



CONTROLE DE UMA TURBINA A GÁS AERODERIVADA APLICADA NA PROPULSÃO DE NAVIOS

Kleberson Meireles de Lima

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

Orientador: Ramon Romankevicius Costa

Rio de Janeiro

Abril de 2014

CONTROLE DE UMA TURBINA A GÁS AERODERIVADA APLICADA NA
PROPULSÃO DE NAVIOS

Kleberson Meireles de Lima

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

Examinada por:

Prof. Ramon Romankevicius Costa, D.Sc.

Prof. Alessandro Jacoud Peixoto, D.Sc.

Prof. Paulo Cesar Pellanda, Dr. ENSAE

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

ABRIL DE 2014

Lima, Kleberon Meireles de

Controle de uma Turbina a Gás Aeroderivada Aplicada na Propulsão de Navios/Kleberon Meireles de Lima. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2014.

IX, 101 p. 29,7cm.

Orientador: Ramon Romankevicius Costa

Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Elétrica, 2014.

Referências Bibliográficas: p. 96 – 101.

1. Turbinas a gás. 2. Controle de turbinas. 3. Controlador PI. 4. Controlador PI Adaptativo. I. Costa, Ramon Romankevicius . II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Elétrica. III. Título.

*Dedico este trabalho a todos que
acreditaram que eu pudesse
realizá-lo. Em particular, aos
meus pais, meu filho Arthur,
meus irmãos, a Ana Karolina e
toda a minha família.*

*Dedico a todos que esperam
colaborar com o desenvolvimento
tecnológico do nosso país:
"Scientia potentia est".*

Agradecimentos

Aos meus pais Anai e José, por terem contribuído não só na minha formação escolar e acadêmica, mas, principalmente, por terem sido um exemplo de carinho, honestidade e caráter.

Aos meus amigos do curso de Engenharia Mecânica e Mecatrônica e professores da Escola Politécnica da Universidade de Pernambuco.

Aos meus amigos do curso de mestrado, especialmente ao Diego Pereira Dias: pelas horas de estudo, suporte e apoio nos momentos difíceis.

Ao Instituto de Pesquisas da Marinha, por me dar a oportunidade de realizar essa etapa em minha vida. Em particular, ao Comandante Fernando Teixeira por toda a colaboração.

À COPPE/UFRJ por realizar um curso em tão alto nível acadêmico, em particular, ao meu orientador.

À minha amada, Ana, pelas horas de paciência e compreensão.

A todos que no decorrer deste período puderam colaborar direta ou indiretamente.

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

CONTROLE DE UMA TURBINA A GÁS AERODERIVADA APLICADA NA PROPULSÃO DE NAVIOS

Kleberson Meireles de Lima

Abril/2014

Orientador: Ramon Romankevicius Costa

Programa: Engenharia Elétrica

Apresenta-se neste trabalho o controle de velocidade de uma turbina a gás aplicada na propulsão de um navio. Inicialmente, são apresentados os componentes principais das turbinas e alguns modelos para este tipo de equipamento. Cada modelo se mostra mais adequado para um determinado tipo de aplicação, visto que as possibilidades de utilização dessas máquinas térmicas são bastante variadas, desde aplicações em geração de energia elétrica a propulsão de aeronaves. Em seguida, as principais estratégias de controle utilizadas em turbinas a gás são discutidas, em particular, o controle PID e esquemas adaptativos diretos e indiretos. Depois desta etapa, é apresentado um modelo não linear específico para o caso de uma turbina aplicada na propulsão de um navio de guerra. Além disso, um problema de controle é exposto: devido à ampla faixa de operação das turbinas a gás, um controlador PID não consegue atender ao especificado. Logo, um controlador mais elaborado é necessário. A partir disto, são propostos dois controladores, sendo um PI e um PI Adaptativo. O controlador PI é projetado por meio de um processo de otimização, utiliza-se uma simulação que se assemelha aos testes de bancada realizados em fábrica. Já o PI adaptativo é projetado baseado em sistemas adaptativos com modelo de referência, usa-se a teoria de *Lyapunov* para a determinação de lei de adaptação. Em seguida os resultados para ambos os controladores são apresentados. A contribuição deste trabalho é aplicar, para o caso de uma turbina a gás, uma estratégia que combina a simplicidade e versatilidade de um controlador PID com os benefícios da utilização de uma estratégia adaptativa.

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

CONTROL OF AN AERODERIVATIVE GAS TURBINE APPLIED TO SHIP PROPULSION

Kleberson Meireles de Lima

April/2014

Advisor: Ramon Romankevicius Costa

Department: Electrical Engineering

This work presents the speed control problem of a gas turbine applied to ship propulsion. Initially, the turbine major components are presented and the some types of modelling. Each presented model is most suitable to a specific application, since power generation to plane propulsion. Then, the main control strategies for gas turbines are discussed, in particular, the PID controllers and direct and indirect adaptive schemes. Afterwards, a control problem is stated: the PID controller cannot cope with the specifications for this problem. Thus, a more elaborated controller is required. Thereafter two different kinds of controller are proposed: a PI and an adaptive PI. The PI is designed through an optimization process, it is used a simulation similar to bed tests condition. Since the adaptive PI is designed using model reference adaptive systems and *Lyapunov* theory is used to determine the adaptation law. Finally a performance comparison is made with both controllers. The contribution of this work is present a control strategy applied to gas turbine speed control which combine ease and versatility of PID controllers with benefits of adaptive control techniques.

Sumário

1	Introdução	1
1.1	Referências Bibliográficas	2
1.2	Motivação	5
1.3	Objetivo	6
1.4	Metodologia	7
1.5	Organização da Dissertação	7
2	A Turbina a Gás	8
2.1	Introdução	8
2.2	O ciclo Brayton aberto	8
2.3	Principais equipamentos utilizados nas turbinas a gás	11
2.4	Modelos matemáticos de uma turbina a gás	15
2.4.1	Modelos lineares	16
2.4.2	Modelos não lineares	16
2.4.3	Modelos não lineares simplificados	17
2.5	Considerações finais	22
3	Controle de turbinas a gás	24
3.1	Introdução	24
3.2	Sistemas de controle de turbinas a gás	24
3.3	Controle PID	25
3.4	Controle adaptativo	26
3.4.1	Esquemas adaptativos	29
3.4.2	Controle anti- <i>surge</i> e anti- <i>stall</i>	32
3.5	Considerações finais	36
4	Turbina a gás aeroderivada aplicada à propulsão de um navio	37
4.1	Introdução	37
4.2	A turbina LM2500	38
4.2.1	Modelo para a turbina LM2500	39
4.2.2	Equações do modelo da turbina	40

4.2.3	O sistema de combustível	48
4.2.4	O modelo em simulink	48
4.3	Controlador para a LM2500	52
4.3.1	Controle PI ótimo	52
4.3.2	Controle PI adaptativo	57
4.3.3	Análise da robustez e capacidade de rejeição de distúrbios	65
4.3.4	Análise do rastreamento de trajetória	82
4.4	Considerações finais	89
5	Conclusões	91
5.1	Introdução	91
5.2	Importância das turbinas a gás na propulsão naval	91
5.3	A turbina a gás e modelagem	92
5.4	Controle de turbinas a gás	93
5.5	Controle da turbina LM2500	94
5.6	Considerações para estudos futuros	95
	Referências Bibliográficas	96

Capítulo 1

Introdução

Com o ressurgimento da indústria naval brasileira no final da década passada, surge também a demanda por mão-de-obra qualificada nos mais diversos ramos das engenharias, como: soldagem, hidrodinâmica, arquitetura naval, bem como, a automação e controle das máquinas navais e seus sistemas de propulsão. Estes têm sido, historicamente, desenvolvidos e adquiridos no mercado externo, não fomentando o desenvolvimento neste setor nem na nossa indústria nem no nosso meio acadêmico.

Este renascimento do setor naval propiciou também um reaquecimento no setor da construção naval militar acarretando no projeto, construção e reforma dos mais diversos meios, principalmente, navios de patrulha, corvetas e submarinos, estando incluído um de propulsão nuclear. Neste contexto, os sistemas de propulsão, e seus sistemas de controle, em embarcações militares constituem um elemento de fundamental importância, pois há um elevado custo na aquisição de seus componentes e um elevado grau de dependência tecnológica, fato este que não é o ideal em aplicações militares.

As plantas de propulsão dos navios de superfície da marinha brasileira são, em sua maioria, formadas por motores diesel e turbina a gás, configuração conhecida como Combined Diesel or Gas (CODOG). Este tipo de planta confere flexibilidade ao navio em operar tanto com um ou dois motores por eixo, quando em deslocamento de cruzeiro, quanto o uso de uma turbina a gás em um ou dois eixos, quando em manobras táticas.

As turbinas a gás são máquinas térmicas cujo funcionamento pode ser aproximado pelo ciclo térmico Brayton aberto e cuja faixa de operação vai desde pequenas potências na ordem de 100 kW até 180 MW. Dessa forma, elas concorrem tanto com os motores alternativos de combustão interna como com as instalações a vapor de pequena potência.

Um aspecto bastante favorável das turbinas a gás é a baixa inércia térmica que lhes permite atingir sua carga plena em um tempo bastante reduzido. No caso de estar pré-aquecida, por exemplo, o tempo entre carga nula e carga plena varia de 2

a 10 segundos. Este aspecto faz com que as turbinas a gás sejam particularmente indicadas para sistema de geração de energia elétrica de ponta, onde o processo de partida e necessidade da plena carga no menor tempo possível é de suma importância, bem como, em aplicações onde a confiabilidade elevada é requerida. Por exemplo, o mercado de propulsão de navios de guerra tem sido dominado pelas turbinas a gás [1].

Tendo em vista o exposto acima, fica caracterizada a importância que a turbina a gás possui para um bom desempenho de uma embarcação de guerra e, portanto, a necessidade de sua modelagem e controle para otimizar as condições de operação deste equipamento, principalmente em manobras táticas. Para isso, busca-se a diminuição de seu consumo específico de combustível e a seleção da melhor ou mais apropriada estratégia de controle [2].

1.1 Referências Bibliográficas

Este trabalho possui como foco o estudo dos seguintes temas: modelagem de turbinas a gás e estratégias de controle aplicadas a turbinas a gás.

Na área de modelagem de turbinas a gás industriais, conhecidas como heavy-duty, destaca-se o trabalho de ROWEN [3]. Este trabalho tem sido referência para muitos outros na área de modelagem e controle de turbinas. Teve como objetivo principal fornecer uma representação simplificada das turbinas de eixo único heavy duty General Electric utilizadas em sistemas dinâmicos de potência e em aplicações nas quais há outros equipamentos dinâmicos acoplados, facilitando a análise do sistema como um todo.

O trabalho de AILER [4] propõe uma linearização de um modelo não linear obtido das equações baseadas na termodinâmica. Após tal feito, é proposta uma representação dinâmica em variáveis de estado, e por fim também se propõe um controle ótimo linear quadrático. Em [5], mais uma vez uma representação no espaço de estados é proposta e se afirma que o sistema pode ser representado por três variáveis de estado, sendo cada variável obtida através do balanço de massa, de energia interna e da energia mecânica do sistema. Contudo, ao invés de se fazer uso de linearização, há uma simplificação do modelo não linear transformando as equações de estado em equações quase polinomiais.

Em [6], é apresentado um modelo de uma turbina aplicada em sistemas de potência e apresentam-se as três mais típicas malhas de controle de uma turbina a gás: controle de carga/velocidade, controle de temperatura e controle de aceleração. Cada uma das malhas é descrita e para cada malha são apresentadas as principais técnicas convencionalmente utilizadas, sempre se recorrendo a uma estrutura PID ou PI, dependendo da malha em questão. Em [3], estas mesmas malhas também

são descritas e também as possíveis simplificações dependendo das características do sistema, ou seja, é possível eliminar as malhas de temperatura ou de aceleração dependendo do tipo de aplicação.

O trabalho apresentado em [7] descreve a modelagem de uma turbinas a gás de maneira modular, descrevendo sua operação tanto em regime permanente quanto em transitório. Simulações em ambiente Matlab-Simulink[®] são utilizadas para simulação do modelo e verificação de desempenho do controlador proposto.

Em [8], é tratada a importância da dinâmica do governador, sistema responsável pela atuação na injeção de combustível, a qual é a variável controlada do sistema. Foram propostos modelos detalhados da dinâmica de dois tipos de governadores, depois os validando através da comparação entre os dados de ensaios com governadores reais bastante utilizados neste tipo de planta.

Um método de controle desacoplado inspirado em sistemas imunológicos biológicos é proposto por [9] para tratar o problema do forte acoplamento entre as principais variáveis controladas em uma turbina a gás: carga/velocidade, temperatura e aceleração. Nesse trabalho foi desenvolvido um algoritmo de desacoplamento de controle para as variáveis de temperatura e velocidade.

Na área de identificação de sistemas, [10] propõe um modelo multivariável de segunda ordem para representar a dinâmica de turbina de aplicação militar obtido através de uma técnica de identificação no domínio da frequência, o qual produz resultados em concordância com os obtidos dos modelos termodinâmicos linearizados de ordem reduzida.

Em [11] e [12], apresenta-se um método para a obtenção dos parâmetros do modelo de ROWEN [3] baseado em considerações e simplificações das leis da termodinâmica, através de dados operacionais e de desempenho que geralmente estão disponíveis para uma planta real. Nesses trabalhos, pode-se observar que algumas estimativas são válidas apenas em torno do ponto de operação nominal, tornando-o uma boa aproximação do sistema apenas para pequenos desvios de velocidade.

Em [13], também se apresenta uma forma de validar modelos baseados na termodinâmica, ou seja, na física do sistema. Entretanto, sugere-se uma abordagem de extração direta de modelos no domínio da frequência, ilustrando o potencial do uso destas técnicas de estimação de parâmetros quando modelos com parâmetros de interpretação física exigem elevada acurácia, fazendo uso da medição de sinais de entrada e saída. Em [14], a identificação com técnicas no domínio na frequência também é abordada, contudo, tal técnica é comparada com a dos múltiplos senos, mínimos quadrados estendidos e com a programação genética multiobjetivo com o intuito de se melhorar a eficiência e o custo para identificação de um modelo NARMAX (Nonlinear Autoregressive Moving Average with Exogenous Inputs).

Ainda sobre a identificação de sistemas, [15] modela a dinâmica de uma turbina

a gás com utilização de modelos NARX (Nonlinear Autoregressive with Exogenous Inputs), NARMAX e B-spline, através de redes neurais e de programação genética multiobjetivo, tendo proposto múltiplos modelos racionais para o sistema. Já em [16], uma técnica de determinação da ordem do modelo NARX baseada nos método dos números de Lipschitz é apresentada, utilizando-se apenas os dados de entrada e saída, dessa forma, auxiliando na escolha da ordem de um modelo quando não se conhece a *priori* o processo.

Uma nova técnica de identificação é tratada em [17], é apresentado um algoritmo de identificação baseado no alto ganho, o qual apresenta uma característica adaptativa de detecção de alteração paramétrica, e é aplicado à estimação de parâmetros de uma turbina a gás com uso de dados coletados de um equipamento numa bancada de testes.

Em [18], o problema de otimização para o controle de uma turbina a gás aplicada à propulsão é tratado. Um modelo multivariável obtido da linearização de um sistema de equações é investigado e é proposta uma regulação por realimentação. Como há pouca energia disponível para propósitos de regulação, utiliza-se uma estratégia multivariável de mínimo esforço, buscando-se minimizar uma função que rearranja os polos da matriz de transferência, dessa forma, melhorando-se a rejeição de distúrbios. Também em [19], o problema de otimização é tratado, contudo, com uma abordagem diferente, na qual, opta-se por uma otimização multiobjetivo através de algoritmos genéticos.

A otimização na escolha dos parâmetros de um controlador Proporcional-Integral-Derivativo (PID) é tratada em [20] e [21]. Em [20], é investigada a sintonia dos controladores PID usando três índices de desempenho diferentes: IES (Integral of Error Squared), IAE (Integral of Absolute Error) e ITAE (Integral of Time Absolute Error). A sintonia é realizada para atender os requisitos de menor sobressinal e maior velocidade possíveis. São estimados os parâmetros do controlador PID para modelos previamente obtidos, sendo um linear e outro NARMAX, em três faixas de operação da turbina. Devido às não linearidades do sistema foi essencial o uso de ganhos escalonados para se obter a otimalidade pretendida, posteriormente, os sistemas resultantes foram comparados. Já em [21], a otimalidade requerida é expressa em parâmetros de desempenho quantitativos e é projetado um controlador PI que atenda às restrições impostas pelo problema, sendo seu desempenho comparado com um de controle de mesma natureza sintonizado pela regra de Ziegler-Nichols.

Um controle de rastreamento de referência linearizado, identificado através de dados de entrada-saída, é apresentado em [22]. A turbina a gás é representada por um modelo no espaço de estados de terceira ordem, no qual a vazão de combustível é a variável manipulada e a velocidade de rotação da turbina é a variável controlada. Um estimador de torque aplicado à turbina é adicionado ao modelo, resultando

num esquema de realimentação adaptativa, acrescentando robustez ao sistema de controle.

Em [23], uma nova estratégia de controle preditivo baseado no modelo é utilizada para representar a dinâmica de uma turbina a gás em diferentes faixas de operação. Tal estratégia é baseada em redes neurais e apresentou um desempenho superior nestas diferentes faixas ao se comparado a um controlador PID com ganho escalonado.

A teoria de controle livre de modelo (MFA, do inglês Model Free Control) é apresentada em [24]. Nesse trabalho também se discute o estado atual dos sistemas de controle de turbinas a gás e as justificativas para a aplicação desta técnica. Além disso, apresenta o projeto de dois controladores, um baseado em redes neurais e outro híbrido, baseado em MFA e em estratégias de controle de processos de múltiplas entradas e saídas.

Na área de controle de turbinas a gás, a teoria *fuzzy* tem sido utilizada para a obtenção de parâmetros PID, dando um caráter de ganho escalonado aos convencionais controles PID, tendo como vantagem uma maior robustez, como pode ser visto em [25]. Outra forma de utilizar a teoria *fuzzy* em controle de turbinas é apresentada em [26], no qual o controlador nebuloso é usado em paralelo ao PID convencional, caracterizando o chamado *Fuzzy PID*, o qual apresentou melhores resultados em relação ao convencional.

Em [27] e [28], a modelagem, simulação e controle de turbinas a gás aplicadas na propulsão a jato é tratada. Apesar das diferenças entre a propulsão a jato e a propulsão naval, pode-se observar semelhanças entre os casos, principalmente na extensão da faixa de operação, e se fazer uso da experiência consolidada da aviação, visto que as turbinas utilizadas em embarcações são em sua maioria aeroderivadas.

A técnica de controle *backstepping* é tratada em [29]. Nesse trabalho é apresentado o problema geral do controle *backstepping*. Em turbinas a gás, este tipo de controle é aplicado no controle que impede os fenômenos chamados *surge* e *stall* que está presente nos compressores destas máquinas e pode levar a uma operação instável, como pode ser visto nos trabalhos [30], [31] e [32].

1.2 Motivação

A partir de testes realizados numa turbina aplicada na propulsão de um navio de guerra foi possível caracterizar o seguinte problema: um único controlador PI não conseguia atender ao as especificações de projeto do controlador em toda a faixa de operação. Ao se realizar inúmeras tentativas de sintonia, ora se atendia ao especificado em terminada região da faixa de operação e se piorava a resposta em outra.

A resposta de uma turbina a gás aplicada à propulsão de um navio de guerra, utilizando-se um controlador PI (Proporcional-Integral), é exibida na figura 1.1. Tal informação foi gerada a partir de dados experimentais coletados de uma turbina em operação numa embarcação.

Nesta figura, é possível se verificar que o controlador PI utilizado não garante que a especificação de erro de regime permanente, tempo de acomodação etc. sejam atingidos em toda a faixa de operação da turbina.

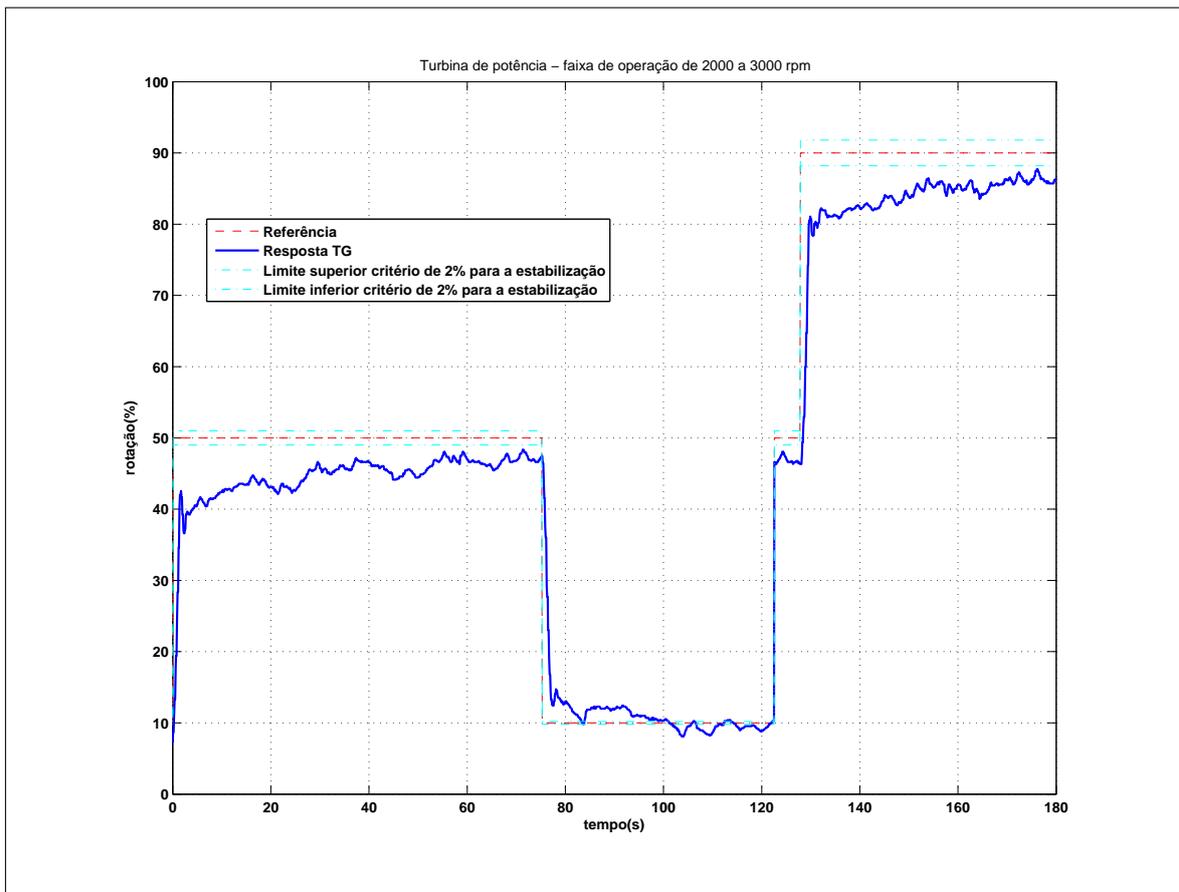


Figura 1.1: Resposta de uma turbina utilizada na propulsão de um navio.

Ainda é possível observar que em médias e altas rotações a resposta não chega a, pelo menos, cruzar o valor de referência.

Através do exposto, é possível concluir que o problema de controle deste tipo de equipamento não é trivial e que se trata de um problema real encontrado atualmente.

1.3 Objetivo

O objetivo deste trabalho é apresentar os modelos de turbinas a gás e propor um controlador que atenda as especificações para o caso de uma turbina a gás

aeroderivada aplicada à propulsão de um navio de guerra.

1.4 Metodologia

Este trabalho tem por fim estudar o controle de rotação de uma turbina a gás e as estratégias que melhor se adequam para tal fim em um equipamento instalado em um navio de guerra. Para isso, são executadas as seguintes etapas:

- (a) Revisão da bibliografia existente em modelagem dinâmica de turbinas a gás;
- (b) Revisão da bibliografia existente em controle de turbinas a gás;
- (c) Escolha de modelos adequados ao caso de turbinas a gás aplicadas à propulsão naval;
- (d) Escolha de estratégias de controle adequadas para o caso da propulsão naval;
- (e) Simulações para o sistema dinâmico;
- (f) Comparação entre as estratégias de controle propostas para o caso em estudo;
- (g) Sugestão para trabalhos futuros no tema de propulsão naval.

1.5 Organização da Dissertação

Este trabalho é organizado da seguinte forma:

No capítulo 2, é apresentada a turbina a gás, bem como seus principais componentes. Dessa forma, apresenta-se o embasamento necessário para a compreensão de seus modelos matemáticos. A partir daí, modelos dinâmicos para turbinas são apresentados.

No capítulo 3, são mostradas as principais estratégias de controle utilizadas no controle de turbinas a gás.

No capítulo 4, são apresentados os modelos e estratégias propostas para a solução do problema de regulação e rastreamento de velocidade da turbina LM2500 GE[®]. Por fim, elabora-se uma comparação entre os resultados obtidos com os controladores PI e PI adaptativo utilizados.

No capítulo 5, são expostas conclusões sobre o trabalho e propostas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

A Turbina a Gás

2.1 Introdução

Este capítulo visa apresentar os principais componentes de uma turbina a gás, bem como o respectivo papel dentro do ciclo termodinâmico correspondente. Após isso, uma abordagem sobre os modelos matemáticos existentes para uma turbina a gás é realizada.

2.2 O ciclo Brayton aberto

As plantas de geração de potência que utilizam turbina a gás podem operar segundo um ciclo aberto ou fechado, de acordo com [33], o qual pode ser aproximado por um Ciclo Brayton. O ciclo Brayton aberto, exibido na figura 2.1, é o mais comum. Neste ciclo, o ar é admitido e direcionado ao compressor, onde terá sua pressão elevada. Após isso, o ar entra na câmara de combustão (ou combustor), onde é misturado com combustível e queimado, resultando nos produtos ou gases da combustão que possuem elevada temperatura. Na turbina, esses gases irão se expandir e em seguida serão liberados para a atmosfera. Parte da potência gerada pela turbina é utilizada para o acionamento do compressor e a potência restante é disponibilizada para geração de eletricidade, para mover um veículo (navio, helicóptero, avião etc.) ou para outro propósito. Existem outras configurações de turbinas a gás que utilizam outros equipamentos (regeneradores, resfriadores etc.). A inserção desses outros componentes visa aumentar o rendimento do ciclo, tendendo a aproximá-lo do rendimento do ciclo de Carnot (máximo rendimento térmico teórico), entretanto, estes outros arranjos fogem do escopo deste texto.

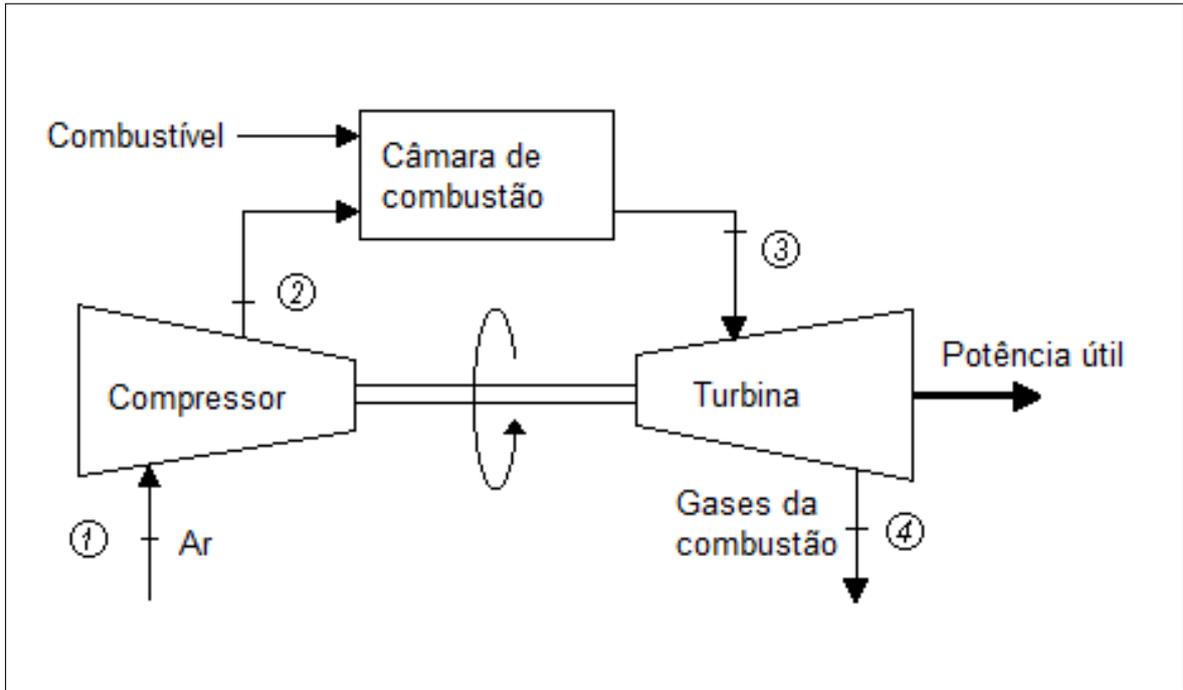


Figura 2.1: Ciclo Brayton.

O ciclo Brayton ideal consiste de dois processos isobáricos (pressão constante) e dois processos isentrópicos (entropia constante) [34], como pode ser visualizado na figura 2.2, na qual o diagrama pressão-volume deste ciclo é representado. Nessa mesma figura, os processos isobáricos são representados pelos caminhos realizados entre 4-1 e 2-3, já os isentrópicos são representados por 1-2 e 3-4.

A variável s , no contexto termodinâmico, é denominada entropia específica, e é definida em termos diferenciais como:

$$ds = \frac{\delta Q}{T} \frac{1}{m}, \quad (2.1)$$

sendo:

Q é a transferência de calor através de uma superfície de controle definida pelo problema;

T é a temperatura de fronteira entre a superfície de controle e o meio externo;

m é a massa do fluido contida dentro da superfície de controle; e

δ representa uma diferencial inexata (não constitui uma propriedade termodinâmica e depende do caminho do processo, ou seja, é uma função de linha).

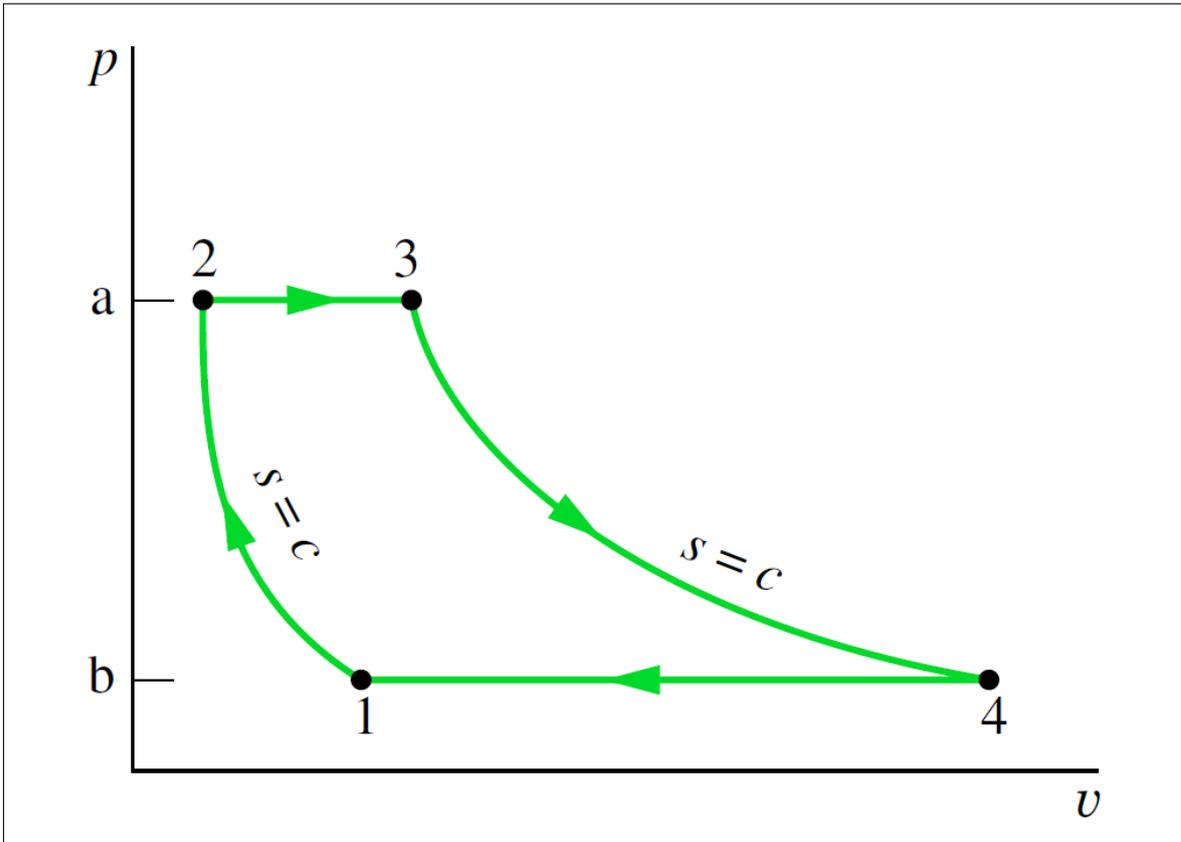


Figura 2.2: Diagrama de fase pressão-volume do ciclo Brayton¹.

Para se realizar uma aplicação simplificada (entropia constante e os gases considerados ideais, além de desconsiderar as variações de energia potencial e cinética) da Primeira Lei da termodinâmica, as seguintes relações são utilizadas:

Potência do compressor

$$P_c = W_{\text{ar}} \int c_{p_{\text{ar}}} dT, \quad (2.2)$$

Potência da turbina

$$P_t = W_{\text{gás}} \int c_{p_{\text{gás}}} dT, \quad (2.3)$$

Calor fornecido ao sistema

$$\dot{Q} = W_f PCI_f, \quad (2.4)$$

onde,

W_{ar} é o fluxo de massa do ar que entra no compressor;

$c_{p_{\text{ar}}}$ é o calor específico à pressão constante do ar;

¹O v minúsculo corresponde ao volume específico (razão entre volume e massa).

$c_{p_{\text{gás}}}$ é o calor específico à pressão constante da mistura ar e combustível;

W_f é o fluxo de combustível que entra na câmara de combustão;

$W_{\text{gás}}$ é a soma entre W_f e W_{ar} ;

T é a temperatura; e

PCI_f é o poder calorífico inferior do combustível.

Além disso, dos processos isentrópicos se obtém as temperaturas de saída do compressor e da turbina, respectivamente:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_{\text{ar}} - 1}{\gamma_{\text{ar}}}}, \quad (2.5)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_{\text{gás}} - 1}{\gamma_{\text{gás}}}}, \quad (2.6)$$

onde,

γ_{ar} é a razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante para o ar; e

$\gamma_{\text{gás}}$ é a razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante para a mistura dos gases resultantes da queima de combustível no combustor.

Estas equações são a base para o desenvolvimento de modelos mais elaborados de uma turbina a gás. Para a melhoria dos modelos é necessário considerar a dinâmica do processo de combustão, variação dos calores específicos com a temperatura, uso das equações dos gases reais, dentre outros fatores.

2.3 Principais equipamentos utilizados nas turbinas a gás

Como já citado anteriormente, para cada um dos processos termodinâmicos do ciclo Brayton há um equipamento relacionado. Tomando como referência a figura 2.1: o processo 1-2 é realizado pelo compressor, o 2-3 pela câmara de combustão, o 3-4 pela turbina e o 4-1 pela própria atmosfera (visto que se trata de um ciclo aberto). A seguir é apresentada uma descrição sucinta de cada um dos componentes da máquina térmica em estudo.

Os compressores utilizados em turbinas a gás são os denominados turbocompressores e são classificados em dois tipos: o radial ou centrífugo, figura 2.3, e o axial, figura 2.4, classificação realizada conforme a direção de saída do fluxo do fluido de trabalho. Compressores radiais geralmente são usados quando se necessita de maiores taxas de compressão e menores vazões, quando comparados aos compressores axiais [34].

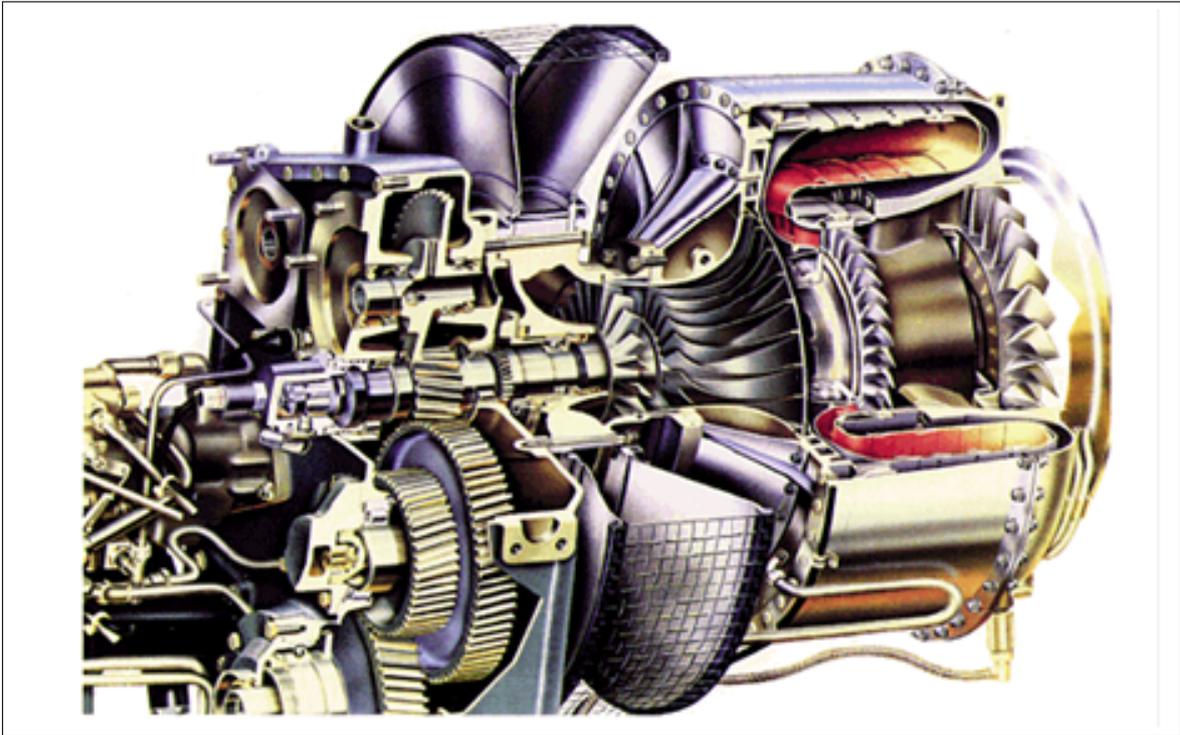


Figura 2.3: Compressor Radial².

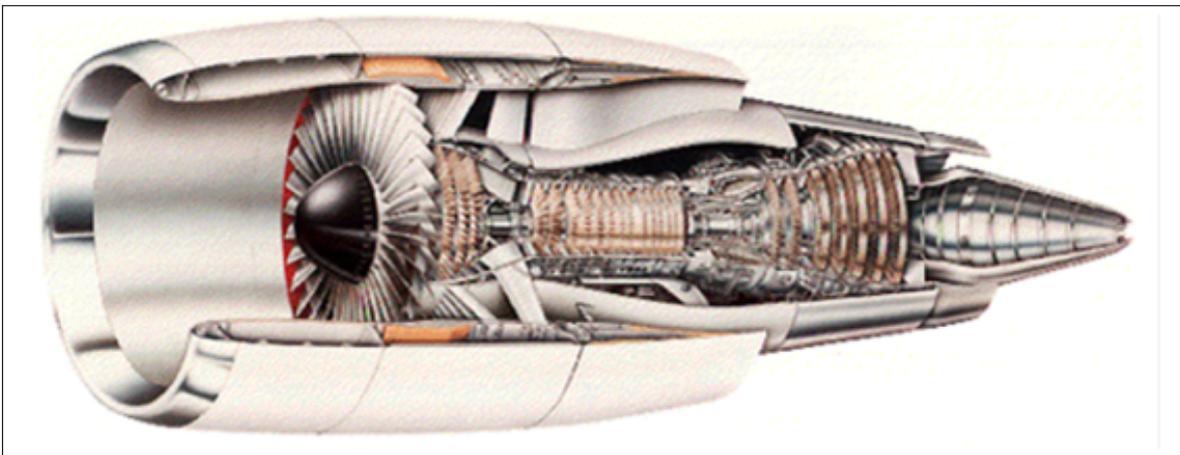


Figura 2.4: Compressor Axial³.

O calor de entrada para uma turbina a gás, que opera segundo um ciclo Brayton, é fornecido pelo combustor (também chamado de câmara de combustão) [34]. Ele recebe ar do compressor e entrega gás com temperatura elevada à turbina (idealmente sem perda de carga), ver figura 2.5. Há vários tipos de combustores e, independente do tipo de projeto, todos eles possuem três características: zona de recirculação -

²Fonte: Extraído de BOYCE [34].

