

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Simulação de Turbina a gás de dois eixos

Renan de Abreu Pereira Silva

São Paulo

2014

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Simulação de Turbina a gás de dois eixos

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Renan de Abreu Pereira Silva

Orientador: Prof. Dr. Marcos Pimenta

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2014

De Abreu Pereira Silva, Renan
Simulação de Turbina a gás de dois eixos /
R.A.P. Silva. – São Paulo, 2014.
85p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Turbina de dois eixos 2. Simulação 3. Pesquisa
Termodinâmica I. Universidade de São Paulo. Escola
Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

RESUMO

O lançamento do Programa Emergencial de Centrais Térmicas pelo governo brasileiro em fevereiro de 2000 representou uma mudança radical na trajetória tecnológica do Sistema Elétrico Brasileiro que era tradicionalmente hidráulico. A adesão à opção térmica há mais de dez anos, implicou na adoção e utilização da turbina a gás como meio de produção de energia. Para se obter uma avaliação adequada dos impactos dessa escolha é necessário compreender o atual estágio de desenvolvimento dessa tecnologia e as expectativas acerca das melhorias e aperfeiçoamentos esperados nesse equipamento; assim como as barreiras a serem superadas na tarefa (Turbina a Gás: Oportunidades e Desafios, 2001)

Este trabalho de conclusão de curso de graduação em Engenharia Mecânica propõe-se a realizar simulações de uma turbina a gás de dois eixos e também a análise dos resultados de tais simulações devido a alterações de pressão e temperaturas do ambiente. O produto deste relatório é uma ferramenta didática através do embasamento teórico de um simulador de turbina a gás de dois eixos da *Gás Path Analysis* e através de explicações de resultados de simulações com o mesmo simulador.

Palavras-chave: Turbina a gás. Dois eixos. Simulação.

ABSTRACT

The launch of the Emergency Program for Thermal Power Plants by the Brazilian government in February 2000 represented a radical change in the technological trajectory of the Brazilian Electric System, which was traditionally hydraulic. The implementation of the thermal option, more than ten years ago, resulted in the adoption and use of the gas turbine as means of energy production. To obtain a proper impact evaluation of this choice, is necessary to understand the current stage of development of this technology and expectations about improvements and enhancements expected in the equipment, as well as barriers to be overcome in the task. (Turbina a Gás: Oportunidades e Desafios, 2001)

This Mechanical Engineering course conclusion thesis proposes simulations of a two-shaft gas turbine and the analysis of the results of such simulations due to changes in environment pressure and temperature. The product of this report is a teaching tool through the theoretical basis of a two axes gas turbine simulator from Gas Path Analysis and through explanations of simulation results with the same simulator.

Keywords: gas turbine. Two-shaft. Simulation.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVOS	2
3	METODOLOGIA	3
4	ETAPAS DO TRABALHO	4
5	REVISÃO DE LITERATURA	6
5.1	Industria de simuladores de turbinas a gás	6
5.2	Modelagem de Turbinas a Gás	7
	1 e 2 – Análise do caminho do gás (Gas Path Analysis).....	9
	3 – Correspondência de componentes (Component Matching)	9
	4 e 6 – Rede Neural Artificial (Artificial Neural Network)	10
	5 – Filtro de Kalman	10
	8 – Método de lógica Fuzzy	10
	7a – Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD)	10
	7b – Método de Wittenberg	11
6	CONCEITOS TEÓRICOS.....	12
6.1	Componentes de básicos de uma turbina a gás	13
6.1.1	Compressor	13
6.1.2	Câmara de combustão	14
6.1.3	Turbina	15
6.2	Turbinas a gás de um eixo	16
6.3	Turbinas a gás de dois eixos com turbina de carga mecanicamente desacoplada	16
6.3.1	Calculo de desempenho fora do ponto de projeto.....	18

6.3.2	Comportamento fora do ponto de projeto	26
7	ANÁLISE DO SIMULADOR	31
7.1	O Simulador	31
7.1.1	Comportamento do compressor simulado.....	35
8	RESULTADOS E ANÁLISES DAS SIMULAÇÕES	36
8.1	Impactos na Rotação.....	37
8.1.1	Variação da Temperatura Ambiente	37
8.1.2	Variação da Pressão Ambiente.....	39
8.2	Impactos no Fluxo	40
8.2.1	Variação da Temperatura Ambiente	41
8.2.2	Variação da Pressão Ambiente.....	45
8.3	Impactos na Potência e na Eficiência	47
8.3.1	Variação da Temperatura Ambiente	47
8.3.2	Variação da Pressão Ambiente.....	49
8.4	Impacto no Ciclo de Vida Útil.....	52
8.4.1	Variação da Temperatura Ambiente	52
8.4.2	Variação da Pressão Ambiente.....	55
8.5	Impactos na Emissão de Poluentes.....	57
8.5.1	Variação da Temperatura Ambiente	59
8.5.2	Variação da Pressão Ambiente.....	61
9	EXERCÍCIO PROPOSTO.....	63
	Dados Adicionais	63
	Análise Qualitativa.....	64
	Análise do fluxo	64
	Análise da Potência e do Rendimento.....	64

Análise da vida útil	65
Análise de emissões de poluentes	65
Análise Final	65
Resolução Quantitativa	66
10 CONCLUSÃO	67
11 Bibliografia	69
Anexo A	73
Simulação da variação de temperatura ambiente à alta potência	73
Simulação da variação de temperatura ambiente à baixa potência	76
Simulação da variação de pressão ambiente à alta potência	79
Simulação da variação de pressão ambiente à baixa potência	82
ANEXO B	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 5.1: Modelos de simulação de desempenho (adaptado de (Thirunavukarasu, 2013) (Suraweera, 2011) (Performance analysis-based gas turbine diagnostics: a review, 2002)).	8
Figura 6.1: Turbina a gás de um eixo	16
Figura 6.2: Turbina de dois eixos com turbina de potência livre (Razak, 2007)	17
Figura 6.3: (a) procedimento de um gerador de gás (b) procedimento geral iteração com turbina de carga livre iteração (Saravanamuttoo, et al., 1996)	19
Figura 6.4: (a) procedimento de um gerador de gás (b) procedimento geral com turbina de carga (azul=compressor, vermelho=combustor, vinho=TGG e amarelo=turbina de carga)	25
Figura 6.5: Turbina operando em série (Razak, 2007)	26
Figura 6.6: Curvas características do compressor (Razak, 2007)	28
Figura 6.7: Curva característica do compressor de uma turbina a gás de dois eixos com uma livre turbina de potencia (Razak, 2007)	30
Figura 6.8: Curvas características de um compressor de um a turbina a gás de um eixo (Razak, 2007)	30
Figura 7.1: Simulador de turbina a gás de um eixo (gtsim1v-ver2)	32
Figura 7.2: Simulador de turbina a gás de dois eixos com turbina de carga mecanicamente desacoplada (gtsim2-ver2)	32
Figura 7.3: Representação do máximos trabalhos específicos e rendimentos em função da razão de pressão (exemplo baseado na Eq. 23 na página 48) (Razak, 2007)	34
Figura 7.4: Variação do ângulo das palhetas não rotativas do compressor (Razak, 2007)	34
Figura 7.5: Gráfico característico do compressor do motor estudado (Razak, 2007)	35
Figura 8.1: Rotação em alta potência a diferentes temperaturas	37
Figura 8.2: Rotação em baixa potência a diferentes temperaturas	38

Figura 8.3: Rotação em baixa potência a diferentes pressões.....	39
Figura 8.4: Variação do fluxo adimensional do compressor com sua velocidade adimensional (Razak, 2007).....	40
Figura 8.5: Variação do fluxo adimensional de combustível e Potência com a velocidade adimensional do compressor (Razak, 2007).....	40
Figura 8.6: Fluxos em alta potência a diferentes temperaturas.....	43
Figura 8.7: Fluxos em baixa potência a diferentes temperaturas.....	44
Figura 8.8: Fluxos em alta potência a diferentes pressões ambientes.....	45
Figura 8.9: Fluxos em baixa potência a diferentes pressões	46
Figura 8.10: Potência e rendimento térmico total em alta potência a diferentes temperaturas	48
Figura 8.11: Potências e eficiências térmicas em baixa potência a diferentes temperaturas.....	49
Figura 8.12: Potências e eficiências térmicas em alta potência a diferentes pressões ambientes	50
Figura 8.13: Potências e eficiências térmicas em baixa potência a diferentes pressões ambientes	51
Figura 8.14: Ciclos de vida em alta potência a diferentes temperaturas ambientes...	53
Figura 8.15: Ciclos de vida em baixa potência a diferentes temperaturas ambientes	54
Figura 8.16: Ciclos de vida em alta potência a diferentes pressões ambientes.....	55
Figura 8.17: Ciclos de vida em baixa potência a diferentes pressões ambientes.....	56
Figura 8.18: Emissões de poluentes em alta potência a diferentes temperaturas ambientes	60
Figura 8.19: Emissões de poluentes em baixa potência a diferentes temperaturas ambientes	61
Figura 8.20: Emissões de poluentes em alta potência a diferentes pressões ambientes	62

Figura 8.21: Emissões de poluentes em baixa potência a diferentes pressões ambientes	62
Figura A.1: Gráfico original da rotação em alta potência a diferentes temperaturas ambientes	73
Figura A.2: Gráfico original dos fluxos em alta potência a diferentes temperaturas ambientes	73
Figura A.3: Gráfico original da potência e rendimento térmico em alta potência a diferentes temperaturas	74
Figura A.4: Gráfico original de ciclos de vida em alta potência a diferentes temperaturas ambientes.....	74
Figura A.5: Gráfico original de emissões de poluentes em alta potência a diferentes temperaturas ambientes.....	75
Figura A.6: Gráfico original da rotação em baixa potência a diferentes temperaturas	76
Figura A.7: Gráfico original dos fluxos em baixa potência a diferentes temperaturas	76
Figura A.8: Gráfico original da potência e rendimento térmico em baixas potência a diferentes temperaturas	77
Figura A.9: Gráfico original de ciclos de vida em baixa potência a diferentes temperaturas ambientes.....	77
Figura A.10: Gráfico original de emissões de poluentes em baixa potência a diferentes temperaturas ambientes.....	78
Figura A.11: Gráfico original da rotação em alta potência a diferentes pressões ambientes	79
Figura A.12: Gráfico original dos fluxos em alta potência a diferentes pressões ambientes	79
Figura A.13: Gráfico original da potência e rendimento térmico em alta potência a diferentes pressões ambientes	80

Figura A.14: Gráfico original de ciclos de vida em alta potência a diferentes pressões ambientes	80
Figura A.15: Gráfico original de emissões de poluentes em alta potência a diferentes pressões ambientes	81
Figura A.16: Gráfico original da rotação em baixa potência a diferentes pressões ambientes	82
Figura A.17: Gráfico original dos fluxos em alta potência a diferentes temperaturas ambientes	82
Figura A.18: Gráfico original da potência e rendimento térmico em baixa potência a diferentes pressões ambientes	83
Figura A.19: Gráfico original de ciclos de vida em baixa potência a diferentes pressões ambientes	83
Figura A.20: Gráfico original de emissões de poluentes em baixa potência a diferentes pressões ambientes	84
Figura B.1: Simulação para a cidade e Santos	85
Figura B.2: Simulação para a cidade de São Paulo.....	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Cronogramas de Atividades	5
Tabela 7.1: Composição de Gás Natural implementada no Simulador	33
Tabela 9.1: Preço do gás natural para termoeletricas (ComGas)	63
Tabela 9.2: Dados de entrada e saída do Simulador	66

Símbolos e Abreviações

$\dot{m}$	Fluxo de massa
c	Calor específico
CFD	Dinâmica de fluidos computacional
CM	Método de Correspondência de componentes
comb	Combustão/combustor
e	Número neperiano
GG	Gerador de gás
ISO	Organização Internacional para Padronização
N	Rotação
p	Pressão
P	Potencia
R	Constante universal dos gases
RNA	Rede neural artificial
RPM	Rotação por minuto
T	Temperatura
TAP	Turbina de alta pressão
TBP	Turbina de baixa pressão
tc	Turbina de carga
TGG	Turbina do gerador de gás
th	Térmico
UE	Umidade específica
UR	Umidade relativa
η	Rendimento
φ	Fluxo adimensional
γ	Coefficiente de expansão adiabática

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de turbinas a gás começou em 1791 quando John Barber^a patenteou seu projeto de ascensão de ar para a produção de movimento (A Method of Rising Inflammable Air for the Purposes of Producing Motion (UK patent no. 1833)). Desde então houve diversas tentativas de se construir uma turbina a gás totalmente operacional. Em 1904 Aegidius Elling construiu a primeira turbina a gás funcional que produzia uma potência de cerca de 8 kW. Finalmente com a patente de motor a jato de Frank Whittle em 1930 e com a patente e desenvolvimento do motor a jato de Hans von Ohain e Max Hahn em 1936, a indústria de turbina a gás se formou e ganhou força (Razak, 2007).

Apesar de a turbina a gás ter-se originado como um motor simples ela se tornou um motor complexo, muito eficiente e confiável, pois foram originalmente desenvolvidas exclusivamente para propulsão de aeronaves, devido ao seu inerente baixo peso específico (ou seja, a massa por unidade de energia), onde se fizeram essenciais para o voo de alta velocidade. Por esta finalidade em particular, as taxas de compressão aumentaram de 4:1 para 40:1 junto com as temperaturas de operação que atingem até 1800K. Isso também gerou uma eficiência térmica de mais de 40%. (Razak, 2007).

Esses fatores são de grande importância para a indústria e tornam a turbina a gás um forte competidor comparada a outras fontes motoras. Turbinas a gás são usadas vastamente em várias indústrias para a produção de energia mecânica e empregadas para alimentar diversos tipos de carga, como por exemplo um gerador de eletricidade, e são desenvolvidas para diversas aplicações, tais como estações de picos de energia elétrica, bombas, instalações de processos de aquecimento, propulsão de navios e trens (Cussons, 2013)

^a John Barber (1734–1801): Inglês, inventor e empresário do carvão (Oxford University, 2013).

2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é criar uma plataforma teórica e pratica para se utilizar em uma atmosfera didática. Para isso os fundamentos teóricos de um simulador de uma turbina a gás de dois eixos serão apresentados e serão desenvolvidas simulações para análise de efeitos de variações de temperatura e pressão do ambiente. Os efeitos destes parâmetros estudados são:

- Rotação
- Fluxos de massas
- Potencia
- Rendimento
- Emissões de Poluentes

Os resultados destas simulações serão explicados e usados para um entendimento mais profundo da operação e rendimento de turbinas a gás.

3 METODOLOGIA

Inicialmente é necessário conhecer o motor estudado, seus componentes e suas funções. Em seguida pode-se pesquisar aparatos e componentes semelhantes da literatura e estudá-los, realizando um levantamento bibliográfico e auxiliando o entendimento e crítica da simulação.

As informações relevantes ao trabalho, como propriedades físicas (características de operação) e dados de projeto de turbinas (propriedades de materiais, curvas de operação de equipamentos e performance), serão obtidas a partir da literatura disponível. Como o tema de turbinas a gás é bem desenvolvido por causa da aplicação aeronáutica, essas informações são bastante abundantes. Isto fornecerá subsídios para representar os componentes no modelo da máquina.

É prevista a utilização de softwares de engenharia, para cálculo, análise e verificação ao longo do projeto. Será usado um software de cálculo numérico (MATLAB ou similar) para auxílio nos cálculos de projeto e um programa contido em um DVD fornecido por (Razak, 2007) para as simulações de operação de uma turbina de dois eixos com a finalidade de se atingir os objetivos propostos no Item 2. Para a formulação de equações diferenciais que regem o motor, são necessários conhecimentos de cinemática, mecânica analítica e fundamentos de termodinâmica.

Os resultados das simulações se darão na forma de gráficos, cuja plausibilidade e efeitos serão analisadas.

Os gráficos apresentados no Item 8 são adquiridos e adaptados de gráficos originais fornecidos pelo software de simulação utilizado nesse trabalho. Como os gráficos fornecidos pelo simulador são pouco legíveis, os gráficos deste trabalho foram feitos através de tabelas de pontos feitas com os gráficos fornecidos pelo simulador. Esses gráficos originais são apresentados no Anexo A

4 ETAPAS DO TRABALHO

O cronograma é representado na Tabela 4.1 e as etapas do trabalho são:

- A - Compreensão do Tema e Pesquisa Bibliográfica
- B - Simulação de Desempenho com Variação de Temperatura do Ambiente
- C - Simulação de Desempenho com Variação de Pressão do Ambiente
- D – Embasamento Teórico do Simulador
- E - Escrita do Relatório

Sendo que A, B, C, D, E são as atividades e o cronograma propostos no início do trabalho e A', B', C', D', E' são as atividades e cronogramas que foram feitos/seguídos até o momento deste relatório.

Cronograma Físico de Atividades

- A Compreensão do Tema e Pesquisa Bibliográfica
- B Simulação de Desempenho com Variação de Temperatura do Ambiente
- C Simulação de Desempenho com Variação de Pressão do Ambiente
- D Embasamento teórico do simulador
- E Escrita do Relatório

Mês	Setembro 2013				Outubro 2013				Novembro 2013				Dezembro 2013				Janeiro 2014				Fevereiro 2014				Março 2014				Abril 2014				Maio 2014				Junho 2014				Julho 2014				Agosto 2014				Setembro 2014			
Semana	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4								
Atividade																																																				
A																																																				
A'																																																				
B																																																				
B'																																																				
C																																																				
C																																																				
D																																																				
D'																																																				
E																																																				
E'																																																				

Tabela 4.1: Cronogramas de Atividades

5 REVISÃO DE LITERATURA

Existem livros e trabalhos completos sobre o funcionamento e operação de turbinas a gás. Exemplos são: (Razak, 2007), (Dietmar K. Hennecke, 2001), (Boyce, 2002), (Saravanamuttoo, et al., 1996) e (RESEARCH AND TECHNOLOGY ORGANISATION (RTO) of NATO, 2002). Essas literaturas foram base do capítulo “CONCEITOS TEÓRICO” deste trabalho.

5.1 Indústria de simuladores de turbinas a gás

A necessidade de simuladores de turbinas se é muito frequente na literatura, pois esses motores são muito dispendiosos tanto para serem construídos quanto para serem testados. Exemplo disso foi a empresa Siemens que requisitou para uma universidade sueca (Tekniska Högskolan Linköpings Universitet) o desenvolvimento de um simulador para uma turbina “Siemens Gas Turbine SGT-600”. Foram usados “Hardwares” de controle juntamente com “Softwares” de programação para realizar o simulador. O simulador construído simulava todos os processos do motor, desde a partida do motor (com turbinas a gás auxiliares) até seu resfriamento após desligamento. Juntamente com a construção do simulador houve também melhorias de modelos físicos e matemáticos do compressor e da turbina (Nordström, 2005).

Existem vários modelos comerciais de simuladores de turbina. Eles se resumem em duas categorias: Simuladores 0D; e Simuladores multidimensionais (RESEARCH AND TECHNOLOGY ORGANISATION (RTO) of NATO, 2002).

Exemplos de simuladores 0D são: MOPS (Modular Performance Synthesis Program); Gasturb; GSP (Gas Turbine Simulation Program); TERTS (construído em Simulink do MatLab); TEACHES (construído em Visual Basics); SOAPP (desenvolvido pela Pratt and Whitney); RRAP (desenvolvido pela Rolls Royce); entre vários outros.

Exemplos de simuladores multidimensionais são: NPSS (Numerical Propulsion System Simulation); NPARC; ADPAC; e APNASA. (RESEARCH AND TECHNOLOGY ORGANISATION (RTO) of NATO, 2002)

O Simulador usado nesse trabalho é a segunda versão do GPAL (desenvolvido por Gas Path Analysis Ltd) e é um simulador 0D fornecido por (Razak, 2007).

5.2 Modelagem de Turbinas a Gás

A necessidade para explorar o desempenho de turbinas a gás e para reduzir o custo inicial de concepção de novos motores levou ao aumento do número de vários modelos de simulação dinâmica. Estes modelos podem ser genericamente classificados como modelos analógicos, modelos híbridos, e modelos de simulação digital. Modelos analógicos desempenharam um papel fundamental no início do século 19 com trabalhos notáveis como (Khan, 2004) e (Saravanamuttoo, et al., 1996). Os modelos analógicos apoiaram o desenvolvimento de estratégias de controle para motores de turbina a gás nos estágios iniciais.

Mais tarde, os modelos híbridos refinaram ainda mais a precisão desses modelos de turbinas a gás analógicos. A criação de modelos digitais de simulação de computador ultrapassou a capacidade de modelos analógicos e híbridos em velocidade e em capacidade de cálculos complexos. Atualmente os modelos digitais de simulação são amplamente utilizados para capturar efetivamente as não-linearidades das turbinas a gás e seus efeitos secundários. (Thirunavukarasu, 2013)

Os métodos utilizados para a realização de simulações aparte do ponto de projeto em modelos digitais variam de um único método de correspondência de componente a um sistema detalhista baseado em regras complexas. À medida que a complexidade aumenta, a precisão do modelo de simulação aumenta, mas existe uma diminuição proporcional da capacidade de uso final. Isto se dá pelo fato do usuário final com total conhecimento profundo do modelo de simulação só poder trabalhar nesta complexa plataforma. A Figura 5.1 mostra os métodos disponíveis para simulação de turbinas a gás fora do ponto de projeto e a precisão com relação à complexidade dos modelos.

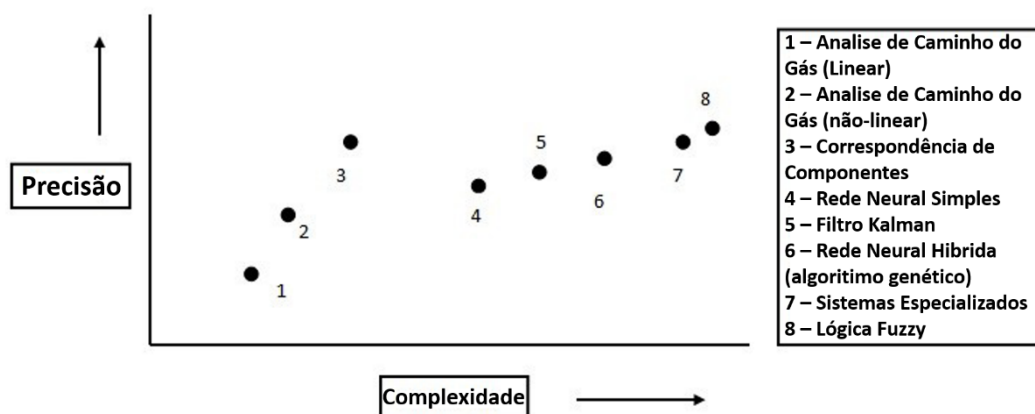


Figura 5.1: Modelos de simulação de desempenho

(adaptado de (Thirunavukarasu, 2013) (Suraweera, 2011) (Performance analysis-based gas turbine diagnostics: a review, 2002)).

Os métodos de simulação exemplificados na Figura 5.1 podem funcionar com modelos lineares ou modelos não-lineares. Um modelo é dito linear, se o princípio da sobreposição se aplica e apenas as relações de primeira ordem representam o modelo. O modelo linear lança vários parâmetros em uma relação à constante de tempo única e considera apenas os parâmetros importantes durante a resolução da equação governante. Modelos lineares são válidos somente até certo ponto de complexidade e sofrem quando se trata de simulações em transitório, uma vez que apenas alguns parâmetros dinâmicos estão disponíveis para entender um comportamento repentino fora do ponto de projeto. Em modelos não-lineares o princípio da superposição não se aplica e as equações que regem o modelo são de ordem superior. Assim, é necessária uma abordagem sistemática, a fim de resolver as equações e obter uma solução convergente. Mas os modelos não-lineares podem fornecer resultados altamente precisos do sistema dinâmico.

Nos parágrafos seguintes, uma discussão concisa sobre os métodos mostrados na Figura 5.1. Os métodos também foram claramente e profundamente discutidos em (Suraweera, 2011).

1 e 2 – Análise do caminho do gás (Gas Path Analysis) é um tipo de método de simulação de turbinas a gás que foi efetivamente utilizado nas indústrias no passado. Análise do caminho de gás (GPA) vêm nas formas de métodos inversos, lineares e não lineares (Suraweera, 2011) e pode ser usado como método de previsão de desempenho ou como um método de diagnóstico de desempenho com precisão de resultado confiável. O GPA assume que, quando há uma pequena mudança nas variáveis independentes, as variáveis dependentes são afetadas de uma forma linear. As equações que o regem e conectam as variáveis independentes com as dependentes devem ser resolvidas para obter uma solução convergente. Os parâmetros independentes são geralmente a eficiência (η) e a capacidade de fluxo (ϕ) e as variáveis dependentes são pressão (p), temperatura (T), etc. (Suraweera, 2011) A principal vantagem deste método é o menor tempo de computação. A principal desvantagem deste método é que ainda é necessário utilizar mapas característicos do compressor e turbina para executar os cálculos de simulação. Exemplos de trabalhos de investigação deste método são: (Mathioudakis, et al., 2002) e (Benchmarking gas path diagnostic methods: public approach, 2008).

3 – Correspondência de componentes (Component Matching) é um dos métodos mais confiáveis e precisos para a simulação de turbinas a gás. Este método de simulação foi amplamente aceito nas indústrias. O princípio por trás do método de Correspondência de Componentes (CM) é a compatibilidade de fluxo e compatibilidade de trabalho ou seja, a conservação de massa no sistema e divisão de trabalho entre turbina, compressor e carga. A solução converge quando esses critérios são preenchidos. A principal vantagem deste processo é a facilidade de aplicação e capacidade de utilização flexível para o usuário final (Kurzke, 2011). Obras de destaque neste método são: (Saravanamuttoo, et al., 1996), (Health monitoring of a variable geometry gas turbines for the canadian navy, 1989), (Fletcher, et al.), (Kurzke, 2011), (Kurzke, 1995). Detalhes do CM serão discutidos no Item 6.3.1, já que este método também é a base dos cálculos do simulador deste trabalho. Outro método que tem semelhanças com o CM para análise de desempenho é o método de Empilhamento de Estágios (Stage Stacking). Neste método, um conjunto de dados da característica do compressor é previsto utilizando dados disponíveis após o processamento nas

condições de funcionamento (Steinke, 1982). Estes dados característicos podem ser usados para projetar e estudar novos motores de turbinas a gás.

4 e 6 – Rede Neural Artificial (Artificial Neural Network) é um método de simulação de turbina a gás inovador que está atualmente em fase de desenvolvimento. O conceito de rede neural artificial (RNA) é baseado em interações de neurônios biológicos no interior do cérebro. A RNA pode funcionar de forma eficaz, quando é treinado com todos os conjuntos possíveis de entradas e saídas desejadas. A arquitetura RNA pode variar de uma única camada de rede de percepção neural até uma rede de percepção neural complexa. A RNA é vantajosa somente no caso quando todos os possíveis pontos estão disponíveis, caso contrário pode-se perder sua convergência (previsão), quando uma nova condição de contorno é aplicada (Chiras N, 2002). Referências para este método foram tomadas a partir de (Lazzaretto, et al., 2001) (Gulati, et al., 2002).

