



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**CONTROLE E OTIMIZAÇÃO DE PLANTA DE MICRO-COGERAÇÃO A
GÁS NATURAL PARA A PRODUÇÃO DE GESSO**

**TESE SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO PARA
OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**

JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA

Recife, Fevereiro de 2012

Catálogo na fonte
Bibliotecário Vimário Carvalho da Silva, CRB-4 / 1204

C837c Costa, José Ângelo Peixoto da.
Controle e otimização de planta de micro-cogeração a gás natural para a produção de gesso. / José Ângelo Peixoto da Costa. - Recife: O Autor, 2012.
xxii, 147 folhas, il., gráfs., tabs., color.

Orientadora: Prof^a. Ana Rosa Mendes Primo.

Co-orientador: Prof^o Jorge Henriquez Decartes Guerreiro.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.

Inclui Referências, anexos, listas de figuras, de nomenclaturas, de tabelas e de abreviaturas.

1. Engenharia Mecânica. 2. Cogeração. 3. Termoeconomia. 4. Polo Gesseiro. 5. Araripe (PE). I. Primo, Ana Rosa Mendes (orientador). II. Guerreiro, Jorge Henriquez Decartes. III. Título.

621 CDD (22. ed.)

UFPE
BCTG/2013-330

“CONTROLE E OTIMIZAÇÃO DE UMA PLANTA DE MICRO-COGERAÇÃO A GÁS NATURAL”

JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof^a Dr^a ANA ROSA MENDES PRIMO
ORIENTADORA/PRESIDENTE

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO
CO-ORIENTADOR

Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof^a Dr^a ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE)

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)

Prof. Dr. JOÃO PEREIRA DE BRITO FILHO (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. ALCIDES CODECEIRA NETO (UPE)

Prof. Dr. JOSÉ ROBERTO SIMÕES MOREIRA (USP)

**CONTROLE E OTIMIZAÇÃO DE PLANTA DE MICRO-COGERAÇÃO A
GÁS NATURAL PARA A PRODUÇÃO DE GESSO**

ORIENTADORA: ANA ROSA MENDES PRIMO

CO ORIENTADOR: JORGE HENRIQUEZ DECARTES GUERREIRO

DEDICATÓRIA

Ao meu filho Gabriel que junto com esta tese cresceu e me dá muitas alegrias. Te amo filho!

“A medida máxima de um homem não é feita a partir de onde ele se firma em momentos de conforto e conveniência, mas sim a partir de onde ele se firma em tempos de desafios e adversidades” (Martin Luther King, Jr.)

“Fiz o melhor que pude na corrida, cheguei até o fim, conservei a fé.” 2 Timóteo 4:7

AGRADECIMENTOS

Aos meus familiares que sempre me apoiaram e com muito esforço entenderam as ausências ao longo destes cinco anos.

À professora Ana Rosa minha orientadora, que compartilhou comigo os momentos decisivos, que sempre me incentivou e acreditou neste trabalho.

Ao professor Jorge Henríquez meu co-orientador, que me acompanhou durante o meu desenvolvimento como aluno, bem como pelos conselhos dados ao longo deste trabalho.

Ao professor Charamba pela amizade e ao apoio financeiro que investiu na turbina a gás .

Aos colegas de doutorado Jacek pelas dicas na operação do laboratório e a Álvaro pelas ajudas na simulação térmica.

À Amanda, pelo amor, carinho e compreensão demonstrados nestes anos tão difíceis de nossas vidas. Te amo!

À Deus, pelo seu amor inexplicável e incondicional a uma criatura tão falha como eu.

RESUMO

Neste trabalho foi estudado um sistema de micro-cogeração a gás natural para utilização no pólo gesso de Araripe, Pernambuco, Brasil. Para análise de desempenho do sistema foi utilizada uma planta de micro-cogeração do Laboratório COGENCASA do departamento de engenharia mecânica da UFPE. Na análise testou-se o sistema para potências da turbina a gás de 10 , 15 , 20 e 23kW em conjunto com um recuperador de calor. Com estes resultados experimentais modelou-se a turbina a gás por meio da identificação do sistema, gerando um modelo dinâmico do equipamento. Para o recuperador de calor utilizou-se a modelagem fenomenológica aplicada à função de transferência para gerar o modelo dinâmico do recuperador. Foram feitos testes de carga nos modelos, aplicados a um controlador preditivo (MPC), onde se procedeu ao projeto, análise de parâmetros e estabilidade do controlador. De posse destes resultados foram feitas análises energéticas e exergéticas da planta aplicada a um estudo de caso envolvendo uma fábrica calcinadora de gesso da região. O estudo mostra que a viabilidade do sistema está atrelada ao preço do gás natural praticado para a região do Araripe. A introdução de técnicas modernas de controle e análise termoeconômica traria uma redução de consumo de energia de 23% em relação aos sistemas tradicionais, o que, aliado aos benefícios ambientais, torna a cogeração um sistema atrativo para o polo gesso de Araripe.

Palavras-chave: *Cogeração, Controle Preditivo, Polo Gesso de Araripe, Termoeconomia.*

ABSTRACT

This work products a study of a natural gas cogeneration system to be used at the Polo Plaster of Araripe, Pernambuco, Brazil. To analyze the performance of the cogeneration system, the microcogeneration plant of the laboratory COGENCASA at UFPE was used. The system was tested for gas turbine powers of 10, 15, 20 and 23 kW in conjunction with the heat recovery exchanger. Together with the experimental results, the gas turbine was simulated through the identification of the system, generating a dynamic model of the equipment. For the regenerative heat exchanger the phenomenological modeling was applied to the transfer function to generate the dynamic model of the heat exchanger. Load tests were carried out to the models, applied to a predictive controller (MPC), where the design, analysis of parameters and stability of the controller was conducted. With these results, energetic and exergetic analysis of the plant applied to a case study involving a gypsum factory of the region was carried out. The study showed that the feasibility of the system is close tied to the price of natural gas charged to the Araripe region. The evaluation showed that the introduction of modern control techniques, allied to a thermoeconomic analysis would bring a reduction of the energy of about 23%, compared to traditional systems. This results, coupled to environmental benefits, showed that cogeneration system are attractive to gypsum factories from Araripe.

Key Words: Cogeneration, predictive control, Polo Plaster of Araripe, Thermoeconomy.

NOMENCLATURA

Letras do alfabeto Latino

$\hat{C}_{D,k}$	Custo da exergia destruída [R\$/h]
Cp_{ar}	Calor específico do ar [kJ/kgK]
Cp_{gases}	Calor específico dos gases [kJ/kgK]
Cv_{ag}	Calor específico a volume constante da água [kJ/kgK]
Cp_{se}	Calor específico a pressão constante da serpentina de cobre [kJ/kgK]
\hat{C}_k	Taxa de custo exergético [R\$/h]
c_k	Custo unitário [R\$/kW.h]
DTML	Diferença de temperatura média logarítmica
e_{fk}	Exergia específica de fluxo [kJ/kg]
\bar{e}^{qui}	Exergia química [kJ/kg]
\bar{e}_k	Exergia química padrão [kJ/kg]
\dot{E}_d	Taxa de destruição da exergia [kW]
\dot{E}^{PH}	Taxa de exergia física [kW]
\dot{E}^{CH}	Taxa de exergia química [kW]
F	Exergia do insumo [kW]
f_k	Fator termoeconômico [%]
h_1	Entalpia específica de entrada do compressor [kJ/kg]
h_2	Entalpia específica de saída do compressor [kJ/kg]
h_3	Entalpia específica de entrada da câmara de combustão [kJ/kg]
h_4	Entalpia específica de entrada da turbina [kJ/kg]
h_5	Entalpia específica de saída da turbina [kJ/kg]

h_6	Entalpia específica de saída do regenerador [kJ/kg]
I_i	Taxa de irreversibilidade no equipamento [kW]
M	Massa molecular [kg/kmol]
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de gás natural da turbina [kg/s]
\dot{m}_{gases}	Vazão mássica dos gases de combustão da turbina [kg/s]
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar da turbina [kg/s]
$\dot{m}_{gipsita}$	Vazão mássica de gipsita [kg/s]
\dot{m}_{gesso}	Vazão mássica de gesso [kg/s]
\dot{m}_{ar_f}	Vazão mássica de ar do forno de calcinação [kg/s]
\dot{m}_{comb_f}	Vazão mássica de gás natural do forno [kg/s]
\dot{m}_{Ccorr}	Consumo de combustível corrigido para as condições ISO[kg/s]
\dot{m}_{gases_f}	Vazão mássica dos gases de combustão do forno [kg/s]
$\dot{m}(t)_{ag}$	Vazão mássica de água [kg/s]
m	Massa da serpentina [kg]
P	Pressão atmosférica local [kPa]
P	Exergia do produto [kW]
PCI	PCI do combustível empregado pelo fabricante [kJ/kg]
PCI_{proj}	PCI do combustível no projeto[kJ/kg]
P_{ent}	Pressão de entrada do ar da turbina [kPa]
R	Constante universal dos gases [J/mol.K]
r_k	Diferença relativa de custo [%]
r_i	Taxa de irreversibilidade [%]
RT	Razão de pressão da turbina [-]
RC	Razão de pressão do compressor [-]
s_1	Entropia específica de entrada do compressor [kJ/kgK]
s_2	Entropia específica de saída do compressor [kJ/kgK]
s_3	Entropia específica de entrada da câmara de combustão [kJ/kgK]
s_4	Entropia específica de entrada da turbina [kJ/kgK]
s_5	Entropia específica de saída da turbina [kJ/kgK]
s_6	Entropia específica de saída do regenerador [kJ/kgK]

T	Temperatura ambiente local [K]
T_1	Temperatura de entrada do compressor [K]
T_2	Temperatura de saída do compressor [K]
T_3	Temperatura de entrada da câmara de combustão [K]
T_4	Temperatura de entrada da turbina [K]
T_5	Temperatura de saída da turbina [K]
T_6	Temperatura de saída do regenerador [K]
T_{ar}	Temperatura do ar de entrada da turbina [K]
$T(t)_{ags}$	Temperatura de saída da água [°C]
T_{age}	Temperatura de entrada da água [°C]
$T(t)_{gs}$	Temperatura de saída dos gases de combustão [°C]
T_{ge}	Temperatura de entrada dos gases de combustão [°C]
$T(t)_{ags}$	Temperatura de saída da água [°C]
T_{age}	Temperatura de entrada da água [°C]
$T(t)_{gs}$	Temperatura de saída dos gases de combustão [°C]
T_{ge}	Temperatura de entrada dos gases de combustão [°C]
\bar{T}	Temperatura de entrada dos gases de combustão no estado estacionário [°C]
UA	Coeficiente de global de transferência de calor vezes a área de troca [W/K]
V_{ag}	Volume de água dentro do recuperador de calor [m ³]
\dot{W}_{comp}	Potência do compressor [kW]
\dot{W}_{corr}	Potência Elétrica corrigida para as condições ISO[kW]
\dot{W}_{tg}	Potência da turbina [kW]
\dot{Z}	Custo de aquisição, manutenção e operação [R\$/h]

Letras do alfabeto Grego

φ	Razão ar/combustível [-]
ε	Efetividade do regenerador de calor [-]
ε_k	Eficiência exergética [%]
ρ_{ar}	Massa específica do ar [kg/m ³]
ρ_{comb}	Massa específica do gás natural [kg/m ³]
ρ_{gases}	Massa específica dos gases de combustão [kg/m ³]
ρ_{gesso}	Massa específica do ar [kg/m ³]
ρ_{ag}	Massa específica da água [kg/m ³]
ρ_{se}	Massa específica da serpentina [kg/m ³]
η_{reg}	Rendimento do regenerador de calor [%]
η_{comp}	Rendimento do compressor [%]
η_{tg}	Rendimento da turbina [%]
η_{cc}	Rendimento da câmara de combustão [%]
η_{ger}	Rendimento do gerador da microturbina [%]
η_{ciclo}	Rendimento do ciclo [%]
ΔP_{cc}	Perda de carga na câmara de combustão [Pa]
ΔP_{reg}	Perda de carga no regenerador [Pa]

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1. 1 - Jazida de gipsita do Araripe.(Fonte: Sindugesso).....</i>	<i>2</i>
<i>Figura 1. 2 – Localização do Pólo Gesseiro do Araripe.(Fonte:Portal Trindade).....</i>	<i>3</i>
<i>Figura 1. 3 - Gipsita estratificada do Araripe ao chegar a uma calcinadora.</i>	<i>4</i>
<i>Figura 1. 4 - Gipsita triturada, conhecida como gesso agrícola.</i>	<i>4</i>
<i>Figura 1. 5 - Britagem e transporte de gipsita até o forno de calcinação(empresa AMGesso).</i>	<i>5</i>
<i>Figura 1. 6 - Calcinadoras de Gesso INGENOR.....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 1. 7 - Processo de produção do gesso.(Fonte:Peres, Benachour & Santos, 2001)</i>	<i>7</i>
<i>Figura 1. 8 - Gesso.</i>	<i>7</i>
<i>Figura 1. 9 - Produção de gesso versus demanda de lenha. (Fonte: Secretaria de Ciência, Tecnologia e Meio Ambiente ,2007).....</i>	<i>8</i>
<i>Figura 1. 10 - Lenha utilizada para alimentar as fornalhas de calcinação.</i>	<i>9</i>
<i>Figura 1. 11 - Venda de gás natural por segmento de mercado.Fonte: Brasil Energia.....</i>	<i>10</i>
<i>Figura 1. 12 - Malha de dutos da América do Sul. (Fonte: www.transpetro.com.br, acessado em 21/07/2008).....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 1. 13 - Malha de gás natural do Nordeste . (Fonte: www.transpetro.com.br, acessado em 21/07/2008).....</i>	<i>12</i>
<i>Figura 1. 14 - Gasoduto Nordestão II. (Fonte: www.transpetro.com.br, acessado em 21/07/2008)</i>	<i>13</i>
<i>Figura 1. 15 - Projeto de Interiorização do gás natural em Pernambuco.(Fonte : www.copergas.com.br).....</i>	<i>13</i>
<i>Figura 2. 1 - Problema CGAM (Valero et al., 1994).</i>	<i>17</i>
<i>Figura 2. 2 - Estudo de caso de sistema de micro-cogeração.(Hwang, 2004).</i>	<i>19</i>
<i>Figura 2. 3 - Integração microturbina, chiller e caldeira de recuperação.(Bruno et al., 2005)</i>	<i>20</i>
<i>Figura 2. 4 - Diagrama esquemático do sistema de microtrigeração.(Deng et al., 2008).....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 2. 5 - Estrutura básica de controlador preditivo MPC.</i>	<i>24</i>
<i>Figura 2. 6 - Controlador utilizado para controle simultâneo do set point do ar e do combustível (Havlena & Findejs, 2005).....</i>	<i>26</i>

<i>Figura 2. 7 - Exemplo de rede de trocadores de calor.(González et al., 2006)</i>	28
<i>Figura 2. 8 - Representação esquemática do reator de batelada com aquecimento e resfriamento (Nagy et al., 2007).</i>	28
<i>Figura 2. 9 - Fracionador de óleo pesado Shell.(Wojsznis et al., 2007)</i>	29
<i>Figura 2. 10 - Diagrama esquemático do sistema de compressão.(Freitas et al., 2008)</i>	30
<i>Figura 2. 11 - Sinal de saída (pressão do vaso) para os controladores PI e MPC.(Freitas et al., 2008)</i>	30
<i>Figura 3. 1 - Vista frontal do laboratório COGENCASA.</i>	32
<i>Figura 3. 2 - Esquema do sistema de microcogeração do laboratório COGENCASA.</i>	33
<i>Figura 3. 3 - Vista geral do laboratório e detalhes da microturbina e do gerador.</i>	34
<i>Figura 3. 4 - Da direita para esquerda: Turbina, recuperador de calor e acumulador térmico.</i> 34	
<i>Figura 3. 5 - Chiller de absorção e acumulador térmico de frio</i>	34
<i>Figura 3. 6 - Grupo gerador trocador de calor.</i>	35
<i>Figura 3. 7 - Componentes básicos de uma microturbina.</i>	36
<i>Figura 3. 8 - Vista lateral da microturbina e seus componentes.</i>	36
<i>Figura 3. 9 - Componentes do sistema de uma microturbina.(www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)</i>	37
<i>Figura 3. 10 - Componentes mecânicos rotativos. (www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)</i>	38
<i>Figura 3. 11 - Componentes da microturbina. (www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)</i>	38
<i>Figura 3. 12 - Instalação de cogeração com 25 turbinas de 30kW (Harbec Plastics Inc, New York – EUA).</i>	39
<i>Figura 3. 13 - Comparação de emissões de NOx. (www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)</i>	40
<i>Figura 3. 14 - Aproveitamento energético da microturbina. (www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)</i>	40
<i>Figura 3. 15 - Eficiência ISO da micro-turbina.(Fonte: Capstone)</i>	41
<i>Figura 3. 16 - Vista geral do recuperador de calor.</i>	42

<i>Figura 3. 17 - Detalhe do CLP Expert (dir.) e atuador elétrico do damper.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 3. 18 - Tanque acumulador térmico.</i>	<i>44</i>
<i>Figura 3. 19 - Esquema mostrando as entradas e saídas do acumulador térmico.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 3. 20 - Quadro elétrico geral do COGENCASA.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 3. 21 - Barramento de potência e controles eletromecânicos.</i>	<i>47</i>
<i>Figura 3. 22 - IHM do medidor de parâmetros elétricos.</i>	<i>47</i>
<i>Figura 3. 23 - TC (Transformador de Corrente) do medidor de parâmetros elétricos.</i>	<i>48</i>
<i>Figura 3. 24 - Válvula três vias de controle de carga do show-room/câmara.</i>	<i>48</i>
<i>Figura 3. 25 - Válvula três vias para controle de carga da câmara.....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 3. 26 - IHM e Quadro do CLP do supervisório.....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 3. 27 - Tela circuito quente do supervisório.....</i>	<i>50</i>
<i>Figura 3. 28 - Tela circuito frio do supervisório.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 3. 29 - Tela câmaras frias do supervisório.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 3. 30 - Tela de registros do supervisório.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 3. 31 - Tela do software CRMS da microturbina.</i>	<i>53</i>
<i>Figura 4. 1 - Modelo de turbina a gás com regenerador. (Fonte:Moran & Shapiro, 2009).....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 4. 2 - Volume de controle para o recuperador de calor.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 4. 3 – Implementação no EES.</i>	<i>63</i>
<i>Figura 4. 4 - Relação do processo com as variáveis manipuladas, de distúrbio e controladas... </i>	<i>64</i>
<i>Figura 4. 5 - Problemas abordados neste trabalho: análise , identificação e controle.</i>	<i>65</i>
<i>Figura 4. 6 - Curva de reação ao sinal degrau típica de processos de primeira ordem.Fonte:(Camacho & Bordons, 2007).....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 4. 7– Balanço de energia do recuperador.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 4. 8– Modelo do controle do recuperador usando PID.</i>	<i>70</i>
<i>Figura 4. 9– Tratamento dos dados para identificação.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 4. 10– Modelos utilizados na identificação.....</i>	<i>76</i>

<i>Figura 4. 11– Modelos utilizados na identificação.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 4. 12– Comparação do ajuste dos modelos de terceira, ARX, de segunda e primeira ordem.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 4. 13 – Função de autocorrelação dos resíduos para o modelo de 3ª ordem.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 4. 14 – Implementação do modelo.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 4. 15 – Modelo interno da turbina.</i>	<i>78</i>
<i>Figura 4. 16 – Resposta dinâmica do modelo da turbina.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 4. 17 – Esquema geral do controle preditivo.</i>	<i>80</i>
<i>Figura 4. 18 - Estratégia de controle preditivo. (Fonte: Camacho & Bordons, 2007).....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 4. 19 – Esquema do modelo para predição e otimização usado no controle preditivo. ...</i>	<i>82</i>
<i>Figura 4. 20 – Tela principal do Control and Estimation Tool.</i>	<i>83</i>
<i>Figura 4. 21 – Elementos de sintonia do controlador MPC.</i>	<i>84</i>
<i>Figura 4. 22 – Controlador MPC utilizado no controle do recuperador de calor.</i>	<i>84</i>
<i>Figura 4. 23 – Resposta ao degrau no distúrbio.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 4. 24 – Resposta à rampa no distúrbio.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 5. 1 - Diagrama dos fluxos exergéticos do COGENCASA.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 6. 1 - Temperatura dos gases de escape em função da potência da MT(15kW) e da Carga Térmica.....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 6. 2 - Temperatura dos gases de escape em função da potência da MT(20kW) e da Carga Térmica.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 6. 3 - Efetividade do Recuperador de calor função da potência da MT(15kW) e da Carga Térmica.....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 6. 4 - Efetividade do Recuperador de calor função da potência da MT(20kW) e da Carga Térmica.....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 6. 5 – Temperatura dos gases da combustão em função da potência gerada.....</i>	<i>103</i>
<i>Figura 6. 6 – Rendimento do forno de calcinação em função da temperatura do ar de combustão.</i>	<i>104</i>

<i>Figura 6. 7 – Perdas financeiras do forno de calcinação em função da temperatura do ar de combustão.....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 6. 8 – Perdas financeiras do forno de calcinação em função da variação do preço do gás natural.....</i>	<i>105</i>
<i>Figura 6. 9 – Resposta dinâmica Cenário 1, IC=1,R=2 ,L=4 e N=50.....</i>	<i>106</i>
<i>Figura 6. 10 – Ação de controle Cenário 1, IC=1,R=2 ,L=4 e N=50.....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 6. 11 – Resposta dinâmica Cenário 2, IC=5,R=10 ,L=20 e N=50.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 6. 12 – Ação de controle Cenário 1, IC=1,R=2 ,L=4 e N=50.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 6. 13 – Resposta dinâmica Cenário 3, IC=1,R=25 ,L=1 e N=50.....</i>	<i>109</i>
<i>Figura 6. 14 – Ação de controle Cenário 1, IC=1,R=25 ,L=1 e N=50.....</i>	<i>110</i>
<i>Figura 6. 15 – Resposta dinâmica Cenário 4, IC=1,R=25 ,L=4 e N=50.....</i>	<i>111</i>
<i>Figura 6. 16 – Ação de controle Cenário 4, IC=1,R=25 ,L=4 e N=50.....</i>	<i>111</i>
<i>Figura 6. 17 – Resposta dinâmica Cenário 5, IC=1,R=25 ,L=25 e N=50.....</i>	<i>112</i>
<i>Figura 6. 18 – Ação de controle Cenário 5, IC=1,R=25 ,L=25 e N=50.....</i>	<i>113</i>
<i>Figura 6. 19 – Resposta dinâmica Cenário 5, IC=1,R=10 ,L=Blocking e N=50.</i>	<i>114</i>
<i>Figura 6. 20 – Ação de controle Cenário 6, IC=1,R=10 ,L= Blocking e N=50.</i>	<i>114</i>
<i>Figura 6. 21 – Resposta dinâmica de todos os cenários estudados.....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 6. 22 – Ação de controle Cenário de todos os cenários estudados.....</i>	<i>116</i>
<i>Figura 6. 23 – Custo unitário dos gases da combustão versus custo do gás natural.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 6. 24 – Custo unitário da água quente versus custo do gás natural.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 6. 25 – Fator termoeconômico da turbina versus custo do gás natural.....</i>	<i>118</i>
<i>Figura 6. 26 – Fator termoeconômico do recuperador de calor versus custo do gás natural... </i>	<i>119</i>
<i>Figura 6. 27 – Custo da destruição de exergia(Turbina) versus custo do gás natural.....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 6. 28 – Custo da destruição de exergia(Recuperador) versus custo do gás natural.....</i>	<i>120</i>
<i>Figura 6. 29 – Custo da unitário da água quente versus temperatura dos gases de escape.....</i>	<i>120</i>

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 3.1 – Principais fabricantes de microturbinas.</i>	37
<i>Tabela 3.2 – Características técnicas da microturbina Capstone.</i>	41
<i>Tabela 3.3 - Tabela exportada do supervisor para o Excel com as medições feitas.</i>	52
<i>Tabela 4.1- Modelos discretos no tempo.</i>	73
<i>Tabela 5.1- Comparação entre energia e exergia.</i>	88
<i>Tabela 6-Exergia química padrão de várias substâncias, Bejan et al. (1996)</i>	90
<i>Tabela 7 -Composição química do gás natural (Fonte: COPERGÁS)</i>	91
<i>Tabela 8- Estados termodinâmicos e exergias da planta de cogeração.</i>	94
<i>Tabela 9- Análise exérgica dos equipamentos.</i>	94
<i>Tabela 10- Parâmetros termoeconômicos.</i>	98
<i>Tabela A2.2 – Tabela 11-Medições de temperatura para o termopar T2</i>	139
<i>Tabela A.2.3 – Tabela 12Agrupamento das temperaturas padrão para o termopar T2</i>	140
<i>Tabela A.3.1 – Tabela 13Valores de probabilidade em função do Parâmetro Z.</i>	145

ABREVIATURAS

ARMAX	Autoregressive Moving Average Model with eXogenous inputs
ARX	Autoregressive Model with eXogenous inputs
BPF	Óleo BPF (Baixo Ponto de Fluidez)
BJ	Box & Jenkins
CARIMA	Controlled Auto-Regressive and Integrated Moving Average
CCCP	Combined Cycle Cogeneration Plants
CLP	Controlador Lógico Programável
CGCAM	Cogeneration Analysis and Modelling
CHP	Cooling, Heat and Power
CHCP	Combined, Heating, Cooling and Power Generation
COGENCASA	Laboratório de Cogeração da UFPE
COP	Coefficient of Performance
CPU	Central Processing Unit
CST	Companhia Siderúrgica Tubarão
CSTR	Continuous Stirred – Tank Reactor
DMC	Dynamic Matrix Control
DTML	Diferença Média Logarítmica
EDO	Equações Diferenciais Ordinárias
EDP	Equações Diferenciais Parciais
FCC	Fluidized Catalytic Cracker
FCU	Fator de Correção de Umidade Relativa
FIR	Finite Impulse Response
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GMG	Grupo Motogerador
GPC	Controle Preditivo Generalizado
GUI	Graphics User Interface
HC	Hidrocarboneto
HE	Heat Exchange
IDCOM	Algoritmo de Identificação e Comando
IHM	Interface Homem Máquina
ISO	International Organization for Standardization

LTI	Linear Time Invariant
MCI	Motor de Combustão Interna
MBC	Model Based Control
MD	Distúrbio Mensurável
MGT	Microturbina a Gás
MIMO	Multiple Input Multiple Output
MPC	Model Predictive Control
MPHC	Controle Heurístico por Modelo Preditivo
MT	Microturbina a gás
MV	Variável Manipulada
NLP	Otimizador não linear
NMPC	Nonlinear Model Predictive Control
NOx	Óxido de Nitrogênio
PCI	Poder Calorífico Inferior do Combustível
PI	Controlador Proporcional e Integral
PID	Controlador Proporcional, Integral e Derivativo
PVC	Policloroeteno (Cloro de Polivinila)
RP	Regime Permanente
RMR	Região Metropolitana do Recife
RTO	Real Time Optimization
RV	Válvula Proporcional de Refrigerante
SINCON	MPC desenvolvido pela Petrobrás
SISO	Simple Input Simple Output
SP	Bomba de Solução
SV1	Válvula anticongelamento
SV9	Válvula Bypass da Solução
TC	Transformador de Corrente
TCE	Teoria do Custo Exergético
TCS	Task Configuration System
TE	Turbina Eólica
TFA	Análise Funcional Termodinâmica
TG	Turbina a Gás
USP	Universidade de São Paulo

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA	v
AGRADECIMENTOS	vi
LISTA DE FIGURAS	xiii
LISTA DE TABELAS	xviii
CAPÍTULO 1.0 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – Motivação	1
1.2 – Contexto energético do Pólo Gesseiro do Araripe	1
1.3 – Produção de Gesso	3
1.4 – Insumo energético	8
1.5 – Objetivos da tese	13
1.6 – Estrutura do texto da tese	14
CAPÍTULO 2.0 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1- Otimização termoeconômica	16
2.2- Controle preditivo	23
CAPÍTULO 3.0- ANÁLISE EXPERIMENTAL – LABORATÓRIO DE COGERAÇÃO	32
3.1 – Descrição do laboratório COGENCASA	32
3.1.1 – Microturbina	35
3.1.2 – Recuperador de calor	42
3.1.3 – Tanque acumulador térmico.....	43
3.2 – Instrumentação e controle	45
3.3 – Metodologia experimental	53
CAPÍTULO 4.0 – OTIMIZAÇÃO E CONTROLE DE UMA PLANTA DE MICROCOGERAÇÃO	57
4.1 – Simulação em regime permanente	59
4.2 – Simulação dinâmica	63
4.3 Modelagem dinâmica do recuperador de calor	65
4.4 Identificação do modelo dinâmico da microturbina	70
4.5 Projeto do controlador MPC	79
CAPÍTULO 5.0 – ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UMA PLANTA DE MICROCOGERAÇÃO	86
5.1 –Aplicação da análise no COGENCASA	86
5.2 – Análise exérgica	87
5.2.1 – Estado morto	89
5.2.2 – Exérgia física	89
5.2.3 – Exérgia química	89
5.2.4 – Exérgia do ar	90
5.2.5 – Exérgia dos gases de combustão	90

5.2.6 – Exergia do combustível.....	91
5.2.7 – Exergia da água.....	91
5.2.8 – Balanço de exergia.....	92
5.2.9 – Irreversibilidade dos equipamentos.....	92
5.2.10 – Eficiência exergética.....	93
5.2.11 – Avaliação exergética dos equipamentos.....	93
5.3 – Análise termoeconômica.....	94
5.3.1 – Considerações.....	95
5.3.2 – Cálculo dos custos exergéticos.....	96
5.3.3 – Metodologia.....	98
5.3.4 – Otimização.....	99
6.1 – Resultados das Medições.....	100
6.2 – Resultados da simulação numérica.....	102
6.3 - Resultados do controlador preditivo.....	105
6.4 - Resultados da análise termoeconômica.....	116
<i>CAPÍTULO 7.0 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</i>	<i>121</i>
7.1 – Conclusões.....	121
7.2 – Sugestões para trabalhos futuros.....	122
<i>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</i>	<i>123</i>
Anexo 1 – Terminologia de Instrumentação segundo o INMETRO.....	131
Anexo 2 – Aferição de Termopares.....	134
Anexo 3 – Análise de Erros.....	141

CAPÍTULO 1.0 – INTRODUÇÃO

1.1 – Motivação

Desde o acontecimento do famoso “apagão” nos idos de 2000, o país tem enfrentado uma série de modificações em sua estratégia energética. As frentes de trabalho são as mais variadas, desde a construção de termelétricas a gás natural, PCH's (Pequenas Centrais Hidrelétricas) a investimentos nas áreas de biocombustíveis, mas especificamente biodiesel e bioetanol, a projetos de cogeração. Todas estas ações têm um único objetivo: diversificar a matriz energética e descentralizar a geração de energia elétrica no país, tornando a nação dependente, não apenas de um, mas de vários vetores energéticos, para tentar com isso minimizar os riscos de novos “apagões”.

Sistemas de micro-cogeração vêm, dentro deste prisma, ajudar a descentralizar e a diversificar a geração de energia elétrica. Esta demanda é latente em grandes centros urbanos e em grandes conglomerados agroindustriais, que são notadamente grandes consumidores de energia elétrica e responsáveis por valiosa parcela no PIB Brasileiro (Produto Interno Bruto). O crescimento do país depende da disponibilidade de energia e se nada for feito, com certeza acontecerá, dentro de poucos anos, um sério colapso no sistema elétrico, fazendo com que o país retroceda. É nesta ótica que grandes empresas nacionais como Petrobrás, Chesf e Vale do Rio Doce têm investido em sistemas de micro-cogeração no intuito de dominar a tecnologia dos equipamentos envolvidos e avaliar a viabilidade técnico-econômica de tais sistemas.

O estado de Pernambuco tem um gargalo energético situado na região do Araripe, no chamado Pólo Gesseiro do Araripe, onde necessita-se urgentemente de uma oferta de energia para viabilizar a produção de gesso da região.

1.2 – Contexto energético do Pólo Gesseiro do Araripe

Localizado no extremo oeste do Estado de Pernambuco e com uma reserva estimada em 1,22 bilhões de toneladas, o pólo gesseiro do Araripe produziu em 2008 5,5 milhões de toneladas, o que corresponde a 95% da produção nacional, onde 61% é destinado a fabricação de blocos e placas, 35% para revestimento, 3% para moldes cerâmicos e 1% para outros usos, (Fonte: www.sindugesso.org.br, acessado em

12/04/2009). A *Figura 1. 1* mostra uma jazida de gipsita típica do Araripe com extração à céu aberto.



Figura 1. 1 - Jazida de gipsita do Araripe.(Fonte: Sindugesso)

O Pólo produz ainda cerca de 800 mil toneladas de gipsita usada pela indústria de cimento e 200 mil toneladas de gesso agrícola, que vem sendo cada vez mais valorizado pelo agronegócio nacional. O Pólo Gesseiro se apresenta como um conjunto de empresas de micro, pequeno e médio porte que oferece cerca de 13.200 empregos diretos e aproximadamente 66.000 indiretos, formado pelas cidades de Araripina, Ipubi, Bodocó, Trindade e Ouricuri, formando juntas 42 minas de gipsita, 139 indústrias de calcinação e cerca de 726 indústrias de pré-moldados. A *Figura 1. 2* mostra os municípios que compõem o pólo gesseiro e sua localização.

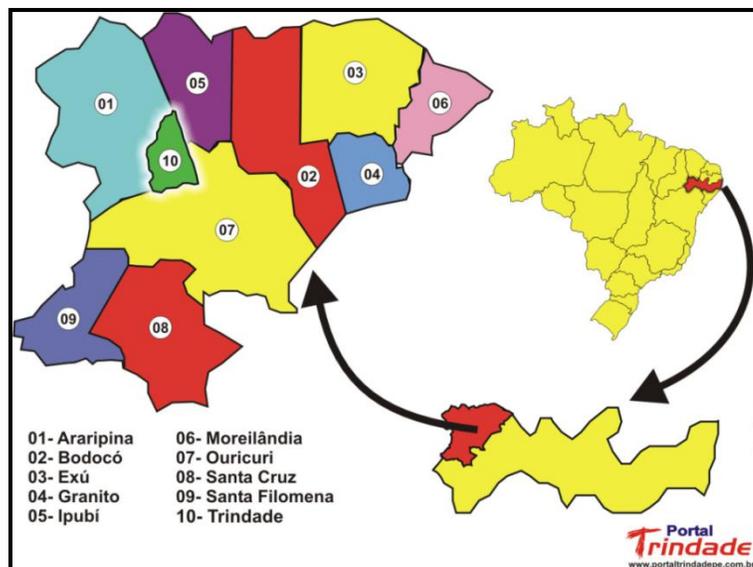


Figura 1. 2 – Localização do Pólo Gesseiro do Araripe.(Fonte:Portal Trindade)

1.3 – Produção de Gesso

A gipsita ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) é a matéria-prima principal para a produção de gesso. Basicamente, existem dois tipos de gesso: o gesso- α e o gesso- β . Ambos são produzidos no Pólo Gesseiro de Pernambuco. O gesso- β é largamente utilizado na construção civil e é obtido pelo processo de desidratação da gipsita em fornos de calcinação, tais como fornos rotativos de queima direta e indireta, ou tipo marmita. O gesso- α é obtido sob pressão de vapor ou em solução.

As jazidas do Pólo do Araripe têm a predominância da gipsita, de excelente qualidade para a indústria, com consistente concentração de sulfatos (90-95%) e baixo grau de impurezas terrígenas, que chegam a no máximo 0,5% da rocha total (www.dnrm.gov.br, acessado em 23/08/2010). As minas de exploração do minério fazem a lavra a céu aberto. Uma capa de argila de aproximadamente 20 metros encobre a rocha a ser explorada. Da mina até as calcinadoras, a distância é de poucos quilômetros. A gipsita chega à calcinadora através de caminhões, em blocos, como mostrado na *Figura 1. 3*.



Figura 1. 3 - Gipsita estratificada do Araripe ao chegar a uma calcinadora.

Ao chegar à calcinadora, os blocos de gipsita são triturados em um britador, ficando com uma granulometria fina, com grãos de no máximo 0,5 mm, como mostra a *Figura 1. 4*. Essa gipsita triturada é também chamada de “gesso agrícola” e tem pouco valor comercial.



Figura 1. 4 - Gipsita triturada, conhecida como gesso agrícola.

A gipsita triturada é encaminhada a um forno de calcinação, geralmente através de esteira, e “parafuso sem fim”, como mostra a *Figura 1. 5*.



Figura 1. 5 - Britagem e transporte de gipsita até o forno de calcinação(empresa AMGesso).

No Araripe, grande parte das calcinadoras utiliza um forno rotativo chamado popularmente de “barriga quente”. Trata-se de um forno tubular com admissão de gipsita pelo eixo do forno e descarga de gesso pelo lado oposto da admissão. Esses fornos trabalham por “bateladas”. Coloca-se a gipsita no forno giratório. Ao completar o tempo necessário para calcinação, o forno é descarregado e está pronto para receber mais gipsita. Para receber a energia necessária à calcinação, o forno encontra-se dentro de uma fornalha, onde são queimados vários tipos de combustíveis. Essa fornalha é provida geralmente de duas chaminés para saída dos gases provenientes da combustão. A *Figura 1. 6* mostra o aspecto interno de uma calcinadora de grande porte.



Figura 1. 6 - Calcinadoras de Gesso INGENOR

Esse processo de produção de gesso por queima indireta utiliza como combustíveis: óleo diesel, BPF, gás GLP, óleo recuperado, óleo usado de veículos automotivos, coque de petróleo e lenha. Este processo de geração de calor nos fornos tipo “batelada” é primitivo e ineficiente, pois o processo de calcinação do gesso não requer temperaturas elevadas, no máximo 180°C. Após ter aquecido a estrutura metálica do forno, os gases quentes saem pela chaminé da fornalha com temperatura ainda bastante elevada, sem qualquer reaproveitamento energético. A *Figura 1. 7* mostra um fluxograma do processo de produção do gesso por meio deste tipo de forno.

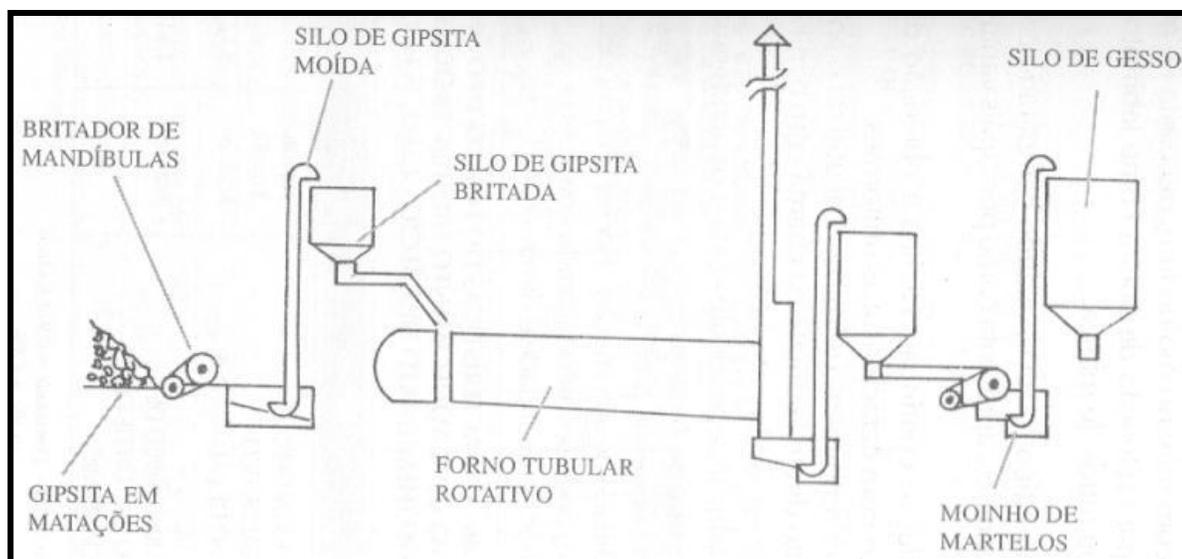


Figura 1. 7 - Processo de produção do gesso.(Fonte:Peres, Benachour & Santos, 2001)

Após o processo de calcinação a gipsita é transformada em gesso, que é ensacado e distribuído para consumo. A *Figura 1. 8* mostra o aspecto do gesso pronto para a venda.



Figura 1. 8 - Gesso.

1.4 – Insumo energético

Com a retirada de incentivos governamentais para algumas fontes energéticas utilizadas para a calcinação, voltou-se novamente a atenção para a lenha, que vem sendo indiscriminadamente utilizada para alimentar as fornalhas dos fornos de calcinação da gipsita, o que acelera drasticamente o processo de desertificação. O Diagnóstico Florestal da Unesco de 2007, que abrangeu um raio de 120 km do centro de Araripina, Pernambuco Brasil, mostrou que a cobertura vegetal da região tem diminuído anualmente, apresentando-se em 2004 com cerca de 45% de sua área original. Para se ter idéia do prejuízo ecológico, a caatinga de onde é retirada a lenha para os fornos ocupa 11% do território nacional, algo em torno de 844.453 km², abrangendo as áreas dos estados do Maranhão, Piauí, Ceará, Rio Grande do Norte, Paraíba, Pernambuco, Alagoas, Sergipe, Bahia e o norte de Minas Gerais. Com uma diversidade de 932 tipos de plantas, 148 de mamíferos e 510 de aves. Com as reservas atuais e com o ritmo de produção, as jazidas do Araripe durarão cerca de 600 anos, sendo que, no atual ritmo de consumo energético do processo para produzir uma tonelada de gesso consome-se 1m³ de lenha (34Kg de BPF ou 45Kg de coque). Isso significa que a caatinga não durará 61 anos, diz o estudo. A *Figura 1. 9* mostra a produção de gesso versus a demanda de lenha.

ANO	PRODUÇÃO DE GESSO (T/ANO)	DEMANDA DE LENHA (ST/ANO)
1987	219.866	263.839
1988	248.547	298.256
1989	285.920	343.04
1990	256.179	307.414
1991	296.754	356.104
1992	343.315	411.978
1993	277.503	333.003
1994	292.651	351.181
1995	394.302	473.162
1996	421.345	505.614
1997	481.718	578.061
1998	608.500	730.200
1999	546.927	656.312
2000	602.750	723.300

Figura 1. 9 - Produção de gesso versus demanda de lenha. (Fonte: Secretaria de Ciência, Tecnologia e Meio Ambiente ,2007).

A



Figura 1. 10 mostra a lenha utilizada e o sistema de fornalha comum nas calcinadoras de pequeno porte.



Figura 1. 10 - Lenha utilizada para alimentar as fornalhas de calcinação.

Desta forma, no estágio da técnica atual, o processo de produção de gesso nos fornos tipo “batelada” é poluidor, danoso ao meio ambiente e ineficiente energeticamente. Atualmente, algumas calcinadoras também utilizam o coque de petróleo nas fornalhas, muito mais danoso ao meio ambiente que a lenha, pela alta taxa de emissão de poluentes. Nestes casos, a vida útil do forno rotativo também diminui drasticamente para três anos.

Portanto, o principal problema da produção atual de gesso, além da ineficiência energética, é tratar-se de um agente altamente poluidor do meio ambiente, por utilizar combustíveis poluentes.

Para viabilização de sistemas de micro-cogeração com gás natural na indústria do gesso, é necessário, sem dúvida, a disponibilidade deste combustível para a região. Com a decisão estratégica do governo de elevar a participação deste combustível na matriz energética para 12% em 2010, vários investimentos foram feitos para que o gás natural chegasse nas mais diversas localidades do Brasil. O gás natural em geral é composto por gases inorgânicos e hidrocarbonetos saturados, predominando o metano, seguido do propano e do butano e por isso existem inúmeras vantagens econômicas e ambientais para o seu uso. Na indústria, tem sido usado extensivamente para a geração de calor e de eletricidade, proporcionando instalações industriais mais limpas, fáceis de operar e seguras. Por proporcionar uma combustão menos poluente que qualquer outro combustível fóssil, principalmente pela inexistência de fuligem, o torna uma solução ideal para fornos de gesso, onde o mesmo pode ser manchado caso o combustível emita muito particulado. Indústrias como a de cimento, vidro e cerâmica já têm se beneficiado destas vantagens do gás natural. A *Figura 1. 11* mostra um gráfico com a segmentação de mercado do gás natural .

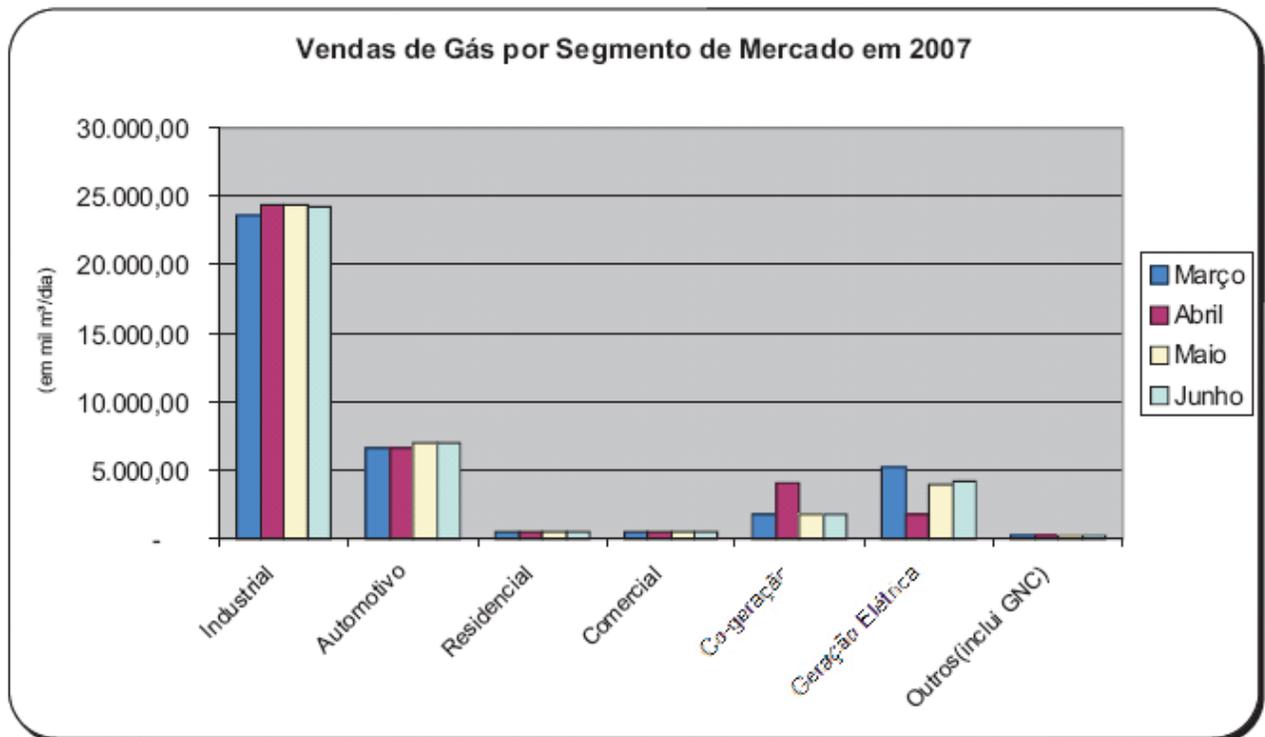


Figura 1. 11 - Venda de gás natural por segmento de mercado. Fonte: Brasil Energia.