³Fonte: Extraído de BOYCE [34].

responsável por atomizar o combustível, zona de queima - finaliza o processo de combustão e zona de diluição - responsável por misturar os gases da combustão com o ar utilizado para refrigeração e entregar tal mistura à turbina.

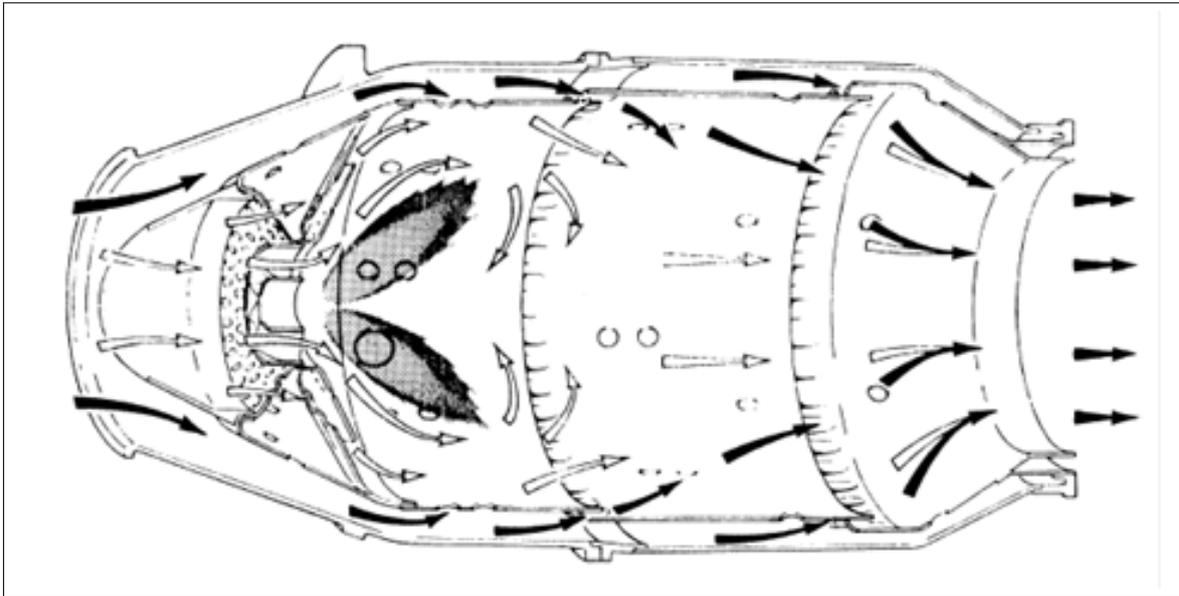


Figura 2.5: Exemplo de Câmara de Combustão⁴.

O equipamento que recebe os gases da combustão e realiza a expansão deles, realizando trabalho, é denominado turbina, que pode ser do tipo radial ou axial. A turbina de fluxo radial, figura 2.6, tem sido usada por muitos anos. Ela é oriunda das turbinas hidráulicas utilizadas para geração de energia elétrica. Este tipo de turbina tem a grande vantagem operacional de, em um único estágio, produzir o equivalente a dois ou três estágios de uma axial [34]. Por isso tem sido utilizada em turbinas de pequeno porte, como em helicópteros e sistemas de *stand-by*. As turbinas de fluxo axial, figura 2.7, são as turbinas mais empregadas com um fluido de trabalho compressível [34]. Este tipo de turbina consegue desenvolver maiores potências, exceto para turbinas de pequeno porte, e também é mais eficiente na maioria das faixas de operação.

⁴Fonte: Extraído de WOODYARD [1].

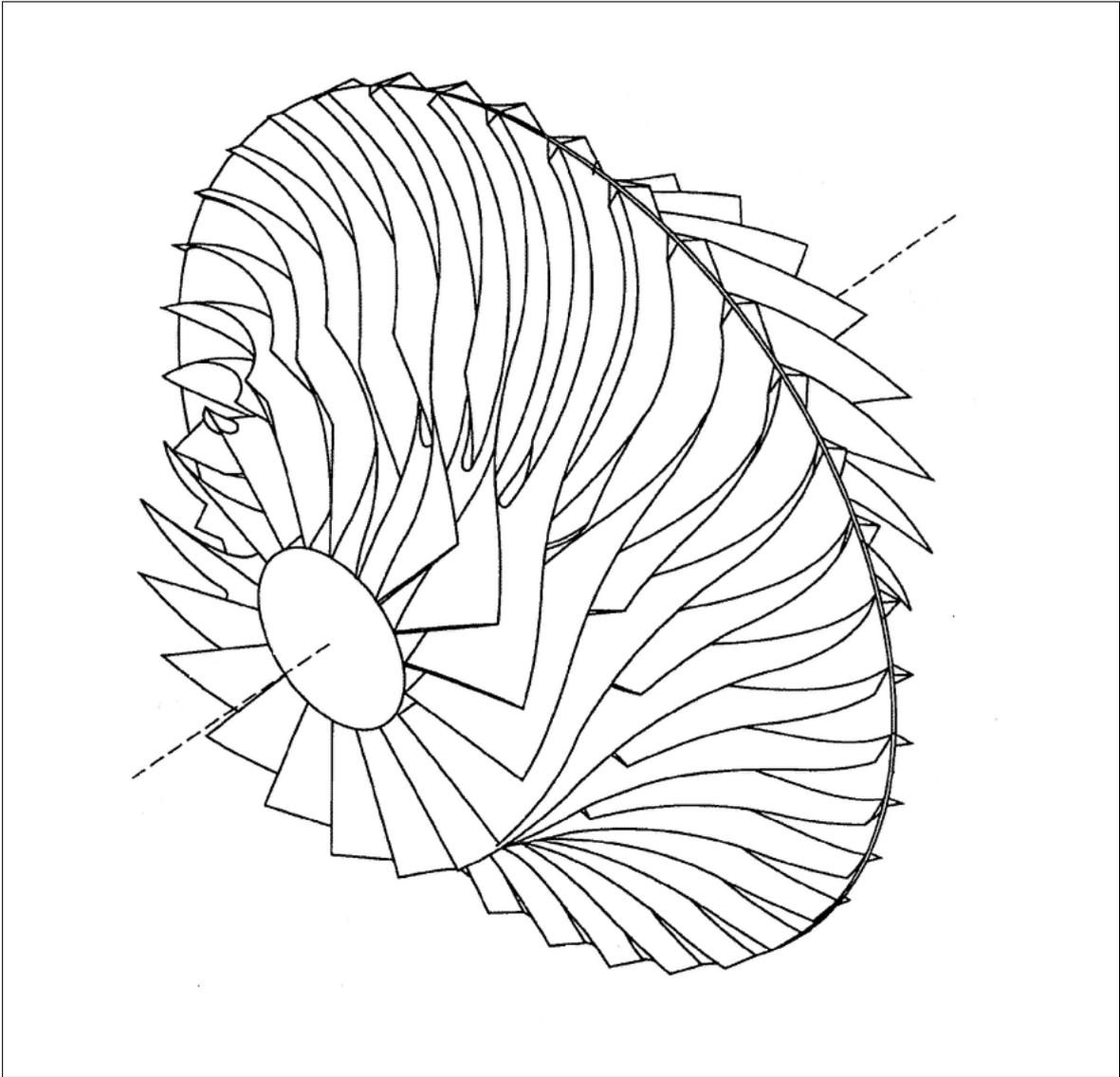


Figura 2.6: Exemplo de Turbina Radial⁵.

⁵Fonte: Retirado de http://www.faqs.org/patents/img/20090232676_06.png.

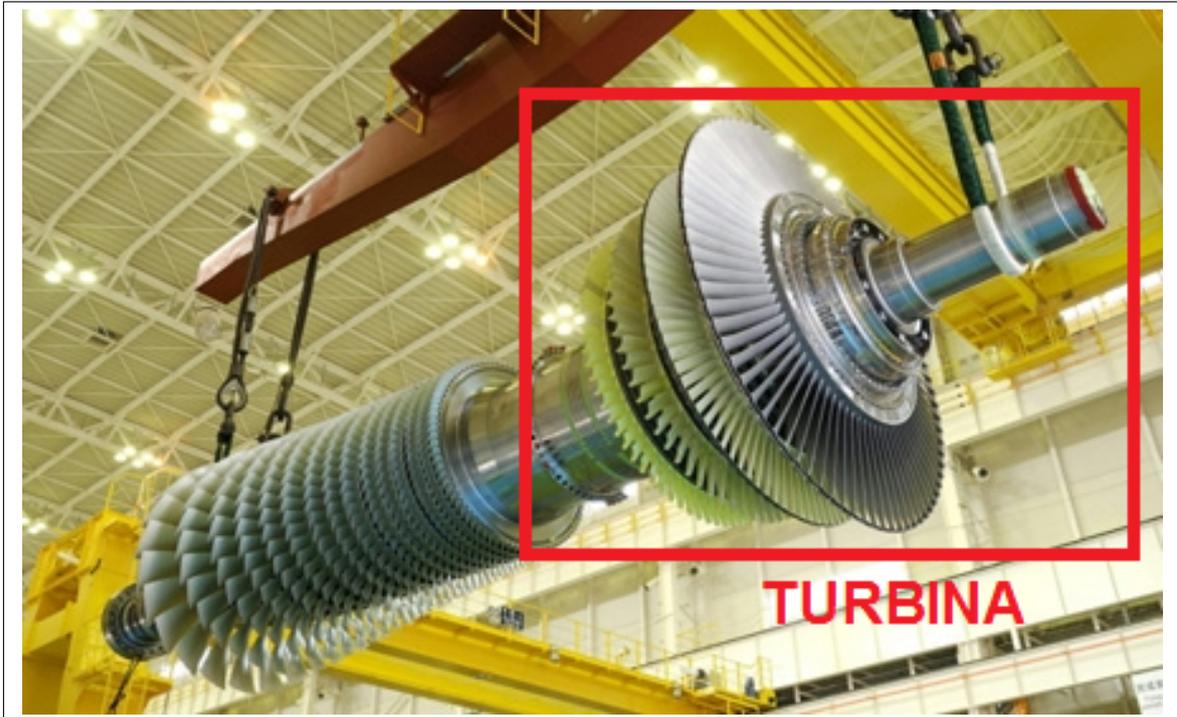


Figura 2.7: Exemplo de Turbina Axial⁶.

2.4 Modelos matemáticos de uma turbina a gás

Segundo [2], o desenvolvimento de uma turbina pode ser dividido nos seguintes estágios: pesquisa científica, projeto de engenharia, testes experimentais, produção em massa até o uso em uma aplicação específica.

Dependendo do estágio, podem-se utilizar modelos mais ou menos elaborados. Por exemplo, para o projeto e análise de desempenho térmico do equipamento, normalmente se utilizam modelos termodinâmicos detalhados (levam em consideração questões como: escoamento do fluido, perdas por atrito etc.). Já para uma turbina que trabalha numa faixa pequena em torno de um ponto de operação, um modelo linear pode ser suficiente, como em uma aplicação de uma unidade de geração de energia.

Dentro do ciclo de desenvolvimento de uma turbina, pode-se imaginar uma etapa chamada de *projeto do controlador*, de acordo com [2], a qual pode se estender por vários dos estágios citados anteriormente. De maneira análoga à citada para a turbina, o nível de complexidade de um modelo utilizado para a síntese do controlador dependerá do estágio de desenvolvimento da turbina e do tipo de aplicação. Den-

⁶Fonte: Retirado de http://www.mhi.co.jp/en/products/detail/_icsFiles/afieldfile/2012/10/15/1_m501j-1.jpg.

tro deste contexto se destacam os modelos dinâmicos: lineares e os não lineares de ordem reduzida.

2.4.1 Modelos lineares

Apesar das turbinas possuírem características dinâmicas não lineares, a utilização de modelos lineares pode facilitar a aplicação de métodos clássicos para análise da planta, assim como o projeto de controladores. Além disso, a utilização desse tipo de modelo é uma forma de se evitar a complexidade na resolução das equações de um sistema não linear.

Os modelos lineares podem ser obtidos através de alguma técnica de identificação. Entretanto, para isso, dados de entradas-saídas e as respectivas condições iniciais são necessárias, como, por exemplo, um conjunto de respostas ao degrau. Também faz-se necessário o uso de um conhecimento *a priori* da estrutura do modelo.

Representações lineares de uma turbina também podem ser obtidas através de uma técnica de linearização. Como o uso de uma expansão em série de Taylor, do Jacobiano ou ainda com o uso de equações quase-polinomiais, técnica citada em [5].

Contudo, nem sempre um único modelo linear consegue representar toda a faixa de operação de um equipamento real. Portanto, surge a necessidade da utilização dos modelos não lineares para aplicações onde o desempenho da representação linear não é satisfatória.

2.4.2 Modelos não lineares

Os modelos não lineares são baseados na termodinâmica e, tipicamente, de terceira ordem. São uma abordagem no espaço de estado e faz uso de equações dinâmicas obtidas dos balanços de massa, de energia e de energia mecânica do sistema, as quais descrevem o comportamento da turbina a gás.

Para o caso de uma turbina de eixo único, uma primeira equação dinâmica pode ser obtida através do balanço de energia mecânica (potência) no compressor e turbina do gerador de gás:

$$\begin{aligned} 4\pi^2 JN \frac{dN}{dt} &= P_t \eta_m - P_c - P_l \\ &= W_{\text{gás}} c_p (T_3 - T_4) \eta_m - W_{\text{ar}} c_{p_{\text{ar}}} (T_2 - T_1) - P_l. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Para a obtenção das demais equações é necessário definir um volume de controle através do combustor, e, a partir deste, obter uma equação baseada no balanço de massa (2.8) e outra no balanço de energia térmica (2.9):

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{RT_2}{V_2}(W_{\text{ar}} + W_f - W_{\text{gás}}), \quad (2.8)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{1}{m_{cc}}((\dot{m}_{\text{ar}} + \dot{m}_f)T_2 - \dot{m}_t T_3)\gamma - (\dot{m}_{\text{ar}} + \dot{m}_f - \dot{m}_t)T_3, \quad (2.9)$$

onde:

m_{cc} é a massa da câmara de combustão;

W_f é a vazão de combustível;

W_{ar} é a vazão de ar no compressor;

W_t é a vazão dos gases de combustão;

T é a temperatura;

p é a pressão;

V é o volume;

N é a rotação do eixo da turbina;

Os subscritos 1 e 2 se referem a entrada e a saída do compressor, respectivamente;

Os subscritos 3 e 4 se referem a entrada e a saída da turbina de alta pressão, respectivamente;

J é o momento de inércia;

η_m é o rendimento mecânico de um componente;

P_t é a potência da turbina de alta pressão;

P_c é a potência do compressor;

P_l é a potência da carga;

$c_{p_{\text{ar}}}$ é o calor específico do ar;

$c_{p_{\text{gás}}}$ é o calor específico dos gases de combustão;

γ é o expoente adiabático;

R é a constante específica do gás.

Pode-se observar a complexidade da estrutura algébrica de tais equações. Contudo, há uma outra forma de se representar as equações dinâmicas de uma turbinas a gás: as representações não lineares simplificadas.

2.4.3 Modelos não lineares simplificados

Tal forma de representação das turbinas visa diminuir a complexidade do modelo não linear obtido inicialmente através das equações dinâmicas e estáticas. São caracterizados por reduzir a faixa de validade do modelo, de forma similar aos modelos lineares, contudo, levando em consideração fatores como: saturação, banda morta, retardo em transporte, dinâmica da combustão etc.

Modelo de Rowen

Durante muito tempo, houve uma demanda por representações matemáticas simplificadas das turbinas a gás e o modelo proposto por Rowen foi elaborado para suprir esta lacuna. Ele foi desenvolvido de forma flexível tal que, apesar de sua simplicidade, atendesse a diversas turbinas de características diferentes, de acordo com [3]. Tal flexibilidade e simplicidade tornou esta representação da turbina a gás e seu sistema de controle a base para boa parte dos trabalhos para aplicações *Heavy Duty* ou industriais.

O modelo de Rowen possui algumas limitações quanto ao seu uso, como: uma faixa pequena de variação da rotação em torno da velocidade nominal de operação e da representação ter sido inicialmente desenvolvida para turbinas de eixo único com ciclo simples. Entretanto, com algumas adaptações é possível aumentar a faixa de utilização deste recurso [3].

Na figura 2.8, é mostrado o modelo de Rowen, nela é possível observar a característica modular deste tipo de representação, na qual cada bloco está associado a um componente, dinâmica da turbina ou controlador específico. O sistema de controle é composto de três malhas: controle de velocidade, controle de temperatura e controle de aceleração. Estes três sinais de controle vão para um bloco seletor de menor valor, a saída deste bloco seletor representa a mínima ação de controle no sistema de combustível.

O governador de velocidade corresponde à ação de controle diretamente preocupada com a regulação de velocidade, antes realizada por sistemas de atuação mecânica ou eletromecânica e agora realizada eletronicamente.

As outras duas malhas têm função de segurança para a turbina. A malha de temperatura representa a limitação de resistência à temperatura dos materiais que a constituem, sabendo que a ultrapassagem do valor limite levará à degradação do equipamento. A temperatura é medida através de um termopar e em seu modelo é incorporada uma dinâmica associada a seu revestimento de proteção contra a radiação. Já a malha de aceleração tem o objetivo de proteger a turbina de uma sobrevelocidade no gerador de gás ou de uma perda repentina da carga, como seria o caso do desacoplamento de um eixo que estava sendo acionado.

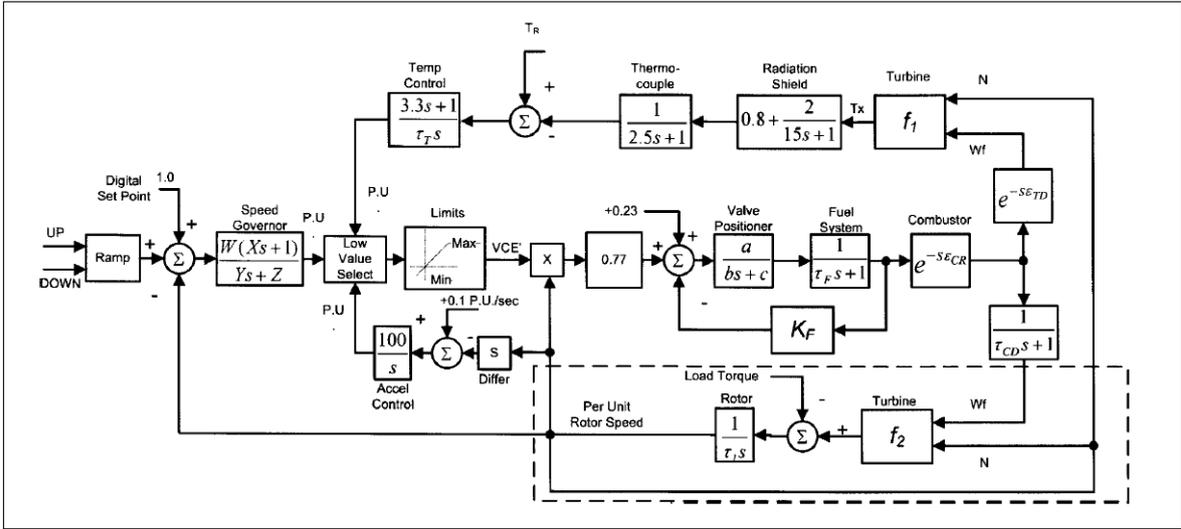


Figura 2.8: Modelo de Rowen⁷.

O atraso relacionado com o processo de combustão é dado por ϵ_{CR} e o retardo em transporte relativo ao deslocamento do gás de exaustão até o ponto de medição é representado por ϵ_{TD} . Já a constante de tempo τ_{CD} refere-se à dinâmica do volume de descarga do compressor. Outro dado importante é a vazão de combustível comandada, representada no modelo pela sigla VCE .

Todos os parâmetros que aparecem no modelo são especificados em [3], sendo eles dependentes do governador e do combustível utilizados, bem como, da série de turbina em estudo.

A saída do bloco do sistema de combustível, W_f , possui uma realimentação K_F , que é uma malha interna existente nas turbinas de grande porte, segundo [3]. Esta mesma variável passa por dois blocos de atraso, os quais não alteram a grandeza da variável, e se torna uma das entradas da função f_1 . Ela ainda passa pelo bloco da constante de tempo τ_{CD} , que funciona como um atraso de primeira ordem, e se torna uma das entradas da função f_2 .

Segundo [35], a dinâmica da turbina neste modelo é essencialmente realizada pelas equações (2.10) e (2.11). A equação (2.10) é função da vazão de combustível e velocidade de rotação do gerador de gás, sendo utilizada para determinar a temperatura dos gases de exaustão. Já a equação (2.11) é uma função das mesmas variáveis mas com parâmetros diferentes e serve para calcular o torque de saída da turbina.

$$f_1 = T_R - a f_1 (1 - w f_1) - b f_1 (1 - N) \quad (2.10)$$

$$f_2 = a f_2 - b f_2 (w f_1) - c f_2 (1 - N) \quad (2.11)$$

⁷Fonte: Extraído de ROWEN [3].

Onde:

$a f_1, a f_2, b f_1, b f_2, c f_2$ representam coeficientes e constantes que podem ser determinados com base no detalhado em [3];

T_R se refere à temperatura de exaustão nominal;

N é a velocidade do gerador de gás; e

$w f_1$ é a vazão de combustível.

Outra observação importante é o bloco diferenciador que opera na variável N (ver malha de controle de aceleração). Este bloco tem significado apenas para simulações. Para turbinas reais a aceleração poderia ser obtida através de um observador ou através de sensores específicos.

Modelo para turbinas aeroderivadas de dois eixos

O modelo anterior foca em turbinas a gás industriais (*heavy duty*) ou turbinas nas quais a massa rotacional ou carga é acoplada diretamente no eixo único delas. Como a variedade de aplicações de turbinas aeroderivadas é grande, um modelo para este tipo de turbina também foi desenvolvido, segundo [35]. Tais turbinas são desenvolvidas a partir de um modelo derivado de motores de avião e têm vantagens em relação às industriais, como por exemplo: melhor eficiência ao operar com velocidade diferente da nominal.

Neste tipo de equipamento, o compressor é ligado à turbina de alta pressão (HP) e a turbina de baixa pressão (LP) está em outro eixo que é conectado à carga. Isso faz com que se tenha rotações diferentes para cada conjunto. Desta forma, pode-se atingir melhores relações de compressão e, portanto, um melhor desempenho global, ainda segundo [35]. Tal esquema de turbina pode ser visto na figura 2.9.

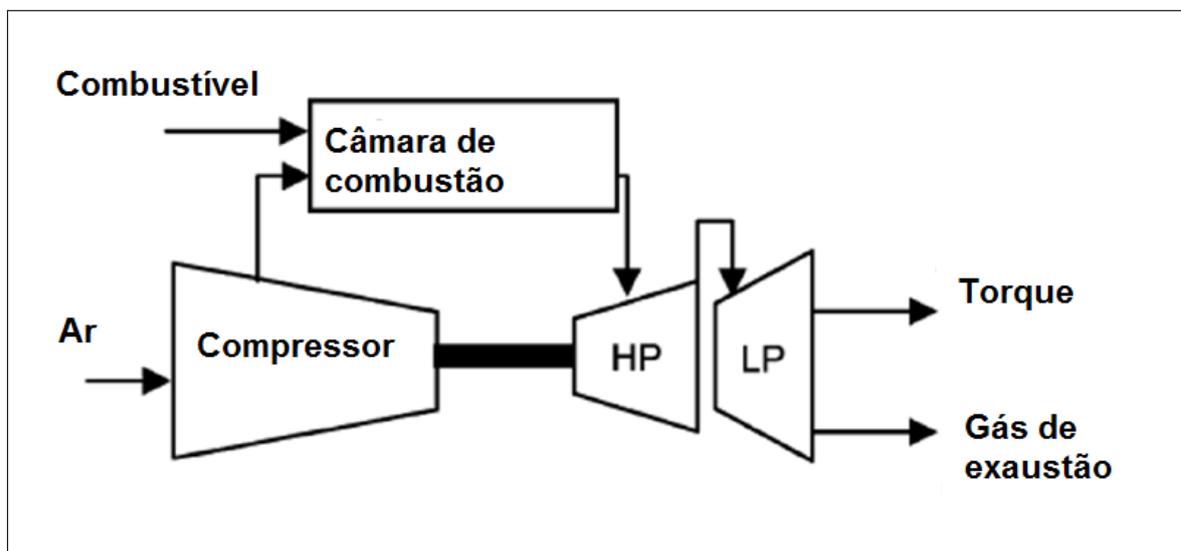


Figura 2.9: Diagrama de uma turbina aeroderivada de eixo duplo.

A figura 2.10 exibe o diagrama de blocos de uma turbina de eixo duplo, adotado em [36]. A modelo pode ser dividido em duas partes: no bloco *engine*, que está conectado ao compressor, e no *free turbine*, que é a turbina LP conectada à carga. De acordo com [35], o modelo descrito neste diagrama é similar ao modelo de Rowen [3], entretanto, há mais um sinal entrando no seletor de menor valor no diagrama, o sinal de velocidade da turbina LP, também chamada de turbina de potência livre.

Nos reguladores das turbinas de potência livre e do gerador de gás, é possível observar blocos com a expressão $sK_p + K_I$, a qual representa um controlador PD (Proporcional-Derivativo).

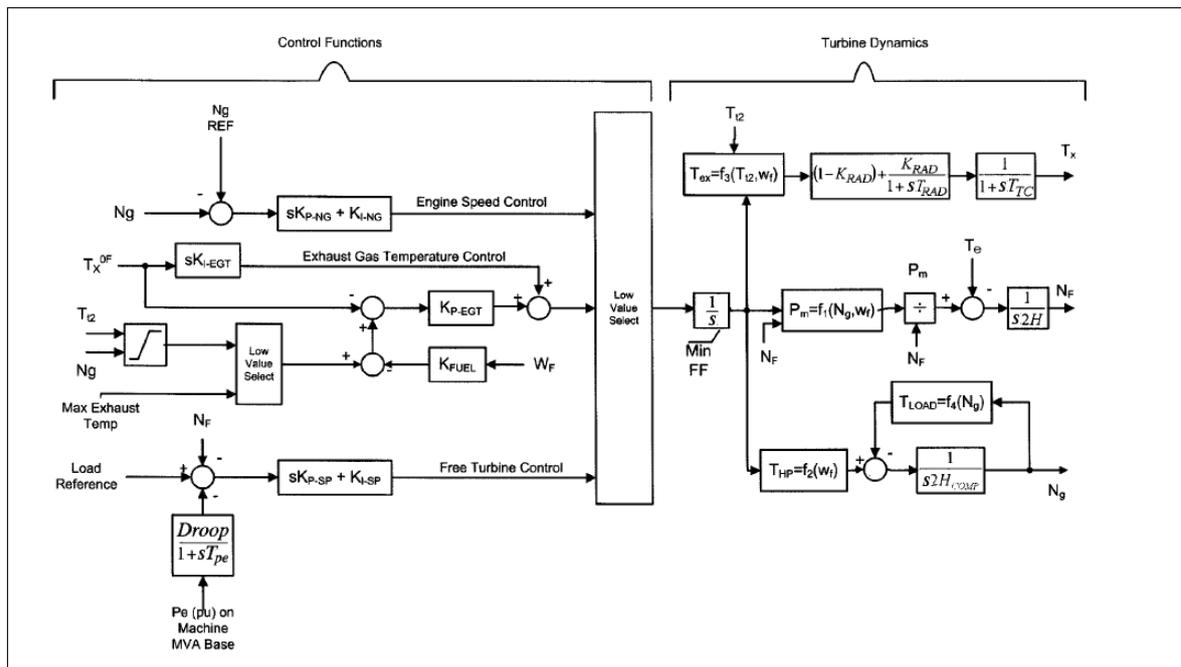


Figura 2.10: Modelo de uma turbina aeroderivada de eixo duplo⁸.

Na parte do modelo que se refere à dinâmica da turbina, pode-se notar que a variável de saída é a velocidade da turbina de potência livre N_f , diferente do que ocorre no modelo de Rowen. Além disso, há uma função P_m que relaciona a potência mecânica entregue pelo gerador de gás (motor) à turbina de potência, cuja integração resulta em N_f .

Modelo GAST

Na figura 2.11, é possível visualizar um exemplo de um modelo GAST, que é um dos modelos mais utilizados para simular modelos dinâmicos do conjunto governador-turbina, de acordo com [35]. Isto se deve, em parte, à simplicidade

⁸Fonte: Extraído de HANNETT *et al.* [36].

do modelo e também por estar de acordo com os padrões do WECC (Western Electricity Coordinating Council). Contudo, apesar destas características, segundo [36], este tipo de modelo apresenta dificuldade em modelar com acurácia o funcionamento da turbina a gás quando a malha de temperatura está ativa. Este modelo está sendo substituído por outros que tentam superar tais deficiências, como observado em [35].

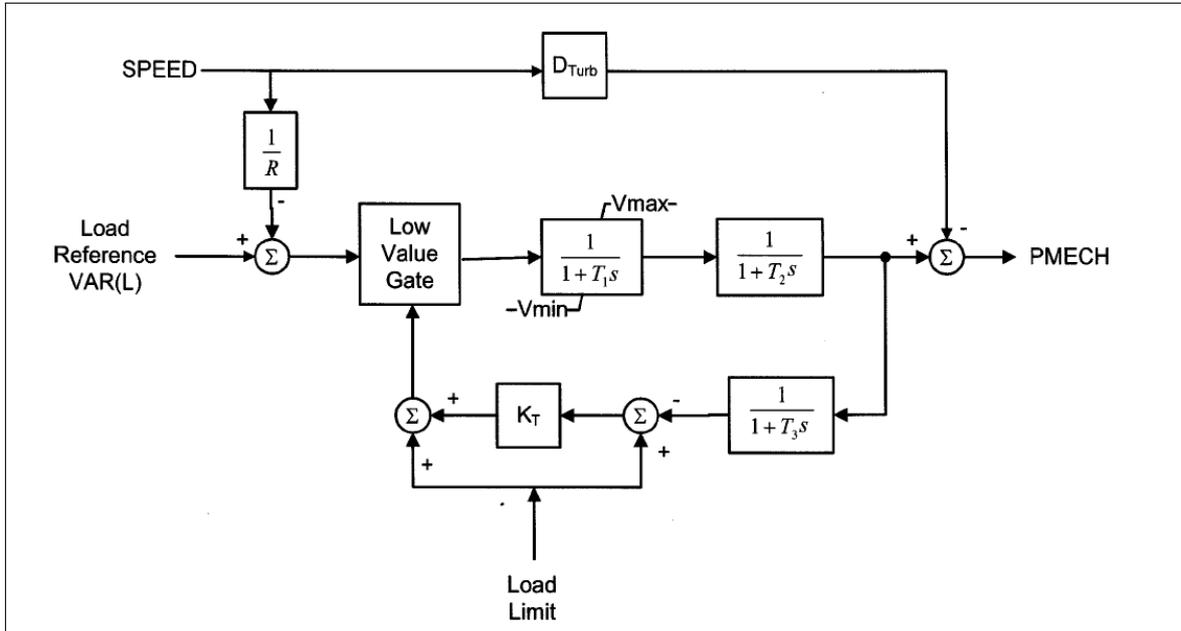


Figura 2.11: Modelo GAST⁹.

Observando a figura 2.11, no setor de ramo direto entre a entrada e a saída, pode-se verificar os blocos que representam as dinâmicas da válvula de combustível e da própria turbina, tendo como saída a potência $PMECH$ entregue à carga. Na realimentação existente na parte inferior do diagrama de blocos, aparece a malha de controle de carga (torque). Já na parte superior, há uma realimentação de velocidade.

Maiores detalhes sobre os modelos GAST podem ser encontrados em [35].

2.5 Considerações finais

Os modelos apresentados neste texto constituem apenas uma parcela dos existentes para turbinas a gás. Outros modelos de importância para a simulação e testes de estratégias de controle poderiam ser detalhados mas não são de interesse deste trabalho, como: o modelo IEEE, o modelo GAST2A, o WECC/GGOV1 dentre outros, ver em [35].

⁹Fonte: Extraído de HANNETT *et al.* [36].

Tendo algumas das técnicas de modelagem de turbinas a gás sido apresentadas, pode-se seguir para uma próxima etapa que será a abordagem das principais estratégias e técnicas de controle utilizadas nas turbinas a gás, em particular, as de interesse para a aplicação em sistemas de propulsão.

Capítulo 3

Controle de turbinas a gás

3.1 Introdução

O objetivo deste capítulo é abordar as principais técnicas de controle empregadas nas turbinas a gás.

É apresentada a estrutura de um controle PID e a utilização em conjunto com alguma técnica de otimização.

O controle adaptativo e as aplicações, para cada esquema adaptativo discutido, no controle de velocidade das turbinas a gás também são abordados.

O capítulo é encerrado com a apresentação do controle *backstepping* aplicado ao problema do *surge* dos geradores de gás.

3.2 Sistemas de controle de turbinas a gás

Tipicamente, o controle de uma turbina é realizado por malha fechada, o qual se baseia numa ação de controle relacionada com um desvio da referência desejada. Uma representação destes sistemas pode ser vista na figura 3.1, na qual é mostrado que a vazão de combustível é manipulada para que se controle a rotação ou potência de saída. Essa ação antes era realizada por sistemas essencialmente mecânicos, como o regulador de Watt, conhecidos como governadores, nome até hoje usual para os sistemas de regulação de velocidade de turbinas, mesmo com o advento dos sistemas eletrônicos.

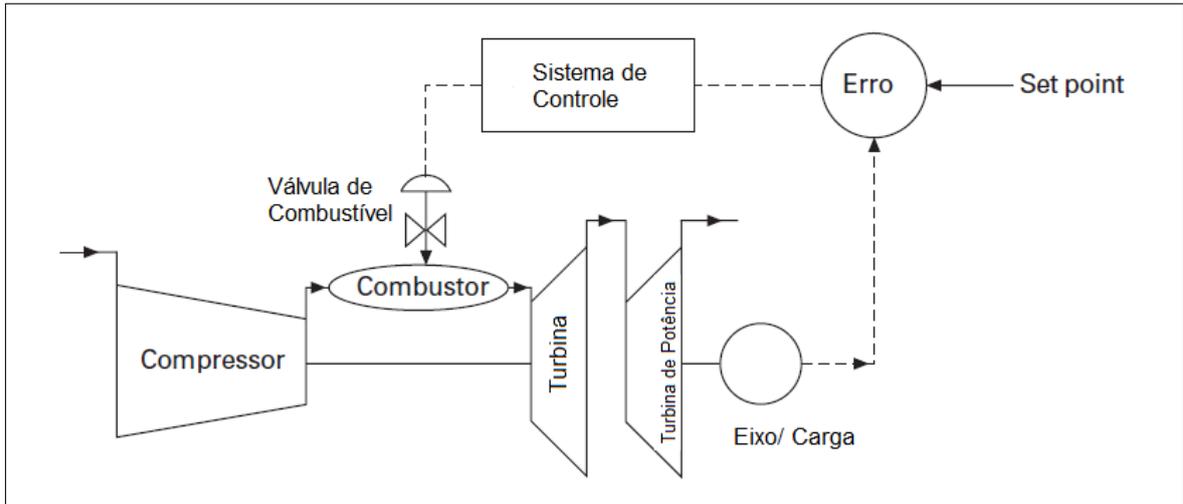


Figura 3.1: Típico sistema de controle em malha fechada de uma turbina a gás¹.

Com a evolução dos sistemas de controle eletrônicos, cresce a utilização dos controladores PID, fato este acompanhado também pelos desenvolvedores de controladores para os geradores de gás. Tendo este tipo de controlador conquistado espaço ainda maior com a evolução dos computadores digitais e Controladores Lógicos Programáveis (CLP) aliado ao desenvolvimento das ferramentas de análise e projeto da teoria dos sistemas dinâmicos discretos.

3.3 Controle PID

A importância dos controladores PID se deve, principalmente, ao fato da sua aplicabilidade na maioria das plantas. Os controladores PID têm sua estrutura e influência na resposta de um sistema bastante conhecida, pois alterando-se cada um dos ganhos, espera-se um tipo de variação na resposta da planta, fato muito útil em campo. O PID possui limitações quando aplicado em sistemas dinâmicos não lineares, porém, devido as faixas de operação dos sistemas serem usualmente pequenas, pode-se utilizá-los sem tantos problemas na maioria das vezes.

O algoritmo clássico de um controlador PID pode ser observado abaixo:

$$u(t) = K_p + \frac{1}{T_i} \int e(t)dt + T_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (3.1)$$

onde:

$u(t)$ é a ação de controle;

K_p é o ganho proporcional;

T_i é o tempo integral;

¹Fonte: Baseado em uma figura de RAZAK [37].

T_d é o tempo derivativo;

$e(t)$ é o sinal de erro ou desvio entre o sinal de referência e o valor medido da variável de saída.

Cada ação de controle tem uma função específica na influência da resposta do sistema constituído por planta e controlador.

De acordo com [34], os computadores digitais passaram a ser utilizados para executar os algoritmos dos controladores PID em substituição aos antecessores analógicos. Dessa forma, a importância dessa estratégia de controle foi mantida nas aplicações mais clássicas de turbinas, como na regulação de velocidade dos sistemas que operam com velocidade de referência fixa (caso da geração de energia). Em consonância com [3], para cada malha, um controlador PID (ou uma variação) é sugerido. Para o caso de malhas de rotação e de temperatura, o PID é o mais utilizado, e para o controle de aceleração um simples integrador, como pode ser observado em [7]. Segundo [6], ainda é citado o controle PI para a malha de temperatura como uma das mais frequentes.

Como verificado na revisão bibliográfica deste trabalho, no problema de controle das turbinas a gás tem se utilizado algum processo de otimização para determinação dos ganhos K_p , T_i e T_d . Esta forma de determinação dos parâmetros do controlador é utilizado em detrimento às técnicas de sintonia mais utilizadas na indústria, tais quais as de Cohen-Coon e Ziegler-Nichols.

De acordo com [38], devido às não linearidades do motor, restrições no sistema de alimentação de combustível e outros fatores presentes em uma turbina a gás, um controlador PID não consegue lidar com toda a faixa de operação e, portanto, um controlador com ganho diferenciado para cada faixa e condição de operação é necessário. Como nas turbinas a gás nem sempre é possível se obter um desempenho em malha fechada tão bom quanto o esperado utilizando-se um controlador PID, outras técnicas de controle são necessárias.

3.4 Controle adaptativo

Segundo [39], as primeiras pesquisas em controle adaptativo surgiram no início dos anos 50, ligadas ao projeto de pilotos automáticos para aviões de alto desempenho, os quais poderiam operar em faixas amplas de velocidade e altitude, logo, com grandes variações de parâmetros. Esta é a ideia básica do controle adaptativo: lidar com incerteza nas características dinâmicas de um sistema.

As incertezas podem ser de natureza paramétrica, estrutural e ambiental, sendo o objetivo de um controlador baseado na adaptação fornecer um mecanismo que permita o sistema atingir o desempenho desejado mesmo com a existência dessas

incertezas. De acordo com [40], a variação de carga ou ação de um componente pode causar incerteza paramétrica, falhas em componentes podem causar variações estruturais e ruídos externos (condições de mar, vento e sujeira no casco, no caso de um navio) são incertezas ambientais. Incertezas são típicas para motores de aviões e de automóveis, dispositivos eletrônicos e processos industriais, ainda em observância à [40].

Técnicas como locação de polos, controle ótimo, controle robusto, PID e outras são técnicas de projetos baseadas em certo conhecimento dos parâmetros do sistema. Aí reside outra diferença para as técnicas adaptativas. Estas não requerem conhecimento *a priori*, pois o sistema é capaz de se adaptar às incertezas à medida que elas acontecem. Tal diferença entre o conhecimento a respeito da planta pode ser observada nos diagramas que representam em blocos o projeto de um controlador não adaptativo, figura 3.2, como os citados acima, e o que utiliza técnicas adaptativas, figura 3.3.

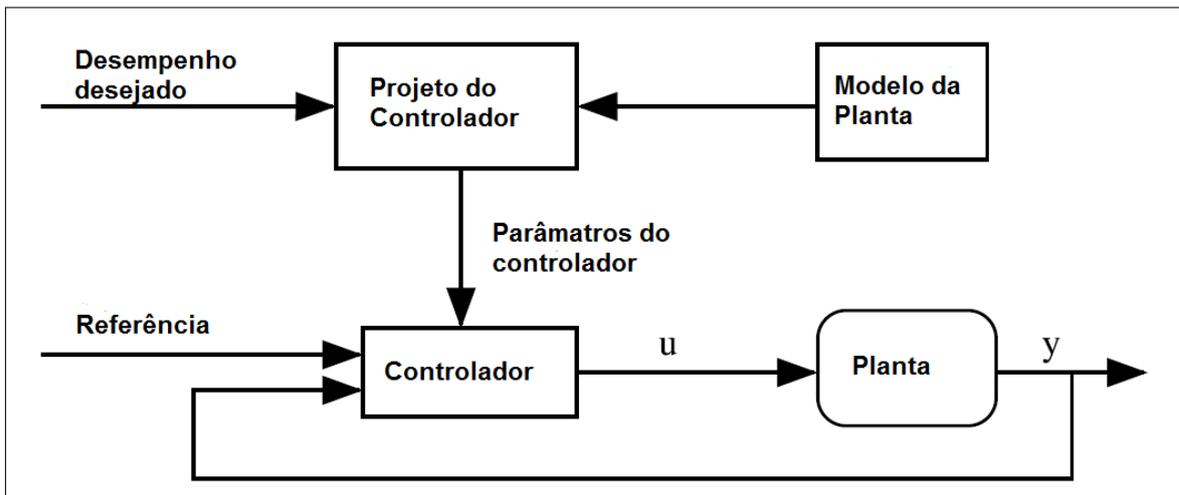


Figura 3.2: Esquema de projeto de controlador não adaptativo².