5 – Filtro de Kalman é um método de simulação de desempenho de turbinas a gás fora do ponto de projeto. O filtro de Kalman é um método iterativo com um número de medições em função do tempo, e este conjunto de medições é conhecido como ganhos de filtro Kalman. Estas medidas terão previsão de erro associada e é reduzida após várias previsões com iteração contínua. A principal desvantagem dos filtros de Kalman é que tem menor precisão do que o CM; embora possamos obter soluções com maior rapidez de convergência. (Suraweera, 2011) (Litt, 2005)

8 – Método de lógica Fuzzy é um método de simulação usado principalmente para fins de vigilância da saúde do motor de turbina a gás. Este método oferece suporte ao estudo sobre características do motor quando há grandes incertezas nos dados medidos e serve como uma maneira muito eficaz de previsão quando há uma quantidade relativamente grande de dados. Os trabalhos de (Gunetti, et al., 2008), (Kyriazis, et al., 2009) entre outros, foram baseados nesse método e detalhes sobre este método podem ser adquiridos a partir desses trabalhos.

7a – Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) é um aprofundamento de elementos finitos ou um método de modelagem de diferenças finitas, usado principalmente para entender as características do fluxo de um fluido através de um

determinado componente. O CFD atualmente pode lidar com modelos complexos. Em aplicações de turbina a gás está concentrada especificamente em analisar independentemente os componentes de turbinas a gás, como compressor, câmara de combustão e a turbina, a fim de compreender a transferência de calor e o fluxo. CFD tem capacidade de prever com precisão o comportamento do motor, que trabalha em um ambiente dinâmico. Apesar do CFD ser capaz de produzir resultados precisos, não é muitas vezes usado para simulação de turbinas a gás em pontos de operação fora do ponto de projeto, uma vez que não é adequado ao nível do método. O trabalho de (Tomita, et al., 2006) pode ser indicado para uma maior compreensão sobre este método.

7b – Método de Wittenberg também é um método avançado de simulação de turbina a gás e pode prever características da turbina a gás em pontos fora de projeto sem usar mapas de componentes. A construção deste modelo requer boa relação termodinâmica e boas hipóteses de condições de contorno para resolver as equações que regem o sistema. Este método teve início em 1976 e mais comentários sobre este método podem ser encontrados em: (Walsh, et al.). (Saravanamuttoo, et al., 1996) (Kurzke, 2011) (Kurzke, 2008) (Riegler, 2000)

6 CONCEITOS TEÓRICOS

Para o tratamento analítico das questões deste trabalho as seguintes leis físicas são necessárias

- Lei da conservação de massa - Equação de Continuidade
- Segunda Lei de Newton - Impulso
- Lei da conservação do momento angular
- Primeira Lei da Termodinâmica - Teorema da Energia
- Segunda lei da termodinâmica - Entropia

Para descrever as propriedades do fluido precisa-se mais de:

- Equações de Estado térmicas e calóricas
- As dependências das propriedades dos materiais à pressão e temperatura (tais como a resistência, condutividade térmica)

Um fluido (líquido ou gás) é caracterizado por:

- Nenhuma presença de resistência de forma
- Uma pressão infinitesimal leva a uma deformação continua
- A resistência é dependente da taxa de deformação (por exemplo: em fluidos newtonianos a tensão de cisalhamento é proporcional ao gradiente de velocidade)

Líquidos e gases são resumidas sob o conceito de fluidos. Em geral, pode ser feita a seguinte distinção entre os dois:

- Líquidos: incompressíveis – mudanças de pressão não geram mudanças de densidade
- Gases: compressíveis - alterações de pressão e densidade são acoplados

Uma vez que os fluidos são compostos de inúmeras moléculas, que estão em circulação desregulada, existem duas possibilidades de descrição matemática:

- Teoria Cinética - rastreamento de movimento molecular a partir do estado inicial (método estatístico).
- Teoria do *Continuum* - vista macroscópica. Introdução de grandezas contínuas significativas (método do valor médio). (Dietmar K. Hennecke, 2001)

6.1 Componentes de básicos de uma turbina a gás

Uma turbina a gás consiste de fundamentalmente três partes:

- Compressor
- Combustor
- Turbina

6.1.1 Compressor

Compressão eficiente de grandes volumes de ar é essencial para um motor de turbina a gás de sucesso. O compressor é responsável pelo fornecimento eficiente de todo o ar que a turbina necessita. Além disso, ele deve fornecer ao ar elevadas pressões estáticas. Isto foi conseguido em dois tipos de compressores, o compressor de fluxo axial e de fluxo centrífugo ou radial. A maioria dos compressores de usinas são compressores de fluxo axial. (Lane) (CAST)

Em um compressor de fluxo axial, cada fase incremental aumenta a pressão a partir da fase anterior. Uma única fase de compressão é constituída por um conjunto de pás de

rotor ligado a um disco rotativo, seguido de palhetas de estator ligados a um anel estacionário. A área de fluxo entre as pás do compressor é ligeiramente divergente. A área de fluxo entre as palhetas de compressor também é divergente, mas muito mais do que para as pás. Em termos gerais, as pás do rotor do compressor convertem energia mecânica em energia gasosa. Esta conversão de energia aumenta pressão total. A maior parte do aumento é na forma de velocidade, com um pequeno aumento da pressão estática, devido à divergência entre os caminhos de fluxo das pás. As palhetas do estator retardam o ar por meio de sua forma de duto divergente, convertendo a velocidade em maior pressão estática. As palhetas são posicionadas a um ângulo tal que o ar que sai delas é dirigido para as pás do rotor da fase seguinte com um ângulo altamente eficiente. (CAST) (Lane)

O compressor também incorpora as palhetas guia na entrada e saída. Estas palhetas não são nem divergente nem convergente. As palhetas guia de entrada direcionam o ar direto para as primeiras lâminas de compressor em um ângulo otimizado. As palhetas de guia de saída "alisam" o ar para proporcionar ao combustor um fluxo de ar adequado. (CAST)

6.1.2 Câmara de combustão

Se o fluxo de ar comprimido pelo compressor for diretamente expandido pela turbina a potência utilizável será menor que a potência retirada do ambiente pelo compressor, pois sempre há perdas de energia. Nessas condições o motor pararia de funcionar. (Razak, 2007)

Se energia for adicionada no fluxo que sai do compressor equivalente as perdas sofridas, o motor funcionaria, mas ele não produziria nenhuma potência utilizável. (Razak, 2007)

Para se obter uma potência útil considerável é necessário que haja um excesso de energia na saída da turbina, portanto deve haver a adição de uma grande quantidade de energia ao motor. Isso normalmente é feito pela entrada e queima de combustível com o fluxo de ar da saída do compressor na chamada câmara de combustão. (Razak, 2007)

Uma vez que o ar sai do compressor ele entra na câmara de combustão, também chamado do combustor. A câmara de combustão tem a difícil tarefa de controlar a combustão de grandes quantidades de combustível e ar. O combustor deve liberar o calor de um modo que o ar seja expandido e acelerado para dar um fluxo suave e estável de gás uniformemente aquecido em todas as condições de partida e de operação do motor. Esta tarefa deve ser realizada com a mínima perda de pressão e máxima liberação de calor. Além disso, os deve-se controlar a chama para evitar o contato dela com quaisquer partes metálicas. (CAST)

A parte de trás da câmara de combustão é a seção de transição. A seção de transição é um duto muito convergente, que começa a aceleração da corrente de gás e a redução da pressão estática, em preparação para a seção de entrada da turbina. (CAST)

6.1.3 Turbina

A turbina converte a energia gasosa da mistura ar e combustível queimado da câmara de combustão em energia mecânica para alimentar o compressor e cargas. A turbina converte energia gasosa em energia mecânica através da expansão dos gases quentes, de alta pressão para uma temperatura e uma pressão mais baixas. Cada estágio da turbina consiste numa fila de pás estacionárias (estator) seguido por uma fileira de lâminas rotativas (rotor). Este é o inverso da ordem que ocorre no compressor. No compressor, a energia é adicionada ao gás pelas pás do rotor, em seguida, convertidos para pressão estática, através das pás do estator. Na turbina, as pás de estator aumentam a velocidade do gás e, em seguida, as lâminas do rotor extraem energia. As palhetas do estator e lâminas do rotor são aerofólios que fornecem um bom fluxo para gases. À medida que a corrente misturada entra na seção de expansão a partir da seção de combustão, ele é acelerado por meio das primeiras pás de estator. As palhetas do estator formam dutos convergentes que convertem o calor gasoso e energia de pressão em maior velocidade do fluxo de gás. Além de acelerar o gás, as palhetas "viram" o fluxo para dirigi-lo para as pás do rotor em um ângulo ótimo. À medida que a massa de gás de alta velocidade flui entre as pás da turbina, a energia gasosa é convertida em energia mecânica. A velocidade, temperatura e pressão do gás são sacrificados, a fim de girar a turbina para gerar potência do eixo. (CAST)

6.2 Turbinas a gás de um eixo

O modelo mais simples de turbina se denomina turbina de um eixo e é composta somente dos três elementos citados acima.

Turbinas de um eixo são mais apropriadas para operações de velocidade constante, como por exemplo alimentação de um gerador de energia de base. Sua vantagem é a prevenção de rotações acima do tolerável provocadas pelo corte da carga da turbina, devido à alta potência necessária do compressor. Portanto, nesse caso, o compressor funciona como um freio no motor. (Razak, 2007)

Conceitos detalhados deste tipo de motor podem ser obtidos em (Saravanamuttoo, et al., 1996).

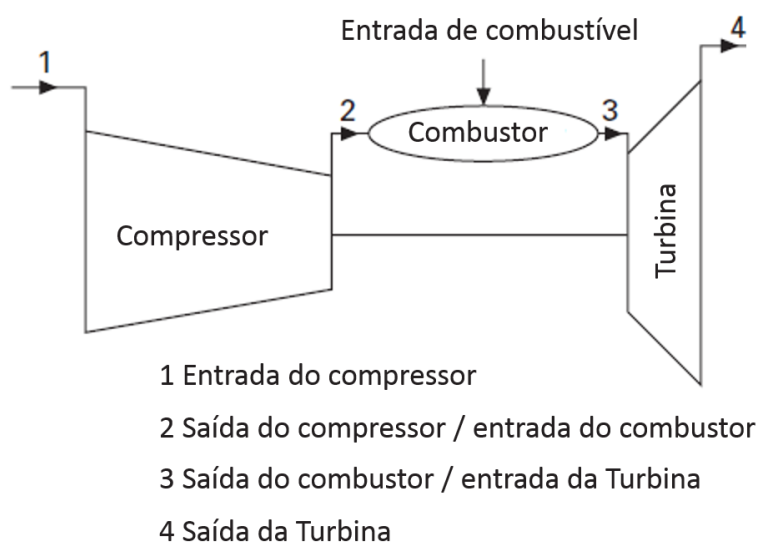


Figura 6.1: Turbina a gás de um eixo

6.3 Turbinas a gás de dois eixos com turbina de carga mecanicamente desacoplada

Esse motor é igual ao motor de um eixo, mas com a adição da chamada turbina de carga. Essa turbina é mecanicamente independente do motor de um eixo, mas não

termodinamicamente independente. A parte que seria a turbina de um eixo agora é chamada de gerador de gás (GG). Essa turbina está representada na Figura 6.2.

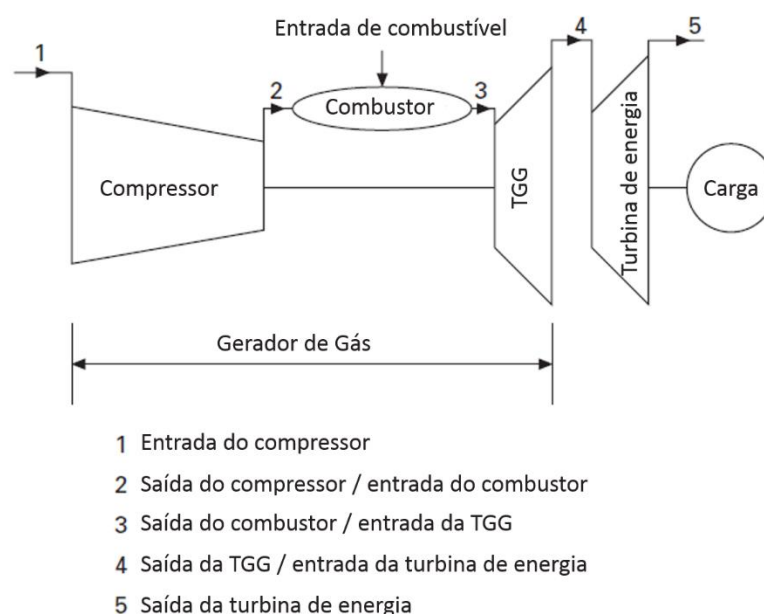


Figura 6.2: Turbina de dois eixos com turbina de potência livre (Razak, 2007)

Esse tipo de turbina a gás é utilizado quando há muita variação de velocidade devido a variação significativa de carga do sistema como no exemplo de bombas. As condições de operação podem ser tais que a carga absorva grande quantidade de energia, mas que precise de uma velocidade de rotação baixa. Nessa condição a turbina de carga pode girar com uma velocidade menor que o GG, que por sua vez, pode girar em sua rotação máxima. Se fosse usado uma turbina de um único eixo nessa situação, todo o motor teria que girar a uma velocidade abaixo da velocidade ótima e talvez parasse de girar.

Esse tipo de turbina é também muito utilizado em instalações de energia elétrica por conseguir manter a velocidade de turbina de potência constante fornecendo um meio viável para manter a frequência da rede elétrica.

A vantagem dessa categoria de turbina é a baixa energia de partida, já que somente o gerador de gás deve ser inicialmente girado. A desvantagem é o perigo de excesso de velocidade de giro, caso a carga seja abruptamente diminuída (Razak, 2007).

6.3.1 Cálculo de desempenho fora do ponto de projeto

O CM é mais adequado para a simulação não-linear de turbinas a gás fora do ponto de projeto, principalmente por causa de sua abordagem flexível, de sua confiabilidade, de sua menor complexidade e de sua melhor precisão.

Como citado anteriormente o simulador utilizado nesse trabalho usa o método de CM para a simulação da turbina a gás, portanto uma curta análise da Teoria de (Saravanamuttoo, et al., 1996) e (Kurzke, 1995) em CM será apresentado a seguir.

Os trabalhos de (Saravanamuttoo, et al., 1996) e de (Kurzke, 1995) apresentaram a ideia de CM para motores com eixo único e duplo. Segundo estes, o CM depende da compatibilidade de fluxo e compatibilidade de trabalho, como discutido anteriormente. Estas devem ser satisfeitas em todo o tempo em casos de simulação no estado estacionário, enquanto que para o caso transiente a compatibilidade de trabalho não precisa ser satisfeita. Devido a este fato, para simulação transiente o CM requer iteração para atingir um estado de equilíbrio. Foi simulado em (Saravanamuttoo, et al., 1996) uma turbina a gás com duas hipóteses-padrão. A primeira hipótese era a utilização de um parâmetro de fluxo de massa adimensional para a turbina e a segunda hipótese foi a utilização de calor específico constante. O significado destas hipóteses é reduzir a complexidade de simulação. O fluxograma (Figura 6.3), desenvolvido por (Saravanamuttoo, et al., 1996) mostra o procedimento claro de lidar com o modelo de simulação de turbinas a gás e gerar o ponto de equilíbrio ou linha de operação de uma turbina a gás de eixo duplo, com turbina de carga mecanicamente desacoplada. O fluxograma dá os detalhes sobre CM do gerador de gás (a) e da turbina de potência (b). As etapas de iteração importantes no fluxograma são as estimativas.

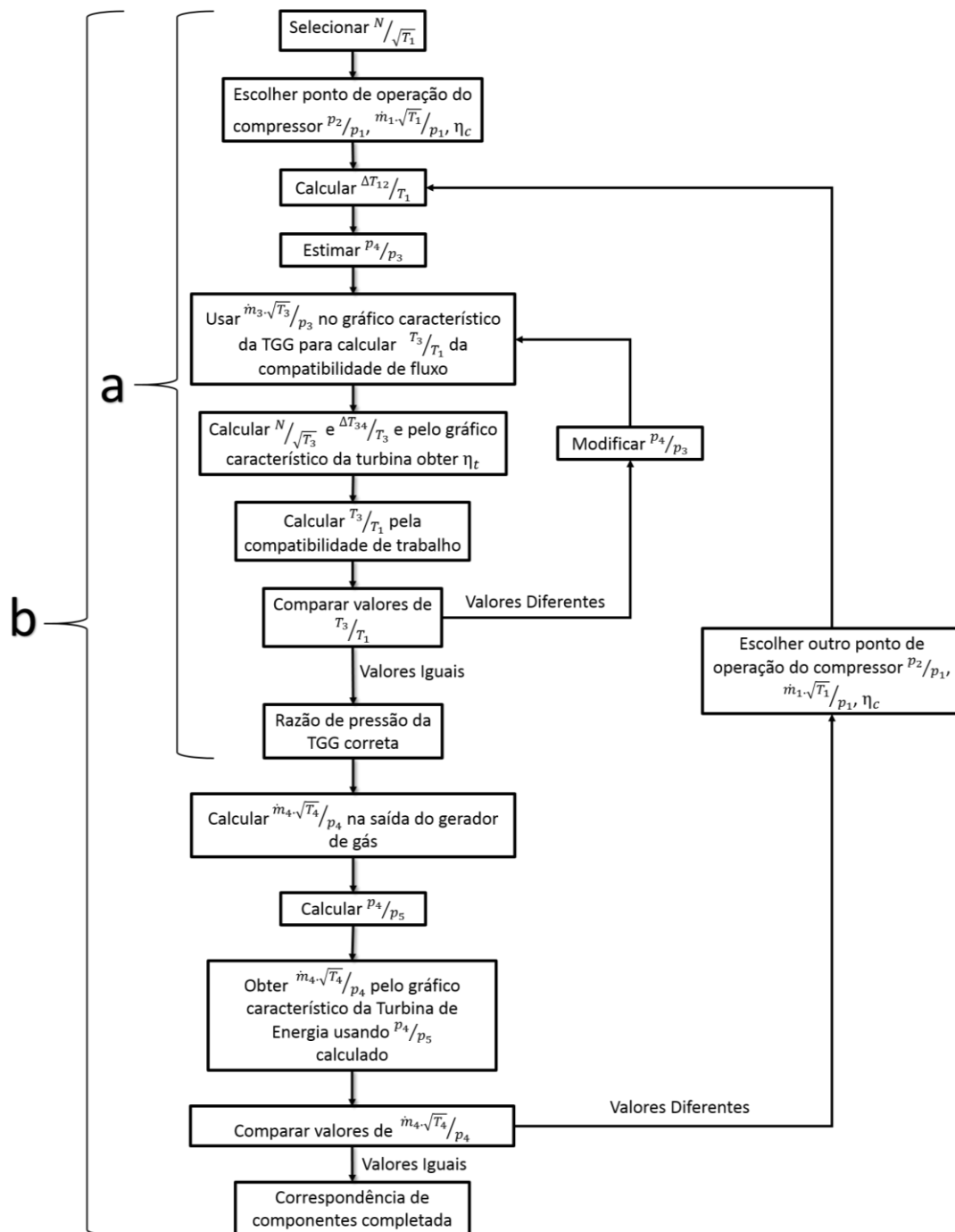


Figura 6.3: (a) procedimento de um gerador de gás (b) procedimento geral iteração com turbina de carga livre iteração (Saravanamuttoo, et al., 1996)

Os detalhes do CM para o GG (Figura 6.3 a) são discutidos a seguir:

- A linha de rotação é adquirida do gráfico característico do compressor
- O ponto correspondente do gráfico característico da TGG é obtido a partir da consideração da compatibilidade da rotação e fluxo de massa.
- Com a correspondência dos gráficos característicos do compressor e turbina, verifica-se se o trabalho gerado correspondente ao ponto de operação selecionado da turbina é compatível com o trabalho exigido pelo compressor e pela carga.

Para uma turbina a gás de eixo duplo, também se faz necessário a correspondência do gerador de gás com a turbina de carga mecanicamente desacoplada. Os outros parâmetros são derivados de equações governantes e gráficos característicos. O sistema converge para uma solução única depois de várias iterações e depois de satisfazer as condições de compatibilidade. Conexões de todos os pontos de equilíbrio constroem a linha de operação da turbina a gás.

No simulador da GPA Ltd utilizado existem pequenas variações do simulador utilizado por (Saravanamuttoo, et al., 1996). Simplificadamente o método pode ser explicado com os seguintes passos^b:

Compressor

C1 - estimar o fluxo de massa de entrada do compressor ($\dot{m}_1$) e a razão de pressão do compressor (p_2/p_1).

C2 - Com esses fatores estimados pode-se estabelecer as condições do compressor calculando seu fluxo adimensional

$$\frac{\dot{m}_1 \cdot \sqrt{\gamma_1 \cdot R_1 \cdot T_1}}{p_1} \quad \text{Eq. 1}$$

^b Os termos Cn, CCn, Vn, TGGn, TCn são relativos aos passos do Compressor, da Câmara de Combustão, de Verificação, da Turbina do Gerador de Gás e da Turbina de Carga respectivamente.

C2 - e, com o uso do mapa característico do compressor, obtendo seu desempenho (η_{12}) e sua rotação adimensional

$$\frac{N_1}{\sqrt{\gamma_1 \cdot R_1 \cdot T_1}} \quad \text{Eq. 2}$$

C4 - Em seguida calcula-se o fluxo de saída do compressor ($\dot{m}_2 = \dot{m}_1$ sem sangramento ou vazamento), pressão de saída do compressor,

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad \text{Eq. 3}$$

temperatura de saída do compressor

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{12}} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\gamma_{m_{12}} - 1} - 1 \right], \quad \text{Eq. 4}$$

$\gamma_{m_{12}}$ é o valor medio de γ entre T_1 e T_2

e a rotação do GG

$$N_1 = \sqrt{\gamma_1 \cdot R_1 \cdot T_1} \cdot \frac{N_1}{\sqrt{\gamma_1 \cdot R_1 \cdot T_1}} \quad \text{Eq. 5}$$

C5 - Em seguida calcula-se a potência absorvida

$$P_{compressor} = \dot{m}_1 \cdot c_{p_{m_{12}}} \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{Eq. 6}$$

Câmara de combustão

CC1 - Estimar a temperatura de saída da câmara de combustão / temperatura de entrada da TGG (T_3)

CC2 - Usando T_3 , T_2 , e $T_3 - T_2$ e gráficos de combustão, calcula-se o fluxo de combustível necessário ($\dot{m}_c$).

CC3 - Através do cálculo da perda de pressão no combustor

$$\frac{\Delta p_{23}}{p_2} = \left[K_1 + K_2 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] \cdot \gamma_2 \cdot \left(\frac{\dot{m}_2 \cdot \sqrt{\frac{R_2 \cdot T_2}{\gamma_2}}}{p_2} \right)^2 + \left[K_1 + K_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) \right] \quad \text{Eq. 7}$$

onde K_1 e K_2 são constantes do combustor

Calcula-se a pressão de saída da câmara de combustão / pressão de entrada na TGG (p_3)

$$p_3 = p_2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_{23}}{p_2} \right) \quad \text{Eq. 8}$$

Calcula-se também o fluxo de massa na saída do combustor / entrada da TGG

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_c \quad \text{Eq. 9}$$

Turbina do gerador de gás (TGG)

TGG1 – Estimar a razão de pressão da TGG (p_3/p_4).

TGG2 - Calcular o fluxo adimensional na entrada da turbina

$$\dot{m}_3 \cdot \frac{\sqrt{\gamma_3 \cdot R_3 \cdot T_3}}{p_3} \quad \text{Eq. 10}$$

e sua rotação adimensional

$$\frac{N_3}{\sqrt{\gamma_3 \cdot R_3 \cdot T_{3_3}}} \quad \text{Eq. 11}$$

lembrando que $N_3 = N_1$

TGG3 - Com o uso do mapa característico da TGG, obtém-se seu desempenho (η_{34}) e novamente sua rotação adimensional

V1 - Comparar o fluxo adimensional calculado em TGG2 com o determinado na curva característica de operação da TGG. Caso os valores não sejam iguais os cálculos deverão ser refeitos a partir de CC2 com outra temperatura de saída (T_3) até os valores serem iguais.

TGG4 - Calcular o fluxo de massa na saída da TGG ($\dot{m}_4 = \dot{m}_3$) a temperatura de saída da TGG (T_4),

$$T_4 = T_3 + \frac{T_3}{\eta_{34}} \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\gamma_{m_{34}} - 1 / \gamma_{m_{34}}} - 1 \right], \quad \text{Eq. 12}$$

$\gamma_{m_{34}}$ é o valor medio de γ entre T_3 e T_4

a potência da TGG

$$P_{TGG} = \dot{m}_3 \cdot c_{p_{m_{34}}} \cdot (T_4 - T_3) \quad \text{Eq. 13}$$

e a pressão na saída da TGG

$$p_4 = p_3 \cdot \frac{p_4}{p_3} \quad \text{Eq. 14}$$

V2 – Comparar $P_{compressor}$ e P_{TGG} . Caso os valores não sejam iguais os cálculos deverão ser refeitos a partir de TGG2 com outro valor de p_3/p_4 até os valores serem iguais.

Turbina de carga

TC1 - Calcular o fluxo adimensional na entrada da turbina de carga

$$\dot{m}_4 \cdot \frac{\sqrt{\gamma_4 \cdot R_4 \cdot T_4}}{p_4} \quad \text{Eq. 15}$$

, sua razão de pressão (p_4/p_5) e sua rotação adimensional

$$\frac{N_{tc}}{\sqrt{\gamma_4 \cdot R_4 \cdot T_4}}, \quad \text{Eq. 16}$$

N_{tc} é pré – determinado

TC2 - Com o uso do mapa característico da turbina de carga, obtém-se seu desempenho (η_{45}) e novamente sua rotação adimensional

V3 - Comparar o fluxo adimensional calculado em TC1 com o determinado na curva de característica de operação da turbina de carga. Caso os valores não sejam iguais os cálculos deverão ser refeitos a partir de C2 com outro valor de p_2/p_1 até os valores serem iguais.

TC3 - Calcular a temperatura de saída

$$T_5 = T_4 + \frac{T_4}{\eta_{45}} \cdot \left[\left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\gamma_{m45}-1/\gamma_{m45}} - 1 \right], \quad \text{Eq. 17}$$

γ_{m45} é o valor médio de γ entre T_4 e T_5

e a potência da turbina de carga

$$P_{tc} = \dot{m}_4 \cdot c_{p_{m45}} \cdot (T_5 - T_4) \quad \text{Eq. 18}$$

V4 – comparar P_{tc} com a potência necessária da carga. Caso os valores não sejam iguais os cálculos deverão ser refeitos a partir de C2 com outro valor de $\dot{m}_1$ até os valores serem iguais. Caso os valores sejam iguais o CM está completo.^c

As representações dos passos de cálculo discutidos estão representadas na Figura 6.4

^c A metodologia de cálculo foi baseada em (Razak, 2007).

6.3.2 Comportamento fora do ponto de projeto

Determinados vários pontos de operação pode-se obter a curva de operação do motor. Para prever a curva de operação de uma turbina a gás de dois eixos, é necessário considerar o comportamento de turbinas operando em série. A Figura 6.5 mostra as características de duas turbinas que operam em série.