É indiscutível a expansão do uso do gás natural. Dos 3,7% da matriz energética em 1998 passou para três vezes mais este valor em 2007. Segundo a Petrobrás, para que os consumidores tenham acesso a cem milhões de metros cúbicos por dia, a mesma vai investir US\$ 22,1 bilhões nos próximos cinco anos. Segundo a Petrobrás (2007), serão acrescentados 4160 quilômetros de gasodutos aos 5570 quilômetros já existentes no país. A *Figura 1. 12* mostra a malha de dutos da América do Sul.



Figura 1. 12 - Malha de dutos da América do Sul. (Fonte: www.transpetro.com.br, acessado em 21/07/2008)

A *Figura 1. 14* mostra em detalhes o gasoduto Nordeste II que terá um total de 554,3 km, saindo de Mossoró, atravessando quatro estados pelo sertão (RN, PB, PE e AL) e por fim terminando no município de Marechal Deodoro, em Alagoas. Como observado

na *Figura 1. 14* o gasoduto Nordeste II vai passar pelo município de São Caetano, que já tem um gosoduto de distribuição interligando-se ao Recife.



Figura 1. 13 - Malha de gás natural do Nordeste . (Fonte: www.transpetro.com.br, acessado em 21/07/2008)

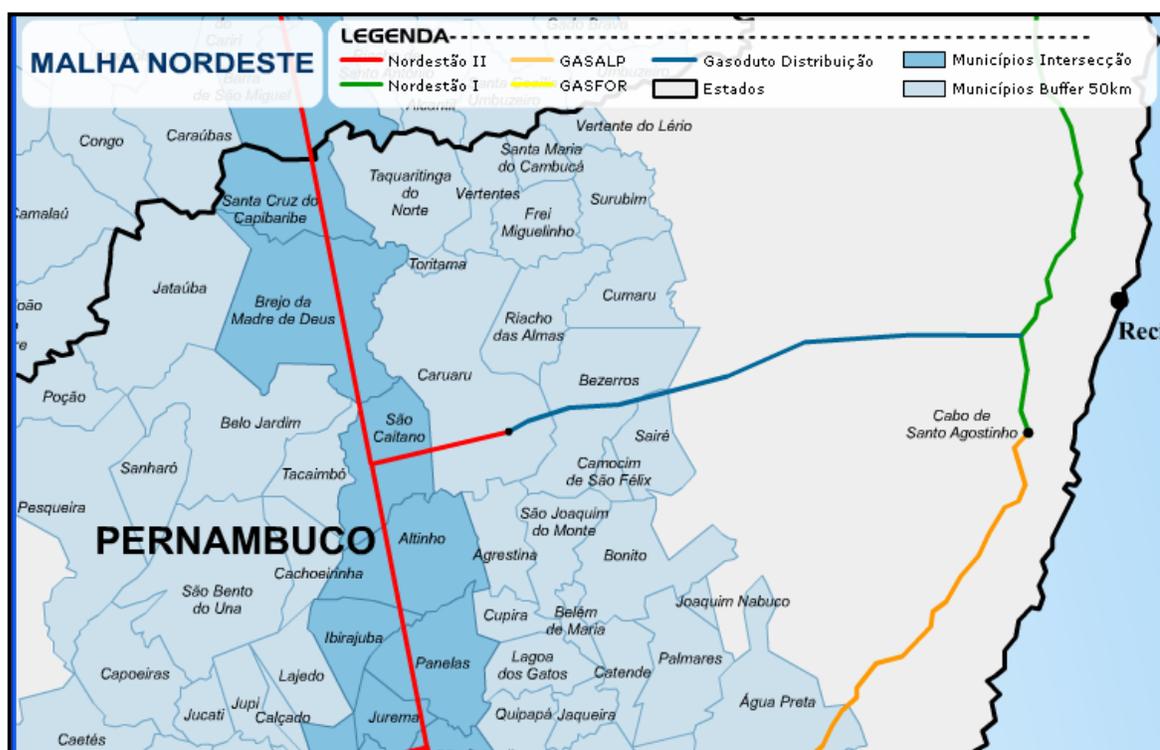


Figura 1. 14 - Gasoduto Nordeste II. (Fonte: www.transpetro.com.br, acessado em 21/07/2008)

Com esta obra, ficará mais viável economicamente levar gás natural para o pólo gesseiro, o que já está em estudo, ver *Figura 1. 15*, onde é mostrado um mapa dos projetos futuros da Copergás(Companhia Pernambucana de Gás). O grande desafio destes projetos é, à medida que forem sendo construídos, criar o mercado consumidor local para só assim passar para a próxima fase do projeto. Recentemente, foi anunciada pela Copergás a implantação da rede de gás natural até o município de Caruaru, onde haverá a instalação de uma unidade de engarramento do gás natural para o mesmo ser transportado por caminhões até o pólo. Esta iniciativa terá o preço do gás natural subsidiado, para que o mesmo seja competitivo no pólo.

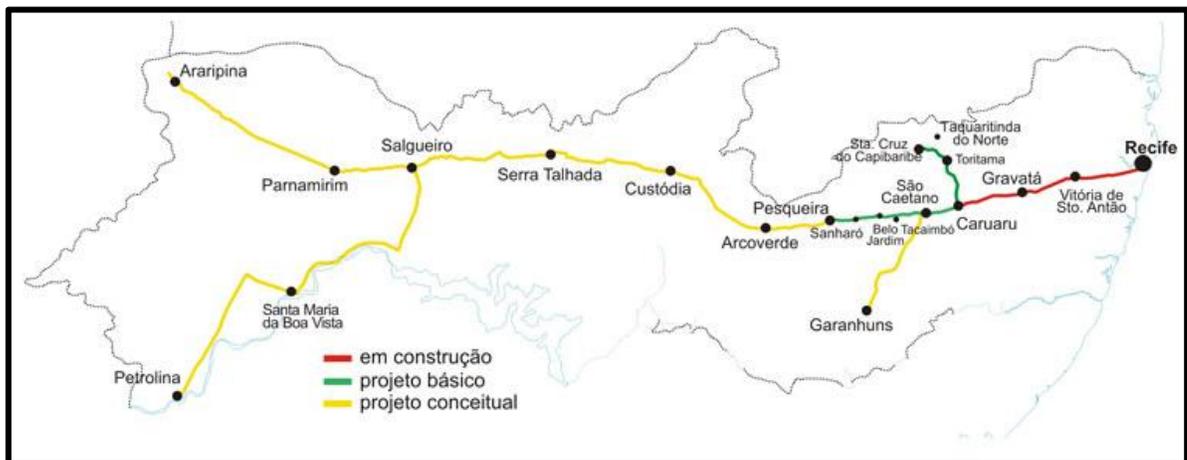


Figura 1. 15 - Projeto de Interiorização do gás natural em Pernambuco.(Fonte : www.copergas.com.br)

1.5 – Objetivos da tese

O objetivo principal da tese é analisar uma planta de cogeração a gás natural visando obter subsídios técnicos que permitam contribuir na escolha das melhores alternativas de gerenciamento energético no pólo gesseiro de Araripina frente a uma mudança da matriz energética em que o gás natural possa vir a ocupar um lugar de destaque. Para isto foram feitos vários experimentos em uma planta de cogeração a gás natural de forma a se conhecer seu comportamento operacional e entender os fenômenos físicos que regem a planta. Deu-se ênfase ao uso da microturbina a gás

acoplada ao recuperador de calor para geração de calor e gases quentes. Utiliza-se e propõe-se técnicas e ferramentas de controle preditivo com o intuito de melhorar o desempenho da interação do recuperador de calor com a turbina com vistas à otimização energética aplicada a uma planta de calcinação tomada como caso de estudo. O intuito da otimização é aumentar a viabilidade técnica e econômica do uso do gás natural em detrimento do uso dos combustíveis utilizados atualmente na região do Araripe. Por fim, busca-se utilizar técnicas de modelagem e controle para fácil implementação do sistema dentro da realidade do pólo gesseiro.

1.6 – Estrutura do texto da tese

Este trabalho está organizado da seguinte forma:

No capítulo 1, fez-se uma introdução ao contexto energético da região do Pólo Gesseiro do Araripe. Dá-se uma breve explicação do funcionamento do processo de produção do gesso e dos equipamentos utilizados para tal. Discute-se o problema do desmatamento da cobertura vegetal do Araripe pelo uso indiscriminado da lenha como forma de insumo energético. Por fim propõe-se alternativas ao uso da lenha como forma de sobrevivência desta indústria no coração do sertão Pernambucano. Neste capítulo foram apresentados os objetivos desse trabalho.

No capítulo 2 faz-se uma revisão bibliográfica dos últimos trabalhos voltados para área de termoeconomia e controle preditivo. Inicia-se com um resumo histórico de ambos os assuntos passando pelo desenvolvimento de cada técnica até chegar nos últimos e mais relevantes trabalhos na área.

No capítulo 3 apresenta-se a instalação do laboratório de cogeração onde foram feitas as medições. Descreve-se minuciosamente o funcionamento da microturbina a gás e o recuperador de calor instalado no laboratório. Explica-se o funcionamento da aquisição de dados, bem como os instrumentos utilizados e por fim apresenta-se em detalhes o procedimento experimental utilizado ao longo deste trabalho.

No capítulo 4 é tratado o tema da otimização e controle de plantas de cogeração. Aborda-se a modelagem fenomenológica dos equipamentos com o objetivo da simulação do regime permanente para obterem-se os pontos ótimos de operação.

Nesta etapa faz-se uso do *solver* de engenharia EES (*Engineering Equation Solver*) pela robustez e facilidade de implementação das equações do modelo térmico devido às propriedades termodinâmicas embutidas e ao método de otimização do tipo busca. Para a modelagem dinâmica utilizam-se duas abordagens distintas: Para a microturbina é usada a identificação de sistemas utilizando-se os dados experimentais da planta real gerando assim um modelo de função de transferência de 3ª ordem; para o recuperador de calor aplicam-se os mesmos conceitos físicos utilizados na modelagem em regime permanente com a diferença de se manter o termo diferencial, obtendo-se assim uma equação diferencial ordinária. Para a solução da equação aplica-se o operador matemático de Laplace deixando a solução na forma de função de transferência. Tanto a turbina quanto o recuperador de calor são implementados no Matlab/simulink, pela facilidade de se trabalhar com funções de transferência neste ambiente. Após a modelagem dinâmica, procede-se ao projeto do controlador preditivo utilizando-se a caixa de ferramentas do Matlab/simulink *Model Predictive Control*, onde é simulado e otimizado o ponto operacional da planta de cogeração.

No capítulo 5 aproveita-se a modelagem feita no EES (*Engineering Equation Solver*) e aplica-se os conceitos de termoeconomia com base nos pontos operacionais obtidos tanto do experimento, quanto das simulações. Neste capítulo propõe-se um arranjo de planta de cogeração aplicada à uma calcinadora com vistas à otimização do uso dos recursos energéticos e principalmente analisando a adequação do uso do gás natural à aplicação de calcinação. Por fim, chega-se aos fluxos exergéticos principais que norteiam a análise e quantificam-se financeiramente cada um deles.

No capítulo 6 apresentam-se os resultados obtidos da planta de cogeração e discutem-se os mesmos. Analisam-se os resultados numéricos da simulação da planta e a economia de energia atrelada ao uso do gás natural. Por fim analisam-se seis cenários de controle para o controlador preditivo.

No capítulo 7 apresentam-se as conclusões sobre o trabalho e as perspectivas futuras da pesquisa.

Nos anexos 1,2 e 3 apresentam-se a terminologia segundo o INMETRO, os conceitos e aplicação da análise da propagação de erros nos dados experimentais deste trabalho.

CAPÍTULO 2.0 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será feita uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos na área de termoeconomia e sua perspectiva atual de pesquisa. Na área de controle preditivo tomou-se o cuidado de listar as principais contribuições focando o contexto deste trabalho de forma a ter uma integração entre os dois temas.

2.1- Otimização termoeconômica

O tema do uso da energia em diversos setores da sociedade sempre vem à tona quando esta se depara com crises energéticas ou financeiras, sendo as mesmas inter-relacionadas. Olhando-se o panorama histórico que permeia a sociedade moderna e seu apego a determinados vetores energéticos, percebe-se que o tema energia é multifacetado. Esta reviravolta na importância do tema sempre tem como protagonista o preço dos combustíveis. Nas duas últimas décadas, o tema energia tem tomado fôlego, independente do contexto energético, graças ao movimento ambiental que tem se fortalecido com as possíveis evidências de um desastre ecológico mundial.

Recentemente no Brasil, com a diversificação da matriz energética e com o aquecimento da economia, preocupações sobre “se haverá energia para todos” tomam pauta nas discussões em todo o país. É neste clima de aumento da demanda e preocupações sobre a oferta de energia que a cogeração e atrelada a esta, a análise termoeconômica.

A idéia de unir a análise termodinâmica de equipamentos e a análise econômica de investimentos não é nova. Um dos primeiros trabalhos que se tem notícia data da década de 1930 com o trabalho de Keenan (1932). Neste trabalho, Keenan utilizou conceitos de cogeração e exergia para um sistema típico de geração de energia e propôs a associação dos custos. Mais tarde, em 1956, Zaron Rant sugeriu a palavra exergia, Rojas (2007). No trabalho de Evans (1980) foi sugerido o termo termoeconomia.

Neste mesmo período, Frangopoulos(1996) desenvolveu a análise funcional termodinâmica (TFA), organizando a análise exérgica dos equipamentos de um sistema.

Tsatsaronis & Winhold (1985) sugeriram o termo exergoeconomia para ser usado em análises exérgicas, visto que o termo termoeconomia traria ambigüidades como uso da 2ª Lei da termodinâmica com economia.

Tsatsaronis (1993) apresentou uma metodologia que denomina como “exergoeconomics”. No mesmo ano Lozano & Valero (1993) propõem a teoria do custo exérgico (TCE).

Na década de 1990 vários especialistas nesta área, cada um com sua metodologia, escreveram um artigo. Valero et al.(1994) que daria origem ao famoso CGAM, mais tarde usado por vários pesquisadores como problema padrão para análise exérgica. Neste trabalho, os autores compararam suas metodologias aplicadas a um problema específico de geração termelétrica composto por uma turbina a gás usando gás natural, uma caldeira de recuperação e um regenerador, conforme mostra a *Figura 2. 1*.

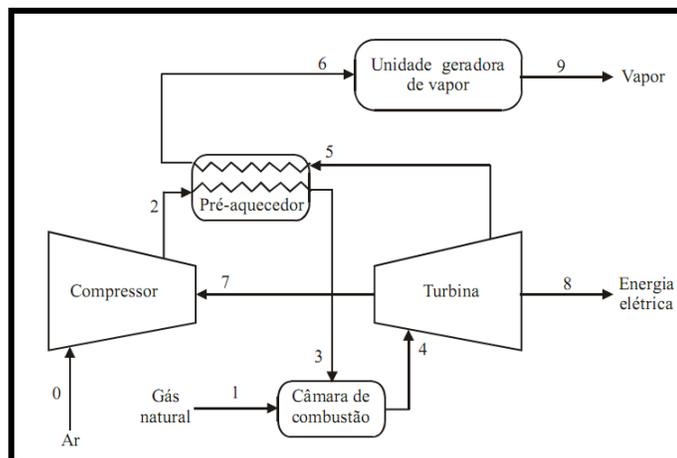


Figura 2. 1 - Problema CGAM (Valero et al., 1994).

No mesmo ano, Spakovsky (1994) analisou o problema CGAM utilizando a análise termodinâmica funcional (TFA). Nesta mesma temática, Valero et al., (1996) utilizaram os conceitos da termoeconomia para avaliar uma usina termelétrica a carvão, mostrando resultados e propondo técnicas de monitoramento e operação *on-line* da planta.

Utilizando técnicas termoeconômicas e otimizando uma planta com ciclo combinado, Frangopoulos et al.,(1996) chegaram a resultados ótimos de operação com um custo computacional reduzido. Bejan et al., (1996) utilizaram o método da minimização da geração de entropia para otimização de processos. Tsatsaronis et al., (1997) definiram em seu trabalho as variáveis diferença de custos relativa, fator

exergoeconômico, eficiência exergética e custo de destruição de exergia, lançando as bases para as futuras análises exergoeconômicas. Neste trabalho é usado um sistema de cogeração simples para demonstrar as funcionalidades do método proposto.

No Brasil, um trabalho pioneiro foi feito por Cerqueira et al., (1999) estes autores compararam as metodologias criadas pelas referências citadas anteriormente, a saber: TFA(Análise Termodinâmica Funcional), Exergoeconomics, TCE(Teoria do Custo Exergético) e Metodologia Estrutural, levando a discussão da separação da exergia nas parcelas térmicas e mecânicas e sua influência em cada metodologia, o que levou a resultados próximos. Erlach et al.,(1999) demonstraram em seu artigo que a Metodologia Estrutural pode ser aplicada a qualquer problema de termoeconomia e comparando os resultados com outras teorias.

Nos anos que se seguem, os pesquisadores se ocuparam em empregar uma ou outra metodologia a casos reais, como é o caso do trabalho feito por Guarinello Jr. et al.(2000) onde é aplicada a TCE (Teoria do Custo Exergético) para análise exergética de uma planta de geração termelétrica no estado de Pernambuco.

Rodríguez-Toral et al., (2000) fizeram um estudo de otimização com sistemas CCCP (Combined Cycle Cogeneration Plants) utilizando um modelo orientado a equações e analisaram a influência do número de variáveis e a robustez do *solver*, mostrando assim a validação de um modelo orientado à equação aplicado a sistemas reais de cogeração.

Misra et al.,(2002) utilizaram a teoria do custo exergético (TCE) aplicado a um sistema de cogeração utilizando um chiller de absorção de Brometo de Lítio e água LiBr/H₂O, tendo quantificado o custo exergético da água gelada. Neste trabalho foi realizada a otimização do sistema com restrições econômicas e analisados cada fluxo exergético.

Burer et al. (2003) fizeram uma otimização térmica de um distrito térmico que utiliza uma célula combustível acoplada com uma turbina a gás e um chiller de absorção. Neste estudo, foi utilizada como função objetivo a redução de emissão de CO₂ pela planta. Na análise foi constatado o retorno financeiro da estrutura para utilização residencial considerando o abatimento de emissão de CO₂ como retorno para o investimento.

Frangopoulos et al.,(2004) introduziram no modelo termoeconômico o estudo da confiabilidade dos sistemas de cogeração, onde na prática são utilizados

equipamentos redundantes para os casos de falha. Desta forma, quando a otimização do sistema não prevê estas possibilidades, o sistema pode operar fora do ponto ótimo ao qual foi projetado. Para isto, dividiram o trabalho em duas partes: a primeira, síntese e projeto, e a segunda, as condições de operação no tempo. Como resultado é mostrado que o ponto ótimo varia para cada situação do projeto, sendo este um aspecto a ser considerado em projeto de sistemas de cogeração.

Hwang (2004) estudou três cenários para um sistema de microcogeração. Nesta análise, verificou-se a possibilidade de usar o frio gerado pelo chiller de absorção para resfriar o condensador de um sistema de refrigeração a vapor ou resfriar o ar de resfriamento do condensador, e por último, resfriar o ar de entrada da micro-turbina conforme mostra a *Figura 2. 2*. No estudo em questão constatou-se que o investimento no chiller de absorção seria pago em três anos devido a uma redução de energia de até 19% com a combinação das opções.

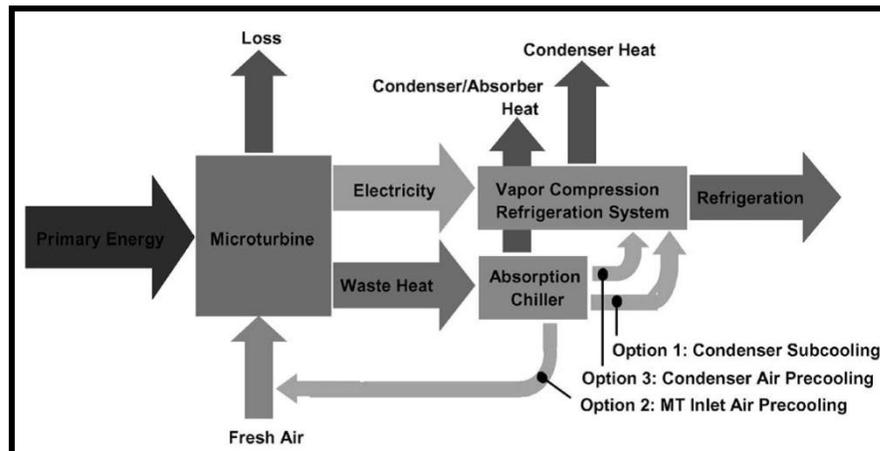


Figura 2. 2 - Estudo de caso de sistema de micro-cogeração. (Hwang, 2004).

Thorin et al.,(2005) desenvolveram uma ferramenta para otimização de sistemas de cogeração para longos períodos de tempo. Neste trabalho, utilizaram programação linear e relaxação Lagrangiana para otimizar no horizonte de tempo a compra e venda de energia elétrica no mercado *spot*. A ferramenta foi utilizada na modelagem de otimização de despacho econômico do sistema de cogeração e mostrou-se uma ferramenta robusta para os casos em que o horizonte de simulação era grande.

Bruno et al.(2005) estudaram a *performance* de uma microturbina a gás com chiller de absorção LiBr/H₂O com pós queima. Foi constatado um aumento do COP do chiller utilizando-se a pós queima. Outra possibilidade foi utilizar os gases da turbina como ar para combustão da pós queima. Como conclusão, pode-se verificar que o aumento da potência frigorífica neste sistema foi evidente e que o uso dos gases da turbina na pós queima apresentou dificuldades técnicas. A *Figura 2. 3* mostra o arranjo da instalação.

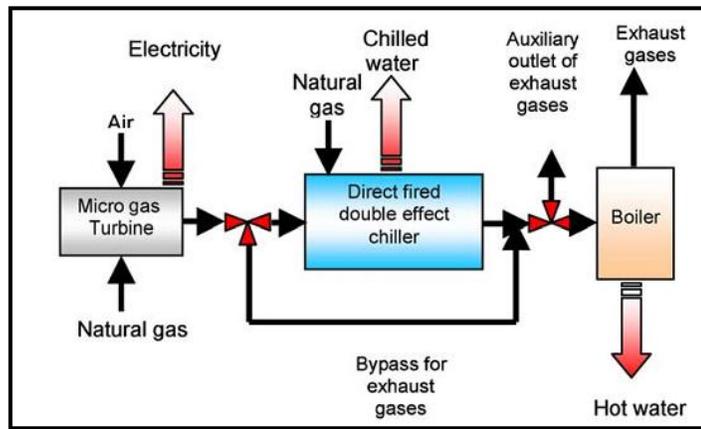


Figura 2. 3 - Integração microturbina, chiller e caldeira de recuperação.(Bruno et al., 2005)

Vieira et al.,(2009) utilizaram um pacote comercial para fazer uma análise exergoeconômica de uma planta complexa de cogeração. Neste estudo, foram mostradas as potencialidades do *software* simulando e otimizando um sistema com 800 (oitocentas) variáveis.

Modesto et al.,(2006) analisaram a repotencialização da Companhia Siderúrgica Tubarão (CST). Neste trabalho, foram utilizadas as metodologias TFA e TCE comparativamente para quantificar os custos exergéticos. Como conclusão, a TCE estipula custo zero para os gases de escape da usina, transferindo assim os custos para o vapor produzido pela caldeira de recuperação, aumentando desta forma o custo da geração elétrica pela turbina a vapor. Como a TFA trata esta questão de forma diferente, os resultados foram distintos, e para esta última pode-se mostrar que o custo da repotencialização com cogeração é cerca da metade do custo do sistema atual estudado.

Piacentino & Cardona(2007) estudaram a análise exérgica do ponto de vista do projeto e da operação da planta analisando o fluxo de caixa. Para isto,

desenvolveram uma metodologia que acopla tanto a análise exérgica em regime permanente como também com variações ao longo do tempo. Como comprovações, utilizaram esta análise para um sistema de trigerção (calor, frio e eletricidade) para suprimento de um hotel.

Vasebi et al., (2007) utilizaram um algoritmo de busca para otimizar o problema de despacho econômico de problemas de cogeração. Foram demonstrados através de exemplos tomados na literatura e comparado com outros métodos como algoritmos evolucionários e programação matemática, que o algoritmo de busca pode ser utilizado em uma série de problemas de otimização de despacho econômico.

Oh et al., (2007) estudaram a melhor configuração para um sistema de cogeração para um hospital na Korea. Através da metodologia do custo anual foi determinada a melhor configuração de equipamentos, bem como sua operação. Foi constatado que a otimização da configuração e viabilidade técnica dependem da variação da tarifa do combustível utilizado, uma alta taxa de atratividade e um retorno do investimento (*pay-back*) curto são fatores determinantes para implantação destes sistemas em hospitais.

Deng et al., (2008) fizeram uma análise exergoeconômica de um sistema de microcogeração utilizando a metodologia estrutural. O sistema em estudo composto por um motogerador e um *chiller* de adsorção foi simulado e os resultados comparados com dados medidos da planta, mostrando assim que a metodologia estrutural além de ser uma ferramenta poderosa na análise exérgica, mostra que os sistemas de micro-trigerção são eficientes em recuperar calor de baixa temperatura. A *Figura 2. 4* mostra o diagrama da instalação de microcogeração.

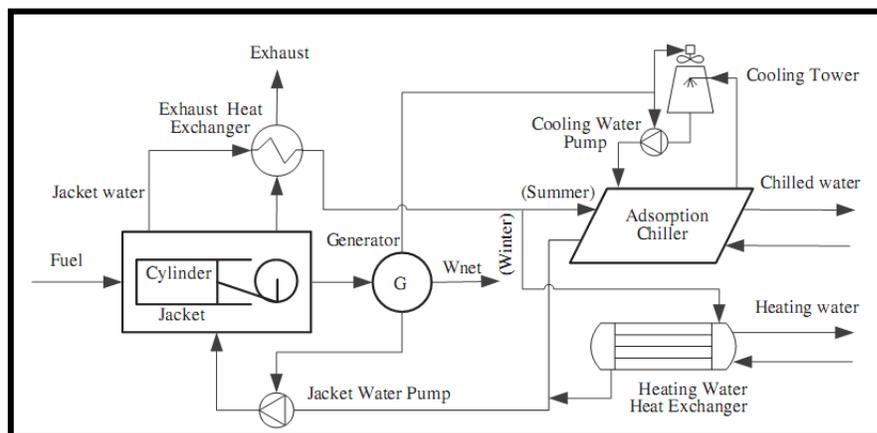


Figura 2. 4 - Diagrama esquemático do sistema de microtrigeração. (Deng et al., 2008)

Um trabalho bastante interessante é o de Salgado & Pedrero(2008) que fizeram uma revisão bibliográfica na área de cogeração até 2006. Nesta revisão, é mostrada a evolução das pesquisas na área de cogeração e as técnicas utilizadas por diversos centros de pesquisa espalhados pelo mundo. Por fim, o estudo agrupa, por classes de problemas, as pesquisas realizadas na área de cogeração e geração distribuída, mas precisamente os sistemas de micro-CHP (Cooling, Heat and Power).

Piacentino & Cardona(2008) propõe um modelo para melhorar a otimização de sistemas de trigeração. Este modelo programado em Matlab mostra uma evolução na forma de tratar os parâmetros relevantes na abordagem exergoeconômica.

Uma nova perspectiva de análise exergoeconômica é proposta no trabalho de Sayyaadi (2009), que utiliza uma otimização multi objetivo, nos aspectos de máxima eficiência exérgica, mínimo custo e baixo impacto ambiental. Para isto o autor utiliza o problema CGAM e faz sua análise utilizando algoritmos evolucionários, demonstrando que o passivo ambiental deve ser usado nas análises exergoeconômicas.

Juntamente com o conceito de sistemas de trigeração (CHCP: Combined Heating, Cooling and Power Generation) que podem ser aplicados numa variedade de problemas, tanto no setor industrial no comercial quanto no residencial de forma a se obter uma maximização da utilização dos recursos energéticos. Lozano et al., (2009) fizeram uma análise exergoeconômica de tais sistemas e de sua operação. Neste trabalho, estes autores mostram os custos dos fluxos energéticos e exérgicos por meio de programação linear.

Uma nova perspectiva de ver os sistema de micro-cogeração ou também chamados de trigeração, é quanto ao controle destes sistemas dentro de variações ambientais ou de cargas do consumidor. O trabalho de Collazos et al., (2009) avaliou o controle preditivo dentro desta perspectiva, objetivando a maximização dos recursos energéticos , utilizando o controle preditivo para tal.

Uma aplicação destes conceitos foi feita no trabalho de Sugiarta et al., (2009), onde foi analisada a aplicação e modelagem de um sistema de microcogeração utilizando microtubina a gás (MGT) em um supermercado. Este estudo mostra a sensibilidade do sistema com a variação do preço do gás natural e que o tempo de retorno do investimento do sistema para COP de 0,5 do chiller de absorção é da ordem de 5,7 anos.

Magnani & Melo(2009) apresentaram o TCS (Task Configuration System), que utilizaram para otimizar o projeto e operação de um sistema de microcogeração. Este sistema modular pode configurar mais de três milhões de cenários possíveis para este sistema em estudo, podendo definir os riscos de investimento em microcogeração.

Atualmente os trabalhos mais recentes se preocupam em apresentar novas metodologias de análise exergoeconômicas, como é o caso do trabalho de Silveira et al., (2010), pesquisadores da USP, que propõem uma nova metodologia para a análise exergoeconômica; este modelo simplificado utiliza como função objetivo o custo da produção exergética. Esta metodologia é aplicada a um sistema de refrigeração por compressão de vapor e, depois, a um sistema de cogeração com turbinas a vapor de contrapressão.

Shakouri et al., (2010) analisaram dois cenários de uma planta de dessalinização utilizando uma turbina a gás com uma caldeira de recuperação para geração de vapor para a planta. A implementação do modelo foi feita no EES onde se pode calcular as variáveis termodinâmicas, os fluxos exergéticos e quantificar o custo exergético da dessalinização. Como resultado também mostrou-se a comparação da otimização dos dois cenários, um com a recuperação de calor e o outro sem, mostrando que apesar da destruição de exergia no processo de recuperação de calor havia um benefício no custo final da operação da planta.

Shakib et al., (2012) compararam uma planta de cogeração utilizando uma turbina a gás com e sem regenerador aplicado a uma caldeira de recuperação para geração de vapor para uma planta de dessalinização. Foi feita a modelagem energética e exergética dos dois sistemas com vistas à otimização operacional. Foi comprovado que houve um aumento de 19% na eficiência exergética da planta utilizando a turbina com regenerador.

2.2- Controle preditivo

Desde a década de 1970, quando houve duas crises de petróleo, o mundo teve que repensar a forma como utilizava os recursos energéticos e a maneira de operar as plantas de modo que fosse possível uma economia significativa de energia. As iniciativas foram no campo da cogeração e na forma de controlar processos petroquímicos. Iniciava-se uma campanha por uma forma racional do uso dos recursos energéticos e, para isto, trabalhou-se na forma de operacionalizar esta redução de

energia. Desta forma, surgiram as primeiras técnicas de MPC (Model Predictive Control), que é um controlador baseado em modelo MBC (Model Based Control), que se utiliza de um modelo prévio da planta a ser controlada para prever as ações de controle. Este algoritmo de controle utiliza um modelo da planta de processo que a cada instante de tempo é utilizado para prever valores futuros das saídas do sistema. Com estas previsões, pode-se formular o problema de otimização que minimiza a função custo pré-determinada, definindo as sequências de entradas aplicadas no controle da planta, conforme Edgar & Himmelblau (1989) e Luyben (1990). A *Figura 2. 5* mostra o esquema básico de um controlador MPC.

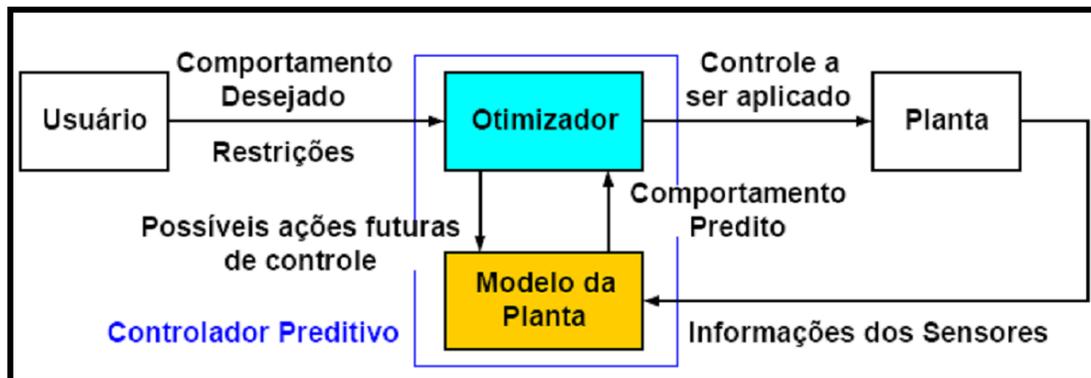


Figura 2. 5 - Estrutura básica de controlador preditivo MPC.

A primeira proposta de se utilizar um modelo de processo para predição do controle foi atribuída Smith, segundo Ogunnaike et al.,(1994) , utilizando os conceitos de controle clássico da época. Até hoje, este algoritmo é utilizado com o nome de preditor de Smith, Kwong (2007). Só nos anos 1970 é que o conceito de controle preditivo foi introduzido por Richalet e Cutler e Ramaker quase que simultaneamente, Camacho et al. (2007). Richalet fez a primeira aplicação prática de MPC, chamado Controle Heurístico por Modelo Preditivo (MPHC), que utiliza um modelo heurístico de resposta ao impulso (FIR) para calcular a ação de controle, Camacho et al. (2007). Este algoritmo foi comercializado pela empresa Francesa Adersa/ Gerbios com o nome de IDCOM (Identificação e Comando), Kwong (2005). Suas principais características são as seguintes, Camacho et al.,(2007):

- Modelo de resposta impulsional para a planta;
- Critério de *performance* quadrático para a planta em um horizonte de predição finito;
- Comportamento futuro da planta especificado por uma trajetória de referência;

- Restrições de entrada e saída incluídas na formulação;
- Entradas ótimas calculadas usando algoritmo iterativo heurístico, interpretado como uma identificação dual.

No mesmo período a Shell Oil, através de seus engenheiros Cutler e Ramaker desenvolveu uma estratégia de controle preditivo chamada de Dynamic Matrix Control (DMC), que relaciona mudanças nas saídas do processo da soma ponderada das entradas passadas, referidas como movimentos de entrada, tipicamente um modelo de resposta ao degrau. Suas principais características são, Ogunnaike & Ray (1994):

- Resposta linear ao degrau como modelo da planta;
- Função objetivo quadrática em um horizonte de predição finito;
- As saídas futuras da planta são especificadas para rastreamento de *set-point*;
- As entradas ótimas são calculadas como solução de um problema de mínimos quadrados.

Em 1978 Clarke propôs o algoritmo GPC (Controle Preditivo Generalizado), o mais popular MPC tanto na indústria quanto na área acadêmica. O GPC utiliza um modelo paramétrico de entrada – saída, inserindo o ruído de medição, tornando-o robusto a erros de modelagem da planta, Camacho & Bordons (2007).

Shouche et al.,(2002) estudaram o efeito do controle com MPC adaptativo e identificação juntas. Este tipo de aplicação torna o problema de otimização com restrições não-convexas na entrada do processo estudado. Através das simulações, descobriram que o resultado da otimização levava a um ótimo local, tendo os mesmos demonstrados através dos resultados a aplicabilidade do algoritmo MCPI para sistemas de pequena escala.

Silva & Oliveira (2002) utilizaram os conceitos de MPC aplicados em processos por batelada. Para isto, utilizaram a estratégia de otimização não-linear (*feasible path*) com o intuito de encontrar os pontos ótimos do controle de processos por batelada. A técnica foi demonstrada através de um processo por batelada de polimerização. Os resultados mostraram que a estratégia é mais flexível e facilita a sintonização dos controladores, trazendo vantagens operacionais para processos por batelada.

Zanin et al., (2002) implementaram um MPC desenvolvido pela Petrobrás, o SICON, em uma torre de craqueamento catalítico fluidizado (FCC – Fluidized Catalytic Cracker) da usina São José, Brasil. A nova estratégia de controle utiliza dados não-estacionários, ao contrário das metodologias convencionais, mostrando um desempenho superior e trazendo retornos financeiros comparados com estratégias convencionais.

Diehl et al.(2002) utilizaram estratégias de controle MPC não linear para controlar uma coluna de destilação de alta pureza. Como este processo é governado por equações algébricas diferenciais, foi analisado o comportamento computacional do algoritmo sob efeito dos distúrbios próprios do processo. Verificou-se um excelente desempenho com uso mínimo da CPU da ordem de poucos segundos, mostrando-se um algoritmo rápido e preciso, crucial para aplicações em tempo real.

Dufour et al. (2004) formularam uma estratégia de controle preditivo para um modelo de autoclave. O modelo consta de equações diferenciais parciais (EDP) e daí sua dificuldade de controle. Os resultados obtidos no controle da autoclave mostraram que a formulação foi eficiente para uma otimização *off-line*, ou seja, sem medições na planta; desta forma pode-se determinar a temperatura ótima da autoclave que rendesse o menor tempo de cura para o processo.

Havlena & Findejs(2005) aplicaram o MPC no controle de uma caldeira. As dificuldades enfrentadas por controladores convencionais no regime transiente da caldeira levaram à aplicação do MPC no controle da razão ar/combustível, melhorando a eficiência da combustão e reduzindo as emissões de NOx. A *Figura 2. 6* mostra o esquema do sistema utilizado.

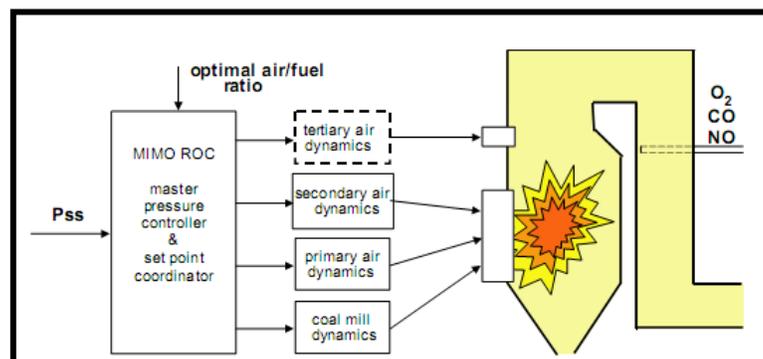


Figura 2. 6 - Controlador utilizado para controle simultâneo do set point do ar e do combustível (Havlena & Findejs, 2005).

Li et al., (2005) utilizaram o otimizador de Nash, da teoria dos jogos, em um controlador MPC distribuído, para uso em problemas de controle de larga escala. A idéia básica deste controlador é particionar o problema e fazer as otimizações *on-line* para cada parte. Desta forma, verifica-se um menor esforço computacional do sistema de tempo real. Para verificação dos resultados, foi aplicado o problema do fracionador de óleo pesado da Shell como problema modelo. Os resultados obtidos foram satisfatórios.

Long et al.,(2006) aplicaram um controlador NMPC usando o método determinístico de otimização global em um problema padrão de um reator CSTR(*Continuous Stirred-Tank Reactor*). Com este trabalho foi possível mostrar uma taxa de convergência mais rápida e até mesmo factível, pois problemas deste tipo têm o inconveniente de não convergirem e, quando o fazem, exigem um esforço computacional grande.

González et al.,(2006) aplicaram um controlador MPC juntamente com um otimizador não linear (NLP) a uma rede de trocadores de calor. O trabalho apresentou dois níveis de controle: o nível alto utilizado pelo supervisor com otimizador para regime permanente e o nível baixo utilizando o controlador MPC. Os resultados mostraram uma sinergia entre estas duas estruturas graças à função objetivo utilizada para ambos. Com isto, obteve-se uma economia de energia demandada pela rede de trocadores de calor, sem falar na convergência rápida, problema típico de otimização em tempo real. A *Figura 2. 7* mostra o exemplo da rede de trocadores utilizada no trabalho.

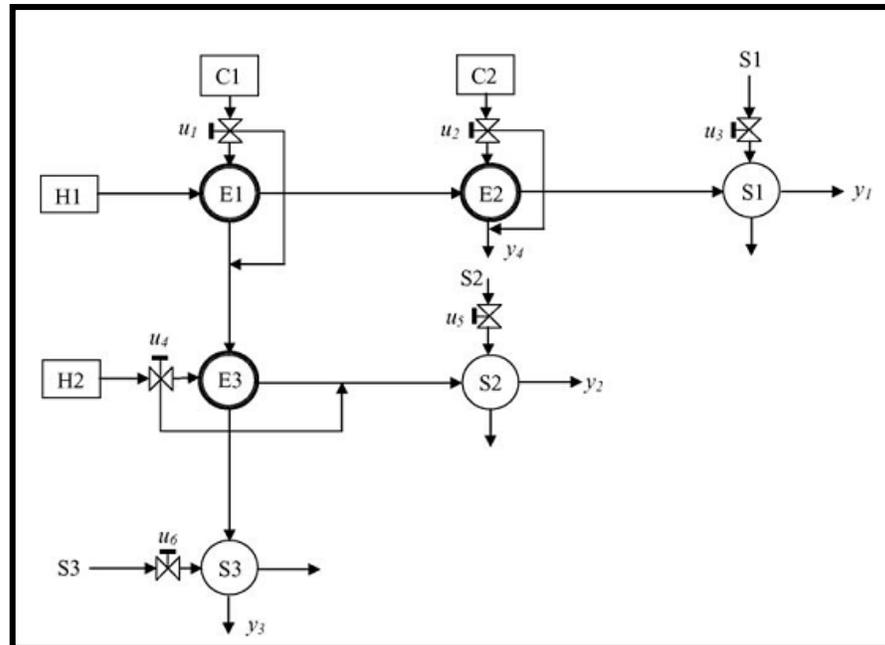


Figura 2. 7 - Exemplo de rede de trocadores de calor. (González et al., 2006)

Nagy et al., (2007) compararam os resultados obtidos do controle de um reator de batelada industrial, aplicando o controle em cascata, controle MPC e NMPC. Os resultados numéricos e experimentais foram confrontados, mostrando boa concordância. O controlador NMPC obteve ótimos resultados comparados aos outros dois controladores, justificando assim o investimento no controlador NMPC. A *Figura 2. 8* mostra o esquema do reator utilizado neste trabalho.

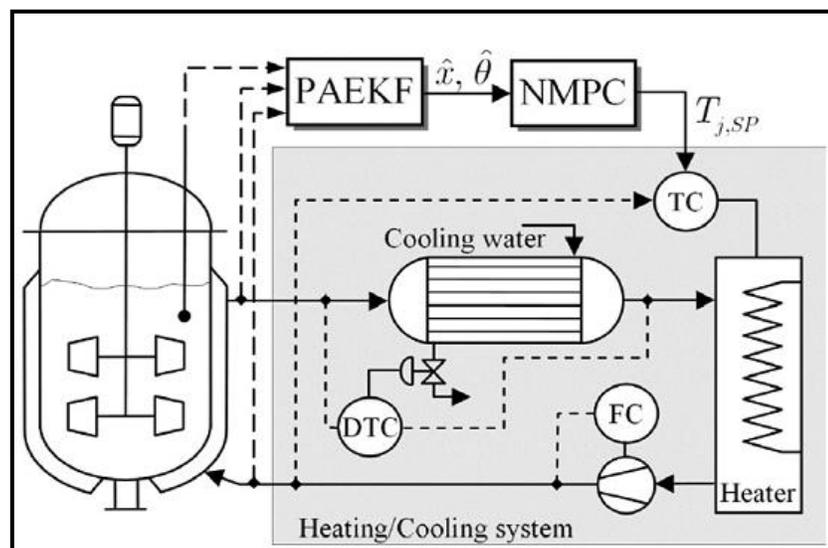


Figura 2. 8 - Representação esquemática do reator de batelada com aquecimento e resfriamento (Nagy et al., 2007).

Wojsznis et al.,(2007) utilizaram um MPC comercial a um problema multi objetivo com três funções objetivo: Maximização econômica, manutenção da controlabilidade e restrição das variáveis manipuladas. Demonstrou-se a flexibilidade da aplicação para o problema padrão do fracionador de óleo bruto Shell apresentado por Morari no encontro sobre controle da Shell em 1987. Os resultados mostraram a habilidade do algoritmo trabalhar com diversos objetivos, como a maximização econômica e o controle de todas as variáveis manipuladas (MV's). A *Figura 2. 9* mostra o problema padrão da Shell.

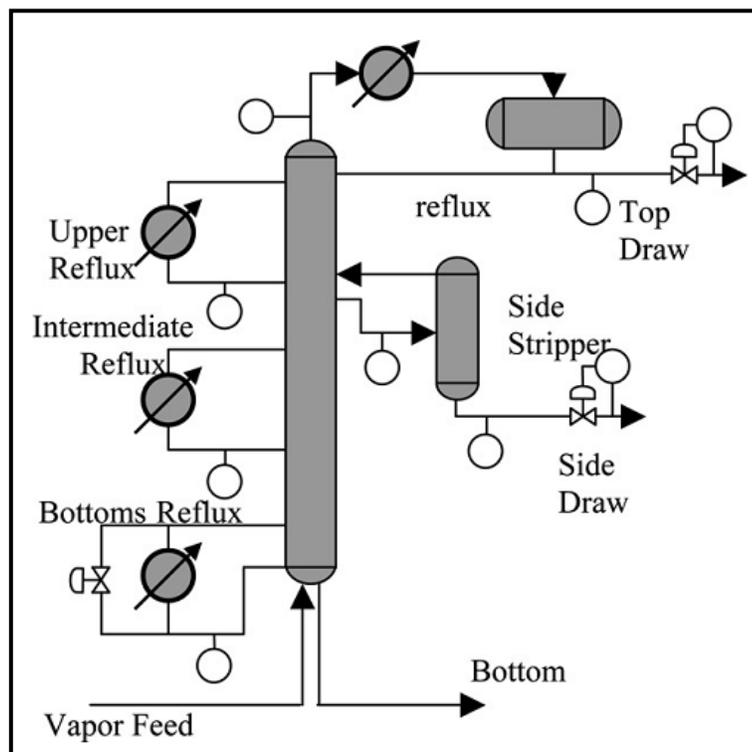


Figura 2. 9 - Fracionador de óleo pesado Shell.(Wojsznis et al., 2007)

Freitas et al.,(2008) aplicaram o controlador MPC da *toolbox* do Matlab no controle de uma planta de compressão. Neste trabalho foram utilizadas as técnicas de mínimos quadrados e o método da curva reativa para modelagem da planta. Os resultados obtidos foram comparados entre um controlador PI e o MPC do Matlab, mostrando que a ação de controle do MPC respeita as restrições do processo conforme mostra a *Figura 2. 11*. A *Figura 2. 10* mostra o diagrama da planta de testes do trabalho.