²Fonte: Baseado em uma figura de LANDAU *et al.* [41].

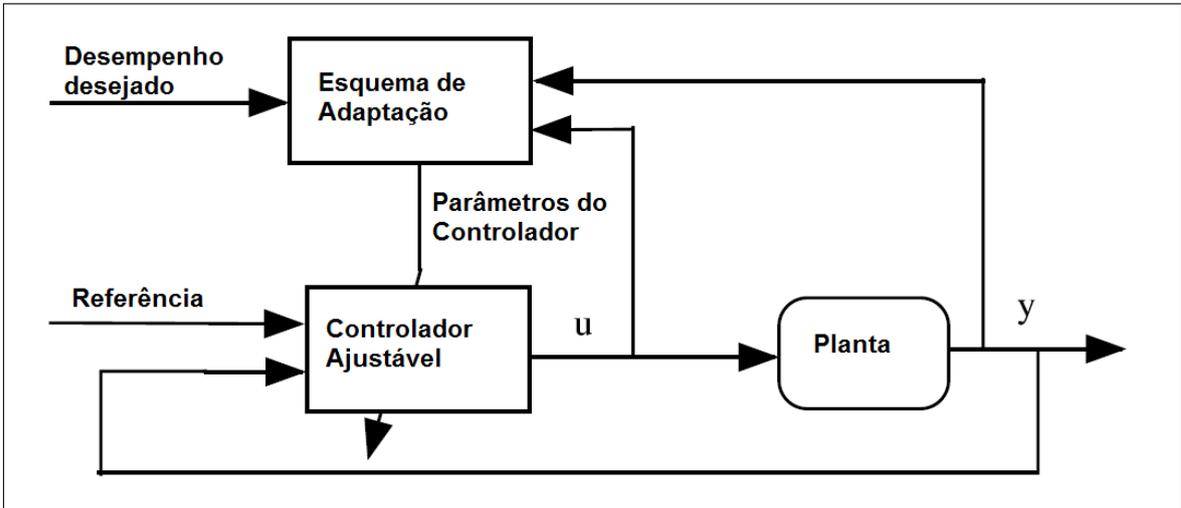


Figura 3.3: Esquema de projeto de controlador adaptativo³.

Em consonância com [40], há duas classes distintas de sistemas de controle adaptativos: as chamadas técnicas diretas e as indiretas. Os sistemas de controle adaptativos diretos são aqueles nos quais os parâmetros do controlador são atualizados diretamente de uma lei adaptativa (projeto baseado em otimização ou na teoria de Lyapunov) com base na informação dos sinais de entrada e saída da planta (ou processo), como já exposto na figura 3.3. Já os sistemas de controle adaptativos indiretos são aqueles nos quais os parâmetros da planta são primeiramente estimados para que, posteriormente, haja o cálculo dos novos parâmetros do controlador baseado no modelo atual da planta, como pode ser resumido na figura 3.4.

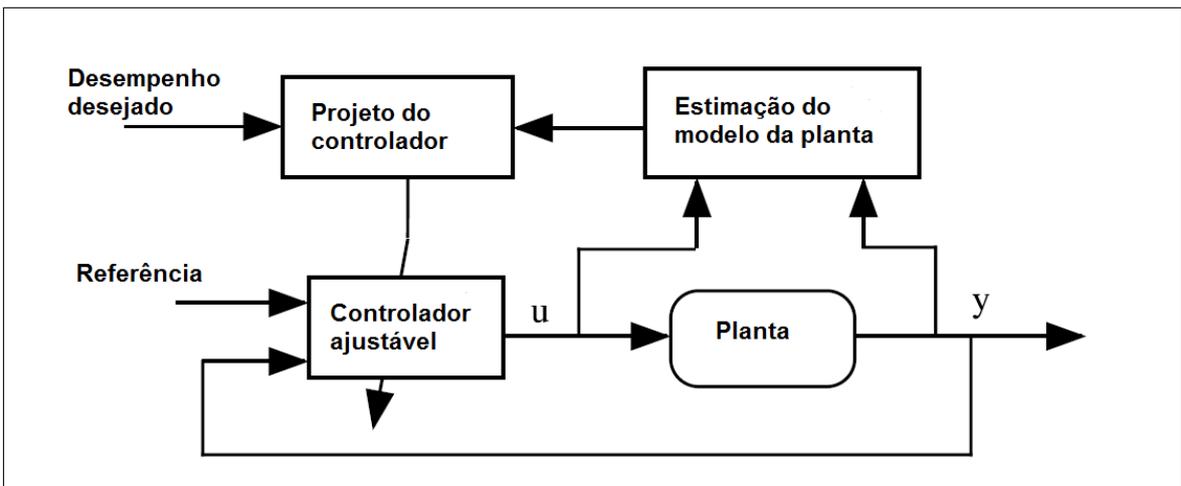


Figura 3.4: Controle adaptativo indireto⁴.

³Fonte: Baseado em uma figura de LANDAU *et al.* [41].

⁴Fonte: Baseado em uma figura de LANDAU *et al.* [41].

3.4.1 Esquemas adaptativos

De acordo com [42], os sistemas de controle adaptativos podem ser divididos em quatro tipos ou esquemas: ganho escalonado, sistemas adaptativos baseados em um modelo de referência (MRAS), reguladores auto-ajustáveis e o controle dual.

Os controladores de ganho escalonado ou ajustável são de grande utilidade quando é possível encontrar uma variável auxiliar que possa ser medida e que possa ser correlacionada com mudanças da dinâmica da planta ou processo. Com estas variáveis é possível alterar os parâmetros do controlador, como pode ser resumido na figura 3.5. Este tipo de controle pode ser visto como duas malhas, de acordo com [42], uma interna formada pelo controlador e a planta e uma externa que mede as condições de operação (variáveis auxiliares) e alteram os parâmetros através de alguma heurística ou técnica. No caso de uma turbina a gás utilizada em sistemas de geração de potência, em [43], propõe-se uma estratégia de inferência fuzzy para a determinação dos ganhos escalonados do controlador, as condições operacionais $T_{12}[pu]$, $T_p[s]$ e $b[pu/Hz]$ são utilizadas para determinar uma matriz de ganhos K , tal que $u = -Kx$, obtendo-se resultados melhores para o problema de regulação se comparado a uma matriz de ganhos fixa. Uma outra proposta para determinação dos parâmetros do controlador escalonado foi realizada em [25], a qual combina técnicas de inferência fuzzy com computação evolucionária para se determinar os parâmetros do controlador de uma turbina a gás aplicada à aviação.

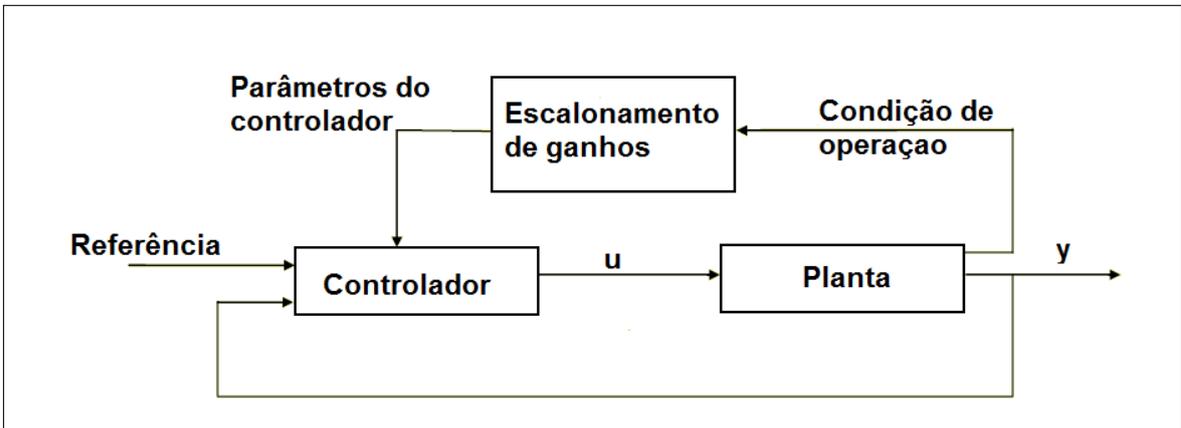


Figura 3.5: Esquema de controle com ganho escalonado⁵.

Segundo [42], os sistemas adaptativos baseados em um modelo de referência são utilizados para a solução de problemas nos quais as especificações de desempenho são dadas em termos de um modelo, o qual é o ideal de resposta de um sistema para uma excitação dada. O diagrama de blocos deste tipo de sistema pode ser observado na figura 3.6. A malha mais externa representa o mecanismo de adaptação, o qual

⁵Fonte: Baseado em uma figura de ASTROM e WITTENMARK [42].

objetiva minimizar o erro entre a saída do modelo y_m e a saída da planta y , contudo, não se trata de um problema trivial. Sendo o problema principal determinar um mecanismo de ajuste dos parâmetros que deixe o sistema estável. O esquema do MRAS fez uso da chamada regra MIT para mecanismo de ajuste, para o caso escalar:

$$\frac{d\theta}{dt} = -\gamma \frac{\partial e}{\partial \theta} \quad (3.2)$$

Onde:

e é a diferença entre y e y_m ;

θ é o parâmetro do controlador; e

γ é o ganho de adaptação.

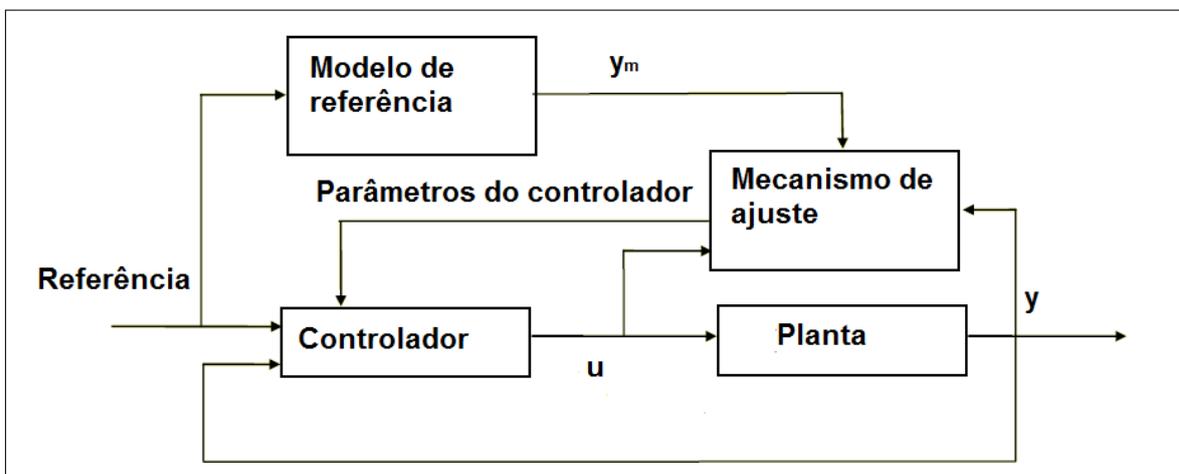


Figura 3.6: Sistema adaptativo baseado em modelo de referência⁶.

O esquema adaptativo baseado em modelo de referência para o caso de uma turbina a gás já vem sendo estudado há algum tempo, desde o desenvolvimento e uso de controladores analógicos eletrônicos, como pode ser visto em [44]. Tanto em [45] quanto em [46], este esquema é mais uma vez utilizado, dessa vez para um sistema de ordem elevada, mostrando a eficiência desta técnica para o caso de uma turbina a gás modelada como um sistema linearizado de quarta ordem.

Os esquemas discutidos nos parágrafos anteriores são chamados métodos diretos, visto que ajustam os valores dos parâmetros dos controladores diretamente e sem a necessidade da estimação dos parâmetros da planta ou processo. Um exemplo de esquema indireto, quando ocorre a estimação dos parâmetros da planta antes do cálculo dos parâmetros do controlador, é o tipo de construção chamado de regulador auto-ajustável [42], como pode se observar na figura 3.7.

⁶Fonte: Baseado em uma figura de ASTROM e WITTENMARK [42].

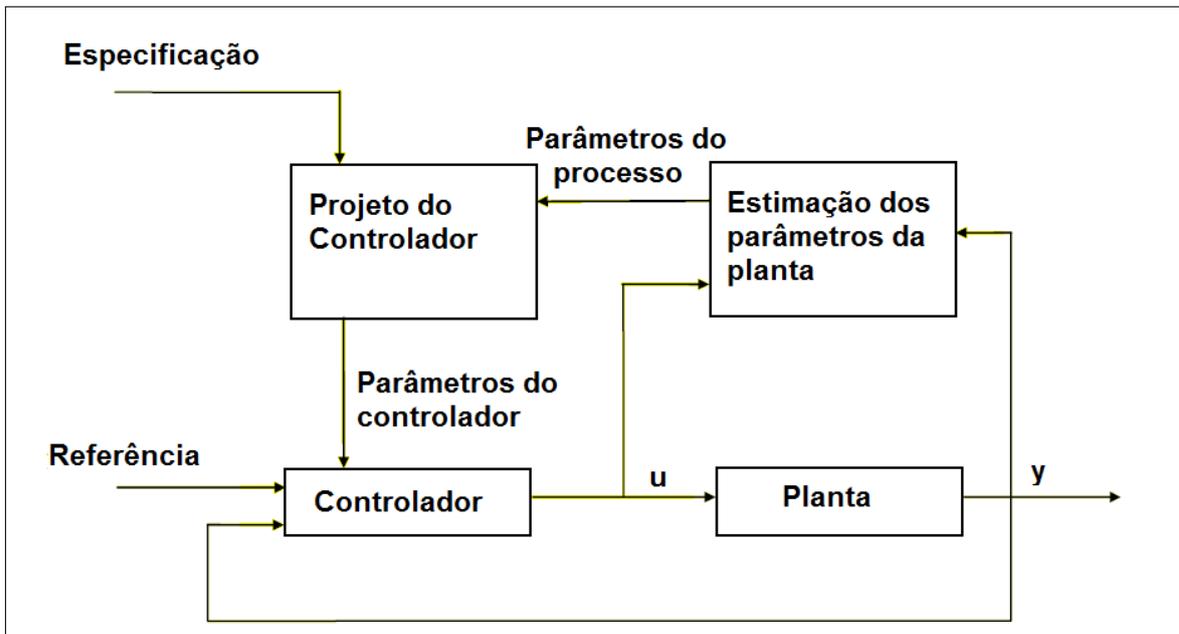


Figura 3.7: Sistema adaptativo auto-ajustável⁷.

Os controladores auto-ajustáveis constituem um esquema muito flexível, segundo [42], pois há muitas combinações possíveis entre métodos de estimação da planta e técnicas de projeto. Além disso, os parâmetros da planta são estimados *online*. Uma aplicação deste tipo de controle em uma turbina a gás pode ser observada em [47], no qual, a partir de um modelo MIMO LTI com modos ressonantes incertos e retardo em transporte, faz-se uso de um estimador recursivo de mínimos quadrados para o modelo da planta combinado à técnica de alocação de polos para o projeto do controlador. Já em [48], um controlador combinado *fuzzy-neural* é utilizado, sendo o modelo baseado em redes neurais, o que mostra a versatilidade deste tipo de esquema.

Além destes esquemas de controle adaptativo, há os chamados controladores adaptativos não lineares, como o caso do *backstepping*, entretanto, estes métodos não são utilizados com frequência para o controle de velocidade de turbinas, de acordo com [22], apesar de parecerem promissores quando comparados a aplicações em outros tipos de motores.

As estratégias de controle abordadas até o momento neste texto têm focado na regulação e rastreamento da variável velocidade da turbina, entretanto, existem outras, e apesar de fugirem do escopo deste estudo, é necessário citá-las, em particular, as técnicas mais apuradas de controle adaptativo, sendo o controle anti-*surge* de grande importância para uma operação segura nestas máquinas.

⁷Fonte: Baseado em uma figura de ASTROM e WITTENMARK [42].

3.4.2 Controle anti-*surge* e anti-*stall*

Como é sabido, as turbinas a gás são dotadas de turbocompressores (axiais e/ou centrífugos) e estes compressores são passíveis de dois tipos de fenômenos aerodinâmicos, o *surge* e o *stall*, diferentes, contudo, ambos levam a uma operação instável destas turbomáquinas e ditam os limites de operação destes equipamentos.

O *surge* é uma oscilação axissimétrica do fluxo de massa através do compressor e é caracterizado por um ciclo limite na operação do compressor [49]. Este ciclo limite pode ser observado na figura 3.8 e é descrito da seguinte forma: inicia (1) quando a vazão começa a ser instável, iniciando-se em (2) um fluxo reverso seguindo para um fluxo praticamente igual a zero (3), ocorrendo um aumento de pressão e vazão em seguida (4), que leva ao início do ciclo em (1) novamente. Essa oscilação entre fluxos de sentidos opostos gera forças que acarretam em grande vibração, o que pode comprometer partes mecânicas da turbina, como mancais e rolamentos. Algumas das possíveis causas para a ocorrência do *surge* são a queda de pressão na sucção, estrangulamento na entrada, queda do peso molecular, sujeira interna, vazamento nos selos entre os estágios de compressão e a principal, e que pode levar mais rapidamente à instabilidade, a queda da rotação para níveis muito baixos, ou seja, repentinas reduções de velocidade do conjunto rotativo.

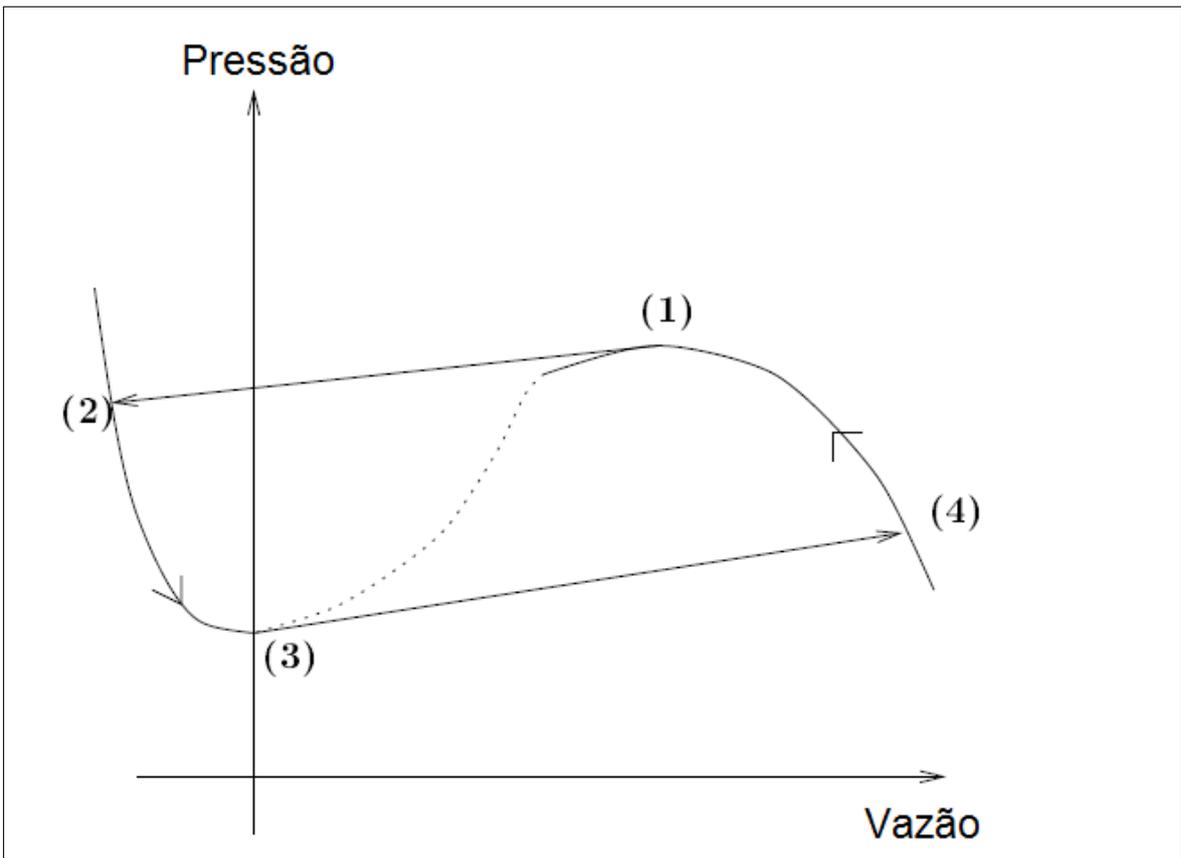


Figura 3.8: Curva característica do ciclo limite em um compressor⁸.

O *stall* é uma instabilidade que ocorre quando o padrão circunferencial (vórtices) do escoamento nas pás do compressor é perturbado [49]. Na figura 3.9, é possível observar este padrão de escoamento. A ocorrência deste fenômeno se manifesta em pequenas células de *stall* e pode se propagar para o restante do equipamento, levando a uma queda na taxa de compressão. Segundo [37], o *stall* pode levar ao *surge*.

Ainda com base na mesma figura 3.9, o processo do *stall* pode ser resumido da forma a seguir. Suponha que há uma não uniformidade no escoamento do fluxo de entrada e é produzido um ângulo de ataque na pá B grande o bastante para descolar a camada limite neste componente do rotor. Essa ocorrência leva à obstrução do canal entre B e C, acarretando uma alteração no perfil de velocidade nas pás dos canais adjacentes a B. Dessa a forma, diminui-se o ângulo de ataque em A e aumenta-se em C, que sofre o *stall*. Esse mecanismo faz que o fenômeno se propague para a linha de pás do compressor descrita na figura. Um fato importante é que este mecanismo pode induzir uma oscilação nas pás que sofreram *stall* e que caso coincida com a frequência natural do compressor levará à ocorrência da ressonância, levando a uma possível falha mecânica por fadiga.

⁸Fonte: Baseado em uma figura de GRAVDAHL [49].

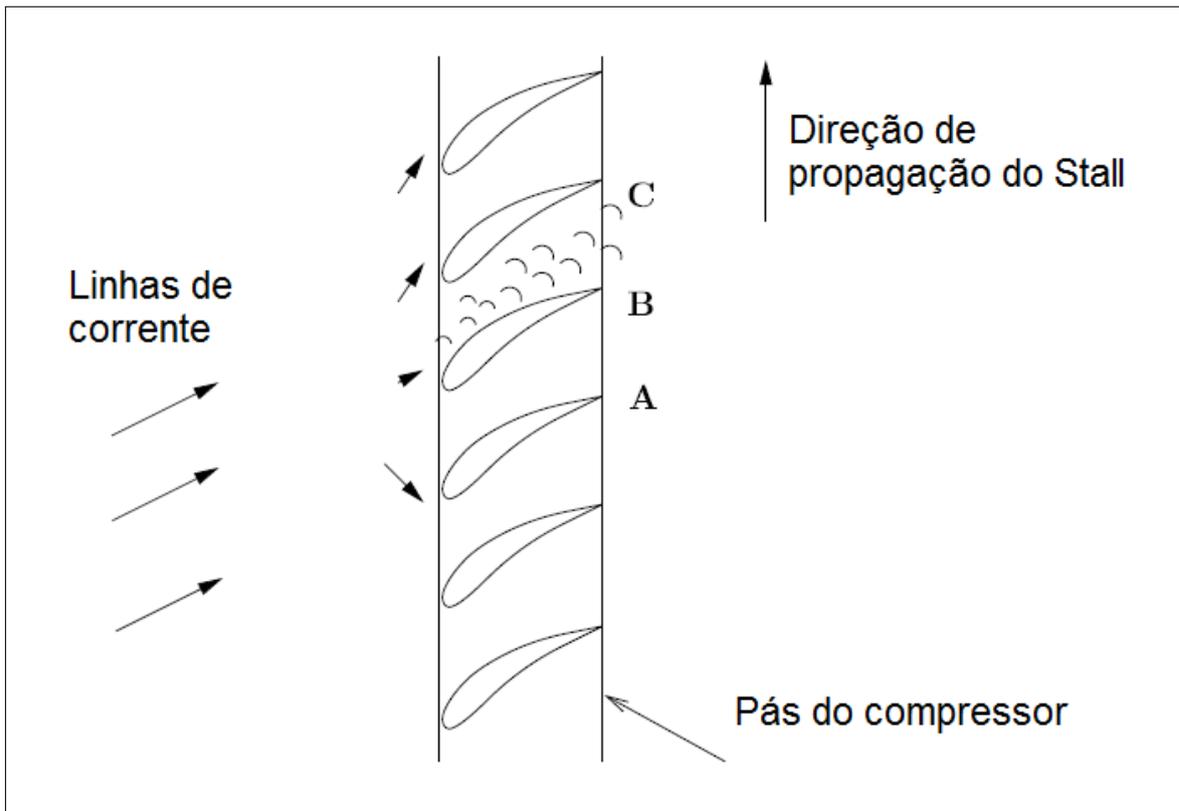


Figura 3.9: Padrão de escoamento no compressor⁹.

O que os sistemas anti-*surge* e anti-*stall* buscam é justamente impedir a ocorrência destes fenômenos. Convencionalmente, estes sistemas são em malha aberta e previnem que o compressor opere dentro da região de instabilidade, como pode ser visto em um mapa de desempenho de um compressor, o qual relaciona a taxa de compressão com o fluxo subdimensional para várias velocidades subdimensionais, como é esquematizado na figura 3.10. Neste exemplo de mapa apenas uma velocidade é mostrada. Para um compressor real as demais velocidades seriam linhas paralelas. Os símbolos W , P e T representam fluxo, pressão e temperatura, respectivamente, e os índices 1 e 2 a entrada e a saída do compressor, nesta mesma ordem. A parte abaixo da linha de *surge* ou *stall* representa a região de operação estável e o ponto de choque, ponto no qual há um bloqueio do fluxo através do compressor (este também deve ser evitado).

⁹Fonte: Baseado em uma figura de GRAVDAHL [49].

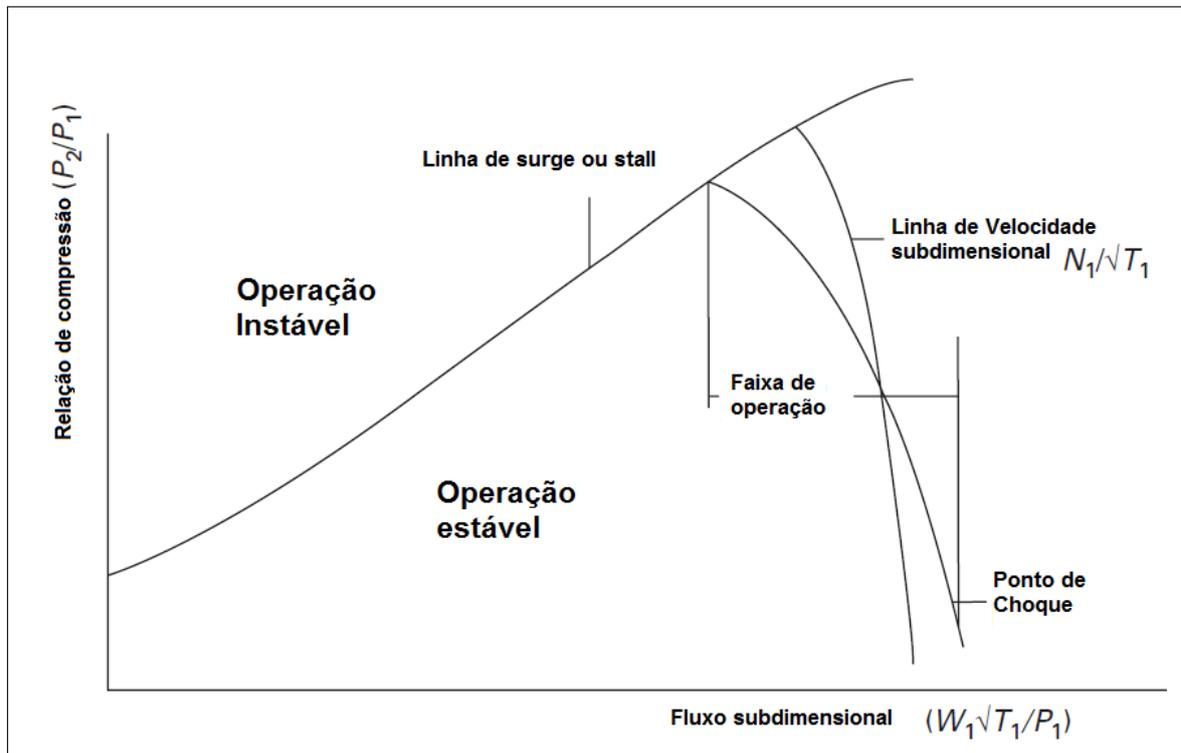


Figura 3.10: Esquema de mapa de um compressor¹⁰.

Os sistemas convencionais, também chamados de estáticos, estabelecem uma margem de *surge*, que consiste na diferença entre a linha de *surge* e uma paralela chamada de linha de controle de *surge*, de acordo com [49]. Dessa forma, o compressor é impedido de operar entre estas duas linhas. Em contrapartida, o uso deste tipo de esquema de controle apresenta diversas desvantagens, podendo-se citar que as máximas eficiência térmica e relação de compressão não conseguem ser alcançadas, pois estes pontos de máximos normalmente se encontram bem próximos da linha de *surge*, de acordo com [49].

Como os sistemas estáticos impedem a aplicação de grandes acelerações, máxima relação de compressão e eficiência térmica, surge a necessidade das chamadas técnicas dinâmicas, de acordo com [34].

Uma das técnicas mais utilizadas para o desenvolvimento de controladores dinâmicos anti-*surge* é o controle adaptativo *backstepping*. O qual consiste em um esquema recursivo baseado nos conceitos de estabilidade de Lyapunov, de acordo com [50], proposto no início dos anos 90. A idéia do *backstepping* é projetar o controlador recursivamente considerando algumas variáveis de estado como as chamadas variáveis virtuais. Com este procedimento é possível obter uma função de *Lyapunov* para todo o sistema baseada nas funções de estabilização (leis de controle virtuais) obtidas em cada passo.

¹⁰Fonte: Baseado em uma figura de BOYCE [34].

Tal técnica atinge os objetivos de estabilidade assintótica global e rastreamento [50], sendo a prova desta propriedade uma consequência direta do procedimento recursivo, visto que a função de Lyapunov é construída para todo o sistema, incluindo os parâmetros estimados, ainda segundo [50].

No capítulo 9 de [51], é apresentado o problema de controle anti-*surge*. Nesse exemplo é proposto um controlador *backstepping* ótimo inverso, o qual utiliza o modelo do compressor Moore-Greitzer, que é descrito em [30], [31], bem como, no capítulo 9 de [51].

3.5 Considerações finais

Neste capítulo, foram abordadas as principais técnicas de controle utilizadas em turbinas a gás, passando por uma breve revisão das técnicas utilizadas desde antes da revolução do uso de computadores, sistemas microprocessados para fins de controle e automação dessas máquinas. No controle de velocidade (ou rotação), abordou-se tanto o PID mais clássico quanto ele combinado com técnicas de otimização, redes neurais e sistemas de inferência *fuzzy*. Também foi discutido o uso dos diversos tipos de esquemas adaptativos e, por fim, uma rápida abordagem do controle dinâmico anti-*surge* ou anti-*stall* através do algoritmo *backstepping*.

Desta forma, pode-se dar continuidade ao presente trabalho. Deste ponto em diante, com o objetivo de propor técnicas de controle para o caso de uma turbina a gás aeroderivada utilizada na propulsão de um navio de guerra.

Capítulo 4

Turbina a gás aeroderivada aplicada à propulsão de um navio

4.1 Introdução

As turbinas a gás têm dominado o mercado dos sistemas de propulsão de navios de guerra há muitos anos, porém, o potencial permanece em aberto para o setor naval comercial de transporte de cargas [1]. Os fatores que mais contribuem como vantagem neste setor de aplicação são a elevada confiabilidade, alta velocidade de resposta e a considerável compacidade em relação à potência útil fornecida. Por tais características, essas máquinas têm extrapolado as aplicações em embarcações militares e têm sido empregadas na propulsão de navios de cruzeiro e *ferry-boats*.

Neste contexto, as turbinas a gás aeroderivadas aparecem em grande destaque, pois herdam a vasta experiência dos fabricantes adquirida ao longo dos anos no desenvolvimento e fabricação das turbinas aplicadas a motores a jato da aviação. Estas turbinas oriundas da propulsão de aviões constituem a maior parte das turbinas aplicadas no setor naval, de acordo com [1], as chamadas turbinas a gás marítimas (do inglês, *marine gas turbines*). Ao contrário dos motores a diesel, que possuem ampla faixa de potência e configurações dos cilindros, estas turbinas estão disponíveis somente em tamanhos e faixas de potências específicas, fato ditado pelas análises econômicas e técnicas que dependem do emprego da embarcação.

Ao se fazer a conversão da turbina da aviação, é necessário se agregar ao conjunto gerador de gás (compressor, câmara de combustão e turbina de alta pressão) uma turbina de baixa pressão, acoplada aerodinamicamente, que irá mover o eixo propulsor, diretamente ou através de conjuntos de embreagens e caixas de engrenagens. A configuração descrita pode ser visualizada na figura 4.1.

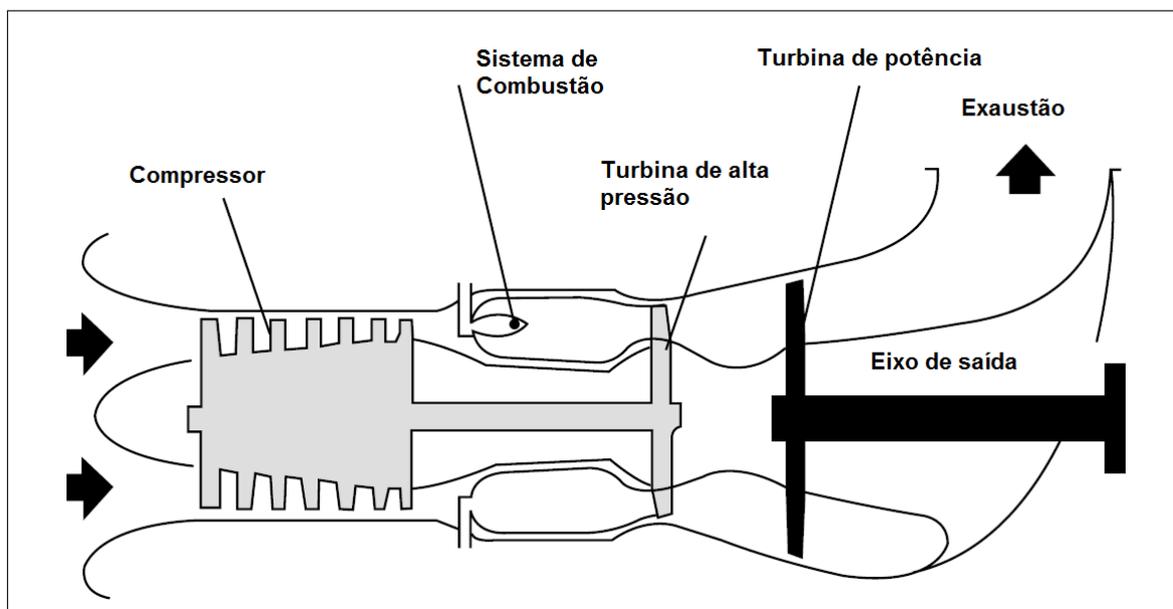


Figura 4.1: Elementos principais de uma turbina a gás aeroderivada¹.

4.2 A turbina LM2500

A General Electric (GE) produziu sua primeira turbina a gás aeroderivada, a LM100, em 1959 e no mesmo ano a LM1500, derivadas da bem sucedida turbina para aviação J79. As primeiras aplicações foram, principalmente, em propulsão de embarcações, acionamento de bombas e compressores em plantas off-shore e geração de energia. Com o sucesso de tais aplicações, chega em 1969 ao mercado a primeira versão da LM2500 que poderia gerar uma potência em torno de 15 MW. Segundo [1], a valiosa experiência de turbinas a gás da série LM em aplicações de propulsão naval variando de embarcações de patrulha a porta-aviões foi aproveitada pela GE Marine, tornando-a uma das líderes de mercado. Atualmente a turbina LM2500 possui potência instalada em torno de 25MW e com rendimento térmico de 37,1%, de acordo com WOODYARD [1]. Derivada da turbina turbofan GE TF39 para propulsão de aviões militares e comerciais, a LM2500 marine é uma turbina a gás que opera segundo o ciclo convencional (Ciclo Brayton aberto), possui dois eixos, sendo um para o conjunto gerador de gás e compressor e outro para a turbina de potência livre e a respectiva carga. Possui também, anexada a ela, o sistema de bombas de óleo lubrificante e combustível e um sistema de controle e governador de velocidade. Os seus quatro principais elementos podem ser vistos na figura 4.2, sendo eles, da esquerda para a direita:

¹Fonte: Retirado de WOODYARD [1].

- Um compressor de 16 estágios, com uma relação de compressão de 18:1;
- Câmara de combustão anular;
- Dois estágios na turbina de alta pressão, que aciona o compressor;
- Seis estágios na turbina de baixa pressão, acoplados aerodinamicamente ao gerador de gás.

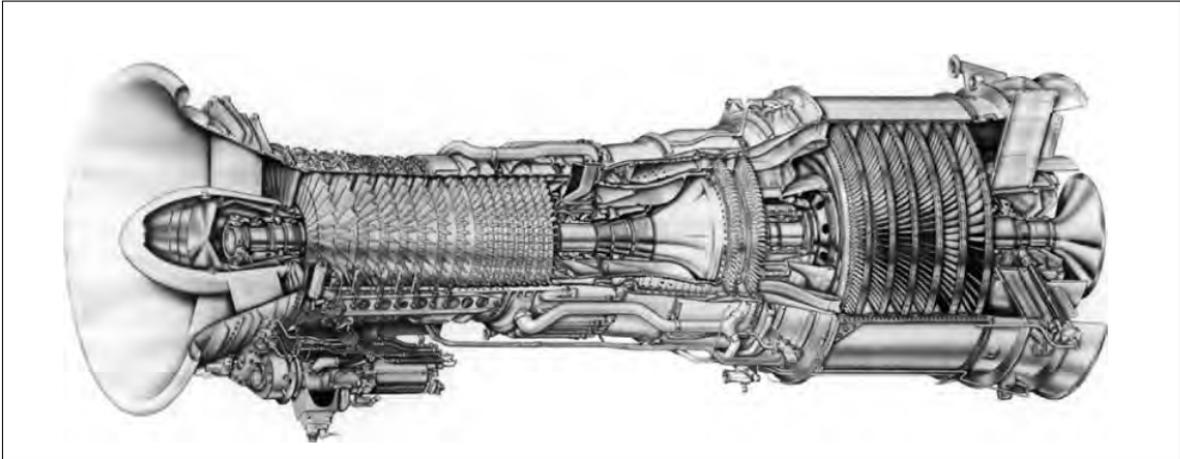


Figura 4.2: Corte da Turbina LM2500².

Na Marinha do Brasil a turbina a gás aeroderivada GE LM2500 é utilizada como solução para fornecer a energia necessária para o sistema de propulsão em manobras táticas das corvetas da classe Inhaúma e da classe Barroso.

4.2.1 Modelo para a turbina LM2500

Como é sabido, a turbina LM2500 é uma máquina de dois eixos. Logo, não é possível se utilizar um modelo de Rowen para este tipo de equipamento, visto que uma das restrições para o uso deste tipo de modelagem é que a turbina seja de eixo único, de acordo com [3].

Um dos modelos apresentados em [52] é um modelo GAST, como pode ser visto na figura 4.3. Como a dinâmica da turbina aeroderivada é altamente não linear, este modelo é uma aproximação de baixa ordem do comportamento da turbina LM2500 operando em sua potência nominal, o qual é válido para o sistema não linear em operação numa variação de até $2rad/s$ (que corresponde a cerca de $20rpm$) em torno da rotação nominal de $3600rpm$ [52]. Portanto, o modelo GAST não seria aplicável ao caso de uma turbina utilizada na propulsão de uma embarcação como as corvetas

²Fonte: Retirado de WOODYARD [1].

da marinha brasileira, que possuem faixa de operação bem mais ampla, de 0 até 3600rpm.