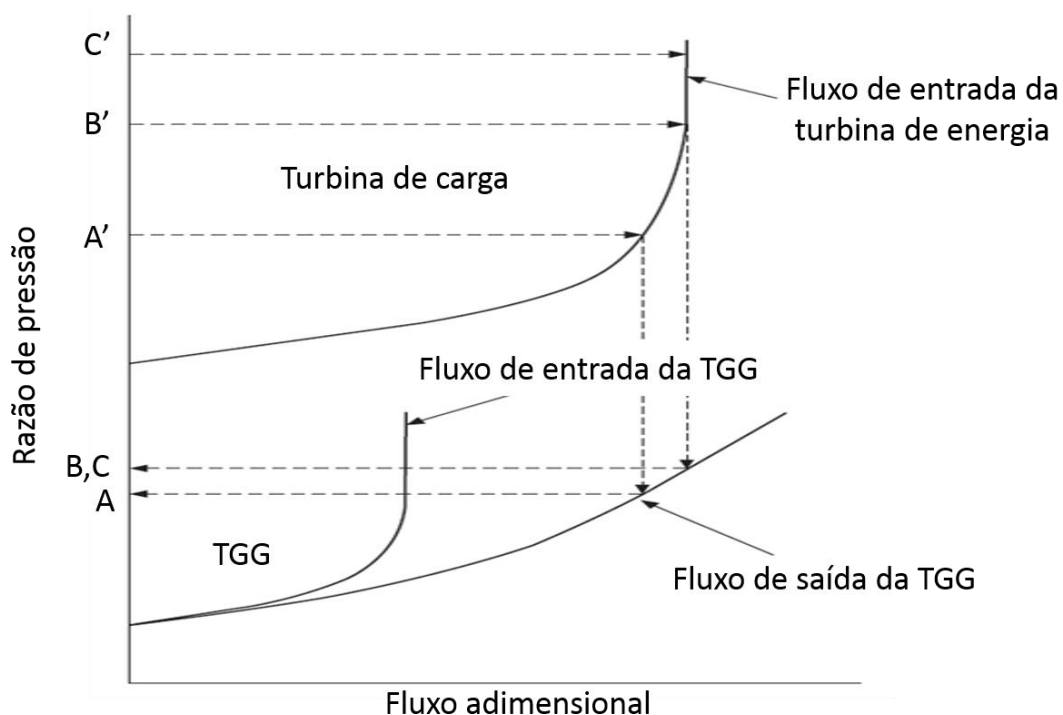


Figura 6.5: Turbina operando em série (Razak, 2007)

Por exemplo, a turbina de alta pressão (TAP) e a turbina de baixa pressão (TBP) representaria a turbina do gerador de gás (TGG) e a turbina de carga, respectivamente, quando for o caso de um motor de dois eixos.

O fluxo adimensional da entrada da TGG (φ_3) aumenta inicialmente com a razão de pressões da turbina até a TGG engasgar^d. Após isso o fluxo adimensional de entrada

^d O termo “engasgar” é derivado do termo inglês *choke*. Esse termo se refere à quando o fluxo adimensional atinge o valor máximo possível, limitado pelas ondas de compressão surgidas na aproximação da velocidade do fluido a velocidade do som.

da TGG permanece constante. No entanto, o fluxo adimensional na saída da TGG (φ_4) aumenta continuamente com o aumento das razões de pressão da turbina, como mostrado na Figura 6.5. O fluxo de entrada da turbina de carga também aumenta com a razão de pressão até que ela também engasgue. O fluxo de saída da TGG deve ser “engolido”^e pela turbina de carga. Deste modo, a turbina de carga controla o fluxo adimensional de saída da TGG, e, portanto, controla a razão de pressão da TGG. Os pontos de operação A, B e C na Figura 6.5 ilustram isso.

Quando a turbina de carga opera desengasgada (ponto A’ na Figura 6.5) a TGG vai ser forçada a operar no ponto A em para satisfazer a compatibilidade do fluxo entre estas turbinas. Quando a turbina de carga operar sob condições de engasgo (pontos B’ e C’) a TGG vai ser forçada a operar em uma razão de pressão fixa (ponto A, B)^f (Razak, 2007).

Assim, como dito anteriormente, o ponto de operação da TGG é determinado, principalmente, pela capacidade de absorção de fluxo da turbina de carga. Ignorando as variações das propriedades do gás (R e γ), equação de compatibilidade de fluxo para turbinas que operam em série pode ser escrita como:

$$\frac{\dot{m}_4 \cdot \sqrt{T_4}}{p_4} = \frac{\dot{m}_3 \cdot \sqrt{T_3}}{p_4} \cdot \frac{p_3}{p_4} \cdot \sqrt{\frac{T_4}{T_3}} \cdot \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} \quad \text{Eq. 19}$$

^e O termo “engolir” se refere a capacidade da turbina de carga de não sofrer engasgo devido ao fluxo fornecido pela TGG.

^f Nesta análise, foi assumido que o rendimento da turbina a gás gerador mantém-se constante para os três casos de operação e este é geralmente o caso. Se houvesse uma alteração no rendimento da TGG nestas condições, o ponto 2,3 não seria um ponto coincidente. No entanto, esta é geralmente pequena, devido à pequena alteração na eficiência da turbina com relação de pressão e velocidade não-dimensional.

Onde

- $\frac{\dot{m}_4 \cdot \sqrt{T_4}}{P_4}$ é o fluxo adimensional na entrada da TGG
- $\frac{p_3}{p_4}$ é a razão de pressão da TGG
- $\frac{p_3}{p_4}$ é a relação de temperatura da TGG
- $\frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3}$ é a relação de fluxo da TGG
- $\frac{\dot{m}_3 \cdot \sqrt{T_3}}{p_4}$ é o fluxo adimensional da entrada da turbina de carga

Durante a condição de engasgo da turbina de carga, a razão de pressão da TGG e por consequência a queda de temperatura adimensional ($\Delta T_2/T_1$) será constante desde que o rendimento da turbina do gerador também seja constante.

Escrevendo a equação de balanço de potência ou equação de compatibilidade de trabalho para o GG:

$$\frac{\Delta T_{21}}{T_1} = \frac{\Delta T_{34}}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_1} \cdot \frac{c_{pc}}{c_{pe}} \cdot \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \quad \text{Eq. 20}$$

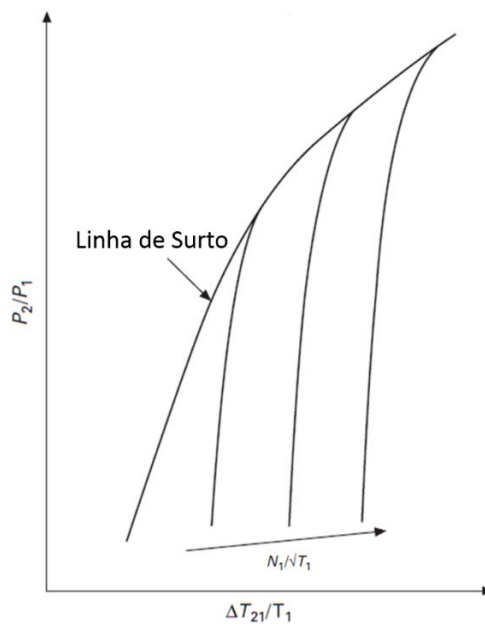


Figura 6.6: Curvas características do compressor (Razak, 2007)

Para uma determinada velocidade adimensional do compressor ($N_1/\sqrt{T_1}$), o aumento de temperatura adimensional do compressor ($\Delta T_{21}/T_1$) será aproximadamente constante (Figura 6.6). Se vazamentos/escapes do compressor e o fluxo de combustível em $\dot{m}_3$ forem ignorados, pode-se supor que $\dot{m}_3$ é igual a $\dot{m}_1$. Para calores específicos constantes ($c_{pc} = cte$; $c_{pe} = cte$), a Eq. 20 indica que, para uma dada velocidade do compressor, haverá um valor único para T_3/T_1 . Para manter a compatibilidade entre os fluxos do compressor e da TGG tem-se:

$$\frac{\dot{m}_3 \cdot \sqrt{T_3}}{p_3} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \sqrt{T_1}}{p_1} \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \cdot \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \quad \text{Eq. 21}$$

O engasgo da TGG determina $\dot{m}_3 \cdot \sqrt{T_3}/p_3$, como discutido anteriormente. Para uma perda de pressão constante na câmara de combustão, p_1/p_2 será constante. Embora seja possível encontrar mais soluções para p_1/p_2 e para $\dot{m}_1 \cdot \sqrt{T_1}/p_1$ na Eq. 21, na prática, não há mudanças significativas no fluxo com a razão de pressão, particularmente em altas rotações, onde $\dot{m}_1 \cdot \sqrt{T_1}/p_1$ é aproximadamente constante. Assim, apenas uma única solução é possível.

Em diferentes velocidades adimensionais do compressor, valores diferentes para $\Delta T_{21}/T_1$ se aplicariam, resultando em valores diferentes para T_3/T_1 (Eq. 20), portanto fornecendo pontos de operação única em cada linha velocidade adimensional do compressor. Juntando estes pontos forma-se a curva característica do compressor para uma turbina a gás de dois eixos operando com uma turbina de carga desacoplada. Se as variações de propriedades do gás são consideradas, então a curva muda com variações nas condições ambientes, mas essas mudanças são geralmente pequenas, especialmente em baixas temperaturas (Razak, 2007). Para uma turbina a gás de dois eixos com uma turbina de carga desacoplada é mostrado um gráfico característico de compressor com a sua curva de operação na Figura 6.7. Esta linha é diferente do caso de uma turbina a gás de um eixo, onde uma série de linhas de operação ocorrem, cada

uma a uma potência constante, como mostrado na Figura 6.8. OS dois gráficos indicados são relativos a motores LM2500 que é descrito no Item 7.1.^g

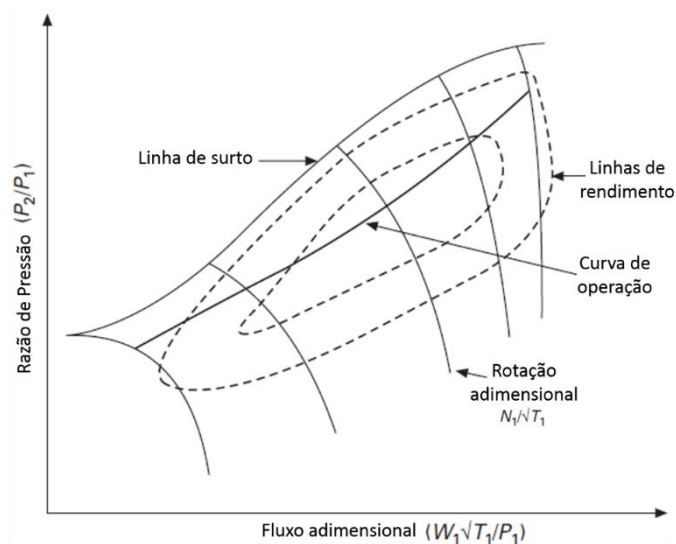


Figura 6.7: Curva característica do compressor de uma turbina a gás de dois eixos com uma livre turbina de potência (Razak, 2007)

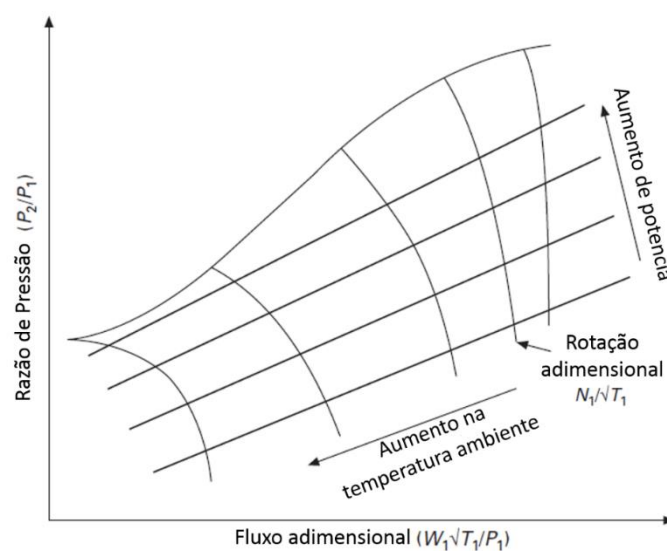


Figura 6.8: Curvas características de um compressor de uma turbina a gás de um eixo (Razak, 2007)

^g As análises realizadas neste item foram baseadas principalmente em (Razak, 2007) e (Dietmar K. Hennecke, 2001)

7 ANÁLISE DO SIMULADOR

7.1 O Simulador

O simulador utilizado foi adquirido da empresa GPAL (Gas Path Analysis Ltd). Há dois tipos de simuladores: um simulador de turbina de um eixo e um simulador de turbina a gás de dois eixos com turbina de carga desacoplada. Nesse trabalho foi utilizado o simulador de dois eixos.

Como o software utilizado não é aberto, a explicação do funcionamento, as hipóteses utilizadas na modelagem, os gráficos característicos dos componentes do motor e gráficos de operação foram adquiridos ou induzidos de (Razak, 2007) e testadas e comprovadas com teste do simulador adquirido.

O simulador de turbina a gás baseia-se no modelo de estado quase estacionário, usando constantes de tempo para simular os efeitos transientes. Embora tais simulações são estritamente válidas apenas sob condições de estado estacionário uma visão útil do funcionamento do motor pode ser adquirida durante os transitórios se necessário. O *software* é excelente como simulador de treinamento. O conceito de CM foi amplamente utilizado na construção do simulador. Foi utilizado um sistema PID para o controle, cujos parâmetros podem ser modificados.^h

O GG simulado é o LM2500 da General Eletrics utilizado para propulsão de navios e submarinos militares na década de 70. Este motor é um motor aero derivado da classe CF6 usado nos aviões McDonnell Douglas DC-10-10 e DC-10-30. Mais informações sobre esse motor podem ser encontradas em (General Eletrics, 2014).

Este motor contém quatro componentes principais:

- Compressor de 16 estágios com relação de pressão em torno de 18:1
- Combustor totalmente anular com bicos de combustível externos
- TGG de dois estágios resfriada a ar
- Turbina de carga de seis estágios

^h Todas as entradas feitas pelo usuário com seus valores limites, todas as saídas e todos os gráficos gerados são listados e explicados em um manual que é entregue juntamente com o software de simulação.

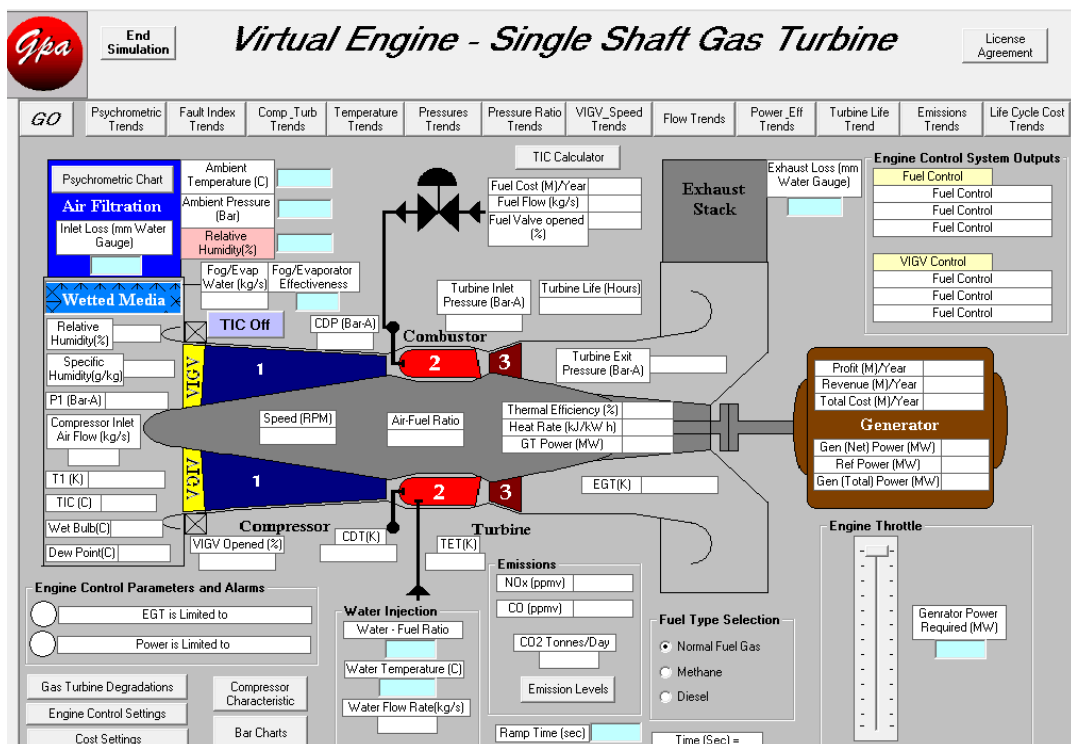


Figura 7.1: Simulador de turbina a gás de um eixo (gtsim1v-ver2)

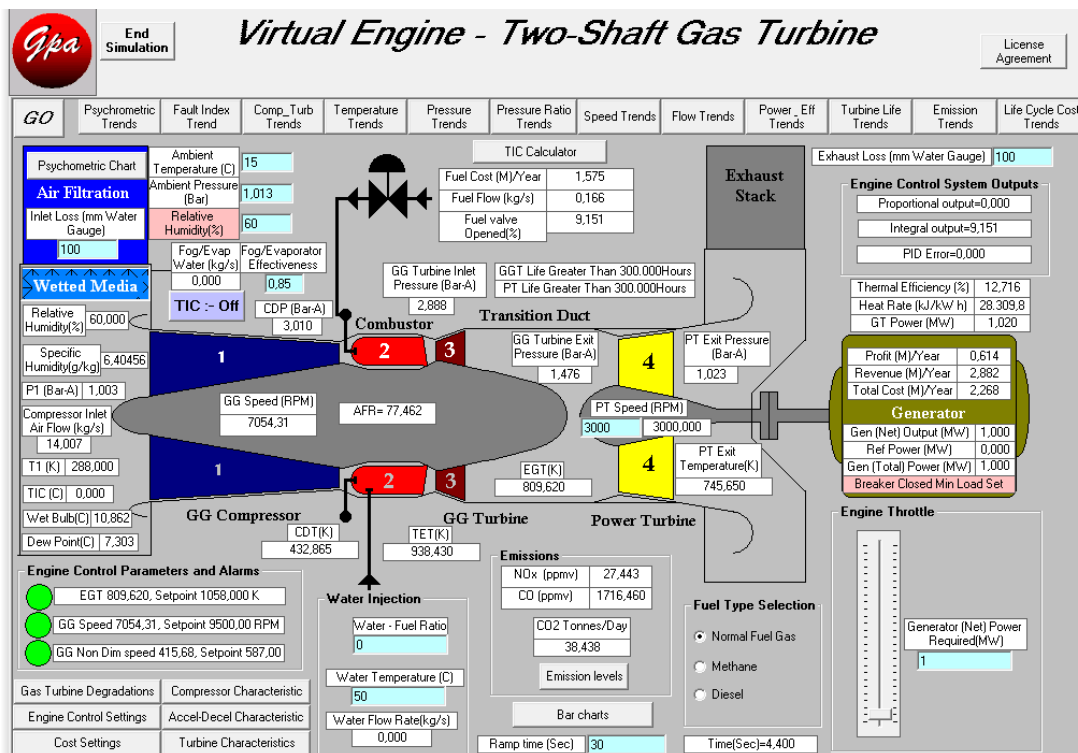


Figura 7.2: Simulador de turbina a gás de dois eixos com turbina de carga mecanicamente desacoplada (gtsim2-ver2)

O motor é feito para operar alimentado com gás natural. No simulador a composição do gás natural é definida de acordo com a Tabela 7.1.

Tabela 7.1: Composição de Gás Natural implementada no Simulador

Composição de Gás natural em porcentagem de mols					
	N_2	1,611%		C_4H_{10}	0,071%
	CO_2	0,188%		IC_4H_{10}	0,108%
	CH_4	95,449%		C_5H_{12}	0,062%
	C_2H_6	1,928%		IC_5H_{12}	0,033%
	C_3H_8	0,540%		$C_6H_{14} +$	0,016%

Em condições nominais de operação ele alimenta um gerador elétrico com carga de 20 MW que opera em uma velocidade constante.

Os limites nominais de operação do motor são:

- Limite de temperatura do gás de exaustão(TGE) da TGG de 1058K
- Limite de velocidade de rotação do GG de 9500 RPM
- Limite de velocidade adimensional do compressor de 587

Não é implementado qualquer sistema de resfriamento das pás da turbina de carga, por isso essa opera a uma temperatura relativamente baixa de aproximadamente 1050K (ver Item 8.4). Esse limite da turbina de carga e o limite de rotação do GG também mantem o ciclo de vida em um nível aceitável. O limite de velocidade adimensional impede o engasgue e o surto do compressor.

A relação de pressão do compressor em condições de projeto é de 17,5. O ponto máximo de relação de pressão do compressor do motor simulado é ligeiramente maior que o ponto onde o trabalho específico é maior. Isso faz com que a potência útil dos componentes e seus rendimentos sejam bem mais sensíveis a variações em T_3/T_1 do que em variações de p_2/p_1 , como pode ser exemplificado na Figura 7.3. Informações mais detalhadas podem ser encontradas em (Dietmar K. Hennecke, 2001) e (Boyce, 2002).

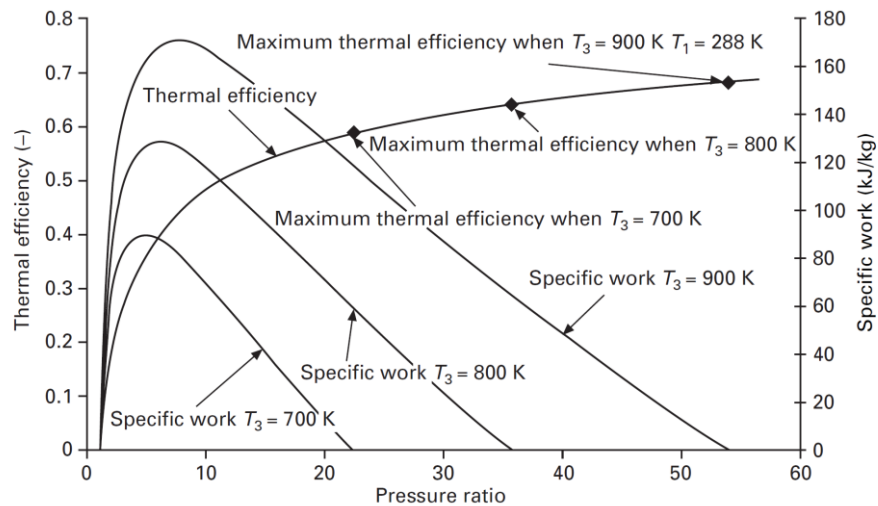


Figura 7.3: Representação do máximos trabalhos específicos e rendimentos em função da razão de pressão (exemplo baseado na Eq. 23 na página 47) (Razak, 2007)

O compressor simulado tem seis estatores variáveis e uma linha de palheta de entrada variável para garantir o funcionamento satisfatório do motor em diferentes pontos de operação. A variação da posição dessas palhetas está representada na Figura 7.4 a seguir.

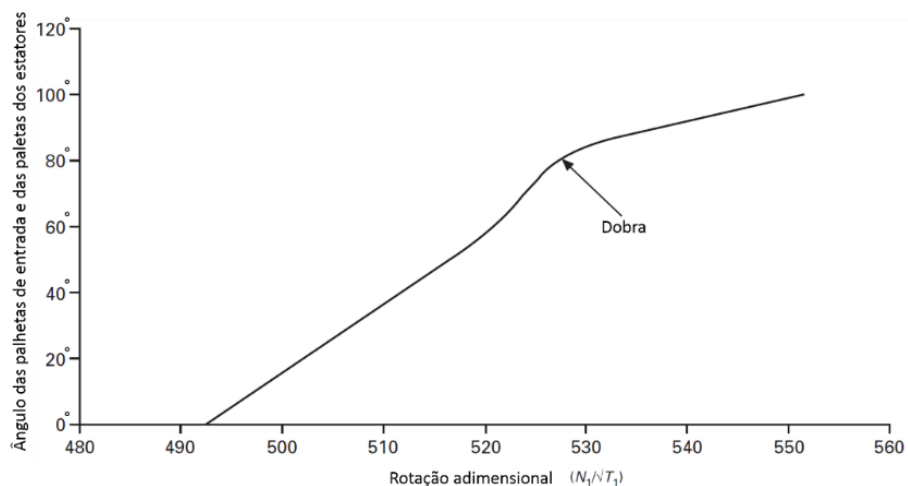


Figura 7.4: Variação do ângulo das palhetas não rotativas do compressor (Razak, 2007)

7.1.1 Comportamento do compressor simulado

As razões pelas quais ocorre uma linha de operação aproximadamente única em uma turbina a gás de dois eixos com uma turbina de carga desacoplada foram discutidas no Item 6.3.1. Isto pode ser demonstrado com o simulador na construção do gráfico característico do compressor. Isto é obtido através da execução do simulador, em diferentes condições de alimentação e de ambiente, aumentando quaisquer limites do motor, tais como a TGE e rotação do GG para produzir a linha de operação “completa”. A Figura 7.5 mostra o gráfico característico do compressor e a curva de operação.

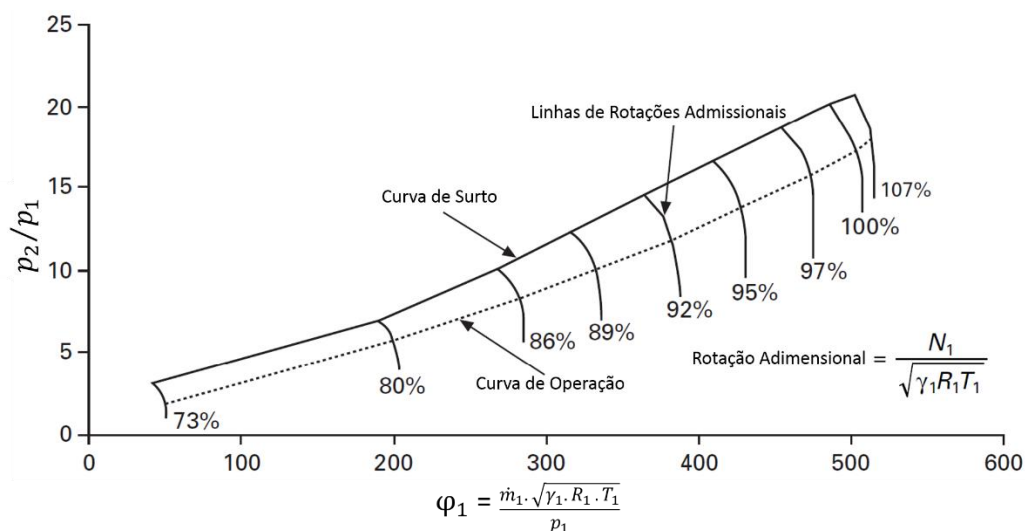


Figura 7.5: Gráfico característico do compressor do motor estudado (Razak, 2007)

8 RESULTADOS E ANÁLISES DAS SIMULAÇÕES

As simulações para análises de impactos devido a variação de temperatura ambiente foram efetuadas com:

- Temperatura ambiente: -30°C a 30°C
- Pressão ambiente: 1,013 Bar ($1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) (Pressão de projeto (Razak, 2007))
- Umidade relativa: 60%

As simulações para análises de impactos devido a variação de pressão ambiente foram efetuadas com:

- Temperatura ambiente: 15°C (Temperatura de projeto (Razak, 2007))
- Pressão ambiente: 0,96 a 1,04 Bar ($0,96 \cdot 10^5$ a $1,04 \cdot 10^5 \text{ Pa}$)
- Umidade relativa: 60%

Para o caso de análise de impactos com efeitos em alta potência, a potência necessária pelo gerador foi fixada em 25 MW (máximo implementável no simulador) para garantir a máxima potência fornecida pelo GG a qual será limitada somente pelos limites de operação do motor.

Para o caso de análise de impactos com efeitos em baixa potência, a potência necessária pelo gerador foi fixada em 17,5 MW para garantir que o GG sempre forneça tal potência sem atingir nenhum dos limites de operação do motor.

Em todas as simulações as perdas de admissão e exaustão do motor são ambas de 100mm de coluna d'água.