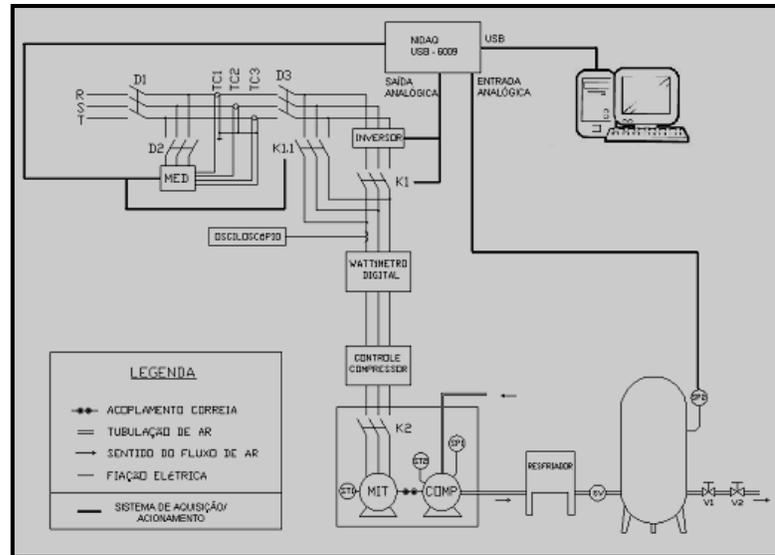


Figura 2. 10 - Diagrama esquemático do sistema de compressão.(Freitas et al., 2008)

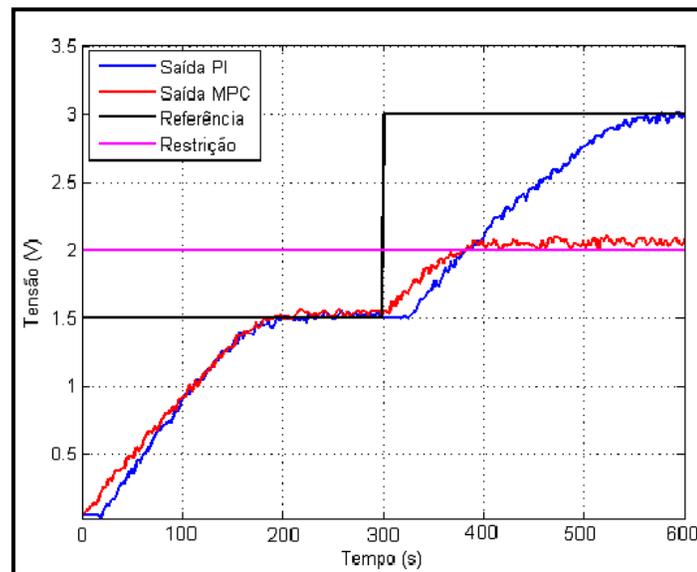


Figura 2. 11 - Sinal de saída (pressão do vaso) para os controladores PI e MPC.(Freitas et al., 2008)

Wang & Srinivasan (2009) apresentaram uma estratégia de controle preditivo aplicada a processos por batelada, onde a variável de controle é a qualidade final do produto. Para isto foi simulado em um reator de batelada industrial e aplicados conceitos de estatística ao processo. Através dos resultados verificou-se a robustez do controle e sua generalização para processos por batelada ou semibatelada.

Taran et al.,(2009) simularam três cenários de operação de máquinas classificadoras de cartas, com o uso de um controlador MPC. Os resultados mostraram

que, com a nova estratégia de controle, o tempo sem interrupção da máquina aumentou 20% em comparação com a estratégia de controle convencional.

Adetola & Guay(2010) propuseram um projeto integrado de ferramentas de tempo real (RTO) junto com estratégias de controle MPC para sistemas não lineares com restrições incertas. A função objetivo é considerada com parâmetros desconhecidos e variantes no tempo. O objetivo do modelo no trabalho é identificar e controlar o sistema em um ponto ótimo. Os resultados da simulação mostraram a eficácia do modelo.

Siroky et al.,(2011) modelaram o prédio da *Czech Technical University* e implementaram um controle preditivo com o objetivo de reduzir o consumo de energia. O modelo do controlador toma como variáveis o preço do custo da energia elétrica, o critério de conforto, a previsão da taxa de ocupação e a previsão do tempo. O controlador foi implementado e testado durante três meses. Ao final dos ensaios verificou-se que o uso do controlador preditivo economizou 16% do consumo de energia no prédio.

Ma et al.,(2012) estudaram a economia de energia em um prédio comercial modelado no ENERGY PLUS utilizando diversas estratégias de controle. Com os resultados do modelo do ENERGY PLUS foi identificado um modelo dinâmico do tipo ARX para ser usado com o controlador preditivo. Observou-se que com o uso do controle preditivo houve uma economia de energia de 25,31% e 28,52% de economia dos custos, representado uma diferença entre outras estratégias de controle de 4% mostrando assim sua eficácia.

Esta tese visa a integralização da otimização termoeconômica com a aplicação de sistemas de controle preditivo, fazendo uma análise não só do projeto, mas da operação com vistas a viabilidade técnica de um empreendimento de cogeração do ponto de vista da operação.

CAPÍTULO 3.0- ANÁLISE EXPERIMENTAL – LABORATÓRIO DE COGERAÇÃO

3.1 – Descrição do laboratório COGENCASA

O laboratório COGENCASA faz parte de um projeto de pesquisa na área de microcogeração com financiamento conjunto da PETROBRÁS, FINEP, CNPQ e COPERGÁS. Sob a coordenação do professor Dsc. José Carlos Charamba Dutra, o laboratório situado no campus Recife da Universidade Federal de Pernambuco, com área construída de 250m², abriga uma instalação de microcogeração constando dos seguintes equipamentos: uma microturbina a gás com potência nominal de 30kW (ISO), e um grupo gerador ciclo Otto de 30kW, ambos movidos a gás natural. Estes equipamentos são utilizados para gerar energia elétrica na forma “GRID CONNECTED” ligado à rede elétrica da Universidade ou na forma “STAND ALONE” ligado a uma carga remota. Neste caso, é utilizado um banco de resistências elétricas capaz de dissipar 30kW para simular a carga conectada. Os gases de escape são utilizados como insumo energético para aquecimento de água, a qual é enviada para um chiller de absorção de 35kW. Este chiller gera frio através do ciclo de absorção utilizando o brometo de lítio como solução do ciclo. Desta forma, a água gelada é enviada para um *fan coil* gerando frio para a câmara frigorífica. Este circuito de água gelada pode ser compartilhado entre um tanque termo acumulador ou ser enviada para o *fan coil* do show room através de uma válvula três vias. A *Figura 3. 1* mostra a vista de frente do laboratório.



Figura 3. 1 - Vista frontal do laboratório COGENCASA.

A *Figura 3. 2* mostra o esquema de funcionamento do sistema de microcogeração:

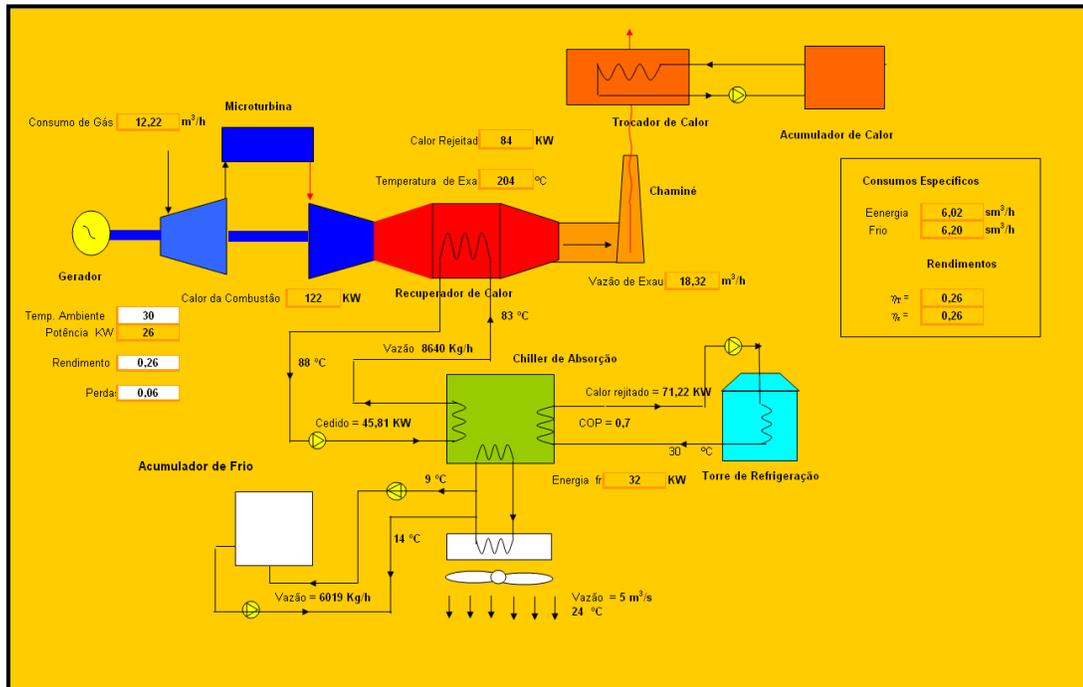


Figura 3. 2 - Esquema do sistema de microcogeração do laboratório COGENCASA.

Conforme mostrado, o sistema de microcogeração tem a opção de utilizar os gases de escape da microturbina ou do grupo gerador, tendo o cogeração que fazer análise de investimento para saber qual a opção de projeto será mais viável. A *Figura 3. 3* mostra os equipamentos básicos do sistema.

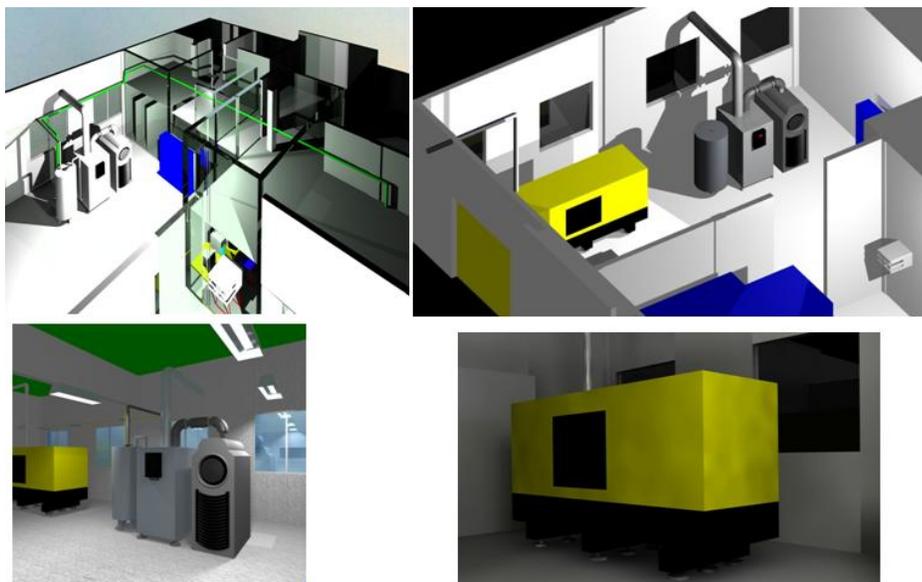


Figura 3. 3 - Vista geral do laboratório e detalhes da microturbina e do gerador.

Os equipamentos como turbina, grupo gerador e chiller já têm integrados a eles o sistema de controle das variáveis da máquina, como pressão, temperatura, alimentação e acionamento de válvulas. Um equipamento importante neste sistema de cogeração e que é o coração e elo entre a turbina e o chiller é o recuperador de calor. A *Figura 3. 4* mostra uma foto do sistema.



Figura 3. 4 - Da direita para esquerda: Turbina, recuperador de calor e acumulador térmico.

A *Figura 3. 5* mostra o arranjo básico entre chiller, acumulador térmico e câmara frigorífica.



Figura 3. 5 - Chiller de absorção e acumulador térmico de frio .

A *Figura 3. 6* mostra o grupo gerador e seu recuperador de calor.

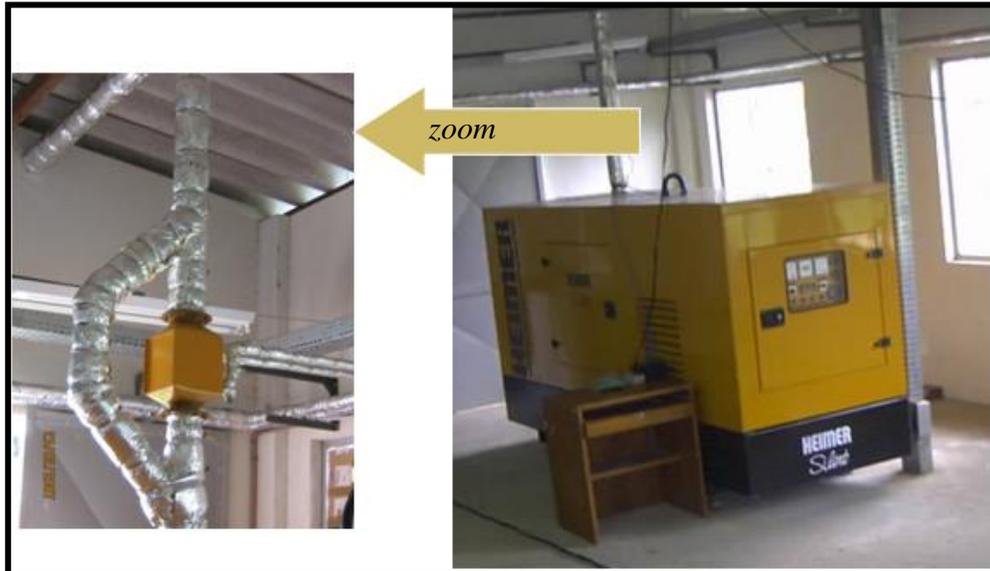


Figura 3. 6 - Grupo gerador trocador de calor.

A seguir será detalhado cada um dos equipamentos que compõe o sistema.

3.1.1 – Microturbina

As microturbinas são equipamentos que estão em ampla expansão de utilização dentro do contexto energético nacional. São fabricadas geralmente com capacidade que variam de 25 a 500kW. Normalmente sua utilização em sistemas de cogeração está atrelada aos seguintes cenários:

- Maior oferta de gás natural;
- Seus gases de escape se prestam a processos de secagem onde o contato com o produto não seja um fator proibitivo;
- Utilização de recuperadores de calor para geração tanto de água quente, quanto vapor de baixa pressão;
- Facilidade operacional e curva de resposta rápida para variações da carga;
- Baixa manutenção do equipamento;
- Baixa emissão de poluentes.

Apesar de todas estas vantagens, as áreas de projeto e manutenção de microturbinas contam com pequeno corpo técnico no Brasil e isto dificulta sua

popularização e seu custo é mais elevado do que um grupo gerador de mesma potência. A *Figura 3. 7* e a *Figura 3. 8* mostram os componentes básicos de uma microturbina.

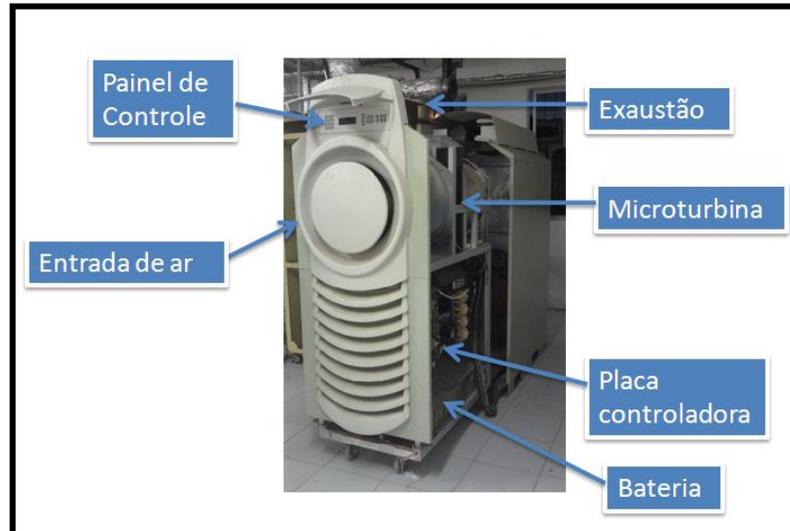


Figura 3. 7 - Componentes básicos de uma microturbina.

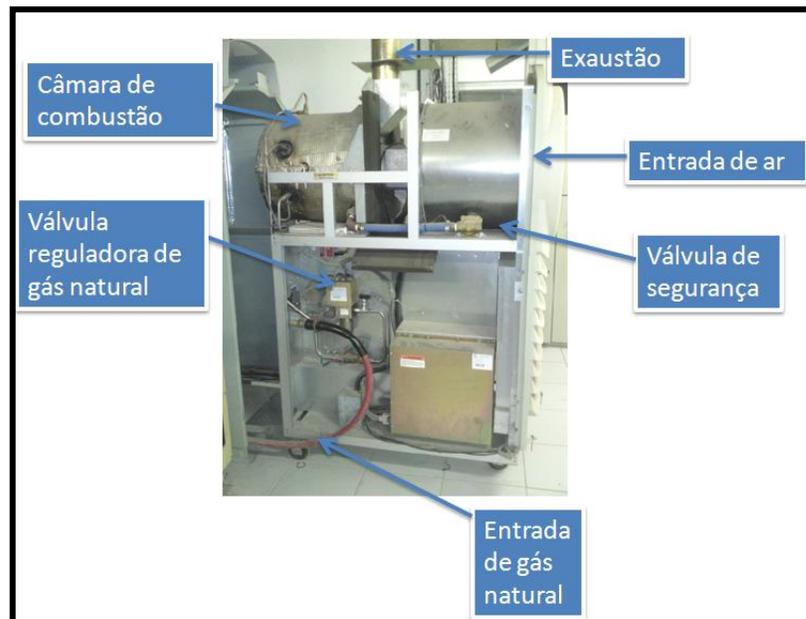


Figura 3. 8 - Vista lateral da microturbina e seus componentes.

Devido a sua inovação tecnológica e um mercado ainda emergente, as microturbinas contam com poucos fabricantes e muitos desenvolvimentos tecnológicos ainda estão sendo feitos. Os principais fabricantes estão mostrados na *Tabela 3.1*. Observa-se que as faixas de potência variam muito de fabricante para fabricante.

Tabela 3.1 – Principais fabricantes de microturbinas.

FABRICANTE	POTÊNCIA
	kW
Elliot Magnetek	45
Bowman Power Systems	50 - 80
Capstone Turbine Corp.	28 - 60
Hess Microgen	100 - 220

Uma microturbina a gás utiliza o mesmo princípio utilizado nas turbinas aeroderivadas. O ar é aspirado por um compressor centrífugo e transportado para as válvulas de *premix*, onde é feita a mistura do ar com o combustível, mantendo a razão ar/combustível adequada para a combustão completa. Ambos são injetados na câmara de combustão, e por meio de um centelhador, inicia-se a combustão e seus gases são transportados para um recuperador de calor, e então, são lançados na atmosfera. A *Figura 3. 9* mostra o esquema de funcionamento de uma microturbina.

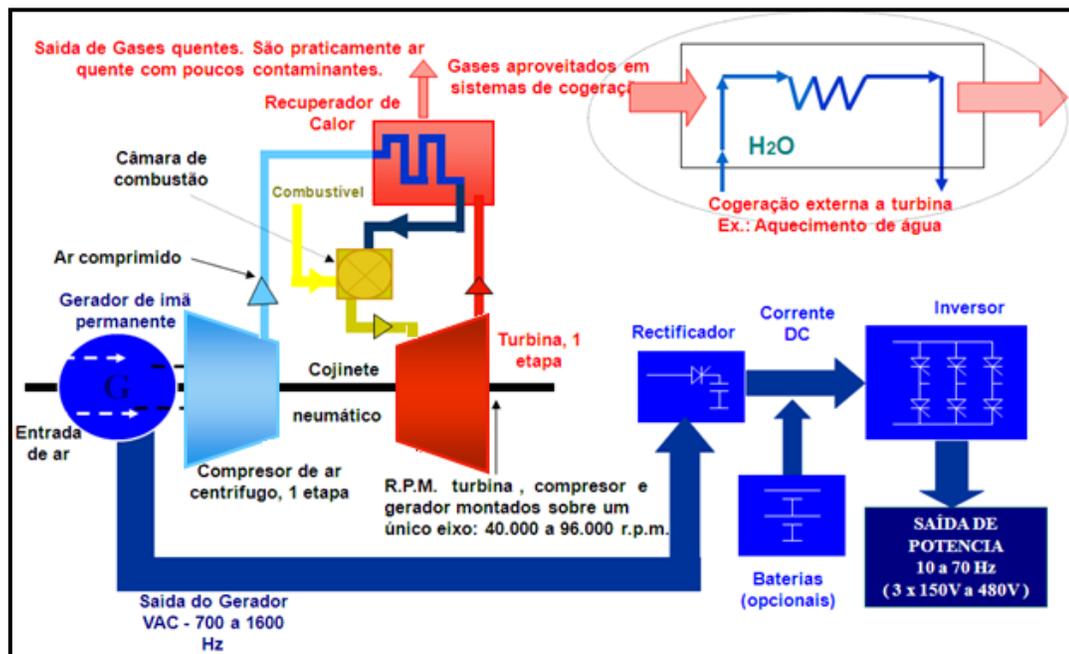


Figura 3. 9 - Componentes do sistema de uma microturbina.(www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)

Por questões de projeto, o gerador é montado antes do compressor, sendo assim resfriado pelo ar que entra contribuindo para o pré-aquecimento do mesmo. A *Figura 3. 10* mostra a disposição do conjunto turbina, compressor e rotor do gerador, todos solidários a um mesmo eixo.

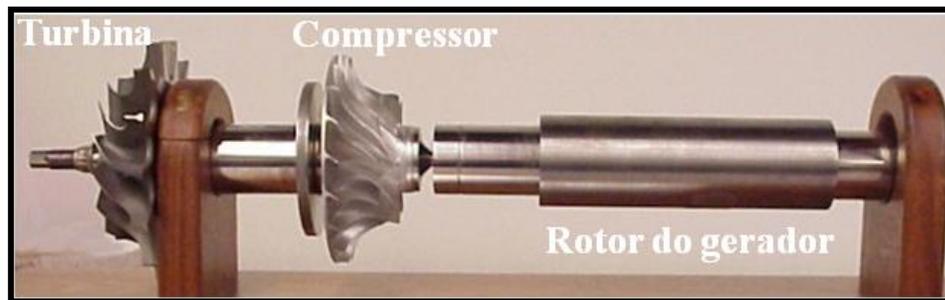


Figura 3. 10 - Componentes mecânicos rotativos. (www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)

Como se vê, as microturbinas têm poucas partes móveis comparativamente aos motores de combustão interna. Daí sua baixa incidência de manutenção. Outro fator que contribui para tal é a tecnologia empregada nos mancais, que são refrigerados a ar e dispensada o uso de lubrificantes, até porque as rotações desses equipamentos são altíssimas, da ordem de 95000 rpm. A câmara de combustão tem a forma de tambor, de modo que possa alojar a turbina, que receberá os gases a alta temperatura e alta pressão. A *Figura 3. 11* mostra uma vista em corte dos componentes da microturbina.

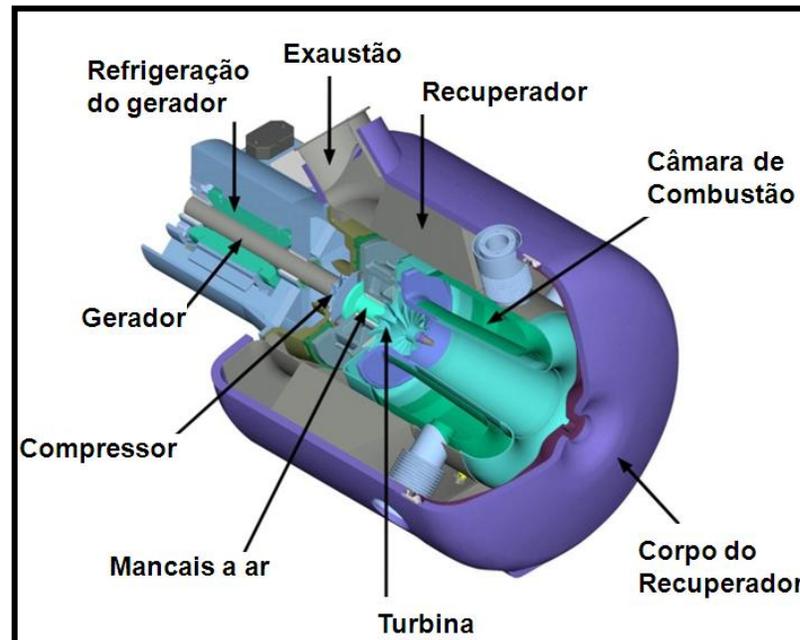


Figura 3. 11 - Componentes da microturbina. (www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)

Os injetores da mistura ar/combustível são dispostos de forma radial na quantidade de três. Os gases percorrem um caminho inverso ao longo da turbina onde passam pelo recuperador de calor, aumentando a eficiência da microturbina.

As microturbinas têm uma flexibilidade operacional muito grande, podem variar a potência em poucos segundos, e ser operadas remotamente via modem. Em caso de grandes quantidades de potência, podem ser ligadas em paralelo, atendendo a demandas típicas de grandes empreendimentos. A *Figura 3. 12* mostra uma instalação comercial de cogeração com 25 turbinas ligadas em paralelo. Este tipo de montagem tem a vantagem de aumentar a confiabilidade operacional, visto que na ocorrência de falha não se para a planta inteira. Haverá somente uma perda da capacidade.



Figura 3. 12 - Instalação de cogeração com 25 turbinas de 30kW (Harbec Plastics Inc, New York – EUA).

As microturbinas são também caracterizadas pelos seus baixos índices de emissões quando queimam gás natural. Abaixo são mostrados os níveis de emissão de uma micro-turbina queimando gás natural são: $\text{NO}_x < 9 \text{ ppm V}$, $\text{CO} < 40 \text{ ppm V}$, $\text{H} < 9 \text{ ppm}$.

O gráfico da *Figura 3. 13* mostra o nível de emissão de NO_x em comparação com outras tecnologias convencionalmente utilizadas para geração distribuída. Dos equipamentos que queimam combustíveis, a microturbina fica atrás somente dos motores Stirling, mostrando-se um equipamento ecologicamente viável.

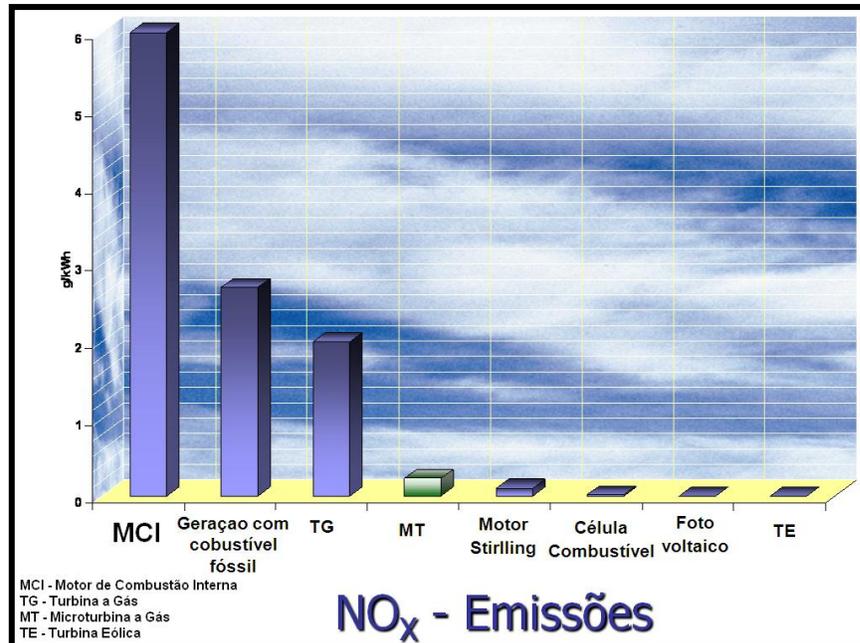


Figura 3. 13 - Comparação de emissões de NO_x. (www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)

Do ponto de vista de eficiência, as microturbinas têm rendimentos baixos comparados, por exemplo, aos motores de combustão interna. No entanto, com o uso dos gases de escape para geração de calor, sua eficiência pode chegar a 75% conforme mostra a *Figura 3. 14*.

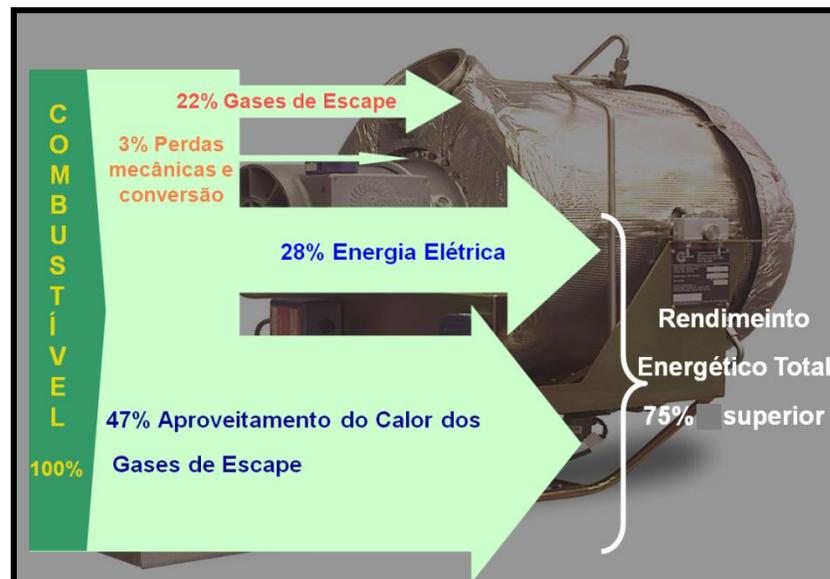


Figura 3. 14 - Aproveitamento energético da microturbina. (www.energiadistribuída.com, acessado em 19/06/2007)

Sabe-se que o rendimento das microturbinas está atrelado às condições ISO (@15°C/1atm). A microturbina utilizada neste trabalho tem potência nominal de 30kW,

Entretanto, para as condições regionais do experimento, consegue-se uma potência de 24kW. O gráfico da *Figura 3. 15* mostra a faixa de potência e o rendimento para a condição e outras faixas de temperatura.

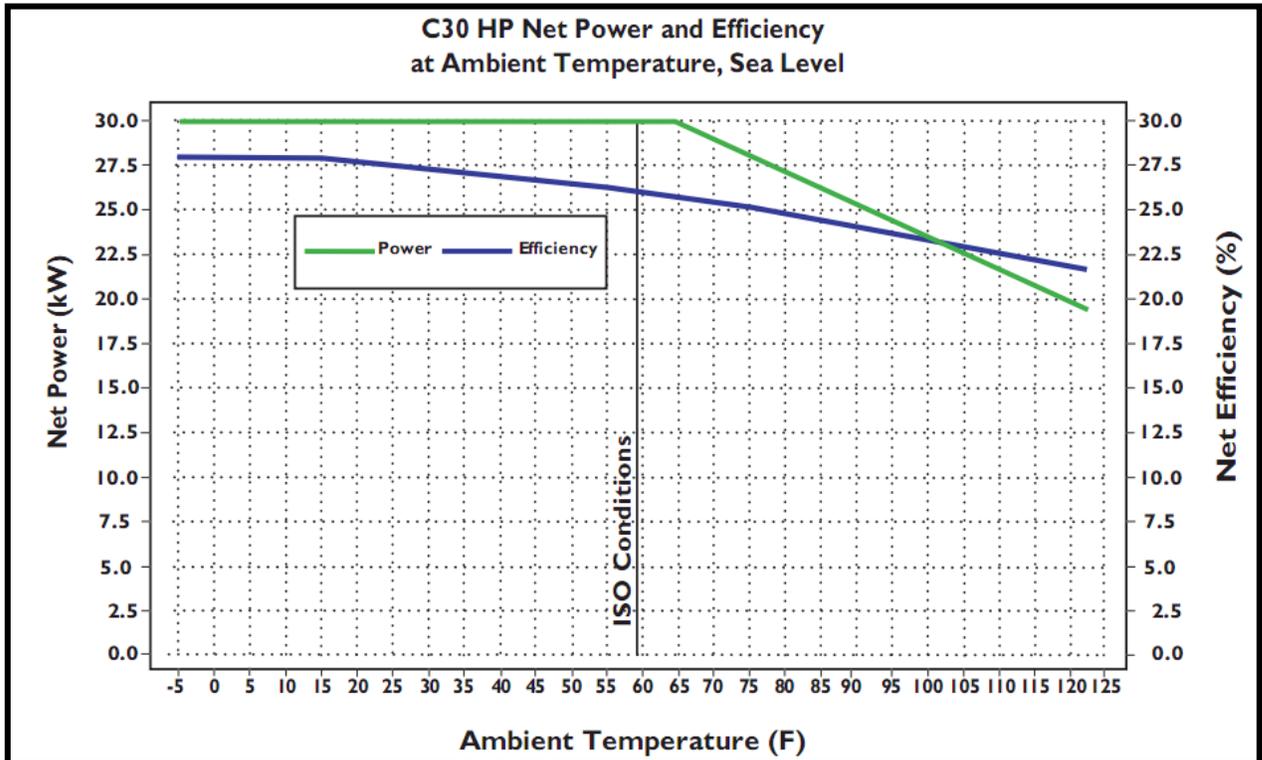


Figura 3. 15 - Eficiência ISO da micro-turbina.(Fonte: Capstone)

A Tabela 3.2 mostra as características de desempenho e emissão, bem como os fluxos mássicos e energéticos de acordo com o fabricante Capstone.

Tabela 3.2 – Características técnicas da microturbina Capstone.

Performance	Potência	Eficiência (LHV)
GN/GLP 52-55 (psig)	30 kW(+0/-1)	26% (+-2)
Emissões		
NOx	<9ppmV@15%O2	
Entradas/Saídas		
Fluxo do combustível	457MJ/h	
Gases de exaustão	275°C	
Fluxo mássico	0.31 kg/s	
Energia Total Saída	327MJ/h	

3.1.2 – Recuperador de calor

Este sistema consiste basicamente de um trocador de calor compacto tipo serpentina aletada, onde os gases quentes da turbina passam por fora da serpentina aletada e a água a ser aquecida passa por dentro da serpentina, de forma que haverá uma transferência de calor basicamente por convecção e condução, fazendo com que a energia que os gases quentes transportam seja transferida para a água. A *Figura 3. 16* mostra uma visão geral do recuperador de calor conectado com o escapamento da microturbina.



Figura 3. 16 - Vista geral do recuperador de calor.

O recuperador de calor dispõe de um painel elétrico com um CLP compacto com IHM(Interface Homem Máquina) embutida para controle da temperatura de água quente que sai do recuperador. Isto se faz necessário por questões de segurança estrutural da serpentina. Por essa razão, instalou-se um *damper* que desvia os gases quentes para atmosfera sempre que a temperatura de água quente atingir 80°C. Este *damper* é

controlado por um atuador elétrico conectado ao seu eixo e recebe comandos do CLP para abrir ou fechar de acordo com o algoritmo PID configurado no mesmo. Outro controle de segurança instalado é uma chave de fluxo para detectar a presença de água, para evitar que os gases quentes da microturbina passem pelo recuperador de calor sem que haja água e, assim, prejudicar a serpentina. Na ausência de água, o *damp*er é totalmente fechado e o sistema elétrico é liberado após a presença de água. Isto evita que o operador ligue o sistema sem ligar a bomba de circulação de água. A *Figura 3. 17* mostra o controlador e painel de controle.



Figura 3. 17 - Detalhe do CLP Expert (dir.) e atuador elétrico do damp.

3.1.3 – Tanque acumulador térmico

O acumulador térmico é um vaso vertical cilíndrico de aço carbono revestido com isolamento térmico de manta de fibra de vidro, utilizado como tanque pulmão para armazenamento da água aquecida vinda do recuperador de calor. Por meio de bombas, a água aquecida é enviada para o chiller. A *Figura 3. 18* mostra o aspecto do acumulador térmico.



Figura 3. 18 - Tanque acumulador térmico.

O tanque acumulador térmico dispõe de três resistências elétricas que funcionam como *booster* para acelerar o aquecimento da água, desta forma diminuindo o tempo de partida da planta, já que o *chiller* só poderá ser ligado com a temperatura acima de 84°C. Estas resistências se prestam também para o caso da fonte de gases quentes não ser suficiente para manter o *chiller* ligado.

A *Figura 3. 19* mostra um esquema dos fluxos de entrada e saída do acumulador térmico. É utilizada uma bomba centrífuga para recircular a água entre o recuperador de calor e o tanque, e outra bomba faz recircular a água quente entre o *chiller* e o recuperador.

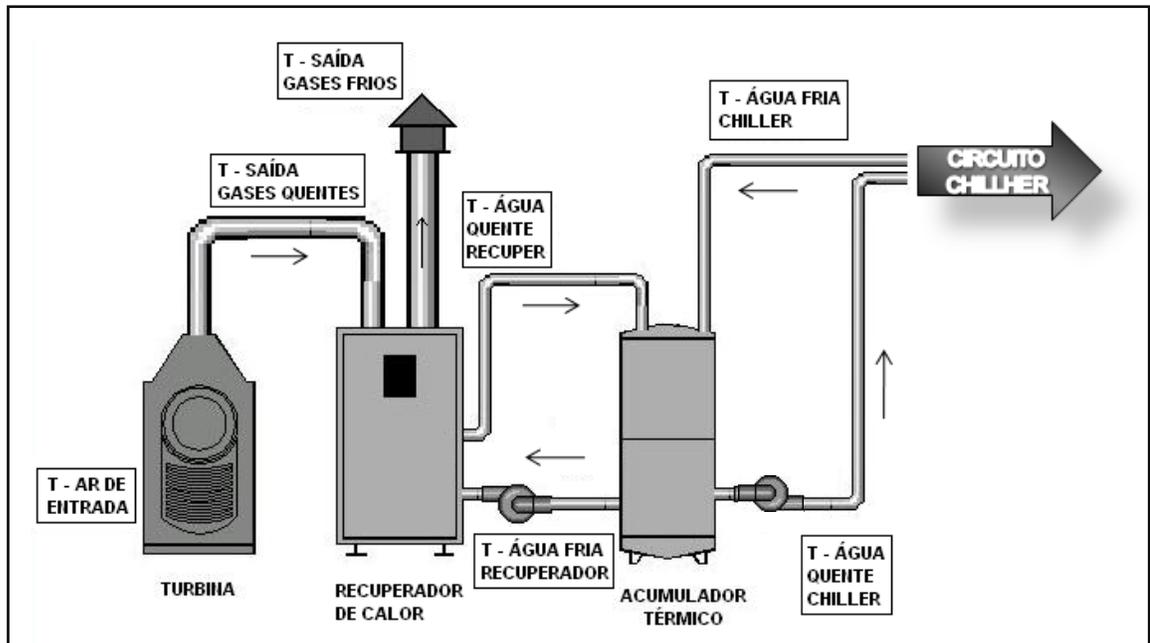


Figura 3. 19 - Esquema mostrando as entradas e saídas do acumulador térmico.

Como visto, os gases quentes da microturбина são direcionados para o recuperador de calor, o qual aquece a corrente de água vinda do acumulador térmico, criando um circuito fechado entre recuperador e acumulador, à medida que a água atinge a temperatura de 84°C; a bomba centrífuga do circuito fechado entre acumulador e chiller é ligada e envia a água para o chiller iniciar sua operação.

3.2 – Instrumentação e controle

Segundo Bega (2003) quando se trabalha com sistemas de cogeração deve-se dispor de uma boa instrumentação para monitoramento e controle das principais variáveis. Como se trata de geração simultânea de eletricidade e calor deve-se dispor de um bom sistema elétrico que possa ser ligado e sincronizado com o sistema elétrico da microturбина. A *Figura 3. 20* mostra o quadro elétrico da instalação do COGENCASA.



Figura 3. 20 - Quadro elétrico geral do COGENCASA.

Este painel é ligado à rede trifásica (380V) da Universidade Federal de Pernambuco. A *Figura 3. 21* mostra o barramento e disjuntor principal com os controles eletromecânicos responsáveis pelo acionamento dos equipamentos, como bombas, ventiladores, *fan coils*, CLP e *chiller*.

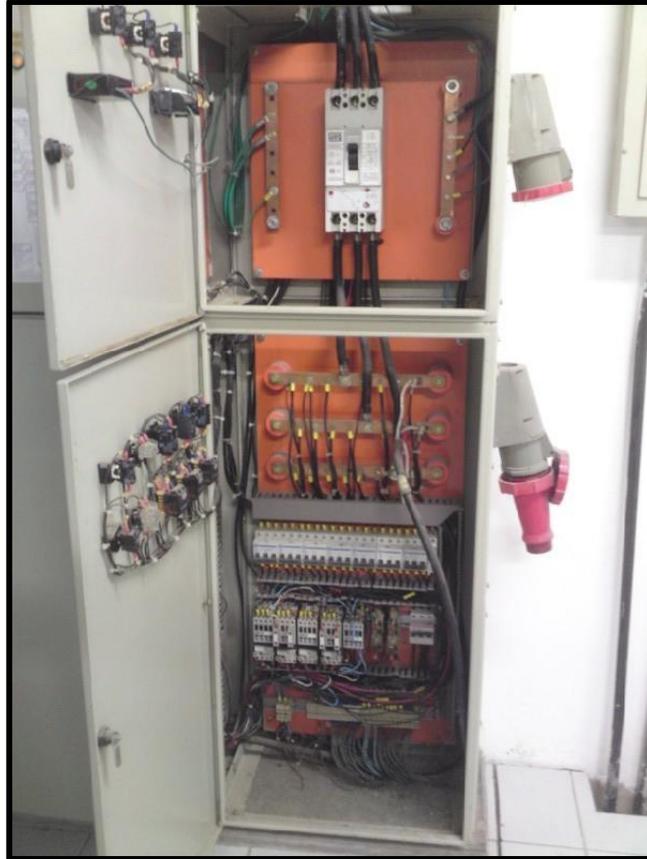


Figura 3. 21 - Barramento de potência e controles eletromecânicos.

Neste painel foi instalado um equipamento de medição de parâmetros elétricos para se acompanhar a qualidade da energia produzida pela cogeração. Este instrumento envia as informações para o CLP central e são capturadas pelo supervisor. A *Figura 3. 22* mostra o medidor de parâmetros elétricos; foram instalados dois , um para a microturbina e um para o motorgerador. A *Figura 3. 23* mostra a ligação dos TC's (transformadores de corrente) no painel elétrico; esses medem a corrente e a enviam para o medidor de parâmetros, que fornece corrente e tensão entre fases, além do fator de potência, potência ativa e potência reativa gerada.



Figura 3. 22 - IHM do medidor de parâmetros elétricos.



Figura 3. 23 - TC (Transformador de Corrente) do medidor de parâmetros elétricos.

Com os parâmetros elétricos medidos e armazenados, devem-se ter os atuadores que conduzirão os fluidos ao longo do sistema de cogeração. A parte térmica do sistema de cogeração utiliza extensivamente atuadores elétricos, acoplados com válvulas ou com *dampers* para condução dos fluxos. A *Figura 3. 24* mostra uma válvula três vias, acoplada a um atuador elétrico da empresa Belimo. Este atuador é do tipo proporcional, funcionando de 0 a 100% com sinal de 4 a 20mA. O comando é recebido do CLP que comanda proporcionalmente a abertura da válvula.



Figura 3. 24 - Válvula três vias de controle de carga do show-room/câmara.

A *Figura 3. 25* mostra outro tipo de atuador da empresa Incontrol. Este atuador é usado para desviar o fluxo de água gelada que vem do chiller e entra para o *fan coil* da câmara. Ao atingir a temperatura do *set-point*, o CLP envia um comando elétrico de 0-10V abrindo ou fechando totalmente a válvula de três vias. Este controle conhecido

como *on-off* é utilizado também para desviar a água quente que vem do acumulador para o chiller, sempre que a temperatura da água quente atinge a temperatura do *set-point*. Nesta mesma figura é mostrada a instalação de termopares tipo J, ligados em poços para medição de temperatura. Toda a planta utiliza este tipo de sensor para monitorar as principais temperaturas do sistema. Todas estas informações de *status*, temperatura e atuação são enviadas para o CLP central como mostra a *Figura 3. 26*. O CLP do fabricante Atos é composto de um bastidor que comporta quatro placas analógicas de aquisição de temperatura para termopar tipo J, uma placa analógica de 4-20mA para atuar as válvulas proporcionais e placas digitais para ligamento e desligamento dos equipamentos. Ao CLP é ligada uma IHM que pode operar todo o sistema no painel elétrico. Através desta IHM pode-se operar a planta no modo automático ou manual, conforme necessidade do operador.



Figura 3. 25 - Válvula três vias para controle de carga da câmara.

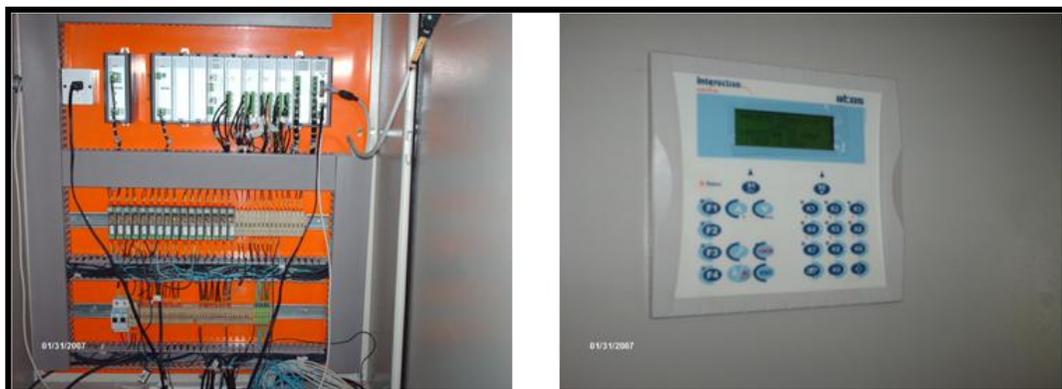


Figura 3. 26 - IHM e Quadro do CLP do supervisor.

Toda aquisição de dados e controle é feita através de um computador na sala de controle com o sistema supervisório SCADA (*Supervisory Control And Data Acquisition*) da empresa Elipse. Este sistema opera toda a planta remotamente da sala de controle, sem necessidade de intervenção do operador. A *Figura 3. 27* mostra a tela do supervisório do circuito quente. Nesta tela, monitora-se a temperatura de entrada do ar da turbina, a temperatura dos gases que entram no recuperador de calor e a temperatura de saída do mesmo, e a temperatura de água quente do acumulador que entra e sai para o *chiller*.