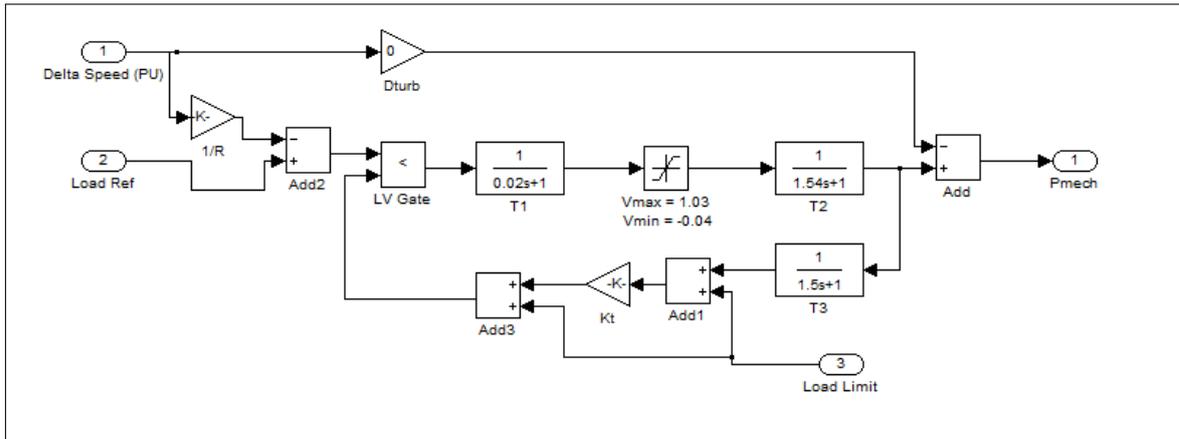


Figura 4.3: Modelo GAST da Turbina LM2500³.

O outro modelo disponível em [52] é um modelo não linear de ordem reduzida, contudo, para uma faixa de operação de 0 até 9660 rpm, sendo portanto aplicável ao caso da propulsão naval. Ainda em [52], é apresentado o modelo do MFC (do inglês, *Main Fuel Control*), que corresponde a um dispositivo hidromecânico e, de acordo com [53], possui basicamente a função de regular a vazão de combustível durante a operação em regime permanente, aceleração e desaceleração, através da comparação da vazão requerida e o valor atual desta variável.

Em [54], os modelos da planta propulsora da Corveta Barroso foram simulados em ambiente Matlab/simulink, obtendo-se as curvas de desempenho da turbina em conjunto com os outros componentes do sistema de propulsão do navio. Neste mesmo trabalho, foi utilizado o mesmo modelo de MFC das corvetas da classe Inhaúma para título de análise, contudo, em versões mais recentes deste tipo de planta, é possível que se encontrem modificações no MFC ou até mesmo alterações no sistema de regulação de combustível que simplificariam o controle da turbina.

4.2.2 Equações do modelo da turbina

De acordo com [2], o modelo de uma turbina a gás é baseado nos processos termodinâmicos envolvidos, bem como, na segunda Lei de Newton, e resulta em um modelo não linear composto por equações estáticas e dinâmicas. Por exemplo, uma turbina de eixo único utilizada em uma aeronave possuiria 23 equações estáticas para cálculos de variáveis termodinâmicas e mais 5 equações dinâmicas oriundas dos balanços de energia ou de massa nas câmaras de combustão e bocais.

³Fonte: Baseado em GE [52].

Tais equações estáticas são válidas somente para operação em regime permanente e necessárias para o cálculo de valores do estado termodinâmico para um ponto de operação específico, como por exemplo: relação de compressão, temperatura de entrada da turbina, calores específico do ar de entrada da turbina e dos gases de combustão etc.

Para o controle de uma turbina, é necessário utilizar modelos dinâmicos. As mesmas equações de regime permanente dos balanços de energia e de massa, derivadas em relação ao tempo, são utilizadas. De forma geral, tais equações representam o sistema também em um regime transitório.

Vale lembrar que as equações estáticas relacionadas aos processos são necessárias para a determinação de variáveis termodinâmicas e, para o caso da LM2500, são obtidas através de curvas fornecidas pelo fabricante, as quais serão mostradas mais adiante.

O modelo matemático da turbina LM2500 é dado pelas seguintes equações, segundo [54]:

1. relação do acoplamento fluido-termodinâmico entre o gerador de gás e a turbina de potência, chamada de equação de estado do gerador de gás [54]:

$$\begin{aligned} \frac{dN_g}{dt} = & \frac{1}{J_g} F_{11} \left(\frac{N_g}{N_{gmax} \sqrt{\theta_0}} \right) \frac{1.356 \times 60}{\theta_0^{0.719}} \\ & \times F_{12} \left(\frac{W_f - F_4 (N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}, N_{pt}/\sqrt{\theta_0}) \delta_0 \theta_0^{0.719}}{0.45359} \right) \times 0.45359 \end{aligned} \quad (4.1)$$

2. torque disponível na turbina de potência livre:

$$\begin{aligned} Q_{pt} = & \frac{F_7 (N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}, N_{pt}/\sqrt{\theta_0}) \delta_0 \times 1.356}{(1.688910^{-4} (W_{54}/W_{540})^2 \Delta P_{e_0} + 1) (0.9188910^{-4} (W_{54}/W_{540})^2 \Delta P_{s_0} + 1)} + \\ & \frac{F_{10} \left(\frac{N_g}{N_{gmax} \sqrt{\theta_0}} \right) \frac{1}{\theta_0^{0.719}} F_{12} (W_f - F_4 (N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}, N_{pt}/\sqrt{\theta_0}))}{(1.688910^{-4} (W_{54}/W_{540})^2 \Delta P_{e_0} + 1) (0.9188910^{-4} (W_{54}/W_{540})^2 \Delta P_{s_0} + 1)} \end{aligned} \quad (4.2)$$

3. temperatura de saída dos gases de combustão no gerador de gás:

$$\begin{aligned} T_{51} = & [F_{17} (N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}, N_{pt}/\sqrt{\theta_0}) \theta_0 + F_{16} (N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}) \frac{\theta_0^{0.281}}{\delta_0} \\ & \times F_{12} \left(\frac{W_f - F_4 (N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}, N_{pt}/\sqrt{\theta_0})}{0.45359} \right) - 39] \frac{5}{9} \end{aligned} \quad (4.3)$$

4. vazão dos gases de combustão na saída da turbina a gás:

$$W_{54} = 0.45359 F_{19}(N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}) \frac{\delta_0}{\sqrt{\theta_0}} \quad (4.4)$$

5. pressão de descarga do compressor.

$$P_{s3} = \left[F_6(N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}, N_{pt}/\sqrt{\theta_0}) \delta_0 + F_{10}(N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}) \frac{1}{\theta_0^{0.719}} \right] \times F_{12} \left(\frac{W_f - F_4(N_g/N_{gmax} \sqrt{\theta_0}, N_{pt}/\sqrt{\theta_0})}{0.45359} \right) 0.0689 \quad (4.5)$$

Onde:

N_g denota a rotação do gerador de gás em rpm;

N_{pt} denota a rotação da turbina de potência em rpm;

W_f denota a vazão de combustível em lb/h;

Q_{pt} denota o torque útil na turbina de potência;

T_{51} denota temperatura da saída do gerador de gás em °R;

W_{54} denota a vazão dos gases de combustão em lb/s;

P_{s3} denota a pressão de gás na saída do gerador de gás em psi;

δ_0 denota a pressão ambiente em bar;

$\theta_0 = (T + 273.15)/288.15$ e T denota a temperatura ambiente em °C;

J_g é o momento de inércia do gerador de gás em kgm² e

F_i são curvas que representam características fornecidas pelo fabricante exibidas nas figuras a seguir.⁴

A pressão de entrada foi considerada a atmosférica, ao nível do mar, de 101,3 kPa, temperatura ambiente de 20°C, os calores específicos do ar e dos gases foram considerados constantes.

⁴Todas as figuras foram retiradas de USP [54].

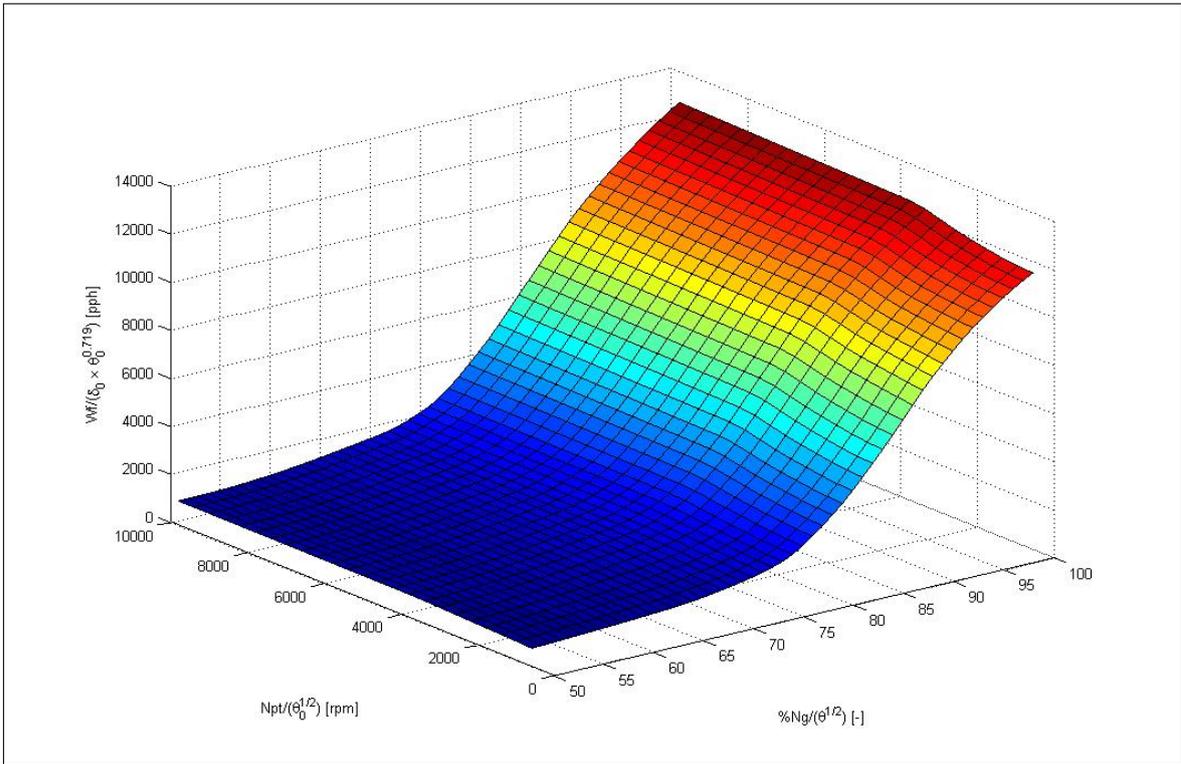


Figura 4.4: Superfície que representa a função $F4$.

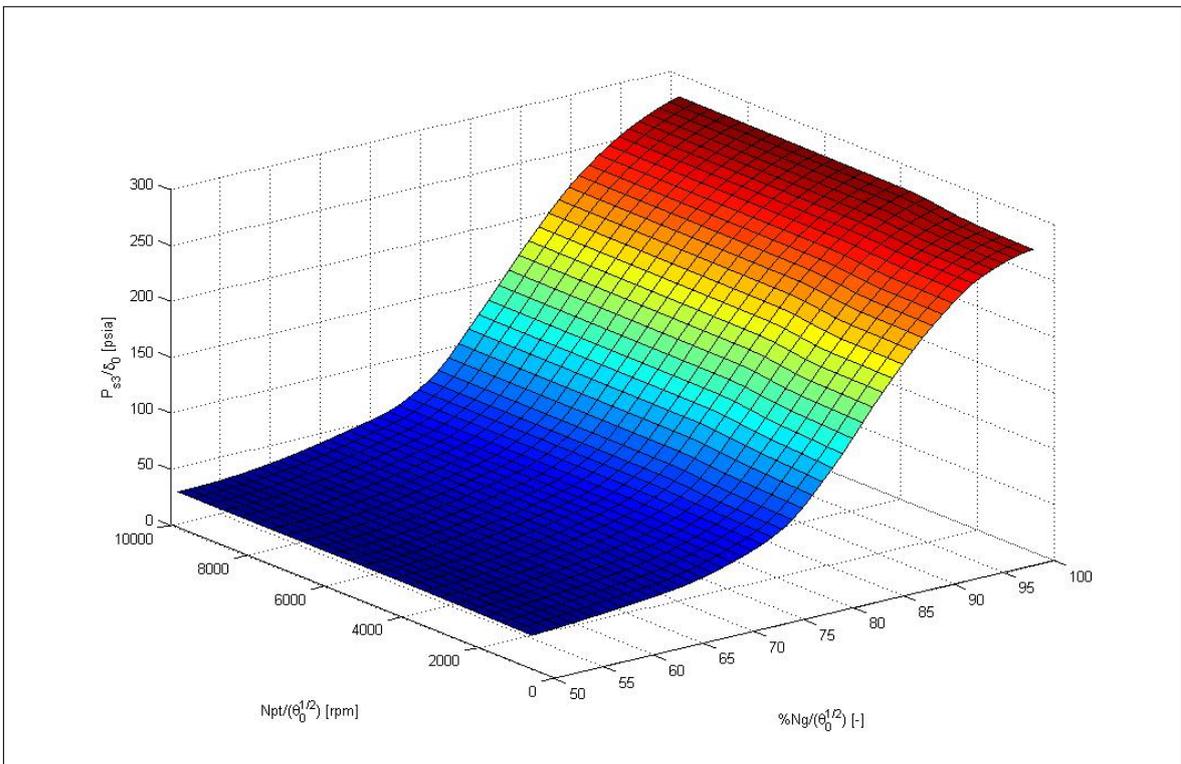


Figura 4.5: Superfície que representa a função $F6$.

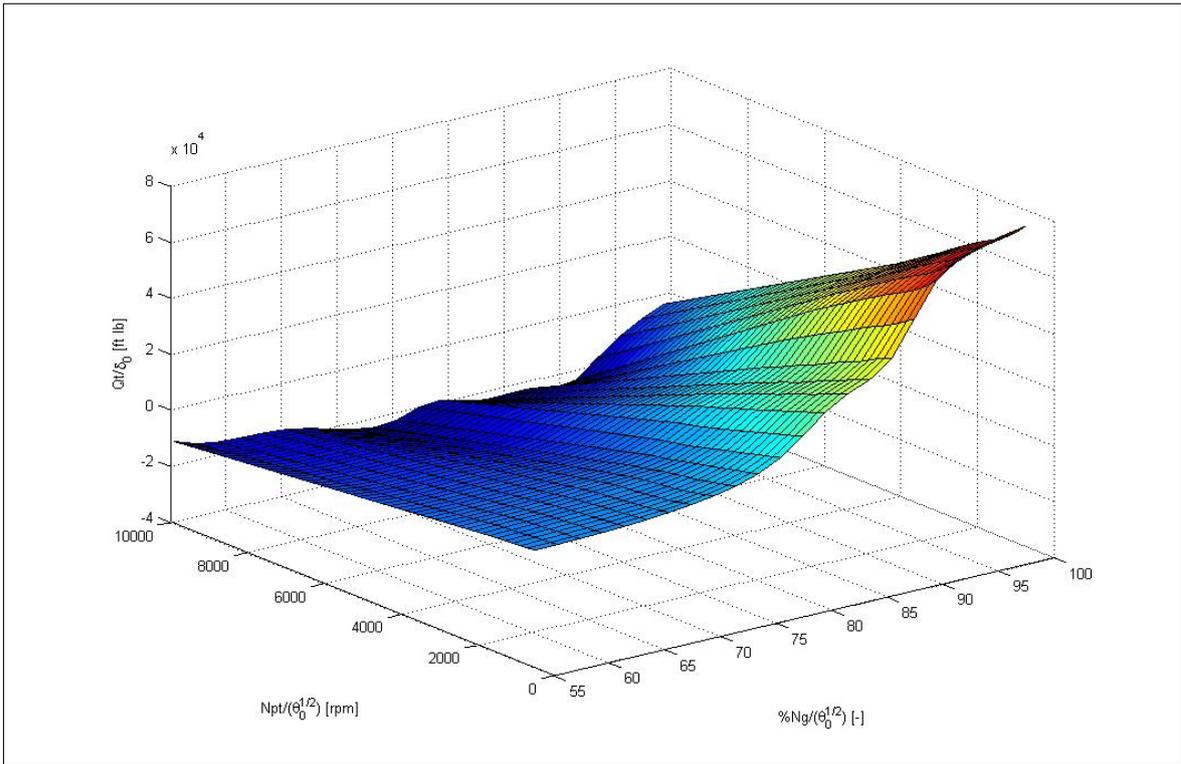


Figura 4.6: Superfície que representa a função $F7$.

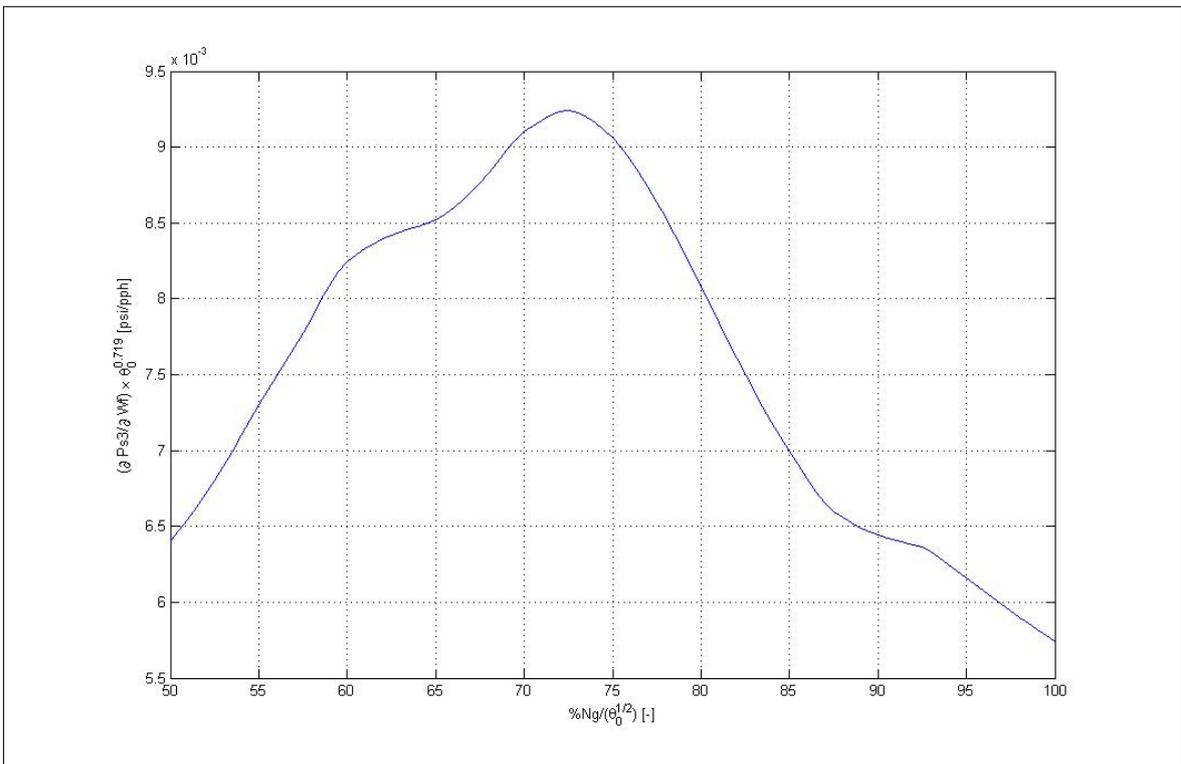


Figura 4.7: Curva que representa a função $F9$.

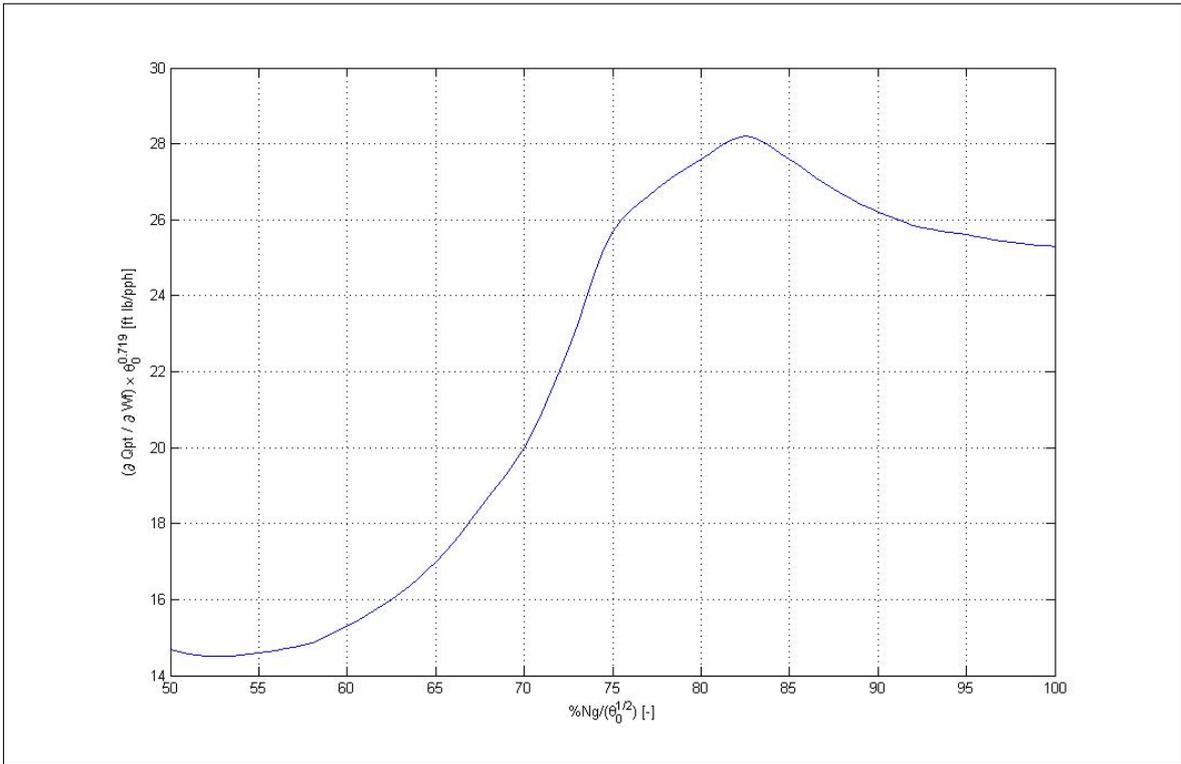


Figura 4.8: Curva que representa a função F_{10} .

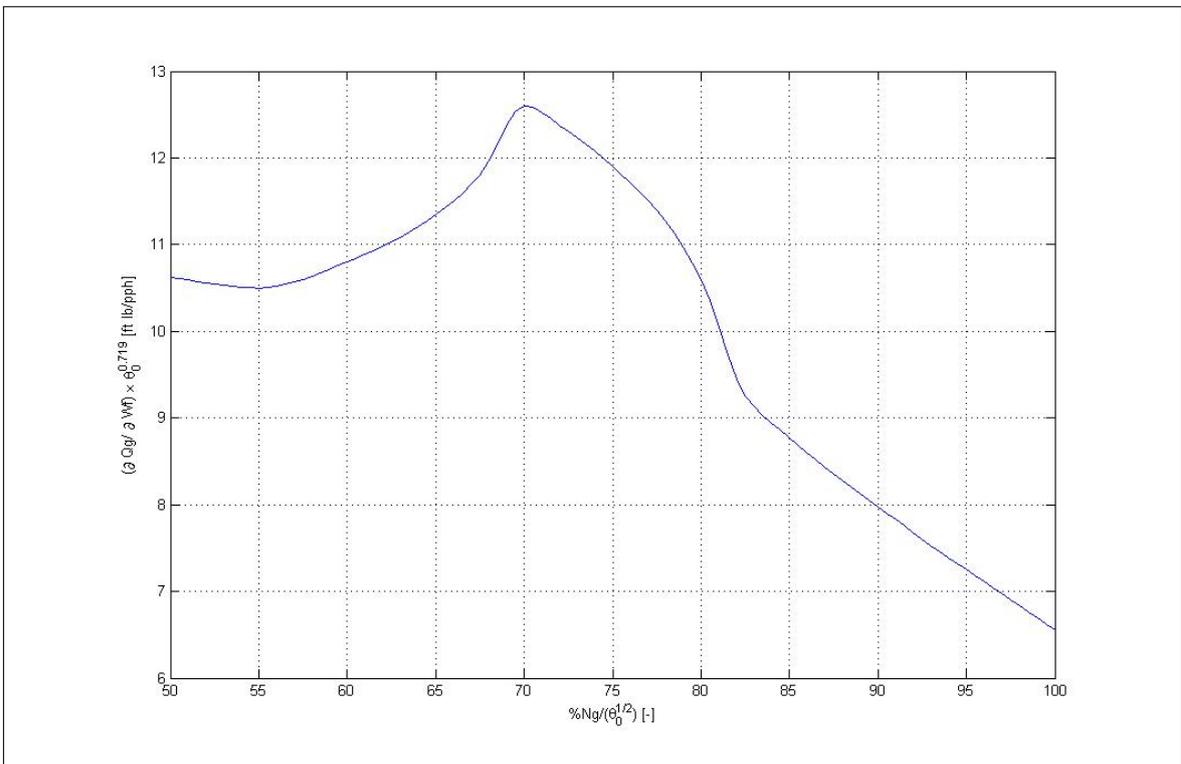


Figura 4.9: Curva que representa a função F_4 .

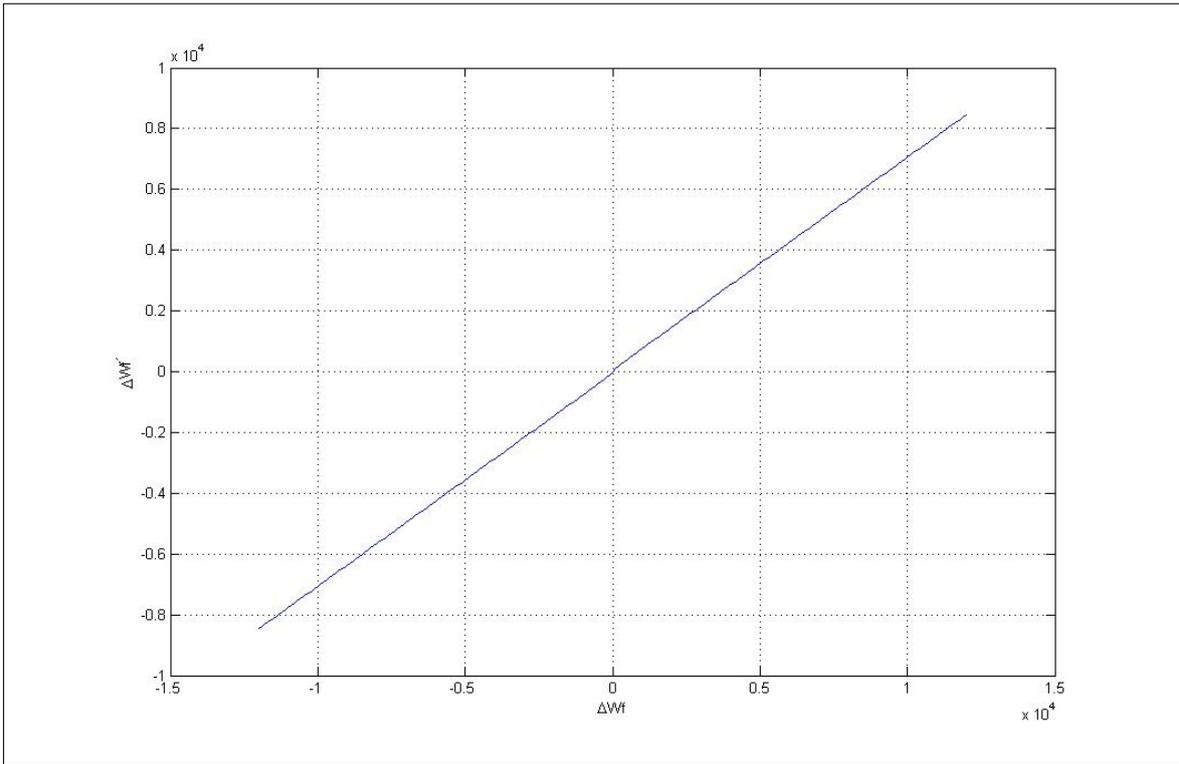


Figura 4.10: Superfície que representa a função $F12$.

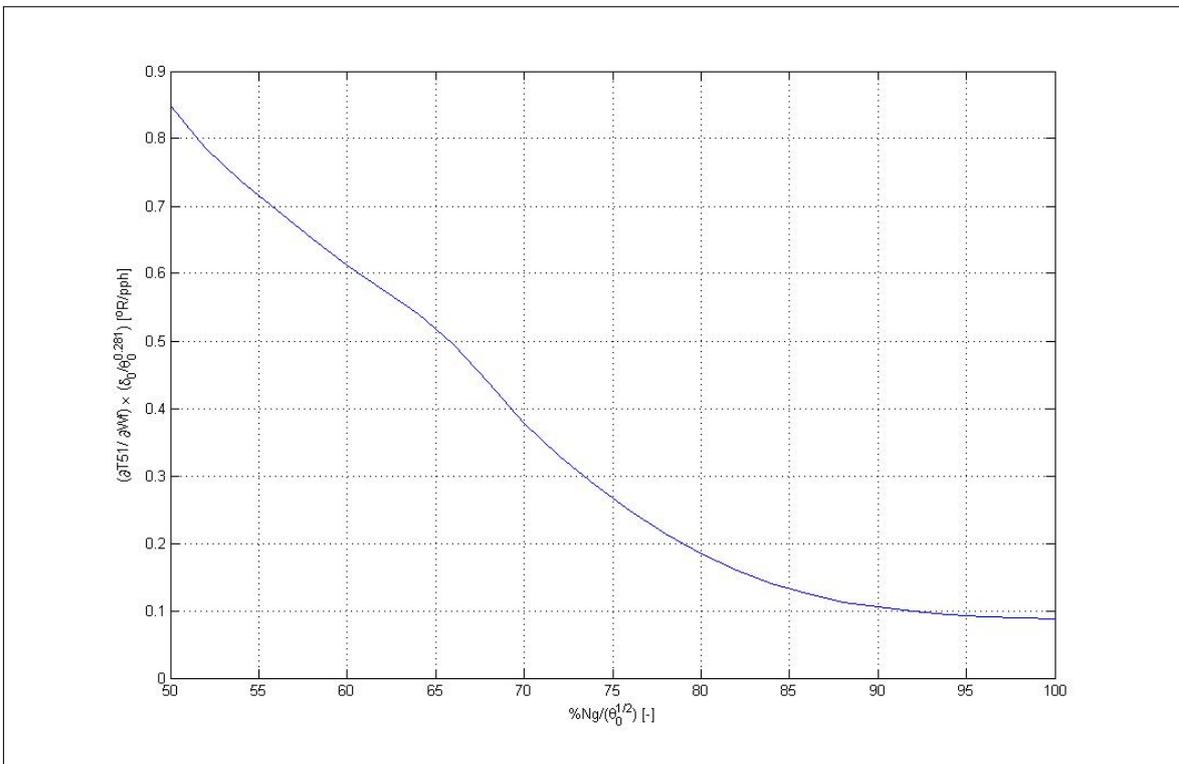


Figura 4.11: Curva que representa a função $F16$.

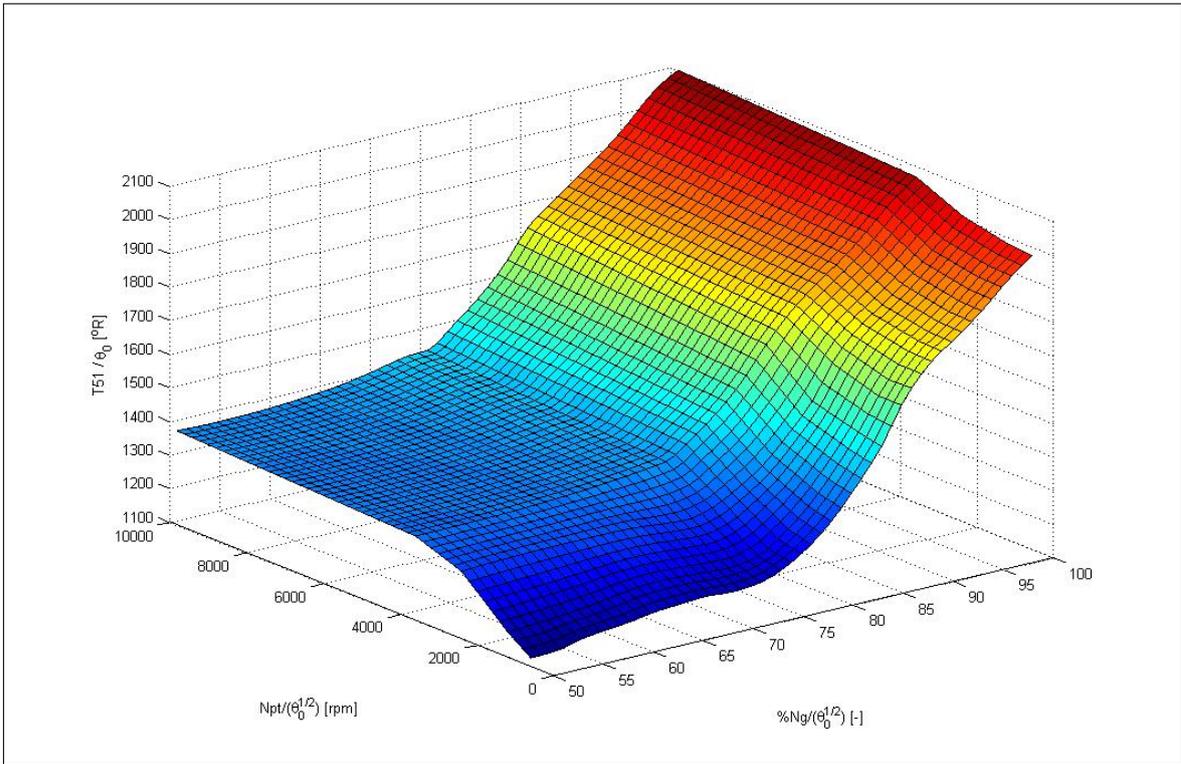


Figura 4.12: Superfície que representa a função $F17$.

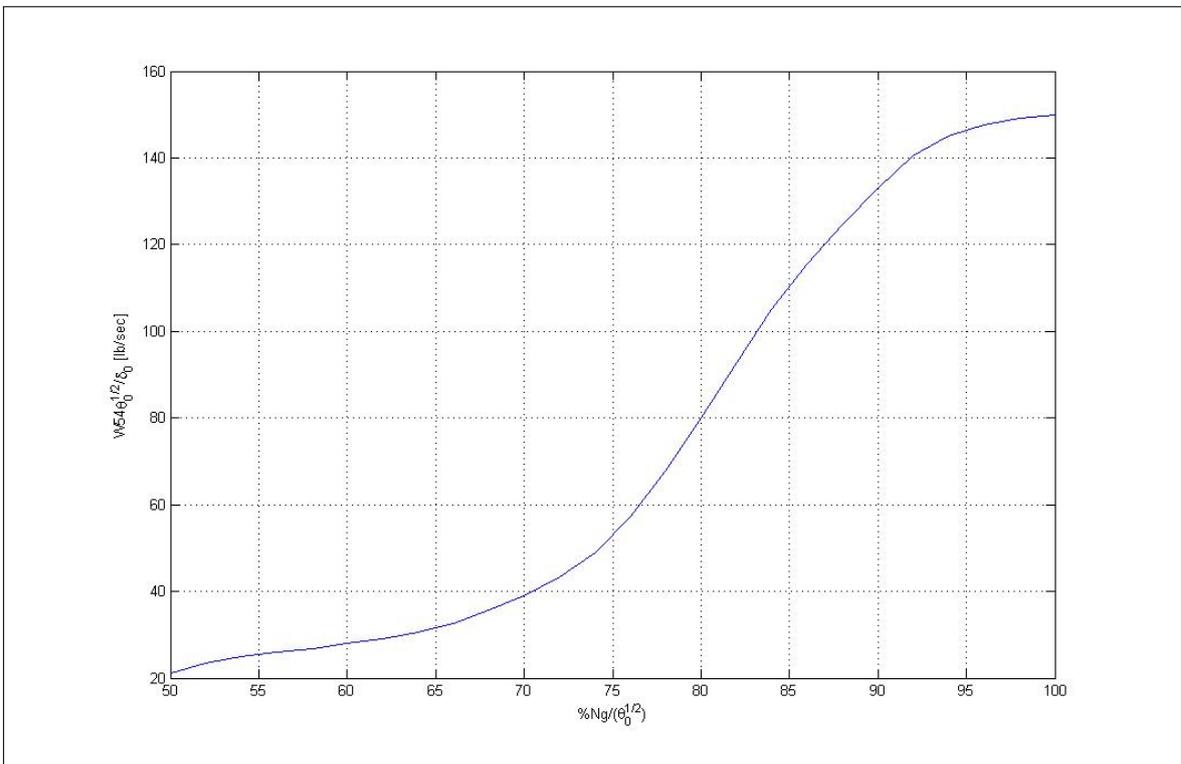


Figura 4.13: Curva que representa a função $F19$.

4.2.3 O sistema de combustível

De acordo com [55], o MFC (*Main Fuel Control*) é basicamente um regulador de velocidade que percebe a velocidade do gerador de gás e a posição da alavanca de potência e ajusta o fluxo de potência para o valor tabelado de velocidade relacionado à posição da alavanca. Tal controle é realizado por um dispositivo hidromecânico que opera um conjunto de servo-válvulas.

O modelo apresentado em simulink por [54] e desenvolvido por [52] é mostrado na figura 4.14.

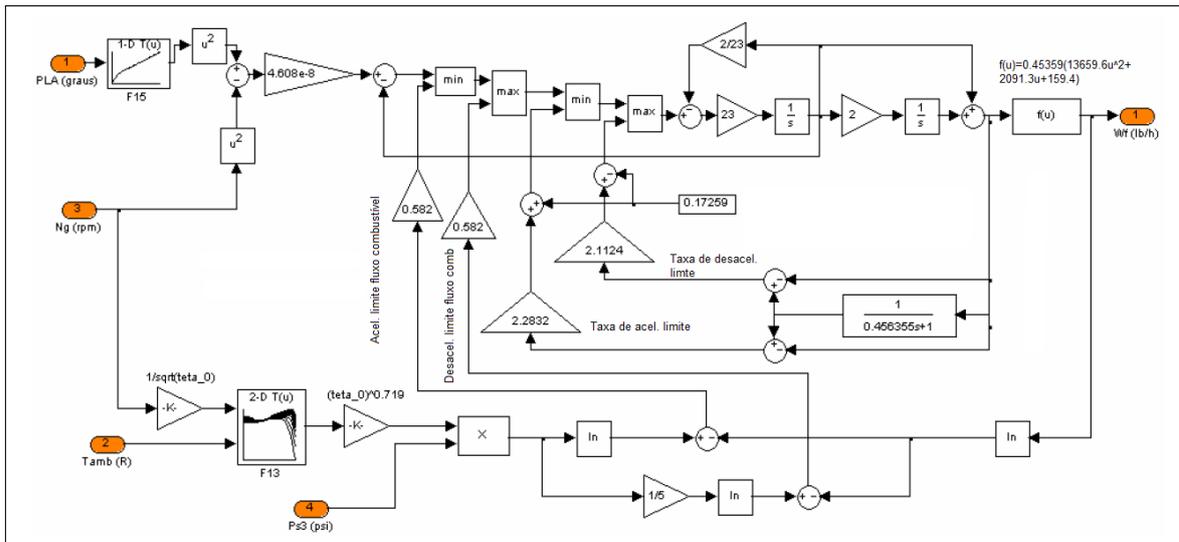


Figura 4.14: Diagrama de blocos no modelo do MFC⁵.

Entretanto, como já citado anteriormente, há soluções para a manipulação de combustível em que não há presença de um MFC, pois todo controle é realizado eletronicamente, como dito em [55].

Para fins de estudo da turbina LM2500 neste trabalho, será utilizada a hipótese de um atuador deste tipo, o que simplifica a dinâmica total da planta, não sendo utilizado o modelo do MFC presente em [54]. Além disso, está em consonância com o afirmado em [56]: os controladores hidromecânicos estão sendo trocados por sistemas de controle digitais.

4.2.4 O modelo em simulink

O modelo em simulink para este trabalho foi baseado numa organização modular similar à desenvolvida em [57]. Cada bloco, ver figura 4.15, representa uma das equações dinâmicas apresentadas anteriormente: 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4.

⁵Fonte: Retirado de GE [55].