Em todas as simulações a rotação da turbina de carga foi fixada em 3.000 RPM (50 Hz) (rotação de projeto (Razak, 2007)) para simular o fornecimento de energia para uma rede elétrica.

Cada simulação foi feita em um tempo de uma hora. As variações de pressão e temperatura foram feitas em rampa com uma hora de duração.

Serão analisados os impactos destas variações nas rotações, nos fluxos, nas potências, nos rendimentos, nas temperaturas, nas pressões, nas vidas úteis e nas emissões de poluentes.

8.1 Impactos na Rotação

8.1.1 Variação da Temperatura Ambiente

8.1.1.1 Efeitos em Alta Potencia

Nota-se o contínuo aumento de N_1 com o aumento de T_1 durante o período em que o motor é limitado por $N_1/T_1 = \text{máximo}$. A alteração em N_1 é observada até atingir o limite de rotação do GG ($N_1 = 9500 \text{ RPM}$).

A Figura 8.1 mostra o decréscimo de N_1/T_1 com o aumento de T_1 , quando o motor é limitado por $N_1 = \text{cte}$. Observa-se ainda que N_1/T_1 diminui, pois há aumento em T_1 .

Quando o motor é limitado por T_4 , há uma queda brusca em N_1 e em N_1/T_1 por causa de risco de superaquecimento do motor. Para evitar riscos de estol nas pás do compressor o sistema de palhetas variáveis entra em operação e impede a entrada de ar no motor possibilitando um novo aumento de N_1 .

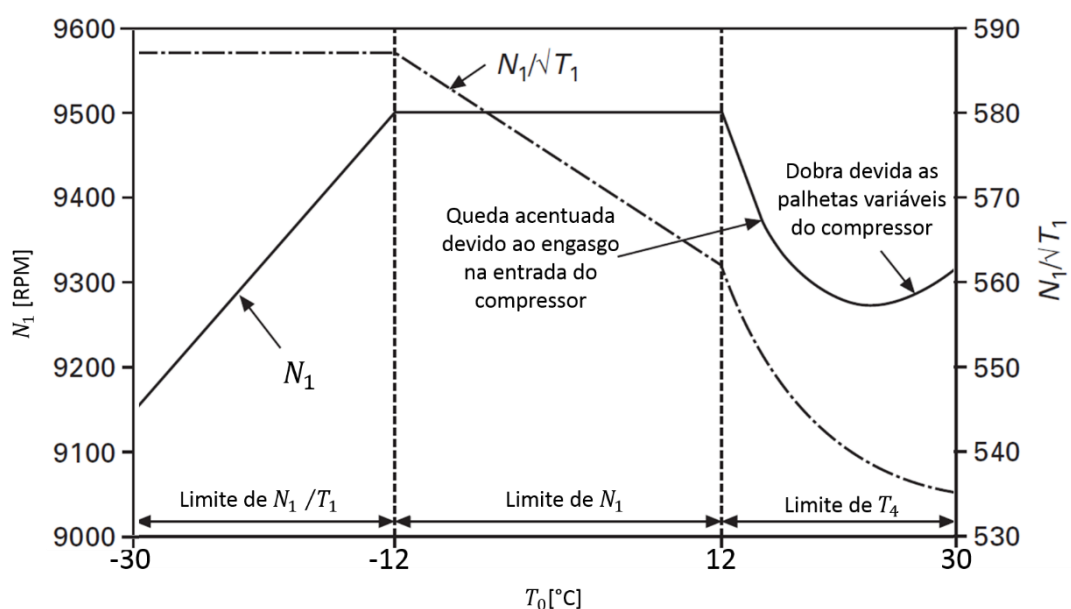


Figura 8.1: Rotação em alta potência a diferentes temperaturas

8.1.1.2 Efeitos em Baixa Potencia

Observa-se que, semelhantemente ao caso em alta potência, N_1/T_1 diminui (explicado no começo do Item 8), mas N_1 aumenta com o aumento de T_1 . A diminuição de N_1/T_1 não é tão grande quanto o observado quando o motor atingia algum limite de funcionamento. A interação entre as características dos componentes (compressor e turbinas) e a curva característica de compressor resultam em uma elevação contínua de N_1 , com o aumento de T_1 . Há, sim, queda em N_1/T_1 com o aumento de T_1 , mas é preciso um aumento em N_1 para manter o valor de N_1/T_1 necessário para validar o CM entre o compressor e turbinas (compatibilidade de velocidade, ver Figura 6.4). Assim, esta tendência é diferente do caso anterior, em que foi observado uma queda em N_1 para um aumento de T_1 , durante a operação no limite da TGE, como mostrado na Figura 8.1:

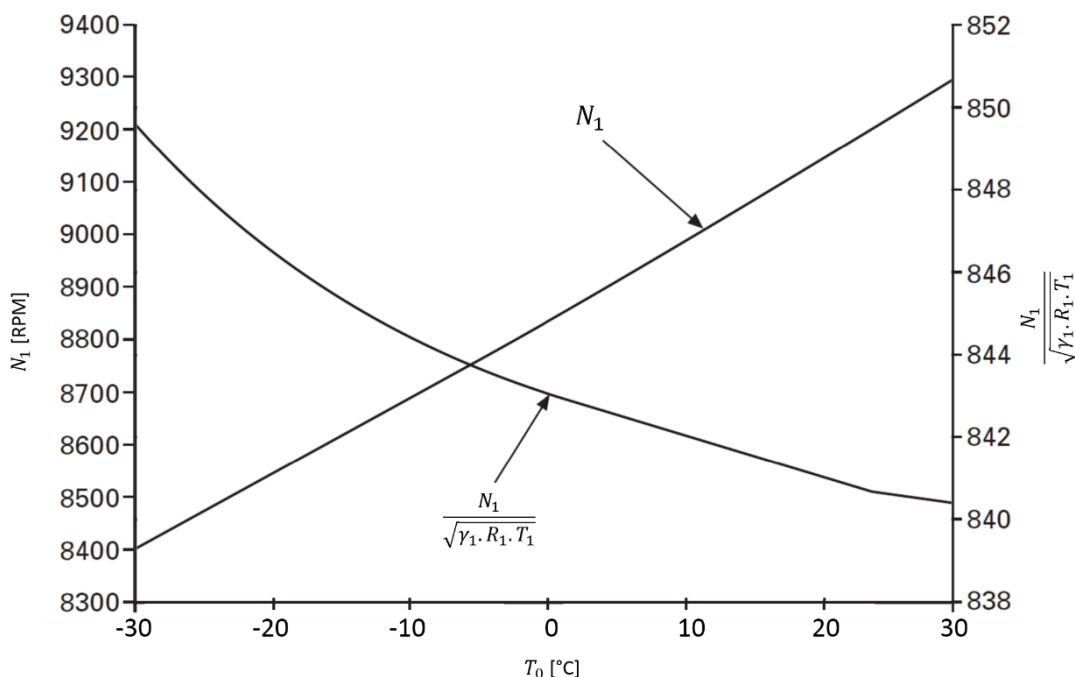


Figura 8.2: Rotação em baixa potência a diferentes temperaturas

8.1.2 Variação da Pressão Ambiente

8.1.2.1 Efeitos em Alta Potencia

Durante essa simulação T_4 limita o desempenho do motor ($T_4 = cte$), portanto T_4/T_1 permanece constante quando há variação de p_0 , uma vez que T_1 também mantém-se constante ($T_1 = T_0 = cte$). Já que em uma turbina a gás de dois eixos com uma turbina de carga desacoplada há somente uma única curva de operação (Item 6.3.2), $T_4/T_1 = cte$ implica que N_1/T_1 também permanecerá constante, o que significa também que outros parâmetros adimensionais do motor irão permanecer constantes ao longo das simulações em alta potência com variação de p_0 .

8.1.2.2 Efeitos em Baixa Potencia

Os resultados da variação de p_0 são um decréscimo de N_1/T_1 e, conseqüentemente, uma queda de N_1 (pois $T_1 = cte$) (Figura 8.3). Observa-se também que a taxa de aumento de N_1 aumenta à medida que p_0 diminui (extrema esquerda da Figura 8.3). Isto é devido ao aumento de N_1/T_1 que obriga o funcionamento do motor perto de condições de engasgo na entrada do compressor.

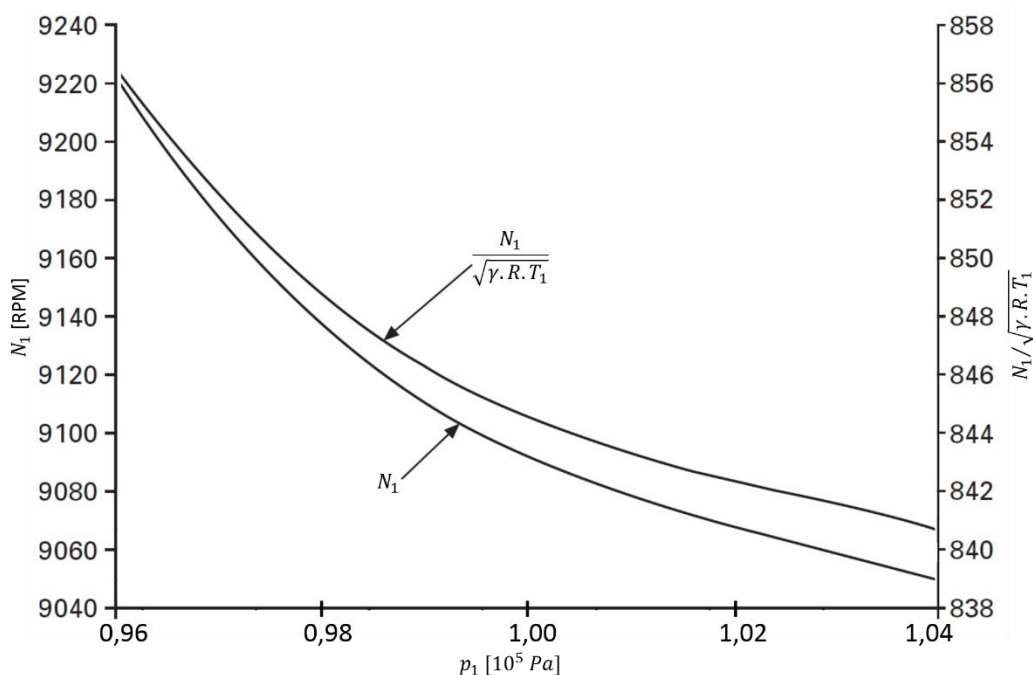


Figura 8.3: Rotação em baixa potência a diferentes pressões

8.2 Impactos no Fluxo

Para a explicação dos efeitos a seguir os seguintes mapas se fazem necessários:

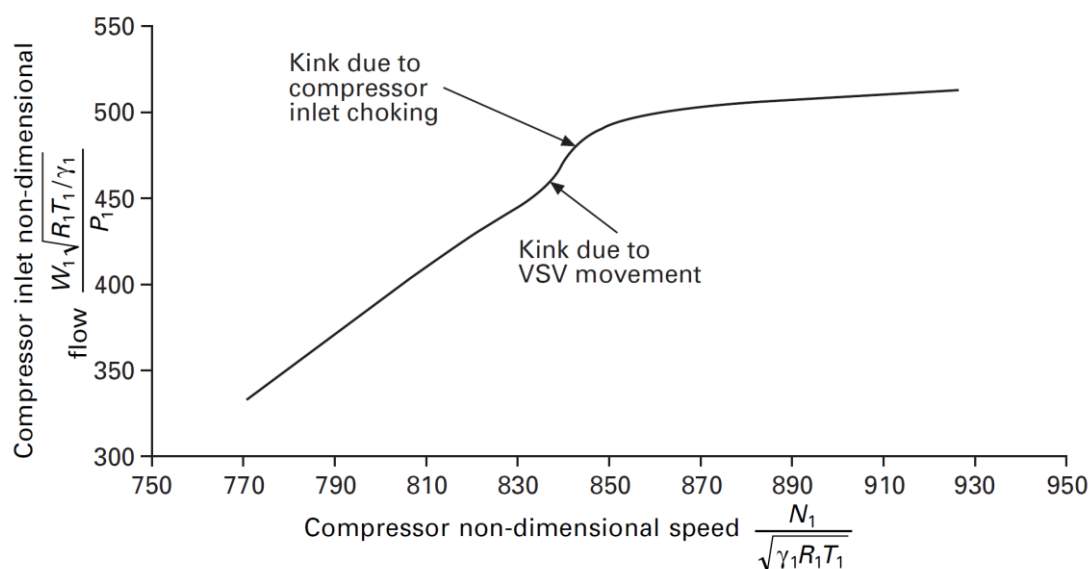


Figura 8.4: Variação do fluxo adimensional do compressor com sua velocidade adimensional (Razak, 2007)

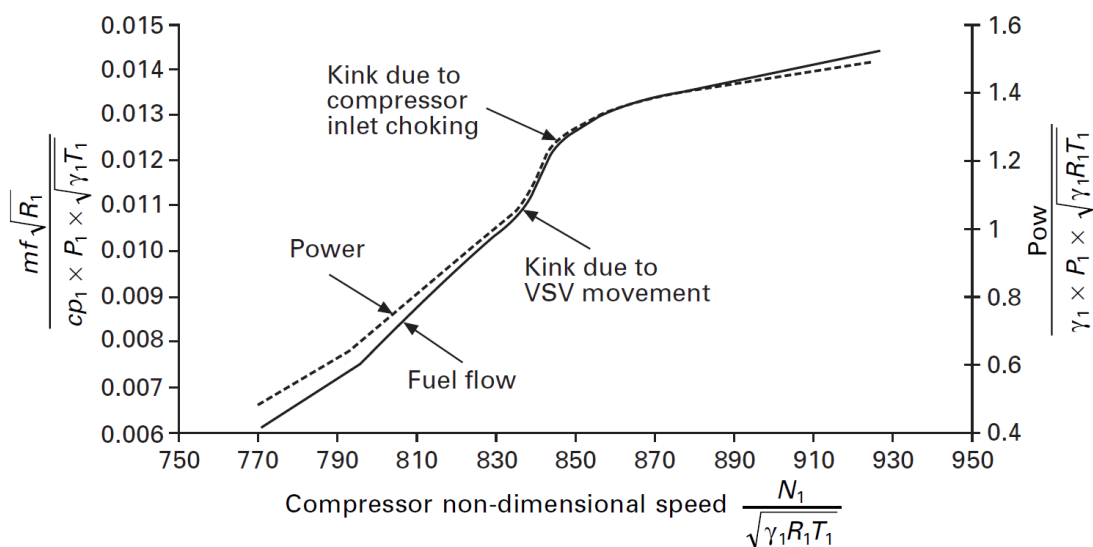


Figura 8.5: Variação do fluxo adimensional de combustível e Potência com a velocidade adimensional do compressorⁱ (Razak, 2007)

ⁱ VSV vem do inglês: Variable Stator Vanes que se refere aos estatores variáveis que se encontram no início do compressor para controlar o fluxo a baixa potência.

Esses gráficos (Figura 8.4 e Figura 8.5) foram adquiridos de (Razak, 2007) e são representações adimensionais do motor simulado. Da mesma forma que o compressor apresenta somente uma linha de operação todos os demais mapas adimensionais apresentam uma única linha de operação.

O combustível utilizado nas simulações deste trabalho é o gás natural. O simulador utiliza-se de dados digitalizados de mapas de combustão para obter a razão de ar combustível necessária para o funcionamento do motor. Esses mapas consideram um desempenho de combustão de 100%. O desempenho de combustão do simulador é considerado fixo e da ordem de $\eta_{comb} = 0,98$.

No simulador o fluxo de ar que entra na câmara de combustão é o mesmo que sai do compressor ($\dot{m}_{ar} = \dot{m}_1$), i.e., não é considerado perdas ou desvios para resfriamentos do motor.

8.2.1 Variação da Temperatura Ambiente

8.2.1.1 Efeitos em Alta Potencia

Fluxo de Ar

Foi dito no item 8.1.1.1 que há uma diminuição de N_1/T_1 quando T_0 aumenta no intervalo considerado. A partir da Figura 8.4, observa-se que φ_1 aumenta ou diminui juntamente com N_1/T_1 . Portanto $\dot{m}_1$ diminui com o aumento de T_0 , pois p_1 permanece constante e $\dot{m}_1$ deve diminuir para compensar o aumento em $\sqrt{T_1}$, i.e.,

$$\uparrow T_0 \sim \downarrow \frac{N_1}{\sqrt{\gamma_1 \cdot R_1 \cdot T_1}} \sim \downarrow \varphi_1 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \sqrt{\gamma_1 \cdot R_1 \cdot T_1}}{p_1} \therefore \downarrow \dot{m}_1 \sim \uparrow T_0. \quad \text{Eq. 22}$$

Em situações com T_0 baixa, quando o compressor opera em condições de quase engasgo, uma curva mais plana descreve o decréscimo de φ_1 com N_1/T_1 ($\downarrow T_0 \sim \uparrow N_1/T_1 \sim \uparrow \varphi_1$ extrema direita da Figura 8.4). Assim, a taxa de decréscimo de φ_1 e, conseqüentemente, a de $\dot{m}_1$ diminuem quando N_1 ou N_1/T_1 limitam o motor.

A taxa de decréscimo de $\dot{m}_1$ é maior quando o desempenho do motor é limitado por T_4 . Durante este período de funcionamento, o compressor está mais distante de sua faixa de engasgo de entrada, pelo fato das linhas de $N_1/T_1 = cte$ no gráfico característico do compressor estarem mais espaçadas, especialmente em T_0 elevada ($\uparrow T_0 \sim \downarrow \varphi_1$ extrema esquerda da Figura 8.4).

Fluxo de Combustível ($\dot{m}_c$)

A T_0 muito baixas o motor funciona com $N_1/T_1 = cte = \text{máximo}$. A partir da Figura 8.5 um compressor com $N_1/T_1 = cte$ implica em um fluxo de combustível adimensional constante ($\dot{m}_c/p_1 \cdot \sqrt{T_1} = cte$), e em uma potência adimensional constante ($P/p_1 \cdot \sqrt{T_1} = cte$). Assim, um aumento em T_0 , e conseqüentemente um aumento em T_1 , resulta em um aumento de $\dot{m}_c$, a fim de manter o escoamento de combustível adimensional constante. Assim, é observado um aumento de $\dot{m}_c$, com um aumento de T_0 .

Na operação na qual N_1 limita o motor, $P_{\text{útil}_{TGG}}$ permanece essencialmente constante, no entanto, $\eta_{th_{TGG}}$ continua a diminuir (ver Figura 8.10). Assim, com a diminuição de η_{th} e $P_{\text{útil}} \approx cte$ é preciso um aumento na potência térmica necessária e, portanto, um aumento em $\dot{m}_c$.

Observa-se que a derivada de $\dot{m}_c$ é positiva quando o desempenho do motor é controlado por N_1 ou N_1/T_1 e se torna drasticamente negativa durante o período em que o motor é limitado por T_4 . Neste período a medida que se aumenta T_0 , diminui-se $P_{\text{útil}}$ e η_{th} . No entanto, a diminuição de $P_{\text{útil}}$ é maior do que a diminuição de η_{th} . Discussões sobre potência e desempenho se encontram no Item 8.3.

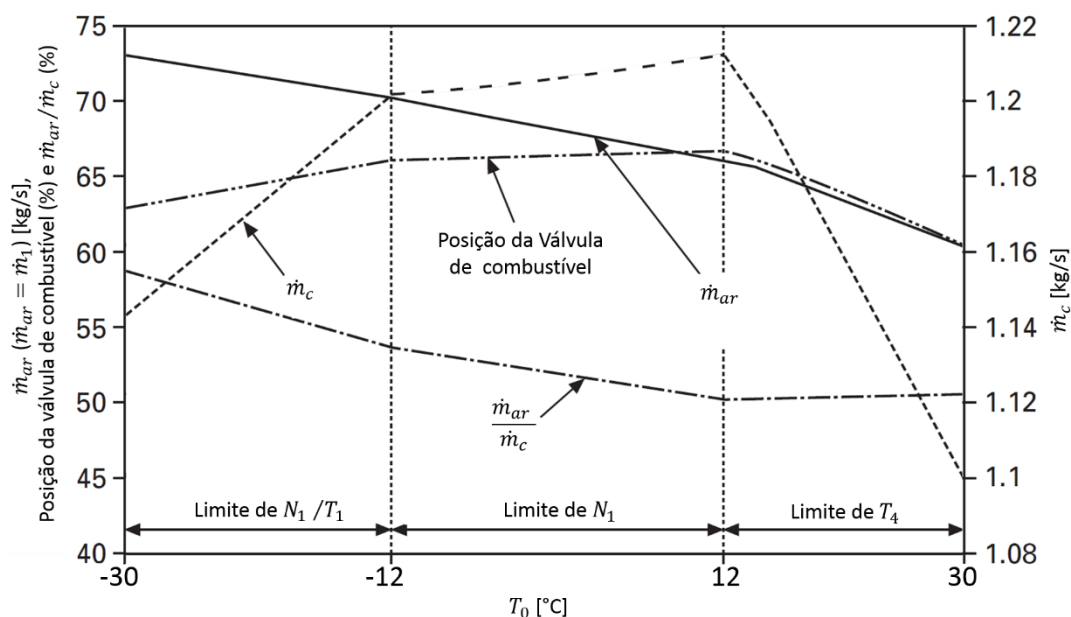


Figura 8.6: Fluxos em alta potência a diferentes temperaturas

8.2.1.2 Efeitos em Baixa Potencia

A diminuição em φ_1 exige uma diminuição em $\dot{m}_1$, à medida em que T_0 aumenta ($\uparrow T_0 \sim \downarrow \varphi_1 \sim \downarrow \dot{m}_1$, Figura 8.4 Eq. 22). A melhoria do η_{th} com T_0 baixas resultará em um $\dot{m}_c$ mais baixo (para uma $P_{útil}$ constante). Estes efeitos são vistos na Figura 8.7.

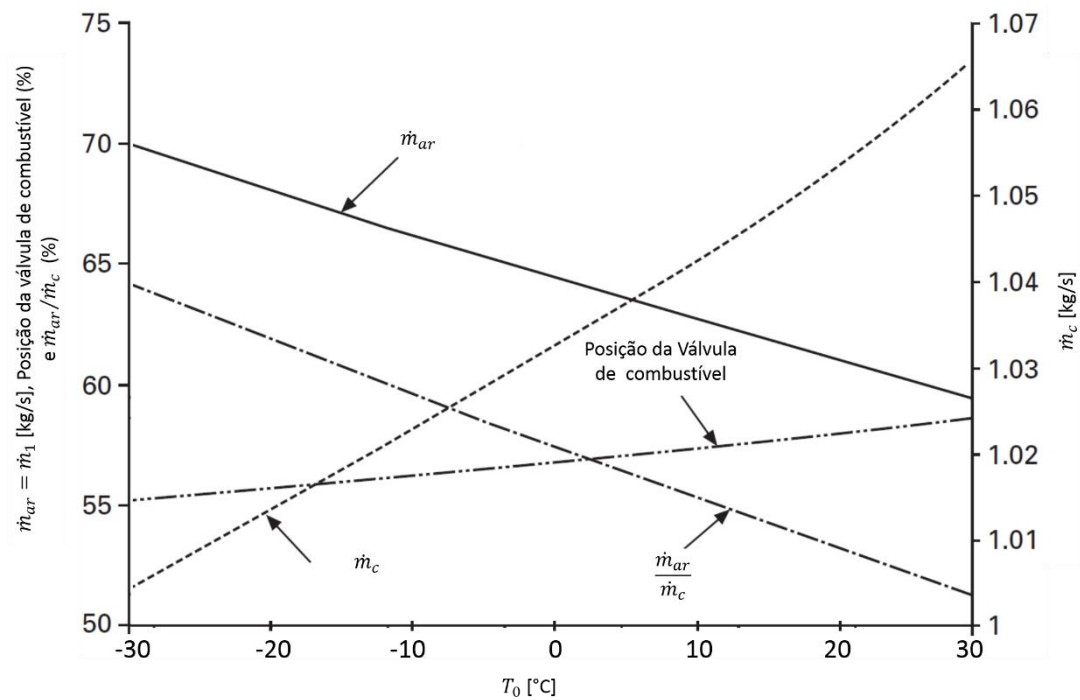


Figura 8.7: Fluxos em baixa potência a diferentes temperaturas

8.2.2 Variação da Pressão Ambiente

8.2.2.1 Efeitos em Alta Potencia

Uma vez que p_2/p_1 e φ_1 permanecem constantes (Item 8.1.2.1), o ponto de operação não se move sobre o mapa característico do compressor durante a variação de p_0 . Uma vez que φ_1 é constante, $\dot{m}_1$ aumenta proporcionalmente com p_1 ($p_1 \sim p_0$). O aumento da temperatura na combustão ($T_3 - T_2$), também mantêm-se constante, por causa do funcionamento limitado por T_4 e pela simulação com $T_0 = cte$. Com isso a relação de ar-combustível também é constante, pois esta relação se baseia em gráficos de combustão. Como a relação ar-combustível é constante, um aumento de $\dot{m}_1$ irá resultar em um aumento de $\dot{m}_c$, como pode ser visto na Figura 8.8. A figura também mostra a tendência da posição da válvula de combustível que é semelhante à tendência de $\dot{m}_c$.

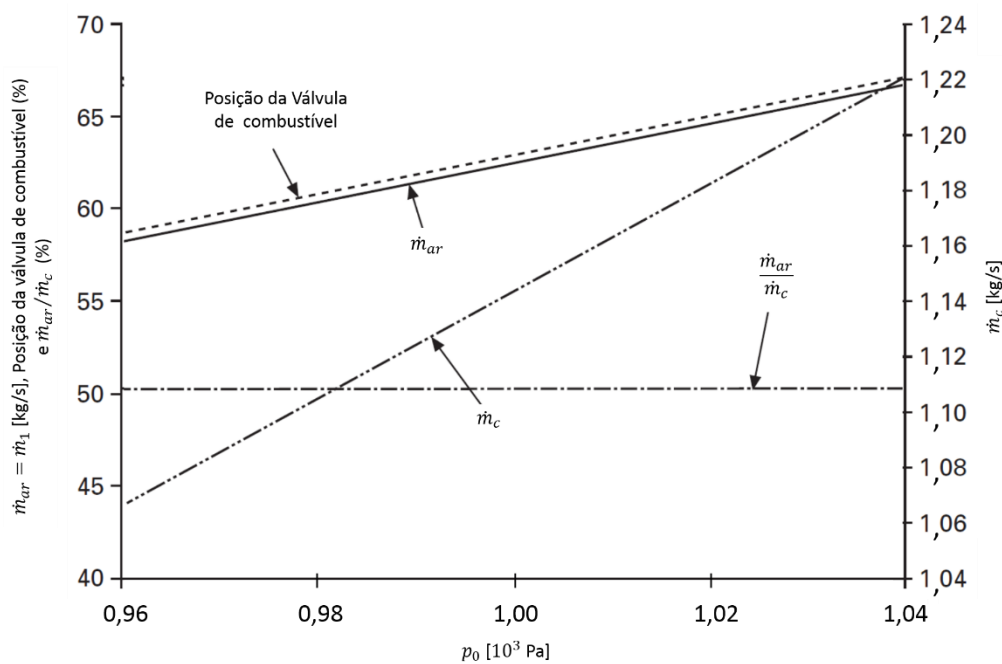


Figura 8.8: Fluxos em alta potência a diferentes pressões ambientes

8.2.2.2 Efeitos em Baixa Potencia

Durante a diminuição de p_0 , diminuem-se p_1/p_2 e T_3/T_1 (ver Item 8.3.2.2). O trabalho específico irá diminuir por causa do decréscimo em T_3/T_1 . Como a potência

permanece constante (ver Figura 8.13), a diminuição no trabalho específico irá resultar em um aumento de $\dot{m}_1$, como mostra-se na Figura 8.9.

