



Geração com turbinas a gás em redes fracas

Identificação e optimização de controlo

Carlo Frederico Dos Santos de Castro Paiva

Dissertação para obtenção de grau de Mestre em
Engenharia Electrotécnica e de Computadores

Orientador: Prof. José Luís Costa Pinto de Sá

Júri

Presidente: Prof. Rui Manuel Gameiro de Castro

Orientador: Prof. José Luís Costa Pinto de Sá

Vogal: Prof. José Manuel Dias Ferreira de Jesus

Novembro 2018

Declaração

Declaro que o presente documento é um trabalho original da minha autoria e que cumpre todos os requisitos do Código de Conduta e Boas Práticas da Universidade de Lisboa

Resumo

O aumento na demanda de electricidade, faz com que o sistema de energia eléctrica mude constantemente. Quer devido aos fluxos de potência na rede, quer devido à instalação de centros produtores e consumidores no sistema. Se essas alterações são delicadas para sistemas robustos, para sistemas com fraca interligação a previsão da reacção da rede a perturbações é crucial para o seu bom funcionamento. Consequentemente, ter modelos dos componentes eléctricos para a simulação preventiva do comportamento da rede, é extremamente importante, pois permite validar eventos, sem custos nem penalizações.

Nesta dissertação são estudadas as turbinas a gás e os seus modelos para a produção de energia. Estas turbinas são populares, devido ao seu baixo custo de implementação bem como à sua rapidez de adaptação às contingências da rede. Começa-se com uma introdução histórica sobre as turbinas, efectua-se uma comparação dos modelos principais na modelação destas para se concluir qual a representa melhor no âmbito do seu controlo na estabilidade transitória. Procede-se à sua implementação em *MATLAB/Simulink*. Simulam-se as malhas de controlo e, por fim, efectua-se a integração deste a um modelo de uma máquina síncrona para simular o comportamento do grupo turina-gerador.

Com este trabalho pretende-se validar o modelo de uma central a gás para que ser integrada em estudos e simulações de redes. Pretende-se também a obtenção do grau de mestre no curso de engenharia electrotécnica e de computadores. .

PALAVRAS-CHAVE: Turbinas a gás; modelo de Rowen; controlo de aceleração; controlo de temperatura; modelo simplificado da máquina síncrona;

Abstract

The increasing demand for electricity signifies that the electric power grid is constantly changing. Either due to power flows in the network lines or due to the installation of production and consumption centers in the system. If these changes are tricky for robust systems, for systems with low interconnection indices, the prediction of the networks reaction to disturbances is crucial for its smooth and reliable operation. Consequently, having models of the electrical components to provide preventive simulation of network behavior is extremely important, since it allows the validation of events, without costs or penalties. In this dissertation, the gas turbines and their models for the production of energy are studied. These turbines are popular due to their low cost of implementation as well as their speed of adaptation to the contingencies of the network. It begins with an historical introduction on the turbines, a comparison of the main models is made to determine which one represents the turbine better in the matter of its control in transient stability studies. the implementation of a model is made in MATLAB / Simulink. The control loops are simulated and, Lastly, the integration is done with a simplified synchronous machine model to simulate the behavior of the generator-generator set. This work intends to validate the model of a gas plant to be integrated into studies and simulations of networks. The aim is also to obtain a master's degree in the course of electrical and computer engineering. .

KEY WORDS: Gas turbines; Rowen model; Acceleration control; Temperature control; Simplified synchronous machine model;

Índice

1	Capítulo 1: Estado da arte	1
1.1	Enquadramento	2
1.2	Turbinas a gás	3
1.2.1	Componentes de uma turbina a gás	4
1.2.2	Não idealidades de uma turbina a gás	6
1.2.3	Construção de uma turbina a gás	7
1.3	Ciclo Combinado	7
1.4	Evolução das turbinas a gás na geração eléctrica	8
1.5	Modelos de turbinas a gás	9
1.5.1	Estrutura dos modelos de turbinas a gás	9
1.5.2	Modelos existentes de maior relevo	12
1.5.3	Comparação entre modelos	21
2	Capítulo 2: Modulação e Simulação da Turbina	23
2.1	Diagrama de blocos do modelo original	24
2.1.1	Controlo de carga/frequência	24
2.1.2	Controlo do fluxo de combustível	26
2.1.3	Cálculo do binário do rotor e potência de saída	27
2.1.4	Controlo de aceleração	28
2.1.5	Cálculo da temperatura de escape e controlo de temperatura	28
2.2	Integração e simulação	29
2.2.1	Modelo completo - simulação em vazio	29
2.2.2	Modelo sem limitador do fluxo de combustível	35
2.3	Alterações ao modelo de Rowen	39
2.3.1	Controlo de aceleração	39
2.3.2	Dinâmica do rotor	41
2.3.3	Modelo Ajustado	41
2.4	Ensaio ao Modelo	44
2.4.1	Funcionamento sem binário de carga	44
2.4.2	Aumento do binário de carga	46
2.4.3	Redução do binário de carga	48

2.4.4	Actuação do controlo de temperatura	51
2.5	Compilação de Resultados	53
3	Capítulo 3: Grupo Turbina-Gerador	55
3.1	Parâmetros do gerador	56
3.1.1	Potência nominal, tensão nominal entre fases e frequência	56
3.1.2	Inércia, factor de amortecimento e número de par de polos	57
3.1.3	Impedância interna	57
3.2	Inicialização da máquina	57
3.3	Simulações	58
3.3.1	Curto Circuito	58
3.3.2	Aumento de carga: Actuação do controlo de temperatura	61
3.3.3	Aumento de carga: Actuação do controlo de temperatura com perda de sincronismo	64
3.4	Compilação de resultados	66
4	Capítulo 4: Conclusão	68
	Bibliografia	71

Lista de Figuras

1.1	Esquema do combustor	4
1.2	Recuperador no ciclo de Joule-Bryton	6
1.3	Acção do Intercooler	6
1.4	Representação de uma Central de ciclo Combinado	8
1.5	Diagrama blocos do modelo de turbina a gás	10
1.6	Modelo de Rowen	12
1.7	Modelo de Rowen com IGV	13
1.8	Modelo de Rowen simplificado	14
1.9	Modelo IEEE[9]	15
1.10	Modelo de turbina de veio duplo	17
1.11	Modelo GAST para o regulador	17
1.12	Modelo GGOV1	18
1.13	Modelo GIGRE	19
1.14	Modelo dependente da frequência[9]	20
1.15	Principais pontos de comparação entre modelos de turbinas a gás	22
2.1	Representação em Simulink do modelo de Rowen	25
2.2	Controlo de carga/frequência	26
2.3	Controlo do fluxo de combustível	26
2.4	Função f_2	27
2.5	Binário do rotor e potência de saída	28
2.6	Controlo de aceleração	28
2.7	Cálculo da temperatura de escape e controlo de temperatura	29
2.8	Função f_1	29
2.9	Controlo de velocidade	30
2.10	Controlo de aceleração	31
2.11	Controlo de temperatura	31
2.12	Controlo de fluxo de combustível em vazio	31
2.13	Controlo de fluxo de combustível em vazio - "limitado"	32
2.14	Velocidade da turbina em vazio	32
2.15	aceleração em vazio	33

2.16	ZoomIn - Controlo de fluxo de combustível em vazio - "limitado"	33
2.17	Controlo de velocidade vs controlo de aceleração	34
2.18	ZoomIn - Controlo de velocidade vs controlo de aceleração	34
2.19	controlo de velocidade em vazio - sem limitador do fluxo de combustível	35
2.20	controlo de aceleração em vazio - sem limitador do fluxo de combustível	35
2.21	controlo de temperatura em vazio - sem limitador do fluxo de combustível	36
2.22	Velocidade da Turbina em vazio - sem limitador do fluxo de combustível	36
2.23	Aceleração da Turbina em vazio - sem limitador do fluxo de combustível	37
2.24	Controlo do fluxo de combustível em vazio - com limitador do fluxo de combustível	38
2.25	Aceleração em vazio - com limitador do fluxo de combustível	38
2.26	Controlo de aceleração com integrador limitado	40
2.27	Política de controlo com controlo de aceleração indirecto	40
2.28	Alterações ao bloco representativo da dinâmica do rotor	41
2.29	Modelo de <i>Rowen</i> Ajustado	43
2.30	Evolução temporal dos Sinais de controlo - Simulação sem Binário	44
2.31	Evolução temporal da velocidade da turbina - Simulação sem Binário	45
2.32	Evolução temporal da aceleração da turbina - Simulação sem Binário	45
2.33	Evolução temporal da Potência Mecânica vs Binário - Simulação sem Binário	45
2.34	Diferença na evolução temporal entre os controlos de carga-velocidade e aceleração, e o controlo composto, formado pela soma dos 2 anteriores - Simulação sem Binário	46
2.35	Evolução temporal dos Sinais de controlo - Aumento do Binário	46
2.36	Evolução temporal da velocidade da turbina - Aumento do Binário	47
2.37	Evolução temporal da aceleração da turbina - Aumento do Binário	47
2.38	Evolução temporal da Potência Mecânica vs Binário - Aumento do Binário	47
2.39	Diferença na evolução temporal entre os controlos de carga-velocidade e aceleração, e o controlo composto, formado pela soma dos 2 anteriores - Aumento do Binário	48
2.40	Evolução temporal dos Sinais de controlo - Redução do Binário	48
2.41	Evolução temporal da velocidade da turbina - Redução do Binário	49
2.42	Evolução temporal da aceleração da turbina - Redução do Binário	49
2.43	Evolução temporal da Potência Mecânica vs Binário - Redução do Binário	50
2.44	Diferença na evolução temporal entre os controlos de carga-velocidade e aceleração, e o controlo composto, formado pela soma dos 2 anteriores - Redução do Binário	50
2.45	controlo da aceleração vs detalhe da aceleração - Redução do Binário	51
2.46	sinais de controlo vs temperatura	52
2.47	Potência Mecânica vs temperatura	52
2.48	temperatura de escape	53
2.49	Velocidade da turbina	53
3.1	Representação em Simulink do modelo simplificado de uma máquina síncrona	56

3.2	Dados da máquina síncrona após inicialização	58
3.3	Grupo turbina-gerador ligado a rede (Simulação de Curto Circuito)	59
3.4	Variação de velocidade, Temperatura e sinais de controlo, para anulação de carga	60
3.5	I.Comparação entre a potência eléctrica e a mecânica. II.Detalhe do transitório após perturbação	61
3.6	Grupo turbina-gerador ligado a rede (Actuação do cont. de temperatura)	62
3.7	Variação de velocidade, Temperatura e sinais de controlo, para aumento de carga e actuação do controlo de temperatura	63
3.8	I.Comparação entre a potência eléctrica e a mecânica. II.Detalhe do transitório após perturbação. III. Detalhe da actuação do controlo de temperatura	64
3.9	Variação de velocidade, Temperatura e sinais de controlo, para aumento de carga e actuação do controlo de temperatura com perda de sincronismo	65
3.10	I.Comparação entre a potência eléctrica e a mecânica. II.Detalhe do transitório após perturbação. III. Detalhe da actuação do controlo de temperatura	65

Lista de Tabelas

2.1	Parâmetros que descrevem o modelo de <i>Rowen</i> no Simulink	24
2.2	Parâmetros da turbina: modelo de <i>Rowen</i>	24
2.3	Coefficientes de regulador isócrono	24
2.4	Coefficientes referentes ao controlo do fluxo de combustível	27
2.5	Coefficientes de regulador isócrono	27
2.6	Coefficientes de f_1	29
2.7	Variáveis afectas à simulação da turbina - modelo alterado	42
2.8	Modelo de Rowen - Modelo Original vs Modelo Alterado	54
2.9	Resultados do Modelo alterado da Turbina	54
3.1	Compilação dos resultados das simulações do Grupo turbina-gerador	66

Acrónimos

CIGRE Conseil International des Grands Réseaux Électriques

FRR Frequency Responsive Reserve

WECC West Electricity Coordinating Center

IEEE Institute of Electrical and Electronics Engineers

FAR Fuel to Air Ratio

AFR Air to Fuel Ratio

HRSG Heat Recovery Steam Generator

PID Proporcional-Integral-Derivativo

PI Proporcional-integral

IGV Inlet guide Vanes

DSP digital set point

ACASPS Actuação do controlo de aceleração sem perda de sincronismo

ACACPS Actuação do controlo de aceleração com perda de sincronismo

Nomenclatura

\dot{m}	Taxa de fluxo de massa	12
U	Energia Interna	12
i	Entalpia específica	12
E_{TD}	Gases de escape	12
T_{CD}	Constante de tempo(Desfasagem)	12
T_R	Temperatura de escape nominal	13
w_{f_1}	Fluxo de Combustível	13
T_a	Temperatura nominal do exaustor	13
x	Parâmetro relativo ao rácio de pressão do ciclo	16
PR_0	rácio de pressão do ciclo	16
γ	rácio das capacidades de calor específico	16
W_a	fluxo de ar	16
η_T	eficiência da turbina	16
η_C	eficiência do compressor	16
T_{fa}	temperatura de ignição	16
T_i	temperatura ambiente	16
T_D	temperatura de descarga do compressor	16
W_f	fluxo de combustível	16
C_p	capacidade calorífica média do gás	16
$\Delta T'_0$	variação de temperatura	16
ΔT_0	variação de temperatura no processo ideal	16
V_{min}	Tensão mínima	18
p.u.	Per Unit	28
f.e.m	força electromotriz	56
n_r	velocidade nominal	56
$r.p.m$	rotações por minuto	56
rad/s	radianos por segundo	56
ω_r	velocidade angular nominal	56
P_n	potência activa	56
Γ	binário	56
J	constante de inércia	56

τ_1	constante de tempo do rotor	56
S_n	Potência nominal	56
V_n	tensão entre fases nominal	56
f	frequência	56
H	inércia	56
$K_d M$	factor de amortecimento	56
n_{pp}	número de par de polos	56
Z_n	impedância interna	56
$\cos\phi$	factor de potência	56
ζ	rácio de amortecimento	57
ω_s	frequência eléctrica angular	57
P_{max}	potência máxima	57
V_t	tensão terminal	57
X_s	reactância síncrona	57
V_t	tensão terminal	58

1

Capítulo 1: Estado da arte

Conteúdos

1.1	Enquadramento	2
1.2	Turbinas a gás	3
1.3	Ciclo Combinado	7
1.4	Evolução das turbinas a gás na geração eléctrica	8
1.5	Modelos de turbinas a gás	9

1.1 Enquadramento

Há muito que a electricidade já não é uma mera regalia, mas sim uma componente essencial à sobrevivência do ser humano, pelo menos como ser integrante de uma sociedade civilizada e próspera. A electricidade está presente no nosso quotidiano de tal forma que praticamente tudo com que interagimos depende directa ou indirectamente da mesma, seja no seu funcionamento como no seu processo de fabrico.

Assim, pode-se considerar que um país com um nível de evolução social e económica relevante, reflete um nível de qualidade energética equivalentemente avançado. Olhando para os países considerados desenvolvidos, as evoluções social, económica, tecnológica e energética foram levadas a cabo conjuntamente, aonde os avanços numa área permitiram avanços nas restantes. No plano energético, os problemas e dificuldades foram sendo contornados paulatinamente de forma segura e sustentada. As entidades responsáveis tiveram tempo para estudar as soluções e aplicar as que melhor se adequassem aos seus casos.

Olhando agora para os países considerados como estando em desenvolvimento, com economias emergentes, essa realidade não se verifica. A evolução não é levada a cabo de forma partilhada por todos os sectores originando fortes disparidades. Embora a dependência entre eles continue patente, o que se verifica é uma compensação atabalhoada entre sectores para justificar a evolução do país como entidade. O sector energético não é excepção; por um lado existe a facilidade de se ter acesso às últimas soluções tecnológicas e estudar os mais variados modelos implementados por países mais avançados sem se perder os anos de estudo e os investimentos subjacentes. Por outro lado, essas soluções, aplicadas a países com uma topologia energética diferente, com dimensões diferentes e com um padrão meteorológico diferente, podem-se revelar infrutíferas a longo prazo.

Assim, para o desenvolvimento energético de qualquer país, é essencial um planeamento preciso da evolução da rede eléctrica. Para tal, ter uma representação virtual dos componentes que a integram é preponderante para que o estudo do seu comportamento, relativamente a perturbações ou inserção de novos elementos, se faça com o menor custo possível, porém com a maior fiabilidade alcançável. É com base neste raciocínio que se introduziu a simulação nos sistemas de energia.

No início apenas se conseguia analisar o sistema através do cálculo de equações matemáticas sendo que só modelos altamente simplificados, com grandes limitações de precisão, conseguiam ser computados. Modelos analógicos eram construídos para examinar redes de pequenas dimensões em regime estacionário. Com o decorrer dos anos e com os avanços a nível da programação, tais modelos foram substituídos por programas corridos em computadores digitais, e cada vez mais potentes. Com o aumento da qualidade dos computadores veio a capacidade de computar, não só o regime estacionário, como também o regime transitório dos sistemas. Pequenos programas transformaram-se em grandes softwares que hoje em dia permitem, para além da simulação do fluxo de carga, dos curtos circuitos e da estabilidade, a simulação da optimização de redes e da operação de centrais de produção eléctrica.

Para além das capacidades computacionais, as simulações dependem dos modelos com que os

elementos da rede são caracterizados. É na modelação de um desses componentes que assenta esta dissertação de mestrado. Concretamente, na modelação de turbinas a gás para produção de energia. Estas turbinas, devido ao seu baixo custo de implementação bem como a sua rapidez de adaptação às contingências da rede, são muito utilizadas nas redes mais desenvolvidas para os ajustes nas horas de ponta. Nos países menos desenvolvidos, aonde o investimento no sector energético é ainda precário e aonde as interligações são reduzidas para a exigência da rede, as centrais a turbinas a gás também são uma solução viável devido à facilidade na sua construção bem como a nível do investimento associado.

Para o estudo em causa, começa-se com uma pequena introdução histórica sobre a evolução das turbinas a gás. Depois efectua-se uma comparação dos modelos mais utilizados para a modelação destas turbinas para se concluir qual deles melhor a representa no âmbito do seu controlo na estabilidade transitória. Uma vez escolhido o modelo, procede-se à sua implementação em MATLAB/Simulink para que sobre ele se possam fazer as simulações. Durante a implementação algumas alterações são efectuadas ao modelo para que este possa responder de forma aceitável às variações temporais que lhe são impostas. Tais alterações são feitas nomeadamente aos blocos do controlo de aceleração e da dinâmica do rotor.

Após a simulação da turbina isolada, esta é interligada a um gerador (máquina síncrona) para se observar o comportamento do grupo. Para tal, efectuam-se três tipos de perturbações ao modelo para analisar a sua resposta. São estas, um curto circuito aos terminais da máquina, para averiguar o comportamento do controlo de aceleração, e dois aumentos de carga para se observar a actuação do controlo de temperatura e averiguar o seu limite de estabilidade.

1.2 Turbinas a gás

Uma turbina a gás é um equipamento cujo objectivo é criar potência usando um fluxo de trabalho. Tal potência pode ser usada para gerar electricidade ou criar impulso. O processo de criação de potência por uma turbina a gás compreende quatro fases nas quais o fluido de trabalho sofre um conjunto de alterações termodinâmicas. Na primeira fase faz-se a admissão do ar por um compressor que se encarrega de aumentar a pressão deste. Seguidamente, o ar comprimido entra num combustor aonde é misturado com o combustível e inflamado, para ser aquecido. No terceiro passo o fluido aquecido é expandido numa turbina aonde a energia do mesmo é convertida em trabalho mecânico, sendo que parte desse trabalho serve para alimentar o compressor e o restante usado para criar a potência de saída. Finalmente o fluido é arrefecido num exaustor aonde posteriormente é libertado para a atmosfera no caso de o ciclo ser aberto ou, no caso de o ciclo ser fechado, é reencaminhado ao combustor para reiniciar o ciclo. A esse ciclo chama-se *ciclo de Joule-Brayton* aonde a compressão e a expansão se pretendem idealmente isentrópicas (entropia constante; o que leva a que o processo seja totalmente reversível) e a combustão e arrefecimento se pretendem idealmente isobáricas (a pressão constante). Algo que não acontece devido ao facto de o fluido não ser composto por um gás ideal e pelo facto de haver perdas nos processos termodinâmicos do ciclo.

1.2.1 Componentes de uma turbina a gás

Como foi dado a entender no parágrafo anterior, uma turbina a gás é composta obrigatoriamente por um compressor, um combustor e uma turbina. A turbina pode ter um só eixo ou pode estar dividida em vários andares ligados a eixos diferentes com a finalidade de aumentar o rendimento em condições de funcionamento não nominal.

O combustor é o responsável pela entrada de energia no ciclo de uma turbina a gás. Recebe o ar do compressor, adiciona combustível e após misturar os dois faz com que entrem em combustão. Um parâmetro importante na combustão é o Fuel to Air Ratio (FAR) que, como o nome sugere, é um parâmetro que dá uma ideia da relação entre o combustível e o ar para que se consiga uma combustão mais próxima do ideal possível, sendo que nesse caso todo o combustível é queimado. Equivalente a este parâmetro existe o Air to Fuel Ratio (AFR) que é o inverso do FAR. O AFR é mais cómodo de usar nos cálculos associados à combustão uma vez que o FAR resulta sempre em valores muito baixos, devido ao facto de, nesse processo, a quantidade de ar ser significativamente maior que a de combustível. O combustor é composto normalmente por um invólucro (*casing*), um forro (*liner*) um difusor, um injetor de combustível e um sistema de arrefecimento[1].

O difusor tem a finalidade de reduzir a velocidade de entrada do ar no combustor para que este não apague a chama que serve de gatilho ao processo, essa é também a função do estabilizador de chama uma vez que a velocidade após o difusor pode ainda ser muito elevada. O liner serve para separar o ar que entra no compressor de forma a garantir um FAR certo, sendo o restante usado para arrefecer as peças do combustor evitando o sobreaquecimento. O injetor serve não só para adicionar o combustível ao ar, mas também para garantir que este esteja nas condições ideais que facilitem a combustão, i.e. vaporizado. O sistema de arrefecimento depende do tipo de configuração do liner juntamente com a quantidade de ar separado no início do processo de combustão.[1]

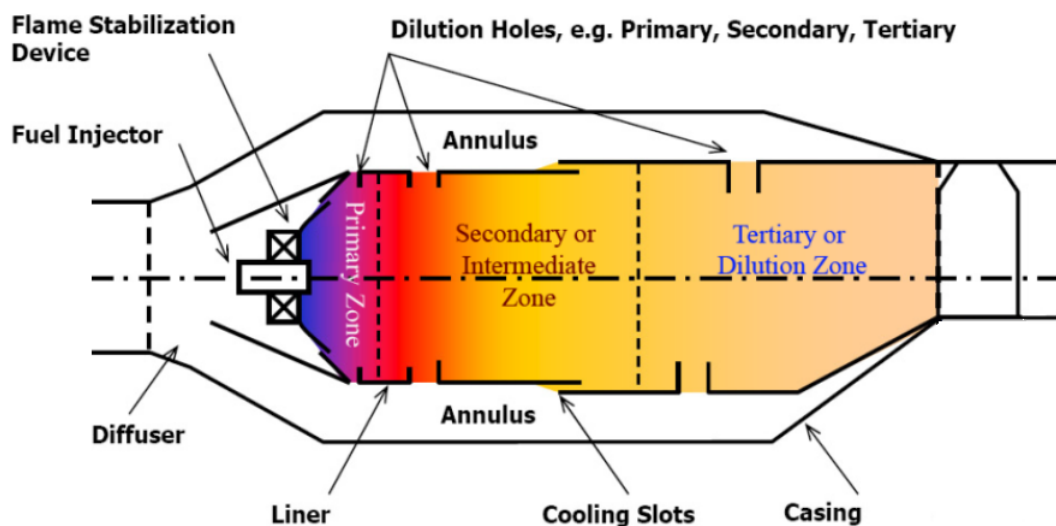


Fig. 1.1: Esquema do combustor[1]

O compressor e a turbina são equipamentos que transferem energia ou do rotor para o fluido ou do fluido para o rotor e por isso o seu princípio de funcionamento é similar. No compressor, o rotor, de característica afunilada, empurra o ar contra o estator fazendo com que este, à medida

que o raio do rotor vai diminuindo, vá aumentando a pressão. Na turbina, é o gás que sai do combustor a grande pressão que faz com que o rotor se movimente criando assim energia mecânica. No entanto existem certos cuidados a ter no que toca ao funcionamento correto destes equipamentos em especial relativamente ao ângulo de incidência do fluxo de trabalho no rotor. Se este ângulo estiver muito longe do ideal, o fluido pode não seguir a curvatura das lâminas do rotor causando um fenómeno denominado de stall, alastrando-se ao longo do rotor e causando um mau funcionamento do equipamento. O compressor está ainda sujeito a um fenómeno chamado surge que resulta de uma relação negativa entre o fluido de trabalho e o rácio de pressão. Neste caso, um aumento do fluido no início do compressor faz com que a pressão no mesmo ponto reduza. Isto faz com que a direcção do fluido se possa inverter até que a pressão no final do compressor acompanhe a tendência e reduza também, fazendo com que o compressor volte a funcionar correctamente originando assim um novo aumento de fluido que desencadeia um novo ciclo da anomalia. Isto causa uma vibração intensa ao longo de todo o compressor que pode causar danos físicos aos compomentes. Este problema pode ser solucionado expulsando ar a meio do compressor equilibrando o fluido ou usando palhetas móveis no estator para ajustar o ângulo de incidência do fluido no rotor. Existe ainda um fenómeno chamado fluxo engasgado (*choked flow*) que acontece a partir do ponto em que um aumento do rácio de pressão não leva a um aumento de fluxo do fluido.[1]

Existem outros componentes que podem ser adicionados a uma turbina que melhoram certos aspectos do funcionamento da mesma, seja a eficiência ou a potência de saída. De seguida apresentam-se os mais comuns:

1. *Recuperador* - também chamado de trocador de calor é um componente que usa a temperatura do fluido no escape da turbina para aquecer o fluido que entra no combustor. Assim, aumentando a temperatura de entrada do fluido no combustor, o calor que este necessita de transmitir ao fluido reduz-se, aumentando assim a eficiência do ciclo. Este componente funciona melhor quanto menor for o rácio de pressão imposto no compressor o que leva a que mais calor possa ser trocado. No entanto este aumento de eficiência é feito à custa de uma redução da potência máxima de saída visto que tem que haver uma diferença de temperatura entre o escape e a entrada do combustor (para maximizar a potência de saída, tenta-se igualar a temperatura de saída do escape à de entrada no combustor).[1]
2. *Intercooler* - é um componente cuja finalidade é garantir que o compressor necessita de menos potência para comprimir o fluido. Com este componente o compressor comprime o fluido um bocado, fazendo-o passar pelo intercooler que o arrefece antes de o fazer voltar ao compressor para se atingir a pressão final. Este processo faz com que o trabalho específico realizado pelo compressor reduza, aumentando assim a potência de saída do ciclo. Mas a redução do trabalho exercido pelo compressor leva o combustor a realizar mais trabalho pelo que o aumento da potência de saída é conseguido reduzindo a eficiência do ciclo.[1]
3. *Reaquecimento* - é um conceito similar ao do intercooler mas aplicado à turbina ao invés do compressor e tem a finalidade de aumentar o trabalho exercido por esta. Assim, o fluido começa

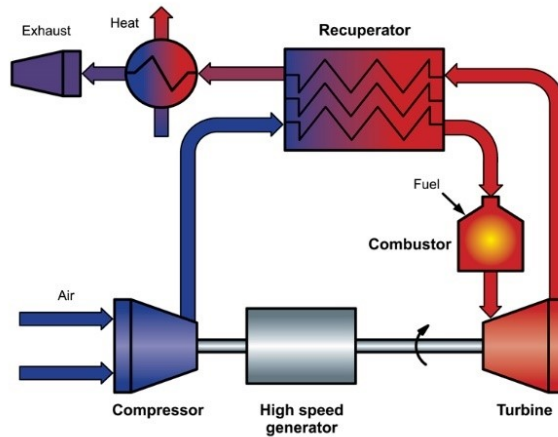


Fig. 1.2: Recuperador no ciclo de Joule-Bryton[2]

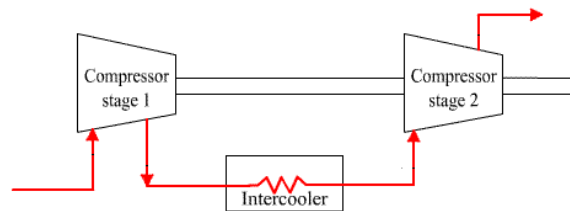


Fig. 1.3: Acção do Intercooler[3]

por ser parcialmente expandido na turbina, é levado ao reaquecedor aonde a temperatura volta a aumentar (isobaricamente) e finalmente volta a ser expandido na turbina. Este aumento de trabalho leva a uma redução da eficiência uma vez que tem que se adicionar mais calor.[1]

Estes são os principais componentes de uma turbina a gás e a sua utilização depende da finalidade e limitação da turbina. Assim, com componentes diferentes conseguem-se turbinas com rendimentos, potências de saída e dimensões diferentes.