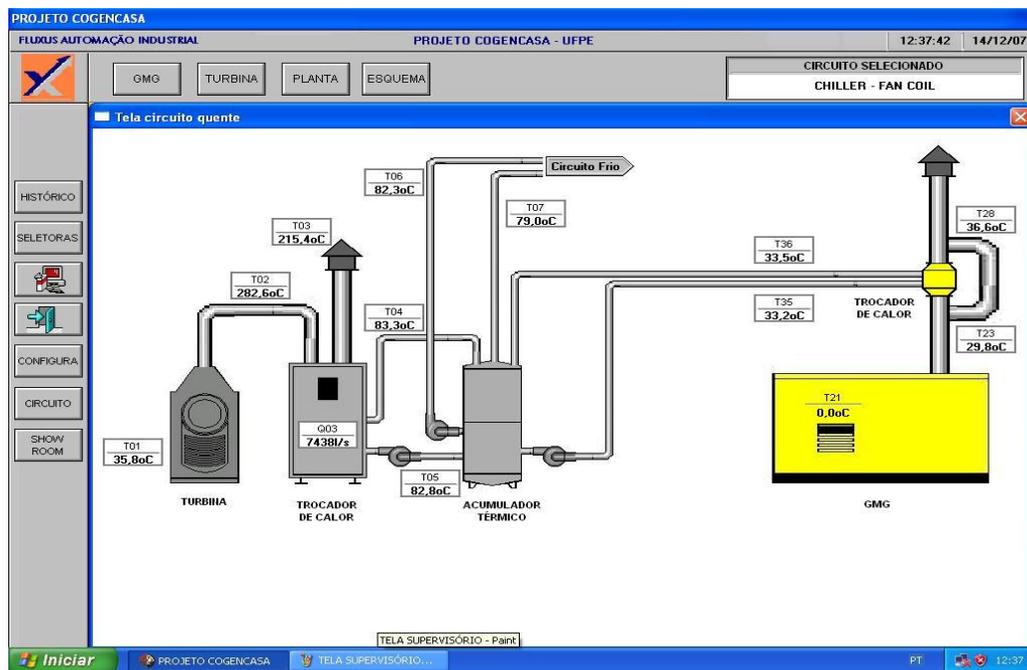


Figura 3. 27 - Tela circuito quente do supervisório.

A *Figura 3. 28* apresenta a tela do circuito frio, mostrando a temperatura de entrada e saída da torre de resfriamento, temperatura de entrada e saída da água gelada, bem como a temperatura de água quente vinda do acumulador. Também é mostrado o *status* de abertura da válvula três vias para controle do operador.

A *Figura 3. 29* mostra a tela das câmaras e do *show room* mostrando a temperatura ambiente de cada recinto.

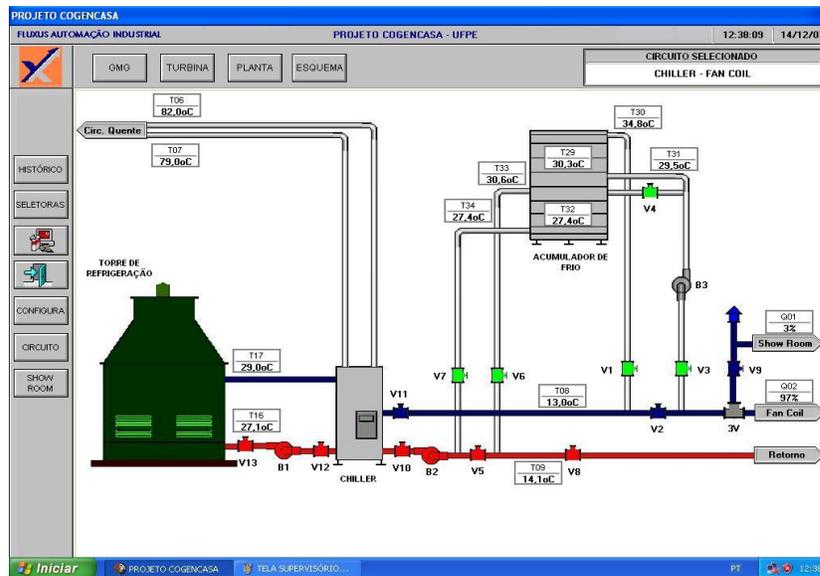


Figura 3. 28 - Tela circuito frio do supervisório.

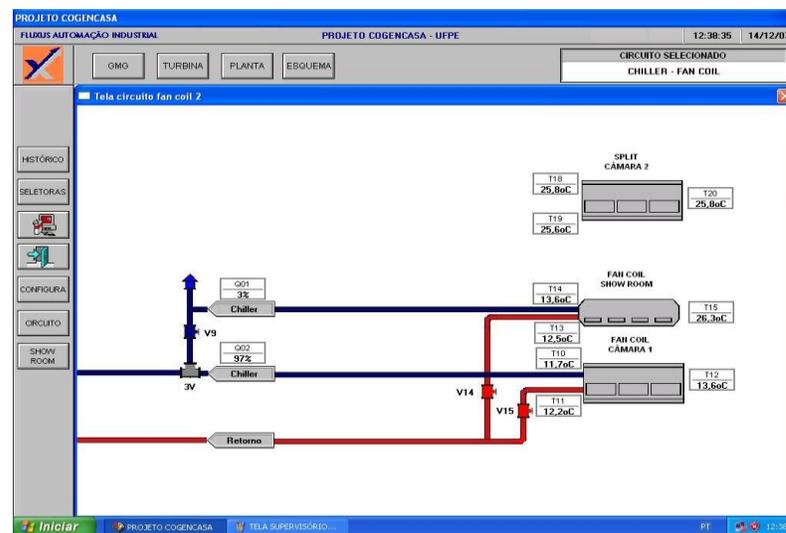


Figura 3. 29 - Tela câmaras frias do supervisório.

O supervisório conta com uma tela de registros dos dados coletados pelo CLP. Esta tela é separada por dados elétricos do GMG (Grupo Motogerdor) e da microturbina e dos circuitos térmico frio e quente conforme mostra a *Figura 3. 30*.



Figura 3. 30 - Tela de registros do supervisório.

Todos os dados são salvos em formato *.dat* e transformados pelo supervisório para o formato *.xls* para tratamento desses dados, os quais, transportados, têm o formato mostrado na *Tabela 3.3*.

Tabela 3.3 - Tabela exportada do supervisório para o Excel com as medições feitas.

Data/Hora	T01	T02	T03	T04	T05	T06	T07	T17	T21	T22	T23	T24	T25
10/12/2007 09:56	34	283	162	84	82	81	78	27	29	28	30	27	34
10/12/2007 09:56	33	283	141	84	82	81	78	27	29	28	30	27	34
10/12/2007 09:57	33	283	137	84	82	81	78	28	29	28	30	27	34
10/12/2007 09:57	33	282	136	84	82	82	78	29	29	28	30	27	34
10/12/2007 09:58	34	283	136	85	82	82	79	29	29	28	30	27	34
10/12/2007 09:58	34	283	137	84	82	82	79	30	29	28	30	27	34
10/12/2007 09:59	34	283	168	84	83	82	79	30	29	28	30	27	34
10/12/2007 09:59	34	283	201	83	82	82	79	30	29	28	30	27	34
10/12/2007 10:00	34	283	183	84	82	82	79	31	29	28	30	27	34
10/12/2007 10:00	34	283	148	84	82	82	79	30	29	28	30	27	34
10/12/2007 10:01	33	283	139	85	82	82	79	29	29	28	30	27	34
10/12/2007 10:01	33	283	138	85	82	82	79	29	29	28	30	27	34
10/12/2007 10:02	33	282	168	84	83	82	79	29	29	28	30	27	34
10/12/2007 10:02	32	283	204	83	82	82	79	28	29	28	30	27	34
10/12/2007 10:03	33	282	196	83	82	82	78	28	29	28	30	27	34
10/12/2007 10:03	34	283	155	84	82	81	78	28	29	28	30	27	34

3.3 – Metodologia experimental

A planta de microcogeração foi operada de forma a se obter os principais parâmetros necessários para uma análise experimental, estes parâmetros são os seguintes:

- Temperatura de entrada do ar da microturbina;
- Temperatura dos gases de escape da temperatura da microturbina;
- Diferencial de temperatura do recuperador de calor;
- Temperatura de água quente para o *chiller*;
- Temperatura da água de resfriamento da torre;
- Temperatura da água gelada do *chiller*;
- Parâmetros elétricos de geração da microturbina.

Os dados experimentais foram obtidos variando a potência da turbina, nos valores 10, 15 e 25kW, selecionadas a partir do supervisor de controle da microturbina, conforme mostra a *Figura 3. 301*. Por ocasião da temperatura ambiente dos experimentos, a microturbina não consegue atingir a potência de 30kW, pois esta só é conseguida para condições ISO(@15°C/1atm).

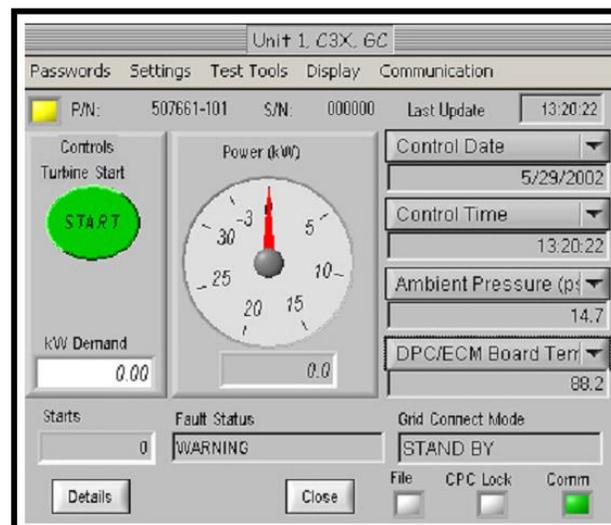


Figura 3. 31 - Tela do software CRMS da microturbina.

Para as medições feitas foram seguidos os seguintes procedimentos:

1. **Antes das medições:** Antes de se fazer qualquer medição na planta, foi necessária checar a conformidade dos seguintes itens:
 - a. Verificar o nível de água do sistema, pois sua falta superaquece os equipamentos.
 - b. Verificar se todos os comandos estão acionando corretamente as válvulas e as bombas; além de ligar os equipamentos. Isto é feito no modo manual do painel.
 - c. Verificar se as válvulas de *by-pass* estão funcionando corretamente.
 - d. Verificar se há gás natural no *skid* e se a pressão está a 52psig.
 - e. Verificar se a água de reposição da torre está ligada, e se a bóia da bacia de água fria não está obstruída.
 - f. Verificar se todos os comandos do painel estão funcionando corretamente.
 - g. Verificar se o CLP está funcionando corretamente.
 - h. Verificar a comunicação entre a microturbina e o CRMS, e a comunicação do supervisor com o CLP.

2. **Início das medições:** Ao ligar a planta, fez-se necessário checar os seguintes itens:
 - a. Ligar a bomba de circulação de água do recuperador de calor.
 - b. Ligar as resistências elétricas do acumulador térmico.
 - c. Ligar a bomba da torre de resfriamento.
 - d. Ligar todos os disjuntores do painel elétrico.
 - e. Selecionar no painel elétrico o modo automático do controle eletromecânico.
 - f. Abrir a válvula para admissão do gás natural para a turbina.
 - g. Aguardar o sinal da microturbina “System Ok” para dar a partida na mesma.
 - h. Selecionar a potência a ser gerada pela microturbina e acionar o botão *Start* do painel ou do supervisor.
 - i. Durante a partida, acompanhar os parâmetros elétricos para verificar se há alguma anomalia na geração.

- j. Após estabelecido o regime permanente da turbina, acompanhar o aquecimento da água quente que vai para o chiller.
 - k. Após atingir a temperatura de 78°C, o chiller aciona automaticamente a bomba de circulação do acumulador.
 - l. Quando a temperatura da água atinge 80°C, pode-se iniciar a operação do chiller.
 - m. Quando a temperatura da água atinge 80°C, desliga-se as resistências elétricas do acumulador térmico.
 - n. Verificar se os circuitos de água estão funcionando corretamente e se a água da torre está efetivamente resfriando o *chiller*. Caso contrário, o mesmo desliga automaticamente.
 - o. Estabelecido o regime permanente do *chiller*, podem-se ligar os *fan coils* para geração de frio.
3. **Durante as medições:** Após verificados os itens 1 e 2, procedeu-se às medições de acordo com as seguintes condições:
- a. Fixou-se a potência da turbina aguardando o regime da mesma.
 - b. Com o *chiller* em operação normal, ligam-se os *fan coils* e o banco de resistência elétrica para simular carga térmica.
 - c. Após cerca de uma hora e meia muda-se a potência da turbina e observa-se o comportamento do sistema.
 - d. Sempre observar o nível de água do sistema, pois a falta do mesmo desliga o sistema.
4. **Término das medições:** Concluídas as medições, seguiu-se o seguinte procedimento:
- a. Desligar o *chiller* com o botão de comando; o mesmo pára de operar, mas continua ligado até que toda a solução seja recolhida. Neste momento, é imprescindível continuar enviando água quente para o mesmo, para não dar problema de cristalização da solução.

- b. Após o *chiller* desligar automaticamente a bomba de circulação de água quente, desliga-se a microturbina.
 - c. Com a microturbina desligada, pode-se desligar a bomba de circulação de água do recuperador de calor.
 - d. Por fim, podem-se desligar todos os disjuntores dos equipamentos e fechar a válvula de entrada do gás natural.
5. **Resultados Obtidos:** Todas as medições foram salvas em arquivo *.dat* pelo supervisor. No tratamento das medições, exportou-se os dados para o formato *.xls*, para tratamento dos dados. Todas as medições receberam tratamento estatístico de incerteza de medições descrito no anexo 3.

CAPÍTULO 4.0 – OTIMIZAÇÃO E CONTROLE DE UMA PLANTA DE MICROCOGERAÇÃO

Geralmente, os sistemas térmicos são criados para produção de energia térmica ou elétrica, na fase de projeto ou para geração mais eficiente de sistemas pré existentes. A cogeração pode ser organizada de forma a se obter a melhor estrutura de um sistema de geração. Este problema é dividido nos seguintes subproblemas, Perlingeiro (2005):

- Solucionar o conjunto de equipamentos viáveis para o sistema térmico;
- Predizer e avaliar o desempenho de cada sistema térmico gerado.

Assim, existem dois problemas a serem resolvidos: um problema de síntese e um outro de análise. A síntese consiste na criação das combinações possíveis para um determinado sistema térmico, como por exemplo, gerar energia elétrica e calor por meio de um grupo gerador ou turbina a gás, gerar calor ou frio, seja por um sistema por compressão ou absorção etc. Desta forma, olhando-se as possíveis estratégias de geração de acordo com as inúmeras tecnologias disponíveis, percebe-se que o problema de síntese é um problema combinatório e pode ser uma das etapas mais difíceis dentro do projeto de sistemas térmicos, conforme apresentado por Cang(2010).

Após definidos os arranjos possíveis para o tipo de geração em questão, dá-se início à etapa de análise, que consiste na modelagem dos equipamentos contidos nos sistemas propostos pela síntese. Esta modelagem do sistema geralmente é fenomenológica e econômica, pois todo sistema de geração deve ser viável economicamente para que sua implantação se torne realidade. A grande questão é que, geralmente, estes problemas admitem mais de uma solução, tornando-o um problema de otimização, ou seja, a busca não por uma boa solução, mas sim a solução ótima dentre várias soluções possíveis, tanto tecnicamente quanto economicamente. Dentro desta classe de problemas, existe a otimização estrutural, que diz respeito ao problema de síntese, a busca pelo melhor arranjo de equipamentos dentre tantos possíveis, e a otimização paramétrica, que consiste no problema de análise, encontrando o desempenho ótimo do sistema térmico do melhor arranjo ótimo encontrado na síntese, conforme Bejan et al.,(1996).

A otimização de sistemas térmicos é uma aplicação de modelagem e simulação. Frequentemente existe o desejo de que no processo seja otimizado um conjunto de parâmetros de projeto ou operação e variáveis operacionais que maximizem ou minimizem uma variável de interesse, seja ele técnico ou econômico. A otimização tem por interesse encontrar a combinação que otimize os seguintes aspectos do projeto:

1. Menor custo de investimento;
2. Menor custo de operação;
3. Maior produção de frio, calor ou eletricidade;
4. Maior lucro, através de maior eficiência.

De acordo com Bejan et al. (1996) e Edgar & Himmelblau (1989), o processo de otimização passa por quatro etapas básicas, a saber:

- Definir o que vai ser otimizado: eficiência, qualidade, tamanho, peso, volume, consumo de energia, lucro etc.
- Modelagem do sistema que se deseja otimizar: obtenção da função objetivo.
- Estabelecimento das restrições do problema: definir as faixas admissíveis de valores das variáveis independentes, como temperatura entre 30°C e 50°C, pressão até 10MPa etc., equações de balanço de massa e de energia.
- Expressar matematicamente as restrições, o que significa obter equações que representem as restrições do processo.

Para escolher o processo de otimização, pode-se utilizar os seguintes meios:

- Métodos de cálculo: multiplicadores de Lagrange;
- Métodos de busca: Exaustivo, Dicotomia, Fibonacci, Grade, Gradiente etc.;
- Programação geométrica: função objetivo e restrições são polinômios;
- Programação Linear e Dinâmica.

Neste capítulo será analisada toda a planta do ponto de vista da simulação em regime permanente, com posterior otimização. Logo em seguida, será feita uma análise dinâmica da planta com vistas à otimização do controle.

4.1 – Simulação em regime permanente

O objetivo desta seção é a previsão e a avaliação do comportamento físico da planta. O comportamento econômico será visto no capítulo 5.

A previsão do comportamento físico tem por objetivo a antecipação de como a planta depois de instalada irá operar de acordo com critérios técnicos previamente estabelecidos, como consumo de combustível, água, calor, frio, potência dos equipamentos etc. A avaliação tem a preocupação de se verificar a lucratividade do empreendimento dentro de condições de operação adversas ou de cenários possíveis para o funcionamento ou do preço de combustíveis, Balestieri (2002).

A modelagem da planta de cogeração do COGENCASA será baseada em princípios básicos da termodinâmica, transferência de calor e mecânica dos fluidos. Abaixo seguem as equações básicas usadas na análise de volume de controle.

O regime permanente será representado pela sigla RP.

Balço da taxa de massa

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s . \quad \text{Eq. 4.1}$$

Balço da taxa de massa em RP

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s . \quad \text{Eq. 4.2}$$

Balço da taxa de energia

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) . \quad \text{Eq. 4.3}$$

Balço da taxa de energia em RP.

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left[(h_e - h_s) + \frac{(v_e^2 - v_s^2)}{2} + g(z_e - z_s) \right] . \quad \text{Eq. 4.4}$$

A partir destas equações será feita a modelagem de cada equipamento separado por meio da metodologia do volume de controle.

Modelo da turbina a gás

As turbinas a gás podem ser modeladas pelo ciclo Brayton ideal acrescentando-se as correções para operação ISO e inserindo-se suas eficiências típicas. Obtém-se

um modelo muito próximo do real. A *Figura 4. 1* mostra o esquema do modelo teórico utilizado neste trabalho.

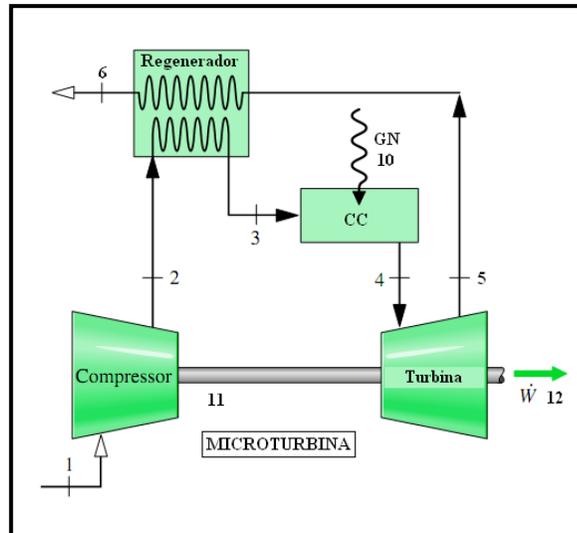


Figura 4. 1 - Modelo de turbina a gás com regenerador. (Fonte: Moran & Shapiro, 2009).

Através do balanço de energia em regime permanente aplicado a cada componente da turbina tem-se:

Modelo da turbina

$$T_5 = T_4 \cdot \left\{ 1 - \eta_{tg} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{P_4/P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}, \quad \text{Eq. 4.5}$$

$$\dot{W}_{tg} = \dot{m}_{gases} \cdot Cp_{gases} \cdot (T_4 - T_5), \quad \text{Eq. 4.6}$$

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{tg} - \dot{W}_{comp}. \quad \text{Eq. 4.7}$$

Modelo do compressor

$$T_2 = T_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{comp}} \cdot \left[(P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}, \quad \text{Eq. 4.8}$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot (T_2 - T_1). \quad \text{Eq. 4.9}$$

Modelo da câmara de combustão

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}, \quad \text{Eq. 4.10}$$

$$\dot{m}_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot T_3 + \dot{m}_{comb} \cdot PCI = \dot{m}_{gases} \cdot Cp_{gases} \cdot T_4 - Q_{perdas}, \quad \text{Eq. 4.11}$$

$$Q_{perdas} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot (1 - \eta_{cc}), \quad \text{Eq. 4.12}$$

$$Q_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI. \quad \text{Eq. 4.13}$$

Modelo do regenerador

$$\dot{m}_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot (T_3 - T_2) = \eta_{reg} \cdot \dot{m}_{gases} \cdot Cp_{gases} \cdot (T_5 - T_6) \quad \text{Eq. 4.14}$$

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad \text{Eq. 4.15}$$

Modelo do gerador

$$\dot{W}_{ger} = \dot{W}_{liq} \cdot \eta_{reg}. \quad \text{Eq. 4.16}$$

Correção operacional ISO

$$\dot{m}_{comb_corr} = \dot{m}_{comb} \frac{PCI_{proj}}{PCI} \frac{P}{1.03} \frac{\sqrt{T}}{\sqrt{228.15}}, \quad \text{Eq. 4.17}$$

$$\dot{W}_{ger_corr} = \dot{W}_{ger} FCU \frac{P}{1.03} \frac{\sqrt{T}}{\sqrt{228.15}}. \quad \text{Eq. 4.18}$$

Sendo:

FCU – fator de correção da umidade relativa dada por,

$$FCU = 1.01715 - 2.8556 \times 10^{-4} (UR)$$

Recuperador de calor

A Figura 4. 2 mostra o diagrama básico do volume de controle do recuperador de calor.

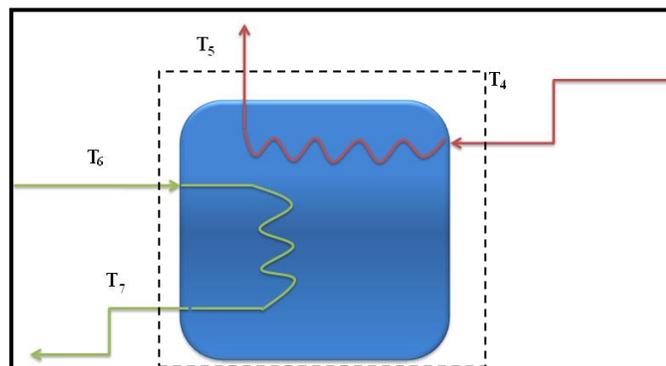


Figura 4. 2 - Volume de controle para o recuperador de calor.

Balço de energia

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_g C p_g (T_4 - T_5), \quad \text{Eq. 4.19}$$

$$\dot{Q}_{ag_{recuperador}} = \dot{m}_{ag} C p_{ag} (T_7 - T_6). \quad \text{Eq. 4.20}$$

Equação do trocador de calor

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{Q}_{água} = U \times A \times DTML, \quad \text{Eq. 4.21}$$

$$DTML = \frac{(T_4 - T_7) - (T_5 - T_6)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_7}{T_5 - T_6}\right)}, \quad \text{Eq. 4.22}$$

A implementação desta etapa foi feita no EES (Engineering Equation Solver) que é um *solver* de engenharia onde o mesmo utiliza o método de Newton-Raphson para solução do sistema de equações e utiliza também um algoritmo de ordenamento das mesmas e faz a otimização utilizando o método de busca. A escolha deste *solver* deve-se à sua facilidade de uso para modelagem de sistemas térmicos, pois o mesmo dispõe de uma vasta biblioteca de propriedades termofísicas, facilitando assim o processo de modelagem e simulação. Nesta parte do estudo o autor preocupou-se em simular o regime permanente da planta com vistas à obtenção dos pontos de operação e assim saber quais as verdadeiras capacidades da planta em termos de geração de energia elétrica e térmica e suas variações para diversos cenários operacionais, Clementino(2001).

A figura 4.3 mostra a variação da temperatura dos gases de escape da turbina em função da sua potência elétrica. Estes resultados apresentam boa aproximação com os dados experimentais os quais serão utilizados posteriormente na identificação do modelo dinâmico da turbina. A vantagem deste modelo feito a partir de equações fenomenológicas deve-se ao fato de se poderem simular outros cenários para os quais não se tenha dados reais e pode ser utilizado para qualquer modelo de turbina tornando-o assim útil para qualquer tipo de análise em regime permanente.

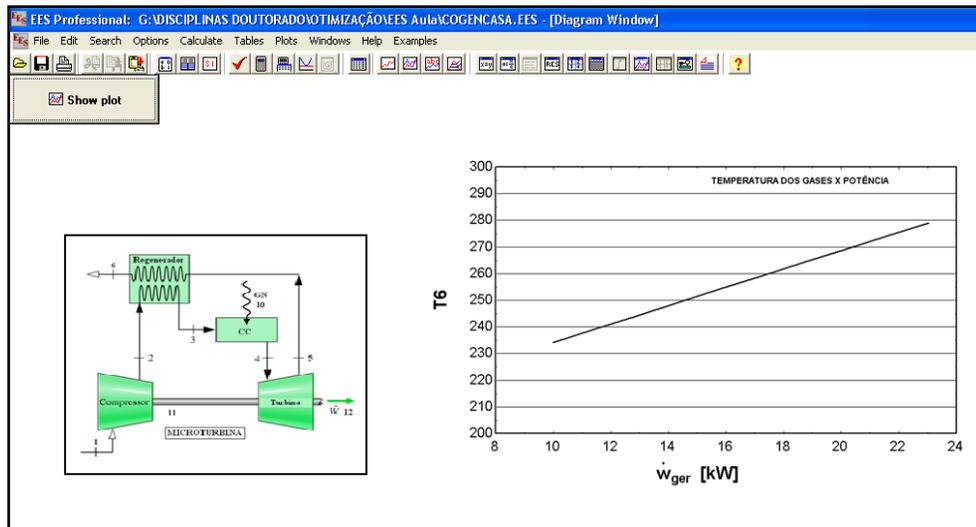


Figura 4.3 – Implementação no EES.

4.2 – Simulação dinâmica

Conforme visto na seção anterior, a modelagem do sistema de energia no estado estacionário serve para a escolha do arranjo ótimo ou dimensões ótimas dos equipamentos utilizados, porém esta modelagem toma como base o princípio que as variáveis não dependem do tempo e que ao se instalar a planta de geração a mesma irá trabalhar nas condições operacionais estabelecidas no projeto. No entanto, é sabido que qualquer planta de geração está sujeita a variações nas variáveis ao longo do tempo, como por exemplo, a temperatura do ar ambiente varia ao longo do dia, dos meses etc., a temperatura da água a ser aquecida varia, a carga elétrica apresenta variações ao longo do dia, bem como a carga térmica do sistema. O aquecimento do processo varia de acordo com a batelada em questão. Percebe-se que, na verdade, tudo pode variar e levar a planta de cogeração a um estado de operação fora do ponto ótimo projetado; desta forma, estas variações influem decisivamente nos cálculos financeiros de viabilidade econômica, haja vista que os mesmos partiram da premissa de estado estacionário e, dependendo da operação fora deste ponto ao longo da vida útil do projeto, pode levar a resultados financeiros bem diferentes do projetado.

Com base nesta realidade, vê-se a importância da operação da planta de cogeração nos pontos ótimos estabelecidos. Para resolver este problema é necessário aplicar os conceitos de controle de processos, de forma a otimizar sua operação e assim trazer a planta de cogeração para o seu ponto ótimo de operação. O controle de

processo tem por objetivo atuar nas variáveis manipuladas na presença de perturbações para controlar as variáveis para um ponto de operação desejado. A *Figura 4. 4* mostra a relação do processo com os três tipos de variáveis encontradas no controle de processo, Campos & Teixeira(2006).

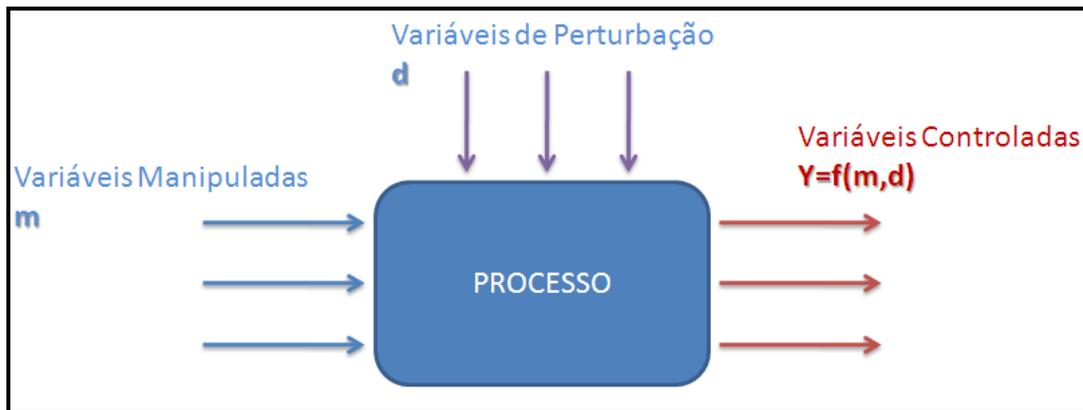


Figura 4. 4 - Relação do processo com as variáveis manipuladas, de distúrbio e controladas.

Para este trabalho, um exemplo seria o recuperador de calor, onde a variável a ser controlada é a temperatura da água quente que sai do mesmo. Para isto, deve-se manipular a abertura do *dampers* instalado internamente para que entre mais ou menos energia vinda dos gases de escape da microturbina. Estes sendo um possível distúrbio que oscilará a temperatura da água quente de saída. Este tipo de problema que se encontra na operação da planta deve ter um cuidado redobrado, pois a má operação levará o projeto a ter perdas não previstas na fase de otimização da estrutura e dos equipamentos.

Existem três tipos de problemas que serão abordados ao longo deste trabalho: Análise do sistema, Identificação do modelo e controle do modelo. Na *Figura 4. 5* são mostrados os três tipos de abordagem. No primeiro, tem-se o problema de análise, com os valores das entradas e o modelo da planta. Com ele, obtém-se as saídas para posterior otimização. Esta abordagem é típica de projeto de equipamentos e estrutura de geração e foi visto na sessão 4.1. O segundo, é o problema de identificação, no qual se tem as entradas e saídas da planta de cogeração e busca-se um modelo empírico da mesma. Esta abordagem só é possível com a planta já instalada e em operação, o que foi feito na análise experimental onde são obtidas as variáveis de entrada e saída.

Foi obtido um modelo ajustado de acordo com a operação da planta, o qual será usado mais tarde para o controlador preditivo. A terceira e última abordagem corresponde ao problema de controle, onde se deseja manter o modelo da planta em

determinadas condições operacionais de saída. Necessita-se saber em que ponto serão colocadas as variáveis de entrada. Neste tipo de problema pode-se utilizar tanto o modelo fenomenológico quanto o modelo empírico. Para este trabalho, será utilizado o controle preditivo que usará o modelo fenomenológico da planta extraída dos dados experimentais.



Figura 4. 5 - Problemas abordados neste trabalho: análise , identificação e controle.

4.3 Modelagem dinâmica do recuperador de calor

A modelagem dinâmica apresentada neste trabalho toma uso da solução de equações diferenciais ordinárias (EDO) de primeira ordem que possuem a seguinte forma geral, Garcia (1997):

$$a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) = bx(t) + c. \quad \text{Eq. 4.23}$$

Em que $y(t)$ é a variável de saída ou dependente, $x(t)$ é a variável de entrada e t é o tempo, variável independente, enquanto a , b e c são constantes.

Esta equação no estado estacionário inicial tem a seguinte forma:

$$a_0 y(0) = bx(0) + c. \quad \text{Eq. 4.24}$$

Em controle, costuma-se trabalhar com variáveis desvio, pois sempre se está controlando o desvio das variáveis em relação ao seu estado estacionário inicial. Desta forma para transformar a Eq. (4.23) em uma equação com variáveis desvio faz-se a subtração da mesma pela equação 4.24, resultando em:

$$a_1 \frac{dY(t)}{dt} + a_0 Y(t) = bX(t), \quad \text{Eq. 4.25}$$

Em que Y e X são as variáveis desvio conforme segue:

$$\begin{aligned} Y(t) &= y(t) - y(0), \\ X(t) &= x(t) - x(0). \end{aligned}$$

Neste ponto, é comum tomar-se a Eq. (4.25) e dividi-la por a_0 e obter-se a forma padrão da equação diferencial para uso em controle, ficando a mesma da seguinte forma, Kwong(2002):

$$\tau \frac{dY(t)}{dt} + Y(t) = KX(t) \quad \text{Eq. 4.26}$$

Onde

τ - a_1/a_0 - constante de tempo do processo

K - b/a_0 - ganho de estado estacionário do processo

Aplicando o operador matemático de Laplace na Eq.(4.26) e rearrumando os termos, obtém-se:

$$Y(s) = \left[\frac{K}{\tau s + 1} \right] X(s) ,$$

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \left[\frac{K}{\tau s + 1} \right] , \quad \text{Eq. 4.27}$$

Onde $G(s)$ é a função de transferência para sistemas contínuos. Um fenômeno muito comum nos processos é o atraso de transporte. Ele é modelado como uma exponencial da constante de tempo, tornando a equação 4.27 da seguinte forma:

$$G(s) = \left[\frac{K}{\tau s + 1} \right] e^{-s\tau_d} \quad \text{Eq. 4.28}$$

O motivo deste tratamento deve-se ao fato que será preciso fazer a identificação do processo por meio dessa curva de reação do processo. A *Figura 4. 6* mostra a curva de reação típica para processos de primeira ordem. Dela pode-se obter os parâmetros do processo, a saber:

$K = \frac{\Delta y}{\Delta u}$ - Ganho estacionário do processo

$\tau = 1.5(t_2 - t_1)$ - Constante de tempo do processo

$\tau_d = 1.5(t_1 - \frac{1}{3}t_2)$ - Tempo morto do processo (*delay*)

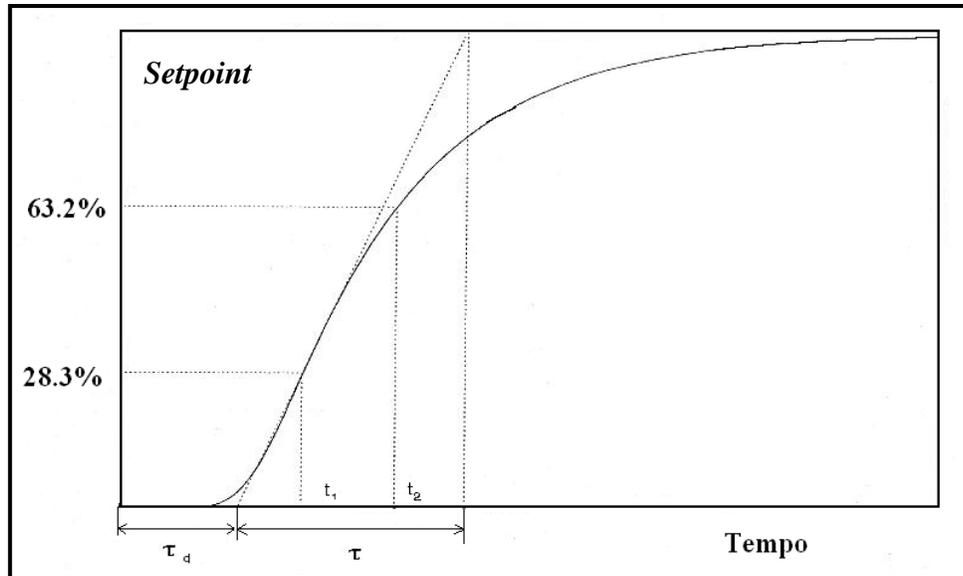


Figura 4. 6 - Curva de reação ao sinal degrau típica de processos de primeira ordem. Fonte: (Camacho & Bordons, 2007)

Nesta seção será apresentada a modelagem do recuperador de calor com vistas a obter a função de transferência que rege o comportamento do equipamento. O esquema para balanço de massa é mostrado na *Figura 4. 18*.

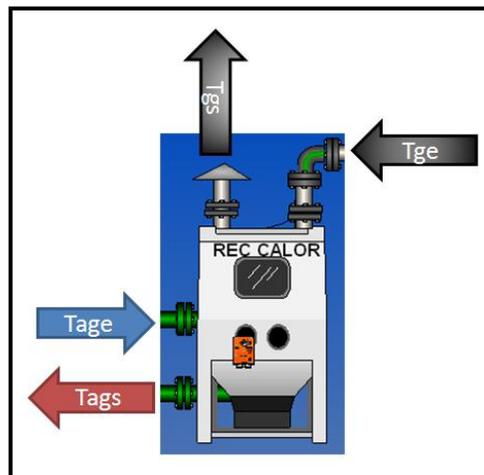


Figura 4. 7– Balanço de energia do recuperador.

A modelagem do recuperador de calor considera que as propriedades fluidodinâmicas são constantes ao longo do tempo e não variam com a dimensão, ou seja, uma modelagem com parâmetros concentrados. Outra simplificação do modelo é admitir que $dh=CpdT$ para sistemas sem mudança de fase. Desta forma aplica-se a metodologia do volume de controle que limita uma região imaginária ao redor do

equipamento deixando de fora apenas as entradas e saídas. De posse do volume de controle, aplica-se alguns princípios termodinâmicos, a saber:

Balanço da taxa de massa

A variação da massa dentro do volume de controle é igual à massa que entra menos a massa que sai.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad \text{Eq. 4.29}$$

Balanço da taxa de energia

A variação com o tempo da energia dentro do volume de controle está relacionada com a taxa de troca de calor no volume de controle menos o trabalho desenvolvido pelo mesmo, mais a variação da energia que entra menos a que sai na forma de energia interna, cinética e potencial.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad \text{Eq. 4.30}$$

Neste trabalho foi considerado que o recuperador de calor não dissipa calor para o ambiente e as energias potencial e cinética foram desprezadas em virtude da magnitude da energia interna. O recuperador de calor não produz e nem recebe trabalho. Com estas considerações pode-se aplicar estes princípios ao recuperador de calor obtendo a seguinte equação, Smith & Corripio (2008):

$$V_{ag} \rho_{ag} C_{v_{ag}} \frac{dT(t)_{ags}}{dt} = \dot{m}(t)_{ag} C_{p_{ag}} [T(t)_{ags} - T_{age}] + UA [T(t)_{gs} - T(t)_{ags}] \quad \text{Eq. 4.31}$$

$$m C_{p_{se}} \frac{dT(t)_{gs}}{dt} = \dot{m}(t)_g C_{p_g} [T_{ge} - T(t)_{gs}] - UA [T(t)_{gs} - T(t)_{ags}] \quad \text{Eq. 4.32}$$

Em que :

V_{ag} - Volume de água dentro do recuperador de calor [m³];

ρ_{ag} - massa específica da água [kg/m³];

$C_{v_{ag}}$ - Calor específico a volume constante da água [kJ/kgK];

$C_{p_{se}}$ - Calor específico a pressão constante da serpentina de cobre [kJ/kgK];

$\dot{m}(t)_{ag}$ - vazão mássica de água [kg/s];

m - massa da serpentina [kg];

$T(t)_{ags}$ - temperatura de saída da água [°C];

T_{age} - temperatura de entrada da água [°C];

$T(t)_{gs}$ - Temperatura de saída dos gases de combustão [°C];

T_{ge} - Temperatura de entrada dos gases de combustão [°C];

\bar{T} - Temperatura de entrada dos gases de combustão no estado estacionário [°C];

UA - Coeficiente de global de transferência de calor vezes a área de troca [W/K].

Aplicando Laplace tem-se:

$$\begin{aligned} V_{ag} \rho_{ag} C_{v_{ag}} s T(s)_{ags} &= M(s)_{ag} C_{p_{ag}} [T(s)_{ags} - T_{age}] + UA [T(s)_{gs} - T(s)_{ags}] \\ m C_{p_{se}} s T(s)_{gs} &= M(s)_g C_{p_g} [T_{ge} - T(s)_{gs}] - UA [T(s)_{gs} - T(s)_{ags}] \end{aligned}$$

Organizando os termos para ficar na forma da equação 4.28, tem-se:

$$T(s)_{ags} = \frac{K_1}{\tau s + 1} M(s)_{ag} + \frac{K_2}{\tau s + 1} T(s)_{gs} \quad \text{Eq. 4.33}$$

$$T(s)_{gs} = \frac{1}{\tau s + 1} T(s)_{ags} + \frac{K_3}{\tau s + 1} M(s)_g \quad \text{Eq. 4.34}$$

Onde:

$$K_1 = \frac{\rho_{ag} C_{v_{ag}} [T_{ge} - \bar{T}]}{UA + \bar{m}_{ag} \rho_{ag} C_{p_{ag}}},$$

$$K_2 = \frac{UA}{UA + \bar{m}_{ag} \rho_{ag} C_{p_{ag}}},$$

$$K_3 = \frac{C_{p_g} [T_{ge} - \bar{T}]}{UA},$$

$$\tau = \frac{V_{ag} C_{v_{ag}}}{UA + \bar{m}_{ag} \rho_{ag} C_{p_{ag}}},$$

$$\tau_g = \frac{m C_{p_{se}}}{UA}.$$

A implementação desta parte do modelo foi feita no Matlab/Simulink pela sua facilidade de implementação de funções de transferências no ambiente de programação e pela quantidade de ferramentas para trabalho na área de controle. Assim, toda a modelagem fenomenológica do recuperador de calor foi desenvolvida de forma a se obter o formato de função de transferência que é mais simples de implementar e resolver as equações diferenciais ordinárias do modelo. A solução destas equações

diferenciais foi utilizado o método de Runge-Kutta de 4ª ordem configurado no *solver* do Matlab/simulink. De posse das funções de transferência do distúrbio e do recuperador de calor foi construído no Simulink o modelo mostrado na figura 4.8.

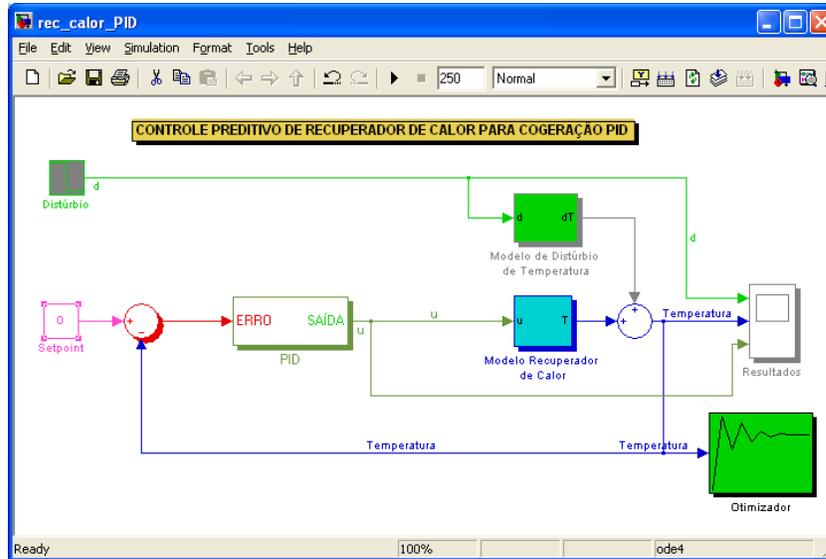


Figura 4. 8– Modelo do controle do recuperador usando PID.

4.4 Identificação do modelo dinâmico da microturbina

Na modelagem dinâmica da microturbina optou-se pela técnica de identificação de sistemas, que segundo Aguirre (2007), é um conjunto de procedimentos que permitem construir modelos matemáticos a partir de dados experimentais. Como neste trabalho procedeu-se à análise experimental, os dados obtidos foram utilizados para a modelagem tipo caixa preta.

A identificação de sistemas tem como objetivo determinar as relações entrada-saída do tipo caixa preta por meios de experimentos. Entende-se por modelo caixa preta o modelo do qual não se conhece ou pelo menos não se tem as equações que descrevem o fenômeno físico, são apenas conhecidos os dados de entrada e saída do sistema. Devido a esta característica, este tipo de modelo quando bem formatado é capaz de descrever o comportamento do fenômeno físico, seja estático ou dinâmico, para faixas operacionais das quais os dados dos experimentos foram feitos e para aquele tipo de sistema em estudo, não se podendo assim extrapolar e generalizar o modelo para outros tipos de sistemas similares. Apesar destas limitações, a identificação de sistemas é uma prática corrente tanto no meio acadêmico quanto no

meio industrial devido à complexidade dos sistemas utilizados e pela falta de modelos matemáticos que descrevam com precisão o comportamento do sistema.

Neste trabalho, utilizou-se a identificação paramétrica que consiste na construção de modelos matemáticos de sistemas dinâmicos por meio de dados experimentais observados do sistema e que geralmente baseiam-se num modelo de regressão linear descrito pela equação 4.33:

$$\mathbf{y}(k) = \boldsymbol{\varphi}^T(k)\boldsymbol{\theta} + v(k) \quad \text{Eq. 4.35}$$

Onde $y(k)$ é a saída do sistema, $\varphi(k)$ é o vetor de medidas, θ o vetor de parâmetros e $v(k)$ corresponde aos ruídos aditivos. O objetivo do modelo é minimizar o erro entre a saída real e a saída do modelo paramétrico que descreve o sistema. A função custo do erro é dada por:

$$\frac{\min}{\theta} \frac{1}{2} \sum_j |y(j) - \varphi^T(j)\theta|^2 \quad \text{Eq. 4.36}$$

Pode-se modelar sistemas lineares discretos relacionando-se a saída com a função de transferência e o sinal de entrada do sistema mais o ruído do sistema. Assim tem-se um modelo genérico de sistema que pode gerar uma família de modelos utilizados em identificação. Este modelo pode ser descrito por:

$$y(k) = G(q)u(k) + H(q)e(k) \quad \text{Eq. 4.37}$$

Onde $G(q)$ é função de transferência, $u(k)$ o sinal de entrada, o ruído $v(k)$ está sendo representado pela filtragem do ruído branco $e(k)$ por meio de um filtro linear $H(q)$.