É interessante notar que o aumento do $\dot{m}_1$ é menor em comparação com o caso em alta potência no qual o motor estava limitado por T_4 (Figura 8.8). Isto é devido à diminuição em φ_1 e N_1/T_1 , que em alta potência permaneciam constantes com o aumento de p_0 . As tendências de $\dot{m}_c$ e da posição da válvula de combustível também mostram uma ascensão. Isto é devido principalmente um η_{th} menor. Uma vez que $P_{\text{útil}}$ permanece constante, qualquer decréscimo em η_{th} deve resultar em um aumento de $\dot{m}_c$ (Figura 8.9). A relação ar-combustível aumenta por causa da diminuição em $T_3 - T_2$ como observado na Figura 8.9.

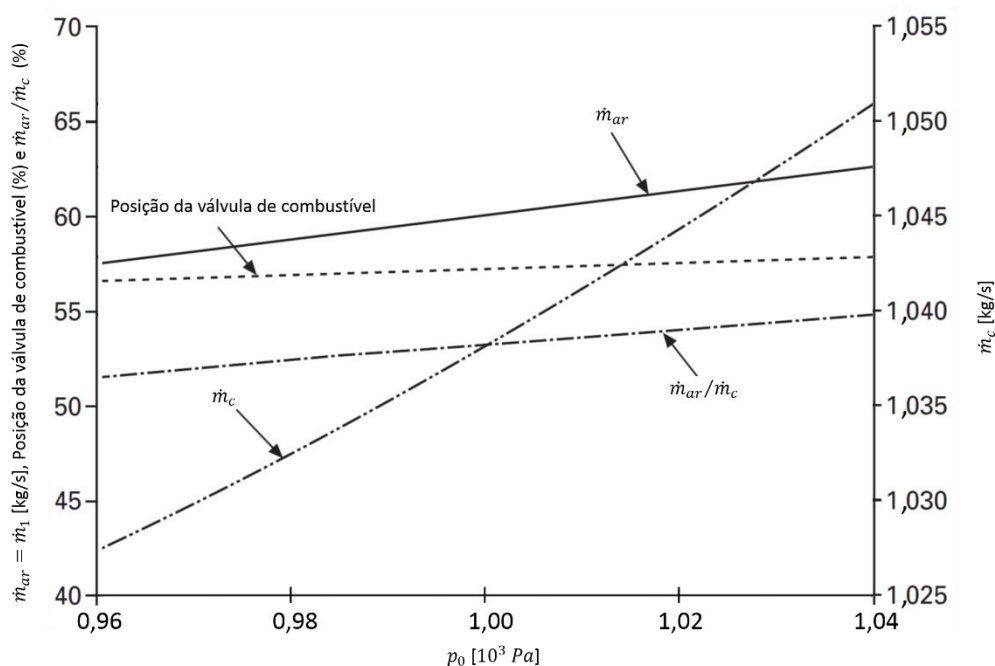


Figura 8.9: Fluxos em baixa potência a diferentes pressões

8.3 Impactos na Potência e na Eficiência

8.3.1 Variação da Temperatura Ambiente

8.3.1.1 Efeitos em Alta Potencia

Quando o motor opera com o limite de N_1/T_1 a potência aumenta com aumento de T_0 . Observando a Figura 8.5 podemos ver que $N_1/T_1 = cte$ implica em uma potência adimensional constante, portanto quando se aumenta T_0 é necessário um aumento na potência ($\uparrow P_{\text{útil}}/\gamma_1 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\gamma_1 \cdot R_1 \cdot \uparrow T_1}$)

Quando o motor funciona com o limite N_1 , a potência diminui ligeiramente. Durante este período de operação, T_3/T_1 diminui devido à diminuição de N_1/T_1 , mas a taxa de diminuição de T_3/T_1 é pequena devido às condições de quase engasgo na admissão do compressor ($\uparrow T_3 \sim \uparrow N_1$). Nessas condições $\dot{m}_1$ também diminui (ver Item 8.2.1.1). A diminuição destes parâmetros diminui a potência, mas um aumento no valor de T_1 aumenta w (Eq. 23). Assim, o efeito líquido é apenas uma diminuição relativamente pequena na potência.

Durante o período de trabalho no limite de T_4 , há diminuição de $P_{\text{útil}_{TGG}}$ e η_{th} . A diminuição de $P_{\text{útil}}$ é causada pela diminuição da relação T_3/T_1 ($\uparrow T_1$ e $T_3 \propto T_4 = cte$) e pela diminuição de $\dot{m}_1$ (ver Item 8.2.1.1)^j. A $P_{\text{útil}}$ pode ser representada como: $P_{\text{útil}} = \dot{m}_1 \cdot w$ e

$$w = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\gamma-1/\gamma} \cdot \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\gamma-1/\gamma}\right]. \quad \text{Eq. 23}$$

Como se pode observar uma diminuição em T_3/T_1 sempre diminui o trabalho específico, resultando em uma diminuição da potência com a diminuição de T_0 (com $T_3 \propto T_4 = cte$). É sabido também que um aumento de T_1 , diminui η_{th}

^j Um aumento de p_2/p_1 contribui apenas para um aumento na potência levando em consideração que a pressão de projeto do compressor está abaixo do ponto de máximo no ciclo de trabalho específico (Item 7.1). No simulador do motor, o máximo de p_2/p_1 é ligeiramente acima do caso em que w é máximo. Assim, a variação de w é devido principalmente à variação de T_3/T_1

($\downarrow \eta_{th} = 1 - \uparrow T_1/T_2$) e isso também é mostrado na Figura 8.10. A diminuição em $\dot{m}_1$ diminui $P_{\text{útil}_{GG}}$, mas não tem efeito direto sobre η_{th} (no limite de T_4).

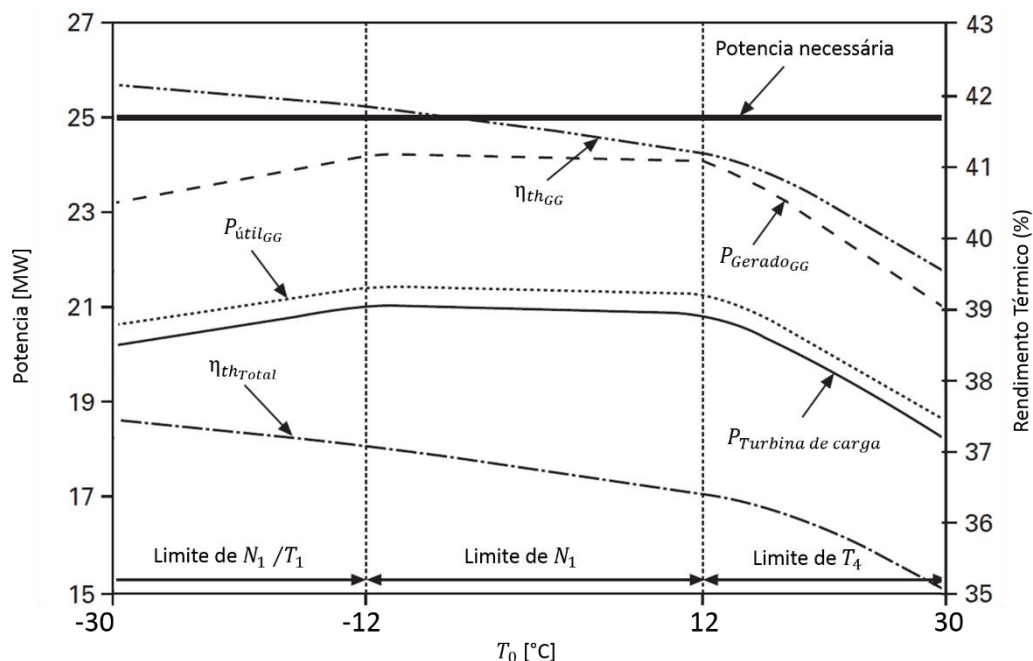


Figura 8.10: Potência e rendimento térmico total em alta potência a diferentes temperaturas^k

8.3.1.2 Efeitos em Baixa Potencia

Como não há limites ultrapassados no motor, o motor é capaz de fornecer a demanda de energia requerida pelo gerador (17,5 MW) durante a variação de T_0 . A alimentação de gás também permanece essencialmente constante, apesar de uma muito ligeira diminuição na potência de gás é observada, como se vê na Figura 8.11. Com a aumento de T_0 há também aumento em T_4 . Como N_{tc} é constante, N_{tc}/T_4 diminui à medida que se aumenta T_0 . A diminuição de N_{tc}/T_4 piora o rendimento da turbina de carga,

^k Observou-se que a potência do gerador não atinge a potência necessária (25MW). Na prática, se a carga fosse um gerador de energia, haveria uma mudança de frequência à medida que o gerador (carga) reduzisse sua velocidade. Isso resultaria em uma falha do sistema de geração. Assim, é muito importante saber a capacidade do sistema de geração. O simulador usado aqui se prova uma ferramenta valiosa na previsão de capacidade de geração.

portanto é necessária uma potência gasosa ligeiramente mais alta para uma determinada demanda de potência do eixo.

O η_{th} diminui com o aumento de T_0 . Com o aumento de T_0 há uma diminuição em T_3/T_1 e isso aumenta η_{th} em geral.

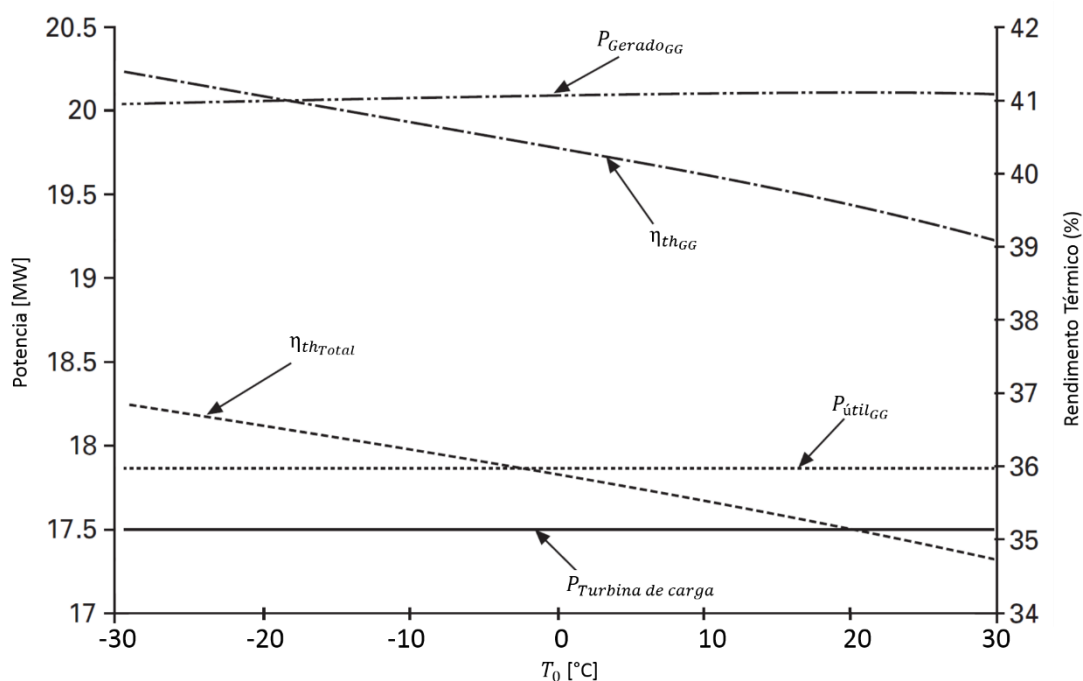


Figura 8.11: Potências e eficiências térmicas em baixa potência a diferentes temperaturas

8.3.2 Variação da Pressão Ambiente

8.3.2.1 Efeitos em Alta Potencia

Já que N_1/T_1 é constante durante essa simulação, a potência adimensional também permanece constante (Figura 8.5). Assim, qualquer aumento de p_0 requer um aumento

correspondente em $P_{\acute{u}til}$ para manter a potência adimensional constante¹ ($\uparrow P_{\acute{u}til}/\gamma_1 \cdot \uparrow p_1 \cdot \sqrt{\gamma_1 \cdot R_1 \cdot T_1}$), como mostrado na Figura 8.12.

O η_{th} é afetado por T_3/T_1 . Esse parâmetro permanece constante devido a N_1/T_1 constante, assim, o η_{th} não muda muito para as essas condições operacionais. O leve aumento em η_{th} é largamente atribuído à diminuição na umidade específica devido ao aumento de p_0 (mas não será discutido nesse trabalho).

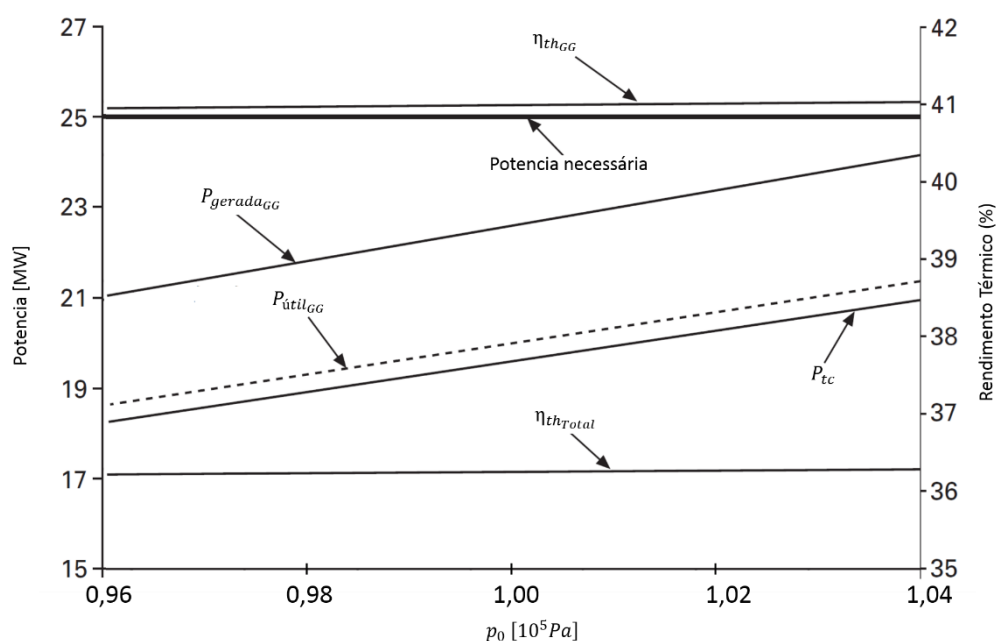


Figura 8.12: Potências e eficiências térmicas em alta potência a diferentes pressões ambientes

8.3.2.2 Efeitos em Baixa Potencia

Uma vez que não há limites de funcionamento do motor sendo atingidos, $P_{\acute{u}tilTGG}$ permanece essencialmente constante, como pode ser visto na Figura 8.13. À medida que p_0 aumenta, T_4 também aumenta para manter a demanda de energia do gerador ($c_p \cdot (1 - \uparrow T_4/T_5) = w = c_p \cdot [1 - (\uparrow p_0/p_4)^{\gamma-1/\gamma}]$). Há uma diminuição de N_{tc}/T_4 ($N_{tc} = cte$), resultando em uma pequena diminuição de $\eta_{th_{tc}}$. Assim ocorre uma

¹ Assim, é ilustrado o impacto negativo de p_0 baixo no valor da potência máxima do motor. Este é um problema frequentemente encontrado por turbinas a gás operando em altitudes elevadas ou motores de aeronaves voando em altitudes maiores que a altitude de projeto

diminuição correspondente em $P_{\text{útil}}$ para manter a demanda de energia do gerador, como observado na Figura 8.13.

O $\eta_{th_{TGG}}$ e o $\eta_{th_{GG}}$, diminuem à medida que p_0 aumenta, pois há um aumento em T_3/T_1 (os η_{th} dependem essencialmente desta razão e independem de p_0), resultando em diminuições das eficiências térmicas. Portanto, quando a demanda de energia é inferior à capacidade máxima do motor, um p_0 baixo é desejável, porque resulta em um aumento de η_{th}^m .

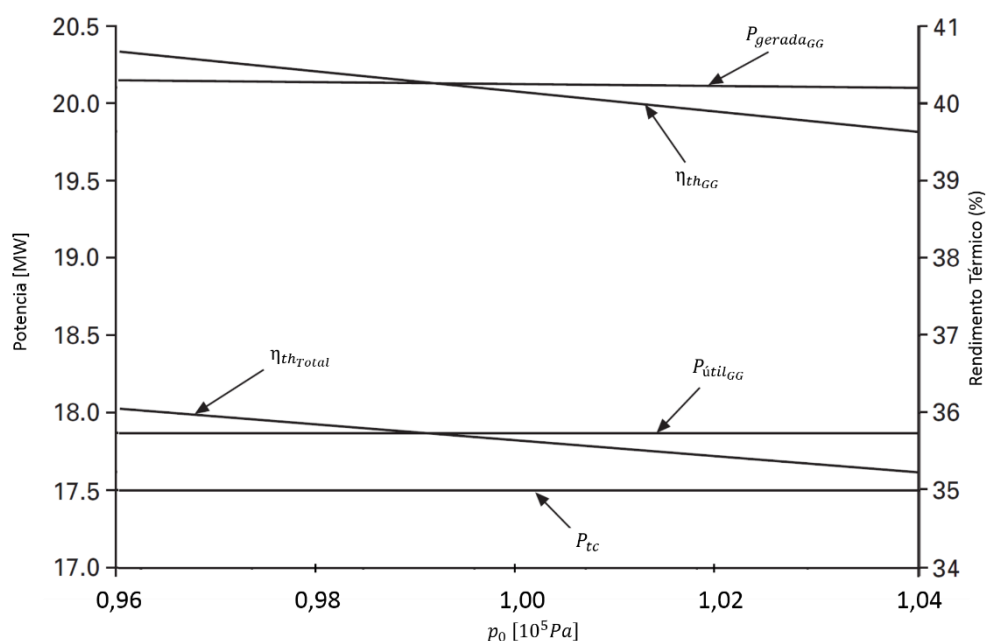


Figura 8.13: Potências e eficiências térmicas em baixa potência a diferentes pressões ambientes

^m É importante ressaltar que este é realmente o princípio de uma turbina a gás de ciclo fechado, onde podemos reduzir a pressão de trabalho do ciclo para reduzir a carga, mantendo assim η_{th} constante com cargas mais baixas. Essas turbinas a gás de ciclo fechado foram construídas e operadas como um meio de consertar os pobres rendimentos térmicos de turbinas a gás em cargas baixas.

8.4 Impacto no Ciclo de Vida Útil

É sabido a importância da temperatura e da tensão (Força Centrífuga) sobre a deformação plástica (fluência) do material da turbina. O tempo para uma dada quantidade de deformação plástica define a vida útil do material da lâmina da turbina. A vida útil da TGG é de cerca de 20.000 horas de funcionamento no ponto de projeto e em condições ISO. Resfriamento da turbina é empregado significativamente para manter a temperatura da lâmina em torno de 1100 K. A vida útil da turbina de carga é de cerca de 75.000 horas em condições ISO. As temperaturas dos gases são muito mais baixas para a turbina de carga ($T_4 \approx 1050\text{ K}$) em comparação a temperatura do gás que entra na TGG ($T_3 \approx 1400\text{ K}$). Assim, nesse simulador nenhum resfriamento é utilizado para pás da turbina de carga.ⁿ

8.4.1 Variação da Temperatura Ambiente

8.4.1.1 Efeitos em Alta Potencia

Quando se opera em temperaturas ambiente mais baixas, onde o desempenho do motor é regulado tanto por N_1/T_1 quanto por N_1 , a vida útil de ambas as turbinas diminui significativamente. Nesse período ocorrem aumentos de T_3 e T_4 . Independentemente das mudanças nos níveis de tensão (devido às restrições de velocidade, Item 8.1.1.1), as temperaturas operacionais mais altas resultam na queda significativa da vida útil do motor. Temperaturas operacionais muito baixas resultam em quase nenhum dano com respeito a fluência.

A vida útil do GG permanece essencialmente constante na operação limitada por T_4 . À medida que T_0 sobe acima de 25°C, há decréscimo de N_1 , como discutido no Item 8.1.1.1. Esta diminuição de velocidade diminui a força centrífuga na lâmina do rotor da turbina. Além disso, a diferença de temperatura do gás ao passar pela TGG é constante ($T_3 - T_4 = cte$), devido à $p_4/p_3 = cte$ por causa das condições de restrição que existem na turbina de carga (Item 6.3.2) e resulta em uma temperatura de entrada da turbina quase constante. Neste período há uma queda de $P_{\text{útil}_{TGG}}$ e isto é necessário

ⁿ Lembra-se que vida útil a fluência é dependente de condições de carga e de ambiente, um acompanhamento adequado da turbina pode aumentar os períodos entre as trocas de peças das turbinas e reduzir os custos de manutenção do motor, melhorando, assim, os custos do ciclo de vida do motor.

para satisfazer a queda da energia necessária para o funcionamento do compressor a medida que T_0 aumenta. Assim, o momento sobre as pás do rotor da turbina também diminui. O efeito da queda de N_1 e da queda do momento vai diminuir a tensão sobre as lâminas do rotor, tendo assim um efeito positivo sobre a resistência a fluência da TGG e, conseqüentemente, sobre a vida útil do motor, reduzindo o tempo entre revisões durante a operação. No entanto, a temperatura do ar de resfriamento (que pode ser representada por T_2 também) aumenta à medida que T_0 aumenta, aumentando assim a temperatura da lâmina da turbina. O efeito líquido destas variações é a pequena inclinação negativa da vida útil da TGG no período de limite de T_4 .

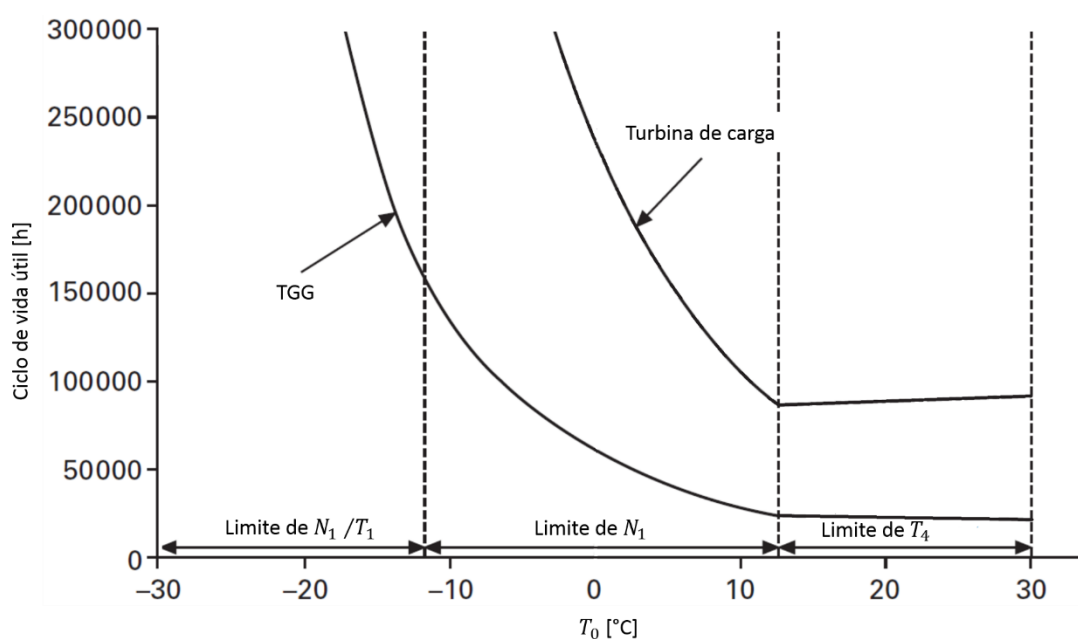


Figura 8.14: Ciclos de vida em alta potência a diferentes temperaturas ambientes

O impacto sobre a vida útil da turbina de carga é um pouco diferente. No simulador um gerador de energia elétrica opera em velocidade constante (síncrona). Assim, a tensão centrífuga mantém-se constante. Há queda de $P_{\text{útil}}$ na medida que T_0 se eleva durante o limite de T_4 (Item 8.3.1.1). Isto diminui o momento sobre as pás do rotor da turbina de carga. É assumido que a turbina de carga não é resfriada e, portanto, é considerado que a temperatura da lâmina é a mesma que a temperatura do gás (T_4), a

qual é constante durante este período de operação. Assim, observa-se um aumento leve da vida útil da turbina de carga no funcionamento limitado por T_4 .^o

8.4.1.2 Efeitos em Baixa Potencia

Há aumento de N_1 (Item 8.1.1.2), de T_3 e de T_2 com o aumento de T_0 . O aumento de T_2 resulta em uma temperatura de ar de resfriamento de pás da TGG menor. Todos estes fatores diminuem a vida útil da TGG. Uma vez que T_4 também se eleva, a vida útil da turbina de carga também diminui (Figura 8.15).

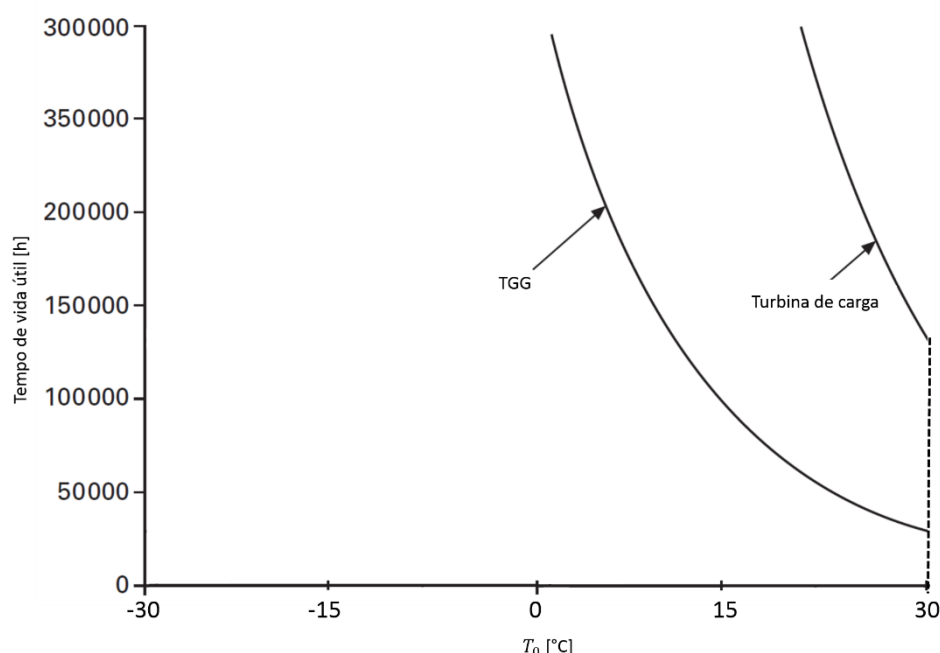


Figura 8.15: Ciclos de vida em baixa potência a diferentes temperaturas ambientes

^o Os fabricantes muitas vezes restringem N_1 a T_0 mais baixas para poupar o motor para um posterior funcionamento em T_0 mais elevadas. Os fabricantes assumem um certo número de horas de funcionamento do motor em temperaturas ambientes baixas e altas na determinação vida útil. Isso encontra suas origens em motores aeronáuticos, onde o limite de temperatura dos gases de escape pode ser elevado nos dias quentes para se conseguir impulso suficiente para a decolagem. Nos dias frios, o limite de temperatura do gás de escape seria reduzido para compensar a vida perdida operando em dias quentes. O melhor desempenho do motor a baixas temperaturas ambiente seria suficiente para garantir o desempenho satisfatório do motor para a decolagem.