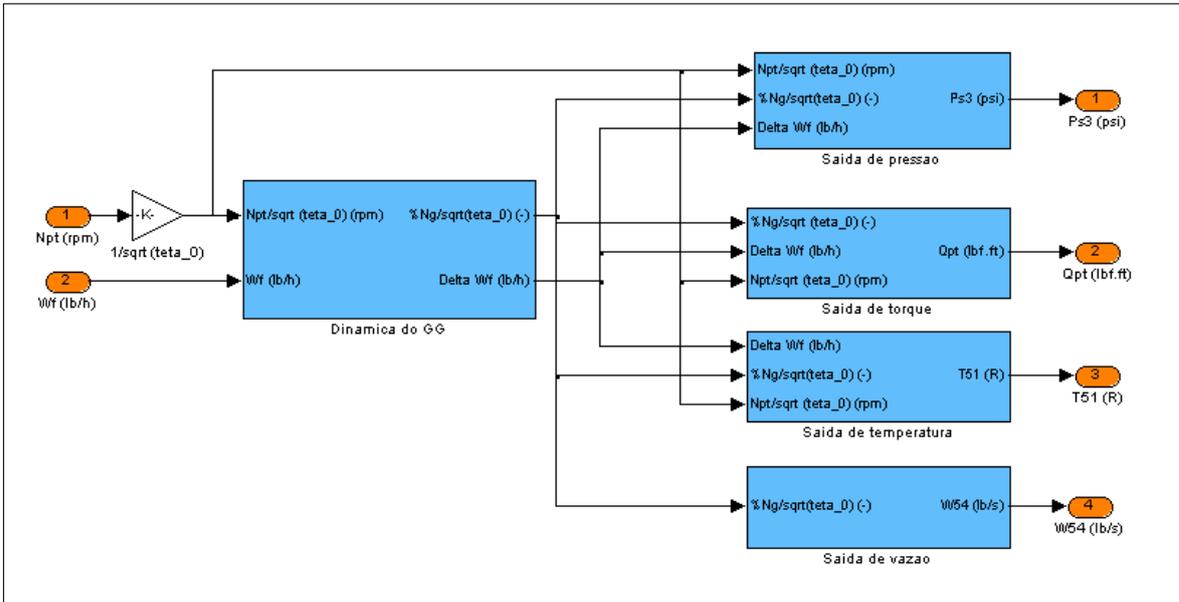


Figura 4.15: Modelo em simulink de toda a planta da turbina⁶.

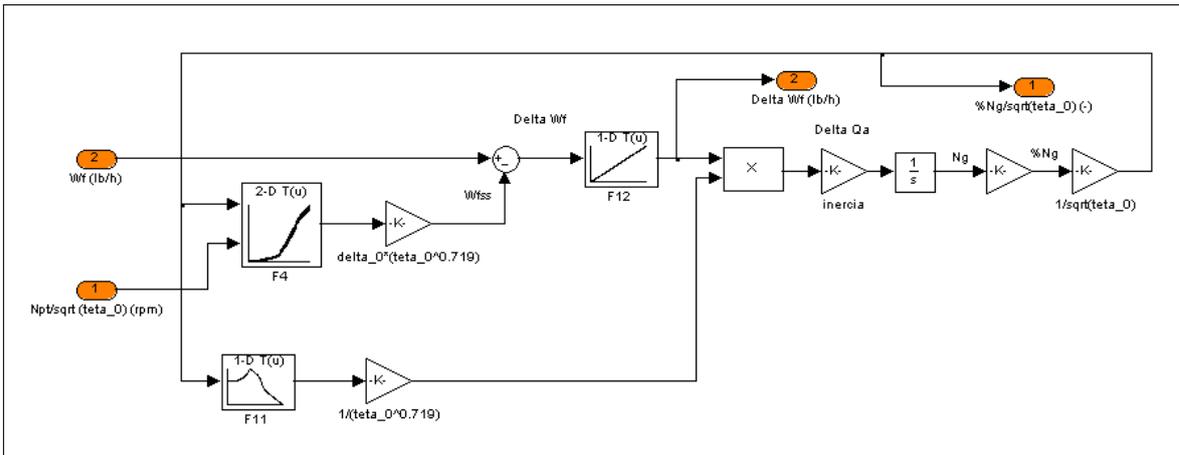


Figura 4.16: Diagrama de blocos para a equação (4.1) - Dinâmica que correlaciona o gerador de gás com a turbina de potência.

⁶Fonte: Retirado de USP [54].

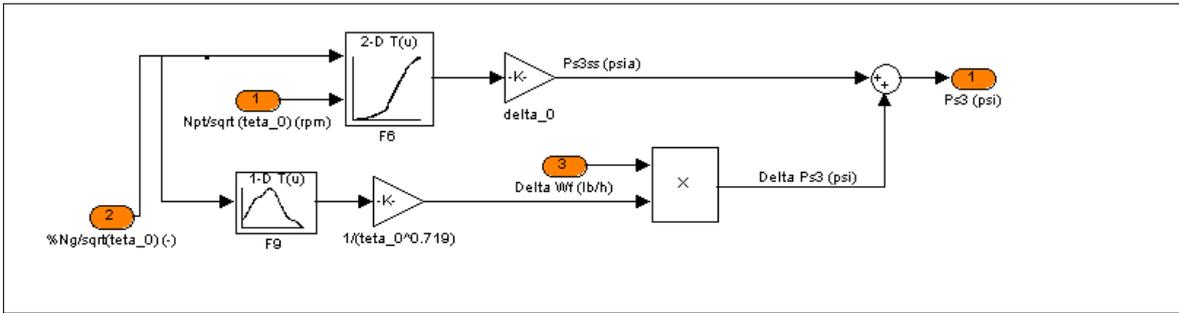


Figura 4.17: Saída de pressão da turbina de potência.

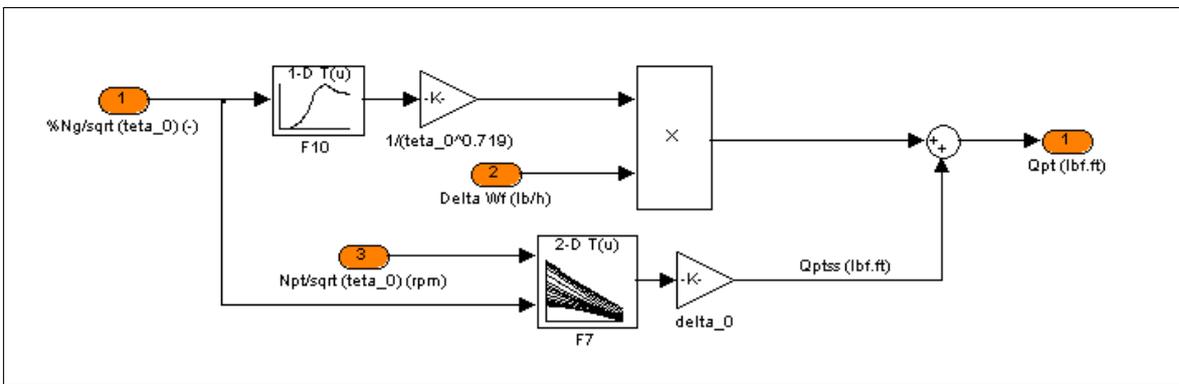


Figura 4.18: Torque de saída da turbina de potência.

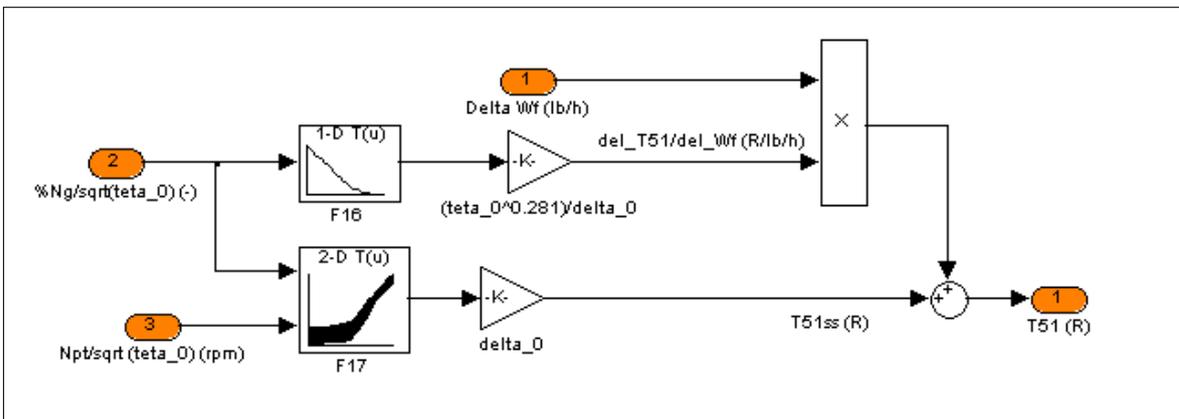


Figura 4.19: Temperatura de entrada da turbina.

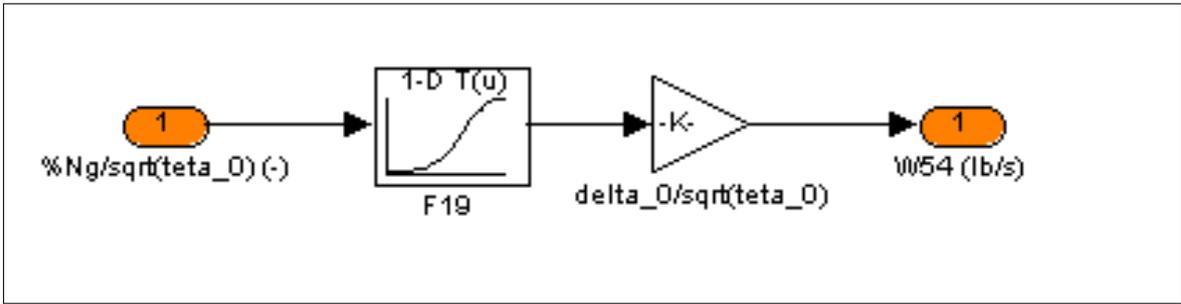


Figura 4.20: Vazão dos gases de combustão.

Como o modelo apresentado por [54] partiu do pressuposto que o sistema de regulação de combustível era um MFC, o modelo para este trabalho necessitou ser adaptado. Além disso, não havia uma realimentação da velocidade da turbina, variável esta que nem aparecia como saída do modelo. Portanto, foi necessário adaptá-lo tanto na inserção de uma dinâmica do atuador, bem como, na realimentação na malha de velocidade, conforme pode ser visto na figura 4.21. Ainda é possível perceber que outras malhas de controle frequentes em outros trabalhos não serão estudadas, como a temperatura e a aceleração, pois na condição de regime permanente dificilmente ocorre uma ação de controle delas. Outro fator que justifica tal ausência neste estudo é que a velocidade é a principal malha de controle de uma turbina a gás, de acordo com [56].

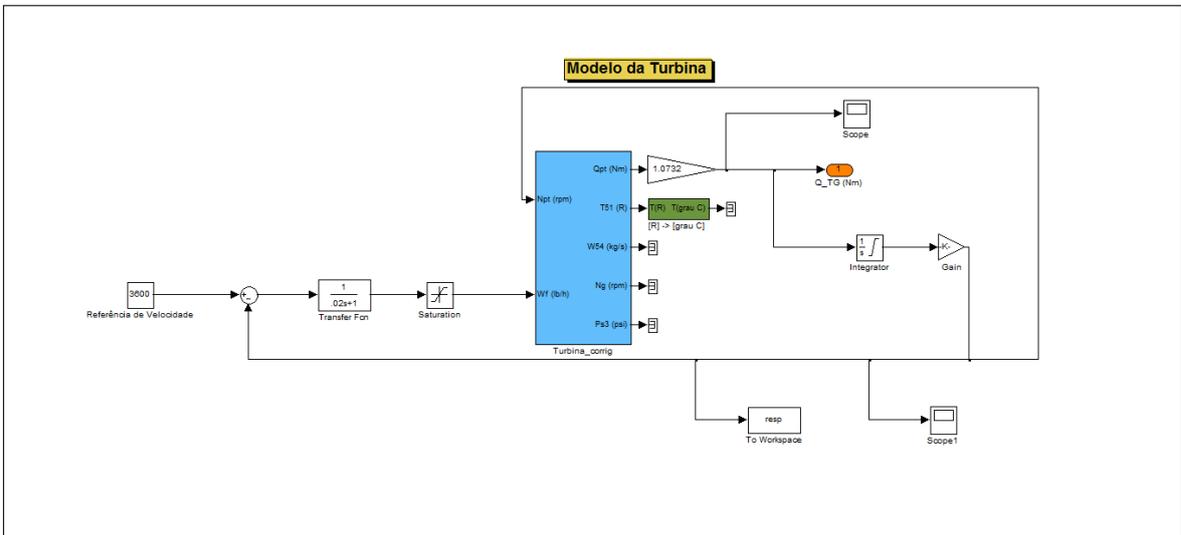


Figura 4.21: Modelo da turbina adaptado ao controle de velocidade.

Para a dinâmica do atuador do sistema de combustível foi observado que na maioria das referências, como em [3] e [36], a representação utilizada era de um sistema de primeira ordem (um atraso) ou um simples integrador. Para este estudo, foi utilizada a abordagem de sistema de primeira ordem com uma saturação, sendo inserido

neste bloco os valores reais de vazão mínima de combustível e também a máxima. Os valores dos coeficientes do sistema de primeira ordem foram supostos iguais ao modelo GAST apresentado anteriormente, contudo, com um ganho ajustado para que a vazão máxima seja atingida quando o erro for máximo.

Para a realimentação da velocidade da turbina de potência, foi necessária a integração do torque de saída e em seguida a divisão pelo momento de inércia, o qual dependerá se há carga aplicada ou não ao eixo de saída da turbina, sendo isto nada mais que a Segunda Lei de Newton aplicada à rotação, o que pode ser resumido pela equação 4.6, para o caso sem carga aplicada, sendo J_{pt} o momento de inércia da turbina de potência.

$$N_{pt} = \frac{30J_{pt}}{\pi} \int Q_{pt} dt. \quad (4.6)$$

É importante frisar que esta condição sem carga, realizada em bancada nas fábricas, é de suma importância nos projetos do controlador. É a partir dos parâmetros obtidos em bancada que os controladores das turbinas instaladas no local de funcionamento serão sintonizados. Representam, portanto, o ponto de partida para o ajuste fino de tais controladores.

4.3 Controlador para a LM2500

O primeiro passo para o projeto de um controlador é definir parâmetros ou especificações de desempenho para o comportamento desejado do sistema em malha fechada. Neste trabalho, o desempenho desejado deve atingir o especificado em [21]:

- overshoot $\leq 12\%$;
- undershoot $\leq 8\%$;
- tempo de acomodação $\leq 30s$ para um erro de regime permanente de 2% ;
- tempo de subida o menor possível.

4.3.1 Controle PI ótimo

Como já citado anteriormente, a estratégia PID é uma das formas mais utilizadas para sistemas de controle reais. Nas turbinas a gás, também tem importância considerável. Representa a estratégia de controle mais utilizada nas principais malhas das turbinas a gás, de acordo com [20]. Portanto, a sintonia deste tipo de compensador é uma assunto de grande importância. Ainda segundo [20], há diversas técnicas de

sintonia disponíveis, porém, quando aplicadas diretamente, levam a respostas em malha fechada com desempenho inferior ao ótimo.

O controlador proposto é um PI clássico, dado por:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt, \quad (4.7)$$

sendo $u(t)$ o sinal de controle e $e(t) = r(t) - y(t)$ o desvio entre o sinal de referência e a saída.

O objetivo é otimizar os parâmetros K_p e K_i do controlador para um degrau de 3600 rpm, que representa a velocidade nominal da turbina. Para isto, é utilizada a ferramenta de otimização do Matlab/simulink *signal constraint*, a qual usa o função *fmincon*, utilizada para a solução do problema de otimização com restrições. A interface gráfica do processo de otimização pode ser vista na figura 4.22.

De acordo com [58], ao se inserir o bloco *signal constraint* em um modelo simulink é possível otimizar a resposta de um sistema para uma entrada conhecida. Além disso, o bloco é capaz de sintonizar parâmetros de forma que especificações de desempenho, e restrições, sejam alcançadas.

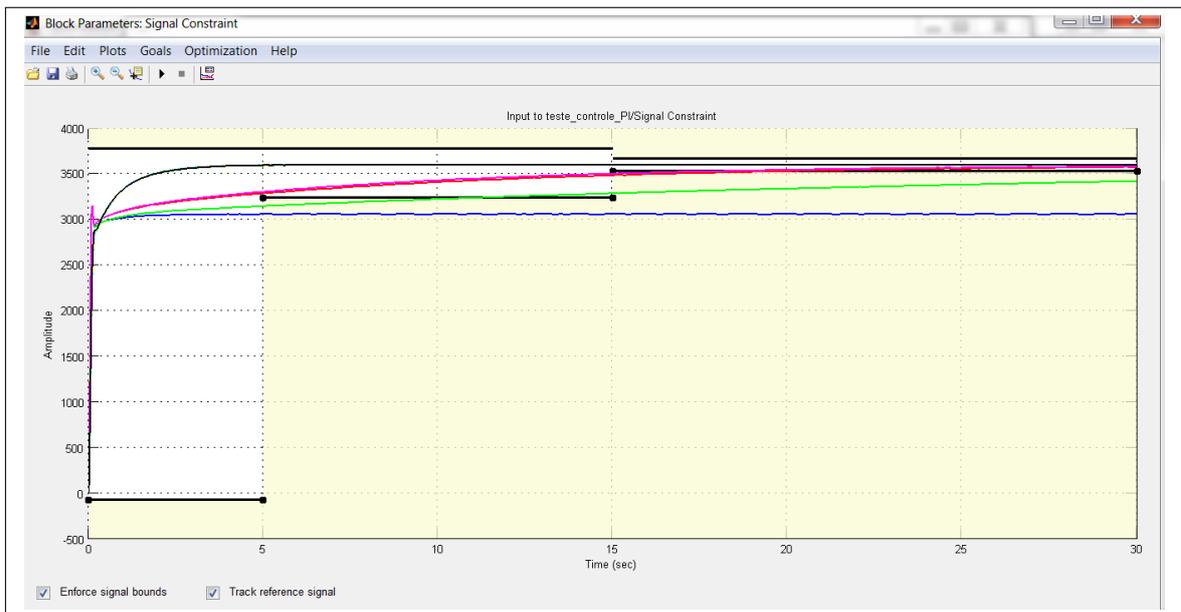


Figura 4.22: Ferramenta *signal constraint* do Matlab/simulink em operação.

A medida que as simulações são realizadas, é possível observar que as especificações de desempenho propostas se mostravam conservadoras. Logo, seria possível impor condições mais restritivas, como por exemplo, a diminuição do máximo sobressinal. Para a obtenção dos valores ótimos de K_i e K_p foram utilizadas as especificações apresentadas na figura 4.23.

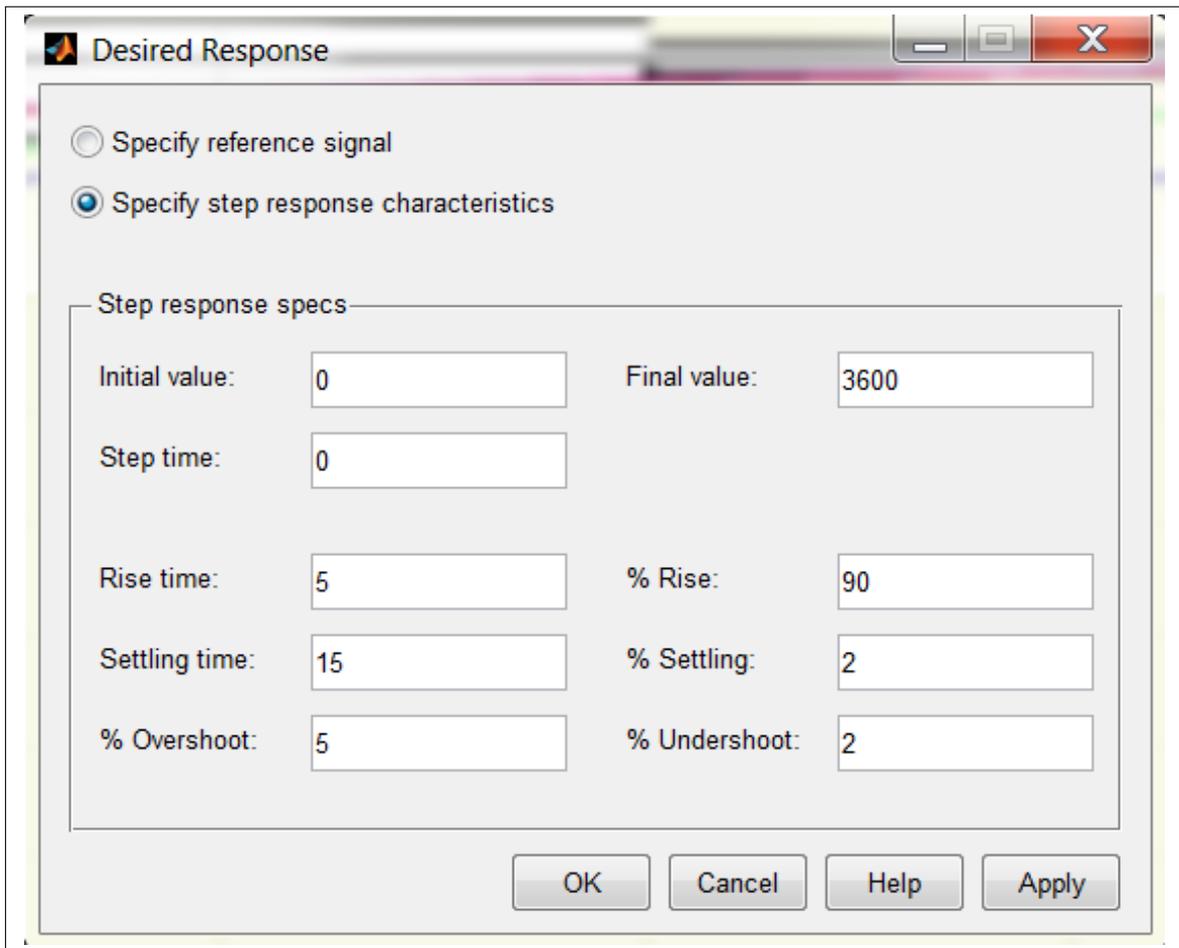


Figura 4.23: Especificações utilizadas na otimização.

A ferramenta foi configurada de acordo com a figura 4.24. Vale ressaltar que através da seleção da opção *"Look for maximally feasible solution"* o algoritmo selecionado continua a busca por uma nova solução mesmo já tendo encontrado uma primeira que atenda aos critérios especificados. Quando esta opção não é selecionada, a resposta obtida pode ficar muito próxima aos limites impostos pelas restrições.

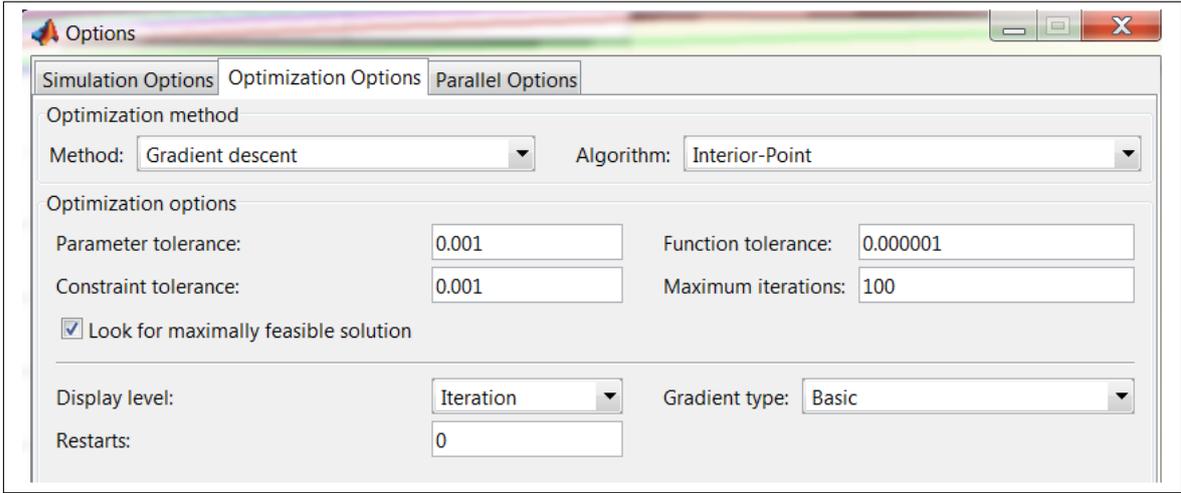


Figura 4.24: Configuração da ferramenta de otimização.

Foi utilizado um algoritmo de ponto interior por ter apresentado resultados mais satisfatórios (respostas menos oscilatórias e maior velocidade de convergência) em relação aos demais algoritmos disponíveis no bloco *signal constraint*.

Segundo [58], a abordagem de ponto interior para a minimização com restrições é a de resolver uma sequência de problemas de otimização aproximados. Tal algoritmo de otimização lida com o problema original definido por:

$$\begin{aligned} \min_x \quad & f(x), \\ \text{sujeito a} \quad & h(x) = 0 \\ & g(x) \leq 0. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Para cada $\mu > 0$ o problema aproximado é definido por:

$$\begin{aligned} \min_{x,s} \quad & f_\mu(x, s) = \min_x f(x) + \mu \sum_i \ln(s_i), \\ \text{sujeito a} \quad & h(x) = 0 \\ & g(x) + s = 0. \end{aligned} \quad (4.9)$$

Existem tantas variáveis s_i quantas forem as desigualdades definidas por $g(x)$. Além disso, o valor de s_i deve ser positivo para garantir a existência de $\ln(s_i)$. A medida que μ tende a zero, o mínimo de f_μ se aproxima do mínimo de f . Ainda segundo [58], o problema aproximado é uma sequência de restrições de igualdades, sendo mais fácil de resolver que o problema original, no qual as restrições são definidas por desigualdades.

A função objetivo $f(x)$ utilizada para a obtenção dos parâmetros ótimos é a integral do erro quadrático $f(x) \int e^2 dt$, de acordo com [58].

O processo de iteração do método escolhido é exibido na figura 4.25. Nela é

possível observar que uma solução ótima para o problema especificado é alcançada, bem como, os valores obtidos para K_p e K_i .

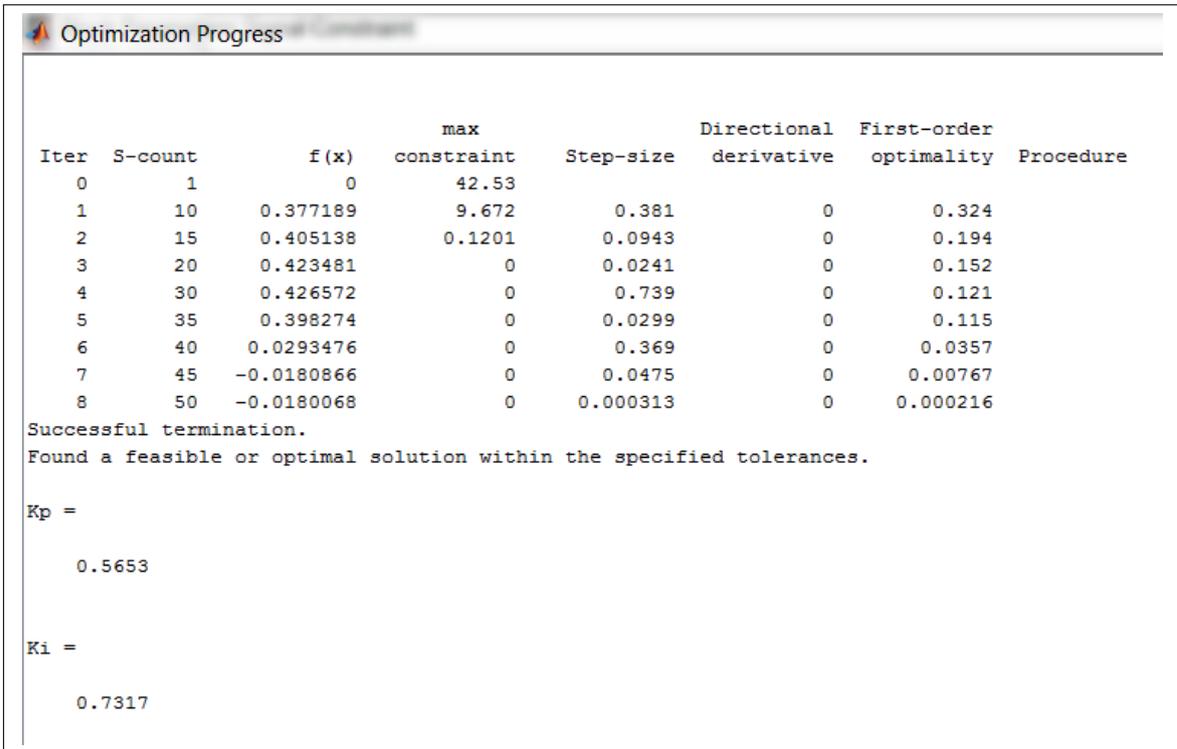


Figura 4.25: Processo de iteração na obtenção dos parâmetros ótimos do controlador.

Uma vez com posse dos valores dos parâmetros do controlador proposto, é possível obter a resposta em malha fechada, a qual é apresentada na figura 4.26. Ainda, através desta mesma figura, pode-se afirmar que os requisitos especificados para a resposta ao degrau foram atendidos.

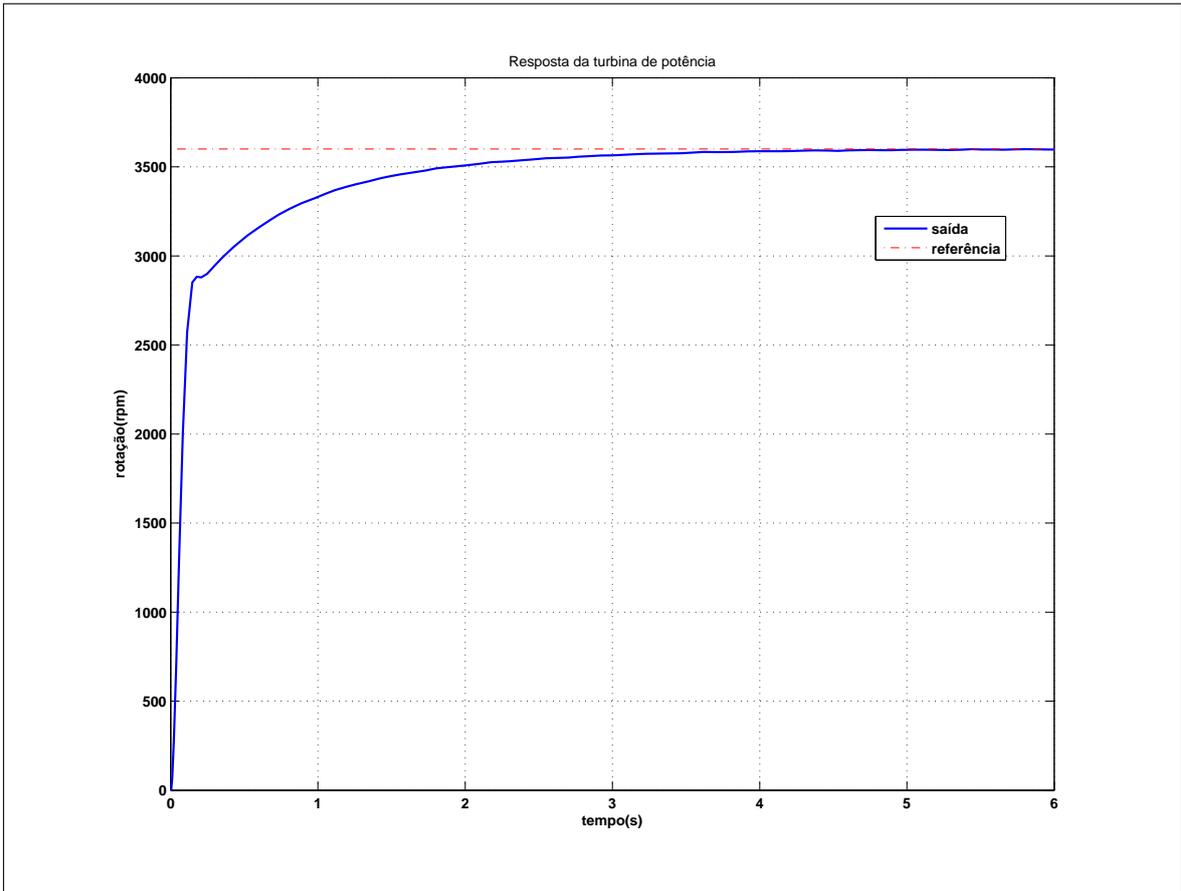


Figura 4.26: Resposta com parâmetros ótimos para degrau de 3600 rpm.

O problema dos parâmetros ótimos obtidos é que eles apenas atendem ao quesito otimalidade para uma dada entrada, no caso, para um degrau de 3600rpm. Logo, estes mesmos parâmetros do controlador obtidos não seriam ótimos para uma variação da entrada de referência, como no caso de uma turbina utilizada na propulsão de um navio, pois se deseja variar a velocidade da embarcação também através da variação de velocidade do elemento acionador da propulsão. De acordo com [58], uma das aplicações para a obtenção de um PID ou PI ótimo, através da ferramenta utilizada, seria aplicar os parâmetros obtidos no processo de otimização em um controlador de ganho escalonado, por exemplo.

4.3.2 Controle PI adaptativo

Visando suprir a deficiência encontrada no controle ótimo para o tipo de problema proposto neste trabalho, partiu-se para o projeto de um controlador que utiliza outras técnicas de controle, em particular, a adaptativa por modelo de referência.

Segundo [59], apesar das técnicas de controle adaptativo serem bastante consolidadas e constituírem um campo maduro de desenvolvimento, o emprego de con-

troladores desta natureza nos problemas reais, em boa parte dos casos, torna-se impraticável. As principais causas para isto são os efeitos dos controladores digitais, saturação e dinâmica não modelada, dentre outros fatores, que são considerações/simplificações utilizadas para o projeto deste tipo de controlador. O controle PID adaptativo é uma abordagem com o objetivo de melhorar a robustez e autonomia dos controladores PID convencionais, bem como, capturar a essência da teoria do controle adaptativo com uma arquitetura simples, como afirmado em [59].

De acordo com [42], a abordagem original do controle adaptativo por modelo de referência é baseada na regra MIT, a qual ajusta os parâmetros de tal forma que minimize uma função perda do tipo $J(e)$, sendo: e o erro entre a saída y e a saída do modelo de referência y_m . A formulação inicial apresentada nesta referência é dada pelas equações

$$J(\theta) = \frac{1}{2}e^2, \quad (4.10)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = -\gamma \frac{\partial J}{\partial \theta} = -\gamma \frac{\partial e}{\partial \theta}, \quad (4.11)$$

onde γ é chamado de ganho de adaptação e $\frac{\partial e}{\partial \theta}$ de sensibilidade do erro com respeito ao parâmetro θ .

Em consonância com [42], o ganho de adaptação apresentado na regra MIT influencia na estabilidade do sistema e a escolha do valor deste ganho está fortemente relacionada com a magnitude do sinal de referência.

Ainda de acordo com [42], a escolha da função de perda não é única, o qual apresenta também o algoritmo *sign-sign*. Também se afirma que a regra é válida para o caso de um vetor de parâmetros.

A abordagem PI adaptativa proposta neste trabalho é baseada nos estudos realizados em [60] [59].

Em [60] as formulações matemáticas do controlador são derivadas de controle adaptativo por modelo de referência combinadas com técnicas de auto-sintonia diretas. Dessa forma, o processo de determinação do controlador é iniciado com a apresentação de uma planta de primeira ordem e um modelo de referência, como é possível visualizar na figura 4.27.

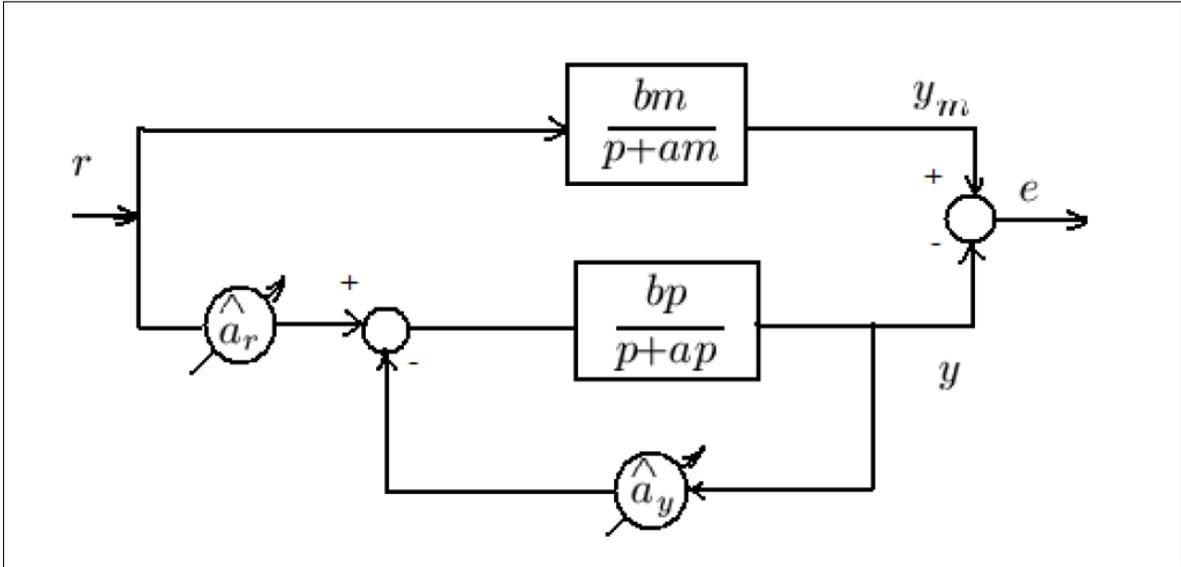


Figura 4.27: Planta de 1ª ordem com modelo de referência⁷.

A partir daí, é apresentada a seguinte lei de adaptação:

$$\dot{\hat{a}}_r = -\text{sgn}(b_p)\gamma e r \quad (4.12)$$

$$\dot{\hat{a}}_y = -\text{sgn}(b_p)\gamma e y. \quad (4.13)$$

A principal diferença de uma abordagem MRAS normalmente utilizada e a apresentada em [60] é que o modelo de referência é o sinal de entrada, ao invés de um modelo de primeira ou segunda ordem. O diagrama de blocos que representa a abordagem utilizada pode ser visualizado na figura 4.28. Dessa forma, o próprio erro da equação 4.7, do controlador PI, coincide com o erro da função perda $J(e)$ e o da lei de adaptação do parâmetros.

⁷Fonte: Retirado de GHANEM *et al.* [60].

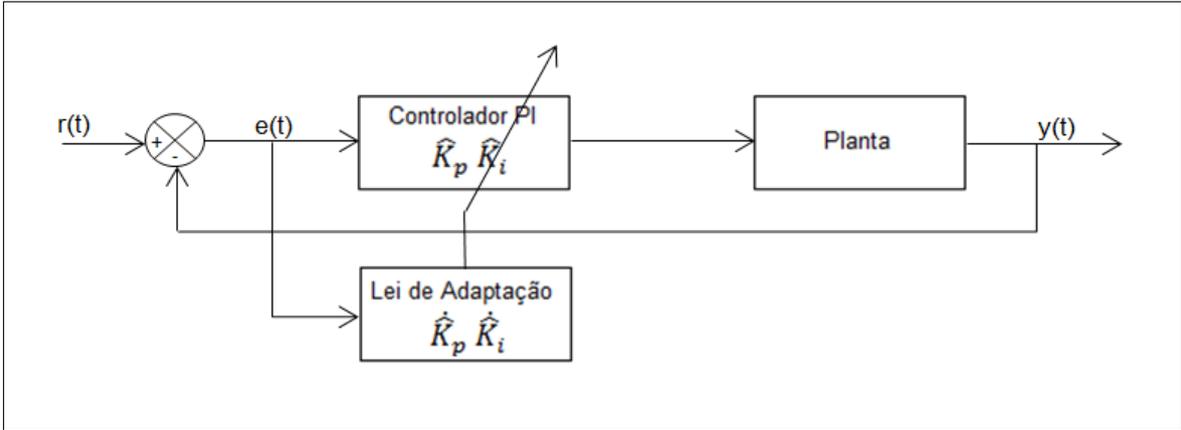


Figura 4.28: O PI adaptativo no qual o sinal de entrada é o modelo de referência.

Deste modo, escolhendo-se o sinal de erro como um dos parâmetros a ser calculado, chega-se à seguinte lei de adaptação, sem considerar a parcela proporcional do controlador:

$$\dot{\hat{a}}_e = -\gamma e^2 \quad (4.14)$$

$$\dot{\hat{a}}_y = -\gamma e y \quad (4.15)$$

Deve-se observar que o termo $sgn(b_p)$ determina a direção da busca do parâmetro do controlador e que pode ser omitido para uma planta com tal ganho positivo.

Como os parâmetros estimados serão continuamente calculados, de acordo com a lei de adaptação proposta nas equações anteriores, os valores dos parâmetros do controlador, na versão PI, serão simplesmente a integral destas.

$$\dot{\hat{K}}_p = -\gamma e^2 \quad (4.16)$$

$$\dot{\hat{K}}_i = -\gamma e \int e dt \quad (4.17)$$

Que implica:

$$\hat{K}_p = \int -\gamma e^2 dt \quad (4.18)$$

$$\hat{K}_i = \int -\gamma e \int e dt dt \quad (4.19)$$

Entretanto essa lei de adaptação possui o fator e^2 , que notadamente implica na falta de robustez quanto à adaptação do ganho proporcional.

Já em [59], é utilizada uma abordagem baseada na teoria de *Lyapunov*, o qual prova a estabilidade assintótica global, no projeto de um controlador PID adaptativo de plantas com dinâmicas dominantes de primeira ou segunda ordem, dadas por:

$$ay^{(n)} = u, \quad (4.20)$$

onde n é a ordem dominante do sistema.

