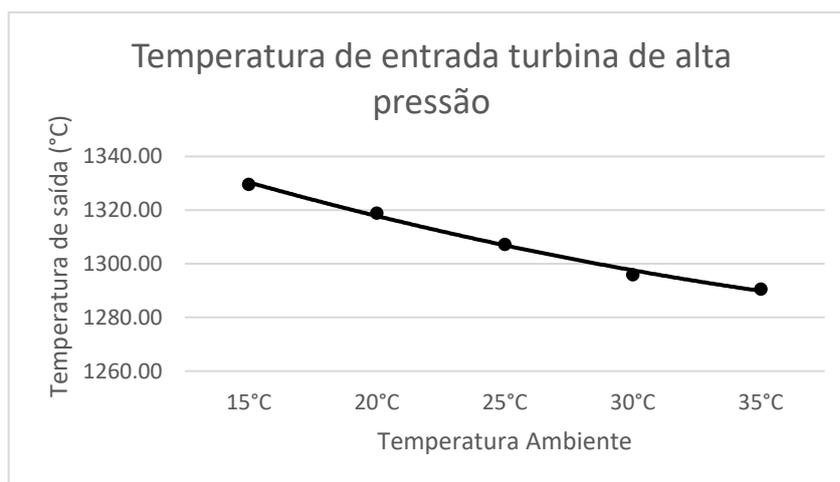


Figura 6-17 - Temperatura de entrada da turbina de alta pressão x Temperatura ambiente.

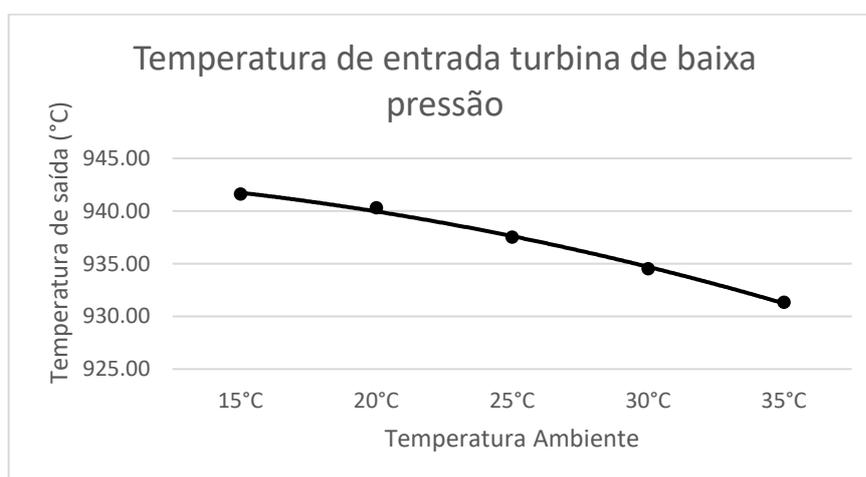


Figura 6-18 - Temperatura da turbina de baixa pressão x Temperatura Ambiente.

Ao se analisar as variações nas temperaturas de entrada de todas as turbinas, observa-se que a maior diferença é de aproximadamente 3%, entre menor e maior temperatura de entrada, que ocorre para a turbina de alta pressão, cujas temperaturas de entrada variam de 1329,7 °C, para temperatura ambiente de 15°C, para 1290,63 °C, para temperatura ambiente de 35°C.

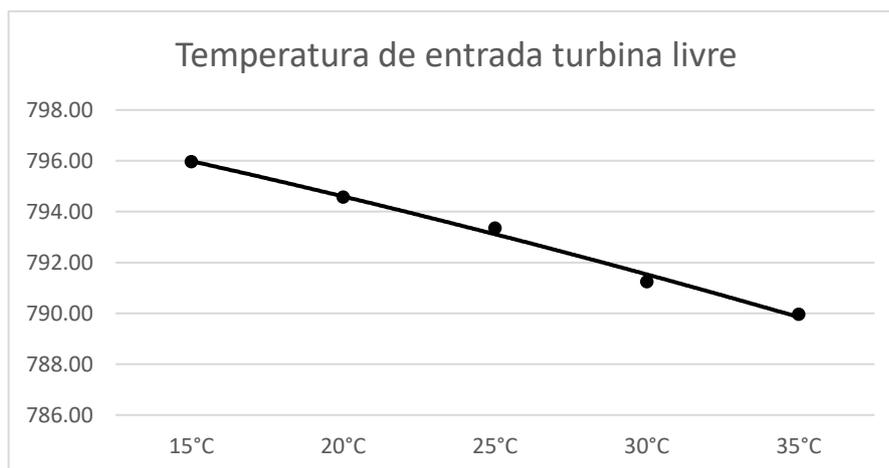


Figura 6-19 - Temperatura de entrada da turbina livre x Temperatura Ambiente.

Nas condições de cargas parciais, nas quais considerou-se que o turbogerador opera em diferentes rotações da turbina livre, vide Figura 6-12, as variações nas temperaturas de saída dos compressores e temperaturas de entrada das turbinas do gerador de gás apresentaram as mesmas tendências observadas para uma dada rotação da turbina livre, isso acontece porque o gerador de gás foi mantido à plena carga. Mantem-se, inclusive, as rotações dos eixos de baixa e alta pressão constantes, variando-se somente a rotação da turbina livre, o que causa apenas uma variação na temperatura de exaustão da turbina de potência, que é representada na Figura 6-20. O valor da temperatura de exaustão da turbina livre decresce com o aumento da rotação, o que está relacionado com o aumento da potência produzida por esta turbina.

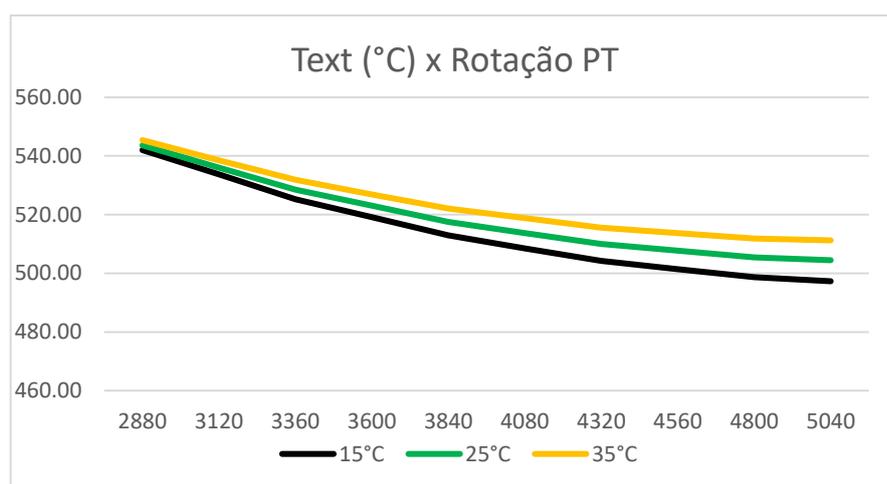


Figura 6-20 - Temperatura de exaustão da turbina livre x Rotação da turbina livre.

6.2 Avaliação do Comportamento do Turbogenerador Durante Transientes de Carga

Para estes estudos, os sistemas de controle e proteção são mantidos em valores nominais de referência contidos no manual de operação do fabricante para a simulação de uma operação real.

6.2.1. Tomada de Carga de 11 MW

Para este estudo, primeiramente a turbina foi colocada em regime permanente com uma carga parcial de 70% da carga nominal e então aplica-se um incremento de carga até 100% da nominal, em valores de potência próximos a 11 MW.

Nessas condições de tomada de carga, há atuação do sistema de controle de rotação, pois no momento em que a carga é incrementada a turbina reduz sua velocidade devido ao torque imposto, sendo assim uma maior quantidade de combustível é demandada para retomar a rotação nominal de 1800 rpm. O comportamento da rotação é mostrado na Figura 6-21, as condições de operação ISO foram adotadas para este teste.

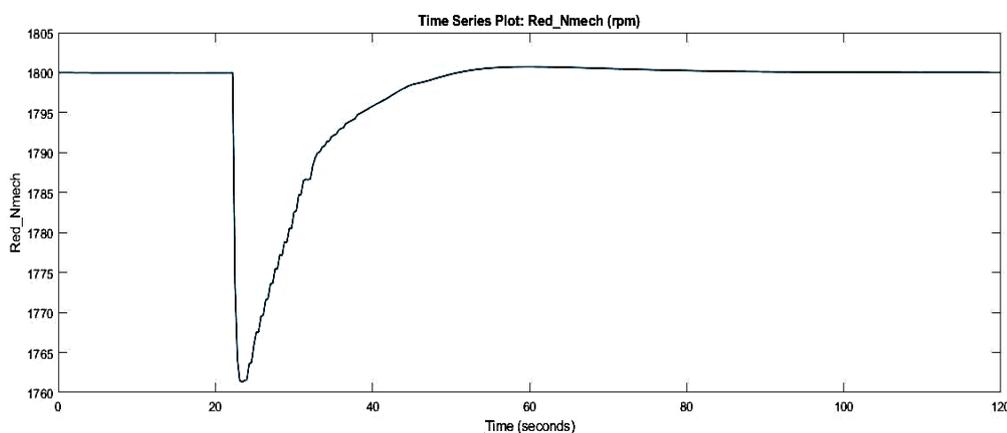


Figura 6-21 - Comportamento da rotação da turbina livre para uma tomada de carga de 11 MW.

Observa-se na Figura 6-21 uma redução de aproximadamente 48 rpm assim que a carga é imposta aos 22 segundos, o que implica também em uma redução da frequência observado na Figura 6-22 onde há uma comparação deste comportamento com dados disponibilizados pelo fabricante.

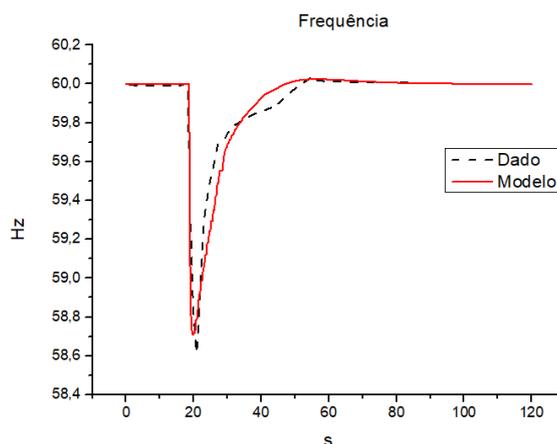


Figura 6-22 - Frequência em função do tempo para tomada de carga de 11MW.

Observando a Figura 6-22, há uma variação de frequência de 1,36 Hz e um tempo de estabilização de 38 segundos para a curva gerada pelo modelo, enquanto para os dados disponibilizados a amplitude da variação de frequência é de 1,4 Hz e tempo de estabilização de aproximadamente 40 segundos, o que representa uma variação de 0.16%.

No que se trata de comportamento dos compressores o sistema de proteção de stall não atua uma vez que os limites operacionais não são ultrapassados o que representa uma operação segura e sem riscos operacionais. Os mapas operacionais dos compressores de baixa e alta pressão são observados na Figura 6-23 e Figura 6-24 respectivamente.

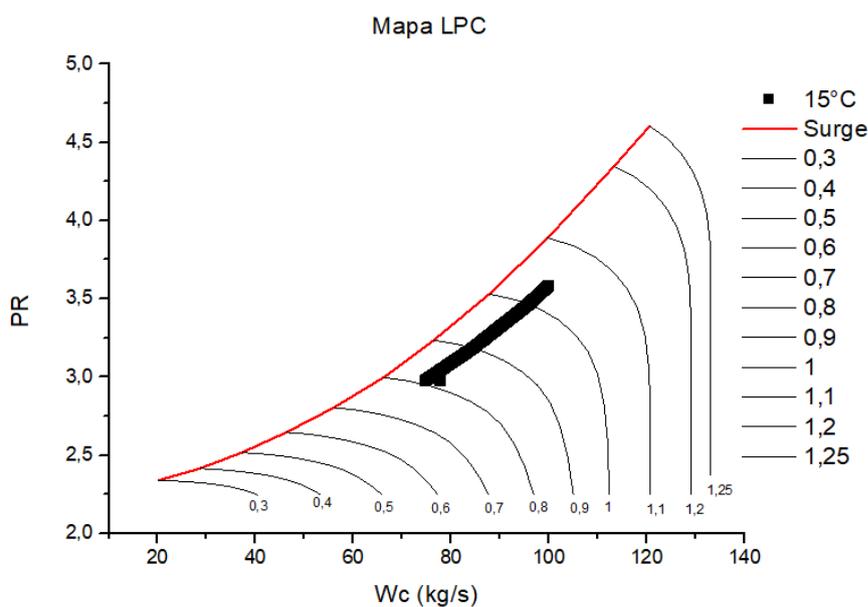


Figura 6-23 - Mapa do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 11 MW.

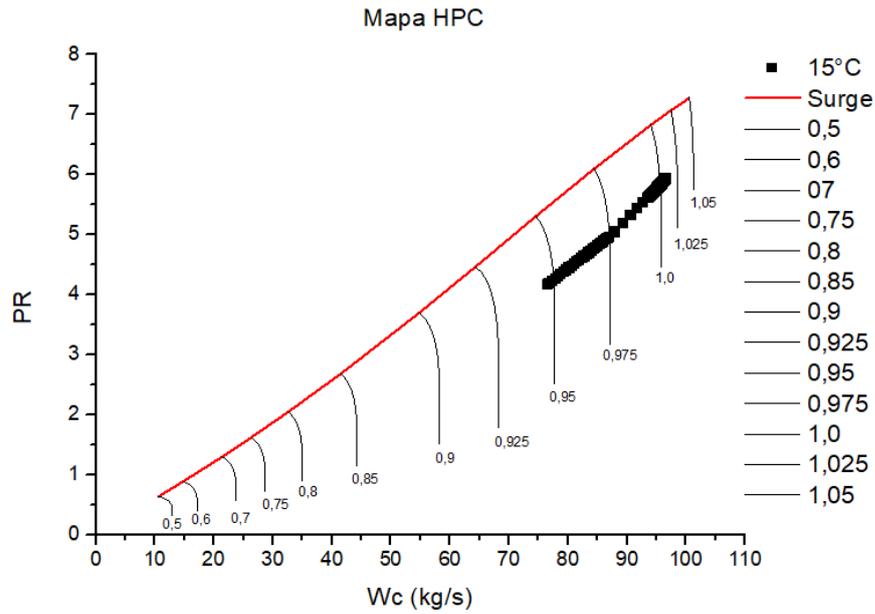


Figura 6-24 - Mapa do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 11 MW

Observa-se na Figura 6-23 e Figura 6-24 que o compressor, inicialmente em carga parcial, retoma seu ponto de operação nominal após admitir os 11 MW operando em condição de 100% de potência. Os limites mínimos de stall para ambos os compressores foram de 16,9% para o compressor de baixa pressão e de 15,8% para o compressor de alta pressão como podem ser observados na Figura 6-25 e Figura 6-26, respectivamente.

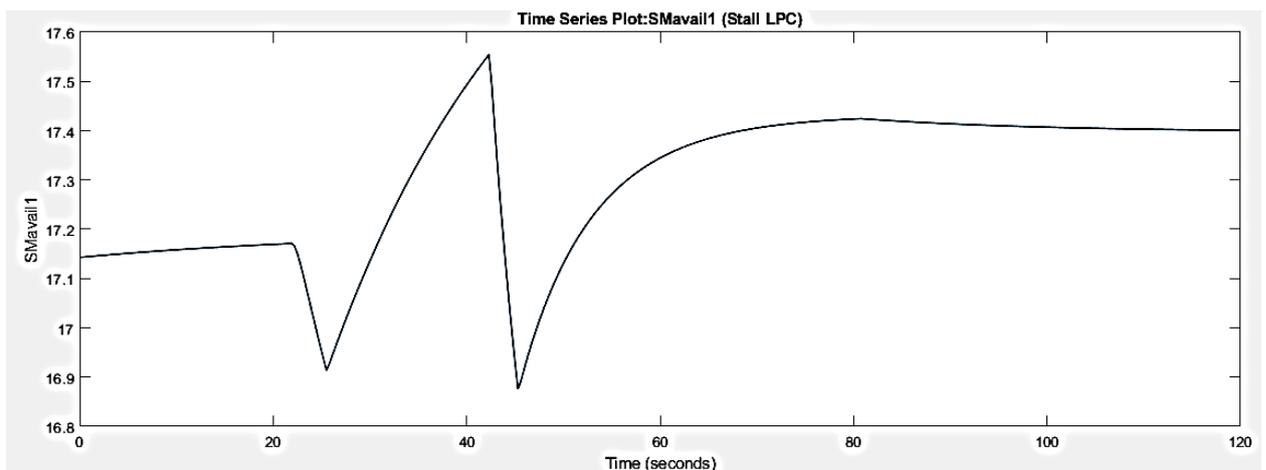


Figura 6-25 - Comportamento da margem de stall do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 11 MW.

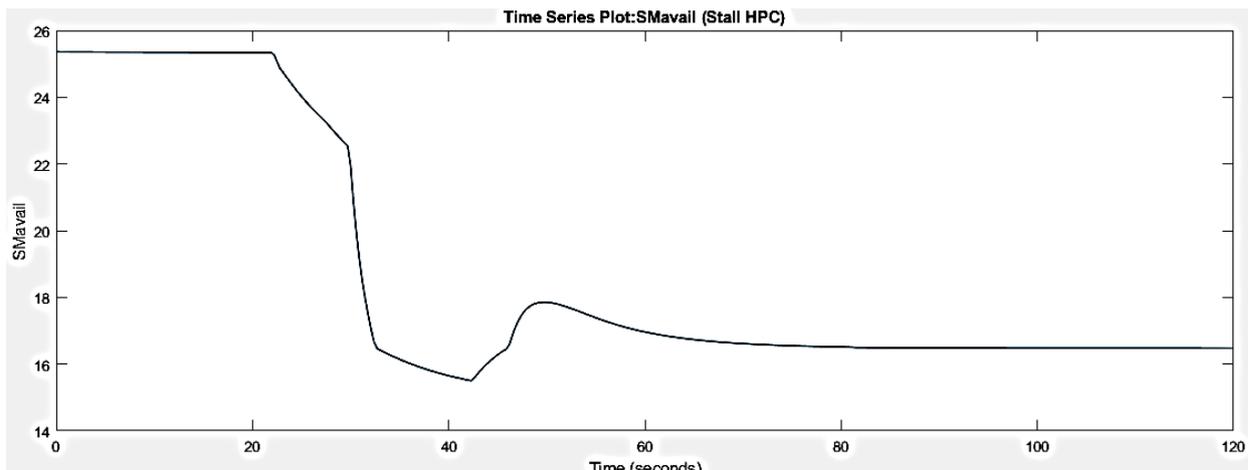


Figura 6-26 - Comportamento da margem de stall do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 11 MW.

Como mencionado acima, esta tomada de carga exige uma maior vazão de combustível para que turbina possa retomar sua rotação nominal. Na Figura 6-27 observa-se a relação combustível/ar inicialmente à regime permanente com carga parcial de 70% e logo após 22 segundos o aumento dessa relação para atender à demanda imposta.

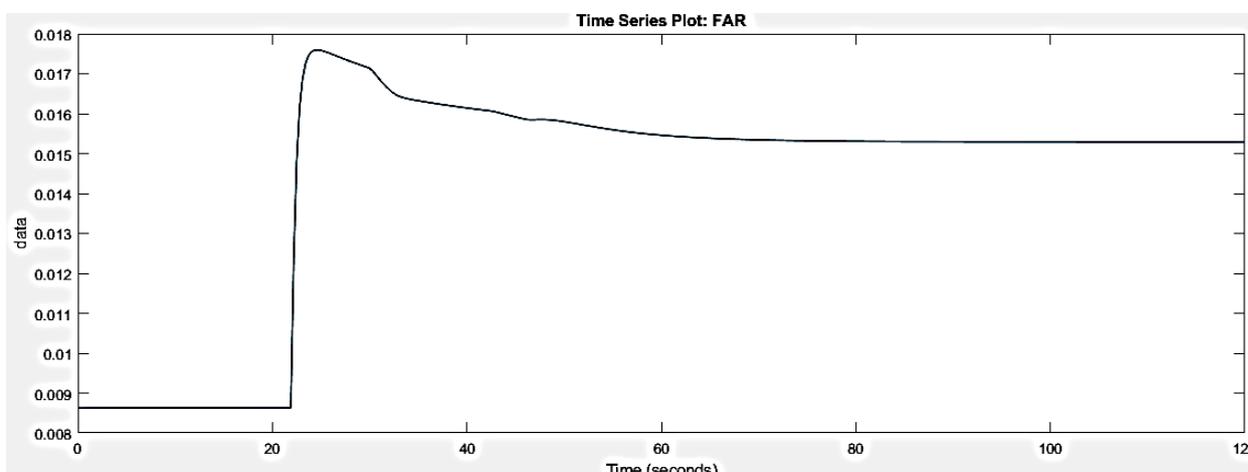


Figura 6-27 - Relação combustível/ar para uma tomada de carga de 11 MW.

O comportamento da potência elétrica, em kW, é mostrado na Figura 6-28. Inicialmente a turbina foi configurada para se manter em regime permanente por 22 segundos e então aplica-se a nova carga. Como pode-se notar toda demanda de carga é atendida sem que haja algum limite operacional ultrapassado.