8.4.2 Variação da Pressão Ambiente

8.4.2.1 Efeitos em Alta Potencia

Observa-se que a vida útil turbina de carga diminui à medida que se eleva p_0 . Há a elevação de $P_{\text{útil}}$ com o aumento de p_0 (Item 8.3.2.1). Por conseguinte, o momento atuando sobre as lâminas da turbina de carga deve aumentar, já que $N_5 = \text{cte}$ (gerador elétrico). Embora a força centrífuga seja constante, esse aumento de momento irá resultar em uma elevação do nível total de tensão sobre as lâminas. Uma vez que $T_4 = \text{cte}$, os altos níveis de tensão resultam em uma queda da vida útil da turbina de carga.

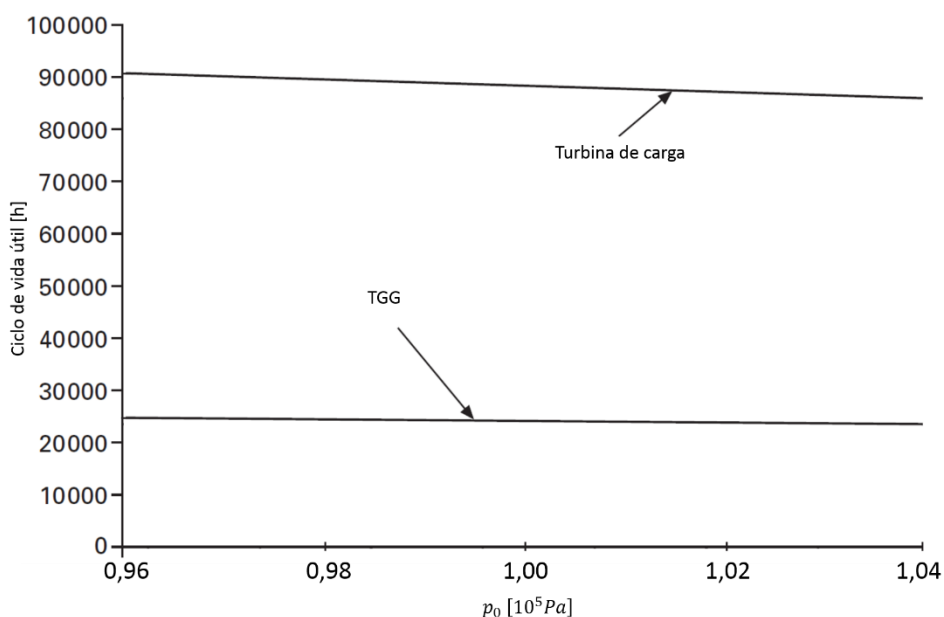


Figura 8.16: Ciclos de vida em alta potência a diferentes pressões ambientes

Uma situação similar existe para a TGG. Por causa da constância de N_1/T_1 e de T_1 , há também a invariabilidade de T_3 e de N_1 . Além disso, T_2 e, por conseguinte, a temperatura do ar de resfriamento de pás da TGG também se mantém constante. Uma vez que $\dot{m}_1$ aumenta com p_0 (Item 8.2.2.1), a potência absorvida pelo compressor também se eleva. Toda a energia demandada pelo compressor é fornecida pela TGG, de modo que a energia produzida pela TGG também irá se elevar. Embora N_1 e T_3

sejam constantes durante a simulação, a elevação da demanda de energia do compressor resulta em maior momento nas lâminas da TGG. As tensões mais altas nas pás da TGG resultam em uma queda da vida útil da TGG, o qual pode ser visto na Figura 8.16.

8.4.2.2 Efeitos em Baixa Potencia

Há decréscimo de N_1 (Item 8.1.2.2), T_3 e, conseqüentemente, T_4 durante uma elevação de p_0 . Isso também resulta em uma diminuição da temperatura do metal da TGG, portanto a vida útil da TGG aumenta. Devido à queda de T_4 a vida útil da turbina de carga aumenta gradativamente até o ponto em que está acima de 300 000 horas, a qual está fora da escala que o simulador dispõe (Figura 8.17).

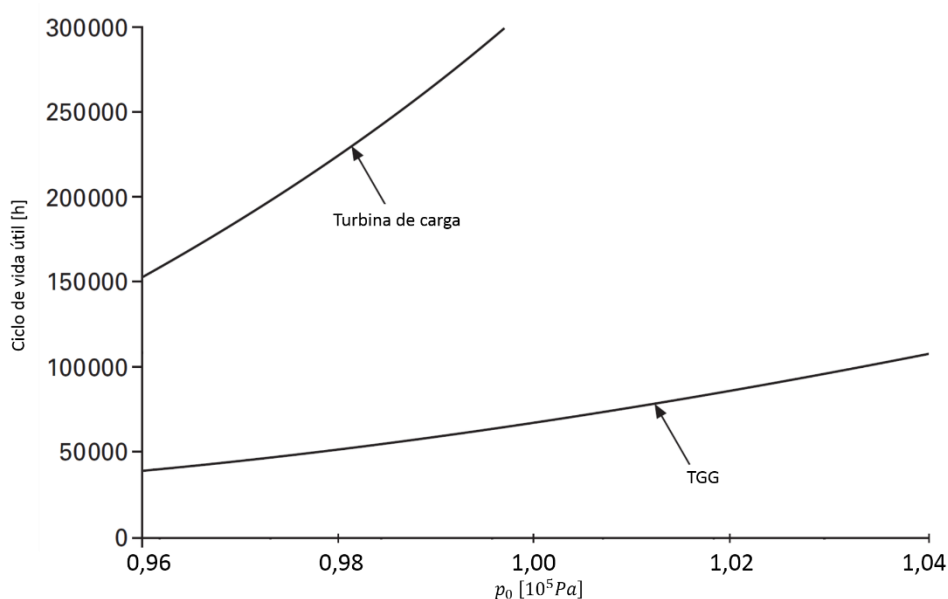


Figura 8.17: Ciclos de vida em baixa potência a diferentes pressões ambientes

8.5 Impactos na Emissão de Poluentes

Emissões de turbinas a gás, tais como NO_x e CO são dependentes da pressão (p_2) e da temperatura de combustão para um determinado combustível. Além disso, o NO_x é dependente da umidade específica (UE) do ar de combustão, que neste simulador é calculada com a Eq. 24.

$$\frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{ar}}} = 0,038166 \cdot UR \cdot e^{\frac{17,67 \cdot T_3}{T_3 + 243,5}} \cdot \left[\frac{100 \cdot p_2}{6,112 \cdot UR \cdot e^{\left(\frac{17,67 \cdot T_3}{T_3 + 243,5}\right)}} - 1 \right]^{-1} \quad \text{Eq. 24}$$

Obs.: T_3 em °C

Geralmente quanto maior a umidade específica, menores são as emissões de NO_x em função da umidade suprimir o "pico" de temperaturas de combustão. Quanto maior for a pressão e a temperatura de combustão, maior será a emissão de NO_x . No entanto, estas condições elevam a oxidação de CO em CO_2 , reduzindo, assim, as emissões de CO. Condições de funcionamento diferentes podem dar origem a alterações significativas nas pressões, temperaturas de combustão e de umidade específica, produzindo assim alterações nas referidas emissões. Como dito o simulador se utiliza de modelos paramétricos de emissão para prever as emissões de NO_x e CO. As emissões de NO_x são previstas usando a correlação Bakken e Skogly (Eq. 25)

$$NO_x [\text{ppmv com } 15\% \text{ de } O_2 \text{ seco}] = 62 \cdot p_2^{0,5} \cdot \left(\dot{m}_{\text{ar}} / \dot{m}_c \right)^{1,4} \cdot e^{-635/T_3} \quad \text{Eq. 25}$$

e as emissões de CO são previstas usando a correlação de Rizk e Mongia (Eq. 26).^p

$$CO [g/kg] = 0,15 \cdot 10^{16} \cdot (t - t_e)^{0,5} \cdot e^{\left[\frac{7800/T_{zp}}{p_2^2 \cdot (t - 0,4 \cdot t_e) (\Delta p_{23}/p_2)^{0,5}} \right]} \quad \text{Eq. 26}$$

$p_2 = p_c$ é a pressão de combustão [kPa]

T_{zp} é a temperatura da zona primaria [K]

t é o tempo de permanência e t_e é o tempo de evaporação [s]

A correlação de Bakken & Skogly foi desenvolvida para combustores que utilizam gás natural como combustível. Esta correlação incorpora os efeitos de degradação de componentes. Com base na sua análise estatística, os efeitos de degradação de componentes podem ser obtidos medindo apenas p_2 , $\dot{m}_{ar}/\dot{m}_c$, e T_3 . A correlação apresentada foi implementada em um sistema de monitoramento em uma instalação Sleipner- A (Plataforma de petróleo *Offshore* da Statoil na Noruega), mas os resultados deste monitoramento nunca foram publicados. (KELLER, 2011)

A correlação de Rizk & Mongia foi desenvolvida somente para combustores de spray convencionais. Acredita-se que tenha desempenho semelhante quando utilizado com combustores com vaporizadores providos de pré-mistura, se T_{zp} for substituído pela temperatura estequiométrica da reação de combustão.

^p O Simulador também mostra tendências na produção de CO_2 . A produção de CO_2 é proporcional ao consumo de combustível e, portanto, mostra uma tendência muito semelhante ao fluxo de combustível. O CO_2 não é considerado um poluente tóxico, mas é um gás de efeito estufa e contribui para o aquecimento global. Assim, os esforços são feitos para reduzir as emissões de CO_2 . Reduções só podem ser alcançadas através da melhoria do rendimento energético do motor ou através da utilização de combustíveis com baixos teores de carbono.

8.5.1 Variação da Temperatura Ambiente

8.5.1.1 Efeitos em Alta Potencia

Quando o desempenho do motor é controlado por N_1/T_1 , p_2 é essencialmente constante. No entanto, a temperatura de combustão continua a aumentar, aumentando as emissões de NO_x mas também diminuindo as de CO.

A T_0 mais altas, com o desempenho do motor limitado por N_1 , a temperatura de combustão aumenta com a aumento da umidade específica. O efeito do aumento da temperatura de combustão e do aumento da umidade específica é uma curva praticamente horizontal de NO_x (Figura 8.18). O aumento da temperatura de combustão também diminui as emissões de CO.

A medida que se aumenta T_0 o funcionamento do motor é limitado por T_4 . Há uma diminuição em NO_x enquanto ocorre uma pequena elevação das emissões de CO. Há uma queda de p_2 ($T_2/\uparrow T_1 = (\downarrow p_2/p_1)^{\gamma-1/\gamma}$), portanto, há uma diminuição na pressão de combustão. A temperatura média da zona primária também se eleva e a umidade específica aumenta (Eq. 24). Estes três fatores resultam em uma diminuição de NO_x e em uma elevação das emissões de CO.^q

^q Os níveis de CO são muito menores do que os níveis de NO_x e qualquer aumento significativo de CO implicaria em uma perda do rendimento da combustão.

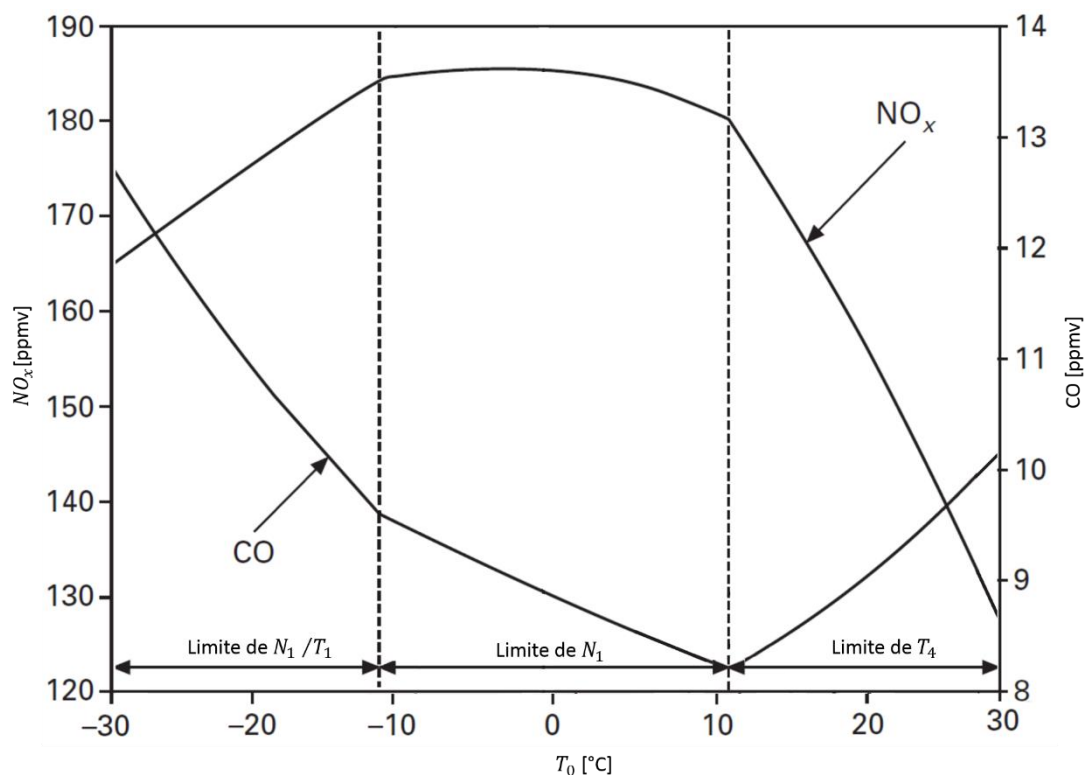


Figura 8.18: Emissões de poluentes em alta potência a diferentes temperaturas ambientes

8.5.1.2 Efeitos em Baixa Potencia

A pressão de combustão diminui durante esta simulação. A baixas T_0 a umidade específica é pequena e a aumento da temperatura de combustão domina a reação, resultando em um aumento das emissões de NO_x (Figura 8.19). No entanto, embora a temperatura de combustão aumente, a umidade específica aumenta exponencialmente com T_0 . A elevação da umidade específica diminui a formação de NO_x .

A formação de CO é mais sensível a temperatura de combustão do que a pressão de combustão, assim, a elevação da temperatura resulta em uma queda de CO.

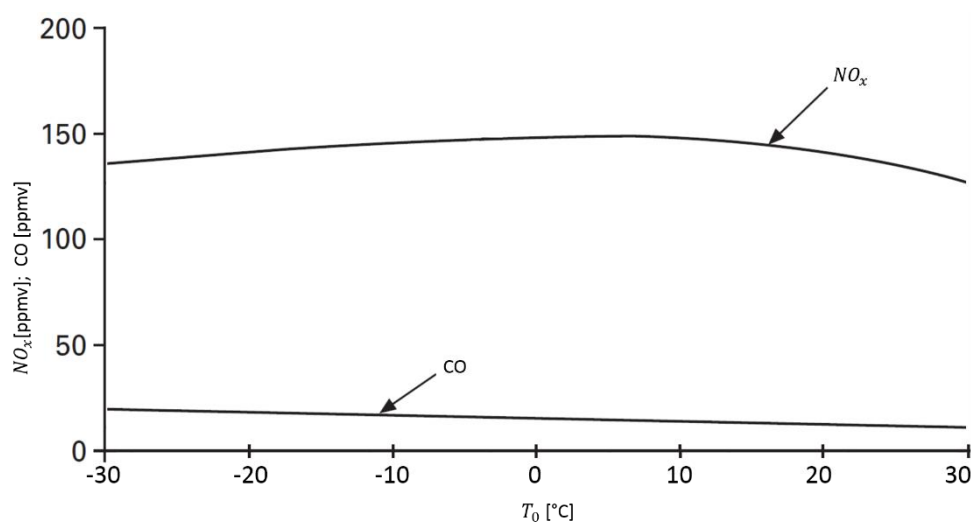


Figura 8.19: Emissões de poluentes em baixa potência a diferentes temperaturas ambientes

8.5.2 Variação da Pressão Ambiente

8.5.2.1 Efeitos em Alta Potencia

Há aumento de p_2 com a elevação de p_0 , conduzindo a um aumento da pressão de combustão. A temperatura de combustão permanece constante, devido a $N_1/T_1 = cte$. Assim, a elevação de p_0 resulta em uma elevação das emissões de NO_x e em uma queda das emissões de CO. Além disso, a diminuição da umidade específica, devido ao aumento da pressão ambiente, irá contribuir para a elevação de emissões de NO_x .

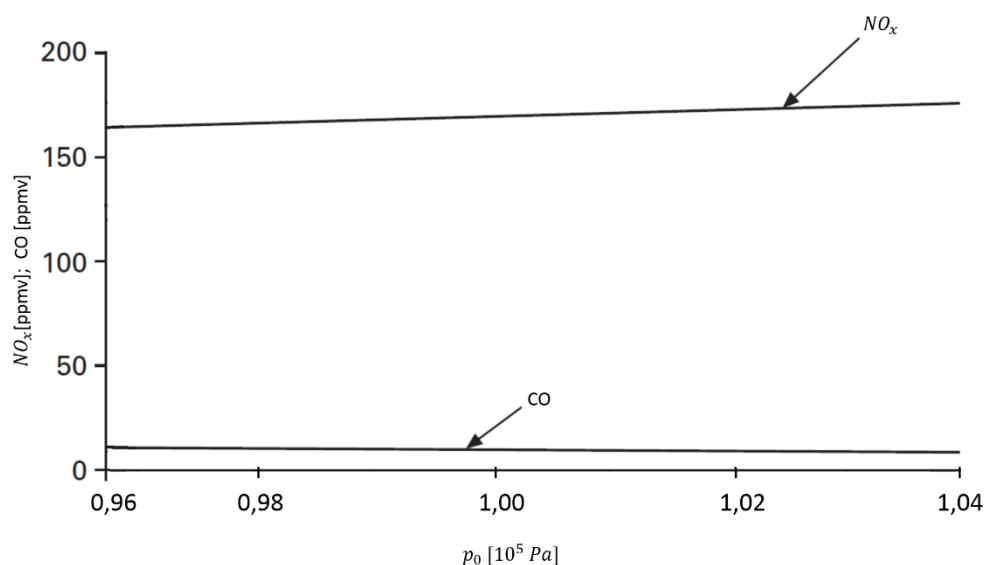


Figura 8.20: Emissões de poluentes em alta potência a diferentes pressões ambientes

8.5.2.2 *Efeitos em Baixa Potencia*

Com o aumento de p_0 , também há aumento de p_2 . Há também diminuição da temperatura da zona primária. Neste caso, a influência disso é maior do que o aumento resultante da pressão de combustão, diminuindo, assim, os níveis de NO_x (Figura 8.21). A emissão de CO permanece essencialmente constante. Isso é devido à diminuição da temperatura da zona primária em compensação ao aumento da pressão de combustão.

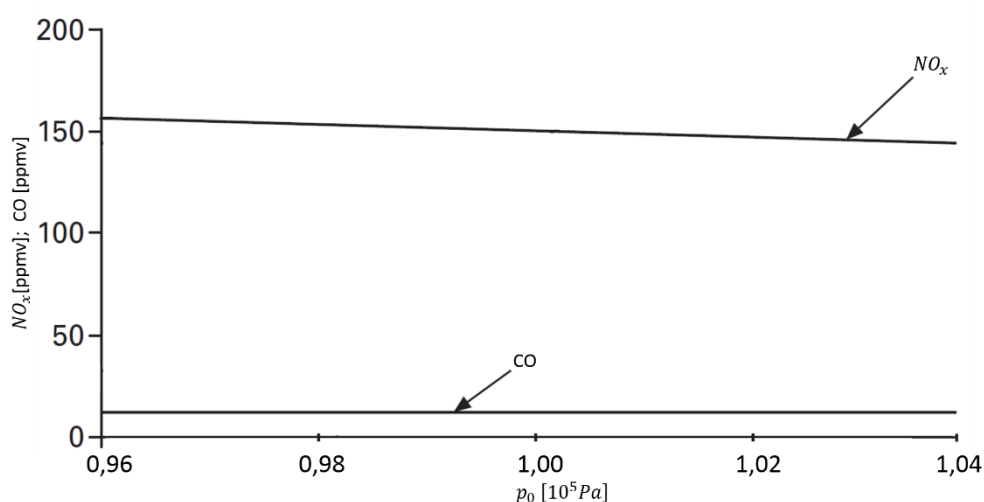


Figura 8.21: Emissões de poluentes em baixa potência a diferentes pressões ambientes

9 EXERCÍCIO PROPOSTO

Com as análises feitas já é possível formular e responder várias perguntas práticas. Aqui é apresentado um exemplo para fim didático.

Uma fábrica está sendo planejada e, devido as crises energéticas do país, foi decidido que esta deve gerar sua própria energia elétrica de 16 MW com a perspectiva de vender qualquer energia excedente para a rede regional. Para isso é possível a utilização de antigos motores LM2500 encontrados. Dois locais possíveis são propostos: Santos e São Paulo. A temperatura ambiente média de Santos é de 22,3°C e a pressão é de 1,010 Bar. São Paulo tem uma temperatura ambiente e pressão média de 19,2°C e 0,93 Bar, respectivamente (Instituto Nacional de Meteorologia). Com ajuda do simulador determine o local mais adequado para a implantação da pequena termoeletrica, com base no desempenho do motor. Suponha uma perda de entrada e de saída de 100 milímetros de coluna de água, respectivamente uma umidade relativa de 60%.

Dados Adicionais

Tabela 9.1: Preço do gás natural para termoeletricas (ComGas)

Preço do Gás Natural Canalizado para Termoeletricas	
Valores com ICMS	
Geração de Energia Elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final	Geração de Energia Elétrica destinada à revenda a distribuidor
0,049033 R\$/m ³	0,048356 R\$/m ³

Densidade do gás Natural Canalizado: 0,78 Kg/m³ (Dietmar K. Hennecke, 2001)

Poder calorifico médio: 0,0375 GJ/m³ (Dietmar K. Hennecke, 2001)

Preço médio da energia elétrica industrial: 300 R\$/MWh (Ministério de Minas e Energia, 2012)

Análise Qualitativa

A primeira decisão a se tomar é se deve produzir somente o necessário de energia elétrica ou produzir mais que o necessário e vender o excedente.

Como constatado nos Itens 8.2, 8.3 e 8.5 o motor tem melhor funcionamento quando submetido a cargas maiores, além de menores emissões de CO. Com ganhos somente na vida útil do motor, trabalhar abaixo do desempenho máximo possível não é economicamente vantajoso. Mesmo que a produção de somente o necessário de energia aumentasse a vida útil em 500% (20.000h para 100.000h), apenas com a hipótese de produção excedente de 1 MW haveria uma renda de R\$ 6.000.000,00 em 20.000h de uso, i.e., aproximadamente 2,5 milhões de reais por ano, valor mais que suficiente para pagar manutenções adicionais. Portanto é melhor produzir mais energia que o necessário e vender o restante para a rede energética regional.

Para o caso do funcionamento do motor a toda potência temos:

Análise do fluxo

Observando a Figura 8.6 pode-se notar que temperaturas maiores trariam menor consumo de combustível, mas de acordo com a Figura 8.8 maiores pressões trariam maiores fluxos de combustível.

Análise da Potência e do Rendimento

Observando a Figura 8.10 pode-se notar que em ambos os casos o motor se encontraria na condição limitada por T_4 ($T_1 > 12^\circ\text{C}$). Nessa condição é possível afirmar que temperaturas maiores trariam menores potências geradas e menores rendimentos para o motor. Porém observando a Figura 8.12 pode-se notar que pressões maiores trariam maiores potenciais geradas e maiores rendimentos para o motor.

Análise da vida útil

Observando a Figura 8.14 nota-se o aumento da vida útil com aumento da temperatura ambiente, mas com a Figura 8.16 nota-se que há diminuição da vida útil com aumento da pressão atmosférica.

Análise de emissões de poluentes

A Figura 8.18 mostra a diminuição das emissões de NOx e aumento das emissões de CO com o aumento da temperatura ambiente, mas a Figura 8.20 mostra um aumento nas emissões de NOx e diminuição das emissões de CO com aumento da pressão atmosférica.

Análise Final

Avaliando os efeitos qualitativos obteremos pela análise da variação de temperatura que uma instalação na cidade de Santos teria menor consumo de combustível, menor potência útil, menor rendimento, maior vida útil, menor índice de NOx e maior índice de CO comparados a uma instalação na cidade de São Paulo. Porém pela análise da variação de pressão atmosférica a mesma instalação em Santos teria maior consumo de combustível, maior potência útil, menor vida útil, maior índice de NOx e menor índice de CO.

Portanto sem saber qual fator; pressão ou temperatura, afeta o motor predominantemente não há como avaliar o efeito combinado, pois cada fator aponta para um lado em cada análise. Portanto noções do funcionamento do motor não bastam e o uso do simulador se faz necessário.

Resolução Quantitativa

Com os dados obtidos na Tabela 9.2 pode-se observar as vantagens de se instalar uma usina termoeletrica em Santos invés de São Paulo, pois apesar da menor vida útil, menor rendimento e maior consumo de combustível, todos os outros fatores são melhores inclusive com respeito ao maior lucro energético, gerando mais 2,77 milhões de reais por ano do que uma usina em São Paulo.

Tabela 9.2: Dados de entrada e saída do Simulador^r

			Santos	São Paulo
Dados de entrada	Temperatura ambiente	°C	22,3	19,2
	Pressão ambiente	Bar	1,01	0,93
	Umidade especifica	%	60	60
	Rotação da TC	Hz	60	60
	Potencia solicitada	MW	25	25
	Custo do combustível	R\$/GJ	1,3075	1,3075
Dados de saída	Rendimento Térmico Total		36,021	36,249
	Potencia Elétrica Gerada	MW	19,587	18,478
	Fluxo de combustível	kg/s	1,150	1,078
	NOx	ppmv	155,681	156,974
	CO	ppmv	9,095	10,366
	Vida da TGG	h	22,718	23,935
	Vida da TC	h	67,906	69,703
	Lucro energético	MR\$/ano	49,186	46,416

^r As imagens da interface do Simulador utilizado de cada simulação estão representadas no ANEXO B

10 CONCLUSÃO

Nesse trabalho houve uma análise detalhada do funcionamento do simulador fabricado pela Gas Path Analysis, fundamentando seus princípios de funcionamento e modelagem. Foi apresentado a sequência de cálculo necessária para se calcular o ponto de funcionamento do motor através da correspondência de componentes, fornecendo o apoio teórico necessário para até construir um novo simulador necessitando somente de mapas característicos digitalizados do compressor e turbinas e de um gráfico digitalizado de combustão do combustível utilizado e um método de busca de ponto ótimo como por exemplo o método de Gauß-Sidel.

Nesse trabalho foram feitas análises da variação de temperatura e pressão ambientes em alta e em baixa potência. Os efeitos estudados foram: rotação, fluxos de ar, fluxos de combustível, rendimento, potência útil, vida útil, e emissões de poluentes. Os efeitos das variações das condições ambientais são listados a seguir.

Na análise da rotação foi evidenciado que esta aumenta com o aumento da temperatura ambiente e com a diminuição da pressão ambiente mas estes efeitos são limitados pelos limites de operação do motor.

Na análise dos fluxos observou-se o aumento do fluxo de combustível com aumento da temperatura e pressão ambiente, exceto no caso da variação de temperatura com o motor é limitado por T_4 . Observou-se o aumento do fluxo de ar com o aumento da pressão ambiente e também a diminuição do fluxo de ar com o aumento da temperatura, exceto no caso que o motor é limitado por T_4 .

