

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

**ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA COMPACTO DE
COGERAÇÃO CONSISTINDO DE UMA MÁQUINA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA E UMA MICROTURBINA**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

JANILSON ARCANGELO ROSSA

FLORIANÓPOLIS, MAIO DE 2007

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

ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA COMPACTO DE COGERAÇÃO
CONSISTINDO DE UMA MÁQUINA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ÁGUA-
AMÔNIA E UMA MICROTURBINA

JANILSON ARCANGELO ROSSA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, SENDO APROVADA EM SUA FORMA FINAL.

PROF. EDSON BAZZO, DR.ENG. - ORIENTADOR

PROF. FERNANDO CABRAL, PH.D. - COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA

PROF. CLÁUDIO MELO, PH.D. (UFSC) - PRESIDENTE

PROF. JÚLIO CÉSAR PASSOS, DR. ENG. (UFSC)

PROF. ELECTO SILVA LORA, DR. (UNIFEI)

PROF. OSVALDO JOSE VENTURINI. DR. (UNIFEI)

*“O mestre na arte da vida faz pouca distinção
entre seu trabalho e seu lazer,
entre sua mente e seu corpo,
entre sua educação e sua recreação,
entre seu amor e sua religião.*

*Ele simplesmente persegue sua visão de excelência em tudo que faz,
deixando para os outros a decisão de saber se ele está trabalhando ou se divertindo.
Para ele, está simplesmente fazendo ambas as coisas simultaneamente”.*

Zen-Budista

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, Professor Edson Bazzo, pela orientação técnica prestada, pelas oportunidades concedidas e especialmente pelo apoio, incentivo e confiança depositados durante toda a jornada.

Aos amigos ICs Marcio e Kami pela dedicação e competência demonstradas na realização dos testes experimentais.

Ao amigo Matelli pelas discussões técnicas, realizadas ao longo de todo o trabalho. Ao técnico do LabCET, Gilson, pela sua prestatividade.

A empresa Wolski LTDA, em especial aos colegas Celestino e Leandro, pelo suporte técnico e empenho na execução da montagem da bancada experimental.

Agradeço aos amigos Hormando, Rafael (Cebola), Alessandro (Gaúcho) e Moises, companheiros inseparáveis durante o período de disciplinas, pelas horas dedicadas aos livros mas sobretudo pelos risos e apoio nos momentos de provação.

Aos amigos Luiz Evelio, Renzo, Willian e Omar, pelos grandes momentos vividos e compartilhados. Também aos amigos que chegaram depois, mas não menos importantes Paulinho, Fabyo e Cirilo, pela amizade cultivada.

A nossa secretária, Raquel, sempre prestativa e pronta para resolver os problemas com a burocracia.

Ao estimado amigo e parceiro de Leonardo (Lopes), por todo seu companheirismo.

Aos meus pais e heróis Ari e Cleudes, por terem investidos não somente em minha educação formal, mas principalmente por terem norteado minha vida com princípios éticos e valores sólidos, os quais contribuíram decisivamente para a superação de mais este desafio.

A Gracieli, o amor da minha vida, que nunca perdeu o sorriso e o brilho no olhar pelos quais me apaixonei.

As instituições que tornaram possível o desenvolvimento do meu mestrado: a Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), que proporcionou as condições necessárias para a realização deste trabalho através do Departamento de Engenharia Mecânica e do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC) e a todos os professores e funcionários; a Petrobras, SCGas e FINEP pelo apoio financeiro para aquisição e montagem da bancada experimental; e ao CNPq pela bolsa de mestrado.

E as demais pessoas que contribuíram direta e indiretamente para a conclusão deste estudo meus sinceros agradecimentos.