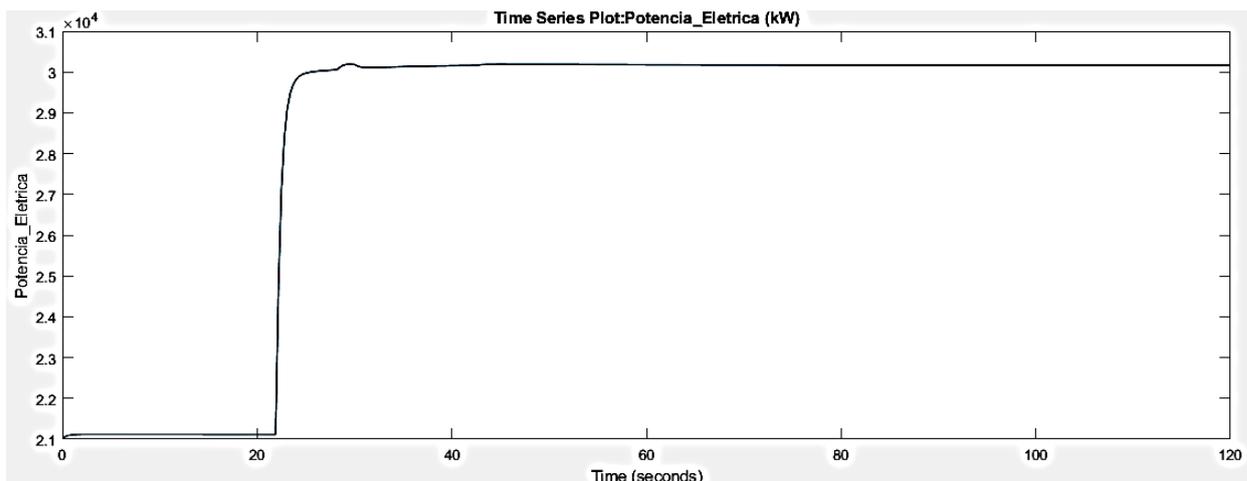


Figura 6-28 - Potência elétrica em função do tempo para uma tomada de carga de 11 MW.

6.2.2. Tomada de Carga de 9 MW (25 °C)

Para a avaliação do turbogerador nessa situação: tomada de carga de 9 MW, temperatura ambiente de 25°C e 60% U.R., os sistemas de proteção foram mantidos em com seus parâmetros nominais. Apenas os controles de rotação e temperatura foram acionados de modo que a temperatura de entrada da turbina livre não exceda os 800 °C recomendados.

Observando o comportamento da rotação na Figura 6-29, nota-se que há uma variação de 48 rpm no início da tomada de carga, o que implica em uma variação da frequência que é comparada com dados do fabricante na Figura 6-30.

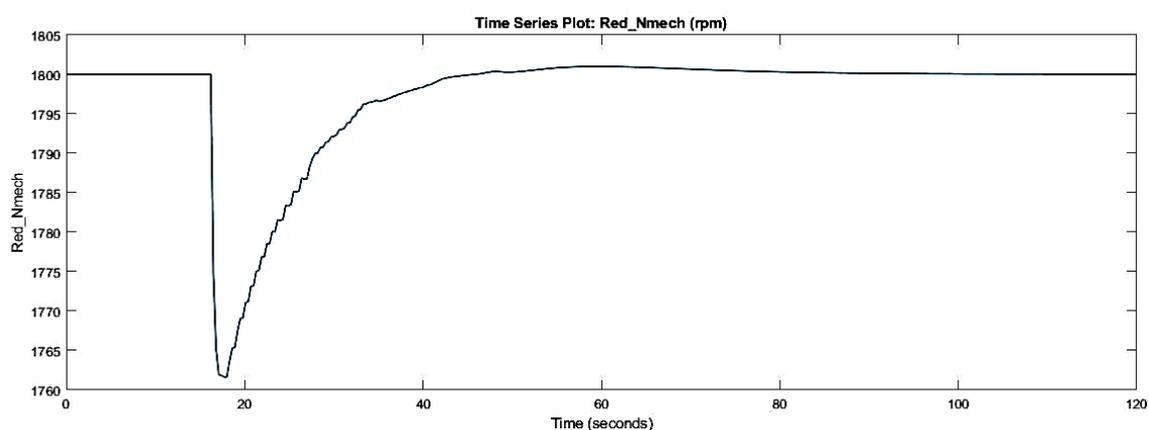


Figura 6-29 - Comportamento da rotação para uma tomada de carga de 9 MW a temperatura ambiente de 25 °C

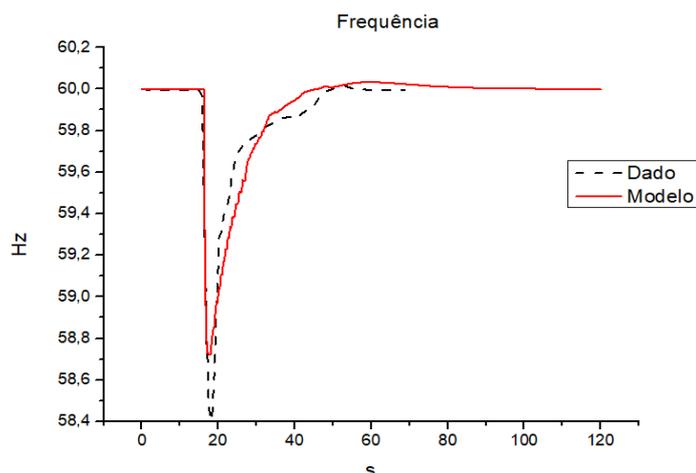


Figura 6-30 - Variação da frequência para uma tomada de carga de 9 MW para temperatura ambiente de 25 °C.

Nota-se na Figura 6-30 uma variação da amplitude de 1,3 Hz e tempo de estabilização de 34 segundos para o modelo, enquanto para os dados fornecidos pelo fabricante uma amplitude de frequência de 1.6 Hz e tempo de estabilização de 38 segundos o que gera um desvio relativo de 0,51% entre o modelo e dados de campo.

Observando o mapa dos compressores percebe-se que a região de trabalho está dentro dos limites operacionais possibilitando uma operação segura e sem atuação dos limitadores de stall. O comportamento gráfico nos mapas dos compressores mostrados na Figura 6-31 e Figura 6-32 para os compressores de baixa e alta pressão, respectivamente. Tratando-se dos limites de stall, a margem mínima atingida pelo compressor de baixa pressão foi de 16,56% e de 18,3% para o compressor de alta pressão como pode ser observado na Figura 6-33 e Figura 6-34.

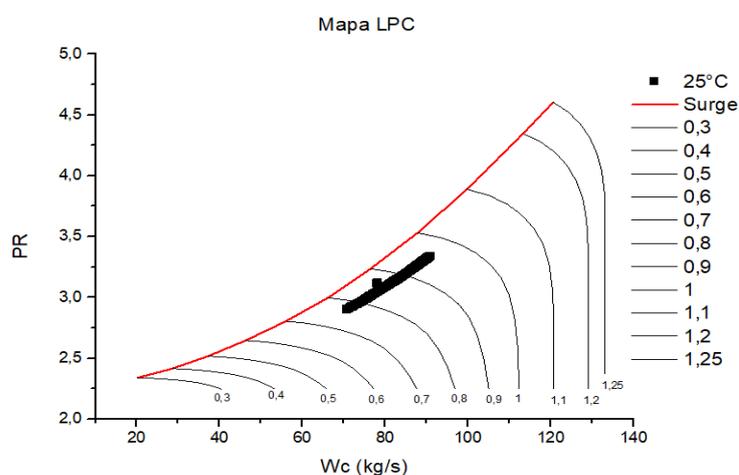


Figura 6-31 - Comportamento do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 9 MW a 25°C.

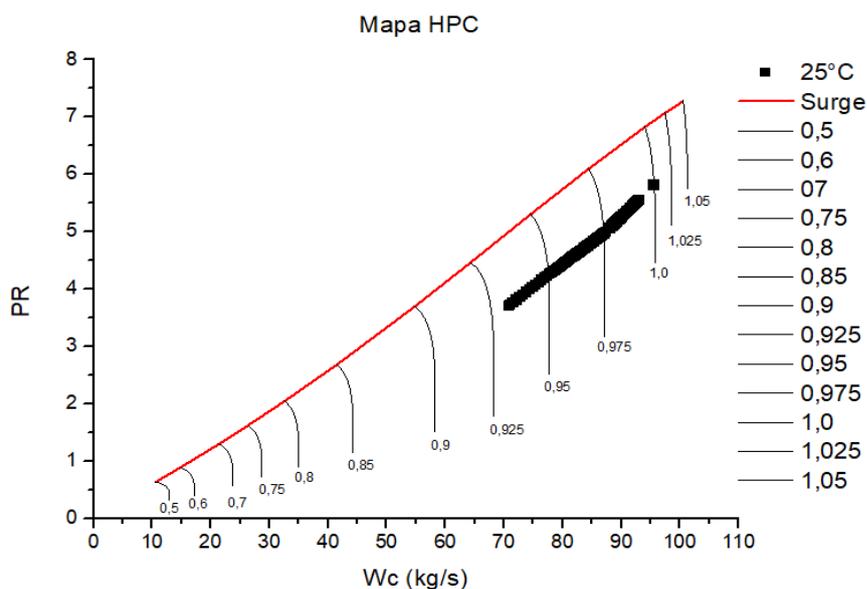


Figura 6-32 - Comportamento do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 9MW a 25°C.

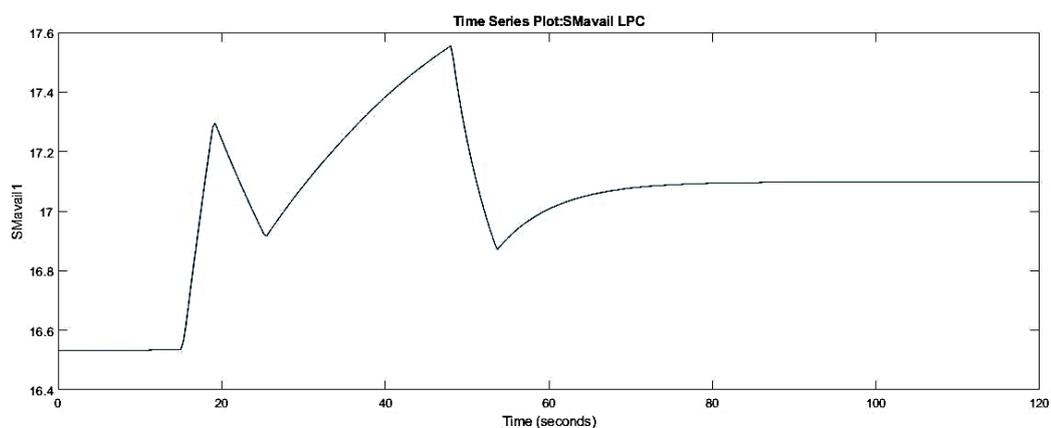


Figura 6-33 - Margem de stall do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 9 MW a 25 °C.

No início desta análise o turbogerador se encontra em regime permanente a 70% da carga nominal para uma temperatura ambiente de 25°C, então ao submeter a turbina à nova demanda de carga necessita-se de uma maior vazão de combustível como pode-se notar na Figura 6-35 onde se observar a relação combustível/ar.

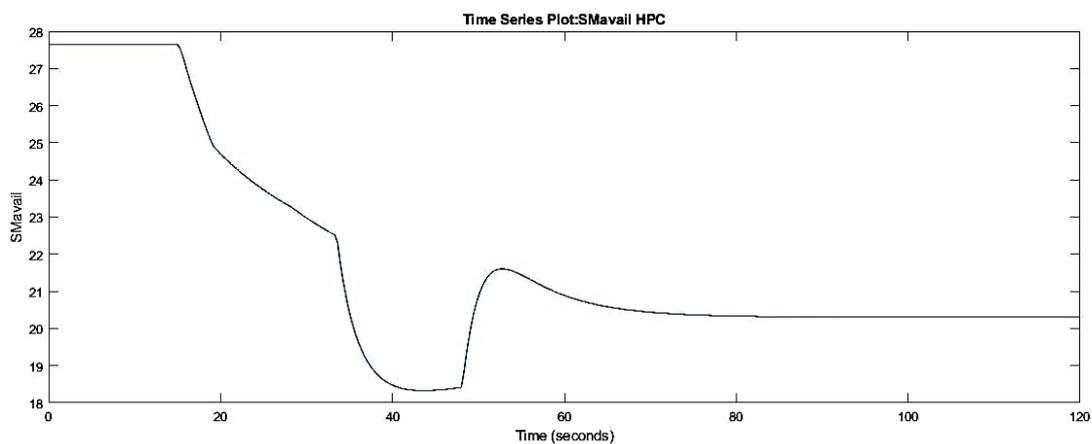


Figura 6-34 - Margem de Stall do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 9 MW a 25°C.

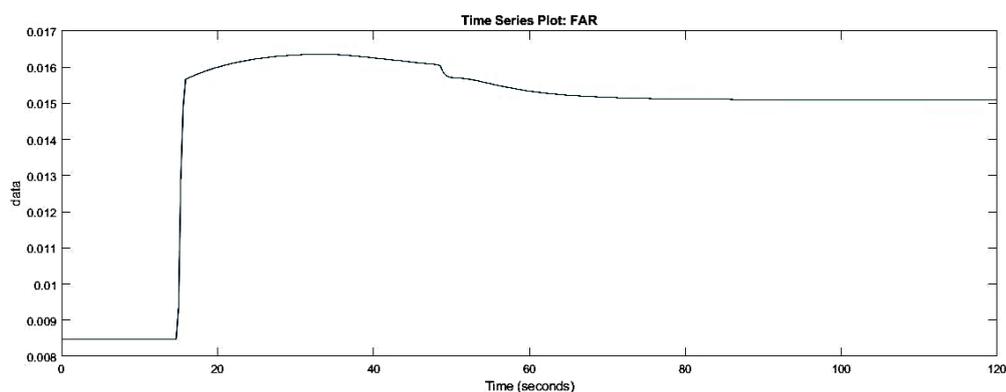


Figura 6-35 - Comportamento da relação combustível/ar para uma tomada de carga de 9 MW a 25 °C

O comportamento da potência elétrica é semelhante ao caso anterior, inicialmente configura-se a turbina para operar em regime permanente com carga parcial e após 18 segundos aplica-se uma demanda de carga, neste caso, uma tomada de 9 MW, como mostra Figura 6-35. No entanto, a potência gerada não é um degrau perfeito, devido à proteção do limite de temperatura de entrada da turbina livre ter sido acionado neste caso, porém, toda a demanda de carga foi atendida.

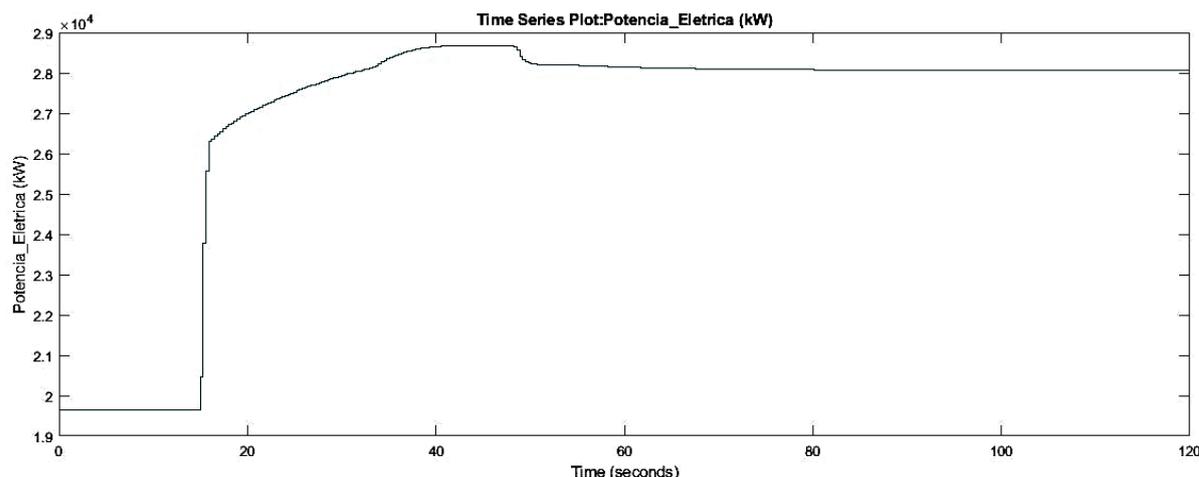


Figura 6-36 - Comportamento da potência elétrica para uma tomada de carga de 9 MW a 25 °C.

6.2.3. Tomada de Carga de 50% para 90% da Capacidade Nominal a 25°C

Para esta análise, primeiramente configurou-se a turbina para carga de 50% da capacidade nominal (14 MW) e aplicou-se uma demanda de 90% de sua capacidade nominal (25 MW). As condições adotadas para os testes foram à 25 °C, 60% U.R., pressão atmosférica 101.3 kPa.

Como em toda tomada de carga a rotação diminui devido ao aumento da demanda de torque no eixo da turbina. Para este caso, como mostra a Figura 6-37, há uma variação de 49 rpm quando a carga é demandada. Esta variação também pode ser observada na frequência do gerador síncrono, sendo comparada com dados de campo na Figura 6-38.

Observa-se na Figura 6-38 um valor mínimo de frequência de 58,4 Hz para o modelo durante a tomada de carga, e em um tempo de estabilização de 34 segundos, enquanto que para os dados de campo esse valor mínimo encontrado para a frequência é de 58 Hz e tempo de estabilização de 36 segundos. Ao comparar estes dados para esta situação obtém-se um erro relativo de 0,77%.

Os compressores atendem bem esta demanda de carga, sem que haja qualquer risco para a operação. A região de trabalho para os compressores apresenta bons pontos de operação com a menor eficiência isentrópica encontrada para os compressores nesta tomada de carga é de 83%. O sistema de proteção de stall não é acionado o que mostra que a operação tem uma boa margem para o carregamento. A Figura 6-39 e Figura 6-40 mostra o mapa dos compressores de baixa e alta pressão respectivamente. Como a turbina não toma 100% da carga observa-se que

o ponto de operação final apresenta rotação corrigida menor que o ponto de operação para carga nominal.

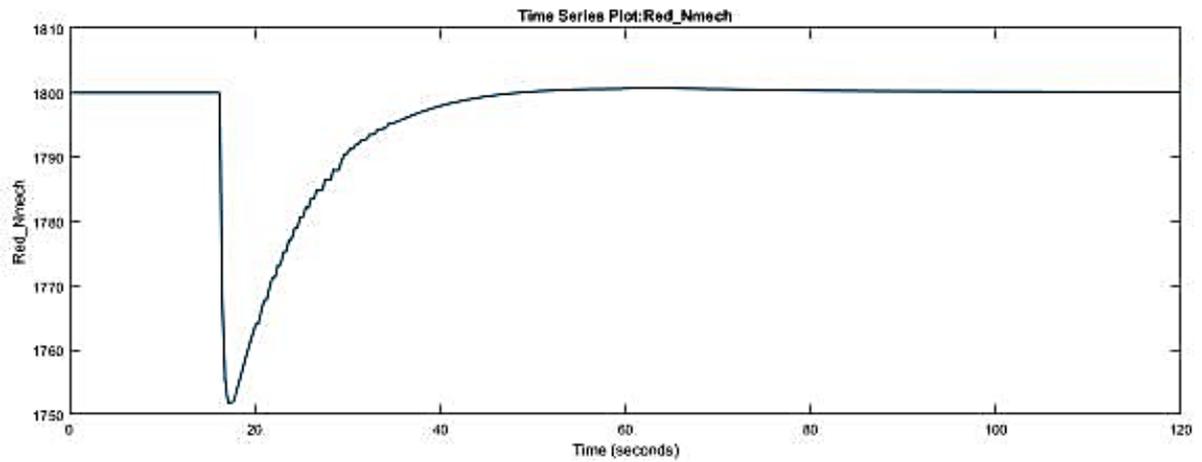


Figura 6-37 - Comportamento da rotação para uma tomada de carga de 50% para 90% da capacidade nominal.

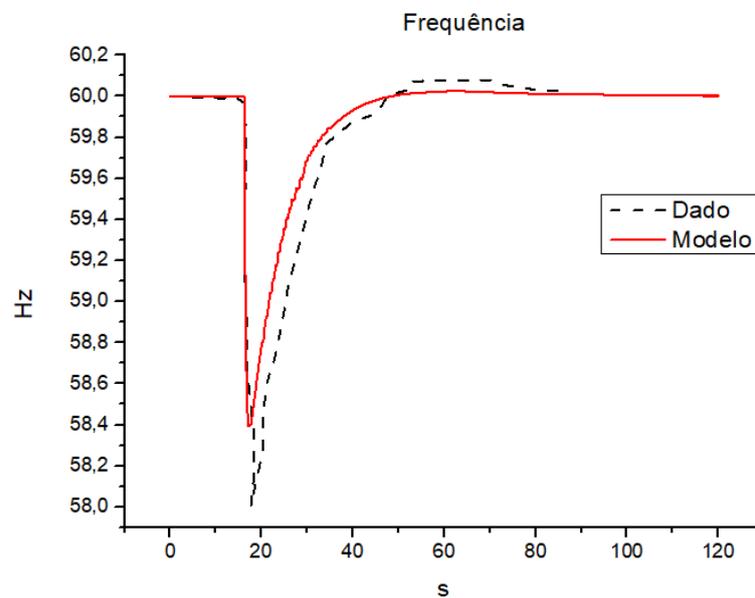


Figura 6-38 - Comparação entre variação de frequência com resultados do modelo e resultados fornecidos para uma tomada de carga de 11 MW.

