

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E EXERGOCONÔMICA DE UM SISTEMA  
COMPACTO DE COGERAÇÃO A GÁS NATURAL**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A  
OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA NA ÁREA DE CIÊNCIAS  
TÉRMICAS

ÁLVARO NACIF DE CARVALHO

FLORIANÓPOLIS, MARÇO DE 2010

ANÁLISE EXPERIMENTAL E EXERGOECONÔMICA DE UM SISTEMA  
COMPACTO DE COGERAÇÃO A GÁS NATURAL

**ÁLVARO NACIF DE CARVALHO**

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

**MESTRE EM ENGENHARIA**

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, SENDO APROVADA EM SUA FORMA FINAL  
PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

---

Prof. Edson Bazzo, Dr.Eng. – Orientador

---

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Coordenador do curso

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Sérgio Colle, D.Sc. – Presidente (UFSC)

---

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. (UFSC)

---

Prof. Marcelo Risso Errera, Ph.D. (UFPR)

## Agradecimentos

Neste espaço reservado aos agradecimentos venho expressar minha gratidão aos que me possibilitaram a realização deste trabalho, aos que contribuíram de forma direta ou indireta na execução dos testes e às pessoas que tornaram este mestrado uma tarefa divertida, gratificante e memorável.

Agradeço ao meu orientador Edson Bazzo pela oportunidade e condições de trabalho, apoio técnico e intelectual, com sua paciência e dedicação em suas pertinentes e incisivas correções.

Aos professores e funcionários do POSMEC e à UFSC que proporcionaram as condições requeridas para a realização de uma pós-graduação de qualidade com sua excelente estrutura. A Capes pelo fomento através da bolsa de pesquisa e à Petrobras, SCGás, FINEP e FAPEU pelo apoio financeiro na aquisição e montagem da bancada experimental.

Ao aspirante a engenheiro Rodrigo Barreto pela colaboração e competência na execução desse projeto e pelo bom humor nas longas horas de sábados. Ao engenheiro mecânico Márcio Pierobom pelos conhecimentos transmitidos e por transformar um relacionamento “profissional” em uma grande amizade.

Ao técnico Gilson Maia do LabCET pelas contribuições e pela paciência nos inúmeros abastecimentos de gás e ao Eng. Edevaldo do LabTERMO pela competência em resolver os problemas técnicos cotidianos.

Ao Dr.Eng. José Alexandre Matelli por compartilhar seu conhecimento de sistemas de cogeração em ricas discussões técnicas, ao MSc.Eng. Janílson pelo excelente trabalho deixado como referência para que eu pudesse dar seqüência à essa linha de pesquisa e também ao Eng. Eduardo Kami pela colaboração na construção da planta.

Aos professores Sérgio Colle, Cláudio Melo e Marcelo Risso Errera por aceitarem o convite para compor a banca examinadora e pelos questionamentos que ajudaram a enriquecer este trabalho.

A toda família LabCET, pela paciência e colaboração nos dias de testes, com quem pude conviver por pouco mais de um ano, tempo suficiente para saber o quanto é agradável seu ambiente de trabalho, em especial à Ana Paula, que se tornou uma grande amiga.

Aos professores Geraldo Campolina, Ramón Molina e Marco Túlio Faria da UFMG pela influência que exerceram em minha escolha.

A turma dos estrangeiros posmequianos Fernando, Gustavo, Paulo, Michele e Luigi, pela amizade, companheirismo, costelas, peixes, pizzas, lasanhas e pães de queijo desfrutados ao longo de dois anos. E também ao Bruno, pela parceria nas festas e em outros momentos divertidos, e ao Giuliano e Bueno, companheiros de casa.

À minha família que amo muito. Agradeço a meus pais José Luiz e Maria do Carmo, de quem me orgulho e admiro como pessoas, pais e profissionais, referência em todos os momentos da minha vida, pelo amor, confiança e dedicação, por apoiar minhas escolhas, incentivar a busca pela qualificação e contribuir ativamente em minha formação como pessoa e profissional. À Débora minha querida irmã pelo exemplo, minha avó Marize pelo amor e incentivo e à Tita, minha outra mãe, pelos cuidados.

À minha linda, doce, amorosa namorada, e muito compreensiva Thais Lima de Oliveira, a quem atribuo minha motivação e garra neste trabalho.

Agradeço também à cidade de Florianópolis, em especial a praia Mole e a Beira-Mar pelos momentos únicos de reflexão que nortearam esta pesquisa.

Obrigado Florianópolis, tchau!

*"Só o desejo inquieto, que não passa,  
Faz o encanto da coisa desejada...  
E terminamos desdenhando a caça  
Pela doida aventura da caçada. "*

Mário Quintana

## Resumo

Os sistemas compactos de cogeração a gás natural se apresentam como uma alternativa tecnológica para a geração distribuída e para o uso racional da energia, atendendo simultaneamente demandas de eletricidade, vapor, água quente e cargas térmicas requeridas para climatização ou refrigeração. Neste trabalho buscou-se realizar uma avaliação do potencial de uma planta de cogeração existente no LabCET através de testes experimentais e análise exergoeconômica e também fornecer uma base de dados para projetos futuros. Foi dada atenção à utilização de vapor como fluido intermediário para acionamento de um *chiller* de absorção. A configuração adotada foi baseada no acoplamento de uma microturbina Capstone de 28 kW<sub>e</sub> a uma caldeira de recuperação para produção de vapor saturado até 6 bar e um *chiller* de absorção água-amônia Robur de 13,3 kW<sub>t</sub> para refrigeração. Foram realizados testes para diferentes potências elétricas, determinando pressões distintas na caldeira, e temperaturas da solução na saída do *chiller*. Os resultados obtidos para o sistema operando a plena carga apontaram para uma produção de 26 kW de potencia elétrica e 19,0 kW de vapor saturado a 5,3 bar (161°C) ou, se utilizado para acionar o *chiller*, 9,2 kW de capacidade de refrigeração a -5°C para uma temperatura ambiente de 24°C. Os rendimentos elétrico e de cogeração encontrados foram de 22,7% e 39,3%, respectivamente, apesar dos resultados apontarem para a possibilidade de se atingir valores mais elevados. O COP do *chiller* foi calculado em 0,44, 25% menor que o valor estimado pelo fabricante para o sistema original de queima direta e para mesma temperatura ambiente. Observou-se que maiores pressões na caldeira elevam a capacidade de refrigeração, apesar do COP não apresentar uma variação significativa. Considerando uma temperatura da solução na saída do *chiller* de -5°C, o aumento da pressão da caldeira de 2,5 para 5,3 bar provocou um aumento na capacidade de refrigeração de 6,3 kW para 9,2 kW, representando um acréscimo de 46%. A utilização de vapor ainda abre espaço para a utilização de chillers de absorção BrLi de duplo efeito capazes de atingir COP's da ordem de 1,2 quando utilizada uma fonte de calor a alta temperatura, como a utilizada neste trabalho.

Palavras-chave: Cogeração, microturbina a gás natural, *chiller* de absorção água amônia, análise exergoeconômica.

## Abstract

Natural gas small scale cogeneration systems are presented as an alternative technology for distributed generation and to the rational use of energy, supplying simultaneously electricity, steam, hot water and thermal loads required for air conditioning or refrigeration. This study aimed to assess the improvement potential for an existing cogeneration plant at LabCET through experimental tests and exergoeconomic analysis and also to provide a database for future projects. Steam was used as intermediate fluid to drive an absorption chiller. The configuration adopted was based on the coupling of a Capstone microturbine of 28 kW<sub>e</sub> to a heat recovery steam generator to produce saturated steam up to 6 bar and an ammonia-water absorption chiller Robur with nominal capacity of 13.3 kW<sub>t</sub> for refrigeration. Tests were performed for different output power, determining different pressures in the HRSG, and different temperatures of the solution at chiller outlet. The results for the system operating at full load pointed to 26 kW<sub>e</sub> of output power and 19.0 kW of saturated steam at 5.3 bar (161°C) or, if used to drive the chiller, 9.2 kW of cooling capacity at -5°C for an ambient temperature of 24°C. Electric and cogeneration efficiencies were found 22.7% and 38.4%, respectively, although the results indicate the possibility of reaching higher values. The COP of the chiller was calculated equal to 0.44, 25% less than the estimated value by the manufacturer for the original system of direct burning at the same temperature for the solution at chiller outlet. It was observed that higher pressures in the HRSG increased the cooling capacity, despite of the COP does not vary considerably. Considering an outlet temperature of the solution at -5°C, the increase in HRSG pressure of 2.5 to 5.3 bar caused an increase in cooling capacity from 6.3 kW to 9.2 kW, an addition of 46%. The use of steam also makes room for the use of double effect LiBr absorption chillers capable of reaching a COP on the order of 1.2 when using a heat source at high temperature, as used in this work.

**Keywords:** Cogeneration, natural gas microturbine, ammonia water absorption chiller, exergoeconomic analysis.

## Sumário

1	Introdução.....	1
2	Cogeração e fundamentos.....	4
2.1	Sistemas de cogeração baseados em microturbinas.....	7
2.2	<i>Chillers</i> de Absorção.....	16
3	Fundamentos de exergia e exergoeconomia.....	24
4	Descrição da Planta Experimental.....	30
4.1	Descrição Geral.....	30
4.2	Subsistema de Armazenamento e Controle do GNC.....	31
4.3	Subsistema de Geração de Eletricidade.....	32
4.4	Subsistema de Recuperação de Calor.....	33
4.5	Subsistema de Refrigeração.....	34
5	Modelo para análise termodinâmica.....	37
5.1	Balances de massa, energia e exergia.....	38
5.2	Parâmetros de desempenho.....	39
5.3	Balanco exergoeconômico.....	41
6	Resultados e Análise.....	47
6.1	Microturbina.....	53
6.2	Caldeira de recuperação.....	55
6.3	<i>Chiller</i> de absorção.....	57
6.4	Análise exergoeconômica.....	70
6.5	Avaliação do potencial do sistema de cogeração.....	74
7	Conclusão.....	77
	Referências bibliográficas.....	79
	Apêndice A: Comportamento térmico dos demais testes.....	84
	Apêndice B: Resultado numérico dos testes.....	87
	Apêndice C: Gráficos com barras de incerteza.....	90
	Apêndice D: Memória de cálculo para análise de incerteza.....	93



Apêndice E: Medição de vazão dos gases de exaustão .....	106
Apêndice F: Especificação técnica dos equipamentos .....	108
Apêndice G: Medição da perda de carga na exaustão da microturbina.....	115
Apêndice H: Composição do Gás Natural.....	116
Apêndice I: Propriedades da solução água/monoetilenoglicol 33% .....	117
Apêndice J: Algoritmo do EES .....	118

## Lista de Figuras

Figura 2.1 – Participação da cogeração da geração elétrica e seu potencial (IEA, 2009b).....	4
Figura 2.2 – Sistema de compressão mecânica .....	17
Figura 2.3 – Sistema de compressão térmica .....	17
Figura 2.4 – COP em função da temperatura da fonte quente para sistemas BrLi/H <sub>2</sub> O de multi-efeito (Grossman, 2001) .....	19
Figura 2.5 – COP em função da temperatura do gerador e água de resfriamento na saída da torre (Fernández-Seara e Vásquez, 2001).....	22
Figura 2.6 – Capacidade de refrigeração e COP em função do calor fornecido ao gerador (Horuz e Callander, 2004) .....	23
Figura 4.1 – Desenho esquemático da operação do sistema compacto de cogeração.....	31
Figura 4.2 - Feixe de cilindros para suprimento de GNC.....	32
Figura 4.3- Estação de controle, segurança e medição de GNC.....	32
Figura 4.4 – Microturbina a gás natural. ....	33
Figura 4.5 - Pannel de chaveamento.....	33
Figura 4.6 - Tubulação vapor e de água quente do subsistema de recuperação de calor. ....	34
Figura 4.7 - Tambor separador e bomba de recirculação da caldeira de recuperação.....	34
Figura 4.8 - Trocador de calor .....	34
Figura 4.9 - Direcionador de fluxo dos gases de exaustão .....	34
Figura 4.10 – Vista parcial da plataforma, mostrando a máquina frigorífica, máquina de climatização e termoacumulador. ....	35
Figura 4.11 – Sala de controle e freezer. ....	35
Figura 4.12 – Vista da parte inferior da tampa do termoacumulador com a montagem das resistências elétricas. ....	36
Figura 4.13 – Sistema de controle e medição da potência dissipada pelas resistências.....	36
Figura 5.1 – Modelo para análise termodinâmica do sistema compacto de cogeração.....	37
Figura 6.1 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 26 kW <sub>e</sub> (2ª bateria) .....	50
Figura 6.2 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 24 kW <sub>e</sub> (2ª bateria) .....	50
Figura 6.3 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 22 kW <sub>e</sub> (2ª bateria) .....	51
Figura 6.4 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 20 kW <sub>e</sub> (2ª bateria) .....	51
Figura 6.5 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 18 kW <sub>e</sub> (1ª bateria) .....	52
Figura 6.6 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 16 kW <sub>e</sub> (1ª bateria) .....	52
Figura 6.7 – Energia e exergia do combustível e gases de exaustão da microturbina.....	53
Figura 6.8 – Eficiências elétrica e exergética da microturbina.....	54
Figura 6.9 – Energia útil e exergia atribuída ao vapor gerado .....	55
Figura 6.10 – Eficiência de cogeração pela 1ª e 2ª Leis .....	56

Figura 6.11 – Pressão de equilíbrio na caldeira em função da potência elétrica.....	57
Figura 6.12 – Calor recebido e fornecido pela caldeira função da sua pressão.....	58
Figura 6.13 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura na saída do <i>chiller</i> .....	60
Figura 6.14 – Capacidade de refrigeração em função da pressão do vapor .....	61
Figura 6.15 – Exergia da capacidade de refrigeração em função da temperatura na saída do <i>chiller</i> .....	62
Figura 6.16 – Exergia da capacidade de refrigeração em função da pressão na caldeira.....	63
Figura 6.17 – COP em função da temperatura da solução na saída do <i>chiller</i> .....	64
Figura 6.18 – COP em função da pressão na caldeira .....	65
Figura 6.19 – Eficiência exergética do <i>chiller</i> em função da temperatura da solução na saída do <i>chiller</i> .....	66
Figura 6.20 – Eficiência exergética do <i>chiller</i> em função da pressão na caldeira.....	67
Figura 6.21 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura ambiente.....	68
Figura 6.22 – COP em função da temperatura ambiente.....	68
Figura 6.23 – Projeção da curva de geração de vapor em função da pressão na caldeira .....	75
Figura A.1 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 26 kW <sub>e</sub> (1ª bateria) .....	84
Figura A.2 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 24 kW <sub>e</sub> (1ª bateria) .....	84
Figura A.3 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 22 kW <sub>e</sub> (1ª bateria) .....	85
Figura A.4 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 20 kW <sub>e</sub> (1ª bateria) .....	85
Figura A.5 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 18 kW <sub>e</sub> (2ª bateria) .....	86
Figura A.6 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 13 kW <sub>e</sub> (2ª bateria) .....	86
Figura C.1 – Energia do combustível e gases de exaustão da microturbina (barra de incerteza) .....	90
Figura C.2 – Eficiência elétrica da microturbina (barra de incerteza).....	90
Figura C.3 - Capacidade de refrigeração em função da pressão na caldeira (barra de incerteza) .....	91
Figura C.4 - Capacidade de refrigeração com temperatura saída <i>chiller</i> (barra de incerteza) .	91
Figura C.5 - COP em função da pressão na caldeira (barra de incerteza).....	92
Figura C.6 - COP em função da temperatura saída <i>chiller</i> (barra de incerteza).....	92
Figura E.1 – Localização dos pontos de medição na seção transversal da chaminé pelo método de <i>Chebyshev</i> (ASHRAE, 2005) .....	106
Figura G.1 – Pressão manométrica na saída da microturbina .....	115
Figura I.1 – <i>C<sub>p</sub></i> da solução água/monoetilenoglicol a 33% em função da temperatura .....	117
Figura I.2 – Densidade da solução água/monoetilenoglicol a 33%.....	117

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Principais acionadores primários de pequena escala (Santana, 2003).....	5
Tabela 2.2 – Fabricantes e potências disponíveis de microturbinas (Bruno <i>et al.</i> , 2005).....	8
Tabela 2.3 – Resumo dos trabalhos de cogeração baseados em microturbinas .....	14
Tabela 2.4 - Resumo dos trabalhos de cogeração baseados em microturbinas avaliados pela eficiência exergética .....	15
Tabela 2.5 – Tecnologias compatíveis com os acionadores primários (Wu e Wang, 2006)....	16
Tabela 2.6 – Principais diferenças entres os <i>chillers</i> de H <sub>2</sub> O/NH <sub>3</sub> e BrLi/H <sub>2</sub> O (Pereira, 2006) .....	18
Tabela 2.7 - Características das tecnologias de absorção disponíveis (Wu e Wang, 2006)....	19
Tabela 5.1 – Custo dos principais equipamentos e Capital total investido .....	41
Tabela 5.2 – Preço do gás natural (ScGás, 2010).....	41
Tabela 5.3 – Parâmetros econômicos e de operação assumidos.....	42
Tabela 6.1 – Medições e cálculos de exergia e fluxo de custos .....	70
Tabela 6.2 – Parâmetros de desempenho a plena carga .....	71
Tabela 6.3 – Custos do gás natural e dos produtos da planta .....	72
Tabela 6.4 – Parâmetros de custo e exergoeconômicos .....	72
Tabela 6.5 – Projeção para a quantidade de vapor gerada.....	75
Tabela 6.6 – Potencial do sistema compacto de cogeração.....	76
Tabela B.1 – Medições e cálculo das principais grandezas.....	87
Tabela B.2 – Resultados para o sistema de refrigeração na 1ª bateria .....	88
Tabela B.3 – Resultados para o sistema de refrigeração na 2ª bateria .....	89
Tabela D.1 - Balanço de Incertezas para a vazão volumétrica do Gás Natural (v <sub>2</sub> ).....	94
Tabela D.2 – Balanço de incertezas para a temperatura do Gás Natural (T <sub>2</sub> ).....	95
Tabela D.3– Balanço de incertezas para a pressão do Gás Natural (P <sub>2</sub> ) .....	95
Tabela D.4 – Medição do diâmetro interno da chaminé.....	97
Tabela D.5 – Balanço de incertezas para o diâmetro interno da chaminé.....	97
Tabela D.6 – Medições da pressão dinâmica média.....	98
Tabela D.7 – Valores de temperatura e densidade em cada medição.....	98
Tabela D.8 – Balanço de incertezas para a temperatura dos gases de exaustão no ponto de medição de vazão.....	99
Tabela D.9 – Balanço de incertezas para a densidade dos gases de exaustão no ponto de medição de vazão.....	99
Tabela D.10– Balanço de incertezas para T <sub>3</sub> .....	100
Tabela D.11 – Balanço de incertezas para T <sub>4</sub> .....	101

Tabela D.12– Balanço de incertezas para T <sub>5</sub> .....	101
Tabela D.13 - Balanço de incertezas da vazão volumétrica de água/monoetilenoglicol (v8)	102
Tabela D.14– Balanço de incertezas para T <sub>8</sub> .....	103
Tabela D.15– Balanço de incertezas para T <sub>9</sub> .....	104
Tabela E.1– Vazão mássica dos gases de exaustão para diferentes potências .....	107
Tabela H.1– Composição do Gás Natural .....	116
Tabela J.1 – <i>Lookup Table 'GN'</i> .....	124

## Lista de Símbolos

$COP$	Coeficiente de desempenho	[-]
$COP_{conv}$	Coeficiente de desempenho de um sistema de refrigeração por compressão mecânica	[-]
$\dot{C}_k$	Taxa de custo	[R\$/h]
$\dot{C}_D$	Taxa de custo associada à exergia destruída	[R\$/h]
$\dot{C}_L$	Taxa de custo associada à exergia perdida	[R\$/h]
$c$	Custo exergético específico	[R\$/kWh]
$c_{p,k}$	Custo exergético específico dos produtos de um subsistema	[R\$/kWh]
$c_{f,k}$	Custo exergético específico dos combustíveis de um subsistema	[R\$/kWh]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg-K]
$\dot{E}$	Exergia	[kW]
$\dot{E}_D$	Exergia destruída	[kW]
$\dot{E}_L$	Exergia perdida	[kW]
$\dot{E}_{prod}$	Exergia atribuída aos produtos de um subsistema	[kW]
$\dot{E}_{comb}$	Exergia atribuída aos combustíveis de um subsistema	[kW]
$e$	Exergia específica	[kJ/kg]
$f$	Fator exergoeconômico	[%]
$fc$	Fator de carga	[-]
$h$	Entalpia específica	[kJ/kg]
$i_a$	Taxa de inflação anual projetada	[%]
$i_c$	Taxa de juro anual sobre o capital investido	[%]
$i_{O\&M}$	Taxa de custo anual de O&M	[%]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$N$	Vida útil	[anos]
$P$	Pressão	[kPa]
$P_{00}$	Pressão parcial	[kPa]
$PCI$	Poder calorífico inferior do combustível	[kJ/kg]
$PSI$	Exergia específica do combustível	[kJ/kg]
$PER_s$	Taxa de energia primária ( <i>primary energy rate</i> ) para produção separada de eletricidade, calor e frio	[-]
$PER_c$	Taxa de energia primária ( <i>primary energy rate</i> ) para produ-	[-]

ção combinada de eletricidade, calor e frio

$PES$	Taxa de economia de energia ( <i>primary energy saving</i> )	[-]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor	[kW]
$\dot{Q}_{calor}$	Energia térmica útil recuperada	[kW]
$\dot{Q}_{cog}$	Energia disponível para cogeração baseado na $T_{amb} = 25^{\circ}C$	[kW]
$\dot{Q}_{comb}$	Energia associada ao combustível	[kW]
$\dot{Q}_{frio}$	Capacidade de refrigeração produzida	[kW]
$R$	Constante Universal dos gases	[kJ/K-mol]
$r$	Diferença de custo relativa	[%]
$s$	Entropia específica	[kJ/kg]
$T$	Temperatura	[ $^{\circ}C$ ]
$UA$	Coefficiente global de transferência de calor	[kW/ $^{\circ}C$ ]
$\dot{W}_e$	Potência elétrica	[kW]
$\dot{W}_i$	Potência consumida pelas bombas do sistema de cogeração	[kW]
$y_{D,k}$	Razão de destruição de exergia de um equipamento $k$	[%]
$t_{op}$	Tempo de operação anual	horas
$\dot{Z}_k$	Taxa de custo associada a um equipamento $k$	R\$/h
$x_i$	Concentração mássica de monoetilenoglicol	[%]
<b>Gregos</b>		
$\varepsilon$	Eficiência pela 2 <sup>a</sup> Lei da Termodinâmica	[%]
$\eta$	Eficiência pela 1 <sup>a</sup> Lei da Termodinâmica	[%]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
<b>Índices</b>		
0	Estado de referência	
amb	Ambiente	
cog	Cogeração	
D	Destruída	
e	Elétrica	
f	Combustíveis	
ge	Gases de exaustão	
K	kelvin	
P	Perdida	
vc	Volume de controle	

## Abreviaturas

AC	<i>Absorption chiller</i> – Máquina de refrigeração por absorção
BrLi	Brometo de Lítio
CH	Chaminé
COGEN	<i>European Trade Association for the Promotion of Cogeneration</i>
CTCE	Custo total de compra dos equipamentos
CTI	Capital total investido
FE	Fundo de escala
GN	Gás natural
GNC	Gás natural comprimido
GLP	Gás liquefeito de petróleo
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i> - Caldeira de recuperação
KTH	<i>Kungliga Tekniska högskolan</i> - <i>Royal Institute of Technology</i>
LabCET	Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
LMTD	<i>Log Mean Temperature Difference</i> - Diferença média logarítmica de temperaturas
MCI	Motor de Combustão Interna
MT	Microturbina
NH <sub>3</sub>	Amônia
O&M	Operação e manutenção
TR	Toneladas de refrigeração
VM	Valor medido



## 1 Introdução

Os sistemas compactos de cogeração a gás natural se apresentam como uma alternativa tecnológica para a geração distribuída e para o uso racional da energia. A necessidade de expansão da matriz energética, somada à crescente oferta de gás natural nacional e à preocupação com o aquecimento global em âmbito mundial reforçam o espaço para consolidação desses sistemas.

Hoje, 80% da geração elétrica nacional é proveniente de fontes hídricas e apenas 11,5% de combustíveis fósseis, dos quais 6,6% corresponde à participação do gás natural (EPE, 2009). Entretanto, o expressivo aumento na oferta de gás natural e os entraves encontrados na viabilização de novas usinas hidrelétricas sejam por questões sociais ou ambientais delineiam um novo cenário futuro.

No ano de 2008, a oferta de gás natural teve um aumento de 16,6 %, seguido de um aumento na produção interna de 19%. Sua participação na matriz energética subiu de 9,3% para 10,3% e na geração elétrica saltou de 3,5% para 6,6% entre os anos de 2007 e 2008 (EPE, 2009). A perspectiva é que este crescimento continue de forma acentuada nos próximos anos e atinja uma oferta ainda mais expressiva da produção vinda dos campos pré-sal, estimando-se uma sobre oferta de 80 milhões de m<sup>3</sup> por dia. A consolidação da produção nacional garante o abastecimento contínuo e incentiva os consumidores a utilizarem esse combustível como fonte de energia, antes desmotivados pelas recorrentes interrupções no fornecimento quando provenientes de alguns países da América Latina.

O gás natural apresenta grandes vantagens quando comparado a outros combustíveis fósseis. Sua composição predominantemente de metano, um hidrocarboneto leve com alta relação de hidrogênio/carbono, proporciona uma menor emissão de dióxido de carbono, além de uma combustão limpa, sendo muito bem aceito para fins de cogeração.

No contexto mundial, a cogeração vem sendo explorada a um maior tempo. Em países cujas matrizes são baseadas em combustíveis fósseis, a cogeração é uma forma de viabilizar os empreendimentos no setor energético. Os combustíveis fósseis representam 81,4% da oferta energética e 60% da geração elétrica mundial (IEA, 2009), enquanto que no Brasil esses valores são de 53,2% e 11,5 %, respectivamente. Diante do seu caráter limitado e a do crescente aumento dos preços, torna-se evidente a necessidade de sua utilização de forma racional.

A cogeração é definida como a produção concomitante de energia elétrica e térmica útil a partir de um mesmo combustível, promovendo um aumento significativo na eficiência quando comparada à geração separada. Sistemas de conversão de energia que se beneficiam dessa tecnologia possuem potencial para atingir eficiências globais entre 70 e 85%, podendo obter grandes ganhos quando comparados aos valores entre 30 e 51% praticados para centrais de geração termelétrica (US, 2008). Dessa forma, uma mesma demanda de energia pode ser suprida com uma menor quantidade de combustível, proporcionando seu uso racional e uma contribuição significativa para a redução das emissões de gases causadores do efeito estufa (GEE).

Como os produtos térmicos advindos da cogeração (calor e frio) devem ser consumidos no local de produção, os sistemas compactos de cogeração se apresentam como uma alternativa. Os sistemas compactos de cogeração são sistemas de cogeração em pequena escala com acionadores primários de capacidades entre 20 kW<sub>e</sub> e 1 MW<sub>e</sub> (EDUCOGEN, 2001), que visam principalmente estabelecimentos comerciais com pequenas demandas de eletricidade, vapor, água quente e cargas térmicas requeridas para fins de climatização ou refrigeração. Essas demandas podem ser supridas através do acoplamento de recuperadores de calor e *chillers* de absorção a motores ou microturbinas, designados à geração elétrica.

A geração distribuída proporcionada pelos sistemas compactos de cogeração elimina as perdas na transmissão e distribuição da ordem de 5 a 10%, além de promover uma economia em investimentos na expansão desses setores, contribui para o descongestionamento da matriz e ainda aumenta a segurança no fornecimento de energia (IEA, 2009a). Os prejuízos ocasionados pelo apagão em novembro de 2009 poderiam ser minimizados caso houvesse maior estímulo governamental na geração distribuída, ao menos em setores estratégicos como saúde e alimentação.

Em países europeus como a Dinamarca, mais de 50% da geração elétrica é proveniente da cogeração. No Brasil, a participação da geração distribuída na geração elétrica total ainda é modesta, conseqüente do baixo preço da eletricidade proporcionado pelas hidrelétricas e do alto preço praticado para o gás natural, além da dependência de equipamentos importados na geração termelétrica. Os obstáculos que antes dificultaram a difusão da geração distribuída no Brasil com a cogeração tendem a se atenuar diante da perspectiva de sobre oferta do gás natural e do aumento da disponibilidade tanto para aplicações industriais quanto comerciais.

Neste contexto, cresce o incentivo às pesquisas em novas e eficientes tecnologias em sistemas de conversão de energia que façam uso racional do gás natural. Com a expectativa de reduzir custos e consolidar a viabilidade técnica de sistemas compactos de cogeração no mercado nacional, o Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET) iniciou atividades teóricas e experimentais envolvendo a aplicação de motogeradores e uma microturbina a gás natural acoplada a *chillers* de absorção, com recursos da FINEP, Petrobrás, TBG e ScGás. Desde então, cinco dissertações foram concluídas com o envolvimento de dois alunos do KTH (Jonsson, 2003 e Karlsson, 2003), uma aluna da FH-Offenburg (Blumenauer, 2005) e dois alunos vinculados ao Posmec/UFSC (Rucker, 2004 e Rossa, 2007). Nesses últimos trabalhos, Rucker (2004) abordou conceitos relacionados com exergoeconomia na avaliação teórica de um sistema baseado em uma microturbina a gás e um *chiller* de absorção BrLi/H<sub>2</sub>O para climatização e Rossa (2007) obteve a confirmação da viabilidade técnica através de uma bancada experimental utilizando água quente como fluido intermediário para alimentação de um *chiller* de absorção água-amônia também para fins de climatização.

No presente trabalho, que dá seqüência à linha de pesquisa, foi dada atenção à utilização de vapor como fluido intermediário para acionamento de um *chiller* de absorção água-amônia para refrigeração. A opção por vapor abre caminho para o acionamento também de máquinas de absorção BrLi/H<sub>2</sub>O de duplo-efeito, podendo-se elevar o COP para valores da ordem de 1,2, quando utilizado para climatização de ambientes. A configuração adotada foi baseada no acoplamento de uma microturbina Capstone de 28 kW<sub>e</sub> a uma caldeira de recuperação para geração de vapor até 6 bar, um *chiller* de absorção Robur de 13,3 kW<sub>t</sub> com temperatura nominal de saída de -5°C e um termoacumulador com resistências elétricas de imersão.

O objetivo deste trabalho foi comprovar a viabilidade técnica do acionamento de um *chiller* de absorção com vapor e avaliar o potencial da planta de cogeração existente no LabCET através de testes experimentais e análise exergoeconômica. Foram realizados testes para diferentes valores de potência elétrica, pressão de vapor e temperatura da solução na saída do *chiller*, além de se avaliar a influência da temperatura ambiente no desempenho da máquina de absorção. Um estudo complementar valendo-se da 2ª Lei da Termodinâmica foi realizado para identificação das irreversibilidades e análise exergoeconômica para cálculo e entendimento da formação dos custos correspondentes aos produtos finais. O comportamento do sistema foi caracterizado e apresentado sob as condições testadas, sendo fornecida uma base de dados para projetos futuros, bem como uma avaliação do seu potencial amparada nos resultados experimentais obtidos.

## 2 Cogeração e fundamentos

O uso da cogeração no Brasil ainda é pouco difundido, principalmente devido ao baixo preço da energia elétrica e ao alto custo do gás natural. Estes fatores, associados à matriz energética brasileira predominantemente hídrica, desestimulam investimentos em projetos alternativos de geração distribuída com gás natural e mesmo com biomassa. No entanto, diante das atuais restrições impostas pelos órgãos ambientais, a dificuldade de construção de grandes usinas hidrelétricas acaba por impulsionar novas alternativas de geração no cenário brasileiro. A Figura 2.1 apresenta a participação da geração elétrica com cogeração no Brasil em comparação com o cenário mundial e seu potencial de crescimento.

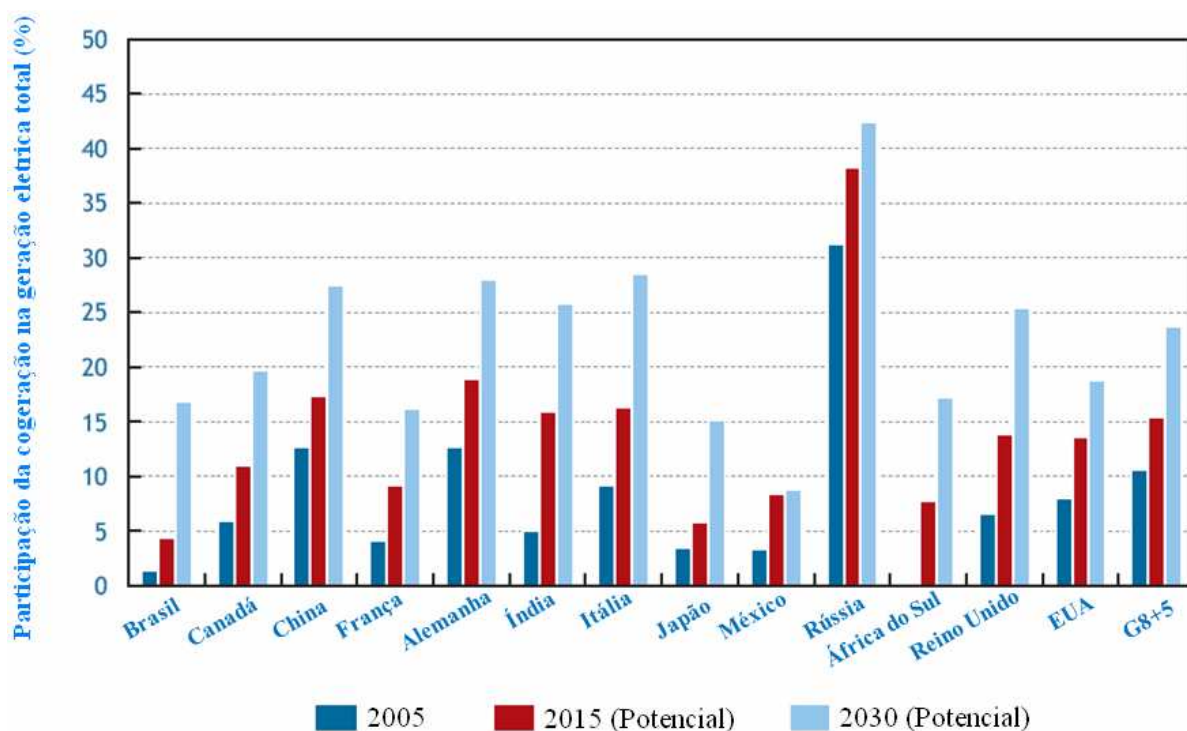


Figura 2.1 – Participação da cogeração da geração elétrica e seu potencial (IEA, 2009b)

Conforme apontado pela Figura 2.1, a cogeração no Brasil ainda tem uma tímida participação na geração elétrica, diferentemente de países cuja geração elétrica é majoritariamente térmica. Mas como mostrado nesse mesmo gráfico, esse cenário pode mudar. A cogeração em pequena escala com o uso de gás natural é uma das alternativas em desenvolvimento

Diante do aparente promissor cenário para a expansão de cogeração utilizando gás natural no Brasil, Szklo *et al.* (2007) utilizaram o modelo COGEN para avaliar o potencial econômico da cogeração do ponto de vista do investidor e guiar políticas públicas de incentivo. Foram avaliados quatro diferentes plantas de cogeração para o setor comercial e industrial. O

trabalho concluiu que as baixas tarifas comercializadas de energia elétrica é a principal barreira para os investimentos em sistemas de cogeração no Brasil. Apesar de mais eficientes energeticamente, foi concluída que a viabilidade econômica é restrita a apenas alguns casos e cenários específicos de tarifas de energia elétrica e gás natural.

Com o objetivo de viabilizar a tecnologia de sistemas compactos de cogeração, diversos trabalhos têm contribuído com propostas e análises de novos sistemas, estudos de viabilidade técnica e econômica, modelagem e resultados experimentais de protótipos construídos.

Os sistemas de cogeração são classificados principalmente pelos seus acionadores primários. Esses podem ser classificados quanto ao combustível utilizado, à maturidade tecnológica, à disponibilidade de mercado ou sua capacidade (Wu e Wang, 2006). Dentre as tecnologias convencionais, são destacados os motores de combustão interna, turbinas a vapor e turbina a gás. Tecnologias emergentes tais como microturbinas, células a combustível e motores Stirling apresentam grande potencial de crescimento no futuro. No entanto, para sistemas de pequena escala, nem todas as tecnologias são aplicáveis.

A Tabela 2.1 destaca os principais acionadores primários para a cogeração em pequena escala e suas principais características.

Tabela 2.1 – Principais acionadores primários de pequena escala (Santana, 2003)

Parâmetros	MCI Diesel	MCI ciclo Otto	Microturbina	Célula a combustível
Faixa de potência	5 kW – 20 MW	3 kW – 6 MW	15 kW – 300 kW	5 kW - 2 MW
Eficiência elétrica [%]	35 – 45	25 – 43	15 – 30	37 – 60
Eficiência c/ cogeração [%]	65 – 90	70 - 92	60 – 85	85 – 90
Razão calor/potência	0,8 – 2,4	0,5 – 0,7	1,2 – 1,7	0,8 – 1,1
Temperatura calor disponível [°C]	até 540	até 540	200 a 350	260 a 370
Nível de ruído	Alto	Alto	Moderado	Silencioso
Eficiência a carga parcial	Bom	Bom	Moderado	Bom
Vida útil (anos)	20	20	10	10 – 20
Custo da instalação (US\$/kWh)	340 – 1000	800 – 1600	900 – 1500	2500 – 3500
Custo de O&M (US\$/MWh)	7,5 – 15	7,5 – 15	10 – 20	7 – 50

Para avaliação dos sistemas de cogeração, diversos autores discutem parâmetros que quantifiquem os benefícios observados. Os parâmetros propostos na literatura geralmente se

referem à quantificação da redução de emissões, do aumento da eficiência e do tempo de retorno do capital investido.

Em um desses trabalhos, Chicco e Mancarella (2007) apresentaram e discutiram o desenvolvimento de um novo parâmetro para avaliar a redução de emissões de poluentes e CO<sub>2</sub> nos sistemas de cogeração em comparação a sistemas com produção separada. Na seqüência desse trabalho, Mancarella e Chicco (2007) aplicaram esse parâmetro a casos específicos para avaliar a contribuição de diversas tecnologias e configurações de plantas de cogeração.

Em outro trabalho Fumo *et al.* (2009) utilizaram o parâmetro de “consumo de energia local” (*site energy consumption - SEC*) para demonstrar os benefícios de economia de combustível obtidos na cogeração. O parâmetro foi aplicado em configurações diversas de oferta de eletricidade, calor e frio.

Badami *et al.* (2008) apresentaram resultados referentes a um sistema compacto de cogeração com ciclo combinado. O sistema é composto por um motor alternativo de 126 kW<sub>e</sub> a gás natural e ciclo de Rankine operado com o calor residual dos gases de exaustão. Recuperadores de calor aumentam a eficiência do ciclo com o calor rejeitado pela água de arrefecimento do motor e pelo condensador do ciclo Rankine. O motor já está construído, mas o ciclo de Rankine ainda está sob projeto. O expansor escolhido no ciclo de Rankine é um motor alternativo radial a vapor de simples estágio com três cilindros. A eficiência elétrica do motor a gás é de 29,5%, subindo para 35,1% com a adição do motor a vapor de 24 kW<sub>e</sub> do ciclo Rankine. A eficiência total é incrementada com a produção de 192 kW<sub>t</sub> de água quente a 90°C, atingindo uma eficiência de cogeração de 80%. Este sistema apresenta a vantagem de possuir uma eficiência quase constante a partir de 30% da carga parcial.

Na China, a viabilidade econômica desses sistemas foi avaliada por Sun (2008a), que estudou um sistema de cogeração de 108 kW<sub>e</sub> operado por um motor a gás natural e *chiller* de absorção de BrLi/H<sub>2</sub>O e obteve uma economia de 37% de energia primária (PES) quando comparado com sistemas com produção de trabalho e frio separadamente. A relação de preço gás natural/eletricidade foi avaliada em 0,37, obtendo-se um tempo de retorno para o investimento de 4,5 anos. Uma análise de sensibilidade revelou que uma redução de 20% no preço do gás reduz o tempo de retorno para 2,7 anos e um aumento de 10% elevou o tempo de retorno para 7 anos, denotando mais uma vez a forte correlação da viabilidade econômica com o preço do gás natural. Em um trabalho seguinte, Sun (2008b) apresentou resultados experimentais desse sistema com um *chiller* de compressão acionado pela potência gerada no motor a

gás. A capacidade de refrigeração total obtida foi de 596,2 kW<sub>t</sub> a 7°C. O COP da máquina de compressão foi avaliado em 4,5 (486 kW<sub>t</sub>) e da máquina de absorção em 1,2 (110,2 kW<sub>t</sub>). A eficiência de cogeração alcançada foi de 71%.

Guizzi *et al.* (2008) realizou uma análise dos benefícios na instalação de um sistema de cogeração baseado em um motor de combustão interna a gás natural e um *chiller* de absorção BrLi/H<sub>2</sub>O na Itália. Foi avaliada a economia de energia, de emissões e de custos que podem ser alcançadas. Os preços do gás natural e da energia elétrica foram cotados respectivamente em 0,047 €/kWh e 0,160 €/kWh, resultando numa relação preço gás natural/eletricidade de 0,29. Uma análise de sensibilidade desse parâmetro mostrou que para uma relação de 0,25 obtém-se uma redução de 15% nas despesas anuais e com 0,4 obtém-se um aumento de 40%.

## 2.1 SISTEMAS DE COGERAÇÃO BASEADOS EM MICROTURBINAS

As microturbinas são a extensão da tecnologia de turbinas para máquinas de pequenas escala. Elas utilizam principalmente o gás natural como combustível, mas também podem ser operadas com diesel, gasolina ou outros combustíveis de poder energético similar. Pesquisas envolvendo o uso de biogás ainda estão em andamento. São uma alternativa à geração distribuída para consumidores industriais, comerciais e sua pesquisa se estende também para usuários residenciais no futuro.

As microturbinas apresentam apenas uma parte móvel, possuindo mancais aero estáticos. Não necessitam de óleo lubrificante, apesar de apresentarem altíssimas velocidades de rotação, da ordem de 120000 RPM. Apresentam como características sua flexibilidade em se combinarem para formar um grande sistema de múltiplas unidades, são menos nocivas ao meio-ambiente por possuírem taxas de compressão menores, e, portanto temperaturas de combustão mais baixas, baixo nível de emissões de NO<sub>x</sub> e um nível de ruído menor que de um motor de tamanho equivalente. Como desvantagens apresentam uma eficiência elétrica relativamente baixa e alta sensibilidade a mudanças no ambiente,

Devido à sua alta razão calor/potência, com eficiência elétrica de apenas 20 a 30%, as microturbinas apresentam grande potencial de cogeração, podendo ser alcançados valores de até 85%. O calor disponível nos gases de exaustão das microturbinas pode ser utilizado para produção de vapor a baixa pressão ou água quente para consumo local.

Consumidores com demanda de calor para cozimento, aquecimento de água para banho, processos industriais ou calefação em lugares frios, utilizam diretamente o calor recuperado.

Para os consumidores com demanda de frio, com necessidade de climatização de ambientes ou congelamento de alimentos e outros fins, tem-se como opção o acoplamento de tecnologias termicamente ativadas, tais como *chillers* de absorção e adsorção ou máquinas desumidificadoras.

Ainda considerada uma tecnologia recente, as microturbinas possuem um alto custo, uma pequena base de dados quando comparada com motores e uma limitada disponibilidade comercial. No entanto, os fabricantes esperam que a expansão do mercado de microturbinas reduza o impacto dessas desvantagens e melhorem sua competitividade com outros acionadores primários. A Tabela 2.2 apresenta os principais fabricantes de microturbinas com potência elétrica inferior a 200 kW<sub>e</sub>.

Tabela 2.2 – Fabricantes e potências disponíveis de microturbinas (Bruno *et al.*, 2005)

Fabricante	Capacidade (kW <sub>e</sub> ) / Eficiência Nominal (%)
Capstone Turbine Corporation	30/25, 65/29, 200/33
Elliot Energy Sitems Inc.	45/30, 80/30, 200/30
Turbec AB	100/30
Bowman Power Ltd.	35/21, 50/24, 80/26
Ingersoll-Rand Energy Systems	70/33

Tassou *et al.* (2007) apresentaram um estudo de viabilidade de um sistema de cogeração para aplicações em supermercados no Reino Unido, baseado em uma microturbina de 80 kW<sub>e</sub> com eficiência nominal de 28% acoplada a um *chiller* de absorção Robur ACF 60-00LB. Os valores de capacidade de refrigeração e COP adotados no estudo foram obtidos a partir de testes laboratoriais e avaliados em 13,5 kW<sub>t</sub> e 0,52, respectivamente, para a temperatura na saída do *chiller* de -5°C e temperatura ambiente entre 15 e 18°C. No entanto, os resultados experimentais obtidos foram para queima direta de gás natural e não avaliam a perda de capacidade para o uso em cogeração, cuja fonte quente não possui o mesmo nível de temperatura. Foi realizada uma análise de investimento do sistema de cogeração proposto e encontrado um tempo de retorno de 4,5 anos. A análise de sensibilidade mostrou que para se obter um tempo de retorno de 3 anos, é necessário um aumento de 100% no COP ou uma redução de 20% no valor do gás natural ou então uma redução de 33% na relação de preço gás/eletricidade. A relação de preço gás/eletricidade foi avaliada em 0,3. Conclui-se que para se ter uma taxa de retorno atraente deve-se ter uma relação gás natural/eletricidade abaixo de 0,3.



Dentre os trabalhos experimentais baseados em microturbinas, Colombo *et al.* (2007) realizaram testes numa planta de cogeração com capacidade nominal de 105 kW<sub>e</sub> e um recuperador de calor para produção de água quente. Foram realizados testes para as potências entre 50 e 110 kW e temperaturas da água quente produzidas entre 60 a 80°C. As eficiências elétrica e térmica máximas observadas foram de 31,5% e 51% para a potência elétrica de 100 kW e produção de água quente a 60°C, resultando em uma eficiência de cogeração de 82,5%. A eficiência máxima do sistema também foi avaliada pela 2ª Lei e calculada da ordem de 41%, desta vez para produção de água quente a 80°C. A potência da bomba de água quente não foi considerada nos cálculos.