Uma abordagem comumente utilizada na literatura é descrever $G(q)$ e $H(q)$ como funções racionais no operador de atraso q com polinômios no numerador e denominador, conforme segue:

$$y(k) = \frac{B(q)}{F(q)}u(k) + \frac{C(q)}{D(q)}e(k), \quad \text{Eq. 4.38}$$

$$\text{Onde } G(q) = \frac{B(q)}{F(q)} = \frac{b_1q^{-d} + \dots + b_nq^{-d-n_b+1}}{1 + f_1q^{-1} + \dots + f_nq^{-n_f}} \quad \text{e } H(q) = \frac{C(q)}{D(q)} = \frac{1 + \dots + c_nq^{-n_c}}{1 + \dots + d_nq^{-n_d}} \quad \text{Eq. 4.39}$$

Assim por meio das equações 4.36 e 4.37 pode-se extrair os diversos modelos discretos no tempo que serão testados para a modelagem da microturbina.

O modelo Box e Jenkins (BJ) é descrito pelas equações 4.36 e 4.37 quando se conhece as ordens finitas do polinômio.

O modelo FIR (*Finite Impulse Response*) é um caso especial quando as propriedades do sinal de perturbação não são modeladas e o modelo do ruído $H(q)$ tem valor igual a 1, ou seja $n_c = n_d = 0$ e o polinômio $F(q)$ é igual a 1.

$$y(k) = B(q)u(k) + e(k) . \quad \text{Eq. 4.40}$$

O modelo ARMAX (*autoregressive moving average model with exogenous inputs*) é dado pela equação 4.39 quando se utiliza o mesmo denominador para $G(q)$ e $H(q)$ de forma que:

$$F(q) = D(q) = A(q) = 1 + a_1q^{-1} + \dots + a_{n_a}q^{-n_a} \quad \text{Eq. 4.41}$$

Multiplicando-se ambos os lados por $A(q)$ tem-se:

$$A(q)y(k) = B(q)u(k) + C(q)e(k) , \quad \text{Eq. 4.42}$$

Onde $A(q)y(k)$ significa a parcela autoregressiva, $C(q)e(k)$ a média móvel do ruído branco e $B(q)u(k)$ representa a entrada externa.

Uma simplificação deste modelo é o ARX (*autoregressive model with exogenous inputs*) onde não se trabalha com a média móvel do ruído branco fazendo-se $C(q) = 1$, tendo-se assim:

$$A(q)y(k) = B(q)u(k) + e(k) . \quad \text{Eq. 4.43}$$

Desta forma, a identificação de sistemas pode usar modelos contínuos no tempo como no caso de funções de transferências ou modelos discretos no tempo. A *Tabela 4.1* mostra as equações que representam os modelos discretos no tempo apresentados neste tópico.

Tabela 4.1- Modelos discretos no tempo

MODELO	EQUAÇÃO DO MODELO
FIR	$y(k) = b_1u(k - 1) + e(k)$
ARX	$y(k) = -a_1y(k - 1) + b_1u(k - 1) + e(k)$
ARMAX	$y(k) = -a_1y(k - 1) + b_1u(k - 1) + e(k) + c_1e(k - 1)$
Box e Jenkins	$y(k) = -f_1w(k - 1) + b_1u(k - 1) - d_1z(k - 1) + e(k) + c_1e(k - 1)$

O trabalho do algoritmo de regressão será encontrar os coeficientes das equações da *Tabela 4.1* que minimizem o erro da equação 4.34.

O uso das técnicas de identificação está intimamente relacionado ao tipo de sistema que se quer modelar. Desta forma, deve-se tomar alguns cuidados na modelagem para se obter um resultado satisfatório, a saber, Aguirre (2007):

1. Pré processamento dos dados

Nesta etapa foram coletados os dados do experimento da turbina para a temperatura de saída dos gases de escape e a potência elétrica gerada. Foram feitos diversos testes tanto no ligamento, desligamento e mudança de potência quando a mesma estava operando em regime permanente. Pelos experimentos, observou-se que a turbina tem uma resposta rápida quando se varia a potência de entrada considerando-se um tempo de atraso muito curto. De posse destes dados os mesmos foram importados para o Matlab e inseridos na GUI do *System Identification*. Na figura 4.9 é mostrado a aquisição dos dados e seu pré tratamento.

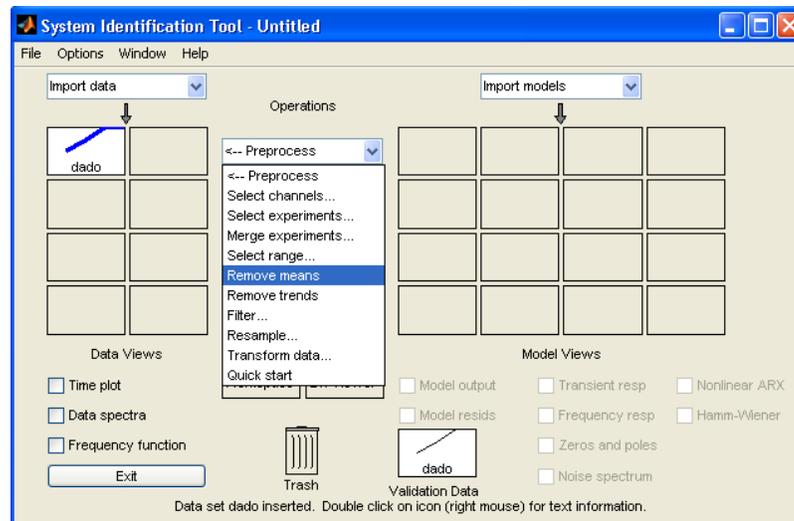


Figura 4. 9– Tratamento dos dados para identificação.

O objetivo central do pré processamento é evitar que distúrbios, tendências e *outliers* sejam inseridos no modelo identificado causando assim um mau desempenho do modelo pois o algoritmo vai tratar estes problemas como inerentes ao processo. Estes problemas são muito comuns na aquisição de dados visto que o ambiente industrial e muitos laboratórios sofrem com interferências eletromagnéticas. Cabe ao usuário ter conhecimento prévio do sistema para que estes problemas nos dados sejam tratados de forma correta evitando assim uma identificação pobre.

2. Escolha do sinal de excitação

Neste trabalho optou-se pelo uso do sinal em degrau, pois nos experimentos foram utilizadas variações da carga elétrica para os valores de 10, 15, 20 e 22kW. Esta escolha deve-se à facilidade de se gerar tal sinal e também pelo fato de, ao se aplicar, o degrau o sistema apresenta sua dinâmica até atingir o regime estacionário.

Outro aspecto importante nesta etapa é a definição do tempo de amostragem adequado. Muitos modelos apresentam problemas devido a subamostragem, que são dados que não contém informação suficiente da dinâmica do processo, levando a uma pequena correlação entre as sucessivas amostras do experimento e perdendo informações importantes da dinâmica do processo. Por outro lado ao se amostrar demais os dados pode-se provocar um

mau condicionamento numérico dificultando ao algoritmo de identificação sua chegada na solução ótima. Diante do exposto, utilizou-se nos experimentos uma taxa de amostragem de acordo com a seguinte faixa:

$$\frac{\tau_m}{20} \leq T_s \leq \frac{\tau_m}{10} \quad \text{Eq. 4.44}$$

Onde T_s é a taxa de amostragem e τ_m a constante de tempo do processo.

3. Escolha do algoritmo de estimação

Neste trabalho, recorreu-se ao método dos mínimos quadrados como método padrão para a identificação dos modelos. A justificativa do uso se dá devido à sua robustez e da facilidade de aplicação.

4. Determinação da estrutura do modelo

Nesta etapa recorre-se habitualmente ao conhecimento prévio do usuário em relação ao sistema a ser modelado. Isto se deve ao fato que o processo de identificação, com toda sua teoria, é um processo de tentativa e erro, tornando a escolha do tipo de modelo um pouco subjetiva. Assim, para se evitar uma combinação excessiva de modelos na identificação, cabe ao usuário determinar quais modelos serão utilizados. Aguirre (2007) e Ljung (2010) sugerem começar com modelos simples de pequena ordem e testar se o modelo atende às expectativas da aplicação. Caso contrário, procede-se ao uso de modelos mais complexos e de esforço computacional mais elevado para a busca do modelo. Seguindo estas orientações, iniciou-se a identificação com modelos de função de transferência de 1ª, 2ª e 3ª ordem e o modelo discreto ARX. A figura 4.10 mostra os modelos utilizados na identificação. Observa-se pela tela que uma vez tratados os dados, estes são usados para estimar o modelo, gerando assim tantos modelos quantos forem necessários.

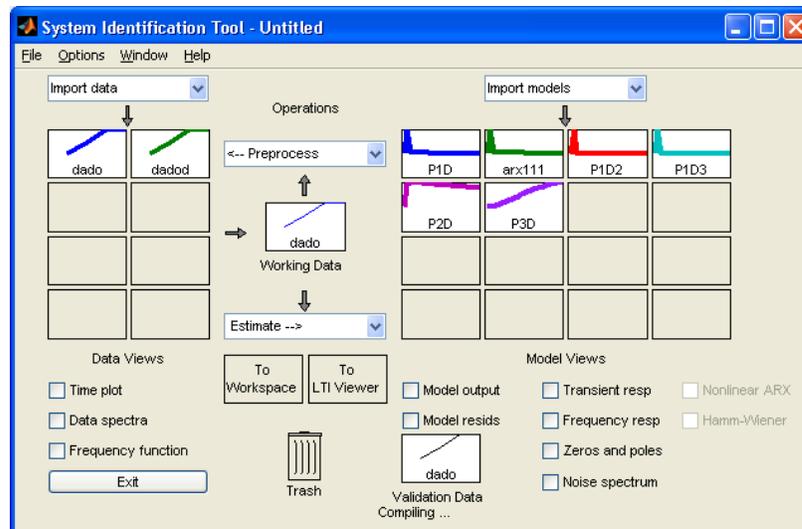


Figura 4. 10– Modelos utilizados na identificação.

A Figura 4.11 mostra a tela onde os parâmetros do modelo são calculados pelo algoritmo. Na tela em questão é mostrado um modelo tipo função de transferência de 3ª ordem em que foi necessário inserir o tempo de atraso para que o algoritmo pudesse fazer a otimização dos parâmetros do modelo.

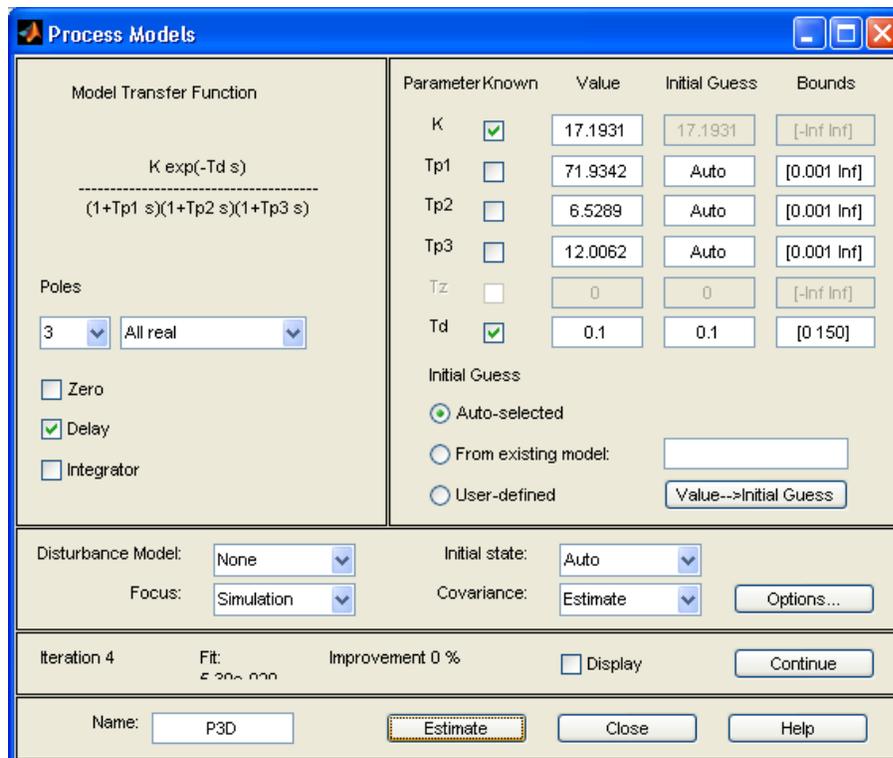


Figura 4. 11– Modelos utilizados na identificação.

5. Validação do modelo

É nesta etapa que se verifica a qualidade do modelo e sua adequação à aplicação. Estatisticamente, utiliza-se para validar o modelo a função de autocorrelação dos resíduos e a função de correlação cruzada. Na Figura 4.12 são apresentados os resultados do ajuste de curva, sendo o modelo de terceira ordem o que melhor representa dos dados do processo. Como este modelo apresentou um ajuste de curva de 100% ,não houve necessidade de se utilizar modelos mais complexos visto que ele atende aos requisitos de desempenho para a modelagem proposta por este trabalho. Na Figura 4.13 é mostrada a função de autocorrelação onde se observa um bom desempenho.

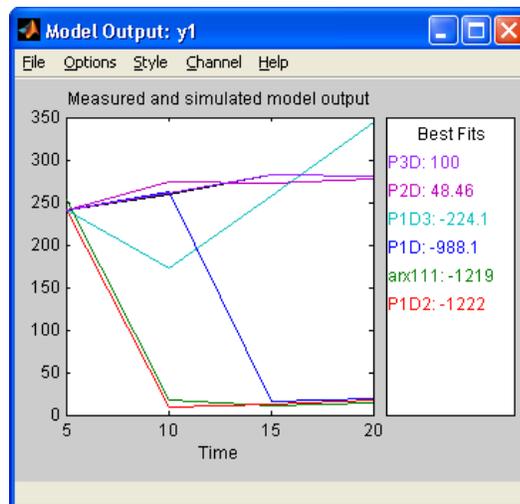


Figura 4. 12– Comparação do ajuste dos modelos de terceira, ARX, de segunda e primeira ordem.

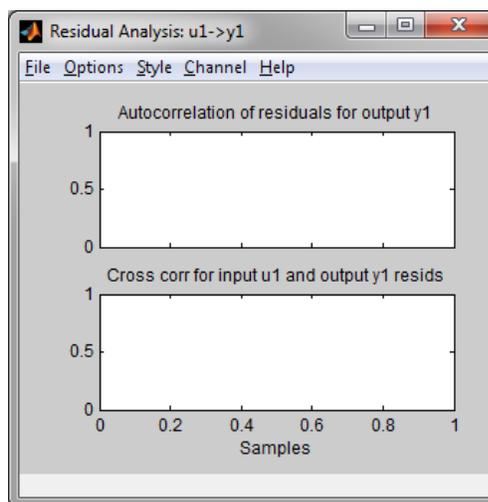


Figura 4. 13 – Função de autocorrelação dos resíduos para o modelo de 3ª ordem.

Ao final do processo de identificação, chegou-se ao seguinte modelo dinâmico de 3ª ordem:

$$G(S) = \frac{K_p}{(1+T_{p1} \cdot s)(1+T_{p2} \cdot s)(1+T_{p3} \cdot s)} \cdot \exp(-T_d \cdot s) \quad \text{Eq. 4.45}$$

Onde:

$K_p = 17.193$	- Ganho da função de transferência;
$T_{p1} = 71.934$	- Constante de tempo do processo;
$T_{p2} = 6.5289$	- Constante de tempo do processo;
$T_{p3} = 12.006$	- Constante de tempo do processo;
$T_d = 0.1$	- Atraso do processo.

De posse do modelo identificado procedeu-se à implementação no Simulink o que é mostrado nas figuras 4.14 e 4.15.

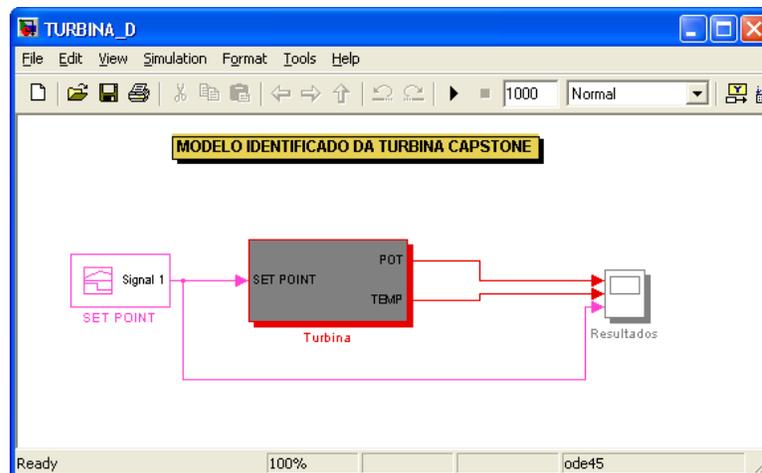


Figura 4.14 – Implementação do modelo.

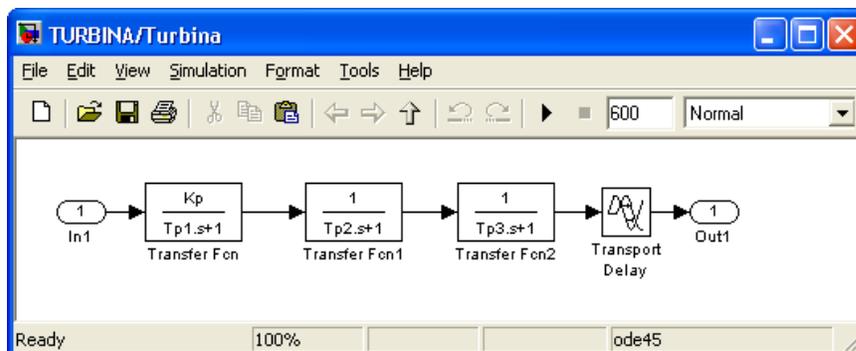


Figura 4.15 – Modelo interno da turbina.

Na figura 4.16 é mostrada a resposta ao degrau do modelo dinâmico da turbina.

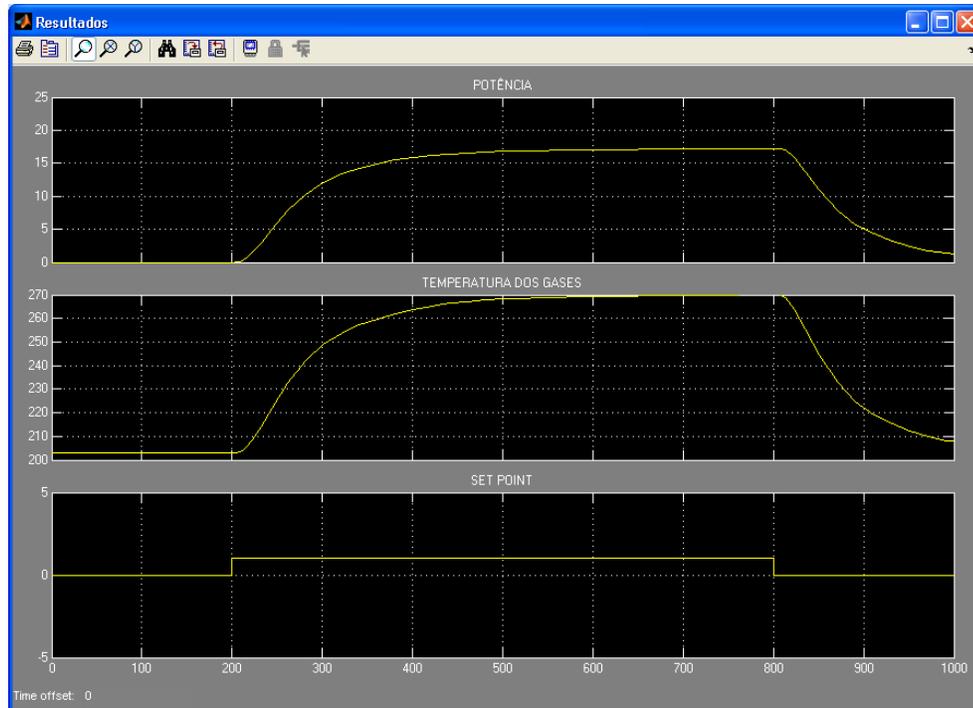


Figura 4. 16 – Resposta dinâmica do modelo da turbina.

4.5 Projeto do controlador MPC

O controle preditivo tem despertado interesse tanto da academia como do setor industrial. Isto se deve ao seus benefícios de controlabilidade de processos que geralmente trazem dificuldades quando se usa controle convencional, Richalet & O'Donovan (2009). Suas principais vantagens em comparação com outros controles são, Camacho & Bordons (2007):

- Incorporam naturalmente a compensação de atraso de processo;
- Para processos que usualmente têm suas referências conhecidas são aplicados com bastante sucesso;
- Corrige as perturbações mensuráveis utilizando um controle tipo *feedforward*;
- Pode-se inserir o tratamento das restrições durante o projeto do controlador;
- Pode ser implementado como controle regulatório e também como supervisorio;
- Aplicável a uma vasta gama de processos como SISO, MIMO, não lineares, instáveis e de fase não mínima.

Na figura 4.17 é mostrado o esquema básico de um controlador preditivo. Nela podem-se verificar os elementos básicos que são constituídos, conforme Maciejowski (2000) e Wang (2009), a saber:

- Um modelo da planta a ser controlada usada para a predição das saídas futuras;
- Um algoritmo otimizador que minimiza a função custo que é um índice de desempenho do controlador, gerando uma sequência otimizada das ações de controle;
- Um horizonte de ações de controle deslizante, onde apenas o primeiro elemento da sequência de controle é aplicado na planta real;
- Uma trajetória de referência para qual, todos os cálculos preditivos irão utilizar no controlador.

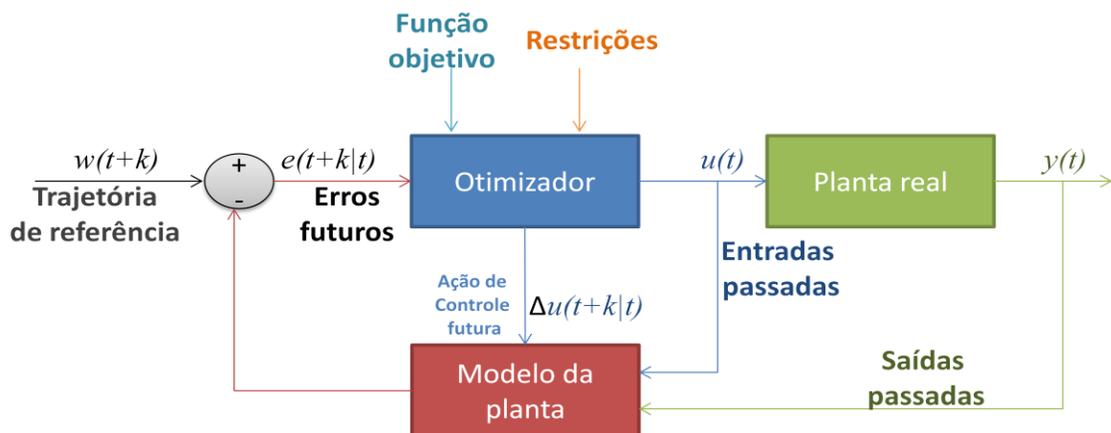


Figura 4.17 – Esquema geral do controle preditivo.

Na figura 4.18 é mostrado o comportamento da saída futura $\hat{y}(t+k|t)$ em função das ações de controle $\hat{u}(t+k|t)$. Observe que o objetivo do otimizador é atingir a referência $w(t+k)$ por meio das ações de controle dentro do horizonte de controle N.

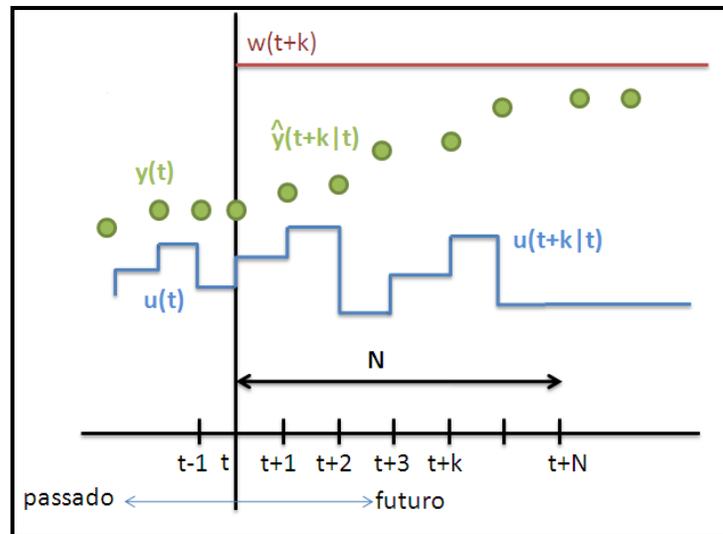


Figura 4. 18 - Estratégia de controle preditivo. (Fonte: Camacho & Bordons, 2007)

A seguir serão descritos os quatro passos básicos seguidos por qualquer estratégia de controle preditivo, Camacho & Bordons (2007):

1. Estimar a predição da saída futura $\hat{y}(t+k|t)$ no instante de tempo discreto t ($t=0,1,2,\dots$), baseada nos valores conhecidos das entradas e saídas passadas até o instante t e dos valores das ações de controle futuras, $\hat{u}(t+k|t)$, $k=0,1,2,\dots,N-1$, que serão calculados e enviados à planta.
2. Fixar uma trajetória de referência $w(t+k)$ durante todo o horizonte de predição N .
3. Calcular uma sequência de ações de controle futuras por meio da otimização da função custo buscando manter a saída da planta o mais próximo possível da trajetória de referência de forma suave e com o mínimo de esforço de controle dentro do horizonte de controle (L).
4. Utilizar a estratégia de horizonte deslizante, onde se aplica apenas o primeiro elemento das ações de controle futura, pois no instante $t+1$, o valor de $y(t+1)$ já é conhecido e repete-se o algoritmo de controle com os valores das variáveis de processo atualizadas, gerando assim uma nova sequência de controle e com isto diminuindo o esforço computacional.

Para que se possa quantificar a qualidade do controle preditivo é necessário tomar uso de uma função objetivo, que relaciona as variáveis u , y e w . Desta forma a

minimização da função objetivo leva a uma sequência de ações de controle ótima dentro de um intervalo de predição. Para o controlador, a função objetivo é da forma:

$$J(N_1, N_2) = \sum_{j=N_1}^{N_2} \delta(j) [\hat{y}(t+j|t) - w(t+j)]^2 + \sum_{j=1}^{N_2-d} \lambda(j) [\Delta u(t+j-1)]^2 \quad \text{Eq. 4.46}$$

onde

$$N_1 = d + 1;$$

$$N_2 = d + N;$$

$\lambda(j)$ - ponderação da ação de controle;

$\delta(j)$ - filtro de referência.

Após escolha do modelo mais adequado para simular o processo, o próximo passo é o projeto do controlador preditivo. Neste trabalho utilizou-se o MPCTool do Matlab para projetar o controlador que atendesse aos critérios operacionais da planta. A figura 4.19 mostra o esquema básico utilizado pelo Matlab para o projeto do controlador, Bemporad et al., (2010).

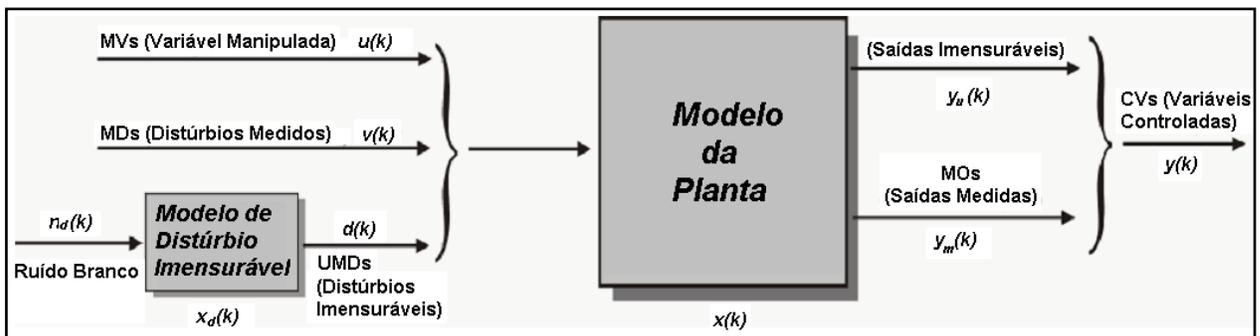


Figura 4. 19 – Esquema do modelo para predição e otimização usado no controle preditivo.

O modelo linearizado da planta utilizado no controlador preditivo é descrito pelas seguintes equações:

$$x(k+1) = Ax(k) + B_u u(k) + B_v v(k) + B_d d(k), \quad \text{Eq. 4.47}$$

$$y_m(k) = C_m x(k) + D_{vm} v(k) + D_{dm} d(k), \quad \text{Eq. 4.48}$$

$$y_u(k) = C_u x(k) + D_{vu} v(k) + D_{du} d(k). \quad \text{Eq. 4.49}$$

Em que $x(k)$ é o vetor de estado da planta, $u(k)$ é o vetor das variáveis manipuladas (MVs), $v(k)$ is o vetor dos distúrbios mensuráveis (MD), $d(k)$ é o vetor dos

distúrbios imensuráveis que entram na planta, $y_m(k)$ é o vetor das saídas mensuráveis, e $y_u(k)$ é o vetor das saídas imensuráveis. O vetor global da saída do controle reúne os vetores $y_m(k)$ e $y_u(k)$.

O distúrbio imensurável $d(k)$ é modelado como uma saída de um sistema LTI, conforme segue:

$$x_d(k+1) = \bar{A}x_d(k) + \bar{B}n_d(k), \quad \text{Eq. 4.50}$$

$$d(k) = \bar{C}x_d(k) + \bar{D}n_d(k). \quad \text{Eq. 4.51}$$

Na *Figura 4.20* é mostrado o MPCtool e observa-se que o projeto consiste de três passos básicos como, importar o modelo da planta, depois criar o controlador e alterar seus parâmetros de sintonia e por fim simulá-lo quantas vezes for necessário em vários cenários à disposição do usuário o qual é mostrado na *Figura 4.21*.

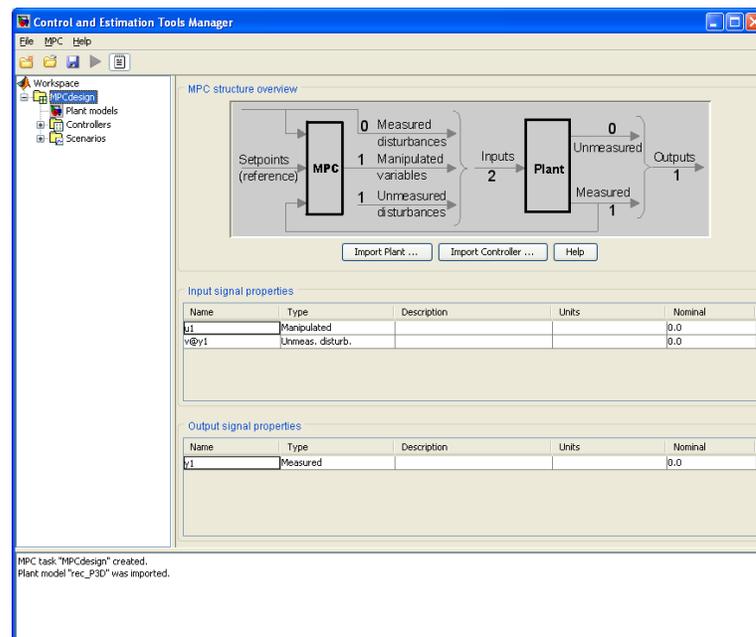


Figura 4. 20 – Tela principal do Control and Estimation Tool.

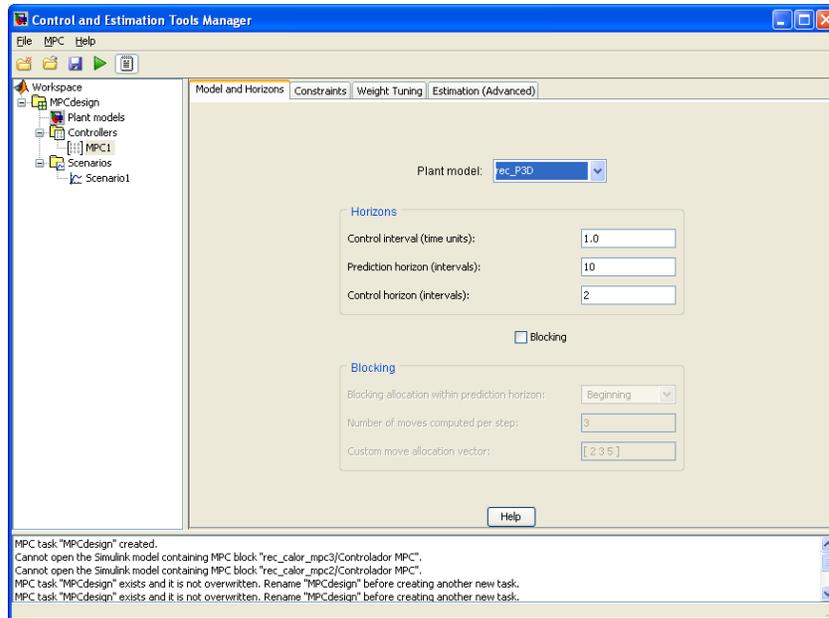


Figura 4. 21 – Elementos de sintonia do controlador MPC.

Depois de projetado, o controlador preditivo é exportado para a workspace do Matlab e depois inserido o bloco MPC do Simulink conforme é mostrado na *Figura 4.22*.

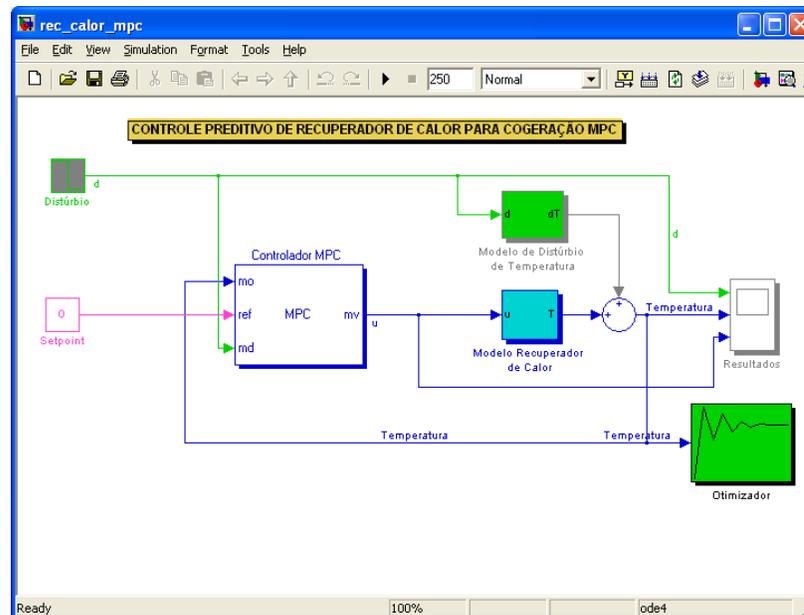


Figura 4. 22 – Controlador MPC utilizado no controle do recuperador de calor.

O primeiro teste feito no sistema foi um degrau no distúrbio, levando o controlador a agir rápido para manter o sobre sinal (*overshoot*) em 4% conforme é mostrado na *Figura 4.23*.

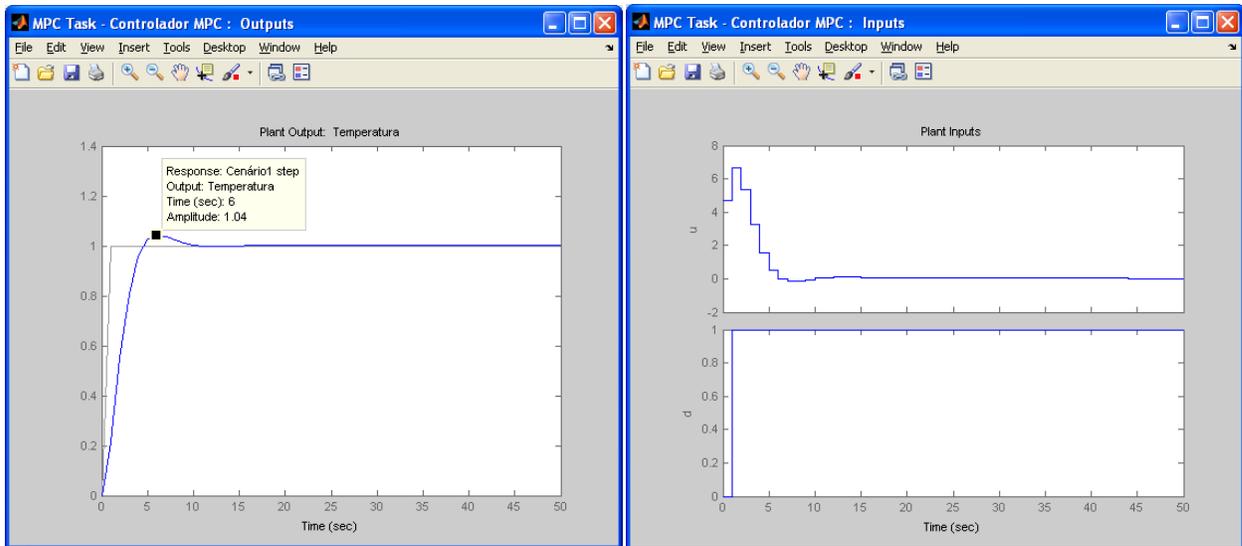


Figura 4. 23 – Resposta ao degrau no distúrbio.

Outro teste foi feito utilizando-se a resposta ao sinal rampa como é mostrado na Figura 4.24. Observa-se que o controlador aumenta seu sinal de forma a acompanhar as variações de temperatura devido ao distúrbio.

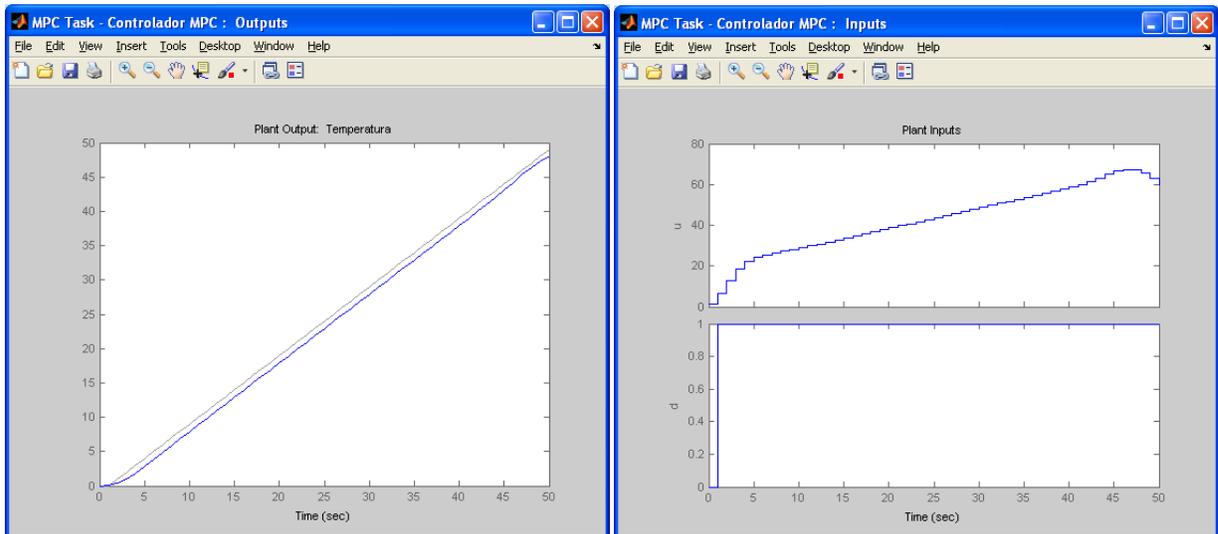


Figura 4. 24 – Resposta à rampa no distúrbio.

CAPÍTULO 5.0 – ANÁLISE TERMoeCONÔMICA DE UMA PLANTA DE MICROCOGERAÇÃO

A análise termoeconômica tem sua importância devido ao fato de a mesma avaliar os recursos energéticos do ponto de vista da eficiência exergética, determinando os fluxos de rejeitos e a localização de perdas, bem como seus custos e quais sistemas apresentam uma perda considerada de energia por parte desta análise.

As informações obtidas de uma análise termoeconômica servem para o projeto de sistemas térmicos e sua otimização, ajudando na formulação da função objetivo, direcionando esforços para reduzir as principais fontes de ineficiências dos sistemas térmicos e avaliar os mesmos em termos de custo, Bejan et al. (1996).

Dentro do prisma deste trabalho, a análise termoeconômica ajudará a canalizar esforços para uma estratégia de controle que valorize a eficiência dos recursos naturais.

Neste capítulo será apresentada uma análise termoeconômica do sistema de microcogeração do COGENCASA aplicado a um estudo de caso de uma calcinadora do pólo gesseiro.

5.1 –Aplicação da análise no COGENCASA

A análise termoeconômica deste trabalho foi baseada na planta do COGENCASA onde se obteve dados experimentais, aliada ao conhecimento do processo de produção do gesso, baseado em dados de operação de uma calcinadora do pólo gesseiro. Para isto, foi proposto um arranjo de planta que faria uso da planta de cogeração para produção de eletricidade, água quente e os gases de combustão utilizados como ar aquecido para o processo de calcinação.

A Figura 5.1 apresenta o esquema proposta da planta de cogeração. A ideia básica da proposta é baseada no conhecimento de que 50% da energia elétrica utilizada numa calcinadora é utilizada para acionar os motores elétricos responsáveis pela movimentação mecânica, ou seja, acionamento do moinho, acionamento do forno rotativo, acionamento dos transportadores de rosca e caneca, Soares (2006). A produção de gases quentes por meio da turbina pode ser utilizada para geração de água quente e como ar pré aquecido para o forno já que o mesmo trabalha com ar à temperatura ambiente, correspondendo a um ganho energético considerável, Lora & Haddad (2006).

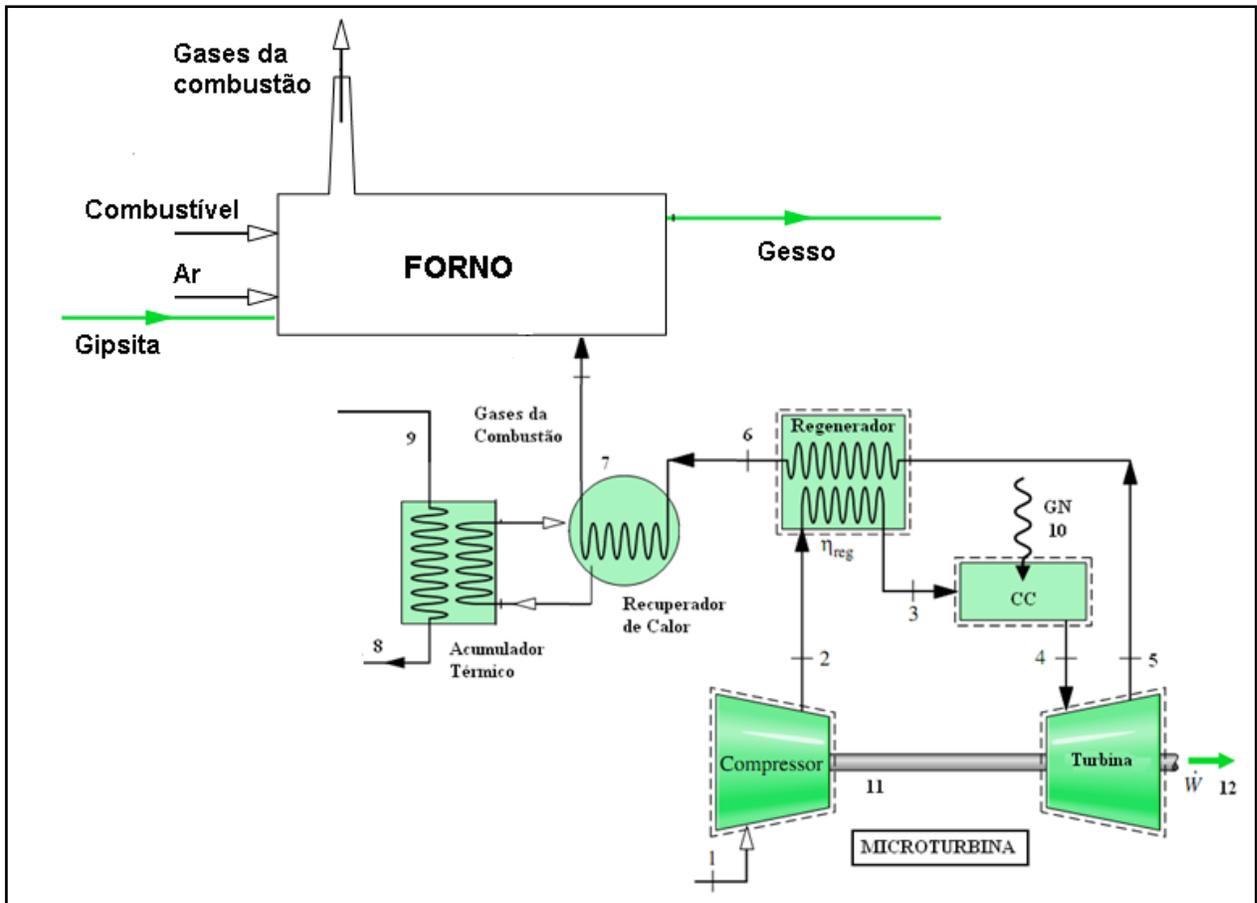


Figura 5.1 - Diagrama dos fluxos exergéticos do COGENCASA.

O recuperador de calor é o equipamento que decidirá por meio do controle qual a quantidade de gases quentes que será desviada para o forno ou se será todo utilizado para aquecimento de água. Desta forma, serão utilizados os resultados operacionais otimizados pelo controlador preditivo conforme já descrito no capítulo 4.

5.2 – Análise exergética

A análise exergética realizada neste trabalho tem como objetivo maximizar o uso mais eficiente de combustíveis não renováveis, neste caso o gás natural, localizando assim os pontos de perdas e rejeitos energéticos de cada subsistema da planta e direcionando o projeto e operação mais ecológica para o meio ambiente, Lora & Nascimento (2000).

No capítulo 4 foi feita uma análise do sistema de cogeração baseada na 1ª Lei da Termodinâmica, que é bastante útil na caracterização de sistemas térmicos. Porém uma análise mais refinada pode ser feita com o auxílio da 2ª Lei da Termodinâmica,

levando em consideração as irreversibilidades dos sistemas. De acordo com Tsatsaronis (1993) a análise exergética permite:

1. Melhorar a magnitude da avaliação da energia em relação à energia total fornecida sob a forma de insumo energético;
2. Quantificar a qualidade da energia do ponto de vista termodinâmico;
3. Determinar a eficiência racional do sistema energético.

A análise exergética se baseia no conceito de exergia. De acordo com Moran & Shapiro (2009), “*Exergia é o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente*”.

Para uma melhor compreensão das diferenças entre as análises do capítulo 4 e 5 foi adaptado de Dincer & Rosen (2007) a tabela 5.1 comparando a análise energética e exergética:

Tabela 5.1- Comparação entre energia e exergia.