As leis de adaptação apresentadas em [59] diferem das apresentadas por [60] pela introdução da versão filtrada do erro de rastreamento

$$z = -\left(\frac{d}{dt} + K_{pp}\right)^{n-1}e, \quad (4.21)$$

onde $K_{pp} > 0$ é um escalar e $e = r - y$ é o erro de rastreamento.

Nesse tipo de planta, introduzindo-se a lei de controle dada por:

$$u = -K_{pv}z + K_{iv}z_I + (K_{ff} + \hat{K}_{ff})w_{ff} + u_a, \quad (4.22)$$

onde K_{pv} é o ganho proporcional fixo, K_{iv} o ganho integral fixo, K_{ff} o ganho antecipativo fixo, $w_{ff} = y^{(n)} - \dot{z}$ o ganho antecipativo regressor, \hat{K}_{ff} o ganho antecipativo adaptativo, $z_I = \int z dt$ e a parcela PID adaptativa $u_a = f(\hat{K}, e, \int e, \dot{e})$, com $\hat{K} \in \mathfrak{R}^3$, sendo o vetor de ganhos do PID adaptativo.

Em [59], é apresentada uma análise desse algoritmo baseada em uma função de *Lyapunov* que assegura a estabilidade assintótica do sistema em malha fechada.

Para este estudo, não se utiliza a parcela antecipativa do controlador e a parcela PI adaptativa é definida por:

$$u_a = \hat{K}_P e + \hat{K}_I \int e dt, \quad (4.23)$$

onde \hat{K}_P é o ganho proporcional adaptativo e \hat{K}_I é o ganho integral adaptativo.

Tendo em vista o exposto, os ganhos adaptativos são atualizados através da lei de adaptação dada por:

$$\dot{\hat{K}}_p = -\gamma e z, \quad (4.24)$$

$$\dot{\hat{K}}_i = -\gamma \int e dt z. \quad (4.25)$$

Maiores detalhes acerca da prova da estabilidade, bem como das possíveis leis de adaptação para os ganhos adaptativos, podem ser consultados em [59].

De acordo com [61], numa turbina a gás, um polo é associado a cada eixo existente. Como a turbina em estudo é de eixo duplo, ela tem sua dinâmica similar aos sistemas para os quais essa lei de adaptação foi projetada, o que possibilitou o

uso de tal lei no problema de regulação das turbinas, portanto, temos $n = 2$. Logo, pode-se afirmar que a lei de adaptação resultante é

$$\dot{\hat{K}}_p = \gamma e(\dot{e} + K_{pp}e) \quad (4.26)$$

$$\dot{\hat{K}}_i = \gamma \int edt(\dot{e} + K_{pp}e). \quad (4.27)$$

Sendo esta a lei de adaptação utilizada neste trabalho, com $K_{pp} = 1$ e $\hat{K} = [\hat{K}_p \quad \hat{K}_i]^T \in \mathfrak{R}^2$. Foi observado que alteração dos valores de K_{pp} poderiam acelerar a velocidade de adaptação dos ganhos. Contudo, tal aumento nesse ganho não se mostrou significativo para a solução do problema.

Esta estratégia adaptativa, no ambiente simulink, corresponde ao exibido na figura 4.29.

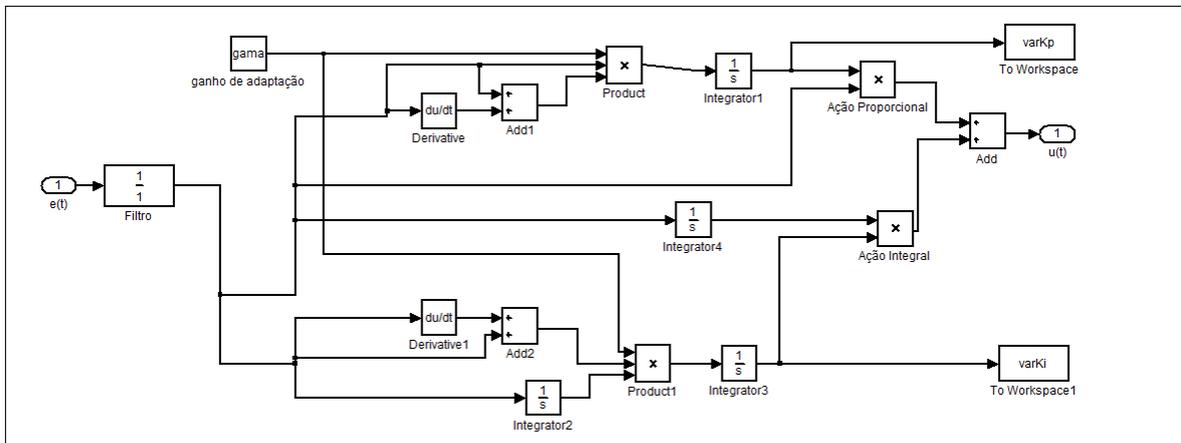


Figura 4.29: Bloco em simulink da estratégia de adaptação.

A resposta obtida para o sistema em malha fechada proposto pode ser visualizada na figura 4.30.

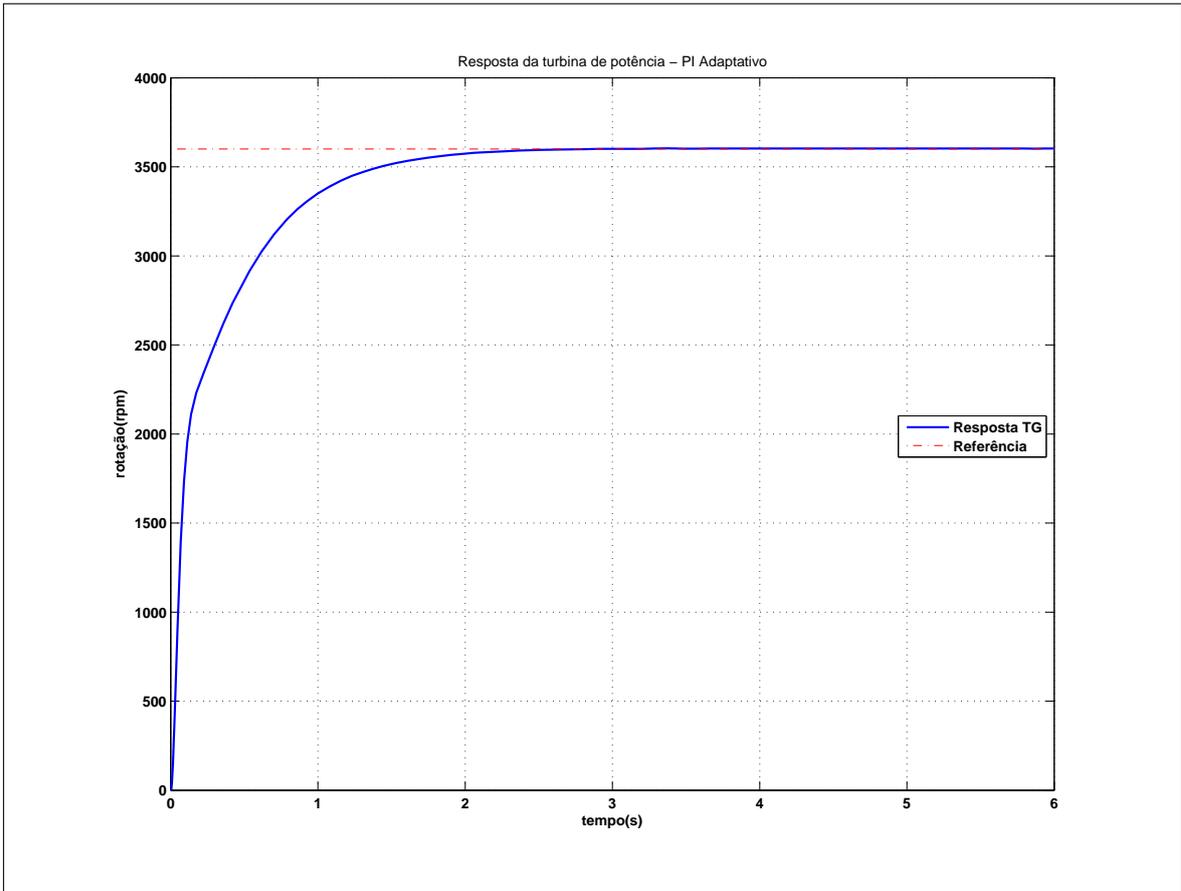


Figura 4.30: Resposta obtida com controlador PI adaptativo proposto.

Pode-se verificar que não houve *overshoot* e o tempo de acomodação foi inferior a 5s, também não sendo observado erro de regime permanente.

Os parâmetros do controlador foram iniciados com os valores de K_p e K_i obtidos no projeto do controlador PI ótimo. Foi utilizado um ganho de adaptação de $\gamma = 7.5000e - 008$. Apesar do pequeno valor utilizado, é possível observar que o processo de adaptação ocorreu de forma bem sucedida. O que pode ser verificado na variação dos parâmetros visualizada na figura 4.31. Além disso, o valor pequeno do ganho de adaptação deve-se ao fato dos valores envolvidos nas equações dinâmicas serem muito altos, por exemplo, os valores da potência gerada pela turbina de potência são da ordem de *megawatt*.

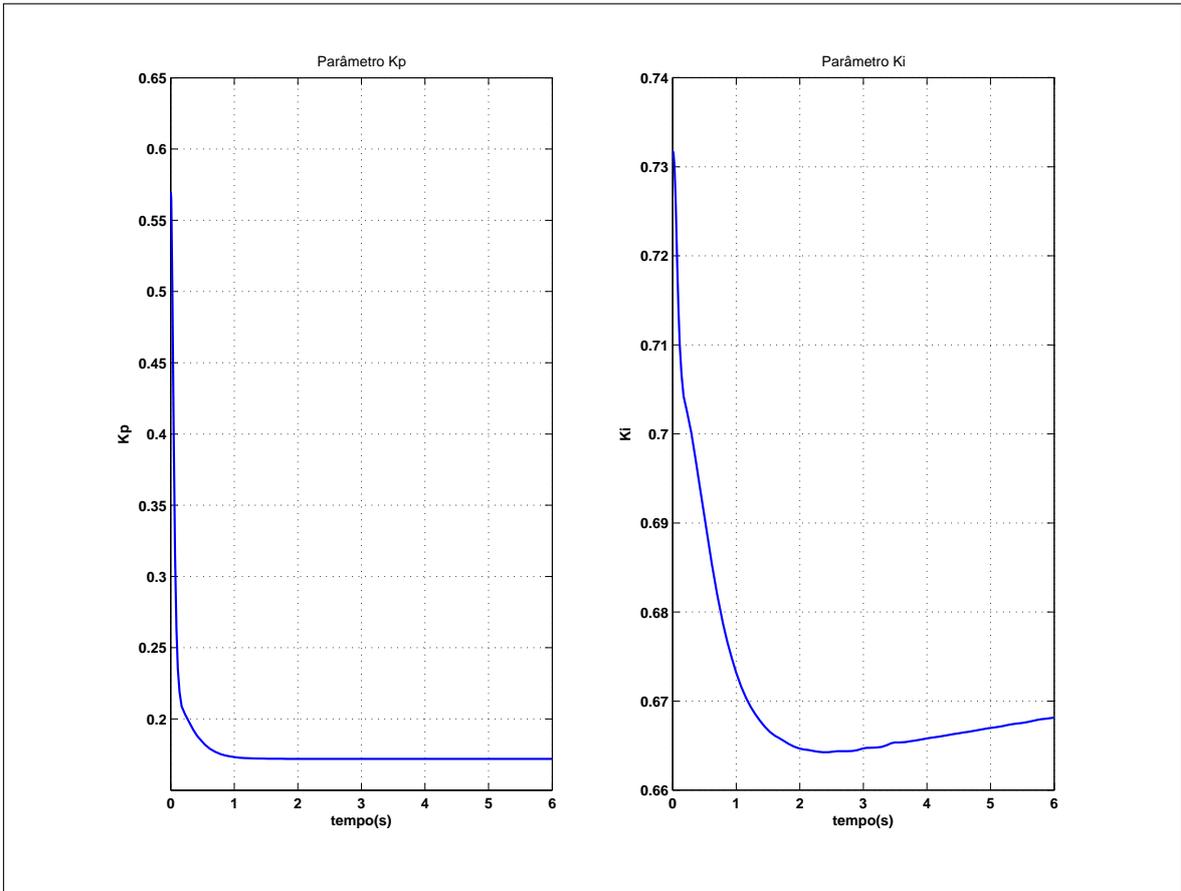


Figura 4.31: Processo de adaptação de K_p e K_i .

A figura 4.32 compara a resposta do PI adaptativo com a obtida pelo controlador PI ótimo. O controlador adaptativo apresentou sensíveis melhoras na resposta transitória, maior suavidade na subida, e na resposta de regime permanente, oscilação um pouco menor em torno do valor de referência.

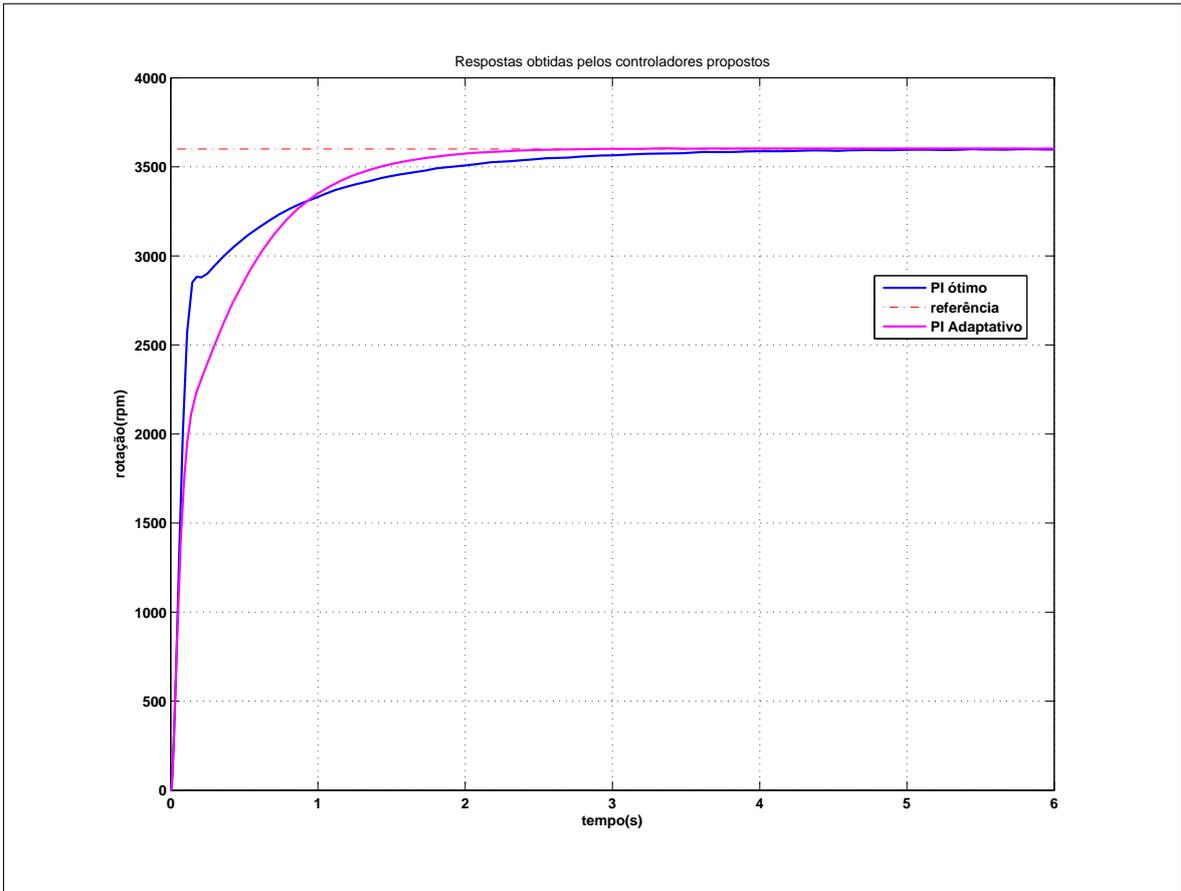


Figura 4.32: Resposta em malha fechada de ambos os controladores propostos.

Para os dois controladores propostos, as especificações foram atendidas. Contudo, não foi realizada uma avaliação para o caso de variações na velocidade de referência, nem tão pouco para a presença de uma carga acoplada ao eixo motor da turbina a gás. Sendo estes dois aspectos avaliados a seguir neste trabalho.

4.3.3 Análise da robustez e capacidade de rejeição de distúrbios

Para a análise da robustez, na operação fora da velocidade nominal ou de projeto, é preciso antes a apresentação dos fenômenos envolvidos na geração dos distúrbios presentes numa turbina a gás aplicada na propulsão de uma embarcação. Já que as forças resistivas geradas no casco do navio e, por conseguinte, o torque resistivo gerado no eixo propulsor são de natureza não linear e dependentes, principalmente, da velocidade com a qual a embarcação se movimento sobre a água.

A integração propulsor-casco

O primeiro passo é apresentar a equação diferencial do movimento do navio (também chamada de equação de integração propulsor-casco). Ao se aplicar a 2ª Lei de Newton ao sistema, obtém-se a equação 4.29, apresentada em [54].

$$M \frac{dV}{dt} = E_{h_{BE}} + E_{h_{BB}} - R_t(V), \quad (4.28)$$

onde:

M é o deslocamento (massa) total do navio;

V é a velocidade do navio;

$E_{h_{BE}}$ é o empuxo gerado pela hélice no eixo de boreste;

$E_{h_{BB}}$ é o empuxo gerado pela hélice no eixo de bombordo; e

$R_t(V)$ é a força de arrasto no casco, a qual se opõe ao movimento e depende da velocidade.

A força de arrasto é apresentada na figura 4.33.

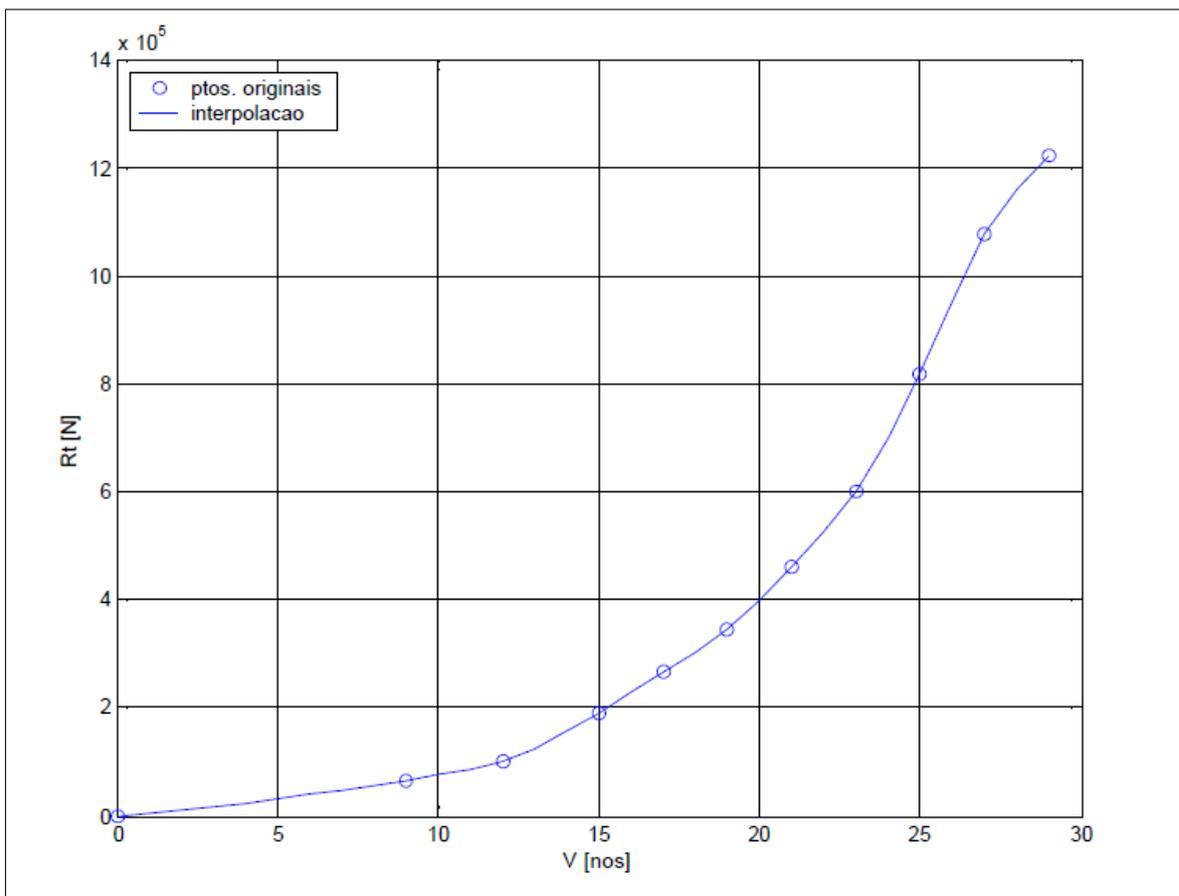


Figura 4.33: Curva da força de arrasto em função da velocidade⁸.

⁸Fonte: Retirado de USP [54].

Para a definição do torque nos eixos de bombordo ou boreste, são necessárias as seguintes definições, segundo [54]:

- HPC, Hélice de Passo Controlado, é aquela que permite a mudança do ângulo das pás, dessa forma, variando o empuxo produzido e, conseqüentemente, a velocidade da embarcação;
- a razão passo / diâmetro é representada por P/D ;
- o coeficiente de avanço J_a é definido por:

$$J_a = \frac{2\pi V_a}{N_h D}. \quad (4.29)$$

- a velocidade de avanço é dada por $V_a = [1 - w(V)]V$, sendo $W(v)$ o coeficiente de esteira;
- coeficiente de esteira é um parâmetro que permite representar e caracterizar o fenômeno da esteira no plano da hélice;
- a presença dos parâmetros corrigidos se deve à condição de esteira no acoplamento entre a hélice e o casco;
- N_h é a velocidade angular da hélice;
- D é o diâmetro da hélice; e
- o coeficiente de avanço modificado é dado pela equação 4.30:

$$J'_a = \frac{J_a}{\sqrt{1 + J_a^2}} \quad (4.30)$$

O empuxo é a força gerada pela hélice, o qual é responsável pelo deslocamento do navio. No caso de um sistema com potências distribuídas igualmente entre os eixos de bombordo e boreste e os ângulos iguais para cada HPC, os empuxos serão iguais e podem ser obtidos através de:

$$\begin{aligned} E_{h_{BE}ouh_{BB}} &= E_{h_0}[1 - C(P/D)t(V)] \\ &= [1 + J_a^2]\rho N_h^2 D^4 KT'(J'_a, P/D)[1 - C(P/D)t(V)], \end{aligned} \quad (4.31)$$

onde:

$KT'(J'_a, P/D)$ é o coeficiente de empuxo modificado (adimensional determinado em ensaios de tanque de provas);

ρ é a densidade da água do mar;

$t(V)$ é o coeficiente de redução de empuxo; e

$C(P/D)$ é um coeficiente que corrige $t(V)$ para diferentes valores de P/D .

Por último, uma vez com posse das informações da velocidade do navio e empuxo fornecido pelas hélices, é possível se obter o torque propulsor, que é aquele que se opõe ao torque motor (produzido pela turbina), dado por:

$$Q_h = \frac{[1 + J_a^2]\rho N_h^2 D^5 KQ'(J_a, P/D)}{err(V)}, \quad (4.32)$$

onde:

$KQ'(J_a, P/D)$ é o coeficiente de torque modificado (adimensional determinado em ensaios de tanque de provas);

$err(V)$ é a eficiência relativa rotativa, relação entre os rendimentos do propulsor operando em esteira e em águas abertas.

As curvas das figuras 4.34 e 4.35 são apresentadas em [54] e utilizadas para a determinação do torques propulsores levando em conta a interação entre casco e hélice.

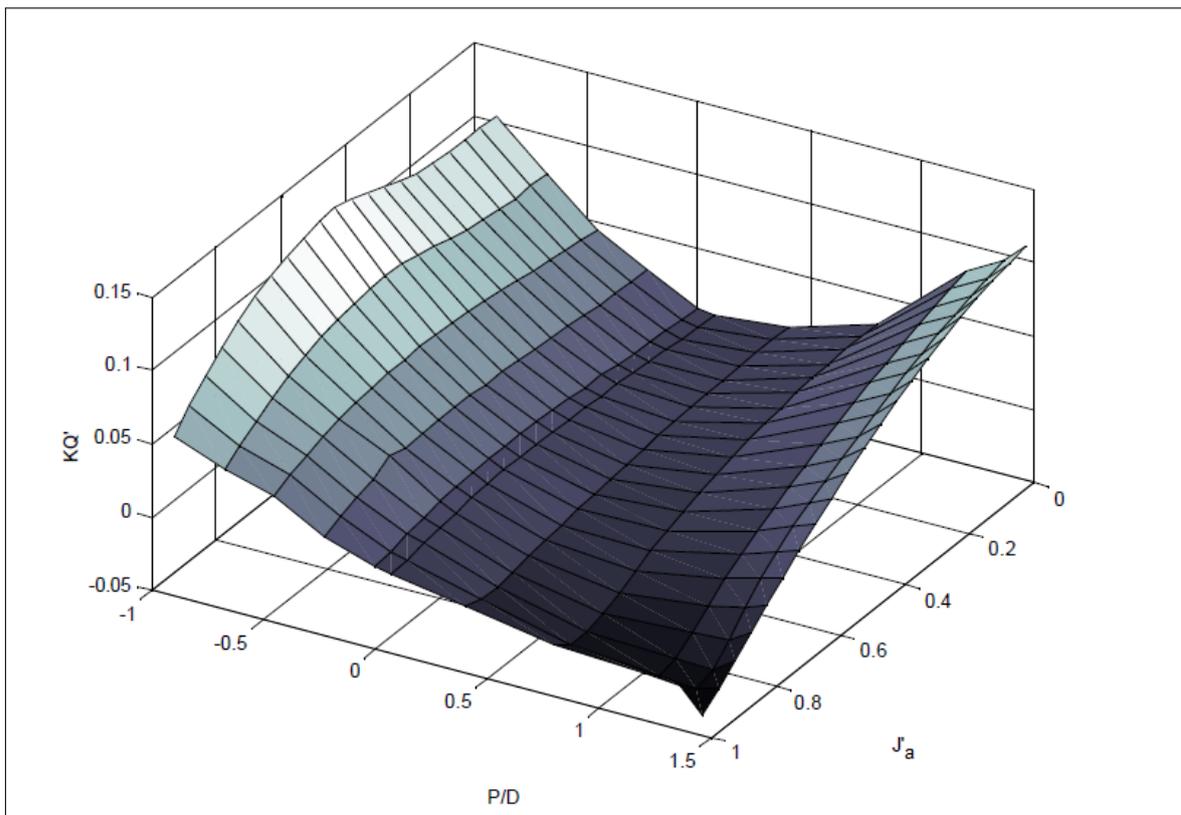


Figura 4.34: Superfície de KQ' .

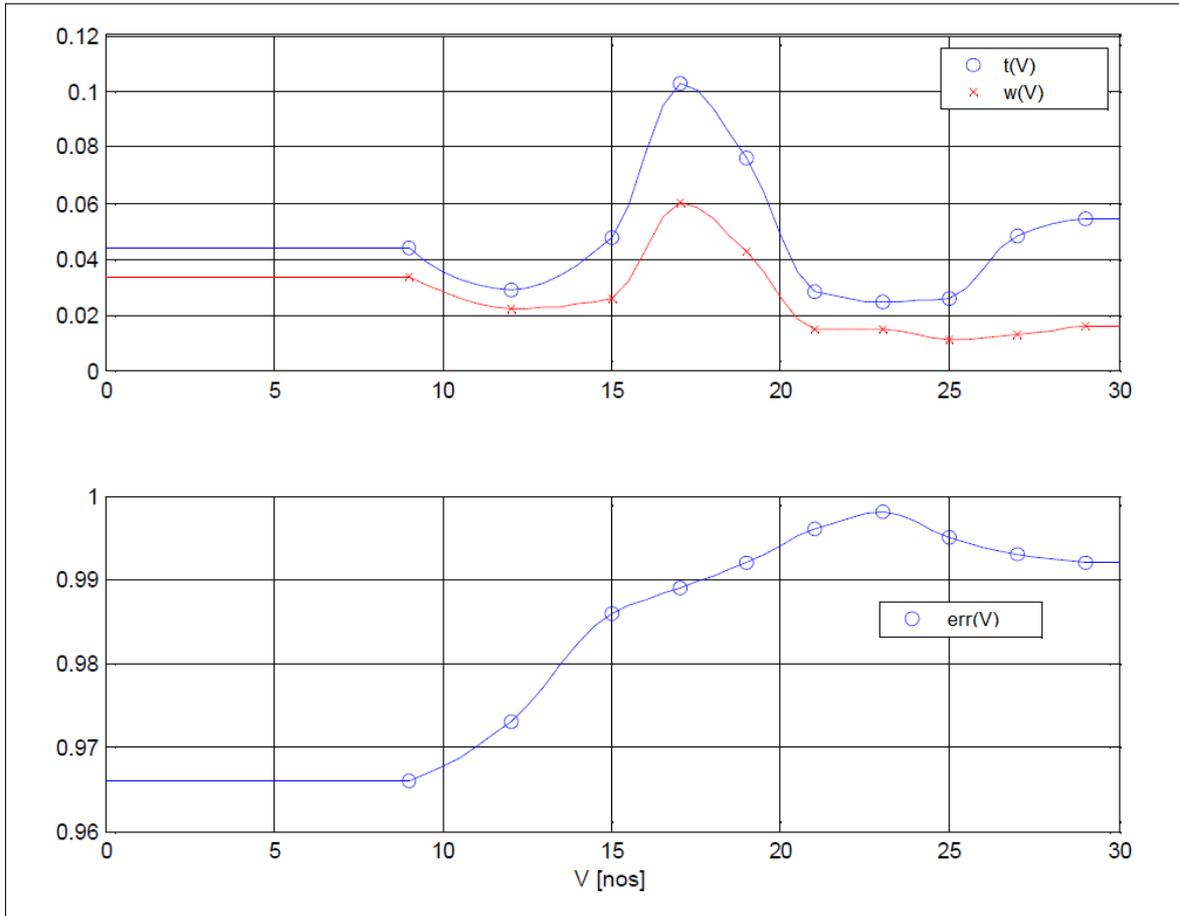


Figura 4.35: Curvas dos parâmetros de correção do efeito de esteira.

Adequação do modelo da turbina à existência de um torque resistivo

Ainda em [54], os modelos apresentados foram utilizados para obter as curvas de desempenho do navio, que são levantadas através da simulação das equações do navio até que o regime permanente seja atingido em conjunto com a rotação do eixo e passo da hélice. As curvas de velocidade e torque propulsor por eixo são apresentadas a seguir nas figuras 4.36 e 4.37, respectivamente.

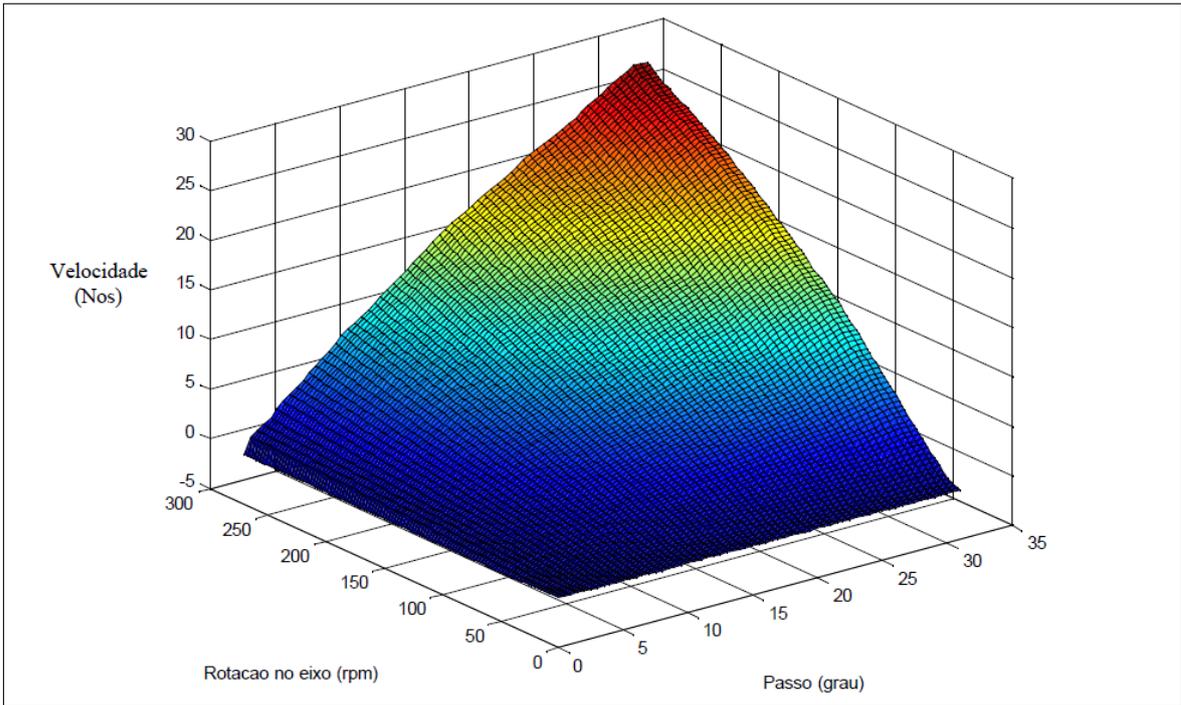


Figura 4.36: Curva da velocidade do navio em regime permanente.

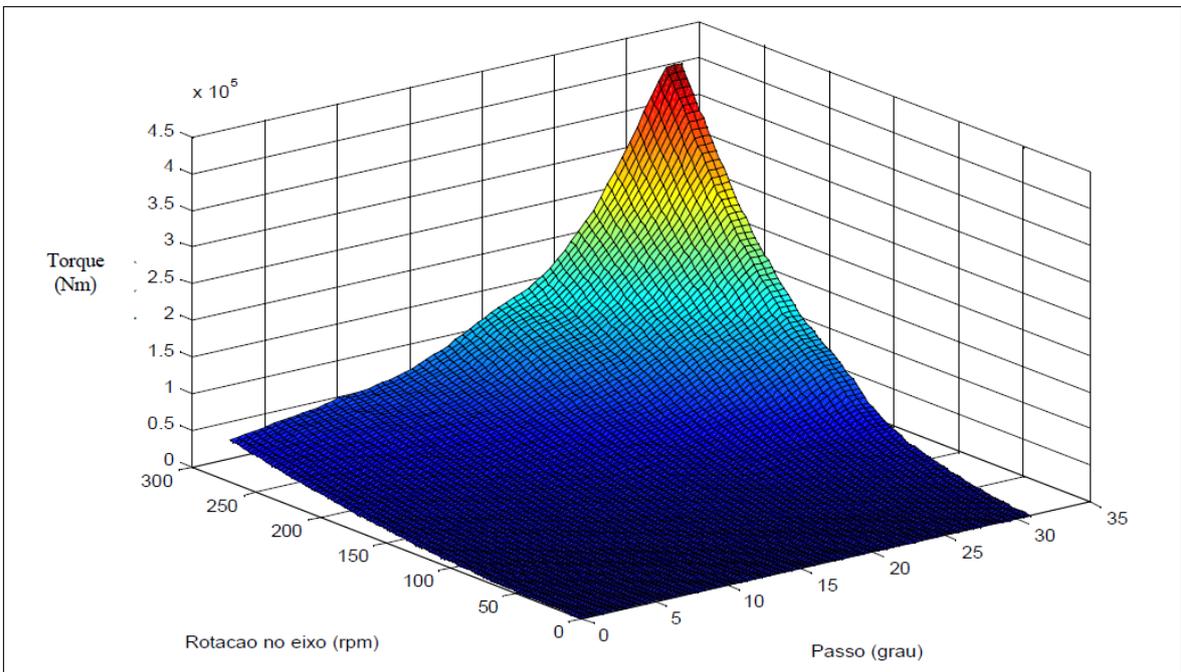


Figura 4.37: Torque por eixo em função do ângulo de passo e da rotação do eixo.

A planta propulsora que integra a turbina a gás aos demais elementos é apresentada na figura 4.38.

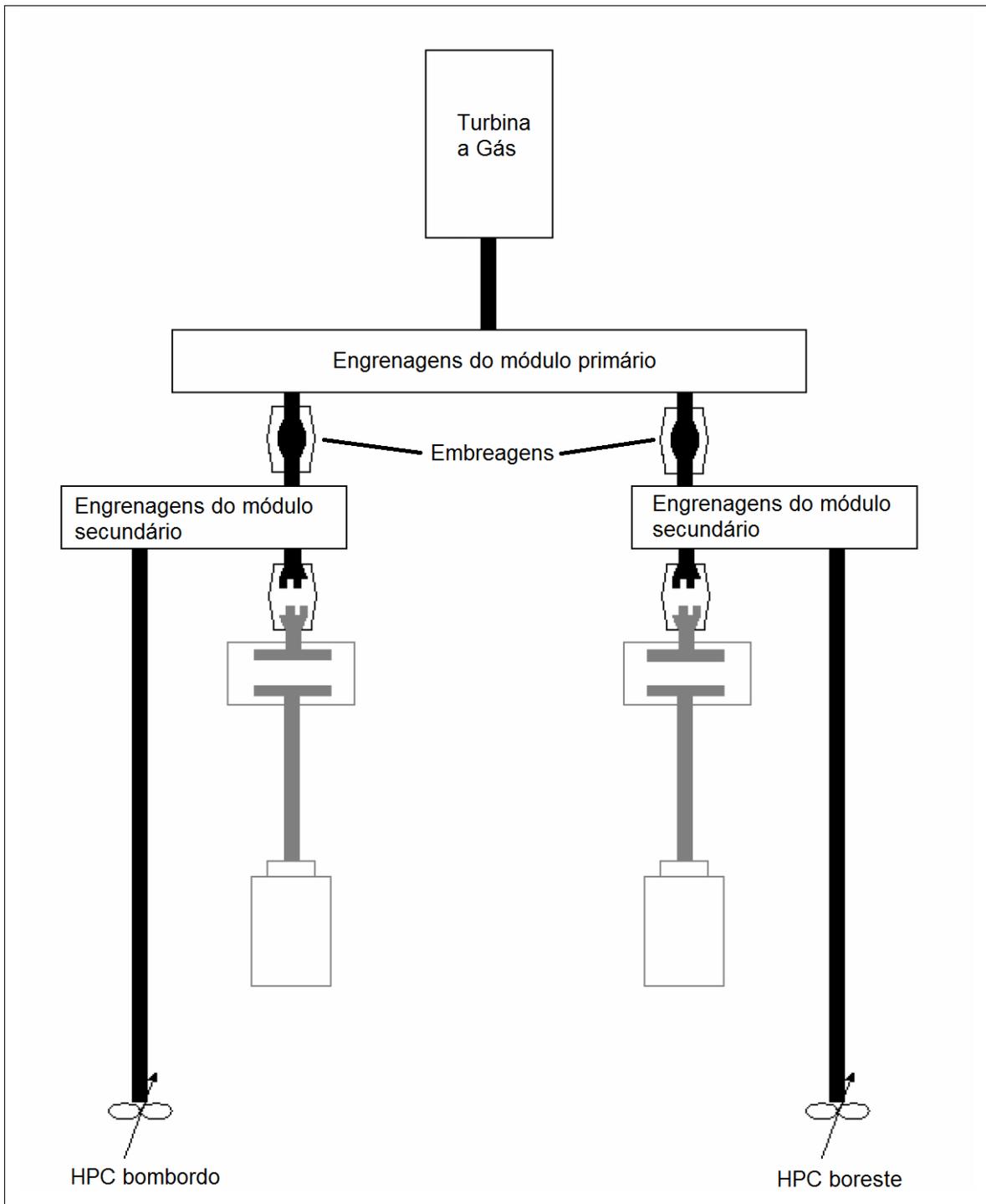


Figura 4.38: Planta propulsora, em destaque os elementos principais na configuração turbina mais dois eixos.

Para a inserção do torque resistente ou propulsor é preciso adicionar o momento de inércia equivalente, que irá agrupar além do momento de inércia da turbina de potência, os momentos de inércia dos eixos, acoplamentos, engrenagens e HPC tanto de boreste quanto de bombordo. Neste ponto, este trabalho se diferencia do apresentado em [54], o qual apresentava todas equações da planta propulsora

Tabela 4.1: Momentos de inércia da planta propulsora.

Elemento	Observação	Momento de inércia (Kgm^2)
1		0.44
2		12.09
4	freio da turbina	44.8
6 e 6'		129.31
7 e 7'		2.78
8 e 8'		5.66
9 e 9'		5.63
10 e 10'		3.24
11 e 11'	embreagem – lado turbina	7.47
12 e 12'	embreagem – lado HPC	2.65
13 e 13'		11.0
14 e 14'		3.43
21 e 21'		5082.2
22 e 22'		28.88
23 e 23'		13.2
TG	turbina de potência	92.43
HPC	parte metálica + água	3900
eixo		531

Os valores das razões de redução apresentadas na figura 4.39 são exibidos na tabela 4.2.