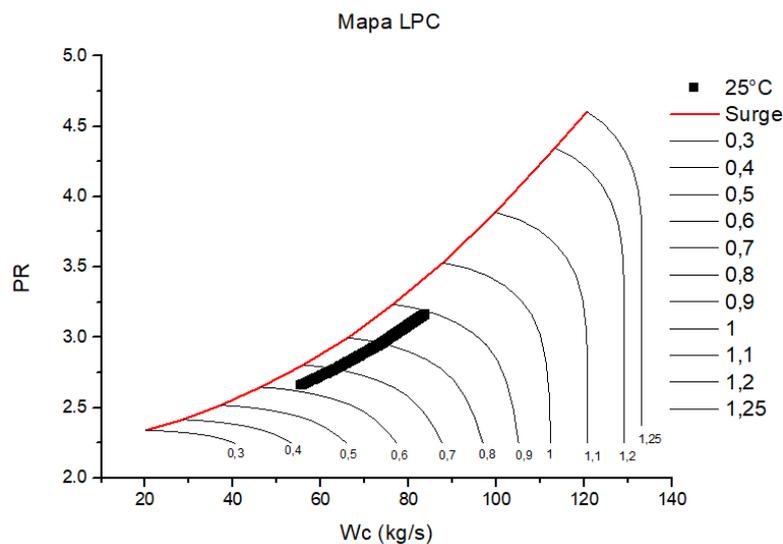


Figura 6-39 - Mapa de operação do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 11 MW a temperatura ambiente de 25°C.

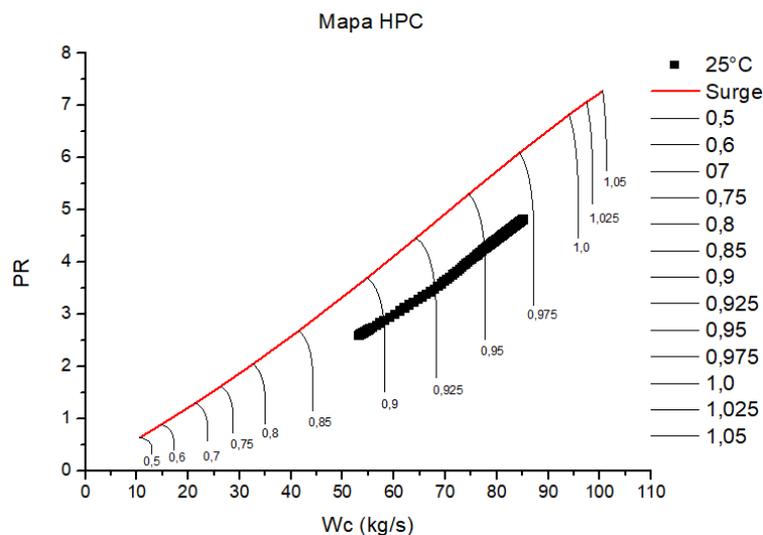


Figura 6-40 - Mapa de operação do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 11 MW a temperatura ambiente de 25 °C.

Como mencionado sobre os limites operacionais do compressor, a menor margem de surge acontece no início da operação para o compressor de baixa pressão que com carga parcial de 50% possui um valor de 14%, enquanto para o compressor de alta pressão o menor valor se encontra ao final da tomada de carga com uma margem de stall de 23% como pode ser observado na Figura 6-41 e Figura 6-42 respectivamente.

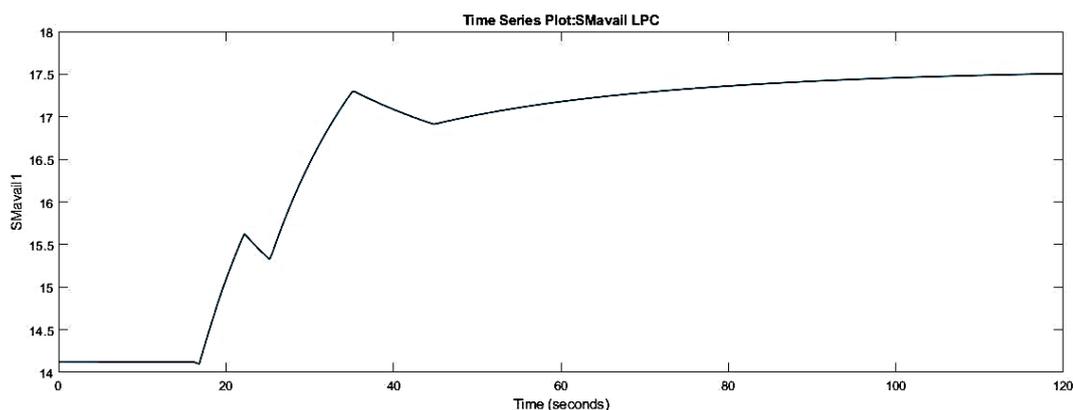


Figura 6-41 - Margem de stall do compressor de baixa pressão para tomada de carga de 11 MW e temperatura de 25 °C.

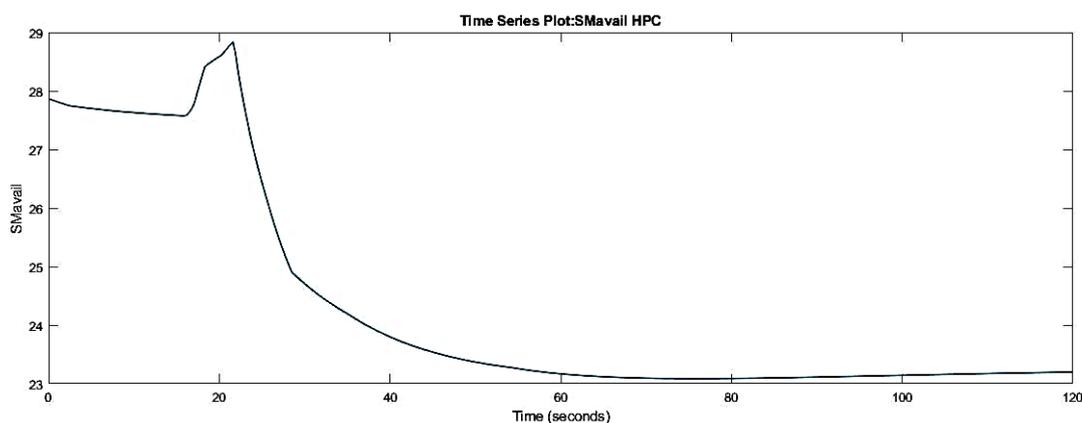


Figura 6-42 - Margem de stall do compressor de alta pressão para tomada de carga de 11 MW e temperatura de 25 °C.

Para uma tomada de carga, uma maior quantidade de combustível é demandada para que a turbina se estabilize nos valores padrões de rotação e frequência e para este caso em específico nenhum sistema de proteção é acionado, então a vazão de combustível sofre influência apenas do controle de rotação. O comportamento da relação combustível/ar é mostrado na Figura 6-43.

Em relação à potência elétrica, como não há influência de nenhum outro sistema de controle a não ser o controle de rotação e potência, a tomada de carga acontece da mesma forma que o degrau imposto, onde a turbina está inicialmente a regime permanente com potência de 14 MW e então aos 18 segundos é imposto uma mudança de carga para 25 MW, o que corresponde a um carregamento de 11 MW que é atendido de maneira satisfatória pela turbina com é visto na Figura 6-44.

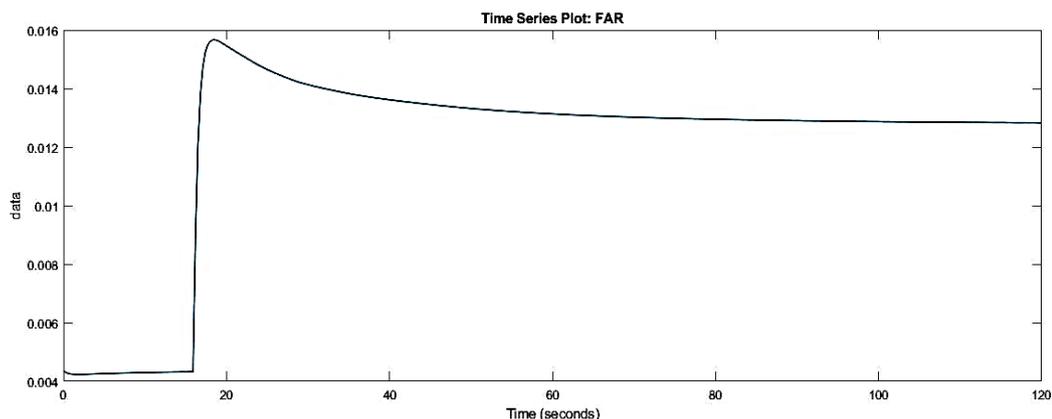


Figura 6-43 - Comportamento da relação combustível/ar para uma tomada de carga de 11 MW com temperatura ambiente de 25°C.

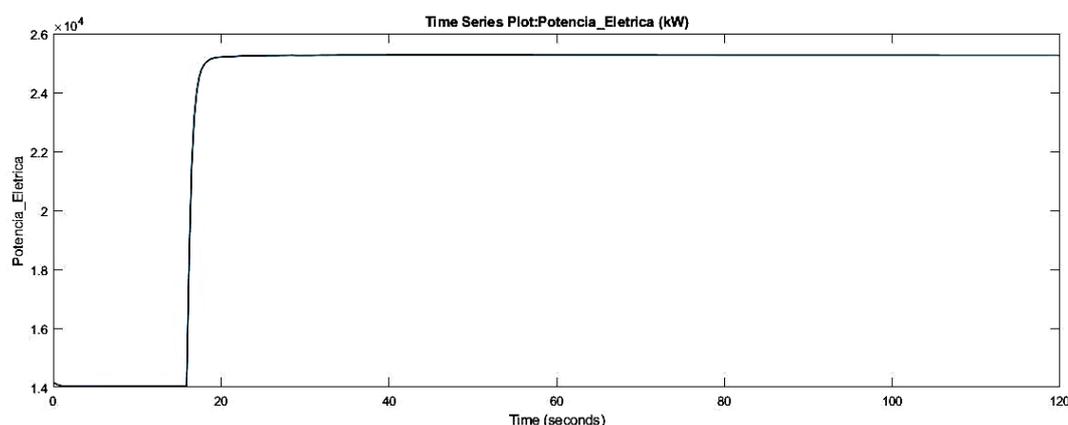


Figura 6-44 - Comportamento da potência elétrica (kW) em função do tempo para uma tomada de carga de 11 MW a temperatura ambiente de 25 °C.

6.2.4. Comparação com Dados de Uma Operação Real de Campo

Em dezembro de 2020, foram disponibilizados dados de operação de um turbogerador SGT-A35 (GT62) instalado na P66, obtidos diretamente no IHM, que mostram diversas condições de operação, em termos de rotação e potência. A partir da planilha de dados fornecida foi possível isolar diferentes situações de transiente, tanto de tomada quanto de rejeição de carga. Foram destacadas duas situações principais, que não estavam presentes nos documentos disponibilizados anteriormente, correspondendo a uma rejeição de carga de 4,8 MW e uma tomada de carga de 4,4 MW. A Figura 6-45 representa a rejeição de carga citada acima enquanto a Figura 6-46 representa a variação da rotação da turbina de potência observada em campo.

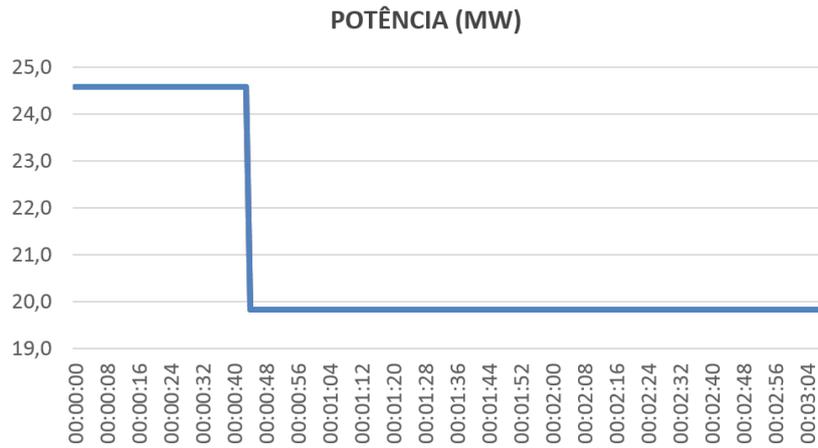


Figura 6-45 – Destaque da rejeição de carga de 4,8 MW observada em campo.

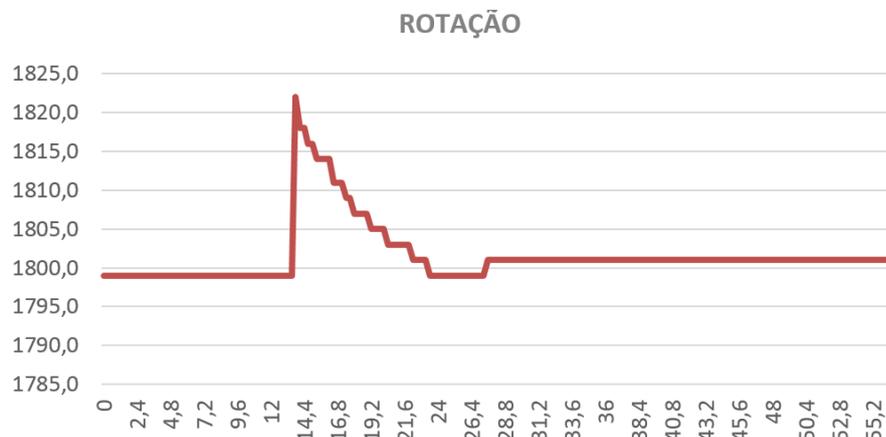


Figura 6-46 – Destaque do comportamento da rotação para rejeição de carga de 4,8 MW.

Da mesma maneira, a Figura 6-47 representa graficamente a tomada de carga de 4,4 MW observada em campo enquanto a Figura 6-48 mostra o comportamento da rotação da turbina de potência durante este transiente.

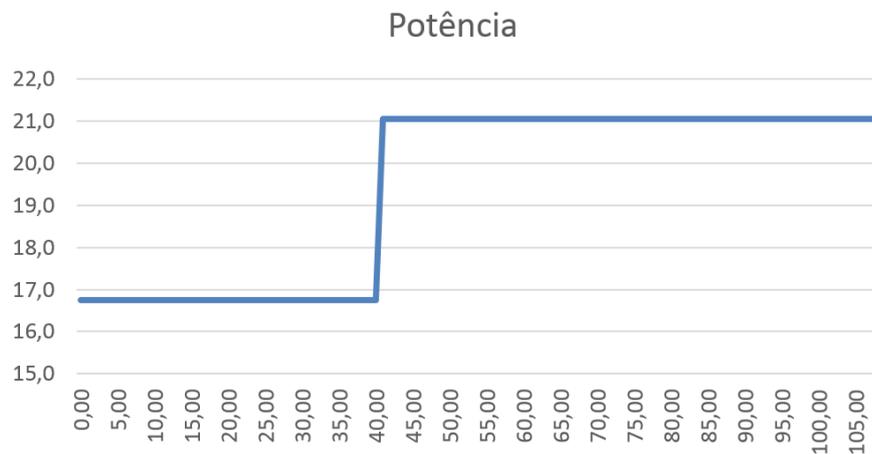


Figura 6-47 – Destaque da tomada de carga para o caso de estudo número 2.



Figura 6-48 – Destaque do comportamento da rotação para a tomada de carga do caso de estudo número 2.

Considerando os dados isolados para a situação de rejeição de carga, submeteu-se o turbogerador modelado a uma retirada de carga (degrau) exatamente igual à destacada na Figura 6-45, com a finalidade de replicar o comportamento de campo da máquina e validar o modelo desenvolvido, usando dados de rejeição de carga. Como foram disponibilizados dados de campo para a rotação, foi possível compará-los com os valores obtidos através do modelo, o que é mostrado na Figura 6-49. Ao comparar estes dados, o maior erro relativo obtido foi de 0,16% em relação a amplitude da rotação.

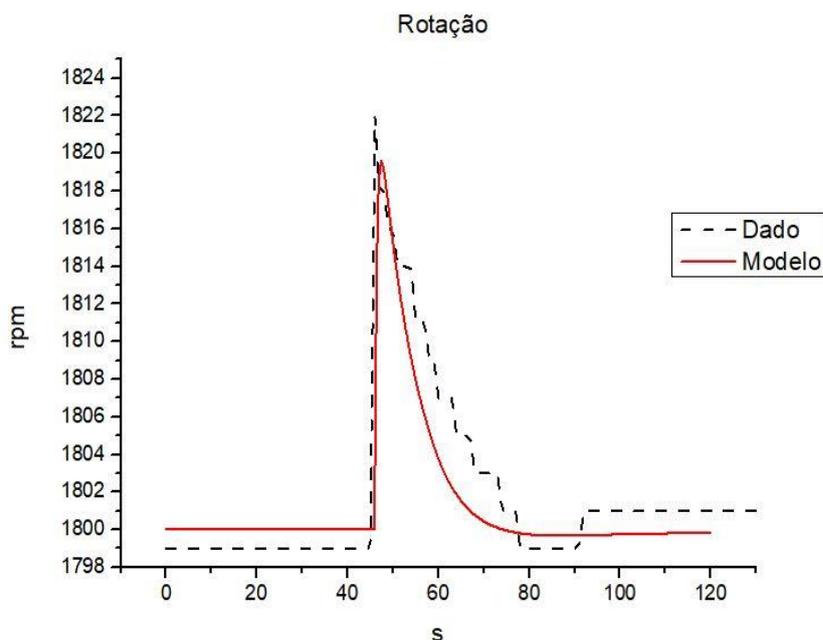


Figura 6-49 – Comparação do comportamento da rotação entre modelo e dados de campo para uma rejeição de carga de 4,8 MW.

Para esta rejeição de carga de 4,8 MW nenhum sistema de proteção foi acionado, sendo assim os compressores operam em uma região estável, afastado dos limites operacionais e em regiões de alta eficiência. O comportamento dos compressores pode ser observado na Figura 6-50 e na Figura 6-51 para o compressor de baixa e de alta pressão, respectivamente, com destaque para sua linha de trabalho (LT).

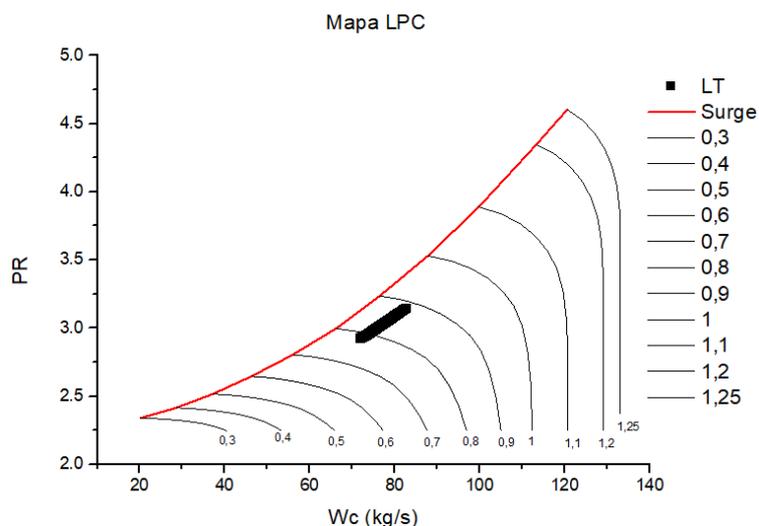


Figura 6-50 – Comportamento do compressor de baixa pressão para uma rejeição de carga.

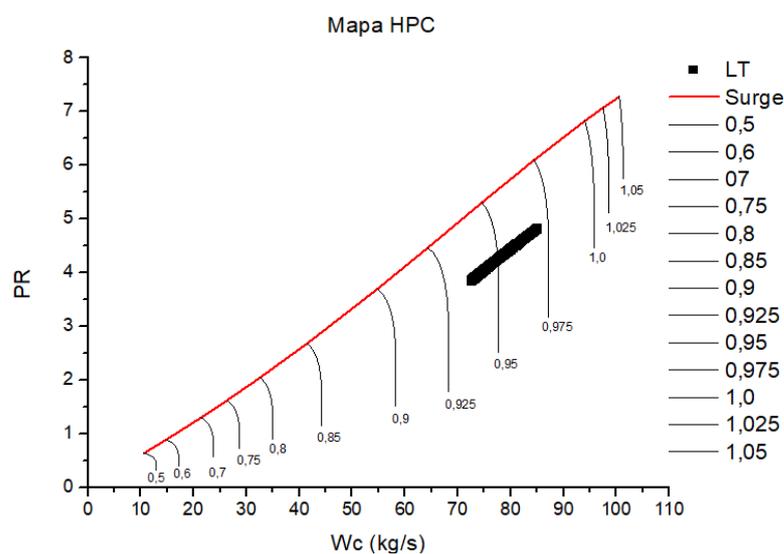


Figura 6-51 – Comportamento do compressor de alta pressão para uma rejeição de carga.

Tratando-se da margem de surge, o menor valor obtido para o compressor de baixa pressão foi de 17% e para o compressor de alta pressão de 23%. Variações de carga menores, como esta de 4,8 MW, implicaria em menores variações nas condições de trabalho dos compressores.

