

VÍTOR PEREIRA FARIA

MODELAGEM E CONTROLE DE MICROTURBINA A GÁS DO TIPO  
SPLIT-SHAFT

São Paulo  
2010

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

VÍTOR PEREIRA FARIA

MODELAGEM E CONTROLE DE MICROTURBINA A GÁS DO TIPO  
SPLIT-SHAFT

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de mestre em  
Engenharia.

São Paulo  
2010

VÍTOR PEREIRA FARIA

MODELAGEM E CONTROLE DE MICROTURBINA A GÁS DO TIPO  
SPLIT-SHAFT

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de mestre em  
Engenharia.

Área de Concentração:  
Engenharia de Energia e Fluidos

Orientador:  
Prof. Titular Jurandir Itizo Yanagihara

São Paulo  
2010

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho em memória de meu avô.

## AGRADECIMENTOS

Ao professor Jurandir Itizo Yanagihara pela orientação, paciência e compreensão.

À CAPES pelo apoio financeiro.

Aos amigos pela participação direta e indireta, seja ela nas corridas no fim do dia, nas pizzadas e churrascos, ou seja pelas conversas filosóficas e conselhos.

À família pelo apoio e presença, sempre me incentivando ao longo desse caminho.

À Universidade de São Paulo pela oportunidade de poder fazer parte de uma das maiores universidades do mundo.

Segundo a perene e imutável lei deste mundo, tudo é criado, tudo desaparece, motivado por uma série de causas e condições; tudo muda, nada permanece inalterável.

(Siddharta Gautama)

## RESUMO

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento do modelo de uma microturbina a gás do tipo *split-shaft* com sistema de controle por retro-alimentação. Uma revisão bibliográfica dos trabalhos sobre controle de turbinas a gás indicou que praticamente inexistem trabalhos focando este tipo de turbina. O modelo foi desenvolvido a partir da geometria básica da turbina, aplicando-se os fundamentos de termodinâmica, mecânica newtoniana e mecânica dos fluidos mencionando os usos da primeira lei da termodinâmica, teoria de momento angular e atrito viscoso entre outros. O trabalho descreve os componentes, materiais e controles que podem ser usados em uma turbina *split-shaft*. O modelo foi simulado primeiramente sem controle e posteriormente com controle. Através dos resultados da simulação do modelo sem controle puderam ser vistos fenômenos que podem ocorrer em um sistemas desse tipo como picos de temperatura, influência de uma turbina sobre a outra e a variação de injeção de combustível devido à variação de pressão na câmara de combustão entre outros. Para o modelo controlado, foram testados os controles PI, PID, PI-D, I-PD e PI-PD com *feedback* negativo. A escolha dos parâmetros de cada controle foi determinada pelo método ITAE dentro de um intervalo para cada parâmetro. O controle escolhido foi o PI-D por seu melhor desempenho e maior simplicidade. O controle fez com que as temperaturas de pico abajassem em relação ao sistema sem controle e a rotação do gerador de energia elétrica foi mantida com uma variação máxima menor que 1% em relação à rotação de referência. Uma modelagem foi feita para um sistema lubrificante seguindo os mesmos princípios da modelagem da turbina *split-shaft*. Usou-se fundamentos de mecânica newtoniana e mecânica dos fluidos, com o equacionamento da conservação da quantidade de movimento, perdas de pressão localizada e distribuída entre outros. O modelo foi simulado primeiramente sem controle e posteriormente com controle. Através do modelo sem controle viu-se os efeitos do aumento da perda de carga em um dos ramos do sistema e os efeitos de uma entrada de referência em degrau. Esses efeitos são as variações das perdas no sistema e a variação do fluxo nos ramos do sistema. Para o modelo controlado foram testados os controles PI e PI-D com *feedback* negativo. Utilizou-se o método

ITAE dentro de um intervalo para escolha dos parâmetros. O controle escolhido foi o PI porque a diferença de desempenho não foi significativa e a parte derivativa poderia tornar o erro maior devido à forma como o sistema foi modelado. A variável de processo foi controlada e os efeitos da variação de perda de carga em um dos ramos do sistema pôde ser observada. Os modelos são constituídos de várias partes simples, cada qual pode ser substituída por um modelo mais preciso. Assim, a modelagem funciona como um guia, mostrando as partes principais do sistema e podendo fornecer dados para para a elaboração de novos modelos.

Palavras-chave: Turbina *split-shaft*. Modelagem. Simulação. Controle PID.

## ABSTRACT

The objective of the present work is the development of the model of a split-shaft micro gas turbine with feed back control system. A bibliographical review of the works on control of gas turbines indicated that there are very few works dealing this type of gas turbines. The model was developed starting from the basic geometry of the turbine and applying the fundamentals of thermodynamics, newtonian mechanics and fluid mechanics. The components, materials and controls which can be used in a split-shaft turbine are described. The model is simulated firstly without control and later with control. The results showed that, for the uncontrolled model, typical phenomena which may happen in this type of system are seen such as temperature peaks, influence of one turbine on the other and fuel injection variation due to combustion chamber pressure variation amongst others. For the controlled model, the controls PI, PID, PI-D, I-PD and PI-PD with negative feedback are tested. The parameters choice of each control is determined by the ITAE method whitin an interval for each parameter. The PI-D control was chosen for its best performance and simplicity. The control made the peak temperatures lower than the uncontrolled system and the electricity generator rotation error was kept under 1% with respect to the reference value. A modeling is done for a lubrication system following the same principles of the split-shaft turbine modeling. Conservation laws of mechanics and fluid mechanics are used, such as momentum conservation and energy conservation equations (pressure loss). The model is simulated firstly without control and later with control. For the uncontrolled model, the effects on increasing the head loss in one branch of the system and the effects for a step reference was showed. These effects are the variations of system losses and the flow variation in the system branches. For the controlled model, the PI and PI-D controls with negative feedback were tested. The parameters choice of each control is determined by the ITAE method whitin an interval for each parameter. The PI control was chosen because the performance difference was not significant and the derivative part could turn the error bigger due to the way the system was modelled. The process variable was controlled and the effects on the variation head loss in one of the system branches was observed. The models have many simple parts; each one can be replaced by a more complex one if

necessary. Thus, the present modeling may be used as guide for future improvements.

Keywords: Split-shaft turbine. Modeling. Simulation. PID Control.

# LISTA DE SÍMBOLOS

## VARIÁVEIS

$A$	área
$B$	amortecimento viscoso
$c_p$	calor específico a pressão constante
$c_v$	calor específico a volume constante
$C$	constante
$d$	diâmetro de cilindro
$D$	diâmetro de tubulação
$\dot{E}$	potência no volume de controle
$F$	força
$g$	aceleração gravitacional
$h$	entalpia
$J$	momento de inércia
$k$	coeficiente de processo isoentrópico ou constante de mola
$k_p$	constante de controle proporcional
$k_i$	inverso do tempo integrativo
$k_d$	tempo derivativo
$k_{p1,realimentação}$	constante de controle proporcional no ramo de realimentação
$K$	constante de perda de pressão
$L$	comprimento
$m$	massa
$\dot{m}$	vazão mássica
$M$	torque
$M_p$	sobre-sinal
$n$	coeficiente politrópico
$N$	redução
$P$	pressão
$PCI$	poder calorífico inferior

$Q$	vazão volumétrica
$\dot{Q}$	perda de calor
$r$	raio
$RP$	razão de pressão
$t$	tempo
$t_s$	tempo de acomodação
$T$	temperatura
$\bar{T}$	temperatura média
$u$	energia interna
$vol$	volume
$\dot{vol}$	vazão volumétrica
$V$	velocidade
$\dot{V}$	aceleração
$x$	deslocamento da válvula de combustível
$y$	altura de filme viscoso
$\dot{W}$	potência
$Z$	altura
$\alpha$	constante de ajuste
$\eta$	rendimento
$\mu$	viscosidade dinâmica
$\omega$	velocidade angular
$\dot{\omega}$	aceleração angular
$\omega_n$	frequência natural
$\rho$	massa específica
$\tau$	cisalhamento
$\zeta$	coeficiente de amortecimento

## SUBSCRITO

1	ponto 1
12	do ponto 1 para ponto 2

2	ponto 2
23	do ponto 2 para o ponto 3
2s	ponto 2 isoentrópico
3	ponto 3
34	do ponto 3 para o ponto 4
4	ponto 4
45	do ponto 4 para o ponto 5
4s	ponto 4 isoentrópico
5	ponto 5
<i>amb</i>	ambiente
<i>ar</i>	fluido de trabalho sendo o ar
<i>atm</i>	atmosférica
<i>B</i>	bomba
<i>B1</i>	primeiro tê do sistema lubrificante
<i>B2</i>	segundo tê do sistema lubrificante
<i>comb</i>	combustível
<i>C</i>	compressor
<i>CC</i>	câmara de combustão
<i>CTA</i>	turbocompressor
<i>dem</i>	demanda
<i>e</i>	algo que entra
<i>ent</i>	entrada
<i>eq</i>	equivalente
<i>E</i>	engrenagem
<i>fluido</i>	fluido
<i>Ger</i>	gerador
<i>i</i>	índice genérico
<i>influência</i>	influência de uma turbina sobre a outra
<i>InjComb</i>	injeção de combustível
<i>liq</i>	valor líquido
<i>lub</i>	lubrificante
<i>máx</i>	máximo
<i>M1</i>	mancal do turbocompressor

<i>M2</i>	mancal da turbina de baixa pressão
<i>Óleo</i>	óleo
<i>real</i>	valor da variável considerando todos os efeitos
<i>RP</i>	razão de pressão
<i>s</i>	algo que sai ou indicação de processo isoentrópico
<i>saída</i>	saída
<i>total</i>	total
<i>T</i>	turbina
<i>TA</i>	turbina de alta pressão
<i>TB</i>	turbina de baixa pressão
<i>válv</i>	válvula de combustível
<i>valv1</i>	válvula manual do sistema lubrificante
<i>visc</i>	referente ao atrito viscoso

# SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	OBJETIVO .....	18
1.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2	DESCRIÇÃO DE UMA TURBINA A GÁS.....	27
2.1	COMPRESSOR .....	28
2.2	CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	31
2.3	TURBINA DE ALTA PRESSÃO E DE BAIXA PRESSÃO .....	35
2.4	EVOLUÇÃO DOS MATERIAIS E REVESTIMENTOS .....	39
2.5	INSTRUMENTAÇÃO.....	39
2.6	CONTROLE .....	41
2.7	SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO .....	43
2.8	CAIXA DE REDUÇÃO.....	44
3	MODELAGEM .....	45
3.1	MODELAGEM DO SISTEMA TÉRMICO DA TURBINA.....	45
3.2	MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA TÉRMICO .....	48
3.3	MODELAGEM DO SISTEMA MECÂNICO.....	57
3.4	MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA MECÂNICO .....	57
3.5	MODELAGEM DO SISTEMA LUBRIFICANTE .....	69
3.6	MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA LUBRIFICANTE.....	70
3.7	APRESENTAÇÃO DOS DIAGRAMAS DO SIMULINK DO SISTEMA DA TURBINA SPLIT-SHAFT .....	78
3.8	DIAGRAMA DO SIMULINK DO SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO .....	82
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES PARA OS SISTEMAS SEM CONTROLE .....	85
4.1	TURBINA SPLIT-SHAFT.....	85
4.2	SISTEMA LUBRIFICANTE.....	100

5	SISTEMAS COM CONTROLE, RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	110
5.1	CONTROLE .....	110
5.2	Turbina a gás <i>split-shaft</i> .....	113
5.3	Sistema Lubrificante.....	116
5.4	Resultados para o sistema da turbina a gás <i>split-shaft</i> com controle.....	118
5.5	Resultados para o sistema lubrificante com controle .....	131
6	Conclusão.....	137
6.1	Trabalhos futuros .....	140
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	141
	APÊNDICE A – CONSTANTES E FÓRMULAS PARA O CÁLCULO DOS MOMENTOS DE INÉRCIA E AMORTECIMENTO VISCOZO .....	144

## 1 INTRODUÇÃO

Devido à crescente demanda de energia e à escassez de recursos renováveis como usinas hidrelétricas e eólicas torna-se necessário o uso de termelétricas. As termelétricas têm uma grande vantagem por poderem ser implementadas perto dos centros onde há a demanda por esse tipo de energia.

As termelétricas podem funcionar com diversos tipos de combustíveis. As termelétricas convertem o calor fornecido pela queima do combustível em energia para movimentar as turbinas e compressores. As turbinas por sua vez produzem energia necessária para movimentar um gerador de energia elétrica e assim esta energia pode ser distribuída entre os consumidores. Nessas termelétricas, em geral, são usadas turbinas de grande porte do tipo *Heavy-duty*.

Atualmente com a necessidade de energia elétrica mais localizadas em certas fábricas e indústrias, e com o barateamento dos materiais e custos de implantação e manutenção de microturbinas, essas se tornam uma solução interessante. As potências dessas microturbinas podem chegar até 350 kW.

Há vários esquemas de turbinas e microturbinas que podem ser usadas. Podem ser citadas turbinas com multi-estágios de expansão com eixo único e com compressores também de multi-estágios, com ou sem refrigeração das pás, tomadas do fluido de trabalho para regeneração ou refrigeração para aumentar a eficiência do ciclo e turbinas com mais de um eixo. Esse último tipo de configuração, onde não há conexão entre os eixos, é geralmente utilizada para tração mecânica, mas pode ser usada para produção de energia elétrica também. Como exemplo de tração mecânica podem ser citados os tanques de guerra, os helicópteros, as locomotivas e as embarcações.

Essas turbinas com eixos desconectados são conhecidas por turbinas *split-shaft* ou multieixos. As mais simples possuem um turbocompressor (compressor e primeiro estágio da turbina) e mais um estágio separado também conhecido como turbina de potência, enquanto que o turbocompressor pode ser chamado também de gerador de gás. Os estágios da turbina podem ter velocidades totalmente diferentes devido à ausência do eixo conectando-os. Há turbinas desse tipo que podem ter três ou até mais que cinco eixos independentes.

O objeto do presente trabalho é uma microturbina *split-shaft* de dois eixos.

A modelagem é importante para projeto de controladores e para uso adequado nos pontos fora da faixa de operação, sem que para isso seja necessário construir um protótipo. A modelagem deve ser o mais simples possível com o resultado suficientemente acurado. Portanto, ao menos os fenômenos envolvidos devem transparecer nos resultados, como, por exemplo, os efeitos sobre o sistema quando uma carga é adicionada.

Este texto foi dividido nos seguintes capítulos de forma a organizar suas partes.

O capítulo 1 mostra uma breve introdução, o objetivo do trabalho e a revisão bibliográfica de trabalhos relacionados à modelagem, simulação e controle de microturbinas a gás.

O capítulo 2 mostra a descrição do esquema da turbina modelada e as características e tipos aplicáveis dos componentes da turbina. Os componentes são: compressor, câmara de combustão, turbina de alta pressão e turbina de baixa pressão. Esse capítulo ainda abrange uma descrição sucinta sobre a evolução de materiais e revestimentos dos componentes, instrumentação, controle da turbina, sistema de lubrificação e caixa de redução. Caso o leitor já conheça o funcionamento dos componentes, materiais, instrumentação e controle de uma turbina a gás, esse capítulo pode ser ignorado sem prejuízos para o entendimento da modelagem da turbina.

O capítulo 3 mostra como foi concebida a modelagem. O capítulo pode ser dividido em cinco partes: a modelagem do sistema térmico, onde o ciclo termodinâmico é descrito; a modelagem matemática do ciclo térmico, onde são mostradas as equações e considerações usadas; a modelagem do sistema mecânico, onde são definidas as partes que estão contidas no sistema mecânico; a modelagem matemática do sistema mecânico, onde são mostradas as equações e considerações usadas; os diagramas do *simulink*, onde são mostradas as interações entre os sistemas.

O capítulo 4 mostra os resultados de simulações para os sistemas não controlados e discussões sobre estes.

O capítulo 5 mostra como foram escolhidos os controles, os sistemas com controle, resultados das simulações com os controles e discussões sobre os resultados.

O capítulo 6 contém a conclusão e as sugestões para trabalhos futuros.

## 1.1 OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é propor uma modelagem do sistema termo-mecânico de uma microturbina a gás do tipo *split-shaft* e de um sistema lubrificante. Os modelos serão criados sem o uso de modelos precedentes, pois nenhum modelo desse gênero que pudesse ser usado foi encontrado. Esse modelo deve ser versátil, porém simples e deve prever o funcionamento de uma turbina antes que seu protótipo seja construído. A modelagem da turbina é fundamentada em princípios da termodinâmica, mecânica newtoniana e mecânica dos fluidos. Uma alternativa para modelar a influência de uma turbina sobre a outra, assim como o estado do fluido de trabalho entre elas será proposta. A modelagem do sistema lubrificante tem base em mecânica newtoniana e mecânica dos fluidos. Os modelos devem poder ser usados para o projeto de controles. Para que tal objetivo seja atingido, as seguintes etapas foram realizadas:

- Modelagem matemática e em diagrama do *simulink* do sistema.
- Especificação de controle PID
- Simulação

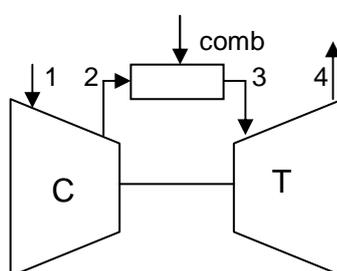
A proposta das modelagens é feita para regime permanente, mais especificamente para uma faixa de operação e não para o regime transitório de *startup* e *shutdown*.

## 1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Foi feita uma pesquisa bibliográfica nos sítios de busca de trabalhos científicos e livros correspondentes ao período de antes de 1900 a 2009. Entretanto, foram encontrados poucos trabalhos sobre modelagem de turbinas a gás do tipo

*split-shaft*. Verificou-se que esse tipo de configuração é utilizada em locais onde a tração mecânica é importante. Exemplos de uso são alguns helicópteros, navios, locomotivas e tanques de guerra. É provável que as empresas que produzem suas turbinas não tenham interesse em compartilhar os dados e *know-how* das mesmas.

Outro motivo, que pode explicar o fato de haver um número grande de trabalhos a respeito de turbinas de eixo único e poucos trabalhos sobre turbinas *split-shaft*, é o conhecimento das variáveis envolvidas na modelagem. A explicação se tornará mais compreensível com ilustrações.



**Figura 1.1 – Modelo físico de turbina de eixo único**

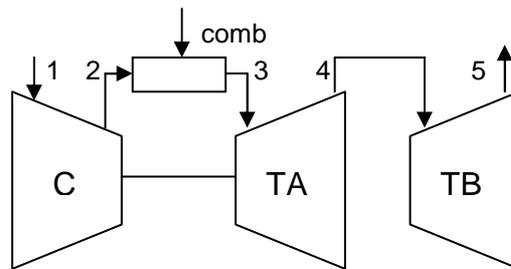
A figura 1.1 representa o modelo físico de uma turbina de eixo único. Os números indicam as etapas dos processos pelos quais o fluido passa. Entre 1 e 2 se encontra o compressor (C). Entre 2 e 3 se encontra a câmara de combustão. Entre 3 e 4 se encontra a turbina (T). “comb” indica a vazão mássica de combustível. A linha que liga o compressor diretamente a turbina representa o eixo que liga os dois componentes fisicamente.

Com a rotação ( $\omega_C$ ) sendo conhecida, sabe-se a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_1$ ) e a razão de pressão entre 1 e 2 ( $RP_C$ ). O rendimento do compressor ( $\eta_C$ ) e turbina ( $\eta_T$ ), calor específico ( $c_p$ ), temperatura ( $T_1$ ) e pressão ( $P_1$ ) em 1, vazão mássica de combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ) e pressão em 4 ( $P_4$ ) são conhecidos. Assim é possível se obter todas as variáveis que faltam para se obter a potência líquida na turbina ( $\dot{W}_{liq}$ ). As variáveis calculadas são pressão em 2 ( $P_2$ ), temperatura em 2 ( $T_2$ ), potência no compressor ( $\dot{W}_C$ ), pressão ( $P_3, P_4$ ) e temperatura ( $T_3, T_4$ ) em 3 e 4 e por fim a potência na turbina ( $\dot{W}_T$ ) e conseqüentemente a potência líquida ( $\dot{W}_{liq}$ ).

Tabela 1.1 – Variáveis de uma turbina de eixo único

Variáveis conhecidas	Variáveis utilizadas	Variáveis calculadas
$\omega_C, P_1, T_1, \eta_C, \eta_T, \dot{m}_{comb}, P_4$	$\omega_C$	$\dot{m}_1, RP_C, \dot{m}_2, RP_T$
$\dot{m}_1, RP_C, \dot{m}_2, RP_T$	$RP_C, P_1, \eta_C, T_1$	$P_2, T_2, P_3$
$P_2, T_2, P_3$	$T_1, T_2, \dot{m}_1$	$\dot{W}_C$
$\dot{W}_C$	$\dot{m}_1, \dot{m}_{comb}, T_2$	$T_3, \dot{m}_3, \dot{m}_4$
$T_3, \dot{m}_3, \dot{m}_4$	$RP_T, \eta_T, T_3$	$T_4$
$T_4$	$\dot{m}_4, T_3, T_4, \dot{W}_C$	$\dot{W}_T, \dot{W}_{liq}$

onde:  $\dot{m}_2$  é a vazão mássica de gás em 2,  $\dot{m}_3$  é a vazão mássica de gás em 3,  $\dot{m}_4$  é a vazão mássica de gás em 4,  $RP_T$  é a razão de pressão entre a saída da turbina (4) e a entrada da mesma (3).

Figura 1.2 – Modelo físico de turbina *split-shaft*

A figura 1.2 representa o modelo físico de uma turbina *split-shaft*. Os números indicam as etapas dos processos pelos quais o fluido passa. Entre 1 e 2 se encontra o compressor (C). Entre 2 e 3 se encontra a câmara de combustão. Entre 3 e 4 se encontra a turbina de alta pressão (TA). Entre 4 e 5 se encontra a turbina de baixa pressão (TB). “comb” indica a vazão mássica de combustível. A linha que liga diretamente a turbina de alta pressão ao compressor representa o eixo que os liga.

Para o caso de uma turbina *split-shaft*, até o ponto 3 é possível encontrar as variáveis como no caso de eixo único. A partir do ponto 4 é que surge o problema. A pressão ( $P_4$ ) nesse ponto não é conhecida e portanto, não é possível calcular a temperatura ( $T_4$ ) e conseqüentemente não é possível calcular a potência nem da primeira turbina ( $\dot{W}_{TA}$ ) e nem da segunda ( $\dot{W}_{TB}$ ), nem a temperatura em 5 ( $T_5$ ). A única coisa que se sabe é que a pressão em 4 ( $P_4$ ) deve ser algo entre a pressão em 3 ( $P_3$ ) e em 5 ( $P_5$ ). Existe uma influência da primeira turbina sobre a segunda e da segunda sobre a primeira. Isso torna a modelagem desse tipo de turbina mais complexa.

Por esse motivo a modelagem é quase sempre baseada em dados experimentais da turbina que se pretende modelar. Um modelo empírico simples é, então, adotado para as análises subsequentes.

**Tabela 1.2 – Variáveis de uma turbina *split-shaft***

Variáveis conhecidas	Variáveis utilizadas	Variáveis calculadas
$\omega_C, P_1, T_1, \eta_C, \eta_{TA}, \eta_{TB}, \dot{m}_{comb}, P_5$	$\omega_C$	$\dot{m}_1, RP_C, \dot{m}_2$
$\dot{m}_1, RP_C, \dot{m}_2$	$RP_C, \eta_C, T_1, P_1$	$P_2, T_2, P_3$
$P_2, T_2, P_3$	$T_1, T_2, \dot{m}_1$	$\dot{W}_C$
$\dot{W}_C$	$\dot{m}_{comb}, \dot{m}_1, T_2$	$T_3, \dot{m}_3, \dot{m}_4, \dot{m}_5$
$T_3, \dot{m}_3, \dot{m}_4, \dot{m}_5$	$T_3, P_4 = ?$	$T_4 = ?, T_5 = ?, \dot{W}_{TA} = ?,$ $\dot{W}_{TB} = ?, \dot{W}_{liq,CTA} = ?$

onde:  $\omega_C$  é a rotação do compressor,  $P_i$  é a pressão no ponto “i”,  $T_i$  é a temperatura no ponto “i”,  $\eta_C$  é o rendimento do compressor,  $\eta_{TA}$  é o rendimento da turbina de alta pressão,  $\eta_{TB}$  é o rendimento da turbina de baixa pressão,  $\dot{m}_{comb}$  é vazão mássica de combustível,  $\dot{m}_i$  é a vazão mássica de gás no ponto “i”,  $RP_C$  é a razão de pressão no compressor,  $\dot{W}_{liq,CTA}$  é a potência líquida no turbocompressor (compressor e turbina de alta pressão).

Os pontos de interrogação (?) indicam que as variáveis que não podem ser encontradas de forma trivial.

Lazzaretto e Toffolo (2008) estudaram uma turbina *split-shaft* (LM2500-PE) de grande porte. O funcionamento e características da turbina foram descritos no trabalho. Essas características são os números de estágios do compressor e turbinas, a potência do sistema, a vazão mássica de ar, a injeção de água, o fluxo de ar dos estágios de compressão para refrigeração das pás das turbinas e frequência de rotação do eixo ligado ao gerador. Através de dados experimentais adquiridos ao longo de alguns meses uma análise foi feita para se obterem as eficiências dos componentes em carga normal e carga parcial, um modelo empírico simples foi criado com base em funções de transferência. Os dados foram obtidos com controladores agindo no sistema da turbina. As propriedades térmicas do fluido foram consideradas constantes. Só foi possível construir o modelo empírico porque a temperatura e a pressão entre a turbina de alta pressão e a turbina de baixa pressão foram medidos, possibilitando a associação desses dois componentes com

funções de transferência. O principal interesse é a simulação de emissões de poluentes e previsão de desempenho.

Cocco, Deiana e Cau (2006) estudaram uma turbina de eixo único para avaliação de desempenho. A turbina tem potência máxima de 100kW, vazão mássica de ar de 0,75 kg/s, razão de pressão variando de 3,25 a 4,5 e é acionada por combustão externa ao sistema. Temperaturas de 800°C, 1000°C e 1200°C foram utilizadas para testes de eficiência. A turbina tem um estágio de expansão e um de compressão, não usa lubrificação nem caixa de redução e não são refrigeradas. O gerador é integrado com um controle de potência para regulação da frequência de rotação. O trabalho apresenta um esquema do sistema desenvolvido, mas não há diagrama de blocos nem aprofundamento na modelagem desse sistema. A idéia principal do trabalho é avaliar a influência dos parâmetros de operação mais importantes, como razão de pressão e temperatura de entrada na turbina.

O trabalho de Song et al.(2002) utiliza uma turbina de eixo único (GE 7F) de grande porte. O controle da turbina é feito através das pás guias de entrada no compressor e vazão mássica de combustível. O trabalho faz uma análise exérgica da turbina, mostrando em quais pontos existe maior ou menor destruição de exérgia, ou seja, modela os componentes da turbina para uma análise exérgica. Estuda os casos onde há carregamento total e parcial. A parte onde há maior destruição de exérgia é a câmara de combustão. Além disso, mostra que o ar de refrigeração das pás da turbina destrói uma quantidade considerável de exérgia. A análise da exérgia ajuda a melhorar a eficiência de ciclos combinados.

Maldonado (2005) utiliza uma modelagem e simulação com comparação de resultados experimentais para uma microturbina a gás de eixo único. A turbina tem 30kW, sua velocidade de rotação é variável de 45000rpm a 96000rpm e seu mancal é aerostático. O objetivo do trabalho é achar os parâmetros de controle para avaliar o comportamento da turbina para combustíveis de baixo poder calorífico (diesel e álcool, por exemplo). O controle é feito para gerar energia elétrica diretamente na rede elétrica ou operar sozinha. Um fator interessante na modelagem é o uso da potência como distúrbio de entrada do sistema, isso foi necessário devido à grande amplitude da faixa de rotação da turbina. A modelagem como um todo falha ao ser aplicada em uma turbina do tipo *split-shaft* pelo explicado anteriormente.

O livro de Soares (2007) descreve os componentes de uma microturbina, materiais utilizados, aplicações, análises econômicas e fatores de mercado.

Descreve ainda sobre os parâmetros de projeto, desempenho do sistema, tipos de combustíveis e emissões. O trabalho comenta as etapas de instalação, manutenção e ciclo de vida. Infelizmente, não há modelos de microturbinas, apenas descrições sobre as características de desempenho em cargas parciais. A idéia principal é apresentar uma microturbina e suas características, e explicar onde, como e em quais situações é interessante de ser utilizada como solução.

O trabalho de Camporeale, Fortunato e Mastrovito (2006) é o que mais se assemelha ao presente. Este trabalho é o único encontrado que trata de um tipo de modelagem que pode ser usado para turbinas a gás do tipo *split-shaft*.

A modelagem tem a proposta de auxiliar na construção de controle e mostrar o comportamento do sistema quando este opera nos pontos fora da faixa de operação.

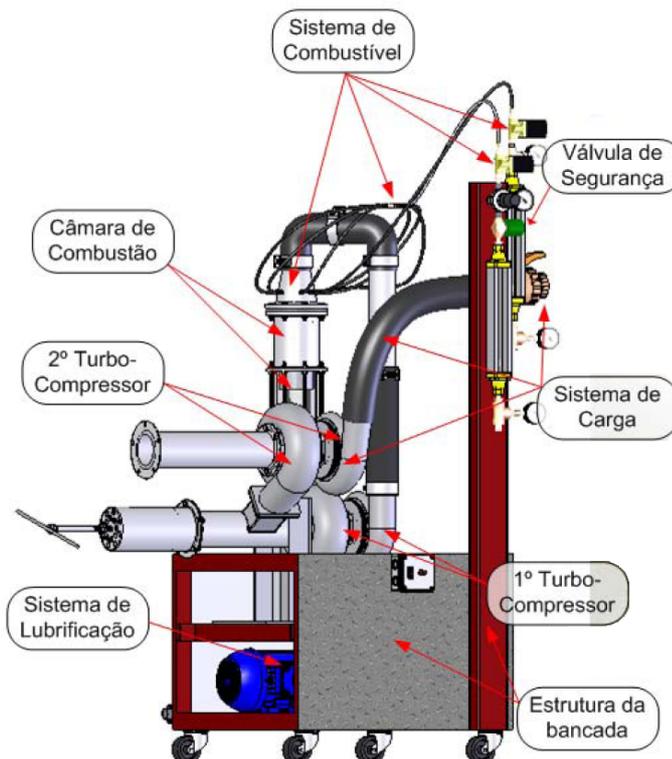
São considerados módulos independentes para cada estágio do compressor e das turbinas. Os módulos são considerados como “modelos aerotérmicos” com amortecimento. A turbina e o compressor são considerados sem volume e a câmara de combustão é considerada como um acumulador de energia. Os valores de saída só dependem dos valores de entrada. Quando há divisões, nos estágios por exemplo, a perda de entalpia e pressão são considerados com o adicional de uma variável auxiliar que é função dos escoamentos de saída.

Os calores específicos foram considerados variáveis com a temperatura e a pressão da mistura de gases é a soma das pressões parciais. As propriedades termodinâmicas consideradas foram: temperatura, pressão, vazão mássica e fração mássica dos produtos estequiométricos.

A variação no compressor foi considerada como quasi-estacionária para se poder usar o mapa de estado estacionário. O módulo permite uso de separadores para refrigeração das pás da turbina. A turbina também foi considerada quasi-estacionária. O módulo considera o rotor e o estator com expansão adiabática do gás. Para a dinâmica dos eixos, foi considerada a potência como parâmetro para aceleração dos mesmos. A modelagem leva em conta a influência da válvula, duto de admissão de combustível e tempo de respostas dos termopares.

São usados métodos numéricos para solução dos sistemas. Foram usados o método de Euler de 1ª ordem e o método de Heun de 2ª ordem. O mapa de estados do compressor foi aproximado também. As simulações foram feitas para uma turbina de eixo único do tipo *heavy-duty* e uma turbina aeroderivativa *split-shaft*.





**Figura 1.4 – Modelo físico da bancada da turbina *split-shaft* de De Merícia. (figura modificada de De Merícia, 2007)**

De Merícia focou-se no controle de operação (controle em regime permanente) que foi considerado o mais importante para o funcionamento do sistema. Três estratégias de controle foram apresentadas: o controle de carga-frequência (controle de velocidade), controle de temperatura e controle de aceleração. O controle principal é o controle de velocidade, enquanto que os outros dois funcionam como controles de segurança. Os dois últimos controles não foram incluídos porque manteve-se o funcionamento da turbina para valores onde esses controles não seriam necessários. Para o projeto de controle de velocidade, modelou-se empiricamente a turbina através de dados experimentais. O controle escolhido foi um PI. Este foi suficiente para manter a rotação do sistema próxima a rotação de referência.

De acordo com De Merícia (2007, p. 108):

[...] uma análise do funcionamento dessa microturbina, a partir das leis de mecânica dos fluidos e termodinâmica, pode ser usada para se obter mais informações do processo, que aplicadas em conjunto com os dados observados tendem a melhorar o desempenho do sistema.

Sem dúvida os trabalhos sobre microturbinas estão crescendo, porém ainda há muito a ser melhorado e estudado. Vários tipos de análises sobre desempenho e aplicações, assim como experimentos, são descritos e executados, porém muito ainda pode ser feito para a modelagem da dinâmica de microturbinas *split-shaft* a gás. Esse tipo de turbina é pouco estudada, mas pode ter um grande potencial em diversas aplicações, seja para geração de energia elétrica, seja para transporte.

Os controles PID são largamente utilizados nas indústrias para as mais diversas aplicações. No caso de turbinas a gás eles também são utilizados. A descrição e princípios de funcionamento deles já foram bem estudados e suas descrições podem ser encontradas em diversos livros especializados em controle PID (ÅSTRÖM e HÄGGLUND, 1995) e Controle Moderno (OGATA, 2003).

## 2 DESCRIÇÃO DE UMA TURBINA A GÁS

Este capítulo apresenta uma descrição sucinta de uma turbina a gás e foi baseada no livro de Boyce (2006).

O sistema de turbina a gás do tipo *split-shaft* possui esse nome devido à ausência de um eixo ligando o primeiro estágio da turbina com o segundo estágio. Sendo assim, esses estágios podem ter velocidades de rotação totalmente diferentes.

O sistema consiste de um compressor ligado a uma turbina (primeiro estágio), uma outra turbina (segundo estágio) e câmara de combustão.

O primeiro estágio é utilizado para fornecer potência para o compressor, enquanto que o segundo estágio é utilizado para gerar potência.

O sistema também pode ser utilizado para produzir energia elétrica. Para isso, devem ser acrescentados uma caixa de redução e um gerador. O gerador deve ser mantido a uma rotação específica para o caso estudado e a caixa de redução tem o papel de reduzir a velocidade de rotação da turbina para o gerador.

Todo o sistema é controlado pela injeção de combustível. O monitoramento e as variáveis de controle são feitas por sensores de pressão, temperatura e vazão espalhados pelo sistema.

O esquema da figura 2.1 representa o sistema da turbina a gás modelada.

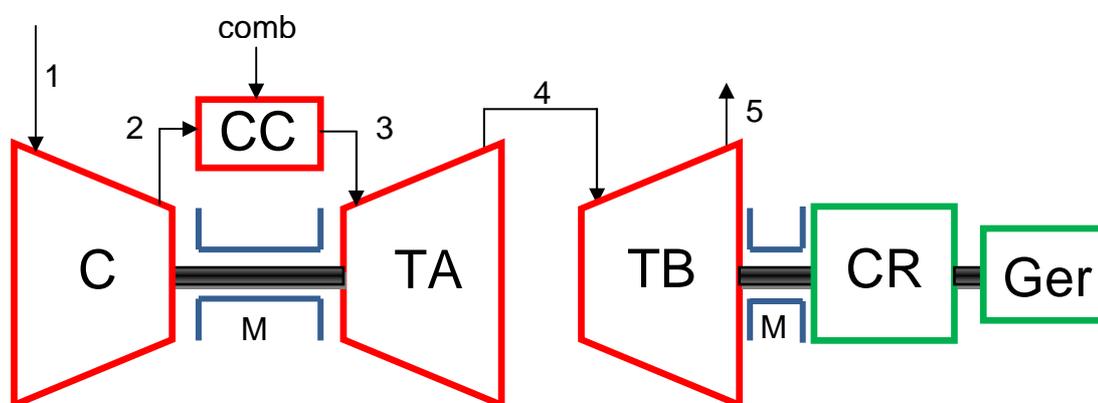


Figura 2.1 – Modelo físico da turbina *split-shaft* modelada

Onde “C” é o compressor, “CC” é a câmara de combustão, “TA” é turbina de alta pressão, “TB” é a turbina de baixa pressão, os números e setas indicam dutos e as diferentes etapas que o sistema tem. “comb” indica a injeção de gás combustível. “CR” é a caixa de redução, “Ger” é o gerador de energia elétrica. “M” representa um mancal.

O fluido percorre sempre o mesmo caminho. O ar nas condições ambiente entra no compressor por “1”, é comprimido e sai do compressor por “2”. O ar aquecido entra na câmara de combustão por “2”, o gás combustível é injetado por “comb”, e a mistura dos gases de combustão e ar sai da câmara de combustão por “3” a alta temperatura. Essa mistura entra na turbina de alta pressão por “3”, sofre expansão e sai da turbina de alta pressão por “4”. Por “4”, a mistura entra na turbina de baixa pressão, sofre expansão e sai por “5” com uma temperatura mais alta que a temperatura ambiente e com a pressão estática igual a ambiente.

Ainda pode ser citado o sistema de lubrificação que é vital para o funcionamento do sistema mecânico da turbina. O fluido lubrificante passa pelos mancais “M” e também por processos de filtragem e troca de calor, e depois voltam para um reservatório.

As principais partes do sistema térmico são: compressor, câmara de combustão, turbina de baixa pressão e turbina de alta pressão. Do sistema mecânico: as massas e inércias dos componentes girantes que englobam as turbinas, compressor, caixa de redução e gerador; o lubrificante e o ar que darão atrito viscoso. Para o sistema de lubrificação as partes são: inércia e massa dos componentes, como a bomba, por exemplo, e do próprio fluido, perdas viscosas em válvulas, mancais, tubulações, filtros e trocadores de calor.

Apesar de haver configurações diferentes para um mesmo componente, esse sempre manterá sua função básica.

## **2.1 COMPRESSOR**

Existem dois tipos principais de compressores para turbinas a gás: o compressor axial e o compressor radial. Há muita complexidade se forem

consideradas características peculiares dos componentes dos compressores. No caso de compressores radiais essas peculiaridades são: a curvatura das pás do rotor e escoamento do fluido nas mesmas, as pás-guia de admissão de ar e difusores, vazamentos, largura do vão entre as pás de qualquer componente, a voluta. Já para compressores axiais podem ser citados os estatores, ângulo e perfil das pás, métodos de refrigeração das pás.

Os compressores axiais são constituídos por vários estágios como mostra a figura 2.2. Cada estágio é constituído por uma fileira de pás do rotor e uma fileira de pás do estator. O rotor tem o papel de transmitir energia cinética para o fluido e o estator tem o papel de transformar essa energia em entalpia, aumentando a pressão do fluido. Assim, cada estágio é responsável por aumentar a pressão do fluido. A razão de pressão de um estágio para o outro varia de 1,1 a 1,4 e com vários estágios é possível atingir, no compressor como um todo, uma razão de pressão acima de 40.

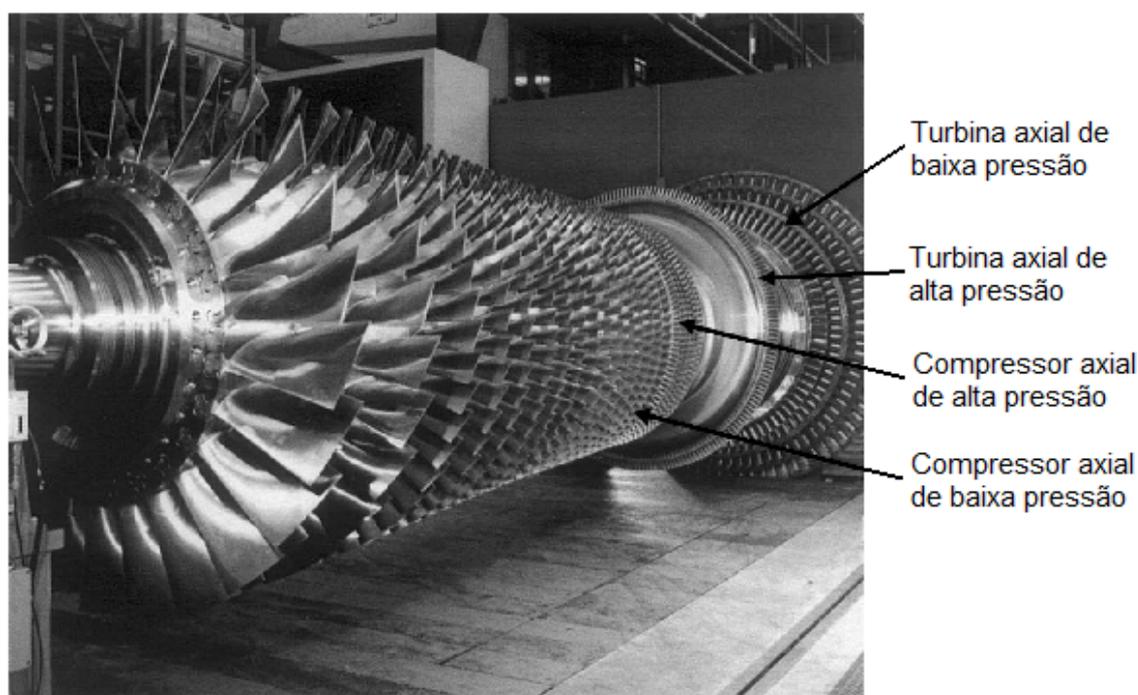


Figura 2.2 – Compressor axial (BOYCE, 2006)

Geralmente esse tipo de compressor é utilizado em turbinas de médio a grande porte, onde as vazões mássicas de gases são elevadas, mas também pode ser visto em alguns compressores de pequeno porte. O compressor é denominado

axial porque o fluxo de fluido atravessa o equipamento na direção axial (paralela ao eixo de rotação).

As principais perdas são o atrito nas paredes do disco que contém as pás, as próprias pás do rotor e estator, o atrito nas paredes anulares, o ângulo de incidência do fluido nas pás do rotor e estator, perdas devido ao perfil das pás e carregamento das mesmas, perda devido ao vazamento entre a carenagem e as pás da turbina e a perda de energia cinética do fluido que deixa o estator.

Os compressores radiais são geralmente utilizados em turbinas de pequeno porte e muitas vezes podem constituir o único estágio de compressão presente no sistema. A razão de pressões pode ser de 3 até 13 em casos experimentais, sendo que os valores mais comuns ficam entre 3 e 7. O escoamento para relações de pressão acima de 5 pode ser supersônico exigindo que o difusor tenha uma forma especial.

O princípio de funcionamento é forçar o fluido sobre as pás do rotor devido à rotação do compressor fazendo com que aumente a pressão do fluido tanto pelas pás quanto pelos difusores.

No compressor radial (figura 2.3), o fluido entra no sentido axial e sai no sentido radial. As pás-guia de admissão têm o papel de diminuir o número de Mach relativo na boca do rotor evitando ondas de choque. O ar entra no indutor (parte inicial do rotor), passa pelas pás e disco. Quando o fluido sai do difusor (parte final do rotor e início da voluta) ele entra em um coletor (voluta) que passará para um próximo estágio ou outro processo, para câmara de combustão, por exemplo.

As principais causas para as perdas de eficiência no rotor são o choque do fluido na entrada do rotor, o ângulo de incidência no indutor, atrito viscoso no disco, descolamento da camada limite, vazamentos por espaços entre a turbina e a carenagem, perdas por atrito viscoso turbulento. No estator, as perdas estão relacionadas à recirculação do fluido na saída do rotor, os ângulos de incidência e atrito viscoso nas paredes do difusor e as perdas de energia cinética na saída do difusor.

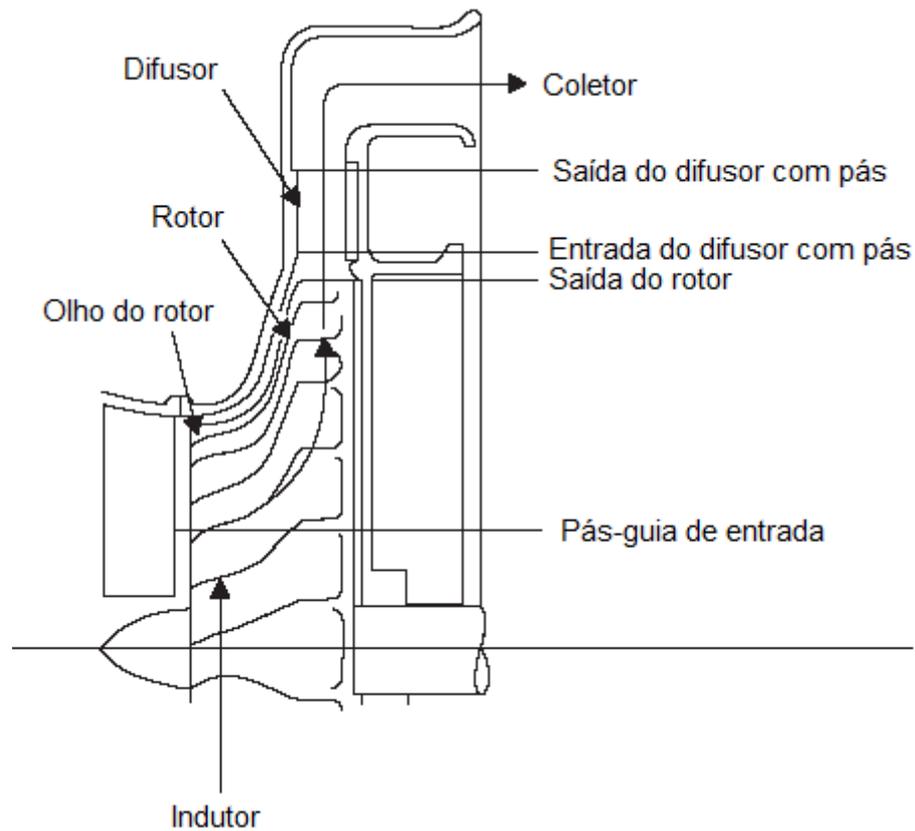


Figura 2.3 – Esquema de compressor radial (BOYCE, 2006)

O compressor axial é mais eficiente do que o radial, porém o radial tem uma estabilidade maior. Ter maior estabilidade significa ter uma faixa de operação maior, onde a vazão não seja bloqueada devido à rotação da turbina e nem a razão de pressão atinja a linha onde ocorre o fenômeno de “surge”. Diz-se que a vazão é bloqueada quando esta atinge um máximo e esse máximo ocorre geralmente quando a velocidade de escoamento atinge a velocidade do som ( $Mach = 1$ ). O fenômeno de “surge” ocorre quando a razão de pressão é maior do que um certo nível para uma dada vazão. Então, em curtos espaços de tempo o fluido inverte seu sentido causando vibrações excessivas e ruídos. Geralmente o ponto de operação é próximo ao ponto de “surge” porque é aí que sua eficiência é maior.