SUMÁRIO

Agradecimentos.....	iv
Sumário	v
Lista de Figuras	vii
Lista de tabelas	ix
Simbologia	x
Resumo.....	xiii
Abstract	xiv
1. Introdução.....	1
1.1. Cenário energético brasileiro	1
1.2. Sistemas compactos de cogeração	2
1.3. Objetivos.....	3
2. Revisão Bibliográfica	4
2.1. A política e o mercado energético brasileiro.....	4
2.2. Sistemas de cogeração	5
2.3. Impacto Ambiental.....	13
2.4. Sistemas de refrigeração por absorção.....	17
3. O sistema de cogeração e procedimentos experimentais.....	19
3.1. Descrição do sistema.....	19
3.2. Módulo de fornecimento de gás natural comprimido (GNC)	20
3.3. Módulo de geração de energia elétrica.....	21
3.4. Módulo de recuperação de calor	23
3.5. Módulo de produção de frio.....	29
3.6. Módulo de climatização	31
3.7. Módulo controle e aquisição de dados	32
4. Análise Termodinâmica.....	38
4.1. Subsistema de geração de energia elétrica	38
4.2. Subsistema de geração de frio.....	42
4.3. Critérios para avaliação do desempenho da planta de cogeração.....	49
5. Simulação computacional do sistema de cogeração	54
5.1. Fluxo de informações.....	54
5.2. Simulação computacional do sistema compacto de cogeração	54
5.3. Validação do programa computacional.....	56
6. Resultados e discussão	61
6.1. Influência do trocador de calor no desempenho da microturbina	62
6.2. Tempo de partida da planta de cogeração	63
6.3. Comportamento térmico da microturbina no modo cogeração	67
6.4. Comportamento térmico da máquina de refrigeração no modo cogeração	71
6.5. Desempenho da planta de cogeração	78
7. Conclusão	84
Referências Bibliográficas.....	86
Apêndices	91
Projeto e montagem da bancada experimental	92
A.1 Adaptação da máquina de refrigeração.....	93
A.2 Trocador de calor.....	102

A.3 Tubulação para circulação do fluido térmico.....	111
A.4 Tubulação para circulação da água gelada.....	113
Procedimento para Projeto do Trocador de Calor de Tubos Aletados e do Sistema de Circulação do Fluido Térmico	114
B.1 Trocador de calor de tubos aletados.....	114
B.2 Dimensionamento do sistema de circulação do fluido térmico.....	119

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Demanda de energia elétrica no Brasil. Fonte: BEN-2006.	2
Figura 2.1 - Esquema típico de cogeração.	5
Figura 2.2 - Comparativo entre tecnologias convencionais/cogeração	6
Figura 2.3 - Relação entre as diversas tecnologias de cogeração. Fonte: Santana (2003).	9
Figura 2.4 - Relação entre o percentual de combustível economizado e a razão entre a energia elétrica e térmica produzida para várias tecnologias de cogeração. Fonte: Educogen (2001).	11
Figura 2.5 - Sistema de absorção água/amônia.	18
Figura 3.1 - Diagrama esquemático da planta de cogeração.	19
Figura 3.2 - Cesto de cilindros de gás natural.	20
Figura 3.3 - Sistema de anticongelamento da válvula redutora de pressão (a) e cavalete (b)..	21
Figura 3.4 – Microturbina Capstone (a) e sistema de tiragem de ar (b).	21
Figura 3.5 – Vista em corte da microturbina.	22
Figura 3.6 - Esquema do funcionamento da microturbina.	23
Figura 3.7 – Trocador de calor.	24
Figura 3.8 – Motobomba (a) instalada na linha de fluido térmico (b).	25
Figura 3.9 – Direcionador de fluxo montado na chaminé da microturbina.	25
Figura 3.10 – Região aletada do gerador	26
Figura 3.11 – Vista explodida das quatro alternativas propostas para a camisa de aquecimento do gerador utilizando.	27
Figura 3.12 – Resultados da simulação numérica para a alternativa D.	28
Figura 3.13 – Camisa de aquecimento do gerador instalada na máquina de absorção.	28
Figura 3.14 - Máquina de refrigeração por absorção Robur ACF 60.	29
Figura 3.15 - Configuração esquemática da máquina de refrigeração. (Fonte: Robur).	30
Figura 3.16 - Fan coils instalados no LabCET.	31
Figura 3.17 – Motobomba de circulação de água gelada (a) e linha de circulação (b).	32
Figura 3.18 - Esquema de instrumentação.	33
Figura 3.19 – Esquema da seção transversal do duto mostrando os pontos de medição de pressão dinâmica (valores em mm).	35
Figura 3.20 – Interface do <i>software</i> utilizado na aquisição, tratamento e armazenagem de dados.	36
Figura 3.21 – Painel mostrador (a) e tela do controle remoto (b) da microturbina.	36
Figura 3.22 – Placa de controle da máquina de absorção e <i>trimpot</i> para ajuste da temperatura da água gelada.	37
Figura 3.23 – Módulo simulador.	37
Figura 4.1 - Configuração do sistema de cogeração.	38
Figura 4.2 - Representação esquemática da microturbina.	39
Figura 4.3 - Representação esquemática do trocador de calor.	42
Figura 4.4 - Representação esquemática da máquina de refrigeração por absorção.	44
Figura 5.1 – Esquema do fluxo das informações no programa.	54
Figura 5.2 – Janela principal do programa.	55
Figura 5.3 - Janelas secundárias do programa de simulação da planta de cogeração.	56
Figura 5.4 – Comparação dos valores obtidos pelo programa de simulação e os dados fornecidos pelo fabricante da microturbina.	57
Figura 5.5 – Comparação dos valores obtidos pelo programa de simulação e os dados fornecidos pelo fabricante da máquina de absorção para diferentes temperaturas de evaporação (T_{26}).	59
Figura 6.1 – Eficiência elétrica da microturbina operando em modo simples e em modo cogeração para diferentes potências.	62
Figura 6.2 – Tempo de partida e de entrada em regime permanente da microturbina para potência de 10 kWe.	64