Em uma rejeição de carga, como foi visto acima, quando a carga é retirada há uma tendência que a rotação aumente, o que faz com que o sistema de controle reduza a vazão de combustível para que novamente a rotação se estabilize no valor nominal. O comportamento da relação combustível/ar é observado na Figura 6-52. Nota-se que na retirada de carga, aos 46 segundos, a relação combustível/ar é reduzida abruptamente pelo sistema de controle com o intuito de estabilizar o turbogerador na nova condição operacional.

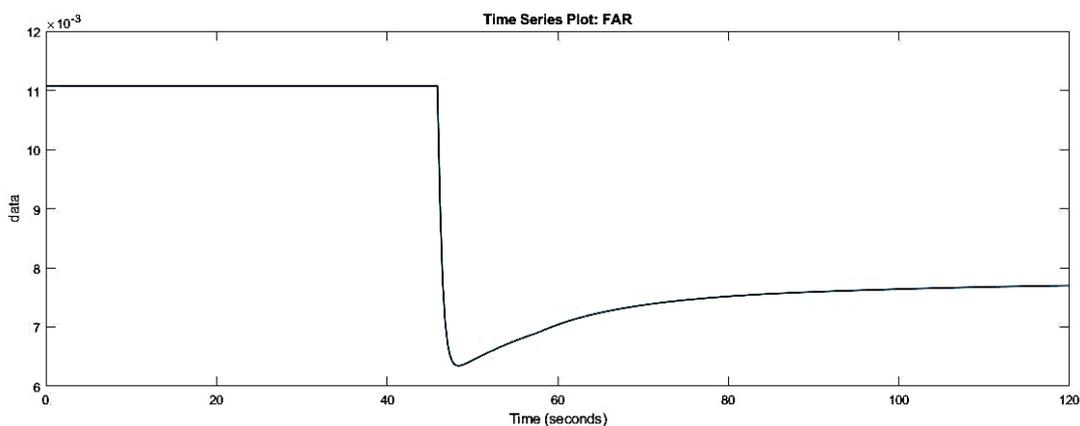


Figura 6-52 – Comportamento da relação combustível/ar para uma rejeição de carga de 4,8 MW.

O comportamento da potência, mostrado na Figura 6-53, possui exatamente o mesmo padrão do degrau destacado dos dados de operação de campo na Figura 6-45, uma vez que a carga no eixo que foi imposta no modelo foi a mesma do caso de estudo.

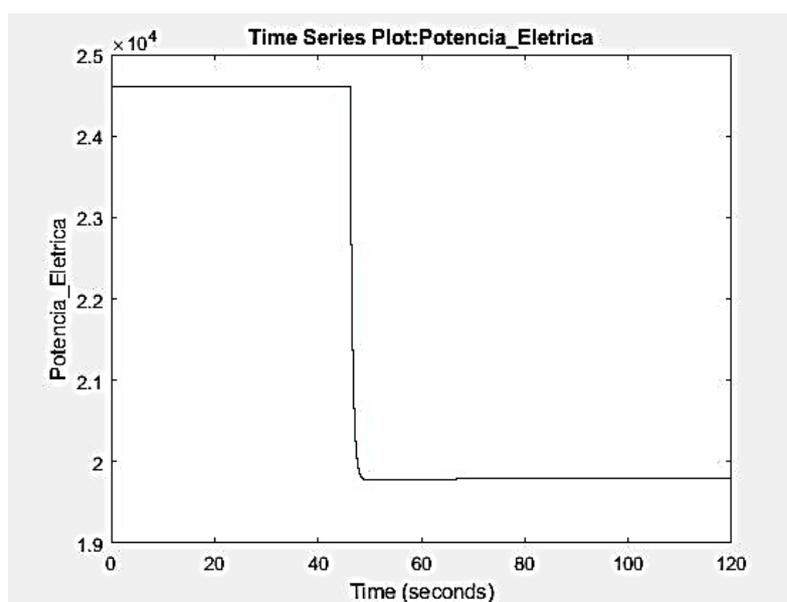


Figura 6-53 – Comportamento da potência elétrica para uma rejeição de carga de 4,8 MW.

Para a situação de tomada de carga, o turbogerador é posto a operar com uma carga de 16,7 MW (regime permanente), em seguida há uma solicitação de incremento de potência (degrau) de 4,4 MW, sendo assim há uma oscilação (tendência de redução) da rotação da turbina, como visto nos dados de campos fornecidos e detalhados na Figura 6-48. Uma comparação da variação de rotação do modelo e dos dados de campo, para esta redução de carga, pode ser observada na Figura 6-54.

Ao se analisar a Figura 6-54, observa-se uma pequena diferença entre os dados de campo e os obtidos através do modelo. O menor valor da rotação ocorre aos 40 segundos, o qual para os dados de campo é de 1775 rpm, enquanto para a modelo, valor que também acontece aos 40 segundos, a menor rotação é de 1782 rpm, representando diferença de 7 rpm (entre os dados de modelo e os de campo). A duração do transiente também é semelhante, apresentando um erro relativo entre dados de campo e de modelo de 0,39%.

Em relação aos compressores, ambos se comportaram de forma estável durante este transiente, com uma margem de surge satisfatória e em regiões de eficiências elevadas. O comportamento do compressor de baixa e do de alta pressão estão representados na Figura 6-55 e na Figura 6-56, respectivamente. Quanto à eficiência isentrópica dos compressores os menores valores estão na ordem de 84%, para ambos os compressores, e acontecem quando operam com capacidade de 16,7 MW. A menor margem de surge para o compressor de baixa pressão é de 15,6% e também acontece quando a máquina está operando com 16,7 MW de carga. Já para o compressor de alta pressão o menor valor de margem de surge é de 25,3% e acontece após a tomada de carga.

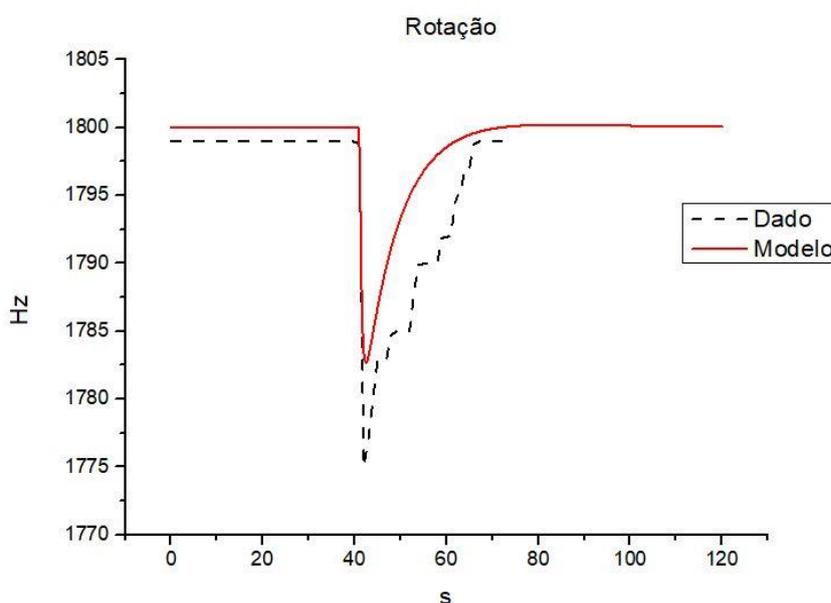


Figura 6-54 – Comparação entre o comportamento da rotação entre modelo e dados de campo para uma tomada de carga de 4,4 MW.

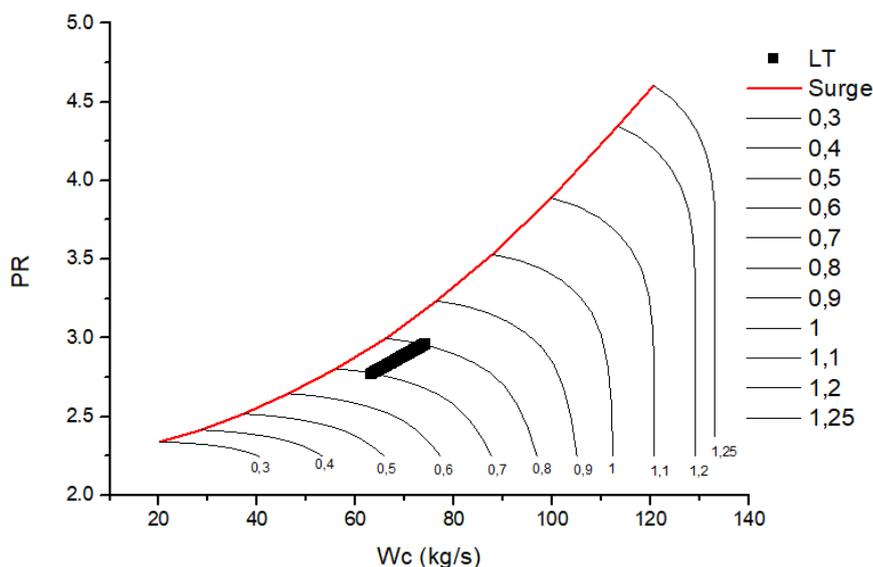


Figura 6-55 – Mapa do compressor de baixa pressão para uma tomada de carga de 4,4 MW.

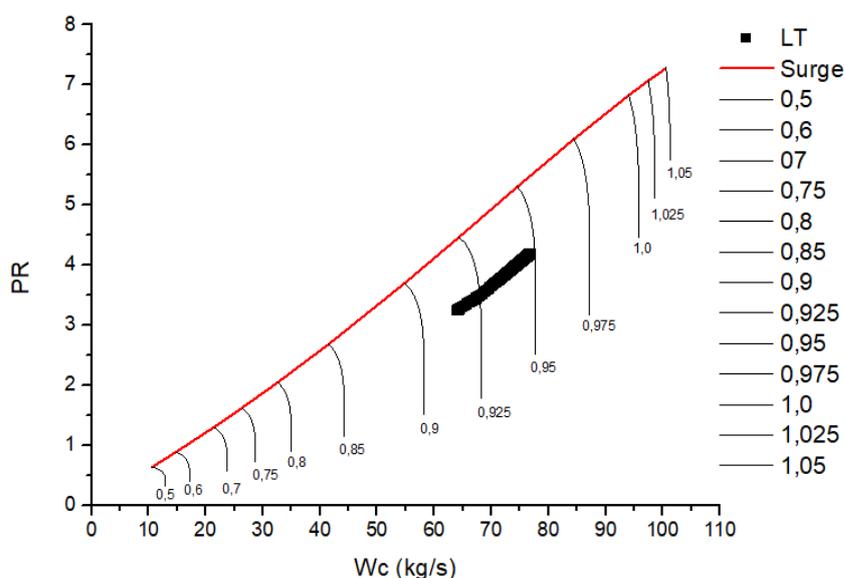


Figura 6-56 – Mapa do compressor de alta pressão para uma tomada de carga de 4,4 MW.

Conforme mencionado anteriormente, a vazão de combustível se eleva no caso de uma tomada de carga devida à demanda adicional de potência, causando uma redução momentânea na rotação da turbina de potência. O comportamento da relação combustível/ar é observado na Figura 6-57 para o estudo de caso 2.

Neste caso, o comportamento da potência gerada obtido a partir do modelo (Figura 6-58) é muito semelhante ao comportamento observado em campo, com um desvio relativo próximo de 0% (vide Figura 6-47).

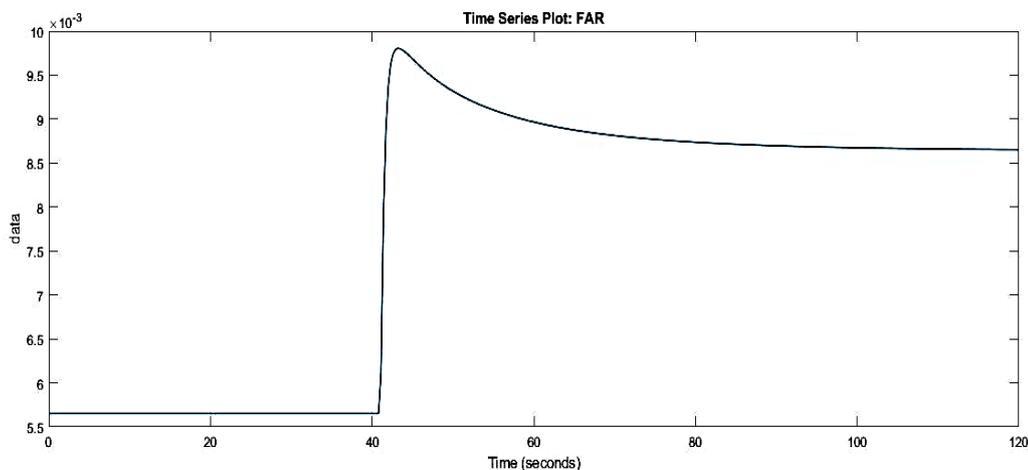


Figura 6-57 – Comportamento da relação combustível/ar para tomada de carga de 4.4 MW.

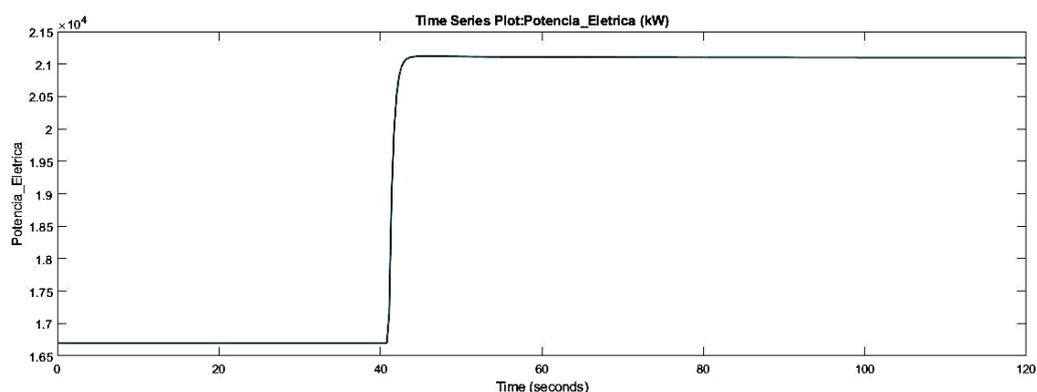


Figura 6-58 – Potência elétrica para uma tomada de carga de 4.4 MW partindo de uma carga parcial de 16.7 MW.

6.2.5. Avaliação do Sistema de Controle e Proteção

Para fins de validação do funcionamento do sistema de controle os limites quais acionaram qualquer proteção foram estreitados de modo que fossem ativados por uma situação de tomada ou rejeição de carga.

6.2.5.1. Limite de stall de 25% para compressores de baixa pressão.

Neste caso foi realizado uma tomada de carga de 11MW para as condições ISO de operação, porém o limite de stall que acionaria o sistema de proteção de stall foi estreitado para

25%. As demais variáveis continuam com valores de referência para que apenas o limitador de stall do compressor de baixa pressão atue.

Com esta tolerância de 25%, este sistema de proteção atua logo no início da tomada de carga, durante a qual uma maior quantidade de combustível é demandada fazendo com que os eixos acelerem, exigindo um maior trabalho do compressor. Na Figura 6-59 e Figura 6-60 pode-se notar a diferença do comportamento dos limites de stall com controle de stall acionado, com margem de 25%, e o comportamento normal, com margem de 5% respectivamente. O limite de stall do compressor de alta pressão é mantido em 5% e seu comportamento permanece inalterado como representado na Figura 6-61 e Figura 6-62.

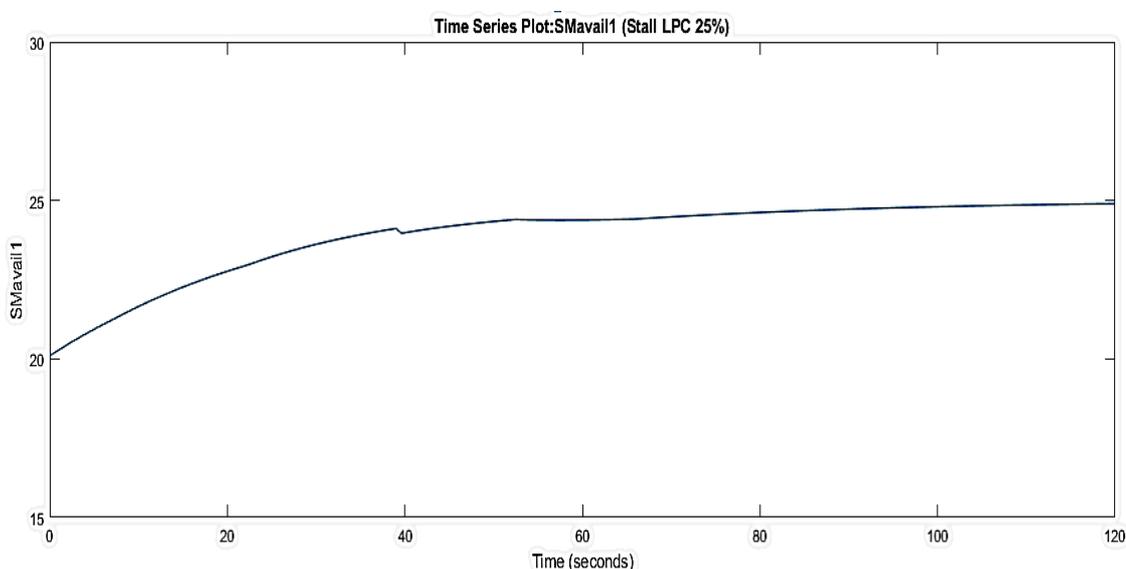


Figura 6-59 - Comportamento da margem de stall do compressor de baixa pressão com limite de 25%.

Tratando-se de rotação do eixo do gerador há uma alteração mínima na retomada até a rotação nominal ao se comparar a rotação com limite de stall acionado com o comportamento normal. Isso ocorre devido ao sistema de controle amortecer a tomada de carga como mostra a Figura 6-63 e Figura 6-64. No que se refere à temperatura de exaustão a variação é mínima uma vez que a relação combustível/ar quase não se altera, o que permite a turbina atender à demanda de carga de forma satisfatória parâmetros que podem ser comparados na Figura 6-65 e Figura 6-66 para temperatura e Figura 6-67 e Figura 6-68 para relação combustível/ar.

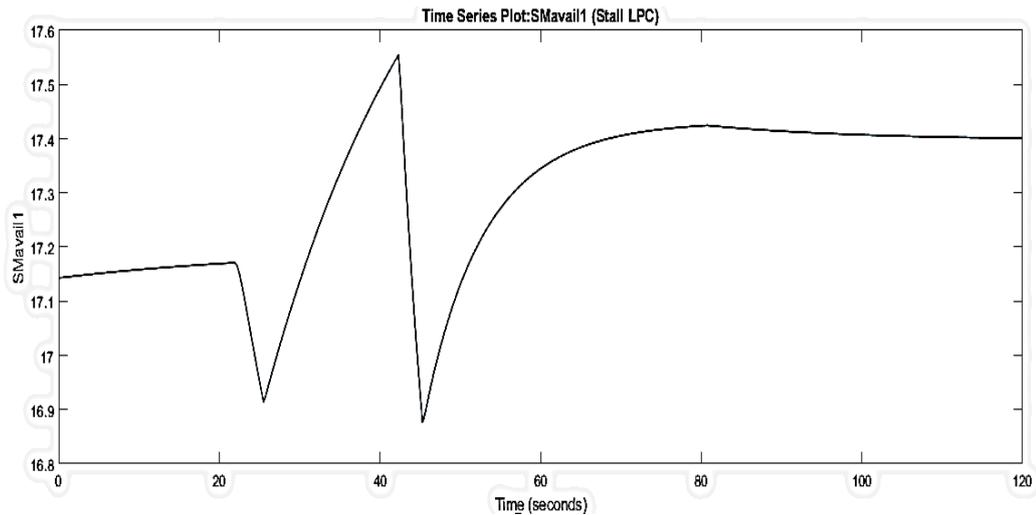


Figura 6-60 - Comportamento da margem de stall do compressor de baixa pressão com limite de 25%.

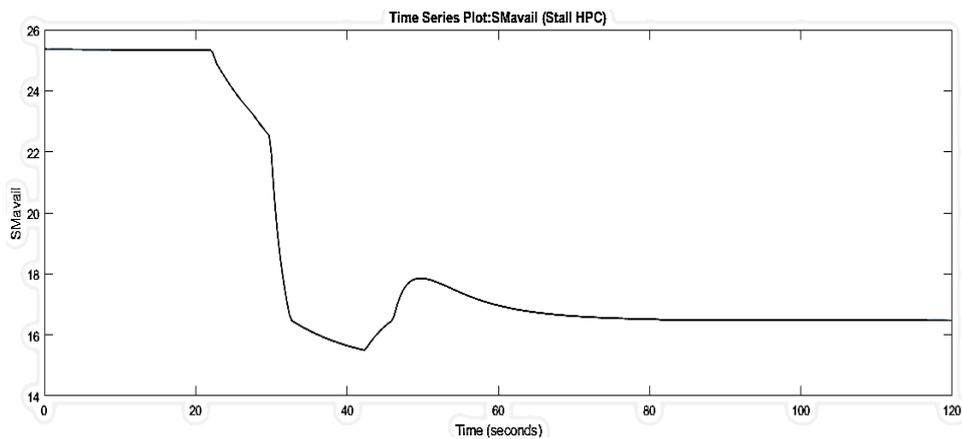


Figura 6-61 - Comportamento da margem de stall do compressor de alta pressão com atuação do sistema de proteção no compressor de baixa pressão.