1.2.2 Não idealidades de uma turbina a gás

No primeiro parágrafo fez-se menção ao facto de o ciclo termodinâmico de uma turbina não ser ideal. Isso deve-se ao facto de as transformações não apresentarem rendimentos unitários o que está subjacente a um conjunto de perdas das quais se fala de seguida.

Ao analisar o ciclo real tem que se ter em conta que o calor específico do fluido de trabalho não é constante como se assume para o ideal, assim como se tem que ter em conta a energia cinética do gás. O compressor e a turbina apresentam rendimentos isentrópicos não unitários que resultam do facto de a compressão apresentar um aumento de entalpia maior e a expansão apresentar uma redução de entalpia menor do que se verifica no caso isentrópico. O compressor apresenta ainda um rendimento politrópico (pressão e volume constante) não unitário, que se manifesta quando existe um rácio de pressão variável ao longo do rotor. Existem ainda perdas mecânicas resultantes das fricções internas do sistema e perdas de pressão em especial no combustor. O combustor apresenta também um rendimento que advém da combustão incompleta do combustível. Nas trocas de calor, quando

existem, o processo não é 100% eficaz o que origina outra fonte de não idealidade.

1.2.3 Construção de uma turbina a gás

Na construção de uma turbina a gás, tem que se ter atenção aos materiais utilizados para que estes possam aguentar as cargas inerentes ao seu funcionamento. Tais cargas podem ser de vários tipos, nomeadamente centrífugas causadas pelas elevadas velocidades de rotação, térmicas devido a mudanças de temperatura, vibracionais resultantes de uma utilização que leve os componentes a vibrar perto da sua frequência natural, e cargas de pressão relativas a diferenças da mesma.

Os materiais a usar na turbina também têm que ser escolhidos de forma a minimizar as falhas a que esta está sujeita, sendo as mais comuns; a *falha estática* que ocorre quando as cargas são superiores à resistência do material, falha devido à fadiga que resulta do desgaste dos materiais que dá origem a rachaduras, *Creep* (falha devido a deformação) causada por forças a elevadas temperaturas e corrosão devido à oxidação dos materiais.

Assim para o compressor, nomeadamente para as suas lâminas, escolhem-se materiais com força e rigidez específicas elevadas como aço inoxidável, titânio e ligas de Níquel. Para a turbina tais materiais têm de apresentar também resistência térmica e mecânica elevada, capacidade de resistir a deformações e a corrosões.[1]

1.3 Ciclo Combinado

Com o aumento do consumo elétrico e com a necessidade de melhorar a eficiência das centrais a gás, desenvolvem-se as centrais de ciclo combinado que aproveitam os gases do exaustor da turbina a gás para criar vapor de água, accionar uma turbina a vapor e alimentar um gerador. Este processo de produção adicional assenta no *ciclo de Rankine*. Para se aproveitar tal ciclo e criar uma central de ciclo combinado tem que se adicionar à central a gás uma caldeira de vapor e/ou um Heat Recovery Steam Generator (HRSG) também chamado regenerador, uma turbina a vapor, um segundo gerador elétrico, um condensador e uma bomba para fazer circular a água. Com este método as centrais conseguem aumentar a sua capacidade de produção em cerca de um terço. No que toca à modelação de centrais de ciclo combinado, o seu comportamento dinâmico depende directamente do comportamento da turbina a gás uma vez que uma mudança na potência elétrica leva alguns segundos a mudar a produção de vapor e, conseqüentemente, a produção de energia por parte dessa turbina. Não obstante, como existem duas turbinas a produzir energia, a temperatura de entrada e saída da turbina a gás tem que ser monitorizada para maximizar a temperatura no escape e a eficiência do ciclo a vapor.

Numa central a operar em ciclo combinado (figura 1.4), a turbina a gás pode operar em dois modos distintos; Pressão deslizante¹, e controlo de pressão para admissão de vapor fixo. Em condições normais assume-se um compromisso entre os modos em função do nível da potência de saída da central. No caso de se operar no modo de pressão deslizante, as válvulas de admissão de vapor estão completamente abertas, o que significa que a pressão do vapor depende do fluxo que entra na turbina

¹sliding pressure

de vapor. Assim a potência de saída da turbina a vapor não é directamente controlada e depende do fluxo. Este modo é utilizado quando a central opera perto da potência total.

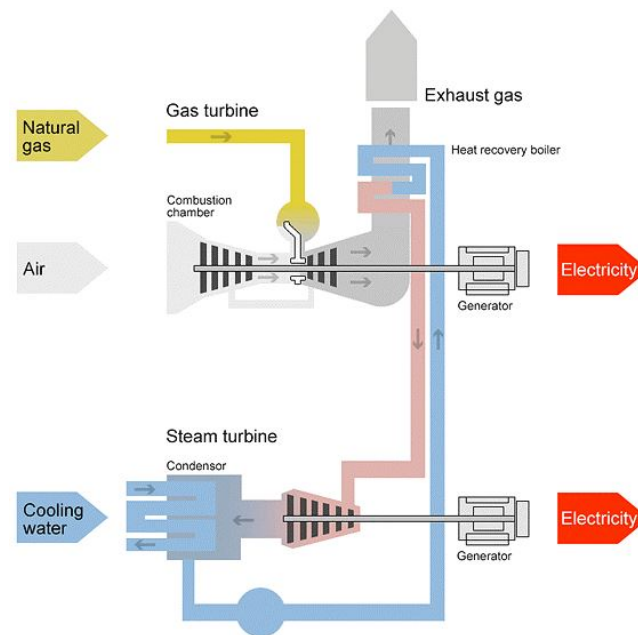


Fig. 1.4: Representação de uma Central de ciclo Combinado[4]

Para modelar uma central de ciclo combinado, para além de uma estrutura para a turbina a gás como definida anteriormente, tem que se obter uma boa representação da resposta do recuperador de calor e representar a dinâmica da turbina a vapor (para estudos de longo termo).

1.4 Evolução das turbinas a gás na geração eléctrica

A primeira turbina a gás destinada à produção eléctrica fica operacional em 1939 na Suíça, desenvolvida pela companhia Brown Boveri. Nessa época, apesar de apresentarem uma eficiência térmica baixa (na ordem dos 18%) a sua utilização era útil pois conseguiam arrancar relativamente rápido sendo usadas para fornecer potência à rede eléctrica nas horas de ponta. Desenvolvimentos a nível de projecto e desenho das turbinas bem como dos materiais utilizados na sua construção permitiram que, com o decorrer dos anos, a eficiência e a robustez destas aumentassem estavelmente, tornando-as cada vez mais atractivas. De seguida realçamos os factores que mais contribuíram para essa evolução. Um deles foi a temperatura de admissão do ar no compressor, que evoluiu dos 550°C em 1940 para os 816°C em 1960, chegando aproximadamente aos 1300°C no final da década de 90. Outro dos factores foi o considerável aumento na diferença de pressão que se conseguiu atingir entre a entrada e a saída do compressor. Esse rácio evoluiu dos 4.2 em 1940 para os 30 no início do milénio. O aumento da eficiência térmica também contribuiu bastante para o aumento da eficiência global das turbinas a gás. Directamente relacionada com o aumento da temperatura de admissão de ar no ciclo, a eficiência térmica evoluiu dos 17.4% na década de 40, para os 38.6% nos sessenta anos seguintes. Também o combustível sofreu aprimoramentos ao longo dos anos que contribuíram bastante para a evolução da qualidade das turbinas a gás. Inicialmente devido aos materiais utilizados na sua construção que

foram apresentando cada vez maior capacidade de resistir ao calor, o que permitiu atingir maiores temperaturas de ignição, e posteriormente devido às técnicas de arrefecimento que foram surgindo e que permitiram que esses materiais suportassem temperaturas de ignição ainda maiores. Como nota de evolução, a temperatura de ignição subiu dos 566°C em 1940 para os 1400°C em 2000. Desses 1400°C, 900°C devem-se apenas à evolução da resistência térmica do material sendo os restantes 500°C, resultado das técnicas de arrefecimento do mesmo.[5]

A partir da década de 80, com os avanços que o gás natural permitiu ao ser usado como combustível, as turbinas a gás sofreram um aumento de popularidade na sua utilização. Com o aumento do número de turbinas a gás a serem utilizadas pelas redes eléctricas em todo o mundo, o seu impacto tornou-se essencial nos estudos de operação e estabilidade dos sistemas. Assim, modelos que simulam o comportamento das turbinas a gás e de ciclo combinado em diferentes fases de operação são a melhor ferramenta a ser usada nesses casos e em estudos de crescimento das redes eléctricas. É sobre esses modelos que se debruça a investigação efectuada daqui em diante.

1.5 Modelos de turbinas a gás

1.5.1 Estrutura dos modelos de turbinas a gás

Como dito no parágrafo anterior, os estudos de estabilidade de um sistema de energia requerem modelos precisos dos componentes da rede. No que toca às turbinas a gás esses modelos assentam no comportamento dinâmico dos seus componentes. Assim, um modelo típico compatível com os estudos de estabilidade consiste na sua termodinâmica, no seu sistema de abastecimento e na interação de três malhas de controlo; o controlo de carga-frequência, o controlo de temperatura e o controlo de aceleração. O controlo de carga-frequência corresponde à malha de controlo principal estando activa em condições de funcionamento normais, as malhas de controlo de temperatura e de aceleração entram em acção no caso de ocorrência de alguma circunstância que leve a um funcionamento anormal por parte da turbina. No caso do controlo de temperatura, este assume o comando quando a temperatura dos gases no escape da turbina excede um valor limite, aí o controlo actua no sentido de reduzir a potência de saída. Já o controlo de aceleração manifesta-se quando o gerador experiencia uma aceleração elevada. Nesse caso o controlador procura também a redução da potência de saída.

A escolha de qual das malhas assume o controlo da turbina é feita por um selector de valor mínimo² que entrega o comando à malha que apresentar o sinal com valor mais baixo. O sinal de saída desse selector actua no sistema de abastecimento da turbina controlando assim a sua potência mecânica.[6]

De Seguida faz-se uma descrição mais detalhada das malhas de controlo:

1. *Controlo de carga-frequência* - é o controlo que está activo quando a turbina está sob o modo de funcionamento normal. Normalmente este controlador recebe como sinal de entrada o desvio de velocidade do veio da turbina relativamente à velocidade nominal. A acção a executar pode ser proporcional ou integral e é condicionada pelo tipo de operação do gerador, nomeadamente se

²minimum value gate

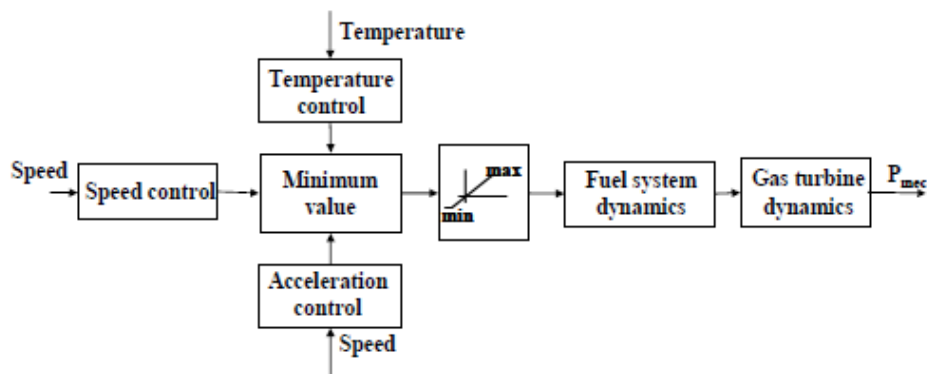


Fig. 1.5: Diagrama blocos do modelo de turbina a gás[6]

estiver a trabalhar em paralelo com outros geradores e a efectuar regulação de carga-frequência ou se estiver a trabalhar isolado regulando somente a frequência.

Existe ainda outro tipo de controlo de carga-frequência denominado *Woodward* que utiliza para além do desvio de velocidade, o valor da potência eléctrica. Este valor é escalado e somado ao desvio de velocidade que, comparado com um sinal de referência origina o sinal de erro. Tal erro é posteriormente encaminhado para um controlador Proporcional-Integral-Derivativo (PID).

2. *Controlo de temperatura* - Quando existe um aumento na demanda de carga por parte da rede, o controlador de carga-frequência tende a aumentar a potência de saída para satisfazer o pedido. Esse aumento de carga pode levar a que a temperatura no escape da turbina ultrapasse um valor limite levando o sinal do controlador de temperatura a ser menor do que o controlador de carga-frequência. Então este assume o controlo da resposta da turbina.

O valor da temperatura limite no escape corresponde ao valor máximo de potência que a turbina pode debitar e depende do valor da temperatura ambiente. Se esta sobe, sobe também a temperatura no escape fazendo com que o controlador reduza o consumo de combustível. Se a temperatura ambiente desce, desce também a temperatura no escape fazendo com que possa a ser o controlo de carga-frequência a tomar novamente o comando da turbina.

Um controlo de temperatura básico compreende os seguintes processos: A medição da temperatura no escape da turbina, a comparação desta com o valor limite para gerar um sinal de erro e a alimentação de um controlador Proporcional-integral (PI) (proporcional-integral) com esse sinal. Visto que em condições normais o sinal do erro é positivo, a parte integral do controlador tende a levar o sinal a subir de forma gradual. Para evitar tal fenómeno a parte integral do controlador tem que conter um limitador *non-windup*. Assim quando o controlador de temperatura não está activo a parte integral do controlador satura garantindo que este possa actuar assim que solicitado.[6]

O teste ao controlo de temperatura é feito simulando um aumento de carga de grande dimensão imputado à turbina.

3. *Controlo de aceleração* - toma comando da turbina quando o gerador experiencia um aumento de aceleração acima de um limite previamente estabelecido, o que acontece quando este é obrigado

a rejeitar uma parcela grande da carga que estava a abastecer ou no seu processo de arranque. Caso contrário as velocidades que se podem alcançar danificam o veio da turbina.

O sinal de entrada do controlo e velocidade é a velocidade da turbina a gás. Esse valor passa por um bloco diferencial para se obter a aceleração que, após comparada como o valor de referência, dá origem ao sinal de erro a ser utilizado pelo controlador. Aí, tanto o *controlo proporcional*, como o *integral* e ainda o *proporcional-integral* podem ser implementados.

No *controlo integral*, assim como aconteceu para o controlo de temperatura, limites têm que ser impostos para garantir que o seu valor de saída não aumente gradualmente quando o controlador não está activo. No que toca a esses limites, o limite máximo requer um valor que tem que ser escolhido com bastante atenção. Para que o controlo de aceleração não tome o comando independentemente do valor da aceleração que se verifique, o limite máximo do controlador integral tem que ser maior que o valor actual que se verifique na saída das outras malhas de controlo. Mas se por outro lado se escolher um valor igual ao limite de combustível máximo, o controlo de aceleração pode funcionar incorrectamente se a turbina estiver a gerar uma potência abaixo da máxima. Nessa situação, quando a velocidade da turbina começar a aumentar com uma aceleração acima do limite imposto, a saída do controlador (integrador) vai começar a reduzir a partir do valor de potência de saída máxima (correspondente ao limite de combustível máximo). Assim, pode levar algum tempo até que o controlo de aceleração tome o comando da turbina permitindo que se alcance uma aceleração que a danifique. Caso a diferença entre os valores de saída dos controlos de aceleração e carga-frequência estejam muito afastados, se a velocidade se tornar muito alta, pode dar-se ainda o facto de ser o controlador de carga-frequência a lidar com a anomalia, sendo ele a reduzir o consumo de combustível ao invés do controlo de aceleração. Por estas razões, o limite máximo do controlador integral tem que ser um valor que acompanhe a potência de saída actual da turbina, sendo sempre ligeiramente superior. Nesta implementação, o valor de saída do controlador integral é subtraído ao valor de saída do selector de valor mínimo que, em condições normais é o valor do controlo de carga-frequência. Assim o valor do controlo de aceleração é garantidamente o menor valor fazendo com que este comande a turbina.

No *controlo proporcional*, o sinal de erro obtido a partir da aceleração é multiplicado pelo ganho do controlador aonde o resultado é somado ao valor de saída do selector de valor mínimo. Caso a aceleração seja acima do valor limite o erro é negativo originando na saída do controlo de aceleração um sinal inferior aos restantes controlos.

O *controlo proporcional-integral* é uma implementação que procura tirar partido das vantagens dos dois controladores expostos anteriormente, mas apresenta a mesma dificuldade que o controlador integral, sendo que é necessário tomar o mesmo tipo de prevenção.

Como dito no início deste ponto, o teste ao controlo de aceleração é feito simulando uma grande rejeição de carga por parte do gerador.

Uma vez estudada a estrutura base dos modelos de turbinas a gás prossegue-se com a análise dos

temperatura do escape da turbina. O bloco f_2 é função das mesmas variáveis, mas calcula o binário de saída da turbina.

As funções descritas anteriormente apresentam-se de seguida, aonde $a f_1, a f_2, b f_1, b f_2, c f_2$ representam coeficientes e constantes (constantes estas cujo valor dependem do tipo de turbina a ser usada) enquanto T_R representa a temperatura de escape nominal, speed representa o desvio de velocidade do rotor e $w f_1$ o fluxo de combustível:

$$f_1 = T_R - a f_1 \times (1 - w f_1) - b f_1 \times (speed) \quad (1.3)$$

$$f_2 = a f_2 - b f_2 \times (w f_1) - c f_2 \times (speed) \quad (1.4)$$

De seguida, na figura 1.7, está exposta uma extensão do modelo de Rowen que o próprio efectuou para incluir as válvulas de adição de ar no compressor, chamadas Inlet guide Vanes (IGV) e contabilizar o seu efeito na dinâmica da turbina, em especial na temperatura do escape.

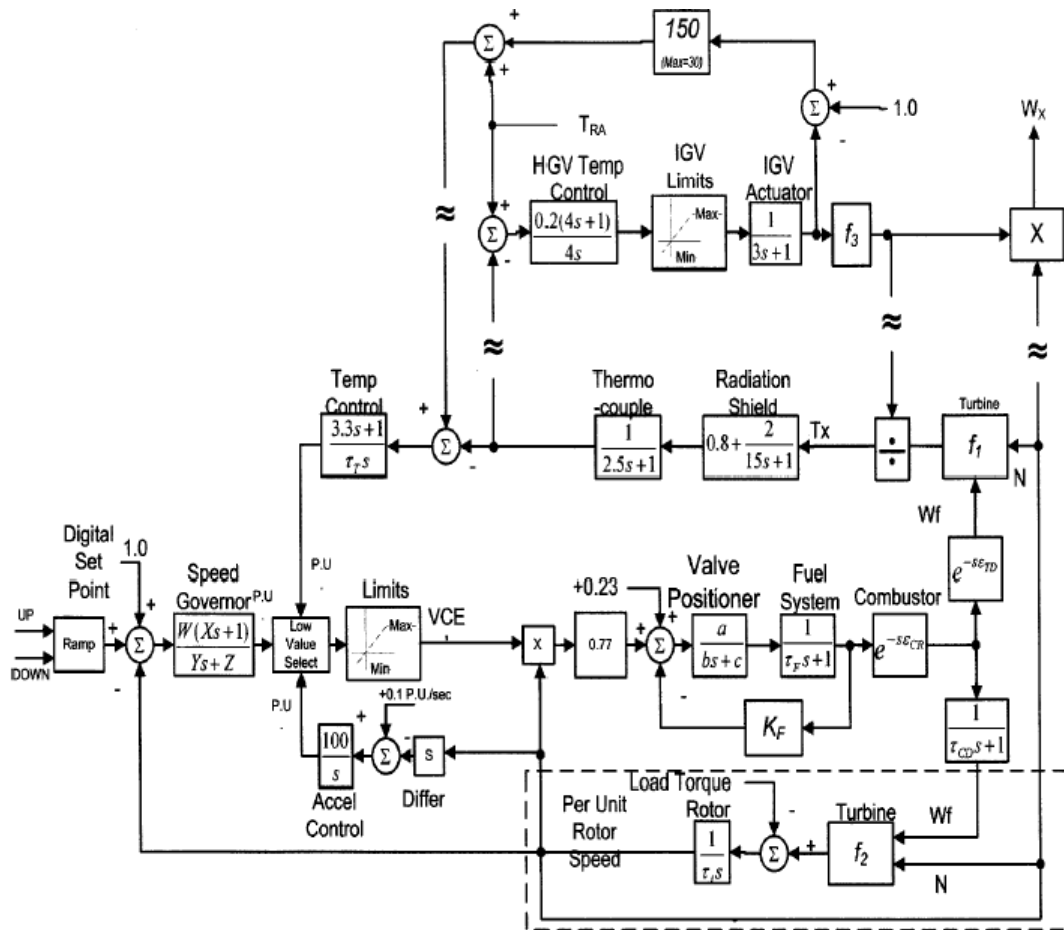


Fig. 1.7: Modelo de Rowen com IGV

No que toca às funções que descrevem a dinâmica da turbina, a função f_1 é aumentada para conter o impacto da mudança do fluxo de ar f'_1 e uma nova função f_3 é adicionada ao modelo para calcular o fluxo dos gases no escape. Em f'_1 , TR refere-se à temperatura nominal do exaustor, T_a à temperatura

ambiente, wf_1 o fluxo de combustível e N a velocidade do rotor. Já em f_3 , aparte as variáveis já identificadas, $Ligv$ representa o sinal de saída das IGV.

$$f'_1 = \frac{TR - 815(N^2 - 4.2N + 4.42)0.82(1 - wf) + 1300(1 - N) + 3.5(MaxIGV - IGV)}{1 + (1 + 0.0027(59 - T_a))} \quad (1.5)$$

$$f'_1 = N \frac{519}{T_a + 460} (Ligv)^{0.257} \quad (1.6)$$

Assim como o primeiro, este modelo foi comparado a testes reais e tornou-se bem mais preciso na modelação de turbinas inseridas no ciclo combinado sendo assim bem mais utilizadas nas simulações feitas a centrais de ciclo combinado.

Este modelo permite ser bastante versátil no que toca a simplificações. Considere-se uma turbina a gás de ciclo simples sem estar inserida num modelo de ciclo combinado a operar numa rede robusta. Como os IGV's são utilizados primordialmente no arranque e desligação da turbina (excepto numa operação em ciclo combinado, não sendo o caso em análise), a parcela referente à sua modelação pode ser omitida. Considerando a rede robusta e que, conseqüentemente, as variações de frequência são inferiores a 1%, pode-se omitir também a parcela referente ao controlo de aceleração. E, estando o controlo da turbina dominado pelo regulador, o controlo de temperatura também se pode omitir. Sem as três malhas de controlo, pode-se omitir também o selector de valor mínimo.

Na figura 1.8, expõe-se um modelo simplificado aonde se omitem os controlos de temperatura e aceleração sob a condição de a turbina estar a funcionar a carga parcial. Como nota informa-se que nessa situação as funções de bloco f_1 e f_2 apresentam uma precisão bastante mais reduzida do que em plena carga. Mas, relativamente a f_1 , como o controlo de temperatura está inactivo essa imprecisão é negligenciada.

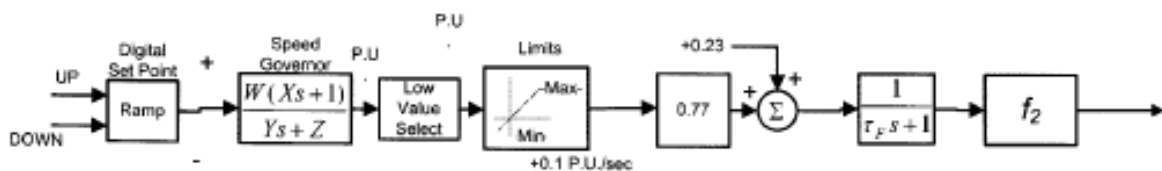
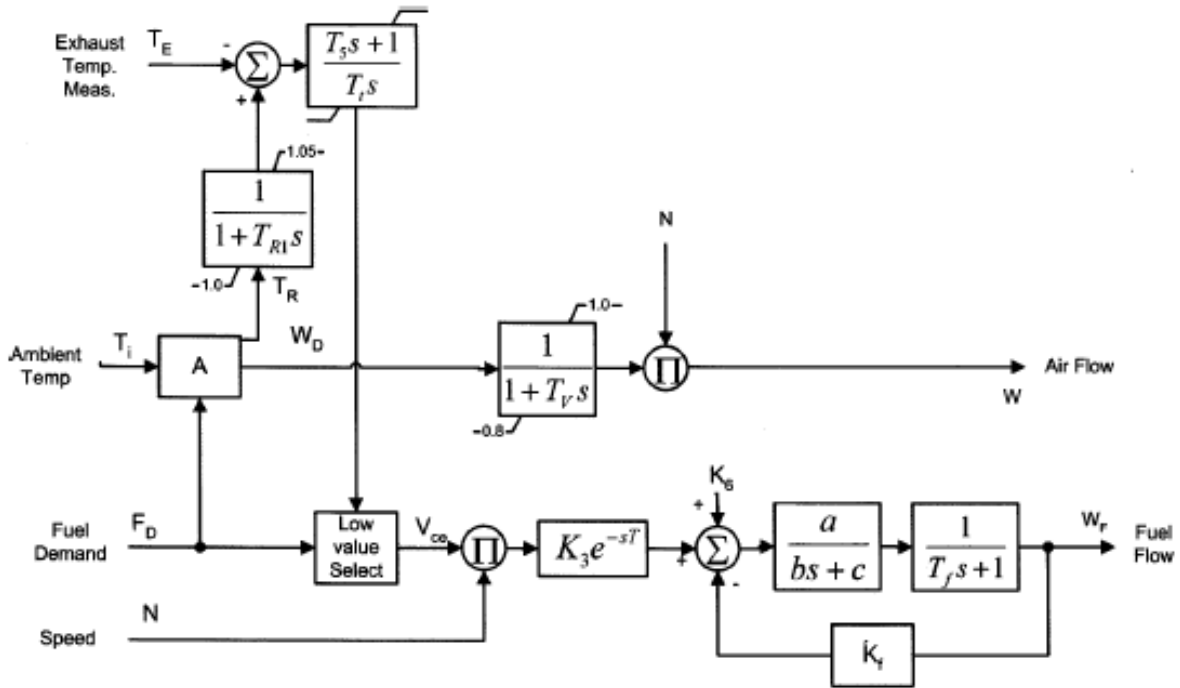


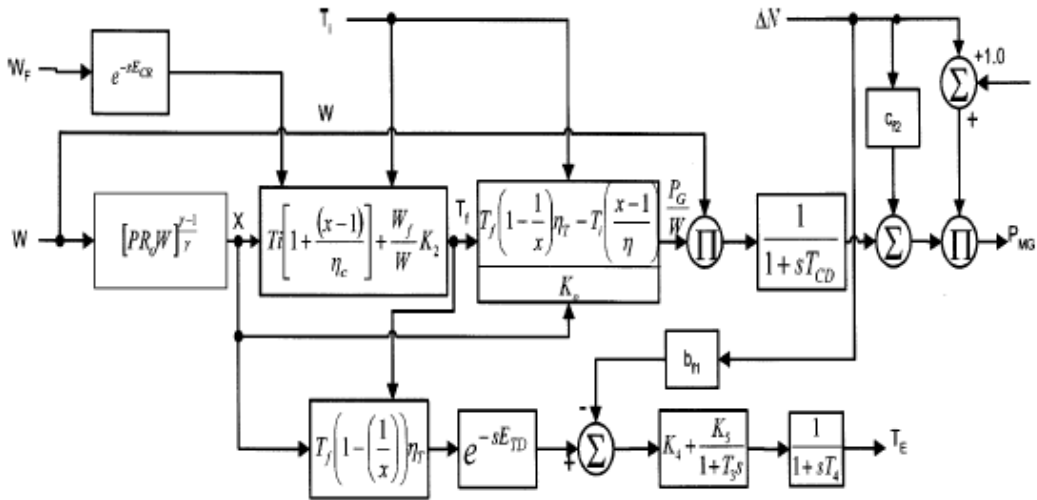
Fig. 1.8: Modelo de Rowen simplificado

Modelo do IEEE - O modelo de turbina desenvolvido pelo Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE) assenta nas descobertas feitas pela sua task force a nível de modelação de reguladores. Tal modelo está dividido em duas partes sendo que uma delas se refere aos controlos da turbina (temperatura, fluxo de ar e fluxo de combustível) enquanto a outra tem incidência nas propriedades termodinâmicas da turbina, com objectivo de calcular a potência mecânica de saída.