Orlando *et al.* (2009) apresentaram e analisaram resultados experimentais de um sistema de cogeração baseado em uma microturbina Capstone de 28kW<sub>e</sub> e um recuperador de calor com produção de água quente para consumo em chuveiros de um ginásio esportivo na PUC - Rio. A potência elétrica máxima obtida foi de 25 kW com uma produção de 43,9 kW de água quente a 85°C. As eficiências elétrica e térmica obtidas foram de 22,7% e 39,9%, respectivamente, resultando em uma eficiência de cogeração de 62,6%. Os resultados foram obtidos para uma temperatura ambiente média de 29,7°C. No melhor teste, a temperatura dos gases de exaustão foi reduzida de 299°C até 142°C na recuperação do calor residual.

Ho *et al.* (2004) realizaram um estudo experimental de uma planta compacta de cogeração composta por uma microturbina Capstone de 30kW<sub>e</sub>, uma máquina de refrigeração Yasaki BrLi/H<sub>2</sub>O de 35kW<sub>t</sub>, dois trocadores de calor e uma torre de resfriamento. No melhor desempenho a microturbina gerou uma potência elétrica de 24 kW enquanto fornecia uma potência de até 58 kW<sub>t</sub> para o gerador da máquina de refrigeração através de água quente a 84°C, a qual climatiza um ambiente com uma capacidade de refrigeração de 31 kW<sub>t</sub> com produção de água gelada a 7°C. Os testes mostraram que a eficiência da planta é diretamente proporcional à potência elétrica produzida pela microturbina além de ser maior quando a planta opera em regimes prolongados. O COP obtido no teste relatado foi de 0,53 e a eficiência de cogeração igual a 70%. Os testes foram realizados para uma temperatura ambiente de 22°C.

Zaltash *et al.* (2006) apresentaram resultados experimentais de um sistema compacto de cogeração baseado em uma microturbina Capstone de 30kW<sub>e</sub>, uma unidade recuperadora de calor, um *chiller* de absorção BrLi/H<sub>2</sub>O de 35 kW<sub>t</sub> e uma roda desumidificadora. Foram realizados testes com três modos distintos de operação da planta: (a) microturbina + unidade recuperadora, (b) microturbina + unidade recuperadora + *chiller* de absorção, (c) microturbina +

unidade recuperadora + chiller de absorção + roda desumidificadora. Os gases de exaustão tiveram seu calor residual recuperado de 275°C a 124°C e depois descarregados na atmosfera. A potência elétrica da microturbina foi ajustada em 20 kW em todos os testes para que fosse garantida essa potência em diversas temperaturas do ambiente. Os testes destacaram o comportamento de todo o sistema para diversas temperaturas de ambiente variando entre 17,2°C e 30,0°C. Os resultados da configuração “(b)” mostraram que uma temperatura ambiente maior levou a menores valores de eficiência para a microturbina, maiores valores de calor residual disponível nos gases de exaustão, maior entrada de calor no chiller de absorção, maior capacidade de refrigeração produzida e maior COP. O calor recuperado dos gases de exaustão pela unidade recuperadora variou de 37,9 kW a 40,8 kW para produção de 33,9 kW a 36,1 kW de água quente a 82,2°C. Foi estimada uma perda da ordem de 10% do calor recuperado dos gases para o calor cedido pela água ao gerador. O calor investido no chiller de absorção proporcionou capacidades de refrigeração entre 19 kW<sub>t</sub> a 26kW<sub>t</sub>. O COP foi avaliado entre 0,56 e 0,72, calculado com base no calor fornecido pela água quente. O calor recuperado se revelou insuficiente para acionar o chiller a máxima capacidade (35 kW<sub>t</sub>). A temperatura da água gelada atingiu 12°C, e não 7°C, como projetada. Foi concluído que para se chegar à temperatura de 7°C seria necessário fornecer uma potência térmica de 50 kW<sub>t</sub> ao gerador. A eficiência da microturbina variou entre 18% a 20% e a eficiência de cogeração entre 53% e 55%.

Cláudio *et al.* (2007) estudaram e desenvolveram um sistema de controle para as variáveis de um sistema compacto de cogeração constituído por uma microturbina Capstone de 30 kW<sub>e</sub> a GLP e um *chiller* de absorção BrLi/H<sub>2</sub>O Thermax de 35 kW<sub>t</sub> refrigerado a água. Foi elaborado um modelo computacional em plataforma *Matlab* para a simulação dinâmica da planta. O modelo ajudou na confiabilidade dos dados adquiridos e na previsão do comportamento de todo o sistema de cogeração. Os testes preliminares mostraram uma potência elétrica máxima de 19,5 kW e produção de 57 kW de água quente a 87°C. O calor recuperado acionava o *chiller* de absorção que atingia uma capacidade de refrigeração de 24 kW<sub>t</sub> com produção de água gelada a 7,8°C. O COP resultou em 0,42 para este teste, sendo observado um máximo de 0,46 em outras condições, portanto menor que o COP de 0,6 indicado pelo fabricante. As eficiências elétrica e de cogeração obtidas foram de 21% e 83%. Os resultados apresentados foram obtidos com a temperatura da água de resfriamento do *chiller* a 28°C.

Nessa mesma linha de pesquisa, o LabCET vem realizando estudos em cogeração envolvendo a aplicação de microturbinas, motogeradores, trocadores de calor acoplados à *chil-*

lers de absorção (Rücker *et al.*, 2004; Rossa *et al.*, 2007; Bazzo *et al.*, 2007, Bazzo *et al.*, 2008, Rossa *et al.*, 2009; Carvalho, *et al.*, 2009a e Carvalho, *et al.*, 2009b).

O trabalho desenvolvido por Bazzo *et al.* (2007) contemplou o estudo de plantas de cogeração de pequena escala associando-se motogeradores e microturbinas a trocadores de calor e *chillers* de absorção para produção de água quente e água gelada, respectivamente. Os resultados apontam para produção de até 25 kW de energia elétrica e 33 kW de água quente a 92 °C, com uma eficiência de cogeração de 51%.

Rossa (2007) demonstrou a viabilidade técnica do acionamento de um *chiller* de absorção H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> para climatização com água quente pressurizada, mas originalmente operado por gás natural, a uma microturbina Capstone com potência nominal de 28 kW<sub>e</sub>, por intermédio de trocador de calor e uma caldeira de recuperação.

No último trabalho desenvolvido por Bazzo *et al.* (2008) foi realizada uma análise de pré-viabilidade econômica da planta em horário de ponta, considerando investimentos realizados no projeto na ordem de US\$ 62.800,00 e suprimento de gás natural fornecido pela concessionária local (ScGás). O prazo de retorno do capital investido foi calculado em 15,5 anos, para uma taxa interna de retorno de 13,4%. A eficiência desenvolvida pela microturbina foi de 21% para a potência de 25 kW<sub>e</sub> e 38% para a eficiência da planta no modo cogeração, com o uso de máquinas de refrigeração e climatização. O valor relativamente baixo encontrado para a eficiência global foi atribuído à combinação dos equipamentos atualmente disponíveis no mercado e falta de gerenciamento da carga térmica pelo termoacumulador e *fan coils* utilizados na climatização. Além disso, parcela significativa de perdas é atribuída à rejeição de calor durante a atuação de um *damper* instalado na chaminé que desvia o fluxo dos gases diretamente para o meio ambiente para evitar a sobre pressão na caldeira de recuperação. Ao contabilizar o aproveitamento complementar da energia residual dos gases de exaustão na chaminé, tanto quanto o calor rejeitado com a atuação do *damper*, foi avaliado que a eficiência de cogeração poderia alcançar valores próximos a 65%.

No trabalho de Carvalho, *et al.* (2009a) foram apresentados resultados preliminares da mesma planta de cogeração utilizando um *chiller* de absorção para refrigeração com capacidade nominal de 13,3 kW<sub>t</sub> acionado por vapor. O teste relatado apresentou uma produção de eletricidade de 25 kW e geração vapor de 19,8kW. A capacidade de refrigeração obtida foi de 9,8 kW. Os resultados apontaram 22,7% e 40,7% de eficiência para a microturbina e planta de cogeração, respectivamente. A eficiência da caldeira foi avaliada em 92%. O COP foi calcu-

lado igual a 0,49, baseado no calor fornecido pelo vapor ao gerador. Em outro trabalho reportado por Carvalho, *et al.* (2009b), foram apresentados resultados de quatro modos de operação da planta. Os modos contemplaram diversas potências elétricas, utilização de vapor e água para acionamento do *chiller*, utilização de *fan coils* e termoacumulador para consumo da capacidade de refrigeração produzida. Os resultados mostraram melhor desempenho da planta de cogeração para plena carga da microturbina e utilização do vapor para acionamento do *chiller*. Não foi possível controlar a temperatura da água gelada produzida com uso dos *fan coils* e do termoacumulador, apontando para a necessidade da instalação de dispositivos de controle da carga térmica produzida.

Diante da diversidade de procedimentos utilizados na literatura, procurou-se inicialmente identificar e reunir apenas os parâmetros mais representativos para análise e comparação dos diferentes sistemas de cogeração pela 1ª Lei da Termodinâmica. Duas eficiências de cogeração são definidas: a primeira considerando a produção de água quente ou vapor como produto (2.3) e a segunda considerando a capacidade de refrigeração produzida por um *chiller* como produto (2.4), quando for o caso, a saber:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{comb}} \quad (2.1)$$

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_{calor}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (2.2)$$

$$\eta_{cog,I} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{calor}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (2.3)$$

$$\eta_{cog,II} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{frio}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (2.4)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{frio}}{\dot{Q}_{calor}} \quad (2.5)$$

onde  $\eta_e$  corresponde à eficiência elétrica do acionador,  $\eta_t$  à eficiência térmica,  $\eta_{cog}$  à eficiência de cogeração e  $COP$  ao coeficiente de performance do *chiller* de absorção ou adsorção quando houver,  $W_e$  corresponde à potência elétrica produzida,  $Q_{comb}$  à energia atribuída ao combustível,  $Q_{calor}$  à energia térmica aproveitada, seja para geração de vapor, água quente ou utilização direta pelos gases de exaustão e  $Q_{frio}$  à capacidade de refrigeração produzida.

Adicionalmente, para avaliar a economia de energia observada em sistemas de cogeração pode-se utilizar o índice de “economia de energia primária” (*primary energy savings - PES*), conforme mostrado na equação (2.6).

$$PES = 1 - \frac{PER_S}{PER_C} \quad (2.6)$$

Este índice é baseado nas “taxas de energia primária” (*primary energy rate - PER*) praticadas para a geração combinada e separada, de acordo com as equações (2.7) e (2.8).

$$PER_C = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{calor} + \dot{Q}_{frio}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (2.7)$$

$$PER_S = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{calor} + \dot{Q}_{frio}}{\frac{\dot{W}_e}{\eta_{e,conv}} + \frac{\dot{Q}_{calor}}{\eta_{queimador}} + \frac{\dot{Q}_{frio}}{COP_{conv} \cdot \eta_{e,conv}}} \quad (2.8)$$

onde  $\eta_{e,conv}$  corresponde à eficiência elétrica convencional de uma planta termelétrica, estimado em 30%,  $\eta_{queimador}$  à eficiência térmica de um queimador utilizado para aquecimento, estimado em 90% e  $COP_{conv}$  ao coeficiente de desempenho de uma máquina para condicionamento de ar por compressão mecânica de pequeno porte, estimado em 3.

Nas equações (2.7) e (2.8) são contabilizados apenas os produtos finais da planta de cogeração. Assim, quando o calor é utilizado para acionar um *chiller* de absorção e produzir uma capacidade de refrigeração, deve-se considerar  $Q_{calor}$  igual a 0.

A Tabela 2.3 apresenta um resumo dos trabalhos experimentais de cogeração em pequena escala baseados em microturbina com as potências e eficiências desenvolvidas. Como a maioria dos trabalhos não fornece informações a respeito das potências auxiliares consumidas para nos sistemas, tais como a energia consumida pelas bombas, ventiladores e dispositivos de controle do sistema, essas não foram contabilizadas na elaboração da Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Resumo dos trabalhos de cogeração baseados em microturbinas

Autor	$W_e$ [kW]	$Q_{calor}$ [kW]	$Q_{frio}$ [kW]	$T_{calor}$ [°C]	$T_{frio}$ [°C]	$\eta_e$ [%]	$\eta_{cog,I}$ [%]	$\eta_{cog,II}$ [%]	PES [-]	COP [-]
Colombo <i>et al.</i> (2007)	100	163,5	-	60	-	31,5	83,0	-	0,38	-
Orlando <i>et al.</i> (2009)	25	43,9	-	85	-	22,7	62,6	-	0,17	-
Ho <i>et al.</i> (2004)	24	58,0	31	84	7	20,5	70,1	47,0	-0,02	0,53
Zaltash <i>et al.</i> (2006)	20	36,1	26	82,2	12	20,0	56,1	46,0	-0,05	0,72
Cláudio <i>et al.</i> (2007)	19,5	57,0	24	87	7,8	21,1	82,6	47,0	-0,01	0,42
Rossa <i>et al.</i> (2007)	25	19,8	9,9	151,4	4,7	22,7	40,7	31,7	-0,17	0,49

Pode ser observado pela Tabela 2.3 que todos os sistemas que fizeram o uso de *chillers* de absorção apresentam o índice *PES* menores que 0. Esse resultado indica que não foi obtida uma economia de energia para sistemas com demanda de eletricidade e frio quando comparada com a produção separada. Isso é atribuído aos baixos valores desenvolvidos de COP atualmente pelos *chillers* de absorção. Para esses casos, pode-se dizer que ainda é preferível produzir energia numa grande termelétrica e depois utilizar um *chiller* de compressão mecânica para a produção da capacidade de refrigeração desejada. No entanto, nota-se uma significativa economia quando há apenas demanda de eletricidade e calor.

Apesar da unificação dos índices escolhidos para avaliação dos trabalhos de cogeração, ainda há uma dificuldade muito grande para realizar uma comparação objetiva dos resultados apresentados em cada trabalho. Os resultados são dependentes de muitas variáveis, as quais deveriam ser semelhantes para uma comparação verdadeira. As temperaturas do ambiente, da água quente ou do vapor produzido e da água gelada influenciam muito no desempenho dos sistemas. A temperatura ambiente é uma variável difícil de ser controlada e deve ser considerada na avaliação dos parâmetros de desempenho, principalmente em trabalhos envolvendo turbinas. Entretanto, o valor real da produção de vapor, água quente ou água gelada a uma determinada temperatura pode ser acessado quando é realizada uma abordagem pela análise exérgica ou 2ª Lei da Termodinâmica.

Atualmente o conceito de exergia é amplamente utilizado como parâmetro na avaliação de sistemas térmicos, evoluindo inclusive para a proposição da eficiência exérgica:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{prod}}{\dot{E}_{comb}} \quad (2.9)$$

onde  $\dot{E}_{comb}$  corresponde à exergia atribuída ao combustível e  $\dot{E}_{prod}$  à exergia atribuída aos produtos de um sistema ou subsistema.

As exergias associadas aos produtos térmicos (calor e frio) mais a eletricidade produzida são calculadas conforme a equação (2.10):

$$\dot{E}_{prod} = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T_p} \right) + \dot{W}_e \quad (2.10)$$

onde  $\dot{Q}$  é a potência térmica produzida de vapor ou água quente ou, quando for o caso, a capacidade de refrigeração produzida,  $T_0$  é a temperatura de referência e  $T_p$  a temperatura do produto da planta.

Para fins de comparação, a exergia do combustível pode ser estimada conforme a equação abaixo:

$$\dot{E}_{comb} = 1,05 \times \dot{Q}_{comb} \quad (2.11)$$

Se avaliada pela eficiência exérgica, os resultados de desempenho apresentados pela Tabela 2.3 levam a conclusões distintas. Para essa avaliação, foi utilizada a equação (2.10) para tornar os fluxos energéticos em fluxos exérgicos. Os resultados podem ser observados na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 - Resumo dos trabalhos de cogeração baseados em microturbinas avaliados pela eficiência exérgica

Autor	$W_e$ [kW]	$E_{calor}$ [kW]	$E_{frio}$ [kW]	$T_{calor}$ [°C]	$T_{frio}$ [°C]	$\epsilon_{cog,I}$ [%] (produto = calor)	$\epsilon_{cog,II}$ [%] (produto = frio)	$\epsilon_{chiller}$ [-]
Colombo <i>et al.</i> (2007)	100	7,4	-	60	-	35,2	-	-
Orlando <i>et al.</i> (2009)	25	17,2	-	85	-	28,0	-	-
Ho <i>et al.</i> (2004)	24	9,6	1,9	84	7	27,3	21,1	19,5
Zaltash <i>et al.</i> (2006)	20	5,8	1,1	82,2	12	24,6	20,1	19,5
Cláudio <i>et al.</i> (2007)	19,5	9,8	1,4	87	7,8	30,2	21,5	14,1
Rossa <i>et al.</i> (2007)	25	5,9	0,7	151,4	4,7	26,7	22,2	11,4

Apesar dos altos valores de eficiência de cogeração da Tabela 2.3, a baixa exergia atribuída à produção de água quente nos trabalhos citados derruba os valores de eficiência quando as plantas de cogeração são avaliadas pela 2ª Lei.

## 2.2 CHILLERS DE ABSORÇÃO

O calor residual dos acionadores primários pode ser utilizado de maneira direta para processos que demandam calor ou pode-se investir essa energia térmica em tecnologias termicamente ativadas. Dentre as mais comuns, destacam-se os *chillers* de absorção, os *chillers* de adsorção e os desumidificadores dessecantes (Wu e Wang, 2006). Essas tecnologias podem ser acionadas por vapor, água quente ou diretamente pelos gases de exaustão provenientes dos acionadores primários. Cada tecnologia é recomendável para um nível de temperatura disponível, conforme mostrado na Tabela 2.5.

Tabela 2.5 – Tecnologias compatíveis com os acionadores primários (Wu e Wang, 2006).

Acionador Primário	T [°C]	Tecnologia compatível
Turbina a gás	~540	Absorção de duplo ou triplo efeito
Célula combustível óxido-sólida	~480	Absorção de duplo ou triplo efeito
Microturbina	~320	Absorção de simples ou duplo efeito
Célula a combustível ácido fosfórica	~120	Absorção de simples ou duplo efeito
Motor Stirling	~90	Desumidificação, adsorção ou absorção simples efeito
Motor a combustão interna	~80	Desumidificação, adsorção ou absorção simples efeito
Célula combustível tipo PEM	~60	Desumidificação, adsorção ou absorção simples efeito

Os *chillers* de absorção são os equipamentos mais recomendáveis para acoplamento em acionadores primários que apresentam uma fonte de calor a altas temperaturas. Esses equipamentos produzem uma capacidade de refrigeração a partir de uma fonte de calor, com um consumo de energia elétrica de cerca de 10% de máquinas de compressão convencionais de mesma capacidade. As fontes de calor podem ser obtidas a partir de querosene, gás natural, vapor d'água, energia solar ou rejeito térmico de algum processo.

Diferentemente de um ciclo por compressão mecânica, o aumento de pressão é proporcionado por uma bomba e não por um compressor. O fluido de trabalho é comprimido no estado líquido, com menor gasto de energia elétrica. Posteriormente, uma fonte térmica fornece o calor necessário para a separação da solução, cuja demanda energética é a mais expressiva no ciclo. Os fluidos de trabalho de um sistema de absorção são geralmente formado pelos pares H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> e BrLi/ H<sub>2</sub>O.

A Figura 2.2 e Figura 2.3 mostram comparativamente os sistemas de compressão mecânica de compressão térmica. Em um ciclo de absorção H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> o compressor é substituído



pela combinação de um absorvedor, uma bomba, um trocador de calor, um gerador, uma válvula e um retificador. Esse grupo de componentes absorve vapor de amônia do evaporador e entrega vapor a alta pressão para o condensador, assim como o compressor. O absorvedor é alimentado com uma solução fraca de amônia que absorve o vapor de amônia proveniente do evaporador. A absorção da amônia pela água é um processo exotérmico. Se não houver retirada de calor, a temperatura aumenta e o processo de absorção pára. A solução formada no absorvedor é bombeada para uma pressão mais elevada através da bomba e entregue ao gerador passando pelo trocador de calor. No gerador, a solução entregue pela bomba recebe calor de uma fonte térmica. Parte da amônia presente na solução evapora, levando ainda consigo uma pequena quantidade de água. Nesse caso, ainda é necessária a presença de um retificador a jusante do gerador para condensar a máxima quantidade de água evaporada junto com a amônia e aumentar ao máximo o grau de pureza da amônia. A amônia, que funciona como refrigerante, circula então pelo condensador, válvula de expansão e evaporador, sendo responsável pela produção da capacidade de refrigeração no ciclo. Uma válvula instalada entre o gerador e o absorvedor garante a diferença de pressão entre a solução fraca e a solução forte em amônia. A solução fraca deixa o gerador através dessa válvula, passando pelo trocador de calor e aquece a solução forte bombeada do absorvedor. A solução fraca absorve o vapor de amônia a baixa pressão no absorvedor e o ciclo se repete (Gosney, 1982).

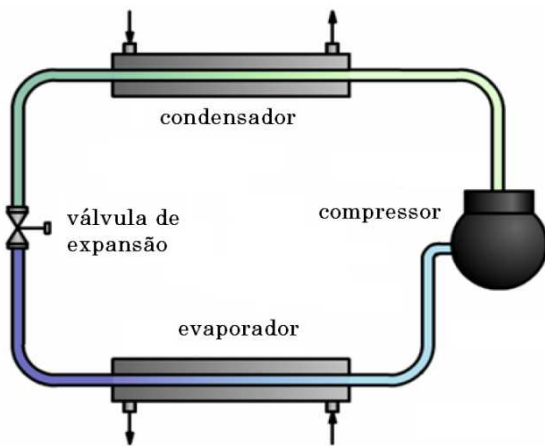


Figura 2.2 – Sistema de compressão mecânica

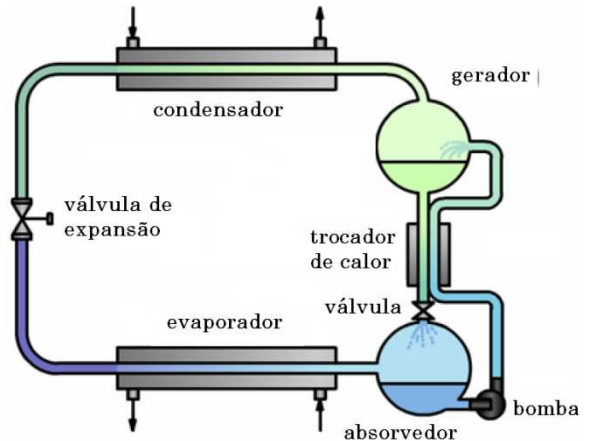


Figura 2.3 – Sistema de compressão térmica

No par  $\text{BrLi}/\text{H}_2\text{O}$ , a água é a substância evaporada no gerador e que trabalha como refrigerante. Como o  $\text{BrLi}$  é um sal, não é necessária a presença de retificadores após o gerador, pois o vapor obtido é de água pura. Neste sistema deve-se atentar para que não haja cristalização no retorno ao absorvedor, quando a solução é forte (maior concentração de  $\text{BrLi}$ ) e a temperatura é baixa.

*Chillers* de absorção  $H_2O/NH_3$  podem ser utilizados para fins frigoríficos, pois podem alcançar valores negativos de temperatura de evaporação sem congelamento, ao contrário do par  $BrLi/H_2O$ , que tem limitação de  $0^\circ C$ , devido ao congelamento da água.

Outra diferença entre os sistemas de absorção é o modo como o calor é rejeitado pelo ciclo, podendo ser a ar ou a água. Ciclos que utilizam o par  $H_2O/NH_3$  apresentam geralmente altas temperaturas de condensação e podem ser refrigerados a ar, ao contrário do par  $BrLi/H_2O$ , que, por possuírem temperaturas de condensação mas baixas, são refrigerados a água e necessitam de torre de resfriamento. As principais diferenças entre os pares  $H_2O/NH_3$  e  $BrLi/H_2O$  são apresentadas na Tabela 2.6.

Tabela 2.6 – Principais diferenças entre os *chillers* de  $H_2O/NH_3$  e  $BrLi/H_2O$  (Pereira, 2006)

$H_2O/NH_3$	$BrLi/H_2O$
Não apresenta pressão negativa no ciclo	Apresenta pressão negativa no ciclo - pode ocorrer infiltração
Permite temperatura de evaporação negativa	Alta temperatura de evaporação. Evaporação somente em temperaturas acima de $5^\circ C$ e $7^\circ C$
Condensação em temperaturas mais elevadas. Permite condensação a ar.	Baixa temperatura de condensação
Não necessita de torre de resfriamento a água, logo não tem consumo de água	Necessita de torre de resfriamento a água
Permite reaproveitamento de calor	Não permite reaproveitamento de calor
Não precisa de bomba a vácuo	Necessita de bomba de vácuo
Baixa manutenção. Não requer manutenção freqüente	Manutenção freqüente, principalmente na torre de resfriamento.
Menor consumo elétrico	Maior consumo elétrico
Não apresenta cristalização	Apresenta cristalização
Menor eficiência do ciclo	Maior eficiência do ciclo
Não agride o meio ambiente	Não agride o meio ambiente

Uma característica que favorece a competitividade dos sistemas de absorção de  $H_2O/NH_3$  para fins frigoríficos é que seu COP decresce menos que o COP das máquinas de compressão mecânica quando se abaixa a temperatura de evaporação. De acordo com Gosney (1982), uma redução na temperatura de evaporação de  $0^\circ C$  para  $-20^\circ C$  leva a uma redução de

até 54% no COP para máquinas de compressão mecânica, enquanto que na compressão térmica essa redução é da ordem de 27%.

Os sistemas de absorção são caracterizados como de simples, duplo ou triplo efeito, dependendo de quantas vezes a fonte de calor é utilizada. As máquinas de simples efeito têm sua competitividade com os *chillers* de compressão comprometida, devido ao baixo COP desenvolvido. Nos sistemas de multi-efeito, geradores adicionais são incorporados ao ciclo com o objetivo de aumentar seu desempenho quando uma fonte de calor a alta temperatura é disponível. Apesar de desenvolverem COP's mais elevados, os sistemas de multi-efeito apresentam um custo mais elevado e não têm a mesma disponibilidade de mercado nem a maturidade tecnológica dos *chillers* de simples efeito (Herold *et al.*, 1996).

A Tabela 2.7 resume as características das tecnologias de absorção disponíveis:

Tabela 2.7 - Características das tecnologias de absorção disponíveis (Wu e Wang, 2006).

Sistema	Fonte de calor [°C]	Fluido de Trabalho	COP
Simples efeito	80-110	BrLi/ H <sub>2</sub> O	0,7+
Simples efeito	120-150	H <sub>2</sub> O/NH <sub>3</sub>	0,5
Duplo efeito	120-150	BrLi/ H <sub>2</sub> O	1,2+
Duplo efeito	180-200	H <sub>2</sub> O/NH <sub>3</sub>	0,8-1,2
Triplo efeito	200-230	BrLi/ H <sub>2</sub> O	1,4-1,5

Para o par BrLi/H<sub>2</sub>O, a Figura 2.4 mostra o comportamento do COP em função da temperatura da fonte quente para sistemas de simples, duplo e triplo efeito.

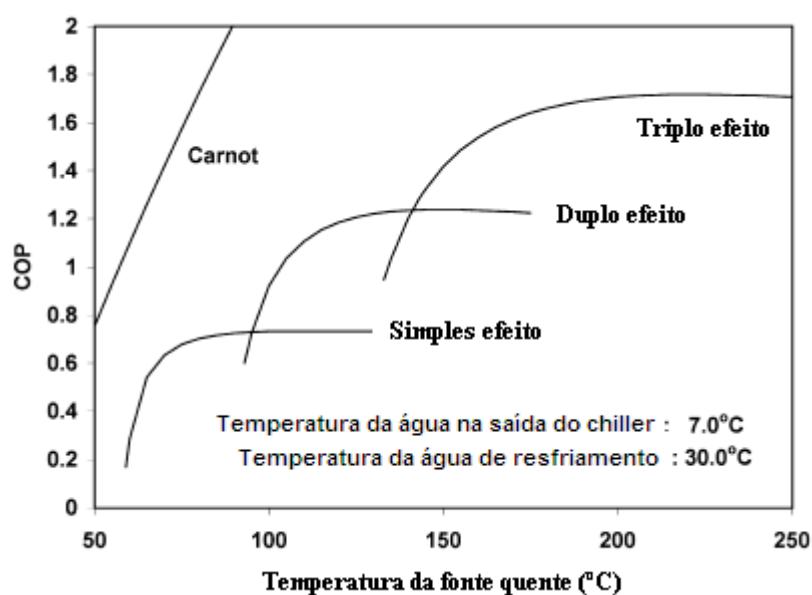


Figura 2.4 – COP em função da temperatura da fonte quente para sistemas BrLi/H<sub>2</sub>O de multi-efeito (Grossman, 2001)

Apesar dos COP's desenvolvidos pelos *chillers* de absorção serem apreciavelmente menores que os *chillers* de compressão mecânica, para se obter uma comparação mais conclusiva deve-se considerar também as perdas de transmissão e distribuição da energia elétrica produzida a partir de uma central, que chega a ser da ordem de 5 a 20% (Lora, 2007). A energia elétrica é uma energia mais nobre e cara que energia na forma de calor. Assim, os sistemas de absorção são geralmente utilizados quando o preço da energia térmica se torna mais atraente para refrigeração, mesmo para os baixos valores de COP, que o preço da energia elétrica em sistemas de compressão mecânica com o COP mais elevado.

O uso da tecnologia de refrigeração por absorção manteve-se limitado a grandes plantas industriais, como do setor petroquímico, fertilizantes e de alimentos por muito tempo. Nos últimos anos os *chillers* de absorção vêm ganhando espaço também nos setores comerciais e de prestação de serviço, onde baixas cargas são requeridas, principalmente quando associadas fontes de energia de baixo custo e menos nobres que a eletricidade. Alguns dos principais fabricantes de *chiller* de absorção em pequena escala são a Robur, com máquinas com capacidades a partir de 5 TR e Thermax e Yazaki, com capacidades a partir de 10 TR.

Lindmark (2005) realizou extenso estudo sobre sistemas de refrigeração por absorção. Conclui-se que o uso de sistemas de absorção em pequena escala com queima direta pode levar à redução das emissões de CO<sub>2</sub> em 84%, quando comparados a sistemas de compressão mecânica onde a geração elétrica é baseada em termelétricas. O estudo também se estendeu ao uso dessas máquinas em sistemas de cogeração de pequena escala. Foram analisados diversos cenários em diferentes países e concluiu-se que existem perspectivas favoráveis à difusão dessa tecnologia.

Diversos trabalhos têm concentrado esforços na tentativa de aumentar o COP e obter uma gama maior de cenários favoráveis à aplicação de sistemas por absorção. No trabalho de Bazzo *et al.* (2008), o uso de água quente e vapor para acionamento de *chillers* de absorção atendeu a uma carga térmica da ordem de 7,5 kW para uma máquina de climatização e de 7 kW para uma máquina de refrigeração. A conversão da fonte térmica de gás natural para a caldeira de recuperação alcançou COP's da ordem de 0,4 com água quente e 0,3 com vapor, para máquina de climatização e máquina de refrigeração, respectivamente. O COP foi avaliado contabilizando a energia entregue pelos gases de exaustão à caldeira de recuperação.

Benito (2007) apresentou uma modelagem computacional de um ciclo de refrigeração por absorção de uma máquina ROBUR acionado por queima direta de GLP com produção de

17,6 kW<sub>t</sub> de água gelada a 7°C e 35 kW<sub>t</sub> de água quente a 50°C. O modelo desenvolvido aponta que os parâmetros mais sensíveis à variação da vazão de água gelada e água quente são as pressões de evaporação e condensação, as capacidades de refrigeração e de rejeito, a vazão do refrigerante e a efetividade do absorvedor resfriado por água. Os resultados das simulações foram validados com os resultados obtidos por Pereira (2006), o qual instrumentou e realizou testes na unidade de refrigeração citada. Foram variadas as vazões de água gelada e quente com o intuito de encontrar os valores que promoviam a maximização dos parâmetros de desempenho. Os trabalhos foram desenvolvidos em conjunto como parte de um projeto em parceria entre a Universidade Federal do Paraná e a PUC - Rio de desenvolvimento e otimização de refrigeradores de absorção de 1 a 20 TR movidos a gases quentes.

Izquierdo, *et al.* (2009), publicaram resultados experimentais de um sistema de refrigeração por absorção BrLi/H<sub>2</sub>O resfriado a ar e acionado por energia solar. O sistema consiste de um conjunto de coletores solares planos que aquecem um tanque de armazenamento de água quente entre 85°C e 105°C e fornece calor ao gerador da máquina de refrigeração. O teste apresentado foi realizado durante um dia inteiro. O sistema atingiu a temperatura mínima para acionamento da máquina de refrigeração às 9 horas da manhã e se manteve em funcionamento até as 17 horas. A potência de calor média fornecida pela água quente ao gerador foi de 8 kW e a capacidade de refrigeração média obtida foi de 4 kW, com produção de água gelada a 18°C. O COP calculado pela capacidade de refrigeração produzida pelo calor fornecido de água quente foi de 0,5, sendo este valor reduzido para 0,08 quando considerada a energia solar disponível.

Keçeciler, *et al.* (2000) avaliaram experimentalmente um *chiller* de absorção BrLi/H<sub>2</sub>O operado por energia geotérmica. Água quente era extraída a aproximadamente 180 m de profundidade a 60°C. Uma extensa investigação foi realizada sobre o COP para várias temperaturas de evaporação, condensação, do absorvedor e do gerador. Os valores variaram de 0,1 e 0,8. Para valores exequíveis das temperaturas dos componentes, o COP foi avaliado em 0,2. Apesar de ser considerado um valor baixo, o sistema foi concluído viável devido ao custo zero da energia geotérmica.

Os resultados obtidos por Fernández-Seara, *et al.* (1998) corroboraram outros resultados disponíveis na literatura ao observarem, através de resultados experimentais, a redução do COP de *chillers* H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> quando há um aumento na temperatura de absorção ou condensação e redução na temperatura de evaporação. Também foi observado que o aumento nas irreversibilidades termodinâmicas resultou numa redução do COP. Foi observado que o COP

possui um valor ótimo a ser encontrado dependente da temperatura do gerador. Mais tarde, Fernández-Seara e Vázquez (2001) apresentaram os resultados de uma simulação computacional do comportamento do COP para diversos parâmetros no ciclo em *chillers* H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> de simples efeito. A Figura 2.5 mostra o comportamento do COP em função da temperatura no gerador para diversas da água de resfriamento na saída da torre.

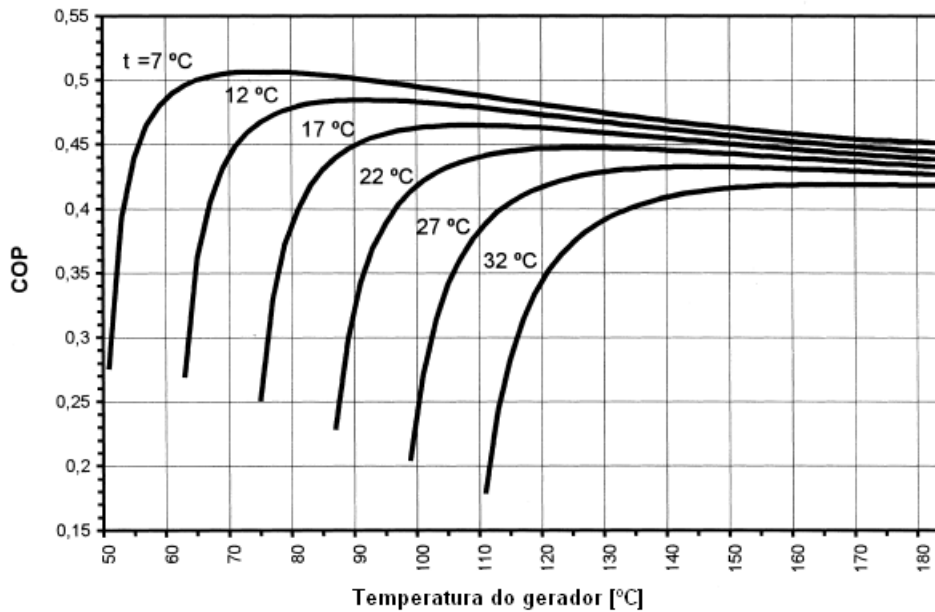


Figura 2.5 – COP em função da temperatura do gerador e água de resfriamento na saída da torre (Fernández-Seara e Vázquez, 2001)

Para todas as curvas da água de resfriamento na saída da torre foi observado um valor ótimo de COP, variando de 75°C para água a 7°C até 170°C para água a 32°C. Esse mesmo comportamento foi destacado por Colonna e Gabrielli (2003) nos seus estudos em sistemas de cogeração.

Bulgan (1997) estudou a operação de refrigeradores do tipo H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> utilizando fontes de calor a baixas temperaturas (85 a 110°C). Considerando a temperatura da fonte de calor como uma variável de entrada, Bulgan (1997) simulou a influência sobre o COP para vários parâmetros de operação, inclusive a temperatura da água de resfriamento. As simulações demonstraram que o COP decresce rapidamente com a redução da temperatura do gerador, mas uma escolha cuidadosa dos valores dos parâmetros de operação pode tornar o COP maior que 0,5 se a água de resfriamento estiver disponível a uma temperatura adequada. Entretanto, as condições de operação para a máxima eficiência não seriam as mesmas para aquelas determinadas utilizando um critério de otimização econômica. O autor então sugere que o critério de

otimização deve ser empregado para maximizar a taxa interna de retorno com a restrição de um valor mínimo para o COP.

Horuz e Callander (2004) reportaram os resultados de testes em uma unidade modificada de um *chiller* de absorção  $H_2O/NH_3$  da marca ROBUR ACD-3600, com capacidade de  $10 kW_t$  para produção de água gelada a  $7^\circ C$ . Os testes foram realizados em máquinas arrefecidas a ar e a água. O objetivo dos testes era observar o comportamento do COP e da capacidade de refrigeração para diferentes temperaturas da água gelada produzida e diferentes taxas de calor fornecidas ao gerador. Os resultados dos testes são mostrados na Figura 2.6 para uma temperatura ambiente de  $19^\circ C$  e da água de arrefecimento de  $16^\circ C$ .

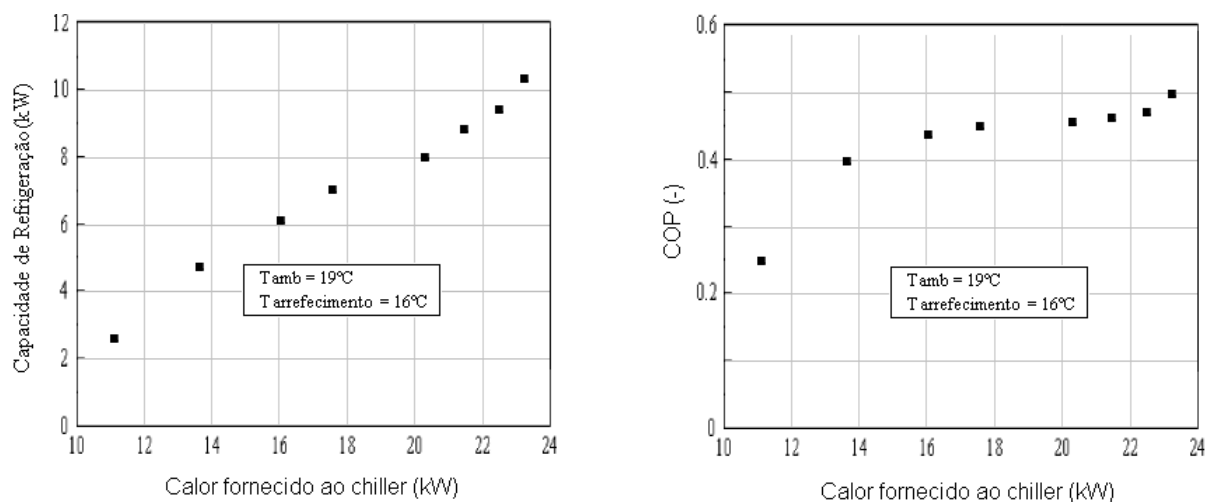


Figura 2.6 – Capacidade de refrigeração e COP em função do calor fornecido ao gerador (Horuz e Callander, 2004)

Por fim, Fan, *et al.* (2007) fez uma revisão das tecnologias de sorção empregadas em refrigeração solar. As tecnologias pesquisadas são extensivas à cogeração, por se tratarem do uso de fontes de calor de baixa temperatura. As tecnologias foram divididas pelas três finalidades principais: climatização ( $8^\circ C - 15^\circ C$ ), refrigeração para conservação de alimentos ( $0^\circ C - 8^\circ C$ ) e produção de gelo ou congelamento ( $<0^\circ C$ ) e explorado o atual *estado-da-arte* da tecnologia.

### 3 Fundamentos de exergia e exergoeconomia

Nos últimos anos a análise exérgica tem sido considerada como uma importante ferramenta para uma avaliação real e aperfeiçoamento de sistemas energéticos (Szargut *et al.*, 1988, Kotas, 1995, Bejan *et al.*, 1996). Do ponto de vista termodinâmico, a exergia é definida como a energia disponível para realização de trabalho quando um sistema ou fluxo é trazido ao equilíbrio com o ambiente. De modo geral toma-se como estado de referência (*dead state*) a temperatura de 25°C e pressão de 1 atm. Um sistema em equilíbrio com esse estado não apresenta potencial algum para a realização de trabalho.

Apesar de claramente definida, o conceito de exergia ainda é pouco difundido e muitas vezes mal compreendido. Diversos autores têm juntado esforços para contribuir com a compreensão do significado e da importância do emprego desse conceito.

Rosen (2002) chama atenção para o emprego inapropriado da palavra “energia”, quando referenciando a indisponibilidade de uma fonte energética, como em “crise energética”, ou quando se referindo ao uso apropriado de uma fonte energética, como em “conservação de energia”. Em ambos os casos, é evidente que quando as pessoas se referem à “energia”, eles querem na verdade, se referir à “exergia”. Enquanto a energia no meio é invariável e sempre conservada nos processos, a exergia disponível sempre diminui e sempre tem uma parcela destruída nos processos. Portanto, de fato, é a exergia que possui valor agregado, é a *commodity* pela qual as pessoas estão dispostas a pagar. Como é o caso dos combustíveis fósseis, que apresentam uma alta exergia, ao contrário de outras fontes energéticas de menor valia, como a solar, que apresentam pouca exergia.

Çengel *et al.* (2002) afirma que as eficiências são mais significativas quando calculadas pela análise exérgica ao invés da análise energética, por representarem melhor a proximidade de um processo ideal. Num sistema ideal a eficiência exérgica será igual a 100% e sua eficiência será igual à eficiência de Carnot. Dessa forma, a realização da análise exérgica pode revelar o quanto realmente é possível aprimorar sistemas energéticos pela redução das ineficiências no sistema.

Kanoglu *et al.* (2007) discute a importância e as implicações do emprego da eficiência exérgica para avaliação de sistemas térmicos. Para fundamentar seu ponto de vista, o autor aplica a eficiência exérgica a plantas convencionais a vapor e a gás, geotérmicas e de coge-



ração. O autor prova que o emprego da eficiência é mais explicativo e objetivo, apesar de ainda ser pouco difundida.

Na ausência de efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensões superficiais, a exergia total de um sistema é calculada por:

$$\dot{E} = \dot{E}_c + \dot{E}_p + \dot{E}_f + \dot{E}_0 \quad (3.1)$$

ou

$$\dot{e} = \dot{e}_c + \dot{e}_p + \dot{e}_f + \dot{e}_0 \quad (3.2)$$

onde  $e_c$  é a exergia cinética,  $e_p$  é a exergia potencial,  $e_f$  a exergia física e  $e_0$  a exergia química.

As energias cinética e potencial de um sistema podem ser convertidas totalmente em trabalho podendo, portanto, serem consideradas como energias nobres.

Exergia física é definida como a máxima quantidade de trabalho que pode ser produzida num processo quando o sistema é trazido do seu estado inicial para o estado de referência por processos físicos envolvendo apenas interação térmica com o ambiente, conforme mostrada na equação (3.3).

$$e_f = (h_1 - h_0) + T_0(s_1 - s_0) \quad (3.3)$$

onde  $h$  significa entalpia,  $s$  entropia e os subscritos  $1$  e  $0$  indicam estado inicial e estado de referência, respectivamente.

A exergia química de um sistema será zero quando esse estiver em equilíbrio químico com o ambiente. A exergia química é constituída de duas parcelas. Uma parcela é referente à pressão parcial dos componentes químicos de um sistema em relação às pressões parciais desses componentes da forma como são encontrados na atmosfera, conforme equação (3.4).

$$e_0 = RT_0 \ln \frac{P_0}{P_{00}} \quad (3.4)$$

onde  $R$  é a constante universal dos gases e  $P_{00}$  a pressão parcial de um dado componente químico.

A outra parcela contempla a reação química de uma substância com o oxigênio como encontrado no ambiente em uma ou mais substâncias de referência como por exemplo, na combustão do CO, conforme equação (3.5).

$$e_{0,CO} = -\Delta G_{0,CO} + e_{0,CO} - \frac{1}{2}e_{0,O_2} \quad (3.5)$$

onde  $\Delta G_{0,CO}$  é o trabalho líquido produzido quando o monóxido de carbono é trazido ao equilíbrio químico com o ambiente através da sua combustão.

A forma geral do balanço de exergia para um volume de controle é dado pela equação (3.6).

$$\begin{aligned} \frac{dE_{vc}}{dt} = & \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) \\ & + \sum_{entra} \dot{m}e - \sum_{sai} \dot{m}e - \dot{E}_D \end{aligned} \quad (3.6)$$

onde  $dE_{vc}/dt$  é a variação de exergia em um volume de controle,  $\dot{Q}$  um fluxo de calor,  $\dot{m}$  a vazão mássica de um fluxo que entra ou sai do volume de controle e  $\dot{E}_D$  a exergia destruída no processo.