Figura 6.3 – Tempo de partida para as potências (a) 10 kW _e , (b) 15 kW _e , (c) 20 kW _e e (d) 25 kW _e	65
Figura 6.4 – Temperaturas dos gases de exaustão a montante e a jusante do trocador de calor.	65
Figura 6.5 – Temperaturas do fluido térmico a montante e a jusante do trocador de calor.	66
Figura 6.6 – Temperaturas da água gelada a montante e a jusante da máquina de absorção... ..	67
Figura 6.7 – Temperatura média na sala climatizada e do ar na saída dos <i>fan coils</i>	67
Figura 6.8 – Valores da eficiência da microturbina previstos pelo programa de simulação, pelo fabricante e obtidos pela bancada experimental para diferentes potências.	68
Figura 6.9 – Janela <i>Solenoid States Status</i> do programa supervisor da microturbina.	69
Figura 6.10 – Valores da vazão do gases de exaustão para diferentes potências de operação da microturbina.	69
Figura 6.11 – Temperatura do gases de exaustão diferentes potências de operação da microturbina.	70
Figura 6.12 – Efeito da temperatura ambiente na eficiência e na potência elétrica da microturbina.	71
Figura 6.13 – Diagrama de Sankey para a microturbina operando em 25 kW _e e temperatura ambiente de 28 °C.....	71
Figura 6.14 – Temperaturas dos gases de exaustão a jusante MT, a montante e a jusante do trocador de calor para diferentes potências elétricas.	72
Figura 6.15 – Temperaturas do fluido térmico a montante e a jusante do trocador de calor para diferentes potências elétricas ajustadas na microturbina.	73
Figura 6.16 – Potência consumida no gerador para diferentes potências elétricas ajustadas na microturbina.	73
Figura 6.17 – Temperatura da água gelada a jusante e a montante da máquina de refrigeração por absorção para diferentes potências elétricas.....	74
Figura 6.18 – Temperatura da água gelada a jusante e a montante da máquina de refrigeração com operação de um <i>fan coil</i>	75
Figura 6.19 – Capacidade de refrigeração máxima para diferentes potências elétricas ajustadas na microturbina.....	75
Figura 6.20 – COP experimental e COP previsto pelo programa de simulação para diferentes potências elétricas.....	76
Figura 6.21 – Simulação da influência da temperatura ambiente no COP e na capacidade de refrigeração.....	77
Figura 6.22 – Índice de utilização de energia primária para a planta de cogeração com geração de eletricidade e água gelada para diferentes potências elétricas.....	79
Figura 6.23 – Índice de economia de combustível para planta de cogeração ($FESR_{CP}$) com produção de água gelada e eletricidade para diferentes potências elétricas.....	80
Figura 6.24 – Razão entre a capacidade de refrigeração e a potência elétrica gerada para diferentes potências.....	80
Figura 6.25 – Índice de utilização de energia primária para a planta de cogeração com geração de eletricidade, água gelada e água quente para diferentes potências elétricas.....	81
Figura 6.26 – Índice de economia de combustível para a planta de cogeração com geração de energia elétrica, água gelada e água quente ($FESR_{CHP}$) para diferentes potências elétricas... ..	82
Figura 6.27 – Diagrama de Sankey para a planta de cogeração temperatura ambiente para a microturbina de 28 °C e para a máquina de refrigeração de 33 °C.	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Comparação entre as principais tecnologias existentes para produção de energia.	10
Tabela 2.2 - Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia (CORTEZ HW_DO <i>apud.</i> Santos, 2005).	11
Tabela 2.3 - Demanda elétrica em diferentes estabelecimentos. Fonte: Educogen, 200.	13
Tabela 2.4 - Valores típicos de emissão de poluentes em centrais termoelétricas. Fonte: Educogen, 2001	16
Tabela 3.1 - Parâmetros de projeto para o trocador de calor.....	24
Tabela 3.2 -Características técnicas da bomba do fluido térmico	24
Tabela 3.3 - Características técnicas da motobomba da água gelada	32
Tabela 3.4 - Descrição dos instrumentos.	34
Tabela 4.1 – Composição molar do gás natural (Fonte: SCGás).....	41
Tabela 5.1 – Valores dos parâmetros de ajuste da microturbina.	57
Tabela 5.2 – Valores do qui-quadrado para microturbina.....	58
Tabela 5.3 – Valores dos parâmetros de ajuste da microturbina.	58
Tabela 5.4 – Valores do qui-quadrado para a máquina de refrigeração.	59
Tabela 6.1 - Comparação entre a eficiência (η_e), potência elétrica gerada e consumo de combustível específico (SFC) da microturbina operando em MS e MC.	63
Tabela 6.2 – Capacidade de refrigeração da planta de cogeração em kW para diferentes temperaturas ambientes e diferentes temperaturas da água gelada.	77