O modelo aplica-se a uma turbina com velocidade constante, válvulas de admissão de ar variáveis (mediante a inclusão de um ramo no modelo quando estas estão activas) com o objectivo de manter a temperatura de ignição constante, e considera haver um rácio de pressão constante. Comparando este com o *modelo de Rowen* a diferença principal está na forma como os dois actuam para manter a temperatura de ignição num nível elevado.



(a) Controlos da Turbina



(b) Equações termodinâmicas

Fig. 1.9: Modelo IEEE[9]

No que toca a cálculos, o bloco designado por A no diagrama correspondente aos controlos, uma vez que depende de funções não lineares tem que ser resolvido através de métodos como o de *Newton Raphson*. No bloco correspondente às equações termodinâmicas as ligações têm como base as equações das eficiências isentrópicas no compressor e na turbina. De seguida apresentam-se as equações mais importantes dos cálculos a efectuar

$$TR = T_f \left[1 - \left(1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T \right] \quad (1.7)$$

$$x = [PR_0 W_a]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.8)$$

$$W_a = \frac{P_G K_0}{T_f (1 - \frac{1}{x}) \eta_T - T_i \frac{(x-1)}{\eta_c}} \quad (1.9)$$

$$T_f = T_D + \frac{W_f}{W_a} K_2 = T_i (1 + \frac{x-1}{\eta_c}) + \frac{W_f}{W_a} K_2 \quad (1.10)$$

$$\eta_c = \frac{C_p \Delta T'_0}{C_p \Delta T_0} = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (1.11)$$

$$T_{02} - T_{01} = \frac{1}{\eta_c} (T'_{02} - T_{01}) = \frac{T_{01}}{\eta_c} (\frac{T'_{02}}{T_{01}} - 1) \quad (1.12)$$

Aonde T_R representa a temperatura de referência do escape, x o parâmetro relativo ao rácio de pressão do ciclo, PR_0 o rácio de pressão do ciclo, γ o rácio das capacidades de calor específico, W_a representa o fluxo de ar, η_T e η_c as eficiências da turbina e do compressor, respectivamente, T_{fa} temperatura de ignição, T_i a temperatura ambiente, T_D a temperatura de descarga do compressor e W_f o fluxo de combustível. C_p refere-se à capacidade calorífica média do gás e $\Delta T'_0$ à variação de temperatura real ao oposto de ΔT_0 que se refere à variação de temperatura no processo ideal.[9]

Tal como o modelo de *Rowen*, o modelo do *IEEE* também sofreu alguns melhoramentos, como por exemplo, acautelar o efeito do uso de parte da admissão de ar para o arrefecimento das pás da turbina. Tal modelo mostrou-se capaz de simular o comportamento da turbina a gás com a precisão expectável.

Modelo aero-derivativo - Como normalmente numa rede de energia existem muitas turbinas com mais de um veio, estas também necessitam de um modelo que as caracterize. Estas são mais comumente usadas na aviação, mas o seu melhor rendimento em situações de carga parcial comparativamente às turbinas de veio único, tornou-as atraentes a aplicações no sistema de produção de energia. Essa melhor eficiência deve-se ao facto de o compressor e a turbina não estarem sobre o mesmo veio o que permite que estas girem a velocidades diferentes permitindo assim um melhor rácio de pressão no compressor e consequentemente um melhor desempenho.[9]

Na figura, é apresentado um modelo de uma turbina com dois veios, um ligado ao compressor e outro à turbina e ao gerador. De salientar que a estrutura deste modelo se assemelha à do modelo de *Rowen* com a diferença de agora existirem dois sinais de velocidade como entrada para o selector de valor mínimo. Um deles referente à velocidade do motor, que corresponde à do compressor e o outro referente à da turbina e, portanto, do gerador. As semelhanças com o modelo de *Rowen* continuam no facto de as características da turbina presentes nas funções que a modelam se obterem de curvas de operação característica como por exemplo potência elétrica referida ao fluxo de combustível ou temperatura de escape referida ao fluxo de combustível. O afuste fino da turbina pode ser feito num processo de tentativa e erro até que a resposta do modelo coincida com a resposta real.[9]

Modelo GAST - Este modelo já gozou de alguma popularidade para modelar o comportamento dinâmico do regulador, em especial por ser um modelo muito simples, na altura em que correspondia

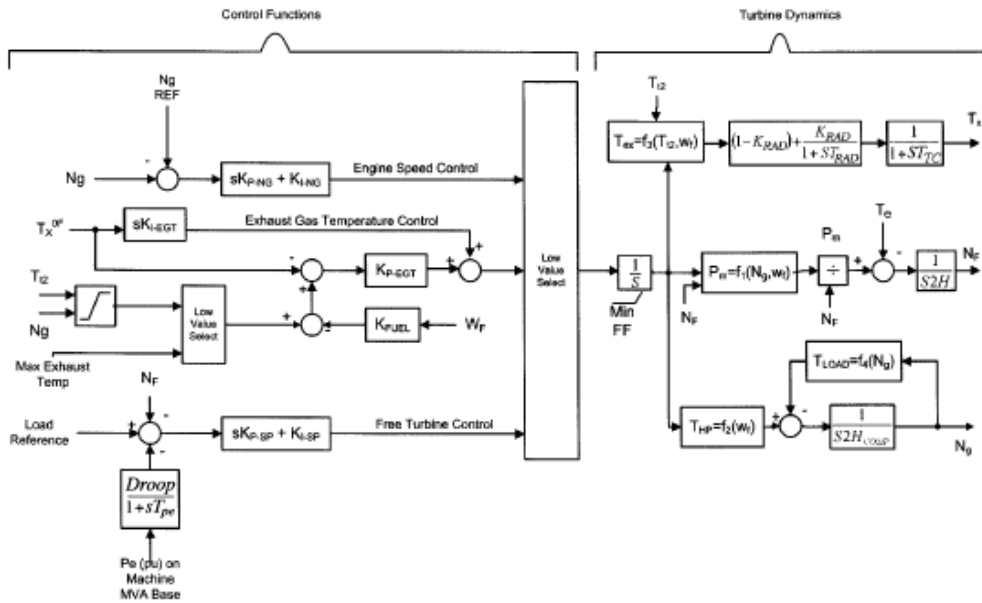


Fig. 1.10: Modelo de turbina de veio duplo[9]

com as especificações do West Electricity Coordinating Center (WECC). No entanto verificou-se que este modelo é incapaz de simular correctamente a turbina quando a malha de controlo de temperatura está activa, razão pela qual perdeu o estatuto de ser compatível com o WECC. Assim, foi substituída por modelos mais precisos, como o GGOV1. Mas, no entanto, o diagrama de blocos do modelo apresenta-se de seguida, na figura 1.11.[10]

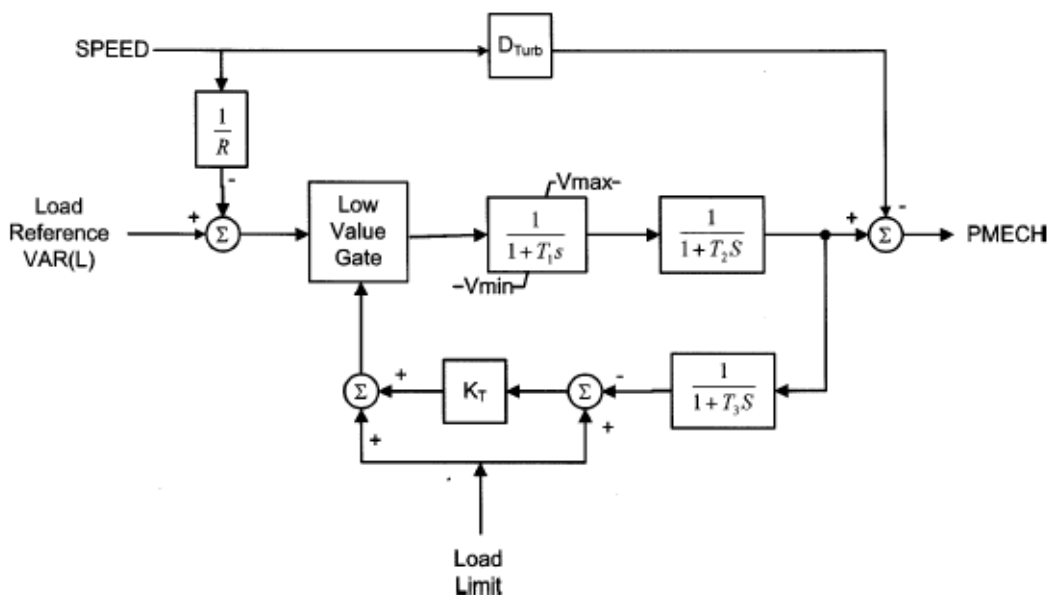


Fig. 1.11: Modelo GAST para o regulador[9]

Modelo GGOV1 - Este modelo nasce da necessidade de se modelar mais correctamente as unidades de geração térmica aonde estão incluídas as turbinas a gás, nascida do critério proposto pela WECC para as reservas que respondem à frequência (Frequency Responsive Reserve (FRR)). Isto porque a modelação inadequada feita até à data de tais unidades levava a que estas disparassem desnecessari-

amente, tendo o problema sido verificado a nível da resposta dos reguladores.

Assim, usando o formato de diagramas de blocos, modelam-se as unidades térmicas através de três elementos separados, sendo estes: o elemento do regulador, o elemento de supervisão e o elemento de gestão de carga. Como este modelo é compatível com todas as unidades térmicas, a sua aproximação ao modelo de turbinas a gás depende da selecção dos parâmetros nos vários blocos de controlo.

O elemento do regulador tem uma configuração PID típica e refere-se ao regulador básico. O elemento de supervisão representa o limite de carga imposto pela operação da central (parâmetro L_{dref} no diagrama) e para a turbina a gás esse limite corresponde à temperatura de escape limite. O elemento de gestão de carga regula a potência da turbina para um valor pretendido e o comportamento dinâmico da turbina é considerado dependente do fluxo de combustível.[10]

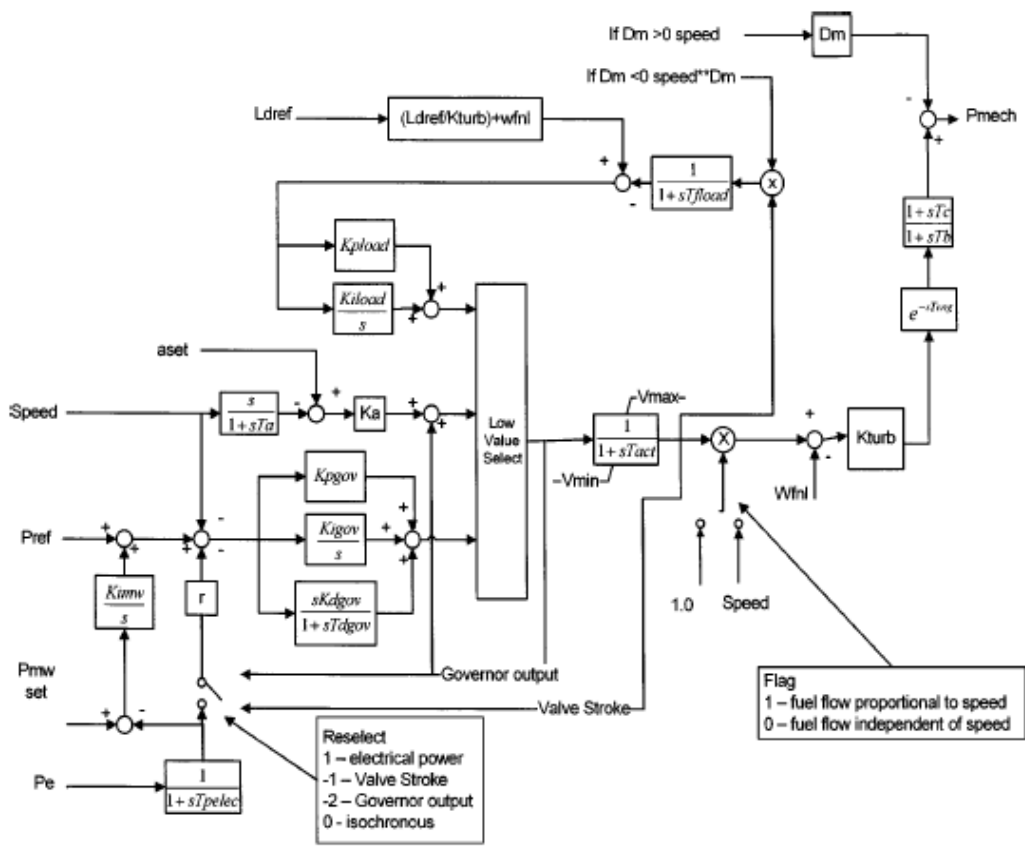


Fig. 1.12: Modelo GGOV1[9]

Modelo CIGRE - Desenvolvido pela Task Force da Conseil International des Grands Réseaux Électriques (CIGRE) é um modelo que caracteriza as turbinas a gás e a vapor numa central de ciclo combinado. A sua estrutura é semelhante à do modelo de Rowen no que toca a três malhas de controlo alimentarem um selector de valor mínimo; regulador de carga-frequência, controlo de temperatura e controlo de aceleração. Contudo existem diferenças. Existe uma malha que tem a função de manter a potência de saída num determinado valor. O valor mínimo do fluxo de combustível é representado por uma tensão mínima V_{min} , algo que não acontece da mesma forma no modelo de Rowen. Outra diferença está patente na forma como se modela a dinâmica da turbina sendo, neste modelo, através

de um bloco de segunda ordem, contrariamente a calcular as funções de binário (Como *Rowen* fez). A temperatura não é calculada explicitamente, sendo o controle de temperatura obtido através do bloco $F(x)$ que se observa na figura. Esta função deriva de curvas que relacionam a temperatura do escape com variáveis da turbina sendo a velocidade do rotor uma delas. O modelo CIGRE é um modelo semelhante ao modelo *GGOV1*, mas este é exclusivo a turbinas a gás ao invés de unidades térmicas.[10]

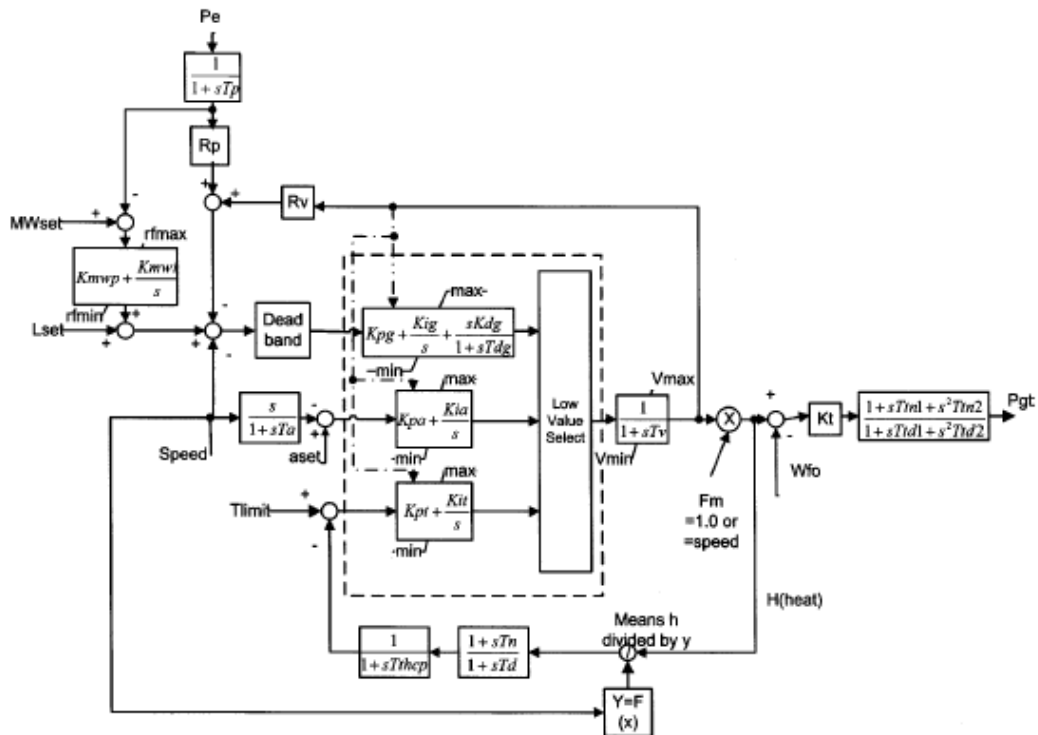
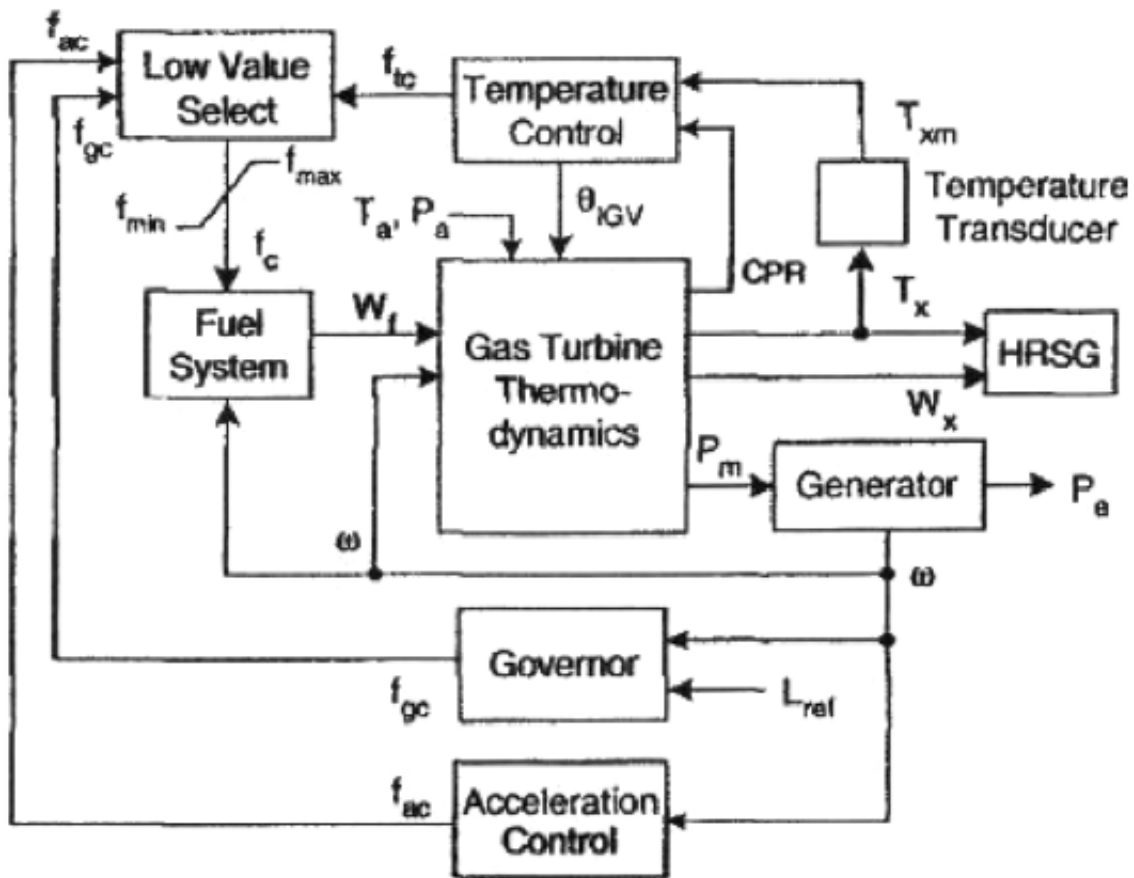


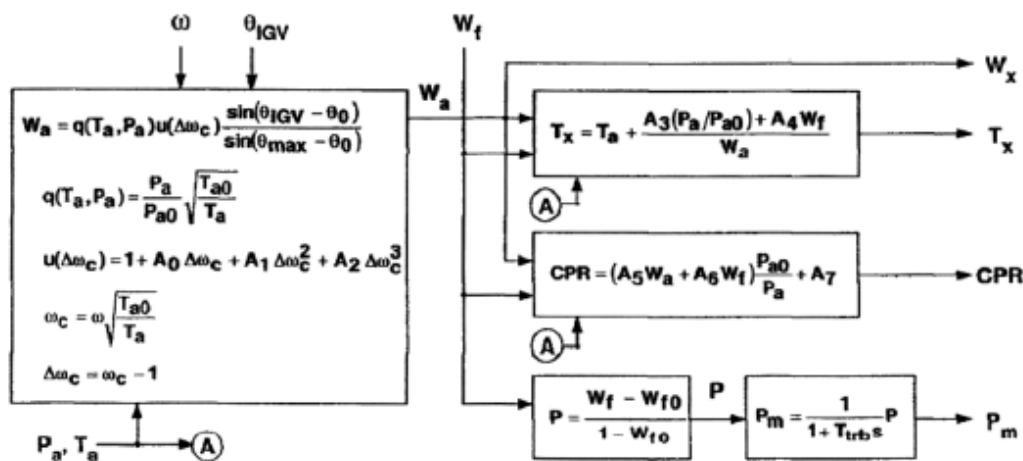
Fig. 1.13: Modelo GIGRE[9]

Modelo dependente da frequência - Como muitos dos modelos não são apropriados para analisar a dependência da turbina a gás com relação à frequência. Este modelo foi desenvolvido para lidar com situações em que a perturbação resulta num comportamento anormal por parte da frequência do sistema e está baseado nos princípios físicos da turbina. De uma maneira geral, mudanças de frequência são equivalentes a mudanças na velocidade do veio que resultam numa mudança no fluxo de ar. Tais mudanças traduzem-se primeiro numa mudança no rácio de pressão do compressor e seguidamente numa mudança do nível de combustível (para que a temperatura de ignição se mantenha), o que afecta a máxima potência de saída. Existe uma relação similar embora mais severa entre a temperatura ambiente e a máxima potência de saída. Neste modelo, para além da potência de saída e da temperatura de escape, também se precisa de calcular o rácio de pressões no compressor e o fluxo de gás no escape. O Impacto causado pelas válvulas de admissão de ar é contabilizado e vários parâmetros do modelo são obtidos de testes aplicados à máquina real. Para este modelo é assumido uma operação relativamente estável com velocidades a variar entre os 95% e os 105% com no modelo de *Rowen*, o fluxo de gás na turbina é praticamente igual ao fluxo de ar (uma vez que o fluxo de combustível é muito pequeno), a potência de saída depende do fluxo de combustível, a potência para

acionar o compressor mantém-se constante. Este modelo não se destina à simulação de arranques e desligações ou simulações detalhadas incidentes no sistema de combustão.



(a) Turbina dependente da frequência



(b) Equações termodinâmicas

Fig. 1.14: Modelo dependente da frequência[9]

Na figura 1.14b estão expostas as equações termodinâmicas que caracterizam o comportamento da turbina; podem ser divididas em cinco blocos como o do fluxo de ar, do rácio de pressão do compressor, da temperatura de escape, da potência de saída e da potência de saída máxima contínua. Essas

equações são similares às usadas no modelo do IEEE, mas que, contudo, de uma forma mais genérica apresentam um rácio de pressão que é dependente das variações de frequência e da temperatura ambiente, contrariamente a assumir o rácio de pressão constante com pequenos desvios como é feito pelo IEEE.[9]

1.5.3 Comparação entre modelos

No ponto passado foi efectuada uma descrição dos modelos disponíveis para a simulação do comportamento dinâmico do sistema. No entanto, os seus diferentes níveis de complexidade fazem com que sejam usados para finalidades diferentes. Os mais complexos e baseados em modelos físicos são mais apropriados para ao estudo individual da turbina, sendo, no entanto, demasiado complexos para a inserção no estudo da rede. A maior parte dos modelos apresentados (*Rowen*, *IEEE*, *CIGRE* e *GGOV1*) são compatíveis com estudos da rede, mas a representação do controlo da turbina tem que ser verificada com cuidado para que o modelo se torne adequado ao estudo.

Os modelos do *IEEE* e *Rowen* são os mais utilizados nos estudos de turbinas a gás de ciclo simples e conseqüentemente uma comparação entre eles é efectuada de seguida.

Efectuado um teste de resposta a um curto-circuito trifásico que se auto extingue verifica-se que o modelo de *Rowen* é sensível às variações dos coeficientes das funções que o caracterizam. Acontece que para determinados conjuntos de combinações (quando se variam os coeficientes das funções de binário e temperatura de escape simultaneamente), o controlo de temperatura activa-se tornando a resposta mais oscilatória. Individualmente, verifica-se que mudar os coeficientes da função do binário afecta a potência de saída e a temperatura de escape enquanto que mudar os coeficientes da função da temperatura de escape só tem impacto para valores de carga elevados aonde também se verifica que a turbina fica mais sensível a variações de velocidade. Para o mesmo teste, agora aplicado ao modelo do *IEEE* os parâmetros a variar são o rácio de pressão as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina e a temperatura do combustor. Verifica-se que, como para este modelo o binário da turbina e a temperatura do escape se afectam mutuamente, as variações são mais acentuadas quando comparadas ao modelo de *Rowen* para a mesma gama de variações ($\pm 10\%$).[10]

Comparando-se os dois modelos verifica-se que para *Rowen* os parâmetros das funções que representam o modelo são retirados de curvas cuja obtenção pode ser difícil, enquanto que para o *IEEE* esses parâmetros podem ser facilmente encontrados nas documentações das turbinas. No entanto as equações do modelo do *IEEE* são bem mais complexas e conseqüentemente bem mais pesadas a nível computacional do que as do modelo de *Rowen*, o que causa um transtorno para o estudo de redes grandes. Assim um compromisso tem de ser assumido dependendo da rede que se pretende estudar e da informação disponível.[10]

Para centrais com ciclo combinado, uma observação sobre os modelos a utilizar será efectuada de seguida.