Na avaliação exérgica de sistemas, além da eficiência exérgica ( $\epsilon$ ), outro parâmetro deve ser considerado. A razão de destruição de exergia ( $y$ ) diz respeito à contribuição percentual da destruição de exergia em um subsistema em relação à exergia total disponível do combustível, conforme a equação (3.7).

$$y_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{comb,total}} \quad (3.7)$$

onde a exergia destruída em um sistema ou processo é contabilizada pela equação (3.8):

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{comb,k} - \dot{E}_{prod,k} \quad (3.8)$$

onde o subscrito  $k$  representa um determinado subsistema.

Burbano, *et al.* (2008) apresentaram um estudo comparativo de quatro sistemas de trigeiração para suprimento de uma demanda de 2,3 MW de eletricidade, 25 kg/s de água gelada a 5°C e 2 kg/s de vapor saturado a 5 bar para uma indústria de laticínios. Os resultados indicaram uma eficiência exérgica de 26,47% para uma turbina a vapor associada a um chiller de compressão, 26,76% para uma turbina a vapor associada a um chiller de absorção, 41,40% para uma turbina a gás associada a um chiller de absorção e 41,25% para um ciclo combinado associado a um chiller de absorção.

No trabalho de Carvalho, *et al.* (2009a) foi apresentada uma análise exérgica da planta de cogeração existente no LabCET operando com a microturbina de 28 kW associado ao *chil-*

ler de absorção para fins frigoríficos com capacidade de 13,3 kW<sub>t</sub> de refrigeração acionado por vapor. Os resultados mostraram eficiências exergéticas de 21,8%, 65,7% e 11,8% para a microturbina, caldeira de recuperação e *chiller* de absorção, respectivamente. Os resultados encontrados para os dois primeiros componentes foram considerados satisfatórios. A baixa eficiência do *chiller* foi atribuída à baixa exergia apresentada pela água gelada produzida. Conclui-se que a caldeira de recuperação e o *chiller* devem ser explorados para diversas pressões de vapor para identificar as condições que desenvolvam os melhores valores de eficiência.

Quando associada à análise econômica, a análise exergética dá origem à exergoeconomia, a qual fornece informações para o entendimento do processo de formação de custos de cada produto de um sistema térmico. O método da exergoeconomia ou termoeconomia consiste em atribuir custos aos fluxos exergéticos de um sistema e identificar os processos que justifiquem investimentos de forma que seja efetiva a redução do custo final dos produtos.

No ano de 1990, um grupo de especialistas na área decidiu comparar suas metodologias resolvendo um problema simples de otimização de um sistema de cogeração com uma turbina a gás regenerativa e caldeira de recuperação: o problema CGAM, nomeado conforme as iniciais dos autores. As metodologias desenvolvidas foram apresentadas por Valero, et al. (1994), Tsatsaronis e Pisa (1994), Frangopoulos (1994) e Von Spakovsky (1994), sendo as duas primeiras se sobressaindo sobre as demais.

A metodologia utilizada aqui foi desenvolvida por Tsatsaronis e Pisa (1994) e mais tarde apresentada em Bejan *et al.* (1996).

A equação (3.9) apresenta a forma geral do balanço de custos na exergoeconomia, que estabelece que todo custo investido num sistema ou processo deve ser agregado a seus produtos:

$$\dot{C}_{comb} + \dot{Z}_{tot}^{CTI} + \dot{Z}_{tot}^{O\&M} = \dot{C}_{prod} \quad (3.9)$$

Assim, o balanço de custo para um sistema com fluxos de massa, transferência de calor e realização de trabalho é expresso pela equação (3.10).

$$\sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k = \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{W,k} \quad (3.10)$$

onde:

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i = c_i (\dot{m}_i e_i) \quad (3.11)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (3.12)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{E}_Q = c_Q \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \quad (3.13)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W}_e \quad (3.14)$$

Com apenas as equações de conservação de custo não é possível chegar a uma solução. Para tal, lança-se mão de equações auxiliares para cada subconjunto.

Na avaliação termoeconômica, os dois principais parâmetros são: a diferença de custo relativa ( $r$ ) e o fator exergoeconômico ( $f$ ). O primeiro se refere ao aumento relativo no custo específico entre os combustíveis e os produtos de um componente. Esse parâmetro denota a contribuição de um subsistema no custo específico do fluxo, sendo mais significativa quanto maior seu valor. É expresso pela equação (3.15).

$$r_k = \frac{c_{p,k} - c_{f,k}}{c_{f,k}} \quad (3.15)$$

O fator exergoeconômico indica a parcela das fontes na agregação dos custos, se é mais representativa para o preço do subsistema (próximo a 1) ou para exergia perdida e destruída (próximo a 0). Este parâmetro é expresso pela equação (3.16).

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + (\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k})} \quad (3.16)$$

O fluxo de custo da exergia destruída  $\dot{C}_{D,k}$  deve ser interpretado como a taxa de custo de combustível adicional que deve ser fornecida a um subsistema para cobrir a taxa de destruição de exergia. É calculada conforme a expressão (3.17).

$$\dot{C}_{D,k} = c_{f,k} \dot{E}_{D,k} \quad (3.17)$$

Aplicando esses conceitos, Abusoglu e Kanoglu (2009a e 2009b) apresentaram uma análise energética, exérgica e exergoeconômica de um sistema de cogeração baseado em motor diesel com produção de 25,3 MW de eletricidade e 8,1 ton/h de vapor a 170°C. Na primeira parte do trabalho foi feita a apresentação da planta e a formulação das equações. Na segunda parte, as formulações desenvolvidas foram aplicadas para a planta e avaliados os resultados obtidos. A eficiência exérgica encontrada foi de 40,6%, sendo a eletricidade responsável por 40,3% e o vapor de 0,3%. Os componentes que apresentaram menores eficiências exérgicas foram a caldeira de recuperação e o condensador, com 11,4% e 16,6% respectivamente. Atra-

vés da análise exergoeconômica foi calculado um custo da eletricidade de 10,3\$/GJ. Cada componente da planta foi avaliado com base nos seus respectivos fatores exergoeconômicos.

Rucker (2004) realizou uma análise de um sistema compacto de cogeração. Foram otimizados os parâmetros operacionais e construtivos, bem como alocados custos exergéticos e exergoeconômicos aos produtos finais pela Teoria do Custo Exergético formulada por Lozano e Valero (1993). O sistema de cogeração consistia principalmente em uma microturbina a gás natural com uma capacidade nominal de geração elétrica de 28 kW associada a uma máquina de refrigeração por absorção BrLi/H<sub>2</sub>O com uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 30 kW<sub>t</sub> e produção de água gelada a 6,7°C. A energia elétrica apresentou valores de custos unitários exergético e exergoeconômico de 2,4 e 16,4 US\$/GJ, respectivamente. A água gelada apresentou valores unitários de custo exergético e exergoeconômico de 33,7 e 231,3 US\$/GJ, respectivamente. De acordo com o autor, pode-se obter uma redução nos custos de investimento em cerca de 3,25% através da otimização exergoeconômica, o que conduziria a uma redução de 0,089% nos custos exergoeconômicos dos produtos finais: energia elétrica e água gelada.

## 4 Descrição da Planta Experimental

### 4.1 DESCRIÇÃO GERAL

A infra-estrutura laboratorial consiste de uma central para armazenamento e controle de gás natural comprimido (GNC), uma microturbina para geração de eletricidade, uma caldeira de recuperação adaptada a um trocador de calor tipo contracorrente e dois *chillers* de absorção  $H_2O/NH_3$ , sendo um para climatização e outro para refrigeração. Um sistema de aquisição de dados e diversos sensores para medição de temperatura, pressão e vazão compõe a instrumentação do sistema. A relação de todos os equipamentos e instrumentação é apresentada no Apêndice F.

A microturbina está conectada à rede do laboratório, para onde a energia elétrica produzida é despachada. O calor residual disponível nos gases de exaustão é utilizado pelo subsistema de recuperação para geração de vapor saturado até 6 bar ou água quente pressurizada. O calor segue para os *chillers* para produção de uma capacidade de refrigeração que é então consumida pelos *fan coils*, *freezer* ou resistências elétricas imersas no termoacumulador.

Ambos os *chillers* podem ser acionados por água quente, mas apenas a máquina de refrigeração é adaptada para receber calor quando há geração de vapor. No último caso o calor é fornecido ao *chiller* à medida que ocorre condensação do vapor saturado nas paredes aletadas do gerador. A taxa de recuperação de calor dos gases de exaustão pode ser controlada pela pressão dentro do tambor separador. O direcionador de fluxo (*damper*) opera como um controlador ON/OFF. Os gases de exaustão podem ser direcionados através do trocador de calor ou diretamente para a atmosfera. Dessa forma a pressão na caldeira pode ser mantida entre valores previamente estabelecidos e evitar uma eventual sobre pressão no sistema.

Neste trabalho será considerada a planta de cogeração baseada na microturbina associada ao *chiller* de absorção Robur ACF 60-00LB para refrigeração acionado por vapor e consumo da capacidade de refrigeração pelas resistências elétricas imersas no termoacumulador. Os detalhes construtivos da planta, assim como a utilização do *chiller* de climatização Robur ACF 60-00 acionado por água quente foram apresentados no trabalho de Rossa (2007). Na Figura 4.1 é apresentada a planta com seus principais componentes e destacado o modo de operação que será explorado neste trabalho. Os sensores de pressão, temperatura e vazão estão localizados nos pontos numerados.

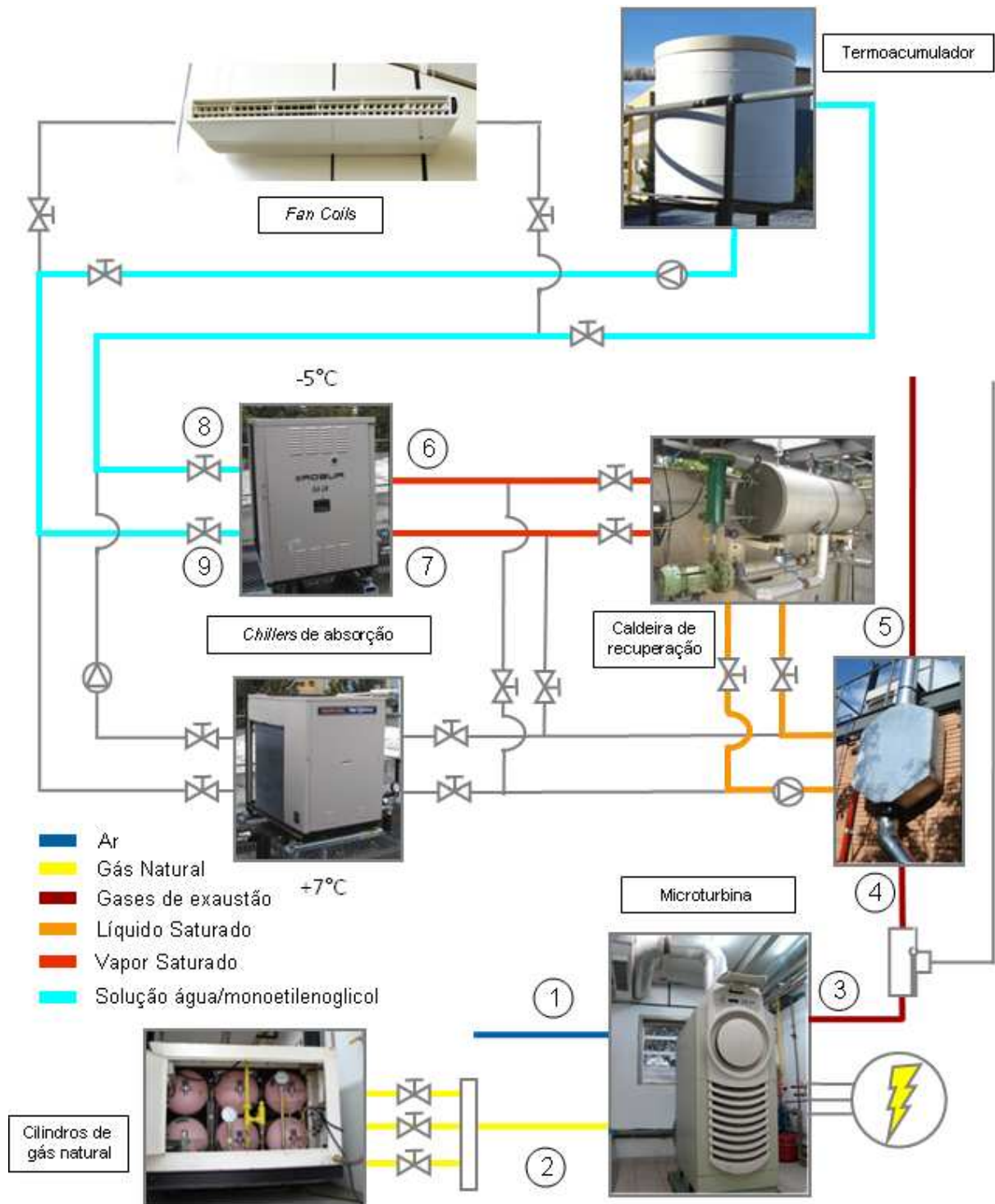


Figura 4.1 – Desenho esquemático da operação do sistema compacto de cogeração

#### 4.2 SUBSISTEMA DE ARMAZENAMENTO E CONTROLE DO GNC

O subsistema de armazenamento e controle de GNC consiste de um feixe de seis cilindros, instalado em área exclusiva, totalizando 150 Nm<sup>3</sup> de capacidade, na pressão máxima de 240 bar. O combustível armazenado garante uma autonomia de 12 horas para operação da

microturbina a plena carga. Os cilindros estão montados em uma estrutura de aço carenada, com berços conformados para sua fixação (Figura 4.2). Nessa estrutura se encontra uma válvula redutora de pressão com um sistema de aquecimento que evita o congelamento da membrana da válvula, disponibilizando o gás natural à pressão de aproximadamente 1 bar para consumo. Ainda integrados ao feixe de cilindros, foram instalados dispositivos de controle de pressão e segurança no interior do laboratório que dispõe de um medidor de vazão volumétrica, manômetros, um transmissor de pressão e de temperatura requeridos para obtenção do consumo de gás natural em base mássica, conforme a (Figura 4.3).



Figura 4.2 - Feixe de cilindros para suprimento de GNC



Figura 4.3- Estação de controle, segurança e medição de GNC

### 4.3 SUBSISTEMA DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE

O subsistema de acionamento consiste numa microturbina Capstone C30LP de 28 kW<sub>e</sub> instalada no piso térreo do LabCET em ambiente confinado (Figura 4.4). A microturbina é responsável pela geração de eletricidade e da energia térmica investida no acionamento dos *chillers* de absorção. Em condições ISO (15°C e 1 atm) a microturbina produz 28 kW de potência elétrica e 85 kW de calor residual disponíveis para cogeração com temperaturas de até 270°C (Capstone, 2001). O subsistema é uma unidade compacta formada pela microturbina, câmara de combustão, compressores de ar e de gás natural, recuperador de calor e gerador trifásico. Os componentes rotativos são montados sobre mancais aerostáticos, em um mesmo eixo, dispensando o uso de engrenagens, rolamentos ou líquidos lubrificantes. O ar é utilizado não apenas na câmara de combustão, mas também como fluido refrigerante de todos os componentes eletrônicos da microturbina e como lubrificante dos mancais. Sua tensão e frequên-



cia são variáveis, sendo proporcionais à velocidade (277 V/AC e 96000 RPM). Como não possui caixa de redução, a energia gerada pelo gerador é tratada através de uma sofisticada eletrônica de potência, garantindo tensão e frequência em conformidade com a rede. Para potências elétricas acima de 20 kW<sub>e</sub>, uma tecnologia de combustão pré-misturada (*premix*) entra em funcionamento, a qual aumenta a eficiência elétrica da microturbina e reduz a emissão de poluentes. O chaveamento entre a microturbina e a rede é realizado através de um quadro contendo contactoras e disjuntores elétricos. O painel de chaveamento é mostrado na Figura 4.5. O controle da microturbina pode ser executado manualmente no local ou remotamente por computador.



Figura 4.4 – Microturbina a gás natural.



Figura 4.5 - Painel de chaveamento.

A sala da microturbina é isolada acusticamente, com janelas duplas e porta corta-fogo. Um sistema de exaustão de gases e renovação de ar está disponível. A grelha de admissão de ar da sala é construída de forma a atenuar ruídos em frequências mais graves. Um sensor de vazamento de gás natural está instalado próximo ao moto-gerador.

#### 4.4 SUBSISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

O subsistema de recuperação de calor é responsável pela transferência da energia residual dos gases de exaustão para as máquinas de refrigeração. Ele foi projetado e construído para produzir água quente pressurizada ou gerar vapor saturado. Consiste de um direcionador dos gases, um trocador de calor instalado na chaminé, uma bomba de recirculação e um tambor separador.

A tubulação de vapor e de água quente foi instalada sobre o telhado do laboratório, na parte inferior da plataforma (Figura 4.6.). O tambor separador da caldeira foi também instalado na parte inferior da plataforma, sendo instrumentado com visor de nível, válvula de segurança, eliminador de ar, purgas, manômetro e pressostato monitorado por computador (Figura 4.7).



Figura 4.6 - Tubulação vapor e de água quente do subsistema de recuperação de calor.



Figura 4.7 - Tambor separador e bomba de recirculação da caldeira de recuperação.

Na Figura 4.8 é mostrado o trocador de calor em sua visão externa. A pressão de trabalho da caldeira de recuperação é lida pelo pressostato e controlada pela placa de conversão da máquina frigorífica, que atua no direcionador de fluxo dos gases de exaustão (Figura 4.9).



Figura 4.8 - Trocador de calor



Figura 4.9 - Direcionador de fluxo dos gases de exaustão

#### 4.5 SUBSISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

O subsistema de refrigeração é constituído pelos *chillers* de absorção Robur ACF 60-00 e ACF 60-00LB, para climatização e refrigeração, respectivamente, um freezer Frilux, dois *fan coils* Trane Aquastylus e um termoacumulador com capacidade para 350 litros com resis-

tências elétricas de imersão. Um sistema PID é utilizado para controlar a potência dissipada pelas resistências. As duas máquinas e o termoacumulador foram instalados do lado de fora do laboratório, em plataforma exclusiva (Figura 4.10). Uma sala para controle e operação do sistema de cogeração foi construída também na plataforma como pode ser visualizada na (Figura 4.11).



Figura 4.10 – Vista parcial da plataforma, mostrando a máquina frigorífica, máquina de climatização e termoacumulador.

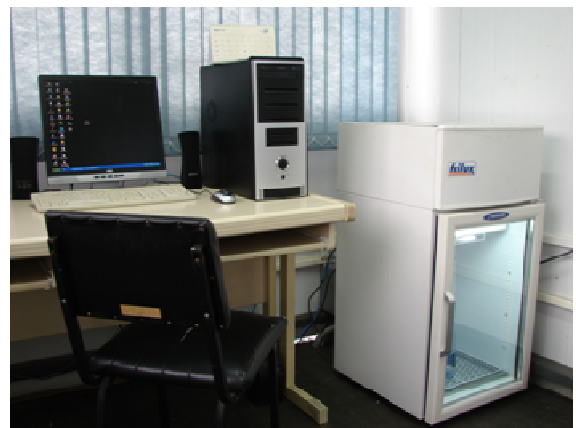


Figura 4.11 – Sala de controle e freezer.

O sistema original de queima direta de gás natural dos *chillers* foi substituído. No lugar, foi instalada uma camisa que proporciona a circulação da água quente ou do vapor saturado nas paredes aletadas dos geradores para transferência de calor. Um maior detalhamento do novo sistema pode ser encontrado em Rossa (2007).

A máquina de climatização Robur ACF 60-00 é uma unidade compacta com capacidade nominal de refrigeração de 17,6 kW<sub>t</sub>, resfriada a ar e adaptada para operar com água quente. O ciclo de refrigeração por absorção utiliza como fluido de trabalho o par água/amônia para a produção de água gelada a temperatura nominal de +7°C, mas podendo atingir +3°C.

A máquina de refrigeração Robur ACF 60-00LB é uma unidade compacta com capacidade nominal de refrigeração de 13,3 kW<sub>t</sub>, resfriada a ar e adaptada para operar com água quente ou vapor saturado. O ciclo de refrigeração por absorção utiliza como fluido de trabalho o par água/amônia para produzir uma capacidade de refrigeração a temperatura nominal de -5°C, mas podendo atingir -10 °C.

Uma solução com 2/3 de água e 1/3 de monoetilenoglicol é utilizada como fluido térmico para transportar a capacidade de refrigeração produzida. Essa proporção de mistura evita

que o ponto de congelamento seja atingido quando temperaturas negativas são alcançadas. As propriedades dessa solução são apresentadas no Apêndice I.

Dentro do termoacumulador foram instaladas quatro resistências elétricas de imersão com potencia nominal de 4,8 kW cada e alimentação trifásica para dissipação de calor e controle da temperatura do banho térmico. Dessa forma, os testes podem ser realizados para avaliação da capacidade de refrigeração produzida para diversas temperaturas da solução de água/monoetilenoglicol nas saídas dos *chiller*. Foram feitos furos na tampa do termoacumulador para que tubos pudessem passar e sustentar as resistências (Figura 4.12). Os tubos são de canos PVC do tipo *aquaterm*, escolhidos devidos à sua melhor resistência mecânica e térmica em relação aos canos PVC normais. Eles também isolam e levam as fiações elétricas aos contatos elétricos das resistências.



Figura 4.12 – Vista da parte inferior da tampa do termoacumulador com a montagem das resistências elétricas.



Figura 4.13 – Sistema de controle e medição da potência dissipada pelas resistências.

O sistema que controla a potência dissipada pelas resistências permite controle manual e automático. O controle manual é realizado ajustando-se de 0 a 100% a potência máxima com precisão de 0,1%. O controle automático é feito através de um controlador PID, onde são ajustados os parâmetros “Banda proporcional”, “Tempo de integração” e “Tempo de derivada” para que seja atingida a temperatura estabelecida o mais rápido possível. A potência dissipada pode ser medida através dos medidores de tensão e corrente.

## 5 Modelo para análise termodinâmica

O modelo termodinâmico utilizado para avaliação da planta de cogeração abrange os subsistemas de geração elétrica (MT), chaminé (CH), recuperação de calor (HRSG) e refrigeração (AC). A chaminé foi considerada apenas para avaliar as perdas entre a saída da microturbina e a entrada do trocador de calor. Este trabalho foca na análise das irreversibilidades e contribuição de custos de cada subsistema. Como os dados experimentais e os preços não são disponíveis para os componentes internos dos subsistemas, esses serão tratados como pacotes fechados nas avaliações energética, exergética e exergoeconômica. A Figura 5.1 apresenta o modelo adotado baseado no esquema da planta de cogeração apresentado na Figura 4.1.

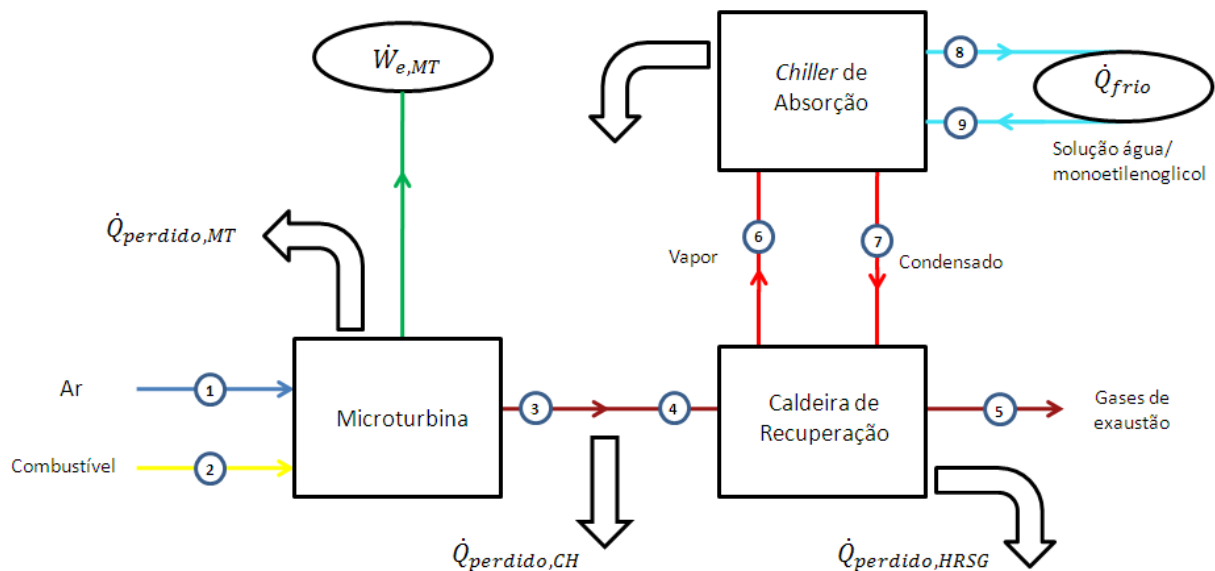


Figura 5.1 – Modelo para análise termodinâmica do sistema compacto de cogeração

Para uma avaliação objetiva da planta de cogeração e identificação das ineficiências, as relações termodinâmicas devem ser apresentadas com clareza para todos os componentes. Exceto para os fluxos dentro da caldeira, todos os demais podem ser identificados termodinamicamente por medições de pressão e temperatura. As seguintes hipóteses são consideradas para as análises:

- Operação em regime permanente;
- Propriedades dos gases de exaustão iguais a do ar, devido à alta relação ar/combustível;
- Variação nula das energias potencial e cinética;

- Temperatura de 25°C e pressão de 101,325 kPa para o estado de referência;
- Vapor saturado ( $x=1$ ) e líquido saturado ( $x=0$ ) na saída e entrada do tambor separador, respectivamente;
- Perda de carga nula na tubulação dos gases de exaustão;
- Eficiência do trocador de calor de 92% baseado em testes experimentais com água quente (Carvalho, 2009b).

### 5.1 BALANÇOS DE MASSA, ENERGIA E EXERGIA

Essa seção estabelece os balanços de massa, energia e exergia. As equações estão de acordo com a 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica. Os volumes de controle levam em conta a transferência de calor, a realização de trabalho e os fluxos de massa de entrada e saída. As equações que governam a microturbina (MT) são:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_2 PCI_{GN} = \dot{m}_3 h_3 + \dot{W}_e + \dot{Q}_{perdido,MT} \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_2 e_{GN} = \dot{m}_3 e_3 + \dot{W}_e + (\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{MT} \quad (5.3)$$

$$e_{3..5} = c_p \left[ (T_{3..5} - T_0) - \left( T_0 \cdot \ln \frac{T_{3..5}}{T_0} \right) \right] \quad (5.4)$$

$$(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{MT} = \dot{E}_2 - (\dot{E}_3 + \dot{W}_e) \quad (5.5)$$

As equações para a chaminé (CH):

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (5.6)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_{perdido,CH} \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_3 e_3 = \dot{m}_4 e_4 + (\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{CH} \quad (5.8)$$

$$(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{CH} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (5.9)$$

As equações para a caldeira (HRSG):

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (5.10)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (5.11)$$

$$\dot{m}_6 (h_6 - h_7) = \dot{m}_4 c_{p,ge} (T_4 - T_5) \cdot \eta_{HRSG} = \dot{Q}_{vapor} = \dot{Q}_{HRSG} \cdot \eta_{HRSG} \quad (5.12)$$

$$\dot{m}_4(e_4 - e_5) = \dot{m}_6(e_6 - e_7) + (\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{HRSG} \quad (5.13)$$

$$e_{6,7} = (h_{6,7} - h_0) - T_0(s_{6,7} - s_0) \quad (5.14)$$

$$(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{HRSG} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) \quad (5.15)$$

Devido à baixa vazão de vapor saturado e a dificuldade de obter uma medição confiável no local, nenhum medidor foi instalado para medir a vazão dos fluxos 6 e 7. Essa vazão é estimada pela equação (5.12) e pela hipótese considerada de vapor e líquido saturado na entrada e saída do gerador.

O subsistema de refrigeração (AC) contabiliza as seguintes equações:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (5.16)$$

$$\dot{m}_6(h_6 - h_7) = \dot{m}_8 c_{p,s}(T_9 - T_8) + \dot{Q}_{perdido,AC} \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_6(e_6 - e_7) = \dot{m}_8(e_8 - e_9) + (\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{AC} \quad (5.18)$$

$$e_{8,9} = c_{p,s} \left[ (T_{8,9} - T_0) - \left( T_0 \cdot \ln \frac{T_{8,9}}{T_0} \right) \right] \quad (5.19)$$

$$(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{AC} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) - (\dot{E}_8 - \dot{E}_9) \quad (5.20)$$

Todas as propriedades termodinâmicas foram obtidas pelo software *Engineering Equation Solver* (Klein e Alvarado, 2009).

## 5.2 PARÂMETROS DE DESEMPENHO

As equações desempenho utilizados para a avaliação da presente planta de cogeração são derivadas dos parâmetros apresentados no Capítulo 1. Os parâmetros são aplicados para cada subsistema, assim como para todo o conjunto. Pretende-se identificar os subsistemas que contribuem com as maiores ineficiências no conjunto e quantificá-las. De acordo com a 1ª Lei da Termodinâmica, os seguintes parâmetros são utilizados para avaliação da presente planta de cogeração:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{GN}} \quad (5.21)$$

$$\eta_{cog,I} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_{GN}} \quad (5.22)$$

$$\eta_{cog,II} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{frio} - \sum \dot{W}_i}{\dot{Q}_{GN}} \quad (5.23)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{frio}}{\dot{Q}_{HRSG}} = \frac{\dot{m}_8 c_{p,s} (T_9 - T_8)}{\dot{m}_4 c_{p,ge} (T_4 - T_5)} \quad (5.24)$$

onde  $c_p$  é o calor específico, os subscritos  $s$  e  $ge$  significam solução de água/monoetilenoglicol e gases de exaustão respectivamente e  $W_i$  é a potência elétrica das bombas da solução de água/monoetilenoglicol e  $H_2O/NH_3$ . O trabalho referente à bomba de água quente não foi considerado nesse trabalho. O poder calorífico inferior foi calculado com base na composição do gás natural fornecida pela SCGÁS. O valor encontrado do PCI foi de 47041 kJ/kg.

Para a avaliação segundo a 2ª Lei da Termodinâmica, os parâmetros são definidos da seguinte forma

$$\varepsilon_{MT} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{E}_{GN}} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_2 e_{GN}} \quad (5.25)$$

$$\varepsilon_{HRSG} = \frac{\dot{E}_{vapor}}{\dot{E}_{HRSG}} = \frac{\dot{m}_6 (e_6 - e_7)}{\dot{m}_4 (e_4 - e_5)} \quad (5.26)$$

$$\varepsilon_{AC} = \frac{\dot{E}_{frio}}{\dot{E}_{vapor}} = \frac{\dot{m}_8 (e_8 - e_9)}{\dot{m}_6 (e_6 - e_7)} \quad (5.27)$$

$$\varepsilon_{cog,I} = \frac{\dot{W}_e + \dot{E}_{vapor}}{\dot{E}_{GN}} \quad (5.28)$$

$$\varepsilon_{cog,II} = \frac{\dot{W}_e + \dot{E}_{frio} - \sum \dot{W}_i}{\dot{E}_{GN}} \quad (5.29)$$

A exergia do gás natural também foi calculada com base na composição do gás natural fornecida pela ScGás e nas exergias desses componentes disponíveis em Kotas (1995). O valor encontrado da exergia do gás natural (PSI) foi de 49152 kJ/kg. As taxas de destruição de exergia ( $y$ ) para cada subsistema são calculados de acordo com as seguintes equações:

$$y_{D,MT} = \frac{\dot{E}_2 - (\dot{E}_3 + \dot{W}_e)}{\dot{E}_{GN}} \quad (5.30)$$

$$y_{D,CH} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_{GN}} \quad (5.31)$$



$$y_{D,HRSG} = \frac{\dot{E}_{HRSG} - \dot{E}_{vapor}}{\dot{E}_{GN}} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_6 - \dot{E}_7)}{\dot{E}_{GN}} \quad (5.32)$$

$$y_{D,AC} = \frac{\dot{E}_{vapor} - \dot{E}_{frio}}{\dot{E}_{GN}} = \frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_7) - (\dot{E}_8 - \dot{E}_9)}{\dot{E}_{GN}} \quad (5.33)$$

### 5.3 BALANÇO EXERGOECONÔMICO

Os conceitos apresentados no Capítulo 3 são aplicados no sistema compacto de cogeração apresentado. O custo dos principais equipamentos, assim como o capital total investido no sistema de cogeração é apresentado na Tabela 5.1. Os valores informados são baseados nas cotações fornecidas pelos representantes dos fabricantes no ano de 2009 para fornecimento no mercado brasileiro com câmbio de 1,71 R\$/US\$. Os investimentos relativos às obras de instalação, mão de obra, outros equipamentos tais como bombas, válvulas e tubulações foram estimados em 50% do custo total de compra dos equipamentos (CTCE).

Tabela 5.1 – Custo dos principais equipamentos e Capital total investido

Componente	$Z_k$ (R\$) x $10^3$
Microturbina (MT)	220
Caldeira (HRSG)	11
Chiller de absorção (AC)	31
Custo total de compra dos equipamentos (CTCE)	262
Capital total investido	393

Os preços praticados para o gás natural são dados por faixa de consumo, como é mostrado na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Preço do gás natural (ScGás, 2010)

Faixa de consumo (Nm <sup>3</sup> /mês)	Preço(R\$/Nm <sup>3</sup> ) com ICMS
Até 150	2,2373
151 a 300	1,6811
301 a 2.100	1,6359
2.101 a 1.000.000	1,1236

Os parâmetros econômicos assumidos na análise exergoeconômica são apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Parâmetros econômicos e de operação assumidos

Taxa de juro anual sobre o capital investido ( $i_c$ )	12%
Taxa de custo anual de O&M ( $i_{O\&M}$ )	5%
Taxa de inflação anual projetada ( $i_a$ )	0%
Vida útil (N)	20 anos
Fator de carga ( $f_c$ )	0,85
Tempo de operação anual ( $t_{op}$ )	7446 horas

O fluxo de custo para os equipamentos é baseado no custo anualizado do capital total investido (CTI) e nos custos de O&M anuais sem contabilizar o combustível:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_{I,Anual} + Z_{O\&M,Anual}}{t_{op}} \times \frac{Z_k}{\sum_k Z_k} \quad (5.34)$$

onde,

$$Z_{I,Anual} = CTI \left( \frac{i_c(1+i_c)^N}{(1+i_c)^N - 1} \right) \quad (5.35)$$

$$Z_{O\&M,Anual} = CTI \times i_{O\&M} \quad (5.36)$$

O fluxo de custo para o gás natural é calculado com base no consumo anual e pelas horas de operação:

$$\dot{C}_{GN} = \frac{C_{GN,ano}}{t_{op}} \quad (5.37)$$

onde,

$$C_{GN,ano} = \text{consumo anual} \times \text{preço GN} \quad (5.38)$$

$$\text{consumo anual} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_{Nm^3,GN}} \times 3600 \frac{s}{h} \times 24 \frac{h}{dia} \times 365 \frac{dia}{ano} \times f_c \quad (5.39)$$

Ressalva-se que essa é uma análise simplificada, desprovida de caráter definitivo, onde foi desconsiderada a inflação tanto para os equipamentos quanto para o combustível e demais fatores econômicos requeridos em uma análise econômica detalhada.

As equações exergoeconômicas descritas no capítulo 3 foram aplicadas no sistema compacto de cogeração apresentado de acordo com o desenho esquemático da Figura 5.1.

As equações para o subsistema de geração de eletricidade (MT) são:

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{Z}_{MT} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{W_e} \quad (5.40)$$

onde,

$$\dot{C}_1 = 0 \quad (5.41)$$

$$\dot{C}_2 = \dot{C}_{GN} = c_{GN} \dot{E}_{GN} \quad (5.42)$$

$$\dot{C}_3 = c_3 \dot{E}_3 \quad (5.43)$$

$$\dot{C}_W = c_w \dot{W}_e \quad (5.44)$$

Na ausência de equações auxiliares para o subsistema de geração de eletricidade, considerado como “caixa preta”, o custo específico do fluxo 3 ( $c_3$ ) é considerado como sendo o mesmo do combustível ( $c_2$ ):

$$c_{GN} = c_2 = c_3 \quad (5.45)$$

Nesse sistema de equações foi calculado o custo específico exergético da energia elétrica ( $c_w$ ). O custo associado à destruição de exergia na microturbina é:

$$\dot{C}_{D.MT} = c_{GN} (\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{MT} \quad (5.46)$$

Para a chaminé (CH), as equações são:

$$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{CH} = \dot{C}_4 \quad (5.47)$$

$$\dot{C}_4 = c_4 \dot{E}_4 \quad (5.48)$$

O custo de compra da chaminé foi considerado nulo. Nesse sistema de equações foi calculado o custo específico exergético dos gases de exaustão na entrada do trocador de calor ( $c_4$ ). O custo associado à destruição de exergia na chaminé é:

$$\dot{C}_{D.CH} = c_3 (\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{CH} \quad (5.49)$$

Para o sistema de recuperação de calor (HRSG) as equações são:

$$(\dot{C}_4 - \dot{C}_5) + \dot{Z}_{HRSG} = (\dot{C}_6 - \dot{C}_7) \quad (5.50)$$

onde,

$$\dot{C}_5 = \frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4} \dot{E}_5 \quad (5.51)$$

$$\dot{C}_6 = c_6 \dot{E}_6 \quad (5.52)$$

$$\dot{C}_7 = c_7 \dot{E}_7 \quad (5.53)$$

Como equações auxiliares para esse subsistema:

$$c_4 = c_5 \quad (5.54)$$

$$c_6 = c_7 \quad (5.55)$$

Ressalta-se aqui que muitos autores assumem valor nulo para os gases liberados para a atmosfera ( $c_5 = 0$ ), carregando os produtos térmicos da planta (vapor ou capacidade de refrigeração) com este custo, o que de fato representa uma decisão particular do analista do projeto. Para este subsistema optou-se por não anular esse custo, mas dividi-lo igualmente entre os produtos da planta, conforme sugerido por Bejan (1996), para atender o balanço de custos.

Dessa forma, encontram-se os custos específicos exergeticos do vapor produzido na caldeira ( $c_6$  e  $c_7$ ) nesse sistema de equações. O custo associado à destruição de exergia na caldeira é:

$$\dot{C}_{D.HRSG} = c_4(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{HRSG} \quad (5.56)$$

No sistema de refrigeração (AC), a seguinte equação de balanço de custo se aplica:

$$(\dot{C}_6 - \dot{C}_7) + \dot{Z}_{AC} = (\dot{C}_8 - \dot{C}_9) \quad (5.57)$$

onde,

$$\dot{C}_8 = c_8 \dot{E}_8 \quad (5.58)$$

$$\dot{C}_9 = c_9 \dot{E}_9 \quad (5.59)$$

Como equação auxiliar para esse subsistema:

$$c_8 = c_9 \quad (5.60)$$

Nesse sistema de equações é calculado o custo específico exergetico dos produtos do *chiller* ( $c_8$  e  $c_9$ ). O custo associado à destruição de exergia na microturbina é:

$$\dot{C}_{D.AC} = c_6(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{AC} \quad (5.61)$$

O fluxo de custo e o custo específico da energia elétrica são calculados, respectivamente, por:

$$\dot{C}_e = \dot{C}_w + \frac{\dot{C}_5}{2} \quad (5.62)$$

$$c_e = \frac{\dot{C}_e}{\dot{W}_e} \quad (5.63)$$

A taxa de custo do fluxo [5] que é liberada na atmosfera é distribuída igualmente entre os produtos da planta para fechamento do balanço de custos. No caso da planta de cogeração ser concebida para produção de eletricidade e calor como produtos finais, o fluxo de custo e o custo específico exergético do vapor são calculados, respectivamente, por:

$$\dot{C}_{vapor} = (\dot{C}_6 - \dot{C}_7) + \frac{\dot{C}_5}{2} \quad (5.64)$$

$$c_{vapor} = \frac{\dot{C}_{vapor}}{\dot{E}_{calor}} \quad (5.65)$$

No caso da planta de cogeração ser concebida para produção de eletricidade e frio como produtos finais, o fluxo de custo e o custo específico exergético da capacidade de refrigeração são calculados, respectivamente, por:

$$\dot{C}_{frio} = (\dot{C}_8 - \dot{C}_9) + \frac{\dot{C}_5}{2} \quad (5.66)$$

$$c_{frio} = \frac{\dot{C}_{frio}}{\dot{E}_{frio}} \quad (5.67)$$

Os fatores de diferença de custo relativa ( $r$ ) para os subsistemas considerados são calculados de acordo com as equações que seguem:

$$r_{MT} = \frac{\left(\frac{\dot{C}_w + \dot{C}_3}{\dot{W}_e + \dot{E}_3}\right) - c_{GN}}{c_{GN}} \quad (5.68)$$

$$r_{CH} = \frac{c_4 - c_3}{c_3} \quad (5.69)$$

$$r_{HRSG} = \frac{c_6 - c_4}{c_4} \quad (5.70)$$

$$r_{AC} = \frac{c_8 - c_6}{c_6} \quad (5.71)$$

Os fatores exergoeconômicos ( $f$ ) são calculados de acordo com as seguintes equações para cada subsistema:

$$f_{MT} = \frac{\dot{Z}_{MT}}{\dot{Z}_{MT} + c_{GN}(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{MT}} \quad (5.72)$$

$$f_{CH} = \frac{\dot{Z}_{CH}}{\dot{Z}_{CH} + c_3(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{CH}} \quad (5.73)$$

$$f_{HRSG} = \frac{\dot{Z}_{HRSG}}{\dot{Z}_{HRSG} + c_4(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{HRSG}} \quad (5.74)$$

$$f_{AC} = \frac{\dot{Z}_{AC}}{\dot{Z}_{AC} + c_6(\dot{E}_D + \dot{E}_P)_{AC}} \quad (5.75)$$

## 6 Resultados e Análise

Os testes foram realizados com o objetivo de obter o maior número de informações sobre a planta de cogeração e caracterizar o seu desempenho sob diversas condições de operação. Para tal, o desempenho do sistema e seus produtos foram considerados como função de duas variáveis de entrada:

- Potência elétrica ( $\dot{W}_e$ )
- Temperatura da solução na saída do *chiller* ( $T_8$ )

A temperatura ambiente, embora tenha influência sobre os resultados, não pôde ser controlada como variável de entrada, entretanto, as leituras realizadas durante os testes foram consideradas para avaliação. É importante ressaltar que a microturbina encontra-se instalada em ambiente confinado e que o *chiller* de absorção opera ao ar livre em uma plataforma e, portanto, possuem temperaturas ambientes diferentes.

A vazão da solução de água/monoetilenoglicol, outro parâmetro de entrada que tem influência sobre os resultados, foi ajustada em 2,6 m<sup>3</sup>/h, igual à vazão nominal informada em catálogo e mantida constante para todos os testes.

Foram consideradas as potências elétricas de 16, 18, 20, 22, 24 e 26 kW e as temperaturas da solução na saída do *chiller* de 0°C, -2°C, -5°C, -7°C e -9,5°C. Com a combinação dessas variáveis de entrada, são esperados 30 resultados distintos para a planta de cogeração.

Duas observações motivaram a escolha das potências elétricas de testes:

- (i) O sistema *premix* da microturbina Capstone é acionado para altas potências;
- (ii) A potência elétrica determina a pressão na caldeira de recuperação no regime permanente.

As temperaturas da solução na saída do *chiller* foram escolhidas de modo que fosse possível a comparação com os resultados de  $\dot{Q}_{frio}$  e *COP* informados em catálogo (Robur, 2009) para o sistema de queima direta. Os valores disponíveis em catálogo incluem a capacidade de refrigeração e *COP* para a temperatura da solução na saída do *chiller* de -10°C. No entanto, para que fosse evitado o desligamento automático da máquina de refrigeração e a interrupção dos testes, optou-se por estabelecer uma temperatura de -9,5°C.

Os procedimentos experimentais para cada teste (cada potência) foram realizados em cinco etapas:

- (i) Preparação da planta, incluindo a abertura dos cilindros de gás natural e circulação de água quente na válvula redutora de pressão, disponibilização da microturbina no modo *grid connected*, configuração da tubulação na caldeira de recuperação para geração de vapor e da tubulação da solução de água/monoetilenoglicol para circulação no termoacumulador, ajuste do *chiller* de absorção, bombas e da instrumentação requerida para monitoramento dos testes (30-60 minutos);
- (ii) *Start-up* da planta, correspondente ao ajuste de uma potência elétrica, tempo de *start-up* da microturbina, estabilização da pressão do vapor na caldeira de recuperação e da redução da temperatura da solução na saída do *chiller* da temperatura ambiente até 0°C, primeiro ponto considerado para o teste (60-90 minutos);
- (iii) Aquisição de dados em regime permanente para as cinco temperaturas previstas da solução na saída do *chiller* (60-120 minutos);
- (iv) Desligamento da planta (30-60 minutos);
- (v) Tratamento de dados.

O tempo médio gasto para a realização de um teste foi de 4 a 5 horas. Foram necessários seis testes, com potências elétricas distintas, para a obtenção de 30 resultados da planta.

Cada resultado foi avaliado considerando a média de 60 leituras das variáveis medidas pelo sistema de aquisição de dados. Após a planta atingir a operação em regime permanente, o tempo considerado para medição foi de 5 minutos.

De forma a observar a repetitividade dos resultados, todos os testes foram realizados novamente em uma segunda bateria.

Durante a primeira bateria de testes, o controle da temperatura da solução na saída do *chiller* foi realizado automaticamente com o auxílio do sistema PID, atuando sobre potência dissipada pelas resistências elétricas. Entretanto, o controle foi lento e muitas vezes a temperatura ajustada (*set point*) para a solução água/monoetilenoglicol na saída do *chiller* não foi atingida adequadamente. Na segunda bateria de testes, a potência dissipada pelas resistências foi controlada manualmente, ajustando-se um valor entre 0 a 100% da potência máxima dissipada pelas resistências. Nessa última bateria o controle foi mais rápido e mais preciso.