Tabela 4.2: Razões de redução da planta propulsora.

Razão	Par de engrenagens	Redução
R2/R4	2 Û 4	0.6438
R4/R6	4 Û 6	0.7087
R13/R21	13 Û 21	0.1650
R2/R6	2 Û 6	0.4563

A determinação da inércia equivalente para o caso da planta propulsora pode ser realizada com base no caso descrito na figura 4.40, que é um sistema motor com um redutor de velocidades. O objetivo é a substituição do sistema de redução por uma carga (massa rotativa) que produza o mesmo efeito no referencial do eixo do motor quando comparado ao sistema original. Levando-se em conta que a inércia do motor já está referida no referencial dele, basta transferir a inércia da carga para

o referencial desejado. Aplicando-se o princípio da conservação de energia cinética no sistema, teremos:

$$\frac{1}{2}J_{2eq}N_1^2 = \frac{1}{2}J_2N_2^2, \quad (4.34)$$

onde:

J_{2eq} é o momento de inércia equivalente da carga 2 referenciado ao eixo do motor; e N representa a velocidade de um eixo em rpm.

Sabe-se que no ponto de contato da transmissão as velocidades são iguais, $N_1R_1 = N_2R_2$, logo:

$$J_{2eq} = J_2\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \quad (4.35)$$

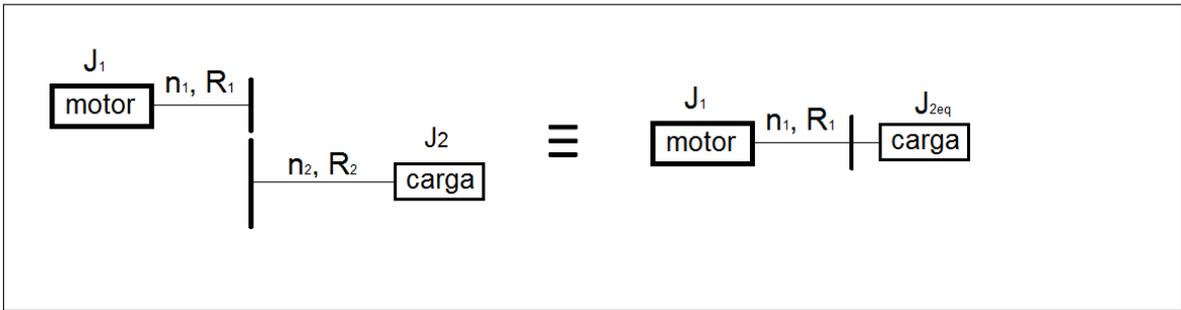


Figura 4.40: Sistema equivalente com motor, redutor de velocidades e carga.

Aplicando-se o mesmo fundamento ao caso de interesse deste trabalho, com exceção da própria inércia da turbina e dos elementos 1 e 2, conforme figura 4.38, em todas as demais, deve-se aplicar a transformação apresentada para as sucessivas reduções existentes. Com base no exposto, o momento de inércia equivalente é dado pela equação ?? é de $J_{eq} = 303.12\text{kgm}^2$.

$$J_{eq} = J_{pt} + J_1 + J_2 + J_{BB} + J_{BE}, \quad (4.36)$$

sendo:

$$J_{BB} = (J_{total\text{eixo}}(R13'/R21')^2 + J_{14'} + J_{13'} + \dots + J_{6'})(R2/R6')^2, \quad (4.37)$$

$$J_{BE} = ((J_{total\text{eixo}}(R13/R21)^2 + J_{14} + J_{13} + \dots + J_6)(R4/R6)^2 + J_4)(R2/R4)^2, \quad (4.38)$$

$$J_{total\ eixo} = J_{HPC} + J_{eixo} + J_{23} + J_{22} + J_{21} . \quad (4.39)$$

São realizadas adequações no modelo em *simulink* necessárias para o caso de uma carga aplicada no eixo da turbina, ver figura 4.41. O valor de momento de inércia equivalente é utilizado. Além disso, é inserido um bloco para simular a variação do torque propulsor. Foi utilizado apenas o valor máximo do torque apresentado na figura 4.37.

Este procedimento é similar ao proposto em [22], no qual se utiliza um gerador de pulsos para a simulação de um torque resistente. Os valores de torque são variados entre um valor mínimo e um máximo, na forma de uma onda quadrada. A diferença entre o procedimento utilizado em [22] o neste trabalho, é a inserção de uma dinâmica de 1ª ordem após a saída do gerador de pulsos, o qual dá uma variação de torque mais realística. Ainda com esse objetivo, foi inserido um atraso na onda para que a turbina operasse sem carga na partida.

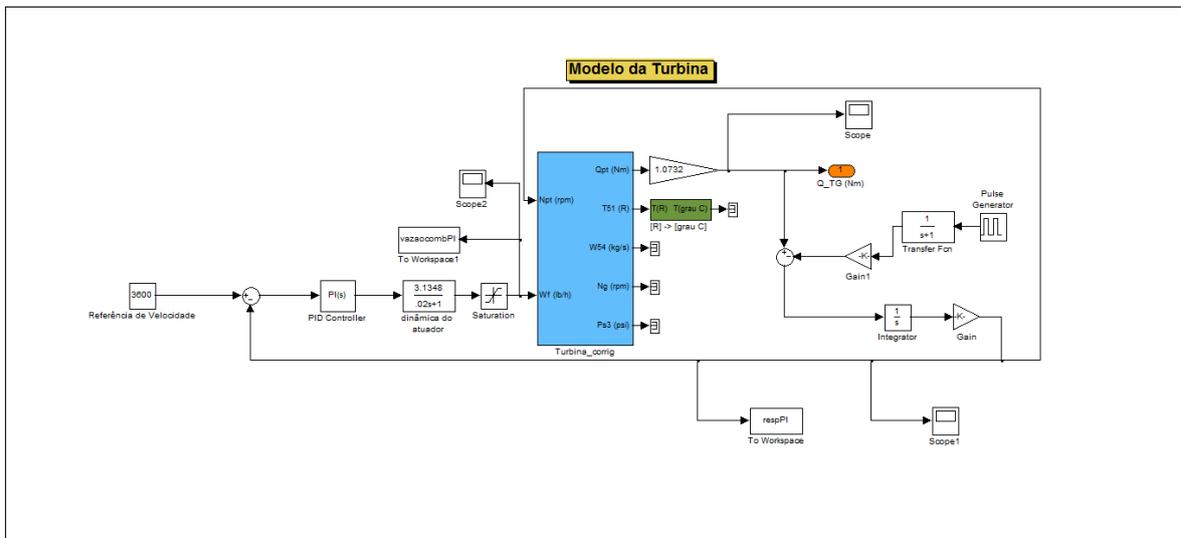


Figura 4.41: Modelo adaptado à presença de um torque resistente.

Resposta do controlador PI

As simulações levaram à resposta do sistema exibida na figura 4.42. Além disso, é possível observar na figura 4.43 a evolução e efeito da variação do torque propulsor em paralelo a vazão de combustível manipulada pelo controlador.

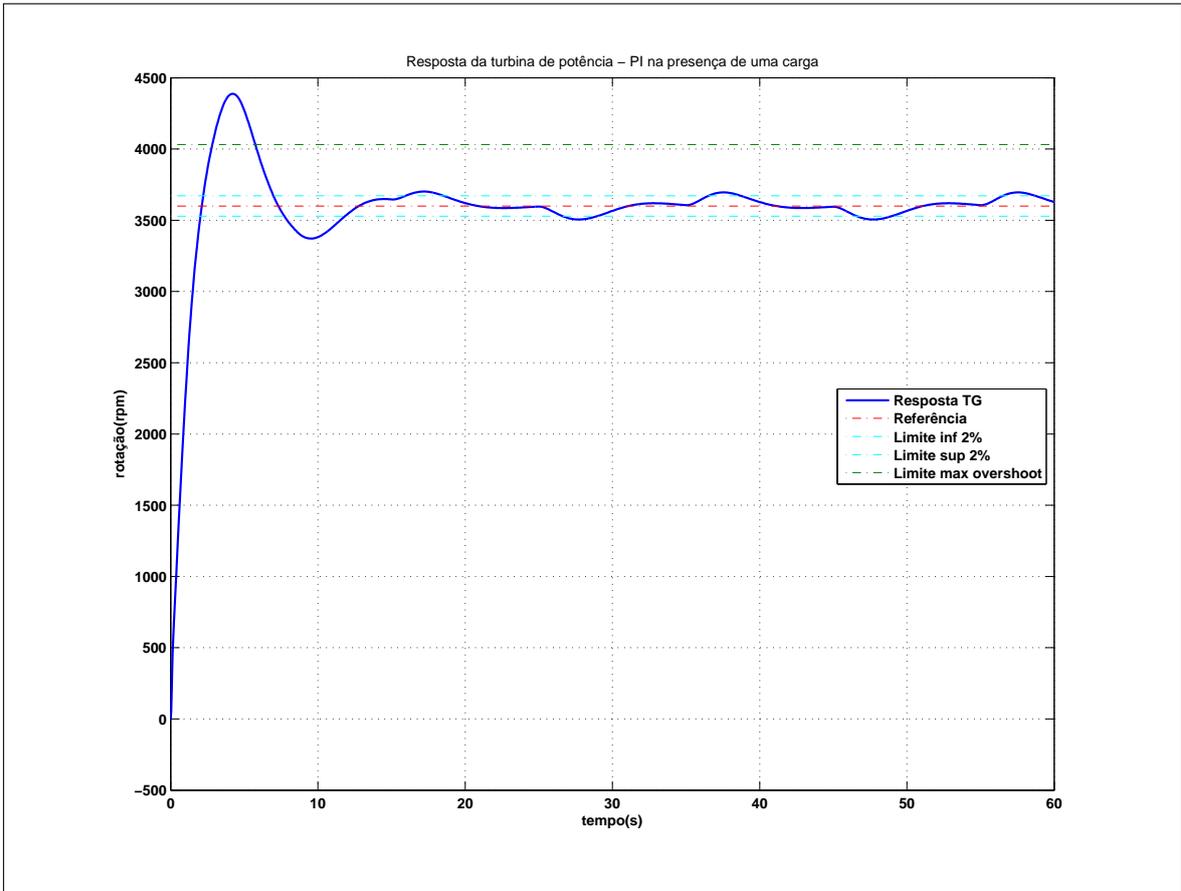


Figura 4.42: Resposta com o controlador PI na presença do torque propulsor.

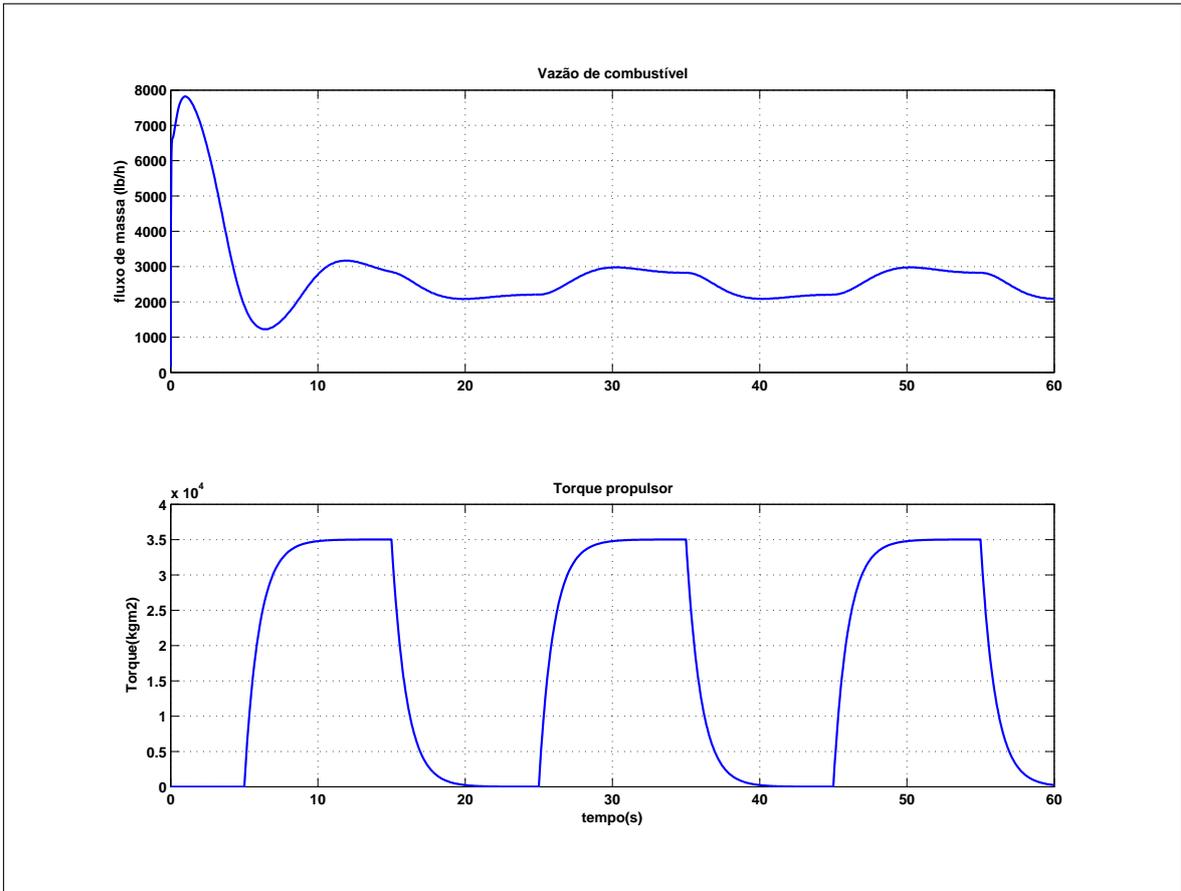


Figura 4.43: Evolução da variável manipulada frente ao torque propulsor.

Através da resposta em malha fechada obtida com controlador projetado na condição de bancada não foi possível atender ao especificado. Fato este, já esperado, conforme explicado anteriormente. Além do máximo sobressinal ter sido ultrapassado, o tempo de acomodação (com tolerância de 2%) também não é atingido.

Resposta do controlador PI adaptativo

As simulações levaram à resposta do sistema exibida na figura 4.44. Além disso, é possível observar na figura 4.45 a evolução e efeito da variação do torque propulsor em paralelo com a vazão de combustível manipulada pelo controlador. Este controlador apresentou uma melhora em relação ao PI ótimo na condição de bancada, pois o limite de *overshoot* não foi ultrapassado. Contudo, o comportamento em regime permanente se mostrou similar ao caso do PI ótimo em bancada.

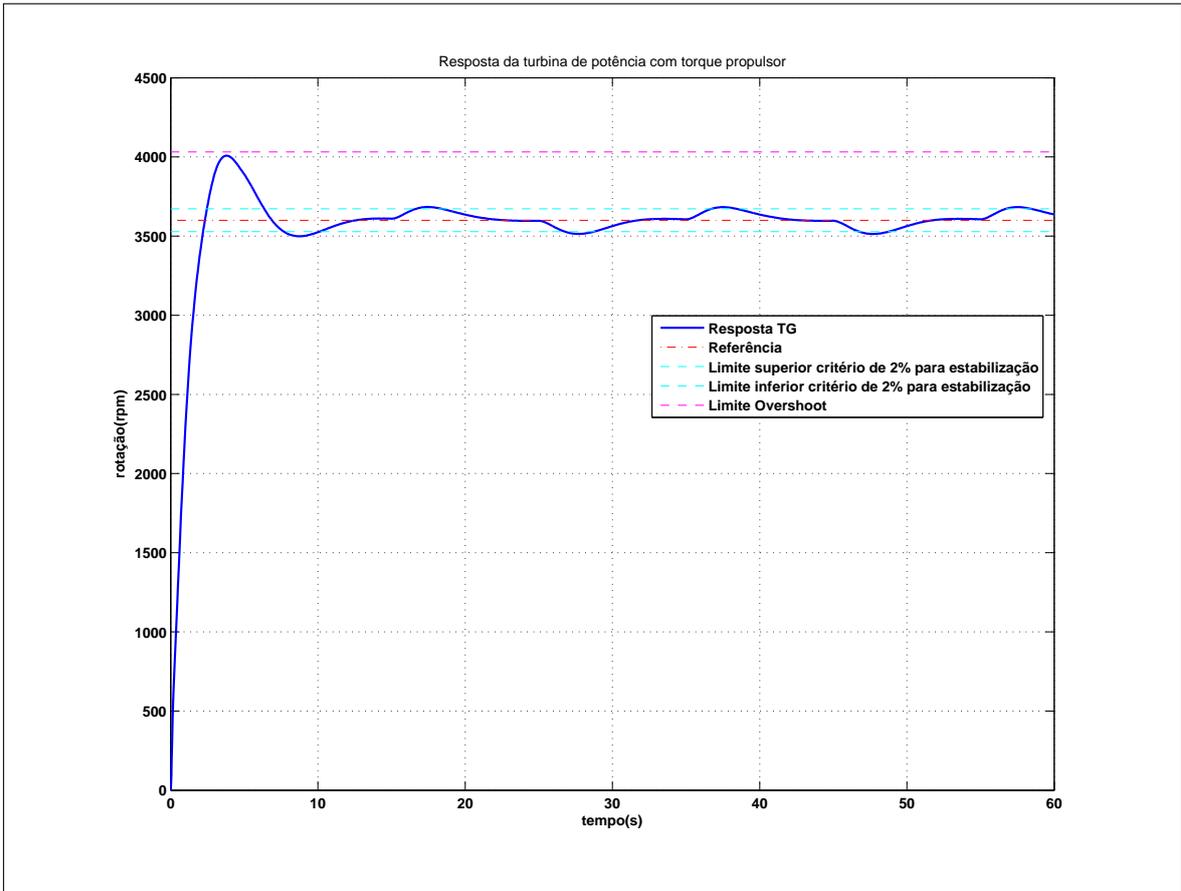


Figura 4.44: Resposta com o controlador PI na presença do torque propulsor.

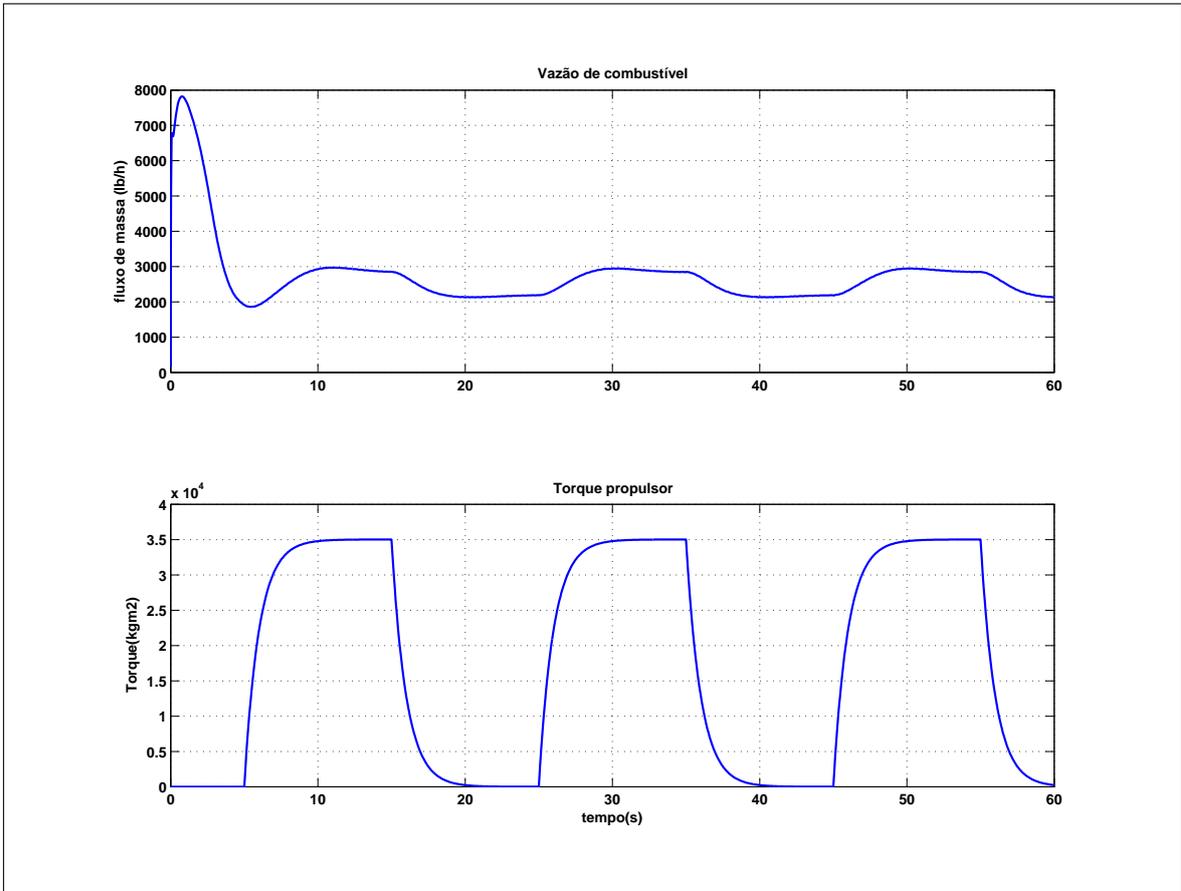


Figura 4.45: Evolução da variável manipulada frente ao torque propulsor.

A variação dos parâmetros do controlador pode ser observada na figura 4.46. Nela se percebe como o ganho K_i se comporta frente às variações da carga resistiva aplicada à turbina. Além disso, também é possível se notar o aumento no valor de K_p com o tempo.

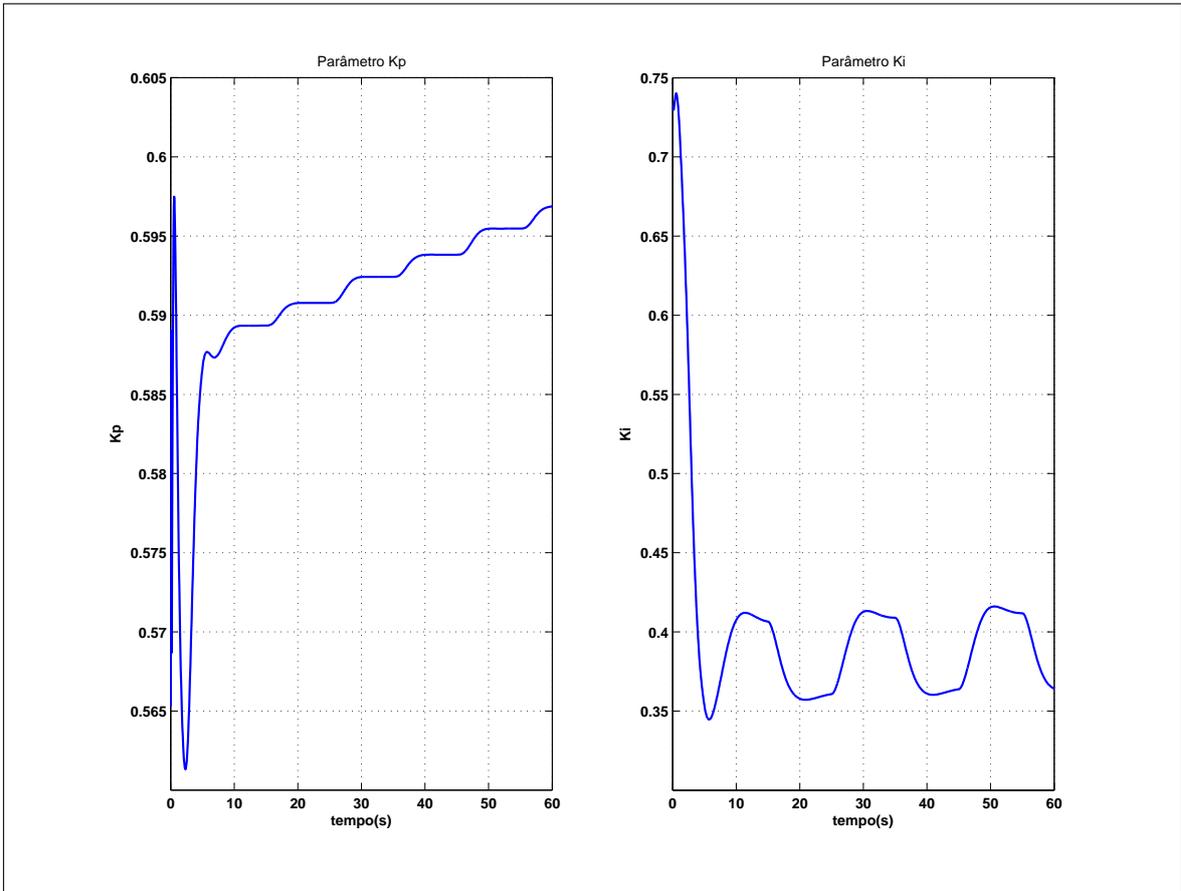


Figura 4.46: Adaptação dos parâmetros K_p e K_i .

Comparação entre as respostas dos dois controladores

A resposta quanto à variação de torque propulsor para os dois controladores projetados pode ser visualizada na figura 4.47, bem como, a comparação na variável manipulada na figura 4.48.

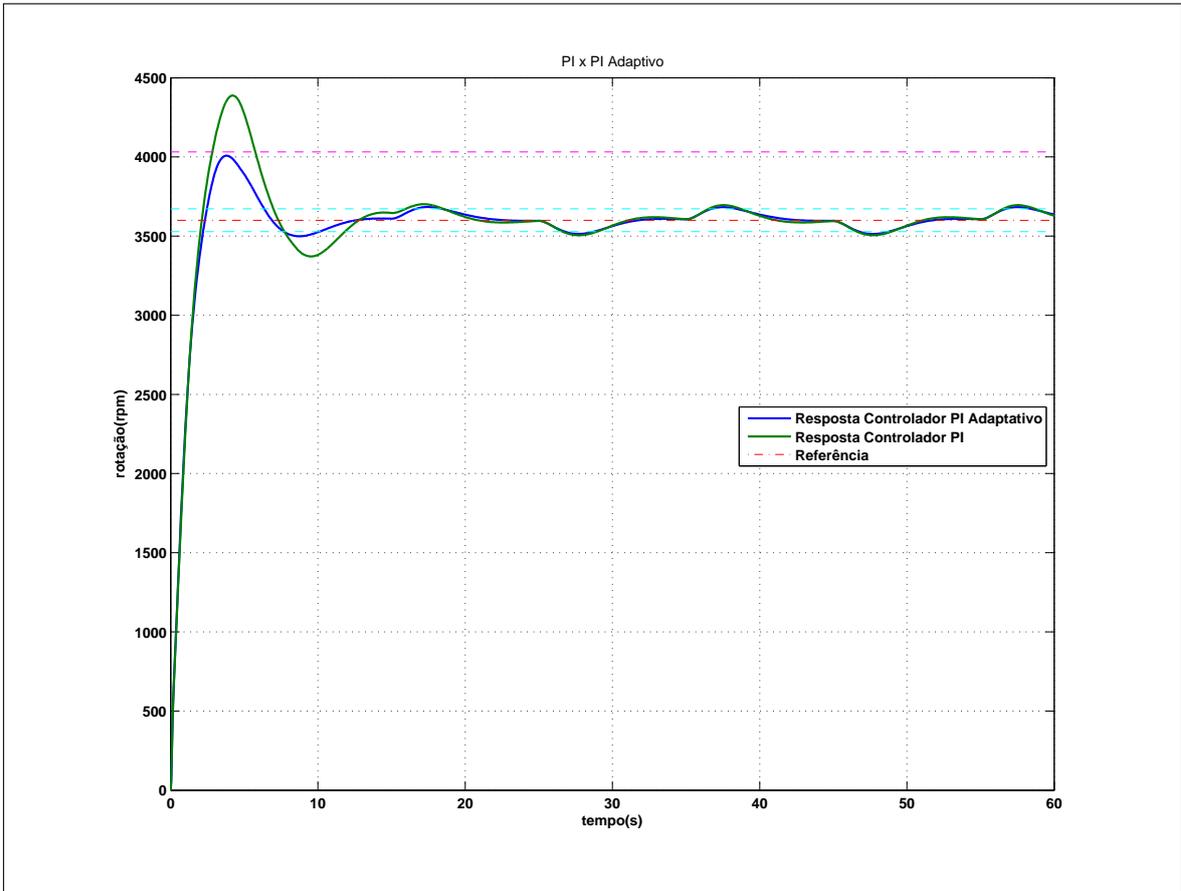


Figura 4.47: Resposta da turbina para os dois controladores projetados.

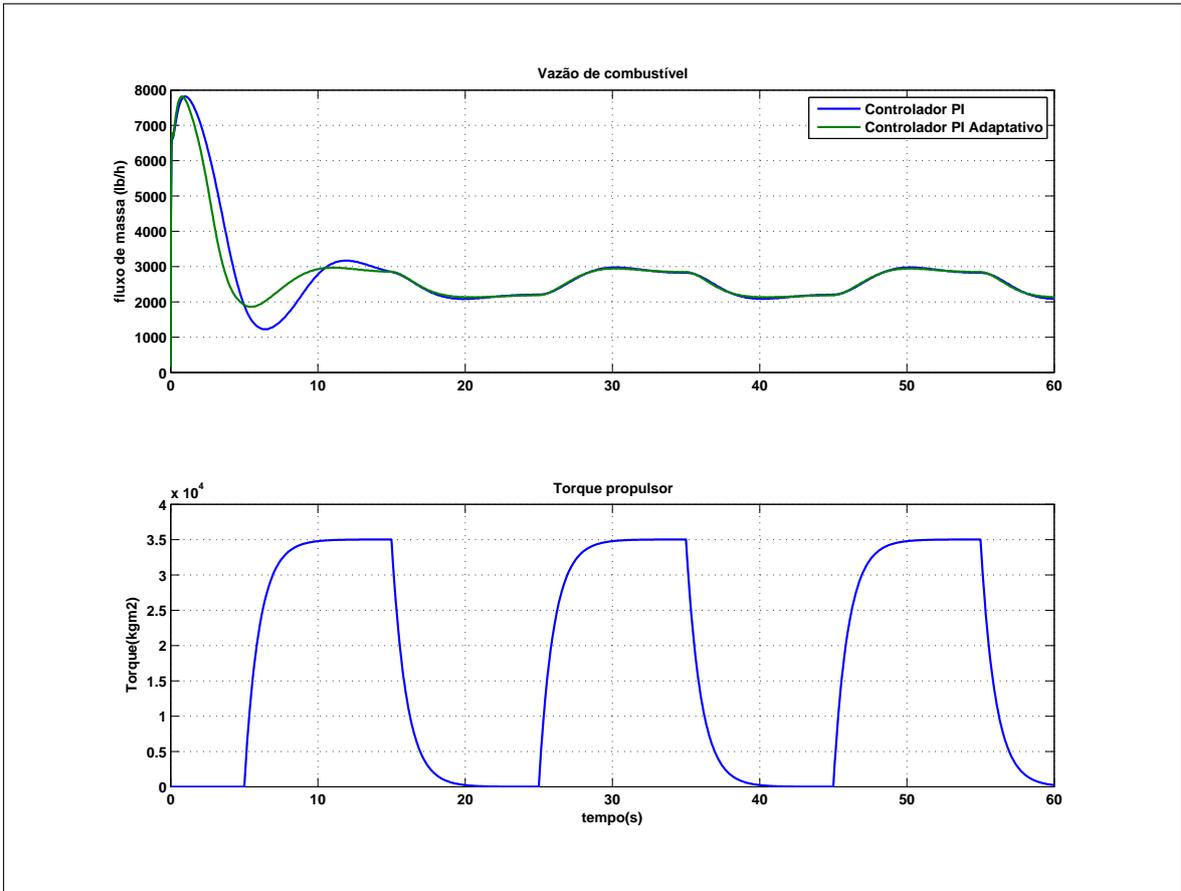


Figura 4.48: Comparação da evolução da variável manipulada para ambos os controladores projetados.

É possível perceber através da observação da figura 4.47 que o controlador PI adaptativo apresentou um desempenho superior em relação ao PI na resposta em regime transitório, o máximo sobressinal especificado para o problema não foi ultrapassado.

Em relação ao regime permanente, os controladores apresentaram um comportamento bem parecido. Apesar disso, o PI mostrou uma resposta mais oscilatória, afastando-se um pouco do além dos 2% em torno do sinal de referência.

Além disso, o controlador PI adaptativo se mostrou mais econômico, nos cinco primeiros segundos, em relação ao consumo de combustível, de acordo com a figura 4.48.

4.3.4 Análise do rastreamento de trajetória

Como último item da comparação entre os controladores projetados, é observada a capacidade do controlador reagir a variações no sinal de referência. Para tal, o sistema em malha fechada foi submetido a um torque propulsor com uma dinâmica de

1ª ordem, tendendo ao máximo valor para o qual o eixo propulsor foi projetado, dessa forma, não submetendo a planta a um torque elevado na partida. Esta abordagem aproxima a simulação de um caso mais realístico. Além disso, o sinal de entrada foi variado a cada 10s de forma a se observar o comportamento na resposta para os controlador PI e PI adaptativo, sendo os valores utilizados nesta sequência: 3600, 2000, 4000, 2500, 3600 e 2800.

Comportamento com o controlador PI

A resposta para o controlador PI pode ser visualizada na figura 4.49, bem como, a evolução com o tempo da variável manipulada na figura 4.50.

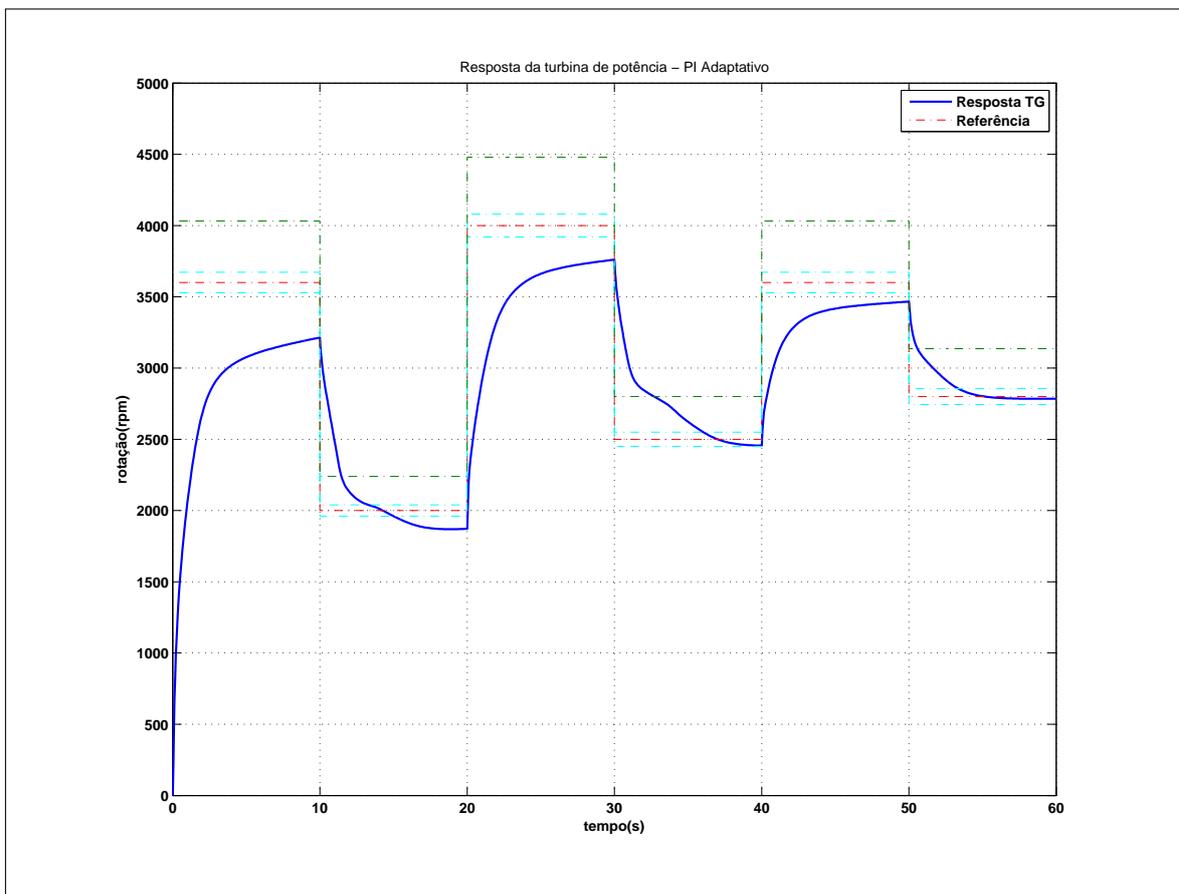


Figura 4.49: Resposta da turbina com controlador PI com a variação do sinal de referência.

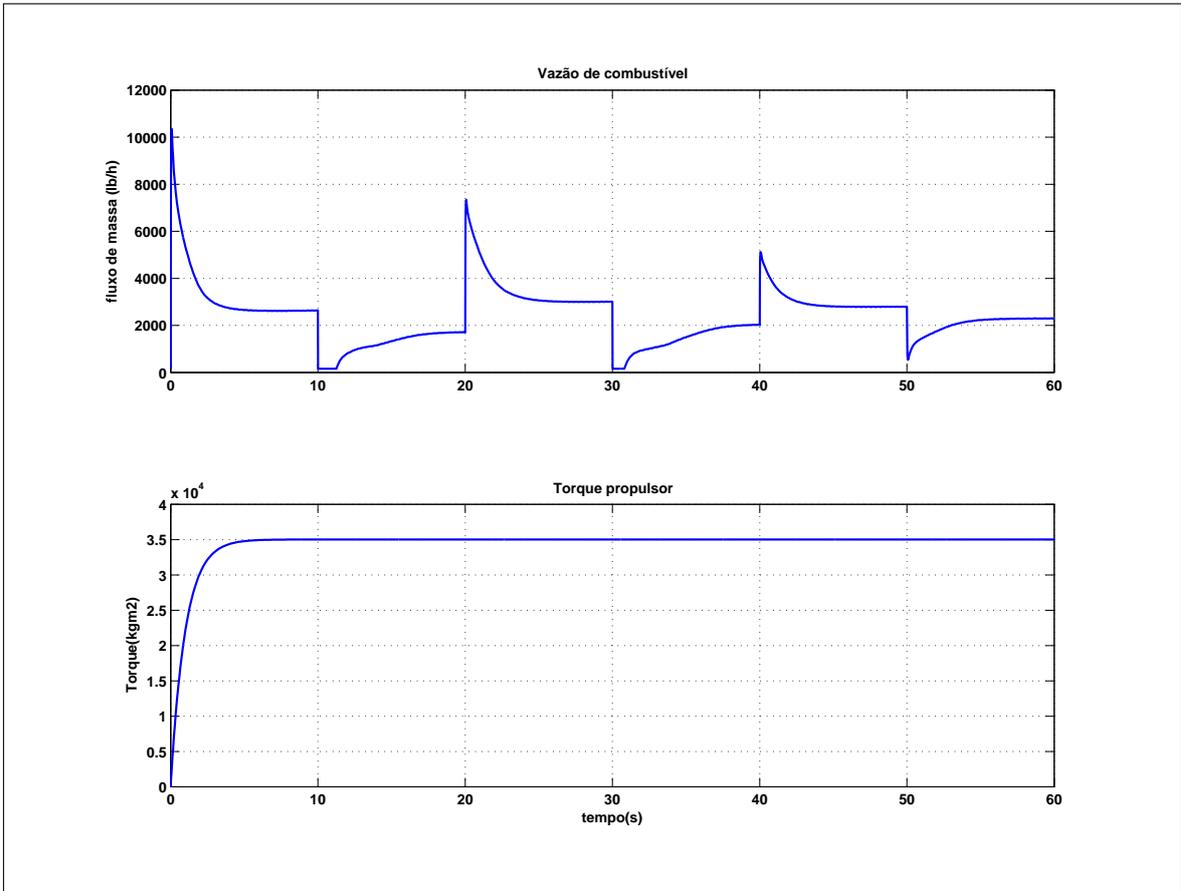


Figura 4.50: Evolução da variável manipulada com controlador PI com a variação do sinal de referência.

Através da figura que exibe a resposta da turbina é possível perceber que o desempenho esperado não é alcançado. O sistema não consegue responder a contento no período de 10 s quando é requerido um aumento de velocidade. Apesar de ser um tempo bem menor que o especificado, na condição sem carga o tempo de resposta era menor que 6 s.

Comportamento com o controlador PI adaptativo

A resposta para o controlador PI adaptativo pode ser visualizada na figura 4.51, bem como, a evolução com o tempo da variável manipulada na figura 4.52. Além disso, é possível verificar o comportamento adaptativo de variação dos parâmetros K_p e K_i na figura 4.53.