Energia	Exergia
Depende somente das propriedades da matéria ou do fluxo de energia e independe das propriedades do ambiente.	<i>Depende das propriedades da matéria ou do fluxo de energia e do ambiente.</i>
Tem valores diferentes de zero quando em equilíbrio com o ambiente.	<i>Igual a zero quando está no estado morto em virtude do equilíbrio incompleto com o ambiente.</i>
Conservada em todos os processos de acordo com a 1ª Lei da Termodinâmica	<i>Conservada para processos reversíveis, mas não para processos reais, onde é destruída pelas irreversibilidades de acordo com a 2ª Lei da Termodinâmica.</i>
Não pode ser destruída e nem produzida.	<i>Não pode ser destruída e nem produzida para processos reversíveis, mas é sempre destruída em processos irreversíveis.</i>
Apresenta-se em diversas formas: cinética, potencial, trabalho e calor e é medida nestas formas.	<i>Apresenta-se em diversas formas: exergia cinética, exergia potencial, trabalho, exergia térmica e é medida com base no trabalho ou na disponibilidade de produzir trabalho.</i>
Uma medida apenas da quantidade.	<i>Uma medida da quantidade e qualidade.</i>

5.2.1 – Estado morto

Para uma análise exergética é necessário modelar a atmosfera que envolve o sistema estudado, Moran & Shapiro (2009). Neste trabalho a atmosfera é considerada como uma mistura de substâncias comuns as quais se encontram em sua forma estável, como encontrado na natureza, não havendo possibilidade alguma de desenvolver trabalho ou interagir física ou quimicamente com o meio. Desta forma pode-se modelar o ambiente como um sistema simples compressível, extenso e com temperatura e pressão uniformes em toda sua extensão. Para isto adotou-se como o estado morto a pressão P_0 de 101,325kPa e temperatura T_0 de 298,15K, conforme Rodriguez (2010) e Mendes (2009).

5.2.2 – Exergia física

A exergia física é o trabalho útil máximo possível de se obter quando um sistema ou fluxo de uma substância passa de um estado inicial (T,P) ao estado de referência, caracterizado pela existência de equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente, Pellegrini (2009). A exergia de fluxo é calculada pela equação 5.1.

$$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad \text{Eq. 5. 1}$$

Neste trabalho foi considerado desprezível a parcela cinética e potencial da exergia de fluxo.

5.2.3 – Exergia química

A exergia química é o máximo trabalho possível associada às diferenças de composição química entre o sistema e o ambiente. A tabela 5.2 mostra a exergia química padrão para diversas substâncias.

Tabela 6-Exergia química padrão de várias substâncias, Bejan et al. (1996)

Substância	\bar{e}_k [kJ/kmol]
O_2	3970
N_2	720
CO_2	19870
H_2O (líquido)	45
H_2O (vapor)	8636
CH_4	831650
C_2H_6	$1,496 \times 10^6$
C_3H_8	$2,154 \times 10^6$
C_4H_{10}	$2,806 \times 10^6$
C_5H_{12}	$3,463 \times 10^6$
C_6H_{14}	$3,463 \times 10^6$

5.2.4 – Exergia do ar

A exergia do ar é dada pela equação 5.2:

$$e_{ar} = \dot{m}_{ar} \left\{ C p_{ar} \left[T_{ar} - T_0 - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{ar}}{T_0} \right) \right] + \frac{\bar{R}}{M_{ar}} T_0 \ln \left(\frac{P_{ar}}{P_0} \right) \right\}, \quad \text{Eq. 5. 2}$$

$$\bar{e}^{qui} = \dot{m}_{ar} \left[\frac{\sum (y_{ar} \cdot \bar{e}_C^{qui}) + \bar{R} T_0 \sum (y_{ar} \cdot \ln y_{ar})}{M_{ar}} \right]. \quad \text{Eq. 5. 3}$$

5.2.5 – Exergia dos gases de combustão

A exergia dos gases de combustão é calculada de acordo com as seguintes equações:

$$e_g = \dot{m}_g \left\{ C p_g \left[T_g - T_0 - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_g}{T_0} \right) \right] + \frac{\bar{R}}{M_g} T_0 \ln \left(\frac{P_g}{P_0} \right) \right\}, \quad \text{Eq. 5. 4}$$

$$\bar{e}^{qui} = \dot{m}_g \left[\frac{\sum (y_g \cdot \bar{e}_C^{qui}) + \bar{R} T_0 \sum (y_{gn} \ln y_g)}{M_g} \right]. \quad \text{Eq. 5. 5}$$

5.2.6 – Exergia do combustível

A exergia do combustível foi calculada de acordo com as equações 5.6 e 5.7, baseadas na composição química fornecida pela COPERGÁS conforme tabela 5.3.

$$e_{gn} = \dot{m}_{gn} \left\{ C p_{gn} \left[T_{gn} - T_0 - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{gn}}{T_0} \right) \right] + \frac{\bar{R}}{M_{gn}} T_0 \ln \left(\frac{P_{gn}}{P_0} \right) \right\}, \quad \text{Eq. 5. 6}$$

$$\bar{e}^{qui} = \dot{m}_{gn} \left[\frac{\sum (y_{gn} \cdot \bar{e}_c^{qui}) + \bar{R} T_0 \sum (y_{gn} \cdot \ln y_{gn})}{M_{gn}} \right]. \quad \text{Eq. 5. 7}$$

Tabela 7 -Composição química do gás natural (Fonte: COPERGÁS)

Componentes	%Volumétrica
Metano	89,24
Etano	7,86
Propano	0,24
Butano e Mais Pesados	0,05
N ₂	1,34
CO ₂	1,25
O ₂	0,02
Total	100
H2S (Gás Sulfídrico) - mg/m3	0,4
Enxofre Total - mg/m3	8,4
PCS (@ 20°C, 1 atm)	9.205 Kcal/m ³
PCI (@ 20 °C , 1 atm)	8.307 Kcal/m ³

5.2.7 – Exergia da água

A exergia da água leva em consideração as suas exergias física e química dadas pelas equações 5.8 e 5.9.

$$e_{ag} = \dot{m}_g [h_{ag} - h_0 - T_0 (s_{ag} - s_0)], \quad \text{Eq. 5. 8}$$

$$\bar{e}^{qui} = \dot{m}_{ag} \frac{\bar{e}_{ag}^{qui}}{M_{ag}}. \quad \text{Eq. 5. 9}$$

5.2.8 – Balanço de exergia

O balanço exergia segue os mesmos conceitos aplicados a um volume de controle que foi utilizado no capítulo 4. Sendo que aqui será feito em termos de taxas de fluxos exergéticos conforme mostra a equação 5.10:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{cv} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad \text{Eq. 5. 10}$$

Em regime permanente, tem-se $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$. Aplicando-se este resultado na equação 5.10, obtém-se a expressão do balanço de exergia para um volume de controle em regime permanente:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d. \quad \text{Eq. 5. 11}$$

5.2.9 – Irreversibilidade dos equipamentos

Através da aplicação do balanço da equação 5.11 pode-se determinar o valor da destruição de exergia que é causada pelas irreversibilidades no interior do sistema. A irreversibilidade é capaz de mostrar o quanto o equipamento é eficiente em aproveitar a exergia introduzida no mesmo, Paula (2009). Na análise exergética calcula-se as irreversibilidades individuais de cada equipamento e compara-se ao total do sistema apresentando assim quais os equipamentos são responsáveis pela maior ou menor destruição de exergia no sistema. Este conceito está atrelada à poluição ambiental, pois ao se reduzir a exergia destruída, previne-se a emissão de poluentes em sistemas de potência, Pellegrini (2009).

Neste trabalho, o cálculo da taxa de irreversibilidade dos equipamentos será dada pela equação 5.12:

$$r_i = \frac{I_i}{\sum_{i=1}^n I_i}. \quad \text{Eq. 5. 12}$$

Onde :

I_i - irreversibilidade num determinado equipamento,

$\sum_{i=1}^n I_i$ – Irreversibilidade total do sistema.

5.2.10 – Eficiência exergetica

As eficiências exergeticas são utilizadas para determinar quais meios de utilização de combustíveis fósseis como gás natural, por exemplo, são termodinamicamente mais eficazes. A ideia básica é a relação entre os efeitos desejados e os insumos necessários para se obter o efeito desejado, Bejan et al. (1996)

Nesta mesma linha, as eficiências exergeticas podem medir o potencial das melhorias de desempenho do sistema térmico em estudo, comparando-o com outro sistema similar em função de suas eficácias. Quanto maior o valor da eficiência, melhor será o aproveitamento da exergia, Moran & Shapiro (2009).

Aplicando o balanço da equação 5.11 a cada subsistema apresentado na figura 5.1 tem-se as eficiências exergeticas para cada equipamento:

Turbina

$$\varepsilon = \frac{W_{cv}/\dot{m}}{e_{f1}-e_{f2}} \quad \text{Eq. 5. 13}$$

Compressor

$$\varepsilon = \frac{e_{f2}-e_{f1}}{(-W_{cv}/\dot{m})} \quad \text{Eq. 5. 14}$$

Recuperador de calor

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_f(e_{f4}-e_{f3})}{\dot{m}_q(e_{f1}-e_{f2})} \quad \text{Eq. 5. 15}$$

5.2.11 – Avaliação exergetica dos equipamentos

As equações até aqui apresentadas, bem como os conceitos e considerações, foram implementados no EES (*Engineering Equation Solver*). A tabela 5.4 apresenta os dados das propriedades dos estados e fluxos físicos da planta de cogeração:

Tabela 8- Estados termodinâmicos e exergias da planta de cogeração.

Estado	Descrição	\dot{m}_i [kg/s]	T [K]	P [kPa]	Exergia (kW)		
					\dot{E}^{PH}	\dot{E}^{CH}	\dot{E}_{total}
1	Ar	0,3	298,15	101,3	0	1,336	1,336
2	Ar	0,3	458,7	350	42,36	1,336	43,7
3	Ar	0,3	675,4	346,5	73,88	1,336	75,21
4	Prod Combust.	0,3032	953,3	343	144,9	3,388	148,3
5	Prod Combust.	0,3032	747,7	114,3	67,37	3,388	70,76
6	Prod Combust.	0,3032	553,2	114,7	29,02	3,388	32,41
7	Prod Combust.	0,3032	423,15	101,3	7,498	3,388	10,89
8	Água	1,38	354,15	250	247,7	3,45	251,1
9	Água	1,38	358,15	250	253,6	3,45	257,1
10	GN	0,00319	298,15	300	0,4753	153,4	153,9

A tabela 5.5 mostra a avaliação exergética de cada componentes do sistema de cogeração.

Tabela 9- Análise exergética dos equipamentos.

Equipamento	Exergia	Exergia	Irreversibilid. I_i [kW]	Taxa de Irr. r_i [%]	Eficiência
	Insumo	Produto			Exergética
	F[kW]	P[kW]			ε [%]
C.C.	153,9	73,1	80,8	72,86	47,5
Recuperador	21,53	8,978	12,55	11,31	41,71
Turbina	77,55	74,82	2,73	2,46	96,47
Regenerador	38,35	31,52	6,83	6,15	82,18
Compressor	50,34	42,36	7,979	7,19	84,15
TOTAL	341,67	230,778	110,889	----	67,54

5.3 – Análise termoeconômica

Os sistemas térmicos, através de suas características físicas, interagem com o meio ambiente na forma de trabalho ou calor. Desta forma, o projeto de sistemas térmicos envolve diversas áreas da engenharia, tais como materiais, mecânica dos fluidos, projeto mecânico e termodinâmica. Assim, percebe-se a grande complexidade destes projetos e como todo projeto deve-se verificar a viabilidade econômica do

mesmo. Entretanto, os sistemas térmicos não podem ser avaliados da mesma forma que outros projetos de engenharia, visto que quando se trabalha com recursos energéticos outras variáveis tomam conta do cenário, assim devendo-se recorrer à termoeconomia, Orlando (1997). De acordo com Bejan et al.(1996) a termoeconomia é a área da engenharia que mescla a análise exergética com os princípios econômicos fornecendo informação não disponível através da análise de energia e da análise econômica convencional, mas é crucial para o custo efetivo do projeto e operação de um sistema térmico.

A análise termoeconômica tem os seguintes objetivos,segundo Bejan et al.(1996), Tsatsaronis (1993), Dincer & Rosen (2007):

- Localizar a magnitude e as fontes de perdas termodinâmicas;
- Quantificar os custos devido às destruições e perdas de exergia;
- Calcular separadamente o custo de cada produto gerado pelo sistema que possui mais de um produto final;
- Facilitar estudos de viabilidade e otimização do projeto ou operação de sistemas térmicos;
- Comparar alternativas de projetos;
- Ajudar na tomada de decisão de gerenciamento da manutenção e operação do sistema.

5.3.1 – Considerações

Em toda análise termoeconômica, para que se possa fechar o balanço monetário de cada equipamento, deve-se usar as seguintes considerações:

1. O sistema trabalha em regime permanente, sendo assim, seu fluxo de exergia é constante na saída e o fluxo de custo é constante na entrada;
2. Os custos de investimento crescem com o aumento da capacidade do equipamento e com o aumento de sua eficiência exergética;
3. Os custos com O&M dependem do investimento total de capital;
4. Considera o custo da exergia perdida para o meio como nula.

5.3.2 – Cálculo dos custos exergéticos

Neste trabalho, será utilizada a metodologia SPECO (*Specific Exergy Costing*) proposta por Bejan et al.(1996) e Lazaretto & Tsatsaronis (2006) a qual calcula os custos exergéticos da seguinte forma:

$$\dot{C}_s = c_s \dot{E}_s, \quad \text{Eq. 5. 16}$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e, \quad \text{Eq. 5. 17}$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W}, \quad \text{Eq. 5. 18}$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q, \quad \text{Eq. 5. 19}$$

Aplicando-se estes conceitos a um volume de controle, obtém-se que o custo total dos fluxos de exergia que saem é igual ao custo dos fluxos de exergia que entram mais o capital, que são o total das despesas para obtê-los, tem-se:

$$\sum_s \dot{C}_s + \dot{C}_w = \dot{C}_q + \sum_e \dot{C}_e + \dot{Z}, \quad \text{Eq. 5. 20}$$

$$\sum_s (c_s \dot{E}_s) + c_w \dot{W} = c_q \dot{E}_q + \sum_e (c_e \dot{E}_e) + \dot{Z}. \quad \text{Eq. 5. 21}$$

Aplicando-se este conceito a cada um dos equipamentos e utilizando-se as considerações do item 5.3.1, obtém-se as equações da taxa de fluxos e as equações auxiliares, Abusoglu & Kanoglu (2009).

Compressor

$$c_1 \dot{E}_1 + c_{11} \dot{W}_{11} + \dot{Z}_{comp} = c_2 \dot{E}_2, \quad \text{Eq. 5. 22}$$

$$c_1 \dot{E}_1 = 0, \quad \text{Eq. 5. 23}$$

$$c_{11} \dot{W}_{11} = \dot{W}_{comp}, \quad \text{Eq. 5. 24}$$

Regenerador

$$c_2 \dot{E}_2 + c_5 \dot{E}_5 + \dot{Z}_{reg} = c_3 \dot{E}_3 + c_6 \dot{E}_6, \quad \text{Eq. 5. 25}$$

$$c_6 = c_5, \quad \text{Eq. 5. 26}$$

Câmara de Combustão

$$c_3\dot{E}_3 + c_{10}\dot{E}_{10} + \dot{Z}_{cc} = c_4\dot{E}_4, \quad \text{Eq. 5. 27}$$

Turbina

$$c_4\dot{E}_4 + \dot{Z}_{tg} = c_5\dot{E}_5 + c_{11}\dot{W}_{11} + c_{12}\dot{W}_{12}, \quad \text{Eq. 5. 28}$$

$$c_5 = c_4, \quad \text{Eq. 5. 29}$$

$$c_{12}\dot{W}_{12} = \dot{W}_{ele}, \quad \text{Eq. 5. 30}$$

Recuperador de calor

$$c_6\dot{E}_6 + c_8\dot{E}_8 + \dot{Z}_{rec} = c_7\dot{E}_7 + c_9\dot{E}_9, \quad \text{Eq. 5. 31}$$

$$c_7 = c_6, \quad \text{Eq. 5. 32}$$

Onde :

C - é a taxa de custo da corrente;

Z – taxa de custo associada a O&M;

c – é o custo por unidade de exergia;

\dot{E}_f – é a taxa de transferência de exergia associada.

Aplicando-se esta metodologia, o desempenho de cada equipamento pode ser avaliado de acordo com as variáveis termoeconômicas, Bejan et al.(1996):

- a) $\dot{C}_{D,k}$ o – Custo da destruição de exergia: calcula quanto custa para cada equipamento a destruição de exergia. Sabendo que a exergia do insumo é igual à exergia do produto somado à exergia das perdas e à exergia destruída, tem-se:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{L,k} + \dot{E}_{D,k} \quad \text{Eq. 5. 33}$$

Assim o custo da destruição de exergia é dado por:

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k}\dot{E}_{D,k} \quad (\text{com } \dot{E}_{P,k} \text{ fixo}) \quad \text{Eq. 5. 34}$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{P,k}\dot{E}_{D,k} \quad (\text{com } \dot{E}_{F,k} \text{ fixo}) \quad \text{Eq. 5. 35}$$

- b) r_k o – Diferença relativa de custo: caracteriza o grau de aproveitamento do insumo em relação ao investimento de capital no sistema analisado. Pode-se considerar como uma medida de quanto custa relativamente ao insumo fornecido, a destruição da exergia. Seu valor é calculado da seguinte forma:

$$r_k = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} + \frac{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}}{c_{f,k} \dot{E}_{p,k}} \quad \text{Eq. 5. 36}$$

- c) f_k o – Fator termoeconômico : caracteriza a influência do investimento de capital no componente em relação ao aproveitamento obtido na forma de produto. Indica indiretamente como está a eficiência exergética em relação ao custo do equipamento dentro da planta. Seu valor é calculado de acordo com a equação 5.34.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{f,k} (\dot{E}_{d,k} + \dot{E}_{l,k})} \quad \text{Eq. 5. 37}$$

A tabela 5.6 mostra os valores calculados dos parâmetros termoeconômicos dos equipamentos do sistema de cogeração.

Tabela 10- Parâmetros termoeconômicos.

Equipamento	r_k [%]	f_k [%]	$c_{f,k}$ [R\$/kJ]	$\dot{C}_{D,k}$ [R\$/s]	ε [%]	$\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$
Turbina	123,7	98,54	0,5685	1,556	96,47	16,379
Recuperador	142,4	22,38	0,04893	0,614	41,71	2,04

5.3.3 – Metodologia

Neste trabalho, foi utilizada a metodologia de análise proposta por Bejan et al.,(1996) a saber:

1. Organizar os equipamentos em ordem decrescente de custos de acordo com o termo $(\dot{Z}_k + \dot{C}_{d,k})$;
2. Analisar com atenção os equipamentos que tiverem a soma alta no item 1;
3. Analisar com cautela os equipamentos com diferença relativa de custo;
4. Procurar melhorar a eficiência exergética dos equipamentos que obtiverem um elevado valor para a diferença relativa de custo sem alterar o investimento de capital.

5.3.4 – Otimização

O objetivo da análise termoeconômica tem como base o cálculo dos valores das variáveis do sistema térmico (pressão, temperatura, parâmetros termoeconômicos) que minimizam os custos da instalação e obtendo-se um custo competitivo dos produtos produzidos para o mercado, Silva (2003) e Graciano (2007). Portanto a função objetivo a ser minimizada é:

$$(\min)c_{f,k} = \frac{c_{f,k}(\dot{E}_{f,k} + \dot{Z}_k)}{\dot{E}_{p,k}}. \quad \text{Eq. 5. 38}$$

A otimização foi implementada no EES (*Engineering Equation Solver*) que utiliza o método de busca (*Golden Section Search*) para otimizar sujeito aos seguintes critérios de otimização, Rucker (2005):

- Número máximo de iterações de 400;
- Mudança relativa no valor da variável de decisão entre duas iterações sucessivas da otimização inferior a 0,0001.

CAPÍTULO 6.0 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

6.1 – Resultados das Medições

Os resultados obtidos dos testes com a microturbina funcionando a 15 e 20kW são apresentados nas *Figura 6. 1* a *Figura 6. 14*.

A *Figura 6. 1* mostra a temperatura dos gases da chaminé da microturbina em função da carga térmica para uma potência de 15kW. Observa-se que a temperatura foi pequena, mostrando que a temperatura dos gases da microturbina é indiferente ao que está sendo solicitado de carga na câmara fria, ou seja, a micro turbina gera de acordo com a carga elétrica solicitada e não pela carga térmica. Este mesmo comportamento observa-se na *Figura 6. 2*. Portanto, conclui-se que a temperatura dos gases da microturbina varia para uma potência de 20kW diretamente com a solicitação elétrica da carga e condições ambientais de operação, sendo a mesma pouco influenciada pelo sistema de cogeração.

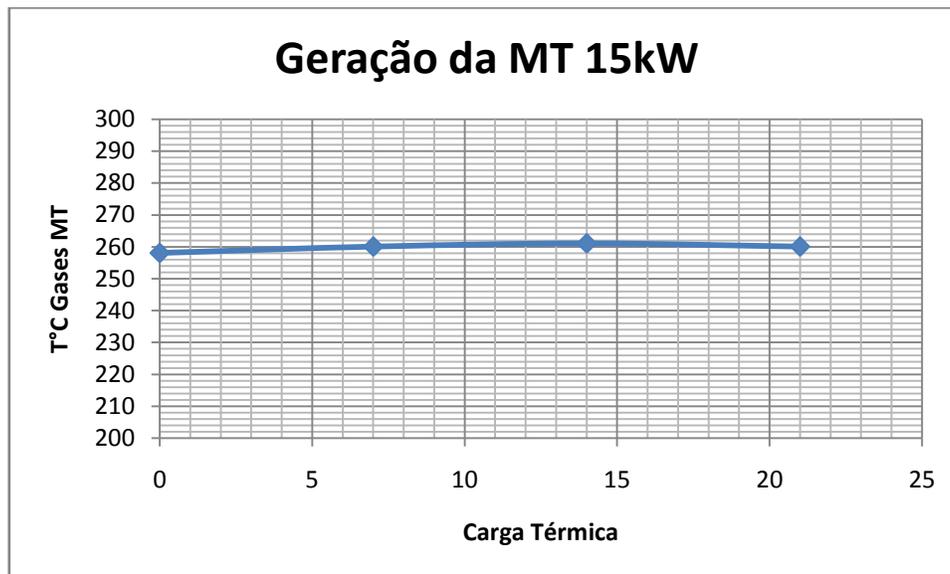


Figura 6. 1 - Temperatura dos gases de escape em função da potência da MT(15kW) e da Carga Térmica.

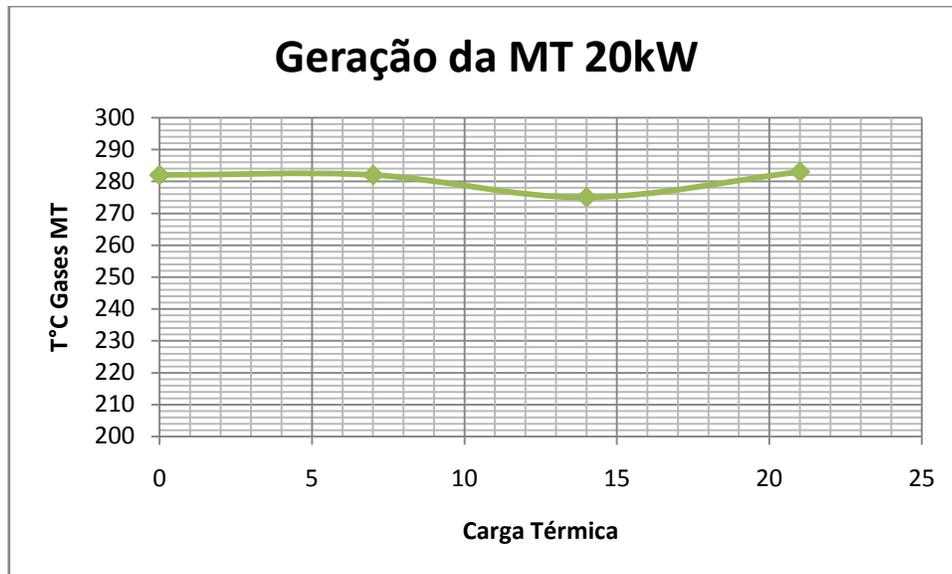


Figura 6. 2 - Temperatura dos gases de escape em função da potência da MT(20kW) e da Carga Térmica.

O recuperador de calor é o equipamento elo do sistema de cogeração, sendo o mesmo afetado pela operação da microturbina como se observa na *Figura 6. 3* e na *Figura 6. 4*. Observa-se uma redução da efetividade na operação com 15kW e 20kW, com o aumento das temperaturas dos gases que entram no recuperador serem maiores. Em contrapartida, estes saem com temperatura maior do recuperador em relação à operação com 15kW. Desta forma, o ganho de temperatura não melhora o desempenho do recuperador, pois a temperatura de aquecimento da água é praticamente a mesma, 82°C em média.

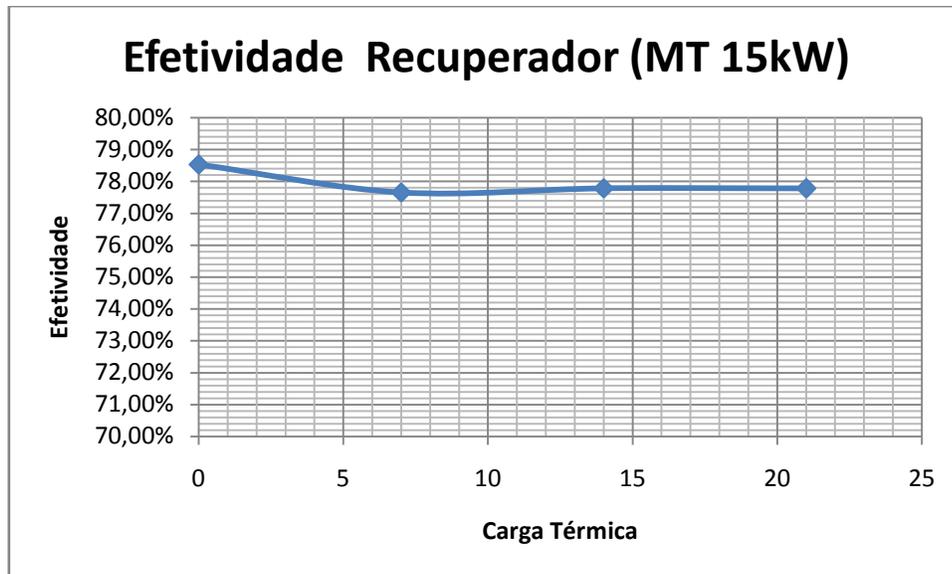


Figura 6. 3 - Efetividade do Recuperador de calor função da potência da MT(15kW) e da Carga Térmica.

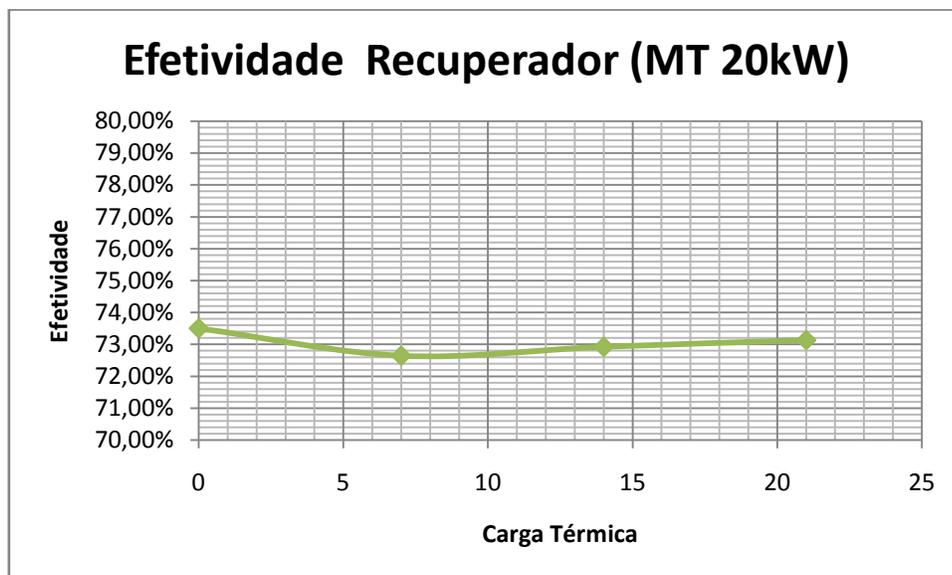


Figura 6. 4 - Efetividade do Recuperador de calor função da potência da MT(20kW) e da Carga Térmica.

6.2 – Resultados da simulação numérica

Os resultados obtidos na simulação numérica são apresentados nas figuras 6.5 a 6.12.

A *Figura 6.5* mostra a temperatura dos gases da chaminé da microturbina em função da potência gerada. Observa-se um aumento de 50°C entre a menor potência recomendada pelo fabricante e a máxima atingida para as condições ambientais da RMR(Região Metropolitana do Recife). Sabe-se que estes valores podem aumentar desde que a temperatura do ar seja em torno de 15°C (condição ISO). Assim o

compressor aspira mais massa de ar, aumentando a potência da turbina. Os resultados da simulação em regime permanente serviram para estabelecer os pontos de operação da turbina, dos quais se analisou a curva de reação em função do tempo. Nesta análise, a atenção foi dada aos gases de escape da turbina, pois os mesmos serão utilizados como ar de combustão para o forno de calcinação. A potência gerada tem sua importância, pois a maioria dos fornos precisa para sua operação uma quantidade significativa de energia elétrica para acionamento dos diversos motores elétricos dentro de uma calcinadora, assim com um único combustível pode-se gerar eletricidade e economizar energia com a entrada dos gases quentes no processo de combustão do forno.

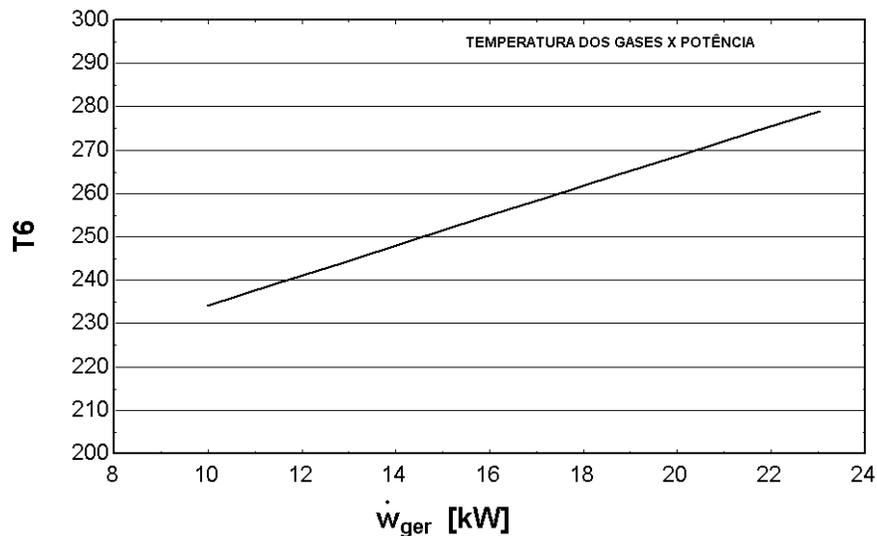


Figura 6. 5 – Temperatura dos gases da combustão em função da potência gerada.

A Figura 6.6 mostra o rendimento do forno em função do aumento da temperatura do ar de combustão. Nota-se que, com o aumento da temperatura para uma dada temperatura dos gases de escape da turbina, é possível sair de um baixo rendimento de cerca de 22% para 54%. Nesta análise considerou-se que as outras variáveis que afetam o rendimento do forno ficaram fixas em valores reais de operação apenas variando-se a temperatura do ar.

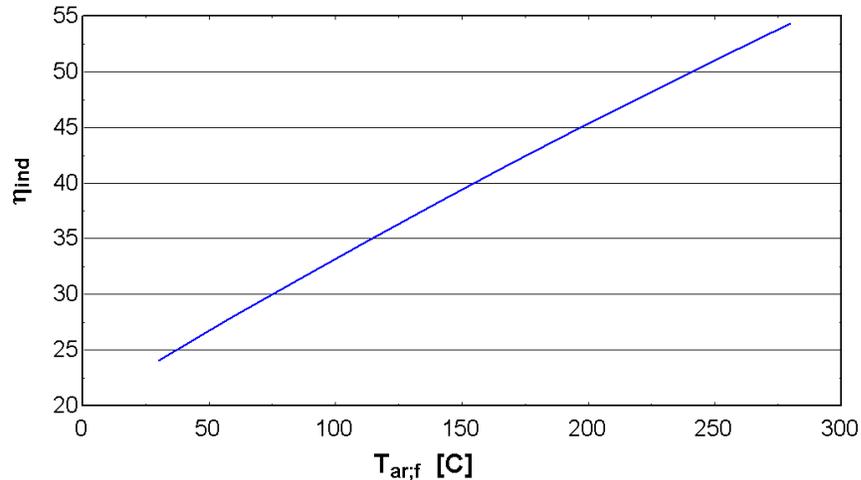


Figura 6. 6 – Rendimento do forno de calcinação em função da temperatura do ar de combustão.

Com o aumento do rendimento do forno, as perdas de energia diminuem o que se reflete nas perdas financeiras com o custo do combustível utilizado na simulação que foi o gás natural da COPERGAS. A *Figura 6.7* mostra as perdas financeiras em função da temperatura do ar de combustão. Nela, percebe-se o potencial de economia anual da ordem de R\$ 300.000,00 com aplicação da estrutura de cogeração proposta neste trabalho.

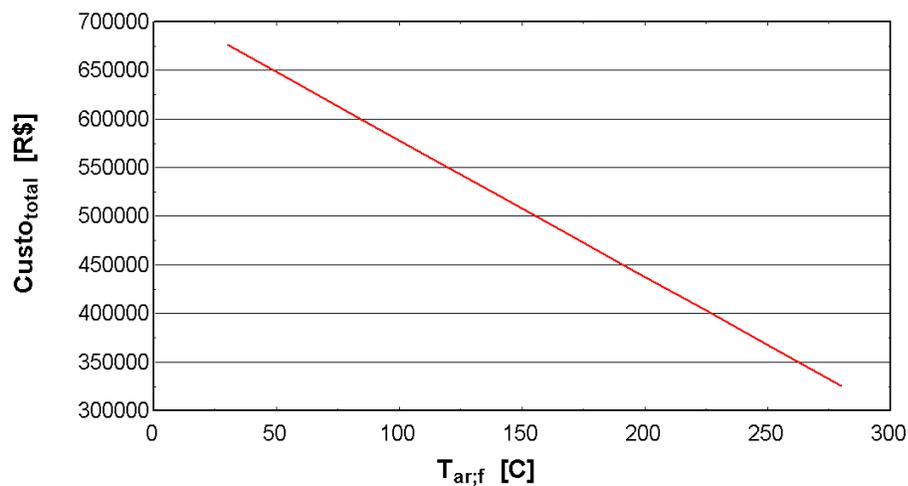


Figura 6. 7 – Perdas financeiras do forno de calcinação em função da temperatura do ar de combustão.

Um dos grandes problemas do pólo gesso é a disponibilidade de gás natural e seu preço praticado para a região. O gás natural tem sido aplicado em algumas calcinadoras de Araripina tendo seu preço subsidiado pelo governo do estado, que abre mão da cobrança do ICMS, o que significa uma redução de 17% no seu preço de mercado consumidor industrial. Diante deste cenário, a *Figura 6.8* mostra o estudo de

sensibilidade à variação do preço do gás começando com o preço de janeiro de 2012 sem ICMS e com o imposto aplicado, mostrando que o preço do gás é um fator que pode inviabilizar sua entrada na matriz energética do pólo gesseiro.

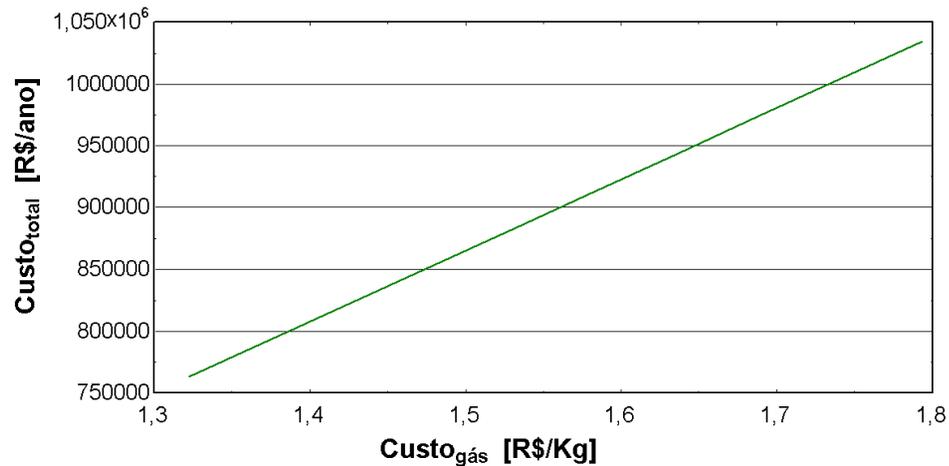


Figura 6. 8 – Perdas financeiras do forno de calcinação em função da variação do preço do gás natural.

6.3 - Resultados do controlador preditivo

A aplicação do controle preditivo na planta de cogeração visa aumentar os rendimentos envolvidos no processo e isto se dá através da resposta às variações nos *set points* e nos distúrbios que são inerentes a qualquer planta de cogeração. Assim deseja-se que, por exemplo, a temperatura dos gases não varie muito durante a operação, pois como foi visto na seção anterior, uma pequena variação desta acarretará aumento nos custos ao longo do ano, deixando de gerar receitas devido a um controle mau projetado. Por isso foram simulados seis cenários do controlador da planta para estudo do comportamento em função dos seus parâmetros de projeto.

Quando se trabalha com controle preditivo deve-se dar atenção ao horizonte de predição (R) que define o número de predições utilizadas na otimização do sistema, ao horizonte de controle (L) que define até onde o controlador atuará no futuro predito e por fim o intervalo de tempo futuro (N) definindo a quantidade de passos futuros na simulação da planta para o controlador preditivo.

O cenário 1 apresentado na *Figura 6.9* foi aplicado para intervalo de controle IC= 1, horizonte de predição R=2 e um horizonte de controle L=4. Nele observa-se que o comportamento da resposta dinâmica obteve um *overshoot* de 29% em relação ao valor

desejado e com um tempo de acomodação de 19,6 segundos. Esta resposta custa ao controlador uma ação excessiva para manter a variável controlada dentro do valor desejado conforme é mostrado na *Figura 6.10*.

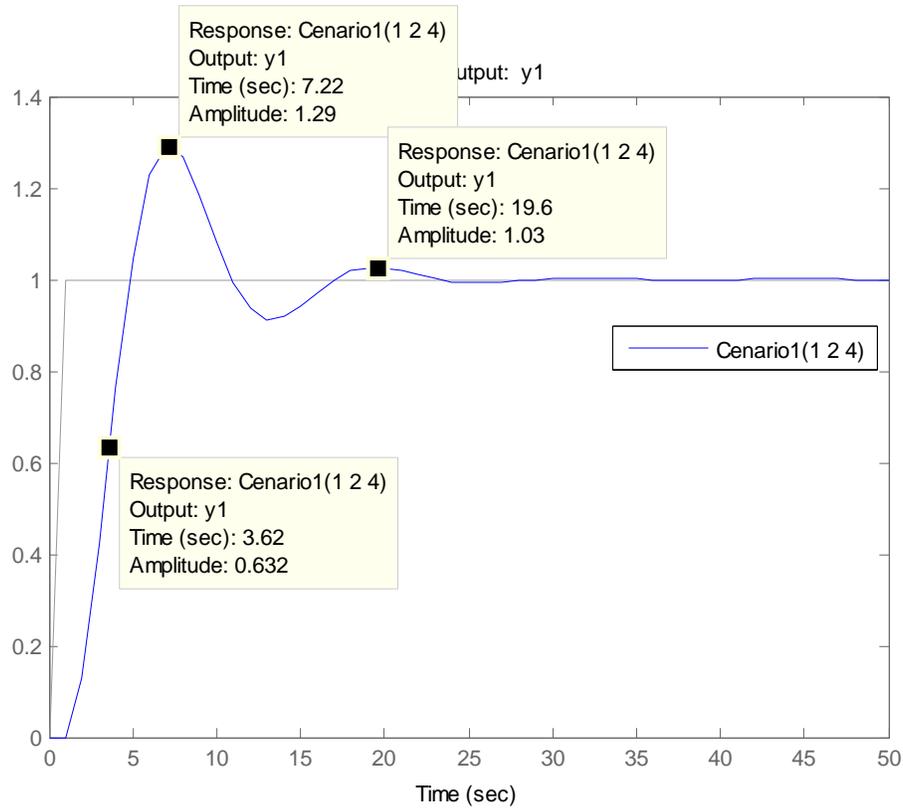


Figura 6. 9 – Resposta dinâmica Cenário 1, $IC=1, R=2, L=4$ e $N=50$.

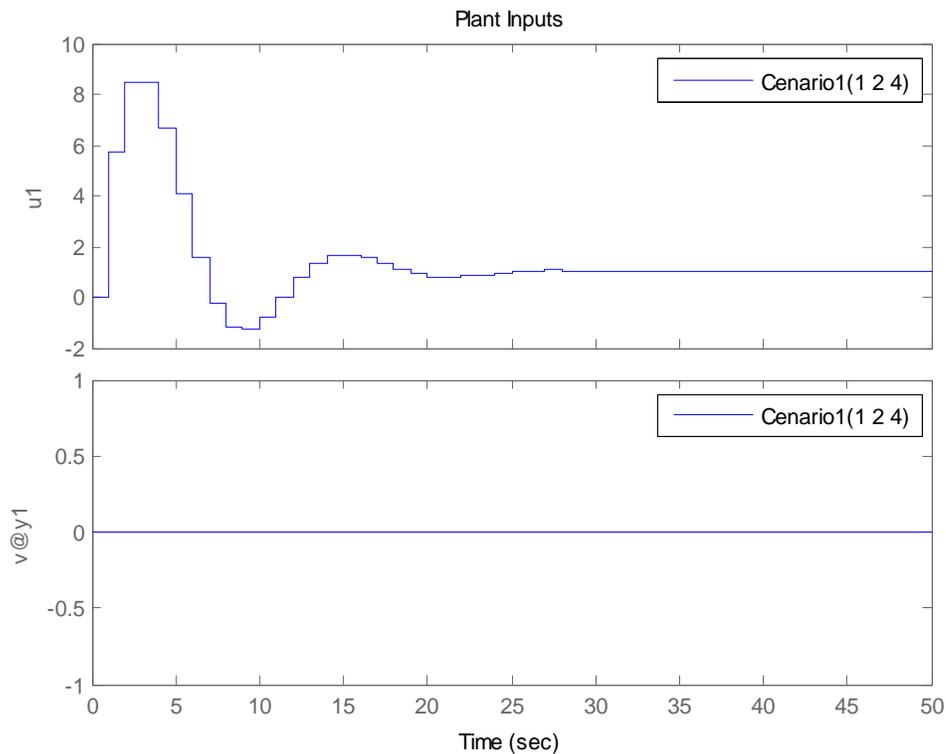


Figura 6.10 – Ação de controle Cenário 1, $IC=1, R=2, L=4$ e $N=50$.

Vendo que no cenário 1 a resposta dinâmica oscilou bastante, tentou-se com o cenário 2, melhorar o *overshoot* para valores aceitáveis de projeto sendo desta forma aplicada para intervalo de controle $IC=5$, horizonte de previsão $R=10$ e um horizonte de controle $L=20$. Na *Figura 6.11* é mostrado que o *overshoot* foi reduzido para 3%, porém o controlador torna a resposta mais lenta devido ao aumento do intervalo de controle.

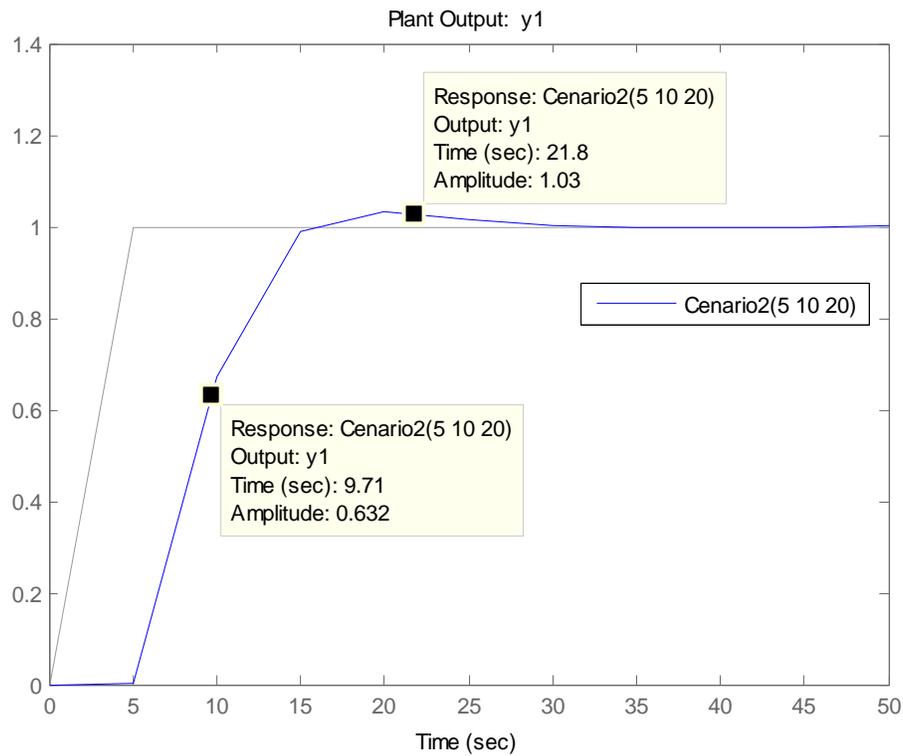


Figura 6. 11 – Resposta dinâmica Cenário 2, $IC=5, R=10, L=20$ e $N=50$.