Apesar das temperaturas da solução na saída no *chiller* muitas vezes não ficarem constantes no regime permanente, esses resultados puderam ser utilizados com um incremento na incerteza de medição através do desvio padrão das 60 leituras realizadas. Os gráficos com as barras de incerteza podem ser visualizados no Apêndice C.

Para que os resultados pudessem ser comparados, nesta seção foram apenas considerados os testes cujas temperaturas ambientes foram próximas. Dessa forma, foram utilizados os resultados dos testes de 18 e 16 kW para a 1ª bateria e dos testes de 26, 24, 22 e 20 kW para a 2ª bateria. Para esses testes, a temperatura ambiente variou entre 22,1°C e 24,5°C. O comportamento térmico para os demais testes podem ser visto no Apêndice A.

Os resultados de *start-up* da planta não foram apresentados por não serem importantes na avaliação do sistema em regime permanente. Apenas os resultados referentes ao vapor produzido em regime transiente foram considerados, após a purga no tambor, para analisar o sistema de recuperação de calor sob diversas pressões.

Na Figura 6.1 a Figura 6.6 são mostrados os comportamentos térmicos da planta para as potências de 26 kW a 16 kW consideradas. Foram destacados os intervalos utilizados para o sistema em regime permanente para as temperaturas da solução na saída do *chiller* citadas. Nesses intervalos foi considerado o valor médio de cada variável lida e o seu respectivo desvio padrão para a avaliação da incerteza dos resultados.

No Apêndice B são apresentados os resultados numéricos dos 60 pontos medidos durante as duas baterias de testes junto com a respectiva estimativa de incerteza.

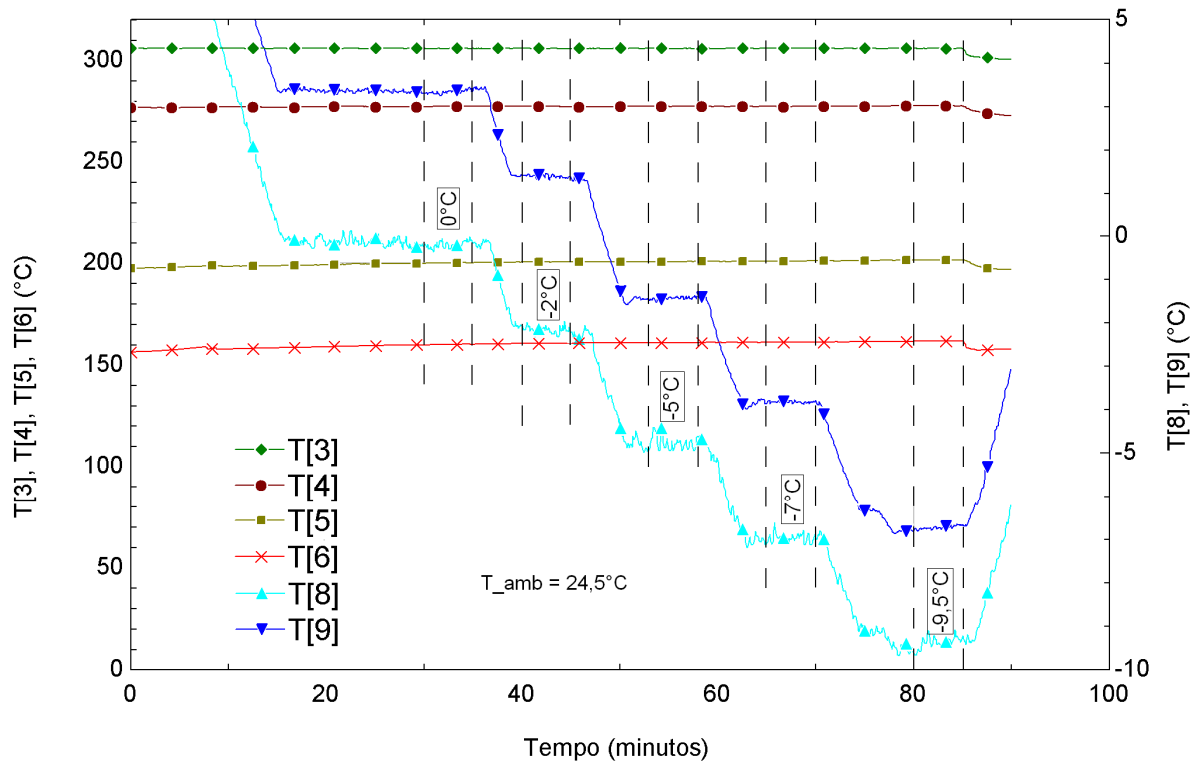


Figura 6.1 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 26 kW<sub>e</sub> (2ª bateria)

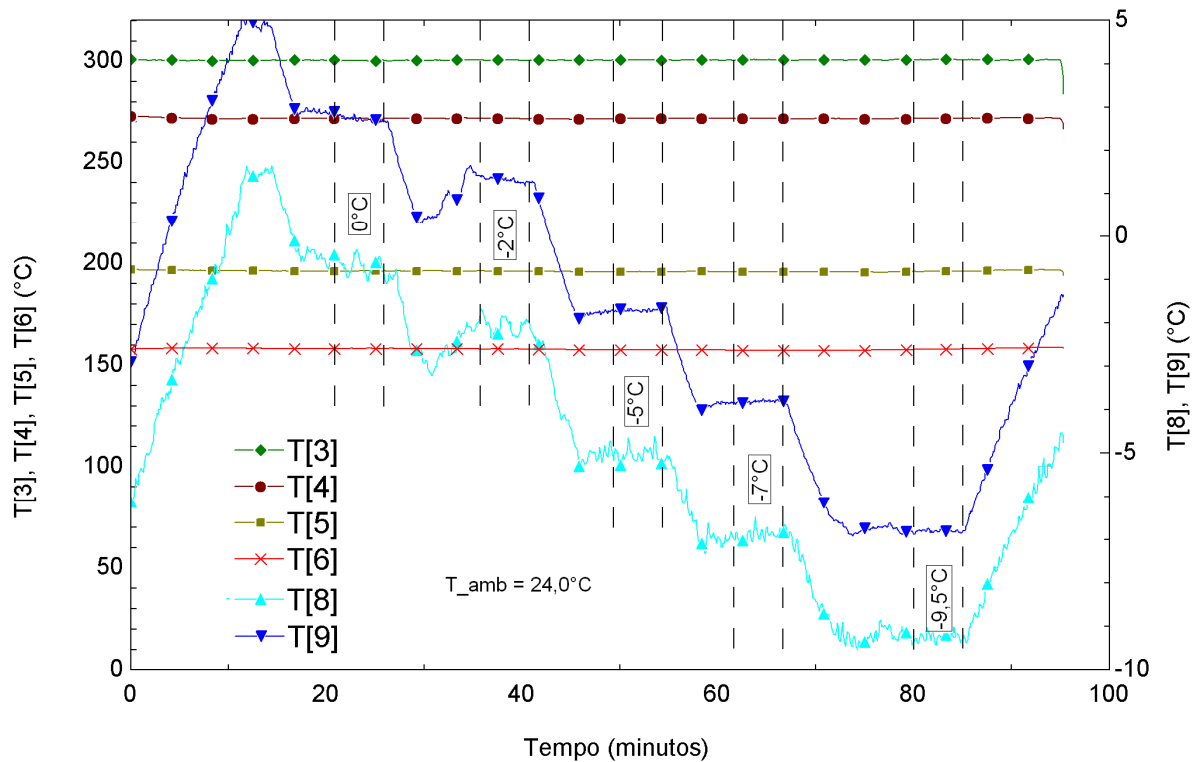


Figura 6.2 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 24 kW<sub>e</sub> (2ª bateria)

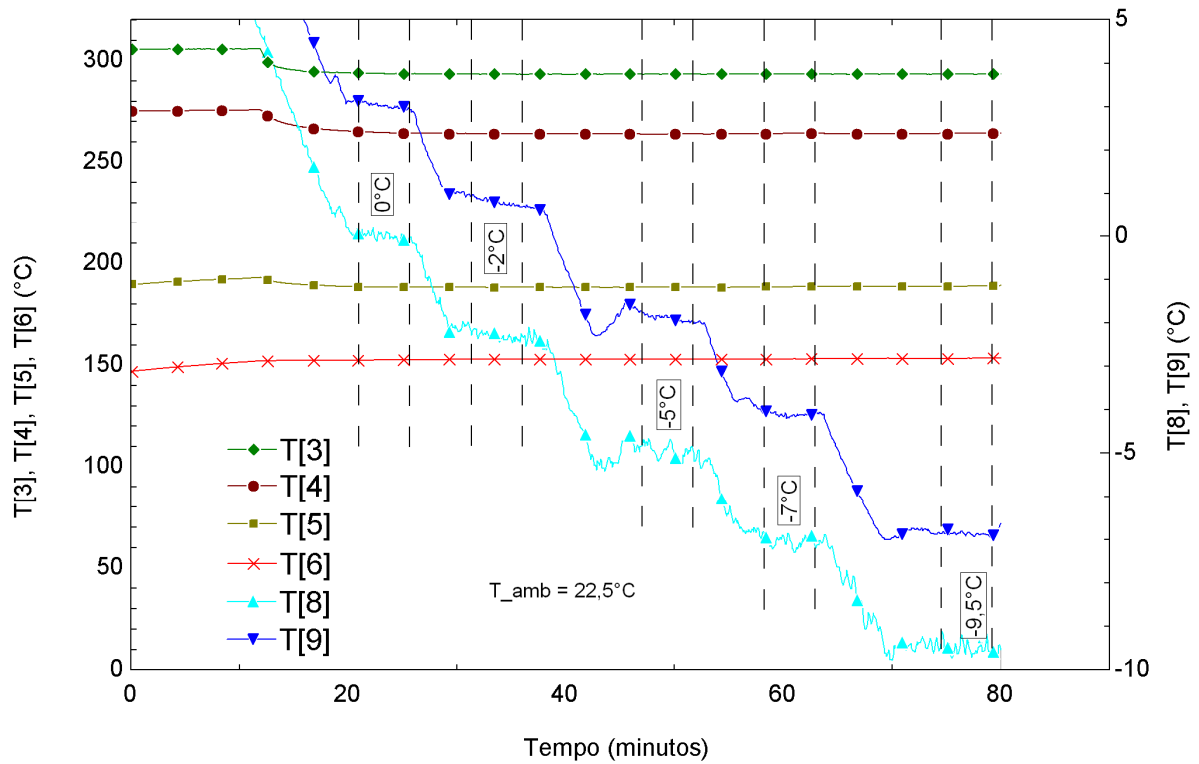


Figura 6.3 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 22 kW<sub>e</sub> (2ª bateria)

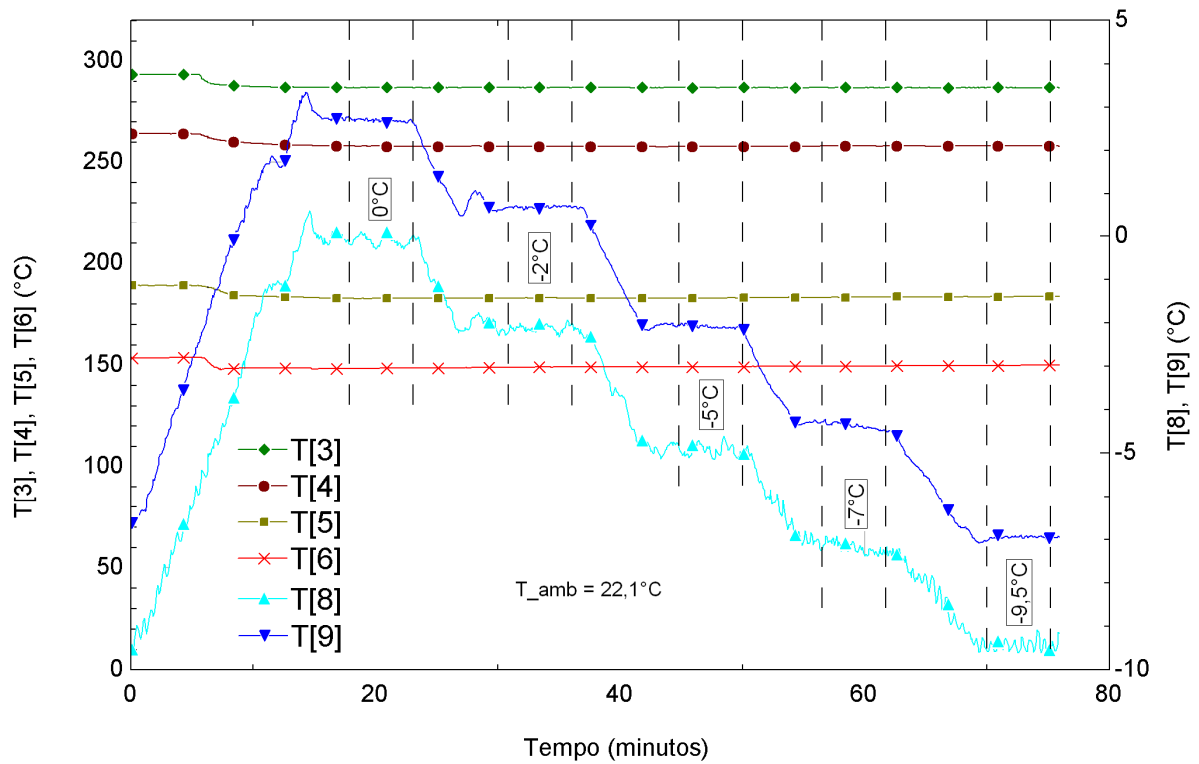


Figura 6.4 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 20 kW<sub>e</sub> (2ª bateria)

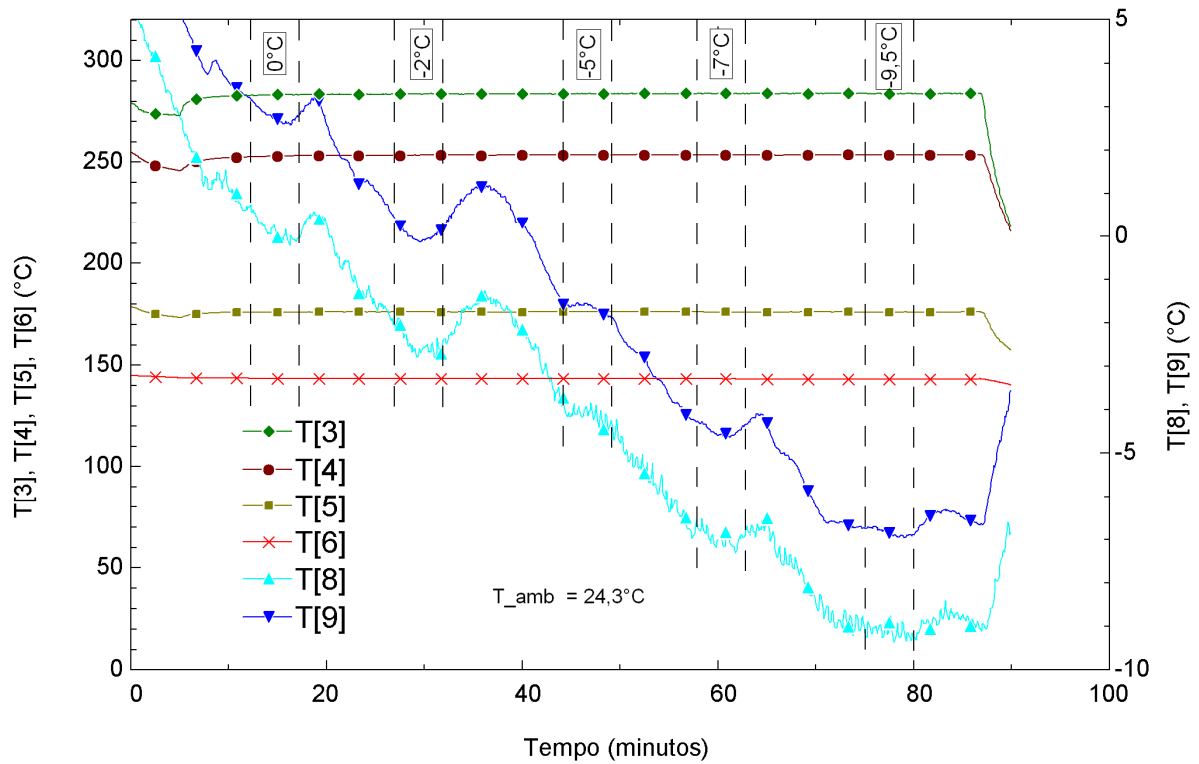


Figura 6.5 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 18 kW<sub>e</sub> (1ª bateria)

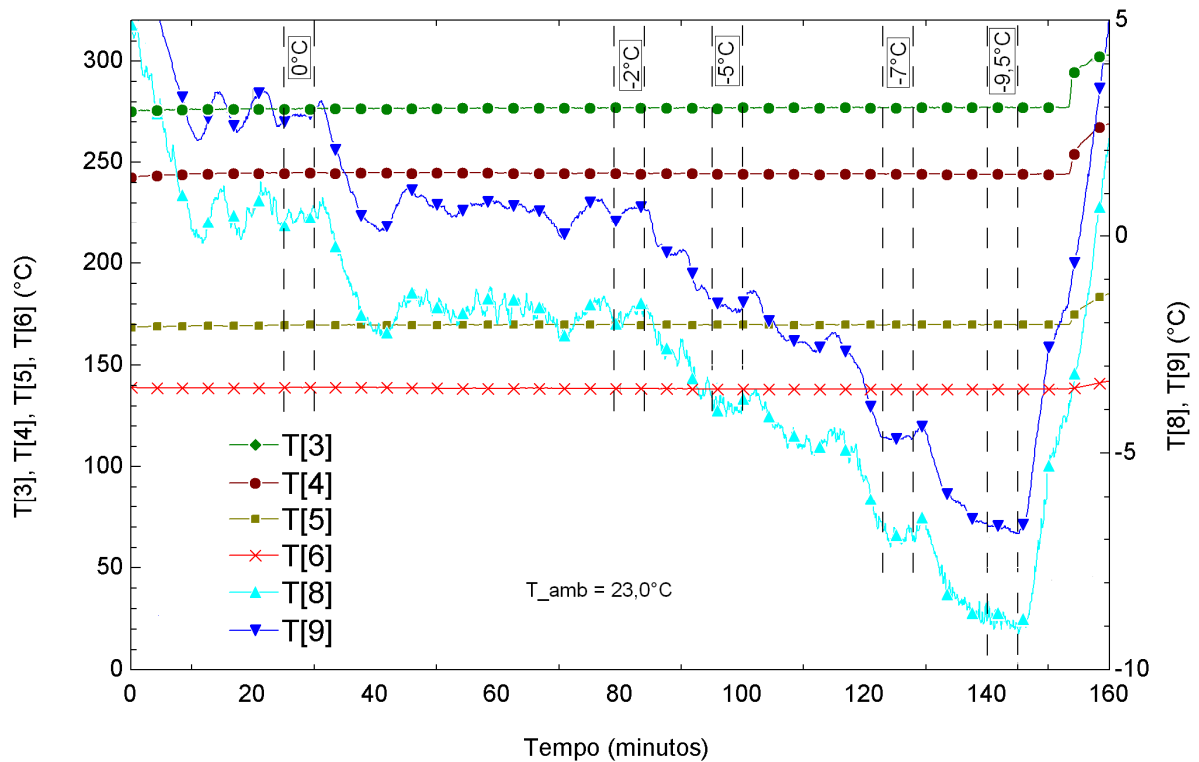


Figura 6.6 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 16 kW<sub>e</sub> (1ª bateria)

Nota-se um patamar bem definido para a temperatura  $T_8$  nos testes realizados durante a segunda bateria (Figura 6.1 a Figura 6.4), cujo calor dissipado pelas resistências foi controlado manualmente. Os testes realizados durante a primeira bateria (Figura 6.5 e Figura 6.6), onde o controle foi realizado automaticamente com o auxílio do PID, não proporcionaram patamares bem definidos no regime permanente. A dificuldade em se controlar a temperatura da solução na saída no *chiller* nesse caso é atribuída ao fato do atuador controlado pelo PID (resistências elétricas imersas no termoacumulador) afetar a temperatura da solução no retorno ao *chiller* ( $T_9$ ) e não a temperatura da entrada do *chiller* ( $T_8$ ) diretamente.

### 6.1 MICROTURBINA

Na Figura 6.7 são apresentadas a energia e exergia atribuídas ao gás natural consumido pela microturbina, assim como a energia e exergia atribuídas aos gases de exaustão na saída da mesma, ambas referentes à temperatura de 25°C.

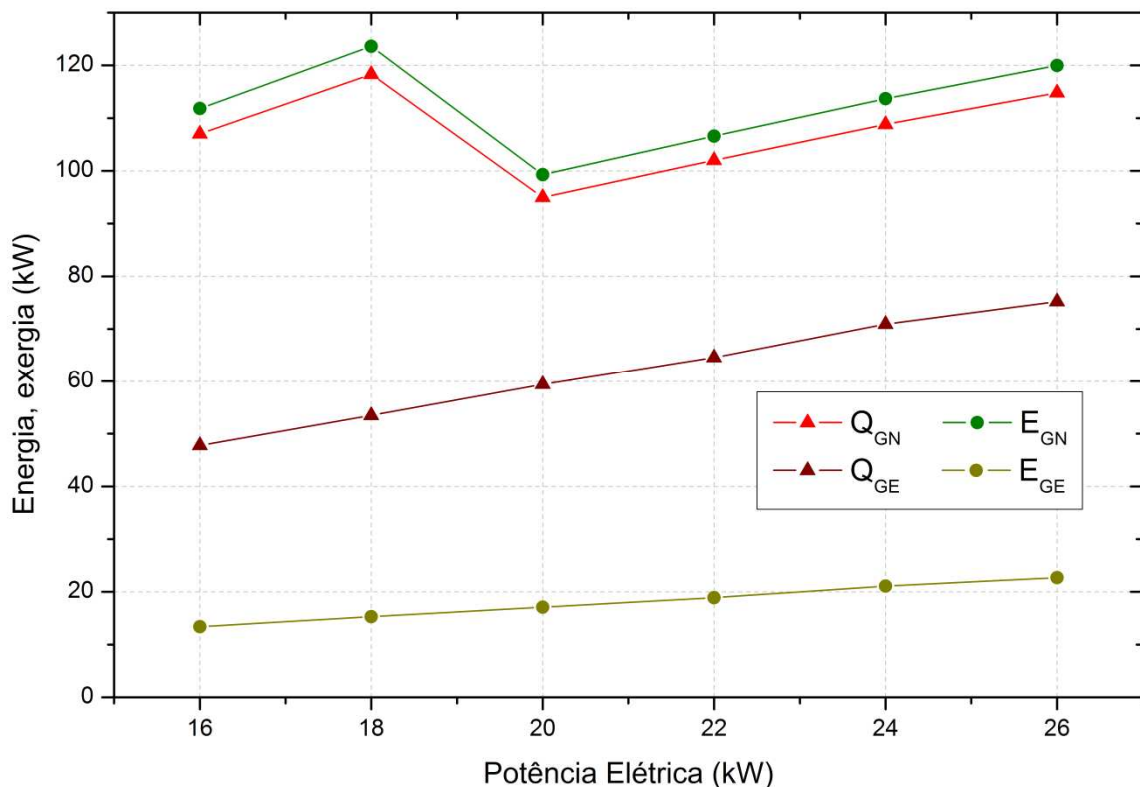


Figura 6.7 – Energia e exergia do combustível e gases de exaustão da microturbina

Nota-se que o consumo de energia ( $\dot{Q}_{GN}$ ) é reduzido para potências acima de 20 kW, proporcionado pelo sistema *premix*. Abaixo desse valor, é observado um consumo maior de-

vido à combustão incompleta. Com o *premix* acionado a plena carga, aproximadamente 114 kW de energia são investidos na microturbina para uma produção de 26 kW de energia elétrica e 75 kW de energia térmica útil nos gases de exaustão disponível para cogeração. Pode-se observar uma perda da ordem de 13 kW relativa à transferência de calor para o ambiente e vazamento de parte dos gases ao longo das junções da tubulação de exaustão.

Apesar da grande quantidade de energia disponível na saída da microturbina, uma baixa exergia é associada aos gases de exaustão. A plena carga, aproximadamente 120 kW de exergia são investidos na microturbina para produção de 26 kW de energia elétrica e 23 kW de exergia nos gases de exaustão. A destruição de exergia na microturbina é da ordem de 71 kW.

Na Figura 6.8 são apresentadas as eficiências de 1ª e 2ª Lei para a microturbina.

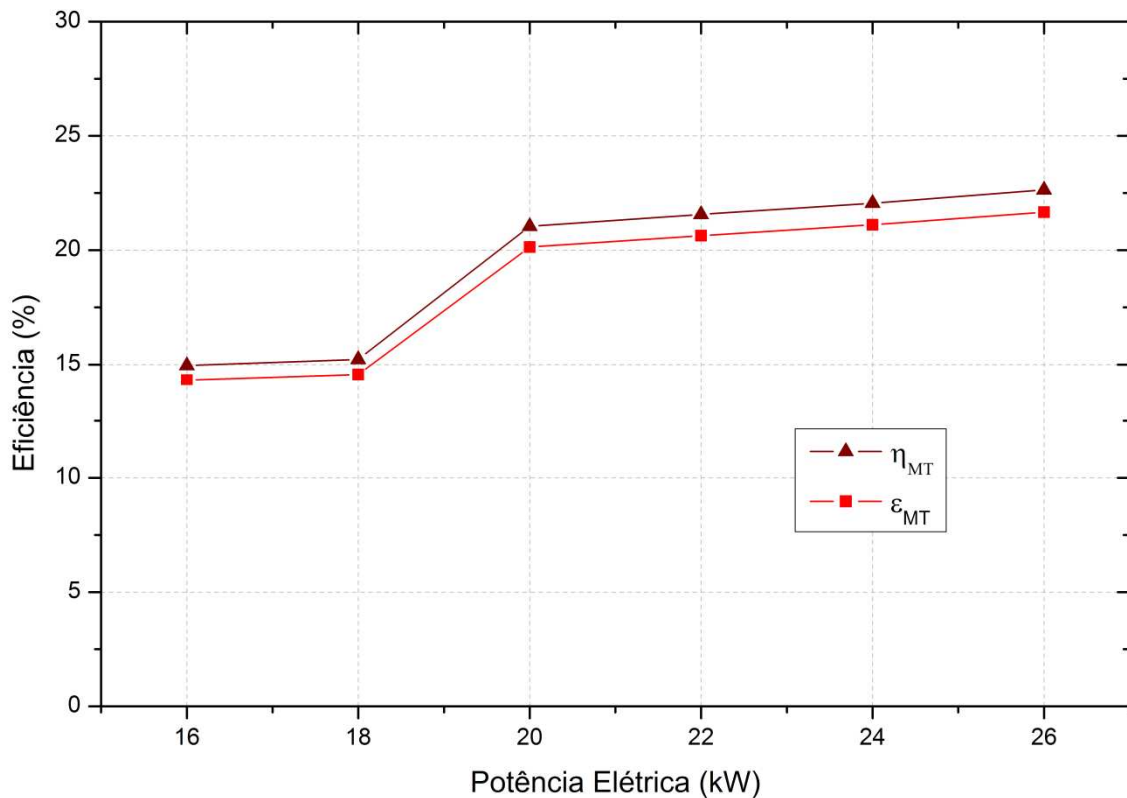


Figura 6.8 – Eficiências elétrica e exérgica da microturbina

Pode-se observar a influência do sistema *premix* nas eficiências desenvolvidas. As eficiências encontradas são baixas para baixas potências, apontando que o melhor regime de operação é acima de 20 kW<sub>e</sub>. A plena carga, as eficiências de 1ª e 2ª Lei calculadas foram de 22,7% e 21,7%, respectivamente. Deve ser lembrado que a microturbina se encontra em ambiente confinado e a temperatura correspondente ao ar de admissão ( $T_1$ ) encontrada foi de

30,6°C (Tabela B.1). Para essa temperatura, a eficiência elétrica esperada segundo Capstone (2001) é de 24,5%.

A influência da temperatura ambiente sobre a eficiência da microturbina não pôde ser avaliada experimentalmente. Em ambiente confinado, a temperatura interna da sala não apresentou variações significativas entre os testes. Essa temperatura foi medida, em média, 6°C maior que a temperatura ambiente externa devido ao calor dissipado pelo funcionamento da microturbina, como pode ser constatado pela

Tabela B.1, variando entre 29,2°C e 32°C. Segundo Capstone (2001), a queda de rendimento com a elevação de temperatura é da ordem de 2 pontos percentuais a cada aumento de 15°C. Portanto, se instaladas em ambientes aberto, esperar-se-ia uma eficiência elétrica 0,8 ponto percentual maior, da ordem de 23,5%.

## 6.2 CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

Na Figura 6.9 são apresentados os valores do calor e exergia referentes ao vapor produzido para diversos cenários de potência elétrica e pressão de vapor.

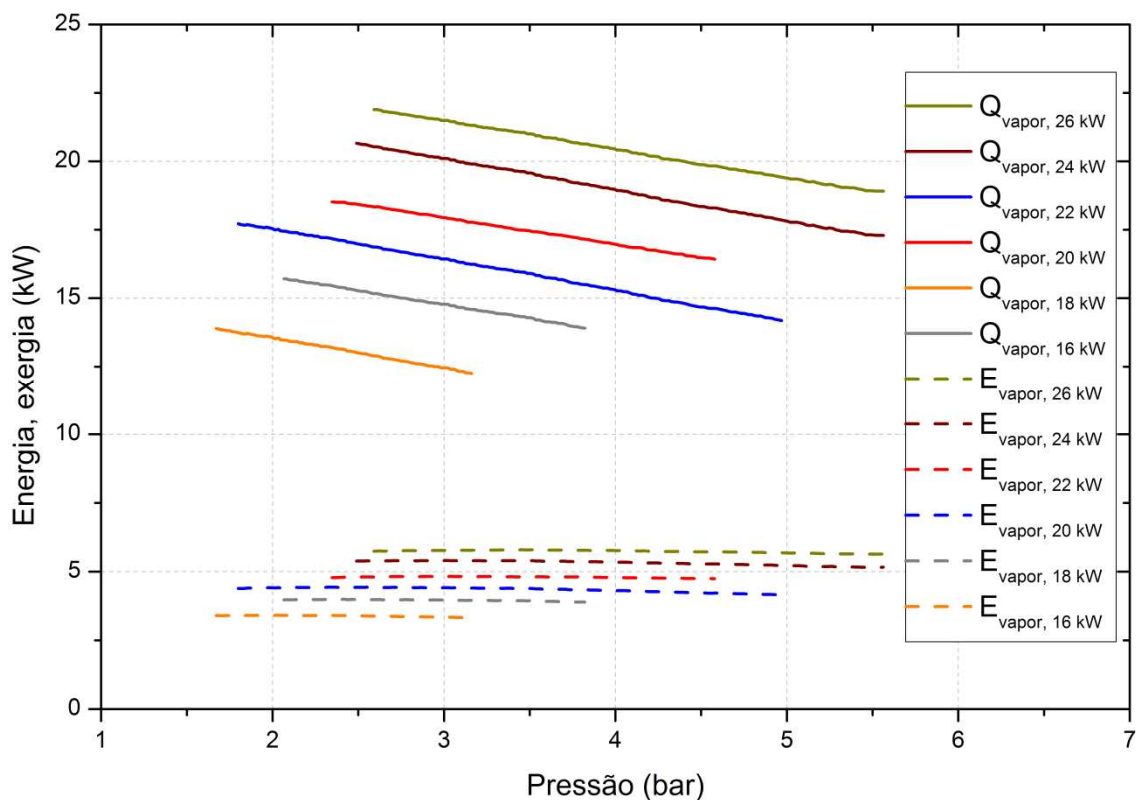


Figura 6.9 – Energia útil e exergia atribuída ao vapor gerado

Para cada potência elétrica, uma determinada quantidade de vapor pode ser produzida a uma determinada pressão. Quanto mais alta a pressão na caldeira, maior é a temperatura do líquido saturado que recebe calor dos gases de exaustão e menor é a diferença de temperatura entre esses fluxos no trocador de calor, assim, menor é a quantidade de calor recuperado e menor a quantidade de vapor produzido a pressões mais altas.

A plena carga pode-se obter 22 kW de vapor saturado a uma pressão de 2,5 bar (139°C) ou 18,9 kW de vapor saturado a 5,5 bar (162°C). Para as outras potências, faz-se uma leitura similar. A quantidade de vapor produzido é inversamente proporcional à pressão obtida.

Apesar de uma menor quantidade de vapor ser produzido, uma maior pressão representa uma melhor qualidade desse produto. Quando avaliada pela 2ª Lei, pode ser notado que a exergia atribuída ao vapor produzido é praticamente constante para todas as pressões de vapor. À plena carga, cerca de 6,0 kW é a exergia atribuída a esse vapor.

Na Figura 6.10 são apresentadas as eficiências de cogeração pela 1ª e 2ª Leis para diversos cenários de potência elétrica e pressão na caldeira, neste caso considerando o vapor como o produto final da planta de cogeração ( $\eta_{cog,I}$ ), conforme equação (2.3).

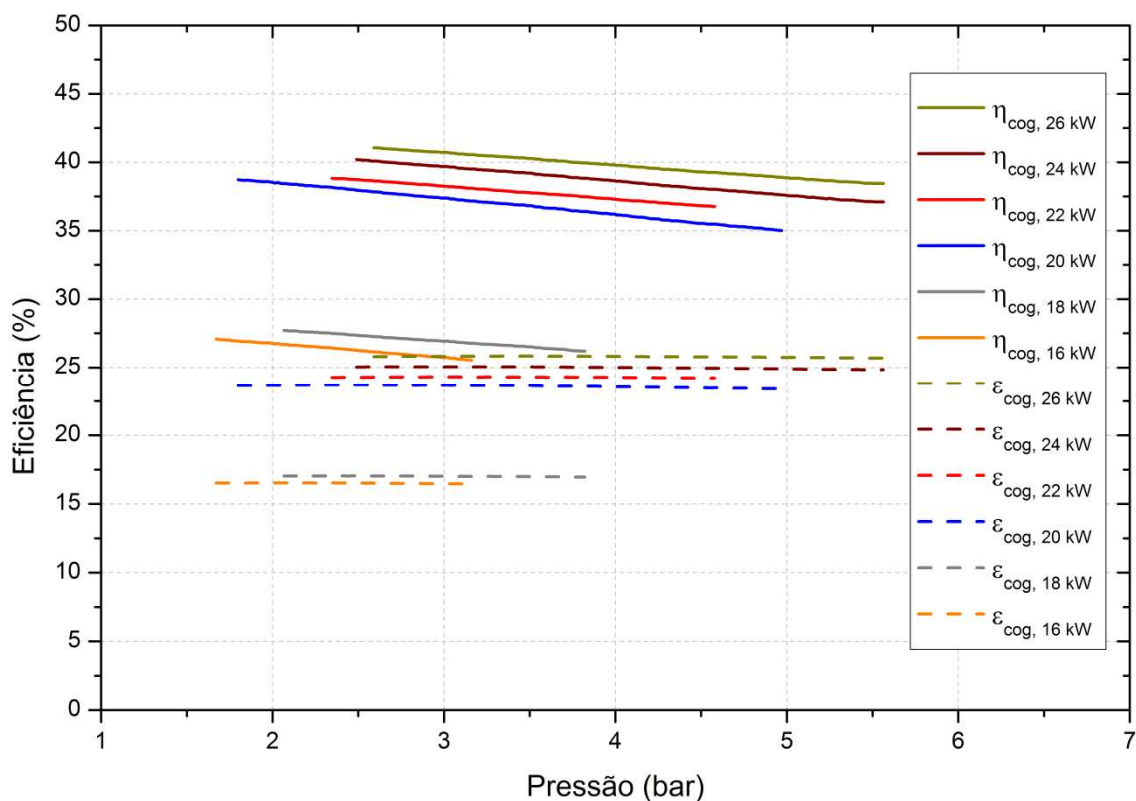


Figura 6.10 – Eficiência de cogeração pela 1ª e 2ª Leis



Embora a eficiência de 1ª Lei seja menor para pressões maiores, a eficiência exergética da planta se mantém praticamente constante. Quando o vapor é produzido a alta pressão (alta qualidade), a energia fornecida pelos gases de exaustão é melhor utilizada e uma maior quantidade de energia ainda é disponibilizada na saída do trocador de calor. As irreversibilidades produzidas são menores para a transferência de calor com menores diferenças de temperatura.

### 6.3 CHILLER DE ABSORÇÃO

O *chiller* de absorção foi tratado neste trabalho como um equipamento qualquer acoplado à caldeira de recuperação que consome o vapor produzido. Conforme destacado no início deste capítulo, cada potência elétrica determina uma pressão de equilíbrio na caldeira de recuperação. Na Figura 6.11 é observada esta dependência.

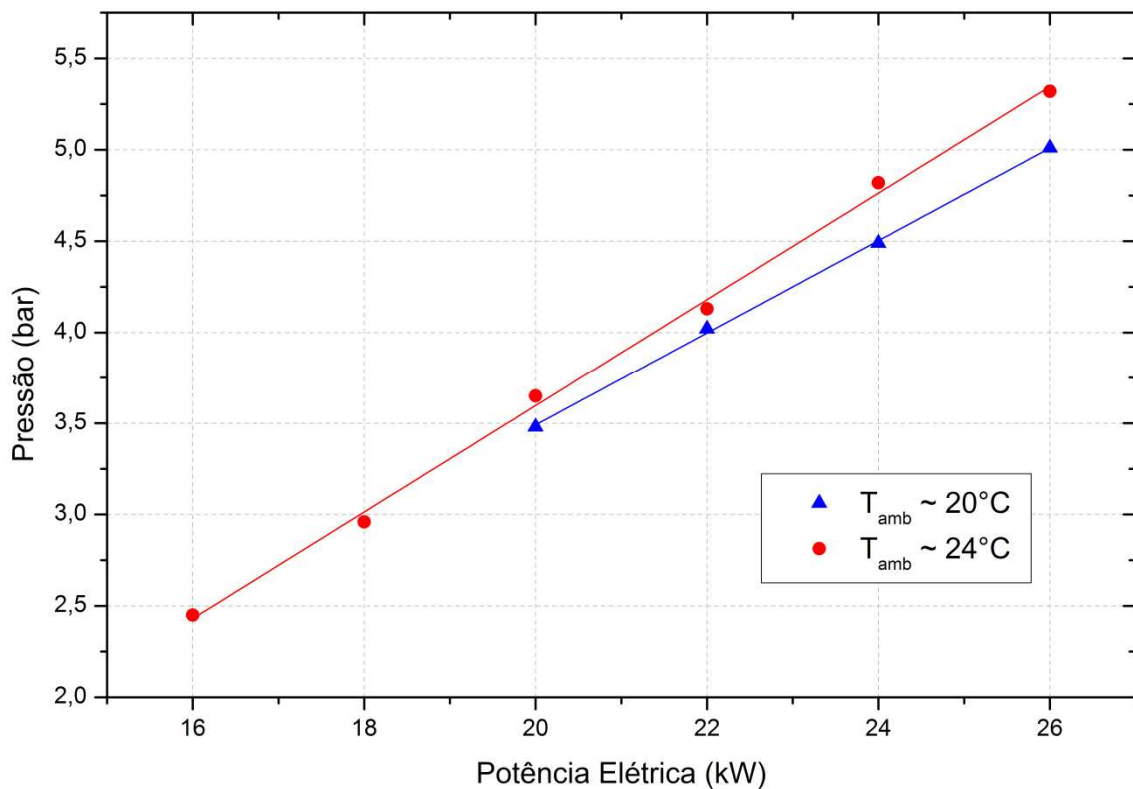


Figura 6.11 – Pressão de equilíbrio na caldeira em função da potência elétrica

Maiores potências elétricas determinam maiores pressões na caldeira de recuperação. Os pontos foram agrupados conforme a temperatura ambiente. Em dias frios, as pressões de equilíbrio encontradas foram menores.

Quando a pressão na caldeira fica constante, significa que a taxa de calor recebida pela caldeira é igual à taxa fornecida por ela ( $\dot{Q}_{vapor} = \dot{Q}_{chiller}$ ). Na Figura 6.12 é apresentada a superposição da (i) taxa de calor que entra na caldeira, fornecido pelos gases de exaustão (linhas contínuas), e da (ii) taxa de calor que sai da caldeira para o gerador do *chiller* (linha pontilhada), ambas em função da pressão na caldeira. Os pontos destacados denotam as pressões de equilíbrio onde essas taxas de calor se igualam.

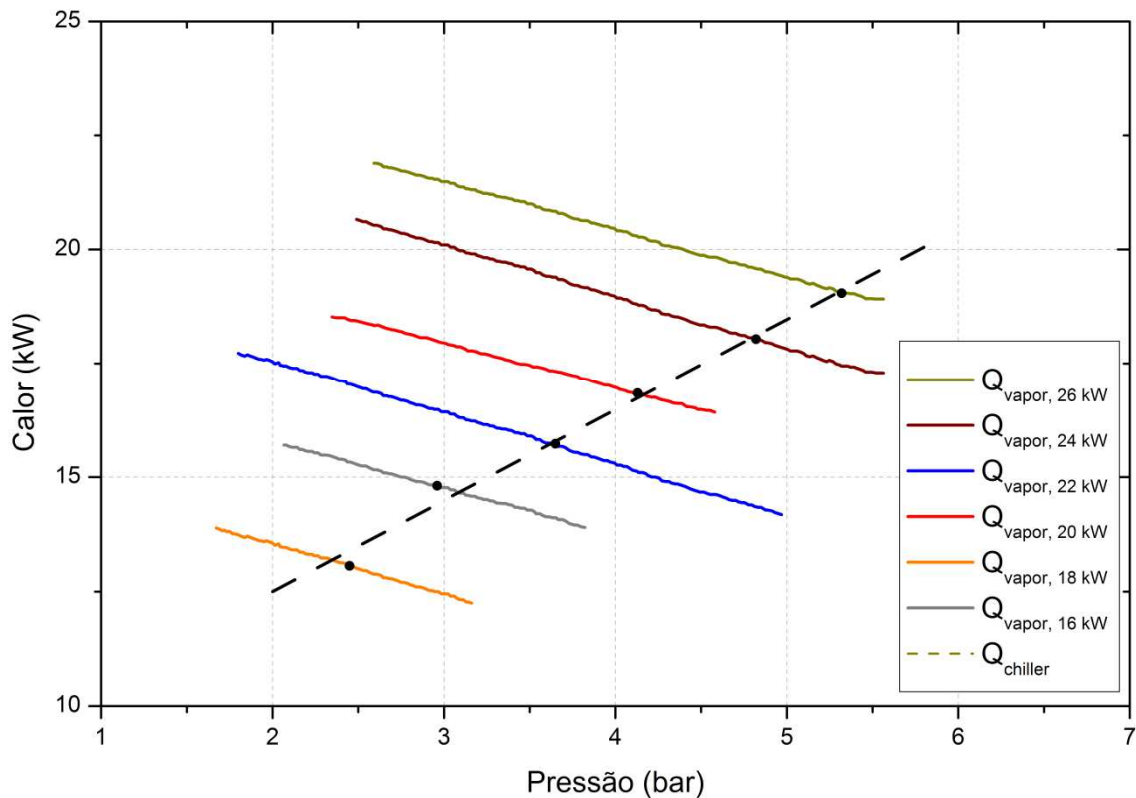


Figura 6.12 – Calor recebido e fornecido pela caldeira função da sua pressão

Para uma determinada curva de potência elétrica, quando a pressão na caldeira é menor que a sua respectiva pressão de equilíbrio, o calor fornecido à caldeira é maior que o calor fornecido ao gerador do *chiller*, assim, a caldeira armazena energia e a pressão sobe. Quando a pressão é maior que a pressão de equilíbrio, o calor fornecido ao gerador é maior que o calor fornecido à caldeira, assim, a caldeira libera energia e a pressão da caldeira então desce.

Como já discutido, quanto maior a pressão, menor a taxa de calor recuperado que entra na caldeira. Por outro lado, à medida que a pressão e a temperatura do vapor aumentam, a diferença de temperatura entre o vapor e a solução de água-amônia que chega ao gerador aumenta, aumentando a taxa de calor da caldeira para o *chiller*, como mostrado pelos pontos

experimentais destacados na Figura 6.12 e pela curva de ajuste linear pontilhada. Quanto maior a pressão na caldeira, maior a taxa de calor fornecida ao gerador do *chiller* para uma mesma potência elétrica.

Deve ser enfatizado que a curva de fornecimento de calor para o *chiller* ( $\dot{Q}_{chiller}$ ) destacada na Figura 6.12 é característica apenas do atual sistema de troca de calor entre o vapor e a solução de água-amônia, que possui um determinado coeficiente global de transferência de calor ( $UA$ ). Assim sendo, a diferença de temperatura entre esses fluxos é responsável pela taxa de calor fornecida ao *chiller*. Outro sistema que venha a utilizar o calor do vapor gerado apresentará um  $UA$  distinto e uma nova curva pontilhada será obtida. Da mesma forma, as curvas de geração de vapor são características apenas do atual trocador de calor entre os gases de exaustão e o líquido saturado, sendo diferentes para outro trocador de calor.

Como o objetivo foi realizar uma avaliação da planta em regime permanente, durante os testes foi aguardado o momento em que a taxa de calor recebida pela caldeira se igualasse à taxa fornecida por ela. Nesse momento a pressão de equilíbrio para uma potência elétrica era encontrada e o regime permanente estabelecido, e assim, dado início às medições para avaliação da máquina de refrigeração sob diversas temperaturas de vapor.

Os parâmetros mais importantes para a avaliação da máquina de refrigeração são a capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{frio}$ ) e o coeficiente de desempenho ( $COP$ ). A máquina de refrigeração não é sensível à potência elétrica como parâmetro de entrada, mas sim a pressão na caldeira de recuperação. Os parâmetros de entrada para esse sistema são (i) a pressão de vapor ( $P_{HRSG}$ ) e (ii) a temperatura da solução na saída do *chiller* ( $T_8$ ), e também há a influência da temperatura ambiente que não pode ser controlada. Na Figura 6.13 é apresentado o comportamento da capacidade de refrigeração com a temperatura da solução na saída do *chiller*.