No que toca ao modelo *GGOV1*, desprezar a diferença das constantes de tempo entre a turbina a gás e a turbina a vapor, desprezar o efeito das válvulas de admissão de ar fazendo com que a potência de saída dependa só do fluxo de combustível e usar fórmulas simplificadas para calcular

a temperatura de escape, faz com que o modelo esteja mal sintonizado para simular distúrbios de frequência.

De seguida apresenta-se uma tabela com as principais diferenças entre os modelos mais utilizados das turbinas a gás:

Model Point of Comparison	Rowen-I	Rowen-II	IEEE	FD	GGOV1	CIGRE	Detailed
Publishing Year	1983	1992	1994	2001	2002	2003	2007
Main Article	[1]	[2]	[3]	[6]	[8]	[9]	[15]
Setup Configuration	Single-shaft SCGT, and cannot be a part of a CCGT	Single-shaft SCGT, but can be a part of a CCGT	Single-shaft SCGT, but can be a part of a CCGT	Single-shaft SCGT, but can be a part of a CCGT	Valid for all thermal PP except nuclear plant. It can be used for representing gas turbines	CCPP	Single-shaft CCGT
GT Representation & Control Loops	Together	Together	Separated	Separated	Together	Together	Separated
GT Representation	Two main algebraic equations to Calculate T_X and TRQ_D & simple time delays	Three main algebraic equations to Calculate T_X , TRQ_D , and \dot{W}_X & simple time delays	Detailed thermodynamic treatment	Five main algebraic equations to calculate \dot{W}_X , CPR , T_X , P_{M6} and P_{3CX} & only one simple time constant	No thermodynamic treatment, but simple linear transfer functions representation	Simple block of second order transfer function	Detailed thermodynamic treatment
IGV Modeling	Not exist	Exist	Exist	Exist	Not exist	Not exist	Exist
Parameters Units	All in pu values except temperatures in °F	All in pu values except temperatures in °F	All in pu values except temperatures in K	All in pu values except temperatures in K, and CDP in bar	pu values	pu values	All in pu values. (Temp. calculated first in K & °C, but finally expressed in pu values)
CDP Parameter	Not exist	Not exist	Not exist	Exist	Not exist	Not exist	Not exist
Acceleration Control Loop	Exist	Exist	Not exist	Exist	Exist	Exist	Not exist
TIIT Parameter	Not exist	Not exist	Exist	Not exist	Not exist	Not exist	Exist
W_X Parameter	Not exist	Exist	Exist	Exist	Not exist	Not exist	Exist

Fig. 1.15: Principais pontos de comparação entre modelos de turbinas a gás[11]

onde:

- [1]- W. I. Rowen, "Simplified mathematical representations of heavy-duty gas turbines";
- [2]-W.I. Rowen, "Simplified Mathematical Representations of Single Shaft Gas Turbines in Mechanical Drive Service";
- [3]-F. P. de Mello and D. J. Ahner, "Dynamic models for combined cycle plants in power system studies";
- [6]-K. Kunitomi, A. Kurita, H. Okamoto, Y. Tada, S. Ihara, P. Pourbeik, and W. W. Price, "Modeling frequency dependency of gasturbine output";
- [8]-CIGRE Task Force C4.02.25, Modeling of Gas Turbines;
- [9]-L. Pereira, J. Undrill, D. Kosterev, D. Davies, and S. Patterson, "New Thermal Turbine Governor Modeling for the WECC"
- [15]-John Mantzaris, and Costas Vournas, "Modelling and Stability of a Single-Shaft Combined Cycle Power Plant"

2

Capítulo 2: Modulação e Simulação da Turbina

Conteúdos

2.1	Diagrama de blocos do modelo original	24
2.2	Integração e simulação	29
2.3	Alterações ao modelo de Rowen	39
2.4	Ensaio ao Modelo	44
2.5	Compilação de Resultados	53

2.1 Diagrama de blocos do modelo original

Uma vez analisados e comparados os modelos, escolhe-se aquele que melhor se adapta ao teste que se pretende efectuar. Assim, escolhe-se para este estudo o modelo criado por *Rowen* por ser de implementação simples e ao mesmo tempo conseguir satisfazer as necessidades de precisão que se pretendem do modelo no estudo em causa.

Como se pode observar na figura abaixo, o modelo está dividido em 5 partes: α - o controlo de carga/frequência e o selector mínimo de sinais (vermelho), β - controlo de aceleração (rosa), γ - cálculo da temperatura de escape e controlo de temperatura (cinzento), σ - o controlo do fluxo de combustível (azul), ε - o cálculo do binário do rotor e da potência de saída (verde).

Os parâmetros que descrevem o modelo encontram-se facilmente na literatura pertinente e para este trabalho foram usados os seguintes[12]:

Tab. 2.1: Parâmetros que descrevem o modelo de *Rowen* no Simulink

Reg. de Velocidade				Sistema de combustível					Dinâmica da turbina		
W	X	Y	Z	a	b	c	τ_f	K_f	ε_{CR}	τ_{CD}	ε_{TD}
K_d	0	0.05	1	1	0.05	1	0.4	0	0.01	0.1	0.02

Tab. 2.2: Parâmetros da turbina: modelo de *Rowen*

Parâmetros da turbina				
Modelo	rpm	P.Nominal[MW]	T.Nominal[°C]	τ_1 [S]
5001M	5100	18.2	513	16.2

A denominação de tais grandezas e a sua utilidade serão descritas, sempre que oportuno, ao longo do estudo mais pormenorizado dos componentes que constituem o modelo, que se efectua de seguida.

2.1.1 Controlo de carga/frequência

Composto por um controlador que se configura através de uma função de transferência de primeira ordem como se vê de seguida em pormenor:

Na figura, W , X , Y , Z representam os coeficientes da função de transferência do regulador. Valores que são dados na tabela 2.3 para um funcionamento em regulação de carga aonde K_d toma o valor de 25 para um estatismo de 4%. Assim, verifica-se que a resposta do regulador apresenta um tempo de estabelecimento de 0.154 segundos.

Para um funcionamento isócrono, i.e., aonde o gerador, isolado, se encarrega de manter a frequência constante independentemente do favor de potência, os coeficientes tomam valores diferentes, expostos de seguida, aonde K_i toma o valor de 8 (para controlos *Mark IV*).[8]

Tab. 2.3: Coeficientes de regulador isócrono

W	X	Y	Z
K_i	2.5	0.83	0

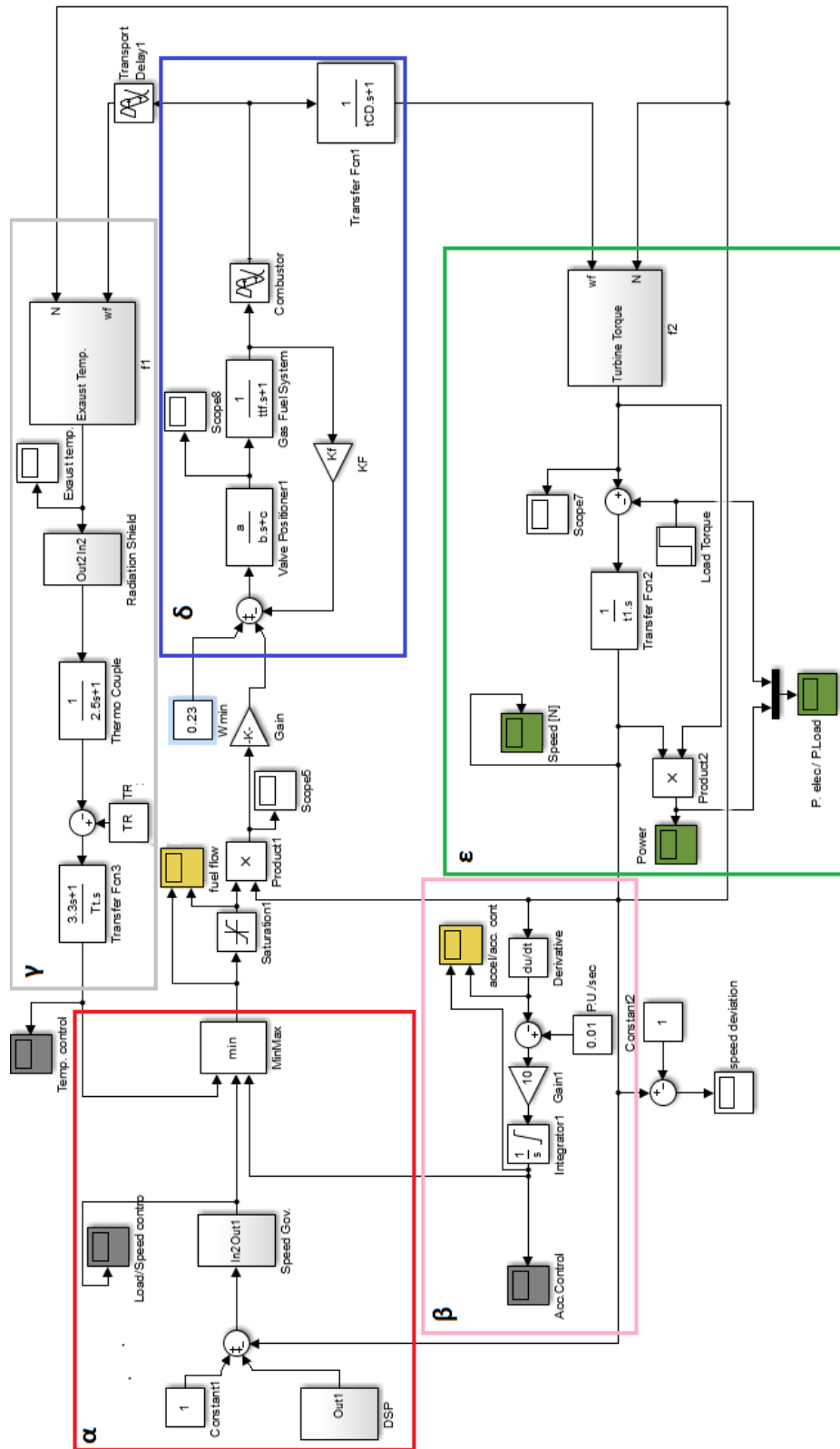
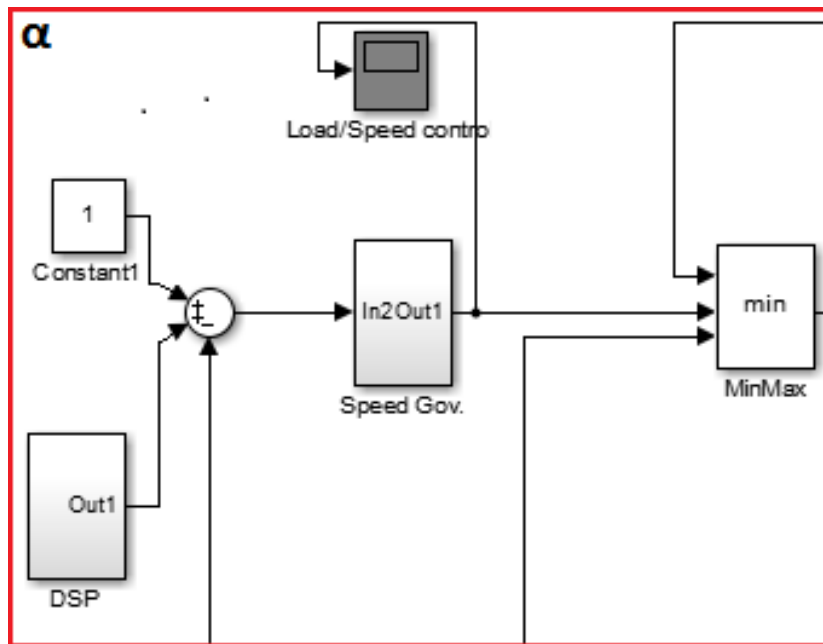
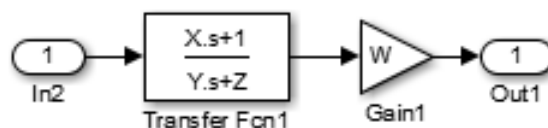


Fig. 2.1: Representação em Simulink do modelo de Rowen [8]



(a)



(b)

Fig. 2.2: Controle de carga/frequência

2.1.2 Controle do fluxo de combustível

O controle do fluxo de combustível, como mostra a figura 2.3, é constituído por um sistema de terceira ordem sem zeros, e um desvio temporal que, para a resposta a um escalão unitário, se mostra desprezável. Para essa perturbação o tempo de estabelecimento é da ordem dos 1.36 segundos.

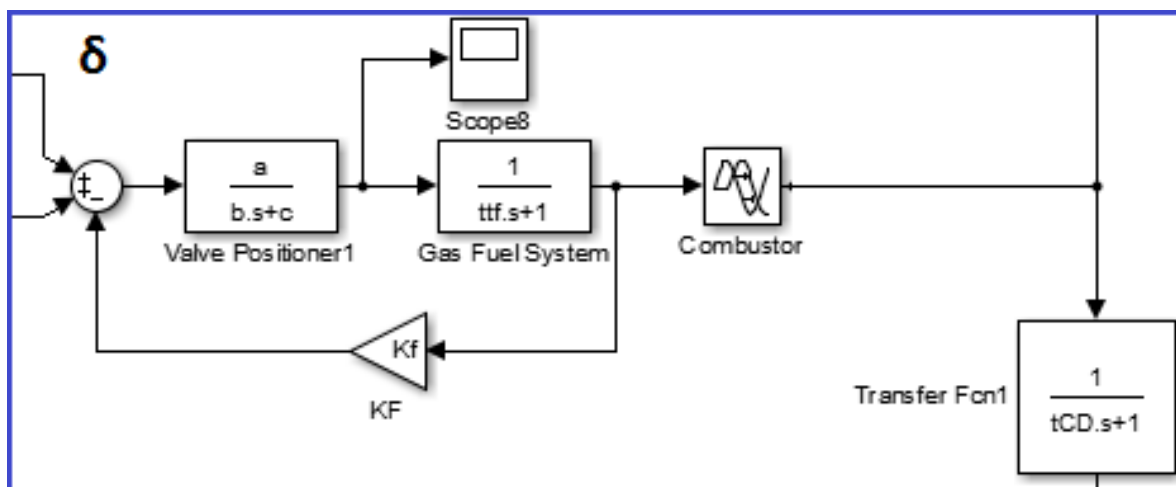


Fig. 2.3: Controle do fluxo de combustível

Onde a , b , c , são os coeficientes da função de transferência do sistema do fluxo de combustível,

dados na tabela 2.1. $t_f(\tau_f)$ representa, a constante de tempo, em segundos, do sistema de combustível, K_f é o ganho da realimentação do sistema de combustível e onde ε_{CR} e τ_{CD} , também dados na tabela 2.1 representam, respectivamente, o atraso na reação de combustão e a constante de tempo de descarga do compressor. Para este modelo:

Tab. 2.4: Coeficientes referentes ao controlo do fluxo de combustível

tff[S]	K_f
0.4	0

2.1.3 Cálculo do binário do rotor e potência de saída

Neste ponto o bloco designado por $f2$ recebe o sinal do fluxo de combustível e a velocidade do rotor (esta como realimentação) e fornece o binário do mesmo que é usado para calcular a velocidade (através de um integrador) e a potência (sendo para isso multiplicado pela velocidade). O binário é calculado através da seguinte fórmula[8]:

$$f2 = 1.3(W_F - 0.23) + 0.5(1 - N) \quad (2.1)$$

É representada no Simulink pelo seguinte modelo:

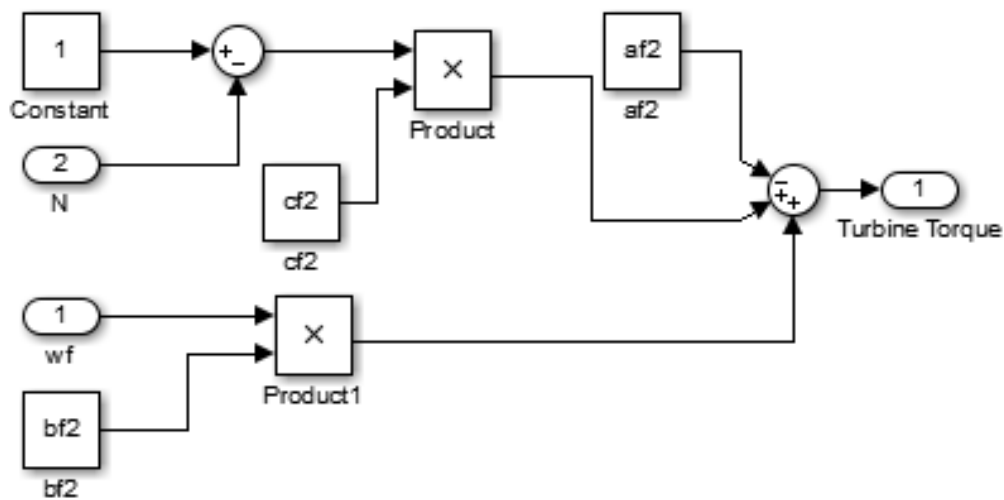


Fig. 2.4: Função $f2$

Os coeficientes da função $f2$, tomam os valores que se seguem na tabela 2.5. A constante de tempo do rotor τ_1 (representado na figura por $t1$), usada para o cálculo da velocidade e da potência, encontra-se a na tabela 2.1.

Tab. 2.5: Coeficientes de regulador isócrono

af2	bf2	cf2
0.299	1.3	0.5

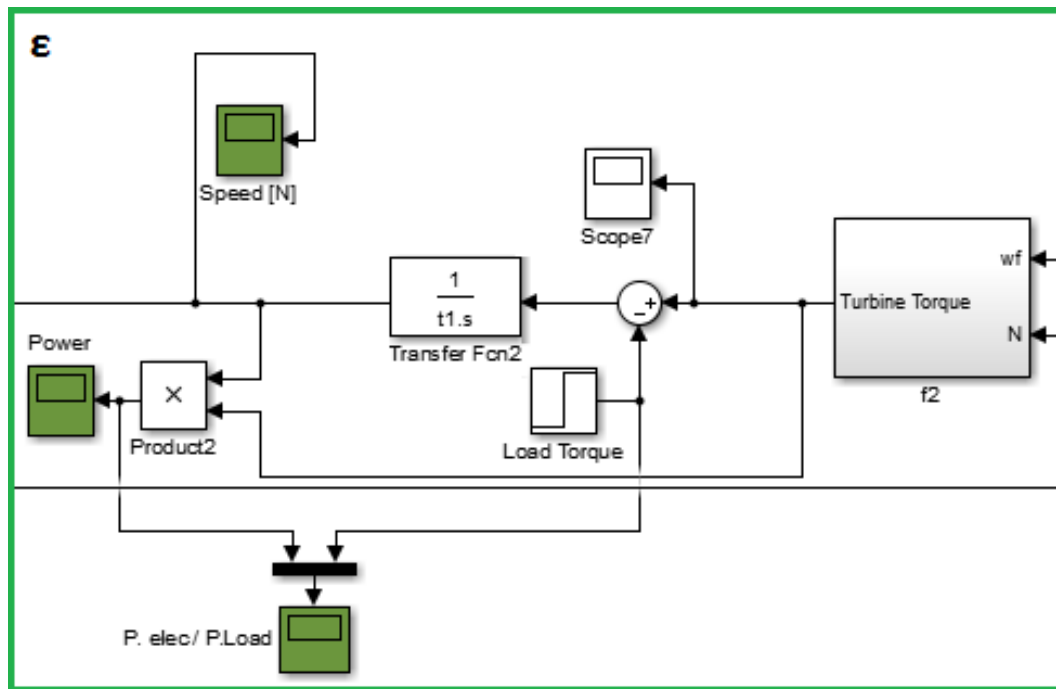


Fig. 2.5: Binário do rotor e potência de saída

2.1.4 Controlo de aceleração

Nesta secção a velocidade calculada no ponto anterior é derivada com vista a obter a aceleração e aonde posteriormente se compara com um valor de referência sendo a diferença usada para gerar o sinal de controlo. De realçar, o facto de o valor limite para a aceleração ser de 0.01 p.u. por segundo.(figura 2.6)

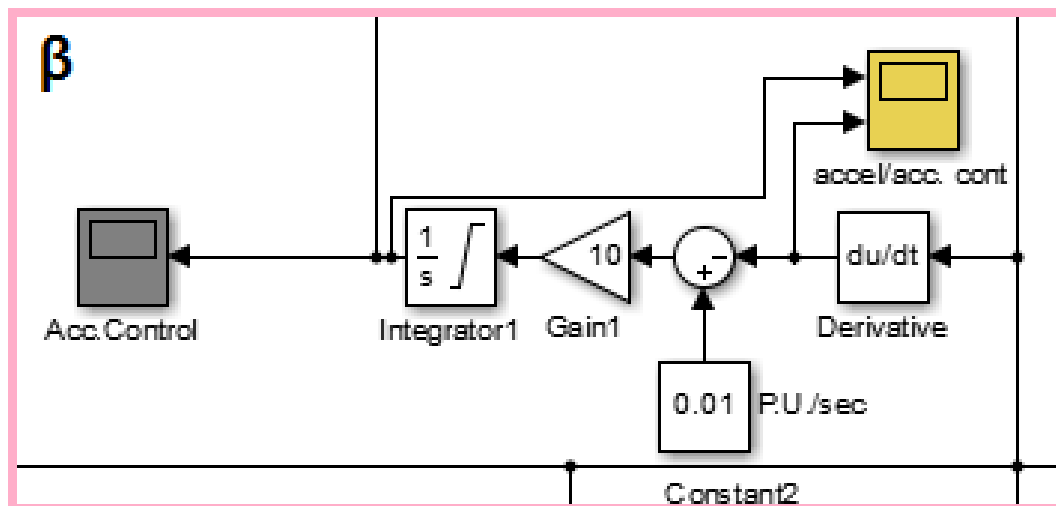


Fig. 2.6: Controlo de aceleração

2.1.5 Cálculo da temperatura de escape e controlo de temperatura

No controlo de temperatura, a temperatura do escape é calculada em função da velocidade do rotor e do fluxo de combustível. A expressão, em graus, é dada pela equação 2.2.[8]

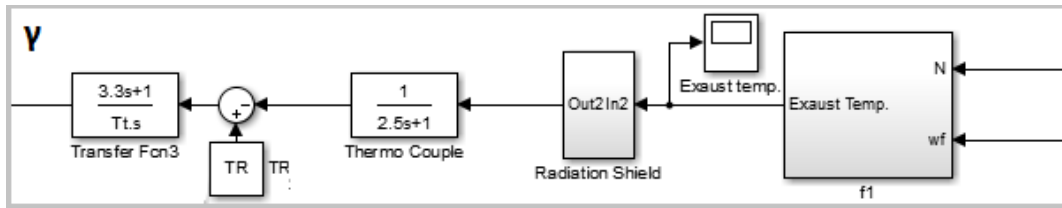


Fig. 2.7: Cálculo da temperatura de escape e controle de temperatura

$$T_R = 390(1 - W_F) + 306(1 - N) \quad (2.2)$$

A equação 2.2 representa-se no Simulink da seguinte forma:

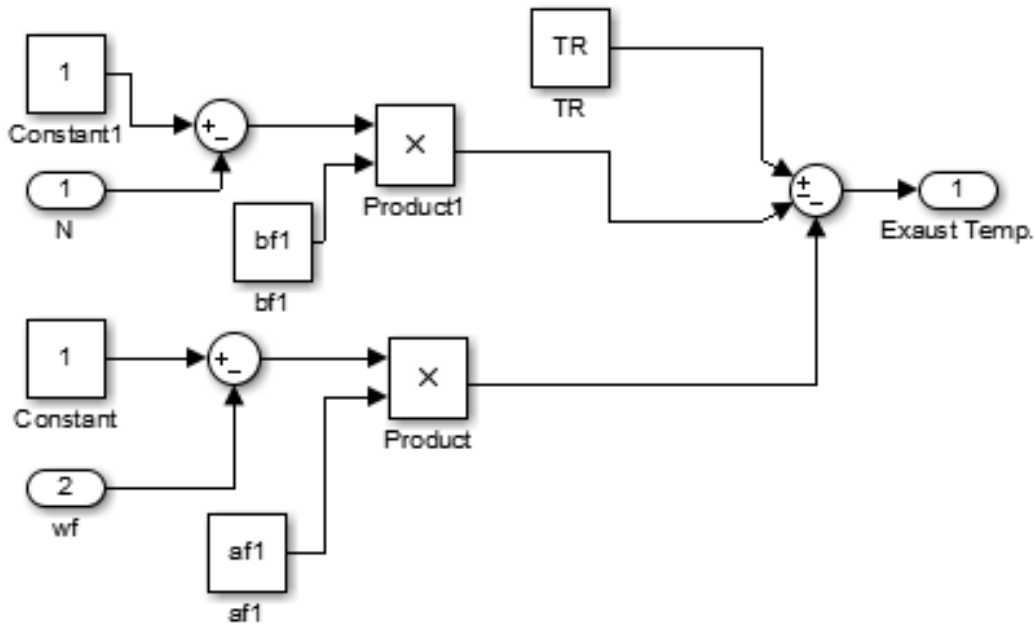


Fig. 2.8: Função f1

Calculada a temperatura, esta passa por um conjunto de blocos de primeira ordem (escudo de radiação e termo par) até chegar ao controle de temperatura. Os coeficientes da função $f1$ são dados de seguida. A temperatura nominal do escape T_R é dada na tabela 2.1.

Tab. 2.6: Coeficientes de f1

af1	bf1
390	306

2.2 Integração e simulação

2.2.1 Modelo completo - simulação em vazio

Após uma observação dos componentes integrantes do modelo de forma isolada, observa-se agora o funcionamento do modelo completo. Para tal simula-se o comportamento do modelo quando existe uma diferença entre a velocidade do eixo da turbina e a velocidade de referência do controlador da

mesma. Tendo todas as malhas de controlo em funcionamento, espera-se que a malha de aceleração limite o aumento de velocidade da turbina até que se atinja a velocidade nominal. Para observação do comportamento do modelo efectua-se a visualização dos sinais que se consideram relevantes para o mesmo, nomeadamente os 3 sinais de controlo; de aceleração carga/frequência e temperatura, o sinal de controlo de fluxo de combustível, o sinal da velocidade da turbina e o sinal da aceleração.

O bloco designado no modelo de *Rowen* como digital set point (DSP) tem como finalidade a alteração do valor de referência da velocidade o que permite simular perturbações que possam ocorrer na rede e permite observar como a turbina reage a essas perturbações. Este bloco encontra-se desactivado nos testes que se seguem.

O bloco denominado saturation 1 serve para limitar o sinal do fluxo de combustível. Limitação essa que restringe o sinal a uma janela de actuação que vai dos -0.1 p.u. aos 1.5 p.u. de forma a assegurar que o consumo de combustível não atinge valores incomportáveis financeiramente. A evolução do fluxo de combustível após a atuação do limitador encontra-se representado na figura 2.13.[8]

Assim, apresentam-se de seguida os sinais escolhidos para o teste mencionado.