Com respeito a análise do rendimento observou-se sua diminuição com aumento da temperatura e pressão ambientes, exceto no caso da variação de pressão em alta potência, no qual notou-se invariabilidade.

Com respeito a potência útil gerada notou-se invariabilidade em funcionamento a baixa potência, pois o motor sempre conseguia fornecer a potência necessária de 17,5 MW. No caso da variação de temperatura a alta potência observou-se um aumento inicial seguido de constância e queda da potência, devido a alteração dos limites atingidos pelo motor. No caso da variação da pressão a alta potência observou-se aumento da potência com aumento da pressão ambiente

Observando as alterações na vida útil, constatou-se sua queda quando há aumento de temperatura ambiente, exceto no caso do funcionamento do motor limitado por exceto no caso da variação de temperatura com o motor é limitado por T_4 , no qual há aumento

da vida útil da turbina de carga com aumento da temperatura ambiente. Na simulação de variação de pressão a alta potência constatou-se uma queda na vida útil com aumento da pressão atmosférica. Já na simulação de variação de pressão a baixa potência observou-se queda da vida útil do motor com aumento da pressão.

Observando as variações de emissão de NOx em relação a pressão atmosférica, observou-se que um aumento de pressão causa aumento do índice de NOx para alta potência e diminuição para o caso de baixa potência. Para a simulação para variação de temperatura ambiente observou-se uma inicial elevação seguida de queda dos índices de NOx, tanto para o caso em alta potência quanto para o caso em baixa potência. Com relação a emissão de CO, notou-se queda do índice de CO com aumento de temperatura e pressão ambiente, exceto no caso da variação de temperatura que o motor é limitado por T_4 .

Esses resultados podem facilmente ser implementados didaticamente para ensinar o comportamento de uma turbina a gás de dois eixos com turbina de carga mecanicamente desacoplada

Finalmente foi apresentado um exercício prático para utilização dos conceitos apresentados nesse trabalho. Esse exercício apresenta a dificuldade de solução mesmo se conhecendo os efeitos de ambos os fatores estudados (pressão e temperatura ambientes), fundamentando a necessidade de se ter um simulador apropriado para que uma empresa, mesmo que esta tenha especialistas, tome as decisões necessárias.

Um seguimento deste trabalho seria um embasamento teórico de outras facetas do simulador, como a simulação de deterioração dos componentes do motor ou implementação de métodos de aperfeiçoamento de potência.

11 Bibliografia

Benchmarking gas path diagnostic methods: public approach. **Simon D. L Bird, J Davison C, Volponi A and Iverson R. E. 2008.** Berlin Alemanha : GT2008-51360, 2008. Proceeding of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air.

Boyce, P. Meherwan. 2002. *Gas Turbine Engeneering Handbook.* Oxford : Gulf Professional Publishing, 2002.

CAST. TP Engine Fundamentals. s.l. : CAST. SE135 Output1.

Chiras N, Evans C and Rees D. 2002. *Non linear gas turbine modeling using feed forward neural networks.* Amsterdam, Holanda : ASME, 2002.

ComGas. [Online]
<http://www.comgas.com.br/pt/nossosServicos/Tarifas/Paginas/termoeletricas.aspx>.

Cussons. 2013. <http://www.cussons.co.uk/>. [Online] 25 de Setembro de 2013.

Dietmar K. Hennecke, Karl Wörrlein. 2001. *Flugantriebe und Gasturbinen.* Darmstadt : Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe der Technischen Universität Darmstadt, 2001.

Fletcher, Paul e Walsh, Philip P. *Gas turbine performance.*

General Eletrics. 2014. GE Aviation. [Online] General Eletrics, 2014. [Citado em: 01 de Julho de 2014.] <http://www.geaviation.com/marine/engines/military/lm2500/>.

Gulati, Sampath S. e R., Slngih. 2002. *Artifical intelligence techniques for gas turbine engine fault diagnostics.* Indianapolis : AIAA, 2002.

Gunetti, P., Millis, A. e Thompson, H. 2008. *A distributed intelligent agent architecture for gas turbine engine health management.* Reno, Nevada : AIAA, 2008.

Health monitoring of a variable geometry gas turbines for the canadian navy. **Muir, D.E. 1989.** 1989, Journal of Engineering for gas turbine and power, pp. pp. 244-250.

Instituto Nacional de Meteorologia. [Online] <http://www.inmet.gov.br/>.

KELLER, RYAN A. 2011. *Studies of parametric emissions monitoring and DLN combustion NOx formation.* Manhattan, Kansas : KANSAS STATE UNIVERSITY, 2011.

Khan, Azmatulla. 2004. *Simulation and robust control of marine gas turbines.* India : IIT, 2004.

Kurzke, Joachim. 1995. *Advanced User-Friendly Gas Turbine Performance Calculations On The Personal Computer.* s.l. : ASME 95-GT-147, 1995.

—. **2011.** *GasTurb 11 Software/Details and manual.* s.l. : GasTurb, 2011.

—. **2011.** *GasTurb 11 Software/Details and manual.* 2011.

—. **2011.** *Smooth C 8.2and Smooth T 8.2 Map Softwares and manual.* 2011.

—. **2011.** *Smooth C 8.2and Smooth T 8.2 Map Softwares and manual.* 2011.

—. **2008.** *The Importance of Component Maps for Gas Turbine Performance Simulation.* 2008.

Kyriazis, A. e Mathioudakis, K. 2009. *Gas turbine fault diagnosis using fuzzy based decision fusion.* 2009. pp. pp.335-343.

Lane, Denise. *Brayton Cycle: The Ideal Cycle for Gas-Turbine Engines.*

Lazzaretto, Andrea e Toffolo, Andrea. 2001. *Introduction of Jet Applied Thermodynamics; Analytical and Neural Network Models for gas Turbine Design and Off-Design Simulation.* 2001.

Litt, J.S. 2005. *An optimal orthogonal decomposition method for kalman filter-based turbofan engine thrust estimation.* s.l. : NASA Technical Memorandum, 2005.

Mathioudakis, K., Stamatis, A. e Bonataki, E. 2002. Allocating the causes of performance deterioration in combined cycle gas turbine plants. *Journal of Engineering for gas turbines and power.* Abril de 2002, pp. pp. 256-262.

Ministério de Minas e Energia. 2012. *Informativo Tarifário Energia Elétrica Brasil.* 2012.

Nordström, Lisa. 2005. *Construction of a Simulator for the Siemens Gas Turbine SGT-600*. Linköping : Department of Electrical Engineering of Linköping University, 2005.

Oxford University. 2013. *Oxford Dictionary of National Biography*. Oxford : Oxford University Press, 2013.

Performance analysis-based gas turbine diagnostics: a review. **Li, Y.G. 2002.** Journal of, 2002, Journal of power and energy, Vols. Vol.216, Part A, pp. pp. 363-377.

Razak, A.M.Y. 2007. *Industrial Gas Turbines; Performance and Operability*. Cambridge, England : Woodhead Publishing Limited, 2007.

RESEARCH AND TECHNOLOGY ORGANISATION (RTO) of NATO. 2002. *Performance Prediction and Simulation of Gas Turbine Engine Operation*. s.l. : St. Joseph Ottawa/Hull, 2002.

Riegler, Joachim Kurzke and Claus. 2000. *A New Compressor Map Scaling Procedure for Preliminary Conceptual Design of Gas Turbines*. 2000.

Saravanamuttoo, H. I. H, Cohen.H e Rogers, G. F. C. 1996. *Gas Turbine Theory*. 1996.

Shepherd, D.G., D. Van Nostrand. *Introduction to the Gas Turbine*.

Steinke, R.J. 1982. *STGSTK-a computer code for predicting multistage axial flow compressor performance by a mean line stage stacking method*. s.l. : NASA technical paper, 1982.

Suraweera, Janitha Kanishka. 2011. *Off-design performance prediction of gas turbines*. Ottawa, Ontario : Carleton University, 2011.

Thirunavukarasu, Eshwarprasad. 2013. *Modeling And Simulation Study Of A Dynamic Gas Turbine System In A Virtual Test Bed Environment*. s.l. : University of South Carolina, 2013.

Tomita, J. T e al, et. 2006. *Nacelle design for mixed turbofan engines*. Barcelona : s.n., 2006.

Turbina a Gás: Oportunidades e Desafios. **Bicalho, Ronaldo Goulart e Almeida, Edmar Luiz Fagundes de. 2001.** 2001. Revista Brasileira de Energia V8 N°1.

Walsh, Philip P. e Fletcher, Paul. *Gas turbine performance.*

Anexo A

Imagens dos gráficos originais das simulações e análises propostas no Item 8.

Simulação da variação de temperatura ambiente à alta potência

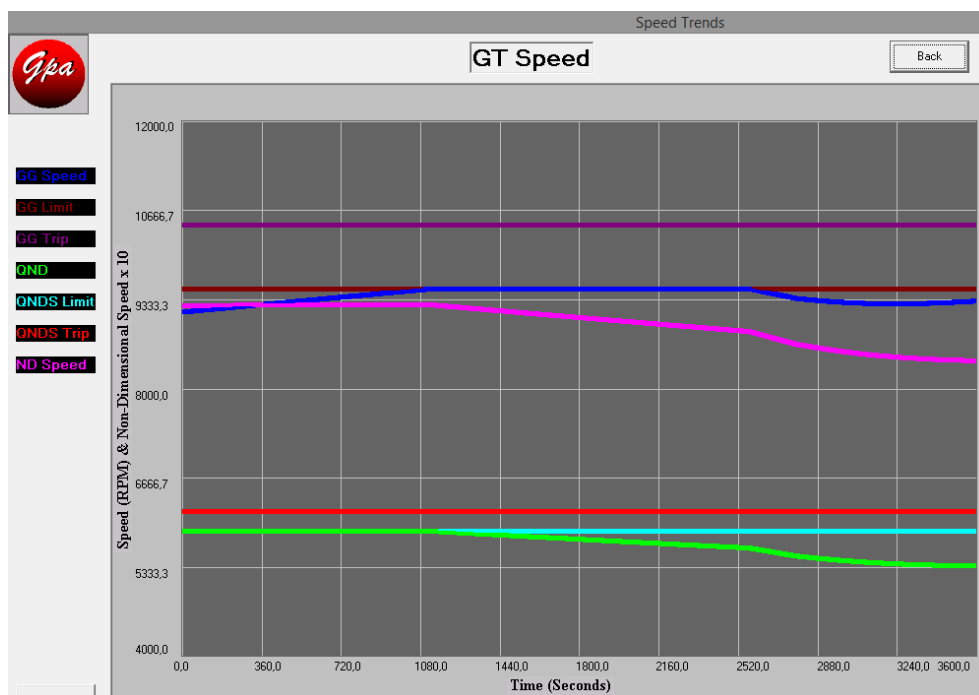


Figura A.1: Gráfico original da rotação em alta potência a diferentes temperaturas ambiente

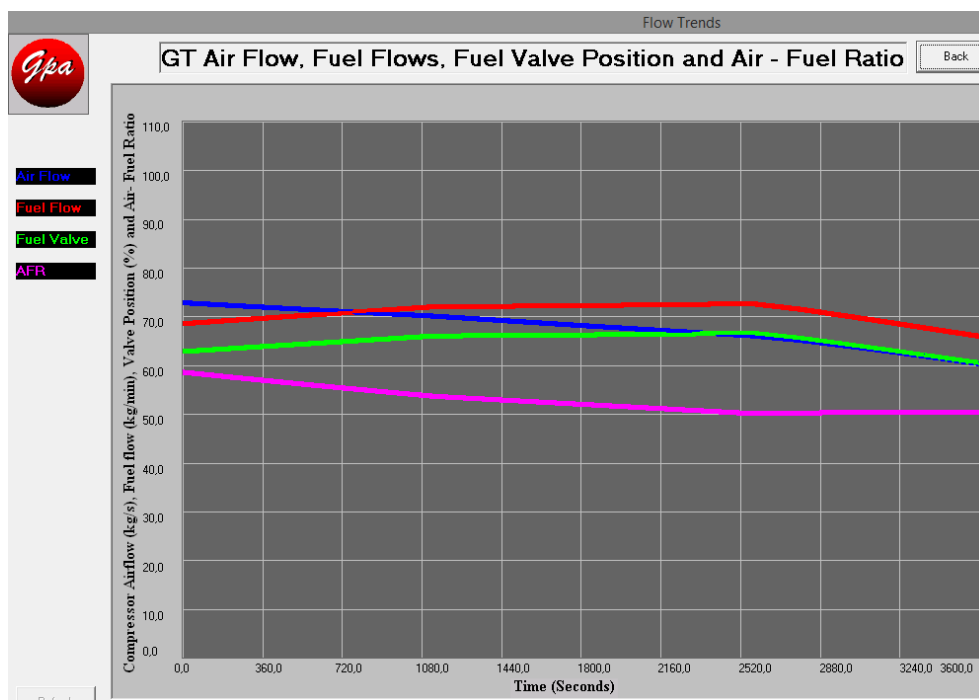


Figura A.2: Gráfico original dos fluxos em alta potência a diferentes temperaturas ambiente

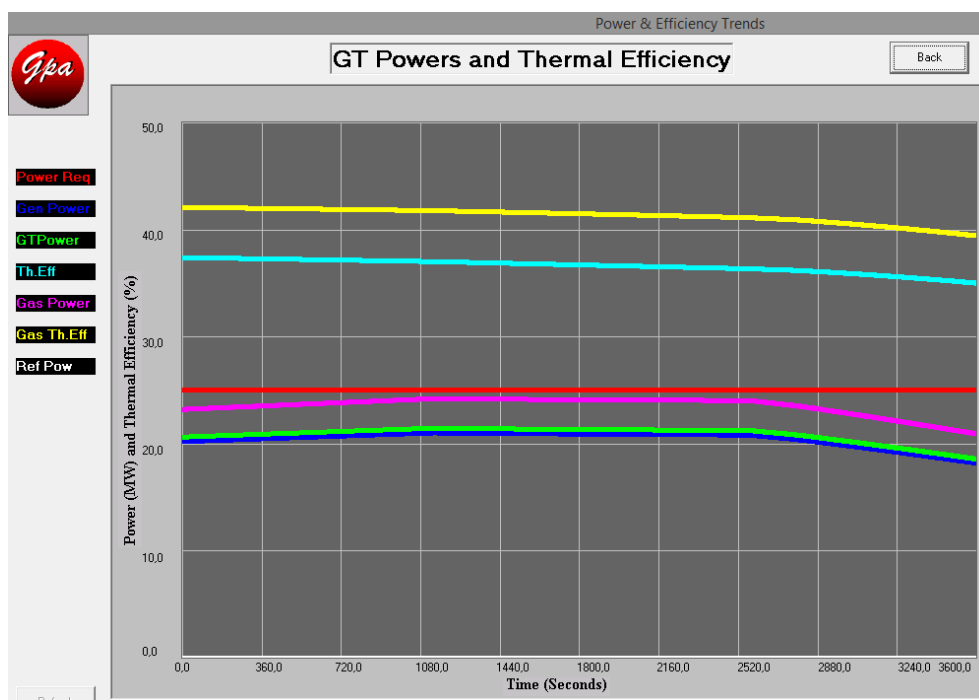


Figura A.3: Gráfico original da potência e rendimento térmico em alta potência a diferentes temperaturas

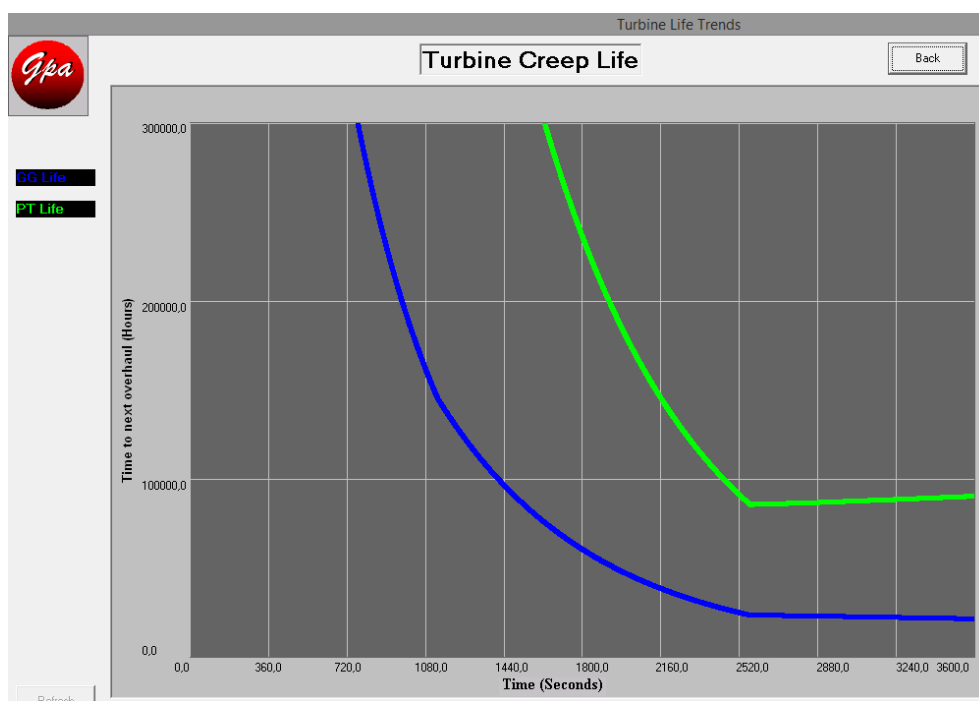


Figura A.4: Gráfico original de ciclos de vida em alta potência a diferentes temperaturas ambientes

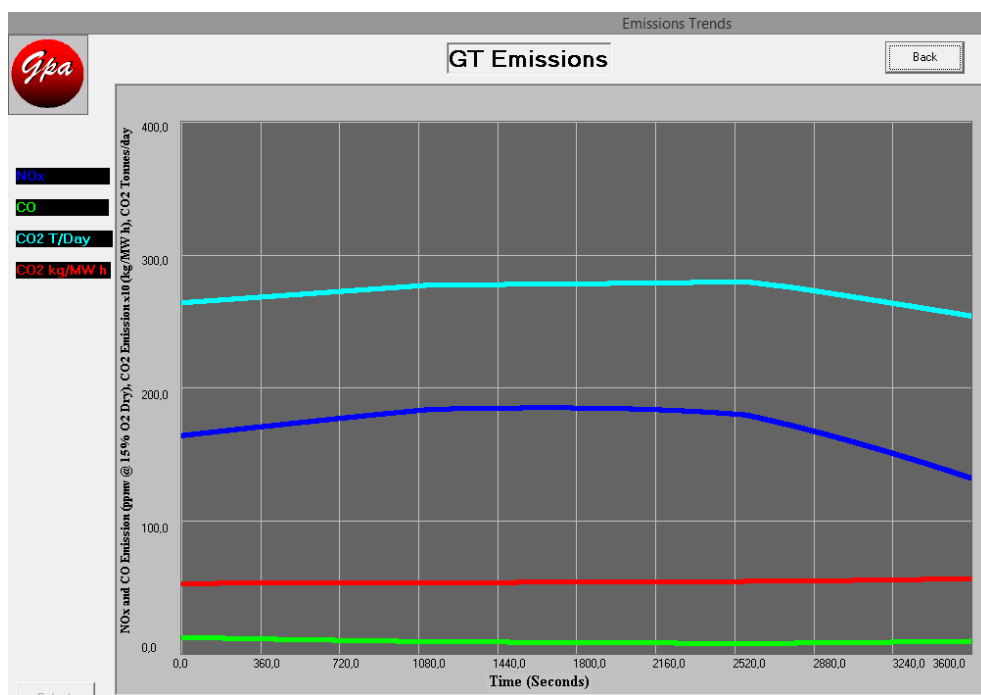


Figura A.5: Gráfico original de emissões de poluentes em alta potência a diferentes temperaturas ambientes

Simulação da variação de temperatura ambiente à baixa potência

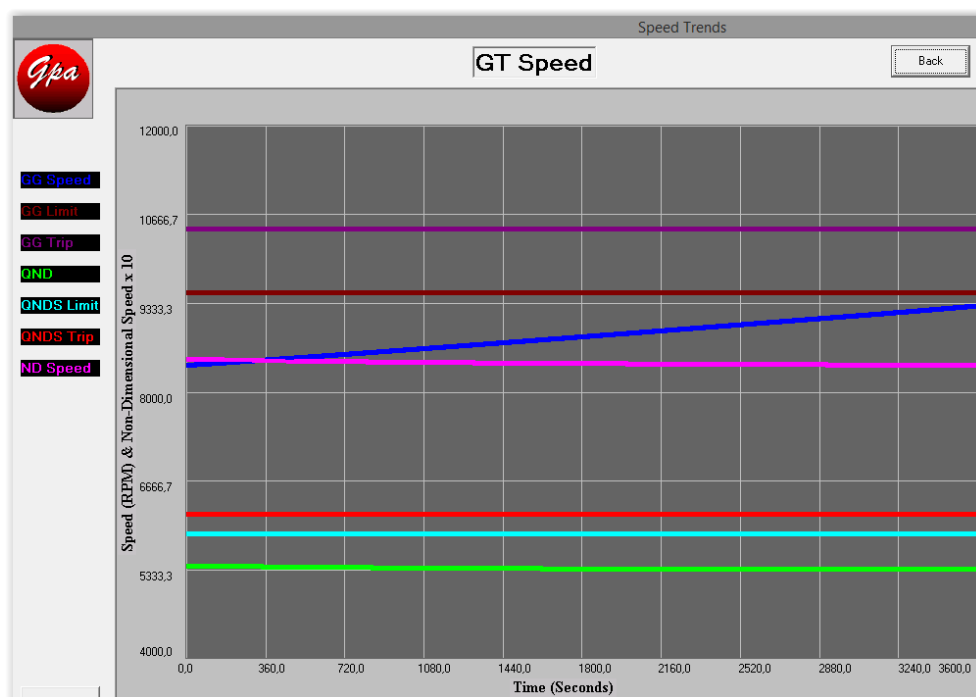


Figura A.6: Gráfico original da rotação em baixa potência a diferentes temperaturas

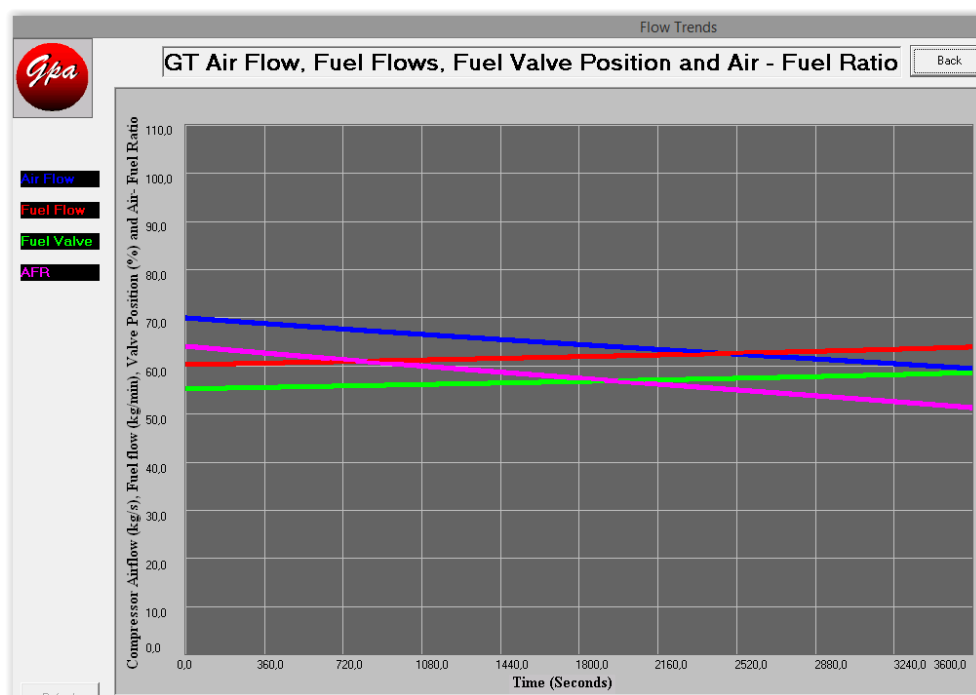


Figura A.7: Gráfico original dos fluxos em baixa potência a diferentes temperaturas

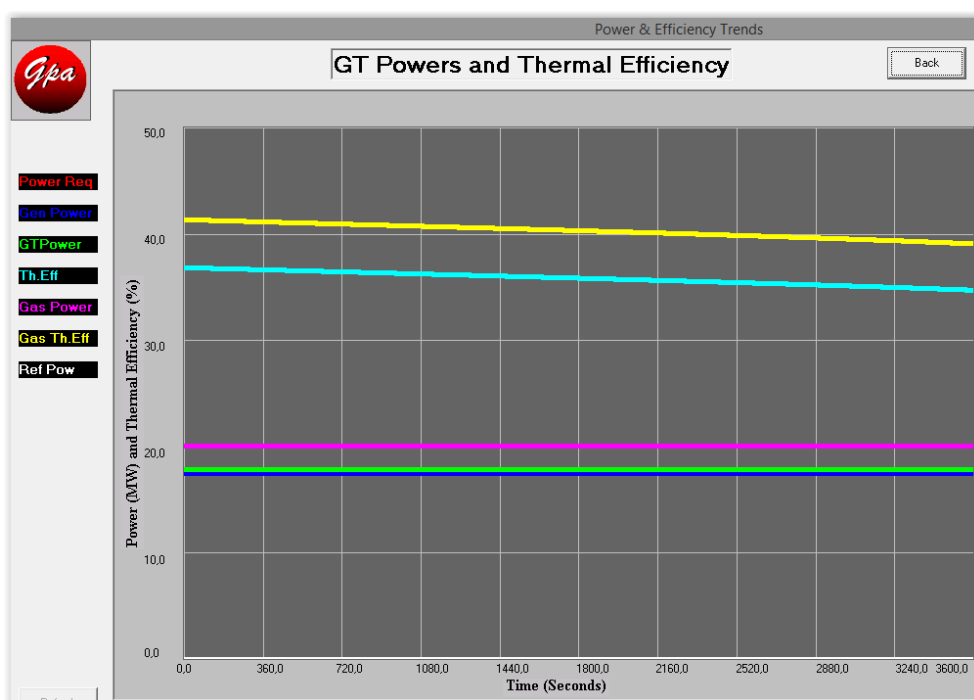


Figura A.8: Gráfico original da potência e rendimento térmico em baixas potência a diferentes temperaturas