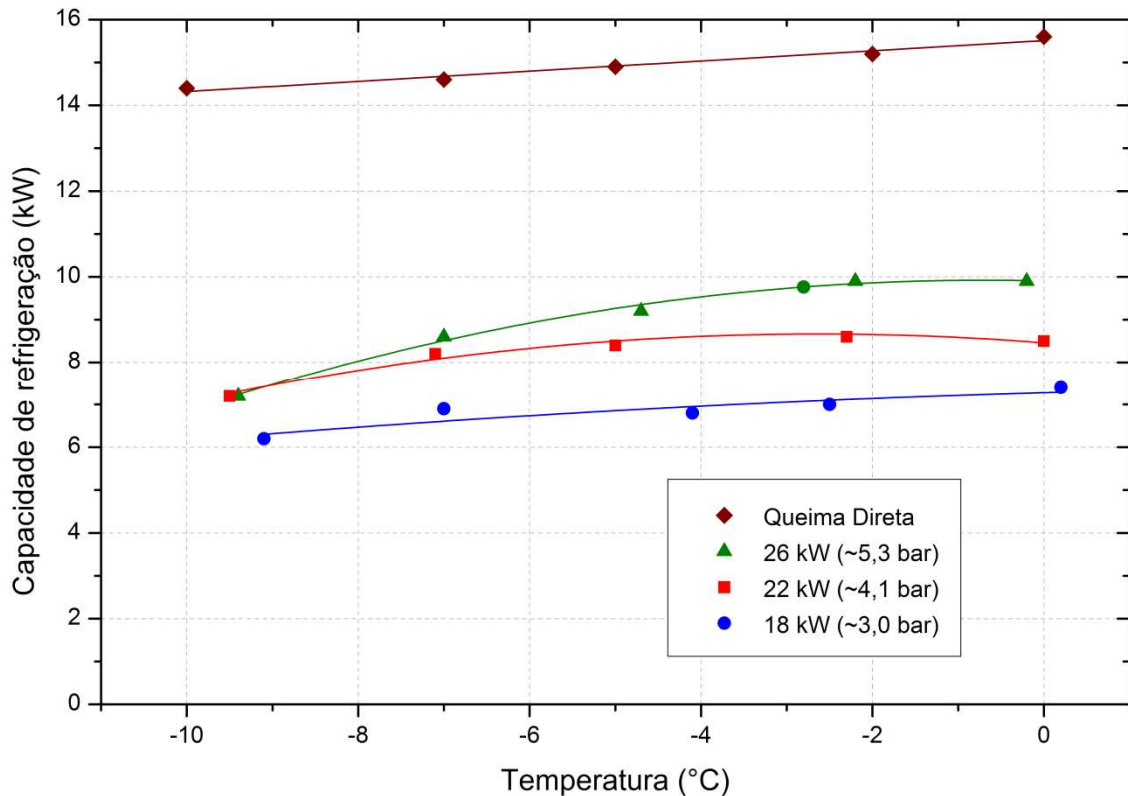


Figura 6.13 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura na saída do *chiller*

Como esperado, menores capacidades de refrigeração foram obtidas para menores temperaturas da solução na saída do *chiller*. Isso ocorre em função da redução do COP, como será observado mais a frente. Nos testes realizados, a queda de capacidade da refrigeração foi mais acentuada para a pressão de 5,3 bar, caindo de 9,9 kW a  $-0,2^{\circ}\text{C}$  para 7,2 kW a  $-9,4^{\circ}\text{C}$ .

Nota-se também pela Figura 6.13 uma considerável redução na capacidade de refrigeração utilizando vapor quando comparado aos valores fornecidos em catálogo (Robur, 2007) para o sistema de queima direta à temperatura de  $24^{\circ}\text{C}$ . Para a temperatura nominal de refrigeração ( $-5^{\circ}\text{C}$ ), o valor da capacidade de refrigeração encontrado pelo sistema de cogeração a plena carga foi de 9,2 kW, enquanto que o valor informado em catálogo foi de 14,9 kW, uma redução de 38%. No entanto, muitas vezes os valores fornecidos pelos fabricantes não são constatados na prática. Tassou, *et al.* (2007) realizaram testes experimentais em um mesmo *chiller* de absorção para refrigeração ROBUR ACF 60-00LB com o sistema original de queima direta e encontraram uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 11,5 kW para uma temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$ , enquanto que o catálogo fornece valores da ordem de 15,2 kW.

Na Figura 6.14 é apresentado o comportamento da capacidade de refrigeração com a pressão na caldeira de recuperação.

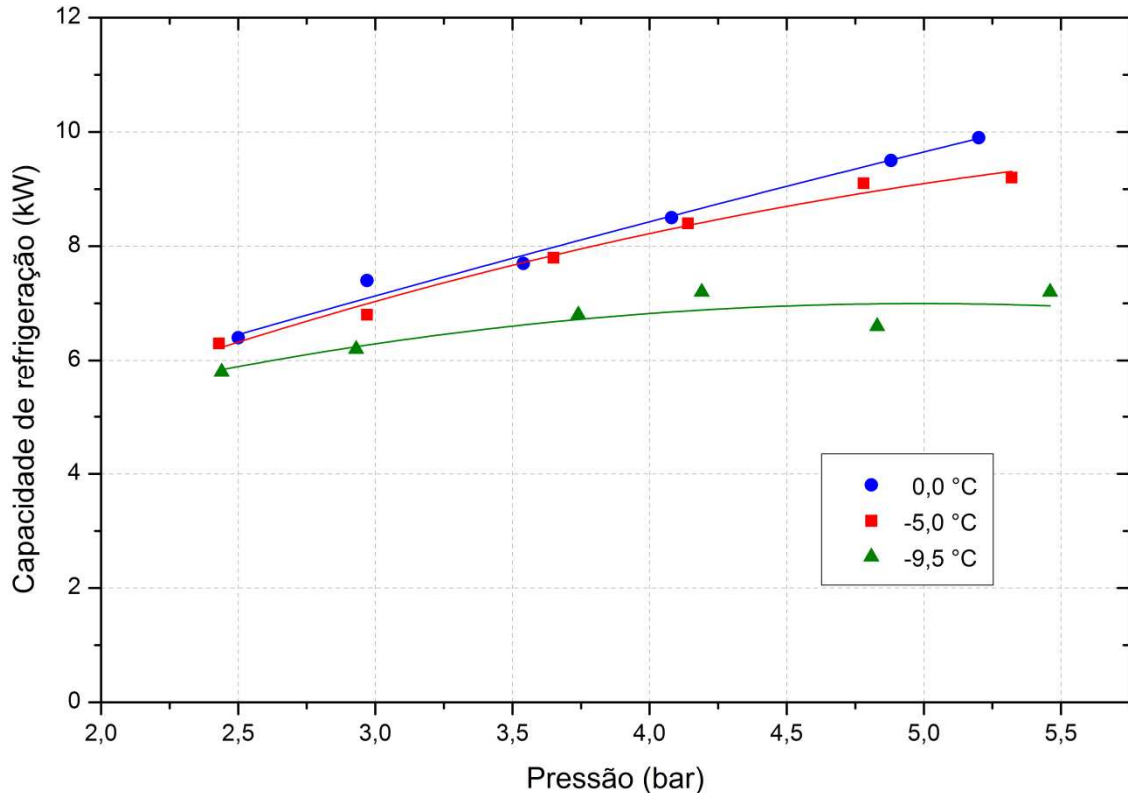


Figura 6.14 – Capacidade de refrigeração em função da pressão do vapor

Para todas as temperaturas da solução na saída do *chiller*, maiores pressões na caldeira proporcionam maiores capacidades de refrigeração. Na temperatura nominal ( $-5^{\circ}\text{C}$ ), a capacidade de refrigeração aumentou de 6,3 kW a 2,4 bar para 9,2 kW a 5,3 bar, um aumento significativo de 46%. Um resultado similar foi observado por Horuz e Callander (2004) e apresentado na Figura 2.6.

Esse comportamento é explicado pelo aumento da taxa de calor fornecida da caldeira para o gerador ( $Q_{chiller}$ ). À medida que a taxa de calor fornecido ao gerador aumenta, a transferência de calor para a solução água-amônia dentro do gerador aumenta e também a quantidade de vapor de amônia liberada dessa solução, que representa uma maior vazão mássica de refrigerante no evaporador do *chiller* e uma produção maior de capacidade de refrigeração.

O aumento no fornecimento de calor causa um aumento nas pressões principais do sistema e uma temperatura mais alta da amônia na saída do gerador. Assim, se o aumento da temperatura do vapor de amônia for muito expressivo, a capacidade de refrigeração será pena-

lizada significativamente. Dessa forma, espera-se encontrar uma pressão ótima onde a capacidade de refrigeração é máxima. No entanto, por limites de segurança ou de viabilidade econômica do trocador de calor entre os gases de exaustão e o líquido saturado, não é desejável obter grandes pressões de vapor para acionamento de uma máquina de refrigeração por absorção de pequena escala.

Na Figura 6.16 é mostrada a exergia atribuída à capacidade de refrigeração produzida pelo *chiller* em função da temperatura da solução na saída do *chiller*.

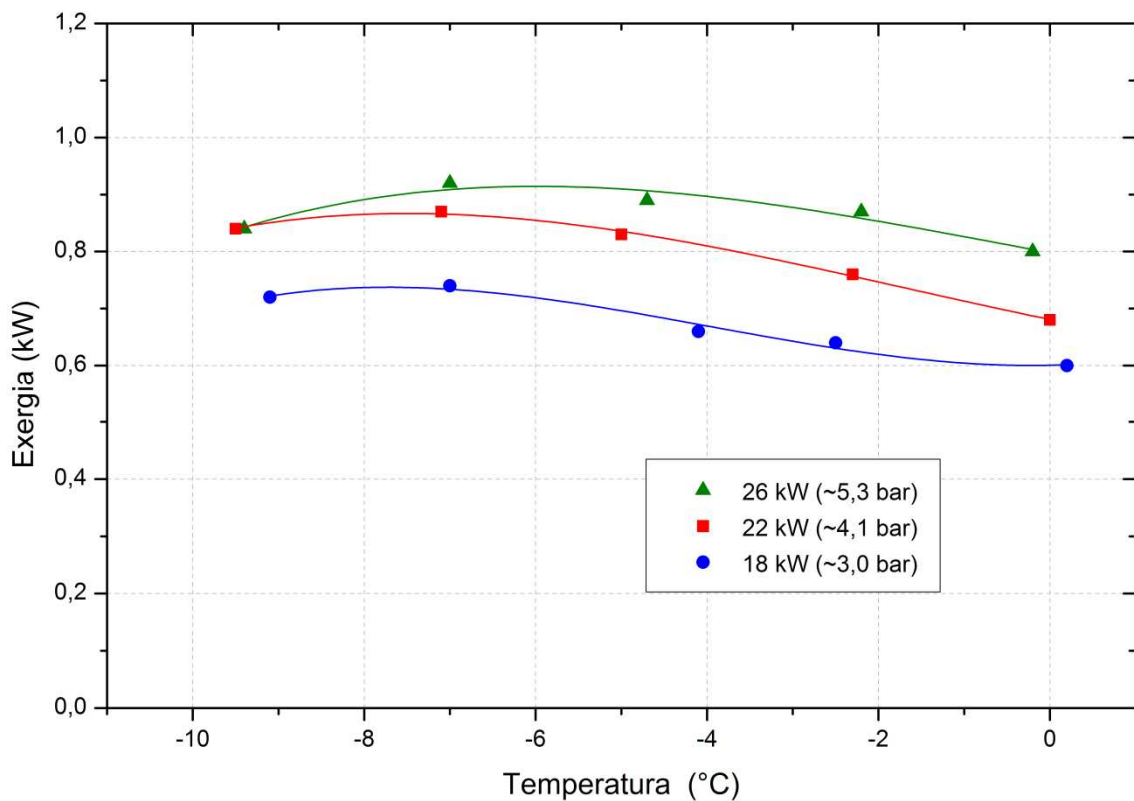


Figura 6.15 – Exergia da capacidade de refrigeração em função da temperatura na saída do *chiller*

A exergia atribuída à capacidade de refrigeração produzida pelo *chiller* possui um máximo para a temperatura em torno de  $-7^{\circ}\text{C}$ . Esse resultado mostra que esse sistema deve ser utilizado preferencialmente para essa temperatura em termos de racionalidade, afim de que a energia seja utilizada de forma racional e a exergia seja melhor conservada. A exergia máxima atribuída aos produtos do sistema de refrigeração foi de 0,92 kW.

Na Figura 6.16 é mostrada a exergia atribuída à capacidade de refrigeração produzida pelo *chiller* em função da pressão na caldeira.

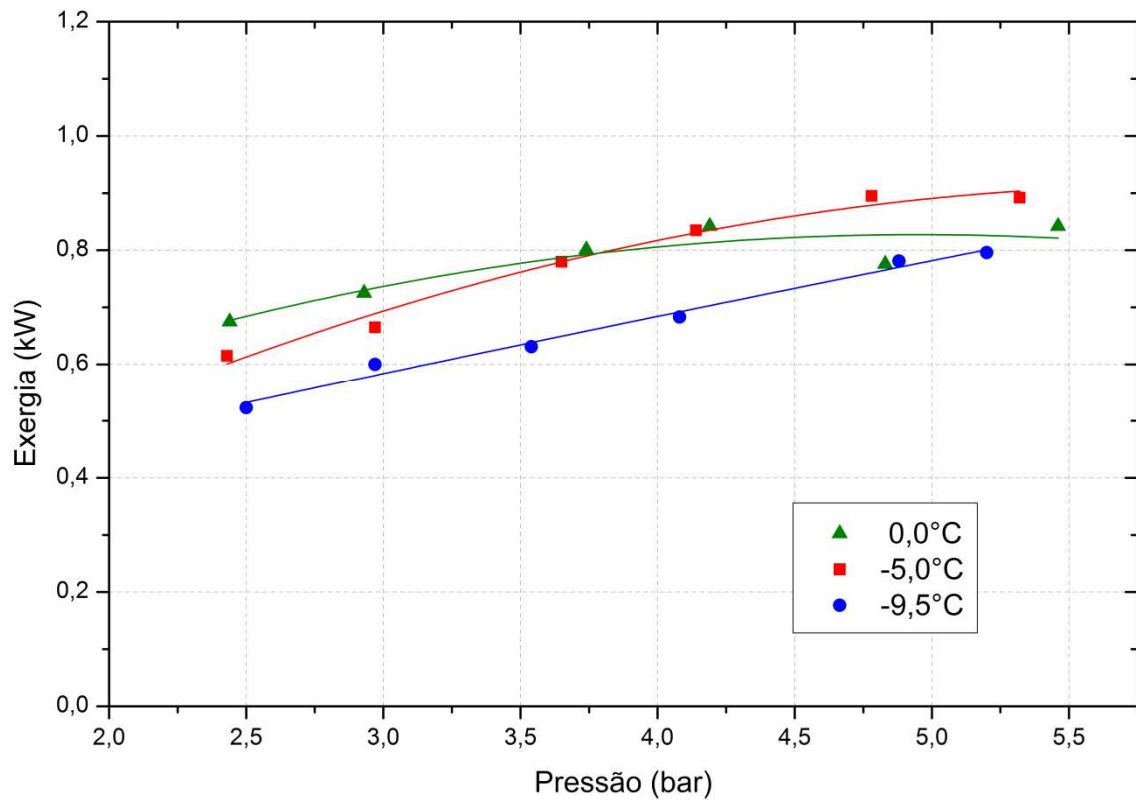


Figura 6.16 – Exergia da capacidade de refrigeração em função da pressão na caldeira

A exergia atribuída à capacidade de refrigeração produzida pelo *chiller* cresce conforme mais calor é recebido por ele. Na temperatura nominal de refrigeração, aproximadamente 0,9 kW é a exergia atribuída à refrigeração produzida.

Na Figura 6.17 é apresentado o comportamento do COP com a temperatura da solução na saída do *chiller*.

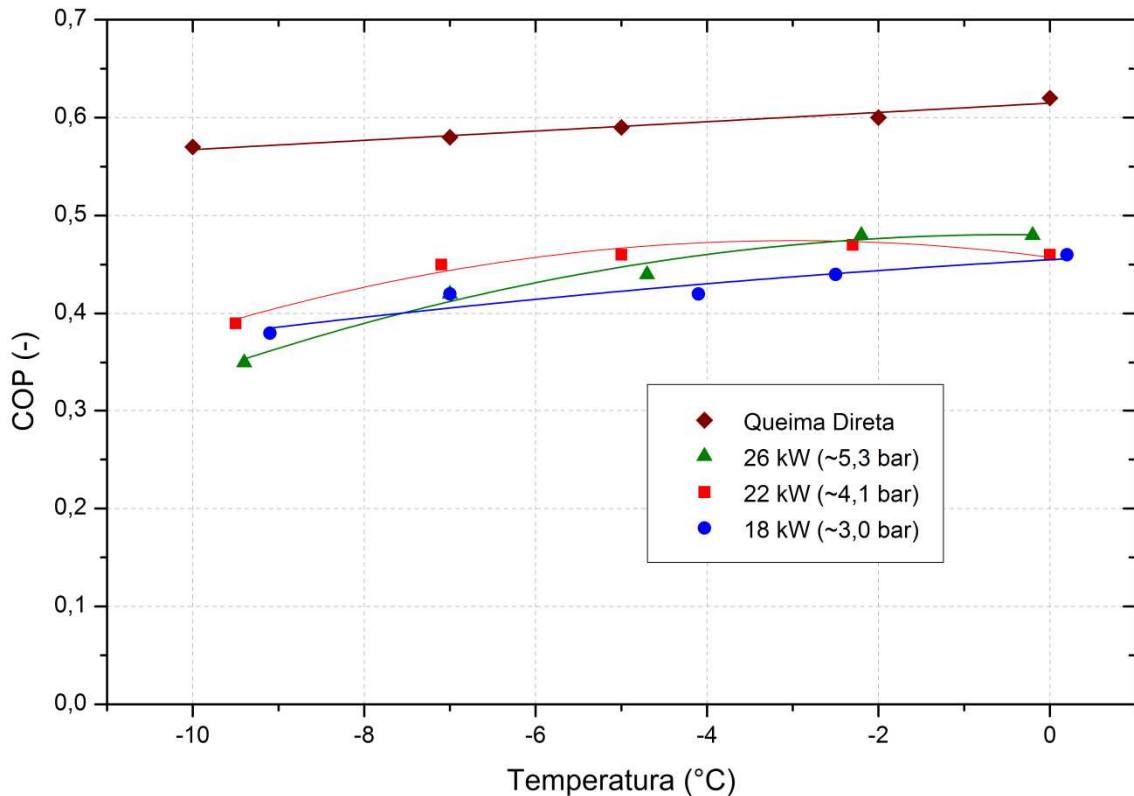


Figura 6.17 – COP em função da temperatura da solução na saída do *chiller*

Da mesma forma que a capacidade de refrigeração, o COP cai com a temperatura da solução na saída do *chiller*. Como o COP de Carnot, quanto mais distante da temperatura ambiente, menor será a capacidade de refrigeração produzida para uma mesma quantidade de trabalho (ou calor) investido no *chiller*, ou, de forma análoga, mais trabalho será requerido para produção de uma mesma capacidade de refrigeração.

Os valores de COP encontrados com a utilização do vapor são inferiores aos fornecidos em catálogo. Na temperatura nominal na saída do *chiller*, o COP foi calculado em 0,44 para o sistema acionado por vapor a plena carga, enquanto o valor fornecido em catálogo aponta para 0,59, uma redução de 25%. Os testes realizados por Tassou, *et al.*, 2007 apontaram um COP de 0,43 para uma temperatura ambiente de 20°C, enquanto o catálogo fornece valores da ordem de 0,60.

Na Figura 6.18 é apresentado o comportamento do COP com a pressão na caldeira.



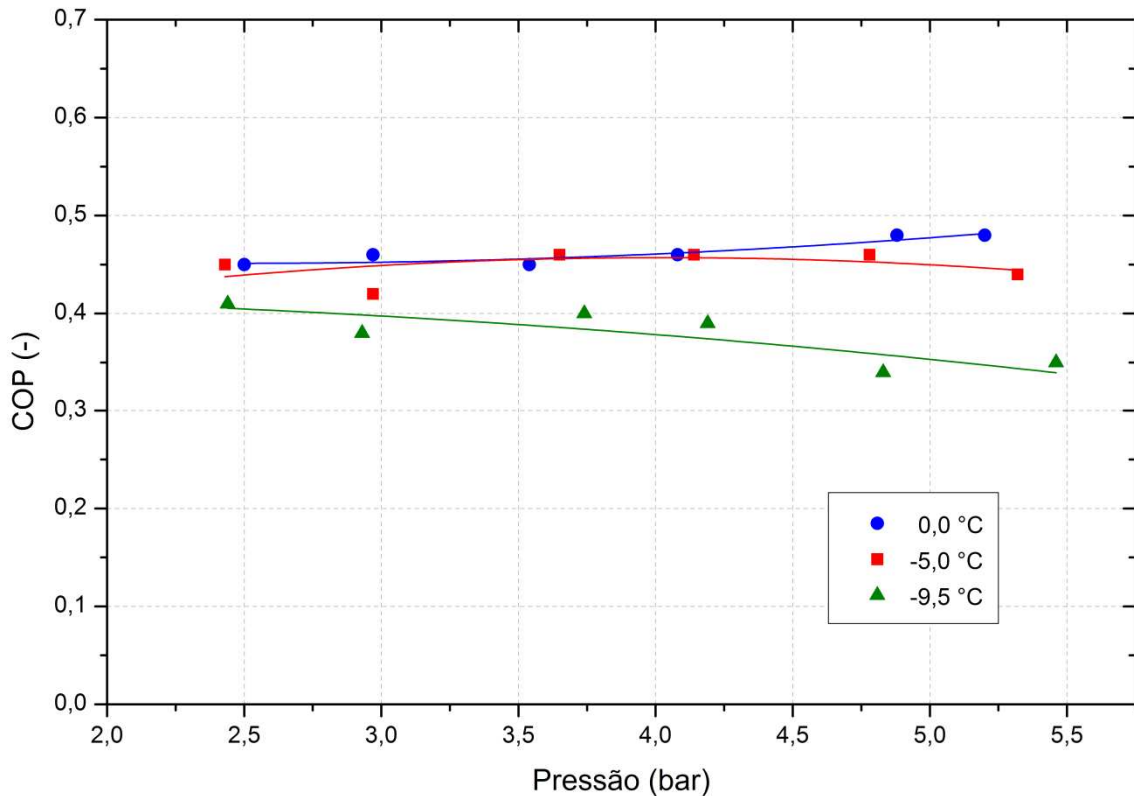


Figura 6.18 – COP em função da pressão na caldeira

O COP não variou significativamente com o aumento da temperatura do vapor ou pressão na caldeira. Os valores encontrados para a temperatura nominal foram da ordem de 0,44. Os resultados do trabalho de Grossman (2001) apresentados na Figura 2.4 e do trabalho de Fernández-Seara e Vásquez (2001) apresentados na Figura 2.5 corroboram esse comportamento. Foi mostrado que o COP sobe abruptamente no início para uma variação na temperatura da fonte quente e depois praticamente se mantém inalterado para uma ampla faixa de temperaturas. As pressões de vapor de 2,4 bar e 5,3 bar equivalem a temperaturas de saturação de 138°C e 161°C, respectivamente.

Na Figura 6.20 é apresentada a eficiência exergética do *chiller* com a temperatura da solução na saída do *chiller*.

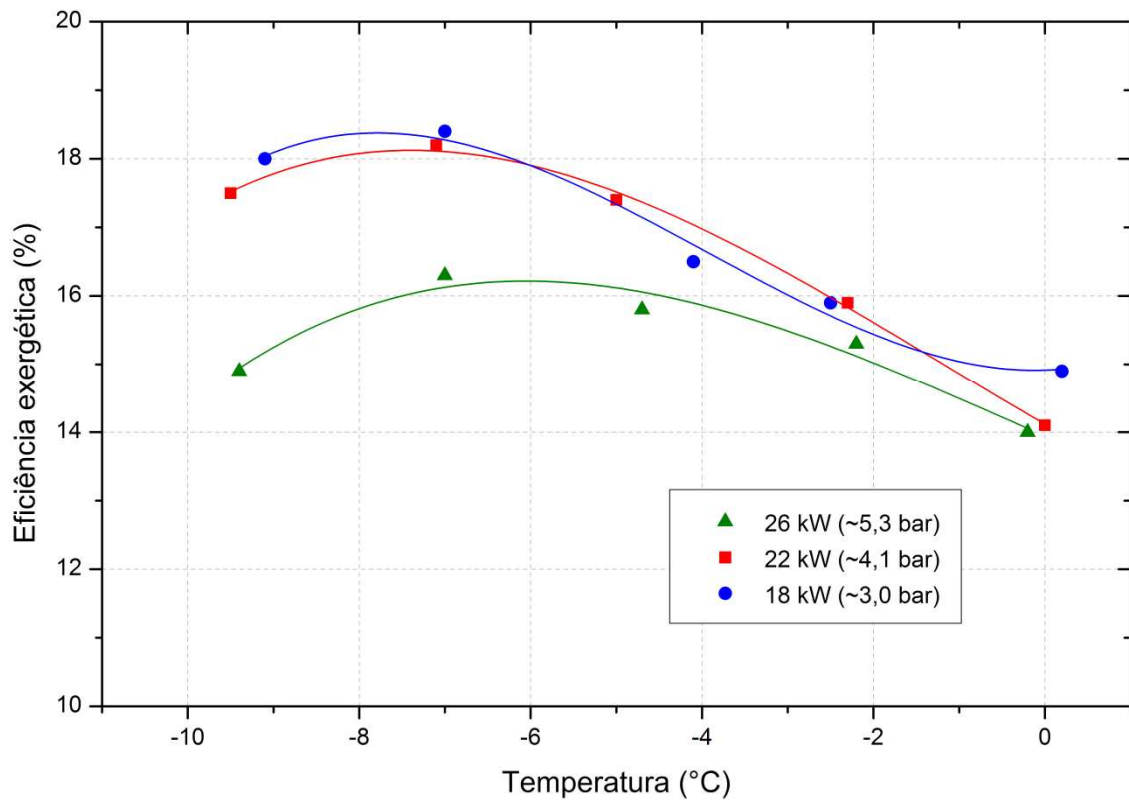


Figura 6.19 – Eficiência exergética do *chiller* em função da temperatura da solução na saída do *chiller*

Da mesma forma que a exergia atribuída aos produtos do *chiller*, a eficiência exergética também apresenta um máximo para uma temperatura da solução na saída do *chiller* em torno de  $-7^{\circ}\text{C}$ . Este comportamento mostra que esse *chiller* conserva melhor a exergia se utilizado para essa temperatura da solução na saída.

Na Figura 6.20 é apresentada a eficiência exergética do *chiller* com a pressão na caldeira.

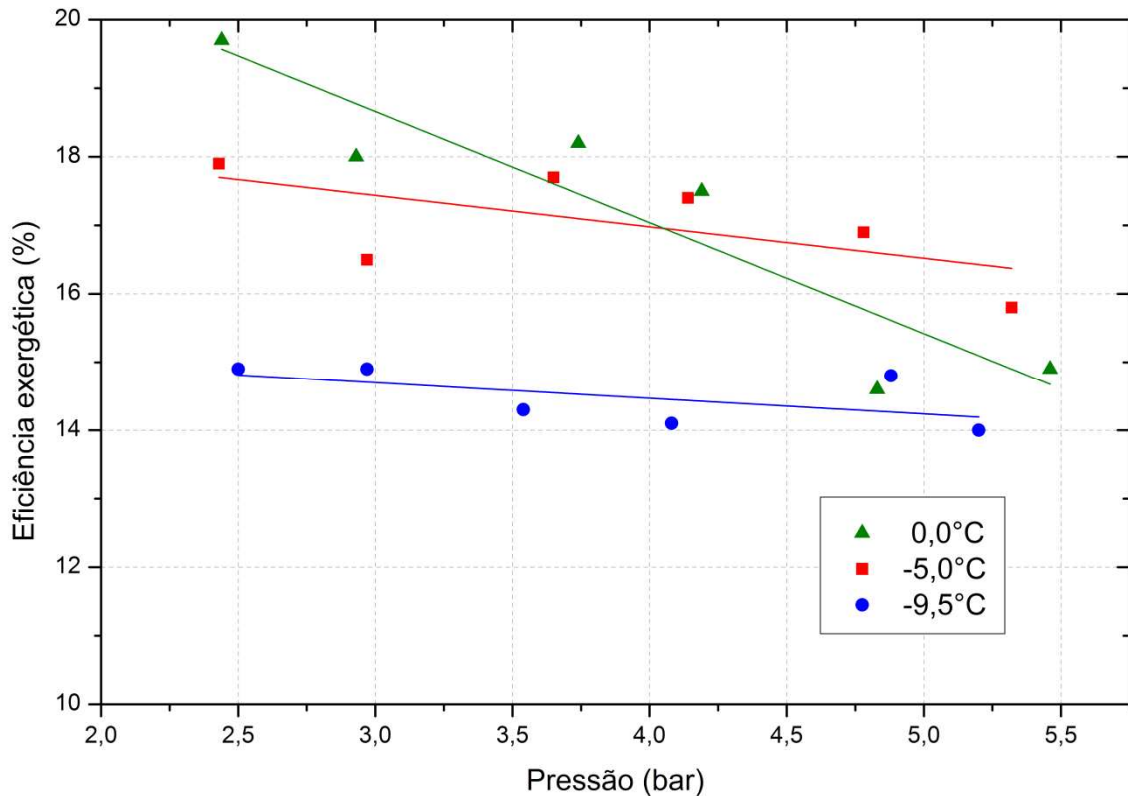


Figura 6.20 – Eficiência exergética do *chiller* em função da pressão na caldeira

À medida que a pressão na caldeira sobe, a eficiência exergética diminui. Esse comportamento já era aguardado, visto que uma maior pressão na caldeira representa uma maior diferença de temperatura na transferência de calor entre o vapor e a solução água-amônia, gerando mais irreversibilidades no processo e acarretando em uma menor eficiência de 2ª Lei.

A redução da diferença de temperatura entre os fluxos implica numa menor taxa de calor. Uma maior área desse trocador de calor seria necessária para que as irreversibilidades pudessem ser minimizadas. Porém uma maior área representaria um maior custo, e a decisão a ser tomada entraria no mérito econômico.

Apesar da temperatura ambiente não poder ser controlada durante os testes, houve variações significativas entre os 12 testes realizados nas duas baterias. Através de uma regressão linear de todos os resultados apresentados na Tabela B.2 e Tabela B.3 e com a utilização de uma curva de ajuste de 2º grau, foi estimada a tendência da capacidade de refrigeração e COP com a temperatura ambiente. Essas curvas podem ser observadas na Figura 6.21 e Figura 6.22.

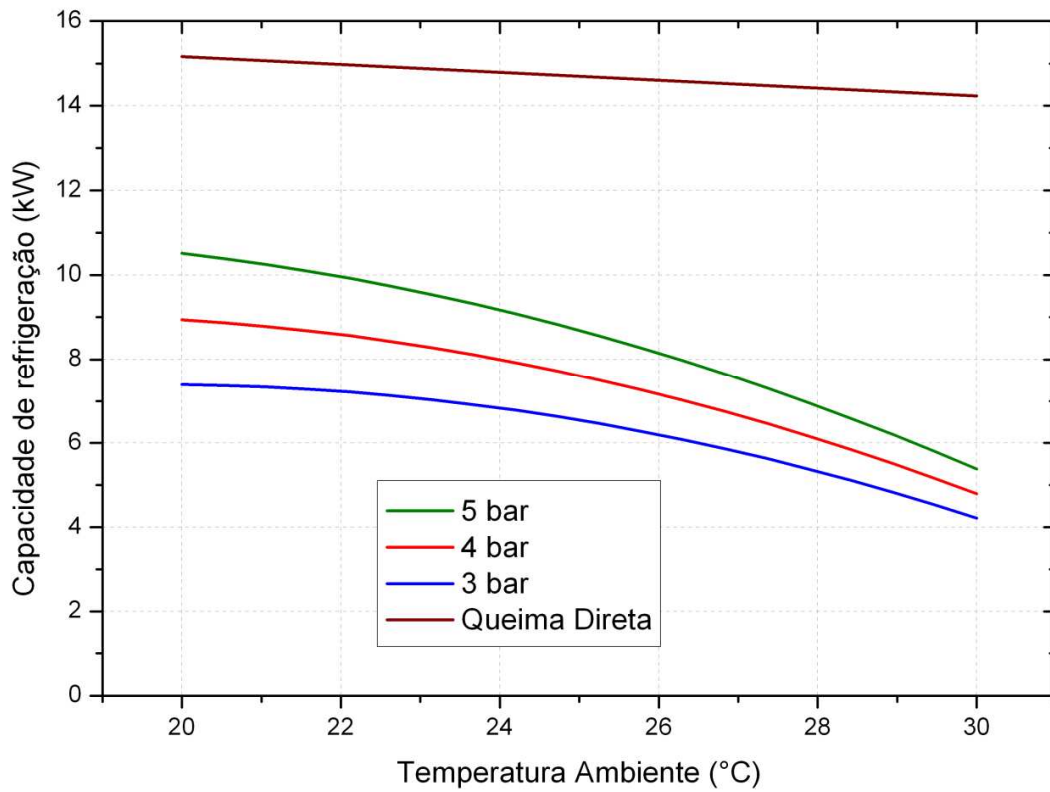


Figura 6.21 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura ambiente

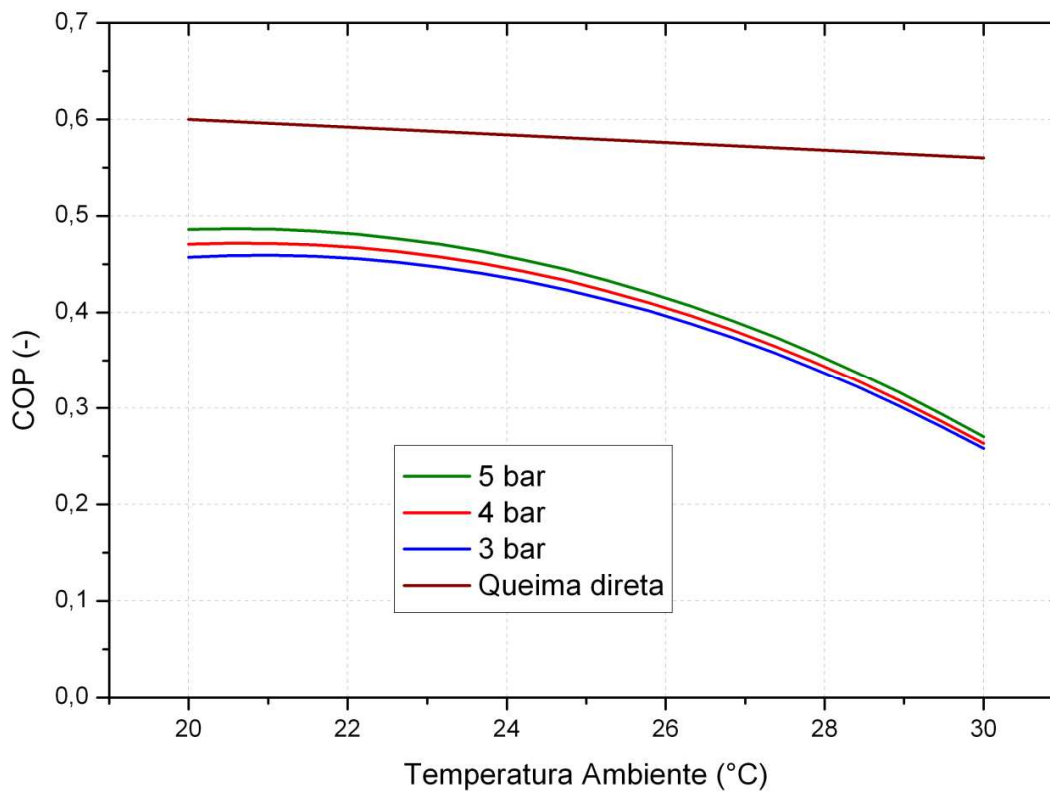


Figura 6.22 – COP em função da temperatura ambiente

A capacidade de refrigeração e o COP do sistema acionado por vapor apresentaram uma redução apreciável com o aumento da temperatura ambiente, ao contrário da projeção fornecida em catálogo.

À plena carga e temperatura da solução na saída do *chiller* de  $-5^{\circ}\text{C}$ , estima-se que o sistema operado por vapor produza uma capacidade de refrigeração de 10,5 kW com um COP de 0,49 a uma temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$  ou 5,4 kW com um COP de 0,27 uma temperatura ambiente de  $30^{\circ}\text{C}$ .

#### 6.4 ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA

A configuração de projeto adotada para o sistema de cogeração foi baseada nos resultados experimentais obtidos do teste a plena carga (26 kW) e temperatura nominal da solução na saída do *chiller* (-5°C).

Pelos parâmetros de operação assumidos, o consumo mensal é:

$$\text{consumo mensal} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_{Nm^3,GN}} \times 3600 \frac{s}{h} \times 24 \frac{h}{dia} \times 30 \frac{dia}{mês} \times fc \quad (6.1)$$

$$\text{consumo mensal} = 6532 \frac{Nm^3}{mês} \quad (6.2)$$

Pela faixa de consumo, o preço de compra do gás natural é de R\$ 1,1236 por m<sup>3</sup>, segundo a Tabela 5.2.

Na Tabela 6.1 são listadas as medições de temperatura, pressão e vazão mássica, bem como o cálculo das exergias e custos associados aos fluxos do sistema.

Tabela 6.1 – Medições e cálculos de exergia e fluxo de custos

Nº do fluxo	T (°C)	P (kPa)	$\dot{m}$ (kg/s)	e (kJ/kg)	$\dot{E}$ (kW)	$\dot{C}$ (R\$/h)	c (R\$/kWh)
1	30,5	101,3	0,2588	0	0	0	0
2	24,4	195,1	0,0024	49152	119,5	12,0	0,10
3	305,7	101,3	0,2612	86,7	22,7	2,3	0,10
4	277,4	101,3	0,2612	72,3	18,9	2,3	0,12
5	200,7	101,3	0,2612	38,5	10,1	1,2	0,12
6	160,9	633,7	0,0092	753,2	6,9	1,7	0,25
7	160,9	633,7	0,0092	102,2	0,9	0,2	0,25
8	-4,8	301,3	0,7702	5,7	4,4	12,4	2,82
9	-1,4	301,3	0,7702	4,5	3,4	9,7	2,82
Ambiente	24,8	-	-	-	-	-	-

Nota-se uma diferença de temperatura de 6°C entre o ar de admissão ( $T_1$ ) e a temperatura ambiente, devido ao confinamento da microturbina. O *pinch point* encontrado ( $T_5-T_6$ ) é de

aproximadamente 40°C, bem acima dos valores entre 10-20°C típicos de caldeiras de recuperação.

Como esperado, a exergia decresce a jusante do fluxo. Deve ser observado que o fluxo [5] ainda apresenta exergia disponível para utilização (10,1 kW), que é liberada na atmosfera. O custo exergético associado a esse fluxo (1,2 \$/h) foi distribuído igualmente entre os produtos da planta para fechamento do balanço de custos.

Os parâmetros de desempenho calculados para o sistema de cogeração são apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Parâmetros de desempenho a plena carga

Componente	$\eta(\%)$	$\varepsilon(\%)$	COP
Microturbina	22,7	21,8	-
HRSG	92	67,4	-
Chiller de absorção	-	15,8	0,44
Sistema de cogeração (produto = vapor)	39,3	26,8	-
Sistema de cogeração (produto = frio)	30,0	21,7	-

Quando o vapor gerado na caldeira é considerado como produto, a eficiência de cogeração encontrada é de 39,3%. Como mostrado na Figura 6.10, a eficiência de cogeração dependerá também do equipamento acoplado à caldeira, podendo ser maior para pressões de equilíbrio menores e menor para pressões de equilíbrio maiores. Entretanto a eficiência exergética de cogeração foi de 26,8% e será constante para qualquer sistema que venha a ser acoplado para essa mesma caldeira com o mesmo trocador de calor gases de exaustão/líquido saturado. Quando a capacidade refrigeração é considerada como produto, a eficiência de cogeração cai para 30,0% e a eficiência exergética para 21,7%.

A eficiência exergética da caldeira pode ser aprimorada com a redução do *pinch point* e com uma maior atenção dada ao isolamento da tubulação na caldeira e do trocador de calor. O valor da eficiência de 1ª Lei estimado para esse sistema foi 0,92 podendo alcançar valores da ordem de 0,96-0,98. Essa melhoria implicará também no aprimoramento do COP, visto que este é definido como kW de refrigeração produzida por kW de energia recuperada dos gases de exaustão.

Na Tabela 6.3 são listados o custo investido de gás natural no sistema e o custo dos produtos da planta.

Tabela 6.3 – Custos do gás natural e dos produtos da planta

Combustível, Produto	$\dot{Q}, \dot{W}$ (kW)	$\dot{E}$ (kW)	$\dot{C}$ (R\$/h)	$c$ (R\$/kWh)
Gás Natural	114,4	119,5	12,0	0,10
Eletricidade	26,0	26,0	18,5	0,71
Vapor (5,3 bar)	19,0	6,0	2,1	0,35
Refrigeração (-4,7°C)	9,2	0,9	3,3	3,46

O custo do vapor é válido somente para o caso da planta de cogeração trabalhar sem o *chiller*, ofertando apenas eletricidade e vapor. Os preços praticados para a energia elétrica fora e dentro do horário de ponta, segundo a classe tarifária de energia elétrica horo-sazonal verde (A4) úmida, é de 0,144 e 0,976 R\$/kWh, respectivamente, segundo Celesc (2009). Esses valores mostram que o custo da eletricidade gerada é muito maior que o preço da eletricidade fora do horário de ponta e um pouco menor que no horário de ponta.

O preço calculado para o gás natural foi de 0,105 R\$/kWh e a razão gás natural/eletricidade de 0,73 e 0,11 para os horários fora e de ponta respectivamente. No trabalho de Guizzi *et al.* (2008), os valores do gás natural e da eletricidade praticados na Itália foram cotados em 0.047 €/kWh e 0.160 €/kWh, respectivamente, com uma razão de preço gás natural/eletricidade de 0,29. Esses resultados comprovam a dificuldade da consolidação dos sistemas a gás natural principalmente devido ao baixo preço da energia elétrica brasileira proporcionada pelas grandes centrais hidrelétricas.

A Tabela 6.4 apresenta os parâmetros utilizados na análise exergoeconômica.

Tabela 6.4 – Parâmetros de custo e exergoeconômicos

Componente	$E_D$ (kW)	$y_D$ (%)	$c_f$ (R\$/kWh)	$c_p$ (R\$/kWh)	$\dot{Z}$ (R\$/h)	$\dot{C}_D$ (R\$/h)	$r$ (%)	$f$ (%)
Microturbina	70,9	59,3	0,10	0,41	8,15	7,11	313	53,4
<i>Chiller</i>	5,0	4,2	0,25	2,82	1,15	1,27	1015	47,5
HRSG	2,9	2,4	0,12	0,25	0,45	0,35	110	56,2
Chaminé	3,8	3,2	0,10	0,12	0	0,38	20	0

Como esperado, a microturbina é o subsistema que mais contribui para a agregação de custos no sistema de cogeração ( $\dot{Z} + \dot{C}_D$ ), seguida pelo *chiller*, caldeira e chaminé. Apenas a



microturbina destrói 59,3% de toda a exergia disponível no combustível, valor intrínseco ao processo de combustão. O fator exergoeconômico ( $f$ ) mostra que o custo agregado é bem distribuído entre o custo de compra ( $\dot{Z}$ ) e o custo associado à energia destruída ( $\dot{C}_D$ ). Entretanto o alto valor do fator de diferença de custo relativa ( $r$ ) mostra que o custo agregado é muito alto. Para o presente sistema, além da instalação da microturbina em ambiente aberto, nenhuma modificação é recomendada, visto que a microturbina é um equipamento fechado. Para novos projetos deve-se considerar a utilização de turbinas mais potentes visando obter eficiências superiores e minimizar o custo final dos produtos, mesmo que seu custo seja penalizado.

O *chiller* é o equipamento que apresenta o maior fator de diferença de custo relativa, que é atribuído à baixa exergia presente nos fluxos frios (8 e 9). Equipamentos designados para produção de refrigeração irão sempre agregar uma grande custo exergético aos fluxos do sistema. Para redução do fator de diferença de custo relativa, deve-se priorizar a utilização do sistema a altas eficiências exérgicas, onde a temperatura da solução na saída do *chiller* é de  $-7^\circ\text{C}$  e a pressão na caldeira é baixa. O fator exergoeconômico mostra que os custos de compra e destruição de exergia têm participações similares no custo agregado nesse subsistema. Não é possível realizar uma avaliação mais significativa desse fator pela ausência de valores disponíveis na literatura para comparação de máquinas de refrigeração.

A caldeira de recuperação possui um valor típico de fator exergoeconômico, segundo Bejan (1996). A destruição de exergia pode ser diminuída nesse subsistema se o isolamento for melhorado, aumentando o atual valor de 0,92 e se pressões maiores forem utilizadas. Nota-se que maiores pressões na caldeira aumentam a eficiência exérgica do trocador de calor com os gases de exaustão e diminuem a eficiência exérgica do *chiller*.

A chaminé apresenta um aumento no custo relativo de 20% onde deveria ser 0%. A falta de isolamento entre a saída da microturbina e a entrada do trocador adiciona um custo de 0,38 R\$/h ao combustível da chaminé para cobrir sua destruição de exergia. Se um bom isolamento for instalado na chaminé, esse custo adicional será suprimido e um menor custo poderá ser obtido para os produtos do sistema em sua máxima utilização.

De forma geral os equipamentos de pequena escala apresentam um alto valor de  $r$ , devido à alta razão custo/capacidade e baixa razão eficiência/capacidade. Além dessa característica inerente ao equipamento de pequena escala, é fundamental o desenvolvimento de tecnologia nacional que reduza os preços dos componentes e contribua para a viabilização do presente sistema.

### 6.5 AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Com base nos resultados experimentais foi realizada uma avaliação do potencial do sistema de cogeração apresentado. Deve ser ressaltado que os resultados aqui apresentados foram obtidos para a temperatura ambiente de 24°C.