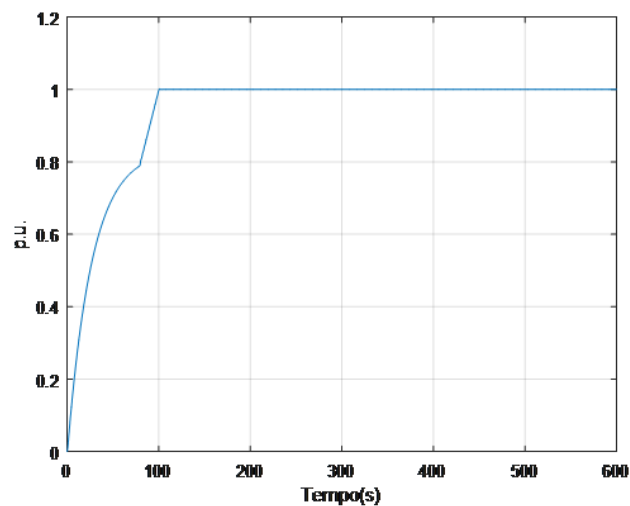


Fig. 2.9: Controlo de velocidade em vazio

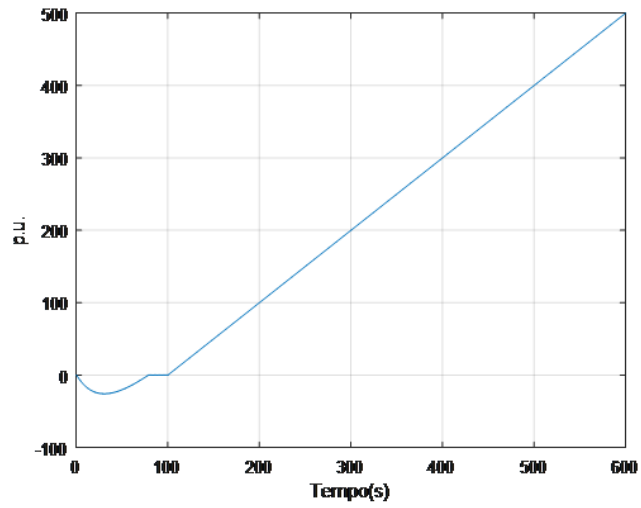


Fig. 2.10: Controlo de aceleração em vazio

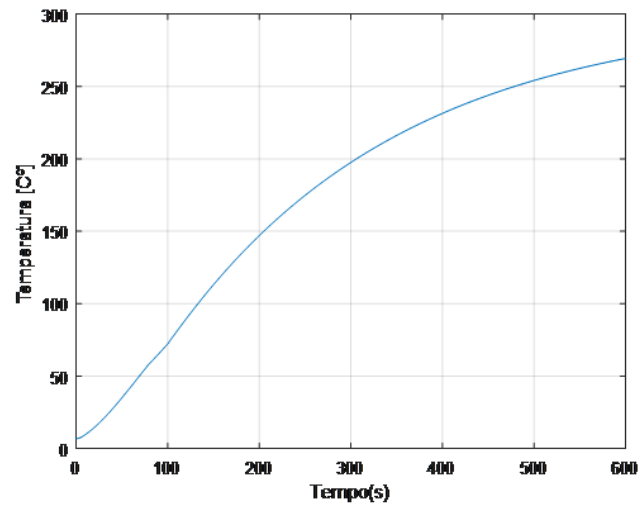


Fig. 2.11: Controlo de temperatura em vazio

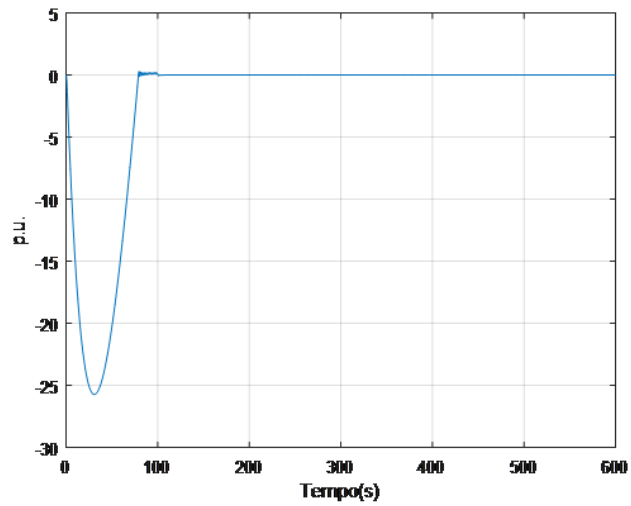


Fig. 2.12: Controlo de fluxo de combustível em vazio

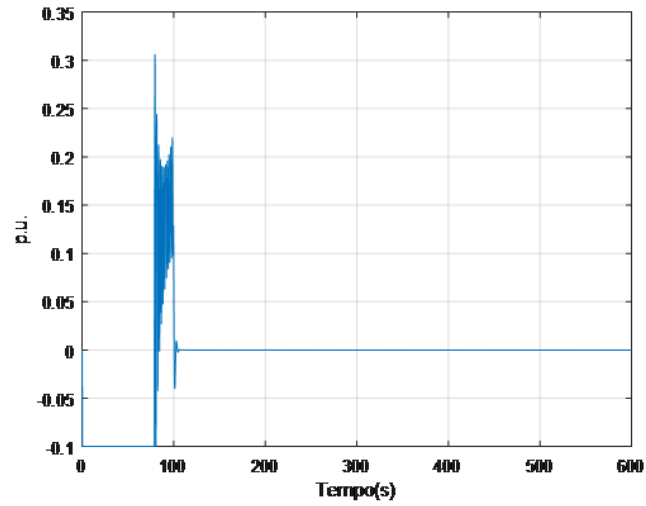


Fig. 2.13: Controlo de fluxo de combustível em vazio - "limitado"

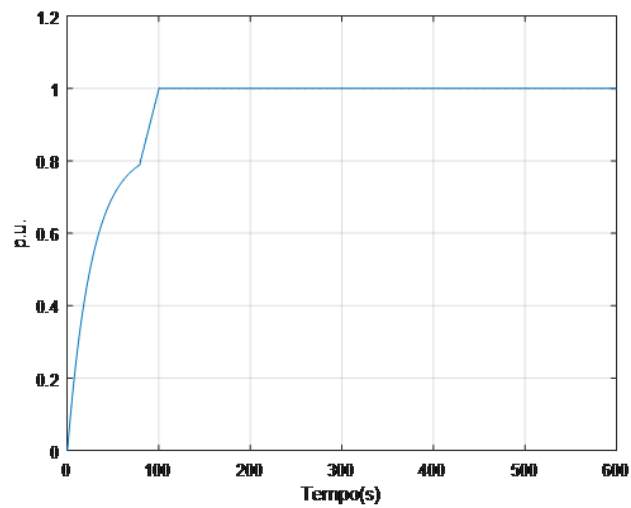


Fig. 2.14: Velocidade da turbina em vazio

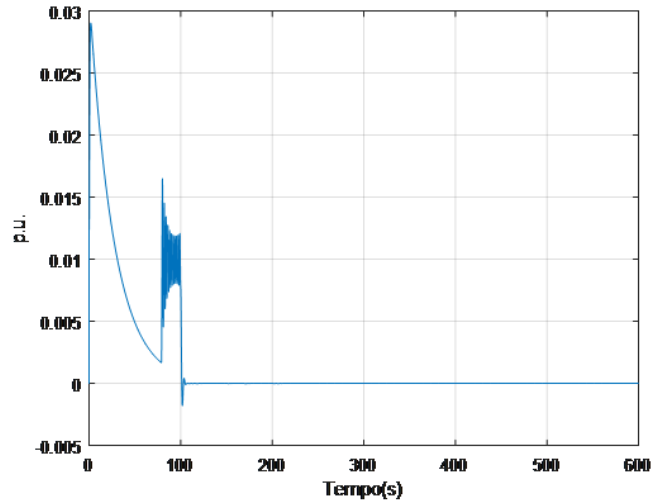


Fig. 2.15: aceleração da turbina em vazio

Como se pode constatar pelas evoluções temporais das grandezas selecionadas, entre os 78.8 segundos e os 110 segundos, o modelo exibe um comportamento adverso. Este transitório indesejado coincide com a janela temporal em que o sinal do fluxo de combustível "limitado" (figura 2.13) sai da gama de limitação e perdura até haver uma troca de sinal de controlo, nomeadamente do controlo de aceleração para o controlo de carga/frequência. Troca essa que acontece por volta dos 99.7 segundos como se verifica na figura 2.16 (ampliação da figura 2.13).

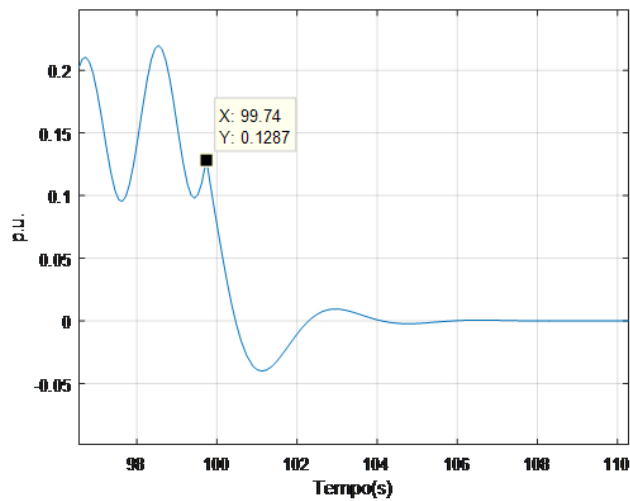


Fig. 2.16: ZoomIn - Controlo de fluxo de combustível em vazio - "limitado"

Efetuuou-se a comparação entre os sinais de controlo de aceleração e carga/ frequência, figura 2.17.

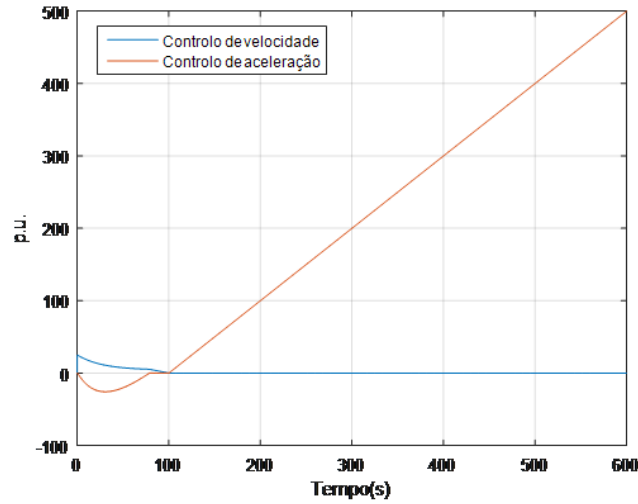


Fig. 2.17: Controlo de velocidade vs controlo de aceleração

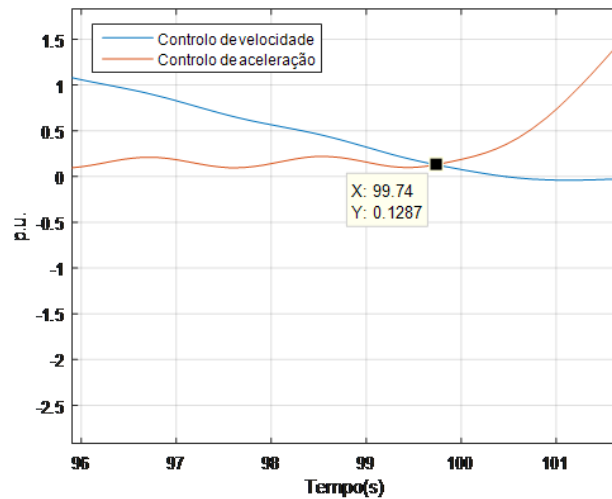


Fig. 2.18: ZoomIn - Controlo de velocidade vs controlo de aceleração

Aparte a anomalia acima mencionada, que se vai tentar suprimir nos pontos seguintes, consegue-se visualizar que o modelo funciona de forma correcta. observa-se que as malhas de controlo funcionam bem, com as trocas de sinal a influenciarem a mudança de comportamento da turbina. Após a estabilização da velocidade no valor nominal, consegue-se observar que a malha de carga/frequência estabiliza com um valor nulo, que lhe permite ser o sinal de menor valor e controlar a turbina. O controlo de aceleração toma a forma de uma recta com declive positivo que resulta do facto de na entrada do controlo, apesar de a aceleração ser nula, ficar o valor de aceleração limite, de 0.01 p.u./s, que é constantemente integrado, até uma nova perturbação alterar o seu funcionamento.

Na próxima secção concentra-se a atenção na tentativa de compreender o que causa a anomalia verificada no teste inicial do modelo.

2.2.2 Modelo sem limitador do fluxo de combustível

Uma vez que se desconfia ser o limitador do fluxo de combustível o causador do transitório indesejado do sistema, decide-se simular o comportamento do mesmo sem o bloco que efectua essa limitação. Assim, do modelo exposto no ponto anterior, retira-se do diagrama o bloco com a designação "Saturation1" e realiza-se uma nova avaliação da evolução temporal dos sinais.

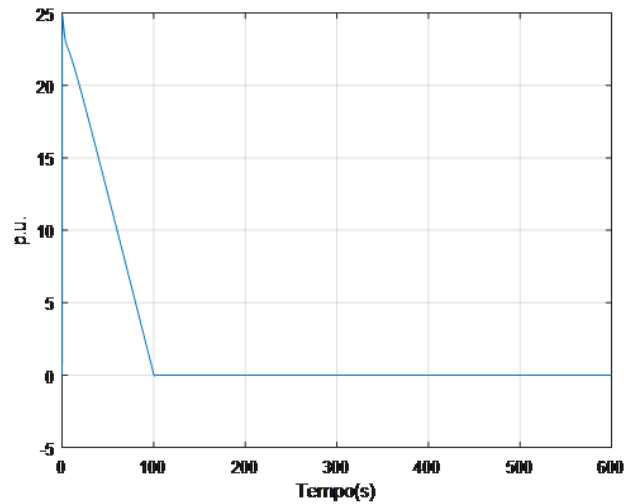


Fig. 2.19: controlo de velocidade em vazio - sem limitador do fluxo de combustível

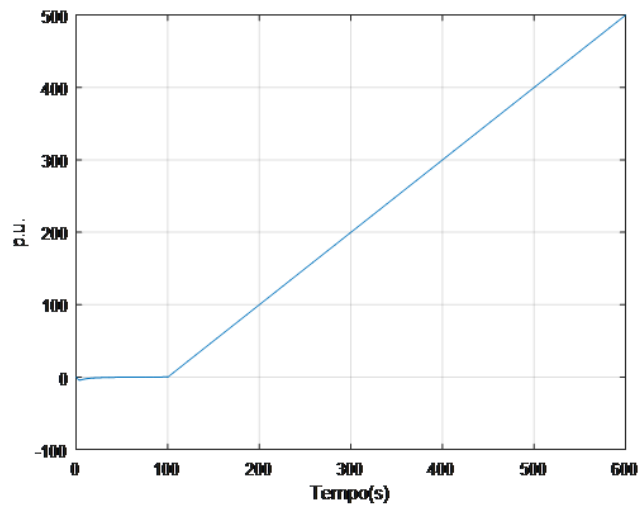


Fig. 2.20: controlo de aceleração em vazio - sem limitador do fluxo de combustível

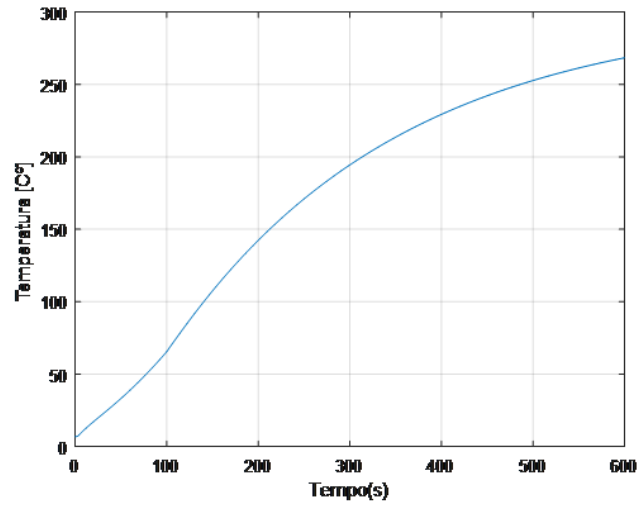


Fig. 2.21: controlo de temperatura em vazio - sem limitador do fluxo de combustivel

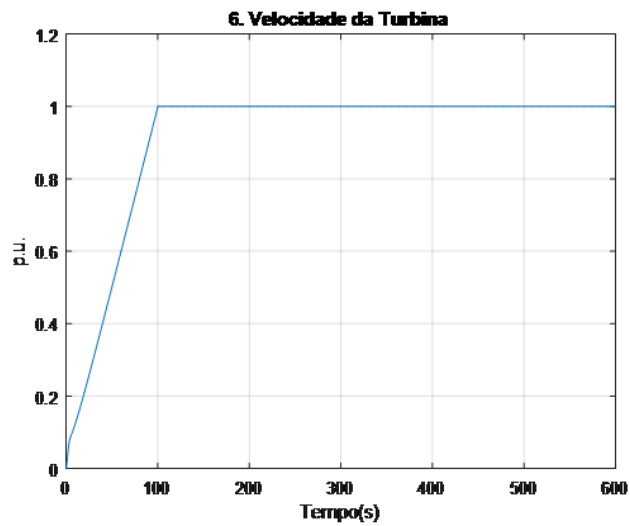


Fig. 2.22: Velocidade da Turbina em vazio - sem limitador do fluxo de combustivel

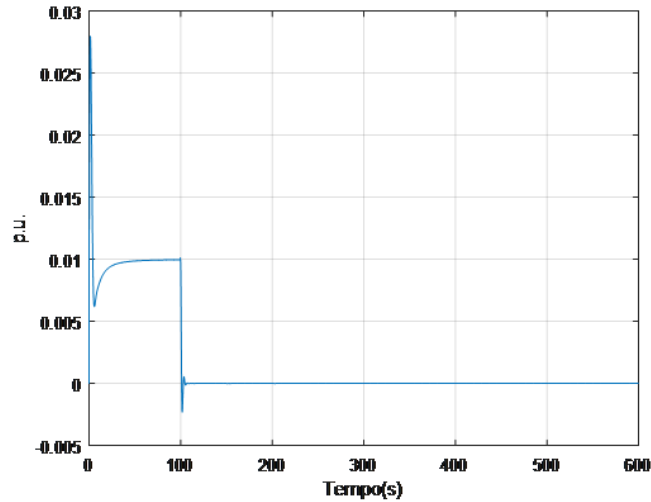


Fig. 2.23: Aceleração da Turbina em vazio - sem limitador do fluxo de combustível

Como se pode constatar pelas figuras, a evolução temporal do modelo nestas condições é mais suave. Não se verificam transitórios acentuados e de duração indesejada. A aceleração (figura 2.23), enquanto o seu controlo está activo, estabiliza no de 0.01 p.u./s, como é pretendido e exposto no modelo com o bloco de nome "P.U./sec". A velocidade (figura 2.22) aumenta linearmente, o que sugere que esse aumento é realizado segundo uma aceleração constante, e o sinal de controlo do fluxo de combustível coincide com os sinais de controlo respectivos quando estes tomam o controlo da turbina. Assim, pode-se concluir que o modelo está bem calibrado e funciona correctamente quando se negligencia o limite aplicado ao fluxo de combustível.

No entanto o limite aplicado ao fluxo de combustível é crucial para o bom funcionamento da turbina. Controla a estabilidade da chama dentro do combustor e apresenta responsabilidades económicas tanto a nível do consumo da turbina como no controlo do desgaste térmico e mecânico da mesma pelo que ignorá-lo seria desprover a máquina de realismo fundamental para a simulação do seu funcionamento. Assim tenta-se de seguida compreender melhor de que forma o limitador do fluxo de combustível influencia o mau comportamento do modelo. Para tal analisa-se o sinal referente à aceleração enquanto o controlo desta está activo:

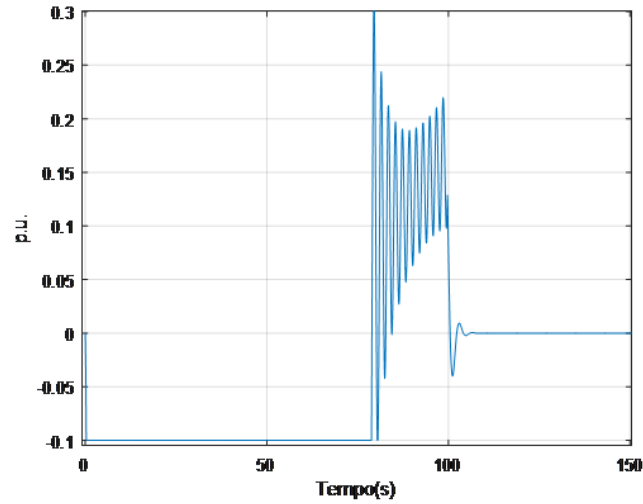


Fig. 2.24: Controlo do fluxo de combustível em vazio - com limitador do fluxo de combustível

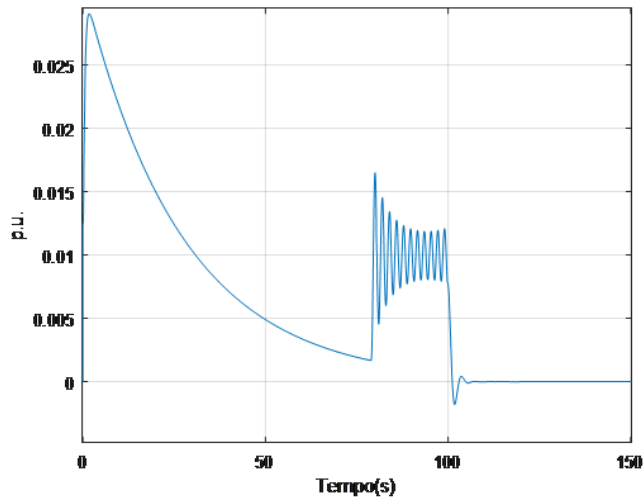


Fig. 2.25: Aceleração em vazio - com limitador do fluxo de combustível

Ao observar a aceleração do sistema, duas situações se evidenciam logo à partida: uma é que apesar de a turbina estar sob o controlo de aceleração, este não actua enquanto o sinal do fluxo de combustível está a ser limitado, sendo que o controlo só reage quando o sinal do fluxo entra na janela de não saturação. A outra é que após a entrada do sinal de fluxo na janela de não saturação, aos 78.8 segundos, o controlo de aceleração não consegue estabilizar a aceleração no valor pretendido, observando-se que até haver troca do sinal de controlo a aceleração oscila em torno do valor alvo. É esta oscilação que depois se reproduz e propaga por todos os sinais do modelo. Tal comportamento leva a crer que a variação da aceleração é de tal forma abrupta, quando o controlo entra em acção, que este não o consegue fixar no valor pretendido originando um regime transitório oscilatório.

No entanto, na prática, o sistema de controlo aplicado a este modelo tem como finalidade actuar nos desvios das grandezas aos seus valores nominais pelo que, na altura em que se dão os problemas acima mencionados, que são no arranque, se pode desprezar a evolução dos sinais. No entanto,

efectuam-se alterações ao modelo que vão atenuar, em grande escala, as imperfeições que se observam até agora.

2.3 Alterações ao modelo de Rowen

No ponto anterior desenvolve-se e simula-se, em *Simulink*, o modelo de *Rowen* tal como proposto pelo seu criador. No entanto, ao analisar as simulações verifica-se que o modelo não apresenta os resultados pretendidos, nomeadamente nas evoluções temporais das grandezas de interesse; Controlos de aceleração, carga/frequência e temperatura, velocidade e aceleração do veio da turbina, e potência mecânica.

Por um lado, a simulação inicia-se a velocidade nula, ou seja, como se a turbina estivesse a arrancar, o que contraria uma das condições do modelo original que limita a simulação a uma percentagem que vai dos 95 aos 107% do valor nominal de velocidade[8]. Por outro, o controlo de aceleração aparenta não estar bem afinado para as alterações a que a simulação se submete originando sempre transitórios oscilatórios enquanto está activa.

Perante tais resultados decide-se efectuar algumas alterações ao modelo original por forma a aproximar ao máximo as evoluções temporais dos sinais ao que se pretende, não traindo a estrutura do modelo nem o diagrama de blocos desenvolvido por *Rowen*.

As alterações ao modelo concentraram-se maioritariamente no controlo de aceleração que foi o que apresentou o maior número de problemas. Para além deste, o bloco representativo da dinâmica do rotor também foi mexido.

2.3.1 Controlo de aceleração

Quando se efectua a simulação do modelo original de *Rowen*, constata-se que o controlo de aceleração, quando não activo, aumenta linearmente a sua saída como consequência da sua natureza integral. Tal comportamento causa um atraso na actuação do controlo quando este é chamado a intervir. Assim, é necessário limitar a saída do controlador, para que este funcione correctamente.[6]

Uma das soluções consiste em limitar a saída do integrador a zero, visto que quando este entra em acção, a saída do mesmo apresenta uma evolução inicial decrescente. Assim, com o integrador limitado a um valor máximo de zero, o controlo de aceleração manifesta-se com um sinal negativo quando accionado e por uma recta constante de valor nulo quando não está activo.

Para garantir a política de controlo do modelo, a solução consiste em fazer uma realimentação da saída do selector mínimo de sinais, somando-o à saída do controlo de aceleração como demonstra a figura abaixo. Sendo a saída do controlo de aceleração nula ou negativa, garante-se que quando esta não está activa, ou seja, nula, o sinal que entra no selector mínimo de sinais por via do controlo de aceleração é um sinal idêntico ao do controlo de carga/frequência que, em condições normais, é o sinal de controlo que comanda a turbina.

Quando o controlo de aceleração é chamado a intervir, como o seu sinal é negativo, será subtraído ao sinal do controlo de carga/frequência (proveniente da realimentação) fazendo com que o sinal que entra no selector mínimo por via do controlo de aceleração seja o menor dos três.

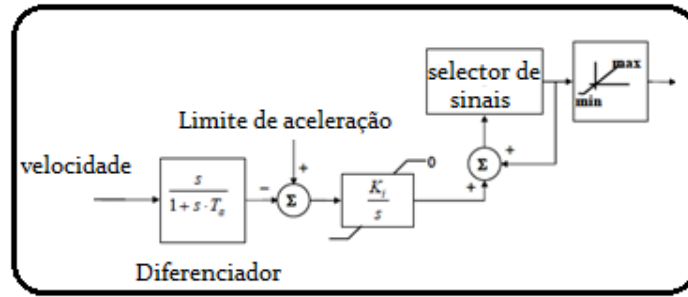


Fig. 2.26: Controle de aceleração com integrador limitado[6]

Contudo, ao implementar esta solução no *Simulink*, a simulação do modelo apresenta erros de teor programático que se tentaram contornar com o uso de atrasos temporais. Ainda assim, quando se julgavam resolvidas as anomalias, constata-se que a execução não é a pretendida visto que, sendo no início da simulação a saída do controlador de aceleração nula, e a de menor valor, esta assume o controlo da turbina mesmo não estando activada. Tal comportamento leva a supor que tal solução só deva funcionar correctamente caso o controlo de carga/frequência apresente uma componente integral, para anular o erro de velocidade face à referência.