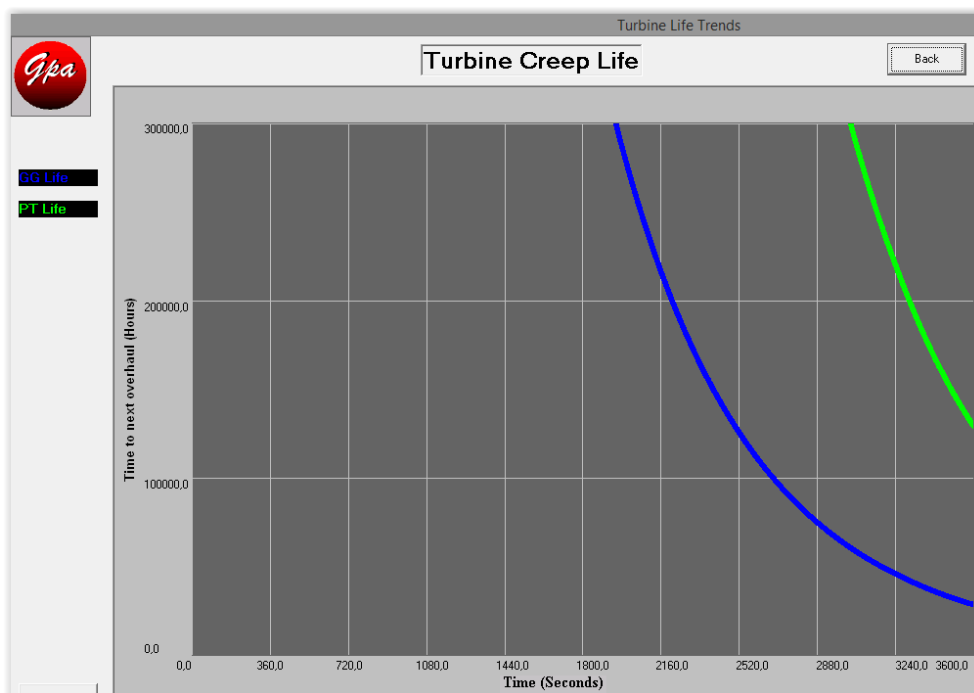


Figura A.9: Gráfico original de ciclos de vida em baixa potência a diferentes temperaturas ambientes

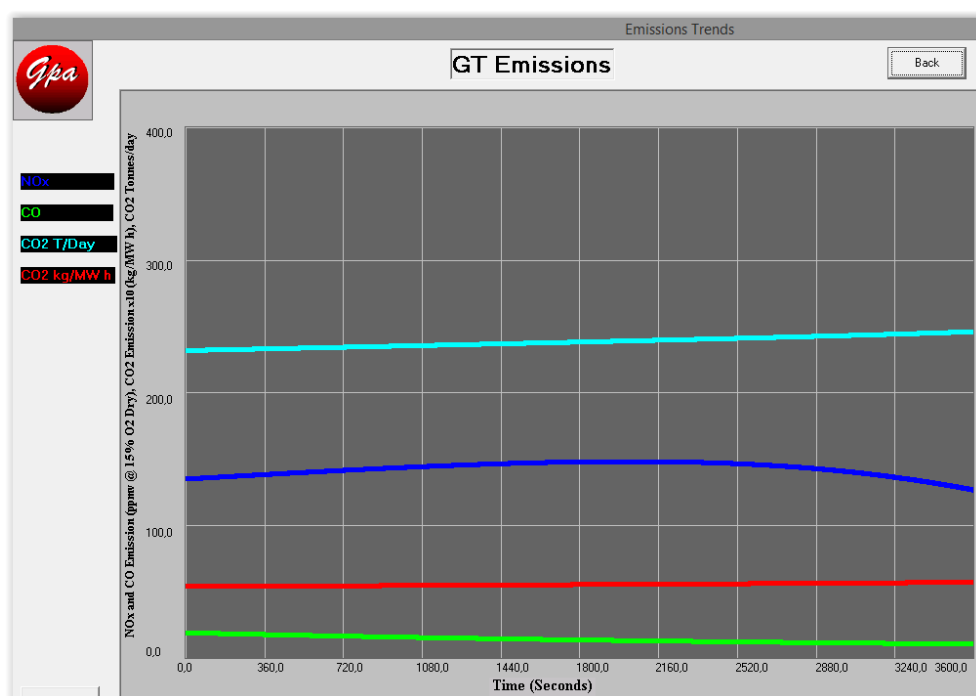


Figura A.10: Gráfico original de emissões de poluentes em baixa potência a diferentes temperaturas ambientes

Simulação da variação de pressão ambiente à alta potência



Figura A.11: Gráfico original da rotação em alta potência a diferentes pressões ambientes

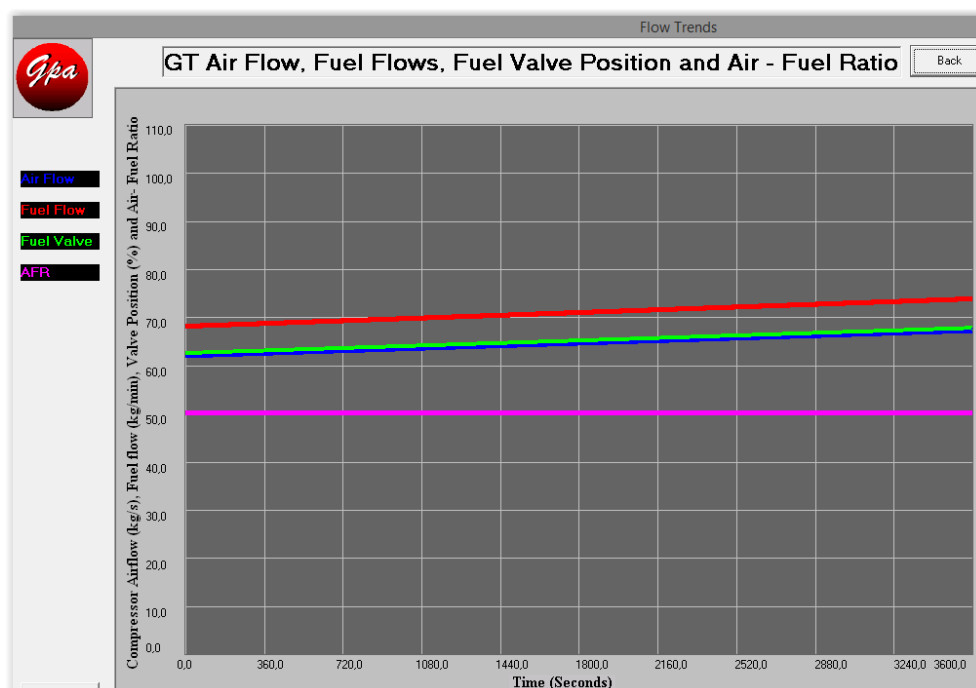


Figura A.12: Gráfico original dos fluxos em alta potência a diferentes pressões ambientes

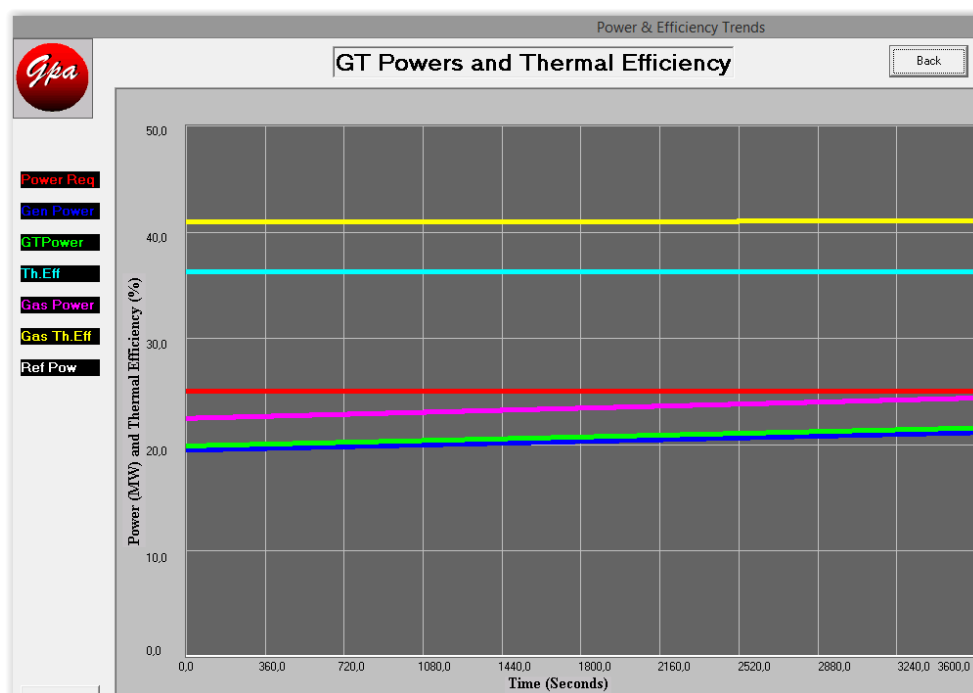


Figura A.13: Gráfico original da potência e rendimento térmico em alta potência a diferentes pressões ambientais

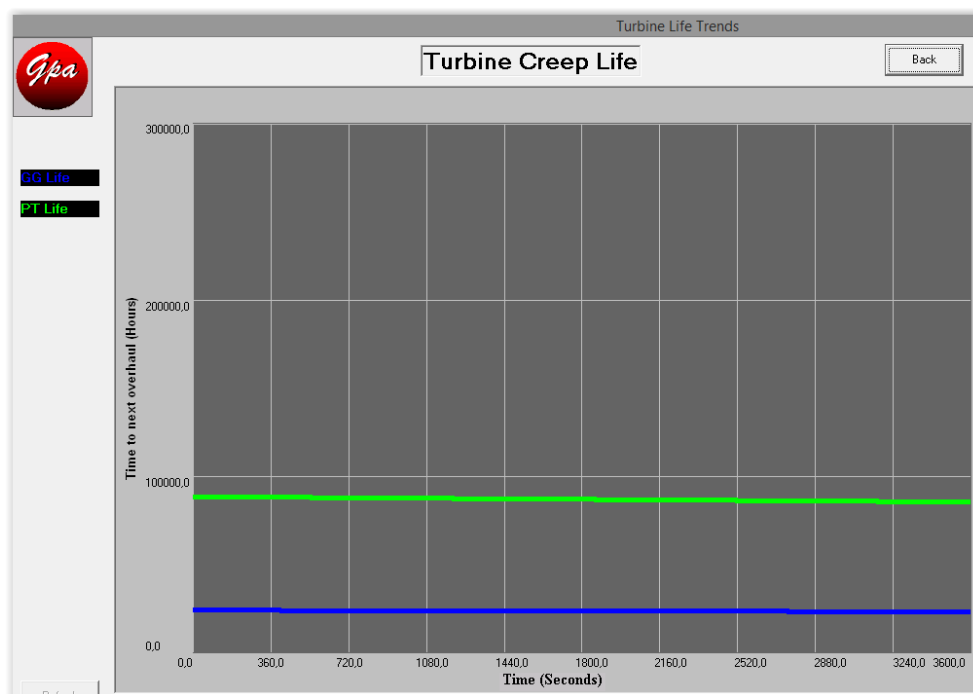


Figura A.14: Gráfico original de ciclos de vida em alta potência a diferentes pressões ambientais

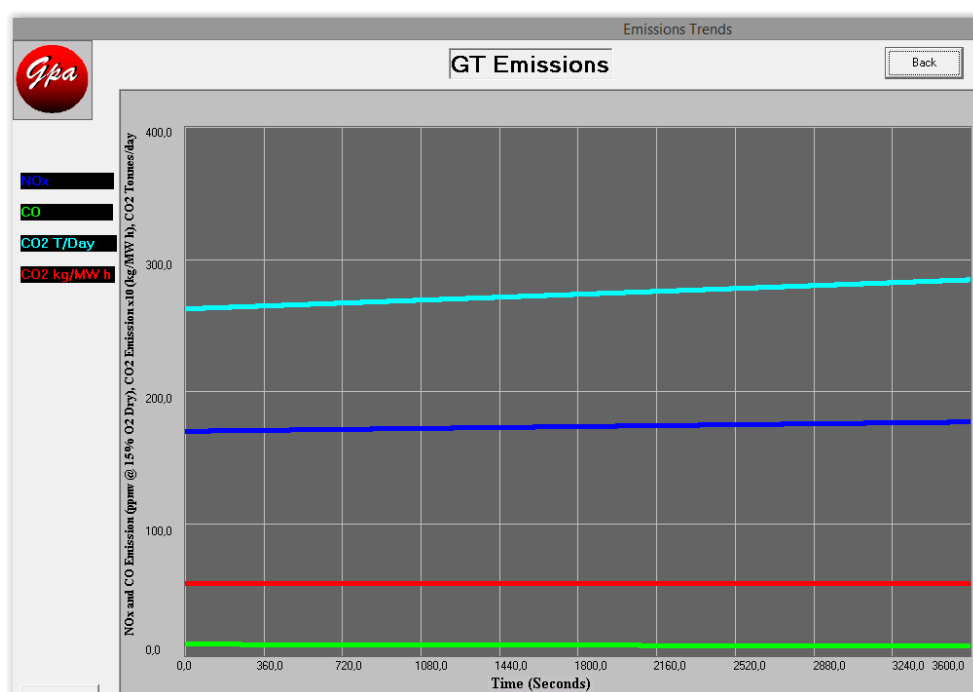


Figura A.15: Gráfico original de emissões de poluentes em alta potência a diferentes pressões ambientes

Simulação da variação de pressão ambiente à baixa potência

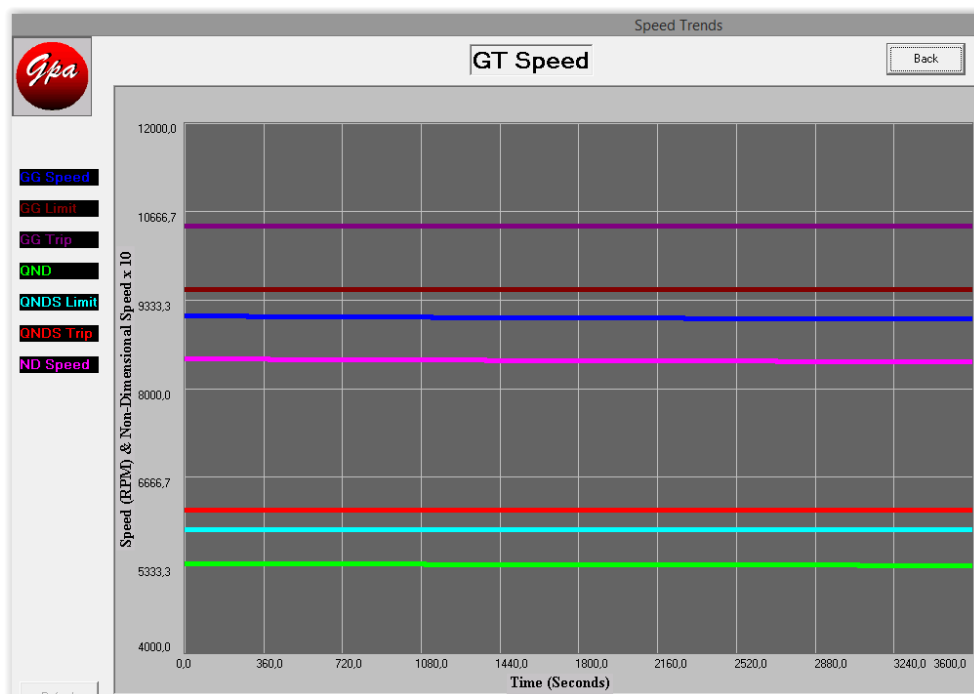


Figura A.16: Gráfico original da rotação em baixa potência a diferentes pressões ambientes

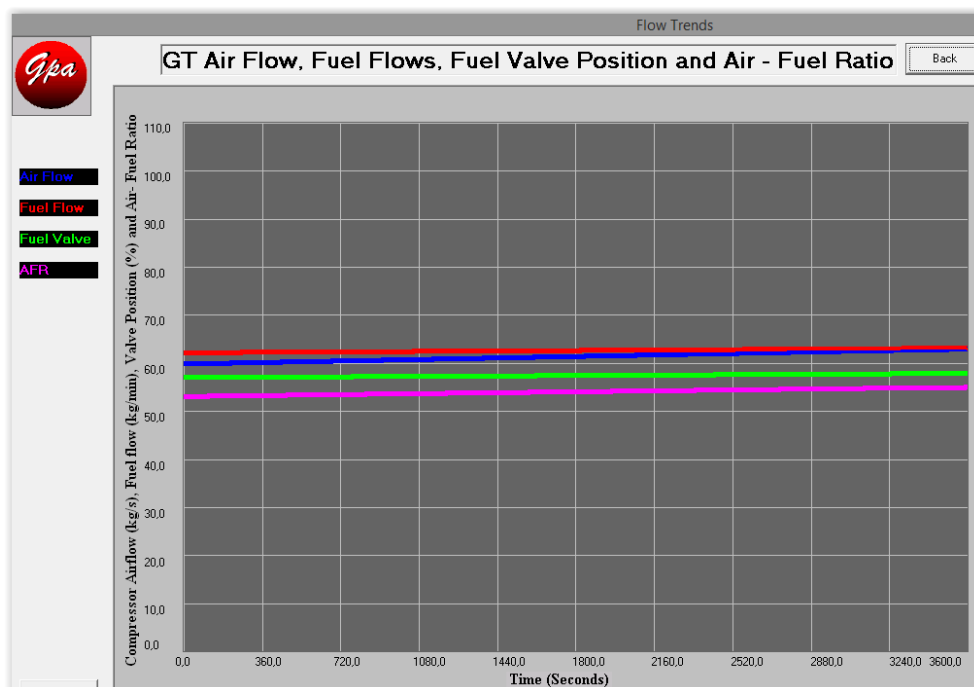


Figura A.17: Gráfico original dos fluxos em alta potência a diferentes temperaturas ambientes

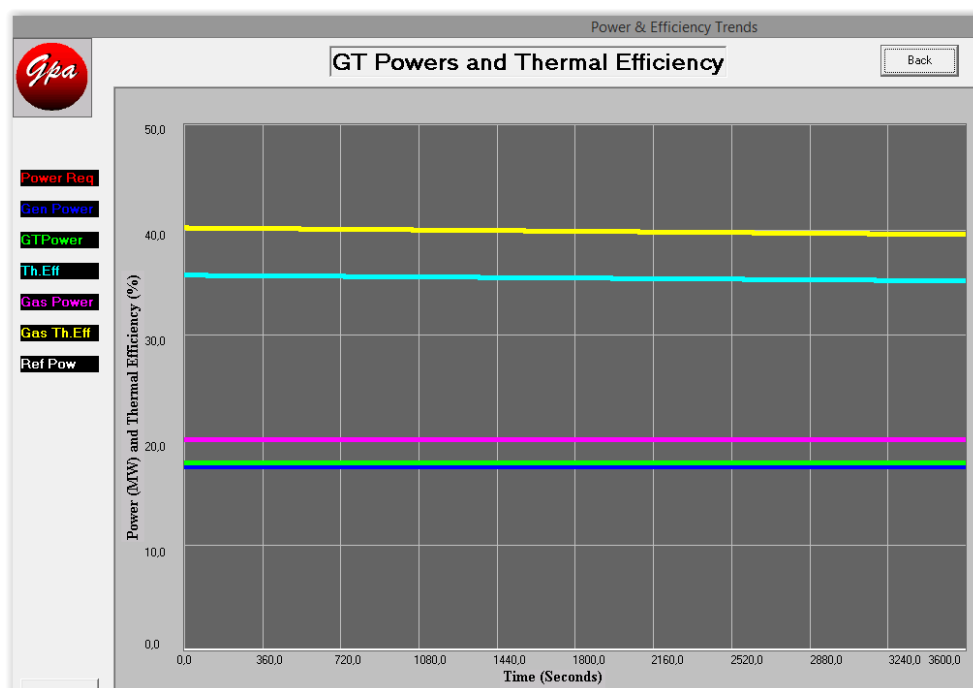


Figura A.18: Gráfico original da potência e rendimento térmico em baixa potência a diferentes pressões ambientes

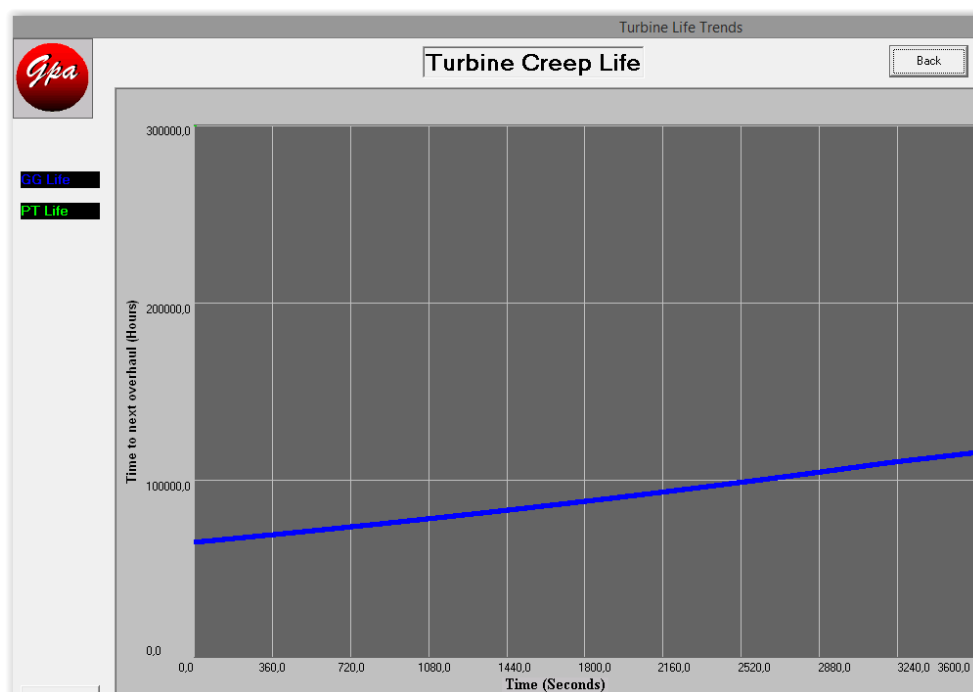


Figura A.19: Gráfico original de ciclos de vida em baixa potência a diferentes pressões ambientes

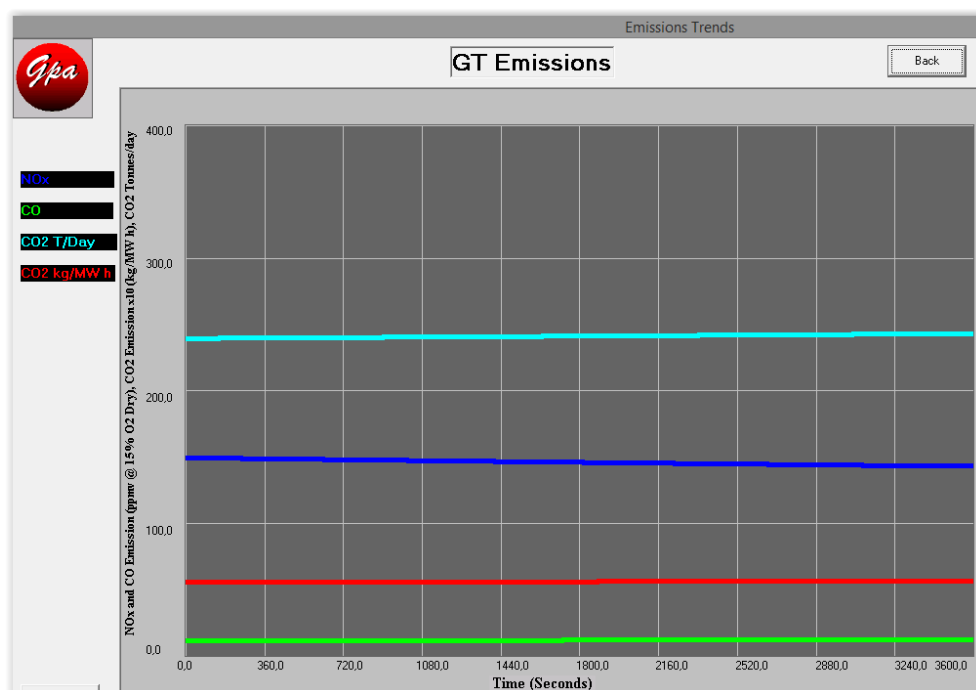


Figura A.20: Gráfico original de emissões de poluentes em baixa potência a diferentes pressões ambientes

ANEXO B

Imagens do simulador para o EXERCÍCIO PROPOSTO

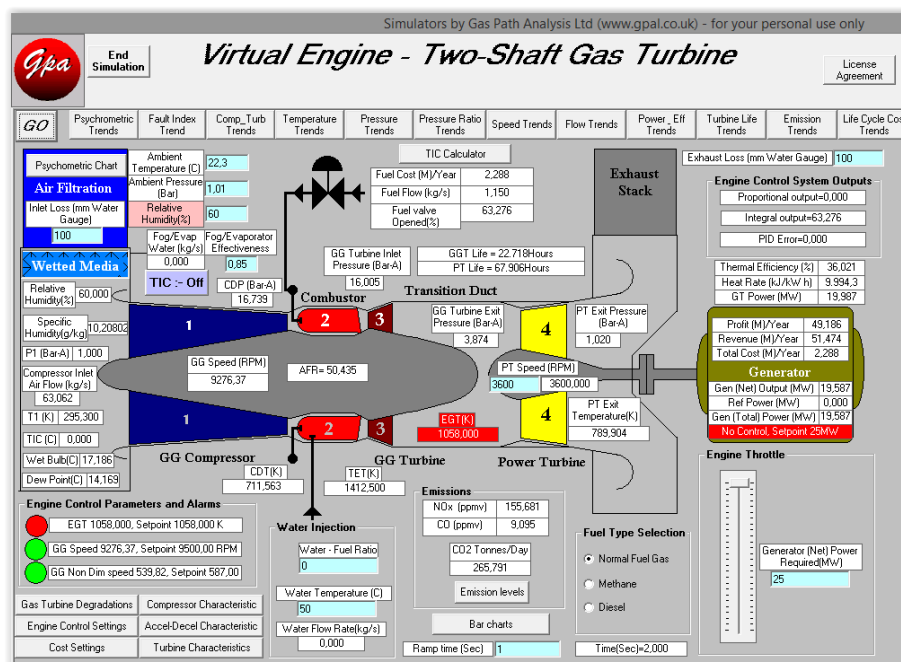


Figura B.1: Simulação para a cidade e Santos

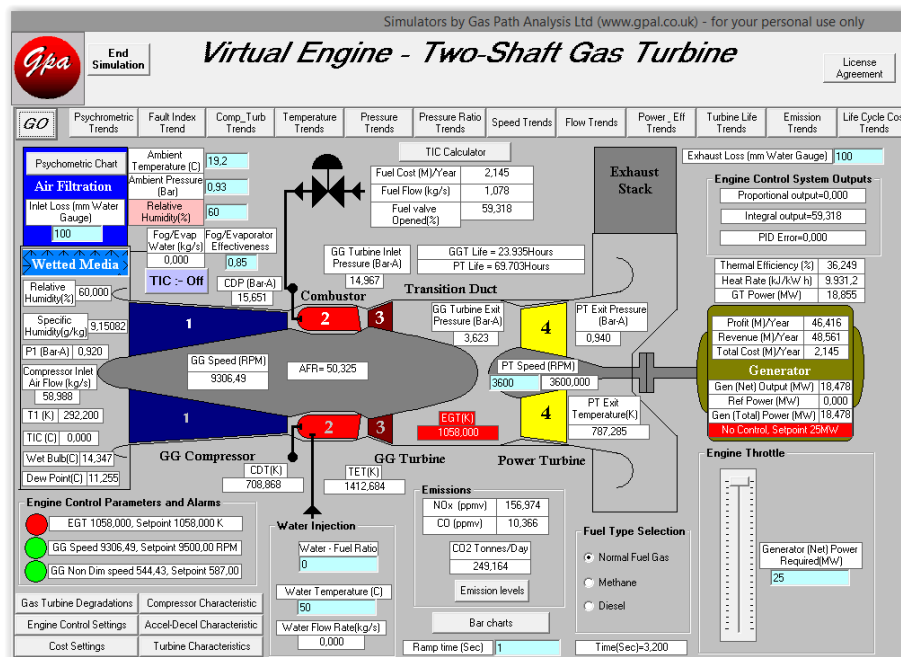


Figura B.2: Simulação para a cidade de São Paulo