A microturbina pode desenvolver eficiências mais altas se instalada em ambiente aberto, evitando o aumento da temperatura do ar de admissão pelo confinamento. O aumento esperado na eficiência é da ordem de 0,8 ponto percentual, aumentando de 22,7% para 23,5%.

Um isolamento adequado deve ser instalado na chaminé de forma a garantir que a perda de calor entre a saída da microturbina e a entrada do trocador de calor seja mínima. Na configuração atual, a temperatura entre os pontos [3] e [4] é reduzida de 305,7°C para 277,4°C a plena carga. Se o isolamento for bem projetado, poder-se-á garantir uma temperatura na entrada do trocador de calor ( $T_4$ ) da ordem de 300°C. Além disso, uma atenção especial dada ao isolamento do trocador de calor e às tubulações da caldeira levará a eficiência da caldeira de 0,92 para valores da ordem de 0,96. Essas ações proporcionariam uma maior recuperação de calor na caldeira e uma maior geração de vapor.

Para se projetar essa geração de vapor foi calculado primeiramente o coeficiente global de transferência de calor ( $UA$ ) médio para a potência de 26 kW com os valores de  $\dot{Q}_{HRSG}$  utilizados na Figura 6.12. De acordo com Incropera e Dewitt (1998), o  $UA$  pode ser calculado conforme as equações abaixo:

$$\dot{Q}_{HRSG} = UA \times LMTD \quad (6.3)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} - \Delta T_{m\acute{i}n}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{m\acute{a}x}}{\Delta T_{m\acute{i}n}}\right)} = \frac{(T_4 - T_7) - (T_5 - T_6)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_7}{T_5 - T_6}\right)} \quad (6.4)$$

$$UA_{m\acute{e}dio,26kW} = \mathbf{0,288 \text{ kW}/}^\circ\mathbf{C} \quad (6.5)$$

Uma projeção da geração de vapor para várias pressões na caldeira pode ser obtida resolvendo a equação (6.6) para  $T_4$  igual a 300°C e a eficiência da caldeira igual a 0,96.

$$\dot{Q}_{HRSG} = \dot{m}_{ge} cp(T_4 - T_5) = UA_{m\acute{e}dio,26 \text{ kW}} \times \frac{(T_4 - T_{HRSG}) - (T_5 - T_{HRSG})}{\ln\left(\frac{T_4 - T_{HRSG}}{T_5 - T_{HRSG}}\right)} \quad (6.6)$$

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{Q}_{HRSG} \cdot \eta_{HRSG} \quad (6.7)$$

onde a temperatura na caldeira ( $T_{THRSG}$ ) é a mesma para  $T_6$  e  $T_7$  já que o fluido se encontra em estado de saturação.

Os valores projetados do calor recuperado, vapor produzido e temperatura a jusante do trocador são apresentados na Tabela 6.5.

Tabela 6.5 – Projeção para a quantidade de vapor gerada

$P_{HRSG}$ (bar)	$T_{HRSG}$ (°C)	$Q_{HRSG}$ (kW)	$Q_{vapor}$ (kW)	$T_5$ (°C)
2	133,7	29,4	28,2	190,8
3	143,7	27,6	26,5	197,4
4	151,9	26,2	25,1	202,8
5	158,9	24,9	23,9	207,4
6	165	23,8	22,9	211,4
<b>6,83</b>	<b>169,6</b>	<b>23,03</b>	<b>22,11</b>	<b>214,4</b>
7	170,5	22,9	22,0	215,0
8	175,4	22,0	21,1	218,2

Superpondo-se os valores projetados de geração de vapor com a curva do *chiller* apresentada na Figura 6.12, obtém-se uma nova pressão de equilíbrio na caldeira, como pode ser visto na Figura 6.23.

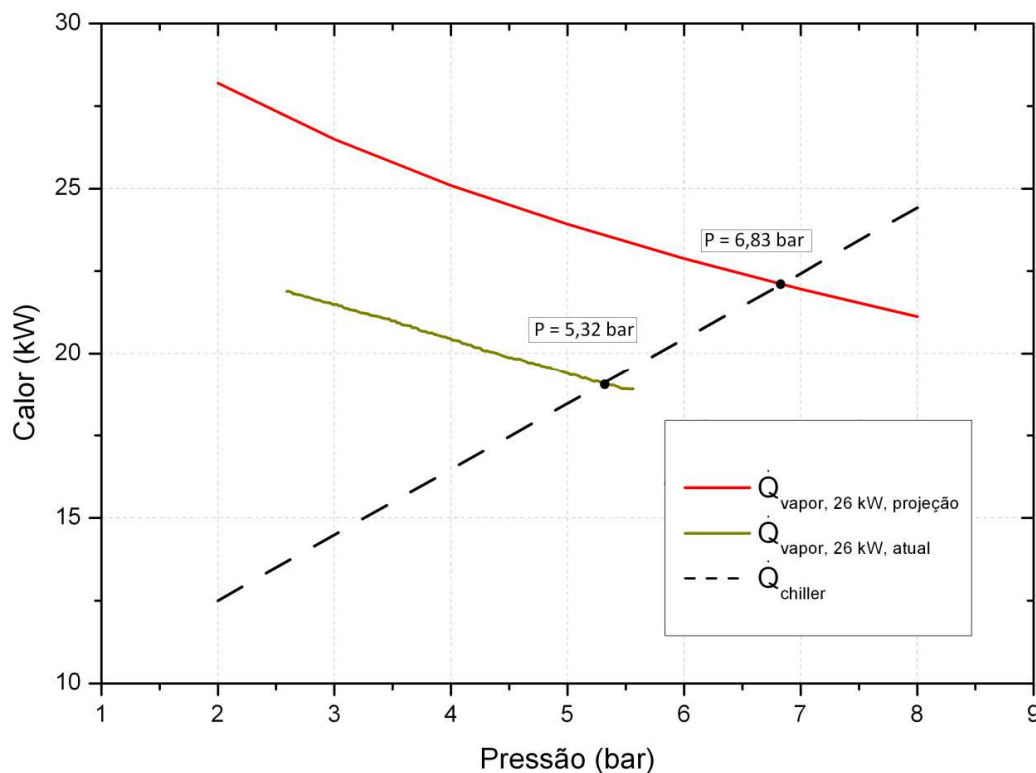


Figura 6.23 – Projeção da curva de geração de vapor em função da pressão na caldeira

No novo ponto de equilíbrio espera-se obter uma maior capacidade de refrigeração para o *chiller*, de acordo com a curva de fornecimento de calor ao gerador ( $\dot{Q}_{chiller}$ ). Nota-se que se uma eficiência maior da caldeira deve proporcionar um aumento no COP de 0,96/0,92 ou 4,3%. Assim:

$$\dot{Q}_{frio,projecção} = \dot{Q}_{HRSG} \cdot COP = 23,03 \times (0,44 \times 1,043) \quad (6.8)$$

$$COP_{projecção} = 0,46 \quad (6.9)$$

$$\dot{Q}_{frio,projecção} = 10,6 \text{ kW} \quad (6.10)$$

Neste cenário, ainda pode-se recuperar o calor residual dos gases de exaustão na saída do trocador que se encontram à temperatura de 214,4°C (Tabela 6.5). Considerando a adição de mais um trocador de calor para produção de água quente a 90°C e uma temperatura mínima praticável de 120°C para os gases de exaustão, sem a formação de ácidos, pode-se adicionar a seguinte potência térmica aos produtos:

$$\dot{Q}_{água quente} = \dot{m}_{ge} cp(T_5 - T_{5E}) \times \eta_{HRSG} = \dot{m}_{ge} cp(214,4 - 120) \times 0,96 \quad (6.11)$$

$$\dot{Q}_{água quente} = 24,1 \text{ kW} \quad (6.12)$$

Os valores da eficiência de 1ª e 2ª Lei, assim como os produtos oferecidos pela planta em seu potencial máximo podem ser visto na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Potencial do sistema compacto de cogeração

Componente (produto)	$\eta(\%)$	$\varepsilon(\%)$	COP	$\dot{Q}, \dot{W}$ (kW)	$\dot{E}$ (kW)
Microturbina (eletricidade)	23,5	22,5	-	26	26
HRSG1 (vapor a 6,8 bar - 170°C)	96	69,2	-	22,1	7,2
HRSG2(água quente a 90°C)	96	52,7	-	24,1	4,3
<i>Chiller</i> de absorção (refrigeração a -5°C)	-	15,3	0,46	10,6	1,1
Sistema de cogeração (produto = calor)	65,3	32,4	-	72,2	37,5

A presente planta de cogeração pode produzir 26 kW de eletricidade, 24,1 kW de água quente a 90°C e até 22,1 kW de vapor a 6,8 bar ou 10,6 kW de refrigeração à -5°C. As eficiências máximas de 1ª e 2ª Lei exequíveis são de 65,3% e 32,4%, respectivamente.

## 7 Conclusão

Nesse trabalho foram apresentados os resultados experimentais de um sistema compacto de cogeração a gás natural e ratificada a viabilidade técnica do acionamento de um *chiller* de absorção água-amônia com vapor. Baseado nos resultados encontrados foi realizada uma análise exergoeconômica e avaliado o potencial do sistema. Uma base de dados foi constituída para auxiliar a elaboração de projetos futuros.

Os testes demonstraram que a pressão na caldeira de recuperação apresenta uma tendência ao equilíbrio para diferentes potências elétricas. As pressões estabelecidas foram utilizadas para avaliar o desempenho do *chiller*. Foi observado que maiores pressões na caldeira proporcionaram um aumento expressivo na capacidade de refrigeração, apesar do COP não apresentar variação significativa para os valores testados. A utilização de vapor para acionamento do *chiller* acarretou em uma redução apreciável da capacidade de refrigeração e do COP em relação aos valores informados em catálogo para o sistema de queima direta.

Os resultados mostraram que a plena carga, a planta de cogeração atual pode oferecer  $26,0 \pm 0,6$  kW de eletricidade e  $19,0 \pm 1,1$  kW de vapor saturado a 5,3 bar (161°C), com eficiências elétrica e de cogeração de  $22,7 \pm 1,1\%$  e  $39,3 \pm 2,0\%$ , respectivamente, e eficiência exergética de 26,8%.

Se o *chiller* for utilizado, pode-se produzir  $9,2 \pm 1,2$  kW de capacidade de refrigeração para uma temperatura da solução na saída do *chiller* de -5°C e uma temperatura ambiente de 24°C com um COP de  $0,44 \pm 0,06$ . Nesse caso, a eficiência de cogeração cai para 30,0% e a eficiência exergética para 21,7%.

A avaliação do potencial da planta de cogeração amparada nos resultados experimentais sugere uma oferta de 26 kW de eletricidade, 24,1 kW de água quente a 90°C e 22,1 kW de vapor saturado a 6,8 bar (170°C) ou 10,6 kW de refrigeração a -5°C. As eficiências máximas de 1ª e 2ª Lei exequíveis para a cogeração são de 65,3% e 32,4% respectivamente. A eficiência da caldeira pode atingir valores da ordem de 0,96 e o COP de 0,46.

O uso do presente sistema compacto de cogeração na geração distribuída se apresenta como uma promissora alternativa em contribuição ao uso racional da energia, apesar da alta relação do preço gás natural/eletricidade e os altos preços de aquisição dos equipamentos importados ainda comprometerem a viabilização econômica desses sistemas no mercado nacional.

Para trabalhos futuros sugere-se:

- (i) Realizar as modificações recomendadas (isolamentos e adição de um trocador de calor) e verificar, com testes experimentais, a coerência da potência de vapor, capacidade de refrigeração e COP projetados;
- (ii) Substituir o *chiller* atual de  $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$  de simples efeito por um *chiller*  $\text{BrLi}/\text{H}_2\text{O}$  de duplo efeito, levantar as mesmas curvas deste trabalho e comparar a os resultados;
- (iii) Projetar um sistema de geração de vapor por termossifão sem a necessidade de uma bomba ou um sistema de troca de calor sem o fluido intermediário.

## Referências bibliográficas

- Abusoglu, A. e Kanoglu, M. (2009a). Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 29. pp. 234–241.
- Abusoglu, A. e Kanoglu, M. (2009b). Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2 – Application. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 29. pp. 242–249.
- ASHRAE. (2005) “Fundamentals Handbook”. American Society of Heating, Ventilating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta. USA.
- Badami, M., Mura, M., Campanile P. e Anzioso, F. (2008). Design and performance evaluation of an innovative small scale combined cycle cogeneration system. *Energy*. Vol. 33. pp. 1264–1276.
- Bazzo, E., Rossa, J. A., Kami, E. C. A. e Pierobom, M. C. (2008). Estudo Teórico e Experimental de Sistemas Compactos de Cogeração: Máquina Refrigeradora Água-Amônia associada a uma Microturbina, Relatório apresentado à FINEP. Edital MCT-RBT/FINEP/CT-Petro 01/2003.
- Bazzo, E., Matelli, J. A., Rossa, J. A. e Maia, G. N. (2007). Plantas de Cogeração a Gás Natural com Produção de Água Quente e Água Gelada. II Seminário da Rede Gás Energia. Rio de Janeiro.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. e Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. New York: John Wiley & Sons Inc.
- Benito, Y. R. e Parise, J. A. R. (2007). Modelagem da produção simultânea de frio, calor e energia elétrica. Dissertação de Mestrado: Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.
- BIPM, *et al.* (2003). Guia para Expressão da Incerteza de Medição, Tradução do INMETRO do: Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. 3ª ed. Rio de Janeiro.
- Blumenauer, A. (2005). Inbetriebnahme und Probetrieb einer Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlage mit erdgasbetriebener Mikrogasturbine Thermodynamisches Verhalten einer Kraft-Wärme-Kopplungs Anlage mit Erdgasbetriebener Mikroturbine. 2005. Dissertação de Mestrado: University of Applied Sciences Offenburg, Alemanha.
- Bruno, J., Valero, A. e Coronas, A. (2005). Performance analysis of combined microgas turbines and gas fired water/LiBr absorption chillers with post-combustion. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 25. pp. 87–99.
- Burbano, J., Pellegrini, L. e Oliveira, S. (2008). Comparative exergy analysis of trigeneration systems for a dairy industry. 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences. Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

- Capstone, MicroTurbine Model 330 System Manual (2001). Disponível em: <[www.capstoneturbine.com](http://www.capstoneturbine.com)>. Acesso em 22 de janeiro de 2010.
- Carvalho, A., Bazzo, E., Pierobom, M., e Victoria, A. (2009a). Experimental results and exergoeconomic analysis of a natural gas small scale cogeneration plant. 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization. Foz do Iguaçu, Paraná, Brasil.
- Carvalho, A., Bazzo, E. e Pierobom. (2009b). Experimental results and performance parameters for assesment of a natural gas small scale cogeneration plant. 20th International Congress of Mechanical Engineering. Gramado, Rio Grande do Sul, Brasil.
- Celesc (2010). Tarifa Horo-Sazonal Verde (A4) - Sem tributos. Disponível em:<[http://portal.celesc.com.br/portal/atendimento/index.php?option=com\\_content&task=view&id=288&Itemid=94](http://portal.celesc.com.br/portal/atendimento/index.php?option=com_content&task=view&id=288&Itemid=94)>. Acessado em 22 de janeiro de 2010.
- Çengel, Y. e Boles, M. A. (2006). Thermodynamics: an engineering approach. 6 ed. Boston: McGraw Hill.
- Çengel, Y., Wood, B. e Dincer, I. (2002). Is bigger thermodynamically better? Exergy. Vol. 2. pp. 62–68.
- Chicco, G. e Mancarella, P. (2008). Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part I: Models and indicators. Energy. Vol. 33. pp. 410–417.
- Colombo, L., Armanasco, F. e Perego, O. (2007). Experimentation on a cogenerative system based on a microturbine. Applied Thermal Engineering. Vol. 27. pp. 705–711.
- Colonna, P. e Gabrielli, S. (2003). Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR). Applied Thermal Engineering. Vol. 23. pp. 381–396.
- Darwish, N., Al-Hashimi, S. e Al-Mansoori, A. (2008). Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system. International journal of refrigeration. Vol. 31. pp. 1214–1223.
- EDUCOGEN (2009). An Educational Tool for Cogeneration (2001). The European Association for the Promotion of Cogeneration. Disponível em: <[www.cogen.org/projects/educogen.htm](http://www.cogen.org/projects/educogen.htm)>. Acesso em 17 de dezembro de 2009.
- Empresa de Pesquisa Energética (2009). Balanço energético nacional. Disponível em: <[https://ben.epe.gov.br/downloads/Resultados\\_Pre\\_BEN\\_2009.pdf](https://ben.epe.gov.br/downloads/Resultados_Pre_BEN_2009.pdf)>. Acesso em 22 de janeiro de 2010.
- Fan, Y., Luo, L. e Souyri, B. (2007). Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 11. pp. 1758–1775.
- Fernández-Seara, J. e Vázquez, M. (2001). Study and control of the optimal generation temperature in NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration systems. Applied Thermal Engineering. Vol. 21. pp. 343-357.



- Fernández-Seara, J., Vales, A. e Vázquez, M. (1998). Heat recovery system to power an onboard NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration plant in trawler chiller fishing vessels. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 18. pp. 1189-1205.
- Frangopoulos, C. A. (1994). Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem. *Energy*. Vol. 19. pp. 323-342.
- Fumo, N., Mago, P. J. e Chamra, L. M. (2009). Analysis of cooling, heating, and power systems based on site energy consumption. *Applied Energy*. Vol. 86. pp. 928–932.
- Gosney, W. B. (1982). *Principles of refrigeration*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Guizzi, G., Manno, M., & Zaccagnini, A. (2009). Comparative analysis of combined cooling, heating and power systems (CCHP) covering data centers energy needs. 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization. Foz do Iguaçu, Paraná, Brasil.
- Herold, K., Radermacher, R. e Klein, S. (1996). *Absorption chillers and heat pumps*. Boca Raton: CRC Press LLC.
- Ho, J., Chua, K. e Chou, S. (2004). Performance study of a microturbine system for cogeneration application. *Renewable Energy*. Vol. 29. pp. 1121–1133.
- Horuza, I. e Callanderb, T. (2004). Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 27. pp. 10–16.
- Incropera, F. P. e Dewitt, D. (1998). *P. Fundamentos de transferência de calor e de massa*. 4 ed. Rio de Janeiro: LTC.
- International Energy Agency (2009a). Key world energy statistics. Disponível em: <[http://www.iea.org/Textbase/nppdf/free/2009/key\\_stats\\_2009.pdf](http://www.iea.org/Textbase/nppdf/free/2009/key_stats_2009.pdf)>. Acesso em 22 de janeiro de 2010.
- International Energy Agency (2009b). Combined heat and power. Disponível em: <[http://www.localpower.org/documents/reporto\\_iea\\_chpwademodel.pdf](http://www.localpower.org/documents/reporto_iea_chpwademodel.pdf)>. Acesso em 22 de janeiro de 2010.
- Izquierdo, M., Palacios, E., Marcos, J. e Mendoza, D. (2009). Air cooling by a solar absorption system: 2008 summer experimental results. 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization. Foz do Iguaçu, Paraná, Brasil.
- Jonsson, M. N. R. (2003). *Simulation and Analysis of a Cogeneration System Absorption Cooling*. Dissertação de Mestrado: Royal Institute of Technology, Ängpanneföreningens Forskningsstiftelse, Suécia.
- Kanoglu, M., Dincerb, I., & Rosenb, M. (2007). Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants. *Energy Policy*. Vol. 35. pp. 3967–3978.
- Karlsson, S. J. (2003). *Simulation and Analysis of a Cogeneration System Micro Turbines*. Dissertação de Mestrado: Royal Institute of Technology, Ängpanneföreningens Forskningsstiftelse, Suécia..

- Keçeciler, A., Acar, H. e Dogan, A. (2000). Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study. *Energy Conversion & Management*. Vol. 41. pp. 37-48.
- Klein, S. A. e Alvarado, F. L. (2009). *Engineering Equation Solver – Academic Professional version V8.401*, F-Chart Software, Middleton, USA, 1992-2009.
- Kotas, T. J. (1995). *The exergy method of thermal plant analysis*. Malabar: Krieger Publishing Company.
- Lindmark, S. (2005). *The Role of Absorption Cooling for Reaching Sustainable Energy Systems*. Dissertação de Mestrado: Royal Institute of Technology, Suécia.
- Lora, E. E. S e Nascimento, M. A. R. (2004). *Geração termelétrica. Planejamento, projeto e operação*. Vol 1, Rio de Janeiro, Interciencia, 625 p.
- Lozano, M. e Valero, A. (1993). *Theory of the Exergetic Cost*. *Energy*. Vol. 18. pp. 939-960.
- Mancarella, P. e Chicco, G. (2008). Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part II: Analysis techniques and application cases. *Energy*. Vol. 33. pp. 418–430.
- Pereira, M. A. (2006). *Análise exergética experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP)*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Paraná. Curitiba. Brasil.
- Robur, GA Line ACF 60-00 Model. *Installation, use and maintenance manual*. Evansville. *Installation, use and maintenance manual* (2009). Disponível em: <[http://www.robur.it/documenti\\_prodotto/D-BR357\\_revD\\_09MCM\\_SDC002\\_ACF\\_EN-20090513102420.pdf](http://www.robur.it/documenti_prodotto/D-BR357_revD_09MCM_SDC002_ACF_EN-20090513102420.pdf)>. Acessado em 22 de janeiro de 2010.
- Rosen, M. (2002). Should we educate the public about exergy? *Exergy*. Vol. 2. pp. 211–213.
- Rossa, J. A. (2007). *Estudo Teórico e Experimental de um Sistema Compacto de Cogeração Consistindo de uma Máquina Refrigeração por Absorção Água-Amônia e Microturbina a Gás Natural*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil.
- Rossa, J. A. e Bazzo, E. (2009). Thermodynamic modeling for an ammonia-water absorption system associated to a microturbine. *International Journal of Thermodynamic*. Vol. 12. pp 38-43.
- Rücker, C. P. R. (2004). *Análise Exergoeconômica de uma Planta de Cogeração Baseada em Microturbina a Gás Natural e Refrigeração por Absorção pela Teoria do Custo Exergético*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil.
- Cláudio M. S., André L. S. P., Osvaldo J. V. e Manuel A. R. (2007). *Desenvolvimento de um sistema de controle automático para uma central de cogeração com microturbina a gás e chiller de absorção*. 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica. Cusco.

Santana, G.C.S.(2003). Análise energética e exergética em um sistema de cogeração para uma empresa do setor terciário. Dissertação de mestrado: Universidade Federal da Bahia, Salvador, Brasil.

SCGás (2010). Tarifas comerciais. Disponível em: <<http://www.scgas.com.br/conteudos/tarifac>>. Acessado em 22 de janeiro de 2010.

Srikhirin, P., Aphornratana, S. e Chungpaibulpatana, S. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 5. pp. 343–372.

Stoecker, J. G. e Jones, J. W. (1985). *Refrigeração e Ar Condicionado*. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil.

Sun e Z.-G. (2008). Experimental investigation of integrated refrigeration system (IRS) with gas engine, compression chiller and absorption chiller. *Energy*. Vol. 33. pp. 431–436.

Sun, Z.-G. (2008). Energy efficiency and economic feasibility analysis of cogeneration system driven by gas engine. *Energy and Buildings*. Vol. 40. pp. 126–130.

Szargut, J., Morris, D., & Steward, F. (1988). *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*. New York: Hemisphere Publishing Corporation.

Szklo, A. S., Soares, J. B. e Tolmasquim, M. (2000). Economic potential of natural gas-fired cogeneration in Brazil: two case studies. *Applied Energy*. Vol. 67. pp. 245-263.

Tassou, S., Chaer, I., Sugiarta, N., Ge, Y.-T. e Marriott, D. (2007). Application of tri-generation systems to the food retail industry. *Energy Conversion and Management*. Vol. 48. pp. 2988–2995.

Tsatsaronis, G. e Pisa, J. (1994). Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems – Application to the CGAM problem. *Energy*. Vol. 19. pp. 287-321.

US Department of Energy. Office of Energy Efficiency and Renewable Energy (2009). Federal Energy Management Program, DER/CHP. Disponível em: <<http://www1.eere.energy.gov/femp/der/index.html>>. Acesso em 1 de fevereiro de 2009.

Valero, A., Lozano, M.A., Serra, L. e C. Torres. (1994). Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem. *Energy*. Vol. 19. pp. 365-381.

Von Spakovsky, M. R. (1994). Application of engineering functional analysis to the analysis and optimization of the CGAM problem. *Energy*. Vol. 19. pp. 343-364.

Wu, D. e Wang, R. (2006). Combined cooling, heating and power: A review. *Energy and Combustion Science*. Vol. 32. pp. 459–495.

Zaltash, A., Petrov, A., Rizy, D., Labinov, S., Vineyard, E. e Linkous, R. (2006). Laboratory R&D on integrated energy systems (IES). *Applied Thermal Engineering*. Vol. 26. pp. 28–35.

### Apêndice A: Comportamento térmico dos demais testes

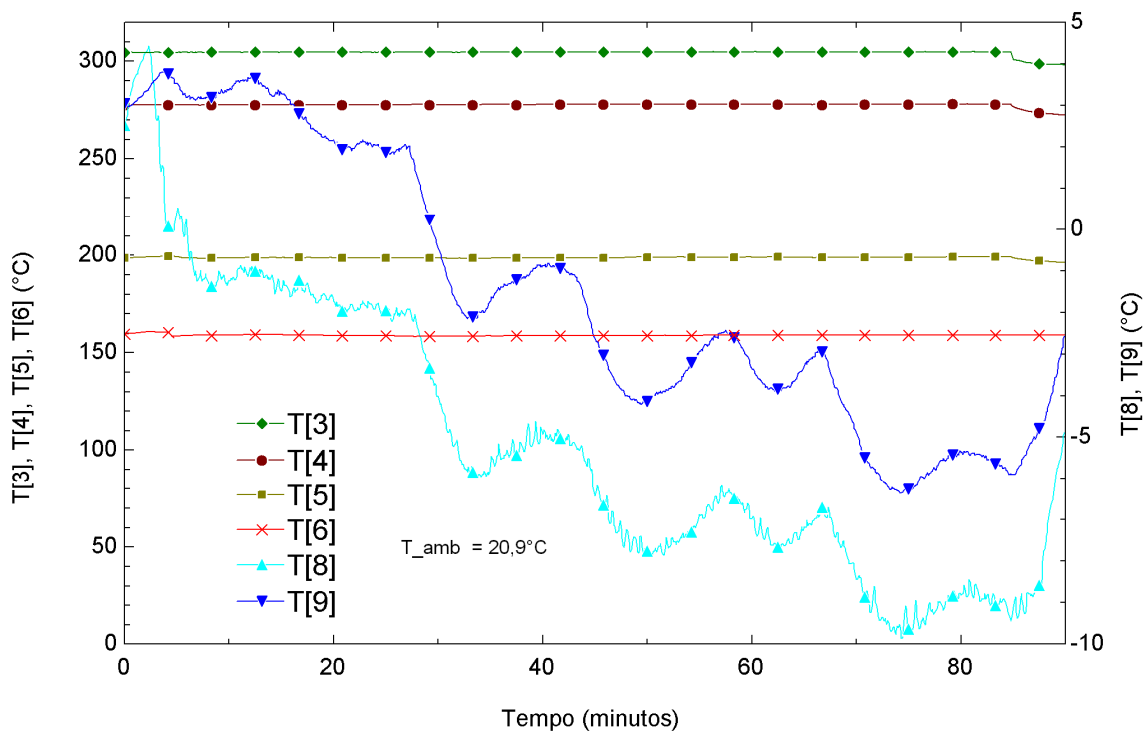


Figura A.1 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 26 kW<sub>e</sub> (1ª bateria)

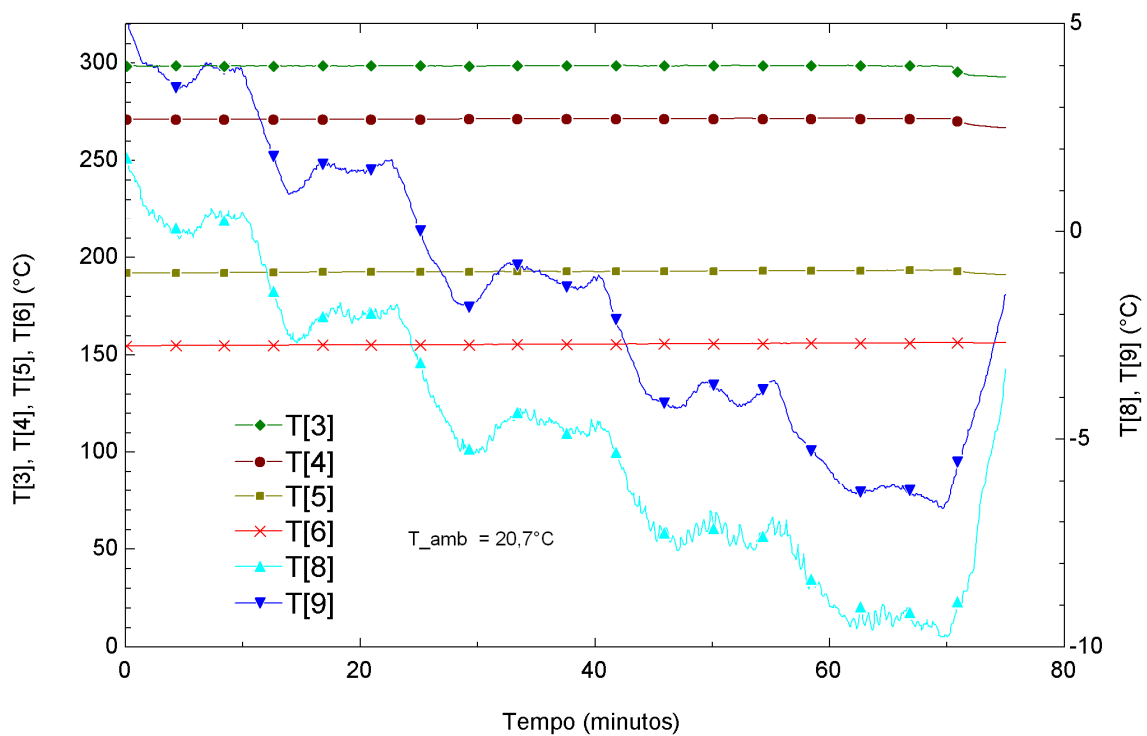


Figura A.2 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 24 kW<sub>e</sub> (1ª bateria)

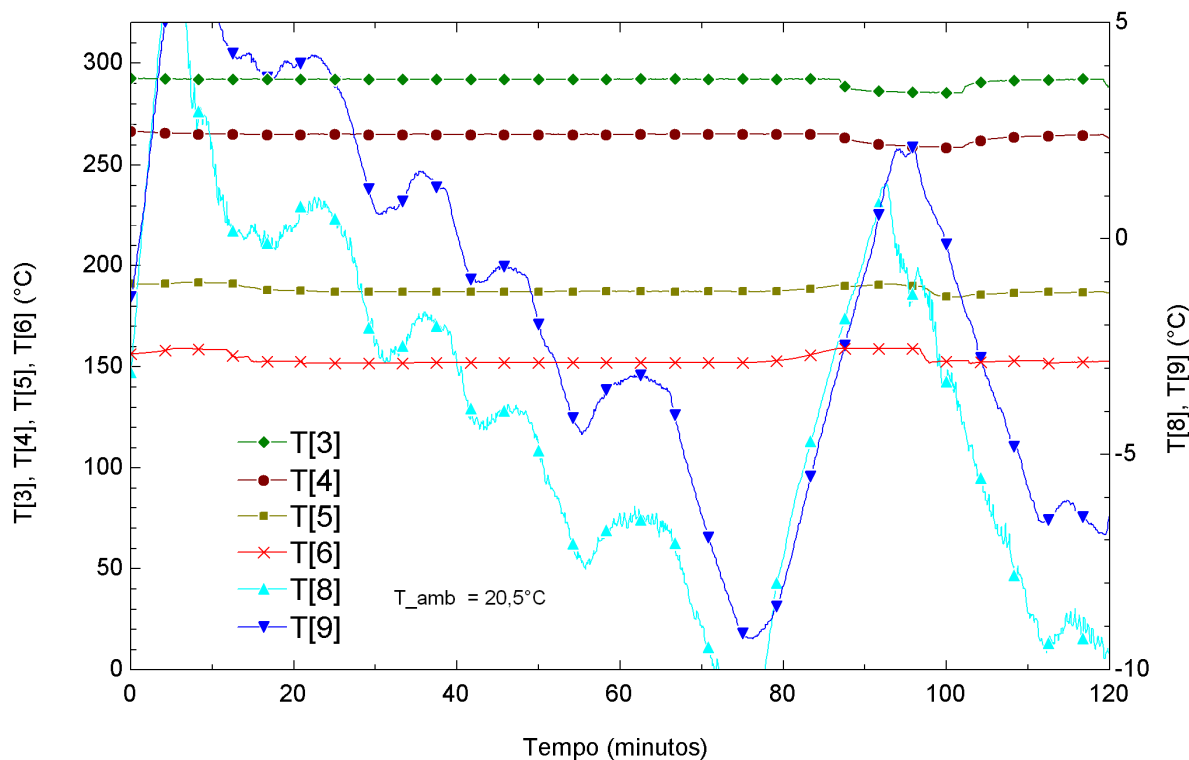


Figura A.3 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 22 kW<sub>e</sub> (1ª bateria)

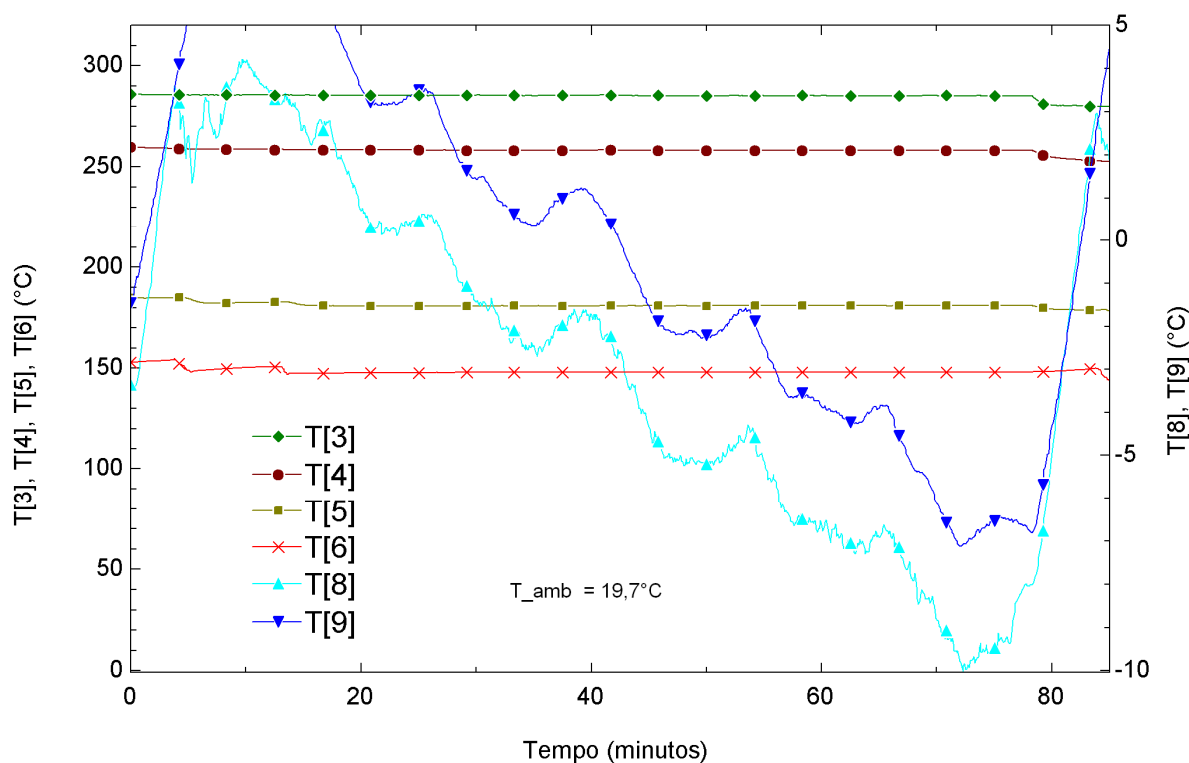


Figura A.4 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 20 kW<sub>e</sub> (1ª bateria)

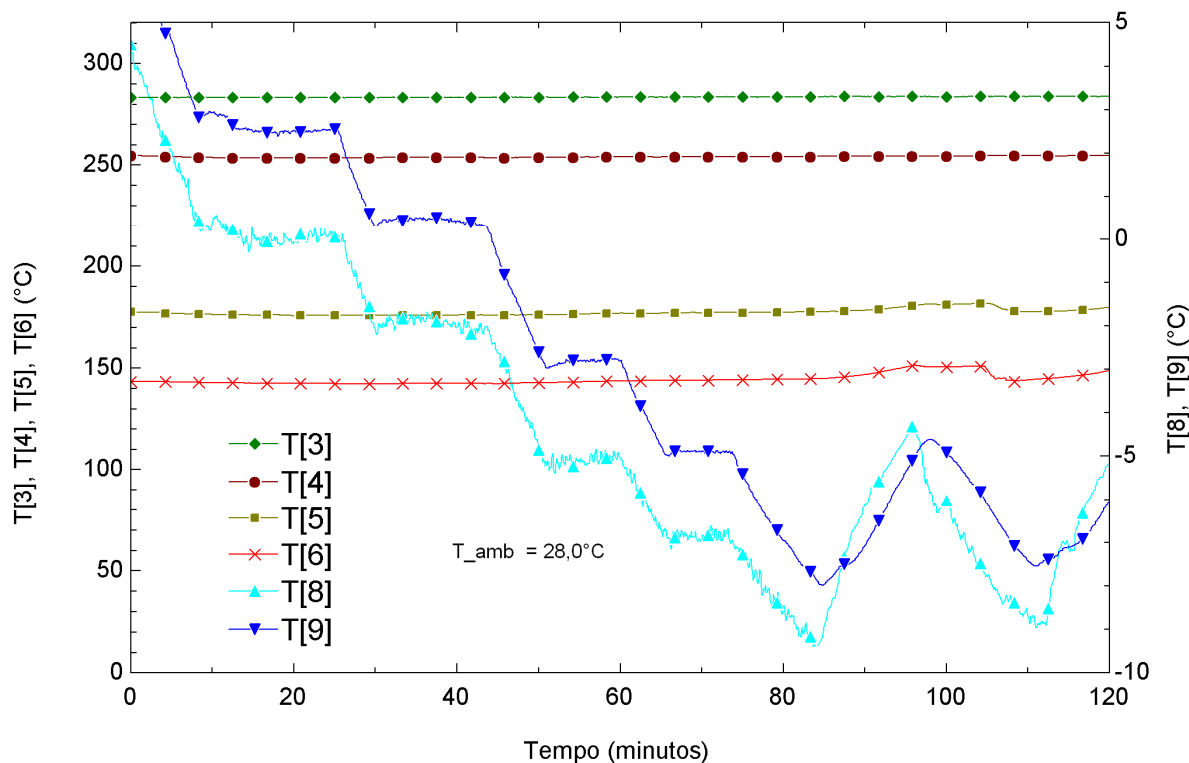


Figura A.5 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 18 kW<sub>e</sub> (2ª bateria)

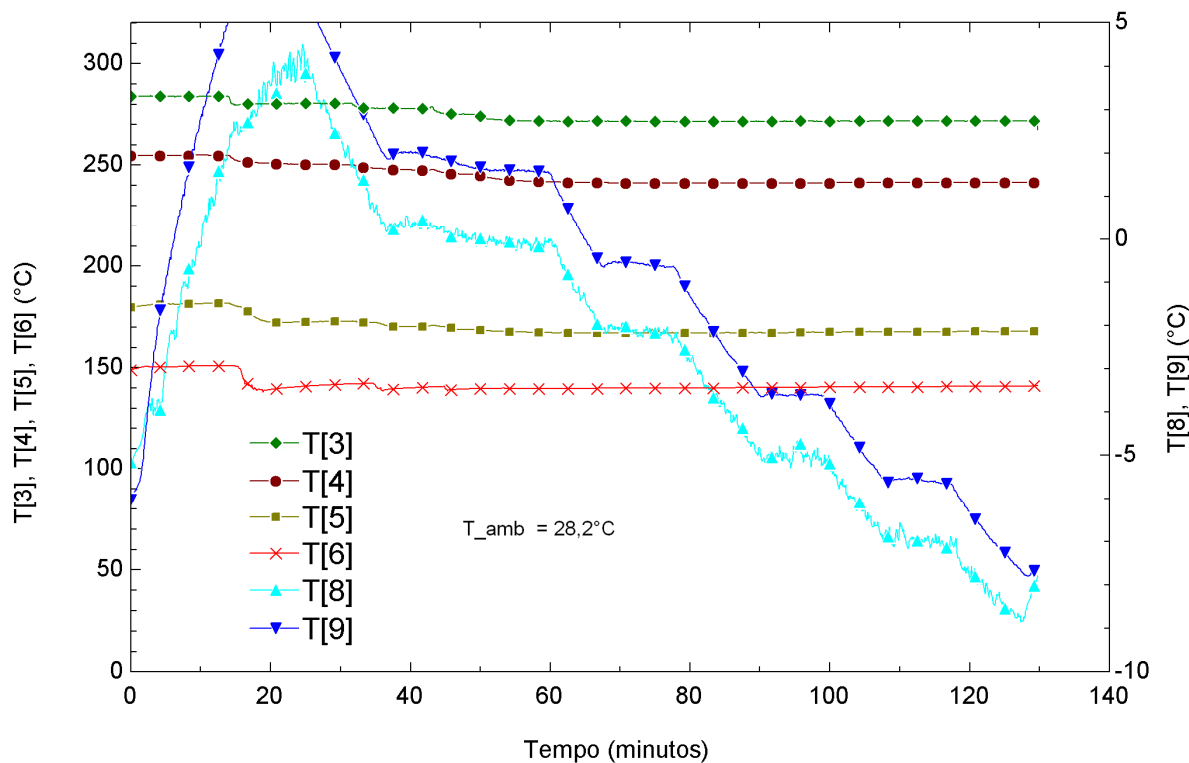


Figura A.6 – Comportamento térmico para a potência elétrica de 13 kW<sub>e</sub> (2ª bateria)

## Apêndice B: Resultado numérico dos testes

Os resultados destacados em negrito são aqueles utilizados no Capítulo 6.