## 2.2 CÂMARA DE COMBUSTÃO

A câmara de combustão ou combustor é a parte que fornece energia para o sistema, mantendo o seu funcionamento. Se a câmara de combustão parar de funcionar, o sistema todo pára imediatamente.

Como mostra a figura 2.4, tipicamente as câmaras de combustão para turbinas a gás tem 4 partes principais: a transição de entrada, a zona primária, a zona secundária e a transição de saída. A transição de entrada é onde o ar com alta pressão que sai do compressor entra na câmara de combustão. A zona primária é onde ocorre a combustão do gás. Aí se encontram o sistema de ignição da chama e os injetores de combustível. Essa parte é importante porque se não for projetada corretamente a chama perderá estabilidade e portanto pode apagar ou deixar o sistema menos eficiente ou até instável. A zona secundária é onde ocorre a diluição dos gases de combustão vindos da zona primária. Essa diluição é responsável por homogeneizar a mistura e por conservar a câmara de combustão sem danos por manter a temperatura da chama dentro de uma faixa segura. A transição de saída é onde os gases advindos da zona secundária preparam-se para entrar no primeiro estágio da turbina. Sempre existe uma perda de carga na câmara de combustão devido principalmente à turbulência gerada por sua configuração.

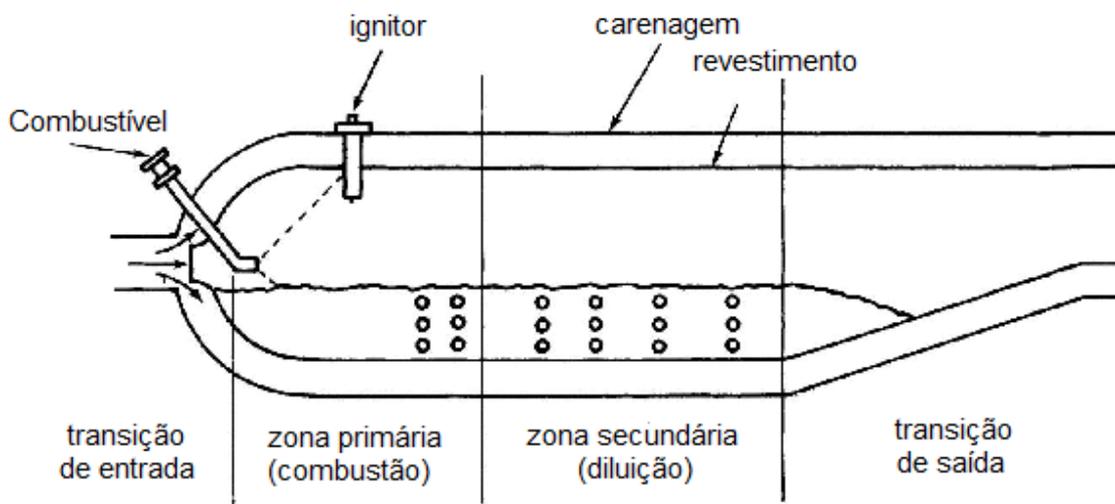
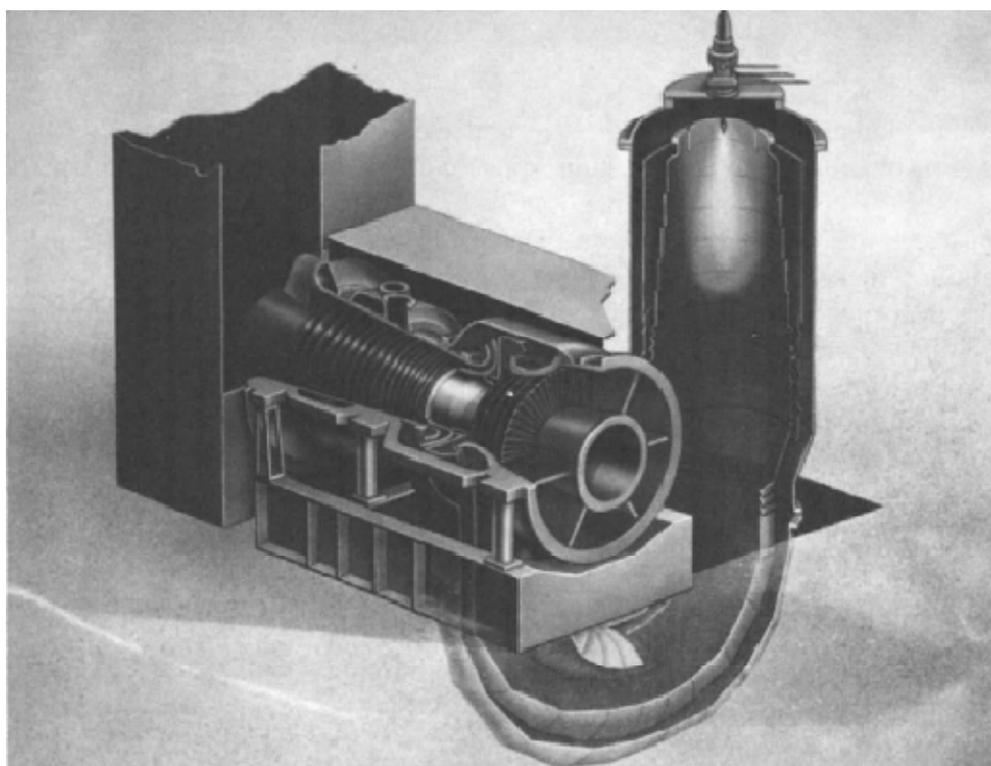


Figura 2.4 – Zonas de uma câmara de combustão (BOYCE, 2006)

Existem 3 tipos principais de câmaras de combustão: tubular, tubo-anular e anular.

As tubulares (figura 2.5) oferecem simplicidade de projeto e vida longa por causa da baixa taxa de liberação de calor. Podem variar de pequenos exemplares

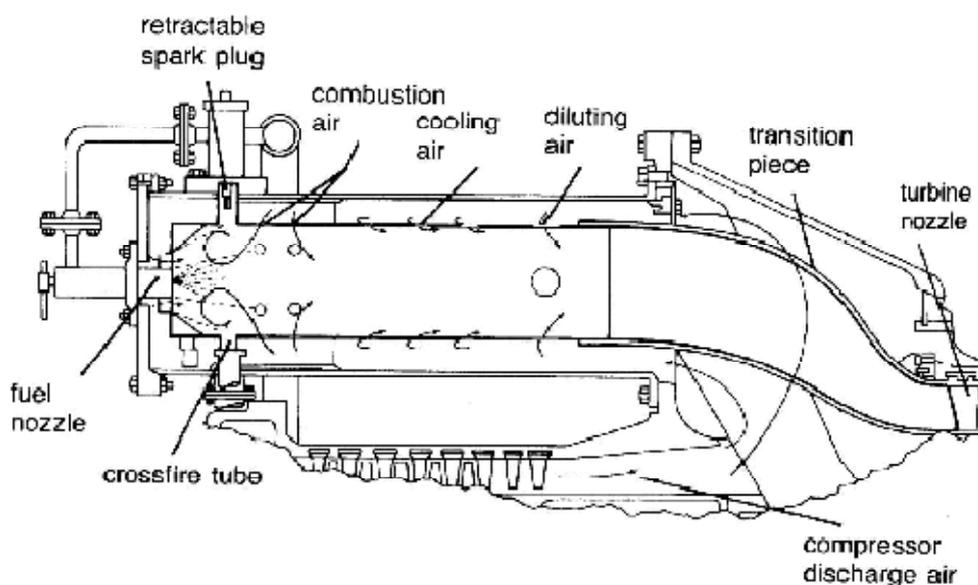
com 15 centímetros de diâmetro até maiores do que 3 metros de diâmetro. Podem ser de escoamento direto (*"Straight-through"*) ou reverso. A maior parte dos combustores tubulares são de escoamento reverso. Esses são mais curtos que os de escoamento direto. Quase 10% do ar entra na zona primária para queimar o combustível, 30 a 40% é utilizado para fins de resfriamento e o restante é utilizado na zona secundária para diluição. Unidades grandes geralmente possuem mais que um bocal.



**Figura 2.5 – Câmara de combustão tubular (BOYCE, 2006)**

As câmaras tubo-anulares, ilustrada na figura 2.6, são os tipos mais comuns. Sua principal vantagem é a fácil manutenção. Elas têm melhor distribuição de temperatura do que as tubulares. Podem ser de escoamento direto ou de escoamento reverso, sendo este o tipo mais comum. Em aviões, os combustores são de escoamento direto, pois estes possuem uma menor área frontal. Os combustores tubo-anulares precisam de maior escoamento do que os anulares e tubulares. Para gases combustíveis de baixa energia, a quantidade de ar requerido na zona primária pode ser mais do que 35% do total de ar necessário na câmara. Assim, haverá menos ar disponível para fins de resfriamento. Portanto, quando as temperaturas se elevam, começam a se tornar mais atrativas as configurações

tubular e anular. A combustão nas tubo-anulares são mais uniformes. Seu desenvolvimento é mais barato do que os outros dois porque apenas um compartimento pode ser testado ao contrário dos outros que precisariam trocar a unidade inteira.



**Figura 2.6 – Câmara de combustão tubo-anular (BOYCE, 2006)**

As câmaras anulares (figura 2.7) são mais comumente aplicadas em turbinas aeronáuticas por causa da sua pequena área frontal. Geralmente são de escoamento direto. A necessidade de menos ar para resfriamento, comparado com o combustor tubo-anular, faz com que sua importância cresça para aplicações a altas temperaturas. Por outro lado, sua manutenção é muito mais difícil e tende a produzir um perfil radial e circunferencial menos favorável para a combustão se comparado com os tubo-anulares. Os combustores tem sido usados em algumas turbinas a gás industriais. As temperaturas mais elevadas e o uso de gases combustíveis de menor energia farão com que haja cada vez mais desenvolvimento deste tipo de câmara no futuro.

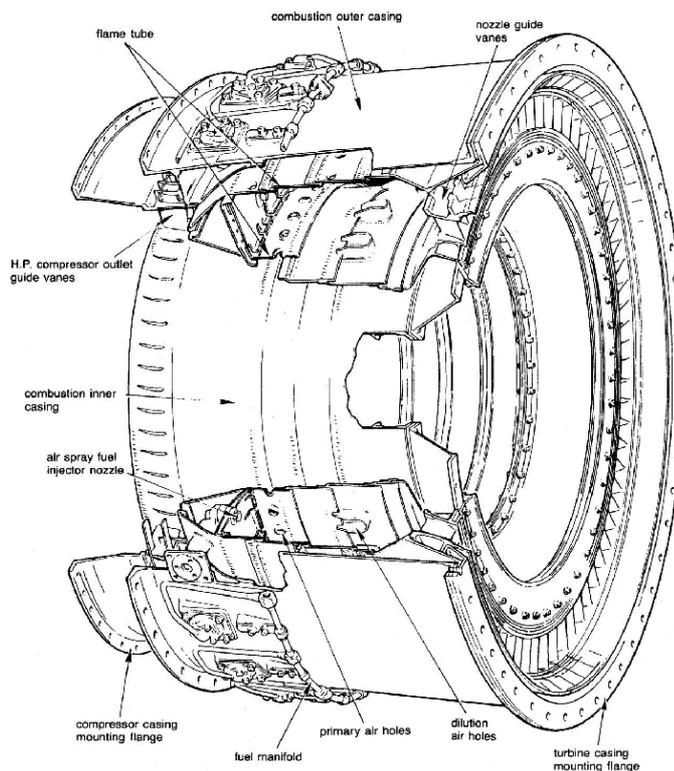


Figura 2.7 – Câmara de combustão anular (BOYCE, 2006)

## 2.3 TURBINA DE ALTA PRESSÃO E DE BAIXA PRESSÃO

Há dois tipos de turbinas a gás: as turbinas radiais e as turbinas axiais. As turbinas axiais são utilizadas em mais de 95% dos casos.

Uma vantagem da turbina radial sobre a axial é que o trabalho produzido por um estágio único é equivalente a dois ou mais estágios de uma turbina axial. Outra vantagem é seu custo menor. As turbinas radiais tem uma eficiência geralmente menor do que as axiais, porém custos iniciais podem ser um incentivo para a sua escolha. As turbinas radiais tornam-se especialmente atrativas quando os números de Reynolds são baixos ( $Re = 10^5 - 10^6$ ), onde a eficiência delas se torna maior do que as axiais.

As turbinas radiais têm muitos componentes similares aos compressores radiais, porém mudam de nomes e funções. Há dois tipos de turbinas radiais as “cantilevers” e as de escoamento misto.

As cantilevers são muito pouco usadas por causa da baixa eficiência e dificuldades de produção.

A turbina radial de escoamento misto (uma parte radial e uma parte axial), ilustrada na figura 2.8, tem o coletor, as pás do bocal, o rotor, o exdutor e o difusor de saída. O coletor geralmente tem uma área da seção que diminui ao longo da circunferência. Este recebe o fluido de um único duto. As pás do bocal de entrada são colocados ao redor do rotor para direcionar o escoamento com uma componente rotacional desejada. O rotor pode ser dividido entre núcleo e pás. O núcleo é a parte axissimétrica do rotor e também é conhecido por disco. As pás são integradas ao disco e exercem uma força normal sobre o escoamento. O exdutor é a parte final da pá do rotor. Ele é curvado de forma a diminuir a velocidade tangencial de saída. O difusor de saída é utilizado para transformar a alta velocidade do fluido que sai do exdutor em pressão estática e assim garantir uma eficiência maior para a turbina. O escoamento deve ser o mais axial possível.

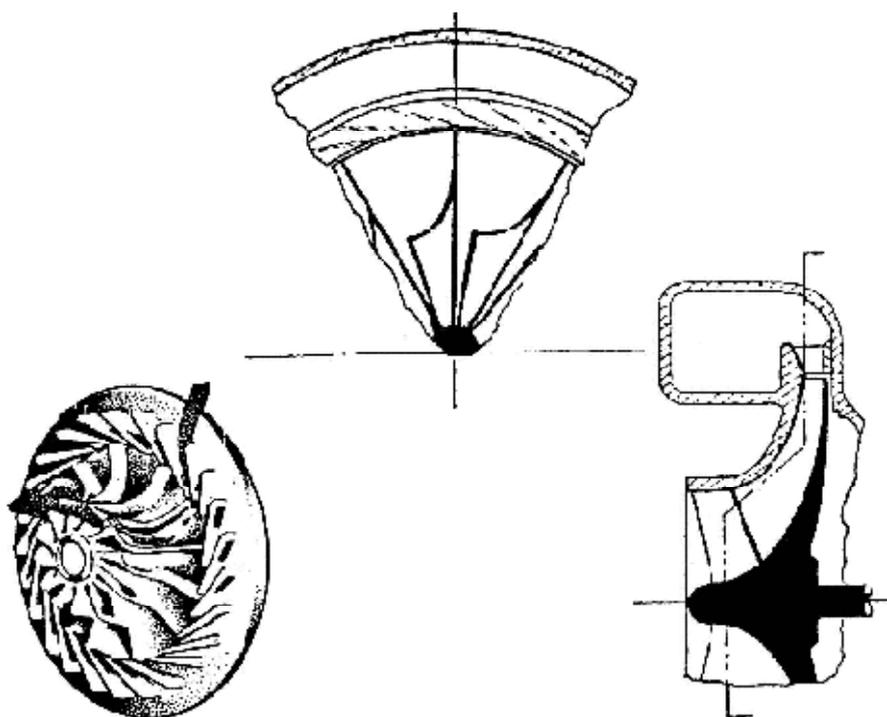


Figura 2.8 – Turbina radial de escoamento misto (BOYCE, 2006)

As perdas de eficiência são devido ao aumento da perda de quantidade de movimento pelo carregamento das pás (entre 7% e 12%), perdas por escoamento viscoso (entre 1% e 2%), diferentes direções de escoamento em relação ao escoamento principal (menos de 1% em turbinas bem projetadas), perdas pelo vazamento entre a carenagem e as pás (entre 1% e 2%), perda de calor, perdas por

ângulo de incidência (entre 0,5% e 1,5%) e perdas na saída da turbina (entre 2% e 5%).

Perdas devido a fatores externos são o atrito no disco (em torno de 0,5%), a vedação, rolamentos e engrenagens, os últimos três somados têm uma perda percentual entre 5% e 9%.

As turbinas radiais são utilizadas em turbocompressores automotivos e turbinas de helicópteros, por exemplo.

As turbinas axiais podem ser divididas em turbinas de ação e reação. Nas turbinas de ação, toda a transformação da entalpia em energia cinética ocorre no bocal proporcionando um escoamento de alta velocidade na entrada do rotor. Nas turbinas de reação a transformação de entalpia ocorre parcialmente no bocal e o restante no rotor.

A turbina de ação, como mostra a figura 2.9, consiste de um grupo de bocais seguidos de uma fileira de pás. O gás é expandido no bocal transformando energia térmica em energia cinética. A pressão estática decresce no bocal enquanto a velocidade absoluta aumenta. O gás a alta velocidade choca-se contra as pás do rotor convertendo a energia cinética em trabalho no eixo. A velocidade absoluta diminui no rotor, mas a pressão estática e velocidade relativa se mantêm constantes. Para obter um grande eficiência a velocidade das pás deve ser ao menos metade da velocidade de saída do gás no bocal. Podem se usar várias fileiras de pás com pás-guia entre elas para diminuir as tensões e a velocidade na ponta das pás.

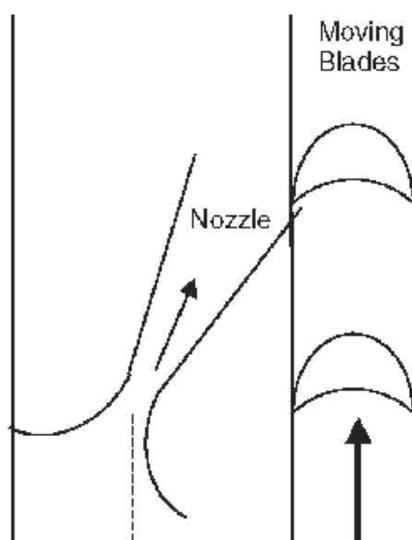
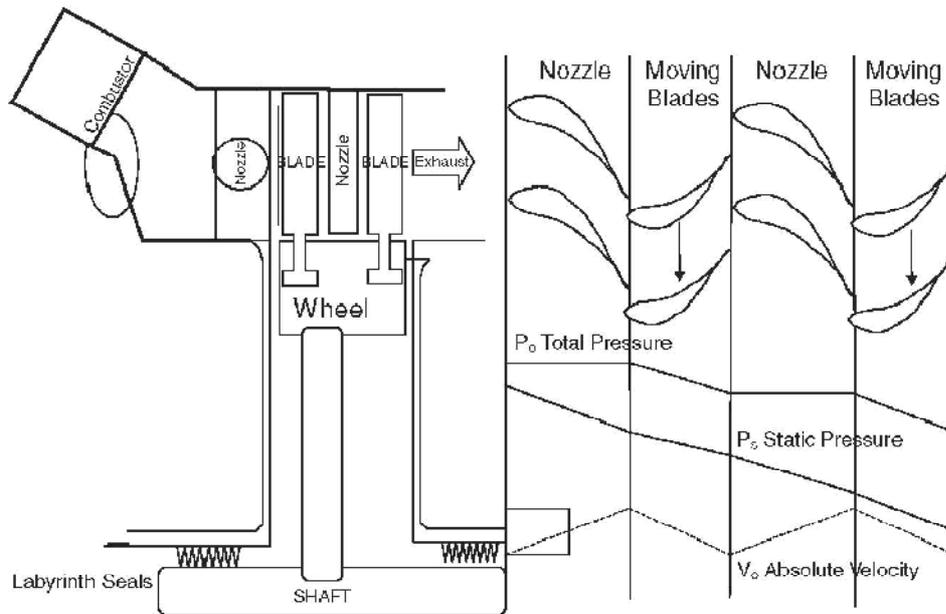


Figura 2.9 – Esquema de uma turbina de ação (BOYCE, 2006)

A turbina de reação, mostrada na figura 2.10, é o tipo de turbina mais utilizada. Nela tanto o bocal quanto as pás agem como bocais de expansão. A pressão estática cai ao longo das pás estáticas e móveis. As pás estáticas agem como bocais direcionando o escoamento para as pás móveis. A velocidade relativa entre as pás móveis e o escoamento é praticamente paralela ao eixo de rotação.



**Figura 2.10 – Esquema de uma turbina de reação (BOYCE, 2006)**

A maioria das turbinas axiais possuem mais de um estágio. Os primeiros estágios são de ação e os finais tem quase 50% de reação. A parte de ação gera o dobro da saída se comparado a parte de 50% de reação compatível, porém a eficiência do estágio de ação é menor do que a eficiência do estágio de 50% de reação.

A causa principal da perda de eficiência é o desenvolvimento da camada limite nas pás e nas paredes da turbina. Muitas vezes esse aumento da camada limite gera vórtices no interior da turbina. Essa perda depende principalmente do perfil das pás e dos gradientes de pressão.

Outras perdas são causadas pelo espaço existente entre a ponta das pás da turbina e a carenagem da turbina. O escoamento que passa por esse espaço gera perda de pressão, vazamento e turbulência que acaba atrapalhando o escoamento principal. A não coincidência do ângulo de incidência do escoamento e das pás, e a dissipação viscosa no disco também geram perdas.

As perdas mencionadas podem variar de 8% até 18% das perdas totais.

Os sistemas de resfriamento das pás não são um tópico do trabalho e não serão descritos. Esses métodos são utilizados geralmente para turbinas axiais de grande porte, alta eficiência ou/e alta temperatura.

## 2.4 EVOLUÇÃO DOS MATERIAIS E REVESTIMENTOS

Os materiais e os sistemas de resfriamento têm sido dois fatores importantes para o aumento da temperatura de combustão e portanto no aumento da eficiência da turbina. O primeiro estágio da turbina requer propriedades de materiais mais extremas que o resto do sistema por causa da temperatura e tensão mecânica serem mais altas. Uma grande melhora foi a mudança da forma como o cristalino nas pás era desenvolvido. No início, os grãos do material cresciam sem um sentido preferencial, então, surgiu a solidificação direcional que proporcionava grãos que se formavam paralelamente ao eixo principal. Isso proporcionou maior resistência à fadiga e ao escoamento. O próximo passo foi a criação de pás com monocristais, ou seja, eliminação dos grãos e mais uma vez houve a melhora na resistência à fadiga e ao escoamento. Para melhorar ainda mais são usados aditivos na superfície das pás aumentando também a temperatura de fusão das mesmas. Atualmente as cerâmicas são os materiais que conseguem atingir as maiores temperaturas com as melhores propriedades para uma alta eficiência nas turbinas.

Os revestimentos são também muito importantes devido a sua função de proteção contra corrosão, oxidação e degradação das propriedades mecânicas. Há três tipos básicos de revestimentos: revestimentos de barreira térmica, de difusão e *spray* de plasma. Os revestimentos térmicos são feitos com uma camada isolante térmica e podem reduzir a temperatura das pás em torno de 50°C até 150°C.

## 2.5 INSTRUMENTAÇÃO

As turbinas mais modernas são controladas digitalmente e tem monitoramento em tempo real. O maior problema das turbinas é a temperatura das pás. Pirômetros, transdutores dinâmicos de pressão e acelerômetros são alguns sensores usados para monitoramento e controle.

Os pirômetros ainda estão sendo investigados para uso em turbinas a gás para medição direta da temperatura do metal das pás. Atualmente são medidas as temperaturas dos gases de exaustão para se controlar a turbina. O uso de pirômetros faz com que o parâmetro mais importante seja controlado e assim pode ser usada a capacidade máxima de operação da turbina.

Os transdutores dinâmicos de pressão são úteis para detectar problemas no compressor antes que eles ocorram. Devido à pressão nos compressores, o risco de blocagem e de “surge” aumentam devido à pequena faixa de operação entre esses dois pontos. Na câmara de combustão são usados para garantir que cada queimador esteja queimando o combustível igualmente entre si e assim mantendo um funcionamento mais suave.

O monitoramento de desempenho é importante porque prolonga a vida da turbina, diagnostica problemas, eleva o intervalo de tempo entre revisões e principalmente economia de combustível, assegurando que esta está trabalhando no ponto de maior eficiência. É interessante notar que no ciclo de vida de uma turbina os gastos iniciais são 8% do total, os custos de operação e manutenção são 17% e o custo do combustível 75%, como mostra a figura 2.11. Portanto, o investimento em controle é algo que deve ser levado muito em consideração.

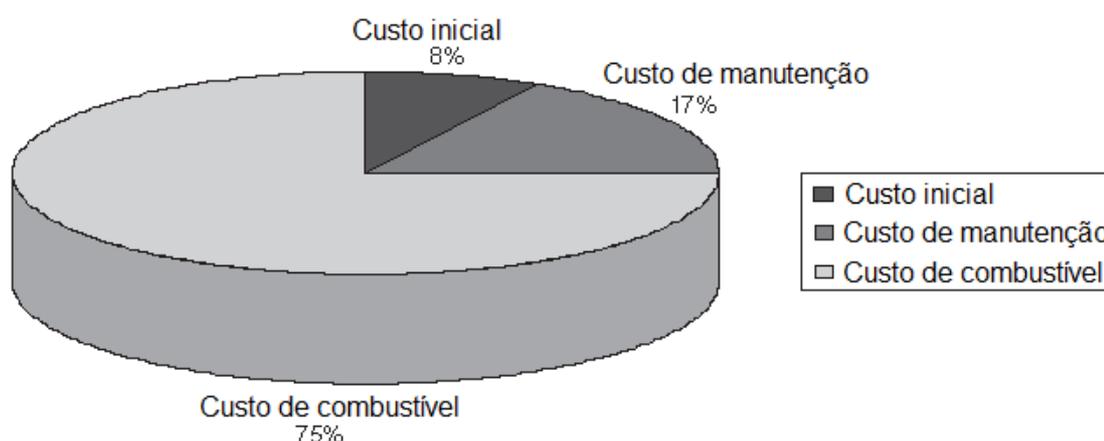


Figura 2.11 – Custos ao longo da vida de uma planta de ciclo combinado (BOYCE, 2006)

## 2.6 CONTROLE

O sistema de controle de uma turbina pode ser dividido em três funções fundamentais: controle de seqüenciamento de *start-up* e *shutdown*, controle de proteção da turbina e controle de regime permanente. Todos os sistemas usam sensores (exemplo, termopares) e atuadores (exemplo, válvula de combustível).

O sistema de controle pode ser feito em malha aberta ou em malha fechada. O controle em malha aberta manipula a variável de controle dependendo da entrada e não utiliza nenhuma medição. O controle em malha fechada utiliza uma ou mais medições para manipular a variável de controle.

O controle em malha fechada pode ser em alimentação direta ou realimentação ou ambos. No controle com realimentação, as variáveis a serem controladas são comparadas com valores de referência. A diferença entre essas variáveis e a referência é utilizada pelo controlador e este tem o objetivo de minimizar esta diferença. No controle com alimentação direta, o controle usa o carregamento medido para posicionar a váriavel de controle de modo a minimizar o desvio resultante. Muitas vezes os dois tipos de controle são usados juntos.

A figura 2.12 mostra um diagrama de blocos típico:

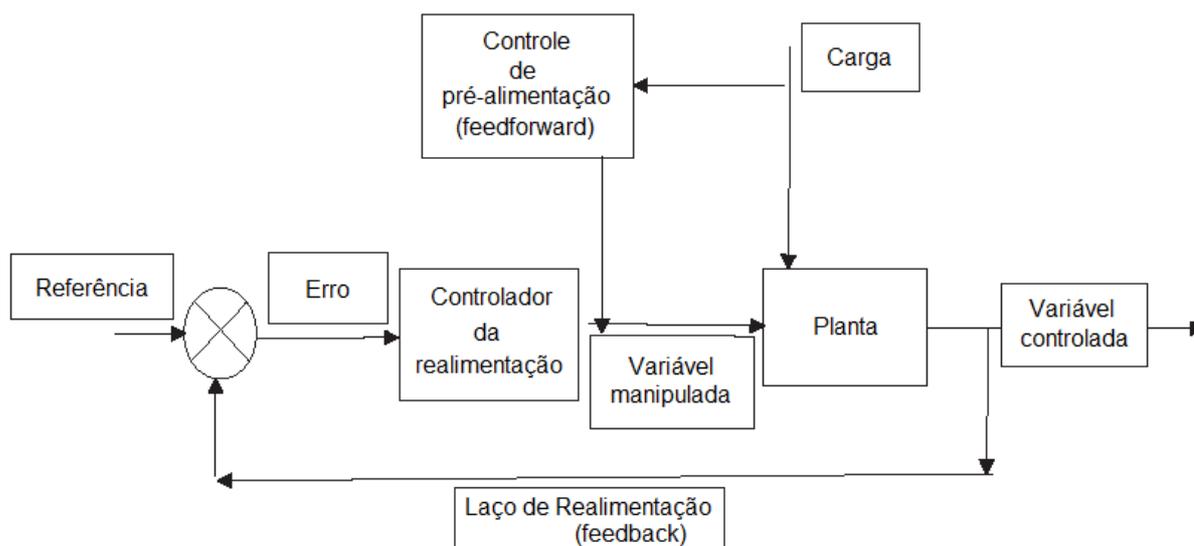


Figura 2.12 – Diagrama de bloco com controle de alimentação direta e realimentação

Um controle clássico pode ter parâmetros proporcionais, integrais, derivativos, de atraso entre outros. Os parâmetros devem ser cuidadosamente escolhidos para que não haja nem inefetividade e nem instabilidade da planta.

O controle de seqüenciamento tanto de “*start-up*” quanto de “*shutdown*” tem a função de comandar a seqüência dos processos necessários para o início do funcionamento da turbina e desligamento da turbina, respectivamente. Por exemplo, o “*start-up*” poderia ter a seguinte seqüência: ligar sistema de lubrificação (evita contato mecânico), ligar motor auxiliar para que o compressor comece a rodar e comece a comprimir o ar (faz com que o fluxo caminhe no sentido correto), após certa rotação ou pressão o combustível é injetado na câmara de combustão, a ignição é iniciada, o motor auxiliar é desacoplado e a rotação da turbina é aumentada sem carga até o ponto ótimo de funcionamento (faz com que o sistema funcione independentemente), a partir desse ponto é possível colocar carga na turbina. Já o “*shutdown*” poderia ter a seqüência inversa: tirar a carga da turbina, diminuir sua rotação até o ponto que o motor auxiliar puder ser acoplado, cessar a injeção de combustível, após o rotor parar desligar o sistema de lubrificação. Principalmente para turbinas com grande diâmetro, mas também para de pequeno porte, o motor auxiliar mantém seu funcionamento durante um intervalo de tempo e os gases de combustão fornecem calor gradual e vagarosamente à turbina para que não haja gradientes grandes de temperatura e evitar dilatações que possam fazer com que as pás do estator encostem nas pás do rotor, quebrando-as. Ainda, esse método previne que o gerador elétrico, que fica geralmente do lado do compressor, superaqueça e que os sensores, do mesmo lado, sejam danificados.

O controle de proteção tem a função de monitorar todos os parâmetros importantes do sistema e forçar um “*shutdown*” se necessário. Este sistema é independente dos outros. O sistema de proteção protege contra sobrevelocidade, sobretemperatura, vibração, extinção da chama, e perda de lubrificação.

O seqüenciamento de “*start-up*” e “*shutdown*”, assim como o controle de proteção não são objetivos deste trabalho e portanto não serão modelados.

O controle de regime permanente é o mais usado dos três porque ele é o que funciona por mais tempo contínuo. Esse controle deve manter uma rotação específica porque assim fornecerá energia para a rede elétrica com frequência constante. O controle não deve permitir que a rotação oscile muito, isso porque, além de ser ruim por perder a eficiência, pode provocar blocagem ou “*surge*” no

compressor e na turbina. O controle atua principalmente na válvula de injeção de combustível. Ainda poderia controlar a injeção de vapor de água no sistema, mas esse também não é foco do trabalho.

Geralmente, controladores PID são suficientes para controlar uma turbina em regime permanente.

## **2.7 SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO**

A principal função de um sistema de lubrificação é manter o atrito baixo entre todas as partes que têm movimento relativo. Assim, maior disponibilidade de trabalho e menor desgaste entre as peças é garantido. O sistema de lubrificação pode servir ainda como um sistema de troca de calor, ou seja, este retira calor de partes onde esquentam devido ao atrito mecânico e viscoso, e partes quentes do sistema térmico, como as turbinas, mantendo a viscosidade do óleo controlada e também sua pressão em pontos determinados.

Um sistema típico de lubrificação compreende um reservatório de óleo lubrificante para alimentar as bombas, trocadores de calor, filtros, distribuição de fluxo de óleo para cada componente do sistema e retorno do óleo dos componentes para o reservatório. Entende-se por componente, por exemplo, a lubrificação do mancal da turbina ou caixa de redução.

O reservatório deve ser fechado para que o óleo não seja contaminado por sujeira e água. O ponto de saída de óleo do reservatório para a bomba deve ser na parte mais inferior do reservatório e o ponto de entrada de óleo deve ser longe do ponto de saída para não haver perturbações e interrupções no fornecimento de óleo para a bomba. A quantidade de volume de óleo no reservatório deve ser suficiente para preencher todos os componentes do sistema (dutos e componentes).

Há vários tipos de bombas que podem ser usadas cada qual com a necessidade do projeto. Os tipos são: bombas radiais, bombas de deslocamento positivo, bombas de engrenagem entre outras. As bombas têm o papel de fornecer fluxo de óleo lubrificante e manter certas pressões em pontos específicos do sistema.

Os filtros seguram partículas indesejáveis que entram no óleo lubrificante. Essas partículas surgem devido ao contato do ar contaminado com óleo em partes abertas do sistema, à combustão do gás na turbina, à sujeira no sistema e desprendimento de partes de tubos e componentes em contato com o óleo. O filtro também insere uma perda de carga significativa no sistema de lubrificação.

Os trocadores de calor retiram o calor do óleo fazendo com que este trabalhe na temperatura ideal para que o sistema lubrificante mantenha o bom funcionamento. O óleo esquenta devido a atritos viscosos e principalmente ao calor trocado com a turbina, compressor e caixa de redução.

As vedações mecânicas também tem papel importante que é impedir a contaminação do óleo e manter uma pressão de óleo no mancal ou rolamento. Há algumas vedações que aumentam seu potencial conforme a rotação do rolamento aumenta sendo necessário o aumento contínuo da pressão na vedação.

## **2.8 CAIXA DE REDUÇÃO**

A caixa de redução é utilizada quando o eixo de rotação da turbina gira com frequência diferente da frequência da rede elétrica para a máxima eficiência da turbina. Geralmente ela é utilizada em turbinas de médio e pequeno porte. As turbinas de grande porte para terem uma eficiência mais alta evitam o uso de reduções porque estas são fontes de resistência mecânica. Portanto, utilizam rotações mais baixas do que as microturbinas e diâmetros maiores.

A caixa de redução ou caixa de engrenagens possui um conjunto de engrenagens que é acoplado à saída da turbina que gira algumas vezes mais rápido do que a frequência de rede, e a outra extremidade da caixa é acoplada ao gerador. As frequências de rede são geralmente de 60Hz e 50Hz, portanto o gerador deve girar em uma dessas frequências dependendo do caso. É uma caixa selada com vedações e há entrada e saída de óleo lubrificante.

### 3 MODELAGEM

A modelagem da turbina a gás foi baseada em princípios de conservação derivados da termodinâmica, mecânica clássica e mecânica dos fluidos. O modelo da turbina *split-shaft* foi criado utilizando os mesmos princípios de Morishita e Faria (2006), onde um modelo foi criado a partir de equações fundamentais de conservação, sem se basear em qualquer outro modelo. Para termodinâmica foi utilizado o livro de Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2003), para mecânica clássica foi Beer e Johnston (1994) e para mecânica dos fluidos foi Fox e McDonald (2001). A modelagem da turbina a gás *split-shaft* é o tema principal, portanto o sistema de controle será simples. Serão utilizados alguns controles tipo PID. Sendo o mais simples um PI e o mais complexo um PI-PD. A modelagem do sistema de lubrificação terá base em mecânica dos fluidos (FOX e MCDONALD, 2001) e mecânica clássica (BEER e JOHNSTON, 1994), e seu controle será no caso mais complexo um PI-D.

#### 3.1 MODELAGEM DO SISTEMA TÉRMICO DA TURBINA

O ciclo padrão a ar é o ciclo Brayton. Este consiste de dois processos isobáricos e dois processos isoentrópicos, como mostrado na figura 3.1. Os processos isobáricos ocorrem na câmara de combustão e nos trocadores de calor ou torres de resfriamento. Os processos isoentrópicos são a compressão do gás no compressor e a expansão deste na turbina.

No caso do ciclo Brayton aberto, o gás que sai da turbina não volta para o compressor. Sendo assim, não é necessário o uso de trocadores com a finalidade de reduzir a temperatura do gás na saída da turbina e fazer com que este volte a uma temperatura baixa na entrada do compressor.

O ciclo real de uma turbina possui algumas diferenças do ciclo Brayton (figura 3.2). As principais são: ineficiências do compressor e da turbina, e perda de pressão na câmara de combustão. Isso significa que o compressor necessitará de mais

potência para trabalhar nas mesmas condições do ciclo Brayton e a turbina produzirá menos trabalho. A perda de pressão na câmara faz com que o trabalho na turbina se torne ainda menos eficiente do que no ciclo Brayton ideal.

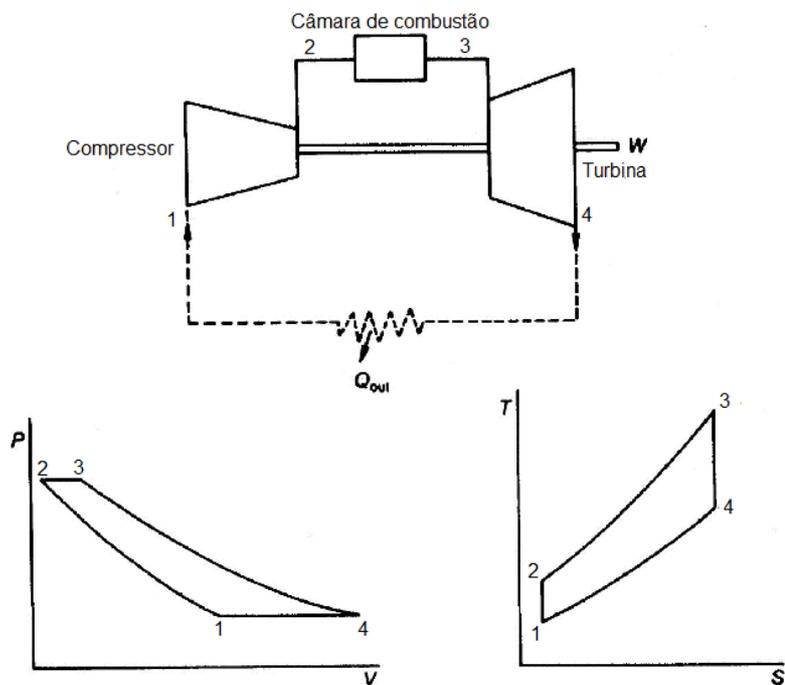


Figura 3.1 – Ciclo Brayton Padrão (BOYCE, 2006)

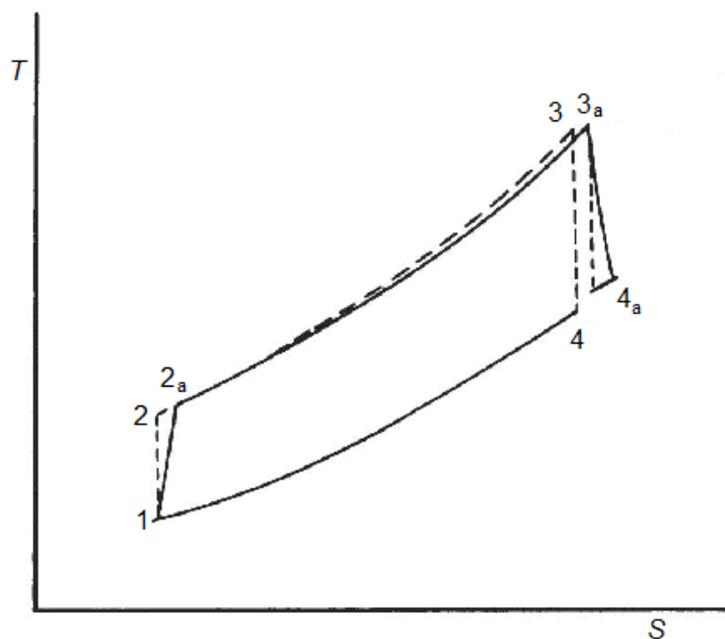


Figura 3.2 – Comparação: Ciclo Brayton vs. ciclo real. O índice "a" indica o ciclo real (BOYCE, 2006)

O funcionamento térmico de uma turbina do tipo *split-shaft* pode ser explicado por um ciclo Brayton. A principal diferença entre o ciclo *split-shaft* e o ciclo simples é o fato de haver dois estágios de expansão ao invés de um. O sistema pode ser dividido em duas partes: o turbocompressor ou gerador de gás que compreende o compressor e a turbina de alta pressão, e a turbina de baixa pressão ou gerador de potência. A figura 3.3 ilustra o caso da turbina *split-shaft* e mostra que há 3 processos isoentrópicos e 2 isobáricos para o caso ideal.

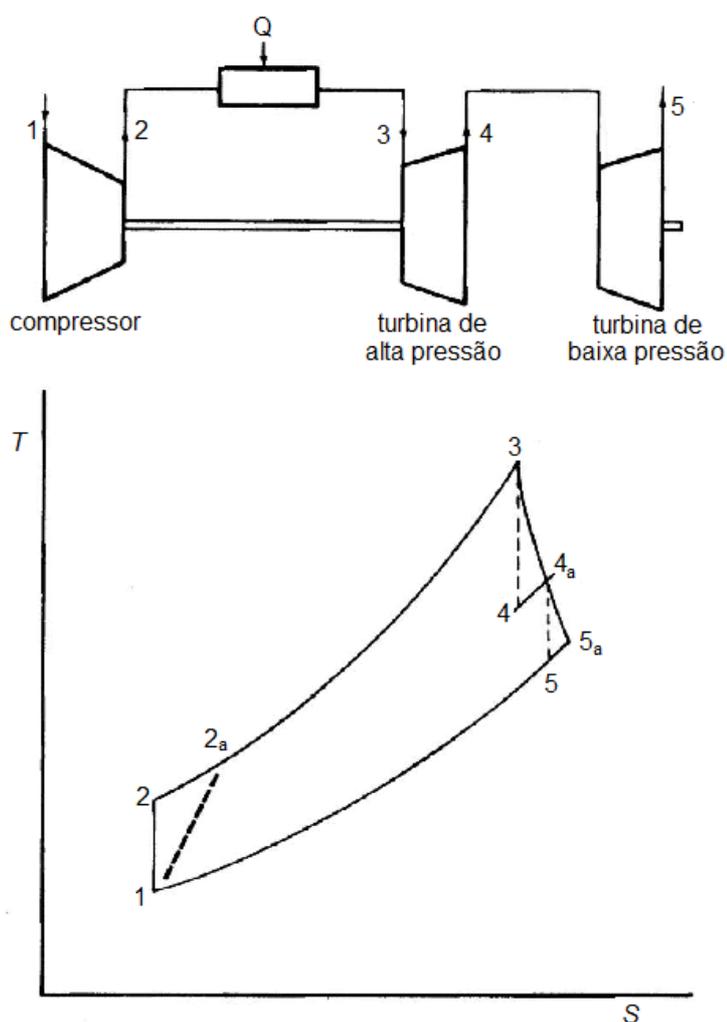


Figura 3.3 – Esquema da turbina *split-shaft* com gráfico da comparação do ciclo teórico com o real. O índice “a” indica os pontos onde o ciclo real difere do teórico (BOYCE, 2006)

Quando uma turbina *split-shaft* está funcionando em regime permanente, a turbina de alta pressão produz uma potência igual a potência consumida no compressor. O restante da energia será utilizada para mover a turbina de baixa pressão.

O problema surge quando o sistema está em regime transitório. A turbina de alta pressão deve produzir trabalho para poder acelerar a rotação do turbocompressor e fazer com que o compressor aumente o fluxo de ar e a razão de pressão.

No caso de uma modelagem simples de um ciclo simples, a pressão na entrada e saída do sistema são conhecidas e iguais, portanto é possível aplicar diretamente a teoria de termodinâmica nesse tipo de sistema. Já no caso de um ciclo *split-shaft*, a pressão entre a turbina de alta pressão e a de baixa pressão não é conhecida. Além disso, a turbina de alta pressão exerce influência sobre a turbina de baixa pressão e vice-versa.

Nesse espaço entre a turbina de alta pressão e a turbina de baixa pressão, a pressão é determinada principalmente pela pressão originada do compressor com uma pequena variação dependendo da perda de carga devido à turbina de baixa pressão. Já, a potência necessária no compressor para uma dada situação é gerada na turbina de alta pressão.