Entretanto, ao lidar e tentar resolver os problemas causados pela implementação descrita acima, surge a ideia de alterar a política de controlo para que esta funcione correctamente usando a limitação ao controlo de aceleração já mencionada. Para tal, ao invés de "alimentar" o selector mínimo de sinais com três sinais de controlo em que um deles é influenciado por uma realimentação[6] opta-se por fornecer ao selector de sinais apenas dois sinais de controlo: o controlo de temperatura, e um sinal de controlo derivado dos sinais de carga/frequência e aceleração

Sendo o controlo de aceleração nulo quando não está activo e negativo quando solicitado, apercebe-se que ao somar o controlo de carga/frequência ao de aceleração (o que na realidade se traduz numa subtração) faz com que se obtenha na entrada do selector mínimo de sinais, para além do sinal do controlo de temperatura, um sinal que corresponde ao controlo de velocidade quando o controlo de aceleração não está activo e, quando se manifesta o controlo de aceleração, um sinal inferior ao controlo de velocidade sendo portanto um sinal a que se pode chamar controlo de aceleração indirecto. Controlo indirecto porque não "alimenta" directamente o selector de sinais influenciando-o porém, correctamente e de forma instantânea, quando necessário, como se verifica nas simulações.

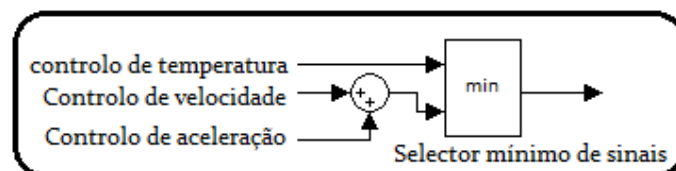


Fig. 2.27: Política de controlo com controlo de aceleração indirecto

Para além da limitação efectuada ao integrador e as mudanças que daí advieram, mais duas alterações foram feitas ao controlo de aceleração. Uma delas foi a redução do ganho associado

ao integrador uma vez que o ganho original causa o aparecimento de um transitório oscilatório na evolução temporal das grandezas, quando o controlo entra em acção. A outra foi a inversão da posição entre o integrador e o ganho, visto que uma vez que se limita o integrador, tem que se garantir que esses limites são respeitados. Com a limitação a zero esta alteração não é evidente, mas para outras políticas de controlo que preveem outro tipo de limitação (não nula), algumas das quais tentadas, sem sucesso, neste trabalho, o ganho posicionado à frente do integrador rompe com a limitação imposta.

2.3.2 Dinâmica do rotor

No bloco representativo da dinâmica do rotor a alteração efectuada foi bastante simples. Apenas se substituiu o bloco característico da função de transferência de primeira ordem por dois blocos que representam o equivalente, um integrador em serie com um ganho (correspondente à constante de tempo do rotor, representado por t_1). Esta transformação embora aparente ser inócua permite, actuando no integrador, dar um valor inicial à velocidade do rotor com a qual se inicia a simulação. Assim, conseguem-se contornar os transitórios iniciais indesejados aquando da simulação com a velocidade inicial nula.



Fig. 2.28: Alterações ao bloco representativo da dinâmica do rotor

2.3.3 Modelo Ajustado

Após estas alterações, o modelo final toma a forma que se mostra de seguida (figura 2.29). Os subsistemas têm a mesma composição que nos parágrafos anteriores excepto o da dinâmica do rotor que tem a forma exposta no ponto anterior. A nível de grandezas e variáveis, todas elas se mantêm inalteradas com a excepção do ganho no controlo de aceleração como também já foi mencionado. (vide tabela 2.7)

Tab. 2.7: Variáveis afectas à simulação da turbina - modelo alterado

W	Ganho = 1 /Estatismo (pu MW/pu speed)	25
X	Constante de tempo de avanço do regulador (s)	0
Y	Constante de tempo de atraso do regulador (s)	0.05
Z	Modo Regulador (1=Estatismo / 0=Isócrono)	1
MaxF	Limite Máximo do fluxo de combustível (pu)	1.5
MinF	Limite Mínimo do fluxo de combustível (ou)	-0.1
A	Posicionador da válvula	1
B	Posicionador da válvula	0.05
C	Posicionador da válvula	1
Wmin	Fluxo de combustível mínimo	0.23
τ_{tf}	Constante de tempo do fluxo de combustível (s)	0.4
K_f	Ganho da realimentação do sistema de combustível	0
E_{CR}	Atraso associado à combustão (s)	0.01
E_{td}	Posicionador da válvula Atraso associado à turbina do exaustor (s)	0.16
t_{CD}	Constante de tempo de descarga ao compressor (s)	0.16
τ_R	Temperatura nominal do Exaustor da turbina (°C)	513
τ_t	Taxa de integração do controlo de temperatura [°C)	250
t_1	Constante de tempo do rotor (inércia=2*H)	16.2

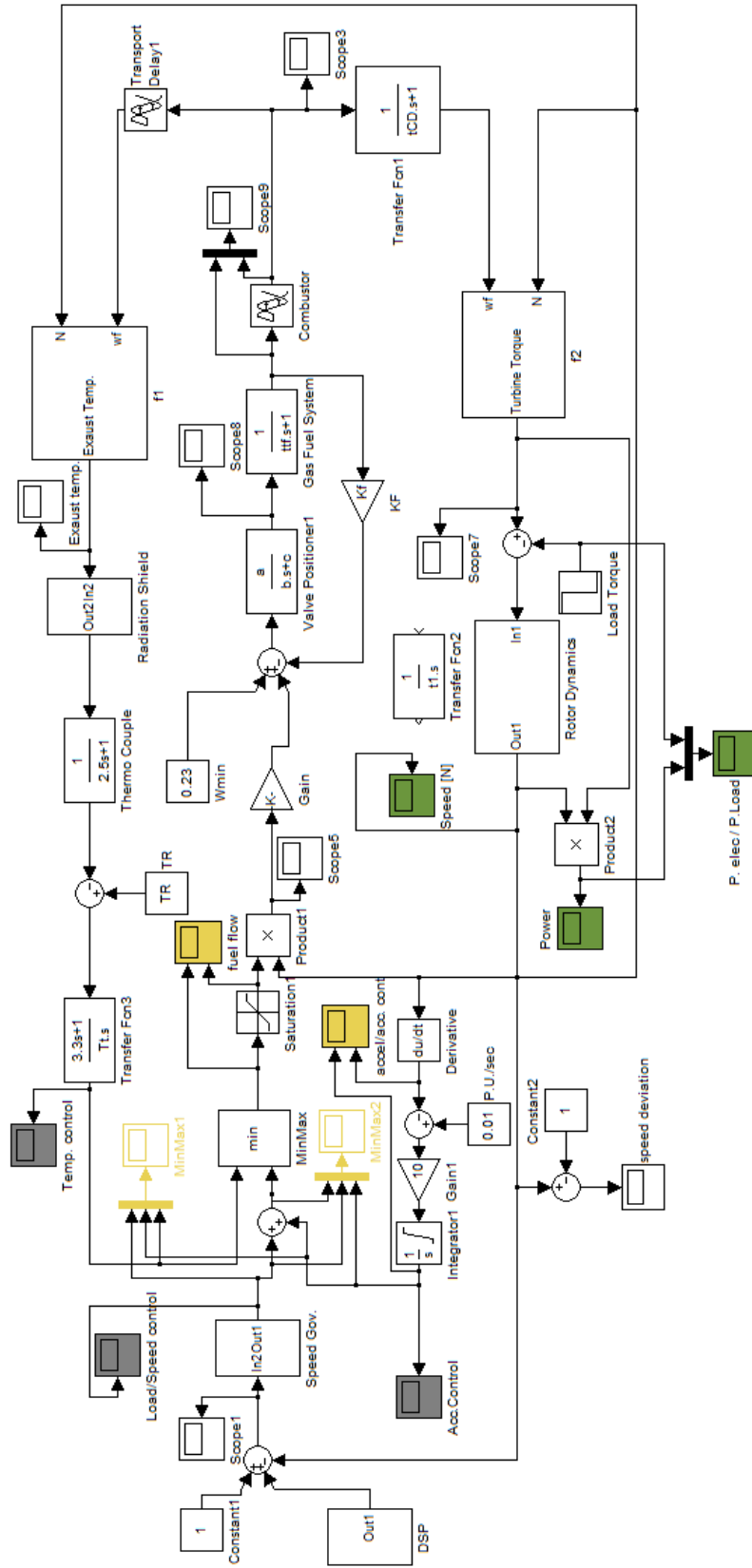


Fig. 2.29: Modelo de *Rotor* Ajustado

2.4 Ensaio ao Modelo

De seguida apresentam-se os resultados das simulações efectuadas. Foram efectuados três testes ao modelo após as alterações. Começou-se por simular o funcionamento sem qualquer binário de carga associado, de seguida observou-se a evolução temporal das grandezas em destaque para um aumento em escalão do binário de carga para o valor nominal e, por final, simula-se uma redução brusca do binário de carga para se observar em pormenor a actuação do controlo de aceleração.

Em todos os ensaios efectuados, o controlo de temperatura encontra-se limitado para se conseguir obter qualidade gráfica. O valor é escolhido por forma a não influenciar o funcionamento do próprio controlo de temperatura. Também foi efectuado um ensaio à actuação do controlo de temperatura.

2.4.1 Funcionamento sem binário de carga

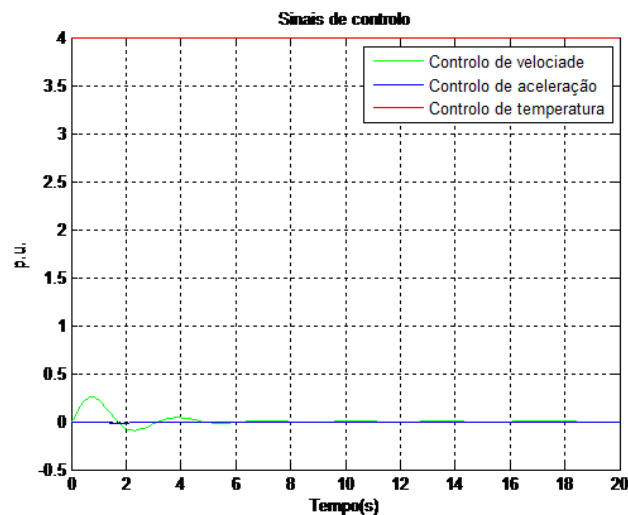


Fig. 2.30: Evolução temporal dos Sinais de controlo - Simulação sem Binário

Como se consegue observar na figura 2.30 e se poderá constatar também nas figuras seguintes, dando um valor inicial à velocidade do rotor faz com que o comportamento do transitório inicial seja bem mais suave levando até ao estabelecimento do regime estacionário num espaço de tempo bastante menor. As oscilações iniciais que se observam em algumas grandezas presumem-se resultar do ajuste inicial da posição da válvula de combustível. Ainda assim, a amplitude de tais oscilações é tão reduzida que estas podem ser ignoradas na análise do comportamento da turbina nos estudos de estabilidade.

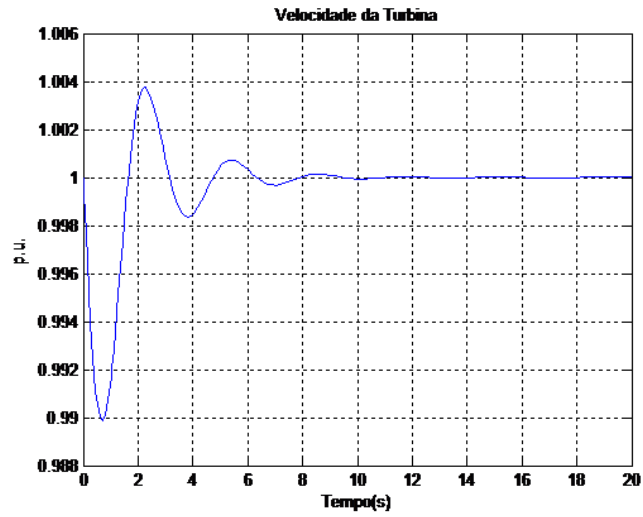


Fig. 2.31: Evolução temporal da velocidade da turbina - Simulação sem Binário

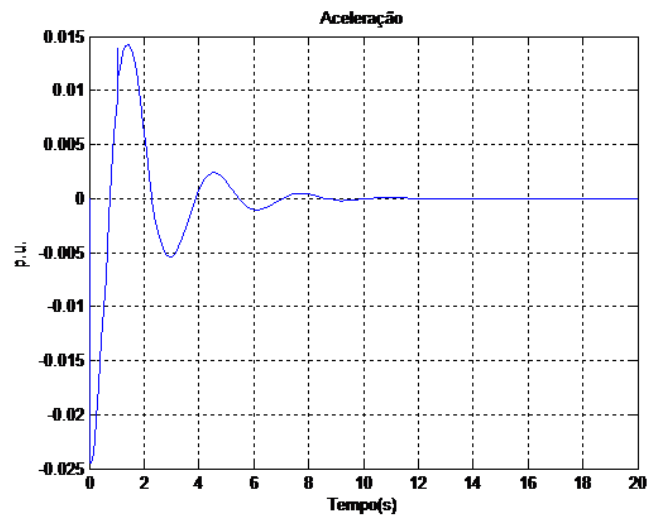


Fig. 2.32: Evolução temporal da aceleração da turbina - Simulação sem Binário

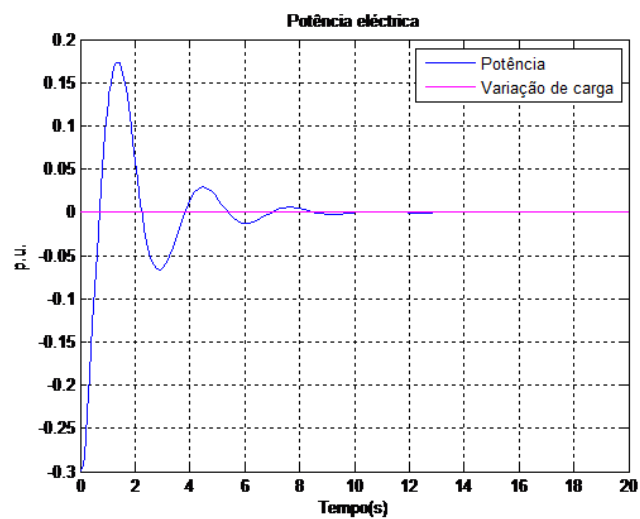


Fig. 2.33: Evolução temporal da Potência Mecânica vs Binário - Simulação sem Binário

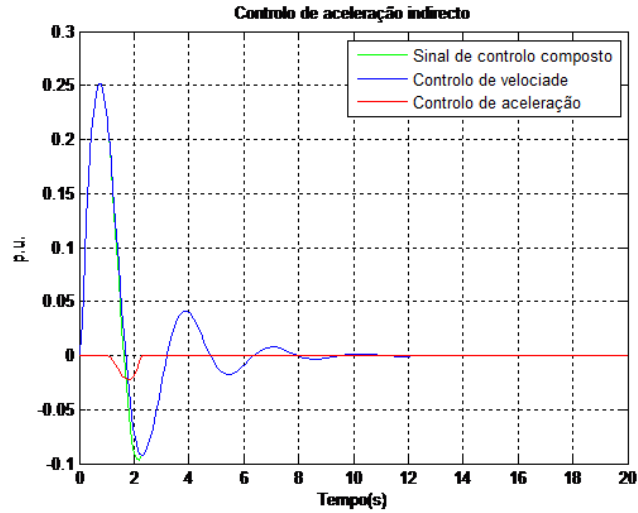


Fig. 2.34: Diferença na evolução temporal entre os controlos de carga-velocidade e aceleração, e o controlo composto, formado pela soma dos 2 anteriores - Simulação sem Binário

Como se consegue verificar na figura 2.34, que representa o sinal de controlo composto, quando o controlo de aceleração está activo o sinal de controlo composto toma um valor mais reduzido do que o controlo de velocidade comprovando a actuação do controlo de aceleração na janela em que é solicitado.

2.4.2 Aumento do binário de carga

Nesta secção expõem-se os resultados para um incremento em escalão do binário de carga até ao seu valor nominal aos 20 segundos e o comportamento do sistema em função dessa perturbação.

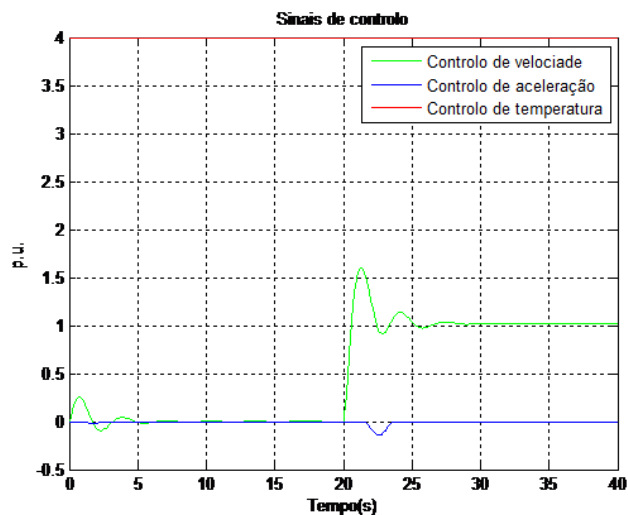


Fig. 2.35: Evolução temporal dos Sinais de controlo - Aumento do Binário

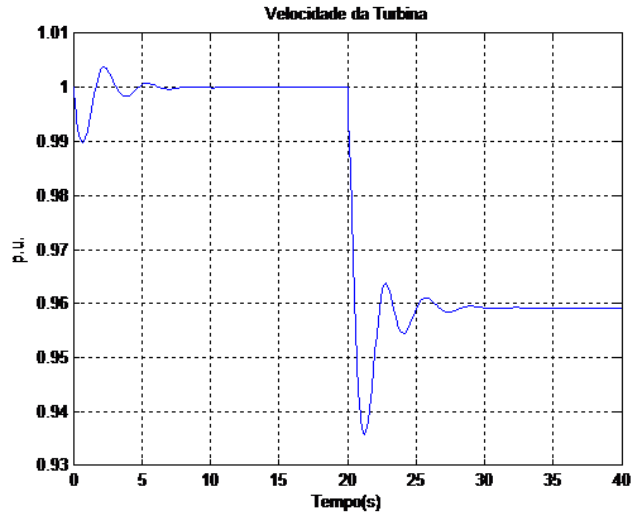


Fig. 2.36: Evolução temporal da velocidade da turbina - Aumento Binário

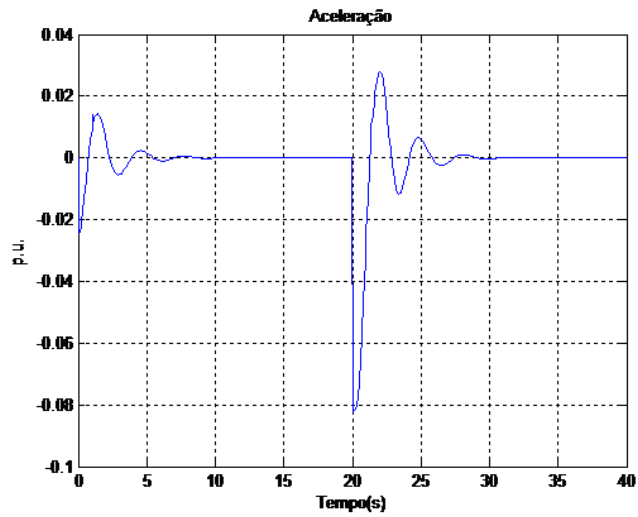


Fig. 2.37: Evolução temporal da aceleração da turbina - Aumento do Binário

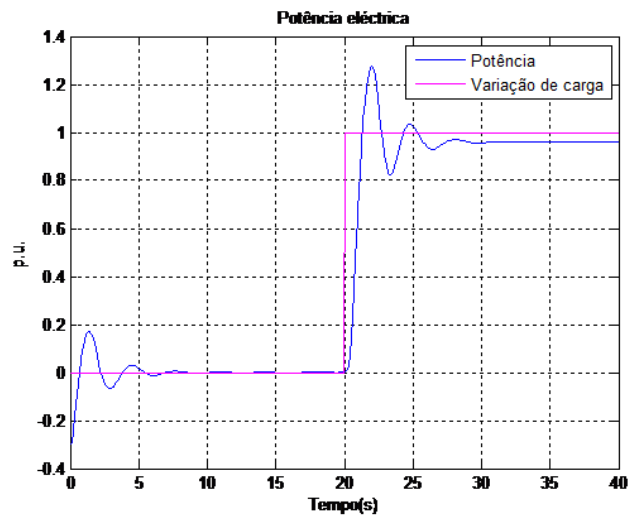


Fig. 2.38: Evolução temporal da Potência Mecânica vs Binário - Aumento do Binário

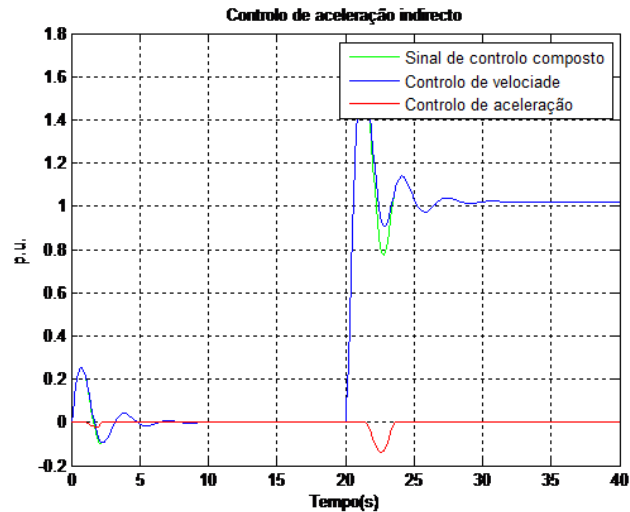


Fig. 2.39: Diferença na evolução temporal entre os controlos de carga-velocidade e aceleração, e o controlo composto, formado pela soma dos 2 anteriores - Aumento do Binário

Como se consegue verificar pelos gráficos, após o transitório causado pela perturbação o sistema evolui para uma nova situação de estabilidade. Consegue-se comprovar que, correctamente, após o aumento do binário de carga, a velocidade da turbina reduz para compensar o aumento de potência mecânica fornecida para satisfazer a necessidade imposta pela carga.

2.4.3 Redução do binário de carga

Nesta secção simula-se uma perda brusca do binário de carga para testar o comportamento do controlo de aceleração. Para tal inicia-se a simulação estando a turbina já a alimentar um binário de carga de 1 p.u. ao qual se faz reduzir aos 20 segundos para os 0.5 p.u.. A simulação demonstra os seguintes resultados.

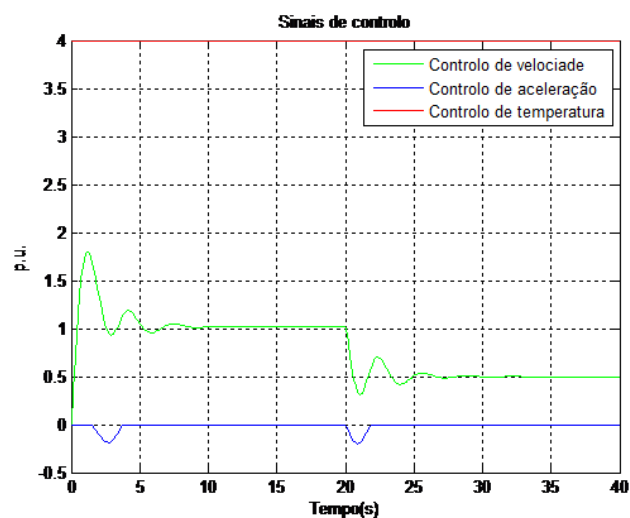


Fig. 2.40: Evolução temporal dos Sinais de controlo - Redução do Binário

Como expectável, após a redução do binário de carga, a velocidade da turbina sofre um aumento que é limitado pelo controlo de aceleração e a potência mecânica tende a reduzir para equilibrar o

fornecimento à nova exigência.

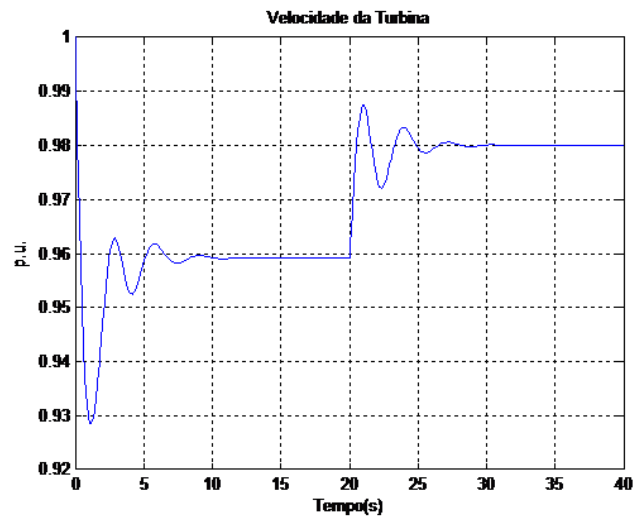


Fig. 2.41: Evolução temporal da velocidade da turbina - Redução Binário

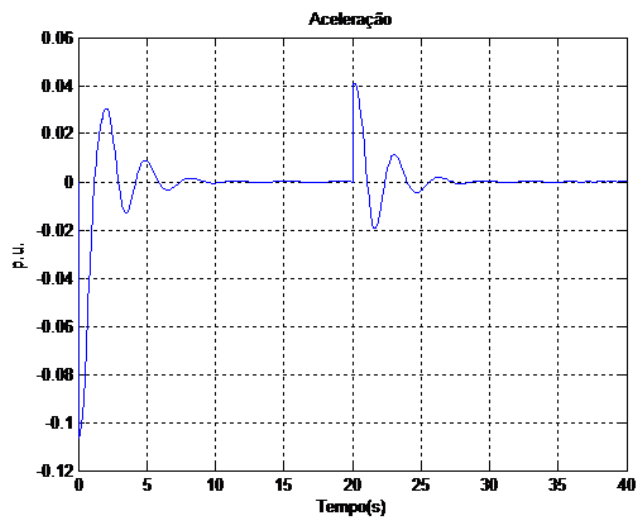


Fig. 2.42: Evolução temporal da aceleração da turbina - Redução do Binário

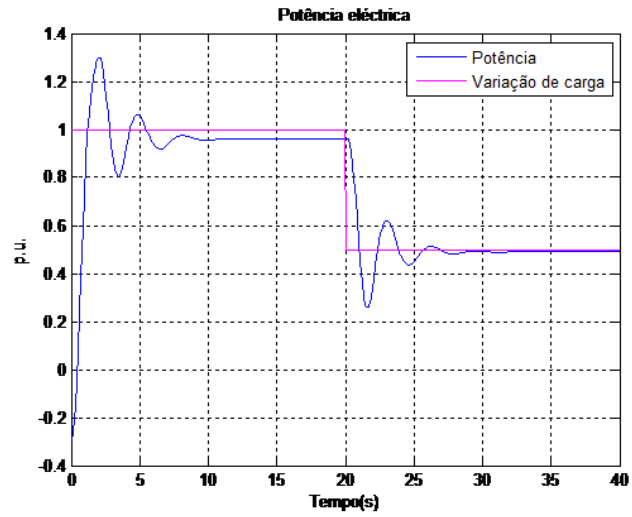


Fig. 2.43: Evolução temporal da Potência Mecânica vs Binário - Redução do Binário

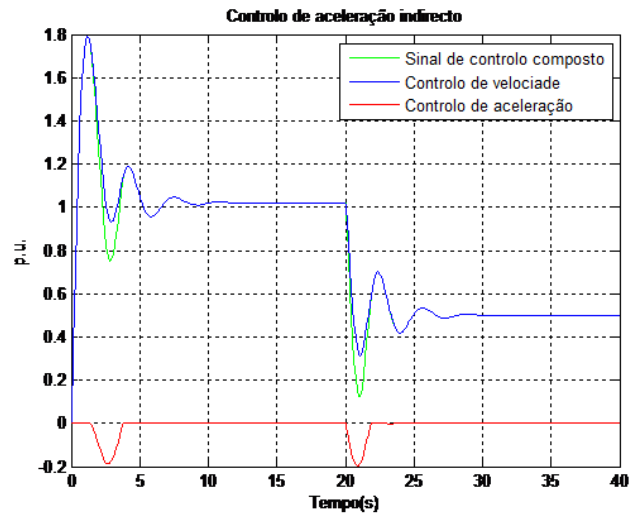


Fig. 2.44: Diferença na evolução temporal entre os controlos de carga-velocidade e aceleração, e o controlo composto, formado pela soma dos 2 interiores - Redução do Binário

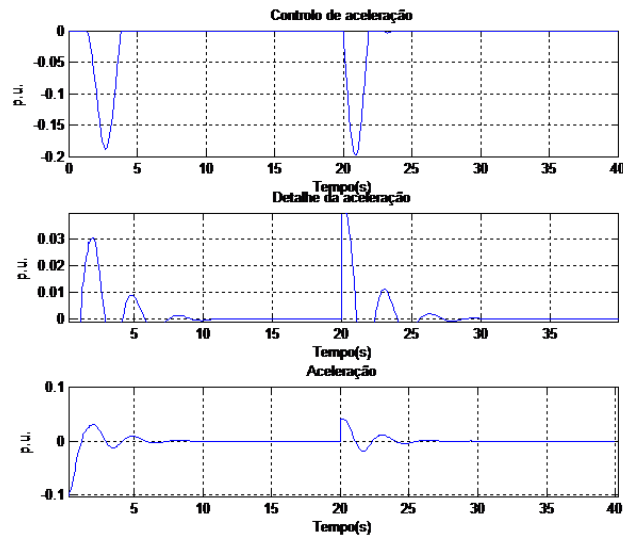


Fig. 2.45: controlo da aceleração vs detalhe da aceleração - Redução do Binário

Os gráficos da figura 2.45 foram adicionados a este teste para mostrar ao detalhe o comportamento do controlo de aceleração: O gráfico do meio corresponde a um zoom efectuado ao gráfico da aceleração (gráfico de baixo) para se poder comprovar que é precisamente no instante em que a aceleração cruza o limite imposto de 0.01 que o controlo de aceleração entra em acção (gráfico de cima).