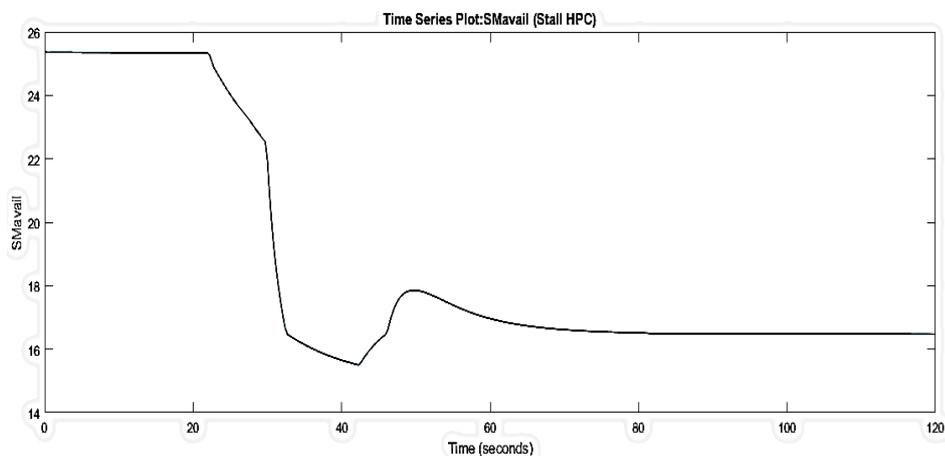


Figura 6-62 - Comportamento da margem de stall do compressor de alta pressão em uma operação sem atuação de sistemas de proteção.

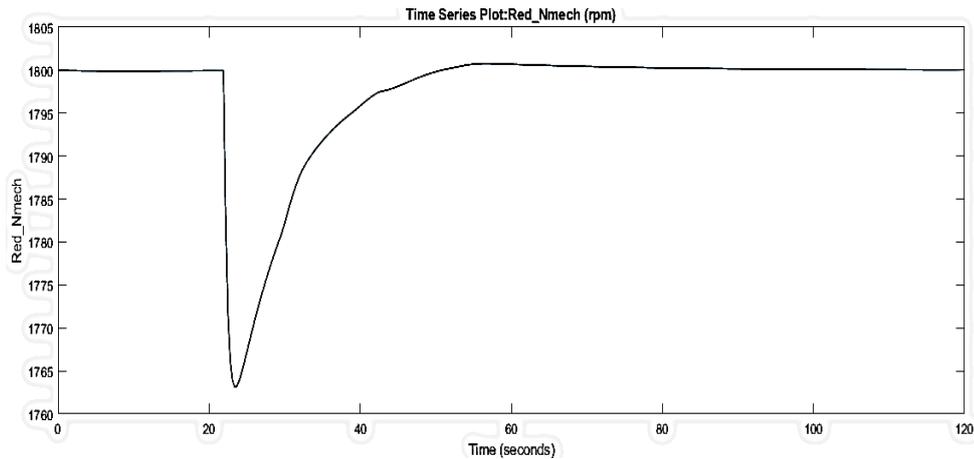


Figura 6-63 - Comportamento da rotação do eixo do gerador com sistema de controle de stall acionado pelo compressor de baixa pressão.

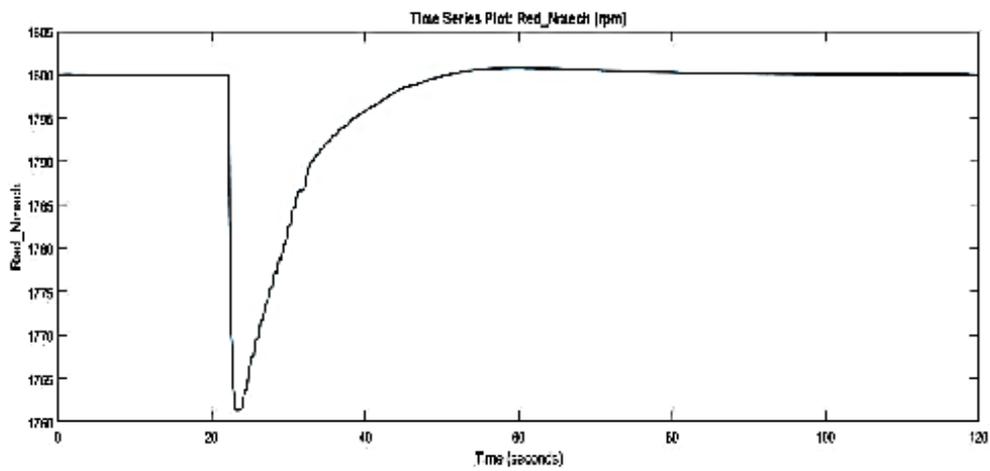


Figura 6-64 - Comportamento da rotação do eixo do gerador para uma tomada de carga sem sistemas de proteções acionados.

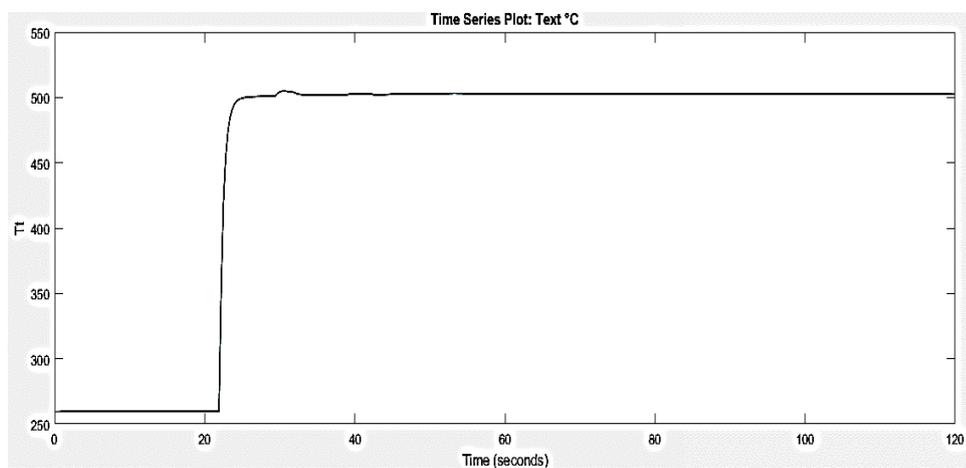


Figura 6-65 - Temperatura de exaustão com controle de stall acionado pelo compressor de baixa com margem de 25%.

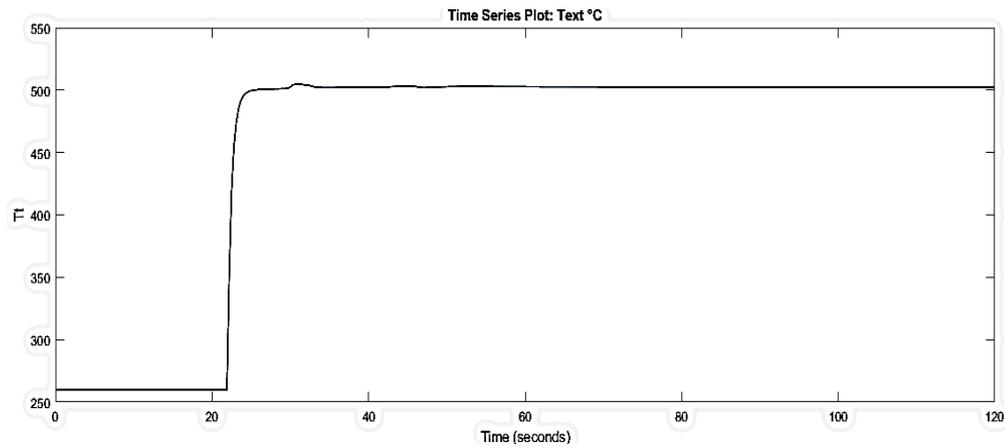


Figura 6-66 - Temperatura de exaustão para uma tomada de carga sem atuação de sistemas de proteção.

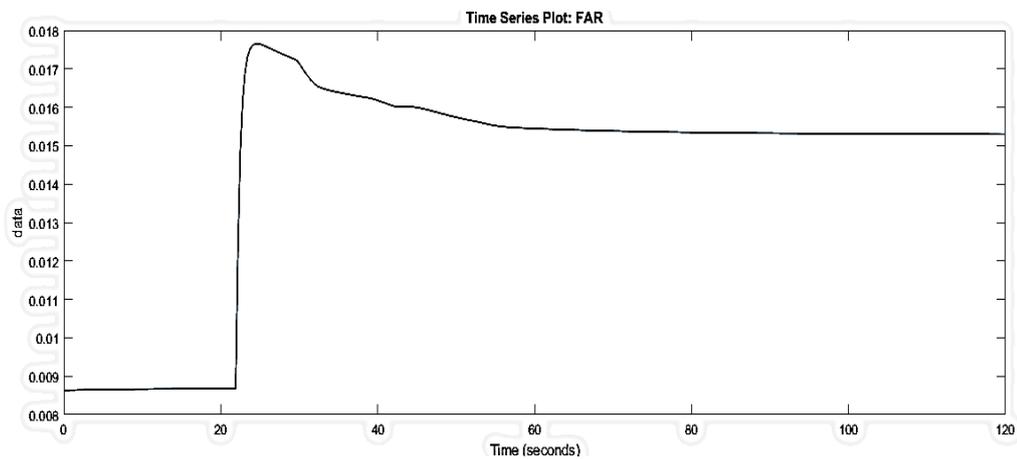


Figura 6-67 - Relação ar/combustível com sistema de proteção de stall acionado pela margem mínima de 25% para o compressor de baixa pressão.

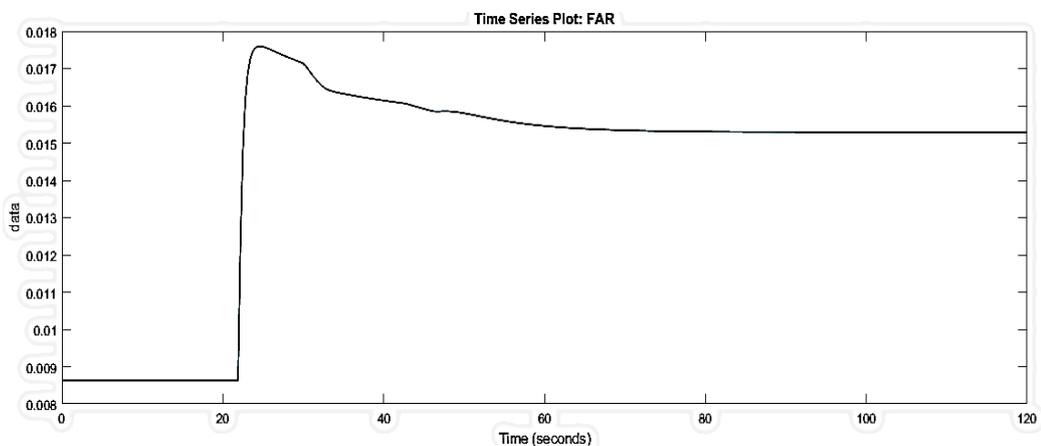


Figura 6-68 - Comportamento da relação combustível/ar para uma tomada de carga sem atuação de sistemas de proteção

Como comentado, a atuação do sistema de proteção de surge não impede que a turbina atenda a demanda de carga de forma satisfatória. Para este teste, inicialmente a turbina operava com 70% da carga nominal e foi imposto uma tomada de carga até a capacidade nominal de 30.7MW conforme o data sheet. Pode-se compara na Figura 6-69 e Figura 6-70 a semelhança entre as tomadas de carga tratando-se especificamente da potência.

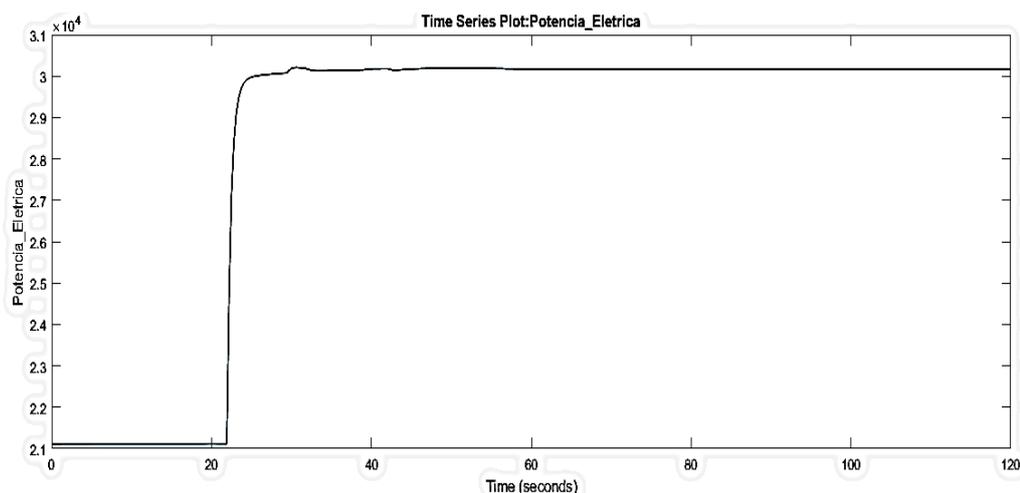


Figura 6-69 - Comportamento da potência com atuação do controle de stall do compressor de baixa pressão.

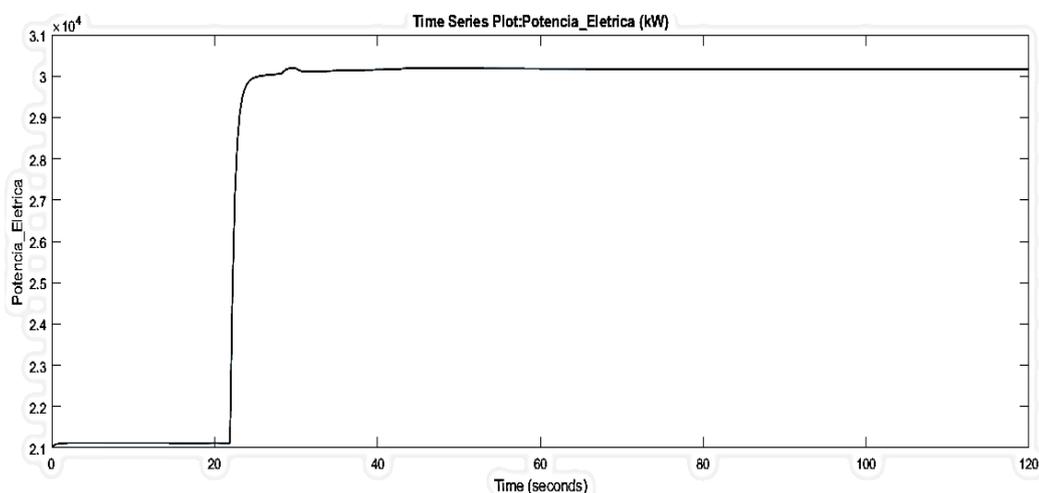


Figura 6-70 - Comportamento da potência sem atuação de sistemas de proteção.

Abaixo, na Figura 6-71 está uma representação para fins gráficos do que acontece na operação do compressor de baixa pressão levando em conta o mesmo mapa, pode-se perceber que há uma mudança na linha de trabalho do compressor afastando o ponto de operação da linha de surge.

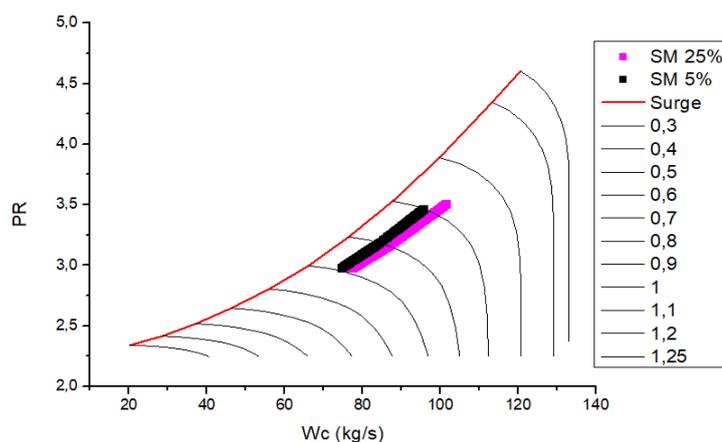


Figura 6-71 - Mapa do compressor de baixa pressão com linhas de operação com atuação do controle de stall e operação convencional para a mesma tomada de carga.

6.2.5.2. Limite de Stall de 30% para o compressor de alta pressão

Para a avaliação do sistema de proteção do limite de stall do compressor de alta pressão, foi estipulado um valor mínimo deste limite de 30%, enquanto seu valor de referência é 5% e as outras variáveis de controle são mantidas em valores nominais. O carregamento imposto para esta operação, assim como para o compressor de baixa pressão é de 30% da potência nominal da turbina.

Com o valor mínimo de 30% adotado para o limite de stall, o sistema de controle e proteção atua logo no início da tomada de carga, durante a qual uma maior vazão de combustível é demandada e assim como no caso anterior, fazendo com que os eixos se acelerem e exigindo um maior trabalho do compressor. Na Figura 6-72 pode-se observar o comportamento da margem de stall para o compressor de alta pressão.

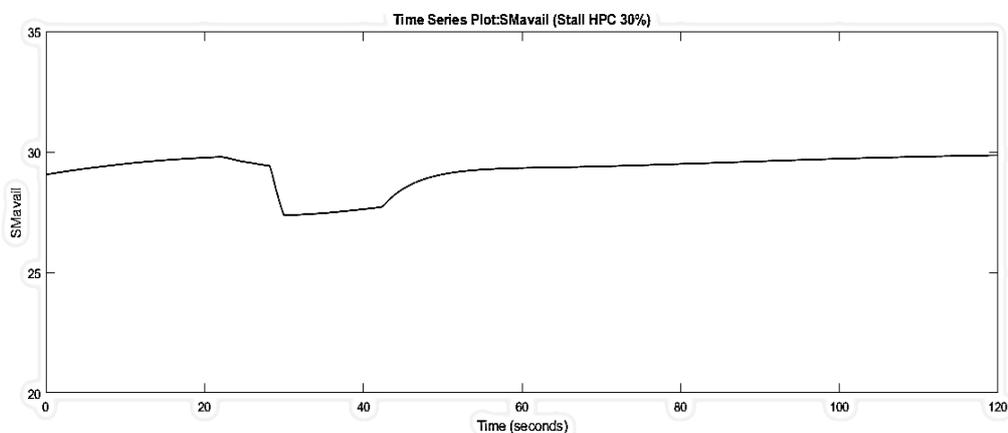


Figura 6-72 - Comportamento da margem de stall do compressor de alta pressão limitada a 30%.

O comportamento convencional para esta tomada de carga para o compressor de alta pressão pode ser observado na Figura 6-62 deste capítulo. Tratando-se do comportamento da estabilização da rotação do eixo do gerador o comportamento é semelhante à tomada de carga em condições normais de operação do sistema de proteção, a retomada da rotação é feita de forma mais estável devido ao sistema de proteção ativado como pode ser comparado na Figura 6-73 e na Figura 6-64.

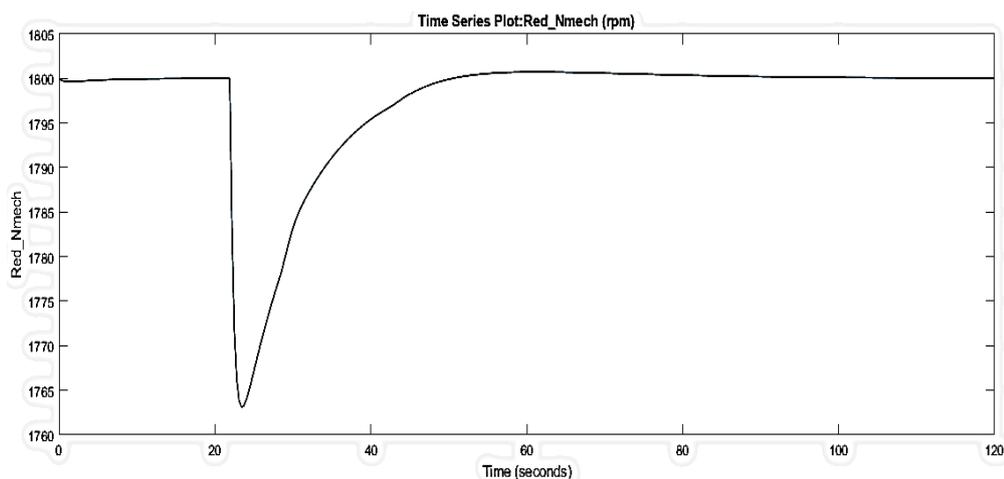


Figura 6-73 - Comportamento da estabilização da rotação do eixo do gerador com limite de stall a 30% para o compressor de alta pressão.

Para efeitos da temperatura de exaustão, como há pouca variação na vazão de combustível, seu comportamento é muito semelhante à tomada de carga em condições normais de operação como mostrado na Figura 6-74 e pode ser comparado à Figura 6-66 deste mesmo capítulo.