### 3.2 MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA TÉRMICO

Algumas considerações foram feitas para a modelagem do sistema. Essas considerações são relacionadas às propriedades dos gases, efeitos de transferência de calor e rendimentos. Essas considerações serão comentadas conforme as descrições forem exigindo-as.

O fluido de trabalho (ar) foi considerado como um gás perfeito, com calores específicos constantes. Além disso, o ar e o lubrificante foram considerados como fluidos newtonianos.

A diferença de entalpia de um gás pode ser definida de tal forma que seja representada aproximadamente como a diferença de temperatura absoluta multiplicada pelo calor específico a pressão constante (eq.(3.1)).

$$h - h_i = c_p \cdot (T - T_i) \quad (3.1)$$

onde:  $h_i$  é a entalpia no ponto “i”,  $c_p$  é o calor específico a pressão constante e  $T_i$  é a temperatura do gás no ponto “i”.

A diferença de energia interna de um gás também pode ser definida de tal forma que seja representada aproximadamente como a diferença de temperatura absoluta multiplicada pelo calor específico a volume constante (eq.(3.2)).

$$u - u_i = c_v \cdot (T - T_i) \quad (3.2)$$

onde:  $u_i$  é energia interna do gás no ponto  $i$ ,  $c_v$  é o calor específico a volume constante.

A temperatura e a pressão na entrada do compressor são iguais a temperatura e a pressão ambiente (eq.(3.3)).

$$\begin{aligned} T_{amb} &= T_1 \\ P_{amb} &= P_1 \end{aligned} \quad (3.3)$$

onde:  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente,  $T_1$  é a temperatura na entrada do compressor,  $P_{amb}$  é a pressão ambiente,  $P_1$  é a pressão na entrada do compressor.

A primeira lei da termodinâmica para volume de controle pode ser representada como se segue na eq.(3.4):

$$\dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot Z_e \right) - \sum \dot{m}_s \cdot \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot Z_s \right) \quad (3.4)$$

onde:  $\dot{E}$  é a variação de energia no volume de controle,  $\dot{Q}$  é a taxa de calor recebido pelo volume de controle,  $\dot{W}$  é a potência produzida pelo volume de controle,  $\dot{m}_e$  é a vazão mássica que entra no volume de controle,  $\dot{m}_s$  é a vazão mássica que sai do volume de controle,  $V_e$  é a velocidade da massa que entra no volume de controle,  $V_s$  é a velocidade da massa que sai do volume de controle,  $Z_e$  é a altura que a massa entra no volume de controle,  $Z_s$  é a altura que a massa sai do volume de controle,  $g$  é a aceleração da gravidade.

Os termos de velocidade e altura de entrada e saída de massa são geralmente desprezados para uma turbina estacionária. Esses valores são

pequenos em relação a variação de entalpia ou os valores de entrada e saída acabam se cancelando. Não há acúmulo de energia no sistema, ou seja,  $\dot{E} = 0$ .

Para um determinado processo politrópico, tem-se a eq.(3.5):

$$\frac{T_{(i+1)}}{T_i} = \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.5)$$

onde:  $T_{(i+1)}$  é a temperatura do gás em “ $i + 1$ ”,  $T_i$  é a temperatura em “ $i$ ”,  $P_{i+1}$  é a pressão em “ $i + 1$ ”,  $P_i$  é a pressão em “ $i$ ” e  $n$  é o coeficiente politrópico.

A eficiência do compressor é calculada a partir do processo isentrópico. Foi considerado que no processo isentrópico, o coeficiente politrópico  $n$  é constante para qualquer temperatura (eq.(3.6)).

$$n = k = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.6)$$

A temperatura na saída do compressor, no processo isentrópico, adiabático e reversível é:

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.7)$$

onde:  $T_{2s}$  é a temperatura isentrópica em 2,  $P_2$  é a pressão em 2.

O rendimento do compressor ( $\eta_c$ ) é então:

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.8)$$

onde:  $T_2$  é a temperatura em 2.

Combinando as equações (3.7) e (3.8) chega-se à temperatura que deveria efetivamente sair do compressor se este fosse adiabático.

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} \quad (3.9)$$

É com esta temperatura que o trabalho no compressor é calculado.

$$\dot{W}_C = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.10)$$

onde:  $\dot{W}_C$  é a potência consumida pelo compressor,  $c_{p,ar}$  é o calor específico a pressão constante para o ar.

A temperatura na saída do compressor é menor pois existem perdas que devem ser consideradas. A perda de calor ocorre por convecção entre o gás e a parede do componente, radiação e convecção do componente para o ambiente, e condução na parede do componente. Portanto, a temperatura real de saída deve ser sempre menor do que a calculada pelo método de eficiência isoentrópica com processo adiabático.

$$T_{2,real} = T_2 - \alpha_{12} \cdot \left( \frac{T_2 + T_1}{2} - T_1 \right) \quad (3.11)$$

onde:  $T_{2,real}$  é a temperatura real dos gases na saída do compressor.

As constantes  $\alpha_{i,i+1}$  tem o objetivo de incluir a perda de calor em um processo. Elas são sempre positivas. O índice “ $i, i + 1$ ” representa o ponto de entrada e saída respectivamente de um processo.

$$\alpha_{i,i+1} > 0 \quad (3.12)$$

Embora a variação da perda de calor tenha uma certa inércia, essa foi desconsiderada na modelagem, ou seja, pode haver um erro na magnitude do calor perdido.

A diferença de potência entre a vazão mássica que entra no compressor e que sai do compressor é dada pelas vazões mássicas multiplicadas pela entalpias reais respectivas:

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{e,C} \cdot h_{e,C} - \sum \dot{m}_{s,C} \cdot h_{s,C} &= \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2,real}) \\ &= \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_1 - T_{2,real}) \end{aligned} \quad (3.13)$$

onde:  $\dot{m}_{e,C}$  é a vazão mássica que entra no compressor,  $h_{e,C}$  é a entalpia da massa que entra no compressor,  $\dot{m}_{s,C}$  é a vazão mássica que sai do compressor,  $h_{s,C}$  é a entalpia da massa que sai do compressor.

A perda de calor no compressor pode ser calculada pela eq.(3.14).

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{2,real} - T_2) \quad (3.14)$$

A vazão mássica no ponto 2 ( $\dot{m}_2$ ) é considerada igual a vazão mássica em 1 ( $\dot{m}_1$ ), ou seja, não há vazamentos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (3.15)$$

A eq.(3.16) representa o processo de aquecimento do ar ao passar pela câmara de combustão. O primeiro termo da equação representa a energia dos gases de combustão na saída. O segundo termo inclui três partes. A primeira parte representa a energia do ar em 2, a segunda parte representa a energia de entrada de combustível e a terceira parte representa o potencial de energia disponível no gás combustível, o poder calorífico inferior (*PCI*).

$$\begin{aligned} & (\dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} + \dot{m}_{comb} \cdot c_{p,comb}) \cdot T_3 \\ & = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot T_{2,real} + \dot{m}_{comb} \cdot c_{p,comb} \cdot T_{comb} + \dot{m}_{comb} \\ & \cdot PCI \end{aligned} \quad (3.16)$$

onde:  $c_{p,ar}$  é o calor específico a pressão constante do ar,  $\dot{m}_{comb}$  é a vazão mássica de combustível,  $c_{p,comb}$  é o calor específico a pressão constante do combustível,  $T_3$  é a temperatura adiabática do gás na saída da câmara de combustão,  $T_{comb}$  é a temperatura do combustível na entrada da câmara de combustão.

A vazão mássica de ar é muito maior que a vazão mássica de combustível. A relação massa de ar sobre massa de combustível é muito maior que 50. Portanto, o erro introduzido por tal consideração é pouco significativo.

$$\dot{m}_{comb} \cdot c_{p,comb} \ll \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \therefore (\dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} + \dot{m}_{comb} \cdot c_{p,comb}) \approx \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \quad (3.17)$$

Aplicando a eq.(3.17) na eq.(3.16) chega-se à seguinte equação:

$$\dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot T_3 = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot T_{2,real} + \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (3.18)$$

A temperatura de saída da câmara de combustão considerando o sistema adiabático e sem perda de pressão é dada da seguinte forma:

$$T_3 = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot T_{2,real} + \dot{m}_{comb} \cdot PCI}{\dot{m}_1 \cdot c_{p,ar}} \quad (3.19)$$

Considerando a perda de calor na câmara de combustão devido à convecção, condução e radiação, a temperatura de saída real se torna menor do que a calculada para o caso adiabático.

$$T_{3,real} = T_3 - \alpha_{23} \cdot \left( \frac{T_3 + T_{2,real}}{2} - T_1 \right) \quad (3.20)$$

Na câmara de combustão é onde há maior perda de calor por radiação devido a alta temperatura que esta atinge por causa dos gases de combustão (chama), que podem passar de 1200 K.

A diferença de potência entre a vazão mássica que entra na câmara de combustão ( $\dot{m}_{e,CC}$ ) e que sai da câmara de combustão ( $\dot{m}_{s,CC}$ ) é dada pelas vazões mássicas multiplicadas pela entalpias reais respectivas ( $h_{e,CC}$ ,  $h_{s,CC}$ ):

$$\sum \dot{m}_{e,CC} \cdot h_{e,CC} - \sum \dot{m}_{s,CC} \cdot h_{s,CC} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{3,real} - T_{2,real}) \quad (3.21)$$

A perda de calor respectiva à câmara de combustão ( $\dot{Q}_{CC,sai}$ ) é:

$$\dot{Q}_{CC,s} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{3,real} - T_3) \quad (3.22)$$

O calor que entra na câmara de combustão ( $\dot{Q}_{CC,entra}$ ) é equivalente ao poder calorífico inferior ( $PCI$ ) multiplicado pela vazão mássica de combustível.

$$\dot{Q}_{CC,e} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (3.23)$$

A troca de calor total na câmara de combustão ( $\dot{Q}_{CC}$ ) é a soma do calor que entra e do calor que sai, pois não há trabalho na câmara de combustão.

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{Q}_{CC,e} + \dot{Q}_{CC,s} \quad (3.24)$$

Como mencionado anteriormente a vazão mássica de ar é muito maior que a vazão mássica de combustível. Portanto, é razoável considerar que a vazão mássica na saída da câmara de combustão é igual a vazão mássica de ar. Assim, a injeção de combustível se torna, apenas, uma injeção de calor no sistema.

$$\dot{m}_1 \gg \dot{m}_{comb} \therefore \dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{comb} \approx \dot{m}_1 \quad (3.25)$$

Seguindo a lógica da eq.(3.25), tem-se que em todos os pontos a vazão mássica é igual a vazão mássica na entrada do compressor.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (3.26)$$

A temperatura de saída da turbina ( $T_{4s}$ ), considerando-a isentrópica, adiabática e reversível, é dada por:

$$T_{4s} = T_{3,real} \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.27)$$

onde:  $P_3$  é a pressão na saída da câmara de combustão e  $P_4$  é a pressão na saída da turbina de alta pressão.

O rendimento isentrópico da turbina de alta pressão ( $\eta_{TA}$ ) é:

$$\eta_{TA} = \frac{T_4 - T_{3,real}}{T_{4s} - T_{3,real}} \quad (3.28)$$

onde:  $T_4$  é a temperatura de eficiência isentrópica.

Reconfigurando a eq.(3.28), o valor da temperatura de saída da turbina para o cálculo da potência referente a mesma pode ser obtido pela eq.(3.29).

$$T_4 = T_{3,real} + \eta_{TA} \cdot (T_{4s} - T_{3,real}) \quad (3.29)$$

A potência gerada pela turbina de alta pressão ( $\dot{W}_{TA}$ ) é calculada da seguinte forma:

$$\dot{W}_{TA} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_4 - T_{3,real}) \quad (3.30)$$

A perda de calor também deve ser considerada para a obtenção da temperatura real de saída da turbina de alta pressão ( $T_{4,real}$ ). Portanto, a temperatura real é menor do que a calculada para o sistema adiabático e com eficiência isoentrópica.

$$T_{4,real} = T_4 - \alpha_{34} \cdot \left( \frac{T_4 + T_{3,real}}{2} - T_1 \right) \quad (3.31)$$

onde:  $\alpha_{34}$  é o coeficiente de perda de calor para a turbina de alta pressão.

A variação da energia total do gás na turbina de alta pressão é proporcional à vazão mássica de ar e a diferença entre as temperaturas reais na saída e entrada da turbina de alta pressão.

A diferença de potência entre a vazão mássica que entra na turbina de alta pressão ( $\dot{m}_{e,TA}$ ) e que sai da turbina de alta pressão ( $\dot{m}_{s,TA}$ ) é dada pelas vazões mássicas multiplicadas pela entalpias reais respectivas ( $h_{e,TA}$ ,  $h_{s,TA}$ ):

$$\sum \dot{m}_{e,TA} \cdot h_{e,TA} - \sum \dot{m}_{s,TA} \cdot h_{s,TA} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{4,real} - T_{3,real}) \quad (3.32)$$

A perda de calor na turbina de alta pressão ( $\dot{Q}_{TA}$ ) é calculada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{TA} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{4,real} - T_4) \quad (3.33)$$

A temperatura de exaustão dos gases da turbina de baixa pressão ( $T_{5s}$ ) no processo adiabático, isoentrópico e reversível é dado por:

$$T_{5s} = T_{4,real} \cdot \left( \frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.34)$$

onde:  $P_4$  é a pressão do gás na saída da turbina de baixa pressão,  $P_5$  é a pressão na saída da turbina de baixa pressão.

O rendimento isoentrópico ( $\eta_{TB}$ ) da turbina de baixa pressão é:

$$\eta_{TB} = \frac{T_5 - T_{4,real}}{T_{5s} - T_{4,real}} \quad (3.35)$$

Reescrevendo a eq.(3.35) de forma a obter  $T_5$ , tem-se:

$$T_5 = T_{4,real} + \eta_{TB} \cdot (T_{5s} - T_{4,real}) \quad (3.36)$$

A potência gerada na turbina de baixa pressão ( $\dot{W}_{TB}$ ) é calculada da seguinte forma:

$$\dot{W}_{TB} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_5 - T_{4,real}) \quad (3.37)$$

Essa é a potência que será utilizada para mover o gerador que produzirá energia elétrica.

A temperatura real de exaustão do gás na turbina de baixa pressão ( $T_{5,real}$ ), considerando que há perda de calor, é dada por:

$$T_{5,real} = T_5 - \alpha_{45} \cdot \left( \frac{T_5 + T_{4,real}}{2} - T_1 \right) \quad (3.38)$$

A diferença de potência entre a vazão mássica que entra na turbina de baixa pressão ( $\dot{m}_{e,TB}$ ) e que sai da turbina de baixa pressão ( $\dot{m}_{s,TB}$ ) é dada pelas vazões mássicas multiplicadas pela entalpias reais respectivas ( $h_{e,TB}$ ,  $h_{s,TB}$ ):

$$\sum \dot{m}_{e,TB} \cdot h_{e,TB} - \sum \dot{m}_{s,TB} \cdot h_{s,TB} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{5,real} - T_{4,real}) \quad (3.39)$$

A perda de calor ( $\dot{Q}_{TB}$ ) é calculada com base na diferença entre a temperatura real e a temperatura que seria obtida para um sistema adiabático.

$$\dot{Q}_{TB} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{5,real} - T_5) \quad (3.40)$$

### 3.3 MODELAGEM DO SISTEMA MECÂNICO

Os principais fatores que definem como essa variação irá ocorrer são relacionados com a massa do corpo e o amortecimento que o mesmo sofre. A modelagem é feita com base na mecânica clássica e na teoria de mecânica dos fluidos de atrito viscoso.

A modelagem do sistema pode ser dividida em turbocompressor (compressor e turbina de alta pressão), turbina de baixa pressão, caixa de redução, válvula de admissão de combustível e gerador de energia elétrica.

### 3.4 MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA MECÂNICO

O turbocompressor, a turbina de baixa pressão e os demais componentes têm apenas um grau de liberdade.

A modelagem dos corpos que giram em torno de um eixo, no caso unidimensional que é suficiente para descrever o sistema do trabalho, é feito da seguinte maneira:

$$M = J \cdot \dot{\omega} + B \cdot \omega \quad (3.41)$$

Isso significa que o torque ( $M$ ) é igual ao momento de inércia do corpo ( $J$ ) multiplicado pela aceleração angular ( $\dot{\omega}$ ), mais o coeficiente de amortecimento ( $B$ ) vezes a velocidade angular ( $\omega$ ). A potência em um eixo é igual ao torque multiplicado pela velocidade angular do mesmo. A potência ( $\dot{W}$ ) utilizada na equação vem da potência térmica gerada pela combustão. Sendo assim, multiplicando-se a eq.(3.41) pela velocidade angular obtém-se a equação seguinte:

$$M \cdot \omega = \dot{W} = J \cdot \dot{\omega} \cdot \omega + B \cdot \omega^2 \quad (3.42)$$

A eq.(3.42) não é uma equação linear. Portanto, o método numérico de Euler foi utilizado para aproximar a solução. O método de Euler é suficiente para as

primeiras análises do sistema sem controle. O método de Euler pode ser encontrado em Humes et al. (1984).

Para um pequeno intervalo de tempo é plausível considerar que a aceleração angular constante. Assim, a velocidade de um ponto posterior será considerada como a velocidade atual mais a aceleração angular multiplicada pelo intervalo de tempo.

$$\omega_{i+1} = \omega_i + \int_i^{i+1} \dot{\omega}_i dt = \omega_i + \dot{\omega}_i \cdot \Delta t \quad (3.43)$$

onde:  $\omega_{i+1}$  é a velocidade angular no tempo “ $i + 1$ ”,  $\omega_i$  é a velocidade angular no tempo “ $i$ ”,  $\Delta t$  é o intervalo de tempo entre “ $i + 1$ ” e “ $i$ ”.

Rearranjando a eq.(3.42), pode-se obter a aceleração angular ( $\dot{\omega}_i$ ) em função da velocidade angular ( $\omega_i$ ).

$$\dot{\omega}_i = \frac{\dot{W} - B \cdot \omega_i^2}{J \cdot \omega_i} \quad (3.44)$$

Então, a aceleração angular ( $\dot{\omega}_i$ ) pode ser substituída e a eq.(3.43) pode ser reescrita somente em função de  $\omega_i$ .

$$\omega_{i+1} = \omega_i + \frac{\dot{W} - B \cdot \omega_i^2}{J \cdot \omega_i} \cdot \Delta t \quad (3.45)$$

A caixa de redução tem algumas engrenagens de diferentes tamanhos que tem a finalidade de aumentar ou diminuir a velocidade angular ou o torque na ponta de um de seus eixos.

A intenção de modelar a caixa de redução é introduzir sua dinâmica no conjunto. Para exemplificar a caixa de redução será representado um conjunto com duas engrenagens.

A velocidade tangencial no ponto de contato entre as duas engrenagens é considerado igual.

$$\omega_1 \cdot r_1 = -\omega_2 \cdot r_2 \therefore \omega_2 = -\omega_1 \cdot \frac{r_1}{r_2} = -\omega_1 \cdot N_{12} \quad (3.46)$$

onde:  $\omega_1$  é a velocidade angular da engrenagem “1”,  $r_1$  é o raio primitivo da engrenagem “1”,  $\omega_2$  é a velocidade angular da engrenagem “2”,  $r_2$  é o raio primitivo da engrenagem “2”,  $N_{12}$  é a redução entre as velocidades angulares das engrenagens.

O diagrama de corpo livre mostra que a força que a engrenagem “1” aplica na engrenagem “2” ( $F_{12}$ ) é igual em valor, porém tem sentido contrário à força que a engrenagem “2” aplica em “1” ( $F_{21}$ ). Isso ocorre devido ao princípio de ação e reação.

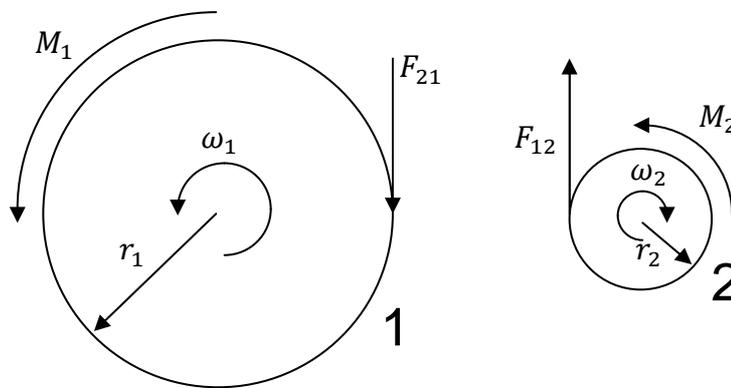


Figura 3.4 – Diagrama de corpo livre para um par de engrenagens

$$F_{12} = -F_{21} \quad (3.47)$$

Fazendo a igualdade para os torques envolvidos e colocando em forma de sistema de equações, obtém-se:

$$\begin{aligned} M_1 - F_{21} \cdot r_1 &= J_1 \cdot \dot{\omega}_1 + B_1 \cdot \omega_1 \\ M_2 - F_{12} \cdot r_2 &= J_2 \cdot \dot{\omega}_2 + B_2 \cdot \omega_2 \end{aligned} \quad (3.48)$$

Combinando as equações (3.47) e (3.48), chega-se a seguinte igualdade:

$$\frac{M_1 - J_1 \cdot \dot{\omega}_1 - B_1 \cdot \omega_1}{r_1} = \frac{-M_2 - J_2 \cdot \dot{\omega}_2 - B_2 \cdot \omega_2}{r_2} \quad (3.49)$$

Substituindo  $\omega_2$  da eq.(3.46) na eq.(3.49), rearranjando os termos e igualando a equação a zero, tem-se:

$$M_1 + M_2 \cdot N_{12} - \dot{\omega}_1 \cdot (J_1 + N_{12}^2 \cdot J_2) - \omega_1 \cdot (B_1 + N_{12} \cdot B_2) = 0 \quad (3.50)$$

onde:  $(J_1 + N_{12}^2 \cdot J_2)$  é o momento de inércia equivalente,  $(B_1 + N_{12} \cdot B_2)$  é o amortecimento equivalente.

A potência na engrenagem “1” ( $\dot{W}_1$ ) é igual ao torque aplicado diretamente ( $M_1$ ) nela multiplicado pela sua rotação ( $\omega_1$ ).

$$\dot{W}_1 = M_1 \cdot \omega_1 \quad (3.51)$$

Multiplicando o segundo termo da eq.(3.50) por  $\omega_1$  e substituindo com os valores da eq.(3.46), chega-se a conclusão de que esse valor é igual a potência aplicada na engrenagem “2” ( $\omega_2$ ).

$$\omega_1 \cdot M_2 \cdot N_{12} = -M_2 \cdot \omega_2 \cdot \frac{N_{12}}{N_{12}} = -\dot{W}_2 \quad (3.52)$$

Multiplicando a eq.(3.50) por  $\omega_1$ , combinando as equações (3.50), (3.51) e (3.52), e fazendo com que a aceleração angular da engrenagem “1” ( $\dot{\omega}_1$ ) seja escrita em função da velocidade angular da engrenagem “1” ( $\omega_1$ ), obtém-se:

$$\dot{\omega}_1 = \frac{\dot{W}_1 - \dot{W}_2 - \omega_1^2 \cdot (B_1 + N_{12}^2 \cdot B_2)}{\omega_1 \cdot (J_1 + N_{12}^2 \cdot J_2)} \quad (3.53)$$

A analogia pode ser usada para sistemas com mais engrenagens. Portanto, a caixa de redução é modelada com a analogia apresentada e conforme sua configuração. Trazendo todos os termos de inércia ( $J$ ) e os amortecimentos viscosos ( $B$ ) para a turbina de baixa pressão, ou seja, somando o valor de momento de inércia da turbina de baixa pressão com o momento de inércia refletido devido à caixa de redução e ao gerador, e fazendo da mesma forma para o amortecimento viscoso, a seguinte equação é obtida:

$$\dot{\omega}_{TB} = \frac{\dot{W}_{TB} - \dot{W}_{dem} - \omega_{TB}^2 \cdot B_{TB,total}}{\omega_{TB} \cdot J_{eq}} \quad (3.54)$$

Um exemplo para um momento de inércia refletido ou equivalente ( $J_{eq}$ ) com o gerador ( $J_{Ger}$ ), caixa de redução com três lances de engrenagens ( $J_E$ ) e mais a turbina de baixa pressão ( $J_{TB}$ ) é:

$$J_{eq} = J_{TB} + J_{E1} + J_{E12} + N_{12}^2 \cdot (J_{E2} + J_{E23} + N_{23}^2 \cdot (J_{E3} + J_{Ger})) \quad (3.55)$$

onde:  $J_{E1}$  é o momento de inércia da engrenagem “1”,  $J_{E12}$  é o momento de inércia da engrenagem que conecta a engrenagem “1” com a engrenagem “2”,  $N_{12}$  é a redução entre as engrenagens “1” e “2”,  $J_{E2}$  é o momento de inércia da engrenagem “2”,  $J_{E23}$  é o momento de inércia da engrenagem que conecta a engrenagem “2” com a engrenagem “3”,  $J_{E3}$  é o momento de inércia da engrenagem “3”,  $N_{23}$  é a redução entre as engrenagens “2” e “3”.

As constantes  $N_{i,i+1}$  são as reduções que ocorrem na caixa de engrenagens, ou seja, são as relações de diâmetro primitivo da engrenagem “ $i$ ” ( $d_i$ ) sobre o diâmetro primitivo da engrenagem “ $i + 1$ ” ( $d_{i+1}$ ).

$$N_{i,i+1} = \frac{d_i}{d_{i+1}} \quad (3.56)$$

A próxima etapa mostra como são baseados os cálculos dos amortecimentos viscosos. Há dois fatores principais a serem considerados. Um é o atrito devido à viscosidade do óleo e o outro é devido à viscosidade do ar. O atrito do ar poderia ser considerado como um arrasto, mas isso acarretaria em saber como o ar escoava pelas pás e corpo do rotor. Assim, o atrito viscoso é mais simples e consegue ao menos exemplificar essas perdas.

As viscosidades dos fluidos variam muito com a temperatura e muito pouco com a pressão. Apesar de a variação de temperatura do óleo não ser pequena é possível, para fins de modelagem com controle, considerar que a viscosidade desse é constante ao longo do tempo e do trajeto. Para o ar, a diferença de temperatura nos diversos componentes foi considerada porque a viscosidade do ar tem influência no sistema da turbina.

A tensão de cisalhamento de um fluido em um mancal com eixo girante, pode ser considerada como o deslizamento de uma placa plana sobre outra com fluido

entre elas. Essa consideração é tão mais precisa quanto menor for a espessura do filme de óleo e quanto maior o raio do eixo, e o quanto mais próximo o fluido é de um fluido newtoniano.

A área de cisalhamento é aproximadamente a área interna do mancal de deslizamento onde o eixo é apoiado.

$$\tau_i = \mu_{fluido} \cdot \frac{d u_i}{d y_i} \approx \mu_{fluido} \cdot \frac{\omega_i \cdot r_i}{y_i} \text{ e } A = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L_i \quad (3.57)$$

onde:  $A$  é a área de contato do mancal com o fluido,  $\tau_i$  é a tensão de cisalhamento do mancal,  $\mu_{fluido}$  é a viscosidade dinâmica do fluido,  $\frac{d u_i}{d y_i}$  é a derivada da velocidade do fluido em relação à altura do lubrificante a partir do eixo,  $r_i$  é o raio do mancal e  $L_i$  é a largura do mancal.

O momento viscoso associado ao mancal e o eixo ( $M_{visc}$ ) é obtido a partir do segundo termo do lado direito da equação (3.41). Esse momento é igual a força de cisalhamento ( $\tau_i \cdot A$ ) multiplicada pelo raio de atuação da mesma ( $r_i$ ). Então, substituindo os termos na equação (3.57), chega-se que o amortecimento viscoso ( $B_i$ ) é aproximadamente:

$$M_{visc} = B_i \cdot \omega_i = \tau_i \cdot A \cdot r_i \therefore B_i \approx \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu_i \cdot L_i \cdot r_i^3}{y_i} \quad (3.58)$$

Visto que há imprecisões relativas às áreas, viscosidades e outros fatores não considerados, um fator multiplicativo de ajuste ( $\alpha_{\acute{o}leo}$ ) se torna necessário. O fator visa ajustar o amortecimento de forma proporcional ao amortecimento viscoso. Com estudos fenomenológicos mais profundos do sistema de mancal e/ou o uso de comparações com experimentos, esse fator poderia ser determinado.

Como mencionado anteriormente, o óleo foi considerado como tendo uma viscosidade constante e portanto o amortecimento viscoso ( $B_{i,\acute{o}leo}$ ) é da forma:

$$B_{i,\acute{o}leo} = \alpha_{\acute{o}leo} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu_i \cdot L_i \cdot r_i^3}{y_i} \quad (3.59)$$

O ar nas pás e corpo do rotor modifica amplamente sua viscosidade em função da temperatura. Portanto, a equação para cálculo do termo de amortecimento viscoso ( $B_{i,ar}$ ) inclui a viscosidade em função de uma temperatura média ( $\bar{T}_i$ ). Esta será descrita posteriormente.

$$B_{i,ar} = \alpha_{ar} \cdot \mu_i(\bar{T}_i) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot L_i \cdot r_i^3}{y_i} \quad (3.60)$$

onde:  $r_i$  é o raio médio de atuação das pás da turbina,  $L_i$  é o comprimento da turbina,  $y_i$  é o espaço entre a carenagem da turbina e o rotor,  $\alpha_{ar}$  é o coeficiente de ajuste.

A eq.(3.61) de viscosidade do ar proposta por Sutherland (FOX; MCDONALD, 2001) se torna bem útil para o caso apresentado. O único termo que deve ser colocado na equação é a temperatura absoluta do ar.

$$\mu_{ar} = \frac{b \cdot T^{\frac{3}{2}}}{S + T} \quad \therefore \quad b = 1,458 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s \cdot K^{0,5}} \quad e \quad S = 110,4 K \quad (3.61)$$

onde:  $\mu_{ar}$  é a viscosidade dinâmica do ar,  $b$  e  $S$  são os coeficientes da equação de Sutherland para o ar.

No caso dessa modelagem foi utilizada a temperatura média estimada para cada componente. Como o compressor e a turbina de alta pressão estão conectados por um eixo, a viscosidade deve ser referente a média do conjunto ( $\bar{T}_{CTA}$ ). Portanto, a temperatura média é o valor que devolve o valor da viscosidade média na eq.(3.61). A temperatura, então, pode ser calculada como:

$$\bar{T}_{CTA} = \frac{\frac{T_1 + T_2}{2} + \frac{T_3 + T_4}{2}}{2} \quad (3.62)$$

Substituindo na equação de Sutherland:

$$\mu_{ar,CTA} = \frac{1,458 \cdot 10^{-6} \cdot \bar{T}_{CTA}^{1,5}}{110,4 + \bar{T}_{CTA}} \quad (3.63)$$

onde:  $\mu_{ar,CTA}$  é a viscosidade dinâmica do ar para o turbocompressor.

A única parte do segundo estágio que tem influência da viscosidade do ar é a própria turbina de baixa pressão. A média de temperatura ( $\bar{T}_{TB}$ ) é calculada como:

$$\bar{T}_{TB} = \frac{T_4 + T_5}{2} \quad (3.64)$$

Substituindo na equação de Sutherland:

$$\mu_{ar,TB} = \frac{1,458 \cdot 10^{-6} \cdot \bar{T}_{TB}^{1,5}}{110,4 + \bar{T}_{TB}} \quad (3.65)$$

onde:  $\mu_{ar,TB}$  é a viscosidade dinâmica do ar para a turbina de baixa pressão.

Tendo o valor das viscosidades nos pontos de interesse é possível calcular em cada instante o amortecimento viscoso devido ao contato do ar com as paredes e pás dos componentes.

Seguindo as equações apresentadas, para o cálculo do amortecimento devido ao óleo lubrificante, contando com a caixa de redução, para a turbina de baixa pressão ( $B_{eq,\acute{o}leo}$ ), tem-se:

$$B_{eq,\acute{o}leo} = B_{TB,\acute{o}leo} + B_{E1,\acute{o}leo} + N_{12}^2 \cdot \left( B_{E2,\acute{o}leo} + N_{23}^2 \cdot (B_{E3,\acute{o}leo} + B_{Ger,\acute{o}leo}) \right) \quad (3.66)$$

O amortecimento viscoso total para o turbocompressor ( $B_{CTA,total}$ ) é a soma do amortecimento viscoso devido ao óleo lubrificante do compressor ( $B_{C,\acute{o}leo}$ ) e da turbina de alta pressão ( $B_{TA,\acute{o}leo}$ ) e da soma do amortecimento viscoso devido ao ar do compressor ( $B_{C,ar}$ ) e da turbina de alta pressão ( $B_{TA,ar}$ ).

$$B_{CTA,total} = B_{C,\acute{o}leo} + B_{TA,\acute{o}leo} + B_{C,ar} + B_{TA,ar} \quad (3.67)$$

O amortecimento viscoso total para a turbina de baixa pressão ( $B_{TB,total}$ ) é a soma da parcela do amortecimento devido ao ar na turbina de baixa pressão ( $B_{TB,ar}$ )

e da parcela devido ao óleo ( $B_{eq,óleo}$ ), que é o amortecimento equivalente na turbina de baixa pressão dada pela eq.(3.66).

$$B_{TB,total} = B_{eq,óleo} + B_{TB,ar} \quad (3.68)$$

O compressor tem duas funções principais nos sistemas de turbina a gás. A primeira é suprir as perdas de carga de todo o sistema e a segunda é aumentar a pressão do ar e assim a eficiência do ciclo.

Para simplificar a modelagem do compressor foi considerado que a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_1$ ) é proporcional à rotação do compressor ( $\omega_{CTA}$ ). A vazão mássica máxima ( $\dot{m}_{1,máx}$ ) dividida pela rotação máxima do compressor ( $\omega_{CTA,máx}$ ) fornece o coeficiente angular e a rotação do compressor multiplicada por esse coeficiente fornece a vazão mássica de ar.

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_{1,máx}}{\omega_{CTA,máx}} \cdot \omega_{CTA} \quad (3.69)$$

A razão de pressão entre saída ( $P_2$ ) e entrada do compressor ( $P_1$ ) tem uma relação linear, porém esta inicia da unidade visto que a pressão na saída é sempre maior que a pressão na entrada. No caso limite onde o compressor se encontra parado, a pressão é igual nos dois pontos.

$$RP_C(\omega_{CTA}) = \frac{P_2}{P_1} = \frac{1}{\omega_{CTA,máx}} \cdot (RP_{C,máx} \cdot \omega_{CTA} + 1) \quad (3.70)$$

Uma das maiores dificuldades desse tipo de sistema é encontrar a pressão no ponto “4”, ou seja, a pressão entre a turbina de alta pressão e a turbina de baixa pressão. Isso ocorre porque a pressão nessa região varia com a pressão gerada pelo compressor e com a diferença de rotação entre a turbina de alta pressão e de baixa pressão. Definir como e quanto essas influências atingem esta pressão é algo muito complexo. Portanto, o presente trabalho propõe uma forma simples de estimar esse valor.

A influência na variação de pressão em 4 ( $P_4$ ) é estimada pela diferença de rotação entre o turbocompressor ( $\omega_{CTA}$ ) e a turbina de baixa pressão ( $\omega_{TB}$ ). As

rotações são normalizadas dividindo cada uma por sua respectiva rotação máxima possível ( $\omega_{CTA,máx}, \omega_{TB,máx}$ ). A diferença entre a rotação normalizada do turbocompressor e da rotação normalizada da turbina de baixa pressão é multiplicada por um fator de influência ( $\alpha_{influência}$ ). É razoável considerar-se essa influência visto que uma maior vazão de ar pode fazer com que o ângulo de incidência do ar nas pás da turbina de baixa pressão mude aumentando a perda de pressão entre os pontos 4 e 5.

$$\alpha_{RP,TB} = \alpha_{influência} \cdot \left( \frac{\omega_{CTA}}{\omega_{CTA,máx}} - \frac{\omega_{TB}}{\omega_{TB,máx}} \right) \quad (3.71)$$

A razão de pressão na saída da turbina de alta pressão sobre a pressão na câmara de combustão ( $RP_{TA}$ ) é proporcional a razão de pressão no compressor e tem a influência do fator de influência das rotações da turbina de alta pressão ( $\alpha_{RP,TA}$ ) e da turbina de baixa pressão ( $\alpha_{RP,TB}$ ). A pressão na saída da turbina de alta pressão deve ser um valor intermediário entre a pressão de saída do compressor ( $P_2$ ) e da pressão atmosférica ( $P_1$ ).

$$RP_{TA} = \frac{P_4}{P_2} = \frac{1}{1 - (\alpha_{RP,TA} + \alpha_{RP,TB}) + RP_C \cdot (\alpha_{RP,TA} + \alpha_{RP,TB})} \quad (3.72)$$

Os fatores de influência devem ser valores entre 0 e 1.

$$0 < \alpha_{RP,TA} < 1 \quad e \quad 0 < \alpha_{RP,TB} < 1 \quad (3.73)$$

Resumindo, as relações de pressão nos pontos de interesse são obtidas da seguinte forma:

$$RP_C = \frac{P_2}{P_1} \quad e \quad RP_{TA} = \frac{P_4}{P_2} \quad \therefore \quad RP_{TB} = \frac{1}{RP_C} \cdot \frac{1}{RP_{TA}} = \frac{P_5}{P_4} = \frac{P_1}{P_4} \quad (3.74)$$

Para a razão de pressão da turbina de baixa pressão com a pressão atmosférica ( $RP_{TB}$ ), nota-se que esta é a pressão atmosférica ( $P_1$ ) dividida pela pressão na saída da turbina de alta pressão ( $P_4$ ).

A válvula proporcional de combustível foi modelada como um sistema de segunda ordem utilizando-se a referência Ogata (2003). Para se obter as características da válvula foi considerado o máximo sobre-sinal e o tempo de acomodação.

No exemplo, considerou-se um sobre-sinal ( $M_p$ ) de 5% e tempo de acomodação ( $t_s$ ) de 1 segundo.

$$M_p = e^{-\pi \cdot \left( \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \right)} = 0,05 \quad (3.75)$$

$$t_s = \frac{4}{\omega_n \cdot \zeta} = 1 \text{ s} \quad (3.76)$$

As equações (3.75) e (3.76) fornecem os valores do coeficiente de amortecimento ( $\zeta$ ) e da frequência natural ( $\omega_n$ ).

$$\zeta = 0,6901 \quad e \quad \omega_n = 5,796 \text{ rad/s} \quad (3.77)$$

A frequência natural ( $\omega_n$ ) é também:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{v\acute{a}lv}}{m_{v\acute{a}lv}}} \quad (3.78)$$

Colocando-se uma massa para a válvula ( $m_{v\acute{a}lv}$ ), obtém-se a constante de mola ( $k_{v\acute{a}lv}$ ) e o amortecimento ( $b_{v\acute{a}lv}$ ), da seguinte forma:

$$m_{v\acute{a}lv} = 0,2 \text{ kg} \quad (3.79)$$

$$k_{v\acute{a}lv} = 6,719 \frac{N}{m} \quad e \quad b_{v\acute{a}lv} = 2 \cdot \omega_n \cdot \zeta \cdot m_{v\acute{a}lv} = 1,600 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \quad (3.80)$$

Com todas as constantes do sistema encontradas, pode-se escrever a equação do movimento da válvula ( $x(t)$ ).

$$x(t) = \frac{\omega_n}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t} \cdot \text{sen}(\omega_n \cdot \sqrt{1-\zeta^2} \cdot t) \quad (3.81)$$

Quanto mais aberta a válvula mais combustível esta deve injetar no sistema, porém aqui encontra-se mais uma dificuldade. Como a pressão na câmara de combustão é variável com a rotação do compressor para uma mesma abertura de válvula, o fluxo de combustível diferirá. Se a pressão fosse constante, então, a válvula trabalharia como uma válvula proporcional comum.

Para descrever como varia a injeção de combustível foi utilizada a teoria de perda de pressão em dutos com fluidos incompressíveis. Apesar de o gás combustível ser compressível, a forma como o escoamento deste ocorre na válvula não é conhecido e, portanto, para considerar algum efeito causado no sistema por esta optou-se por tal teoria. Portanto, para uma primeira aproximação e análise dos efeitos da variação da pressão na câmara de combustão, esse modelo é suficiente. A velocidade do combustível antes da injeção deste na câmara é:

$$\dot{m} = vol \cdot \rho = A \cdot V \cdot \rho \quad \therefore \quad V = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho} \quad (3.82)$$

A perda de carga do combustível imediatamente antes da saída da válvula é igual a diferença da pressão ( $\Delta P$ ) do combustível antes de passar pela válvula e a pressão na câmara de combustão. A válvula insere uma perda de carga proporcional ( $K$ ) à velocidade de escoamento ( $V$ ). Então a vazão mássica de combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ) pode ser escrita como:

$$\Delta P = \frac{K \cdot V^2}{2 \cdot g} \cdot \rho \cdot g \quad \therefore \quad \Delta P = \frac{K \cdot \dot{m}^2}{2 \cdot A^2 \cdot \rho} \quad \therefore \quad \dot{m}_{comb} = \sqrt{\frac{2 \cdot A^2 \cdot \rho \cdot \Delta P}{K}} \quad (3.83)$$

onde:  $g$  é a aceleração da gravidade,  $A$  é a área do duto,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\dot{m}$  é a vazão mássica de fluido.

Como os parâmetros de área ( $A$ ) e massa específica ( $\rho$ ) são constantes para os pontos escolhidos, mostra-se que a vazão de combustível varia proporcionalmente com a abertura da válvula e com a raiz quadrada da diferença de pressão do combustível e da câmara de combustão.

$$\dot{m}_{comb} = C_{v\u00e1lv} \cdot \frac{1}{\sqrt{K}} \cdot \sqrt{\Delta P} = C_{v\u00e1lv} \cdot x_{v\u00e1lv} \cdot \sqrt{P_{InjComb} - P_2} \quad (3.84)$$

A constante  $C_{v\u00e1lv}$  \u00e9 calculada como a vaz\u00e3o m\u00e1ssica m\u00e1xima de combust\u00edvel ( $\dot{m}_{comb,m\u00e1x}$ ), dividida pela abertura m\u00e1xima da v\u00e1lvula ( $x_{v\u00e1lv,m\u00e1x}$ ) e raiz quadrada da diferen\u00e7a m\u00e1xima de press\u00e3o para o regime permanente. Portanto, a vaz\u00e3o m\u00e1xima real pode ser maior do que a estimada quando a v\u00e1lvula abre rapidamente e totalmente.

$$C_{v\u00e1lv} = \frac{\dot{m}_{comb,m\u00e1x}}{x_{v\u00e1lv,m\u00e1x} \cdot \sqrt{P_{InjComb} - P_{2,m\u00e1x}}} \quad (3.85)$$

onde:  $P_{InjComb}$  \u00e9 a press\u00e3o do combust\u00edvel antes da v\u00e1lvula,  $P_{2,m\u00e1x}$  \u00e9 a press\u00e3o m\u00e1xima na sa\u00edda do compressor.

### 3.5 MODELAGEM DO SISTEMA LUBRIFICANTE

A base principal para a modelagem do sistema lubrificante foi Fox e McDonald (2001) para a parte de mec\u00e2nica dos fluidos e Beer e Johnston (1994) para a parte de mec\u00e2nica cl\u00e1ssica.

O sistema lubrificante deve manter as partes onde h\u00e1 atrito mec\u00e2nico (caixa de redu\u00e7\u00e3o, por exemplo) e onde quer se evitar o atrito mec\u00e2nico (mancal hidrost\u00e1tico, por exemplo) com escoamento de lubrificante. Devido ao cisalhamento do lubrificante e o contato deste com partes quentes do sistema, este deve ser resfriado em um trocador de calor para se manter a temperatura relativamente baixa e conservar as propriedades desejadas.

O sistema lubrificante tem v\u00e1rias partes e fun\u00e7\u00f5es como mencionado na se\u00e7\u00e3o 2.7. No caso, considera-se as singularidades do sistema lubrificante, como t\u00eas, v\u00e1lvulas e mancais hidrost\u00e1ticos, o tipo de fluido lubrificante e suas propriedades, como viscosidade e massa do fluido, e o tipo de bomba, como bomba de pist\u00e3o, bomba de engrenagens ou de outro tipo.

### 3.6 MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA LUBRIFICANTE

Inicialmente na modelagem deve-se se descobrir os fatores que influenciam o sistema lubrificante e a bomba utilizada. As principais variáveis são: velocidade do fluido nos dutos, pressão na bomba de lubrificante e rotação da bomba. A eq. (3.86) mostra esses fatores. Esta é a equação base para a modelagem de um sistema de lubrificação.

$$\dot{W}_B = P_B \cdot A_1 \cdot V_1 + m_{lub} \cdot V_1 \cdot \dot{V}_1 + (J_B \cdot \omega_B \cdot \dot{\omega}_B + B_B \cdot \omega_B^2) \quad (3.86)$$

onde  $\dot{W}_B$  é a potência da bomba,  $P_B$  é a pressão na bomba,  $A_1$  é a área da seção do duto na saída da bomba,  $V_1$  é a velocidade do fluido na saída da bomba,  $m_{lub}$  é a massa de lubrificante no sistema de lubrificação,  $\dot{V}_1$  é a aceleração do fluido na saída da bomba,  $J_B$  é o momento de inércia da bomba,  $B_B$  é o amortecimento viscoso da bomba,  $\omega_B$  é a velocidade de rotação da bomba e  $\dot{\omega}_B$  é a aceleração de rotação da bomba.

O objetivo do sistema lubrificante, nesse caso, é variar a pressão no mancal do turbocompressor para que esse continue sempre lubrificado e, por ser hidrostático, sem contato do eixo com o mancal de forma que não vaze lubrificante pelo selo mecânico. Para cada velocidade de rotação do turbocompressor deve-se ter uma pressão no mancal compatível com esta velocidade. A lubrificação do mancal da turbina de baixa pressão não é tão importante porque o eixo desta turbina gira a uma velocidade bem inferior à velocidade do turbocompressor. Para a produção de energia elétrica, a rotação da turbina de baixa pressão deve ser praticamente constante.