2.4.4 Actuação do controlo de temperatura

Com os testes efectuados, constatou-se que o controlo de temperatura entra em acção para um valor de binário de carga de 1.07 p.u. Assim para mostrar como a turbina se comporta vai-se simular um aumento de binário de carga até aos 1.2 p.u., aos 20 segundos, depois de estar a funcionar a 1 p.u.. Desta vez apenas serão apresentados os gráficos dos controlos de fluxo da turbina, da velocidade, da potência e da temperatura de escape.

Tal de facto acontece, como será evidenciado nas simulações ao grupo turbina-gerador em que se comparam as potências mecânica e eléctrica. Nesta simulação não se consegue ver essa perda de sincronismo simplesmente porque a janela de observação é demasiado reduzida.

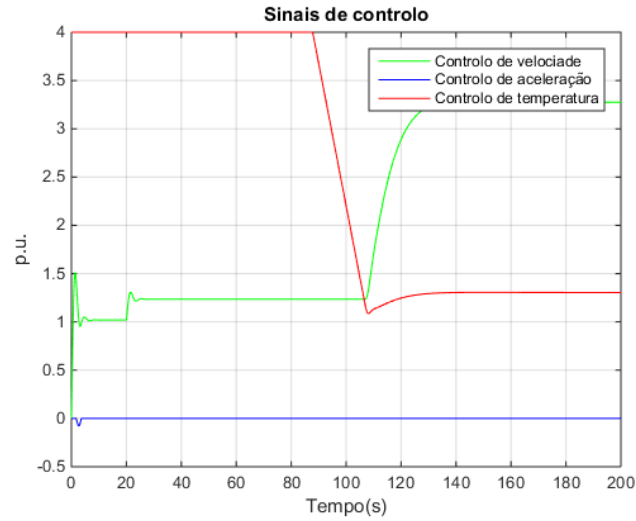


Fig. 2.46: sinais de controlo vs temperatura

Como se pode constatar na figura 2.46, após a perturbação aos 20 segundos, o controlo de temperatura é accionado e, por volta dos 106 segundos, toma o comando da turbina.

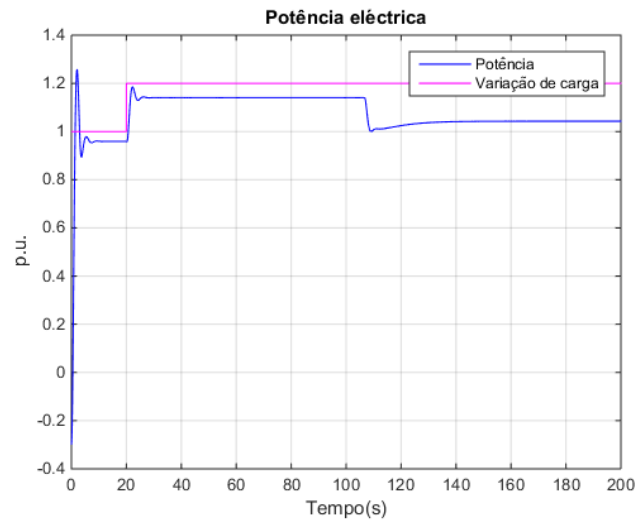


Fig. 2.47: Potência Mecânica vs temperatura

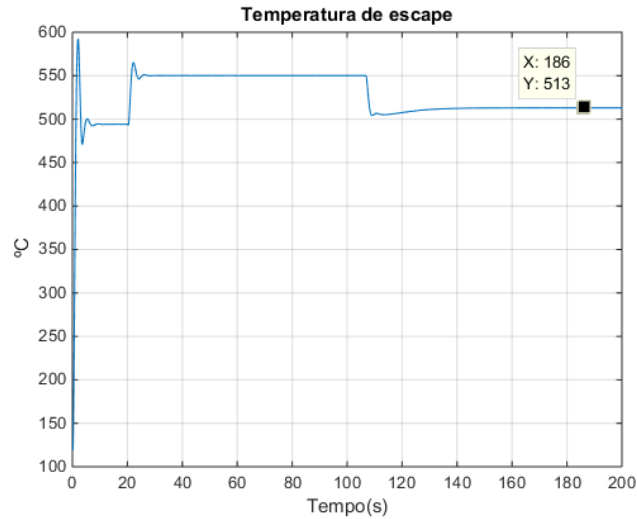


Fig. 2.48: temperatura de escape

Consequentemente o valor da potência da turbina é reduzido assim como a velocidade da mesma, até se atingir o valor da temperatura limite de 513°C. No entanto, pelo valor final bastante baixo que a velocidade da turbina assume, cerca de 0.87 p.u., o natural seria a turbina perder o sincronismo.

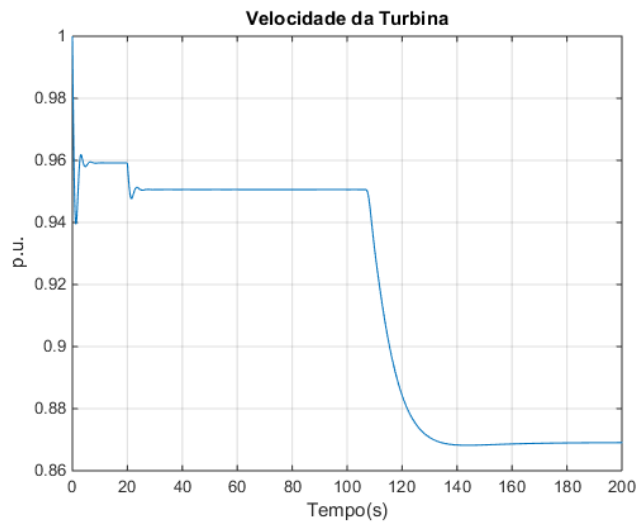


Fig. 2.49: Velocidade da turbina

Os controlos aparentam estar devidamente calibrados e a funcionar conforme se pretende, como os testes aqui o demonstram. Após as alterações efectuadas e os testes executados chega-se à conclusão que o modelo, desta forma, consegue responder com eficácia às exigências expostas no modelo original elaborado por Rowen. Segue-se assim para a integração da turbina com uma máquina síncrona para que se consiga simular o comportamento do grupo.

2.5 Compilação de Resultados

Neste capítulo construiu-se o modelo da turbina no Simulink, e analisou-se o seu comportamento. Verificou-se que o modelo, sem inicialização da velocidade, tem um transitório inicial que leva a

um comportamento anómalo resultante da actuação do controlo de aceleração. Para resolver essa anomalia foi alterado o ganho do controlo de aceleração. Para a inicialização da velocidade, foi dividido o bloco que representa a dinâmica do rotor por dois blocos equivalentes por forma a poder dar um valor inicial ao integrador. Para além dessa alteração, o método associado à selecção da malha de controlo foi alterado. Ao invés de se ter 3 sinais a alimentar o selector da malha de controlo, apenas se alimenta esta com duas malhas, uma referente ao controlo de temperatura e outra que engloba, num sinal apenas, o controlo de aceleração somado ao controlo de carga-velocidade. Estas alterações traduzem-se nas diferenças que estão compiladas na tabela seguinte.

Tab. 2.8: Modelo de Rowen - Modelo Original vs Modelo Alterado

Modelo Original	Observação	Modelo alterado
A turbina está estacionária o que faz com que exista um transitório inicial até a velocidade nominal com duração de aproximadamente 100 Segundos	Transitório inicial	A velocidade é inicializada com o valor nominal o que torna o transitório inicial inexistente. Apenas existe uma oscilação própria do ajuste do modelo a essa condição
O controlo de aceleração não é limitado. Quando não está activo tem uma evolução crescente linear resultante da sua característica integral	Controlo de aceleração	Controlo de aceleração limitado por função anti-windup e majorado a zero. Por essa razão é possível ser somado ao sinal de controlo de velocidade sem alteração do comportamento do modelo
Quando é chamado a intervir, existe uma janela temporal entre a necessidade de actuação e a tomada de controlo efectiva	Tempo de actuação do controlo de aceleração	A actuação do controlo é imediata

Tab. 2.9: Resultados do Modelo alterado da Turbina

	Redução do Binário de Carga	Aumento do Binário de carga	
Varição do binário de carga (p.u.)(ini.-final)	1-0.5	0-1	1-1.2
Velocidade inicial (p.u.)	0.959	1	0.959
Velocidade final (forçada)(p.u)	0.980	0.959	0.950(0.869)
Actuação do controlo de aceleração	Sim	Sim	Não
Temperatura de escape inicial (°C)	494	212	494
Temperatura de escape final(forçada) (°C)	353	490	550(513)
Atuação do controlo de temperatura	Não	Não	Sim
Potência mecânica inicial (p.u.)	0.959	0	0.959
Potência mecânica final (p.u.)	0.490	0.959.	1.140(1.043)

3

Capítulo 3: Grupo Turbina-Gerador

Conteúdos

3.1	Parâmetros do gerador	56
3.2	Inicialização da máquina	57
3.3	Simulações	58
3.4	Compilação de resultados	66

Uma vez construído e analisado o comportamento do modelo da turbina, procura-se agora compreender o comportamento do grupo turbina-gerador, para o estudo em causa. Para tal utiliza-se um bloco existente no simulink/MATLAB que representa o modelo simplificado em p.u. de uma máquina síncrona. Existem vários modelos nessa biblioteca que modelam um gerador, mas escolhe-se o mencionado, por conveniência dos valores disponíveis e pela sua facilidade de implementação sem comprometer a fiabilidade do estudo. O bloco utilizado é apresentado de seguida observando-se que tem como inputs, a potência mecânica em p.u. (ou opcionalmente a velocidade angular do rotor em rad/s) e a f.e.m (E) do gerador e, como outputs, tem um vector, m , com a informação sobre as tensões terminais e as correntes das três fases do estator da máquina bem como a velocidade e o ângulo do rotor, a potência eléctrica e as tensões internas. Tem também 3 portos para efectuar as devidas ligações eléctricas à máquina síncrona.

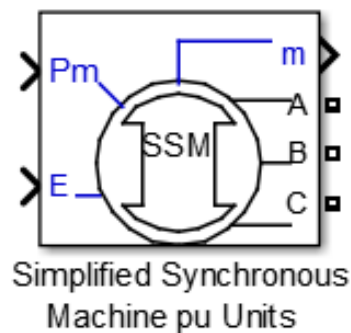


Fig. 3.1: Representação em Simulink do modelo simplificado de uma máquina síncrona

3.1 Parâmetros do gerador

Como já foi mencionado, os parâmetros da turbina utilizada neste estudo correspondem ao modelo 5001M caracterizado pelos seguintes valores: velocidade nominal n_r , de 5100 rotações por minuto *r.p.m.* (que correspondem a $534,0707505 \text{ rad/s}$ (ω_r)), 18.2 MW de potência activa P_n , 513 °C de temperatura nominal de escape TR, binário Γ de 3.484 kg.M , uma constante de inércia J de 1.037 kg.M^2 e uma constante de tempo do rotor τ_1 de 16.2 segundos.[8] É com esses parâmetros que se atribuem os valores necessários para a caracterização do gerador utilizado no estudo. Esses valores são a Potência nominal S_n , a tensão entre fases nominal V_n , a frequência f , a inércia H , o factor de amortecimento K_dM , o número de par de polos n_{pp} e a impedância interna Z_n .

3.1.1 Potência nominal, tensão nominal entre fases e frequência

Para este estudo considera-se um factor de potência $\cos\phi$ de 0.8 o que faz com que a potência nominal do gerador seja de:

$$S_n = \frac{P_n}{0.8} = \frac{18.2\text{MW}}{0.8} = 22.75\text{MW} \quad (3.1)$$

Para V_n estipula-se um valor de 13.8 KV, e f é de 50 Hz.

3.1.2 Inércia, factor de amortecimento e número de par de polos

A inércia é calculada em função dos valores da constante de inércia, da velocidade angular nominal e da potência nominal segundo a seguinte fórmula:

$$H = \frac{J\omega_0^2}{2S_n} \quad (3.2)$$

Assim, obtém-se para a inércia o valor de 6.5 segundos.

O factor de amortecimento é calculado segundo a seguinte fórmula:

$$K_d M = 4\zeta \sqrt{\omega_s H \frac{P_{max}}{2}} \quad (3.3)$$

O valor do factor de amortecimento é ajustado para que se obtenha um rácio de amortecimento ζ de 0.3. ω_s corresponde à frequência eléctrica angular com um valor de 314 rad/s, e P_{max} à potência máxima que é calculada em função da tensão terminal V_t , da f.e.m., que se obtém após a inicialização da máquina, e da reactância síncrona X_s .

$$P_{max} = \frac{V_t E}{X_s} [p.u.] \quad (3.4)$$

O número de par de polos é dado pela expressão:

$$n_{pp} = \frac{60f}{n_r} = \frac{60 \times 50}{3000} = 1par \quad (3.5)$$

Isto porque se considera que o gerador está a rodar a uma velocidade de 3000 r.p.m que corresponde aos 50 Hz da rede. Assim, tendo em conta que a turbina está a girar a uma velocidade bastante superior, de 5100 r.p.m, a interligação entre ambos terá de ser feita através de uma engrenagem de redução de velocidade.

3.1.3 Impedância interna

Para o cálculo da impedância interna recorrem-se aos valores da potência nominal e da Tensão nominal.

$$Z_n = \frac{V_n^2}{S_n} = \frac{13.8KW^2}{22.75MVA} = 8.37\Omega \quad (3.6)$$

Para os valores em p.u., assume-se que a resistência do gerador corresponde a 2% do valor da impedância ($R=0.02Z_n$) e a reactância síncrona 20% do valor da impedância ($X_s=0.2Z_n$). Assim, a máquina pode ser inicializada com os valores calculados anteriormente. Com a inicialização consegue-se obter o valor da f.e.m, que permite calcular a potência máxima (P_{max}) para finalmente se obter o factor de amortecimento e ter a máquina pronta para os testes.

3.2 Inicialização da máquina

A inicialização da máquina é feita através de um bloco chamado powergui que é utilizado quando se introduzem determinados elementos/blocos de electricidade no Simulink. Tal inicialização permite

obter os valores iniciais das correntes e tensões no estator, bem como as estimativas das potências activa e reactiva, assim como do binário e da potência mecânica do sistema antes da perturbação, para que o gerador seja calibrado para esse regime de funcionamento. Para os testes efectuados, assume-se uma situação em que a máquina está a fornecer uma potência correspondente a 0.8 p.u. da potência nominal. Para tal, os valores que se obtêm para as grandezas do gerador são as seguintes:

```

Machine:      Simplified Synchronous Machine pu Units
Nominal:     22.75 MVA   13.8 kV rms
Bus Type:    Swing bus
Uan phase:   0.00°
Uab:         13800 Vrms [1 pu] 30.00°
Ubc:         13800 Vrms [1 pu] -90.00°
Uca:         13800 Vrms [1 pu] 150.00°
Ia:          761.43 Arms [0.8 pu] 0.00°
Ib:          761.43 Arms [0.8 pu] -120.00°
Ic:          761.43 Arms [0.8 pu] 120.00°
P:           1.82e+07 W   [0.8 pu]
Q:           0 Vars     [0 pu]
Pmec:        1.8491e+07 W [0.8128 pu]
Torque:      NaN N.m   [NaN pu]
E:           pu

```

Fig. 3.2: Dados da máquina síncrona após inicialização

A inicialização atribui também um valor à força electromotriz, E , de 1.02852 p.u. e, com esse valor, obtém-se, para uma tensão terminal V_t de 1 p.u., um valor para P_{max} de 5.1426 p.u.

$$P_{max} = \frac{V_t E}{X_s} = \frac{1 \times 1.02852}{0.2} = 5.1426 p.u. \quad (3.7)$$

Assim, tendo o valor de todas as variáveis necessárias para o cálculo do factor de amortecimento, obtém-se para $K_d M$ um valor de 85.58.

$$K_d M = 4\zeta \sqrt{\omega_s H \frac{P_{max}}{2}} = 0.3 \times 4 \sqrt{2\pi 50 \times 5.1426 \frac{6.5}{2}} = 85.58 \quad (3.8)$$

3.3 Simulações

Uma vez ligada a turbina a uma máquina síncrona e uma vez inicializada esta última, procede-se à realização de simulações para observação do comportamento do grupo.

3.3.1 Curto Circuito

Nesta simulação liga-se a máquina a uma rede que sofrerá uma perda de carga. A carga inicial é composta por uma potência de 18.2 MW. Em paralelo, desligada da rede e com finalidade simular a anulação de carga resultante de um curto circuito, está uma carga com Potência de 0.01 W (o Simulink não permite que o valor seja nulo). Aos 20 segundos, por actuação dos Relés (Three-Phase breakers) é trocada a carga que alimenta o gerador e observa-se o comportamento do grupo. De seguida apresenta-se o esquema da montagem bem como as evoluções temporais das grandezas de interesse. Nesta situação, é o binário resultante da rede equivalente que influencia a simulação. Tal binário calcula-se dividindo a potência eléctrica fornecida pela máquina pela velocidade do rotor, que de seguida é fornecido como input à turbina para que faça parte da modelação da mesma.

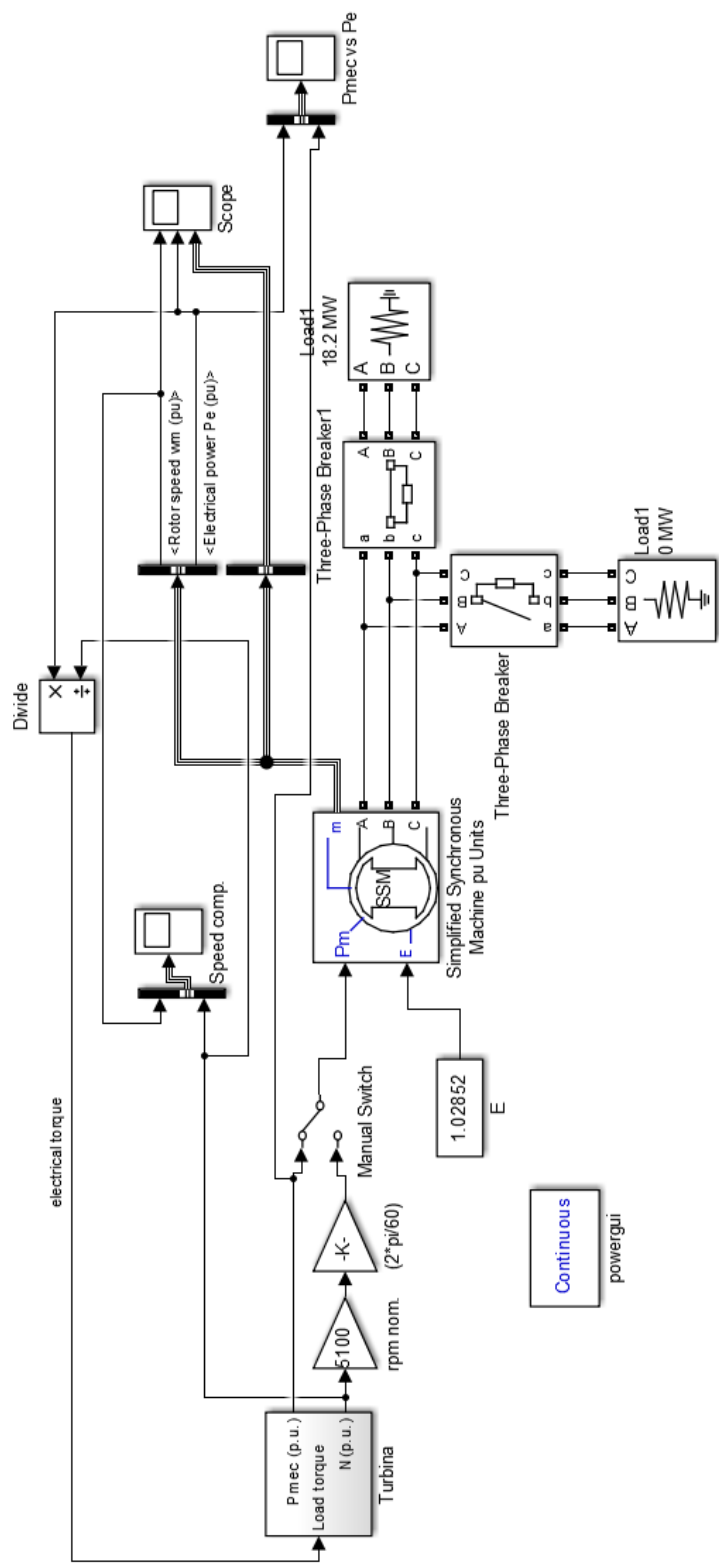


Fig. 3.3: Grupo turbina-gerador ligado a rede (Simulação de Curto Circuito)

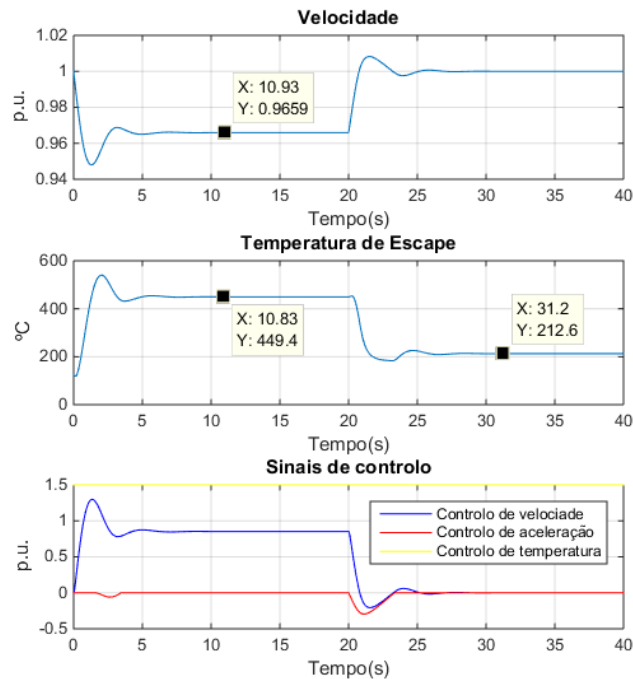


Fig. 3.4: Variação de velocidade, Temperatura e sinais de controlo, para anulação de carga

Quando o sistema experiencia uma redução brusca de carga, como por exemplo, num curto circuito em que a potência eléctrica se anula, a velocidade aumenta como consequência da turbina perder o binário resistivo aplicado pela carga. Tal consegue ser verificado nas figuras acima em que se confirma o aumento de velocidade aquando da redução da carga bem como a actuação do controlo de aceleração que, entre os 20 e 24 segundos, se manifesta para limitar a aceleração e manter a alteração de velocidade dentro de controlo. Uma vez que a potência eléctrica se anula, a turbina fica a funcionar em vazio. Tal pode ser confirmado pela velocidade final, observando que esta se estabiliza no valor de 1 p.u..

No que toca à geração de energia verifica-se que a anulação da potência eléctrica origina a esperada reacção da turbina para levar a potência mecânica a corresponder à demanda de carga, que nesta fase passa a ser nula aos terminais da máquina. Assim, passados 8 segundos da perturbação a potência mecânica volta a igualar a potência eléctrica. Como se pode constatar, evolução da potência mecânica faz uma ligeira incursão pelos valores negativos. Depois de alguma análise aferiu-se que tal comportamento resulta da política de controlo adaptada ao modelo, em que o controlo de aceleração não é directamente aplicado ao selector de sinal mínimo, sendo aplicado de forma indirecta depois de somado ao controlo de carga velocidade, como explicado no subcapítulo "Alterações ao modelo/Controlo de aceleração". Uma solução que leva à manifestação imediata do controlo de aceleração quando accionado, mas que agora se apercebe que origina este comportamento. Para lidar com este inconveniente, uma possível solução é aumentar a inércia do sistema para que este tenha uma evolução mais suave. Pode-se aumentar o rigor de travagem actuando no limitador de aceleração, diminuindo o valor para o qual o controlo de aceleração actua. Outra solução passa por actuar nos

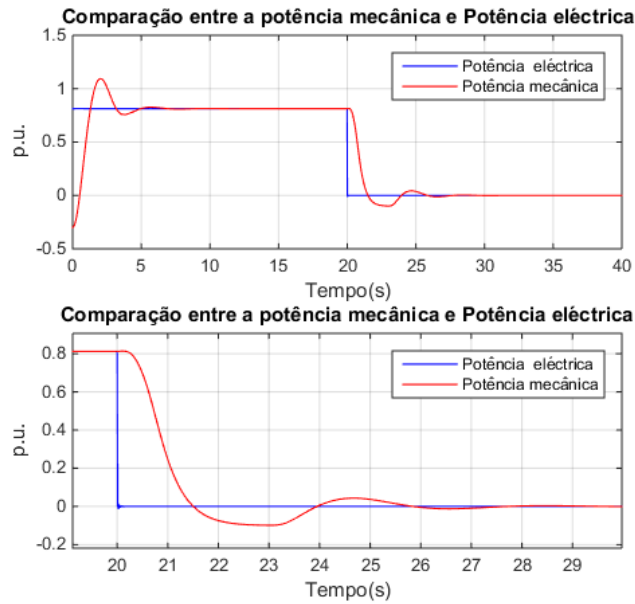


Fig. 3.5: I.Comparação entre a potência eléctrica e a mecânica. II.Detalhe do transitório após perturbação

controladores das malhas para tornar a resposta sobre-amortecida.