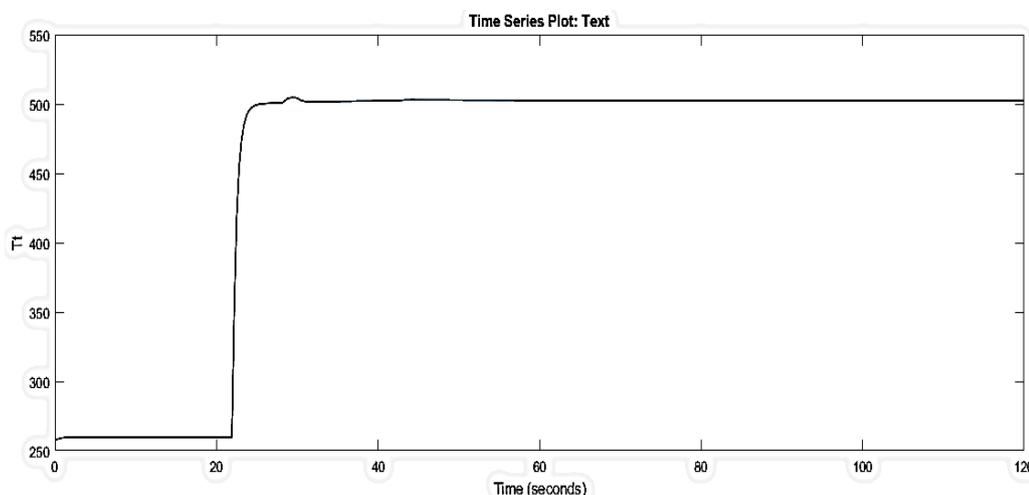


Figura 6-74 - Comportamento da temperatura de exaustão com sistema de proteção de margem de stall de 30% para o compressor de alta pressão.

Como mencionado acima, a relação combustível/ar é pouco alterada por este sistema de proteção, uma vez que o mesmo atua apenas no compressor permitindo que a turbina opere com a vazão de combustível necessária para atender a demanda de carga. O comportamento deste parâmetro pode ser observado na Figura 6-75 e para fins de comparação, o comportamento de uma operação convencional para a relação combustível/ar é mostrado na Figura 6-68.

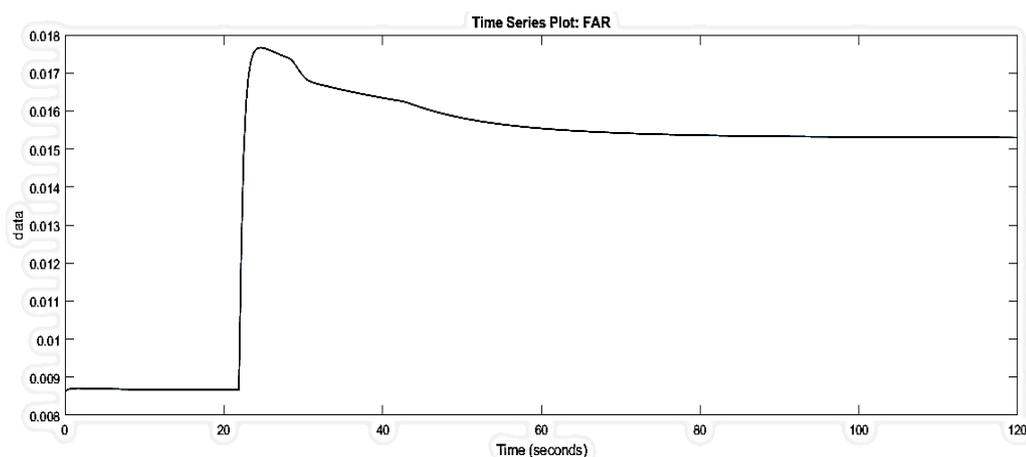


Figura 6-75 - Comportamento da relação combustível/ar com margem de stall de 30% para o compressor de alta pressão.

Este sistema de proteção é construído de maneira que não interfira na tomada de carga, ou seja, que dentro dos limites físicos dos outros componentes, a turbina seja apta a atender a demanda de carga sem que o compressor entre em limites estreitos de margem de operação. Sendo assim, o comportamento da tomada de carga é semelhante ao que seria em uma operação sem que este sistema de proteção fosse ativado, como mostra a Figura 6-76.

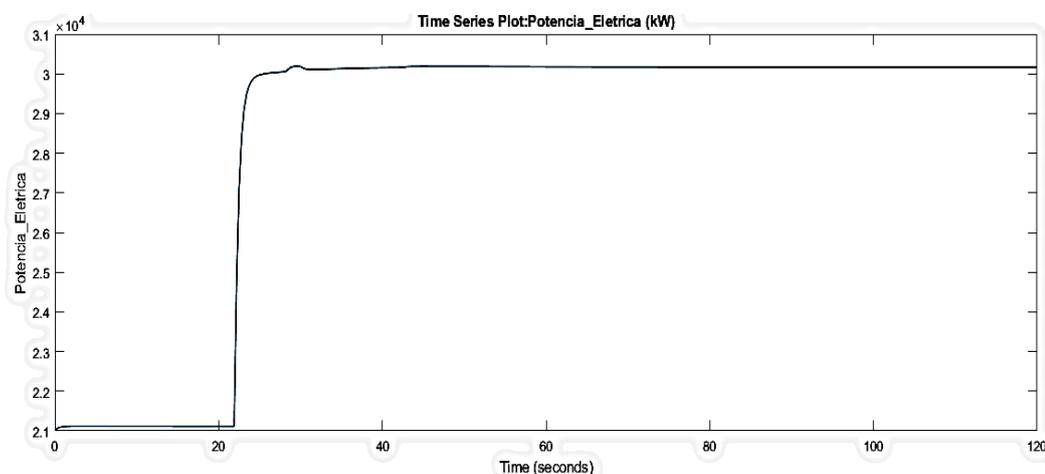


Figura 6-76 - Comportamento da tomada de carga com limite de stall de 30% para o compressor de alta pressão.

Uma representação gráfica, no mesmo mapa, do que ocorre com o compressor de alta pressão com atuação do sistema de proteção de stall para uma margem mais estreita é vista na Figura 6-77 com comparação a uma operação convencional sem que o sistema de proteção fosse acionado.

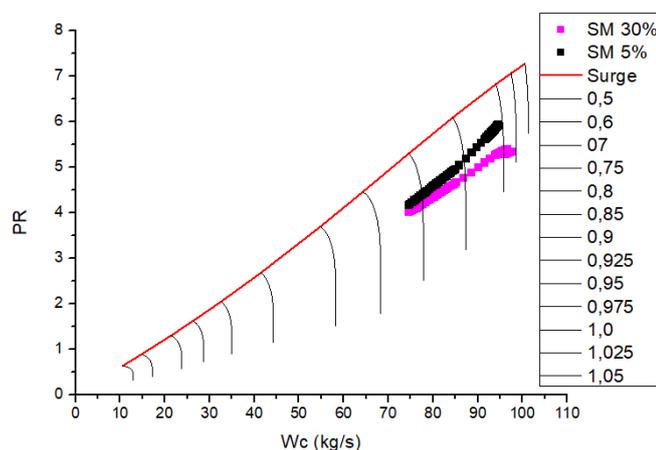


Figura 6-77 - Mapa do compressor de alta pressão com sistema de proteção de stall acionado e uma operação convencional para uma tomada de carga de 30% da potência nominal da turbina.

6.2.5.3. Limite de temperatura de entrada da turbina livre a 499 °C

Para avaliação deste sistema de proteção foi estipulado um limite de 499 °C para a temperatura de entrada da turbina livre que possui um limite de 800 °C em operações convencionais. As demais variáveis são mantidas em valores de referência para que apenas atue o controle de temperatura enquanto uma demanda de carga de aproximadamente 11MW foi imposta.

Assim, o sistema de proteção atuará durante o transiente da tomada de carga, no qual uma maior vazão de combustível é demandada levando à aceleração dos eixos, maior trabalho dos compressores e, a princípio, em maiores temperaturas.

A Figura 6-78 mostra o comportamento da margem de surge do compressor de baixa pressão, uma vez que o sistema de controle de temperatura atua diretamente no combustível, este faz com que haja pequena alteração nas condições de operação do compressor. Comportamento semelhante acontece com o compressor de alta pressão, representado na Figura 6-79, como o sistema de controle de combustível ao passar pelo seletor de mínimo destacado na Figura 4-24 do capítulo anterior não permite que a turbina eleve seu fluxo de combustível, ocorrendo uma pequena variação nas condições de operação.

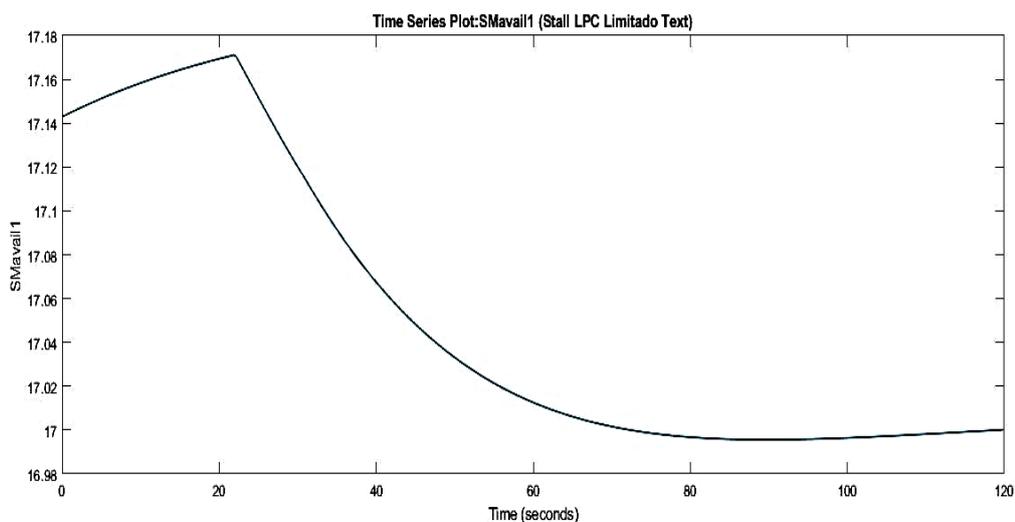


Figura 6-78 - Margem de surge do compressor de baixa pressão limitada pelo sistema de controle de temperatura de entrada da turbina livre.

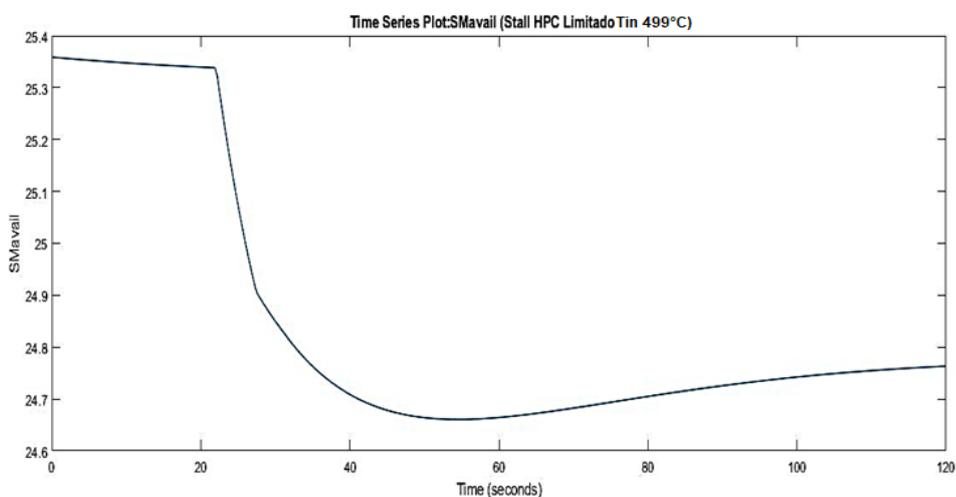


Figura 6-79 - Margem de surge do compressor de alta pressão limitada pelo sistema de controle de temperatura de entrada da turbina livre.

Como o limitador de temperatura atua diretamente na vazão de combustível e um limite de 499 °C foi imposto, a turbina não permite que esta temperatura se eleve para as condições normais de operação (T_{in} 800°C), uma vez que a vazão de combustível em condições nominais para a devida demanda de carga não é atingida, como pode – se observar na Figura 6-80. Uma vez que a vazão de combustível é limitada, consequentemente, a temperatura de exaustão

também é afetada, acarretando em valores menores para a mesma e possui comportamento semelhante à temperatura de entrada da turbina livre, mostrado na Figura 6-81.

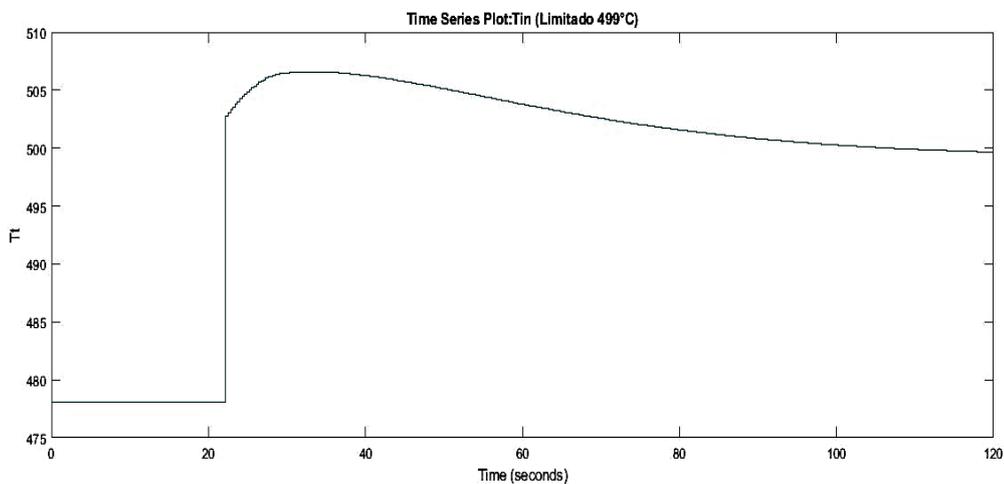


Figura 6-80 - Comportamento da temperatura de entrada da turbina livre com atuação do sistema de controle limitado à 499 °C.

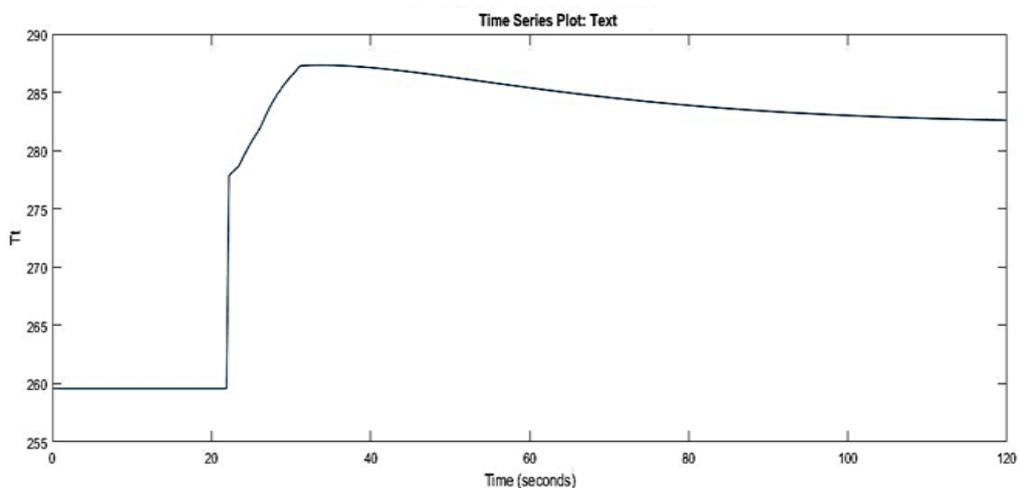


Figura 6-81 - Comportamento da temperatura de exaustão limitada pelo controlador da temperatura de entrada da turbina livre.

O comportamento limitado da relação combustível/ar é mostrado na Figura 6-82. Este comportamento, após 22 segundos, se dá exclusivamente pelo limitador de temperatura, uma vez que o valor mínimo qual passa pelo seletor é o de temperatura de entrada da turbina livre, sendo assim uma vazão de combustível para atender a demanda de 11 MW de potência não é atendida devido ao estreitamento do fator limitante citado.

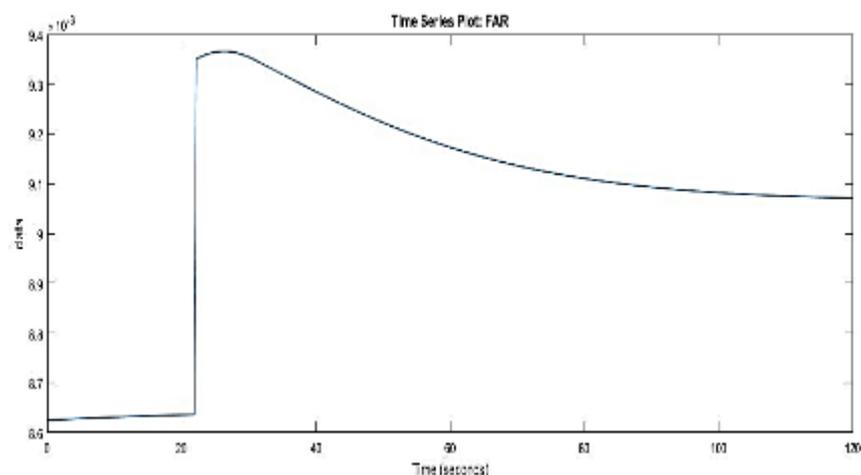


Figura 6-82 - Relação combustível/ar com sistema de proteção ativado para temperatura de entrada da turbina livre de 499 °C.

A Figura 6-83 mostra o comportamento do compressor de baixa pressão, quando este limite estreito de temperatura é acionado. Observa – se que há uma pequena variação no ponto de trabalho do compressor, uma vez que a quantidade de combustível necessária para suprir a demanda de carga imposta pelo sistema não é atendida devido à atuação do limitador. Os limites de stall estão em valores nominais de 5%.

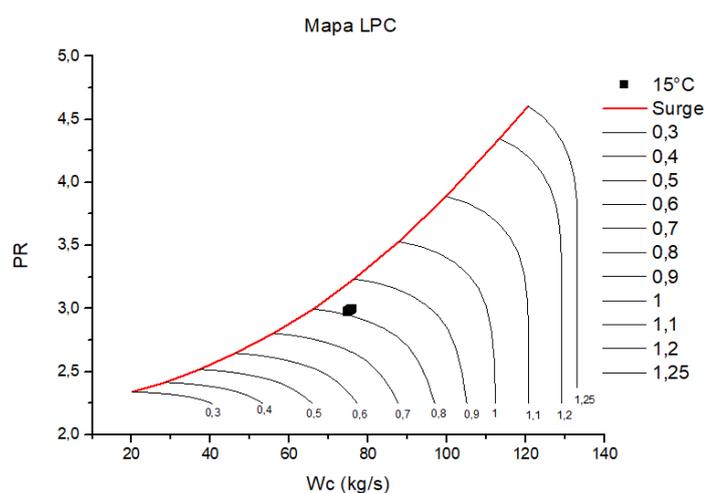


Figura 6-83 - Comportamento do compressor de baixa pressão com limitador de temperatura de entrada da turbina de 499 °C.

Comportamento semelhante também é observado no compressor de alta pressão na Figura 6-84, com a mesma justificativa, não há vazão de combustível suficiente para que o mesmo possa alterar seu ponto de trabalho para atender a demanda de carga, já que o limitador

de temperatura de entrada da turbina livre está configurado para um valor bem abaixo do nominal de operação.

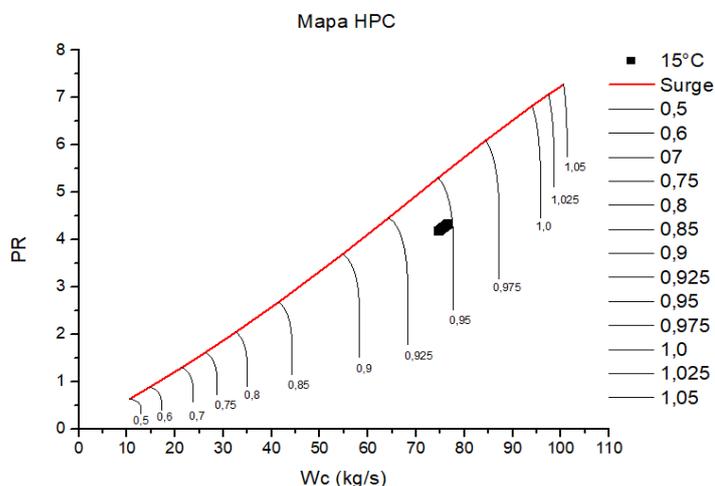


Figura 6-84 - Comportamento do compressor de alta pressão limitado pela temperatura de entrada da turbina livre.

Como mencionado, o fato de o limitador de temperatura da turbina livre estar relacionado unicamente à vazão de combustível, este sistema de proteção não permite que a turbina tome toda a carga demandada como é mostrado na Figura 6-85. Este fato se dá porque o sistema de controle entende que, ao se limitar a temperatura de entrada da turbina livre a um determinado valor, se o mesmo for excedido causaria danos ao equipamento, então ao não permitir toda a tomada de carga admite-se uma proteção a máquina.