A bomba será representada por “B”, “TC” é o trocador de calor, “B1” e “B2” são os tês que dividem o fluxo para os mancais e junta os novamente, respectivamente, “M1” e “M2” são os mancais do turbocompressor e turbina de baixa pressão respectivamente, “valv1” é a válvula manual para modificar a vazão em “M1” com variação da perda de carga,  $L_1$  é a linha 1 e corresponde ao trecho entre a entrada de óleo do sistema e a entrada de “B1”,  $L_2$  é a linha 2 e corresponde ao trecho entre a saída de “B1” e a entrada do mancal “M1”,  $L_3$  é a linha 3 e

corresponde ao trecho entre a saída de “M1” e a entrada de “B2”,  $L_4$  é a linha 4 e corresponde ao trecho entre a saída de “B1” e a entrada de “B2”,  $L_5$  é a linha 5 e corresponde ao trecho entre a saída de “B2” e a saída de óleo do sistema.

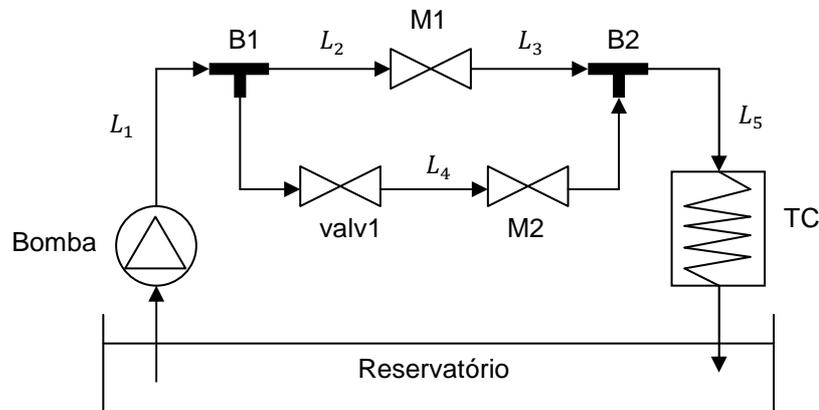


Figura 3.5 – Modelo físico do sistema lubrificante

O número de Reynolds ( $Re$ ) é importante para se definir se o escoamento é turbulento ou laminar. No caso de um duto circular obtém-se a eq.(3.87).

$$Re = \frac{V_1 \cdot D_1 \cdot \rho}{\mu} = \frac{4 \cdot Q_1 \cdot \rho}{\mu \cdot \pi \cdot D_1} \quad (3.87)$$

onde:  $D_1$  é o diâmetro do duto em 1,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $Q_1$  é a vazão volumétrica do fluido. A viscosidade dinâmica é considerada constante porque considera-se que os efeitos do modelo já possam ser vistos dessa forma e que o trocador de calor é suficiente para trocar o calor necessário para manter o fluido a uma temperatura estável.

Para qualquer ponto pode-se achar a velocidade do fluido ( $V$ ) em função da vazão volumétrica ( $Q$ ) para um duto circular através da eq.(3.88).

$$Q = A \cdot V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot V \therefore V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (3.88)$$

Para o caso onde há escoamento laminar, a perda de carga pode ser descrita pela eq.(3.89).

$$\Delta P_{lam} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot \rho \cdot g = \frac{32 \cdot \mu}{D^2 \cdot \rho} \cdot L \cdot V = C_1 \cdot L \cdot V \quad (3.89)$$

Para o caso onde há escoamento turbulento, a perda de carga pode ser descrita pela eq.(3.90):

$$\Delta P_{turb} = K_L \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (3.90)$$

Para se conseguir saber qual a pressão em “M1” deve-se descobrir qual a velocidade do fluido na linha 2. Fazendo a igualdade das diferenças de pressões antes de “B1” e depois de “B2” como mostra a eq.(3.91).

$$\Delta P_{23} = \Delta P_4 \quad (3.91)$$

onde  $\Delta P_{23}$  é a diferença de pressão referente ao caminho que contém “M1” e  $\Delta P_4$  é a diferença de pressão referente ao caminho que contém “M2”.

Utilizando a perda de carga em cada trecho reespectivo, a eq.(3.91) se torna a eq.(3.92). Os  $K_i$  são as constantes de perda de carga no ponto “i”. Supõe se que para um lubrificante, de alta viscosidade, o escoamento nas linhas é laminar.

$$\begin{aligned} K_{B1,12} \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} + C_1 \cdot V_2 \cdot (L_2 + L_3) + (K_{M1} + K_{B2,35}) \cdot \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} \\ = K_{B1,14} \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} + C_1 \cdot L_4 \cdot V_4 + (K_{valv1} + K_{M2} + K_{B2,45}) \\ \cdot \frac{\rho \cdot V_4^2}{2} \end{aligned} \quad (3.92)$$

onde  $K_{B1,12}$  é a perda de carga em “B1” quando o escoamento vai da linha 1 para a linha 2,  $K_{B1,14}$  é a perda de carga em “B1” quando o escoamento vai da linha 1 para a linha 4,  $K_{B2,35}$  é a perda de carga em “B2” quando o escoamento vai da linha 3 para a linha 5 e  $K_{B2,45}$  é a perda de carga em “B2” quando o escoamento vai da linha 4 para a linha 5.

Como o fluido lubrificante é considerado incompressível e todos os dutos têm o mesmo diâmetro, a velocidade na linha 1 é igual a soma das velocidades na linha 2 e na linha 4.

$$V_1 = V_2 + V_4 \therefore V_4 = V_1 - V_2 \quad (3.93)$$

Substituindo a eq.(3.93) na eq.(3.92).

$$\begin{aligned} & \underbrace{\frac{(K_{M1} + K_{B2,35} - K_{valv1} - K_{M2} - K_{B2,45}) \cdot \rho}{2}}_A \cdot V_2^2 \\ & + \underbrace{(C_1 \cdot (L_2 + L_3 + L_4) + (K_{valv1} + K_{M2} + K_{B2,45}) \cdot \rho \cdot V_1)}_B \cdot V_2 \\ & + \underbrace{- \left( C_1 \cdot L_4 \cdot V_1 + \frac{(K_{valv1} + K_{M2} + K_{B2,45} + K_{B1,14} - K_{B1,12}) \cdot \rho \cdot V_1^2}{2} \right)}_C \\ & = 0 \end{aligned} \quad (3.94)$$

Assim, uma equação do segundo grau é obtida. Os termos podem ser definidos como “A”, “B” e “C” para facilitar a visualização. O termo “A” deve ser positivo para se achar  $V_2$ . Com a fórmula de Bhaskara, o valor de  $V_2$  é encontrado.

Na eq.(3.95), o termo  $\sqrt{\Delta}$  é positivo porque não há sentido físico se  $V_2$  for negativo. O fluido escoar em apenas um sentido.

$$\Delta = B^2 - 4 \cdot A \cdot C \quad e \quad V_2 = \frac{-B + \sqrt{\Delta}}{2 \cdot A} \quad (3.95)$$

Como as constantes são geralmente positivas, com exceção de  $K_{B2,35}$  e  $K_{B2,45}$ , que em alguns casos podem ser negativas, “B” é sempre positivo e “C” é sempre negativo. O caso onde uma dessas constantes pode ser negativa é quando não tem o fluxo direto é muito maior do que o fluxo do ramo lateral. Nessa situação, o fluxo do ramo direto tem mais energia e se mistura com o fluxo do ramo lateral que tem menos energia, fazendo com que esse aumente sua energia de acordo com Ding et al.(2005). Isso poderia ocorrer em “B2”.

$$B > 0 \text{ e } C < 0 \quad (3.96)$$

Caso “A” seja negativo, então para se usar o mesmo método deve se substituir  $V_2$  na eq.(3.92) e assim obter o valor de  $V_4$ . Desta forma, “A” se torna positivo novamente.

$$\begin{aligned} & \underbrace{\frac{(K_{valv1} + K_{M2} + K_{B2,45} - K_{M1} - K_{B2,35}) \cdot \rho}{2} \cdot V_4^2}_A \\ & + \underbrace{(C_1 \cdot (L_2 + L_3 + L_4) + (K_{M1} + K_{B2,35}) \cdot \rho \cdot V_1)}_B \cdot V_4 \\ & + \underbrace{- \left( C_1 \cdot (L_2 + L_3) \cdot V_1 + \frac{(K_{B1,12} + K_{M1} + K_{B2,35} - K_{B1,14}) \cdot \rho \cdot V_1^2}{2} \right)}_C = 0 \end{aligned} \quad (3.97)$$

Por Bhaskara chega-se a eq(3.98). Nota-se novamente que o termo  $\sqrt{\Delta}$  é positivo porque não há sentido físico no valor negativo de  $V_4$ .

$$\Delta = B^2 - 4 \cdot A \cdot C \text{ e } V_4 = \frac{-B + \sqrt{\Delta}}{2 \cdot A} \quad (3.98)$$

Utilizando a eq.(3.99), chega-se ao valor de  $V_2$ .

$$V_2 = V_1 - V_4 \quad (3.99)$$

Tendo agora  $V_2$  fica possível encontrar a pressão em “M1”. Percorrendo o caminho contrário ao fluxo de lubrificante desde o reservatório chega-se ao valor de  $P_{M1}$ .

$$\begin{aligned} P_{M1} = P_{atm} + C_1 \cdot L_5 \cdot V_1 + (K_{TC} + K_{saída}) \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} + (K_{B2,35} + K_{M1}) \\ \cdot \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} + C_1 \cdot L_3 \cdot V_2 - H_{M1} \cdot \rho \cdot g \end{aligned} \quad (3.100)$$

onde  $P_{atm}$  é a pressão atmosférica,  $K_{saída}$  é a perda de carga na saída da linha 5 para o reservatório,  $H_{M1}$  é a altura do mancal em relação ao nível de lubrificante no reservatório e  $g$  é a aceleração da gravidade.

Continuando a percorrer o percurso no contra-fluxo obtém-se a pressão na bomba.

$$P_B = P_{M1} - P_{atm} + C_1 \cdot L_2 \cdot V_2 + C_1 \cdot L_1 \cdot V_1 + (K_{B1,12} + K_{ent}) \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} + H_{M1} \cdot \rho \cdot g \quad (3.101)$$

onde  $K_{ent}$  é a perda de carga na entrada da linha 1 do reservatório.

Com as informações obtidas consegue-se achar o primeiro termo do lado direito da eq.(3.86).

Para o segundo termo do lado direito da eq.(3.86) deve-se achar a massa de lubrificante no sistema. Como o fluido é considerado incompressível, sabendo-se os volumes de cada trecho, somando eles e multiplicando pela densidade do lubrificante obtém-se a massa.

$$m_{lub} = vol_1 \cdot \rho + vol_2 \cdot \rho + vol_3 \cdot \rho + vol_4 \cdot \rho + vol_5 \cdot \rho + vol_{TC} \cdot \rho + vol_B \cdot \rho \quad (3.102)$$

onde  $vol_i$  é o volume da parte "i" e  $\rho$  é a densidade do fluido lubrificante.

Como os dutos são circulares, então pode se calcular o volume facilmente sabendo-se o diâmetro do duto e o comprimento da linha.

$$vol_i = L_i \cdot A_i = L_i \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \quad (3.103)$$

Calculados os dois primeiros termos da eq.(3.86), passa-se para os dois últimos, que são referentes a bomba. Supõe-se que  $J_B$  e  $B_B$  são conhecidos, restando descobrir a relação entre a rotação da bomba e a velocidade do fluido na linha 1.

Considerando que a bomba é de engrenagens, a vazão desta deve ser contínua. O aumento da vazão aumenta com o aumento da rotação da bomba,

porém os escoamentos secundários aumentam e portanto, a vazão de lubrificante aumenta menos do que a rotação da bomba. A rotação em função da velocidade pode ser escrita como na eq.(3.104), pois a velocidade pode ser facilmente obtida pela eq.(3.88).

$$\omega_B(V) = \alpha_1 \cdot V^2 + \alpha_2 \cdot V \quad (3.104)$$

Devido ao considerado anteriormente:

$$\alpha_1 > 0 \text{ e } \alpha_2 > 0 \quad (3.105)$$

As constantes  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  podem ser obtidas tirando-se dois pontos distintos do mapa de uma bomba e fazendo a seguinte igualdade.

$$\begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{ponto1}^2 & V_{ponto1} \\ V_{ponto2}^2 & V_{ponto2} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \omega_{B,ponto1} \\ \omega_{B,ponto2} \end{bmatrix} \quad (3.106)$$

Outra forma de obter  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  é pegar vários pontos do mapa da bomba e aproximar por uma equação do segundo grau utilizando o método dos mínimos quadrados. O método pode ser visto em Humes et al.(1984).

Derivando-se a eq.(3.104) obtém-se:

$$\dot{\omega}_B(V) = 2 \cdot \alpha_1 \cdot V \cdot \dot{V} + \alpha_2 \cdot \dot{V} \quad (3.107)$$

Fazendo-se as devidas multiplicações para posteriormente serem substituídas na eq.(3.86), tem-se:

$$\omega_B \cdot \dot{\omega}_B = 2 \cdot \alpha_1^2 \cdot V_1^3 \cdot \dot{V}_1 + 3 \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot V_1^2 \cdot \dot{V}_1 + \alpha_2^2 \cdot V_1 \cdot \dot{V}_1 \quad (3.108)$$

$$\omega_B^2 = \alpha_1^2 \cdot V_1^4 + 2 \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot V_1^3 + \alpha_2^2 \cdot V_1^2 \quad (3.109)$$

Substituindo os termos calculados na eq.(3.86) e colocando  $\dot{V}_1$  em evidência, tem-se:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{W}_B - P_B \cdot A_1 \cdot V_1 - B_B \cdot (\alpha_1^2 \cdot V_1^4 + 2 \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot V_1^3 + \alpha_2^2 \cdot V_1^2)}{m_{lub} \cdot V_1 + J_B \cdot (2 \cdot \alpha_1^2 \cdot V_1^3 + 3 \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot V_1^2 + \alpha_2^2 \cdot V_1)} \quad (3.110)$$

Aplicando-se o método de Euler para se obter o movimento do fluido no sistema lubrificante, tem-se:

$$V_{i+1} = V_i + \int_i^{i+1} \dot{V}_i \cdot dt = V_i + \dot{V}_i \cdot \Delta t \quad (3.111)$$

E substituindo a eq.(3.110) na eq.(3.111):

$$\begin{aligned} & V_{1,i+1} \\ &= V_{1,i} + \frac{\dot{W}_B - P_B \cdot A_1 \cdot V_{1,i} - B_B \cdot (\alpha_1^2 \cdot V_{1,i}^4 + 2 \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot V_{1,i}^3 + \alpha_2^2 \cdot V_{1,i}^2)}{m_{lub} \cdot V_{1,i} + J_B \cdot (2 \cdot \alpha_1^2 \cdot V_{1,i}^3 + 3 \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot V_{1,i}^2 + \alpha_2^2 \cdot V_{1,i})} \\ & \cdot \Delta t \end{aligned} \quad (3.112)$$

onde  $V_{1,i+1}$  é a velocidade do fluido na linha 1 no tempo “ $i + 1$ ” e  $V_{1,i}$  é a velocidade do fluido na linha 1 no tempo “ $i$ ”.

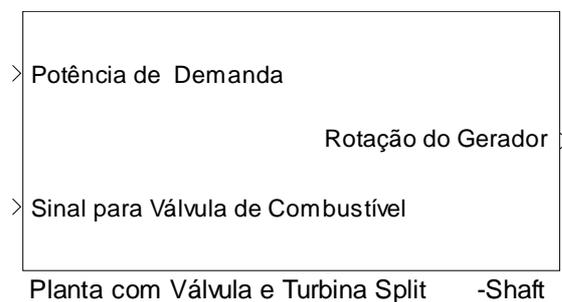
“B1” e “B2” devem ser colocadas no sistema de forma a permitir que o fluxo em “M1” seja facilitado. Assim, a pressão em “M1” é aumentada para um menor fluxo de lubrificante exigindo menos da bomba de lubrificante. Portanto, “B1” deve ser colocado de forma a permitir que o fluxo da linha 1 passe pelo ramo direto para a linha 2 e “B2” deve ser colocado de forma a permitir que o fluxo da linha 3 passe pelo ramo lateral para chegar a linha 5. De qualquer forma essa diferença é pequena se forem analisadas as constantes de perdas de carga das válvulas que podem chegar a ser mais de 100 vezes a perda nos tês.

“M1” e “M2” foram desenhados (figura 3.5) e modelados como válvulas porque, para o escoamento de fluido, estes podem ser considerados como válvulas e suas constantes de perda de carga também.

### 3.7 APRESENTAÇÃO DOS DIAGRAMAS DO SIMULINK DO SISTEMA DA TURBINA SPLIT-SHAFT

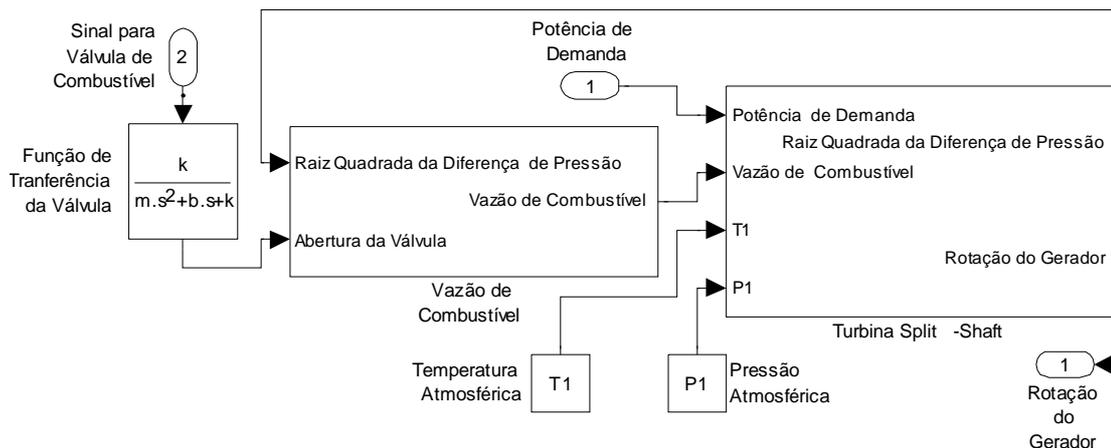
Os diagramas do *simulink* do Matlab mostram como as equações apresentadas se relacionam. A intenção aqui é facilitar a compreensão do funcionamento do sistema como um todo. Sendo assim, serão apresentados os blocos de um nível mais geral para um nível mais específico.

O primeiro diagrama a ser apresentado é de apenas um bloco. Esse bloco representa o sistema como um todo, incluindo a válvula de injeção de combustível. Essa simplicidade se justifica porque é pretendido o uso deste bloco como uma caixa preta, onde as entradas são o sinal para a válvula de injeção de combustível e a potência de demanda. Esta é considerada como o distúrbio do sistema. A saída de interesse é a rotação que o gerador deve manter.



**Figura 3.6 – Diagrama do *simulink* principal da turbina *split-shaft***

Abrindo o bloco, podem ser vistos, a válvula, a relação de fluxo de combustível e o sistema da turbina *split-shaft*, que inclui o turbocompressor, câmara de combustão, a turbina de baixa pressão, a caixa de redução e o gerador. Nesse estágio podem ser ajustados os valores de pressão atmosférica e temperatura atmosférica.



**Figura 3.7 – Diagrama do *simulink* com válvula de combustível**

É interessante olhar por dentro do bloco “Turbina Split-Shaft” para se ter noção de sua complexidade (figura (3.8)).

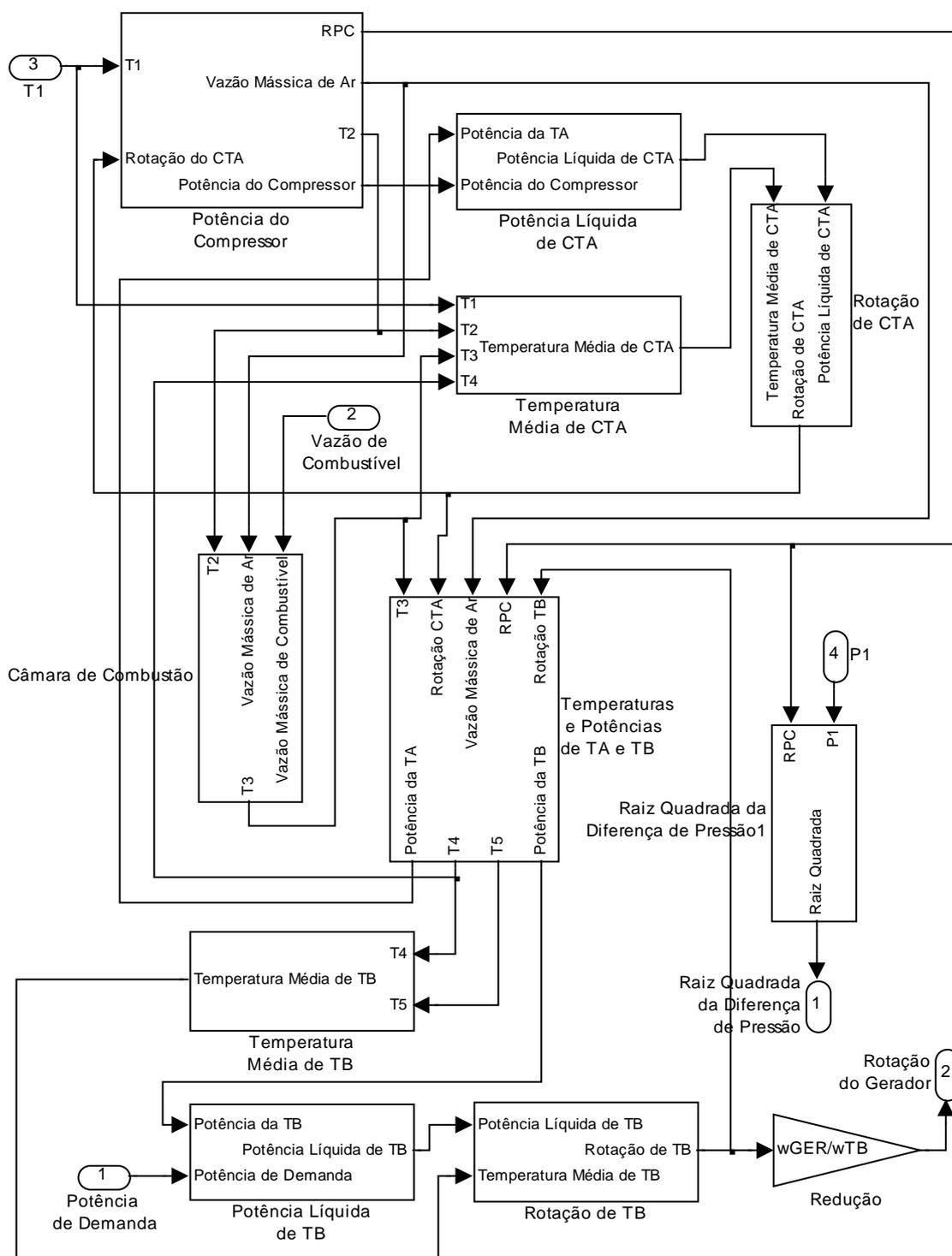
O bloco “Potência Líquida de CTA” é a diferença entre a potência produzida na turbina de alta pressão e a potência consumida no compressor. Isso resulta na potência que vai ser utilizada para aumentar ou diminuir a velocidade de rotação do turbocompressor.

O bloco “Potência Líquida de TB” é a diferença entre a potência produzida pela turbina de baixa pressão e a potência de demanda. Isso resulta na potência que vai aumentar ou diminuir a velocidade de rotação da turbina de baixa pressão, assim como a velocidade de rotação do gerador.

Os blocos “Temperatura Média de CTA” e “Temperatura Média de TB” são utilizados para o cálculo da viscosidade média do ar, que por sua vez depende da temperatura do mesmo em cada ponto.

O bloco “Câmara de Combustão” representa o aumento de temperatura causado pela queima de combustível e o valor desta temperatura na entrada da turbina de alta pressão.

O bloco “Redução” representa a relação entre a rotação do gerador e a rotação da turbina de baixa pressão. Esse ganho é provocado pela caixa de redução.



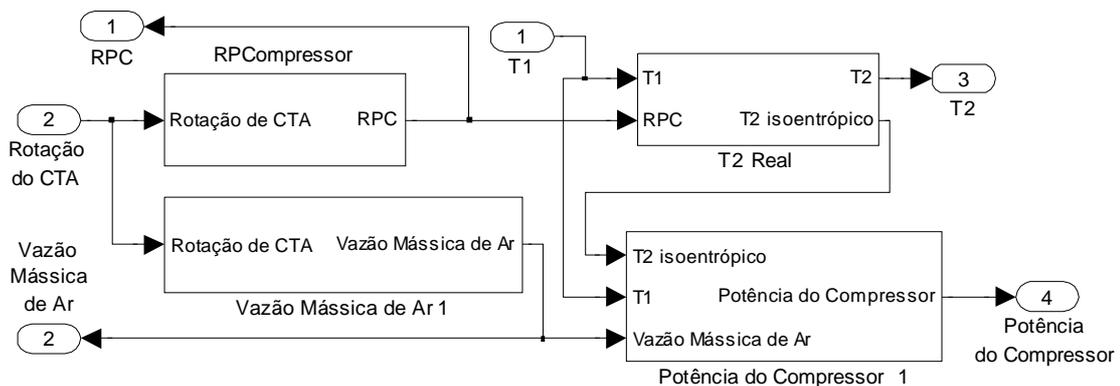
**Figura 3.8 – Diagrama completo da turbina *split-shaft***

O bloco “Raiz Quadrada da Diferença de Pressão” utiliza internamente a pressão de combustível, que é constante, e calcula a diferença dessa pressão de combustível e da pressão interna da câmara de combustão. Desse resultado é

extraída a raiz que será utilizada para o cálculo da vazão mássica de combustível na câmara.

O bloco “Temperaturas e Potências de TA e TB” mostra que as temperaturas e potências no ponto entre a turbina de alta pressão e turbina de baixa pressão, e o ponto de saída da turbina de baixa pressão são funções da razão de pressão no compressor, vazão mássica de ar, da temperatura na saída da câmara de combustão e das influências das rotações da turbina de alta pressão e da turbina de baixa pressão.

O bloco “Potência do Compressor” quando expandido (figura 3.9), mostra que a razão de pressão e vazão mássica são funções da rotação. Além disso, mostra que o cálculo da potência do compressor é feito com base na eficiência isoentrópica do compressor e vazão mássica de ar.



**Figura 3.9 – Diagrama do *simulink* para o compressor**

Os blocos “Rotação de CTA” e “Rotação de TB” recebem a temperatura média como entrada para cálculo do amortecimento viscoso referente ao ar e a potência líquida, que é o que determinará como variará a rotação respectiva. O integrador é utilizado para se representar o método numérico de Euler. O momento de inércia no caso da turbina de alta pressão é o momento de inércia do turbocompressor, já no caso da turbina de baixa pressão é o momento de inércia do gerador e caixa de engrenagens refletidos para a turbina de baixa pressão. Isto também é válido para o amortecimento viscoso devido ao óleo lubrificante.

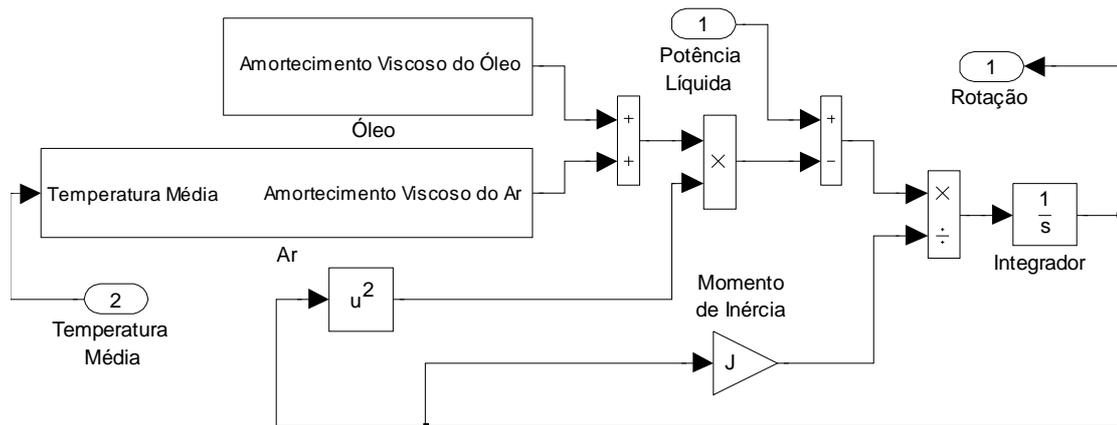


Figura 3.10 – Diagrama do *simulink* para o amortecimento viscoso

Os blocos “Potência do Compressor”, “Câmara de Combustão” e “Temperaturas e Potências de TA e TB” internamente já contam com a perda de calor ocasionada pela alta temperatura dos componentes. Cada parte perde calor devido a radiação, convecção e condução. Aqueles com maior temperatura têm tendência de perder mais calor, como a câmara de combustão por exemplo.

### 3.8 DIAGRAMA DO SIMULINK DO SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

O diagrama que será utilizado para controle deve ser o mais simples possível. Este deve conter apenas as entradas e saídas do sistema.

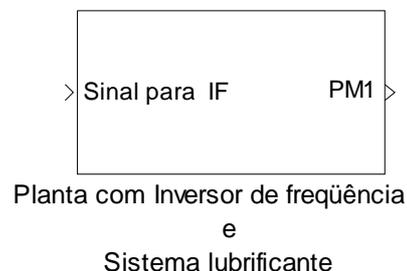


Figura 3.11 – Bloco principal do sistema de lubrificação

Esse bloco recebe um sinal que varia de 0 a 1 e retorna a pressão no mancal do turbocompressor. Esses são os dados necessários para se poder fazer o controle.

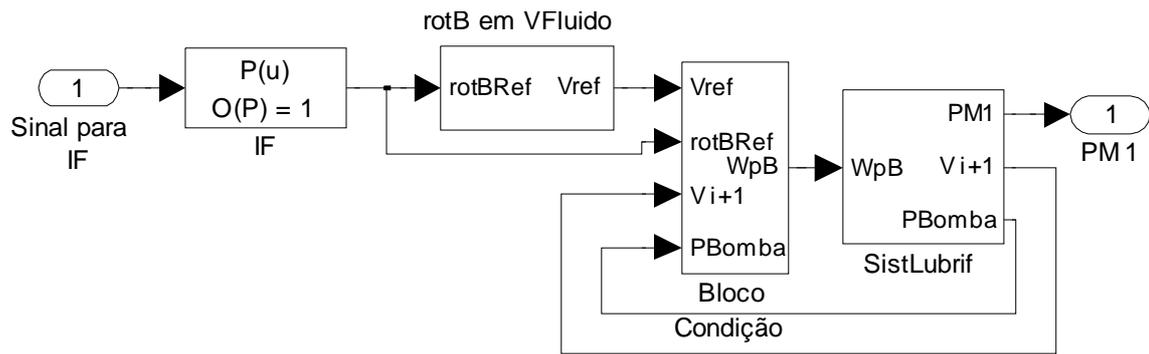


Figura 3.12 – Bloco principal do sistema lubrificante detalhado

O bloco “IF” simula o inversor de frequência. Este recebe o sinal de 0 a 1 e tranforma em uma rotação de referência para a bomba.

O bloco “rotB em VFluido” utilizando a função inversa da eq.(3.104) converte a rotação de referência da bomba em velocidade de referência. A função inversa é a eq.(3.113).

$$\Delta = \alpha_2^2 + 4 \cdot \alpha_1 \cdot \omega_B \quad e \quad V(\omega_B) = \frac{-\alpha_2 + \sqrt{\alpha_2^2 + 4 \cdot \alpha_1 \cdot \omega_B}}{2 \cdot \alpha_1} \quad (3.113)$$

O bloco “Bloco Condição” tem a função de enviar a potência que está sendo fornecida para a bomba para o sistema lubrificante.

O bloco “SistLubrif” é o bloco que recebe uma potência e faz com que o sistema lubrificante se movimente e retorne a pressão no mancal do turbocompressor, a pressão na bomba e a velocidade do fluido.

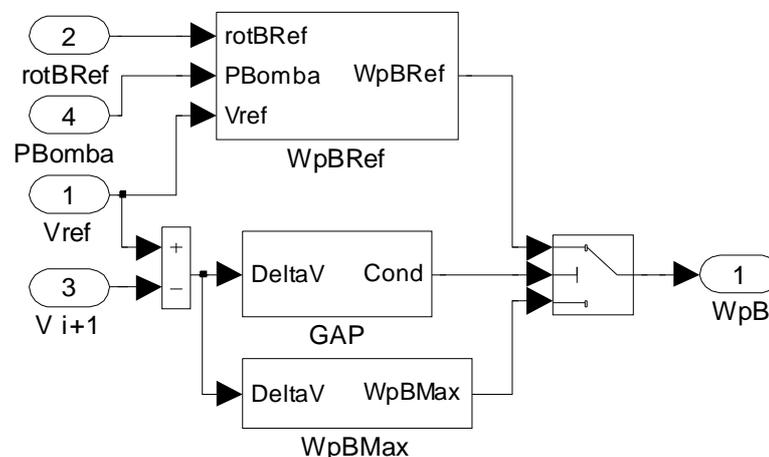
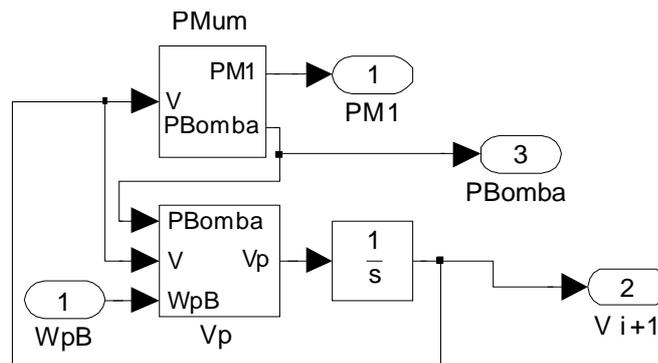


Figura 3.13 – Bloco Condição do simulink detalhado

O bloco “GAP” serve para definir qual a potência que deve ser fornecida para a bomba. Enquanto a diferença em módulo entre a velocidade de referência e a velocidade real do fluido for maior que  $0,01 \frac{m}{s}$ , então o inversor de frequência manda toda a potência possível para a bomba. Quando esta diferença for menor, a potência fornecida será a potência mínima para manter o sistema na velocidade de referência, ou seja, utilizando apenas as partes da eq.(3.86) que não têm derivadas. Essas partes são:  $P_B \cdot A_1 \cdot V_1$  e  $B_B \cdot \omega_B^2$ . Essa é a responsabilidade do bloco “WpBRef”.

O bloco “WpBMax” fornece a potência máxima para a bomba. Se a diferença entre a velocidade de referência e a velocidade real for positiva, então a potência será positiva e máxima, caso contrário a potência será negativa e máxima.



**Figura 3.14 – Bloco SistLubrif detalhado do *simulink***

O bloco “PMum” usa as equações (3.94) a (3.101). Este recebe a velocidade do fluido lubrificante e devolve as pressões importantes para o sistema:  $P_{M1}$  e  $P_B$ .

O bloco “Vp” recebe as variáveis para o cálculo de  $\dot{V}_1$  e permitindo que a velocidade no próximo passo seja calculada. Esse bloco representa a eq.(3.110) e incluindo o integrador, os dois blocos juntos representam a eq.(3.112).

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES PARA OS SISTEMAS SEM CONTROLE

### 4.1 TURBINA SPLIT-SHAFT

As constantes utilizadas para os cálculos dos momentos de inércia e amortecimento viscoso do sistema da turbina *split-shaft*, assim como o cálculo dos mesmos, estão no Apêndice A.

As constantes do modelo foram escolhidos de modo a ter valores próximos àqueles frequentemente encontrados na literatura. Os gráficos a seguir foram obtidos para uma simulação de uma turbina com as seguintes características:

- rendimento do compressor:  $\eta_c = 0,7$
- rendimento da turbina de alta pressão:  $\eta_{TA} = 0,8$
- rendimento da turbina de baixa pressão:  $\eta_{TB} = 0,3$
- temperatura ambiente:  $T_{amb} = 298 \text{ K}$
- pressão ambiente:  $P_{amb} = 10^5 \text{ Pa}$
- razão dos calores específicos constante para o ar:  $k_{ar} = 1,4$
- calor específico do ar a pressão constante:  $c_{p,ar} = 1100 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
- constante de perda de calor para o compressor:  $\alpha_{12} = 0,1$
- constante de perda de calor para a câmara de combustão:  $\alpha_{23} = 0,25$
- constante de perda de calor para a turbina de alta pressão:  $\alpha_{34} = 0,2$
- constante de perda de calor para a turbina de baixa pressão:  $\alpha_{45} = 0,2$
- constante de influência de uma turbina sobre a outra:  $\alpha_{influência} = 0,2$
- constante de razão de pressão para turbina de alta pressão:  $\alpha_{RP,TA} = 0,5$
- poder calorífico inferior do gás combustível:  $PCI = 50000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- vazão mássica de ar máxima:  $\dot{m}_{1,máx} = 2 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- rotação máxima do turbocompressor:  $\omega_{CTA,máx} = 10000 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- rotação máxima da turbina de baixa pressão:  $\omega_{TB,máx} = 6500 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- razão de pressão máxima no compressor:  $RP_{C,máx} = 3$

- momento de inércia do turbocompressor:  $J_{CTA} = 1,55 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- momento de inércia equivalente para a turbina de baixa pressão:  $J_{eq} = 3,98 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- redução do primeiro conjunto de engrenagens:  $N_{12} = \frac{1}{3}$
- redução do segundo conjunto de engrenagens:  $N_{23} = \frac{1}{3}$
- amortecimento viscoso devido ao óleo para o turbocompressor:  $B_{CTA,\acute{o}leo} = 1,51 \cdot 10^{-5} \text{ W} \cdot \text{s}^2$
- amortecimento viscoso devido ao óleo para o conjunto da turbina de baixa pressão:  $B_{eq,\acute{o}leo} = 1,20 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{s}^2$
- amortecimento viscoso devido ao ar para o turbocompressor:  $B_{CTA,ar} = \mu_{ar,CTA}(\bar{T}_{CTA}) \cdot 0,0785 \text{ W} \cdot \text{s}^2$
- amortecimento viscoso devido ao ar para a turbina de baixa pressão:  $B_{TB,ar} = \mu_{ar,TB}(\bar{T}_{TB}) \cdot 0,530 \text{ W} \cdot \text{s}^2$
- máximo sobre-sinal para a válvula de injeção de combustível:  $M_p = 0,05$
- tempo de acomodação para a válvula de injeção de combustível:  $t_s = 1 \text{ s}$
- massa da válvula de injeção de combustível:  $m_{válv} = 0,2 \text{ kg}$

Os gráficos serão mostrados e as discussões respectivas serão feitas logo após cada um.

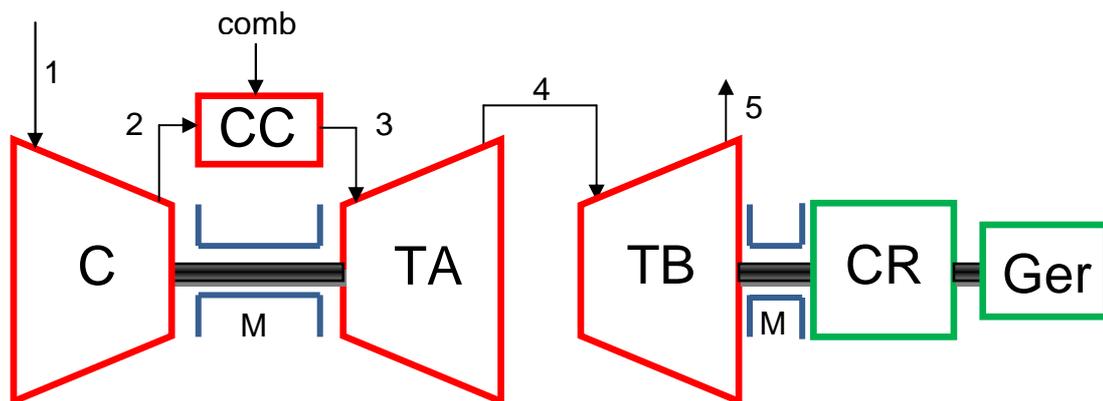
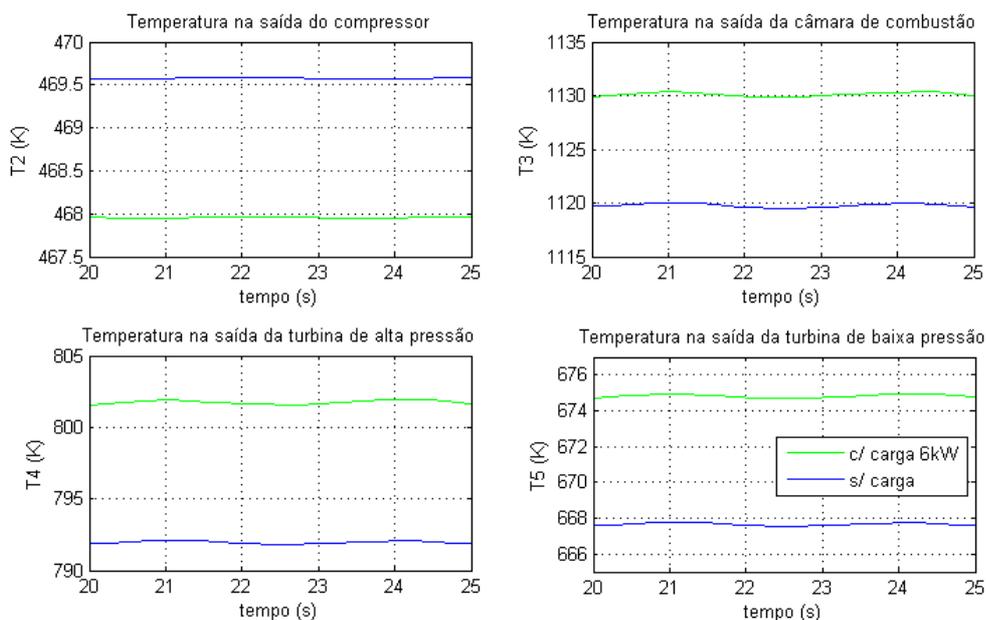


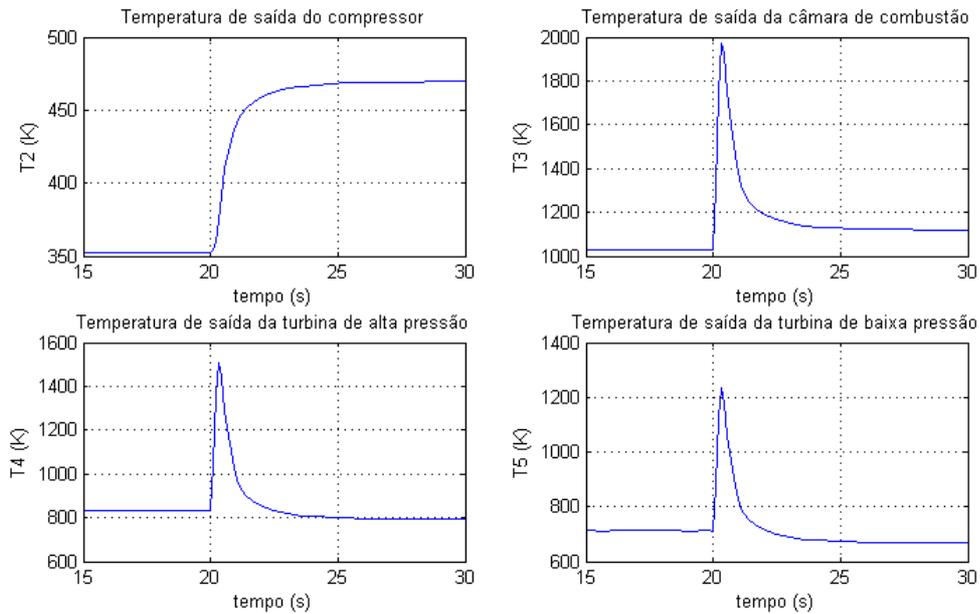
Figura 4.1 – Modelo físico da turbina modelada



**Figura 4.2 – Comparação das temperaturas do sistema para mesmo sinal de vazão de combustível com e sem carga**

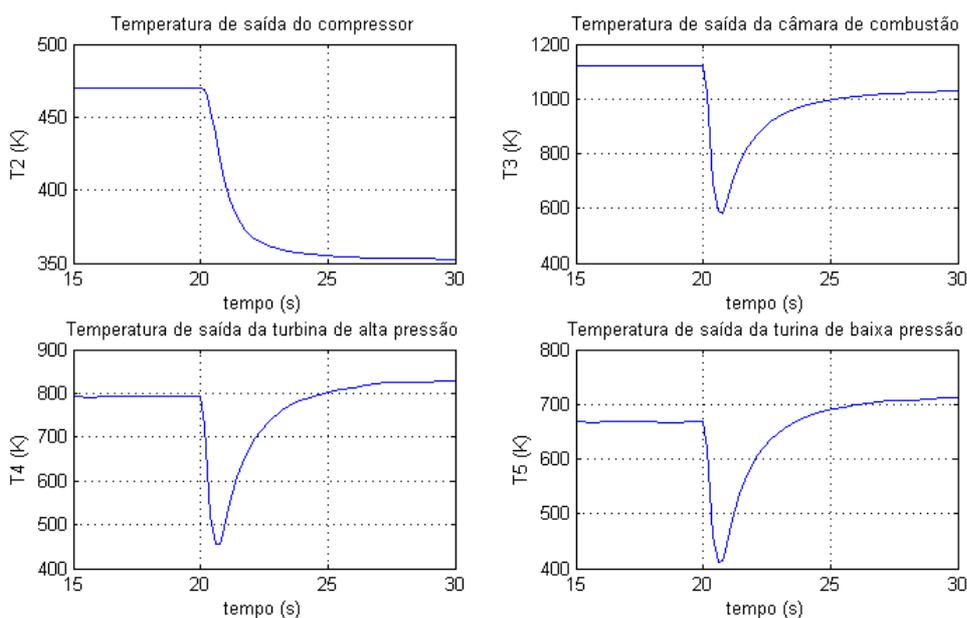
A figura 4.2 mostra as diferenças entre as temperaturas dentro do sistema com carga e sem carga. É possível notar que a aplicação da carga ocasiona o aumento de temperatura na câmara de combustão, na turbina de alta e de baixa pressão, e a diminuição da temperatura no compressor. A temperatura no compressor cai devido ao aumento da perda de carga gerada pela diminuição da rotação na turbina de baixa pressão. Essa diminuição faz com que a turbina de alta pressão produza menos potência e conseqüentemente diminui a rotação do compressor e sua razão de pressão. Como a rotação do compressor diminui, diminui também a vazão mássica de ar. Portanto, para um mesmo sinal na válvula de combustível tem-se maior vazão de combustível por causa da diminuição da pressão na câmara de combustão causando um aumento ainda maior da razão combustível/ar. Sendo assim, a temperatura aumenta nesses pontos.