SIMBOLOGIA

A	Área total de troca térmica	$[m^2]$
\overline{AC}	Razão ar combustível	$[kg_{ar}/kg_{comb}]$
COP_{conv}	Coefficiente de desempenho de um sistema de refrigeração por compressão	$[-]$
COP	Coefficiente de desempenho	$[-]$
cp	Calor específico a pressão constante	$[kJ/kg\ K^{-1}]$
D_{ext}	Diâmetro externo	$[m]$
D_{int}	Diâmetro interno	$[m]$
$FESR$	Índice de economia de combustível	$[-]$
fr	Taxa de recirculação da solução pobre	$[-]$
h	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
P	Pressão	$[kPa]$
PCI	Poder calorífico inferior do gás natural	$[kJ/kg]$
\dot{Q}	Calor transferido	$[kW]$
$\dot{Q}_{CO, total}$	Calor total dissipado no condensador	$[kW]$
\dot{Q}_{eva}^l	Máxima taxa de transferência de calor possível para o fluxo de água gelada	$[kW]$
\dot{Q}_{eva}^r	Máxima taxa de transferência de calor possível para o fluxo de refrigerante	$[kW]$
$\dot{Q}_{máx, EVA}$	Máxima taxa de transferência de calor possível no evaporador	$[kW]$
SFC	Consumo específico de combustível	$[-]$
swp	Trabalho específico	$[kJ/kg]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
UA	Condutância global	$[kW/k]$
\dot{W}	Potência	$[kW]$
$\dot{W}_{e, máx}$	Potencia elétrica máxima produzida pela microtrbina	$[kW]$
\dot{W}_{net}	Potência líquida	$[kW]$
X	Fração mássica de amônia	$[kg_{NH3}/kg_{sol}]$

Símbolos Gregos

ΔP	Fator de perda de carga	[-]
$\Delta \dot{Q}$	Fator de perda de calor	[-]
ΔT_{ML}	Média logarítmica das diferenças de temperatura	[°C]
ΔX	Diferença entre as concentrações das soluções forte e fraca	[kg _{NH3} /kg _{sol}]
ε	Efetividade	[-]
$\phi_{\text{frio/el}}$	Razão entre a capacidade de refrigeração e a potência elétrica	[-]
$\phi_{\text{frio+calor/el}}$	Razão entre a geração de energia térmica útil e a potência elétrica	[-]
φ	Excesso de ar	[-]
η	Eficiência	[%]
$\eta_{\text{boiler, conv}}$	Eficiência elétrica de um boiler convencional	[%]
η_e	Eficiência elétrica	[%]
$\eta_{\text{el, conv}}$	Eficiência de uma planta termelétrica convencional	[%]
η_o	Eficiência global da superfície aletada	[-]
λ	Razão entre os calores específicos	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]