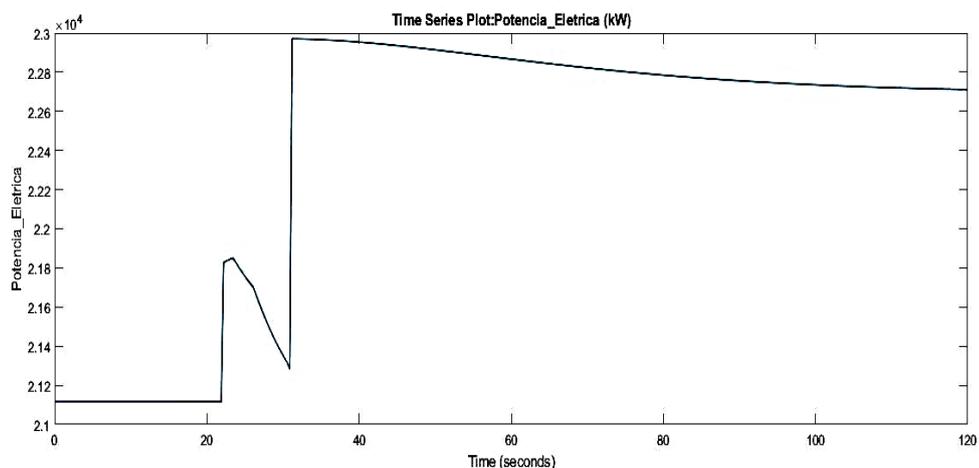


Figura 6-85 - Comportamento da potência limitada pela temperatura de entrada da turbina livre com valor de 499 °C.

6.2.6. Simulação de Dois Turbogeneradores em Paralelo Acionando um Gerador Síncrono e Um Gerador de Indução

As análises anteriores consideravam um sistema isolado, com apenas um turbogenerador acionando unicamente um gerador síncrono como mostra a Figura 6-86, e os dados apresentados permitiram avaliar o comportamento do turbogenerador em distintas condições de carga, bem como durante transientes. Os resultados obtidos das simulações anteriores apresentaram erro relativo inferior a 1% ao serem comparados com dados de campo e ou dados do fabricante, o que permite concluir que o modelo desenvolvido pode ser utilizado para avaliar a topologia proposta do sistema de geração de eletricidade da plataforma, na qual está prevista a substituição de um gerador síncrono por um gerador de indução.

Nesta nova configuração, mostrada na Figura 6-87, frequência elétrica da rede isolada (sistema elétrico da plataforma) é determinada pelo gerador síncrono, sendo que esta influenciará na rotação do gerador de indução, uma vez que a diferença em porcentagem entre as rotações do gerador síncrono e o gerador de indução determina o escorregamento do mesmo, variável que influencia diretamente a potência gerada pelo gerador de indução.

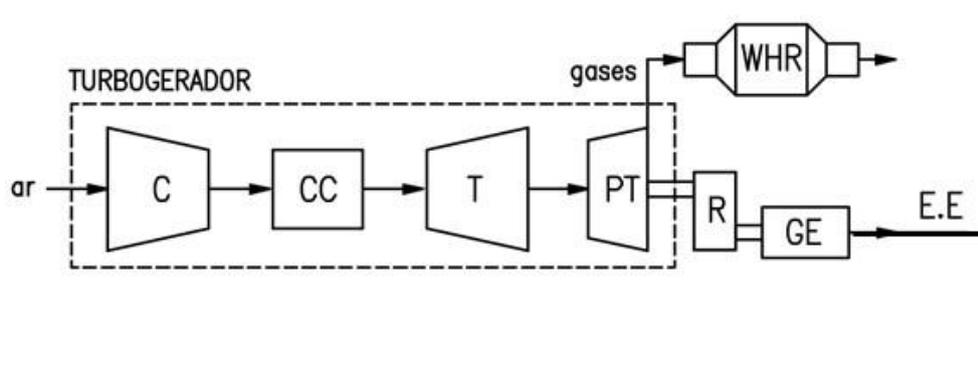


Figura 6-86 – Configuração das simulações utilizando unicamente um turbogenerador acionando um gerador síncrono.

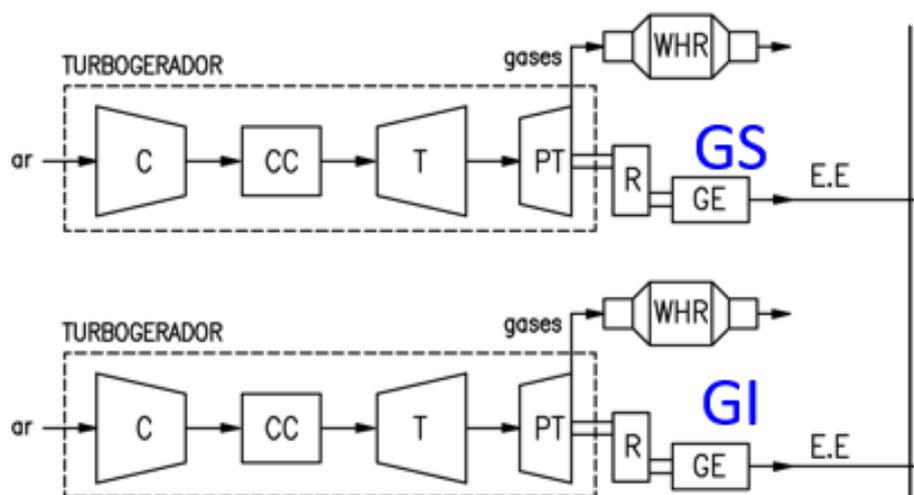


Figura 6-87 – Configuração proposta de operação de dois turbogeradores em paralelo acionando um gerador síncrono e um gerador de indução.

O sistema de controle foi então alterado para que a rotação do gerador de indução fosse determinada a partir da potência demandada e da rotação síncrona, que no caso do sistema isolado em questão, é determinada pelo gerador síncrono. Assim, tem-se um sistema de controle para o turbogerador que aciona o gerador síncrono, o qual busca sempre a estabilização da rotação em 1800 rpm para qualquer potência, enquanto o turbogerador que aciona o gerador de indução busca sua rotação com base na rotação síncrona, ao mesmo tempo que mantém constante a potência por ele gerada.

O sistema proposto foi então submetido a diferentes transientes de carga, visando avaliar o comportamento de ambos os turbogeradores, e a viabilidade técnica do uso da configuração proposta. As mudanças de carga avaliadas nesta configuração foram determinadas a partir de dados disponíveis de potência de uma FPSO, contidas nos manuais de operação e dados disponibilizados de campo referentes ao turbogerador de estudo, no qual a maior oscilação de carga é dada por compressores de 11MW.

6.2.6.1. Retirada de 5 MW do sistema proposto

Para este estudo foi considerado que toda a variação da carga será absorvida pelo gerador síncrono, enquanto o gerador de indução permanece à plena capacidade gerando 25 MW, como mostrado na Figura 6-88, onde pode-se observar que aos 15 segundos se dá o início do transiente. Observa-se que o gerador de indução se mantém gerando os 25 MW.

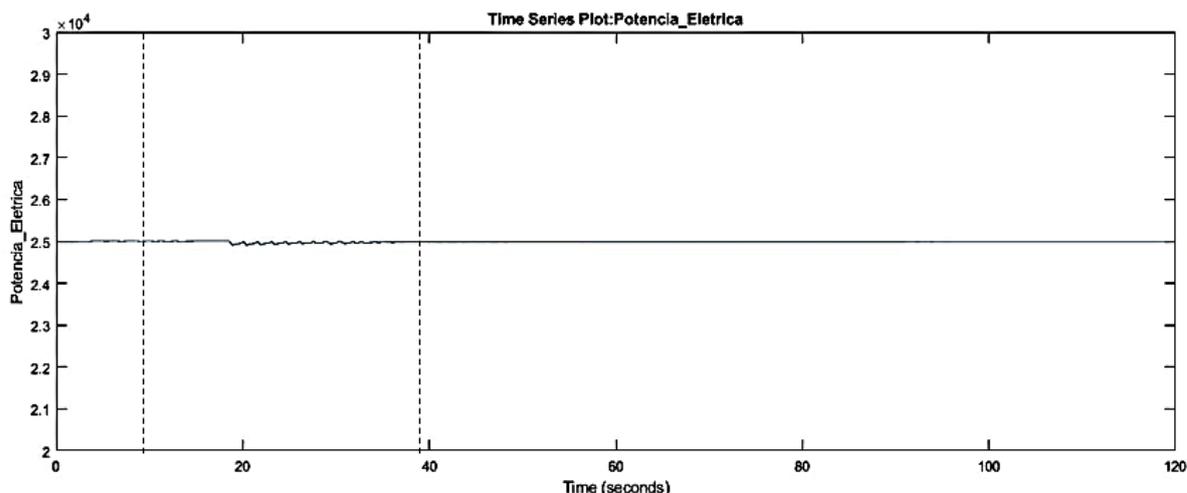


Figura 6-88 – Potência gerada pelo gerador de indução para uma retirada de 5 MW do sistema proposto.

Ao se retirar carga do sistema, o torque no eixo do este gerador síncrono diminui, o que faz com que sua rotação aumente. Assim, para manter o escorregamento e gerar uma potência constante, o gerador de indução também deve aumentar sua rotação proporcionalmente à do gerador de síncrono. A potência gerada pelo gerador síncrono é mostrada na Figura 6-89, onde o mesmo se encontra em plena carga e logo após 15 segundos é ocorre a retirada de 5 MW do sistema. Conforme mencionado, o gerador síncrono deve responder a redução da demanda, reduzindo a potência por ele gerada.

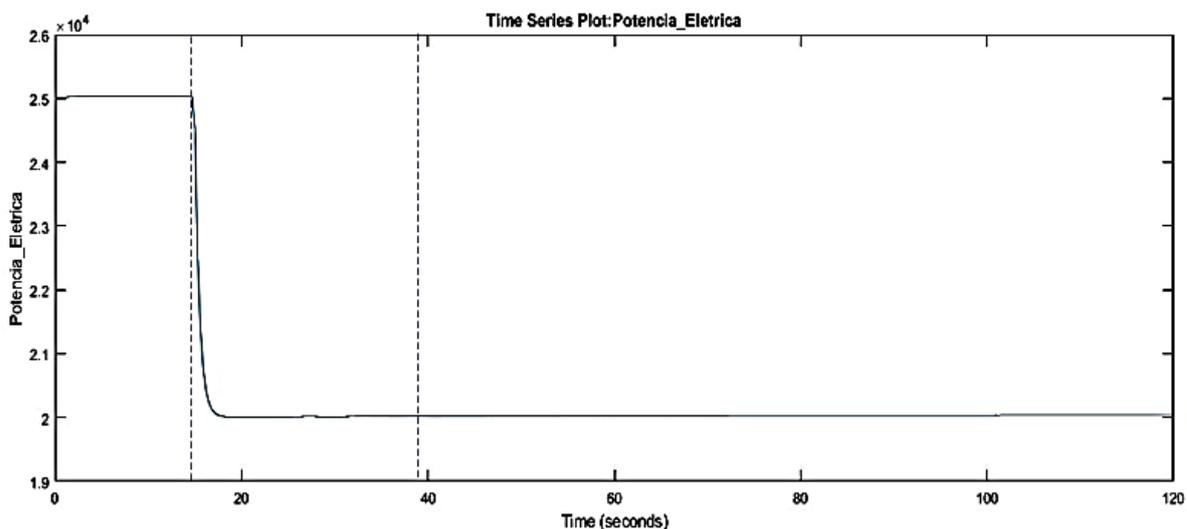


Figura 6-89 – Potência gerada pelo gerador síncrono para uma retirada de carga de 5 MW do sistema.

Para garantir a estabilidade do sistema, com o gerador de indução a plena carga, o escorregamento deve se manter constante, ou seja, a diferença entre a rotação síncrona e a rotação do gerador de indução deveriam se manter proporcionais, como mostra a Figura 6-90.

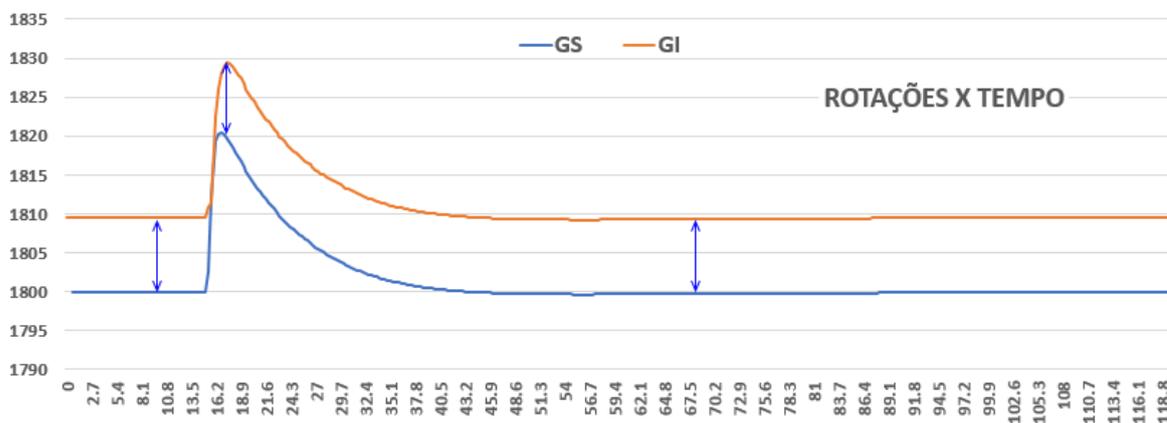


Figura 6-90 - Variação da rotação do gerador de indução e do gerador síncrono para uma retirada de 5 MW do sistema

6.2.6.2. Retirada de 10MW do sistema proposto

De maneira análoga à análise anterior, o gerador de indução é mantido à plena carga, enquanto o gerador de indução assume toda a mudança de carga do sistema, como pode ser observado na Figura 6-91e na Figura 6-92.

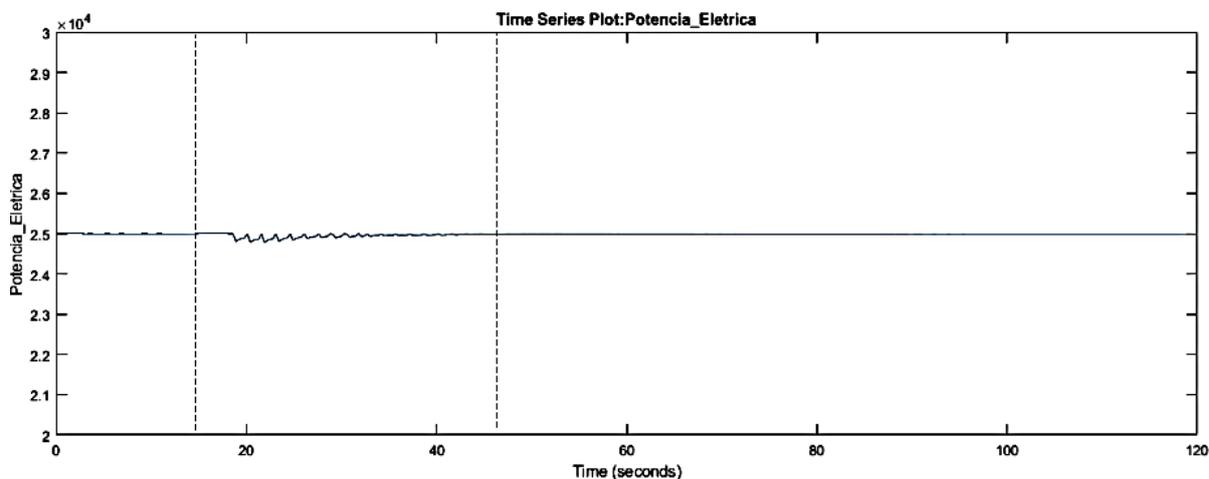


Figura 6-91 – Gerador de indução à plena carga durante retirada de 10 MW do sistema.

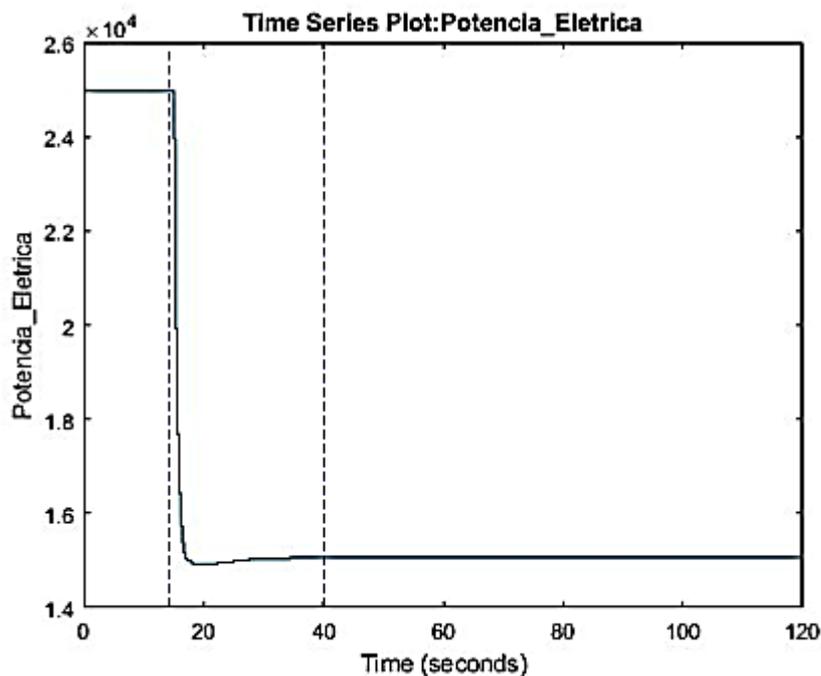


Figura 6-92 – Potência gerada pelo gerador síncrono durante retirada de 10 MW do sistema.

Da mesma maneira que a análise anterior, devido à retirada de carga, a rotação do gerador síncrono aumenta devido a redução do torque no eixo do mesmo, logo a rotação do gerador de indução aumenta proporcionalmente para que o escorregamento seja mantido igual ao de projeto, como mostra a Figura 6-93.

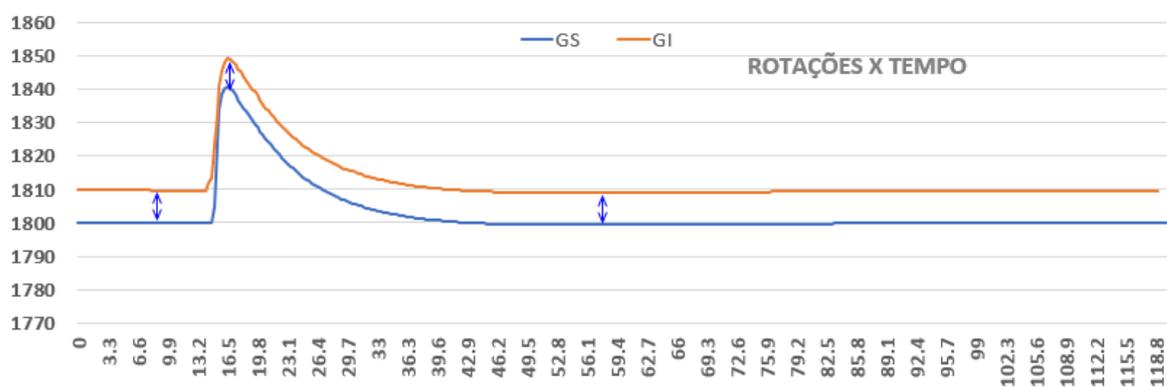


Figura 6-93 - Variação da rotação do gerador de indução e do gerador síncrono para um degrau de 10 MW no gerador síncrono.

6.2.6.3. Tomada de carga de 7,5 MW para o sistema proposto

Assim como nos casos anteriores o gerador de indução é mantido à plena carga, como mostra a 94, enquanto o gerador síncrono absorve toda a demanda. Inicialmente o gerador síncrono produz 17,5 MW e após 22 segundos ocorre uma tomada de 7,5 MW elevando sua potência à plena carga como pode ser notado na Figura 6-95.

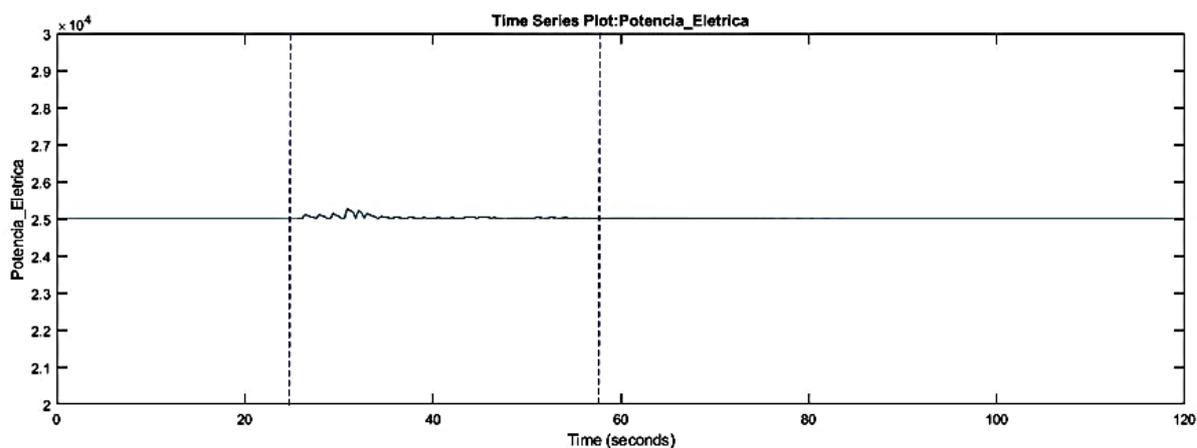


Figura 6-94 – Potência gerada pelo gerador de indução durante uma tomada de carga de 7,5 MW pelo sistema.