As pequenas oscilações nos gráficos da figura 6.2 ocorrem por causa do método numérico.



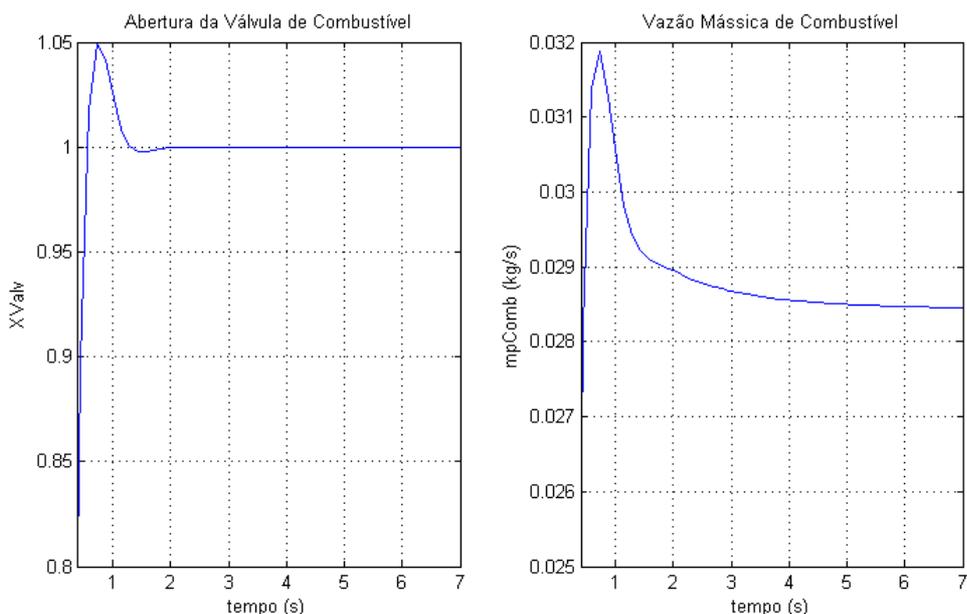
**Figura 4.3 – Temperaturas do sistema para um aumento do sinal da válvula de combustível em degrau de 0,2 para 1**

Na figura 4.3, um sinal em degrau de 0,2 para 1 foi aplicado na válvula de combustível para se observar o comportamento do sistema para uma variação repentina de injeção de combustível. A temperatura na saída do compressor varia com a rotação do mesmo, sempre subindo para um aumento no sinal na válvula de combustível. Os picos vistos nos gráficos das temperaturas  $T_3$ ,  $T_4$  e  $T_5$  ocorrem porque o sinal e ação da válvula são muito mais rápidos do que a inércia de rotação dos sistemas. A temperatura na câmara de combustão é maior depois do sinal do que antes porque a vazão de combustível aumenta mais do que a vazão de ar. Nos gráficos de  $T_4$  e  $T_5$ , vê-se que as temperaturas depois do sinal são menores do que antes, mesmo com a  $T_3$  sendo mais alta depois do sinal. Esse fato ocorre porque com o aumento da pressão nessas partes, aumentam-se as diferenças entre as temperaturas nas entradas e saídas da turbina de alta pressão e de baixa pressão eq.(3.5).



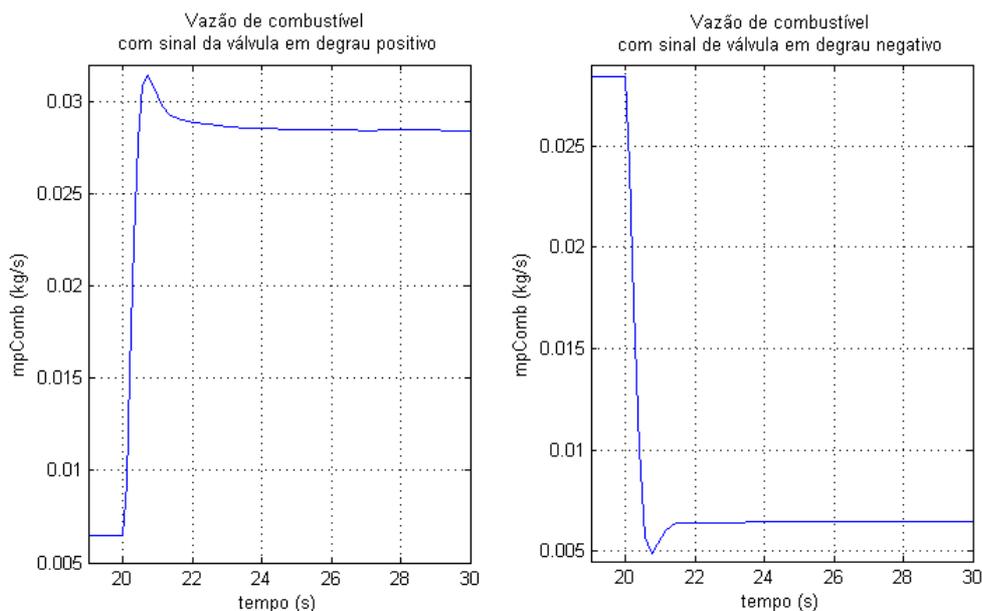
**Figura 4.4 – Temperatura do sistema para uma redução do sinal da válvula de combustível em degrau de 1 para 0,2**

Da Figura 4.4 observa-se que a temperatura na saída do compressor varia com a rotação do mesmo, sempre descendo para uma diminuição no sinal na válvula de combustível. Os vales vistos nos gráficos das temperaturas  $T_3$ ,  $T_4$  e  $T_5$  ocorrem porque o sinal e ação da válvula são muito mais rápidos do que a inércia de rotação dos sistemas. A temperatura na câmara de combustão é menor depois do sinal do que antes porque a vazão de combustível diminui mais do que a vazão de ar. Nos gráficos de  $T_4$  e  $T_5$  vê-se que as temperaturas depois do sinal são maiores do que antes, mesmo com a  $T_3$  sendo mais baixa depois do sinal. Esse fato ocorre porque com a redução da pressão nessas partes diminuem-se as diferenças entre as temperaturas nas entradas e saídas da turbina de alta pressão e de baixa pressão eq.(3.5).



**Figura 4.5 – Comparação do tempo de resposta da abertura da válvula versus a vazão mássica de combustível**

Na Figura 4.5, nota-se que a resposta de abertura da válvula é muito mais rápida do que a a reposta da vazão de combustível. Isso ocorre porque a abertura da válvula está ligada somente com o sinal enviado para esta enquanto que a vazão mássica está também relacionada com a pressão na câmara de combustão. O sinal enviado para a válvula foi positivo de 0,2 para 1 em degrau. A vazão mássica demora mais para estabilizar porque, como mencionado anteriormente, a pressão na câmara de combustão tem grande influência e esta varia com a rotação do compressor, que por sua vez demora para estabilizar a rotação devido a sua inércia.



**Figura 4.6 – Resposta da vazão de combustível para degrau positivo (0,2-1) e degrau negativo (1-0,2)**

Pela Figura 4.6, para o sinal em degrau positivo, nota-se que a resposta atinge um pico rapidamente, depois diminui rapidamente até aproximadamente o tempo 21 segundos e começa a diminuir lentamente. Essa diminuição mais lenta está relacionada com o aumento da pressão da câmara de combustão gerado pelo aumento da rotação do compressor. O aumento da pressão impede o combustível de entrar com a mesma facilidade que no início, logo após o sinal da válvula.

Para o sinal em degrau negativo, nota-se que a resposta atinge um mínimo rapidamente e estabiliza rapidamente. O fato de não ocorrer a demora na estabilização é porque as perdas viscosas fazem com que a rotação do turbocompressor se estabilize mais rapidamente. Mesmo assim, é possível ver que existe um pequeno aumento entre os 23 e 24 segundos. Isso ocorre, novamente, por causa da inércia da rotação do compressor que leva um tempo para diminuir.

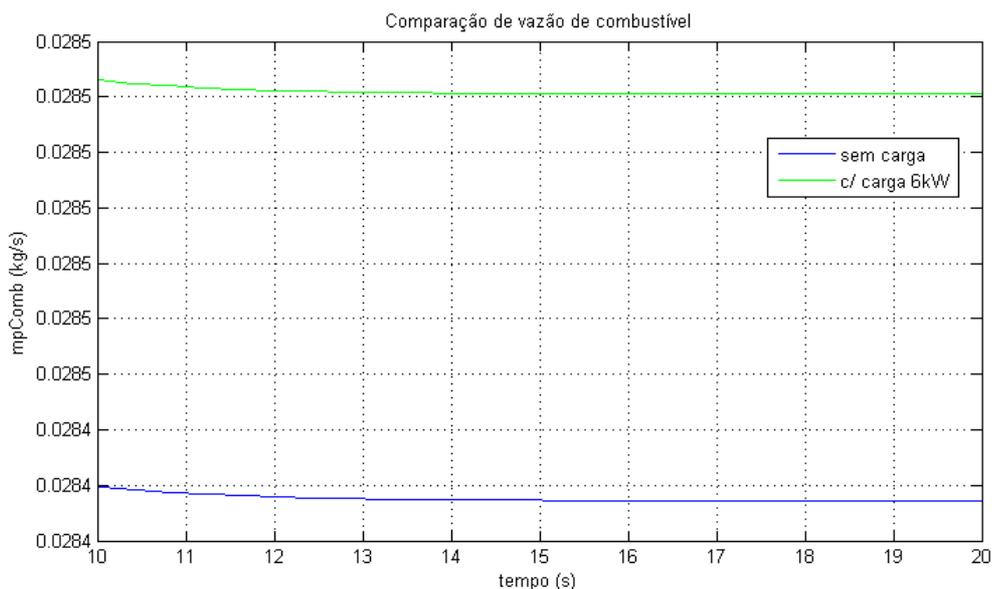


Figura 4.7 – Comparação da vazão de combustível para um sinal unitário com e sem carga

Na Figura 4.7, a vazão de combustível para o sistema sem carga é menor porque a turbina de baixa pressão pode girar livremente. Sendo assim, a turbina de baixa pressão não causa uma perda de carga maior. O aumento da perda de carga faz com que a pressão  $P_4$  aumente, fazendo com que a turbina de alta pressão tenha menos potência disponível e, assim, a rotação do turbocompressor diminui. Com a diminuição da rotação há a diminuição da pressão  $P_2$ . Portanto, mais combustível consegue entrar na câmara de combustão.

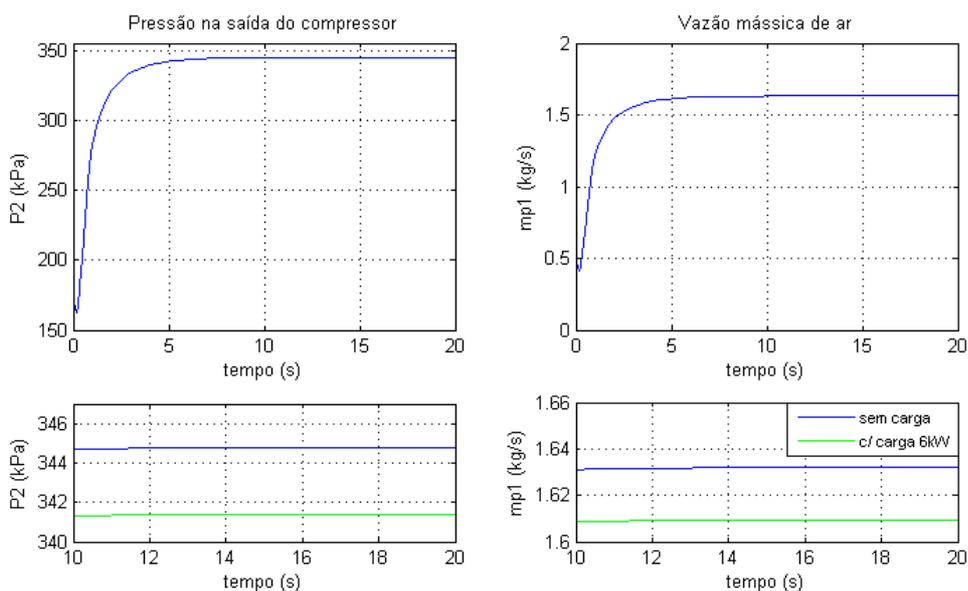
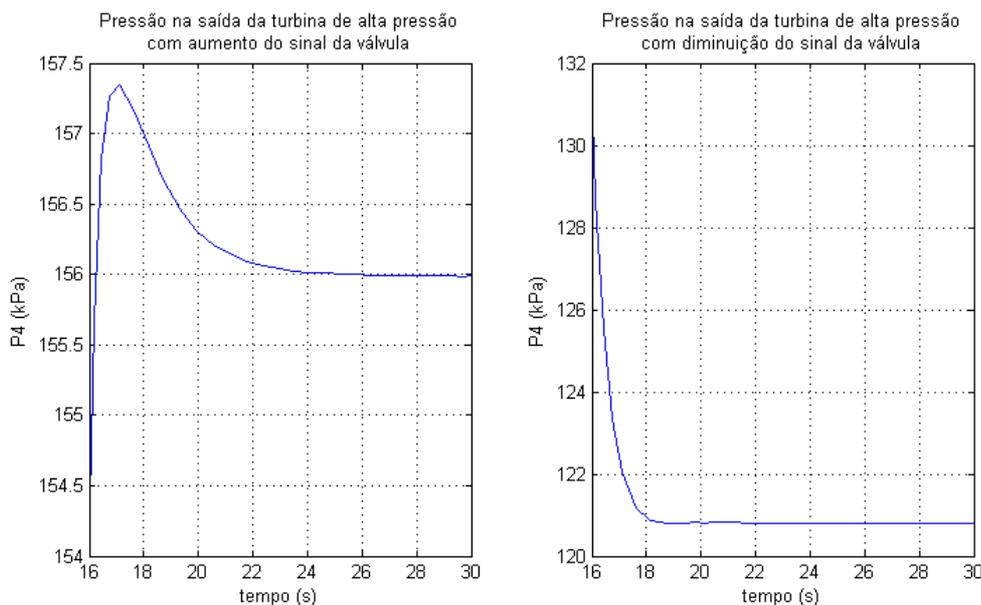


Figura 4.8 – Características do compressor para um aumento em degrau, com e sem carga

A pressão gerada pelo compressor ( $P_2$ ) e a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_1$ ) seguem a rotação do compressor proporcionalmente (Figura 4.8). Quando uma carga é colocada, nota-se que a  $P_2$  e  $\dot{m}_1$  diminuem. Isso ocorre pela diminuição da potência disponível na turbina de alta pressão, como explicado anteriormente.



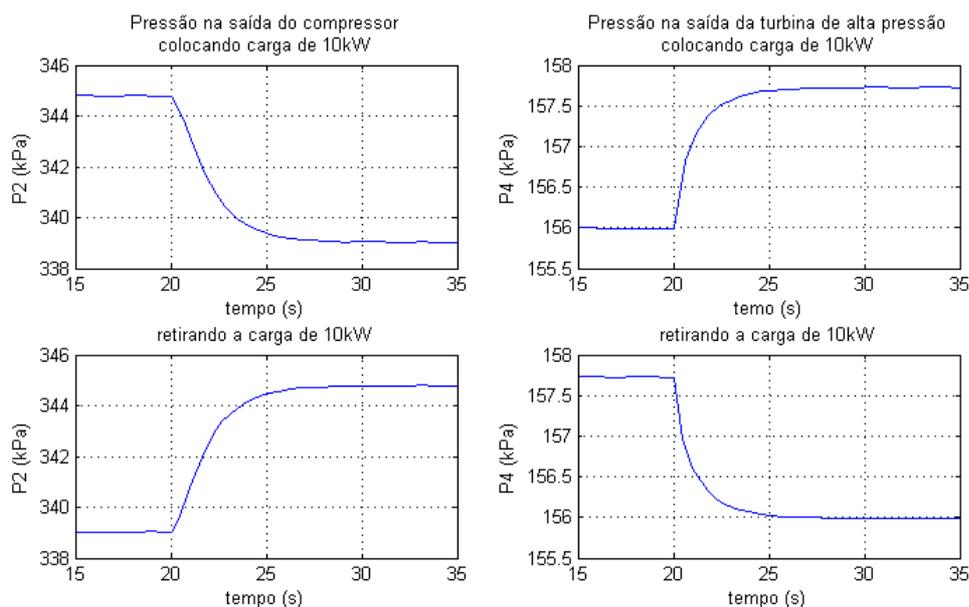
**Figura 4.9 – Variação da pressão  $P_4$  para um aumento e diminuição em degrau do sinal da válvula de combustível**

Quando o sinal passa de 0,2 para 1 no tempo 15s nota-se na Figura 4.9 um pico próximo ao 17s. Este pico de pressão ocorre porque o turbocompressor acelera mais rápido do que a turbina de baixa pressão devido ao seu momento de inércia menor. Uma vez que a turbina de baixa pressão chega mais próximo da sua rotação final, a pressão vai diminuindo e chegando em um limite.

Quando o sinal passa de 1 para 0,2 no tempo 15s não é mostrado um vale se opondo ao pico quando o sinal aumenta. Isso ocorre porque as forças viscosas agem em cada uma das turbinas fazendo com que essas atinjam o equilíbrio sem passar por um mínimo. Nesse caso, mesmo o momento de inércia da turbina de baixa pressão sendo maior que o momento do turbocompressor, os dois tendem a diminuir a pressão na mesma velocidade.

No primeiro caso, a rotação normalizada do turbocompressor aumenta mais rapidamente do que a rotação normalizada da turbina de baixa pressão causando um pico de  $P_4$ . No segundo caso, a rotação normalizada da turbina de baixa pressão é maior do que a rotação normalizada do turbocompressor. Isso ocasiona uma

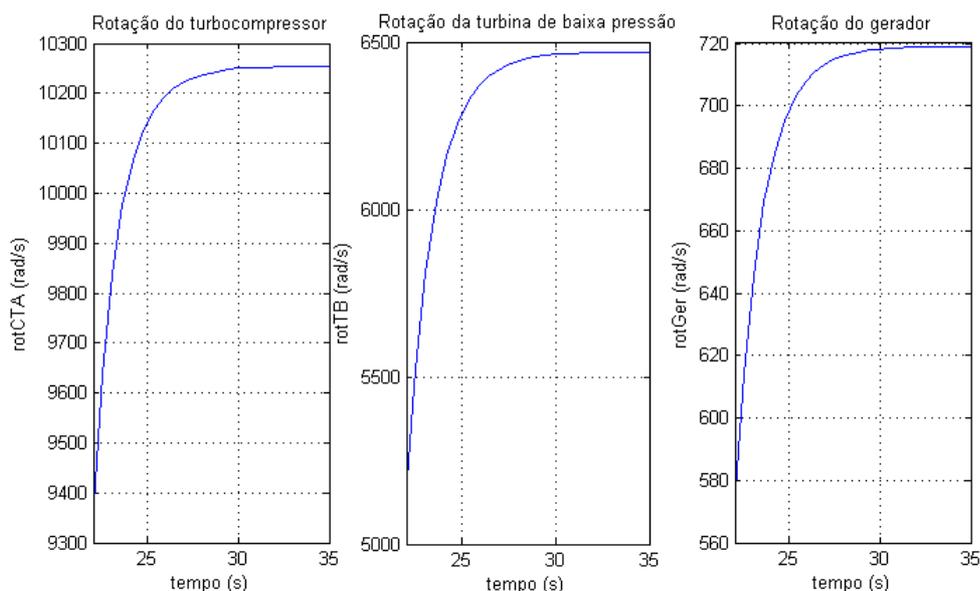
redução de pressão em 4 e portanto, a turbina de alta pressão consegue produzir mais potência. Produzindo mais potência o turbocompressor demora mais a desacelerar sua rotação. Isso ocorre durante todo o período em que a turbina de baixa pressão leva para estabilizar.



**Figura 4.10 – Variação de  $P_2$  e  $P_4$  para a inserção e retirada de carga no tempo 20s para um mesmo sinal na válvula de combustível**

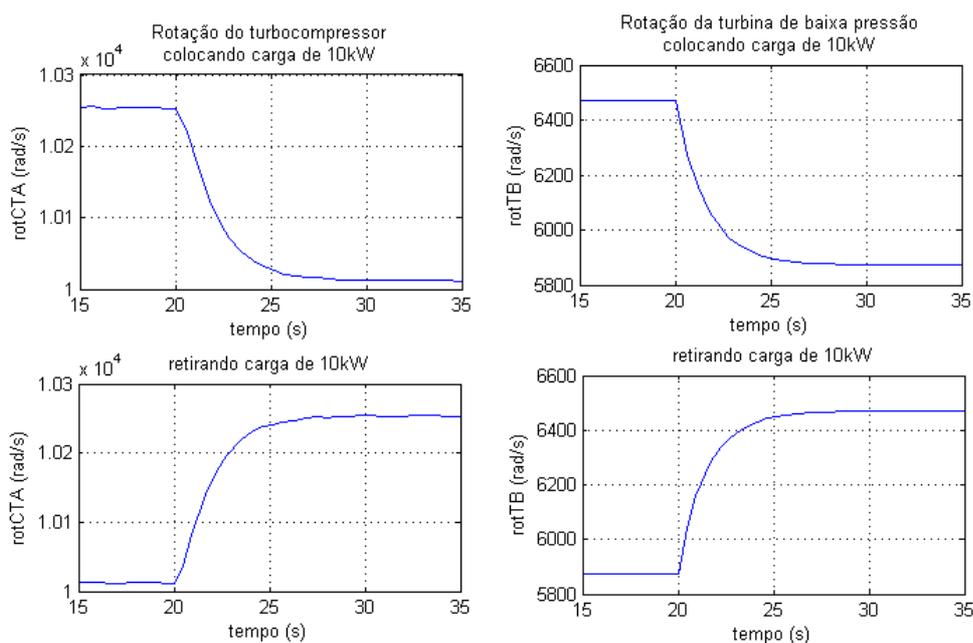
Segundo a Figura 4.10, a pressão  $P_2$  diminui com o aumento de carga e aumenta com a redução pelo motivo explicado anteriormente. Com inserção de carga, a turbina de alta pressão diminui a potência disponível e com redução de carga, ela aumenta a potência disponível.

A pressão  $P_4$  aumenta com o aumento de carga e diminui com a redução desta. A inserção de carga faz com que a potência líquida na turbina de baixa pressão diminua e com isso sua rotação também diminui. Assim, há o aumento da perda de pressão devido à turbina de baixa pressão fazendo com que  $P_4$  aumente. Quando ocorre a redução da carga, a potência líquida na turbina de baixa pressão aumenta e com ela a sua rotação também aumenta. Assim, a perda de pressão diminui e faz com que  $P_4$  diminua.



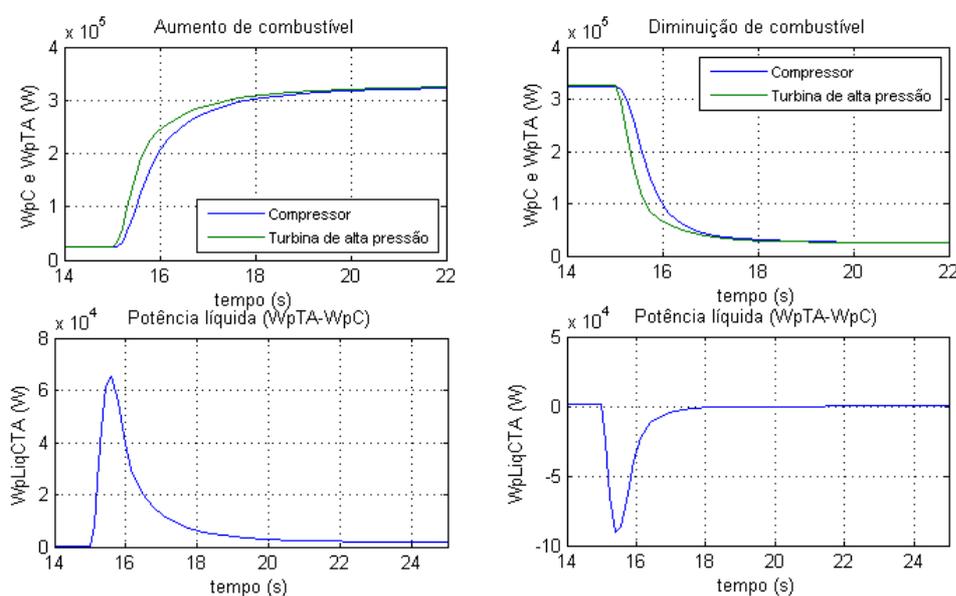
**Figura 4.11 – Comparação entre as rotações do turbocompressor, turbina de baixa pressão e gerador para um sinal em degrau positivo na válvula de combustível**

Apesar de ser difícil notar através dos gráficos da Figura 4.11, a rotação do turbocompressor atinge mais rapidamente o equilíbrio em relação à turbina de baixa pressão e ao gerador. A curva de rotação da turbina de baixa pressão e a curva de rotação do gerador são idênticas variando, apenas, a magnitude. Pode se notar que a rotação do gerador é 9 vezes menor do que a rotação da turbina de baixa pressão. Esse fato é devido à redução da rotação que ocorre na caixa de redução.



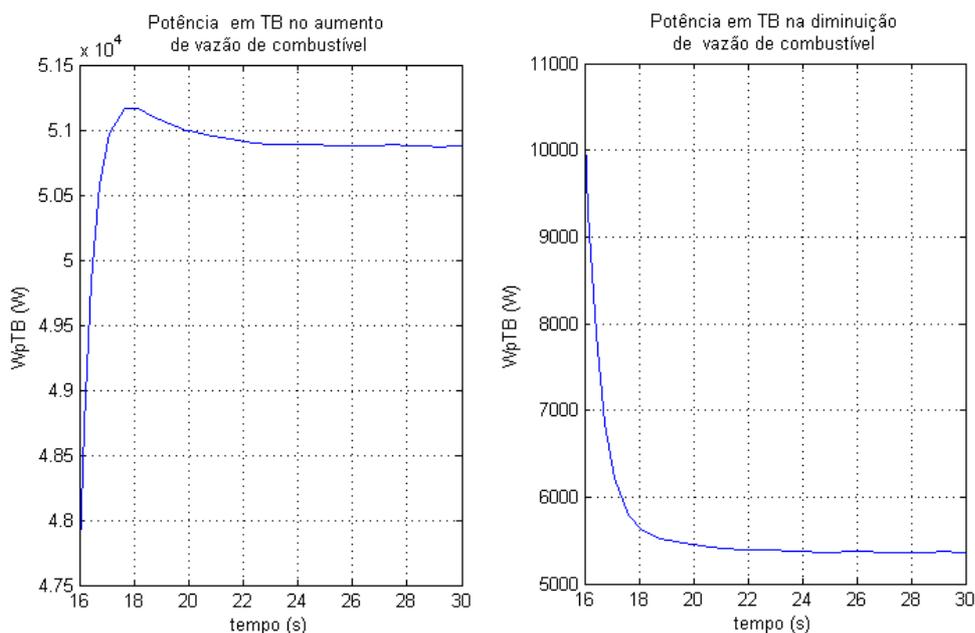
**Figura 4.12 – Rotações do turbocompressor e turbina de baixa pressão com aumento e redução de carga no tempo 20s**

As curvas de rotação do turbocompressor mostradas na figura 4.12, tanto para o aumento da carga quanto na redução desta, seguem as curvas de pressão (figura 4.10). O aumento da carga faz com que a rotação do turbocompressor diminua devido ao aumento da perda de pressão gerada pela redução da rotação na turbina de baixa pressão. A redução da carga aumenta a rotação do turbocompressor pelo alívio da perda de pressão na turbina de baixa pressão devido ao aumento da rotação desta.



**Figura 4.13 – Comportamento das potências do compressor e turbina de alta pressão no aumento e redução do sinal da válvula de combustível**

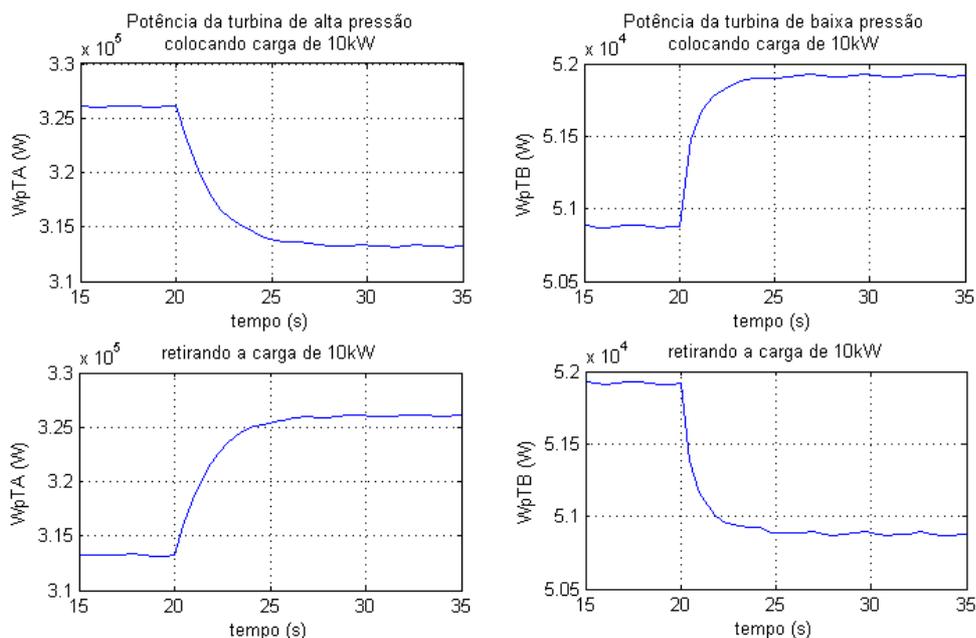
No caso da figura 4.13, os sinais foram aplicados no tempo 15s variando de 0,2 a 1, no caso positivo, e 1 a 0,2, no caso negativo. Quando a vazão de combustível aumenta, a potência na turbina de alta pressão aumenta fazendo com que a rotação aumente até que a potência consumida no compressor se iguale a potência da turbina de alta pressão mais as perdas viscosas. Os gráficos de potências líquidas mostram até quanto pode chegar a diferença entre a potência da turbina de alta pressão e o compressor. Quando a vazão de combustível diminui a potência do compressor se torna maior do que a potência gerada pela turbina. Portanto, com essa potência líquida negativa o turbocompressor diminui sua rotação até que novamente a potência do compressor seja igual a potência da turbina de alta pressão mais as perdas viscosas.



**Figura 4.14 – Comportamento da potência da turbina de baixa pressão no aumento e redução do sinal da válvula de combustível**

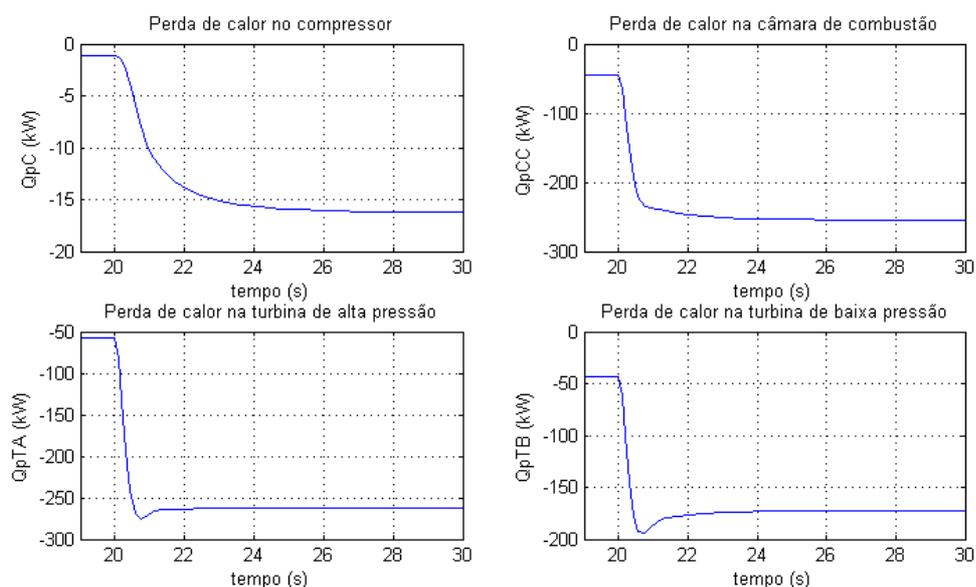
Para a figura 4.14, o pico de potência que aparece quando o sinal da válvula de combustível é aumentado de 0,2 a 1 no tempo 15s ocorre devido ao aumento da pressão  $P_4$ . A pressão ( $P_4$ ) aumenta devido às diferenças nas acelerações do turbocompressor e da turbina de baixa pressão. Esse aumento de pressão faz com que a diferença de temperatura na entrada e saída da turbina de baixa pressão aumente e portanto a potência produzida por ela. Conforme a rotação da turbina de baixa pressão atinge o equilíbrio a potência vai diminuindo.

Quando há a redução do sinal da válvula de combustível de 1 a 0,2, a potência diminui rapidamente até o tempo 18s e depois vai lentamente atingindo o equilíbrio. A redução mais brusca é devido à diminuição da potência do turbocompressor e a redução mais lenta é devido à diminuição da rotação da turbina de baixa pressão que é mais lenta que a diminuição da rotação do turbocompressor devido ao maior momento de inércia daquela.



**Figura 4.15 – Comportamento das potências das turbinas de alta pressão e de baixa pressão quando uma carga é colocada e retirada**

Na figura 4.15, com o aumento da carga, há o aumento da pressão  $P_4$  fazendo com que a transformação da energia térmica em energia mecânica diminua para a turbina de alta pressão e aumente para a turbina de baixa pressão. Isso faz com que o turbocompressor diminua a sua rotação gerando menos pressão e menos vazão mássica de ar. Por outro lado, a turbina de baixa pressão consegue mover sob cargas mais elevadas. Assim sendo, nota-se as características dessa configuração (*split-shaft*) para tração mecânica. As pequenas oscilações ocorrem pela aproximação gerada através do método de Euler.



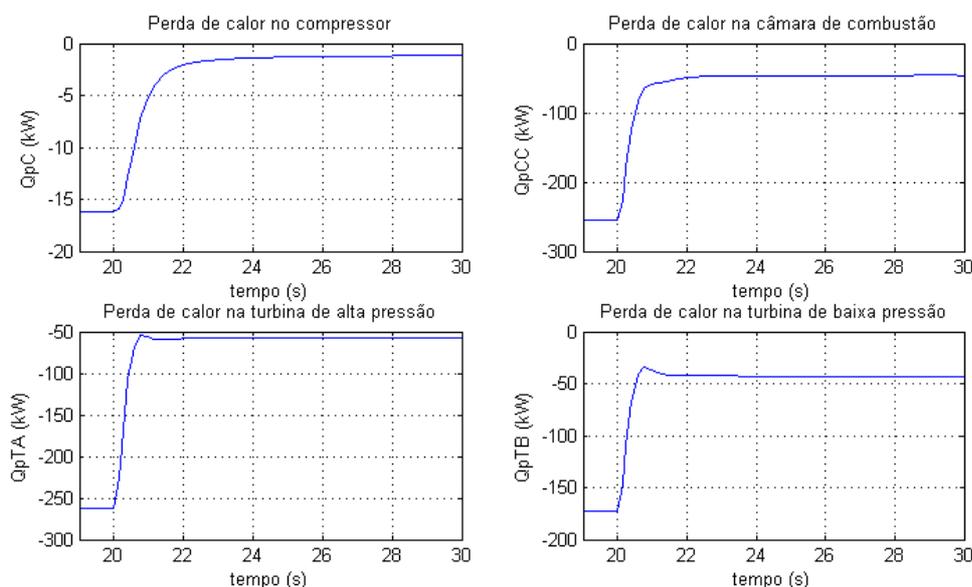
**Figura 4.16 – Comportamento da perda de calor dos componentes da turbina *split-shaft* para um sinal em degrau de 0,2 a 1 na válvula de combustível no tempo 20s**

Analisando a figura 4.16, nota-se que todos os sinais da perda de calor são negativos porque o calor está saindo do sistema, ou seja, quanto menor o valor registrado maior a perda de calor. No compressor, nota-se uma perda de calor variando com o aumento da razão de pressão gerada pelo aumento da rotação do mesmo.

Na câmara de combustão, há um aumento rápido da perda de calor devido ao aumento da vazão de combustível e depois um aumento menor devido ao aumento da vazão mássica de ar que aumenta com a rotação do compressor.

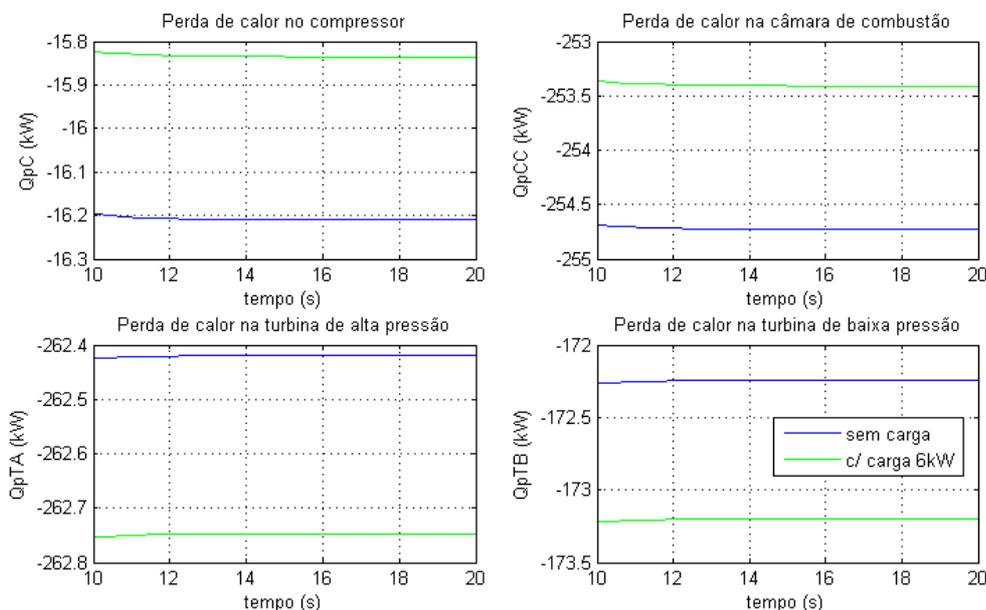
Na turbina de alta pressão, há um mínimo que é referente ao pico de temperatura. Após esse mínimo, a temperatura cai com o aumento da vazão mássica de ar e faz com que a perda de calor diminua um pouco.

Na turbina de baixa pressão, há um mínimo que, também, é referente ao pico de temperatura nesse ponto. Após esse mínimo, a temperatura cai com o aumento da vazão mássica de ar. A diferença em relação à turbina de alta pressão é que a perda de calor demora mais a estabilizar. Isso ocorre por causa da aceleração mais lenta da turbina de baixa pressão devido ao seu momento de inércia. Assim, ocorre um aumento da pressão  $P_4$  e portanto, um aumento de temperatura nesse período.



**Figura 4.17 – Comportamento da perda de calor dos componentes da turbina *split-shaft* para um sinal em degrau de 1 a 0,2 na válvula de combustível no tempo 20s**

A figura 4.17 mostra que quando há uma diminuição do sinal na válvula de combustível de 1 para 0,2, ocorre o oposto ao que foi mencionado para a figura 4.16.



**Figura 4.18 – Diferença entre as perdas de calor com e sem carga para um mesmo sinal na válvula de combustível**

Segundo a figura 4.18, o compressor perde mais calor quando está sem carga do que com carga porque a rotação no mesmo é maior neste estado. Assim, a temperatura  $T_2$  é maior e há maior vazão de ar.

Na câmara de combustão, apesar de a temperatura ser maior com carga a vazão mássica de ar é menor e assim, a perda de calor também é menor. A temperatura na entrada da câmara de combustão é menor com a carga devido à menor rotação do compressor.

Já para as turbinas de alta pressão e baixa pressão os aumentos de temperatura são maiores do que a redução da vazão mássica de ar e a diferença de temperatura na entrada e saída diminui porque a razão de pressão diminui. Portanto, elas perdem mais calor quando há carga.

## 4.2 SISTEMA LUBRIFICANTE

As constantes do sistema lubrificante foram escolhidas de forma a exemplificar um possível sistema lubrificante que segue o esquema da figura 3.5.

Os gráficos a seguir foram obtidos com os seguintes valores de constantes:

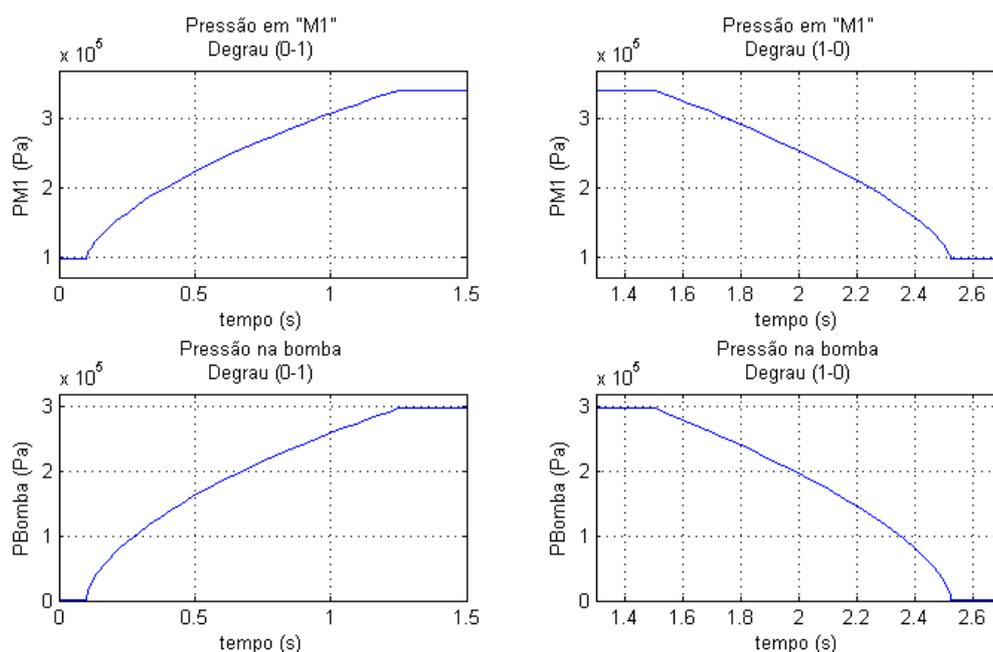
- Momento de inércia da bomba:  $J_B = 2.978 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Amortecimento viscoso da bomba:  $B_B = 7.634 \cdot 10^{-5} \text{ W} \cdot \text{s}^2$
- Potência máxima da bomba:  $\dot{W}_{B,máx} = 500 \text{ W}$
- Comprimento da linha 1:  $L_1 = 0.5 \text{ m}$
- Comprimento da linha 2:  $L_2 = 0.25 \text{ m}$
- Comprimento da linha 3:  $L_3 = 0.25 \text{ m}$
- Comprimento da linha 4:  $L_4 = 0.5 \text{ m}$
- Comprimento da linha 5:  $L_5 = 0.5 \text{ m}$
- Diâmetro dos dutos:  $D_i = \frac{0.0254}{4} = 6.35 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- Área da seção dos dutos:  $A_i = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = 3.167 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$
- Volume de lubrificante na bomba:  $V_B = 0.001 \text{ m}^3$
- Volume de lubrificante no trocador de calor:  $V_{TC} = 0.001 \text{ m}^3$
- Aceleração da gravidade:  $g = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- Viscosidade dinâmica do lubrificante a 70°C:  $\mu = 0.03 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- Densidade do lubrificante:  $\rho = 850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Pressão atmosférica:  $P_{atm} = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
- Vazão volumétrica máxima da bomba:  $Q_{B,máx} = 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Rotação máxima da bomba:  $\omega_B = 6000 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 628.3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- Constante proporcional de perda de carga distribuída:  $C_1 = 2.381 \cdot 10^4 \text{ s}^{-1}$
- Número de Reynolds máximo:  $Re \approx \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^{-4} \cdot 850}{0.03 \cdot \pi \cdot 0.6 \cdot 10^{-2}} \approx 600 < 2300$ , portanto o escoamento é laminar.
- Constantes da equação do mapa da bomba:  $\alpha_1 = 26.28$  e  $\alpha_2 = 116.07$
- Altura de "M1" em relação ao reservatório:  $H_{M1} = 0.5 \text{ m}$
- Constante de perda de carga de "M1":  $K_{M1} = 200$
- Constante de perda de carga de "M2":  $K_{M2} = 30$
- Constante de perda de carga de "TC":  $K_{TC} = 15$
- Constante de perda de carga de "B1" para  $L_2$ :  $K_{B1,12} = 0.9$
- Constante de perda de carga de "B1" para  $L_4$ :  $K_{B1,14} = 2$

- Constante de perda de carga na entrada do sistema lubrificante:  $K_{ent} = 0.8$
- Constante de perda de carga na saída do sistema lubrificante:  $K_{saída} = 1$
- Constante de perda de carga de “B2” vindo de  $L_3$ :  $K_{B2,35} = -2$
- Constante de perda de carga de “B2” vindo de  $L_4$ :  $K_{B2,45} = 0.7$

Em “B2”, onde há a junção dos escoamentos do ramo lateral e direto, as constantes  $K_{B2,35}$  e  $K_{B2,45}$  foram obtidas com a média dos gráficos encontrados em Ding et al.(2005). Para  $K_{B2,35}$ , a média foi obtida para o intervalo de 25% a 50% do fluxo total e para  $K_{B2,45}$ , a média foi obtida para o intervalo de 75% a 50% do fluxo total.