Índices

ABS	Absorvedor
ALT	Alternador
amb	Ambiente
ar, out	Ar de saída do condensador
BFT	Bomba do fluido térmico
BS	Bomba da solução amônia/água
BW	Bomba da linha de água gelada
CA	Compressor de ar
CABS	Condensador/Absorvedor
CC	Câmara de combustão
CHP	Geração de energia elétrica, água quente e gelada
CHP, conv	Geração de energia elétrica, água quente e gelada em planta convencional
CO	Condensador
CP	Geração de energia elétrica e frio

CP, conv	Geração de energia elétrica e frio em planta convencional
e	Elétrico
EVA	Evaporador
ex	Gases de exaustão
GER	Gerador
GN	Gás natural
HX	Trocador de calor
ise	Isentrópico
K	Kelvin
Loss	Perdas
RET	Retificador
RG	Regenerador
TB	Turbina

RESUMO

A energia ocupa uma posição estratégica no mercado nacional, podendo ser considerada como insumo essencial à realização de praticamente todas as atividades humanas e ao desenvolvimento da sociedade. É compreensível a preocupação crescente e a importância de novos projetos de implantação ou ampliação da matriz energética brasileira, tanto em relação a geração como com a distribuição. Tais considerações são oportunas ao se propor também a geração distribuída ou plantas de cogeração como alternativas energéticas, onde se busca melhorar os procedimentos de conversão reduzindo perdas e garantindo uso racional de energia. Este trabalho apresenta um modelo de análise termodinâmica, o projeto, a montagem e o monitoramento de uma planta de cogeração compacta para geração de energia elétrica e água gelada para climatização. A planta é constituída por uma microturbina de 28 kW_e e uma máquina de refrigeração por absorção água/amônia de 17 kW_T, ambos operando originalmente via queima direta de gás natural. Para aumentar o nível de aproveitamento da energia do combustível utilizado na microturbina, o sistema de queima direta da máquina de refrigeração foi substituído por um sistema de recuperação de calor. Os resultados experimentais comprovam a viabilidade técnica da adaptação da máquina de refrigeração por absorção à microturbina. Operando em carga máxima, a planta de cogeração atinge um índice de utilização de energia primária (η_{CP}) em torno de 37 %, o que corresponde a um aumento de 75 % na utilização do combustível quando comparado com a eficiência da microturbina operando em modo simples. Os ensaios realizados mostram ainda que a adaptação da máquina de refrigeração não trouxe prejuízo significativo nos parâmetros de desempenho da microturbina. Em contrapartida, o COP da máquina de refrigeração atinge a 0,26 devido à diminuição da temperatura da fonte quente que alimenta o gerador.

Palavras chave: cogeração; microturbina, máquina de absorção água-amônia.

ABSTRACT

The energy occupies a strategical position in the national market, being able to be considered as essential fuel to the achievement practically all the activities human beings and to the development of the society. It is understandable the increasing concern and the importance of new Brazilian power grid projects on the generation as well as on the distribution. These considerations are opportune to considering the distributed generation or cogeneration plants as alternative to improve the conversion procedures, to reduce losses and guaranteeing energy rational use. This work presents a thermodynamic model analysis, design and an experimental investigation of a small scale cogeneration plant, consisting of a microturbine 28 kW_e and a 17 kW_T ammonia/water absorption chiller. The proposed configuration changes the heat source of the chiller, changing the natural gas burning system by a heat exchanger connected to a microturbine and a jacket installed on the generator. The exhaust gas coming from the microturbine enters the heat exchanger heating the thermal fluid. A mechanical pump is used to pump the thermal fluid up to jacket. The experimental results have confirmed the technique viability of the plant. Operating in maximum load, the cogeneration plant reached a primary energy rate (η_{CP}) around 37%, increasing up to 75% the useful fuel energy, when compared with the efficiency of the microturbine. The tests carried out also shown the absorption chiller connecting to microturbine did not bring down in the microturbine performance. On the other hand, due to reduction of the temperature of the hot source on the generator, the COP of the absorption chiller decreased to 0,26.

Keywords: cogeneration, microturbine, ammonia/water absorption chiller.