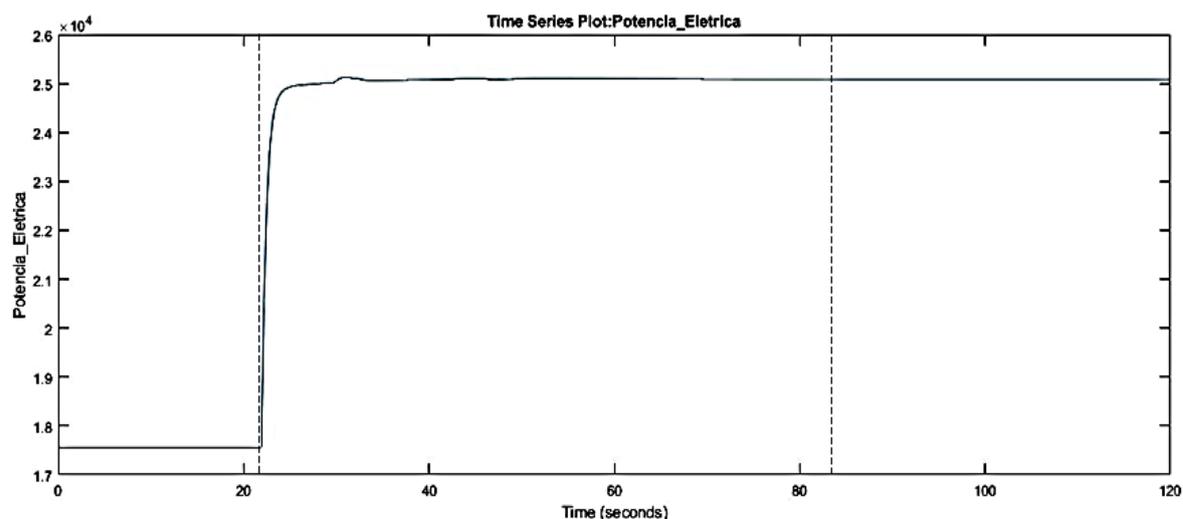


Figura 6-95 – Potência gerada pelo gerador síncrono durante tomada de carga de 7,5 MW pelo sistema.

Com uma tomada de carga, a rotação síncrona se reduz uma vez que a demanda de torque no eixo do gerador síncrono aumenta, sendo assim, a rotação do gerador de indução diminui proporcionalmente de maneira que não fique abaixo da rotação síncrona, o que garante que ele se mantenha gerando a potência original como mostra a Figura 6-96.

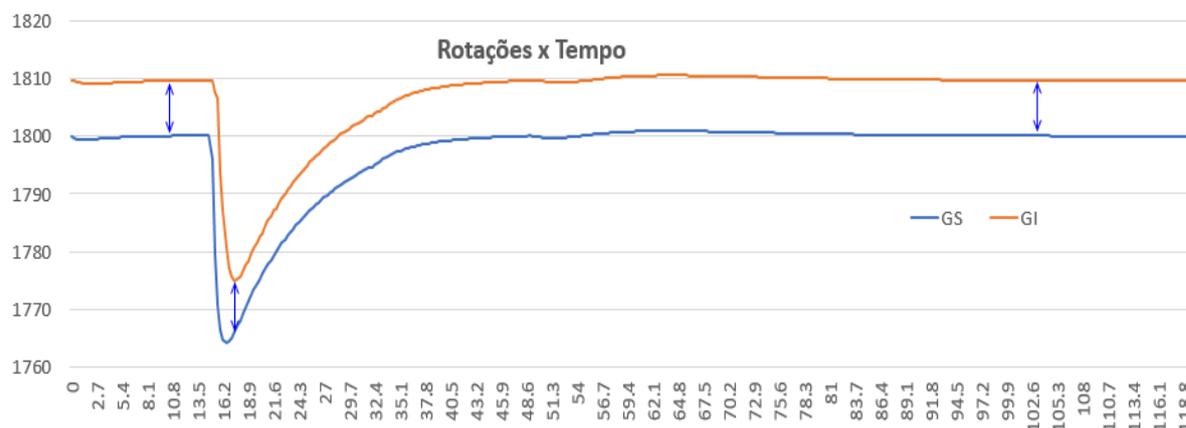


Figura 6-96 - Variação da Rotação do Gerador de indução e do Gerador Síncrono para uma tomada de 7,5MW pelo sistema.

6.2.6.4. Retirada de 9,6 MW com compartilhamento de carga pelos geradores

Outra situação analisada é o caso do compartilhamento de carga (do inglês, *load share*). Nesta situação ambos os turbogeradores são responsáveis por atender as variações de carga (tomada ou rejeição) do sistema e, em regime permanente, geram a mesma potência, as quais somada se igualam a demanda do sistema isolado da plataforma.

Ao permitir que os geradores compartilhem as cargas, houve instabilidade no sistema com pode-se perceber na potência gerada pelo gerador de indução apresentada na Figura 6-97, a qual corresponde a uma retirada de 9,6 MW do sistema, (4,8 MW em cada gerador).

Essas oscilações de potência podem gerariam instabilidades no sistema elétrico, podendo danificar equipamentos permanentemente, além do mais que ao compartilhar cargas a rotação do gerador de indução deixou de variar proporcionalmente a do gerador síncrono, como mostra Figura 6-98, o que pode fazer com que sistemas de proteção sejam ativados para redução

de danos, além do fato do pico de rotação do turbogerador que alimenta o gerador de indução ter sido bastante elevado (1845 rpm).

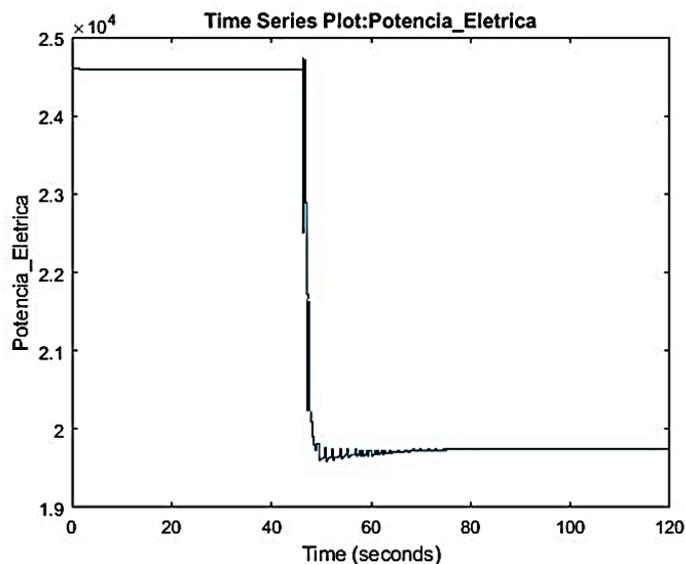


Figura 6-97 – Potência gerada pelo gerador de indução durante retirada de 9,6 MW do sistema em compartilhamento de carga.

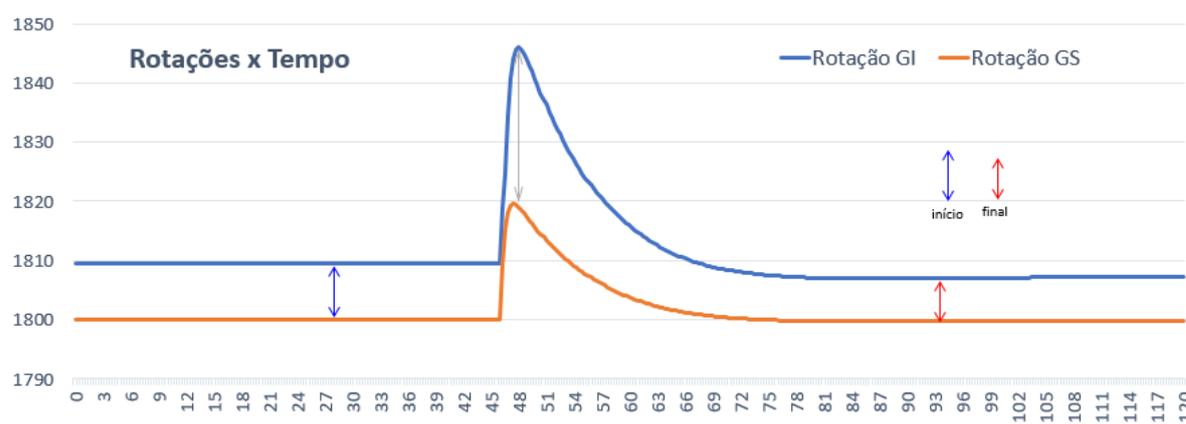


Figura 6-98 – Variação das rotações do gerador síncrono e gerador de indução durante retirada de 9,6 MW em compartilhamento de carga.

Apesar das rotações finais se estabilizarem com um escorregamento de 0,042%, o que corresponde para o gerador de indução a potência de 19,8 MW, durante o transiente há grandes oscilações de carga, escorregamento e rotação, o que a princípio pode gerar insegurança

operacional. Por exemplo, ocorre oscilação de aproximadamente 3 MW da potência gerada pelo gerador de indução em um período de tempo menor que 1 segundo.

Assim, para garantir estabilidade de operação do sistema com dois turbogeradores, no qual um turbogerador aciona um gerador síncrono e outro um gerador de indução, deve-se manter o gerador de indução à plena carga (ou com potência constante) deixando que o turbogerador que aciona o gerador síncrono absorva toda a variação de carga, mantendo o escorregamento constante como foram os casos da seção 4.3.6.1 à seção 4.3.6.3.

6. CONCLUSÕES

Inicialmente foi realizado uma descrição das diferentes configurações e do comportamento de turbogeradores a gás, com foco na geração de energia em plataformas offshore. Constatou-se que, dada às necessidades de alta relação potência/peso, a maioria dos turbogeradores utilizados nesta aplicação são do tipo aeroderivativo, usando a configuração dotada de gerador de gás acoplado a turbina de potência.

Também foi elaborado um resumo da caracterização do turbogerador RB211-GT62, que é usado nas plataformas que são objeto de estudo deste projeto. Foram levantados dados de operação, desempenho e limites operacionais, como temperatura e rotação de trabalho.

Tratando-se da avaliação do modelo em regime permanente O modelo elaborado contou com dados de campo para validação e ao confrontar os resultados simulados com os parâmetros principais, todos os erros relativos obtidos estiveram abaixo de 1%, o que mostra efetividade e precisão ao se representar a máquina da Siemens SGT A35 GT62.

Com a elaboração dos mapas percebe-se que para todas as situações avaliadas os compressores se comportam de forma adequada mantendo sua eficiência superior aos 85%, inclusive nas situações onde a rotação da turbina de potência é alterada, pois o gerador de gás é mantido nas condições nominais de operação. Em relação ao aumento da temperatura ambiente observa-se uma redução na potência de saída e em consequência um menor rendimento térmico, situação esperada, uma vez que a massa específica do ar é reduzida, um dos fatores que faz com que o fluxo de ar de entrada do compressor seja reduzido; fato que também é observado em função do aumento do heat rate.

Ao simular as diferentes rotações para a turbina de potência é possível perceber uma redução no consumo específico de combustível com o aumento da rotação, ou seja, uma vez que as condições nominais são mantidas para o gerador de gás, é possível gerar mais potência com menos combustível ao se aumentar a rotação da turbina de potência.

O modelo dinâmico representa de forma fidedigna o comportamento dinâmico do turbogerador SGT-A35 (GT62). Utilizou-se para sua validação do modelo desenvolvido dados fornecidos pela Petrobrás, que por sua vez foram levantados pelo fabricante do turbogerador e que constam em manuais de operação, bem como dados de campo, obtidos na plataforma P-66.

Para garantir o funcionamento adequado do turbogerador, foi desenvolvido um sistema de controle e proteção que incorpora limitadores operacionais para os principais componentes do turbogeradores, quais sejam os compressores, através da imposição de limites para as margens

de surge, e das turbinas, através da limitação da temperatura de entrada da turbina de potência (PT).

O modelo desenvolvido pode ser utilizado para representar adequadamente o comportamento do turbogerador SGT-A35 (GT62) acionando geradores síncronos, em condições de carga nominal (design point), parcial (off-design), bem como durante transientes, permitindo testar limites operacionais do equipamento como um todo e determinar o seu desempenho (heat rate, consumo específico, etc.) em diferentes condições, bem como avaliar o comportamento individual dos seus componentes.

Devido ao baixo erro relativo ao se comparar os dados de simulações gerados pelo modelo computacional e dados de campo ou disponibilizados pelo fabricante foi possível desenvolver um estudo em que dois turbogeradores acionem um gerador síncrono e outro um gerador de indução, possibilitando a análise desta nova configuração determinando qual o cenário mais estável para este tipo de operação.

Ao se analisar o comportamento de dois turbogeradores operando paralelamente um gerador síncrono e um gerador de indução constatou-se que sem alteração no sistema de controle do turbogerador que aciona o gerador de indução o sistema não se comporta de forma apropriada apresentando grandes flutuações de carga gerando instabilidades operacionais. Para que o sistema funcione apropriadamente, o gerador de indução deve ser mantido à plena carga, sem que haja o compartilhamento das demandas, fazendo com que toda a mudança de carga seja absorvida pelo gerador de indução.

ETAPAS FUTURAS

O sistema de controle desenvolvido obteve resultados estáveis apenas para o caso do gerador de indução mantido à plena carga, este pode ser elaborado de forma que os geradores compartilhem carga de forma igual ou ponderada dependendo da operação afim de que um turbogerador não fique sobrecarregado com toda a mudança de carga. Um outro ponto que pode ser desenvolvido é uma análise econômica na qual seria possível comparar o custo por quilowatt produzido por uma operação apenas com geradores síncronos e uma operação com um gerador síncrono em paralelo com um gerador de indução. Os resultados obtidos pelo modelo elaborado podem ser utilizados para desenvolvimento de uma rede neural artificial para um futuro trabalho de diagnóstico de falhas de turbogeradores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ailer, P., Santa, I., Szederkenyi, G. and Hangos, K. M., “Nonlinear Model-Building of a Low-Power Gas Turbine,” *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 29, pp. 117–135, 2001.

ALVES, M. A. C. Transitório não-adiabático de turbinas a gás. 2003. 201 f. Teste (Doutorado em Aerodinâmica, Propulsão e Energia) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

Al-Hamdan, Q. Z., and Ebaid, M. S. Y. (April 27, 2005). "Modeling and Simulation of a Gas Turbine Engine for Power Generation." *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. April 2006; 128(2): 302–311. <https://doi.org/10.1115/1.2061287>.

Alobaid, F., Mertens, N., Starkloff, R., Lanz, T., Heinze, C., Epple, B. “Progress in dynamic simulation of thermal power plants” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 59, 79-162, 2017

Bose, S., “High Temperature Coatings”, 2nd ed., Elsevier, 2016

Bozzi, L., Crosa, G., Trucco, A., Simplified Simulation Block Diagram of Twin-Shaft Gas Turbines. ASME. - Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2003.

Chaibakhsh, A., Amirkhani, S., A simulation model for transient behaviour of heavy-duty gas turbines, *Applied Thermal Engineering*, vol.132, pp 115-127, 2018.

Chapman, J.W., Lavelle, T.M., May, R.D., Guo, J.S.L., “Toolbox for the Modeling and Analysis of Thermodynamic Systems (T-MATS)”, NASA, Glenn Research Center, 2014.

Camporeale, M. S.; Fortunato, B.; Mastrovito, M.A., “Modular Code For Real Time Dynamic Simulation Of Gas Turbine In Simulink”. *Transactions of the ASME - Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, vol 128, 506-517, 2006.

Carrera, R. A. S., Modelagem Dinâmica e Controle de Turbina a Gás. Dissertação de Mestrado. Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA. São José dos Campos/SP, 2006.

Crosa, G., Ferrari, G. and Trucco, A., “Modelling and Recoupling the Control Loops in a Heavy-Duty Gas Turbine Plant,” ASME Paper 95-GT-61, 1995.

Crosa, G., Pittaluga, F., Trucco, A., Beltrami, F., Torelli, A. and Traverso, F., “Heavy-Duty Gas Turbine Plant Aerothermodynamic Simulation Using Simulink,” ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 120, pp. 550-556, 1998.

Dixon, S.L. & Hall, C. (2014), "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", ISBN 978-0-12-415954-9, Butterworth-Heinemann, 7th edition.

Fawke, A. J., Saravanamuttoo, H. I. H., “Digital Computer Methods for Prediction of Gas Turbine Dynamic Response,” S.A.E Paper 710550, 1971.

Gaddes, S., “Method of Controlling a Power Generation System.” US 7,269,953 B2, 18 September 2007.

Ghayem, G., Khaloozadeh, H., “Modelling and Control of a Single Shaft Heavy Duty Industrial Gas Turbine Based on Operational Data”. Int. Journal of Control System, vol. 10, pp. 10, 2014

Ghazal Ghayem, Hamid Khaloozadeh, "Modelling and Control of a Single Shaft Heavy Duty Industrial Gas Turbine Based on Operational Data", IJCS: International Journal on Control Systems and Applications, Vol. 1, No. 1, pp. 01 ~ 10, 2014.

Horobin, M.S., “Cycle match engine models used in functional engine design: an overview”. Design Principles and Methods for Aircraft Gas Turbine Engines. NATO, 1998.

Huisan, P.T., Zhang, H.W., Zhang, X., Yang C, “Micro turbine Simulation under Fast Load Changing Using TRNSYS”, AICA, vol. 2(2), 2014

Hosseinalipour, S., Abdolahi, E., Razaghi, M., “Static and Dynamic Mathematical Modeling of a Micro Gas Turbine”. Journal of Mechanics, vol. 29(2), 327-335, 2013.

Kyprianidis, K. G.; Kalfas, A. I., “Dynamic performance investigations of a turbojet engine using a cross-application visual oriented platform”, The Aeronautical Journal, n ° 3196, p. 161-169, 2008.

- Kim, J.H., Song, T.W., Kim, T.S., Ro, S.T., “Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy Duty Gas Turbines”. ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, vol. 2000
- Kunitomi, K., Kurita, A., Okamoto, H., Tada, Y., “Modeling frequency dependency of gas turbine output”, IEEE Power Engineering Society, vol.2., pp. 678-683, Columbus, 2001.
- Lora, E.E.S., Nascimento, M.A.R., “Geração Termétrica – Planejamento, Projeto e Operação”, vol.1, Editora Interciência, 2004.
- MacIsaac, B., Langton, R., “Gas Turbine Propulsion Systems”, John Wiley & Sons, 2012.
- Mehrpanahi, A., Hamidavi, A., Ghorbanifat, A., “A Novel Dynamic Modeling of an Industrial Gas Turbine Using Conditioning Monitoring Data”; Applied Thermal Engineering, vol. 143, pp. 507-520, 2018
- M.H. Gobran, Off-design performance of solar Centaur-40 gas turbine engine using Simulink, Ain Shams Engineering Journal, Volume 4, Issue 2, 2013, Pages 285-298, ISSN 2090-4479, <https://doi.org/10.1016/j.asej.2012.08.007>.
- Razak, A. M. Y, “Industrial Gas Turbines: Performance and Operability”, CRC Press LLC, Cambridge, England, 2007.
- Rashidzadeh, H., Hosseinalipour, S.M. & Mohammadzadeh, A. The SGT-600 industrial twin-shaft gas turbine modeling for mechanical drive applications at the steady state conditions. J Mech Sci Technol 29, 4473–4481 (2015). <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0946-8>.
- Richter, H. Advanced control of turbofan engines. New York, NY: Springer, 2012. Cap 1, p. 1 – 4. ISBN 978-146141703.
- Rolls-Royce, “The Jet Engine”, 5a Edição, Technical Publications Department, England, 1986.
- Rowen, W.I., “Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines”. ASME - J. Eng. Power, vol. 105(4), pp 865-869, 1983.
- Saravanamuttoo, H.I.H; Cohen, H.; Rogers, G.F.C., Straznicky, P.V., “Gas Turbine Theory”, 6a edição, Prentice Hall, 2009.

Schobeiri, M.T., Attia, M., Lippke, C., "GETRAN : A Generic, Modularly Structured Computer Code for Simulation of Dynamic Behavior of Aero- and Power Generation Gas Turbine Engines," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 116, pp. 483-494, 1994.

Sekhon, R.; Bassily, H.; Gaddis, J., "Stationary gas turbine: a real time dynamic model, with experimental validation", IEEE American Control Conference, 1838 – 1844, 2006,.

Szuch, J, Hydes, R., "A Generalized Hybrid Computer Program for Studying Turbojet and Turbofan Engine Dynamics", NASA – Lewis, 1974

Tsoutsanis, E., Meskin, N., Benammar, M., and Khorasani, K. (September 1, 2015). "Transient Gas Turbine Performance Diagnostics Through Nonlinear Adaptation of Compressor and Turbine Maps." ASME. *J. Eng. Gas Turbines Power*. September 2015; 137(9): 091201. <https://doi.org/10.1115/1.4029710>.

Tyliszczak, A., Boguslawski, A. and Nowak, D., "Numerical simulations of combustion process in a gas turbine with a single and multi-point fuel injection system", vol. 174. Applied Energy, 2016.

Vittorio Verda, Romano Borchiellini, Exergetic and economic evaluation of control strategies for a gas turbine plant, Energy, Volume 29, Issues 12–15, 2004, Pages 2253-2271, ISSN 0360-5442.

Walsh, P.P., Fletcher, P., Gas turbine performance, 2nd ed., Blackwell Sci, 2004

Wei Wang, Ruixian Cai, Na Zhang, General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization, Applied Thermal Engineering, Volume 24, Issue 13, 2004, Pages 1851-1863, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.012>.

Wilson, D.G., Korakianitis, T., "The Design of High-Efficiency Turbomachinery Gas Turbines", 2nd.ed, MIT Press, 2014