Inicialmente será feita uma análise sobre o comportamento do sistema quando o sinal de entrada do inversor de frequência é alterado. Depois, será feita uma análise sobre o comportamento do sistema quando a constante de perda de carga de “valv1”.

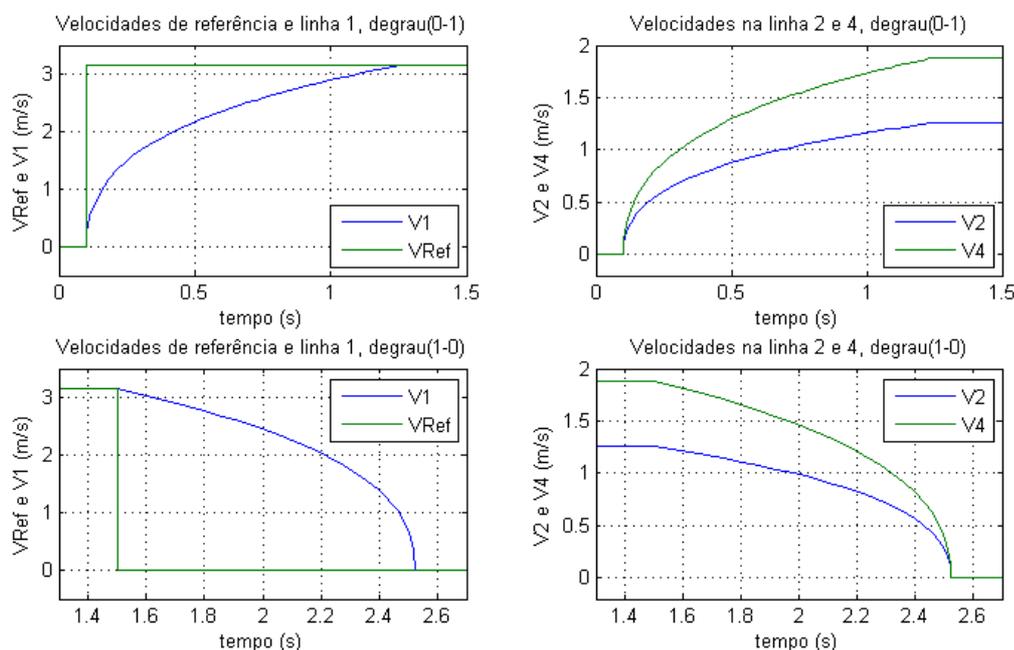
Assim como os gráficos da seção 4.1, os gráficos serão expostos e em seguida comentados. Até que seja mencionado diferente, a constante de “valv1” é igual a 50 ( $K_{valv1} = 50$ ).



**Figura 4.19 – Comportamento das pressões no mancal do turbocompressor e na bomba para um sinal em degrau positivo e negativo**

Pela figura 4.19, com o aumento do sinal no inversor de frequência de 0 para 1, as pressões em “M1” e na bomba aumentam com o aumento da rotação da bomba. O intervalo de tempo para estabilização é em torno de 1,1s para ambos os casos. Nota-se que a pressão em “M1” é maior do que a pressão na bomba. Isso ocorre porque a pressão na bomba é o quanto a mais de pressão a bomba coloca no sistema, ou seja, a pressão na saída da bomba é a pressão na bomba somada a  $P_{atm}$ . Essa pressão somada é maior do que a pressão em “M1”. Com esse teste pode-se ver que o sistema responde rapidamente ao sinal de referência, se comparado ao sistema da turbina *split-shaft*.

Com a redução do sinal do inversor de frequência de bomba de 1 para 0, as pressões diminuem com a redução da rotação da bomba. O intervalo de tempo para estabilização é ligeiramente menor, em torno de 1s. Isso ocorre devido às perdas do sistema contribuírem para esta redução, ao contrário do que ocorre quando o sinal é positivo.



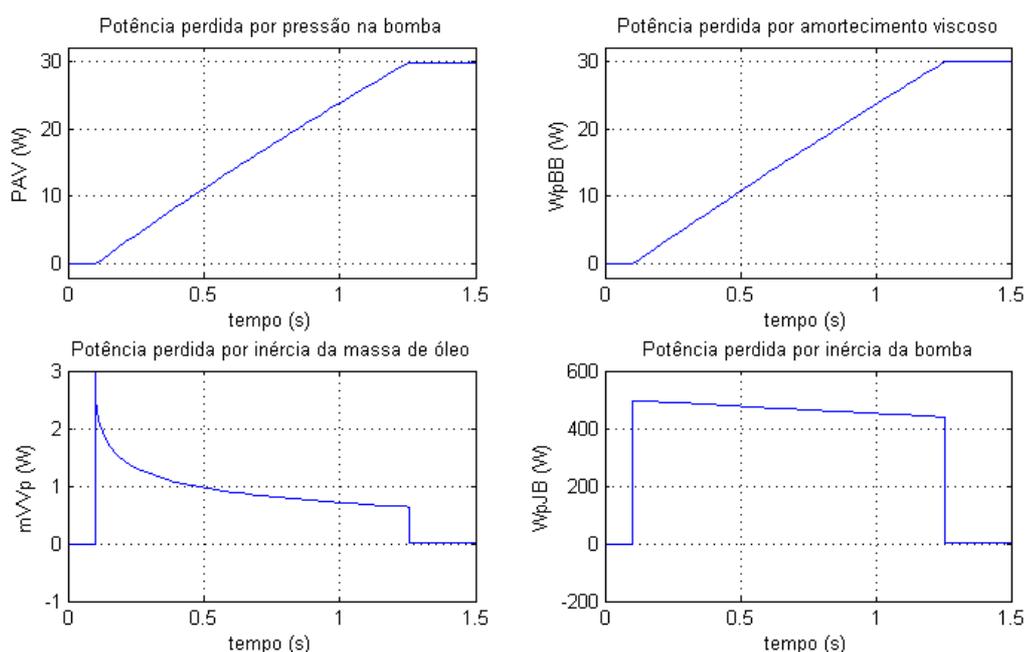
**Figura 4.20 – Velocidades do sistema lubrificante para variações do sinal em degrau**

Os gráficos da figura 4.20 seguem o mesmo perfil dos gráficos de pressão da figura 4.19. Isso era de se esperar, uma vez que a pressão é composta pela velocidade do fluido nos dutos e singularidades.

Nos gráficos de degrau positivo, podem-se ver as velocidades subindo rapidamente no início do degrau e depois uma diminuição da inclinação da curva e para os gráficos de degrau negativo, podem-se ver as velocidades decaindo lentamente e com o tempo o decaimento aumenta. Isso mostra que quando o sistema tem velocidades menores, ele fica mais sujeito as influências do sinal, ou seja, quando as velocidades do sistema são baixas, a energia do sistema é baixa, então, a potência da bomba consegue agir mais rápido sobre o sistema.

As velocidades de referência, que são as velocidades que o sinal fornece ao inversor de frequência, são igualadas a velocidade real do sistema. Isso mostra que o sistema atinge o objetivo de controle de rotação da bomba.

A velocidade da linha 4 ( $L_4$  da figura 3.5) é maior do que a velocidade para linha 2 ( $L_2$  da figura 3.5) porque a resistência de escoamento naquele ramo é menor do que a resistência nesse.



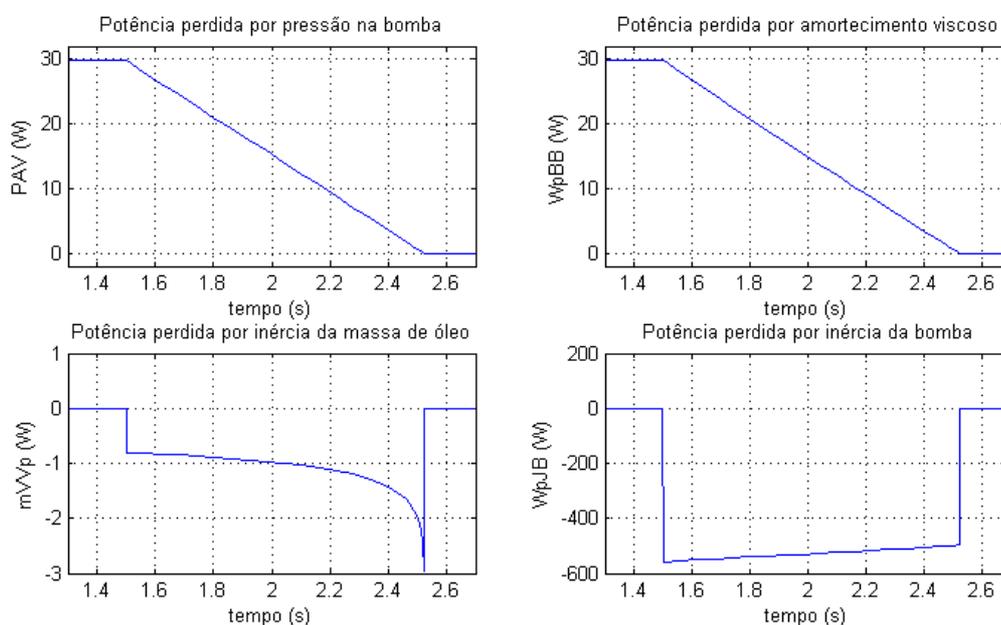
**Figura 4.21 – Potências perdidas na movimentação do sistema lubrificante para degrau de 0 para 1**

Os gráficos da figura 4.21 mostram que o maior gasto de energia é para mover a bomba. A perda de energia para movimentar a massa do fluido é pequena em relação às demais. Logo que o sistema atinge a velocidade de referência, as potências relacionadas com  $\dot{V}_1$  cessam e resta apenas a soma  $P_B \cdot A_1 \cdot V_1 + B_B \cdot \omega_B^2$  (eq.(3.86)).

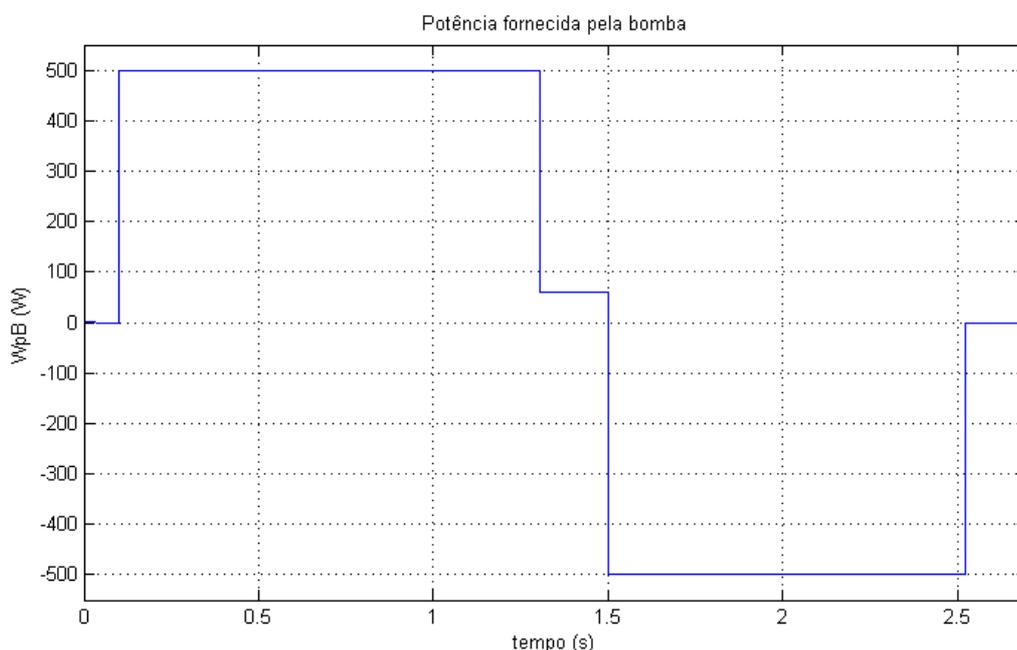
Os gráficos da figura 4.22 mostram que com as velocidades diminuindo o valor das potências referentes as perdas por pressão na bomba e por amortecimento viscoso diminuem aproximando do valor nulo. Quando a velocidade do fluido é menor, há mais potência disponível na bomba e assim o fluido pode ser acelerado mais facilmente.

O fato de os gráficos de perda de potência por inércia na figura 4.22 serem negativos, indica que as desacelerações da massa do fluido e da rotação da bomba fazem com que o sistema ganhe energia, demorando um pouco mais para parar.

Nos gráficos de perda de potência por inércia da bomba das figura 4.21 e figura 4.22, nota-se uma inclinação no topo e vale, respectivamente. A potência sentida pelo rotor na figura 4.21 diminui com o aumento da velocidade do lubrificante porque a bomba divide a potência para acelerar o rotor e suprir as perdas viscosa e de pressão da bomba. Já na figura 4.22, a potência perdida ultrapassa a potência que a bomba pode fornecer porque as perdas viscosas e de pressão da bomba auxiliam na diminuição da velocidade de rotação da bomba.



**Figura 4.22 - Potências perdidas na movimentação do sistema lubrificante para degrau de 1 para 0**

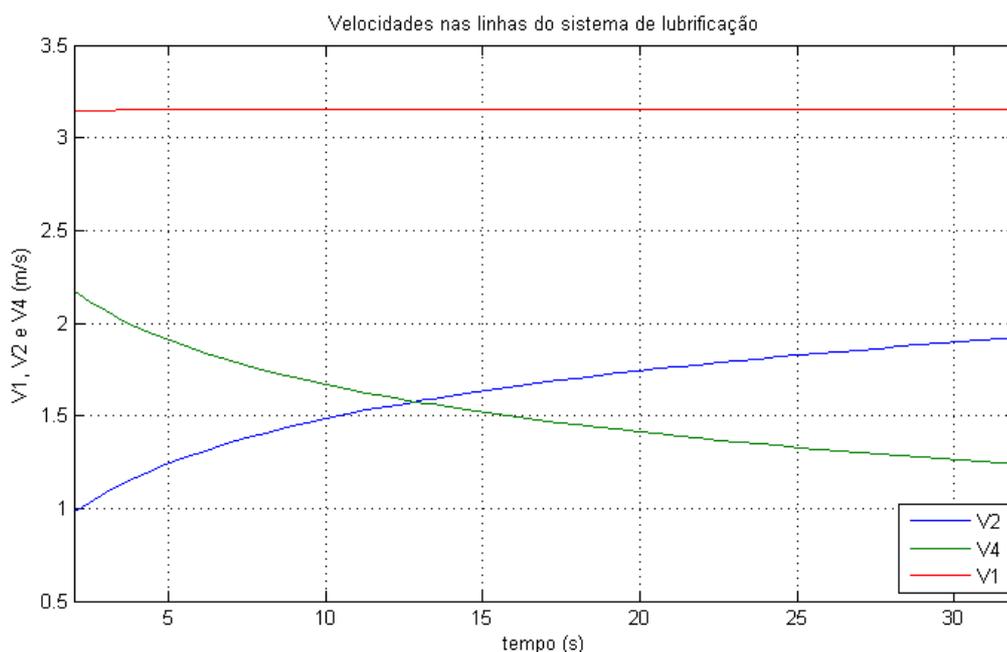


**Figura 4.23 – Potência fornecida pela bomba para um sinal em degrau 0 para 1 no tempo 0,1s e um degrau de 1 para 0 no tempo 1,5s**

Nota-se pela figura 4.23 que quando o degrau positivo é enviado, a potência para a bomba atinge o máximo de potência até que a velocidade de referência seja atingida. Quando esta é atingida, a potência cai para apenas o necessário para manter o sistema movendo na velocidade desejada, no caso, a potência é em torno de 60W.

Quando o degrau negativo é enviado anulando o positivo, a potência máxima da bomba é acionada, porém com o sentido contrário ao movimento. Por isso, a potência é negativa. Após atingir a velocidade de referência, a bomba continua fornecendo a potência necessária para manter o sistema lubrificante funcionando neste ponto. No caso, o valor da potência é 0W porque o sinal foi zerado no anulamento dos degraus.

Os gráficos a seguir foram formados com o sinal unitário no inversor de frequência e a constante de perda de carga de “valv1” foi variada como uma rampa de 0 a 450 no intervalo de 30 segundos.



**Figura 4.24 – Velocidades nas linhas do sistema de lubrificação para variação em rampa de  $K_{valv1}$**

O gráfico da figura 4.24 mostra que a escolha dos valores de  $K_{B2,35}$  e  $K_{B2,45}$  são razoáveis porque  $V_2$  varia sua vazão de 30% a 60% da vazão em  $V_1$  e  $V_4$  varia sua vazão de 70% a 40% da vazão em  $V_1$ .

O ponto onde as linhas de  $V_2$  e  $V_4$  se encontram é o ponto onde a perda de carga nos ramos da linha 2 e 4 se igualam.

$V_1$  é a soma de  $V_2$  com  $V_4$ . Essa soma é constante porque a bomba de engrenagens consegue mandar uma vazão constante mesmo com um aumento de pressão.

Verifica-se na figura 4.25 que com o aumento da constante de perda de carga da “valv1”, a perda de carga total aumenta e isso faz com que a pressão na bomba aumente. Esse aumento de perda de carga sugere que a válvula está sendo fechada e isso faz com que o fluxo de lubrificante aumente no ramo da linha 2. Portanto, a pressão no mancal do turbocompressor aumenta.

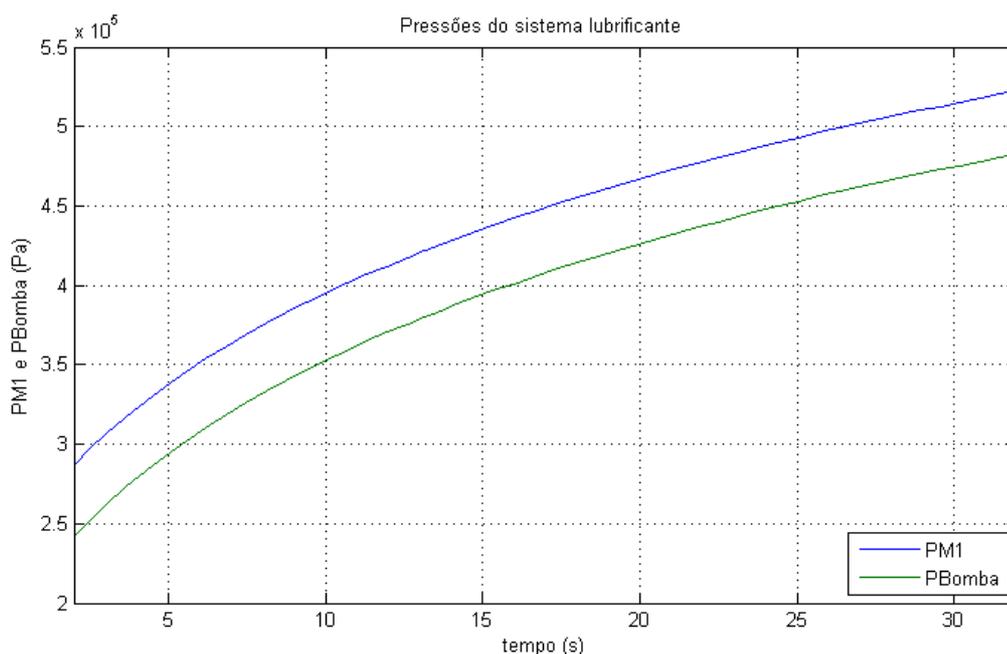


Figura 4.25 – Pressões no mancal do turbocompressor e na bomba para variação em rampa de  $K_{valv1}$

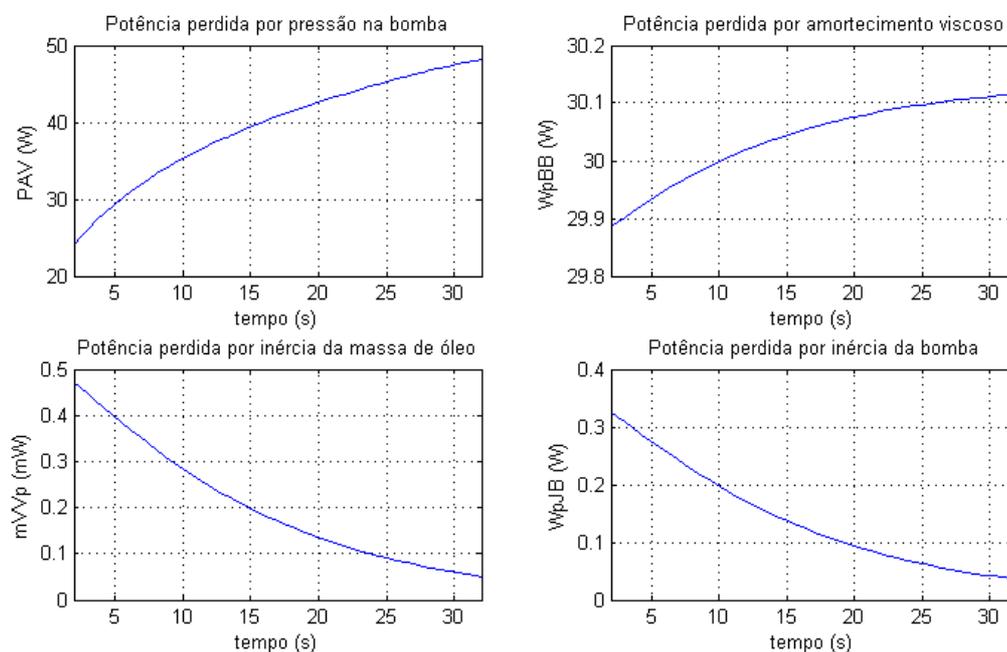
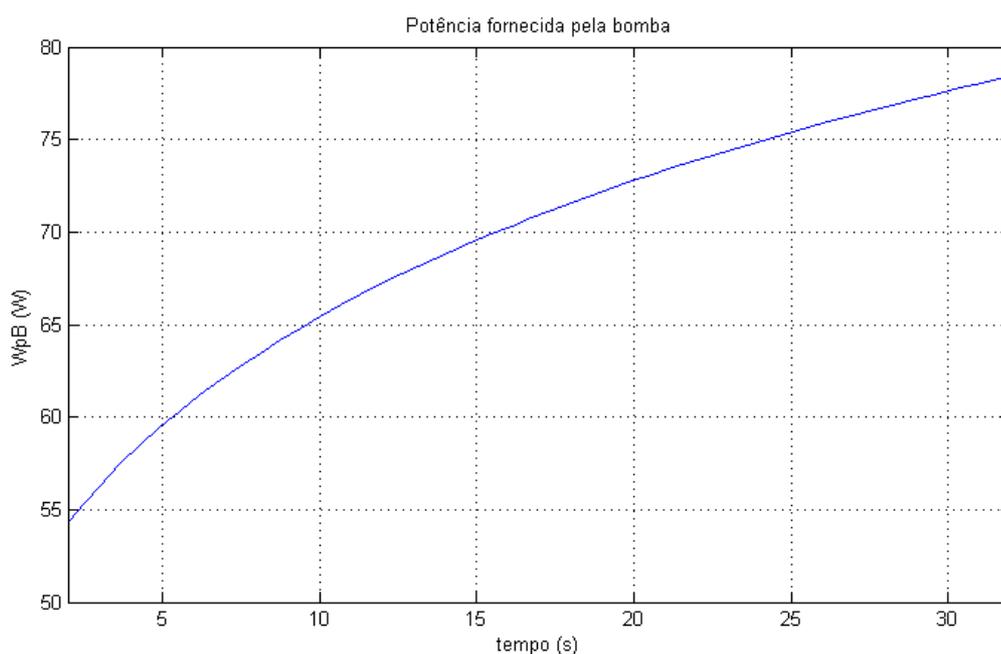


Figura 4.26 – Potências perdidas no sistema de lubrificação para variação em rampa de  $K_{valv1}$

No gráfico da figura 4.26, nota-se que o único aumento significativo de perda de potência com o aumento da perda de carga é devido à pressão na bomba, este chega a ser quase igual ao valor quando “valv1” está totalmente aberta. Como a bomba mantém a vazão e rotação, então, a potência perdida por amortecimento viscoso fica praticamente inalterado, assim como as potências perdidas para

acelerar o rotor e a massa de lubrificante. Apesar de os gráficos mostrarem variações de potência, essas são mínimas, com excessão da potência perdida por pressão na bomba. As variações não chegam a 1W. Essas pequenas variações são devido à bomba estar chegando vagarosamente a estabilidade depois de receber o sinal em degrau no inversor de freqüência.



**Figura 4.27 – Potência fornecida pela bomba para variação em rampa de  $K_{valv1}$**

No gráfico da figura 4.27, pode ser notado que o aumento da potência fornecida pela bomba é igual ao aumento da perda de potência devido à pressão na bomba (figura 4.26). Os picos de potência não são vistos porque a variação da vazão em  $V_1$  é desprezível.

## 5 SISTEMAS COM CONTROLE, RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 CONTROLE

Para melhorar a precisão do sistema da turbina *split-shaft* e do sistema de lubrificação, o método numérico de Euler para aproximar a curva de rotação foi substituído pelo método de Runge-Kutta de 4ª ordem (RK4).

As equações do método de Runge-Kutta de 4ª ordem são:

$$\omega_{i+1} = \omega_i + \frac{h}{6} \cdot (K_1 + 2 \cdot K_2 + 2 \cdot K_3 + K_4) \quad (5.1)$$

onde:  $\omega_{i+1}$  é a velocidade angular no ponto posterior,  $\omega_i$  é a velocidade angular no ponto atual,  $h$  é o passo,  $K_i$  são as variáveis do método de RK4 calculadas no ponto atual.

$$K_1 = \dot{\omega}_i(\omega_i) \quad (5.2)$$

onde:  $\dot{\omega}_i$  é a aceleração angular no ponto atual em função da velocidade angular ( $\omega_i$ ).

Seguindo a mesma lógica da eq.(5.2)

$$K_2 = \dot{\omega}_i(\omega_i + \frac{h}{2} \cdot K_1) \quad (5.3)$$

$$K_3 = \dot{\omega}_i(\omega_i + \frac{h}{2} \cdot K_2) \quad (5.4)$$

$$K_4 = \dot{\omega}_i(\omega_i + h \cdot K_3) \quad (5.5)$$

O método de RK4 também foi utilizado no sistema lubrificante. Apesar de a variável aproximada ser a velocidade do fluido, a aplicação do método é equivalente, pois a aceleração do fluido na saída da bomba ( $\dot{V}_1$ ) é somente função da velocidade do fluido na saída da bomba ( $V_1$ ).

Os controles foram feitos com realimentação negativa (*feedback*). De acordo com Åström e Hägglund (1995), no controle com *feedback* negativo, a variável manipulada ( $\dot{m}_{comb}$ , por exemplo) move-se no sentido contrário à variável de processo ( $\omega_{Ger}$ , por exemplo), ou seja, a variável manipulada aumenta seu valor quando a variável de processo é menor do que a referência (*setpoint*) e diminui quando a variável de processo é maior do que a referência. Portanto, o controle em *feedback* negativo faz com que a variável de processo fique com valores próximos dos valores de referência, mesmo com distúrbios e variações nas características do processo.

Os controles PID foram os escolhidos pela sua simplicidade, robustez e por serem suficientes para controlar os sistemas presentes no trabalho. Esses controles tem três partes principais: a parte proporcional, a parte integral e a parte derivativa.

O erro do sistema é representado pela eq.(5.6):

$$e(t) = y_{ref} - y(t) \quad (5.6)$$

onde:  $e(t)$  é a função do erro no tempo,  $y_{ref}$  é a constante de referência do processo,  $y(t)$  é a variável do processo em função do tempo.

O controle PID pode ser representado de formas diferentes. A forma mais comum é mostrada na eq.(5.7):

$$u(t) = K \cdot \left( e(t) + \frac{1}{T_i} \cdot \int_0^t e(t) dt + T_d \cdot \frac{d e(t)}{dt} \right) \quad (5.7)$$

onde:  $u(t)$  é a saída do sinal de controle,  $K$  é o ganho proporcional,  $T_i$  é o tempo integrativo e  $T_d$  é o tempo derivativo.

A forma que será usada é a forma paralela. A eq.(5.8) mostra esta forma:

$$u(t) = k_p \cdot e(t) + k_i \cdot \int_0^t e(t) dt + k_d \cdot \frac{d e(t)}{dt} \quad (5.8)$$

onde:  $k_p$  é o ganho proporcional,  $\frac{1}{k_i}$  é o tempo integrativo e  $k_d$  é o tempo derivativo.

Esta forma foi preferida porque é possível se obter ações proporcionais, integrais ou derivativas puras com valores finitos dos parâmetros. Além disso, facilita na implementação para estimação dos parâmetros em métodos numéricos.

O controle proporcional é proporcional ao erro, onde o erro é a diferença entre a variável de processo e a referência. O ganho proporcional deve ser alto para assegurar que a variável de processo fique próxima à sua referência. Um valor alto para o ganho também coopera para tornar o sistema menos sensível aos distúrbios de carga. Porém, com um ganho alto, o ruído também é amplificado. Sendo assim, para evitar que o sistema fique muito sensível aos ruídos, o ganho não deve ser tão alto. Portanto, o projeto de um controle proporcional depende de qual objetivo é mais importante, não tendo uma resposta simples para qual o melhor valor do ganho.

Normalmente, o controle proporcional com *feedback* negativo tem erro quando o sistema está em regime permanente. Só é possível zerar o erro quando não há influência de distúrbio e ruído, ou seja, quando é considerado apenas um ponto de funcionamento do processo. Quando a dinâmica do processo é considerada, se o ganho for muito alto causará instabilidade na planta. Portanto, é a dinâmica do sistema que definirá qual deve ser o ganho. Um ganho mais baixo fará com que o erro estático seja maior, porém o sistema oscila pouco. Um ganho mais alto fará com que o erro estático seja menor, porém o sistema oscilará mais.

A principal função do controle integral é garantir que a variável de processo coincida com a referência. Se o erro for positivo, há um aumento do sinal de controle. Se o erro for negativo, há uma redução do sinal de controle. Por menor que seja o erro, este sempre será percebido pelo controle integral. Se o tempo integrativo for grande, a variável de processo demorará a chegar no valor da referência. Se o tempo integrativo for pequeno, a aproximação é mais rápida, porém mais oscilatória.

A função da ação derivativa é melhorar a estabilidade do sistema em malha fechada. Por causa da dinâmica do sistema, a variável de controle demora um certo tempo para responder. Assim, o sistema de controle seria lento para corrigir o erro. Então, o controle derivativo projeta o erro futuro extrapolando pela tangente da curva do erro para o controle proporcional.

O sistema aumenta seu amortecimento com o aumento do tempo derivativo, porém se o valor do tempo derivativo for elevado, este amortecimento diminui. Portanto, com o aumento da ação derivativa, há o aumento do amortecimento do

sistema, então, um ganho proporcional maior pode ser usado para estabilizar mais rapidamente o sistema.

A integral do tempo multiplicado pelo valor absoluto do erro (ITAE) foi o método utilizado para escolha das constantes de controle. O método considera a integral no tempo do erro em módulo, como mostra a eq.(5.9). O método ITAE tem a característica de definir as constantes de controle sem a necessidade de se fazer uma simulação com tempo muito longo, pois o tempo que multiplica o erro na equação atribui um peso maior para os valores finais do erro absoluto.

$$\int_0^{\infty} t \cdot |e(t)| \cdot dt \quad (5.9)$$

O método ITAE foi um dos parâmetros para definição das constantes dos controles. Os outros parâmetros são referentes ao próprio sistema em questão, seja para o sistema da turbina a gás, seja para o sistema lubrificante. Especificando características que os sistemas devem obedecer, o ITAE se torna um parâmetro de melhoria da resposta, ou seja, quanto menor a integral, mais rápido o controle consegue estabilizar o respectivo sistema.

Para se achar valores das constantes de controle que se adequem as especificações, foi feita uma varredura exponencial dentro dos possíveis intervalos de seus valores como mostra eq.(5.10).

$$k_{controle} = 10^{-i/n} \text{ para } i = 0,1,2,3, \dots \quad (5.10)$$

onde:  $k_{controle}$  é a constante de controle ( $k_p, k_i$  ou  $k_d$ ),  $n$  é o número de divisões para cada magnitude e  $i$  é um inteiro.

Conforme é feita a varredura, os sistemas com os respectivos controles que não atendem as especificações são desprezados e aqueles que atendem as especificações serão comparados e através do método ITAE, o melhor entre eles será escolhido.

## 5.2 Turbina a gás *split-shaft*

No sistema da turbina *split-shaft*, o sensor principal é o sensor de rotação do gerador de energia elétrica. O atuador principal é a válvula de injeção de combustível.

Os demais sensores, como termopares, manômetros, medidores de vazão de ar e de combustível e até sensor de rotação do turbocompressor, são sensores de monitoramento do sistema e permitem que seja feita a validação do modelo. Esses sensores são usados no sistema de segurança. Caso algum sensor aponte uma anormalidade no valor de alguma variável, o sistema deve desligar.

A aquisição do sinal de qualquer sensor geralmente é feito com ruído. Esse ruído deve ser minimizado utilizando-se filtros eletrônicos. No caso, o ruído não foi considerado, admitindo-se que o sinal recebido já é filtrado. O atraso e tempo de resposta dos sensores foram considerados como sendo muito menores do que o tempo de acomodação do sistema e portanto foram desprezados.

Os controles utilizados foram do tipo PID. O controlador tipo P não é suficiente para manter a rotação do sistema no valor de referência. O controlador PI (figura 5.1) é suficiente para controlar o sistema e manter a rotação do gerador próxima ao valor de referência, porém é possível melhorar a resposta utilizando-se a parte derivativa, ou seja, um controle PID (figura 5.2). Para complementar a análise dos controles serão utilizadas variações do controle PID. Essas variações são PI-D (figura 5.3), I-PD (figura 5.4) e PI-PD (figura 5.5). O hífen separa o controle que encontra-se no ramo direto (lado esquerdo do hífen) do controle que encontra-se no ramo de realimentação (lado direito do hífen). O controle no ramo direto tem o erro como estímulo e o controle no ramo de realimentação tem a variável de processo como estímulo.

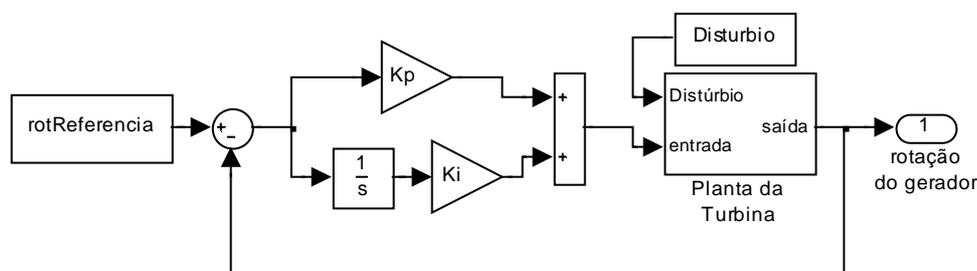


Figura 5.1 – Planta da turbina *split-shaft* com controle PI

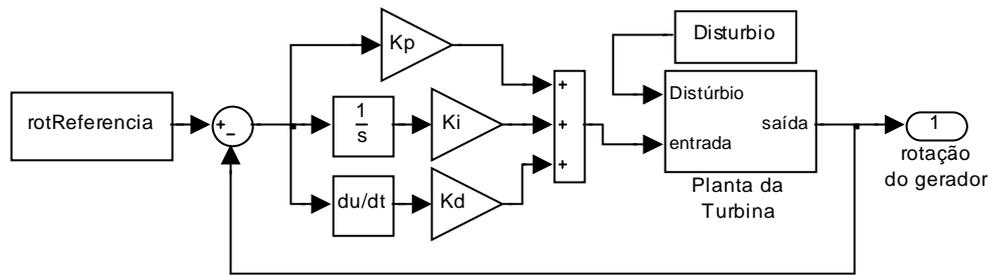


Figura 5.2 – Planta da turbina *split-shaft* com controle PID

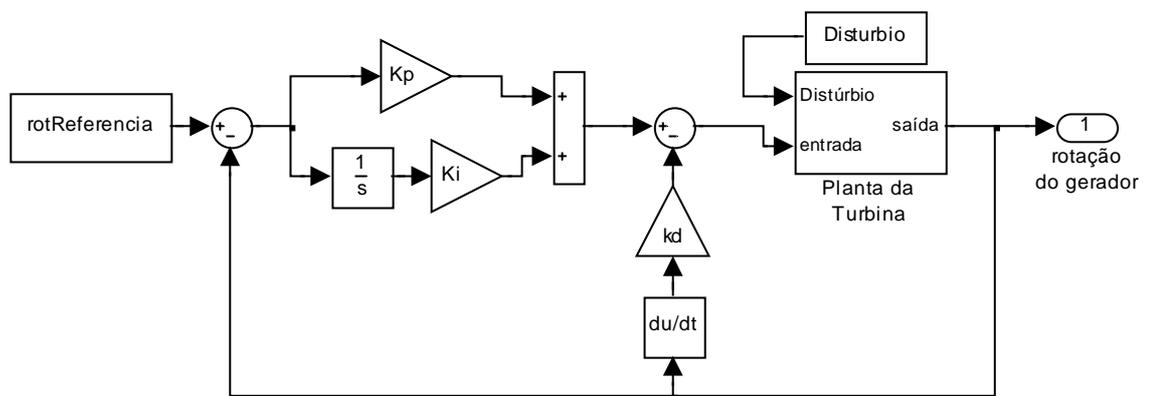


Figura 5.3 – Planta da turbina *split-shaft* com controle PI-D

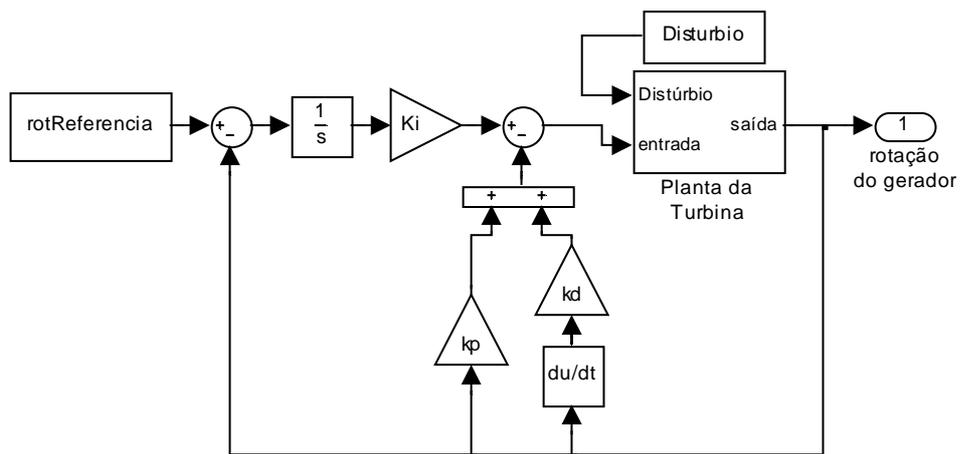


Figura 5.4 – Planta da turbina *split-shaft* com controle I-PD

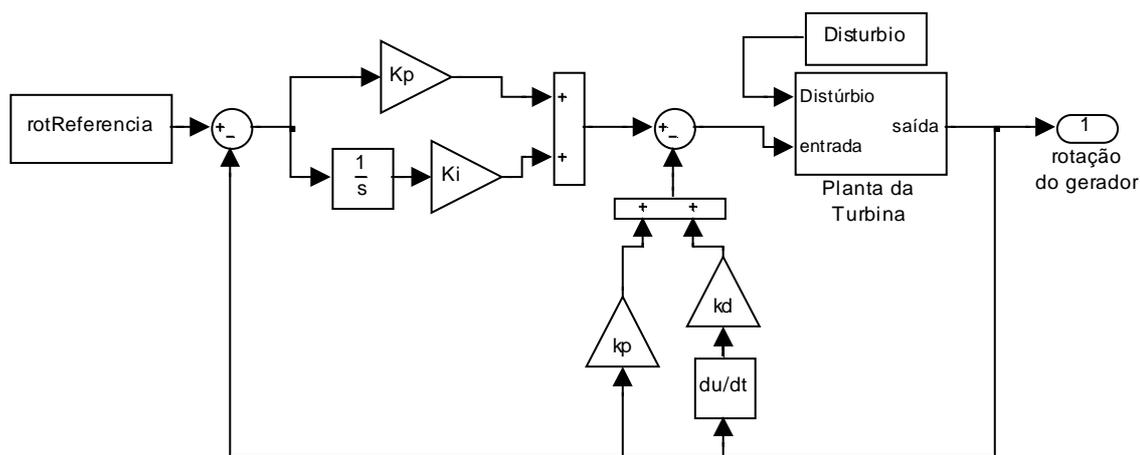


Figura 5.5 – Planta da turbina *split-shaft* com controle PI-PD

### 5.3 Sistema Lubrificante

No sistema lubrificante, o sensor principal é o sensor de pressão no mancal do turbocompressor ( $P_{M1}$ ). O atuador do sistema lubrificante é o motor elétrico que aciona a bomba de lubrificante.

Os demais sensores, termopares, medidores de vazão de lubrificante, rotação do motor da bomba são sensores de monitoramento do sistema e permitem que seja feita a validação do modelo. Esses sensores podem ser usados no sistema de segurança para prevenir sobretemperatura e vazamento de lubrificante. Caso algum sensor aponte uma anormalidade no valor de uma variável do sistema, esse deve ser desligado.

A aquisição do sinal de qualquer sensor geralmente é feito com ruído. Esse ruído deve ser minimizado utilizando-se filtros eletrônicos. No caso, o ruído não foi considerado, admitindo-se que o sinal recebido já é filtrado. O atraso e tempo de resposta dos sensores foram considerados como sendo muito menores do que o tempo de acomodação do sistema e portanto foram desprezados.

Os controles utilizados foram do tipo PID. Se o controlador tipo P for bem projetado, esse pode atender as especificações do sistema, porém a válvula (valv1) da linha 4 (figura 3.5) não pode mudar sua abertura. Para garantir que o sistema atinja o valor de referência um controle PI (figura 5.6) deve ser implementado. Para

se melhorar a resposta do sistema, um controle PI-D (figura 5.7) pode ser aplicado ao sistema. Os demais controles, como PI-PD, não foram utilizados porque a resposta do sistema não deve melhorar significativamente.

No caso do sistema lubrificante, apenas o erro no valor da pressão no mancal do turbocompressor ( $P_{M1}$ ) foi considerado como estímulo para o controle. O distúrbio do sistema lubrificante é a abertura da válvula manual da linha 4 (valv1). A válvula pode ser aberta ou fechada para se diminuir ou aumentar o fluxo no ramo da linha 2. A pressão de referência do sistema lubrificante varia com a rotação do turbocompressor.

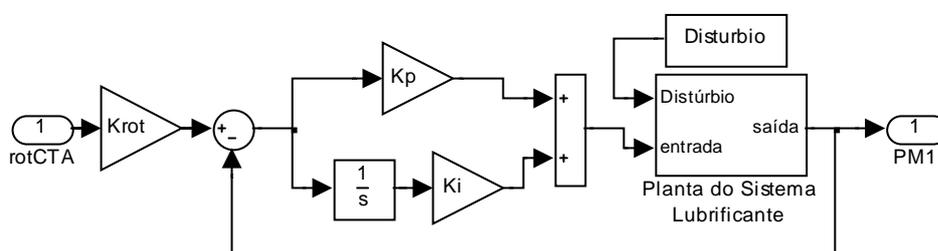


Figura 5.6 – Planta do sistema lubrificante com controle PI

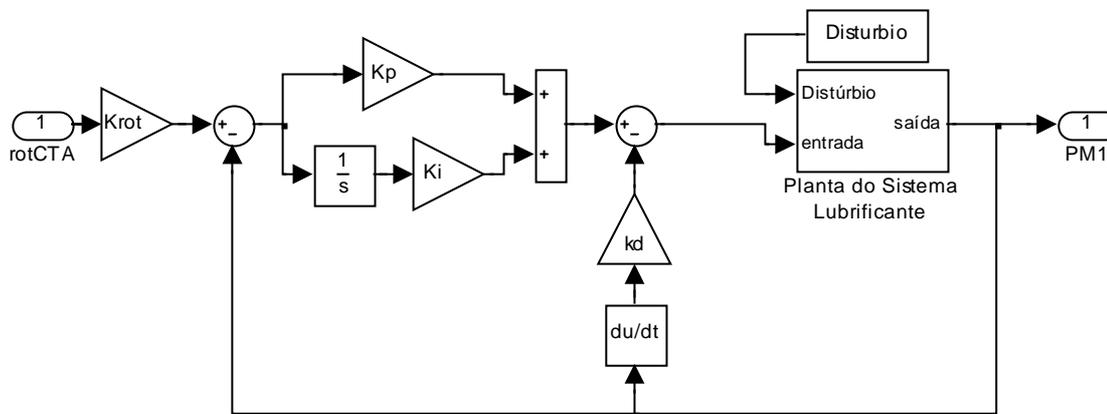


Figura 5.7 – Planta do sistema lubrificante com controle PI-D

A relação do sistema da turbina a gás com o sistema lubrificante pode ser visto na figura 5.8, ambos com os controles incluídos na representação.