Tabela B.1 – Medições e cálculo das principais grandezas

	$W_e$ (kW)	$T_1$ (°C)	$T_{amb}$ (°C)	$P_{HRSG}$ (bar)	$Q_{GN}$ (kW)	$Q_{cog}$ (kW)	$Q_{HRSG}$ (kW)	$Q_{vapor}$ (kW)	$\eta_{MT}$ (%)	$\eta_{cog}$ (%)	$\epsilon_{MT}$ (%)	$\epsilon_{HRSG}$ (%)	$\epsilon_{cog}$ (%)
1ª bateria	26,0±0,6	30,6±2,2	20,9±2,2	5,01±0,02	113,9±4,9	74,9±2,4	21,3±1,2	19,6±1,1	22,8±1,2	39,2±2,0	21,9	66,9	25,9
	24,0±0,6	30,6±2,2	20,7±2,2	4,49±0,02	107,5±4,9	70,4±2,5	20,4±1,2	18,7±1,1	22,3±1,2	38,9±2,1	21,4	66,9	25,3
	22,0±0,6	30,7±2,2	20,5±2,2	4,02±0,02	101,5±4,9	64,3±2,4	18,9±1,2	17,3±1,1	21,7±1,2	37,9±2,2	20,8	66,9	24,5
	20,0±0,6	30,2±2,2	19,7±2,2	3,48±0,02	94,0±5,0	59,0±2,7	17,7±1,2	16,2±1,1	21,3±1,4	37,6±2,4	20,4	66,8	24,0
	<b>18,0±0,6</b>	<b>29,7±2,2</b>	<b>24,3±2,2</b>	<b>2,96±0,02</b>	<b>118,3±5,0</b>	<b>53,5±2,2</b>	<b>16,1±1,0</b>	<b>14,8±0,9</b>	<b>15,2±0,9</b>	<b>27,0±1,5</b>	<b>14,6</b>	<b>66,1</b>	<b>17,0</b>
	<b>16,0±0,6</b>	<b>29,2±2,2</b>	<b>23,0±2,2</b>	<b>2,45±0,02</b>	<b>107,0±5,3</b>	<b>47,8±2,1</b>	<b>14,2±1,0</b>	<b>13,1±0,9</b>	<b>15,0±1,0</b>	<b>26,3±1,7</b>	<b>14,3</b>	<b>65,8</b>	<b>16,5</b>
2ª bateria	<b>26,0±0,6</b>	<b>30,5±2,2</b>	<b>24,5±2,2</b>	<b>5,32±0,02</b>	<b>114,4±4,9</b>	<b>75,2±2,4</b>	<b>20,7±1,2</b>	<b>19,0±1,1</b>	<b>22,7±1,1</b>	<b>39,3±2,0</b>	<b>21,7</b>	<b>67,5</b>	<b>25,6</b>
	<b>24,0±0,6</b>	<b>30,8±2,2</b>	<b>24,0±2,2</b>	<b>4,82±0,02</b>	<b>108,8±4,9</b>	<b>70,9±2,4</b>	<b>19,6±1,2</b>	<b>18,1±1,1</b>	<b>22,1±1,2</b>	<b>37,8±2,1</b>	<b>21,1</b>	<b>67,4</b>	<b>24,9</b>
	<b>22,0±0,6</b>	<b>29,9±2,2</b>	<b>22,5±2,2</b>	<b>4,13±0,02</b>	<b>102,0±5,4</b>	<b>64,6±2,4</b>	<b>18,3±1,2</b>	<b>16,9±1,1</b>	<b>21,6±1,3</b>	<b>37,2±2,3</b>	<b>20,6</b>	<b>67,2</b>	<b>24,2</b>
	<b>20,0±0,6</b>	<b>30,1±2,2</b>	<b>22,1±2,2</b>	<b>3,65±0,02</b>	<b>95,0±5,5</b>	<b>59,4±2,7</b>	<b>17,1±1,2</b>	<b>15,7±1,1</b>	<b>21,0±1,4</b>	<b>36,6±2,5</b>	<b>20,1</b>	<b>67,1</b>	<b>23,6</b>
	18,0±0,6	31,6±2,2	28,0±2,2	2,96±0,02	119,7±5,3	53,5±2,2	16,1±1,0	14,8±0,9	15,0±0,9	26,6±1,5	14,3	65,9	16,8
	13,0±0,6	32,0±2,2	28,2±2,2	2,45±0,02	97,1±5,3	45,9±2,1	13,9±1,0	12,8±0,9	13,4±1,0	25,6±1,8	12,8	67,2	15,2

Tabela B.2 – Resultados para o sistema de refrigeração na 1ª bateria

$W_e$	$T_{ref.}(^{\circ}C)$	$P_{HRSG}$ (bar)	$T_{amb}$ ( $^{\circ}C$ )	$Q_{frio}$ (kW)	COP (-)	$E_{frio}$ (kW)	$\epsilon_{AC}(\%)$
26 kW	-1,2±0,3	5,03±0,02	20,6±2,2	12,4±1,6	0,58±0,08	1,01	17,5
	-1,9±0,2	4,98±0,02	21,0±2,2	10,6±1,1	0,50±0,06	0,91	15,8
	-5,0±0,4	4,98±0,02	21,1±2,2	10,9±1,4	0,51±0,07	1,05	18,3
	-7,4±0,4	5,02±0,02	20,8±2,2	10,0±1,7	0,47±0,08	1,06	18,5
	-8,8±0,4	5,03±0,02	20,8±2,2	9,1±1,3	0,43±0,07	1,02	17,8
24 kW	0,3±0,4	4,41±0,02	20,6±2,2	9,8±1,6	0,48±0,08	0,77	14,1
	-2,0±0,3	4,45±0,02	20,5±2,2	9,6±1,2	0,47±0,07	0,83	15,3
	-4,7±0,4	4,49±0,02	20,7±2,2	9,4±1,4	0,46±0,07	0,91	16,9
	-7,2±0,5	4,54±0,02	20,7±2,2	8,9±1,9	0,44±0,10	0,95	17,6
	-9,3±0,4	4,58±0,02	21,0±2,2	8,2±1,2	0,41±0,06	0,95	17,6
22 kW	0,7±0,4	4,01±0,02	20,7±2,2	9,2±1,6	0,49±0,09	0,72	14,5
	-2,5±0,5	4,00±0,02	20,6±2,2	8,9±2,0	0,47±0,11	0,80	16,2
	-4,1±0,4	4,02±0,02	20,6±2,2	8,9±1,4	0,47±0,08	0,85	17,3
	-6,5±0,4	4,02±0,02	20,3±2,2	8,8±1,1	0,47±0,07	0,91	18,6
	-9,1±0,5	4,02±0,02	20,0±2,2	7,4±1,8	0,39±0,10	0,86	17,4
20 kW	0,4±0,3	3,46±0,02	19,9±2,2	8,0±1,4	0,45±0,09	0,64	14,0
	-2,3±0,3	3,48±0,02	19,8±2,2	7,9±1,7	0,45±0,10	0,71	15,6
	-5,1±0,2	3,48±0,02	19,6±2,2	8,0±1,0	0,45±0,06	0,79	17,6
	-7,0±0,4	3,49±0,02	19,6±2,2	7,8±1,6	0,44±0,10	0,84	18,6
	-9,6±0,5	3,49±0,02	19,8±2,2	7,5±1,9	0,42±0,11	0,88	19,5
18 kW	<b>0,2±0,5</b>	<b>2,97±0,02</b>	<b>24,5±2,2</b>	<b>7,4±1,9</b>	<b>0,46±0,12</b>	<b>0,60</b>	<b>14,9</b>
	<b>-2,5±0,4</b>	<b>2,97±0,02</b>	<b>25,2±2,2</b>	<b>7,0±1,7</b>	<b>0,44±0,11</b>	<b>0,64</b>	<b>15,9</b>
	<b>-4,1±0,4</b>	<b>2,97±0,02</b>	<b>24,8±2,2</b>	<b>6,8±1,4</b>	<b>0,42±0,09</b>	<b>0,66</b>	<b>16,5</b>
	<b>-7,0±0,4</b>	<b>2,95±0,02</b>	<b>23,8±2,2</b>	<b>6,9±1,4</b>	<b>0,42±0,09</b>	<b>0,74</b>	<b>18,4</b>
	<b>-9,1±0,3</b>	<b>2,93±0,02</b>	<b>23,4±2,2</b>	<b>6,2±1,2</b>	<b>0,38±0,08</b>	<b>0,72</b>	<b>18,0</b>
16 kW	<b>0,5±0,3</b>	<b>2,50±0,02</b>	<b>24,1±2,2</b>	<b>6,4±1,1</b>	<b>0,45±0,08</b>	<b>0,52</b>	<b>14,9</b>
	<b>-1,8±0,3</b>	<b>2,45±0,02</b>	<b>22,2±2,2</b>	<b>6,7±1,3</b>	<b>0,47±0,10</b>	<b>0,59</b>	<b>17,1</b>
	<b>-3,9±0,3</b>	<b>2,43±0,02</b>	<b>23,0±2,2</b>	<b>6,3±1,1</b>	<b>0,45±0,08</b>	<b>0,62</b>	<b>17,9</b>
	<b>-6,9±0,3</b>	<b>2,43±0,02</b>	<b>22,9±2,2</b>	<b>6,3±1,0</b>	<b>0,44±0,08</b>	<b>0,68</b>	<b>19,9</b>
	<b>-8,9±0,3</b>	<b>2,44±0,02</b>	<b>22,6±2,2</b>	<b>5,8±1,1</b>	<b>0,41±0,08</b>	<b>0,67</b>	<b>19,7</b>



Tabela B.3 – Resultados para o sistema de refrigeração na 2ª bateria

$W_e$	$T_{ref.}(^{\circ}C)$	$P_{HRSG}$ (bar)	$T_{amb}(^{\circ}C)$	$Q_{frio}$ (kW)	COP (-)	$E_{frio}$ (kW)	$\epsilon_{AC}(\%)$
26 kW	-0,2±0,2	5,20±0,02	24,1±2,2	9,9±1,1	0,48±0,06	0,80	14,0
	-2,2±0,2	5,27±0,02	24,2±2,2	9,9±1,1	0,48±0,06	0,87	15,3
	-4,7±0,4	5,32±0,02	24,8±2,2	9,2±1,2	0,44±0,06	0,89	15,8
	-7,0±0,3	5,36±0,02	24,4±2,2	8,6±1,0	0,42±0,05	0,92	16,3
	-9,4±0,3	5,46±0,02	25,0±2,2	7,2±1,1	0,35±0,06	0,84	14,9
24 kW	-0,7±0,4	4,88±0,02	24,3±2,2	9,5±1,4	0,48±0,08	0,78	14,8
	-2,1±0,4	4,85±0,02	23,9±2,2	9,5±1,3	0,48±0,07	0,83	15,7
	-5,0±0,3	4,78±0,02	23,6±2,2	9,1±1,2	0,46±0,07	0,90	16,9
	-6,9±0,3	4,75±0,02	23,8±2,2	8,4±1,2	0,43±0,07	0,90	17,0
	-9,2±0,2	4,83±0,02	24,6±2,2	6,6±0,9	0,34±0,05	0,78	14,6
22 kW	0,0±0,3	4,08±0,02	22,8±2,2	8,5±1,1	0,46±0,06	0,68	14,1
	-2,3±0,2	4,12±0,02	22,5±2,2	8,6±1,1	0,47±0,06	0,76	15,9
	-5,0±0,4	4,14±0,02	22,4±2,2	8,4±1,3	0,46±0,08	0,83	17,4
	-7,1±0,3	4,15±0,02	22,5±2,2	8,2±1,0	0,45±0,06	0,87	18,2
	-9,5±0,3	4,19±0,02	22,4±2,2	7,2±1,1	0,39±0,07	0,84	17,5
20 kW	-0,2±0,4	3,54±0,02	22,2±2,2	7,7±2,3	0,45±0,14	0,63	14,3
	-2,1±0,3	3,62±0,02	22,3±2,2	7,8±1,0	0,46±0,07	0,69	15,7
	-4,9±0,3	3,65±0,02	22,2±2,2	7,8±1,1	0,46±0,07	0,78	17,7
	-7,2±0,3	3,69±0,02	22,1±2,2	7,8±1,1	0,46±0,07	0,84	19,1
	-9,4±0,3	3,74±0,02	21,8±2,2	6,8±1,0	0,40±0,07	0,80	18,2
18 kW	0,0±0,2	2,97±0,02	27,3±2,2	7,0±1,0	0,43±0,07	0,57	14,2
	-1,9±0,3	2,97±0,02	27,9±2,2	6,5±1,0	0,40±0,07	0,59	14,5
	-5,1±0,3	2,97±0,02	28,3±2,2	6,3±1,0	0,39±0,07	0,64	15,9
	-6,8±0,2	2,95±0,02	28,5±2,2	5,4±0,9	0,33±0,06	0,59	14,5
	-8,7±0,4	2,93±0,02	28,3±2,2	3,6±1,4	0,23±0,09	0,43	10,6
13 kW	-0,1±0,2	2,93±0,02	28,3±2,2	4,7±0,9	0,34±0,07	0,40	11,6
	-2,2±0,3	2,93±0,02	28,3±2,2	4,3±0,9	0,31±0,07	0,40	11,6
	-5,0±0,4	2,93±0,02	28,3±2,2	3,8±1,1	0,28±0,08	0,40	11,6
	-7,0±0,3	2,93±0,02	28,3±2,2	3,9±0,8	0,28±0,06	0,43	12,5
	-8,7±0,2	2,93±0,02	28,3±2,2	3,0±1,0	0,22±0,07	0,36	10,4

### Apêndice C: Gráficos com barras de incerteza

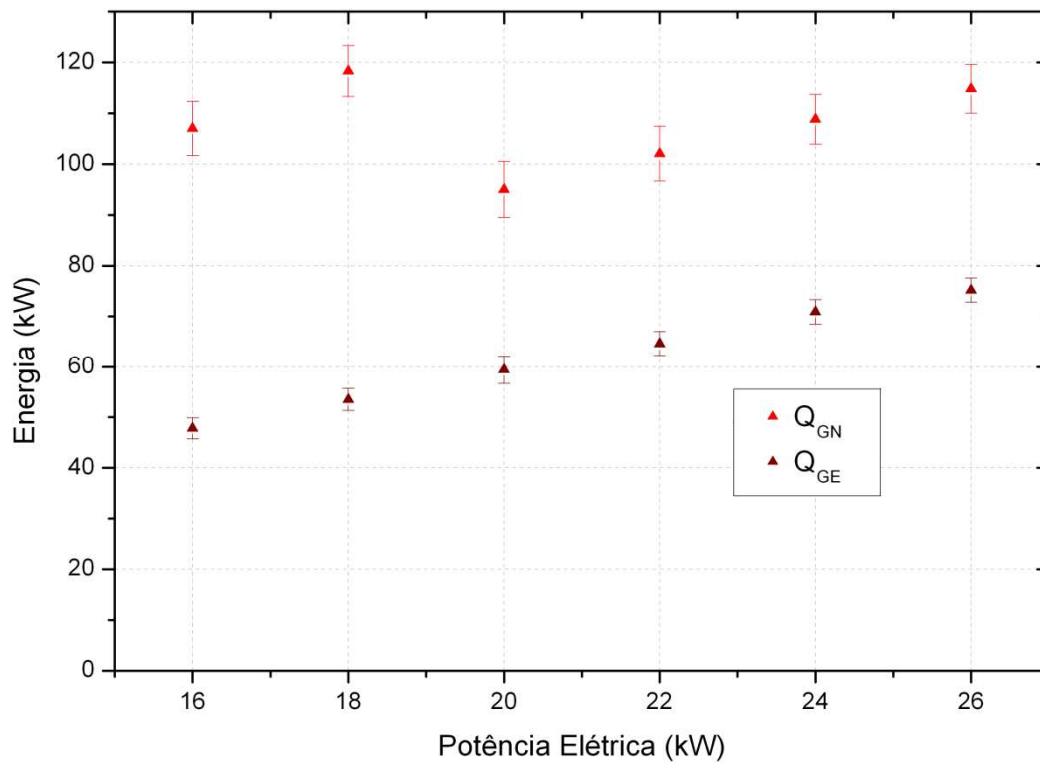


Figura C.1 – Energia do combustível e gases de exaustão da microturbina (barra de incerteza)

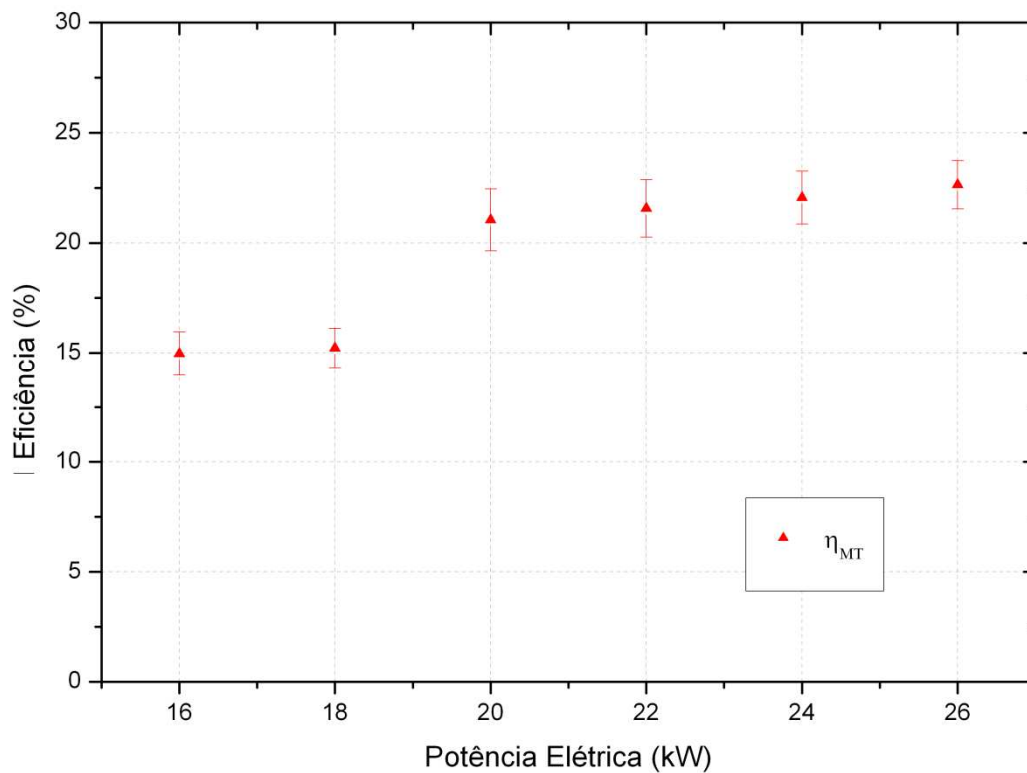


Figura C.2 – Eficiência elétrica da microturbina (barra de incerteza)

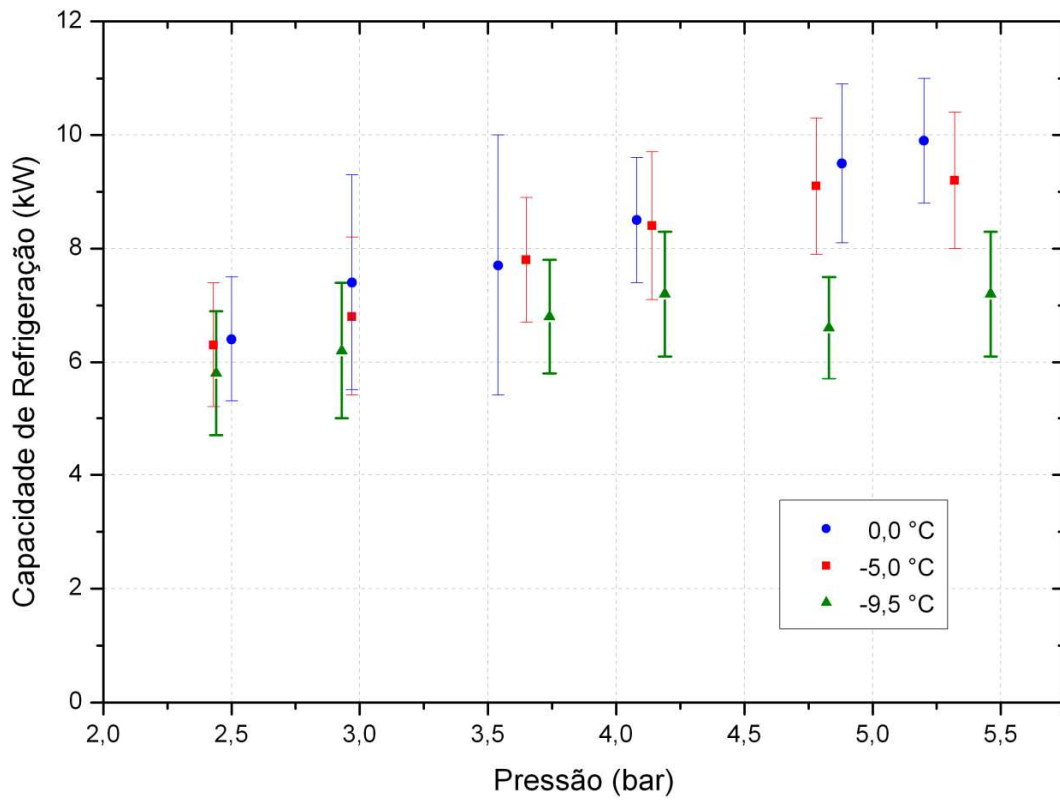


Figura C.3 - Capacidade de refrigeração em função da pressão na caldeira (barra de incerteza)

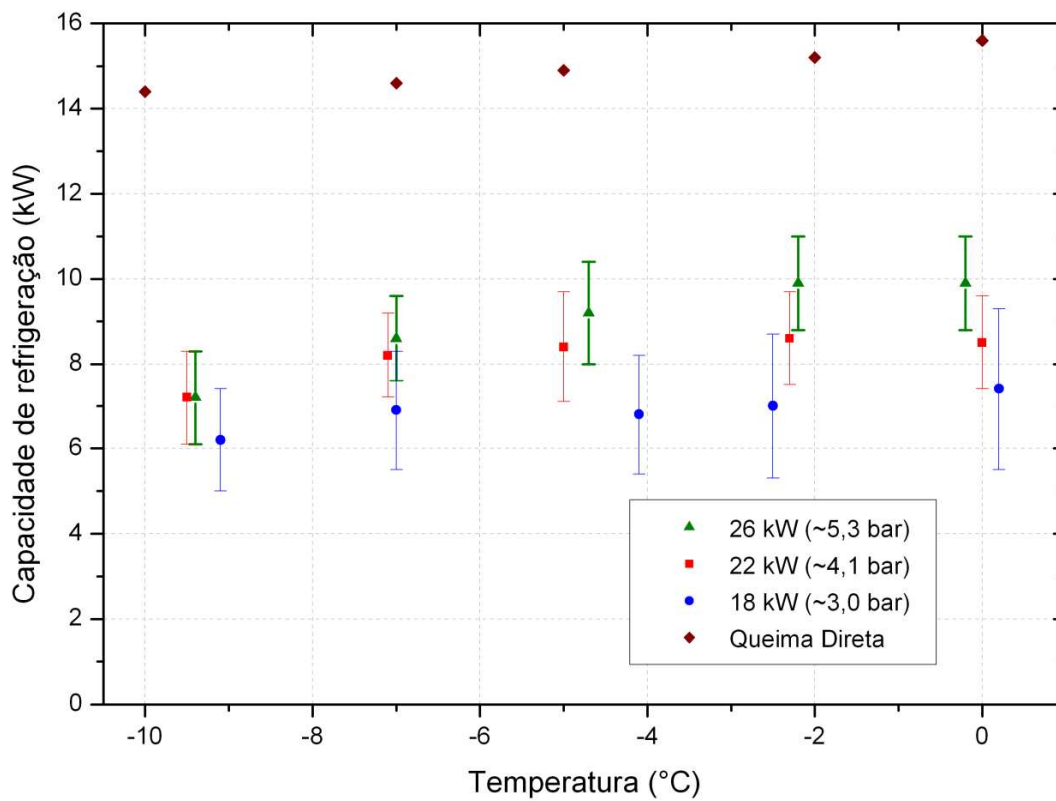


Figura C.4 - Capacidade de refrigeração com temperatura saída *chiller* (barra de incerteza)

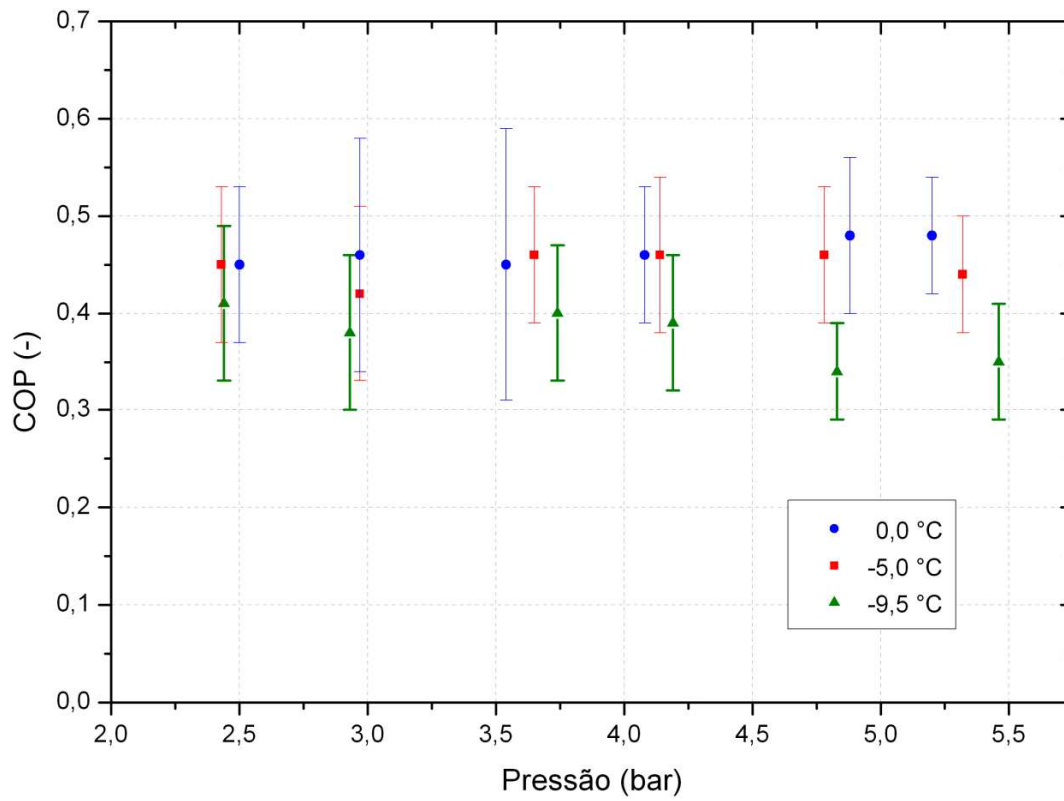


Figura C.5 - COP em função da pressão na caldeira (barra de incerteza)

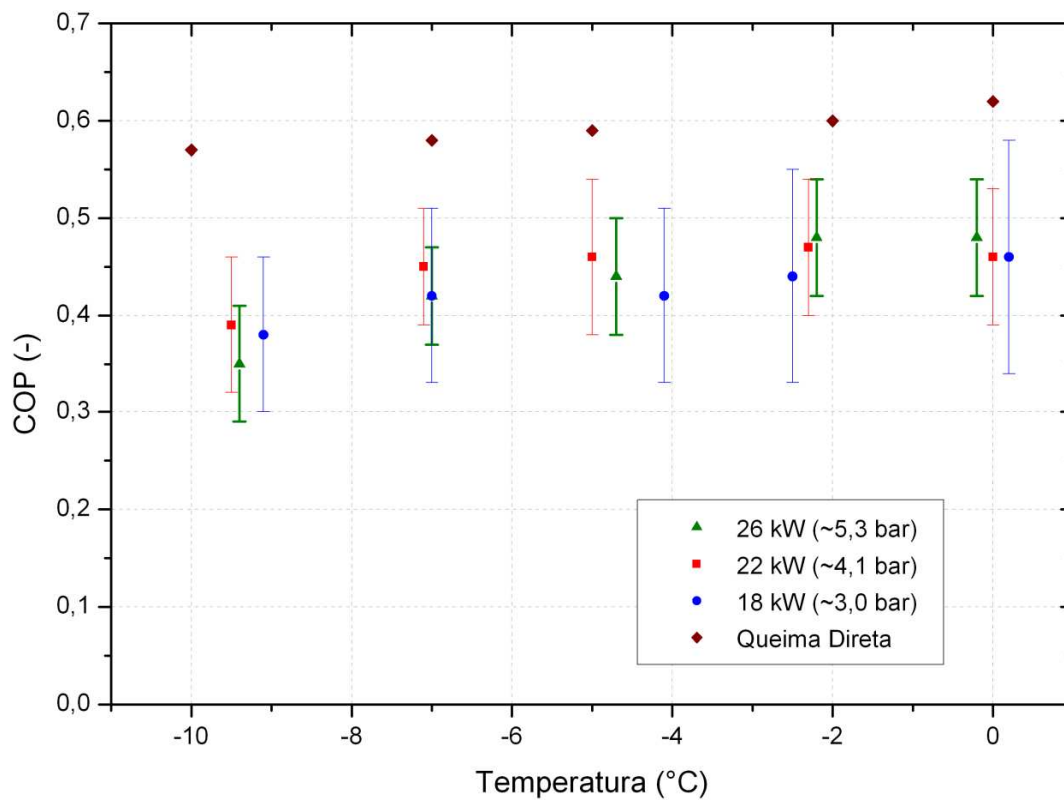


Figura C.6 - COP em função da temperatura saída *chiller* (barra de incerteza)

## Apêndice D: Memória de cálculo para análise de incerteza

Os procedimentos de cálculo aqui apresentados são ilustrados com os valores do teste a plena carga (26 kW) com a temperatura nominal de refrigeração (-5°C).

A fórmula geral da incerteza padrão atribuída a uma medição indireta é dada pelas equações (D.1) e (D.2) de acordo com BIPM (2003). Para todos os valores calculados, adotou-se uma faixa de abrangência de 95,45% para estimativa da incerteza expandida.

### FORMULA GERAL

Para uma grandeza determinada por uma medição indireta como:

$$G = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (D.1)$$

A incerteza combinada e a incerteza expandida são dadas, respectivamente, por:

$$u_c^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_n} u(X_n)\right)^2 \quad (D.2)$$

$$U(G) = u_c(G) \times t \quad (D.3)$$

onde  $t$  é o coeficiente de *Student* determinado pelo grau de liberdade efetivo:

$$v_{ef} = \frac{u^4(G)}{\frac{u_r^4(X_1)}{v_{X_1}} + \frac{u_r^4(X_2)}{v_{X_2}} + \dots + \frac{u_r^4(X_n)}{v_{X_n}}} \quad (D.4)$$

### ENERGIA ATRIBUÍDA AO COMBUSTÍVEL

$$\dot{Q}_{GN} = \dot{m}_{GN} PCI_{GN} = \dot{v} \rho PCI_{GN} \quad (D.5)$$

$$u^2(\dot{Q}_{GN}) = (\rho PCI_{GN} u(\dot{V}))^2 + (\dot{v} PCI_{GN} u(\rho))^2 + (\dot{v} \rho u(PCI_{GN}))^2 \quad (D.6)$$

A vazão volumétrica de gás natural é medida e seu balanço de incertezas é apresentado na Tabela D.1.

Tabela D.1 - Balanço de Incertezas para a vazão volumétrica do Gás Natural ( $\dot{v}_2$ )

Vazão volumétrica (m <sup>3</sup> /h)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
VM = 6,02 m <sup>3</sup> /h FE = 17 m <sup>3</sup> /h	Precisão	= 0,01*FE	Retangular	1,73	0,10	∞	
	Sensor – Repetitividade	= 0,003*FE	Retangular	1,73	0,03	∞	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,02	59	
	Incerteza Combinada			Normal	-	0,10	∞
	Incerteza Expandida			Normal (k=2)		0,21	-

$$\dot{v}_2 = (6,02 \pm 0,21)m^3/h \quad (D.7)$$

ou

$$\dot{v}_2 = (0,001672 \pm 0,000058)m^3/s \quad (D.8)$$

A densidade do gás natural é uma propriedade termodinâmica função da temperatura e da pressão:

$$\rho = f(P, T) \quad (D.9)$$

Sua incerteza é estimada através dos valores máximo e mínimo possíveis baseados nas medições de pressão e temperatura e suas incertezas:

$$u(\rho) = \frac{\rho_{m\acute{a}x} - \rho_{m\acute{i}n}}{2} \quad (D.10)$$

$$\rho_{m\acute{a}x} = f(P_{m\acute{a}x}, T_{m\acute{i}n}) \quad (D.11)$$

$$\rho_{m\acute{i}n} = f(P_{m\acute{i}n}, T_{m\acute{a}x}) \quad (D.12)$$

A temperatura do gás natural é medida e seu balanço de incertezas é apresentado na Tabela D.2.

Tabela D.2 – Balanço de incertezas para a temperatura do Gás Natural ( $T_2$ )

Temperatura (°C)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
VM = 24,36°C	PT100	= 0,15 + 0,002*VM	Retangular	1,73	0,11	∞	
	Datalog	0,06	Retangular	1,73	0,03	∞	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,02	59	
	Incerteza Combinada			Normal		0,12	∞
	Incerteza Expandida			Normal (k=2)	-	0,24	-

$$T_2 = (24,4 \pm 0,2)^\circ C \quad (D.13)$$

A pressão do gás natural também é medida e seu balanço de incertezas é apresentado na Tabela D.3.

Tabela D.3– Balanço de incertezas para a pressão do Gás Natural ( $P_2$ )

Pressão Manométrica (bar)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
VM = 0,937 bar FE = 2,5 bar	Precisão	= 0,005*FE	Retangular	1,73	0,007	∞	
	Histerese	= 0,001*FE	Retangular	1,73	0,001	∞	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,001	59	
	Incerteza Combinada			Normal		0,007	∞
	Incerteza Expandida			Normal (k=2)		0,015	-

$$P_2 = (0,937 \pm 0,015)bar \quad (D.14)$$

A densidade do gás natural é igual a:

$$\rho_2 = (1,453 \pm 0,013)kg/m^3 \quad (D.15)$$

O poder calorífico inferior do Gás Natural e sua incerteza são assim calculados:

$$PCI_{GN} = \sum (Y_i \cdot PCI_i) \quad (D.16)$$

$$Y_i = X_i \left( \frac{\text{Massa Molar}_i}{\text{Massa Molar}_{GN}} \right) \quad (\text{D.17})$$

$$\begin{aligned} u^2(PCI_{GN}) &= [PCI \cdot u(Y_{CO_2})]^2 + [PCI \cdot u(Y_{CH_4})]^2 \\ &+ [PCI \cdot u(Y_{C_2H_6})]^2 + [PCI \cdot u(Y_{C_4H_8})]^2 \\ &+ [PCI \cdot u(Y_{C_6H_{10}})]^2 \end{aligned} \quad (\text{D.18})$$

onde  $Y_i$  é a fração mássica e  $X_i$  a fração molar do componente  $i$ .

Os valores do PCI de cada componente foram retirados de Kotas (1995) e a fração molar da composição fornecida pela ScGás (2009) apresentada na Tabela H.1. A incerteza padrão de cada componente foi calculado com base nas 20 medições ao longo de setembro de 2009.

O PCI calculado:

$$PCI_{GN} = (47041 \pm 393) \text{ kJ/kg} \quad (\text{D.19})$$

A energia atribuída ao combustível e sua incerteza expandida são dados na equação (D.20).

$$\dot{Q}_{GN} = (114,4 \pm 4,9) \text{ kW} \quad (\text{D.20})$$

### ENERGIA DISPONÍVEL PARA COGERAÇÃO

$$\dot{Q}_{cog} = \dot{m}_{GE} c_p (T_3 - 25) \quad (\text{D.21})$$

$$\begin{aligned} u^2(\dot{Q}_{cog}) &= (c_p (T_3 - 25) u(\dot{m}_{GE}))^2 + (\dot{m}_{GE} (T_3 - 25) u(c_p))^2 \\ &+ (\dot{m}_{GE} c_p u(T_3))^2 \end{aligned} \quad (\text{D.22})$$

A vazão mássica dos gases de exaustão é calculada de acordo com o método apresentado no Apêndice E:

$$\dot{m} = \rho VA \quad (\text{D.23})$$

$$\rho = f(T, P) \quad (\text{D.24})$$

$$V = \sqrt{\frac{2P_{din}}{\rho}} \quad (\text{D.25})$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (\text{D.26})$$



Assim, a vazão mássica e sua incerteza são assim calculadas:

$$\dot{m} = \pi d^2 \sqrt{\frac{P_{din} \rho}{8}} \tag{D.27}$$

$$u^2(\dot{m}) = \left( \pi d \sqrt{\frac{P_{din} \rho}{2}} u(d) \right)^2 + \left( \pi d^2 \sqrt{\frac{\rho}{32 P_{din}}} u(P_{din}) \right)^2 + \left( \pi d^2 \sqrt{\frac{P_{din}}{32 \rho}} u(\rho) \right)^2 \tag{D.28}$$

O diâmetro interno da chaminé de exaustão foi medido através dos furos realizados em sua lateral defasados de 60°. As medições foram realizadas com o intuito de estimar a incerteza da não-circularidade da seção transversal da chaminé. As medições são apresentadas na Tabela D.4.

Tabela D.4 – Medição do diâmetro interno da chaminé

Medida	Diâmetro (mm)
1	161
2	162
3	162
Média	161,67
s	0,577

O balanço de incertezas do diâmetro é apresentado na Tabela D.5:

Tabela D.5 – Balanço de incertezas para o diâmetro interno da chaminé

Diâmetro (mm)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
VM = 161,67 mm	Resolução	1,00	Retangular	1,73	0,58	∞	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,577	2	
	Incerteza Combinada			Normal		0,816	8
	Incerteza Expandida			Normal (k=2,37)	-	1,93	-

$$d = (162 \pm 2) \text{ mm} \quad (\text{D.29})$$

A medição da pressão dinâmica é obtida através da média das leituras em 18 pontos:

$$P_{din} = \sum_{i=1}^{18} \frac{P_i}{18} \quad (\text{D.30})$$

Para estimar a incerteza de medição, cada pressão foi medida 6 vezes e seus valores são mostrados na Tabela D.6.

Tabela D.6 – Medições da pressão dinâmica média

Cálculo	$P_{din}$ (Pa)
1	106,3
2	103,4
3	102,8
4	105,7
5	102,4
6	103,7
Média	104,05
s	1,59

$$P_{din} = (104,1 \pm 4,2) \text{ Pa} \quad k = 2,65 \quad (\text{D.31})$$

A densidade dos gases de exaustão é calculada conforme a pressão absoluta e temperatura na seção transversal onde é realizada a medição. A pressão é considerada igual à atmosférica, visto que o ponto de medição se encontra próximo ao final da chaminé. A temperatura é medida com um termômetro manual utilizando-se uma sonda de termopar. Na Tabela D.7 são mostrados os valores de temperatura e densidade correspondentes a cada medição.

Tabela D.7 – Valores de temperatura e densidade em cada medição

Medição	T (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
1	185,2±2,9	0,770±0,005
2	179,1±2,9	0,781±0,005
3	178±2,9	0,783±0,005
4	189,6±2,9	0,763±0,005
5	183,7±2,9	0,773±0,005
6	185,5±2,9	0,770±0,005
Média	183,5	0,773
s	-	0,007

O balanço de incertezas da medição de temperatura é apresentado na Tabela D.10

Tabela D.8 – Balanço de incertezas para a temperatura dos gases de exaustão no ponto de medição de vazão

Temperatura (°C)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)
VM = 183,5°C	Erro Termopar	2,2	Retangular	1,73	1,27	∞
	Erro Termômetro	1,3	Retangular	1,73	0,74	∞
	Incerteza Combinada		Normal	-	1,47	∞
	Incerteza Expandida		Normal (k=2)		2,94	-

O balanço de incertezas do cálculo da densidade é apresentado na Tabela D.9.

Tabela D.9 – Balanço de incertezas para a densidade dos gases de exaustão no ponto de medição de vazão

Densidade (kg/m³)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)
VM = 0,773 (kg/m³)	Erro Termopar	0,005	Retangular	1,73	0,003	∞
	Repetitividade	-	Retangular	-	0,007	5
	Incerteza Combinada		Normal	-	0,008	7
	Incerteza Expandida		Normal (k=2,43)		0,018	-

$$\rho = (0,773 \pm 0,018) \text{ kg/m}^3 \quad k = 2,43 \quad (\text{D.32})$$

Enfim, a vazão mássica com a sua incerteza expandida podem ser calculadas:

$$\dot{m}_{GE} = (0,2604 \pm 0,0079) \text{ kg/s} \quad k = 2,105 \quad (\text{D.33})$$

O calor específico dos gases de exaustão é função apenas da temperatura. Como sua variação é muito pequena para as faixas de temperaturas, sua incerteza é desconsiderada:

$$c_p = f(T) \quad (\text{D.34})$$

$$u(c_p) = \frac{c_{p\text{máx}} - c_{p\text{min}}}{2} \sim 0 \quad (\text{D.35})$$

$$c_p = 1,025 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \quad (D.36)$$

O balanço de incerteza para a temperatura na saída da microturbina é apresentado na Tabela D.10:

Tabela D.10– Balanço de incertezas para  $T_3$ 

Temperatura (°C)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
$T_3 = 305,7^\circ C$	Termopar	2,2	Retangular	1,73	1,27	$\infty$	
	Datalog	1,0	Retangular	1,73	0,58	$\infty$	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,07	59	
	Incerteza Combinada			Normal	-	1,40	$\infty$
	Incerteza Expandida			Normal (k=2)		2,78	-

$$T_3 = (305,7 \pm 2,8)^\circ C \quad (D.37)$$

O calor residual disponível nos gases de exaustão da microturbina, assim como sua incerteza expandida, são dados na equação (D.38).

$$\dot{Q}_{cog} = (75,2 \pm 2,4) kW \quad (D.38)$$

#### ENERGIA RECUPERADA DOS GASES DE EXAUSTÃO

$$\dot{Q}_{HRSG} = \dot{m}_{GE} c_p (T_4 - T_5) \quad (D.39)$$

$$u^2(\dot{Q}_{HRSG}) = (c_p(T_4 - T_5)u(\dot{m}_{GE}))^2 + (\dot{m}_{GE}(T_3 - T_5)u(c_p))^2 + (\dot{m}_{GE}c_p u(T_3))^2 + (-\dot{m}_{GE}c_p u(T_5))^2 \quad (D.40)$$

O calor específico do ar é função da temperatura:

$$c_p = f(T) \quad (D.41)$$

$$u(c_p) = \frac{c_{p\max} - c_{p\min}}{2} \sim 0 \quad (D.42)$$

$$c_p = 1,043 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \quad (D.43)$$

O balanço de incerteza para a temperatura na entrada do trocador de calor é apresentado na Tabela D.11:

Tabela D.11 – Balanço de incertezas para  $T_4$ 

Temperatura (°C)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
VM = 277,4°C	Termopar	2,2	Retangular	1,73	1,27	$\infty$	
	Datalog	1,0	Retangular	1,73	0,58	$\infty$	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,05	59	
	Incerteza Combinada			Normal	-	1,40	$\infty$
	Incerteza Expandida			Normal (k=2)		2,79	-

$$T_4 = (277,4 \pm 2,8)^\circ\text{C} \quad (\text{D.44})$$

O balanço de incerteza para a temperatura na entrada do trocador de calor é apresentado na Tabela D.12:

Tabela D.12– Balanço de incertezas para  $T_5$ 

Temperatura (°C)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
VM = 200,7°C	Termopar	2,2	Retangular	1,73	1,27	$\infty$	
	Datalog	1,0	Retangular	1,73	0,58	$\infty$	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,05	59	
	Incerteza Combinada			Normal	-	1,40	$\infty$
	Incerteza Expandida			Normal (k=2)		2,79	-

$$T_5 = (200,7 \pm 2,8)^\circ\text{C} \quad (\text{D.45})$$

O calor recuperado dos gases de exaustão, assim como sua incerteza expandida são dados na equação (D.46).

$$\dot{Q}_{HRSG} = (20,7 \pm 1,2) \text{ kW} \quad (\text{D.46})$$

PRODUÇÃO DE VAPOR

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{Q}_{HRSG} \times \eta_{HRSG} \tag{D.47}$$

$$u(\dot{Q}_{vapor}) = \eta_{HRSG} u(\dot{Q}_{HRSG}) \tag{D.48}$$

O vapor produzido é dado na (D.49).

$$\dot{Q}_{calor} = (19,0 \pm 1,1) kW \tag{D.49}$$

CAPACIDADE DE REGRIGERAÇÃO

$$\dot{Q}_{frio} = \dot{m}_8 c_{p,89} (T_9 - T_8) = \dot{v} \rho c_p (T_9 - T_8) \tag{D.50}$$

$$\begin{aligned} u^2(\dot{Q}_{frio}) &= \left( \rho c_p (T_9 - T_8) u(\dot{v}) \right)^2 + \left( \dot{v} c_p (T_9 - T_8) u(\rho) \right)^2 \\ &+ \left( \dot{v} \rho (T_9 - T_8) u(c_p) \right)^2 + \left( \dot{v} \rho c_p u(T_9) \right)^2 \\ &+ \left( -\dot{v} \rho c_p u(T_8) \right)^2 \end{aligned} \tag{D.51}$$

A vazão volumétrica da solução de água/monoetilenoglicol é medida e seu balanço de incertezas é apresentado na Tabela D.13.

Tabela D.13 - Balanço de incertezas da vazão volumétrica de água/monoetilenoglicol ( $\dot{v}_8$ )

Vazão Volumétrica (m³/h)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão	Graus de Liberdade	
VM = 2,64 m³/h FE = 12,24 m³/h	Sensor – Linearidade	0,01*FE	Retangular	1,73	0,07	∞	
	Sensor – Repetitividade	0,005*FE	Retangular	1,73	0,04	∞	
	Transmissor - Exatidão	0,005*VM	Retangular	1,73	0,01	∞	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,01	59	
	Combinada					0,08	∞
	Expandida			Normal (k=2)		0,16	

$$\dot{v}_8 = (2,64 \pm 0,16) \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{D.52})$$

A densidade da solução de água/monoetilenoglicol é função da temperatura e da fração mássica de monoetilenoglicol. A concentração de monoetilenoglicol na solução é de 33%. O preenchimento do termoacumulador foi feito através da pesagem a cada 20 kg de cada componente, sendo 2 kg de água para cada 1 kg de monoetilenoglicol utilizado. A incerteza da concentração foi estimada como 2%.

$$x_i = (33 \pm 2) \text{ kg}_{\text{moetilenoglicol}}/\text{kg}_{\text{água}} \quad (\text{D.53})$$

$$\rho = f(T, x_i) \quad (\text{D.54})$$

$$u(\rho) = \frac{\rho_{\text{máx}} - \rho_{\text{min}}}{2} \quad (\text{D.55})$$

$$\rho = (1052 \pm 2) \text{ kg}/\text{m}^3 \quad (\text{D.56})$$

Da mesma forma que a densidade, o calor específico da solução de água/monoetilenoglicol é função da temperatura e da fração mássica de monoetilenoglicol.

$$c_p = f(T, x_i) \quad (\text{D.57})$$

$$u(c_p) = \frac{c_{p\text{máx}} - c_{p\text{min}}}{2} \quad (\text{D.58})$$

$$c_p = (3,576 \pm 0,026) \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (\text{D.59})$$

Na Tabela D.14 é apresentado o balanço de incerteza para a temperatura da solução na saída do *chiller*.

Tabela D.14– Balanço de incertezas para T<sub>8</sub>

Temperatura (°C)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
VM = -4,7°C	PT100	= 0,15 + 0,002*VM	Retangular	1,73	0,08	∞	
	Datalog	1,0	Retangular	1,73	0,03	∞	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,15	59	
	Incerteza Combinada			Normal	-	0,18	∞
	Incerteza Expandida			Normal (k=2)		0,35	-

$$T_8 = (-4,7 \pm 0,4) ^\circ C \quad (D.60)$$

Na Tabela D.15 é apresentado o balanço de incerteza para a temperatura da solução na entrada do *chiller*.

Tabela D.15– Balanço de incertezas para T<sub>9</sub>

Temperatura (°C)	Fonte de incerteza	Valor	Distribuição	Divisor	Incerteza Padrão (u)	Graus de Liberdade (v)	
VM = -1,4°C	PT100	= 0,15 + 0,002*VM	Retangular	1,73	0,08	∞	
	Datalog	1,0	Retangular	1,73	0,03	∞	
	Repetitividade	-	Normal	-	0,04	59	
	Incerteza Combinada			Normal		0,10	∞
	Incerteza Expandida			Normal (k=2)		0,20	-

$$T_9 = (-1,4 \pm 0,2) ^\circ C \quad (D.61)$$

A capacidade de refrigeração produzida é dada na equação (D.62).

$$\dot{Q}_{frio} = (9,2 \pm 1,2) kW \quad (D.62)$$

### EFICIÊNCIA ELÉTRICA

$$\eta_{MT} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{GN}} \quad (D.63)$$

$$u^2(\eta_{MT}) = \left( \frac{1}{\dot{Q}_{GN}} u(\dot{W}_e) \right)^2 + \left( -\frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{GN}^2} u(\dot{Q}_{GN}) \right)^2 \quad (D.64)$$

A incerteza da potência elétrica é de 2% do fundo de escala conforme Capstone (2001).

$$\dot{W}_e = (26,0 \pm 0,6) kW \quad (D.65)$$

A eficiência elétrica é dada na equação(D.66).

$$\eta_{MT} = (22,7 \pm 1,1) \% \quad (D.66)$$



EFICIÊNCIA DE COGERAÇÃO

$$\eta_{cog} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{calor} - \sum \dot{W}_i}{\dot{Q}_{GN}} \quad (D.67)$$

$$\begin{aligned} u^2(\eta_{cog}) &= \left( \frac{1}{\dot{Q}_{GN}} u(\dot{W}_e) \right)^2 + \left( \frac{1}{\dot{Q}_{GN}} u(\dot{Q}_{calor}) \right)^2 \\ &+ \left( -\frac{1}{\dot{Q}_{GN}} u\left(\sum \dot{W}_i\right) \right)^2 \\ &+ \left( -\frac{\dot{W}_{e,MT} + \dot{Q}_{calor} - \sum \dot{W}_i}{\dot{Q}_{GN}^2} u(\dot{Q}_{GN}) \right)^2 \end{aligned} \quad (D.68)$$

A incerteza da potência elétrica consumida pelas bombas foi desprezada por apresentar uma pequena participação na incerteza total da eficiência de cogeração.