3.3.2 Aumento de carga: Actuação do controlo de temperatura

Nesta simulação, aumenta-se o valor da carga aplicada ao grupo turbina-gerador para forçar a actuação do controlo de temperatura. Serão efectuadas duas simulações, uma que mostra a actuação do controlo de temperatura numa situação em que o grupo aguenta a variação de carga (aumento para os 23.7 MW) e outra, aonde a variação de carga (aumento para os 24 MW) é tal que, o grupo perde o sincronismo. O controlo de temperatura é influenciado pela severidade da variação de carga aplicada. Assim, quanto menor for o esforço exigido à máquina para funcionar acima do seu valor de temperatura limite, maior será o tempo que este leva a actuar. Tal comportamento deve-se à componente integral do controlador. Para evitar essa situação, aplica-se ao controlador uma limitação anti-windup. A figura seguinte apresenta o modelo do esquema utilizado.

A perturbação é efectuada ao segundo 40 e o controlador, por ter incorporado uma limitação anti-windup, responde imediatamente à perturbação fazendo descer o sinal de controlo de temperatura para o mínimo dos sinais de controlo para que este assuma o comando da turbina. As figuras seguintes expõem a evolução temporal das grandezas de maior relevo.

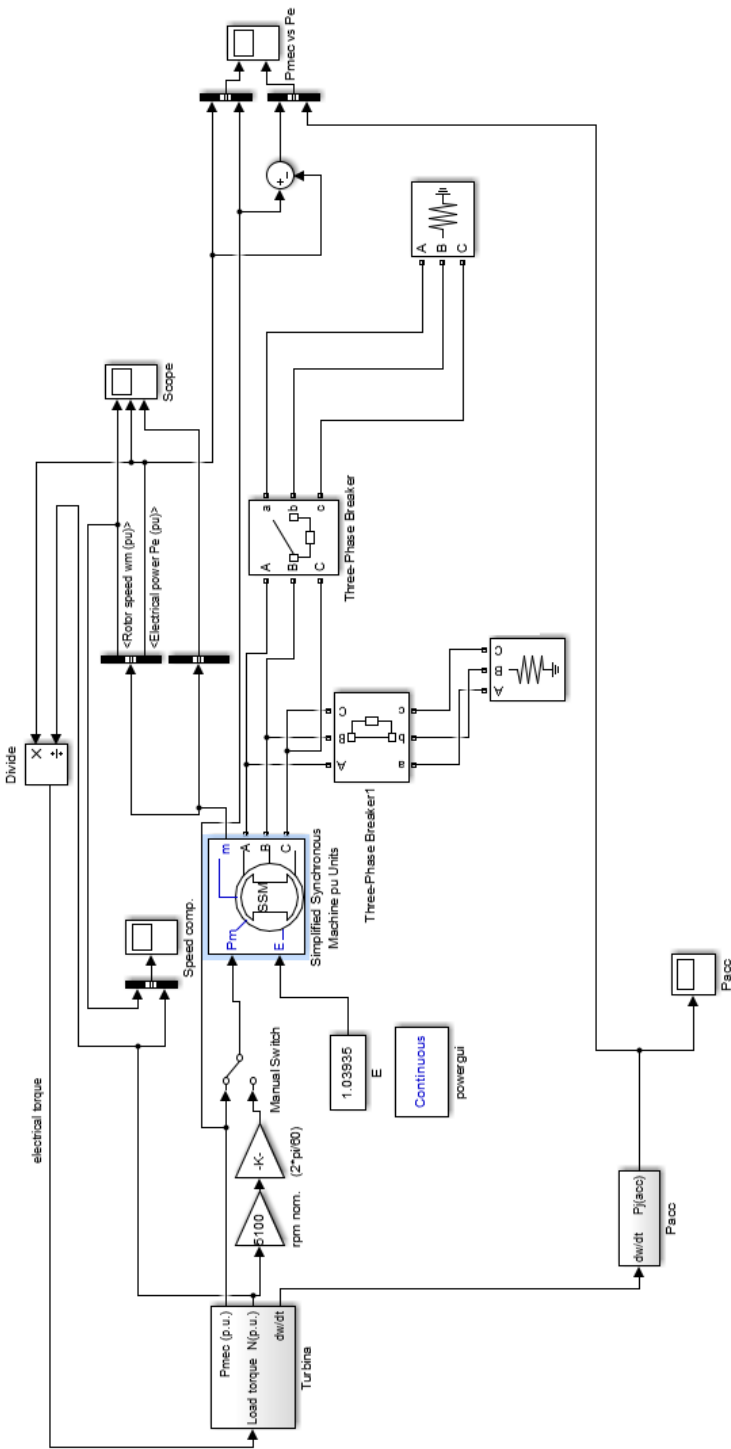


Fig. 3.6: Grupo turbina-gerador ligado a rede (Actuação do cont. de temperatura)

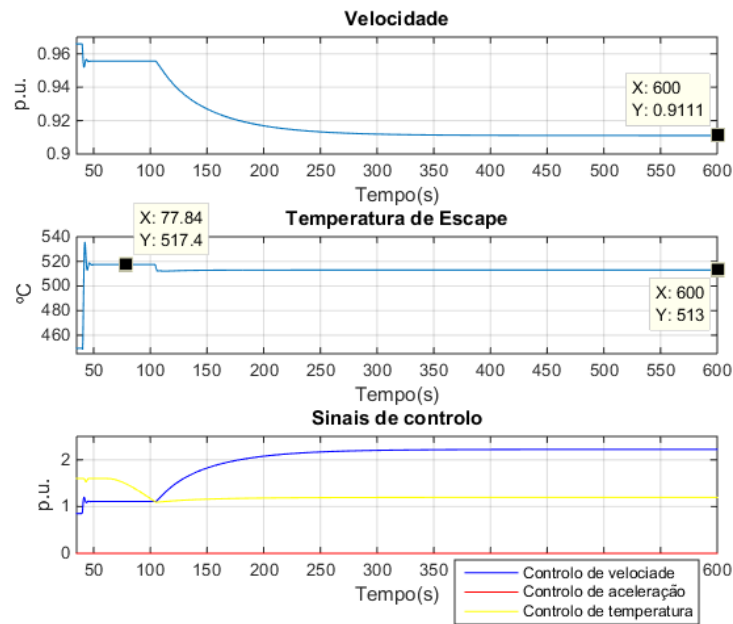


Fig. 3.7: Variação de velocidade, Temperatura e sinais de controle, para aumento de carga e actuação do controlo de temperatura

Nesta figura consegue-se observar o comportamento dos sinais de controlo, nomeadamente do controlo de temperatura em que o sinal começa a reduzir aos 40 segundos, tomando o controlo da máquina pouco depois dos 100 segundos. Nos gráficos da velocidade e da temperatura de escape, consegue-se constatar a redução da velocidade resultante da compensação feita pela potência girante face ao aumento de carga exigido pela rede e o consequente aumento da temperatura dos perto dos 450 °C, para um valor acima da temperatura limite, que é de 513 °C. Quando o controlo de temperatura assume o comando da máquina, faz reduzir a velocidade de rotação do veio para que o consumo de combustível reduza, reduzindo a potência produzida levando a que a temperatura regresse aos valores normais, mantendo a turbina o funcionamento condicionado pela temperatura de escape. A velocidade estabiliza nos 0.9111 p.u. como se consegue comprovar.

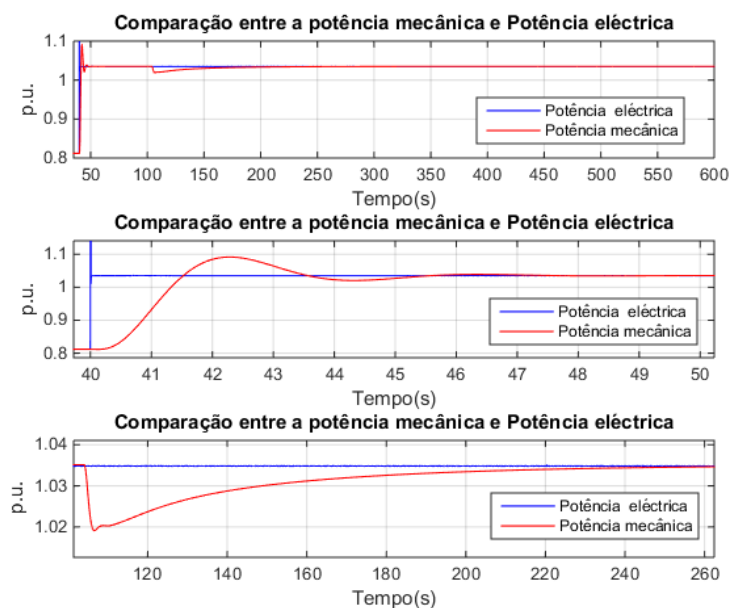


Fig. 3.8: I.Comparação entre a potência eléctrica e a mecânica. II.Detalhe do transitório após perturbação. III. Detalhe da actuação do controlo de temperatura

No que toca às potências eléctrica e mecânica, consegue-se comprovar que assim que a primeira aumenta (eléctrica), a segunda (mecânica) responde por forma a satisfazer a nova demanda solicitada. Mas, uma vez que o controlo de temperatura é accionado, assim que este toma o comando da turbina, perto dos 100 segundos, a redução da velocidade causada pela necessidade de trazer a temperatura de escape ao valor nominal limite, faz com que a potência mecânica também se reduza momentaneamente. Contudo, uma vez que o controlador tem uma componente integral, a sua actuação faz com que a potência mecânica retorne gradualmente ao valor da potência eléctrica, demorando, no entanto, cerca de 150 segundos para o fazer. Essa compensação é feita à custa da redução de velocidade.

3.3.3 Aumento de carga: Actuação do controlo de temperatura com perda de sincronismo

Nesta secção solicita-se à turbina uma correspondência a um aumento de carga tal (24 MW), que esta deixa de conseguir manter o equilíbrio, perdendo o sincronismo.

Como se consegue constatar pelas figuras, os processos realizados pelo modelo para fazer face à nova demanda de carga são idênticos aos da secção anterior. No entanto, como o valor é demasiado elevado para a que a turbina consiga manter o equilíbrio, consegue-se constatar que perto do segundo 550, a velocidade cai a pique, assim como o valor da temperatura de escape. Um indício de que o modelo não iria conseguir manter o equilíbrio de funcionamento é o valor baixo para qual a velocidade do veio tende para a satisfazer a nova demanda, sendo este já próximo dos 0.8 p.u..

Relativamente à comparação das potências consegue-se observar que a partir do instante em que o controlo de temperatura assume o comando da turbina, a potência mecânica desce, como resultado da redução de velocidade, para um valor que potencia a redução da temperatura de escape. No entanto,

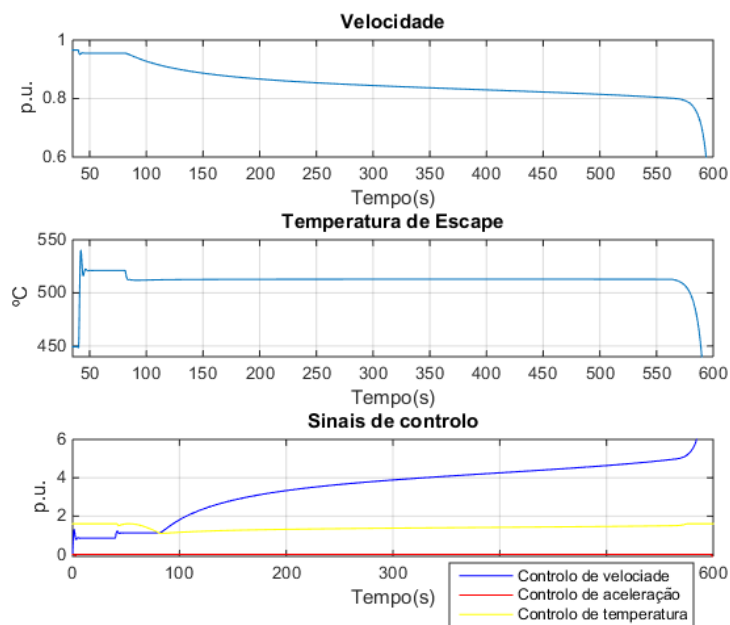


Fig. 3.9: Variação de velocidade, Temperatura e sinais de controlo, para aumento de carga e actuação do controlo de temperatura com perda de sincronismo

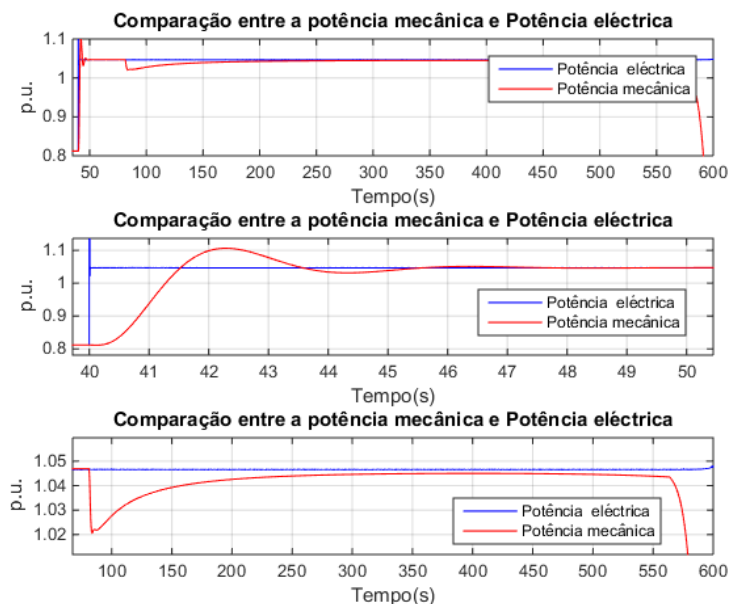


Fig. 3.10: I. Comparação entre a potência eléctrica e a mecânica. II. Detalhe do transitório após perturbação. III. Detalhe da actuação do controlo de temperatura

a potência mecânica já não consegue voltar a igualar, através da actuação da componente integral do controlador de temperatura, o valor da potência eléctrica, acabando por se "afundar" quando o modelo perde o equilíbrio. Efectua-se de seguida uma compilação da informação útil observada

3.4 Compilação de resultados

Neste capítulo foi efectuado o estudo do modelo da turbina interligado com um gerador. Começou-se por calcular os parâmetros do gerador e inicializa-lo, assumindo que numa situação pré perturbação, este estava a fornecer à rede uma potência activa correspondente a 0.8 p.u.. De seguida efectuam-se as simulações, começando pela análise ao comportamento durante um curto circuito, em que a potência de carga se anula, e posteriormente se observou o comportamento da mesma quando um aumento de carga obriga à actuação do controlo de temperatura (Actuação do controlo de aceleração sem perda de sincronismo (ACASPS)). Aí observámos que, a partir de 24 MW, o grupo perde o sincronismo (Actuação do controlo de aceleração com perda de sincronismo (ACACPS)).

Tab. 3.1: Compilação dos resultados das simulações do Grupo turbina-gerador

	Curto circuito	ACASPS	ACACPS.
Varição da Potência na rede (MW)(ini.-final)	18.2-0.01	18.2-23.7	18.2-24
Velocidade inicial (r.p.m.)	2898	2898	2898
Velocidade final (forçada)(r.p.m.)	3000	2867(2733)	2865(2400*)
Actuação do controlo de aceleração	Sim	Não	Não**
Temperatura de escape inicial (°C)	449	449	449
Temperatura de escape final(forçada)(°C)	212	517(513)	521(512*)
Atuação do controlo de temperatura	Não	Sim	Sim
Potência mecânica inicial (MW)	18.2	18.2	18.2
Potência mecânica final (forçada)(MW)	0	23.5(23.2)	23.8(23.2*)

*Este valor não se mantém constante. Vai escorregando até perder o sincronismo.

**O controlo de aceleração manifesta-se quando a máquina perde o sincronismo, mas não quando se aumenta a carga;

Ao observar a simulação do curto circuito, confere-se a actuação do controlo de aceleração logo no segundo 20, instante em que se dá a perturbação. A velocidade passa das 2898 r.p.m. para as 3000 r.p.m, resultado da perda do binário de carga. A temperatura de escape reduz dos 449°C para os 212°C. Quando se simula o aumento de carga, verifica-se que a velocidade reduz, como previsto e que a temperatura de escape aumenta, para os 517°C sem haver perda de sincronismo e para os 521°C quando a máquina perde o sincronismo. Como se observa, quando há perda de sincronismo a velocidade reduz bastante, tendendo para as 2400 r.p.m., perdendo entretanto a estabilidade por volta do segundo 575.

Com a tabela anterior, juntamente com os gráficos observados, consegue-se validar a funcionalidade do conjunto turbina gerador, interligados por uma engrenagem de redução de velocidade. Demonstra-se que os componentes que modelam uma turbina a gás segundo o *modelo de Rowen*, nomeadamente no cálculo do fluxo de combustível, do binário de carga e da temperatura de escape, bem como na actuação as malhas de controlo de aceleração, controlo de temperatura e controlo de

carga velocidade, o fazem com o rigor pretendido para os estudos de estabilidade transitória.

4

Capítulo 4: Conclusão

Nesta dissertação efectuou-se um estudo abrangente sobre as turbinas a gás para a geração eléctrica com o objectivo de criar um modelo que permitisse estudar o comportamento desta perante determinado tipo de perturbações e permitisse compreender como os vários parâmetros que a compõem a influenciam e ao seu comportamento. A finalidade desta elaboração é viabilizar os testes de implementação de turbinas a gás numa rede de energia eléctrica de forma simples e sem os custos de implementação associados e também efectuar testes sobre o funcionamento das mesmas quando confrontadas com determinado tipo de contingências.

Começou-se com uma introdução histórica sobre a sua evolução, passando pelos vários componentes que a caracterizam. Seguidamente observaram-se vários modelos que simulam a turbina a gás para diferentes finalidades e procurou-se encontrar o que melhor a representava para o estudo da estabilidade transitória. Optou-se por escolher o modelo de Rowen por ser o modelo que cumpria os requisitos necessários ao estudo em causa e, ao mesmo tempo, ser o mais fácil de implementar, permitindo uma compreensão mais intuitiva das alterações efectuadas e das suas consequências.

Ao implementar o modelo de Rowen em simulink/MATLAB, várias dificuldades se apresentaram que atrasaram a conclusão do mesmo. Dificuldades essas que foram contornadas com alterações nos blocos que constituem o controlo de aceleração e no bloco que constitui a dinâmica do rotor. Para aperfeiçoar o controlo da turbina, alterações foram feitas também à sua política de controlo. Alterou-se o bloco selector de sinal de controlo para receber dois ao invés de 3 sinais de controlo. Assim, o selector recebe o sinal do controlo de temperatura e um sinal composto que resulta da soma do controlo de velocidade com o controlo de aceleração. Esta alteração aprimorou a actuação do controlo de aceleração pois tornou-a instantânea, uma característica que não se verificava no modelo original.

Uma vez construída a turbina e estudado o seu comportamento de forma isolada observando a actuação das malhas de controlo bem como a evolução temporal de grandezas como a aceleração, a velocidade do eixo da turbina e da potência mecânica, procede-se à acoplação dessa turbina a um gerador para que se consiga estudar e compreender o funcionamento do grupo. O bloco gerador é escolhido de entre as várias opções disponibilizadas na biblioteca do simulink, em conformidade com a necessidade do projecto e com a facilidade de integração no mesmo. A máquina é posteriormente inicializada com valores que a tornam compatível com o modelo da turbina em uso e conectada a uma rede aonde se assumem alguns valores; nomeadamente a tensão nominal e os valores da carga que dela fazem parte. A inicialização é feita preenchendo alguns dos parâmetros afectos ao bloco da máquina síncrona e complementada com a utilização do bloco powergui que é um bloco usado em estudos de análise de circuitos e que dá acesso a uma interface gráfica e que permite a inicialização de grandezas como as correntes e tensões bem como variáveis de estado para que se consiga iniciar a simulação num determinado ponto de regime estacionário.

Após inicializada a máquina e depois de definida a topologia da rede é efectuado um estudo do comportamento do grupo turbina-gerador para duas situações distintas, em que o grupo é ligado a uma rede com uma determinada topologia de carga que a dada altura se altera, podendo aumentar ou diminuir. Neste caso, a perturbação imposta pelo binário de carga é gerida pela própria rede e pela alteração à sua topologia. Assim, o binário de carga é calculado através da razão entre a potência

elétrica e da velocidade angular do rotor e alimentado como input à turbina para que ela reaja a essa variação.

Para a redução de carga simulou-se um curto circuito em que, a dada altura, a potência requisitada pela rede aos terminais do gerador se anula. Ao serem analisadas as evoluções dos sinais de interesse, observou-se que a velocidade aumenta devido à perda do binário resistente aplicado pela carga, estabilizando no valor nominal, significando que está a funcionar em vazio. O controlo de aceleração entra em acção para impedir que essa variação de velocidade seja feita com uma aceleração que danifique os componentes da máquina. Uma vez que a potência eléctrica se anula, a temperatura tende a baixar pois, uma vez que o binário deixa de se manifestar, a quantidade de combustível queimado para manter a máquina a girar é bastante menor. A potência mecânica tende a anular-se também. Toma momentaneamente valores negativos devido à inércia ser baixa, que faz com que a sobrelevação verificada na velocidade, se manifeste também na potência mecânica. Alterando nas constantes que regem dos controladores, pode-se minimizar ou até eliminar esse comportamento, fazendo com que a evolução passe para uma resposta sobre-amortecida.

Para o aumento de carga simularam-se duas situações para análise do comportamento dos limites do controlo de aceleração. No primeiro caso, analisou-se o comportamento do grupo, quando o controlo de aceleração assume o comando da turbina sem que o sincronismo se perca. Como se verificou, a velocidade ressentiu-se desse aumento de carga, sendo que essa redução evidencia a transferência da energia cinética do gerador para a rede, como resultado do aumento do binário de carga. Esse aumento faz com que a exigência a nível de combustível aumente, aumentando conseqüentemente a temperatura. Uma vez que esta ultrapassa o valor limite, o controlo de aceleração assume o comando da turbina, fazendo com que a potência mecânica e a velocidade reduzam para um valor que seja compatível com a temperatura limite do escape, independentemente da solicitação da carga. Normalizada a temperatura, e devido ao facto de esta malha tem uma componente integral, o controlo faz igualar novamente a potência mecânica à eléctrica, compensando esse aumento de potência com uma nova redução de velocidade.

Na situação em que a solicitação de carga é tão grande que o grupo não consegue manter o sincronismo, consegue-se averiguar que, apesar de o controlado aplicar a limitação da temperatura, a velocidade já não consegue estabilizar num valor constante, indo escorregando até que o sincronismo se perca. Isto porque a variação de velocidade necessária para trazer a potência mecânica de volta a valores que permitam satisfazer a necessidade eléctrica através da actuação da componente integral do controlo de temperatura, já é tão grande que faz com que esta caia para fora dos valores que garantam o sincronismo. Essa incapacidade de estabilizar num valor fixo, é depois propagada à potência mecânica que também não consegue estabilizar o seu valor, nem voltar a igualá-lo à potência eléctrica.

Assim, após a construção da turbina segundo o modelo de Rowen, após o estudo e a afinação das malhas de controlo dessa mesma turbina, nomeadamente no ajuste da malha de aceleração e na alteração da política da escolha do sinal de controlo, e após a interligação dessa turbina a um gerador e a uma rede com diferentes tipos de topologia, consegue-se concluir que se obteve uma representação fiável do grupo turbina-gerador que permite um estudo, fidedigno e simples, da estabilidade para

determinado tipo de implementações. Sejam elas; a alteração da topologia e da carga de uma rede de forma permanente, a alteração momentânea dessa topologia devido a um corte ou curto circuito, o estudo de implementação de um novo grupo turbina gerador ou alteração das variáveis que regem o modelo da turbina e a sua política de controlo.

Como recomendações futuras de estudos a efectuar no âmbito deste trabalho, sugere-se o estudo do grupo turbina-gerador ligado a uma rede infinita. Para esta situação, independentemente da potência mecânica fornecida pela turbina e conseqüentemente debitada pelo gerador, a velocidade não deve sofrer alterações, algo que acontece nesta dissertação de mestrado pois as simulações foram efectuadas num sistema em ilha. Para o grupo ligado a uma rede infinita, o que altera, em função da necessidade de potência a ser fornecida, é o ângulo de potência entre a força electromotriz e a tensão da rede ligada ao gerador. Neste trabalho tentou-se evidenciar essa situação, mas sem sucesso. Ligou-se o grupo turbina gerador a um equivalente de rede infinita (fonte de tensão ideal trifásica) para que esta impusesse a tensão e a frequência. No entanto, como a alteração ao binário de carga (potência eléctrica), que resulta na conseqüente alteração da potência mecânica, é feita no modelo da turbina, e sendo, neste modelo, a potência mecânica dependente directa da velocidade do rotor, não se conseguiu comprovar essa evidência. Isto porque a imposição de velocidade é feita pelo gerador e, neste trabalho, o foco foi dado ao modelo da turbina.

Bibliografia

- [1] aerostudents.com, "Gas turbines summary." <http://www.aerostudents.com/courses/gas-turbines/gasTurbinesFullVersion.pdf>, Novembro 2016.
- [2] enertwin.com, "Recuperator flowchart." <https://www.enertwin.com/enertwin-en/the-micro-turbine-technology>, Dezembro 2017.
- [3] romulus.sdsu.edu, "Engineering thermodynamics: Problems and solutions, chapter-8." <http://romulus.sdsu.edu/testcenterdev/testhome/Test/problems/images/ch08/intercool.gif>, Dezembro 2017.
- [4] researchgate.net, "Combined-cicle-plant." https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-a-conventional-combined-cycle-power-plant-which-utilizes-a-gas-turbine-to_fig2_303892328, Dezembro 2017.
- [5] R. J. Hunt, "The history of the industrial gas turbine (part 1 the first fifty years 1940-1990)," *idgtE*, 2011.
- [6] I. E. P. Centeno and C. Domingo, "Review of gas turbine models for power system stability studies," *Endesa Generation*, 2002.
- [7] G. S. e. K. M. H. Piroska AILER, Imre SÁNTA, "Nonlinear model-building of a low-power gas turbine," *Periodica Polytechnica*, 2001.
- [8] W. I. Rowen, "Simplified mathematical representations of heavy-duty gas turbines," *Journal of Engeneering for Power*, 1983.
- [9] J. V. M. Soon Kiat Yee and F. M. Hughes, "Overview and comparative analysis of gas turbine models for system stability studies," *IEE Transactions on Power Systems*, vol. 23, 2008.
- [10] J. C. Mantzaris and M. E. Karystianos, "Comparison of gas turbine and combined cycle models for system stability studies," *MedPower Conference*, 2008.
- [11] H. E. M. A. Shalan and M. A. M. Hassan, "Comparative study on modelling of gas turbines in combined cycle power plants," *International Midle East Power Systems Conference*, 2010.
- [12] G. B. L.M. Hajagos, "Utility experience with gas turbine testing and modeling," *IEE, Power Engeneering Society Winter Meeting*, 2001.