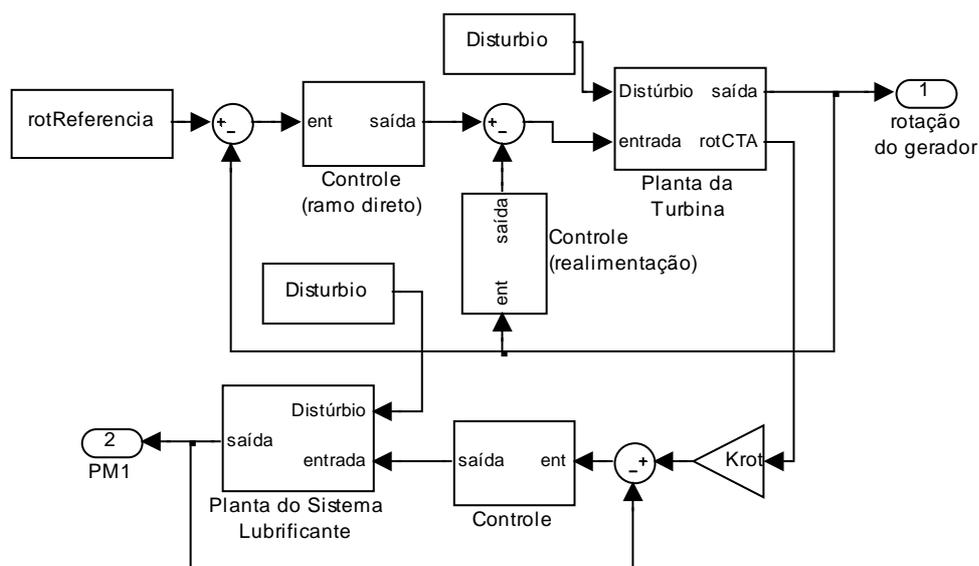


Figura 5.8 – União do sistema da turbina e sistema lubrificante com controles

#### 5.4 Resultados para o sistema da turbina a gás *split-shaft* com controle

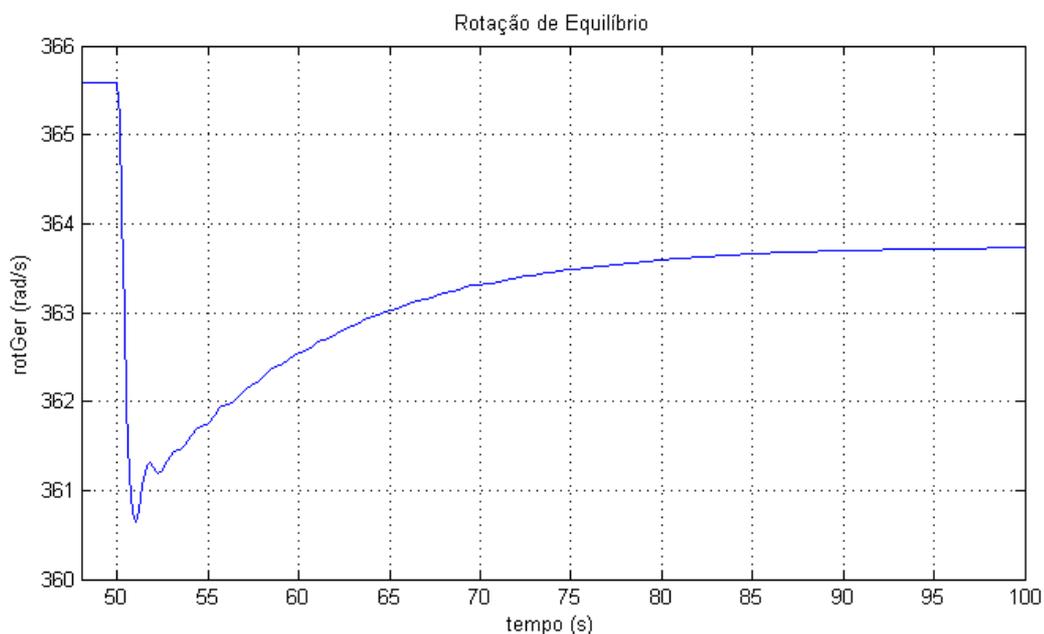
As constantes do sistema foram escolhidas de forma que quando o sistema estiver em regime permanente os valores das variáveis do sistema devem ser próximas aos valores encontrados em Krieger Filho; Rigoni Junior e de Souza (2009).

Os gráficos a seguir foram obtidos para uma simulação de uma turbina com as seguintes características:

- rendimento do compressor:  $\eta_C = 0,72$
- rendimento da turbina de alta pressão:  $\eta_{TA} = 0,78$
- rendimento da turbina de baixa pressão:  $\eta_{TB} = 0,7$
- temperatura ambiente:  $T_{amb} = 298 \text{ K}$
- pressão ambiente:  $P_{amb} = 10^5 \text{ Pa}$
- razão dos calores específicos constante para o ar:  $k_{ar} = 1,4$
- calor específico do ar a pressão constante:  $c_{p,ar} = 1100 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
- constante de perda de calor para o compressor:  $\alpha_{12} = 0,1$
- constante de perda de calor para a câmara de combustão:  $\alpha_{23} = 0,25$

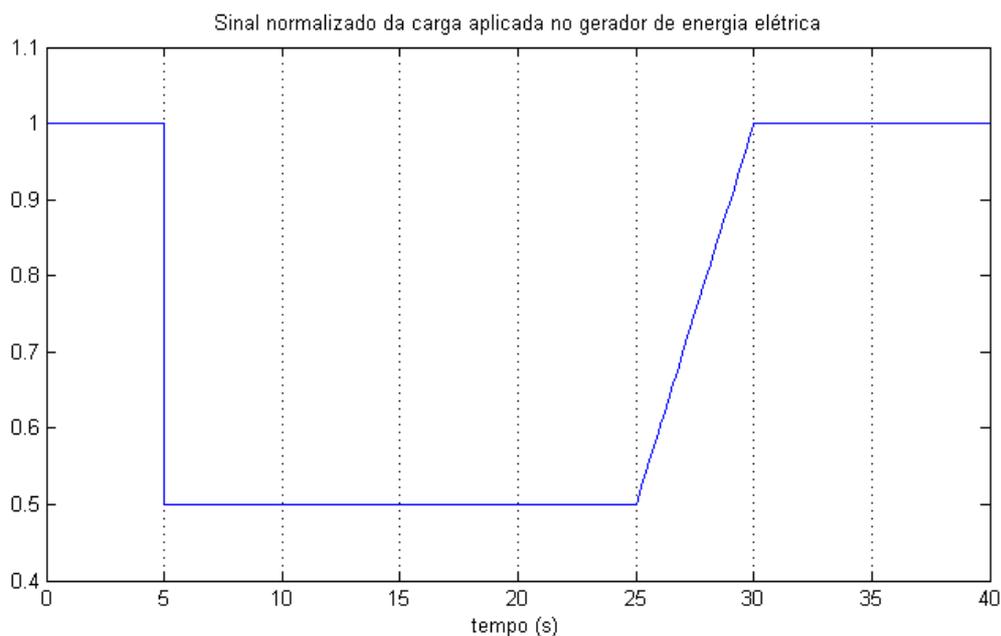
- constante de perda de calor para a turbina de alta pressão:  $\alpha_{34} = 0,15$
- constante de perda de calor para a turbina de baixa pressão:  $\alpha_{45} = 0,2$
- constante de influência de uma turbina sobre a outra:  $\alpha_{influência} = 0,05$
- constante de razão de pressão para turbina de alta pressão:  $\alpha_{RP,TA} = 0,62$
- poder calorífico inferior do gás combustível:  $PCI = 46357 \frac{kJ}{kg}$
- vazão mássica de ar máxima:  $\dot{m}_{1,máx} = 0,25 \frac{kg}{s}$
- rotação máxima do turbocompressor:  $\omega_{CTA,máx} = 14242 \frac{rad}{s}$
- rotação máxima da turbina de baixa pressão:  $\omega_{TB,máx} = 1571 \frac{rad}{s}$
- razão de pressão máxima no compressor:  $RP_{C,máx} = 2,15$
- momento de inércia do turbocompressor:  $J_{CTA} = 1,55 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2$
- momento de inércia equivalente para a turbina de baixa pressão:  $J_{eq} = 3,13 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2$
- redução do primeiro conjunto de engrenagens:  $N_{12} = \frac{1}{2}$
- redução do segundo conjunto de engrenagens:  $N_{23} = \frac{1}{2}$
- amortecimento viscoso devido ao óleo para o turbocompressor:  $B_{CTA,\acute{o}leo} = 1,51 \cdot 10^{-5} W \cdot s^2$
- amortecimento viscoso devido ao óleo para o conjunto da turbina de baixa pressão:  $B_{eq,\acute{o}leo} = 1,20 \cdot 10^{-3} W \cdot s^2$
- amortecimento viscoso devido ao ar para o turbocompressor:  $B_{CTA,ar} = \mu_{ar,CTA}(\bar{T}_{CTA}) \cdot 0,0785 W \cdot s^2$
- amortecimento viscoso devido ao ar para a turbina de baixa pressão:  $B_{TB,ar} = \mu_{ar,TB}(\bar{T}_{TB}) \cdot 0,530 W \cdot s^2$
- máximo sobre-sinal para a válvula de injeção de combustível:  $M_p = 0,05$
- tempo de acomodação para a válvula de injeção de combustível:  $t_s = 1 s$
- massa da válvula de injeção de combustível:  $m_{válv} = 0,2 kg$

A rotação do gerador elétrico do sistema da turbina *split-shaft* não consegue ser controlado se o controle for apenas um controle proporcional com *feedback* negativo. A rotação do gerador é estabilizada, porém o valor da rotação de referência não será atingido, ou seja, o sistema terá um erro no valor da rotação do gerador. Isso é ilustrado na figura 5.9.



**Figura 5.9 – Rotação de equilíbrio para o controle P**

O ganho proporcional ( $k_p$ ) foi de 0,05, a carga era de 1kW e foi inserido um degrau de 1kW no tempo 50s, totalizando 2kW. O valor da rotação do gerador antes do degrau era de 365,5 rad/s aproximadamente e passou para 363,7 rad/s aproximadamente, mostrando que o valor da rotação em regime varia com a carga.



**Figura 5.10 – Carregamento normalizado (modificado de Camporeale; Fortunato e Mastrovito (2006))**

Para a escolha do controle do sistema da turbina *split-shaft*, foi utilizado o carregamento como em Camporeale; Fortunato e Mastrovito (2006). O carregamento normalizado pode ser visto na figura 5.10. A carga total utilizada foi 2kW.

Todos os controles foram escolhidos adotando-se que a temperatura máxima do sistema não ultrapassasse 1200K e que a rotação do gerador não variasse mais do que 5% do valor de referência.

O controle PI tem valores de  $k_p = 0,0509$  e  $k_i = 0,0385$ . Esse foi o melhor valor achado com o método ITAE para os valores testados. O intervalo de verificação dos valores de  $k_p$  e  $k_i$  são mostrados na eq.(5.11). De acordo com a eq.(5.10),  $n$  foi escolhido igual a 30 para as duas constantes.

$$10^{-4} \leq k_p, k_i \leq 10^{-1} \quad (5.11)$$

O controle PID tem valores de  $k_p = 0,0621$ ,  $k_i = 0,0452$  e  $k_d = 7,88 \cdot 10^{-4}$ . Os intervalos de verificação dos valores  $k_p$ ,  $k_i$  e  $k_d$  são mostrados na eq.(5.12). De acordo com a eq.(5.10),  $n$  foi escolhido igual a 20 para os intervalos de  $k_p$  e  $k_i$ , e 40 para  $k_d$ .

$$\begin{aligned} 10^{-3} &\leq k_p, k_i \leq 10^{-1} \\ 10^{-6} &\leq k_d \leq 10^{-2} \end{aligned} \quad (5.12)$$

O controle PI-D tem valores de  $k_p = 0,1$ ,  $k_i = 0,1$  e  $k_d = 0,0079$ . Os intervalos de verificação dos valores  $k_p$ ,  $k_i$  e  $k_d$  são mostrados na eq.(5.13). De acordo com a eq.(5.10),  $n$  foi escolhido igual a 20 para os intervalos de  $k_p$  e  $k_i$ , e 40 para  $k_d$ .

$$\begin{aligned} 10^{-2,5} &\leq k_p, k_i \leq 10^{-0,5} \\ 10^{-6} &\leq k_d \leq 10^{-2} \end{aligned} \quad (5.13)$$

O controle PI-PD tem valores de  $k_p = 0,1$ ,  $k_i = 0,1$ ,  $k_{p,realimentação} = 3,86 \cdot 10^{-5}$  e  $k_d = 0,0078$ . O intervalo de verificação dos valores  $k_p$ ,  $k_i$ ,  $k_{p,realimentação}$  e  $k_d$  são mostrados na eq.(5.14). De acordo com a eq.(5.10),  $n$  foi escolhido igual a 20 para os intervalos de  $k_p$  e  $k_i$ , 30 para  $k_{p,realimentação}$  e 40 para  $k_d$ .

$$10^{-2,5} \leq k_p, k_i \leq 10^{-0,5}$$

$$10^{-6} \leq k_{p,realimentação} \leq 10^{-3} \quad (5.14)$$

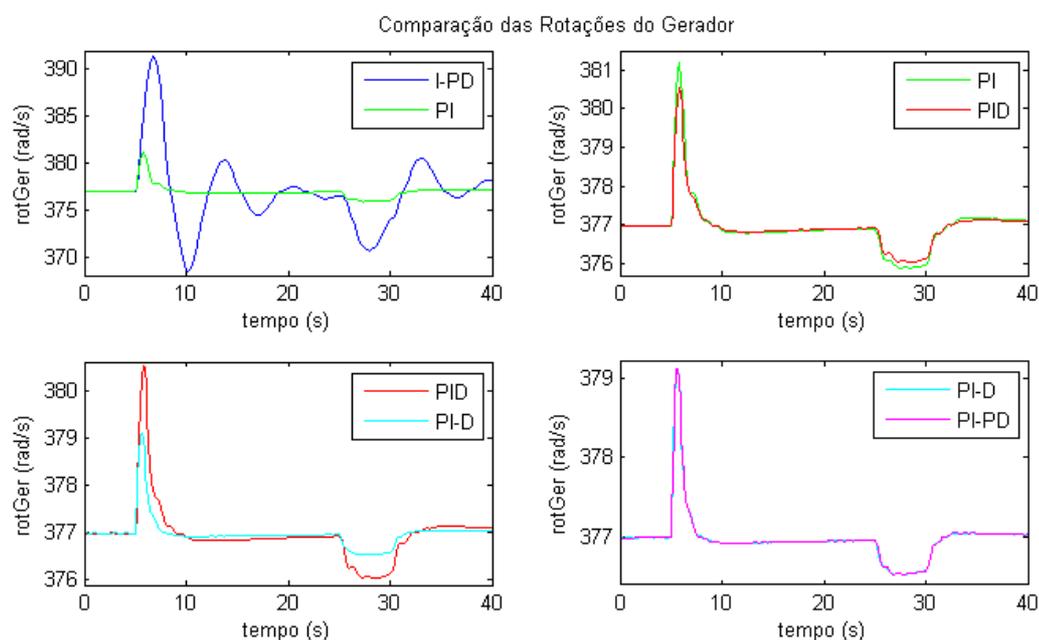
$$10^{-6} \leq k_d \leq 10^{-2}$$

O controle I-PD tem valores de  $k_p = 0,0030$ ,  $k_i = 0,0108$  e  $k_d = 3,56 \cdot 10^{-4}$ . O intervalo de verificação dos valores  $k_p$ ,  $k_i$  e  $k_d$  são mostrados na eq.(5.15). De acordo com a eq.(5.10),  $n$  foi escolhido igual a 20 para o intervalo de  $k_p$  e 40 para  $k_i$  e  $k_d$ .

$$10^{-3} \leq k_i \leq 10^{-1}$$

$$10^{-6} \leq k_p, k_d \leq 10^{-2} \quad (5.15)$$

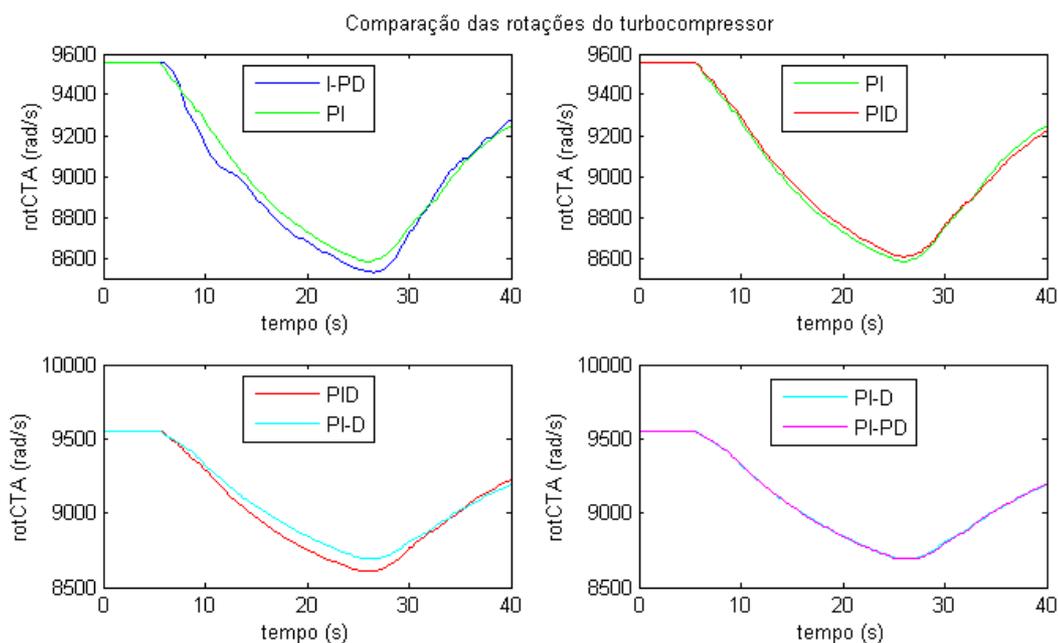
A figura 5.11 mostra as respostas à carga da figura 5.10 de forma comparativa. Os erros comparativos com o erro do I-PD, o maior entre eles, são: o erro para o PI é 0,0975, o erro para o PID é 0,0842, o erro para o PI-D é 0,0413 e o erro para o PI-PD é 0,0411.



**Figura 5.11 – Comparativo das repostas de rotação do gerador à carga da figura 5.10**

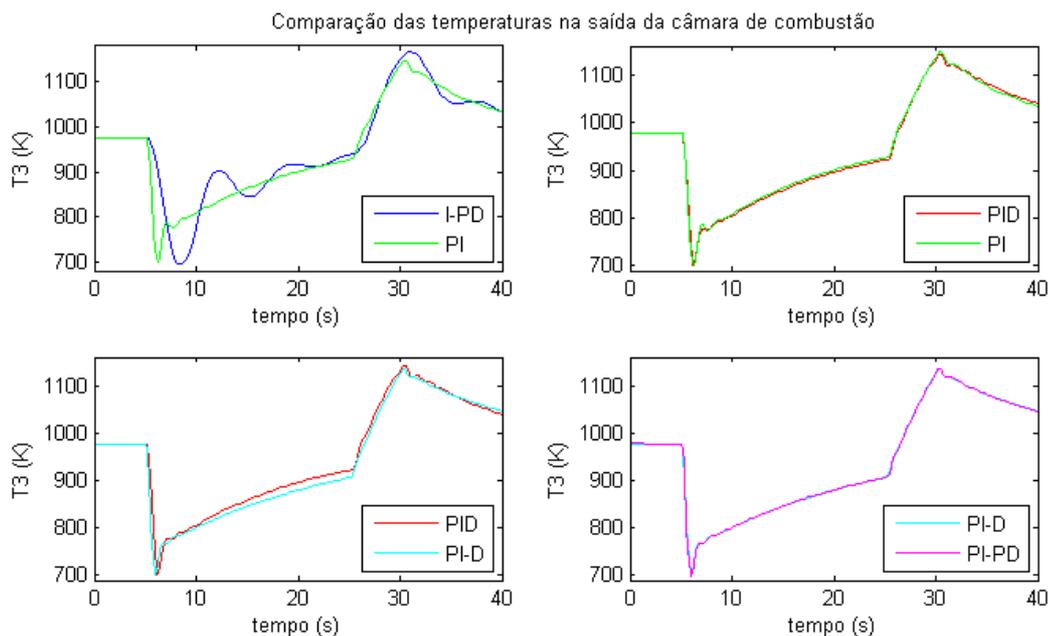
Nota-se que o controle I-PD demora muito a estabilizar e oscila muito também se comparado com qualquer outro controle. Substituindo o controle I-PD por um PI, nota-se uma sensível diferença. Comparando o controle PI com o PID, nota-se que a parte derivativa consegue proporcionar um amortecimento melhor e portanto,

constantes proporcionais e integrativas maiores. Assim, a parte derivativa consegue reduzir o erro. Colocando o controle derivativo no ramo de realimentação (PI-D) consegue-se melhorar a resposta significativamente. No caso do controle PI-PD, a resposta ao distúrbio não muda muito e o erro é muito próximo ao erro do PI-D. A parte proporcional no ramo de realimentação ( $k_{p,realimentação}$ ) não tem grande utilidade, porque a rotação do gerador não varia suficientemente para que essa parte se torne sensível para o sistema de controle.



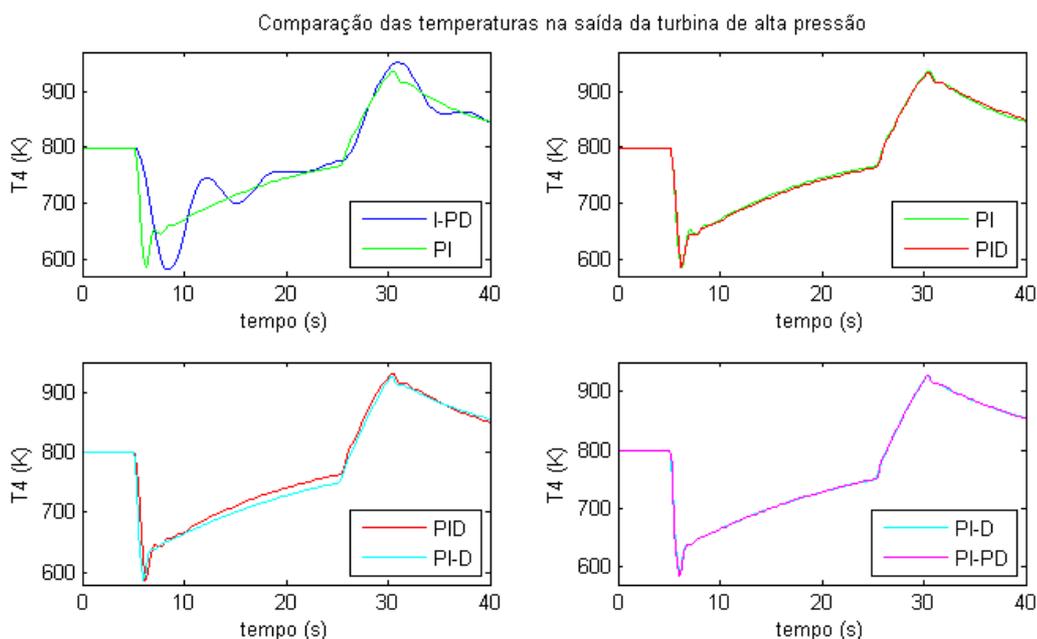
**Figura 5.12 – Comparativo das respostas de rotação do turbocompressor para o distúrbio da figura 5.10**

Pela figura 5.12, quando ocorre o degrau negativo (5s), o controle que tem a rotação do turbocompressor mais alta consegue um amortecimento maior e portanto maior estabilidade. Quando ocorre o distúrbio em rampa (25s), aquele que mantém a rotação mais baixa consegue um amortecimento maior. Sendo assim, o controle que tiver a menor variação de rotação se torna mais amortecido porque, no caso, o sistema de injeção de combustível é muito mais rápido que o sistema do rotor do turbocompressor e portanto, a potência necessária para estabilizar o sistema é fornecida mais rapidamente pelo sistema de controle que agir mais rapidamente na válvula de injeção de combustível.



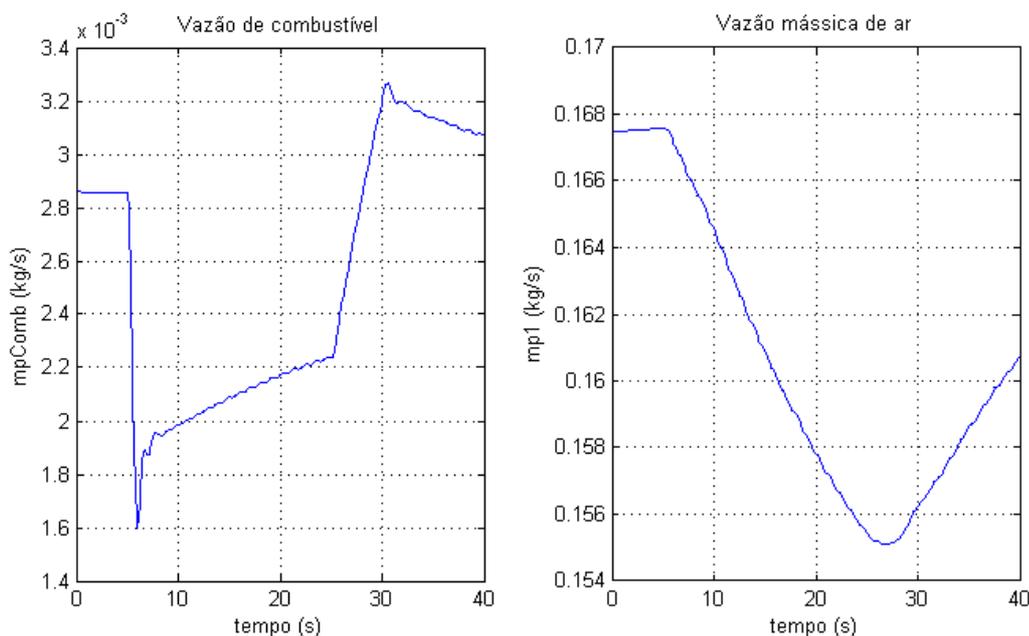
**Figura 5.13 – Comparação das temperaturas na câmara de combustão para distúrbio**

A figura 5.13 mostra as variações das temperaturas na saída da câmara de combustão para a variação de carga da figura 5.10. Nota-se que quanto mais rápido for o controle, mais rápido a temperatura varia e esta varia com menor amplitude. O mesmo pode ser dito para a temperatura na saída da turbina de alta pressão ( $T_4$ ) (figura 5.14) e na saída da turbina de baixa pressão ( $T_5$ ). Como o gráfico de  $T_5$  é semelhante ao de  $T_4$ , ele não foi necessário para análise.



**Figura 5.14 – Comparativo das temperaturas na saída da turbina de alta pressão para distúrbio**

Por tudo que foi analisado anteriormente, o controle escolhido foi o PI-D. O controle PI-D e o PI-PD são os controles com os menores erros e respostas mais rápidas. Entre os dois o mais simples é o PI-D e portanto, este foi escolhido.



**Figura 5.15 – Vazões para comparação com valores de Krieger Filho; Rigoni Junior e de Souza (2009)**

A figura 5.15 mostra os valores para vazão mássica de combustível e vazão mássica de ar. As vazões foram colocadas de forma a ter valores próximos aos de Krieger Filho; Rigoni Junior e de Souza (2009). A vazão mássica de ar segue a rotação do turbocompressor.

**Tabela 5.1 – Valores de vazões mássicas**

	$\dot{m}_{comb}$ (kg/s)	$\dot{m}_1$ (kg/s)
Krieger Filho	0,0028	0,17
figura 5.15	0,00285	0,167

A pressão na saída da turbina de alta pressão ( $P_4$ ) também tende a seguir os valores do trabalho de Krieger Filho; Rigoni Junior e de Souza (2009). A pressão na saída do compressor ( $P_2$ ) também não difere muito do mesmo trabalho.  $P_2$  e  $P_4$  seguem a rotação do turbocompressor ( $\omega_{CTA}$ ) como pode ser visto na figura 5.16. Como  $P_4$  é proporcional ao valor de  $P_2$ , então, a variação de  $P_4$  é menor também. Comparando com os gráficos de Camporeale; Fortunato e Mastrovito (2006) (figura 5.16 e figura 5.17), o mesmo fato pode ser observado.

Tabela 5.2 – Comparação de pressões

	$P_2$ (kPa)	$P_4$ (kPa)
Krieger Filho	200	120
figura 5.16	177	119

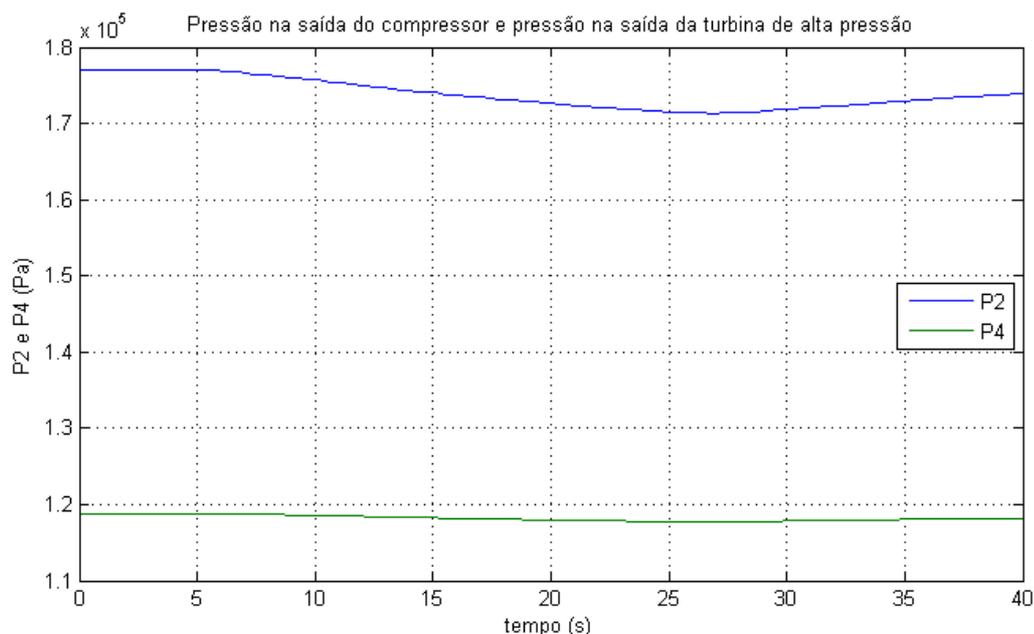
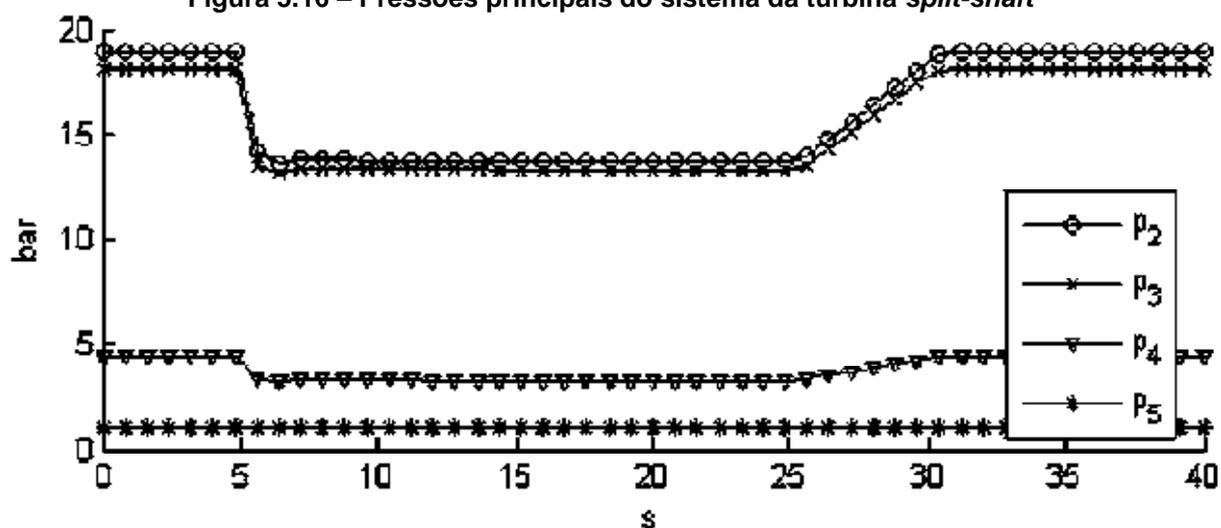
Figura 5.16 – Pressões principais do sistema da turbina *split-shaft*

Figura 5.17 – Pressões principais (figura modificada de Camporeale; Fortunato e Mastrovito (2006))

A figura 5.17 mostra as pressões principais do sistema que variam com a rotação do compressor. A  $P_5$  é constante por ser na saída da turbina de baixa pressão e portanto, é igual a pressão atmosférica.

Comparando a figura 5.18 com a figura 5.19, nota-se que a variação da rotação normalizada da turbina de baixa pressão é menor para o controle da figura

5.18. A variação da rotação do turbocompressor é maior para o controle da figura 5.18 e a rotação do turbocompressor da figura 5.19 estabiliza mais rápido. Isso ocorre provavelmente pelo maior amortecimento desse sistema, maior potência e maior eficiência.

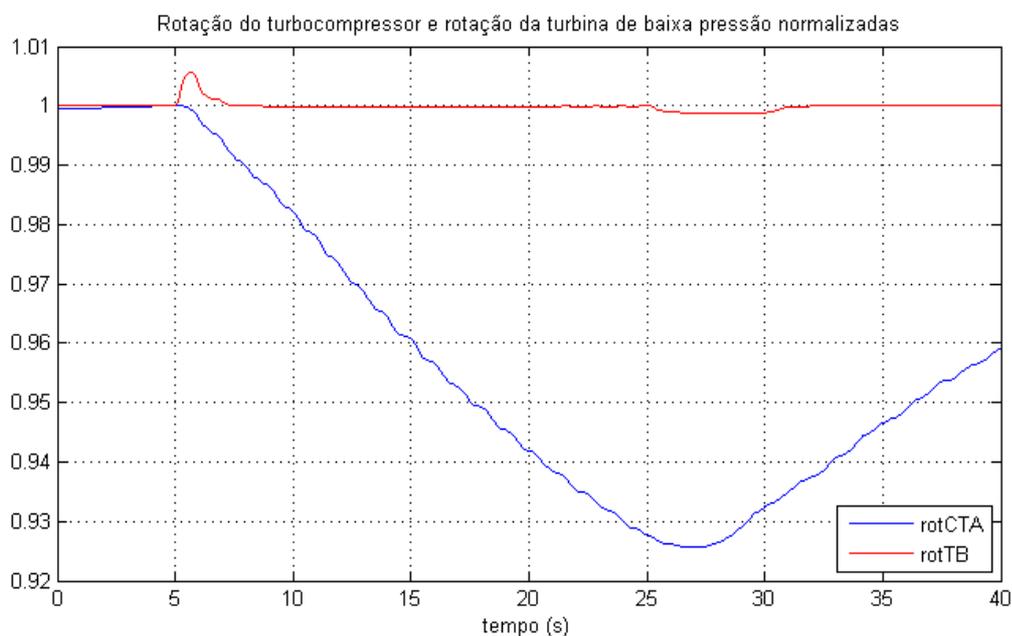


Figura 5.18 – Rotações normalizadas das turbinas do sistema do presente trabalho

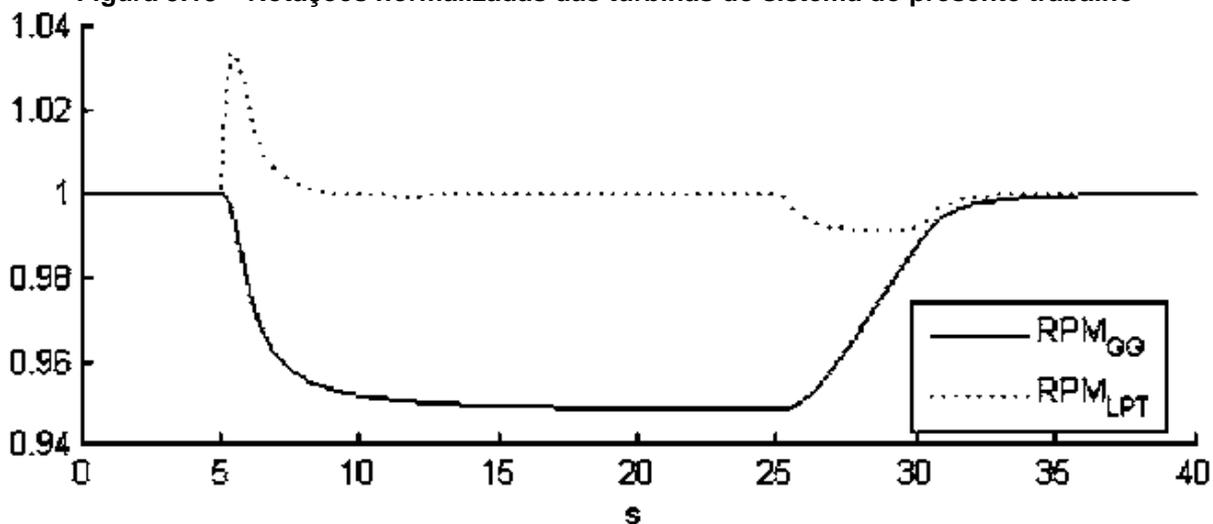


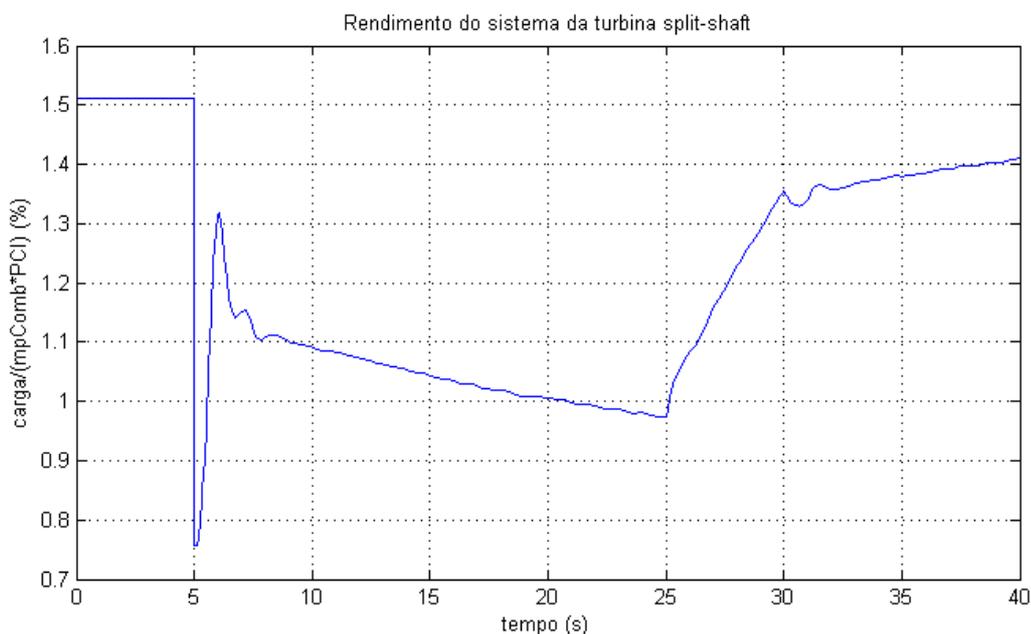
Figura 5.19 – Rotações normalizadas das turbinas do sistema de Camporeale; Fortunato e Mastrovito (2006)

A figura 5.19 descreve as rotações do gerador de gás (linha contínua) e da turbina de baixa pressão (linha pontilhada). Como o sistema é controlado, ao se retirar a carga, o sistema demora a diminuir a injeção de combustível fazendo com que a rotação da turbina de baixa pressão aumente. Já o gerador de gás diminui sua rotação até estabilizar. Quando a carga em rampa se inicia, há uma pequena queda

na rotação da turbina de baixa pressão e um aumento na rotação do turbocompressor.

A eficiência do sistema é baixa e os parâmetros do sistema foram arranjados de forma a fazer com que a eficiência fosse próxima ao valor especificado por Krieger Filho; Rigoni Junior e de Souza (2009) em torno de 1%. A eficiência do sistema térmico como um todo é maior quando a carga é máxima porque o turbocompressor gira mais rápido proporcionando maior pressão na saída do compressor e maior vazão mássica de ar. Esse aumento de pressão e vazão mássica de ar geram maior potência para as turbinas, especialmente para a turbina de baixa pressão que fornece a potência para o gerador. A eq.(5.16) mostra como é calculada a eficiência do sistema.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{dem}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (5.16)$$



**Figura 5.20 – Eficiência do sistema da turbina *split-shaft***

A figura 5.21 descreve o sinal de controle (linha pontilhada) enviado para a válvula de combustível e a vazão mássica de combustível (linha contínua). A vazão mássica tem uma resposta ligeiramente mais lenta que o sinal para a válvula de combustível, devido à inércia da válvula. O mesmo pode ser visto para a turbina *split-shaft* na figura 5.22. Os gráficos das figuras 5.21 e 5.22 são semelhantes. A

principal diferença é que devido a demora para reduzir a rotação do turbocompressor da figura 5.22, o sistema injeta mais combustível para manter a mesma potência na turbina de baixa pressão.

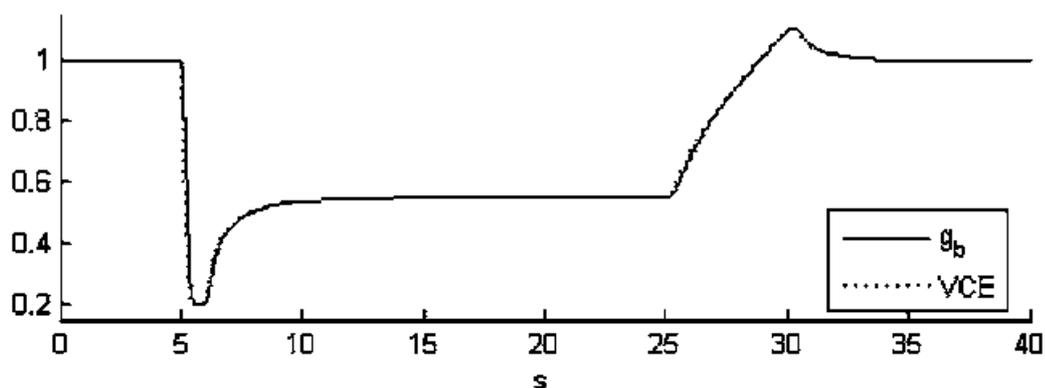


Figura 5.21 – Comparação do sinal de controle e vazão mássica de combustível (modificado de Camporeale; Fortunato e Mastrovito (2006))

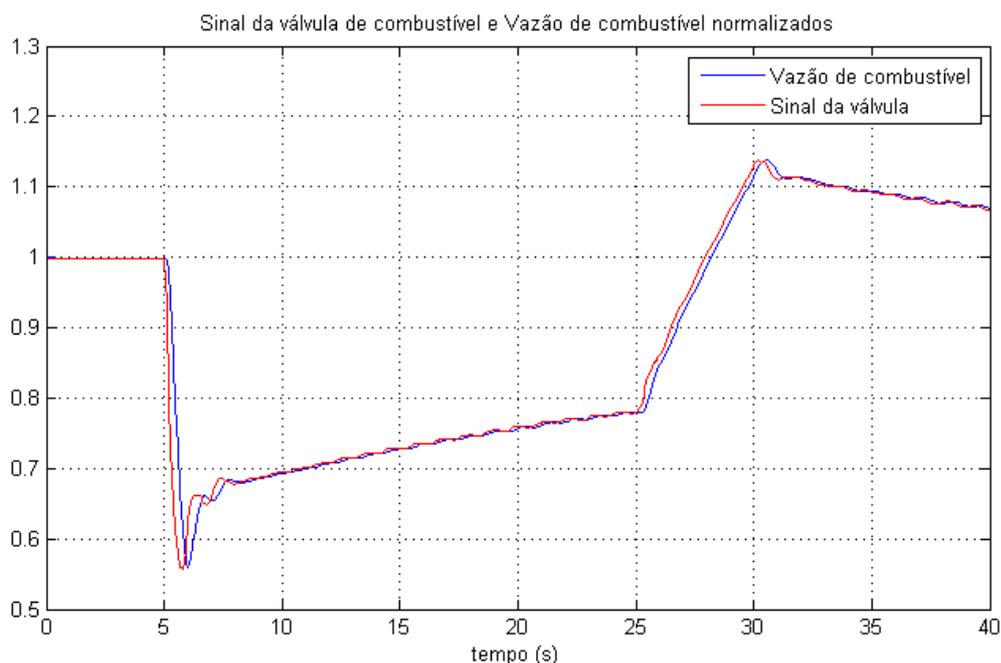


Figura 5.22 – Comparação do sinal de controle e vazão mássica de combustível

Pode ser observado pela figura 5.23 que para manter a potência na turbina de baixa pressão a injeção de combustível deve aumentar conforme a vazão mássica de ar diminui, assim, as temperaturas  $T_3$ ,  $T_4$  e  $T_5$  sobem vagarosamente até o tempo 25s. O declínio da temperatura depois do tempo 30s ocorre devido ao sistema tentar manter a mesma potência na turbina de baixa pressão, ou seja, enquanto a vazão mássica de ar aumenta por causa do aumento da rotação do turbocompressor, a

vazão de combustível diminui, diminuindo, também, a temperaturas  $T_3$ ,  $T_4$  e  $T_5$ .  $T_2$  praticamente não se altera, pois a variação na rotação do turbocompressor não é alta e a razão de pressão também é baixa.

As constantes da turbina *split-shaft* foram escolhidas de forma que as temperaturas ficassem com valores próximos a aqueles encontrados no trabalho de Krieger Filho; Rigoni Junior e de Souza (2009) como mostra a tabela 5.3.