A eficiência de cogeração é dada na equação (D.69).

$$\eta_{cog} = (38,6 \pm 2,0) \% \quad (D.69)$$

COP

$$COP = \frac{\dot{Q}_{frio}}{\dot{Q}_{HRSG}} \quad (D.70)$$

$$u^2(COP) = \left( \frac{1}{\dot{Q}_{HRSG}} u(\dot{Q}_{frio}) \right)^2 + \left( -\frac{\dot{Q}_{frio}}{\dot{Q}_{HRSG}^2} u(\dot{Q}_{HRSG}) \right)^2 \quad (D.71)$$

Finalmente, o COP é dado na equação (D.72).

$$COP = (0,44 \pm 0,06) \quad (D.72)$$

## Apêndice E: Medição de vazão dos gases de exaustão

A determinação da vazão é feita de maneira indireta através da medição da pressão dinâmica com o auxílio de um tubo de *Pitot* e de um micromanômetro de coluna de álcool. O procedimento de medição é baseado no mapeamento da velocidade na seção transversal do duto, de acordo com método *log-linear* para seções circulares sugerido por *Chebyshef* (ASHRAE, 2005), propondo a média aritmética simples para cálculo da pressão dinâmica média. Neste trabalho, cada medição consistiu na média das leituras em seis pontos ao longo do diâmetro para três furos na lateral da chaminé defasados de 60° entre si, num total de dezoito pontos, conforme mostrado na Figura E.1.

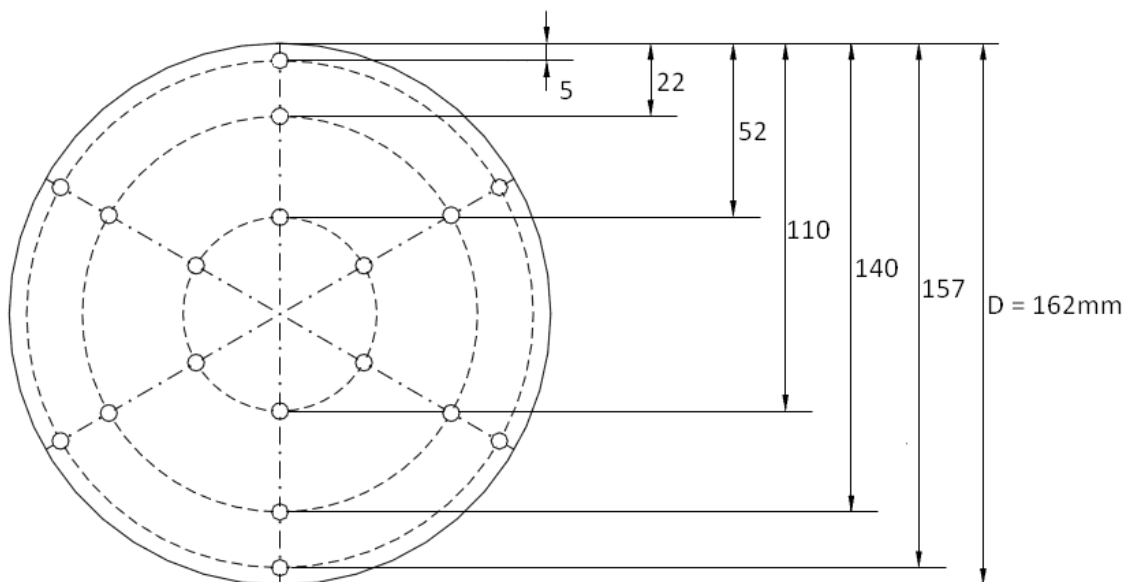


Figura E.1 – Localização dos pontos de medição na seção transversal da chaminé pelo método de *Chebyshef* (ASHRAE, 2005)

A pressão dinâmica é então convertida em velocidade e, posteriormente, em vazão mássica, de acordo com as equações (E.1) a (E.3).

$$P_{din} = \sum_{i=1}^{18} \frac{P_i}{18} \quad (E.1)$$

$$\bar{V} = \sqrt{\frac{2P_{din}}{\rho}} \quad (E.2)$$

$$\dot{m} = \rho \bar{V} A \quad (\text{E.3})$$

A densidade dos gases de exaustão pode ser aproximada pela densidade do ar, visto que a razão ar/combustível é muito alta na microturbina é muito alta. Na Tabela E.1 são relacionados os valores para as vazões mássicas calculados correspondentes às potências elétricas.

Tabela E.1– Vazão mássica dos gases de exaustão para diferentes potências

Potência (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)
26	0,2604 ±0,0079 (k=2,105)
24	0,2512±0,0084 (k=2,087)
22	0,2350±0,0085 (k=2,074)
20	0,2216±0,0097 (k=2,074)
18	0,2025±0,0079 (k=2,032)
16	0,1856±0,0078 (k=2,025)
13	0,1823±0,0079 (k=2,017)

## Apêndice F: Especificação técnica dos equipamentos

### Subsistema de Armazenamento e Controle do GNC

#### **Equipamentos**

- 1 Motobomba TEXIUS, Modelo TBHE-MINI 1/6 CV, 3530 RMP, 220V, 60Hz, 0,9A, IP44;
- 1 Aquecedor Elétrico CUMULUS, Modelo: LXHZ, Tubulação: 1”, Capacidade: 50litros, Pressão de Trabalho: 40mca, 220V, 60Hz, 12/7A,1500W;
- 2 Registros de Gaveta DOCOL, Bitola: 1”, Modelo: R1509-3, Temperatura máxima de operação: 120°C;
- 1 Feixe de Cilindros de GNC, 6 cilindros de 22,5 Nm<sup>3</sup>, 6 válvulas de cilindro bloqueio MAT e uma válvula de abastecimento MAT;
- 1 Válvula de Segurança W. Burger, Bitola: ½” x ¾”, Série: 39348, Calibrada: 250bar;
- 1 Válvula de Esfera G BEE, 1/2” Full Port VSS100, Referência BEE K84, -20°C/180°C CPN40, GAS -20°C/60°C MOPS;
- 1 Válvula de Esfera G BEE, 1” Full Port VSS100, Referência BEE K65-1, -20°C/180°C CPN40, GAS -20°C/60°C MOPS;
- 1 Válvula Redutora de Pressão DINAMOTOR, Modelo: 180HP, Conexões: Entrada: M12 x 1,5mm x Ø6mm e Saída: Ø20mm, 73m<sup>3</sup>/h, Material construtivo: carcaça: liga alumínio, cobre, zinco – Silumin, Membranas: borracha sintética de acrílico nitrilo; conexões: bronze, porcas e parafusos de aço carbono com tratamento anticorrosão; Aquecimento por água;
- 1 Talha Manual VONDER, Capacidade: 2 T, Elevação: 3m;
- Filtro Kromschroder GFK 25R40-4/ 81937100/ C24.03-12631 Pe 4bar, Material Construtivo: Carcaça AlSi, Conexão: NPT 1”, Temperatura de operação: -15°C a 80°C, Pressão máxima de entrada: 4bar, Pressão diferencial recomendada: 10mbar, Elemento filtrante: Polipropileno 50µm, Tomada de pressão a montante e jusante Rp 1/8”;

- Válvula de Esfera G BEE, Referência: BEE K65-1, -20°C/180°C CPN40, GAS - 20°C/60°C MOPS, Material construtivo: Aço inoxidável AISI 316, aceto de válvula em teflon, 1" Full Port VSS100;
- Válvula reguladora de pressão 240PL/OPCO DN 1" Rc, orifício 6,3mm, Faixa de funcionamento: 0,2-2,0 bar, pressão máxima na entrada 10bar, com Shut-off incorporada BRYAN DONKIN RMG; Temperatura de operação: -40°C a 60°C;
- Válvula de alívio BRYAN DONKIN RMG 201 RELIEF VALVE 1" x 1" NPT, set point 1,5bar; Pressão máxima de trabalho: 25,5bar, Temperatura de operação: -40°C a 60°C.

### **Instrumentação**

- Manômetro RJ, Conexão: ¼", Corpo de Plástico, Faixa de leitura: 0 – 14 bar;
- Manômetro NAKA, Diâmetro: 100 mm, Conexão: ½" NPT, Material AISI 304, Líquido de enchimento: Glicerina, Faixa de leitura: 0 - 250bar, Precisão: ±1,0%;
- Manômetro NAKA, Diâmetro: 100 mm, Conexão: ½" NPT, Material AISI 304, Líquido de enchimento: Glicerina, Faixa de leitura: 0 - 10bar, Precisão: ±1,0%;
- Manômetro Kromschöder, Referência: RFM 4R B100, Conexão Rp ½", Faixa de operação 0-4bar;
- Medidor de vazão Contech, SVTG 25/12 1" INT /2", Material: Aço Inoxidável 304, rotor: Aço 420, conexão flangeada ANSI 16.5 B (150 @ 2500Lbs), Vazão: 1,7 a 17 m<sup>3</sup>/h, Temperatura de operação: -50 a 100°C, Alimentação: 24Vdc 20mA, com visualizador Contech DMY2030, Alimentação: 90 a 240V;
- Transmissor de Pressão JUMO do tipo TRANS P30, Modelo: TP-EX-PR-S-4-FAIXA-X, Montagem: Cilindro em INOX 316 – Conexão ao Processo Rosca 1/2" BSP - com "proteção para eletrônica – IP65", faixa de operação 0 a 2,5 bar, Faixa de Temp. °C: 0 a 50 °C, Sinal de Saída: 4 a 20 mA – Pressão Rel, Precisão a 25°C: +/- 0,2% do Fundo de Escala, Alimentação: 18 a 24 Vcc;
- 1 Medidor de temperatura PT100, classe A. Incerteza de medição  $\pm (0,15 + 0,002T)^\circ\text{C}$

## Subsistema de Geração de Eletricidade

### **Equipamentos**

- Microturbina nas condições ISO (15 °C ao nível do mar), Potência:  $28 \pm 1$  kW; Eficiência (PCI):  $25 \pm 2\%$ ; Heat-rate: 14.400 kJ/kW; Consumo de combustível (PCS): 440.000 kJ/h; Temperatura dos gases de exaustão: 261 °C; Calor dissipado nos gases de exaustão: 305.000 kJ/h; Emissão de NOx: max 9 ppmV (15% O<sub>2</sub>); Dimensões: 1900 x 714 x 1344 mm; Peso: 490 kg; Nível de ruído típico: 59 dB a 10 m; Ano de fabricação: 2001;
- Painel de chaveamento Expectron
- Microcomputador Intel Pentium 4, CPU 2.66GHz, AT/AT 490, 224 KB RAM;
- Sistema de renovação de ar, com um exaustor ½ CV e um exaustor 1 CV

### **Instrumentação**

- Unidade de aquisição de dados Agilent 34970<sup>a</sup>, 3 slots, interface RS232, leitura de 250 canais por segundo para medição com termopares, RTD, termistores, ac/dc corrente e tensão, resistência, frequência e período.
- 2 Termopares OMEGA tipo K, Termoelemento positivo (KP): Ni 90% Cr 10% (Cromel), Termoelemento negativo (KN): Ni 95% Mn 2% Si 1% Al 2% (Alumel), Faixa de utilização: -270°C a 1200°C, f.e.m. produzida: -6,458 mV a 48,838 mV.

## Subsistema de Recuperação de Calor

### **Equipamentos**

- 1 Trocador de calor Madef, Tipo tubo aletado (água/gás), Área de troca térmica (gás): 11,48 m<sup>2</sup>, Temperatura do fluido frio (água): 130°C, Temperatura do fluido quente (gás): 155°C;
- 1 Tambor separador Engecass Modelo VPEH 0,15. Capacidade 150 litros, Pressão de trabalho 4 bar, Pressão de prova 6,0 bar, Data de fabricação out/2007;
- 1 Motobomba SCHNEIDER, Modelo: BC-22RA 1" 4cv TRIF60HZ220 /380VRTBR;VT, Ø rotor: 169 mm, Rotação: 3450RPM, Pressão: 23 a 46mca, Vazão: 4,3 a 10,9 m<sup>3</sup>/h, Conexões: Sucção: 1 ¼ " Descarga: 1";
- 2 Válvulas de Segurança W.BURGER, Bitola: ½" x ¾", Série: 49359, Capacidade ajustada: 6 bar;
- 1 Válvula Globo VALMICRO, Conexão: 1/2";
- 1 Válvula Globo TECNOVAPOR, Conexão: ½";
- 9 Válvulas Globo TECNOVAPOR, Conexão: 1 ¼";
- 1 Válvula TOPGAS, Conexão: DN15 PN 40;
- Micro computador AMD Dual Core Processador 5000 2,61 GHz 896 Mb de RAM, HD de 140Gb, para aquisição de sinais e operação remota da microturbina;

### **Instrumentação**

- 1 Pressostato WÄRME, Conexão: 1/2" NPT, Modelo: WRMD-5001, Faixa de medição: Vácuo a 16000mbar, Display: 4 dígitos, Material Aço inoxidável AISI304, Alimentação: 15 a 30Vcc, Consumo máximo de corrente: 60mA, Contato de alarme: 1SPDT, 5A/250Vca/1A/ 125Vcc máx;
- 1 Medidor Vazão GF, Modelo: Signet 525 Metalex Paddlewheel Flow Sensor, Material AISI316, Faixa de medição: 0,5 a 6 m/s, Pressão máxima: 103 bar, Temperatura máxima de operação: 149°C;

- 1 Nível Wärme, Conexão: ½” BSP, Material do tubo guia e bóia: AISI 304, Pressão máxima do processo: 5 kgf/cm<sup>2</sup>, Densidade do líquido: de 0,75 a 1,50 kg/dm<sup>3</sup>, Temperatura máxima do Processo: 100°C, Distância entre pontos: 70mm, Alimentação e capacidade de contato: 20VA / 220VCA;
- 4 Termopares OMEGA Tipo J, Termoelemento positivo (JP): Fe 99,5%, Termoelemento negativo (JN): Cu 55%Ni45% (Constantan), Faixa de medição: -40°C a 750°C, f.e.m -8,096mV a 42,919mV;
- 2 Manômetros WIKA, Faixa de leitura: 0 – 7bar;
- 1 Transdutor de Pressão Wärme, Modelo: WTP-4010, Conexão: ½”, Faixa de operação: 0 a 1000bar, Temperatura de operação: -40 a 125°C, Sinal de saída: 0 a 5V 0 a 4mA.
- 1 Micromanômetro LAMBRECHT 655 M 16, fluido manométrico álcool densidade: 0,8 g/cm<sup>3</sup>, 4 escalas de medições, faixa de medição de 0 a 1600 Pa.
- 1 tubo de pitot, 38,5cm de comprimento, 13cm de altura, 0,8cm de diâmetro.



## Subsistema de Refrigeração

### **Equipamentos**

- 1 Máquina de climatização ROBUR, Modelo: ACF 60-00, Capacidade: 17,6 kW<sub>t</sub>, Temperatura nominal de refrigeração: +7°C (temperatura ambiente 35°C), Consumo elétrico: 0,82 kW<sub>e</sub>, Dimensões: 850 mm x 1230 mm x 1290 mm 340 kg, Conexões: 1 ¼” ;
- 1 Máquina frigorífica ROBUR, Modelo: ACF 60-00-LB, Capacidade: 13,3 kW<sub>t</sub>, Consumo elétrico: 0,9kW<sub>e</sub>, Dimensões: 850 mm x 1230 mm x 1450 mm 340 kg, Conexões: 1 ¼”;
- 1 Motobomba SCHNEIDER, Modelo: BC 91SSC ¾ cv MONO60HZ 110/220V, Rotação: 3450RPM, Ø rotor: 120mm, Pressão: 10 a 24mca, Vazão: 2,8 a 7,5 m<sup>3</sup>/h, Conexões: 1”;
- 1 Motobomba SCHNEIDER, Modelo: BC 91SSC ½ cv MONO60HZ 110/220V, Rotação: 3450RPM, Ø rotor: 111mm, Pressão: 8 a 22mca, Vazão: 2 a 7,7m<sup>3</sup>/h, Conexões: 1”;
- 5 Válvulas Globo WAGA, Conexões: DN25 PN30, Material Construtivo: AISI 316;
- 2 Válvulas Globo DOCOL, Conexões: DN25 PN30, Material construtivo: AISI 316;
- 2 *Fan Coils* TRANE, Modelo: Aquastylus CFE 16 COM2, Capacidade: 9kW<sub>t</sub>;
- 1 Termoacumulador, Capacidade volumétrica: 400 litros, Material interno aço inoxidável, externo aço carbono zincado, Isolante térmico: Espuma de poliuretano;
- 4 Resistências elétricas TERMOBRUSQUE, Potência nominal 4,8 kW, 33cm de altura, 25cm de largura, Tensão: 220V.
- 60 Litros de Monoetilenoglicol, ponto de ebulição 198°C, ponto de fusão -15,6°C, pressão de vapor 0,007 kPa (20°C), densidade 1,115g/cm<sup>3</sup>.

**Instrumentação**

- 2 Termopares OMEGA Tipo: J, Termoelemento positivo (JP): Fe 99,5%, Termoelemento negativo (JN): Cu 55%Ni45% (Constantan), Faixa de medição: -40°C a 750°C, f.e.m -8,096mV a 42,919mV;
- 2 Medidores de Vazão GF, Modelo: Signet 515/2536 Rotor-x Flow Sensors, Faixa de medição: 0,3 a 6m/s, Pressão máxima de operação: 14bar a 20°C, Temperatura de operação: -18°C a 85°C;
- 2 Manômetros WIKA, Faixa de medição: 0- 7 bar, Material construtivo: carcaça: plástico, Conexão: ½”.
- 2 Medidores de temperatura PT100, classe A. Incerteza de medição  $\pm (0,15 + 0,002T)^\circ\text{C}$
- 1 Painel EXPECTRON para o controle PID da temperatura da solução na saída do *chiller*.

## Apêndice G: Medição da perda de carga na exaustão da microturbina

Com o objetivo de avaliar a perda de carga causada pela instalação do trocador de calor na tubulação de exaustão, foi realizada uma série de medições da pressão de exaustão na saída da microturbina para várias potências. Duas condições foram testadas

- (i) Exaustão pela chaminé direto para a atmosfera;
- (ii) Exaustão direcionada para o trocador de calor.

Na Figura G.1 pode ser observada a influência do trocador de calor na pressão na exaustão na microturbina para várias potências. A pressão admissível e a perda de eficiência com o aumento da pressão de exaustão são informadas em Capstone, 2001.

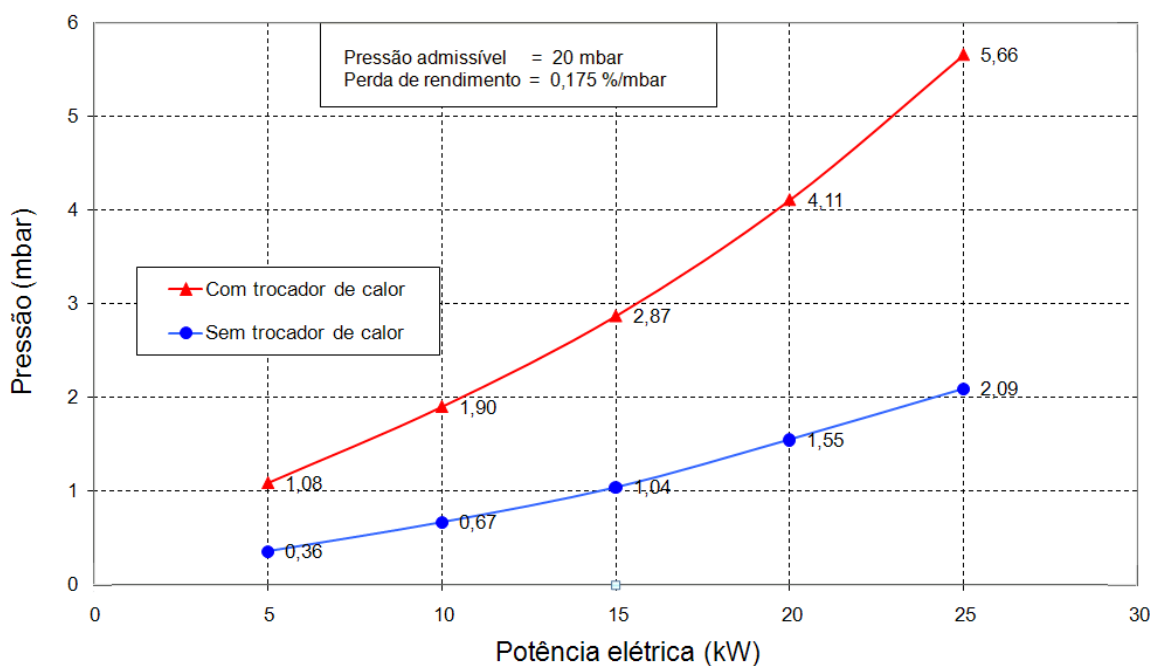


Figura G.1 – Pressão manométrica na saída da microturbina

A pressão máxima medida na saída da microturbina foi de 5,66 mbar. Este valor representa apenas 28% da pressão máxima admissível e, portanto, o sistema está de acordo com suas limitações de operação. Para esta condição, a perda de eficiência esperada é de 1%. O resultado encontrado mostra a viabilidade da instalação de um trocador de calor adicional para recuperação do calor residual dos gases de exaustão que deixa o trocador de calor existente.

## Apêndice H: Composição do Gás Natural

Tabela H.1– Composição do Gás Natural

DIA	PCS		C1 (%)	C2 (%)	C3 (%)	C4+ (%)	O2 (%)	N2 (%)	CO2 (%)
	kcal/m <sup>3</sup>	kJ/m <sup>3</sup>							
<b>1-set-09</b>	9.510	39.805	88,96	6,01	1,83	0,90	0,01	0,68	1,61
<b>2-set-09</b>	9.505	39.782	89,13	5,94	1,80	0,89	0,01	0,68	1,55
<b>3-set-09</b>	9.549	39.969	88,67	6,18	1,92	0,96	0,01	0,67	1,59
<b>4-set-09</b>	9.553	39.983	88,70	6,06	1,93	1,01	0,01	0,64	1,65
<b>5-set-09</b>	9.531	39.892	88,72	6,12	1,85	0,96	0,01	0,64	1,70
<b>6-set-09</b>	9.511	39.809	88,91	6,06	1,80	0,91	0,01	0,64	1,67
<b>7-set-09</b>	9.504	39.778	88,97	6,11	1,75	0,88	0,01	0,65	1,63
<b>8-set-09</b>	9.495	39.742	89,01	6,13	1,71	0,86	0,01	0,69	1,59
<b>9-set-09</b>	9.487	39.706	89,08	6,19	1,64	0,83	0,01	0,70	1,55
<b>10-set-09</b>	9.500	39.764	89,04	6,20	1,72	0,83	0,01	0,71	1,49
<b>11-set-09</b>	9.504	39.780	89,00	6,09	1,77	0,87	0,01	0,70	1,56
<b>12-set-09</b>	9.496	39.746	89,03	6,11	1,72	0,86	0,01	0,69	1,58
<b>13-set-09</b>	9.494	39.739	89,07	6,03	1,74	0,87	0,01	0,68	1,60
<b>14-set-09</b>	9.490	39.719	89,13	5,98	1,73	0,87	0,01	0,70	1,58
<b>15-set-09</b>	9.481	39.683	89,18	5,99	1,69	0,85	0,01	0,69	1,59
<b>16-set-09</b>	9.475	39.659	89,24	5,96	1,69	0,83	0,01	0,68	1,59
<b>17-set-09</b>	9.487	39.707	89,13	6,11	1,68	0,83	0,01	0,71	1,53
<b>18-set-09</b>	9.532	39.897	88,79	6,32	1,79	0,89	0,01	0,82	1,38
<b>19-set-09</b>	9.550	39.973	88,66	6,22	1,90	0,96	0,01	0,86	1,39
<b>20-set-09</b>	9.503	39.777	89,06	5,88	1,80	0,93	0,01	0,64	1,68
<b>21-set-09</b>	9.461	39.600	89,42	5,74	1,68	0,85	0,01	0,61	1,69
<b>22-set-09</b>	9.441	39.516	89,58	5,73	1,60	0,80	0,01	0,65	1,63
	<b>MÉDIA</b>		89,02	6,05	1,76	0,88	0,01	0,69	1,58
	<b>DESVIO PADRÃO</b>		0,23	0,15	0,09	0,05	0,00	0,06	0,08

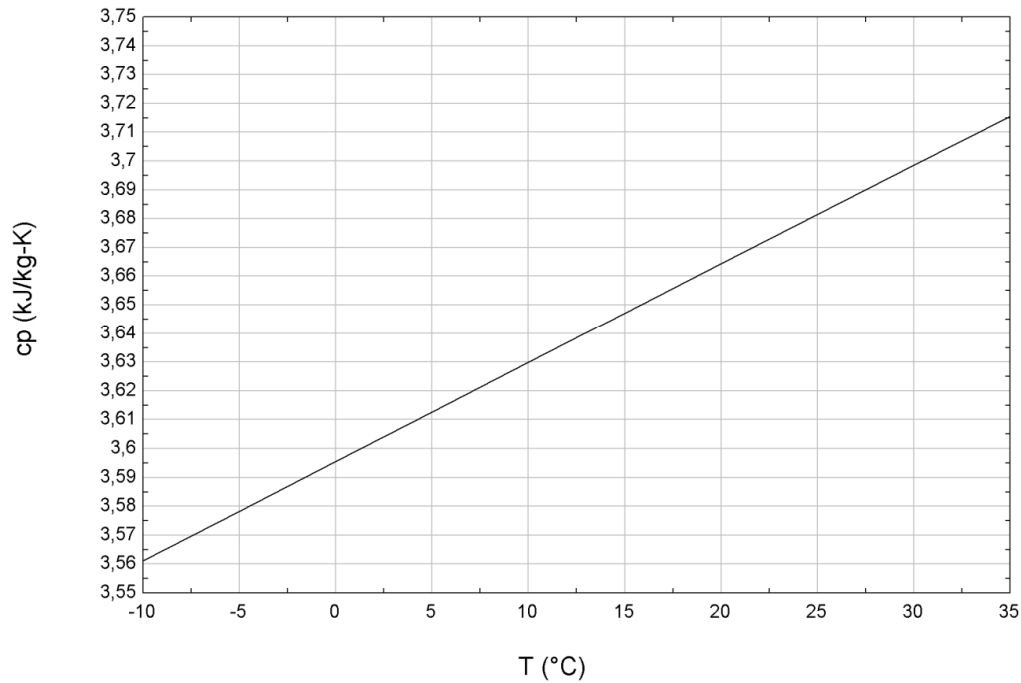
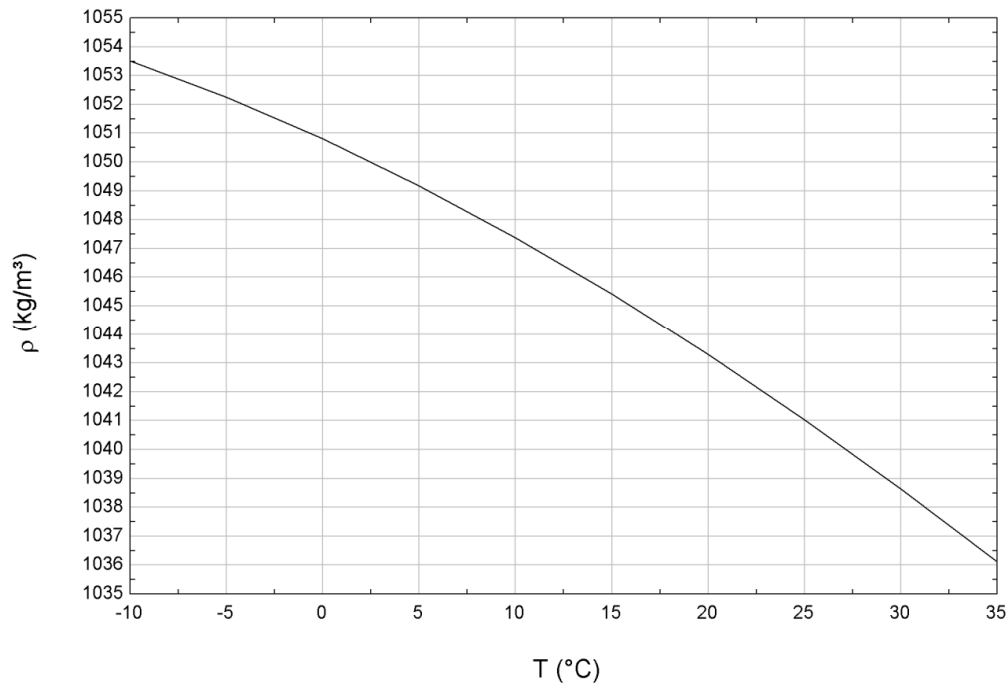
**Apêndice I: Propriedades da solução água/monoetilenoglicol 33%**Figura I.1 –  $C_p$  da solução água/monoetilenoglicol a 33% em função da temperatura

Figura I.2 – Densidade da solução água/monoetilenoglicol a 33%

## Apêndice J: Algoritmo do EES

```
PROCEDURE EG(T;mu:cp_eg;rho_eg)
CALL BRINEPROP2('EG'; mu; T:FreezingPt; rho_eg; cp_eg; ThermalC; DynVisc_brine; Pr)
END
```

```
"|*****
|
| Dados de Entrada
|*****"
```

```
T[1]=30,46[°C]
T[2]=24,36[°C]
T[3]=305,74[°C]
T[4]=277,39[°C]
T[5]=200,67[°C]
T[8]=-4,75[°C]
T[9]=-1,43[°C]
T[10]=24,83[°C]
```

```
P_2=0,9373[bar]
P_6=5,3241[bar]
```

```
v[2]=6,0244[m3/h]
v[8]=2,6352[m3/h]
```

```
W_E=26[kW]
m[5]=0,2612[kg/s]
eta_HRSG=0,92
mu=33,33[%]
massa
P_8=2[bar]
```

"Potência elétrica"

"Vazão mássica dos gases de exaustão"

"Concentração de monoetilenoglicol em

"Pressão na tubulação de água gelada"

```
"|*****
|
| Energia
|*****"
```

" PONTO 1:"

```
P[1]=101,325[kPa]
cp[1]=cp(Air;T=T[1])
```

" PONTO 2:"

```
P[2]=(P_2+1,01325)*convert(bar;kPa)
m[2]=rho[2]*v[2]*convert(1/h;1/s)
rho[2]=SUM(Density(Subs_GN[k];T=T[2];P=P[2])*X_GN[k]; k=1;7)
```

" PONTO 3:"

```
P[3]=101,325[kPa]
cp[3]=cp(Air;T=T[3])
```

" PONTO 4:"

```
P[4]=101,325[kPa]
cp[4]=cp(Air;T=T[4])
```

" PONTO 5:"

```
P[5]=101,325[kPa]
cp[5]=cp(Air;T=T[5])
```

PONTO 6:"

```
x[6]=1
P[6]=(P_6+1,01325)*convert(bar;kPa)
T[6]=T_sat(water;P=P[6])
h[6]=enthalpy(water;P=P[6];x=x[6])
"
```

PONTO 7:"

```
x[7]=0
P[7]=P[6]
T[7]=T[6]
h[7]=enthalpy(water;P=P[7];x=x[7])
"
```

PONTO 8:"

```
P[8]=(P_8+1,01325)*convert(bar;kPa)
m[8]=v[8]*rho[8]*convert(1/h;1/s)
CALL EG(T[8];mu:cp[8];rho[8])
T_8K=T[8]+273,15
"
```

PONTO 9:"

```
P[9]=P[8]
CALL EG(T[9];mu:cp[9];rho[9])
T_9K=T[9]+273,15
"
```

PONTO 10:"

```
P[10]=101,325[kPa]
cp[10]=cp(Air;T=T[10])
"
```

Conservação de Massa"

```
m[3]=m[2]+m[1]
m[4]=m[3]
m[5]=m[4]
m[9]=m[8]
```

!\*\*\*\*\*

Exergia

\*\*\*\*\*!

PONTO REFERÊNCIA"

"Ar"

```
P[0]=101,325[kPa]
T[0]=25[C]
T_0K=T[0]+273,15
cp[0]=cp(Air;T=T[0])
```

"Água"

```
h_0w=Enthalpy(Water;T=T[0];P=P[0])
s_0w=Entropy(Water;T=T[0];P=P[0])
"
```

PONTO 1:"

```
E[1]=psi[1]*m[1]
psi[1]=cp[1]*((T_1K-T_0K)-T_0K*ln(T_1K/T_0K))
T_1K=T[1]+273,15
"
```

PONTO 2:"

```
E[2]=psi[2]*m[2]
psi[2]=PSI_GN
"
```

PONTO 3:"

```
E[3]=psi[3]*m[3]
psi[3]=cp[3]*((T_3K-T_0K)-T_0K*ln(T_3K/T_0K))
T_3K=T[3]+273,15
```

```
"
PONTO 4:"
E[4]=psi[4]*m[4]
psi[4]=cp[4]*((T_4K-T_0K)-T_0K*ln(T_4K/T_0K))
T_4K=T[4]+273,15
"
PONTO 5:"
E[5]=psi[5]*m[5]
psi[5]=cp[5]*((T_5K-T_0K)-T_0K*ln(T_5K/T_0K))
T_5K=T[5]+273,15
"
PONTO 6:"
E[6]=psi[6]*m[6]
psi[6]=((h[6]-h_0w)-T_0K*(s[6]-s_0w))
s[6]=entropy(water;P=P[6];x=x[6])
m[6]=(Q_calor)/(h[6]-h[7])
"
PONTO7:"
E[7]=psi[7]*m[7]
psi[7]=((h[7]-h_0w)-T_0K*(s[7]-s_0w))
s[7]=entropy(water;P=P[7];x=x[7])
"
PONTO 8:"
E[8]=psi[8]*m[8]
psi[8]=cp[8]*((T_8K-T_0K)-T_0K*ln(T_8K/T_0K))
"
PONTO 9:"
E[9]=psi[9]*m[9]
psi[9]=cp[9]*((T_9K-T_0K)-T_0K*ln(T_9K/T_0K))
"
Conservação de Massa"
m[7]=m[6]
```

!\*\*\*\*\*  
**Modelo Exergoeconômico**  
 \*\*\*\*\*!

!\*\*\*\*\*  
**Dados de Entrada**  
 \*\*\*\*\*!

```
f_c=0,85 "Fator de carga"
N=20 "Vida útil da planta"
i_C=0,12 "Taxa de juros anual do capital investido"
i_O&M=0,05 "Taxa anual de manutenção e operação so-
bre o valor investido"

Z_MT=220000[R$] "Preço da Microturbina"
Z_CH=0 "Preço da Chaminé"
Z_HRSG=12000[R$] "Preço do Caldeira de Recuperação"
Z_AC=31000[R$] "Preço do Chiller"

CTCE=Z_MT+Z_HRSG+Z_AC "Capital investido"

CTI=CTCE*1,5

Z_dot_MT=(Z_MT*CTI/CTCE)*((TRC+i_O&M))/7446
Z_dot_CH=0
Z_dot_HRSG=(Z_HRSG*CTI/CTCE)*((TRC+i_O&M))/7446
```



$$Z\_dot\_AC=(Z\_AC*CTI/CTCE)*((TRC+i\_O\&M))/7446$$

$$TRC=(i\_C*(1+i\_C)^N)/((1+i\_C)^N-1)$$

"Taxa anualização de capital"

$$Z\_dot\_total=Z\_dot\_MT+Z\_dot\_HRSG+Z\_dot\_AC$$

"Fluxo do Capital investido"

$$\text{consumo\_mensal\_GN\_m3}=(m[2]/(\text{rho\_GN}))^*3600^*24^*30^*f\_c$$

$$\text{preço\_m3\_GN}=1,1236[\text{R}\$/\text{m}^3]$$

"Preço do gás natural para consumo mensal > 2000 m<sup>3</sup>"

$$\text{preço\_kWh\_GN}=(\text{preço\_m3\_GN}/(\text{rho\_GN}^*\text{PCI\_GN}))^*3600$$

$$\text{consumo\_anual\_GN\_m3}=(m[2]/(\text{rho\_GN}))^*3600^*24^*365^*f\_c$$

$$C\_GN\_ano=\text{consumo\_anual\_GN\_m3}^*\text{preço\_m3\_GN}$$

$$C\_dot\_GN=C\_GN\_ano/7446$$

"\*\*\*\*\*"

### Equações

"\*\*\*\*\*"

"

#### MICROTURBINA"

$$Q\_loss\_MT=(Q\_GN)-(m[3]^*cp\_13^*(T[3]-T[1])+W\_E)$$

"Perda de calor"

$$cp\_13=(cp[1]+cp[3])/2$$

$$E\_D\_MT=E\_GN-(E[3]+W\_E)$$

"Exergia destruída/perdida"

$$y\_MT=E\_D\_MT/(E\_GN)$$

"Destruição de exergia relativa"

$$C\_dot[1]+C\_dot[2]+Z\_dot\_MT=C\_dot\_W+C\_dot[3]$$

"Calcula c\_w"

$$C\_dot[1]=0$$

$$C\_dot[2]=C\_dot\_GN$$

"Custo do gás natural"

$$c\_GN=C\_dot\_GN/E[2]$$

"Custo exergético do gás natural"

$$c[2]=c\_GN$$

$$C\_dot\_W=c\_W^*W\_E$$

$$C\_dot[3]=c[3]^*E[3]$$

$$c[3]=c[2]$$

"Equação auxiliar"

$$C\_dot\_e=C\_dot\_W+C\_dot[5]/2$$

$$c\_e=C\_dot\_e/W\_E$$

$$r\_MT=(c\_MT\_p-c\_MT\_f)/c\_MT\_f$$

"Fator de aumento específico relativo"

$$c\_MT\_p=(C\_dot\_W+C\_dot[3])/(W\_E+E[3])$$

"Custo específico médio dos produtos"

$$c\_MT\_f=C\_dot[2]/E[2]$$

"Custo específico médio dos combustíveis"

$$f\_MT=Z\_dot\_MT/(Z\_dot\_MT+C\_D\_MT)$$

"Fator Exergoeconômico"

$$C\_D\_MT=c\_MT\_f^*E\_D\_MT$$

"Custo da exergia destruída/perdida"

"

#### CHAMINÉ"

$$Q\_loss\_CH=m[3]^*cp\_34^*(T[3]-T[4])$$

"Perda de calor"

$$cp\_34=(cp[3]+cp[4])/2$$

$$E\_D\_CH=E[3]-E[4]$$

"Exergia destruída/perdida"

$$y\_CH=E\_D\_CH/(m[2]^*\text{PSI\_GN})$$

"Destruição de exergia relativa"

$$C\_dot[3]+Z\_dot\_CH=C\_dot[4]$$

"Calcula c[4]"

$$C\_dot[4]=c[4]^*E[4]$$

$$r\_CH=(c\_CH\_p-c\_CH\_f)/c\_CH\_f$$

$$c\_CH\_p=c[4]$$

$$c\_CH\_f=c[3]$$

$$f\_CH=0$$

$$C\_D\_CH=c\_CH\_f^*E\_D\_CH$$

"

#### CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO"

$$Q\_loss\_HRSG=(1-0,92)^*Q\_HRSG$$

"Perda de calor"

$$E\_D\_HRSG=E\_HRSG-E\_calor$$

"Exergia destruída"

$$y\_HRSG=E\_D\_HRSG/(E\_GN)$$

"Destruição de exergia"

```

C_dot[4]-C_dot[5]+Z_dot_HRSG=C_dot[6]-C_dot[7]           "Calcula c[6] e c[7]"
  C_dot[5]=c[5]*E[5]
  C_dot[6]=c[6]*E[6]
  C_dot[7]=c[7]*E[7]
  c[5]=c[4]
  c[7]=c[6]
  C_dot_calor=(C_dot[6]-C_dot[7])+C_dot[5]/2
  c_calor=C_dot_calor/E_calor
r_HRSG=(c_HRSG_p-c_HRSG_f)/c_HRSG_f
  c_HRSG_p=(C_dot[6]-C_dot[7])/(E_calor)
  c_HRSG_f=(C_dot[4]-C_dot[5])/(E_HRSG)
f_HRSG=Z_dot_HRSG/(Z_dot_HRSG+C_D_HRSG)
  C_D_HRSG=c_HRSG_f*E_D_HRSG

"
CHILLER"
y_AC=E_D_AC/(m[2]*PSI_GN)
  E_D_AC=E_calor-E_frio
"Destruição de exergia relativa"
"Q_cond/T_eva"

C_dot[6]-C_dot[7]+Z_dot_AC=C_dot[8]-C_dot[9]           "Calcula c[8] e c[9]"
  C_dot[8]=c[8]*E[8]
  C_dot[9]=c[9]*E[9]
  c[8]=c[9]
  C_dot_frio=(C_dot[8]-C_dot[9])+C_dot[5]/2
  c_frio=C_dot_frio/(E_frio)
r_AC=(c_AC_p-c_AC_f)/c_AC_f
  c_AC_p=(C_dot[8]-C_dot[9])/(E_frio)
  c_AC_f=(C_dot[6]-C_dot[7])/(E_calor)
f_AC=Z_dot_AC/(Z_dot_AC+C_D_AC)
  C_D_AC=c_AC_f*E_D_AC
E_D_total=E_D_MT+E_D_CH+E_D_HRSG+E_D_AC

"!*****"
Bombas
"!*****"

"Potência da bomba da água quente"
W_aq=((4)*0,746)[kW]

"Potência da bomba da água gelada"
W_ag=((3/4)*0,746)[kW]

"Potência da bomba da solução água-amônia"
W_am=((1/2)*0,746)[kW]

"!*****"
Potências Térmicas
"!*****"

"Calor contido no combustível"
Q_GN=m[2]*PCI_GN
E_GN=m[2]*PSI_GN

"Calor disponível para cogeração"
Q_cog=m[3]*cp_03*(T[3]-T[0])
  cp_03=(cp[0]+cp[3])/2

"Calor fornecido à caldeira"
Q_HRSG=m[3]*cp_45*(T[4]-T[5])
  cp_45=(cp[4]+cp[5])/2

```

$E_{HRSG}=E[4]-E[5]$

"Calor residual"

$Q_{res}=m[5]*cp_{05}*(T[5]-T[0])$   
 $cp_{05}=(cp[0]+cp[5])/2$

"Potência de vapor"

$Q_{calor}=Q_{HRSG}*eta_{HRSG}$   
 $E_{calor}=E[6]-E[7]$

"Potência de refrigeração"

$Q_{frio}=m[8]*cp_{89}*(T[9]-T[8])$   
 $cp_{89}=(cp[8]+cp[9])/2$   
 $E_{frio}=E[8]-E[9]$

"|\*\*\*\*\*  
 Eficiências 1ª Lei  
 \*\*\*\*\*|"

"Microturbina"

$eta_{MT}=W_E/Q_{GN}$

"Cogeração"

$eta_{cog}=(Q_{calor}+W_E-(W_{ag}+W_{am}))/Q_{GN}$

"Coeficiente de performance"

$COP=Q_{frio}/Q_{HRSG}$

"|\*\*\*\*\*  
 Eficiências 2ª Lei  
 \*\*\*\*\*|"

"Microturbina"

$epsilon_{MT}=W_E/E_{GN}$

"Chaminé"

$epsilon_{CH}=E[4]/E[3]$

"Caldeira de recuperação"

$epsilon_{HRSG}=(E_{calor})/(E_{HRSG})$

"Chiller de absorção"

$epsilon_{AC}=E_{frio}/E_{calor}$

"Cogeração"

$epsilon_{cog}=(E_{calor}+W_E-(W_{ag}+W_{am}))/E_{GN}$

"|\*\*\*\*\*  
 Cálculo do PCI do Gás Natural  
 \*\*\*\*\*|"

"Busca a composição molar dos componentes do Gás Natural da SCGÁS"

duplicate j=1;7  
 $X_{GN}[j]=lookup('GN';j;2)$   
 End

"Busca o PCI dos componentes do Gás Natural da SCGÁS"

duplicate j=1;7  
 $PCI[j]=lookup('GN';j;3)$   
 End

"Cálculo do PCI do gás natural"

PCI\_GN=SUM(Y\_gn[j] \* PCI[j]; j=1;7)

"Cálculo da densidade do GN a CNTP"

rho\_GN=SUM(Density(Subs\_GN[k];T=0;P=101,325)\*X\_GN[k]; k=1;7)

"Cálculo da fração mássica de cada componente"

Duplicate j=1;7

Y\_GN[j] = X\_GN[j] \* MOLARMASS(Subs\_gn[j])/MM\_GN

End

Subs\_GN[1]='Methane'

Subs\_GN[2]='Ethane'

Subs\_GN[3]='Propane'

Subs\_GN[4]='n-Butane'

Subs\_GN[5]='O2'

Subs\_GN[6]='Nitrogen'

Subs\_GN[7]='Carbondioxide'

"Cálculo da massa molar do GN"

MM\_GN = SUM(X\_GN[j] \* MOLARMASS(Subs\_gn[j]); j=1;7)

"Converte a exergia dos componentes dos combustível de base molar para base mássica"

duplicate j=1;7

PSI\_subs[j] = lookup('GN';j;4)/MOLARMASS(Subs\_gn[j])

End

"Cálculo da exergia do gás natural"

PSI\_GN=SUM(Y\_gn[j] \* PSI\_subs[j]; j=1;7)

Tabela J.1 – Lookup Table 'GN'

Substância	Fração Molar (mol/mol)	PCI (kJ/kg)	PSI_base molar (kJ/kmol)
CH4	0,8902	50010	836510
C2H6	0,06053	47484	1,50E+06
C3H8	0,01761	46352	2,16E+06
C4H10	0,008836	45714	2,82E+06
O2	0,0001	0	3970
N2	0,006877	0	720
CO2	0,01583	0	0