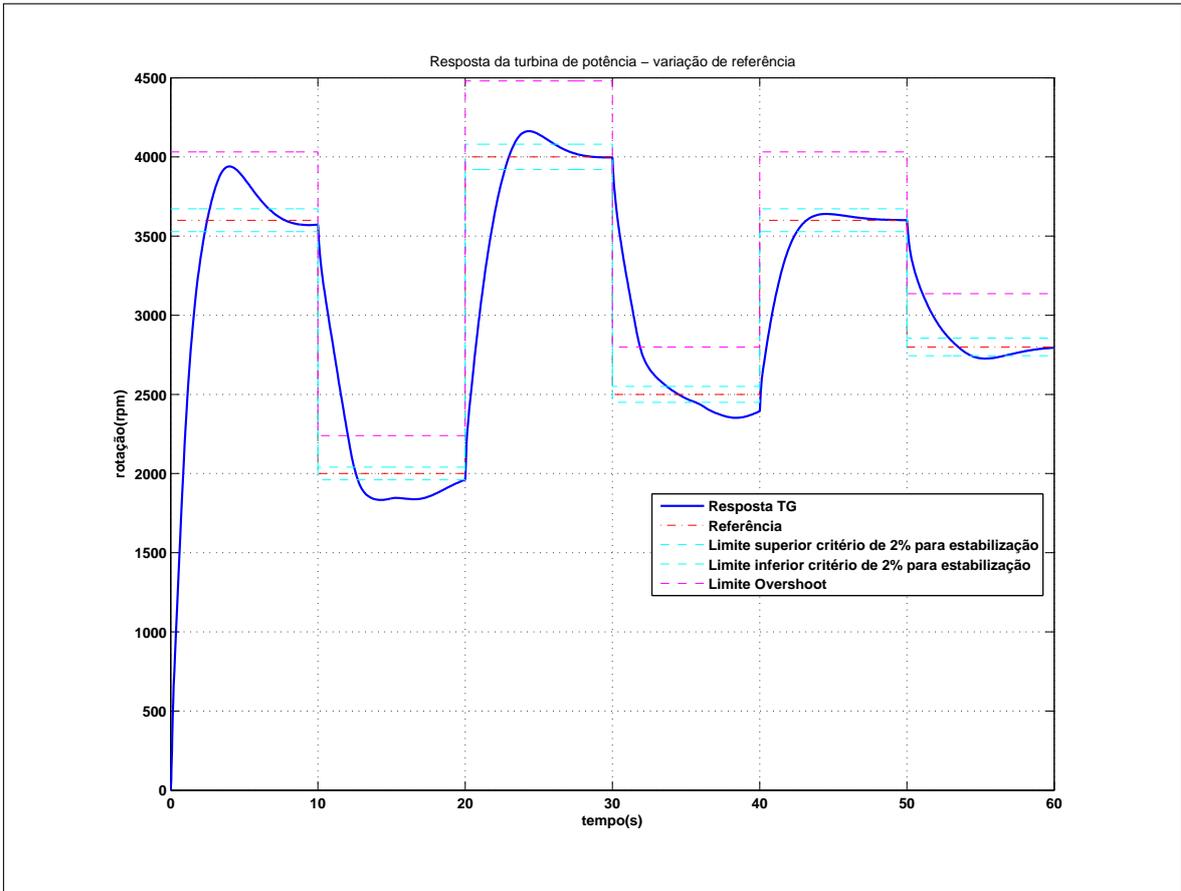


Figura 4.51: Resposta da turbina com controlador PI adaptativo com a variação do sinal de referência.

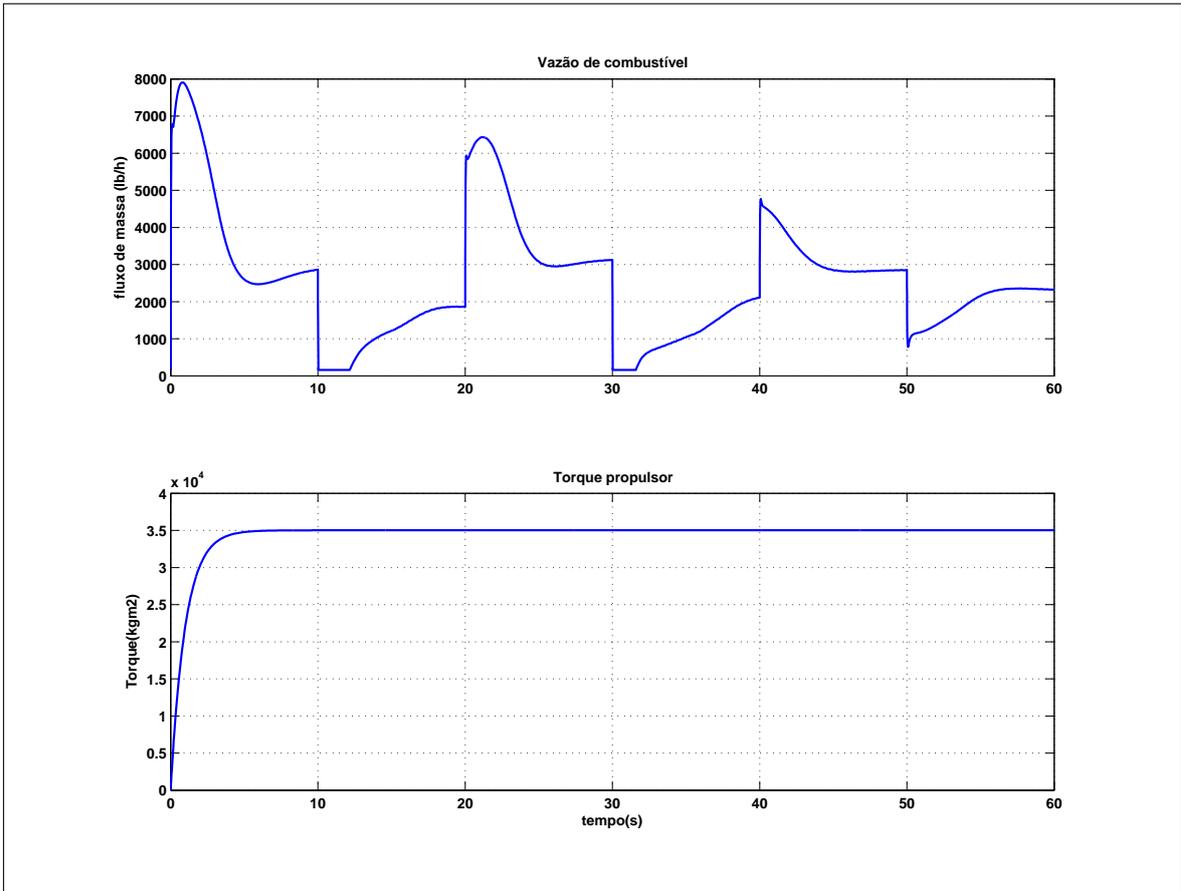


Figura 4.52: Evolução da variável manipulada com controlador PI adaptativo com a variação do sinal de referência.

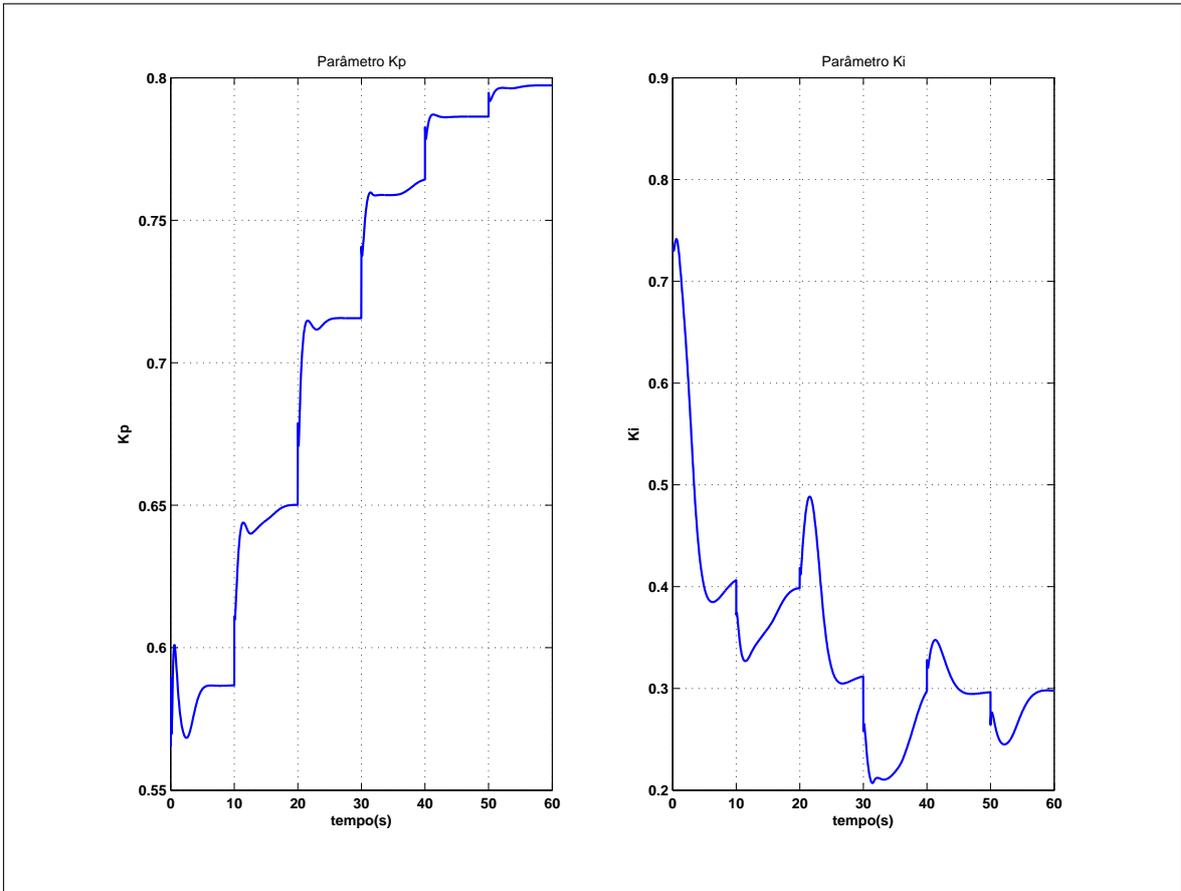


Figura 4.53: Processo de adaptação dos parâmetros do controlador PI adaptativo .

Comparação entre os controladores PI e PI adaptativo

Através das figuras 4.54 e 4.55, é possível comparar o desempenho entre ambos os controladores projetados.

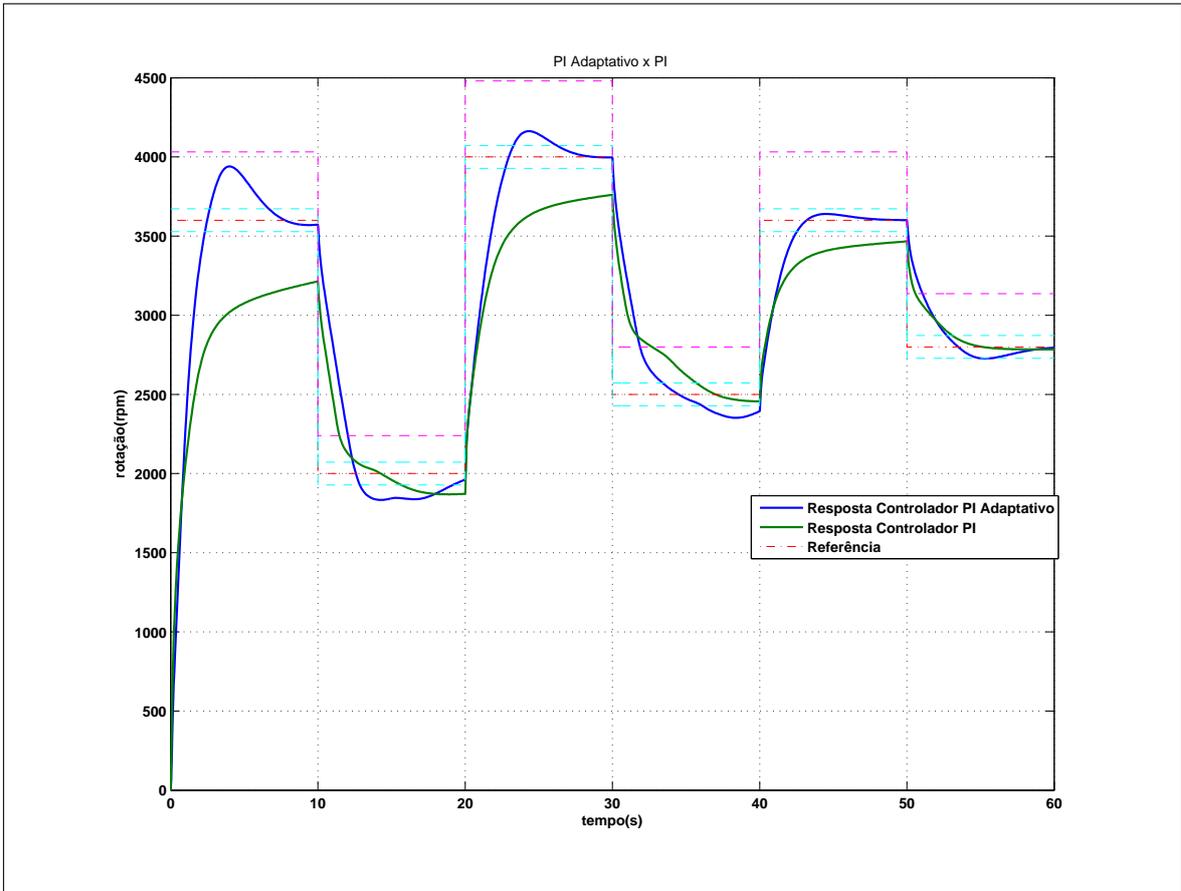


Figura 4.54: Comparação entre as respostas obtidas para os dois controladores projetados.

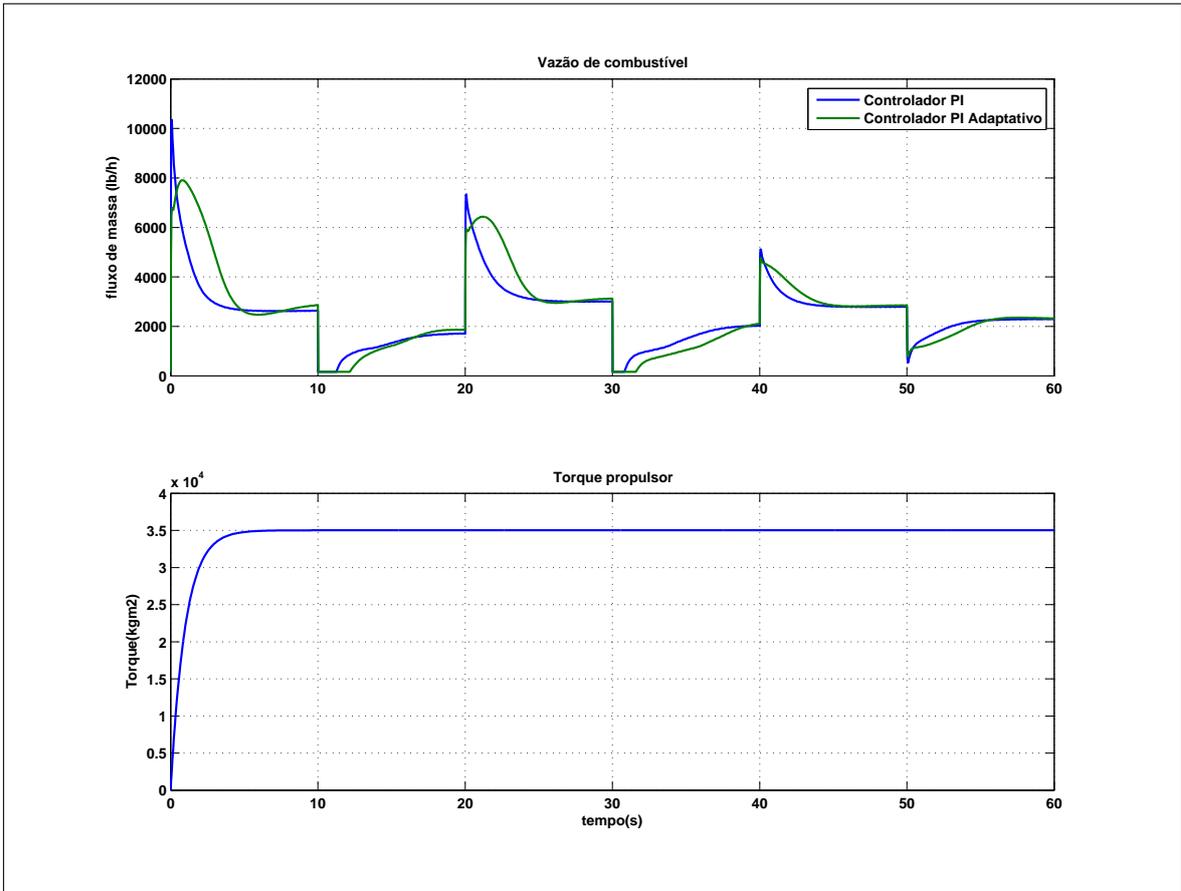


Figura 4.55: Comparação no efeito causado na variável manipulada por ambos os controladores.

Com o observado na primeira figura, vê-se que o desempenho em relação a capacidade de seguimento da trajetória do controlador adaptativo é superior se comparado ao PI.

Nos períodos em que se estabelece um aumento na velocidade de referência o controlador adaptativo consegue atingir a velocidade desejada, diferente do controlador PI.

Já na figura subsequente, um comentário a respeito do ponto de vista do desempenho econômico dos controladores pode ser realizado. O controlador PI mostrou-se com menor gasto de combustível nos momentos de aumento de velocidade, o que não acarretou numa vantagem em relação à versão adaptativa, pois ele não foi capaz alcançar as resposta desejadas nestes mesmos períodos.

4.4 Considerações finais

Apresentou-se neste capítulo a modelagem de uma turbina a gás aeroderivada e o desenvolvimento de controladores para o caso de uma aplicação numa planta

propulsora de um navio de guerra. O desenvolvimento dos controladores passaram de um caso mais simples (turbina sem uma carga aplicada) a casos que iriam requerer melhor desempenho devido à presença de um torque propulsor, aquele que se opõe ao torque motor gerado pela turbina, bem como, à variação do sinal de referência. Desta forma, avaliando-se a capacidade dos controladores na presença de um distúrbio e no seguimento de uma trajetória, no caso de uma sequência de degraus. Este tipo de simulação é algo similar ao que acontece numa aplicação real, sendo esta uma das tópicos procuradas no projeto e simulação dos controladores PI e PI adaptativo propostos neste capítulo. Com isso, as conclusões finais serão apresentadas no capítulo subsequente.

Capítulo 5

Conclusões

5.1 Introdução

Neste capítulo, são apresentadas as conclusões a respeito de cada etapa desenvolvida neste trabalho. Além disso, é realizada uma perspectiva sobre trabalhos futuros, desta forma, colaborando com a continuidade dos estudos voltados ao controle de turbinas a gás aplicadas à propulsão naval.

5.2 Importância das turbinas a gás na propulsão naval

Já na introdução deste trabalho, com base em [1], vimos a importância deste equipamento que tem dominado o mercado na área de propulsão naval militar, devido a características das turbinas como: elevada confiabilidade, elevada relação entre potência e volume, resposta rápida e considerável robustez.

Além da aplicação naval, a turbina é aplicada frequentemente em áreas como: propulsão aérea (aviões a jato e helicópteros), propulsão ferroviária, propulsão de tanques de guerra, geração de energia, aplicação no acionamento de equipamentos mecânicos, entre outras. Esta elevada gama de aplicações é um dos fatores que justifica o estudo de técnicas de controle que possam otimizar o desempenho das turbinas a gás, seja qual for o tipo de aplicação.

Em consonância com a importância do tema, controle de turbinas a gás, pôde-se verificar uma grande quantidade de estudos realizados num passado recente, tanto no exterior quanto no Brasil, tais como: artigos em conferências, em jornais técnicos, dissertações de mestrado e teses de doutorado. E, inclusive, novas publicações foram realizadas ao longo do desenvolvimento desta dissertação, mostrando a relevância acadêmica deste tipo de trabalho.

Contudo, apesar de corrente oferta de desenvolvimentos na modelagem e con-

trole dessas máquinas térmicas, quase todos os trabalhos realizados foram voltados para aplicações de propulsão aérea e geração de energia. Fato negativo face ao ressurgimento da indústria naval no Brasil, levando em conta o fomento de grandes instituições brasileiras na retomada do crescimento do projeto e fabricação de embarcações com o máximo de nacionalização, tanto em equipamentos quanto em mão-de-obra.

Levando-se em conta o decorrido, o estudo da modelagem e controle de equipamentos como as turbinas a gás é de suma importância, em particular, o da aplicação em propulsão de navios, tendo em vista, a relativamente pequena contribuição acadêmica existente nesta singular área.

5.3 A turbina a gás e modelagem

Ao longo do segundo capítulo, procurou-se apresentar os principais componentes de um gerador de gás, denominação para o conjunto chamado de turbina a gás, o qual é composto de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. Posteriormente, estes equipamentos foram correlacionados com o ciclo termodinâmico de Brayton, que modela a operação térmica deste tipo de máquina térmica no caso ideal.

Após essa rápida descrição, foi apresentado que, dependendo do tipo de objetivo e da etapa do ciclo de desenvolvimento da turbina, há diferentes tipos de modelagem. Dessa forma, os modelos voltados para o desenvolvimento de algoritmos de controle são de natureza determinística e baseados nas equações termodinâmicas, de acordo com [2], e dinâmicas, 2ª lei de Newton.

Foi visto que, de maneira genérica, para o desenvolvimento de um modelo de uma turbina de eixo único, basicamente, o uso de três equações é suficiente: uma baseada no balanço de energia mecânica (que define a rotação), outra baseada no balanço de massa (define a pressão) e uma última baseada na 1ª lei da termodinâmica, que consiste no balanço de energia térmica (que define a temperatura).

Com base nisto, foram apresentados os modelos não lineares de ordem simplificada, os quais apresentaram uma configuração típica de três malhas de controle em uma estrutura *override*: controle velocidade, controle de temperatura e controle de aceleração, sendo as duas últimas com a finalidade de garantir uma operação em segurança.

O trabalho apresentado por Rowen em [3], mostrou-se um marco ao propor um modelo simplificado generalizado para turbinas de eixo único que operassem dentro de uma reduzida faixa de operação em torno da velocidade nominal, sendo este tipo de modelagem ideal para turbinas que operassem sempre com um sinal de referência fixo, como é o caso das aplicadas em geração de energia.

Apesar deste tipo de modelo não ser voltado ao caso de interesse, por ser o objetivo controlar uma turbina aeroderivada de eixo duplo, ele serviu de base para o modelo de turbinas aeroderivadas apresentado em [35]. No qual, uma nova malha dinâmica é inserida e se refere à turbina de potência livre, onde há somente um acoplamento termofluídico entre ela e a turbina da saída do gerador de gás.

Contudo, todos os modelos não lineares simplificados se mostraram inviáveis para o presente estudo. Pois são voltados para aplicações similares ao caso de Rowen, que difere de aplicações onde o sinal de referência é variado por uma extensa faixa de operação, como é o caso de uma turbina aplicada na propulsão de um navio de guerra.

Dessa forma, modelos baseados nos da aviação, sem linearizações nas equações termodinâmicas, apresentaram-se como uma solução mais adequada ao estudo do controle das plantas de propulsão de embarcações.

5.4 Controle de turbinas a gás

No capítulo que atentou em apresentar as técnicas de controle mais utilizadas nas turbinas a gás, foi iniciado apresentando-se a malha típica ou de principal interesse nas turbinas a gás: a de controle de velocidade/rotação, algo reforçado por [56].

Foi visto que, antes da revolução dos sistemas de controle eletrônicos analógicos, o controle de uma turbina era realizado por equipamentos puramente mecânicos, após isto, o controle PID tomou conta deste nicho de mercado, algo ainda mais evidenciado com o advento do uso de computadores e controladores programáveis.

A importância do controle PID nas turbinas pode ser ainda observado no trabalho de Rowen e seus similares, os quais propõem estratégias PID ou alguma de suas variações (PI, PD, PI-D etc.) para as principais malhas de controle.

Entretanto, o controle PID é voltado para o controle de sistemas lineares (ou aproximadamente lineares perto do ponto de operação), algo que dificulta o controle de uma turbina numa faixa de operação extensa como é o caso em estudo deste trabalho. Portanto, um controlador puramente PID não consegue lidar com as não linearidades e particularidades deste tipo de equipamento ao longo de toda a faixa de operação, segundo [38].

Daí, fica evidente a necessidade de abordagens mais avançadas que o PID clássico neste tipo de sistema.

Dentre as técnicas de controle mais utilizadas nas referências consultadas se destacavam as de controle ótimo e as técnicas adaptativas.

5.5 Controle da turbina LM2500

Esta parte do presente estudo foi voltada para a apresentação da turbina LM2500 utilizada nas corvetas da Marinha do Brasil. Foram expostas suas principais características, bem como, um histórico de evolução e desenvolvimento até a chegada do modelo atual desta máquina.

O modelo da LM2500 desenvolvido em [54] foi apresentado em conjunto com o do MFC. A utilização do MFC se mostrou inviável no atual cenário de desenvolvimento tecnológico dos sistemas de controle para turbinas a gás, estas sendo fornecidas com controladores puramente eletrônicos em detrimento dos hidromecânicos, como é o caso do MFC.

A partir desta constatação, o modelo foi alterado através da retirada do modelo do MFC e em seu lugar foi inserida a dinâmica de uma válvula proporcional. Após isto, verificou-se a necessidade do projeto de um controlador, pois a resposta em malha fechada do modelo da planta não atenderia às especificações requeridas.

Em face do exposto, dois controladores uma PI e outra PI adaptativo, baseado em [60] e [59], foram utilizados para o problema de controle de velocidade da turbina.

O projeto dos controladores foi elaborado com base na resposta a um degrau da rotação nominal da turbina sem carga aplicada, simulando os testes de sintonia e projeto em bancada na fábrica, etapa inicial de desenvolvimento dos controles.

Para o desenvolvimento do controlador PI foi utilizada uma técnica de otimização disponível no Matlab/simulink, determinando-se os ganhos do controlador ótimos para a especificação desejada e o respectivo sinal de referência.

Nesta etapa de desenvolvimento, ambos os controladores atenderam ao especificado e apresentaram resultados semelhantes para uma turbina sem carga, com uma pequena vantagem no tempo de resposta para o controlador adaptativo.

Nas etapas seguintes foram testados os desempenhos dos controladores para dois casos. O primeiro com a presença de uma carga variável e sinal de referência fixo. Posteriormente, o caso de uma carga fixa e variação no sinal de entrada do sistema. Dessa forma, avaliando-se os controladores quanto a capacidade de rejeição à distúrbios e a capacidade de seguimento de trajetória.

A versão adaptativa apresentou resultados superiores ao caso do PI convencional. Isto se deve não apenas ao fato do controlador PI sintetizado não ser ótimo fora das suas condições de projeto, mas também à simplicidade e rápida capacidade de adaptação do algoritmo adaptativo utilizado.

Algo relevante a ser constatado neste estudo, é que apesar do elevado grau de maturação atual no estudo e projeto de controladores adaptativos, estes perdem quando comparados a controladores PID na aplicação em problemas reais, segundo [59].

Dessa forma, a principal colaboração deste trabalho é utilizar, numa turbina a gás, um algoritmo de controle PID combinado ao controle adaptativo de forma simples e rápida, de fácil utilização, com isso, conferindo-lhe maior robustez e diminuindo a sensibilidade a variações dos parâmetros da planta. Além disso, visa resolver o problema de sintonia dos parâmetros PID numa planta aplicada na propulsão de um navio de guerra, eliminando a dependência de elevada experiência necessária para a sintonia das malhas de controle e um prévio conhecimento, entendimento a respeito da planta.

5.6 Considerações para estudos futuros

Um campo ainda pouco investigado no problema de controle das turbina a gás é a utilização de estratégias adaptativas baseadas em computação evolutiva. Tal técnica mostrou-se promissora em [62] e abre um novo campo de estudos neste tipo de problema.

Um fator ainda não estudado é a utilização de outras técnicas adaptativas no problema de controle de velocidade de uma turbina a gás. Poder-se-ia investigar o potencial do controle adaptativo *backstepping* na regulação de velocidade de uma turbina a gás. Além disso, técnicas de controle adaptativo robusto poderiam ser utilizadas neste mesmo problema.

Um fator importante a ser ainda considerado é o impacto da performance do controlador da turbina na melhoria de desempenho do navio como um todo.

Por fim, um desafio futuro é a aplicação do controlador projetado num problema real. Com isso, comparar-se-ia os resultados obtidos nas simulações com os dados experimentais.

Referências Bibliográficas

- [1] WOODYARD, D. *Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. Oxford, Elsevier, 2009.
- [2] KULIKOV, G., THOMPSON, H. A. *Dynamic Modelling of Gas Turbines: identification, simulation, condition monitoring and optimal control*. London, Springer-Verlag, 2004.
- [3] ROWEN, W. “Simplified Mathematical Representations of Heavy Duty Gas Turbines”, *Journal of Engineering for Power*, v. 105, pp. 865–870, Outubro 1983.
- [4] AILER, P. “Mathematical modeling of a low-power gas turbine engine and its control system”. In: *International Council of the Aeronautical Sciences Congress*, 7.5.2, Harrogate, UK, 28 August – 1 September 2000.
- [5] AILER, P., SZEDERKÉNYI, G., HANGOS, K. “Mathematical and model simplification of a low power gas turbine”. In: *5th International PhD Workshop on Systems and Control a Young Generation Viewpoint.*, Balatonfüred, Hungary, 8-11 September 2004.
- [6] CENTENO, P., EGIDO, I., DOMINGO, C., et al. “Review of the gas turbine models for power system stability studies”. In: *The 9th Spanish-Portuguese Congress on Electrical Engineering*, Marbella, Málaga, SPA, 30 June - 2 June 2005. 2005.
- [7] BURLAMAQUI, F. A. C., GÓES, L. C. S., OLIVEIRA, A. B. V., et al. “Dynamic modelling nonlinear and control system for a turboshaft”. In: *12th Pan-American Congress of Applied Mechanics*, Port of Spain, Trinidad, 02–06 January 2012.
- [8] HANNETT, L., KHAN, A. “Combustion Engine Dynamic Model Validation form Tests”, *IEEE Transactions on Power Systems.*, v. 8, pp. 152–158, Fev 1993.

- [9] ZANG, X., LIU, J., WANG, Z. “An immune bidirectional regulation-based decoupling control in single shaft gas turbine plant”. In: *3th Asia International Conference on Modelling and Simulation*, Bandung, Bali, Indonesia, 25 - 29 May 2009.
- [10] EVANS, C., CHIRAS, N., GUILLAUME, P., et al. “Multivariable modelling of gas turbine dynamics”. In: *ASME Turbo Expo Congress. GT-0018*, New Orleans, Louisiana, USA, June 2001.
- [11] SHALAN, H., HASSAN, M., BAHGAT, A. “Parameter Estimation and Dynamic Simulation of Gas Turbine Model in Combined Cycle Power Plants Based on Actual Operational Data”, *Journal of American Science*, v. 7, n. 5, pp. 303–310, May 2011.
- [12] TAVAKOLI, M. R. B., VAHIDI, B., GAWLIK, W. “An Educational Guide to Extract the Parameters of Heavy Duty Gas Turbines Model in Dynamic Studies Based on Operational Data”, *IEEE Transactions Power Systems*, v. 24, pp. 1366–1374, 2009.
- [13] EVANS, C., REES, D., HILL, D. “Frequency-domain Identification of Gas Turbine Dynamics”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 6, n. 6, 1998.
- [14] ARKOV, V., EVANS, C., FLEMING, P., et al. “System Identification Strategies Applied to Aircraft Gas Turbine Engines”, *Annual Reviews in Control*, v. 24, pp. 67–81, 2000.
- [15] RUANO, A., ET AL. “Nonlinear Identification of Aircraft Gas Turbine Dynamics”, *Neurocomputing*, v. 55, pp. 551–579, March 2005.
- [16] BOMBERGER, J., SEBORG, D. “Determination of Model Order for NARX Models Directly from Input-output Data”, *Journal of Process Control*, v. vol. 8, n. 5–6, pp. 459–468, 2003.
- [17] GAO, Z., DAI, X., BREIKIN, T., et al. “High-gain observer-based parameter identification with application in a gas turbine engine”. In: *17th World Congress the International Federation of Automatic Control*, Seoul, Korea, 6-11 July 2008.
- [18] WHALLEY, R., EBRAHIMI, M. “Automotive gas Turbine Regulation”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 12, n. 3, pp. 465–473, May 2004.

- [19] SILVA, V., FLEMING, P., KHATIB, W. “Control System Design for a Gas Turbine Engine using Evolutionary Computing for a Multidisciplinary Optimization”. In: *Sba Controle & Automação [online]*, v. vol. 18, n. 4, pp. 471–478, Natal, RN, Outubro-Dezembro 2007.
- [20] MU, J., REES, D., EVANS, C., et al. “Design of optimum controllers for a gas turbine engines”. In: *The 4th Asian Control Conference*, Singapore, 25-27 September 2002.
- [21] PINTO, F., PELLANDA, P., LIMA, K. “Identification and compensator design of an aero-derivative gas turbine applied to ship propulsion”. In: *21st International Congress of Mechanical Engineering*, Natal, RN, Brazil, 24-28 October 2011.
- [22] PONGRÁCZ, B., AILER, P., HANGOS, K., et al. “Nonlinear Reference Tracking Control of a Gas Turbine with Load Torque Estimation”, *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, v. 22, pp. 757–773, October 2008.
- [23] MU, J., REES, D. “Approximate model predictive control for gas turbine engines”. In: *Proceedings of the American Control Conference, FrP16.3*, Boston, Massachusetts, USA., 30 June - 2 July 2004.
- [24] XU, A., ZHENG, Y., YU, H. “Research on the application of model free adaptive (MFA) control in gas turbine”. In: *The 9th International Conference on Electronic Measurement & Instruments*, pp. 3–902 – 3–908, Shenyang, China,, August 2009.
- [25] CHIPPERFIELD, A., BICA, B., FLEMING, P. “Fuzzy Scheduling Control of Gas Turbine Aero-engine: a multiobjective approach”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v. 49, 2002.
- [26] WANG, Z., LI, S. “Simulation study on fuzzy PID control of gas turbine generating stes speeds”. In: *IEEE International Conference on Intelligent Computing and Intelligent Systems*, v. 2, pp. 725–728, November 2009. Harbin, China.
- [27] CARRERA, R. *Modelagem Dinâmica e Controle de Turbinas a Gás*. Tese de Mestrado, Instituto de Tecnologia da Aeronáutica, São José dos Campos, SP, Brasil., 2006.
- [28] REBOUÇAS, R. R. *Modelagem, Simulação e Controle de Turbinas a Gás*. Tese de Mestrado, Instituto de Tecnologia da Aeronáutica, São José dos Campos, SP, Brasil., 2009.

- [29] SKJETNE, R., FOSSEN, T. “On integral control in backstepping: analysis of different techniques”. In: *Proceeding of the 2004 American Control Conference*, v. vol.2, pp. 1899 – 1904, Boston, Massachusetts, USA, June 30 - July 2 2004.
- [30] KRSTIC, M., PROTZ, J., PADUANO, J., et al. “Backstepping designs for jet engine stall and surge control”. In: *Proceedings of the 34th Conference on Decision & Control*, pp. 3049–3055, December 1995.
- [31] KRSTIC, M., KOKOTOVIC, P. “Lean backstepping design for a jet engine compressor model”. In: *Proceedings of the 4th IEEE Conference on Control Applications*, pp. 1047–1052, September 1995.
- [32] MAGGIORE, M., PASSINO, K. “Output feedback control for stabilizable and incompletely observable nonlinear systems: jet engine stall and surge control”. In: *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 3626–3630, June 2000.
- [33] SHAPIRO, H. N., MORAN, M. *Fundamentals of Thermodynamics*. Scotprint, East Lothian, Ed. London, 2006. Cap. 9.
- [34] BOYCE, M. *Gas Turbine Engineering Handbook*. 2th ed ed. Houston, Gulf Professional Publishing, 2001.
- [35] YEE, S., MILANOVIC, HUGHES, F. “Overview and comparative analysis of gas turbine models for system stability studies”, *IEEE Transactions on Power Systems*, v. 23, n. 1, pp. 108–118, 2008.
- [36] HANNETT, L., JEE, G., FARDANESH, B. “A governor/turbine model for a twin-shaft combustion engine”. In: *IEEE Transactions Power Systems*, v. vol. 10, pp. 133–140, February 1995.
- [37] RAZAK, A. M. Y. *Industrial gas turbines: Performance and operability*. Boca Raton, NW, CRC Press, 2007.
- [38] MU, J., REES, D., LIU, G. “Advanced controller design for aircraft gas turbines engines”. In: *Control Engineering Practice*, v. 13, pp. 1001 – 1015. Elsevier, August 2005.
- [39] SLOTINE, J., LI, W. *Applied Nonlinear Control*. Englewood Cliffs, NJ, Upper Saddle River, 1991.
- [40] TAO, G. *Adaptive Control Design and Analysis*. Hoboken, NJ, Wiley, 2003.

- [41] LANDAU, I., LOZANO, R., M'SAAD, M., et al. *Adaptive Control*. 2nd ed. London, Springer, 2011.
- [42] ASTROM, K., WITTENMARK, B. *Adaptive Control*. 2nd ed. Boston, Addison-Wesley, 1995.
- [43] TALAQ, J., AL-BASRI, F. “Adaptive Fuzzy Gain-Schedule for Load-frequency Control”, *IEEE Transactions Power Systems*, v. 14, n. 1, pp. 145–150, February 1999.
- [44] SCHWARZENBACH, J., HARLAND, G. “Design analysis of model reference adaptive control systems applied to a gas turbine aircraft engine”, *Proceedings of the Institution of Electrical Engineers*, v. 115, n. 3, pp. 460–466, March 1968.
- [45] PEREZ, R. “Model reference control of a linear plant with feedthrough element”. In: *IEEE International Conference on Systems Engineering*, pp. 81–84, Dayton, OH, USA, August 1993.
- [46] PEREZ, R. “Model reference control of a gas turbine engine”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, v. 210, pp. 291–296, 1996.
- [47] KRSTIC, M., BANASZUK, A. “Multivariable adaptive control of instabilities arising in jet engines”, *Control Engineering Practice*, v. 14, pp. 833–842, 2006.
- [48] DENG, W., HUAGUANG, Z. “Fuzzy Neural Networks Adaptive Control of Micro Gas Turbine with Prediction Model”. In: *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control*, pp. 1053–1058, 2006.
- [49] GRAVDAHL, J. *Modeling and Control of Surge and Rotating Stall in Compressors*. Tese de Doutorado, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 1998. Department of Engineering Cybernetics.
- [50] THOMA, M., MORARI, M. *Adaptive Backstepping Control of Uncertain Systems: Nonsmooth Nonlinearities, Interactions or Time-Variations*. Berlin, GE, Springer, 2008.
- [51] HADDAD, W., CHELLABOINA, V. *Nonlinear Dynamical Systems and Control: A Lyapunov-Based Approach*. Princeton, NJ, Princeton University Press, 2008.

- [52] GE. *LM2500 Simplified Non-linear Engine and Control System Simulation*. General Electric, Cincinnati, Ohio, September 1992.
- [53] GE. *Manual LM2500*. GENERAL ELECTRIC: Evendale Technical Training School, January 1984. GEK 50-428.
- [54] USP. *Modelagem e Simulação do Sistema de Propulsão Ú Corveta Barroso*. Relatório técnico, LABORATÓRIO DE AUTOMAÇÃO E CONTROLE – POLI – Universidade de São Paulo, 2006.
- [55] GE. *LM2500 Marine Gas Turbine Technical Manual*. GENERAL ELECTRIC, Cincinnati, Ohio, June 1992. GEK 50501.
- [56] YU, Y., CHEN, L., SUN, F., et al. “Matlab/Simulink-based simulation for a digital-control system of a marine three-shaft gas-turbine”, *Applied Energy*, v. 80, pp. 1–10, 2005.
- [57] YAO, S., ZHANG, J. “Simulink-based Modular Modeling of a Marine Three-shaft Gas Turbine for Performance Study”. In: *Power and Energy Engineering Conference Asia-Pacific*, Shanghai, March 2012. IEEE.
- [58] MATHWORKS. *Simulink Design Optimization User’s Guide (R2010b)*, 2010.
- [59] EL RIFAI, K. “Nonlinearly Parameterized Adaptive PID Control for Parallel and Series Realization”. In: *American Control Conference*, pp. 5150 – 5155, St. Louis, MO, June 2009.
- [60] GHANEM, S., SHIBLY, H., SOEFFKER, D. “Enhanced Adaptive Controller using Combined MRAC and STC Adaptive Control Approaches for the Control of Shape Memory Alloy Wire”. In: *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science*, v. vol. II, San Francisco, USA, October 20–22 2010.
- [61] EVANS, C. “Testing and modelling aircraft gas turbine: an introduction and overview”. In: *UKACC International Conference on Control*, v. vol. 2, pp. 1361 – 1366, Swansea, Wales, 1–4 September 1998.
- [62] KHALILPOUR, M., VALIPOUR, K., RAZMJOOY, N. “Designing a robust and adaptive PID controller for gas turbine connected to the generator”, *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, v. 5, pp. 1544–1551, 2013.