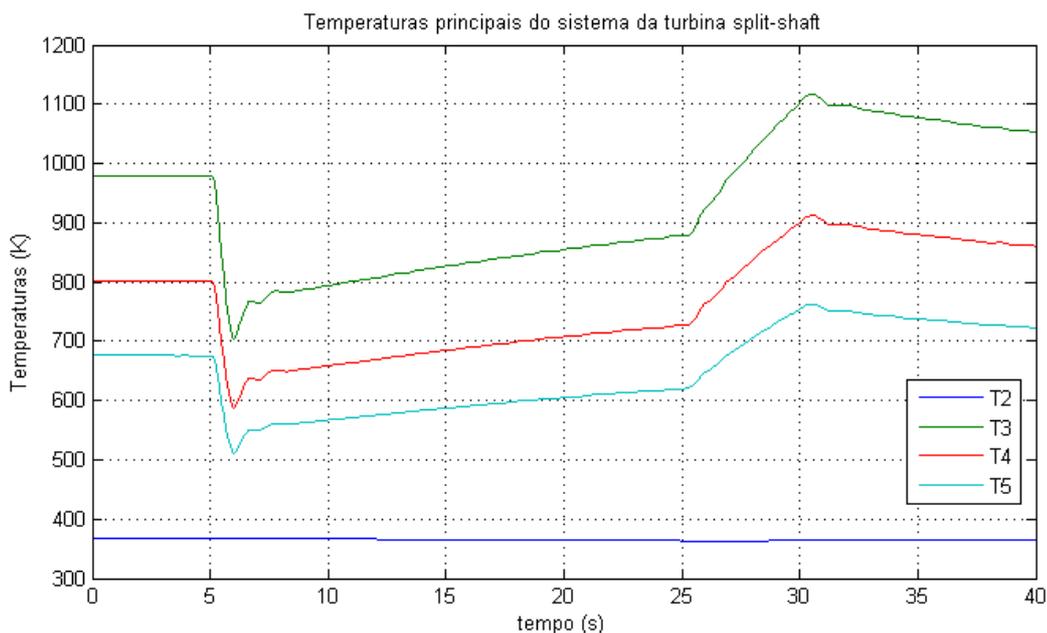


Figura 5.23 – Temperaturas principais do sistema da turbina *split-shaft*

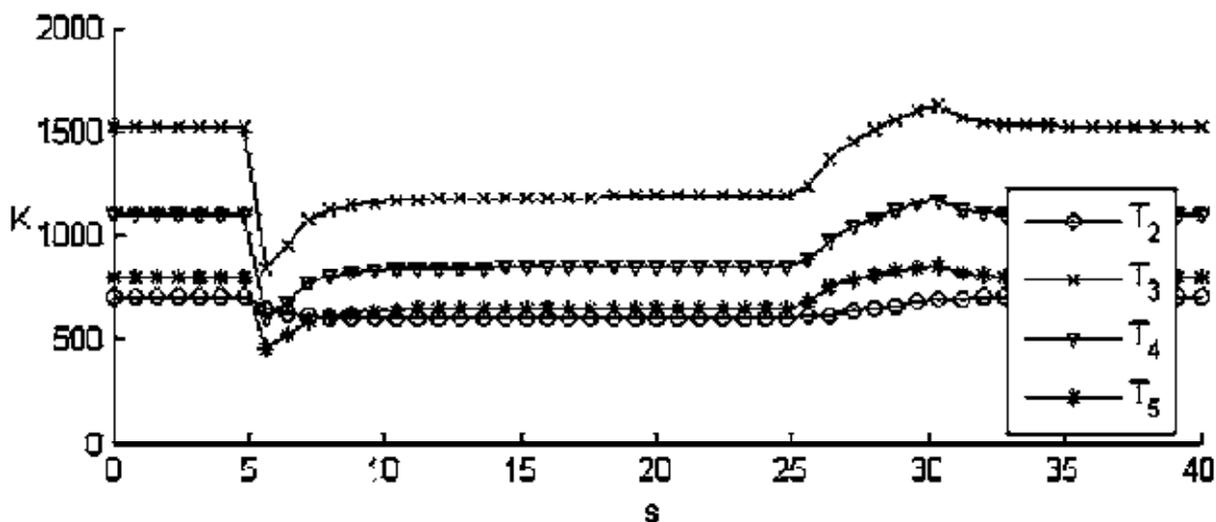


Figura 5.24 – Temperaturas principais (modificado de Camporeale; Fortunato e Mastrovito (2006))

Os gráficos das figuras 5.23 e 5.24 são bem semelhantes. Como mencionado anteriormente, a diferença principal está na estabilização mais rápida do sistema da figura 5.24.

**Tabela 5.3 – Comparação de temperaturas**

	$T_3$ (K)	$T_4$ (K)
Krieger Filho	975	795
figura 5.23	980	805

## 5.5 Resultados para o sistema lubrificante com controle

Assim como para o sistema da turbina *split-shaft*, o controle proporcional com *feedback* negativo não é suficiente para controlar a variável de processo ( $P_{M1}$ ) no valor de referência, ou seja, haverá um erro no valor da pressão no mancal do turbocompressor.

O sistema lubrificante utilizado possui os mesmos valores das constantes utilizadas no sistema sem controle. A única diferença é a potência máxima da bomba ( $\dot{W}_{B,máx}$ ) que mudou de 500 W para 350 W.

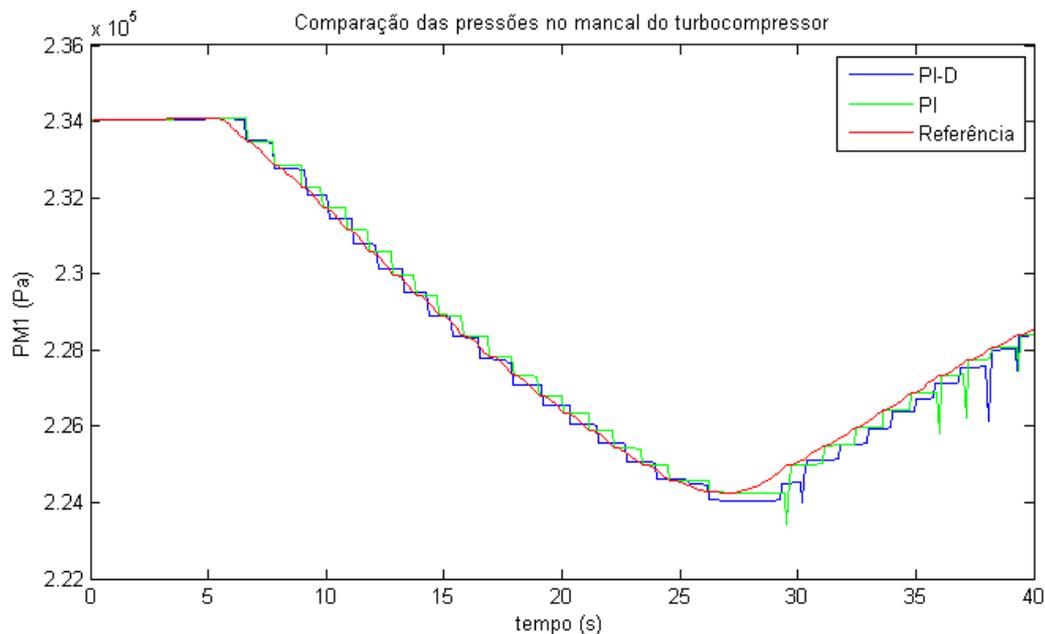
O controle PI tem valores de  $k_p = 8,91 \cdot 10^{-6}$  e  $k_i = 8,91 \cdot 10^{-6}$ . Esse foi o melhor valor achado com o método ITAE para os valores testados. O intervalo de verificação dos valores de  $k_p$  e  $k_i$  são mostrados na eq.(5.17). De acordo com a eq.(5.10),  $n$  foi escolhido igual a 40 para as duas constantes.

$$10^{-7} \leq k_p, k_i \leq 10^{-5} \quad (5.17)$$

O controle PI-D tem valores de  $k_p = 8,91 \cdot 10^{-6}$ ,  $k_i = 8,91 \cdot 10^{-6}$  e  $k_d = 1,5 \cdot 10^{-12}$ . Esse foi o melhor valor achado com o método ITAE para os valores testados. O intervalo de verificação dos valores de  $k_p$  e  $k_i$  são mostrados na eq.(5.18). De acordo com a eq.(5.10),  $n$  foi escolhido igual a 40 para as duas constantes e igual a 30 para  $k_d$ .

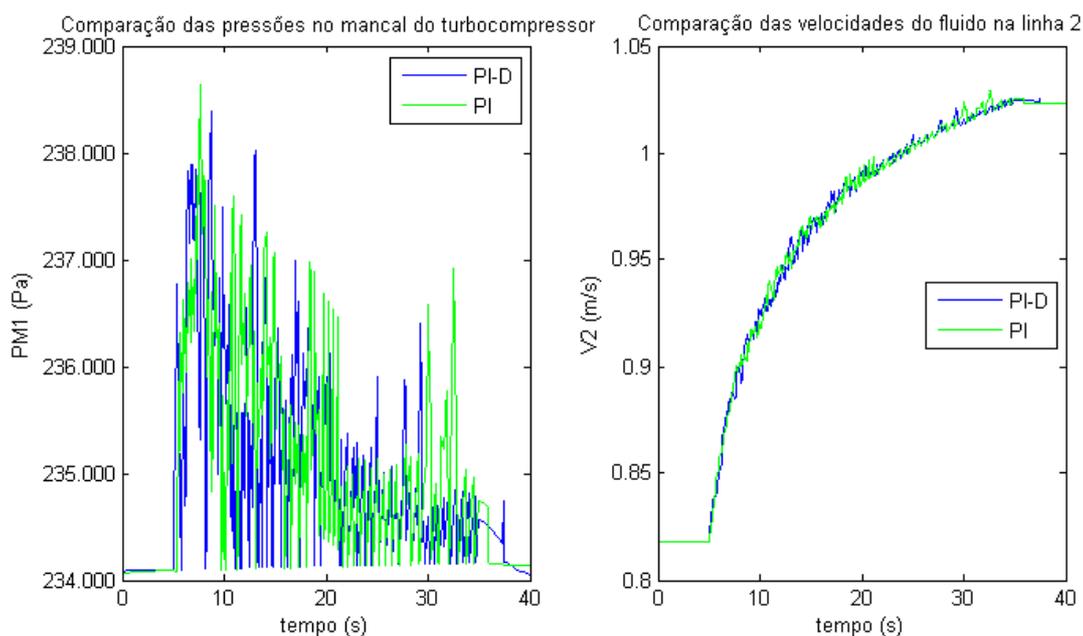
$$\begin{aligned} 10^{-7} \leq k_p, k_i \leq 10^{-5} \\ 10^{-14} \leq k_d \leq 10^{-11} \end{aligned} \quad (5.18)$$

A figura 5.25 mostra a pressão no mancal do turbocompressor ( $P_{M1}$ ) para uma entrada da rotação do turbocompressor para a carga dada pela figura 5.10. Nota-se que a diferença de resposta entre o controle PI e PI-D não diferem muito. Os degraus e oscilações ocorrem devido à forma como o sistema lubrificante foi modelado.



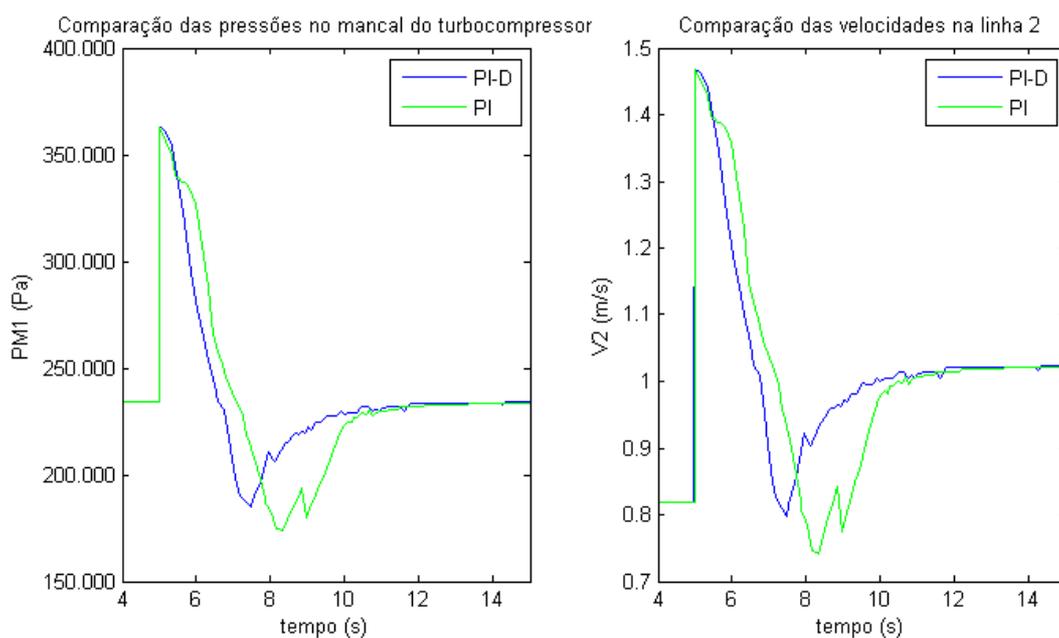
**Figura 5.25 – Comparativo de resposta em pressão no mancal do turbocompressor para os controles PI e PI-D**

A figura 5.26 mostra os controles PI e PI-D para uma rotação do turbocompressor constante e para uma variação em rampa crescente na constante de perda de carga da válvula ( $K_{válv1}$ ). A variação foi de 0 a 1500 em 30 segundos. Os dois controles conseguem manter a pressão dentro de limites razoáveis e semelhantes, mesmo com a alta frequência de oscilações. Nota-se que com o fechamento da válvula na linha 4, a velocidade do fluido na linha 2 aumenta. As oscilações geradas no gráfico das velocidades são pequenas em relação a variação da velocidade total. As curvas das velocidades para o PI e o PI-D são muito próximas.



**Figura 5.26 – Comparativo de pressão em M1 e velocidade em 2 para estímulo da válvula em rampa**

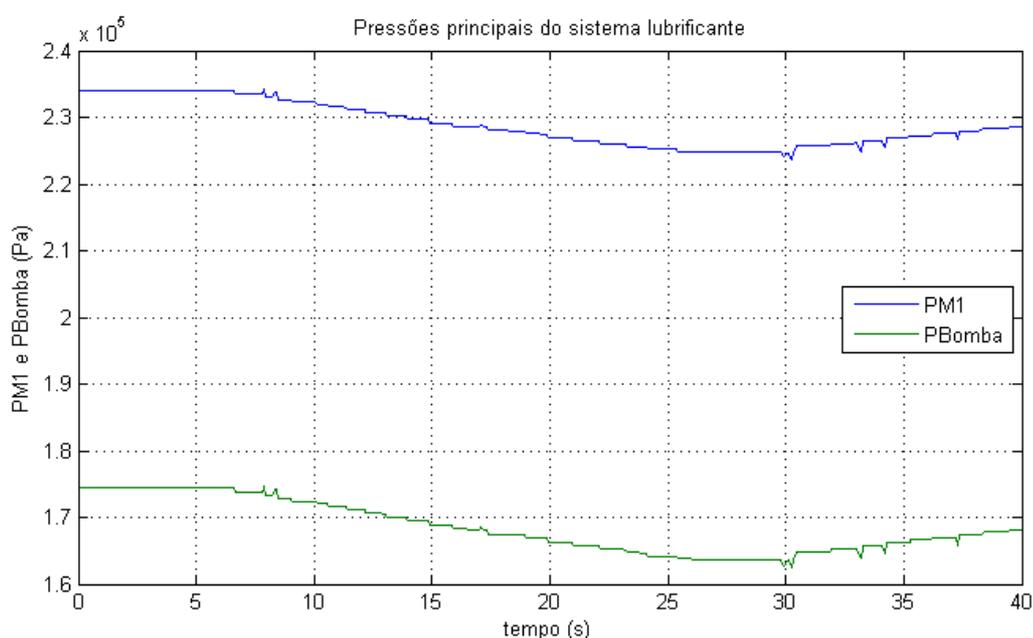
A figura 5.27 mostra os controles PI e PI-D para uma rotação do turbocompressor constante e para uma variação em degrau na constante de perda de carga da válvula ( $K_{valv1}$ ) de 0 para 300 no tempo 5s. Nota-se que o controle com a parte derivativa (PI-D) responde mais rapidamente ao distúrbio e com uma oscilação um pouco menor tanto para a pressão no mancal do turbocompressor quanto para a velocidade do fluido na linha 2.



**Figura 5.27 – Comparativo de pressão em M1 e velocidade em 2 para estímulo da válvula em degrau**

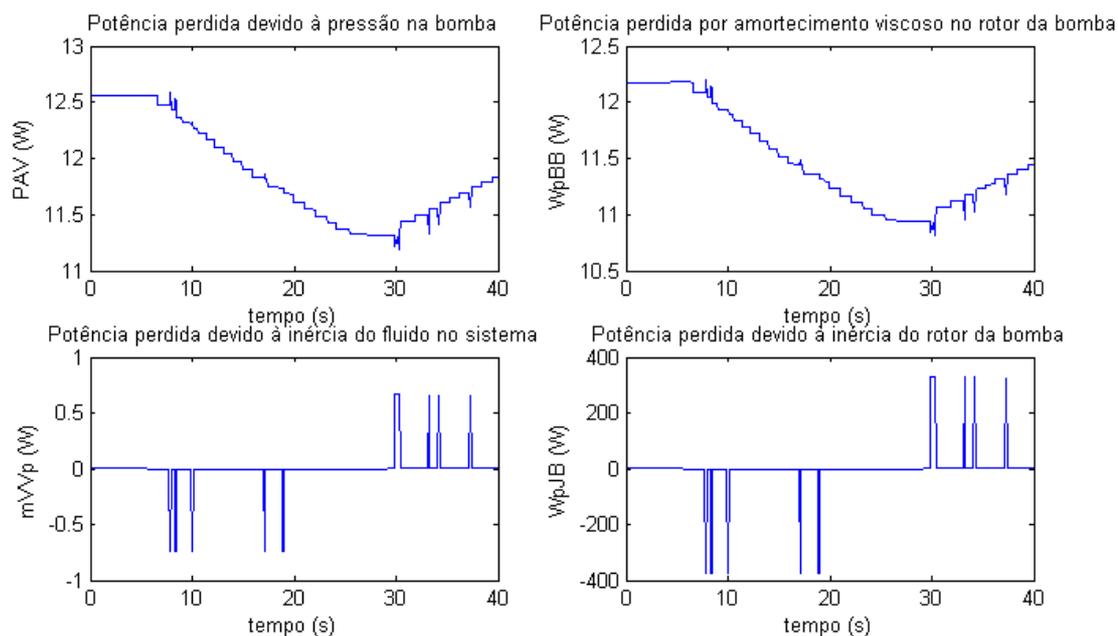
Como o erro de resposta do sistema lubrificante com o controle PI e PI-D não são muito diferentes e devido às descontinuidades do sistema devido à modelagem, a escolha do controle para o sistema lubrificante cai sobre o PI. Caso o PI-D fosse escolhido, a parte derivativa deveria ser pequena, do contrário o sistema oscilaria mais e teria um erro maior que o erro para o controle PI. Portanto, os demais gráficos são feitos com o controle PI.

As pressões na bomba ( $P_B$ ) e no mancal do turbocompressor ( $P_{M1}$ ) podem ser vistos na figura 5.28. Nota-se a proporcionalidade entre as duas curvas, e entre a curva de rotação do turbocompressor.

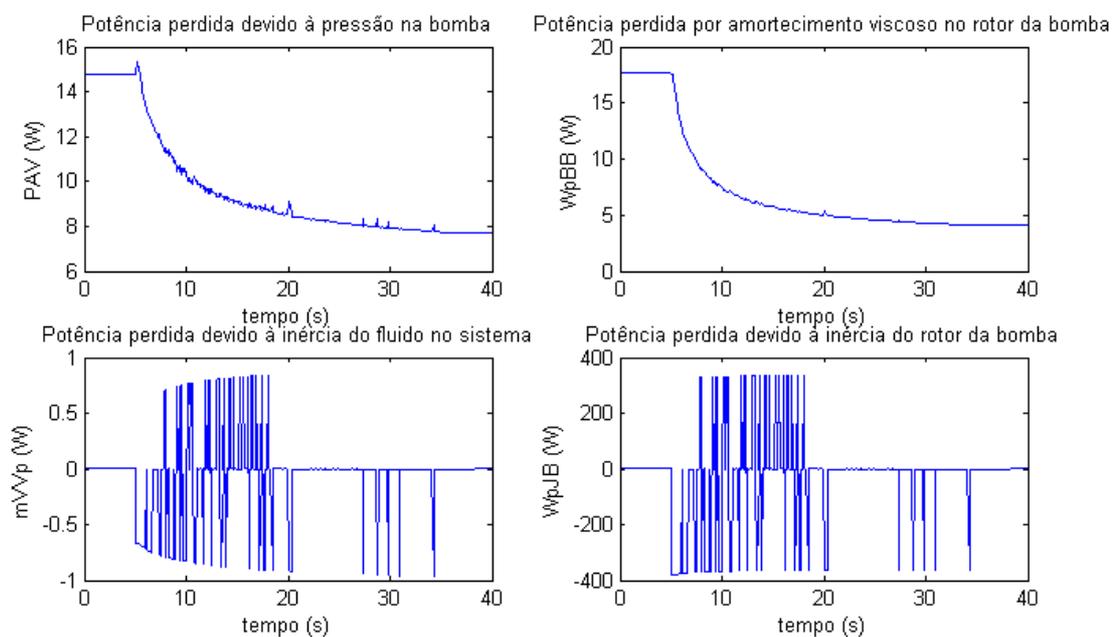


**Figura 5.28 – Pressão no mancal do turbocompressor e na bomba de lubrificante**

A figura 5.29 mostra as potências perdidas no sistema lubrificante. Nota-se que as maiores perdas são devido à pressão na bomba e ao amortecimento viscoso da bomba, a não ser quando o inversor de frequência da bomba envia a potência máxima para esta. Isso pode ser visto no gráfico de perda devido à inércia do rotor da bomba, onde os sobressaltos indicam a potência máxima. O gráfico de perda devido à inércia do fluido tem a mesma forma do gráfico de perda devido a inércia do rotor, porém mostra-se que a magnitude dessa perda é muito inferior aos demais, principalmente quando os sobressaltos não são considerados.



**Figura 5.29 – Perdas de potência no sistema lubrificante para distúrbio da rotação do turbocompressor**

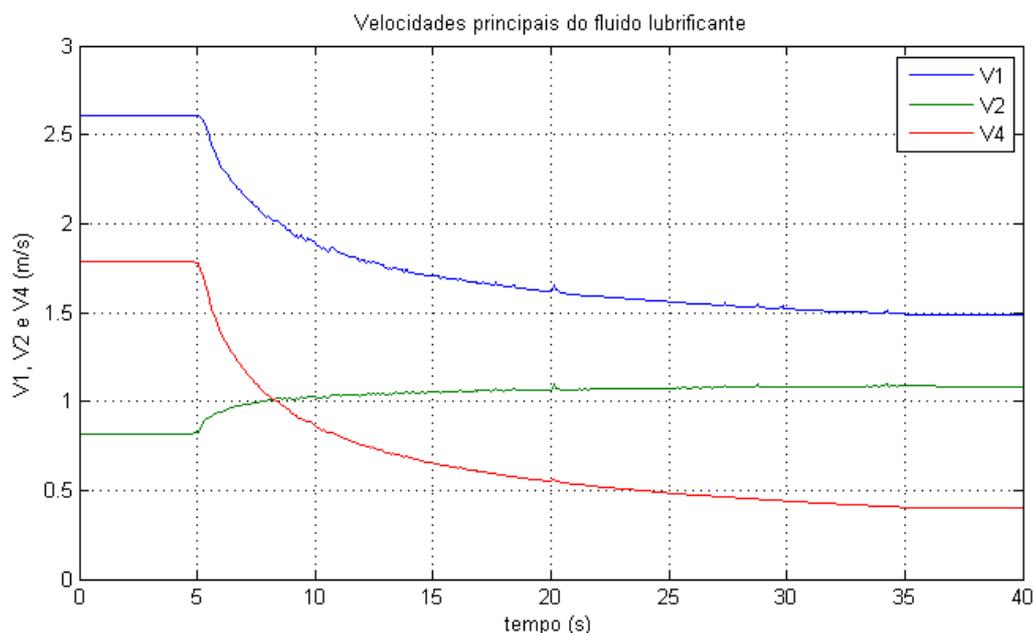


**Figura 5.30 – Perdas de potência no sistema lubrificante para distúrbio em rampa na válvula**

A figura 5.30 mostra as perdas do sistema lubrificante quando a rotação do turbocompressor é mantida constante e uma variação em rampa da constante da válvula na linha 4 como mencionada anteriormente é aplicada. Primeiro nota-se um pico no gráfico de perda de potência devido à pressão na bomba primeiro e depois o valor da perda vai diminuindo. O pico ocorre devido ao aumento da perda de carga

total de início e à inércia do sistema. A redução da perda se dá pela menor pressão e menor vazão necessária para manter a pressão no mancal do turbocompressor. Com a rotação da bomba diminuindo, há redução da perda por atrito viscoso no rotor da bomba. Nota-se que a compensação do controle faz com que o motor da bomba receba muito mais picos de potência, seja para o positivo, seja para o negativo.

A figura 5.31 mostra as velocidades na linha 1, 2 e 4 para uma velocidade constante do turbocompressor e uma variação em rampa da constante da válvula da linha 4. Com o aumento da perda de carga na linha 4, ocorre uma redução no fluxo de lubrificante nesse ramo. O controle faz com que o fluxo na linha 1 reduza para que a pressão no mancal do turbocompressor se mantenha com valor próximo ao valor de referência. O que pode ser um pouco difícil de notar é o porque a velocidade na linha 2 aumenta. O fluxo na linha 2 aumenta porque a perda de carga na linha 5 diminui com a redução do fluxo na bomba. Assim, mais fluido deve passar pela linha 1 para aumentar a pressão no mancal do turbocompressor até o valor de referência.



**Figura 5.31 – Velocidades principais do sistema lubrificante para distúrbio em rampa da válvula**

## 6 Conclusão

O objetivo proposto foi atingido. A modelagem baseada em fundamentos de termodinâmica, mecânica newtoniana e mecânica dos fluidos foi concluída. A influência da turbina de alta pressão sobre a turbina de baixa pressão, e vice-versa, foi modelada e os efeitos puderam ser vistos nos resultados. Mesmo que essa influência seja pequena, ela deve existir, pois o aumento e a redução do fluxo de ar fazem com que o ângulo de incidência do ar nas pás mude, aumentando e diminuindo a perda de pressão na turbina de baixa pressão. As temperaturas do fluido de trabalho tiveram valores condizentes com aqueles encontrados na literatura. As modelagens matemáticas com os diagramas do simulink do Matlab se mostraram ferramentas muito úteis e facilitaram a implementação dos controles e as escolhas dos mesmos, assim como a união do sistema da turbina *split-shaft* e do sistema lubrificante.

A primeira lei da termodinâmica para volume de controle foi utilizada na formulação do sistema térmico da turbina. A perda de calor foi considerada como proporcional a temperatura e vazão mássica de ar, e a inércia térmica referente aos componentes do sistema foram desprezadas, ou seja, a perda de calor ocorreu instantaneamente. A válvula de combustível foi modelada como um sistema amortecido de segunda ordem. A caixa de redução teve suas engrenagens modeladas com teoria de momento angular, assim como o turbocompressor e a turbina de baixa pressão. O arrasto gerado pelas turbinas e compressor devido ao ar e o amortecimento devido ao lubrificante foram estimados com teoria de atrito viscoso. A potência foi preferida para ser usada como entrada e distúrbio do sistema porque a variação na rotação do turbocompressor pode ser muito grande. A vazão de ar e razão de pressão do compressor foram considerados proporcionais a rotação do mesmo. O gás natural foi considerado como incompressível porque a complexidade de considerar-se o fluido compressível não deve alterar muito o resultado obtido.

Os resultados obtidos para a turbina *split-shaft* sem controle mostraram algumas reações que ocorrem na prática como o pico de temperatura ao se injetar combustível e a diminuição desta após o aumento da vazão de ar. A injeção de

combustível para uma mesma abertura da válvula de combustível varia com a rotação do turbocompressor porque existe influência da pressão na câmara de combustão. Os efeitos da influência da rotação de uma turbina sobre a outra puderam ser observados na variação de pressão na saída da turbina de alta pressão, na mudança de temperatura e vazão mássica de ar.

Vários controles foram testados: P, PI, PID, PI-D, I-PD e PI-PD. O controle P mostrou-se insuficiente para controlar o sistema. Dentre os outros controles, o PI-PD foi o que teve o menor erro e melhor desempenho, mas não muito diferente do PI-D. Como o PI-D é mais simples que o PI-PD, este foi escolhido como controle ideal. O pior desempenho foi obtido pelo I-PD. A falta do controle proporcional ao erro foi a principal causa disso. O controle proporcional no ramo de realimentação não é de grande auxílio porque a rotação do gerador em geral não deve oscilar muito e assim a contribuição do controle proporcional é mínima. Assim, todo o trabalho de controle passa a ser do controle integrativo e derivativo. Os controles conseguiram evitar os picos de temperatura e assim garantir a faixa de operação segura para evitar deterioração do equipamento. Como essas temperaturas não atingiram valores críticos, não se fez necessário o uso de um controle para temperatura. Apesar de o teste de carga para a turbina com controle ser artificial com apenas um degrau e uma rampa, esse caso é em geral pior do que um caso real e portanto o controle especificado deve ser suficiente para controlar um sistema com carga real. Os valores em regime permanente são próximos aos de Krieger Filho; Rigoni Junior e de Souza (2009), mostrando que o modelo tem grande potencial para ser aplicado. Curvas de reação seriam interessantes para validação do modelo em regime transitório.

O modelo do sistema lubrificante também foi criado a partir da teoria de mecânica dos fluidos e mecânica clássica sem base em nenhum modelo prévio. A bomba foi modelada com base em teoria do momento angular. A vazão desta foi considerada como uma equação de segundo grau sendo a rotação a variável independente. As perdas de carga singulares e distribuídas foram consideradas. Apesar de a variação de temperatura em sistema lubrificante real ser significativa, no caso não foi considerada, acreditando-se que para o projeto do sistema de controle essa modelagem seja suficiente. Caso a temperatura fosse considerada, um estudo mais rigoroso precisaria ser feito para análise de troca de calor ao longo do sistema

lubrificante. Apesar de o sistema de lubrificação ser um sistema específico, seu princípio pode ser aplicado para qualquer sistema.

Os resultados para o sistema lubrificante sem controle mostraram que esse sistema responde mais rápido que o sistema da turbina *split-shaft*. A perda de potência devido à massa de lubrificante pode ser desprezada por causa de sua baixa contribuição nas perdas totais. Pôde ser visto como a válvula manual pode influenciar o fluxo de lubrificante e as perdas de carga.

O controle proporcional não foi suficiente para controlar o sistema sem erro. Dois controles foram testados: o PI e o PI-D. Os dois controles se mostraram satisfatórios, sendo que o PI-D teve melhor desempenho para uma entrada em degrau na válvula manual. Em todos os outros testes, os dois controles tiveram desempenhos e erros semelhantes. Devido à forma que o inversor de frequência foi modelado, o sistema apresenta diversas repostas com degraus e oscilações bruscas. Assim, a parte derivativa deve ser pequena para não influenciar muito o sistema e causar mais oscilações, aumentar o erro e piorar o desempenho do controle. Como o desempenho por introduzir a parte derivativa não foi significativo, optou-se por escolher o controle mais simples, ou seja, o PI. Foi mostrada como a variação na abertura da válvula altera a vazão do sistema controlado, assim como a redução de potência na bomba pelo fechamento da válvula. A única ressalva fica com a quantidade de picos de potência na bomba para o caso onde há fechamento da válvula em rampa.

O método ITAE se mostrou razoável para a escolha dos controles. Todos os controles escolhidos nos intervalos especificados atenderam as especificações dos sistemas.

A principal contribuição do trabalho é usar o modelo para se poder estimar quais serão as condições que um protótipo terá em funcionamento. Assim, materias e esquemas de refrigeração entre outros podem ser previamente esquematizados. O modelo é constituído de várias partes simples. Cada uma pode ser substituída por um modelo mais preciso. Nesse caso o modelo funciona como um guia, mostrando as partes principais do sistema e dando sugestões para elaboração de um novo modelo. Além, pode ser usado para completar um modelo onde falte alguma parte a ser modelada. Com o modelo ajustado para as necessidades de projeto ou parâmetros de funcionamento, um controle pode ser projetado com valores próximos aos que serão os controles reais aplicados.

## 6.1 Trabalhos futuros

Algumas sugestões de trabalhos futuros para a turbina *split-shaft* podem ser citadas:

- Considerar a inércia da perda de calor nos componentes.
- Considerar o gás e o ar como fluidos compressíveis e analisar as diferenças em relação ao presente modelo.
- Modificar a relação de arrasto usando coeficientes de arrasto ao invés de atrito viscoso.
- Considerar os efeitos de *surge* e bloqueio no compressor para quando o sistema estiver operando próximo ao limite.
- Mudar a razão de pressão e vazão mássica do compressor de forma a se tornarem mais próximas da realidade.
- Fazer a validação do sistema utilizando curvas de reação de um sistema real com e sem controle.

Para o sistema lubrificante podem ser citados os pontos:

- Considerar a variação de temperatura e troca de calor no sistema.
- Considerar a variação da viscosidade do fluido.
- Mudar a modelagem feita para o inversor de frequência para evitar as descontinuidades das curvas e, assim, evitar as oscilações bruscas e picos de potência.
- Utilizar outros métodos de escolha de controle para poder comparar os resultados.
- Testar outros tipos de controle para ver se há diferença significativa de resultado.
- Fazer a validação do sistema utilizando curvas de reação de um sistema real com e sem controle.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMOT. **Model 8402**: Gas turbine fuel control valve, <http://www.amot.com/US/products/8402.asp>, 2004.
- ÅSTRÖM, K.; HÄGGLUND, T. **PID Controllers: Theory, Design, and Tuning**. 2. ed. Instrument Society of America, 1995. 343 p.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. J.; **Mecânica vetorial para engenheiros: Cinemática e dinâmica**. 5 ed. São Paulo: Makron books, 1994, 982 p.
- BOYCE, M. P. **Gas turbine engineering handbook**. 3. ed. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2006. 936 p.
- CAMPOREALE, S. M.; FORTUNATO, B.; MASTROVITO, M. A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink. Transactions of the ASME, v. 128, p. 506-517, 2006.
- COCCO, D.; DEIANA, P.; CAU, G. Performance evaluation of small size externally fired gas turbine (EFGT) power plants integrated with direct biomass dryers. Energy, v. 31, p. 1459-1471, 2006.
- DE MERÍCIA, J. G. **Controle de uma microturbina a gás com câmara de combustão de baixa emissão de NO<sub>x</sub>**. 2007. 120 p. Dissertação(Mestrado)- Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília, Brasília, 2007.
- DING, C.; CARLSON, L.; ELLIS, C.; MOHSENI, O. **Pressure loss coefficients of 6, 8 and 10-inch steel pipe fittings**. Minneapolis, 2005. 98 p. Final report on ASHRAE research project No. 1116-TRP.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5 ed. Rio de Janeiro: Livros técnicos e científicos, 2001. 504 p.
- HAJAGOS, L. M.; BÉRUBÉ, G. R. Utility experience with gas turbine testing and modeling. IEEE, p. 671-677, 2001. Toronto, Canadá.

HUMES, A. F. P. de C.; de MELO, I. S. H.; YOSHIDA, L. K.; MARTINS, W. T.; **Noções de cálculo numérico**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1984. 201 p.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 5 ed. Rio de Janeiro: Livros técnicos e científicos, 2003. 698 p.

KRIEGER FILHO, G. C.; RIGONI JUNIOR, J.; de SOUZA, R. C. Performance evaluation of a micro gas turbine based on automotive turbocharger fuelled with LPG. International Congress of Mechanical Engineering, Gramado-RS, 2009.

LAZZARETTO, A.; TOFFOLO, A. Prediction of performance and emissions of a two-shaft gas turbine from experimental data. Applied thermal engineering, v. 28, p. 2405-2415, 2008.

MALDONADO, M. A. R. **Modelagem e simulação do sistema de controle de uma micro-turbina a gás**. 2005. 132 p. Dissertação(Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá, 2005.

MORISHITA, M.; FARIA, V. P. **Simulação e controle de turbinas a gás estacionárias para aplicação em geração termelétrica**. 2006. 55 p. Trabalho de conclusão de curso – EPUSP. São Paulo, 2006.

MULLEY, R. **Flow of Industrial Fluids: Theory and Equations**. Boca Raton: CRC Press LLC, 2004. 410 p.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. 4 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004. 571 p.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 4 ed. São Paulo: Prentice Hall, 2003. 788 p.

OMEGA. **PV101**: Electronically controlled proportional valves using solenoid technology, <http://www.omega.com/ppt/pptsc.asp?ref=PV101&Nav=grej10>, 2009.

SOARES, C. **Microturbines**: Applications for distributed energy systems. Burlington: Elsevier, 2007. 271 p.

SONG, T. W. et al. Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions. *Exergy, an international journal*, v. 2, p. 105-112, 2002.

SONG, T. W. et al. Performance characteristics of a MW-class SOFC/GT hybrid system based on a commercially available gas turbine. *Journal of power sources*, v. 158, p. 361-367, 2006.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2003. 577 p.

ZOBY, M. R. G. **Análise do sistema de controle primário e da estabilidade em centrais hidrelétricas**. 2005. 78 p. Dissertação(Mestrado) – Escola Politécnica. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

## APÊNDICE A – CONSTANTES E FÓRMULAS PARA O CÁLCULO DOS MOMENTOS DE INÉRCIA E AMORTECIMENTO VISCOZO

As partes girantes da turbina foram modeladas como cilindros. O eixo de rotação é o eixo que passa pelo centro do cilindro de forma longitudinal. As dimensões consideradas para o cálculo dos momentos de inércia são comprimento ( $L$ ), raio ( $r$ ) e massa específica ( $\rho$ ).

A eq.(A.1) mostra como é feito o cálculo do momento de inércia do cilindro ( $J_i$ ).

$$J_i = \int r^2 dm = \frac{\pi \cdot r_i^4 \cdot L_i \cdot \rho_i}{2} \quad (\text{A.1})$$

A eq.(A.2) descreve as constantes usadas para o cálculo do momento de inércia para o compressor ( $J_C$ ) somado ao da turbina de alta pressão ( $J_{TA}$ ).

$$J_C + J_{TA} \left\{ \begin{array}{l} r = 0,05 \text{ m} \\ L = 0,02 \text{ m} \\ \rho = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{array} \right\} = 1,55 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{A.2})$$

A eq.(A.3) descreve as constantes usadas para o cálculo do momento de inércia para a turbina de baixa pressão ( $J_{TB}$ ).

$$J_{TB} \left\{ \begin{array}{l} r = 0,075 \text{ m} \\ L = 0,01 \text{ m} \\ \rho = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{array} \right\} = 3,93 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{A.3})$$

As engrenagens tem dois raios e dois comprimentos porque a redução de tamanho do raio é feita no mesmo eixo.  $J_{E,i}$  é o momento de inércia da engrenagem  $i$  e  $J_{E,i,j}$  é o momento de inércia da engrenagem que transmite força da engrenagem  $i$  para a engrenagem  $j$ .

$$J_{E1} + J_{E12} \left\{ \begin{array}{l} r_1 = 0,01 \text{ m} \\ r_{12} = 0,01 \text{ m} \\ L_1 = 0,015 \text{ m} \\ L_{12} = 0,015 \text{ m} \\ \rho = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{array} \right\} = 3,73 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{A.4})$$

$$J_{E2} + J_{E23} \left\{ \begin{array}{l} r_2 = 0,03 \text{ m} \\ r_{23} = 0,01 \text{ m} \\ L_2 = 0,015 \text{ m} \\ L_{23} = 0,015 \text{ m} \\ \rho = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{array} \right\} = 1,53 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{A.5})$$

$$J_{E3} \left\{ \begin{array}{l} r_3 = 0,03 \text{ m} \\ L_3 = 0,015 \text{ m} \\ \rho = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{array} \right\} = 1,51 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{A.6})$$

A eq.(A.7) descreve as constantes para o cálculo do momento de inércia do gerador ( $J_{Ger}$ ).

$$J_{Ger} \left\{ \begin{array}{l} r = 0,04 \text{ m} \\ L = 0,08 \text{ m} \\ \rho = 8500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{array} \right\} = 2,73 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{A.7})$$

As reduções das engrenagens são a razão entre os raios primitivos entre a engrenagem que transmite a força para a próxima engrenagem e a engrenagem que recebe a força.

$$N_{12} = \frac{r_{12}}{r_2} = \frac{1}{3} \quad e \quad N_{23} = \frac{r_{23}}{r_3} = \frac{1}{3} \quad (\text{A.8})$$

As equações (A.9) e (A.10) mostram como o cálculo do amortecimento viscoso devido ao lubrificante ( $B_{i,\text{óleo}}$ ) e ao ar ( $B_{i,\text{ar}}$ ) são feitos. As constantes envolvidas no cálculo são as constantes de ajuste ( $\alpha_{\text{óleo}}$  e  $\alpha_{\text{ar}}$ ), a viscosidade dinâmica ( $\mu_i$ ), o comprimento de contato do eixo com o mancal ( $L_i$ ), o raio do eixo ( $r_i$ ) e o espaço existente entre o eixo e o mancal ( $y_i$ ).

No cálculo do amortecimento viscoso devido ao ar, nota-se que a viscosidade dinâmica é dependente da temperatura média ( $\bar{T}_i$ ) do componente onde o ar se encontra. Portanto, o amortecimento viscoso devido ao ar é representado por uma constante multiplicada pela sua viscosidade dinâmica em um determinado instante.

$$B_{i,\acute{o}leo} = \alpha_{\acute{o}leo} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu_i \cdot L_i \cdot r_i^3}{y_i} \quad (\text{A.9})$$

$$B_{i,ar} = \alpha_{ar} \cdot \mu_i(\bar{T}_i) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot L_i \cdot r_i^3}{y_i} \quad (\text{A.10})$$

A eq.(A.11) mostra as constantes para o cálculo do amortecimento viscoso devido ao lubrificante para o compressor ( $B_{C,\acute{o}leo}$ ) somado ao amortecimento viscoso da turbina de alta pressão ( $B_{TA,\acute{o}leo}$ ).

$$B_{C,\acute{o}leo} + B_{TA,\acute{o}leo} \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{\acute{o}leo} = 1 \\ \mu_{\acute{o}leo} = 0,03 \frac{N \cdot s}{m^2} \\ L = 0,04 \text{ m} \\ r = 0,01 \text{ m} \\ y = 5,0 \cdot 10^{-4} \text{ m} \end{array} \right\} = 1,51 \cdot 10^{-5} \text{ W} \cdot \text{s}^2 \quad (\text{A.11})$$

A eq.(A.12) mostra as constantes para o cálculo do amortecimento viscoso devido ao óleo para a turbina de baixa pressão ( $B_{TB,\acute{o}leo}$ ).

$$B_{TB,\acute{o}leo} \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{\acute{o}leo} = 1 \\ \mu_{\acute{o}leo} = 0,03 \frac{N \cdot s}{m^2} \\ L = 0,015 \text{ m} \\ r = 0,03 \text{ m} \\ y = 2,0 \cdot 10^{-4} \text{ m} \end{array} \right\} = 3,82 \cdot 10^{-4} \text{ W} \cdot \text{s}^2 \quad (\text{A.12})$$

A eq.(A.13) mostra os valores utilizados nos amortecimentos viscosos para os demais componentes.

$$B_{E1,\acute{o}leo} = B_{E2,\acute{o}leo} = B_{E3,\acute{o}leo} = B_{Ger,\acute{o}leo} = B_{TB,\acute{o}leo} = 3,82 \cdot 10^{-4} \text{ W} \cdot \text{s}^2 \quad (\text{A.13})$$

A eq.(A.14) mostra as constantes utilizadas para o cálculo do amortecimento viscoso devido ao ar no compressor ( $B_{C,ar}$ ) somado à turbina de alta pressão ( $B_{TA,ar}$ ). Nota-se que  $B_{C,ar}$  depende da rotação do turbocompressor ( $\omega_{CTA}$ ) e que  $B_{TA,ar}$  depende das rotações do turbocompressor ( $\omega_{CTA}$ ) e da turbina de baixa pressão ( $\omega_{TB}$ ). Essa dependência se justifica porque é com as rotações desses componentes que se obtém a temperatura para o cálculo da viscosidade dinâmica do ar.

$$B_{C,ar}(\omega_{CTA}) + B_{TA,ar}(\omega_{CTA}, \omega_{TB}) \begin{cases} \alpha_{ar} = 10 \\ L = 0,2 \text{ m} \\ r = 0,05 \text{ m} \\ y = 0,02 \text{ m} \end{cases} \quad (\text{A.14})$$

$$= \mu_{ar,CTA} \cdot 0,0785 \text{ W} \cdot \text{s}^2$$

A eq.(A.15) mostra as constantes utilizadas para o cálculo do amortecimento viscoso devido ao ar na turbina de baixa pressão ( $B_{TB,ar}$ ). Nota-se que  $B_{TB,ar}$  também depende das rotações do turbocompressor e turbina de baixa pressão.

$$B_{TB,ar}(\omega_{CTA}, \omega_{TB}) \begin{cases} \alpha_{ar} = 10 \\ L = 0,05 \text{ m} \\ r = 0,075 \text{ m} \\ y = 0,025 \text{ m} \end{cases} = \mu_{ar,TB} \cdot 0,530 \text{ W} \cdot \text{s}^2 \quad (\text{A.15})$$

A eq.(A.16) mostra as constantes utilizadas no cálculo e o valor da constante de injeção de combustível ( $C_{válv}$ ) para a câmara de combustão.

$$C_{válv} \begin{cases} \dot{m}_{comb,máx} = 0,0294 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ x_{válv,máx} = 0,04 \text{ m} \\ P_{InjComb} = 10 \cdot 10^5 \text{ Pa} \\ P_{2,máx} = 4 \cdot 10^5 \text{ Pa} \end{cases} = \frac{\dot{m}_{comb,máx}}{x_{válv,máx} \cdot \sqrt{P_{InjComb} - P_{2,máx}}} \quad (\text{A.16})$$

$$= 3,51 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}^{0.5}}{\text{m}^{0.5}}$$

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)