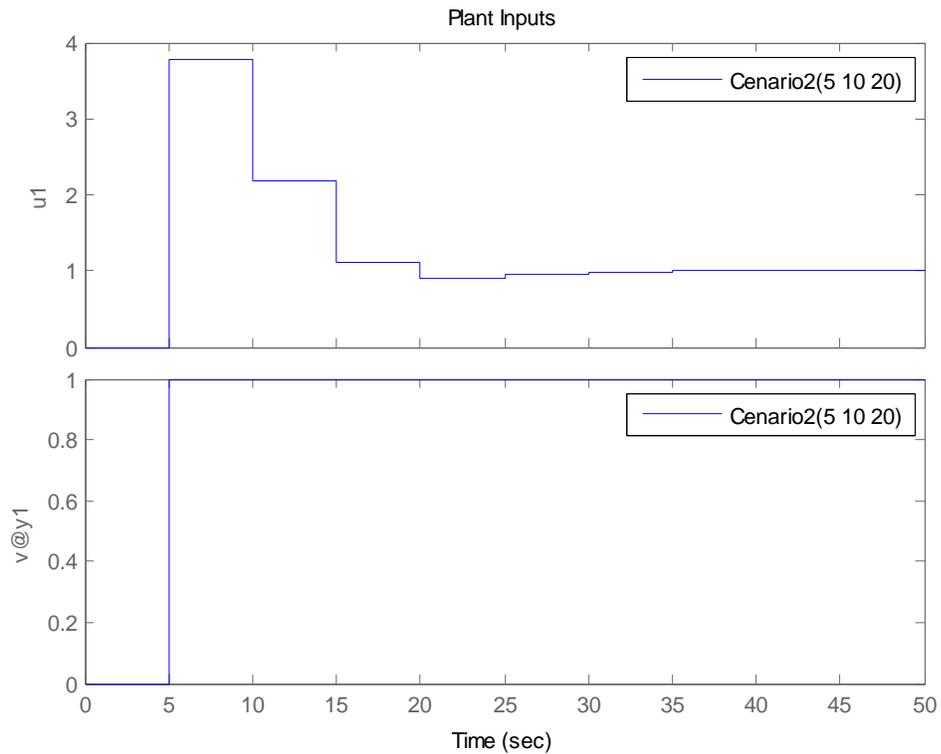


Figura 6. 12 – Ação de controle Cenário 1, $IC=1, R=2, L=4$ e $N=50$.

No cenário 3 foi aplicado para intervalo de controle $IC=1$, horizonte de predição $R=25$ e um horizonte de controle $L=1$. O intuito era reduzir o *overshoot* o que foi conseguido conforme mostra a *Figura 6.13* porém, a resposta tornou-se mais lenta que o cenário 2, inviabilizando esta alternativa.

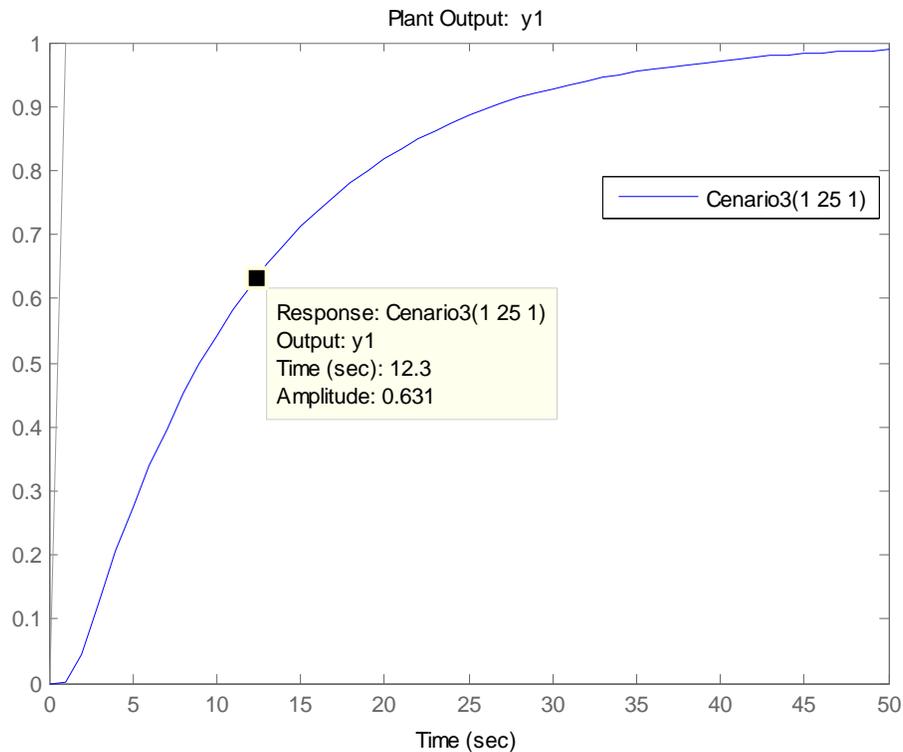


Figura 6.13 – Resposta dinâmica Cenário 3, $IC=1, R=25, L=1$ e $N=50$.

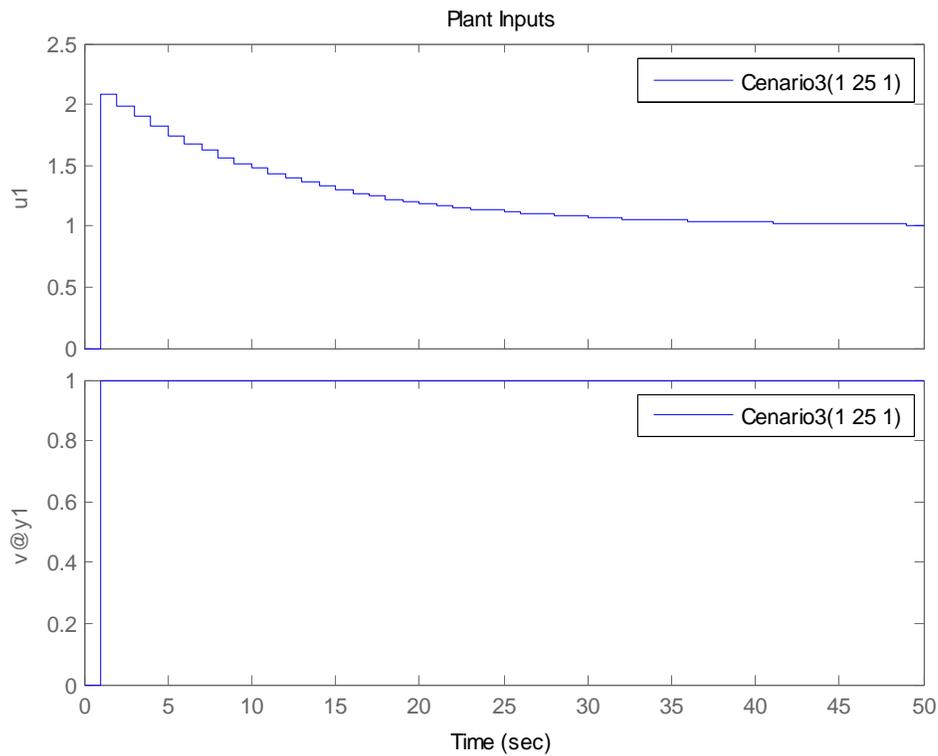


Figura 6.14 – Ação de controle Cenário 1, $IC=1, R=25, L=1$ e $N=50$.

No cenário 4 foi proposto um intervalo de controle $IC=1$, horizonte de predição $R=25$ e um horizonte de controle, $L=4$. Observa-se uma melhora significativa com o aumento do horizonte de controle onde o *overshoot* ficou em 3% e ação de controle apesar de ser mais agressiva do que os outros cenários mostrou-se menos excessiva, forçando assim menos o controlador, conforme figura 6.15 e 6.16.

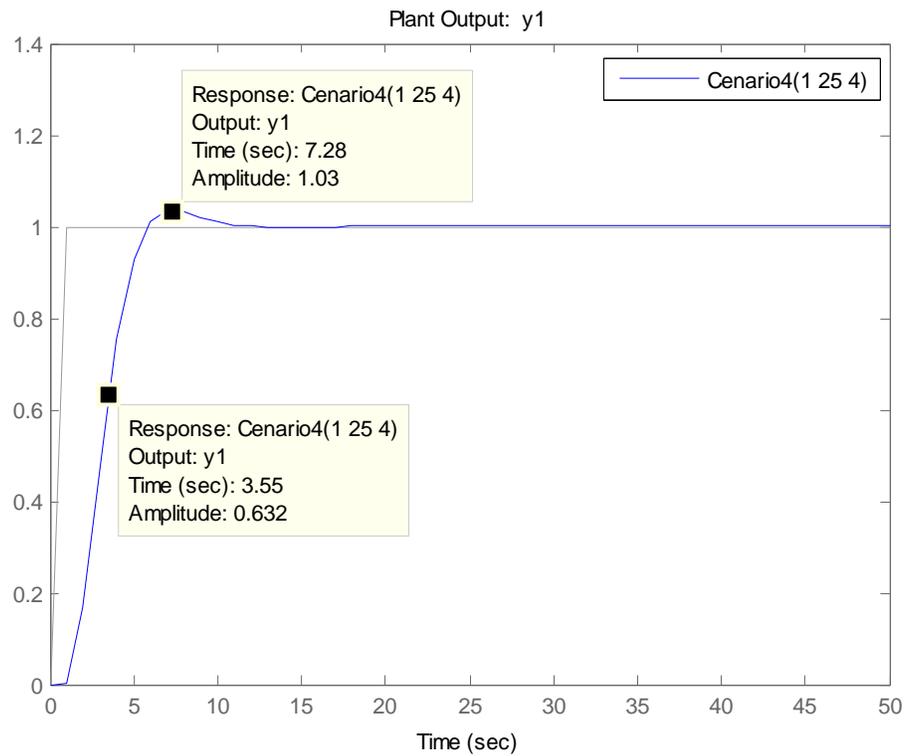


Figura 6. 15 – Resposta dinâmica Cenário 4, $IC=1, R=25, L=4$ e $N=50$.

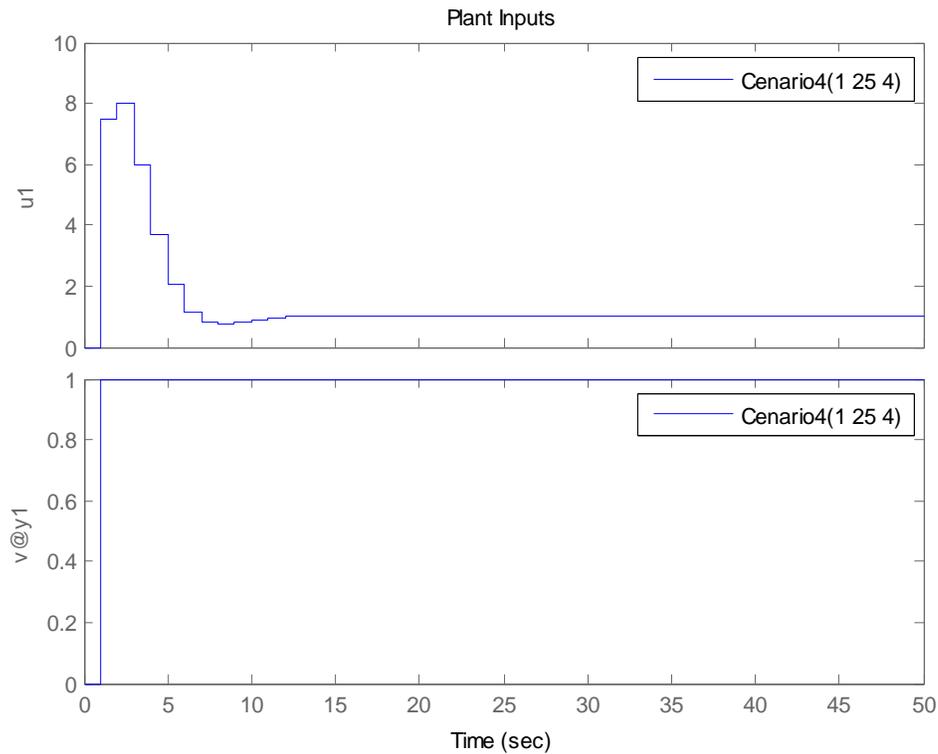


Figura 6. 16 – Ação de controle Cenário 4, $IC=1, R=25, L=4$ e $N=50$.

Uma prática comum para projeto de controle preditivo é utilizar o horizonte de controle (L) como a metade do valor utilizado para o intervalo de tempo futuro (N). Isto é verdadeiro observando-se os gráficos anteriores na melhora significativa do controlador. Uma nova análise é igualar o horizonte de controle ao horizonte de predição. Por isso, no cenário 5 utilizou-se um intervalo de controle $IC=1$, horizonte de predição $R=25$ e um horizonte de controle $L=25$. O resultado deste cenário é mostrado na *Figura 6.17* onde se observa um bom desempenho do controlador, mas ficando o resultado inferior ao cenário 4 com um *overshoot* de 5%. Qualquer um destes cenários satisfaz os requisitos de desempenho de controladores, mas como foi visto, uma diferença de 2% na temperatura dos gases acarretará despesas significativas, ou seja, apesar de pequena a diferença em termos de controle, financeiramente, o aumento torna-se significativo.

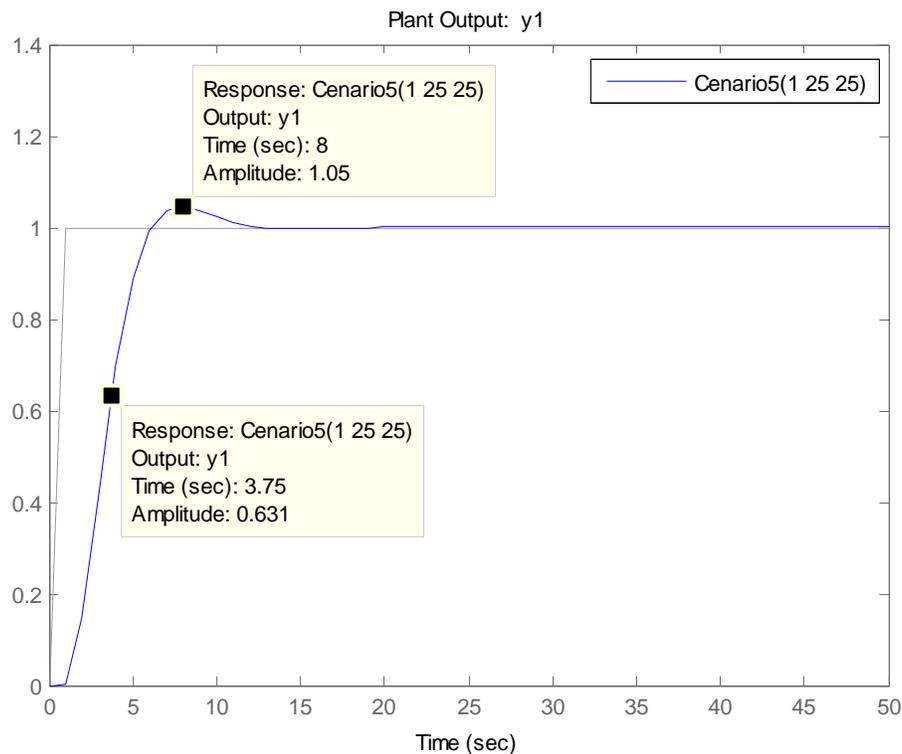


Figura 6.17 – Resposta dinâmica Cenário 5, $IC=1, R=25, L=25$ e $N=50$.

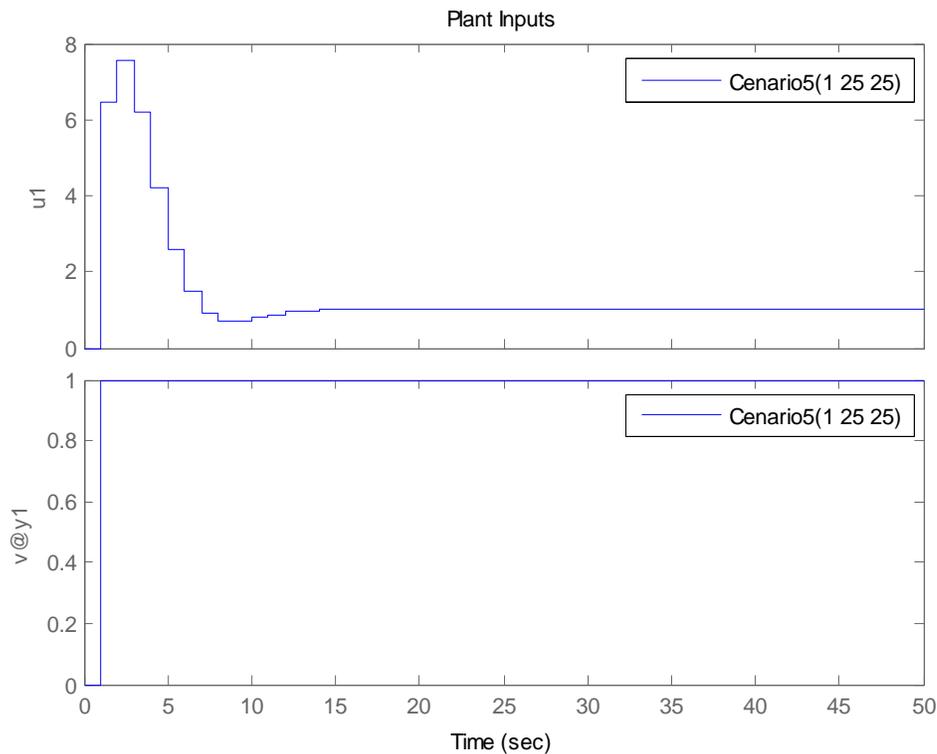


Figura 6. 18 – Ação de controle Cenário 5, $IC=1, R=25, L=25$ e $N=50$.

O horizonte de predição consome muito esforço computacional, já que cada iteração tem-se que resolver um problema de otimização. Por outro lado o horizonte de controle muito grande torna a ação de controle excessiva. Uma estratégia utilizada é subdividir o intervalo em pequenos espaços de forma que o controle se torne mais robusto, ou seja, seja menos susceptível a erros na modelagem. Pensando nestas características foi proposto o cenário 6, onde se utiliza o recurso de *blocking* para particionar o horizonte de controle. A *Figura 6.19* mostra os resultados para o cenário 6 onde observa-se um desempenho semelhante ao cenário 5, mas inferior ao cenário 4.

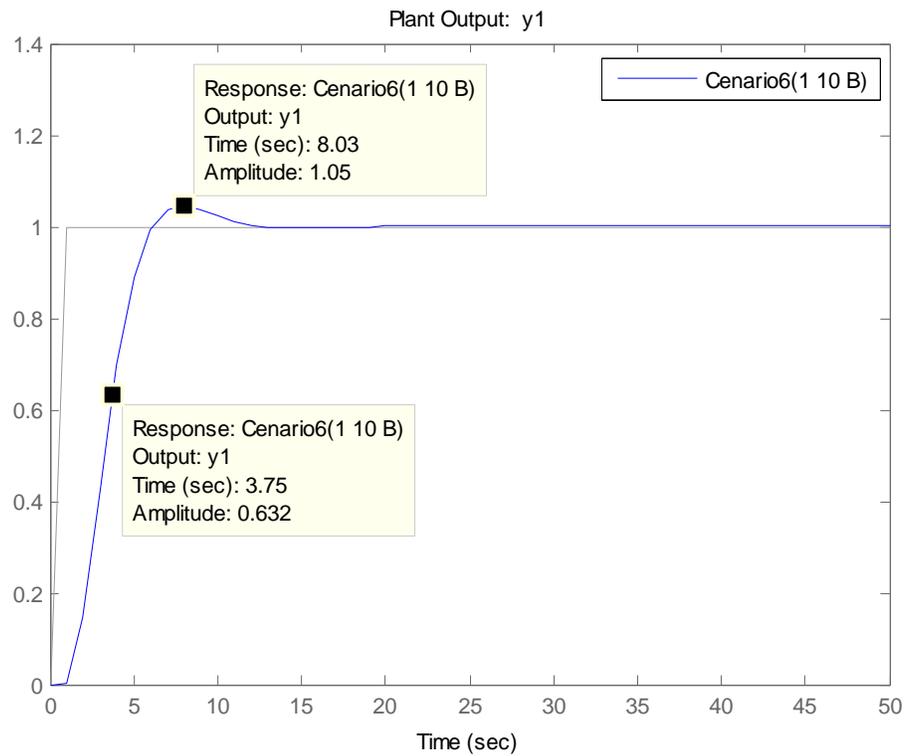


Figura 6. 19 – Resposta dinâmica Cenário 5, $IC=1, R=10, L=Blocking$ e $N=50$.

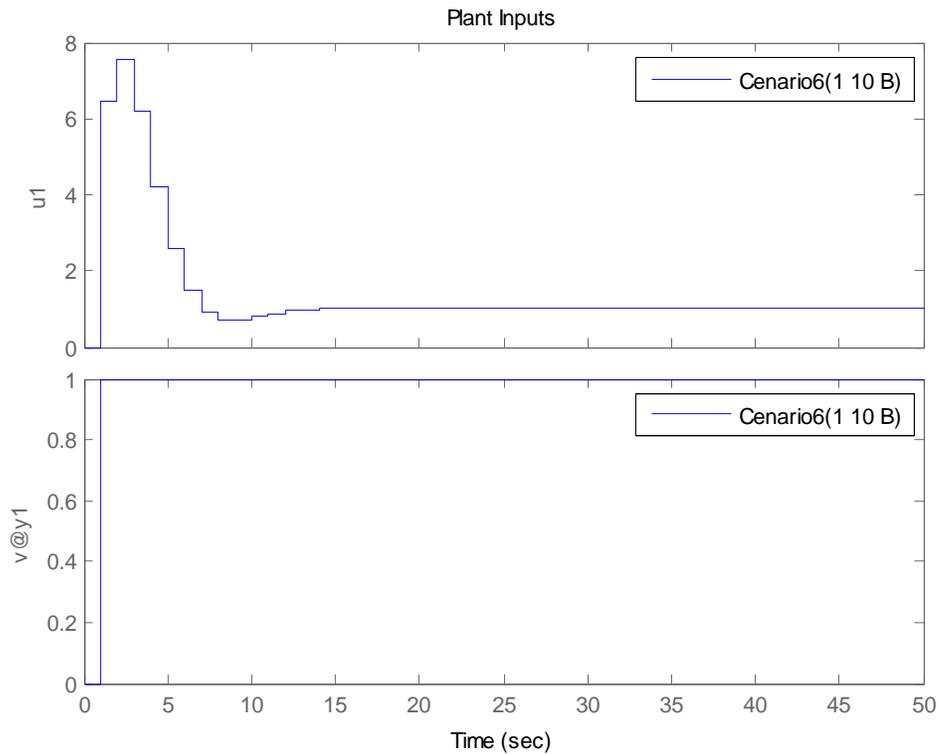


Figura 6. 20 – Ação de controle Cenário 6, $IC=1, R=10, L=Blocking$ e $N=50$.

A *Figura 6.21* mostra todos os cenários no mesmo gráfico para melhor efeito de comparação. Nela observa-se que o controlador que obteve melhor resultado foi do cenário 4 que apresentou o menor *overshoot* (3%) com o menor tempo de subida (3,55s). Com esta análise foi possível ver qual o melhor controlador preditivo e quais os parâmetros de projeto deve ser observados para se ter o melhor desempenho com o menor esforço computacional.

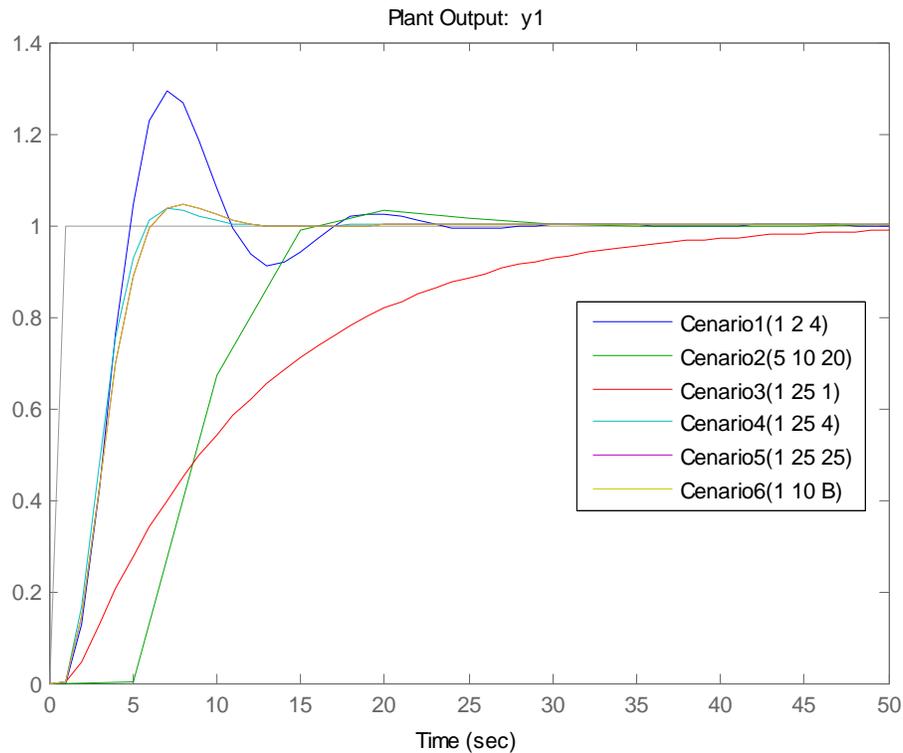


Figura 6. 21 – Resposta dinâmica de todos os cenários estudados.

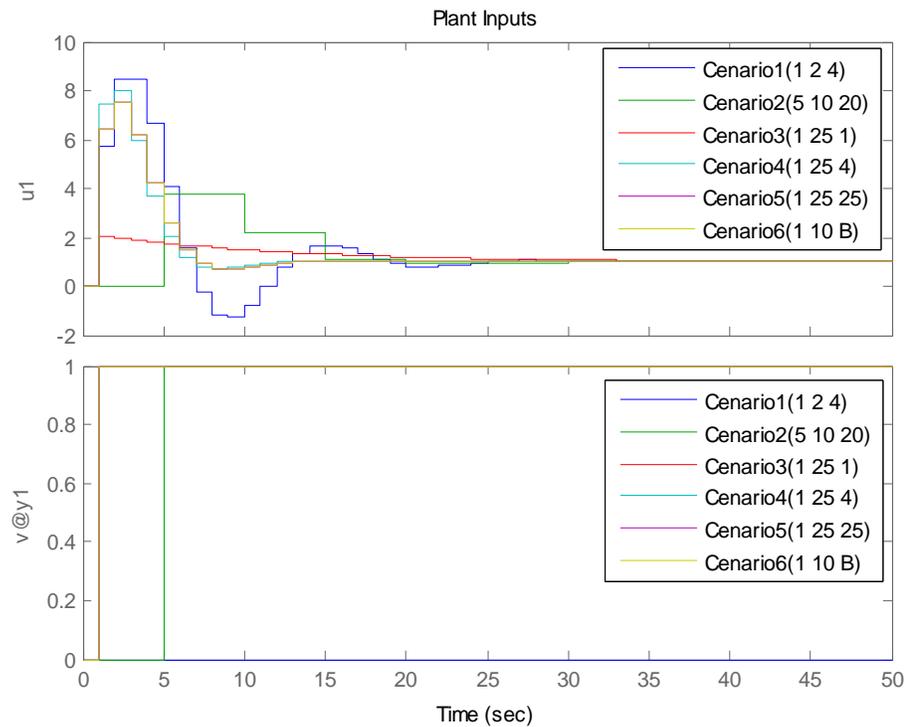


Figura 6. 22 – Ação de controle Cenário de todos os cenários estudados.

6.4 - Resultados da análise termoeconômica

Após a determinação do ponto de operação da planta via controlador preditivo, obtêm-se os dados necessários para uma análise termoeconômica. No capítulo 5 foram determinados os estados termodinâmicos da planta de cogeração e seus fluxos exergéticos. O objetivo desta análise é determinar os custos unitários dos produtos da planta e discutir que ações podem ser tomadas para o melhoramento da eficiência exergética dos equipamentos.

A Figura 6.23 mostra o custo unitário dos gases de combustão quando saem da microturbina a gás em função do preço do gás natural. Observa-se que o aumento do custo do gás natural altera significativamente o custo unitário dos gases. Isto é devido ao balancete de custos aplicados à microturbina a gás que está atrelado ao custo de aquisição, manutenção e operação do fluxo exergético do gás natural. Como o custo de operação está intimamente ligado ao preço do combustível, uma variação no preço do gás natural desencadeia um aumento do custo unitário.

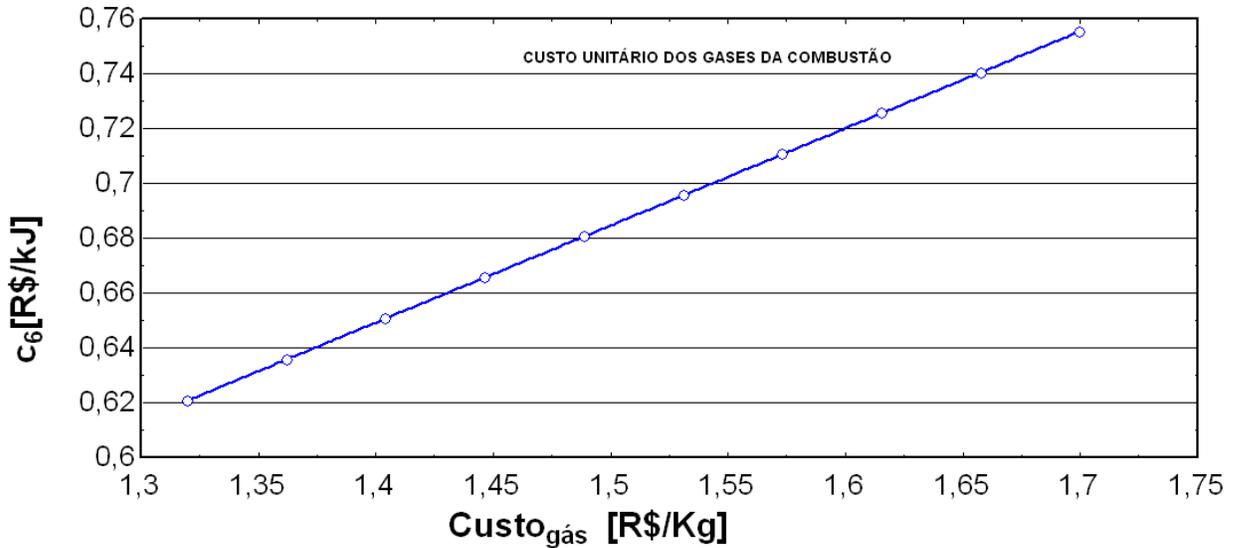


Figura 6. 23 – Custo unitário dos gases da combustão versus custo do gás natural.

Juntamente com os resultados da figura 6.23, os custos da água quente gerada pela planta de cogeração tende a elevar seu preço desencadeando um efeito dominó no preço final, conforme é mostrado na figura 6.24. Estes custos também podem ser reduzidos à medida que se aumenta a eficiência exergética de cada equipamento.

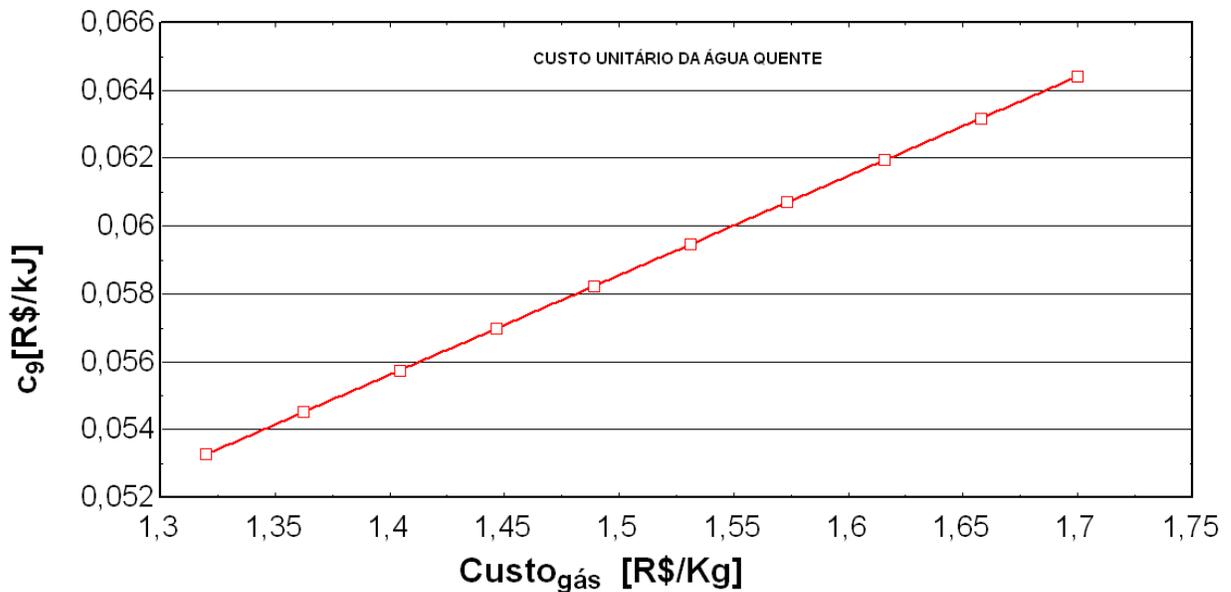


Figura 6. 24 – Custo unitário da água quente versus custo do gás natural.

A figura 6.25 mostra a variação do fator termoeconômico aplicado à microturbina a gás o qual, entre outros fatores tem forte queda com o aumento do gás natural. Quanto maior for este fator, melhor será o desempenho do equipamento em termos de investimento de capital em relação ao aproveitamento obtido na forma de produto. Isto

significa dizer que o equipamento tem um bom rendimento exergético. Isto também influi na quantidade de exergia destruída que influencia no decréscimo deste índice.

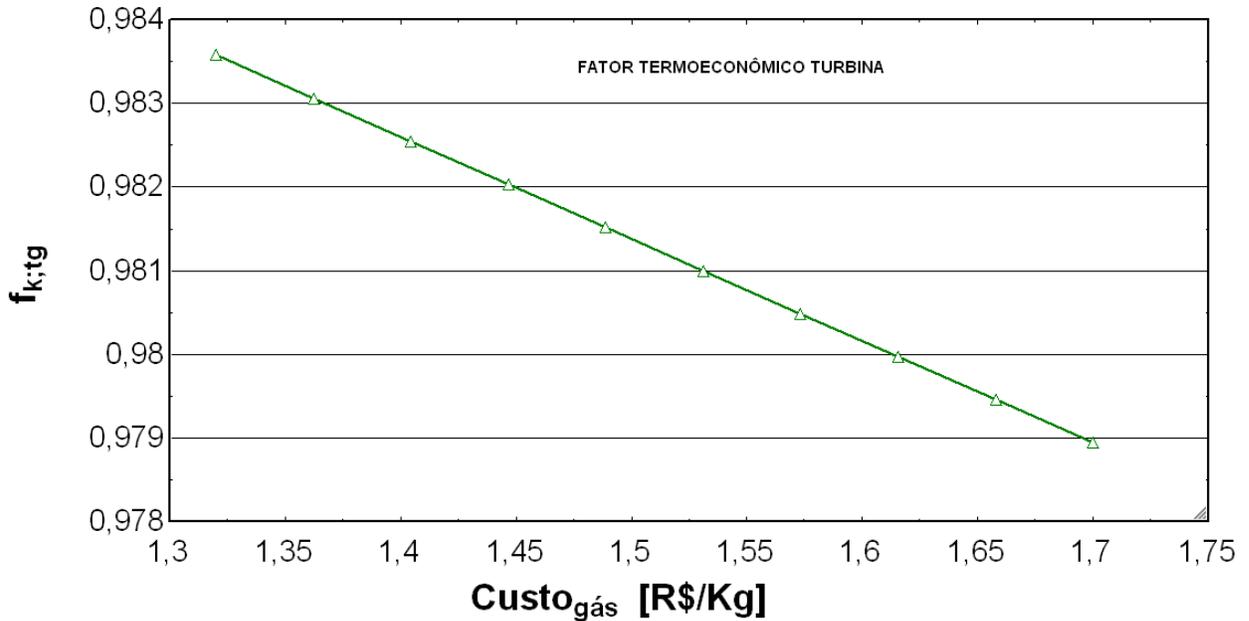


Figura 6. 25 – Fator termoeconômico da turbina versus custo do gás natural.

Pode-se observar o mesmo comportamento para o recuperador de calor. Quanto maior o preço do combustível, menor é o fator termoeconômico. Uma diferença está no valor deste fator que para a turbina pode chegar a 98% e para o recuperador no máximo 22,5%. Isto reflete a baixa eficiência exergética do recuperador conforme mostrado na tabela 5.5 . Assim, com o melhoramento do projeto do recuperador pode-se aumentar este índice. Outro aspecto importante é quanto custa a destruição de exergia de cada equipamento, a qual aumenta quanto mais caro for o preço do combustível, ou seja, um desperdício maior para um combustível caro, torna maiores as perdas financeiras. Este comportamento é mostrado nas Figuras 6.27 e 6.28.

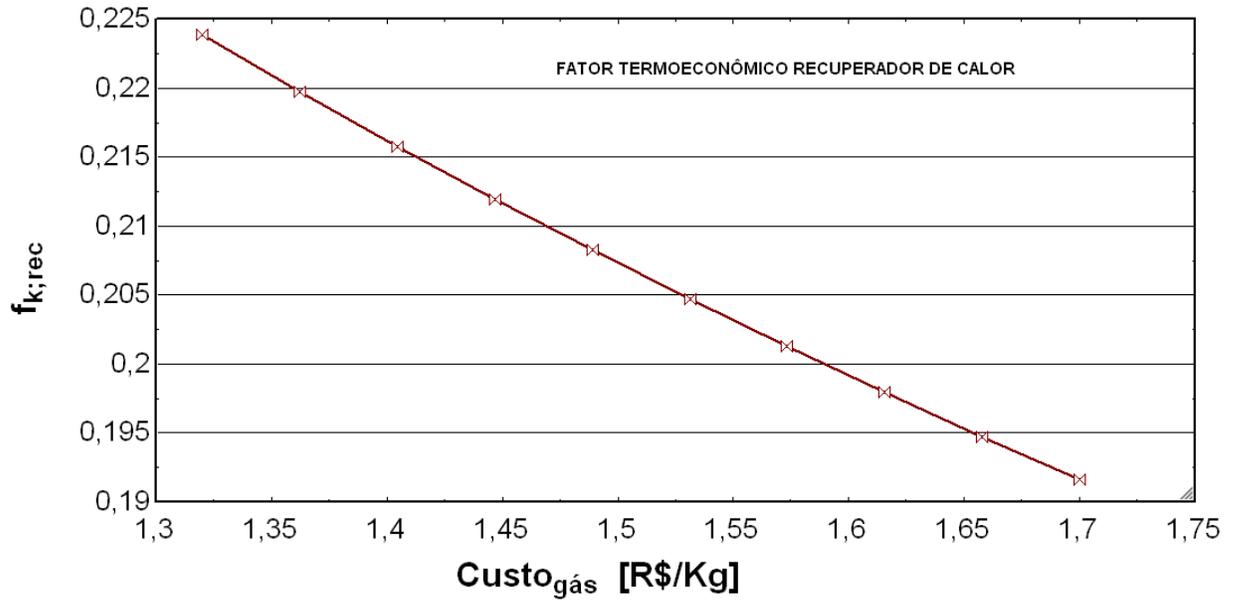


Figura 6. 26 – Fator termoeconômico do recuperador de calor versus custo do gás natural.

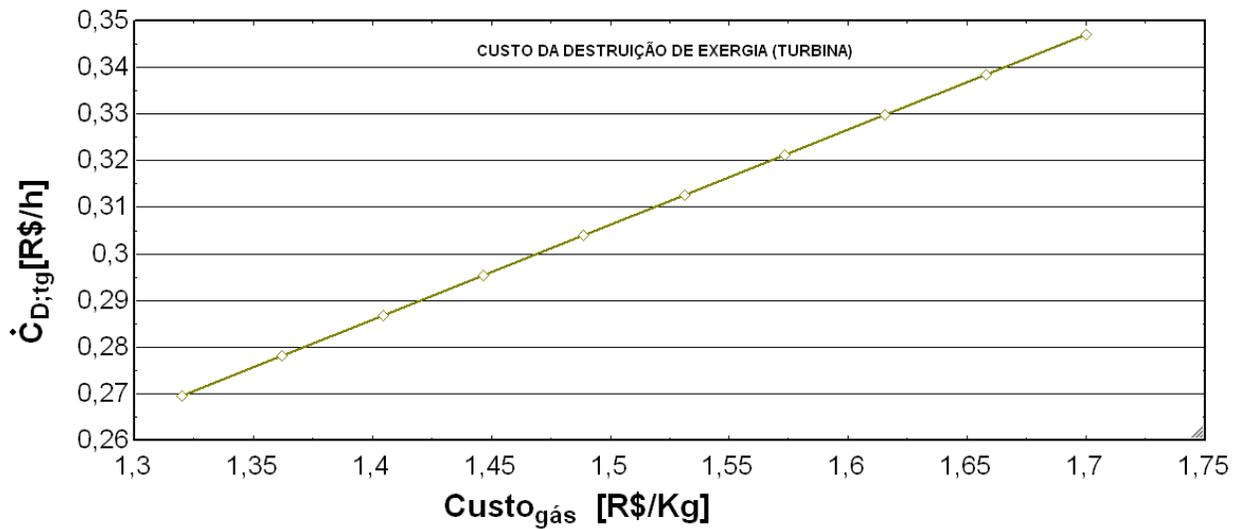


Figura 6. 27 – Custo da destruição de exergia(Turbina) versus custo do gás natural.

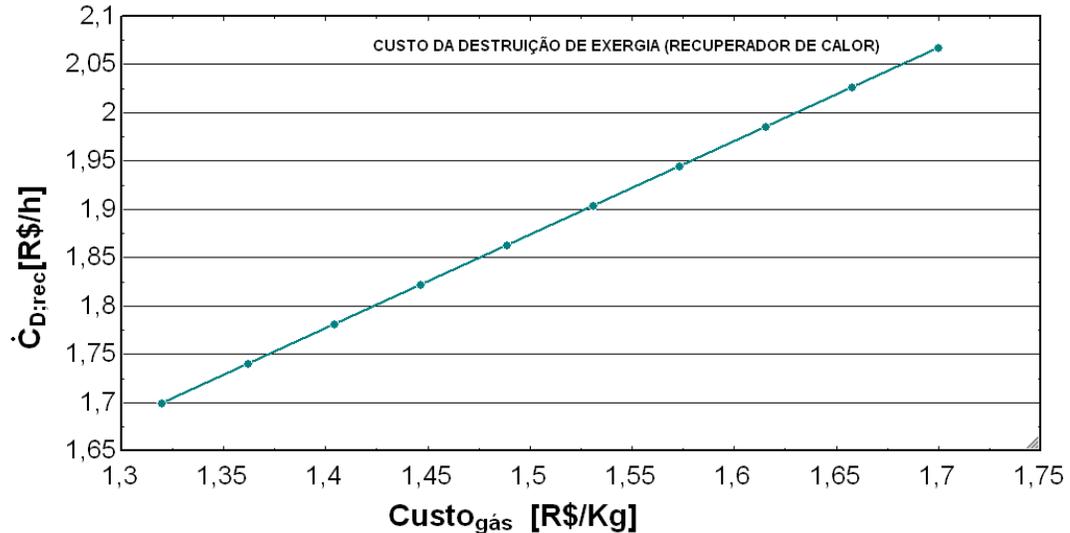


Figura 6. 28 – Custo da destruição de exergia(Recuperador) versus custo do gás natural.

Na figura 6.29 é mostrado o comportamento do custo unitário da água quente em função da temperatura dos gases de escape da turbina, que ora podem ser totalmente utilizados na produção deste produto ou podem ser desviados totalmente ou parcialmente para o ar de combustão do forno de calcinação. Neste gráfico, observa-se sua sensibilidade à variação dos custos exergéticos com pequenos decréscimos de temperatura. Daí a importância do controlador de temperatura do recuperador de calor ter um controle eficiente, pois erros de ajuste ou até de má sintonia, mesmo que da ordem de poucos graus em relação ao ponto de ajuste (*set point*) será determinante nas perdas anuais do investimento de geração térmica.

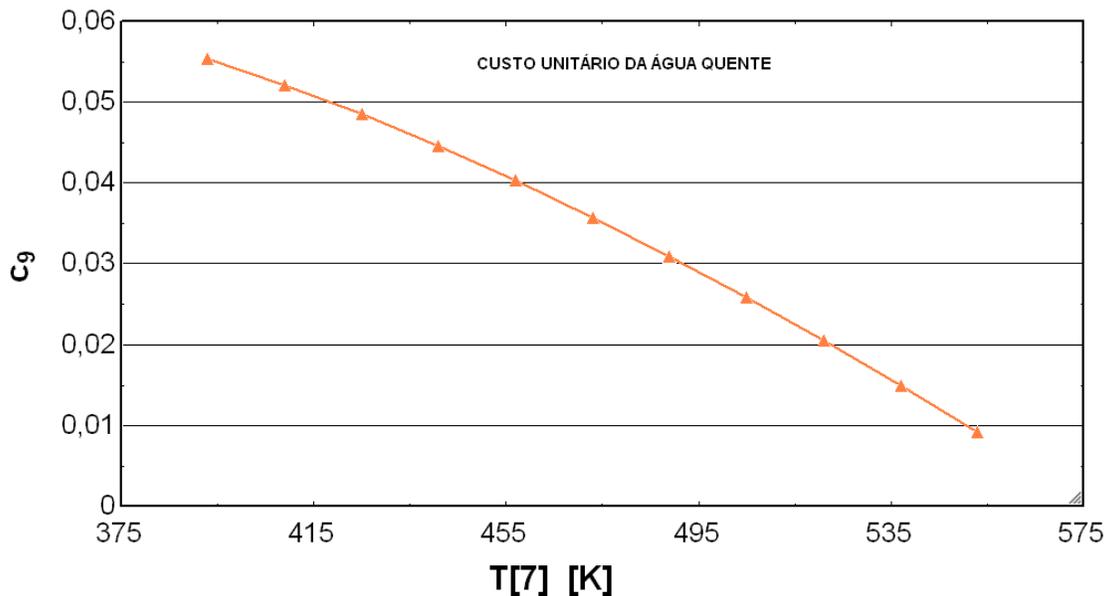


Figura 6. 29 – Custo da unitário da água quente versus temperatura dos gases de escape.

CAPÍTULO 7.0 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 – Conclusões

Este trabalho concentrou-se no estudo da viabilidade de uso de uma planta de cogeração para o pólo Gesseiro do Araripe. No âmbito dos recursos energéticos, foi possível comprovar a factibilidade de construção de uma planta de cogeração, tanto no aspecto operacional, quanto no financeiro.

Os resultados da análise termoeconômica indicaram que o preço do gás natural é um fator limitante ao investimento no pólo gesseiro do araripe e que dependendo das tecnologias utilizadas atreladas ao controle preditivo pode-se viabilizar a instalação e operação de uma planta de microgeração a gás natural.

Mostrou-se através da figura 6.29 a importância do trabalho do controle preditivo na melhoria da sintonia dos controladores locais como no caso do recuperador de calor que apresenta uma sensível variação do custo unitário com a variação da água quente incidindo variações significativas nos custos de operação da planta.

Foram aplicadas técnicas de controle avançado para sistemas de geração de energia com o objetivo de otimizar os fluxos energéticos da planta. Para isto, aplicou-se os conceitos de controle preditivo (MPC) atrelada às modelagens fenomenológicas e de identificação, mostrando assim que pequenos refinamentos no controlador revertem-se em lucros significativos no processo, chegando o caso do forno de calcinação em 30%.

A análise do desempenho do controlador preditivo mostrou através da figura 6.21 que mesmo com o controlador implementado, necessita-se sintonizá-lo no ponto de melhor desempenho, o qual foi conseguido para o cenário 4 com um overshoot de 3% e tempo de subida de 3,55 segundos, representando uma maior robustez do controlador que se reverte em menos estresse para a malha de controle e resposta rápida e segura para deixar a planta no ponto ótimo de maximização dos lucros.

A otimização e controle de uma planta de microgeração a gás natural representa não só uma possibilidade de investimento para o Pólo Gesseiro do Araripe como também minimiza os impactos ambientais à medida que se tem um esfoço na maximização dos recursos naturais da região.

7.2 – Sugestões para trabalhos futuros

- Ensaiar a planta do cogencasa incluindo a geração de frio por meio do *chiller*;
- Implementar o controlador preditivo no CLP do recuperador de calor e avaliar seu desempenho com a planta real;
- Aplicar uma planta de cogeração no pólo gesso em uma calcinadora verificando os benefícios de sua aplicação;
- Avaliar o desempenho do sistema utilizando-se um grupo gerador em substituição à turbina.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abusoglu, A., & Kanoglu, M. (2008). First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems. *Energy Conversion and Management*, 49, 2026 - 2031.
- Abusoglu, A., & Kanoglu, M. (2009). Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part1– Formulations. *Applied Thermal Engineering*, 29, 234 - 241.
- Adetola, V., & Guay, M. (2010). Integration of real-time optimization and model predictive control . *Journal of Process Control*, 20, 125 - 133.
- Aguirre, L. A. (2007). *Enciclopédia de Automática - Controle & Automação* (1ª Edição ed., Vol. I). São Paulo: Edgard Blucher.
- Aguirre, L. A. (2007). *Introdução à Identificação de Sistemas - Técnicas Lineares e Não Lineares Aplicadas a Sistemas Reais* (3ª Edição ed.). Belo Horizonte: UFMG.
- Balestieri, J. A. (2002). *Cogeração - Geração Combinada de Eletricidade e Calor*. Florianópolis: UFSC.
- Bega, E. A. (2003). *Instrumentação Aplicada ao Controle de Caldeiras*. Rio de Janeiro: Interciência.
- Bega, E. A., Delmée, G. J., Cohn, P. E., Bulgarelli, R., Koch, R., & Finkel, V. S. (2006). *Instrumentação Industrial*. Rio de Janeiro: Interciência.
- Bejan, A. (1996). Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics . *Revue Générale de Thermique*, 35, 637 - 646.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. M. (1996). *Thermal Design & Optimization*. New York: John Wiley & Sons.
- Bemporad, A., Morari, M., & Ricker, N. L. (2010). *Model Predictive Control Toolbox 3 - User's Guide*. The Mathworks.
- Branco, F. P. (2005). *Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a Gás Natural operando em Ciclo Aberto e em Ciclo Combinado*. Dissertação, UNESP, Engenharia Mecânica, Ilha Solteira.
- Bruno, J. C., Valero, A., & Coronas, A. (2005). Performance analysis of combined microgas turbines and gas fired water/LiBr absorption chillers with post-combustion. *Applied Thermal Engineering*, 25, 87 - 99.
- Burer, M., Tanaka, M., Favrat, D., & Yamada, K. (2003). Multi-criteria optimization of a district cogeneration plant integratin gasolid oxide fuel cell–gas turbine combined cycle, heat pumps and chillers. *Energy*, 28, 497 - 518.

- Camacho, E. F., & Bordons, C. (2007). *Model Predictive Control* (2^a ed.). London: Springer.
- Campos, M. C., & Teixeira, H. C. (2006). *Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais*. São Paulo: Edgard Blucher.
- Cang, D. B. (2010). *Modern Predictive Control*. CRC PRESS.
- Cerqueira, S. A., & Nebra, S. A. (1999). Cost attribution methodologies in cogeneration systems . *Energy Conversion and Management*, 40, 1597 - 1597.
- Clementino, L. D. (2001). *A Conservação de Energia por Meio da Co-Geração de Energia Elétrica*. São Paulo: Érica.
- Collazos, A., Maréchal, F., & Gahler, C. (2009). Predictive optimal management method for the control of polygeneration systems . *Computers & Chemical Engineering*, 33, 1584 - 1592.
- Deng, J., Wang, R., Wu, J., Han, G., Wu, D., & Li, S. (2008). Exergy cost analysis of a micro-trigeneration system based on the structural theory of thermoeconomics. *Energy*, 33, 1417 - 1426.
- Diehl, M., Bock, H. G., Schlöder, J. P., Findeisen, R., Nagy, Z., & Allgower, F. (2002). Real-time optimization and nonlinear model predictive control of processes governed by differential-algebraic equations. *Journal of Proces Control*, 12, 577 - 585.
- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2007). *Exergy - Energy, Environment and Sustainable Development*. Elsevier.
- Dufour, P., Michaud, D. J., Touré, Y., & Dhurjati, P. S. (2004). A partial differential equation model predictive control strategy: application to autoclave composite processing. *Computers and Chemical Engineering*, 28, 545 - 556.
- Edgar, T. F., & Himmelblau, D. M. (1989). *Optimization of Chemical Process*. McGraw-Hill.
- Erlach, B., Serra, L., & Valero, A. (1999). Structural theory as standard for thermoeconomics . *Energy Conversion an Management*, 40, 1627 - 1649.
- Evans, R. B. (1980). Thermoeconomic isolation and essergy analysis . *Energy*, 5, 804 - 821.
- Frangopoulos, C. A., & Dimopoulos, G. G. (2004). Effect of reliability considerations on the optimal synthesis, design and operation of a cogeneration system. *Energy*, 29, 309 - 329.
- Frangopoulos, C. A., Lygeros, A. I., Markou, C. T., & Kaloritis, P. (1996). THERMOECONOMIC OPERATION OPTIMIZATION OF THE HELLENIC ASPROPYRGOS REFINERY COMBINED-CYCLE . *Applied Thermal Engineering*, 949 - 958.
- Freitas, F. F., Correia, W. B., Oliveira, D. N., Almeida, O. d., & Silva, j. G. (2008). APLICAÇÃO DE CONTROLADOR PREDITIVO BASEADO EM MODELO COM RESTRIÇÕES A UM COMPRESSOR INDUSTRIAL . *INDUSCON - VIII Conferência Internacional de Aplicações Industriais*. Poços de Caldas.

- Garcia, C. (1997). *Modelagem e Simulação*. São Paulo: Edusp.
- González, A. H., Odloak, D., & Marchetti, J. L. (2006). Predictive control applied to heat-exchanger networks. *Chemical Engineering and Process*, 45, 661 - 671.
- Graciano, V. (2007). *Análise e Otimização Termoeconômica Aplicada a Usina Termelétrica de Figueira*. Dissertação, UFPR, Engenharia Mecânica, Curitiba.
- Gurarinello Jr., F., Cerqueira, S. A., & Nebra, S. A. (2000). Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system . *Energy Conversion and Management*, 41, 1191 - 1200.
- Havlena, V., & Findejs, J. (2005). Application of model predictive control to advanced combustion control. *Control Engineering Practice*, 13, 671 - 680.
- Hwang, Y. (2004). Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 27, 816 -829.
- Kwong, W. H. (2002). *Introdução ao Controle de Processos Químicos com Matlab* (Vol. I e II). São Carlos: Edufscar.
- Kwong, W. H. (2005). *Introdução ao Controle Preditivo com Matlab*. São Carlos: Edufscar.
- Kwong, W. H. (2007). *Controle Digital de Processos Químicos com Matlab e Simulink*. São Carlos: Edufscar.
- Lazaretto, A., & Tsatsaronis, G. (2006). SPECO: A Systematic and general Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems. *Energy*, 31, 1257-1289.
- Li, S. A., Zhabg, Y., & Zhu, Q. (2005). Nash-optimization enhanced distributed model predictive control applied to the Shell benchmark problem. *Information Science*, 170, 329 - 349.
- Ljung, L. (2010). *System Identification Toolbox 7 - User's Guide*. The MathWorks.
- Long, C. E., Polisetty, P. K., & Gatzke, E. P. (2006). Nonlinear model predictive control using deterministic global optimization. *Journal of Process Control*, 16, 635 - 643.
- Lora, E. E., & Haddad, J. (2006). *Geração Distribuída - Aspectos Tecnológicos , Ambientais e Institucionais*. Rio de Janeiro: Interciência.
- Lora, E. E., & Nascimento, M. A. (2000). *Geração Termelétrica - Planejamento, Projeto e Operação*. Rio de Janeiro: Interciência.
- Lozano, M. A., & Valero, A. (1993). Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—I. A new general methodology . *Energy*, 18, 939 - 960.

- Lozano, M. A., Carvalho, M., & Serra, L. M. (2009). Operational strategy and marginal costs in simple trigeneration systems . *34*, 2001 - 2009.
- Luyben, W. L. (1990). *Process Modeling, Simulation and Control for Chemical Engineers* (2ª Edição ed.). Singapore: MecGraw-Hill.
- Ma, J., Qin, J., Salsburry, T., & Xu, P. (2012). Demand reduction in building energy systems based on economic model predictive control. *Chemical Engineering Science*, 92-100.
- Maciejowski, J. M. (2000). *Predictive Control with constraints*. Prentice Hall.
- Magnani, F. S., & Melo, N. R. (2009). Use of the task configuration system(TCS) for the design and on-line optimization of power plants operating with variable loads. *Applied Thermal Engineering*, 29, 455 - 461.
- Mendes, M. d. (2009). *Metodologia para Análise Exergética-Econômica de Plantas a Vapor para Geração de Eletricidade Consumindo Resíduo de Biomassa Amazônica*. Dissertação, UFPA, Engenharia Mecânica, Belém.
- Misra, R. D., Sahoo, P. K., & Gupta, A. (2002). Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H₂O vapour absorption system . *Energy*, 27, 1009 - 1025.
- Modesto, M., & Nebra, S. A. (2006). Analysis of a repowering proposal to the power generation system of a steel mill plant through the exergetic cost method. *Energy*, 31, 3261 -3277.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2009). *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. Rio de Janeiro: LTC.
- Nagy, Z. K., Mahn, B., Franke, R., & Allgower, F. (2007). Evaluation study of an efficient output feedback nonlinear model predictive control for temperature tracking in an industrial batch reactor. *Control Engineering Practice*, 15, 839 - 850.
- Ogunnaike, B. A., & Ray, W. H. (1994). *Process Dynamics, Modeling, and Control*. New York: Oxford University Press.
- Oh, S.-D., Lee, H.-J., Jung, J.-Y., & Kwak, H.-Y. (2007). Optimal planning and economic evaluation of cogeneration system. *Energy*, 32, 760 - 771.
- Orlando, J. A. (1997). *Cogeneration Planner's Handbook*. Oklahoma: PennWell.
- Paula, L. G. (2009). *Análise Termoeconômica do Processo de Produção de Cimento Portland com Co-procesamento de Misturas de Resíduos*. Dissertação, UNIFEI, Engenharia Mecânica, Itajubá.
- Pellegrini, L. F. (2009). *Análise e Otimização Termo-Econômica-Ambiental Aplicada à Produção Combinada de Açúcar, Álcool e Eletricidade*. Tese de Doutorado, USP, Engenharia Mecânica, São Paulo.

- Peres, L., Benachour, M., & Santos, V. A. (2001). *O Gesso - Produção e Utilização na Construção Civil*. Recife: Bagaço.
- Perlingeiro, C. A. (2005). *Engenharia de Processos*. São Paulo: Edgard Blucher.
- Piacentino, A., & Cardona, F. (2007). On thermoeconomics of energy systems at variable load conditions: Integrated optimization of plant design and operation. *48*, 2341 - 2355.
- Piacentino, A., & Cardona, F. (2008). EABOT – Energetic analysis as a basis for robust optimization of trigeneration systems by linear programming . *Energy Conversion and Management*, *49*, 3006 - 3016.
- Richalet, J., & O'Donovan, D. (2009). *Predictive Functional Control - Principles and Industrial Applications*. Londres: Springer.
- Rodriguez, C. J. (2010). *Análise Termoeconômica da Produção de Biodiesel: Aspectos Técnicos, Econômicos e Ecológicos*. Tese de Doutorado, UNESP, Engenharia Mecânica, Guaratinguetá.
- Rodríguez-Toral, M. A., Morton, W., & Mitchell, D. R. (2000). Using new packages for modelling, equation oriented simulation and optimization of a cogeneration plant. *Computers & Chemical Engineering*, *24*, 2667 - 2685.
- Rojas, S. P. (2007). Análise exergética, termoeconômica e ambiental de um sistema de geração de energia. Estudo de Caso: Usina Termoelétrica UTE - Rio Madeira. *Dissertação de Mestrado*. Faculdade de Tecnologia, UNB, Brasília.
- Rucker, C. P. (2005). *Análise Exergoeconômica de um Planta de Cogeração Baseada em Microturbina a Gás Natural e Refrigeração por Absorção pela Teoria do Custo Exergético*. Dissertação, UFSC, Engenharia Mecânica, Florianópolis.
- Salgado, F., & Pedrero, P. (2008). Short-term operation planning on cogeneration systems: A survey. *Electric Power Systems Research*, *78*, 835 - 848.
- Sayyaadi, H. (2009). Multi-objective approach in thermoenviromonic optimization of a benchmark cogeneration system . *Applied Energy*, *86*, 867 - 879.
- Secretaria de Ciência, Tecnologia e Meio Ambiente. (2007). *Diagnóstico Florestal*. Brasília.
- Shakib, S. E., Hosseini, S. R., Amidnour, M., & Aghanajafi, C. (2012). Multi-objective optimization of a cogeneration plant for supplying given amount of power and fresh water. *Desalination*, 225-234.
- Shakouri, M., Ghadamian, H., & Sheikholeslami, R. (2010). Optimal model for multi effect desalination system integrated com gas turbine. *Desalination*, 254-263.

- Shouche, M. S., Ganceli, H., & Nicolaou, M. (2002). Effect of on-line optimization techniques on model predictive control and identification (MPCI). *Computers and Chemical Engineering*, 26, 1241 - 1252.
- Silva, Â. M. (2003). *Optimização Numérica Termo-Económica de um Sistema de Cogeração*. Dissertação de Mestrado, Universidade do Minho, Departamento de Engenharia Industrial, Minho.
- Silva, D. C. (2004). *Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a Carvão Mineral*. Dissertação, UNIFEI, Engenharia Mecânica, Itajubá.
- Silva, D. C., & Oliveira, N. M. (2002). Optimization and nonlinear model predictive control of batch polymerization systems. *Computers and Chemical Engineering*, 26, 649 - 658.
- Silveira, J. L., Tuma, C. E., Lamas, W. d., & Villela, I. A. (2010). A contribution for thermoeconomic modelling: A methodology proposal. *Applied Thermal Engineering*, 30, 1734 - 1740.
- Siroky, J., Oldewurtel, F., Cigler, J., & Prívará, S. (2011). Experimental analysis of model predictive control for an energy efficient building heating system. *Applied Energy*, 3079-3087.
- Smith, C. A., & Corripio, A. (2008). *Princípios e Prática do Controle Automático de Processo* (3ª Edição ed.). Rio de Janeiro: LTC.
- Soares, M. d. (2006). *Diagnóstico Energético do Setor Industrial do Polo Gesseiro da Meso Região de Araripina - PE*. Ministério da Integração Nacional, Campina Grande.
- Spakovsky, M. R. (1994). Application of engineering functional analysis to the analysis and optimization of the CGAM problem. *Energy*, 19, 343 - 364.
- Sugiarta, N., Tassou, S. A., Chaer, I., & Marriott, D. (2009). Trigeneration in food retail: An energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application. *Applied Thermal Engineering*, 29, 2624 -2632.
- Taran, A. N., Schutter, B. D., & Hellendoorn, J. (2009). Model-based control for throughput optimization of automated flats sorting machines. *Control Engineering Practice*, 17, 733 - 739.
- Thorin, E., Brand, H., & Weber, C. (2005). Long-term optimization of cogeneration systems in a competitive market environment. *Applied Energy*, 81, 152 - 169.
- Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 19, 227 - 257.
- Tsatsaronis, G., & Moran, M. J. (1997). EXERGY-AIDED COST MINIMIZATION. *Energy Conversion & Management*, 38, 15 -17.
- Tsatsaronis, G., & Winhold, M. (1985). Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—I. A new general methodology. *Energy*, 10, 69 - 80.

- Valero, A., Lozano, M. A., & Bartolomé, J. L. (1996). ON-LINE MONITORING OF POWER-PLANT PERFORMANCE, USING EXERGETIC COST TECHNIQUES. *Applied Thermal Engineering*, 16, 933 - 948.
- Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., Tsatsaronis, G., Pisa, J., Frangopoulos, C., & Spakovsky, M. R. (1994). CGAM problem: Definition and conventional solution . *Energy*, 19, 279 - 286.
- Vasebi, A., Fesanghary, M., & Bathaee, S. (2007). Combined heat and power economic dispatch by harmony search algorithm. *Electrical Powers & Energy Systems*, 29, 713 - 719.
- Vieira, S. L., Donatelli, J. L., & Cruz, M. E. (2009). Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator. *Energy Conversion and Management*, 50, 1955 - 1967.
- Wang, D., & Srinivasan, R. G. (2009). Multi-model based real-time final product quality control strategy for batch processes. *Computers and Chemical Engineering*, 33, 992 - 103.
- Wang, L. (2009). *Model Predictive Control System Design and Implementation Using Matlab*. Londres: Springer.
- Wojsznis, W., Mehta, A., Wojsznis, P., Thiele, D., & Blevins, T. (2007). Multi-objective optimization for model predictive control . *ISA*, 46, 351 - 361.
- Zanin, A. C., Gouvêa, M. T., & Odloak, D. (2002). Integrating real-time optimization into the model predictive controller of the FCC system. *Control Engineering Practice*, 10, 819 - 831.

ANEXOS

Anexo 1 – Terminologia de Instrumentação segundo o INMETRO.

Para um melhor entendimento do Anexo 1 e do Anexo 2 será expostas algumas definições de termos de uso corrente em instrumentação segundo o INMETRO:

Medição: Conjunto de operações que tem por objetivo determinar um valor de uma grandeza.

Exatidão de uma medição (accuracy): representa o grau de concordância entre o valor de uma medição e o valor verdadeiro de um mensurando.

Exatidão de um instrumento: aptidão de um instrumento de medição para dar respostas próximas do valor verdadeiro.

Precisão: pode ser entendido como o grau de liberdade de erros aleatórios ou, dito de outra forma, o espalhamento de várias leituras num mesmo ponto.

Obs.: O termo precisão tem sido substituído pelos termos “REPETITIVIDADE” e “REPRODUTIBILIDADE”

Repetitividade: grau de concordância entre os resultados de medições sucessivas de um mesmo mensurando efetuadas sob as mesmas condições de medição (condições de repetitividade).

Reprodutibilidade: grau de concordância de resultados das medições de um mesmo mensurando efetuadas sob condições variadas de medição. Para que uma expressão de reprodutibilidade seja válida, é necessário que sejam especificadas as condições alteradas.

Faixa de indicação (range): Conjunto de valores limitados pelas indicações extremas.

Amplitude da Faixa nominal (span): Diferença, em módulo, entre os dois limites de uma faixa nominal.

Resolução: Menor diferença entre indicações de um dispositivo mostrador que pode ser significativamente percebida.

Sensibilidade: Variação da resposta de um instrumento de medição dividida pela correspondente variação do estímulo.

Tempo de resposta: intervalo de tempo entre o instante de um estímulo (variação brusca) e o instante em que a resposta alcança seu valor final e nele permanece dentro dos limites especificados.

Rastreabilidade (*traceability*): propriedade do resultado de uma medição ou do valor de um padrão estar relacionado a referências estabelecidas, geralmente a padrões nacionais ou internacionais, através de uma cadeia contínua de comparações, todas tendo incertezas estabelecidas.

Incerteza de uma medição: parâmetro, associado ao resultado de uma medição, que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser fundamentadamente atribuídos a um mensurando.

Calibração: conjunto de operações que estabelece, sob condições especificadas, a relação entre os valores indicados por um instrumento de medição ou sistema de medição ou valores representados por uma medida materializada ou um material de referência, e os valores correspondentes das grandezas estabelecidos por padrões.

Padrão: medida materializada, instrumento de medição, material de referência ou sistema de medição destinado a definir, realizar, conservar ou reproduzir uma unidade ou um ou mais valores de uma grandeza para servir como referência.

Padrão internacional: padrão reconhecido por um acordo internacional para servir, internacionalmente, como base para estabelecer valores de outros padrões da grandeza a que se refere.

Padrão nacional: Padrão reconhecido por uma decisão nacional para servir, em um país, como base para estabelecer valores a outros padrões da grandeza a que se refere.

Padrão primário: padrão que é designado ou amplamente reconhecido como tendo as mais altas qualidades metrológicas e cujo valor é aceito sem referência a outros padrões de mesma grandeza.

Padrão secundário: padrão cujo valor é estabelecido por comparação a um padrão primário da mesma grandeza.

Padrão de referência: padrão, geralmente tendo a mais alta qualidade metrológica disponível em um dado local ou em uma dada organização, a partir do qual as medições lá executadas são derivadas.

Padrão de trabalho: Padrão utilizado rotineiramente para calibrar ou controlar medidas materializadas, instrumentos de medição ou materiais de referência.

Anexo 2 – Aferição de Termopares

As calibrações de sensores térmicos tipo termopares podem ser feitas por dois métodos:

- **Métodos Absolutos**

Nestes tipos de métodos o termopar a calibrar é imerso em um meio onde a temperatura é conhecida através de um fenômeno físico, como por exemplo, ponto tríplice da água, ponto de gelo, ponto de solidificação do zinco, etc. Sua principal desvantagem em relação aos métodos comparativos é o seu alto custo.

- **Métodos Comparativos**

Nestes tipos de métodos o termopar a calibrar é imerso em um meio uniforme e estabilizado juntamente com outro sensor que servirá de padrão de referência. Este padrão pode ser um termômetro de vidro, um termopar calibrado, um termistor etc. Estes métodos de calibração são mais baratos do que sistemas que utilizam métodos absolutos e atendem a uma grande parte das calibrações.

Estes dois métodos são determinados pela ITS-90.

Tendo em vista o alto custo dos métodos absolutos, será discutido apenas os métodos comparativos, pois estes foram utilizados para aferição dos termopares da torre. A figura A2.1 mostra um diagrama de causa efeito dos elementos para a calibração de um termopar, Nicholas & White (2001):

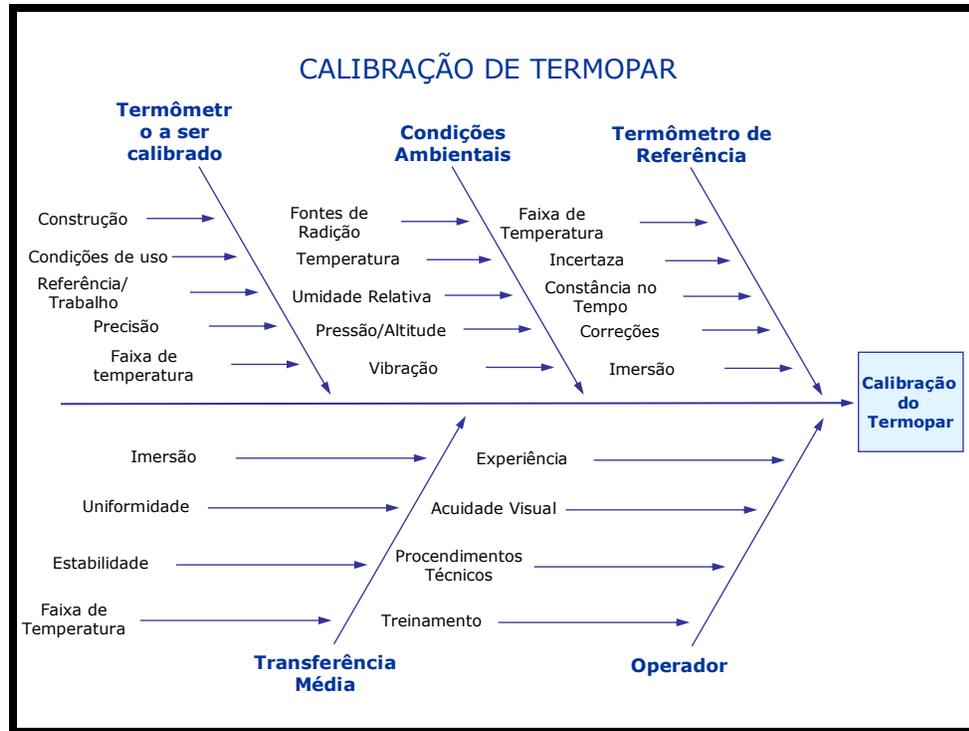


Figura A2.1 – Gráfico de causa efeito para calibração de termopares.

Os passos para a aferição dos termopares da torre serão baseados em Nicholas & White (2001) conforme segue:

1. **Guardar os registros** - Nesta etapa deve-se separar um arquivo para ter todos os dados da aferição como: Faixa de temperatura, instrumento utilizado etc.
2. **Inspecção Visual** – Os termopares devem ser inspecionados para verificar se existem emendas, fios quebrados ou isolante danificado.
3. **Condicionamento e ajustes** – Nesta etapa deve-se escolher o tipo de termopar a ser usado de acordo com as suas faixas de temperaturas e com as temperaturas que provavelmente ocorrerão durante o experimento. Para este estudo foram selecionados termopares tipo T e tipo K, cujas características são listadas abaixo extraídas das notações de aula, Guerrero (2006):

Tipo T - Termopares de Cobre Constantan
Azul (+) e Vermelho (-)



• **Composição: Cobre (+) / Cobre-Níquel (-)**

O fio negativo Cobre-Níquel é conhecido comercialmente como Constantan.

Características:

- Resistentes à corrosão em atmosferas úmidas e são adequados para medições de temperaturas abaixo de zero.
- É resistente à atmosfera oxidantes (excesso de Oxigênio), redutoras (rica em Hidrogênio, monóxido de Carbono), inertes (neutras), na faixa de -200 a 350°C.

Faixa de trabalho: -200 a 350 °C.

Aplicação: É adequado para trabalhar em faixas de temperatura abaixo de 0°C, encontradas em sistemas de refrigeração, fábrica de O₂ etc.

Identificação da polaridade:

- Cobre (+) é avermelhado e o Cobre/Níquel (-) não

Código de cores/material isolante: Azul (+) e Vermelho (-)

Tipo K - Termopares de Cromel Alumel

Amarelo (+) e Vermelho (-)



• **Composição:** Níquel-Cromo (+) /Níquel-Alumínio (-). O fio positivo de Níquel-Cromo é conhecido comercialmente como Cromel e o negativo Cromo-Alumínio como Alumel. O Alumel é uma liga de Níquel, Alumínio, Manganês e Silício.

Características:

- São recomendáveis para uso em atmosferas oxidantes ou inertes no sua faixa de trabalho.
- Por sua resistência à oxidação, são melhores que os tipos T, J, E e por isso são largamente usados em temperaturas acima de 540°C.

- Ocasionalmente podem ser usados em temperaturas abaixo de zero grau.
- Não devem ser utilizados em:
 - 1) Atmosferas redutoras ou alternadamente oxidante e redutora.
 - 2) Atmosferas sulfurosas, pois o enxofre ataca ambos os fios e causa rápida ferrugem e quebra dos elementos.
 - 3) Vácuo, exceto por curtos períodos de tempo, pois o Cromo do elemento positivo pode vaporizar-se causando erro no sinal do sensor (descalibração).
 - 4) Atmosferas que facilitem a corrosão chamada de “green root”. Green root, oxidação verde, ocorre quando a atmosfera ao redor do termopar possui pouco oxigênio, como por exemplo, dentro de um tubo de proteção aumentando o fornecimento de oxigênio através do uso de um tubo de proteção de maior diâmetro ou usando um tubo ventilado. Outro modo é diminuir a porcentagem de oxigênio para um valor abaixo da qual proporcionará corrosão. Isto é feito inserindo-se dentro do tubo um “getter” ou elemento que absorve oxigênio e vedando-se o tubo. O “getter” pode ser, por exemplo, uma pequena barra de titânio.

Aplicação: É o mais utilizado na indústria em geral devido a sua grande faixa

De atuação até 1200°C.

Identificação da polaridade: Níquel-cromo (+) não atrai ímã e o Níquel-Alumínio (-) levemente magnético.

Código de cores/material isolante: Amarelo (+) e Vermelho (-).

Após a escolha dos termopares deve-se escolher o meio de imersão para calibração. Neste estudo optou-se por utilizar um banho da ECIL automático com banho de baixa temperatura e banho de alta temperatura. A figura A2.2 mostra este banho:



Figura A2.2 – Banho de água com gelo picado.

O banho de baixa temperatura foi utilizado para temperaturas de 0°C, 10°C, 15°C, 20°C e 30°C. Para temperaturas maiores foi utilizado de alta temperatura para calibração em temperaturas de 45 °C, 50 °C, 60 °C , 100°C, 200°C 300°C e 350°C. A figura A2.3 mostra a aferição para alta temperatura.



Figura A2.3 – Aferição com banho de alta temperatura.

A aquisição de dados deu-se por meio do CLP da Atos. A figura A2.6 mostra o arranjo:



Figura A2.6 – Sistema de aquisição de dados.

Foi criado um programa com o software SCADA Elipse para aquisição das temperaturas .

4. **Medições e Análise** – Neste passo são procedidas às medições de temperatura dos termopares em comparação com o termômetro padrão. Todos os termopares são inseridos no banho quente ou frio, espera-se estabilizar a temperatura do banho ou que a diferença de temperatura entre o termopar e o termômetro padrão fiquem constantes, a partir daí faz-se uma leitura do termômetro padrão a cada 10 minutos e anota-se a hora. Os dados são gravados pelo programa SCADA Elipse no computador para posterior análise. Abaixo segue um exemplo de medições feita para o termopar T2:

Tabela A2.2 – Tabela 11-Medições de temperatura para o termopar T2.

DATA	HORA	T2(°C)	PADRAO(°C)
8/7/11	12:30:14	150,1	150
8/7/11	12:41:00	150,3	150,1
8/7/11	12:51:01	150,1	150
8/7/11	12:59:24	150,2	150

Este tipo de rotina é realizada para todos os outros termopares e para temperaturas de 100, 200, 250, 300 e 350°C. Após o término das medições, agrupa-se todas as medições para cada faixa de temperatura, dos cinco valores medidos para cada temperatura escolhe-se o que mostrar-se mais estabilizado e monta-se uma tabela conforme segue:

Tabela A.2.3 – Tabela 12 Agrupamento das temperaturas padrão para o termopar T2.

Padrão	T2
100	100,2
200	199,8
250	250,1
300	299,9
350	350,2

Coloca-se os dados em um gráfico dispersão e depois faz-se o ajuste de curva no excel, gerando-se um gráfico do tipo mostrado na figura A2.7.

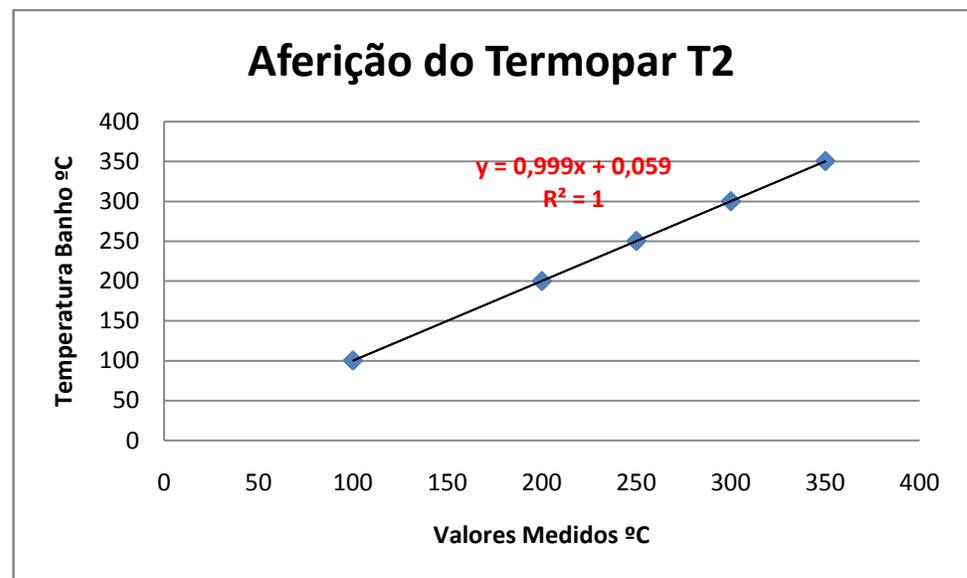


Figura A2.7 – Gráfico de Aferição para o termopar T2.

Os valores medidos pelo termopar são colocados no eixo do "X" e os valores medidos com o termômetro padrão no eixo do "Y", gerando uma série de pontos conforme mostra a figura A2.7 representados pelos pontos em vermelho. Após a construção do gráfico, faz-se o ajuste de curva, que neste caso o que mais se apropria é o linear dando um R quadrado de 1 e sua curva de ajuste é mostrada na figura A2.7. Este procedimento é repetido para todos os outros termopares.

Anexo 3 – Análise de Erros

A Análise de Erros experimental é de fundamental importância para a validação de um experimento. Não é muito raro encontrar trabalhos onde são feitas medições sem nenhum estudo da propagação de erros, apenas faz-se as medidas e não se tem mensurado o quanto de incerteza se tem nas medidas do experimento. Quando se tem um experimento onde o experimentalista já está familiarizado com ele, as fontes de erros podem ser resumidas em duas como segue:

- *Erros fixos ou sistemáticos* – Este tipo de erro indica valores acima ou abaixo do valor real quando se faz várias medições. Suas fontes de erros são identificáveis, normalmente estão relacionados com a exatidão do instrumento, e quase sempre podem ser corrigidos ou compensados. Os erros sistemáticos podem ser causados devido a:
 1. Instrumento de medida com perda de calibração;
 2. Interferência de fatores externos ao experimento como temperatura, pressão, umidade, fontes de campo magnéticos, vibração, etc.
 3. procedimento inadequado do observador, por exemplo, erro de paralaxe.

- *Erros aleatórios* – Como o próprio nome diz, são erros de natureza desconhecida e aleatória, portanto difíceis de serem eliminados e está relacionado com a repetitividade do instrumento. Estes erros podem ser tratados, de forma quantitativa, fazendo-se uso de métodos estatísticos, de forma que o seu efeito na grandeza medida e na sua propagação em cálculos possa ser determinado.

Segundo Ismail (2003), um procedimento aceitável para minimizar o erro no sistema de medida consiste em:

1. escolha do transdutor com cuidado especial para atender às necessidades do sistema;
2. verificar a precisão de cada instrumento no sistema e determinar os erros aceitáveis acumulados;

3. calibrar cada instrumento do sistema para a verificação de sua operação dentro das especificações;
4. examinar o processo e ambiente onde o sistema de instrumentação operará. Avaliar os erros que podem ser produzidos devido à dupla sensibilidade dos elementos do sistema de instrumentação;
5. conectar o sistema com fios de ligação adequados: diâmetro, isolamento e proteção;
6. verificar e reduzir o ruído eletrônico pelo uso de filtros e proteção de fios;
7. realizar uma calibração de sistema pela medição de uma variável num processo conhecido;
8. estimar o erro total no sistema devido às fontes conhecidas.

Quando se faz uma série de medições é bem provável que erros aleatórios ocorram e portanto ocorrerá uma distribuição das leituras umas para mais e outras para menos do valor real da grandeza. Uma forma de se ter uma estimativa da grandeza medida é através da médias aritmética de N valores medidos (Eq. A3.1).

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (\text{A3.1})$$

Após estimar o valor médio da grandeza medida, sabe-se que os valores medidos estarão distribuídos em torno da média e precisa-se estimar a incerteza ou o erro destas medições, visto que o valor médio se aproxima do valor real quando é muito grande e os erros sistemáticos são nulos. Uma forma de quantificar o erro ou a incerteza da medição é através do desvio padrão (σ) definido pela seguinte fórmula (Eq. A3.2):

$$\sigma = \Delta X = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 \quad (\text{A3.2})$$

Uma forma de representar graficamente o conjunto de medições bem com o seu desvio padrão é através da distribuição de Gauss. Observa-se a figura A3.1, onde existem dois conjuntos de medidas para a mesma grandeza física. Cada ponto nas

figuras representa um valor que é distribuído ao longo de x o qual é dividido em incrementos Δx . Os dados apontados pela seta x_1 estão mais concentrados perto da média do que os dados apontados pela seta x_2 os quais estão mais espalhados, o que indica que os dados da seta x_1 são mais precisos.

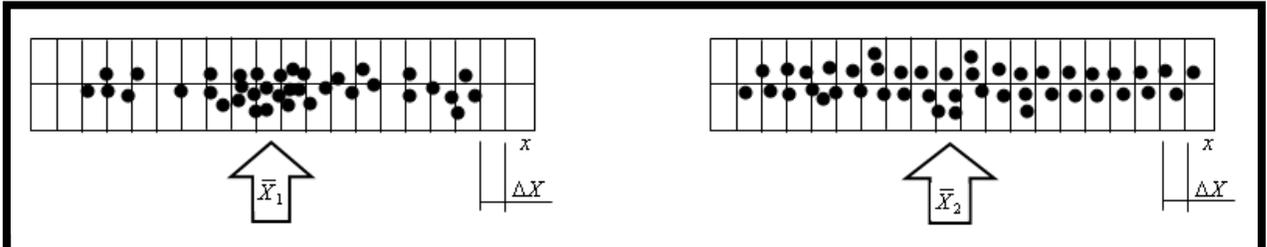


Figura A3.1 – Distribuição de pontos para uma mesma grandeza física (Ismail,2003).

A figura A3.2 mostra os dados da figura A3.1 em forma de gráfico onde tem-se um número de valores medidos $N(x)$ para cada incremento Δx , e cuja centralização está em x_1 . Como era de se esperar o gráfico representado pela seta x_1 tem um pico mais elevado do que o da seta x_2 , o que concorda com os dados da figura A3.1.

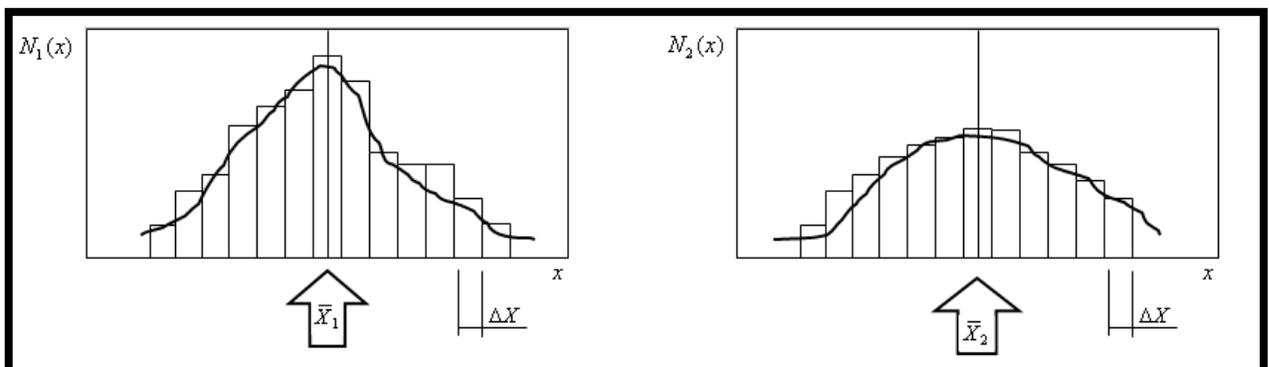


Figura A3.2 – Forma gráfica da distribuição dos valores medidos (Ismail,2003).

Caso o número de medidas for muito grande, os valores medidos estarão distribuídos simetricamente em torno da média e isto é mostrado na figura A3.3.

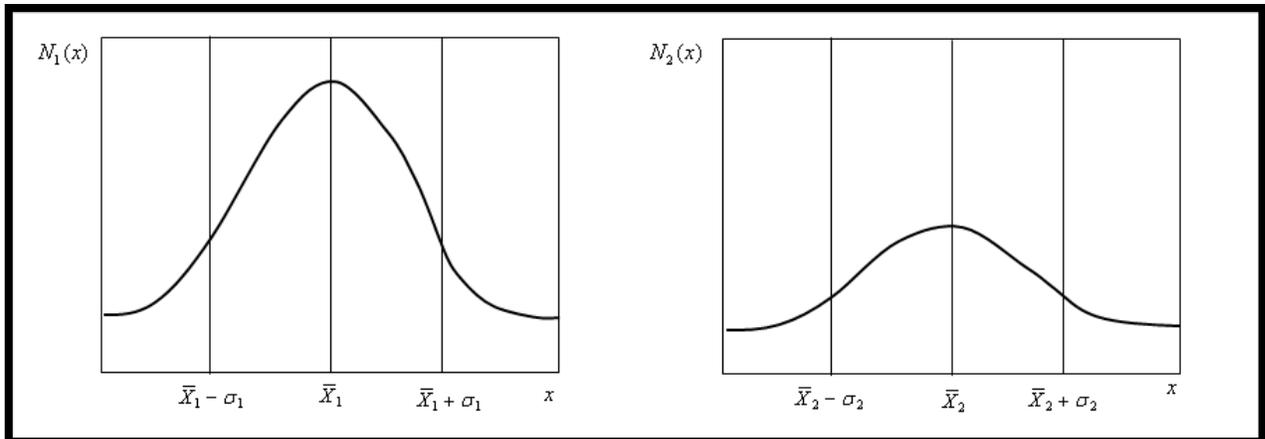


Figura A3.3 – Distribuições simétricas para um valor de $N(x)$ muito grande (Ismail,2003).

Estas curvas podem ser analiticamente expressas como mostra a equação A3.3:

$$N(x) = \frac{n}{(2\pi)^{\frac{1}{2}} \sigma} \exp\left[-\frac{(x - \bar{x})^2}{2\sigma^2}\right] \quad (\text{A3.3})$$

Esta equação é a distribuição normal ou Gaussiana, onde n é um número muito grande de medidas, x é o valor médio e σ é o desvio padrão.

Segundo Ismail (2003), para um número muito grande de medidas n , a distribuição normal ou de Gauss é a distribuição teórica dos valores medidos de x em torno do valor médio x . Se as medidas são realizadas com alta precisão, então, σ será pequena e a distribuição Gaussiana mostra um pico no valor médio x .

Com a divisão dos dois lados da distribuição Gaussiana por n , teremos o valor da probabilidade de obter o valor x apenas com uma medida, Substituindo $P(x) = \frac{N(x)}{n}$ na equação A3.1, tem-se:

$$P(x) = \frac{1}{(2\pi)^{\frac{1}{2}} \sigma} \exp\left[-\frac{(x - \bar{x})^2}{2\sigma^2}\right] \quad (\text{A3.4})$$

Esta probabilidade é calculada para uma medida que esteja num intervalo ($\pm \sigma$) em torno da média. A tabela abaixo mostra esta probabilidade em função do parâmetro Z escolhido.

Tabela A.3.1 – Tabela 13 Valores de probabilidade em função do Parâmetro Z.

Incerteza	Probabilidade
0,647σ	50,00%
σ	68,67%
1,645σ	90,00%
2σ	95,45%
2,576σ	99,00%
3σ	99,73%

O erro de uma estimativa de medições experimentais pode ser obtido através do cálculo do erro padrão da média que segue:

$$\Delta\bar{x} = \sigma_m = \frac{Z\sigma}{\sqrt{N}}$$

(A3.5)

Por fim, o valor estimado de uma grandeza medida e sua incerteza ou erro experimental é dado da seguinte forma:

$$x = \bar{x} \pm \Delta\bar{x}$$

(A3.6)

Em muitos casos não se pode recorrer a um método estatístico para mensurar o erro de uma medição quando a mesma não pode ser medida continuamente ou quando for possível, isto traria custos excessivos. Diante destas duas situações existem duas formas de mensurar o erro de uma medição tendo apenas um ponto e são conforme segue:

1. Incerteza de Resolução: Em casos que a grandeza física medida estiver estável ou variar muito lentamente com o tempo pode-se estimar o erro através da resolução do instrumento de acordo com a seguinte regra: *A incerteza será computada como sendo a metade da menor divisão da escala.*
2. Incerteza Relativa: A incerteza relativa de uma medida como a razão entre a incerteza absoluta e o valor da medida realizada como segue:

$$u_{medida} = \pm \frac{\textit{incerteza absoluta}}{\textit{valor da grandeza física media}}$$

(A3.7)

Muitas vezes algumas grandezas são medidas para cálculo de outras a partir de modelos físico-matemáticos, como por exemplo a lei de Fourier, ou pela sua própria definição como é o caso, por exemplo, da densidade. Nestes casos, as incertezas das medidas primárias vão se propagar através dos cálculos dando origem a uma incerteza derivada que pode ser maior do que as incertezas individuais de cada grandeza medida.

Nas próximas linhas será mostrado um procedimento geral sobre o cálculo da propagação de incertezas de acordo com as anotações de aula, Guerrero (2006).

Sejam X_1, X_2, \dots, X_n grandezas físicas determinadas de forma experimental. Representamos as incertezas relativas de cada uma destas grandezas como:

$$u_{X_i}, \quad \text{com} \quad i = 1 \Rightarrow n$$

(A3.8)

Deseja-se analisar como os erros se propagam no cálculo da grandeza R, obtida indiretamente através das medidas das grandezas X_i .

Considere que existe uma dependência funcional entre a variável R e as variáveis X_i .

$$R = R(X_1, X_2, \dots, X_n)$$

(A3.9)

O efeito de uma variação de δX_i sobre R pode ser descrita como:

$$\delta R = \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i$$

(A3.10)

Normalizando esta variação de R (δR) em relação à grandeza R; $\frac{\delta R}{R} = \frac{\partial R}{\partial X_i} \frac{\delta X_i}{R}$

multiplicando e dividindo o lado direito da equação por X_i , vamos obter a incerteza relativa de R devido à incerteza relativa de X_i (Eq. A3.11).

$$\frac{\delta R}{R} = \frac{X_i}{R} \frac{\partial R}{\partial X_i} \frac{\delta X_i}{X_i} = \frac{X_i}{R} \frac{\partial R}{\partial X_i} u_{X_i}$$

(A3.11)

Efeitos similares devem ocorrer devido às variações das demais grandezas envolvidas. Estima-se a incerteza de R devido à combinação dos efeitos das incertezas de todas as grandezas envolvidas. Isto pode ser realizado através da expressão mostrado pela equação A3.12:

$$u_R = \left[\left(\frac{X_1}{R} \frac{\partial R}{\partial X_1} \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(\frac{X_2}{R} \frac{\partial R}{\partial X_2} \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{X_n}{R} \frac{\partial R}{\partial X_n} \frac{\delta X_n}{X_n} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ou

$$\delta R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \delta X_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \delta X_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \delta X_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A3.6})$$