CAPÍTULO I

1. Introdução

A energia tem uma posição estratégica na sociedade, podendo ser considerada como um insumo essencial à realização de praticamente todas as atividades humanas e ao desenvolvimento econômico. Desta forma, é compreensível a importância que apresentam os projetos de implantação e ampliação dos sistemas energéticos, tanto em nível de geração como também de distribuição. Os estímulos e a conscientização para o aumento da eficiência na utilização final podem ser considerados como uma fonte energética, a medida que o uso racional permite o aumento da oferta de energia ou a diminuição do seu consumo, resultando na redução dos custos dos serviços energéticos para o consumidor final e para o setor elétrico.

A qualidade de um fluxo energético está associada fundamentalmente à capacidade de conversão em outros tipos de energia. A energia elétrica é considerada a forma mais nobre de energia, podendo ser convertida em qualquer outra em quase sua totalidade. O calor tem sua qualidade determinada em função da temperatura na qual se verifica o fluxo energético correspondente. Níveis mais altos de temperatura correspondem a maior qualidade energética. Este aspecto importante na análise dos sistemas energéticos é muitas vezes esquecido, comparando-se magnitudes energéticas em bases muito distintas e avaliando-se, assim, as perdas de modo equivocado. Tais considerações são oportunas ao se propor plantas de cogeração, já que se busca melhorar a qualidade da energia produzida e reduzir as perdas que ocorrem com a utilização do combustível.

1.1. Cenário energético brasileiro

Atualmente, a potência instalada no Brasil ultrapassa a marca dos 98 GW (ANEEL, 2007), sendo que 75% deste total são provenientes de fontes hídricas. O potencial hidráulico a ser explorado ainda é grande, mas sua viabilização está cada vez mais condicionada as questões de ordem regulatórias, econômicas e, principalmente, relacionadas com as questões sócio-ambientais, uma vez que os recursos naturais disponíveis estão localizados em regiões distantes dos centros de consumo, exigindo pesados investimentos em transmissão de energia.

Segundo o Balanço Energético Nacional (BEN-2006), realizado pelo Ministério das Minas e Energia, a demanda nacional por energia elétrica chegou à 367.000 GWh em 2005, dos quais 22,3% são consumidos pelo setor de prestação de serviço, conforme ilustrado na

Figura 1.1, onde concentram-se um número considerável de consumidores com necessidades reais de energia elétrica e térmica.

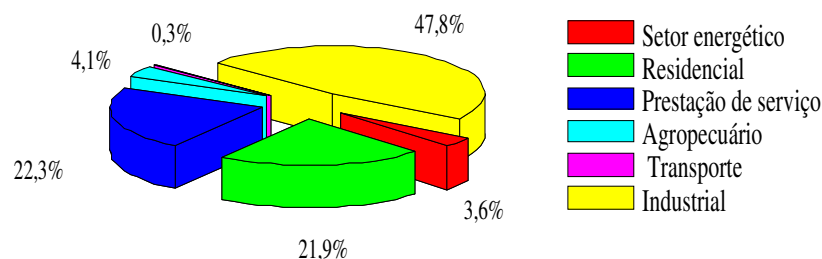


Figura 1.1 - Demanda de energia elétrica no Brasil. Fonte: BEN-2006.

A falta de investimentos em novas usinas, associada ao aumento significativo no consumo da energia elétrica, gera um mercado promissor para a instalação de centrais de cogeração, produzindo simultaneamente energia elétrica e térmica, resultando em um aumento significativo na eficiência global do sistema e redução na emissão de gases de efeito estufa, ao utilizar-se de forma racional a mesma quantidade de combustível.

No que se refere à obtenção de frio, a importância e a aplicabilidade das máquinas de refrigeração por absorção têm crescido de forma expressiva nos últimos anos. Especificamente no caso do Brasil, as recentes crises no setor elétrico incentivaram a implantação de uma política governamental de estímulo ao uso do gás natural, com reflexos para um interesse renovado nos ciclos por absorção, particularmente em aplicações de ar condicionado.

1.2. Sistemas compactos de cogeração

A cogeração no Brasil, embora sendo uma tecnologia conhecida e praticada há mais de cinco décadas na área industrial, somente nos últimos anos passou a participar como uma alternativa promissora na área de serviços e na área industrial de menor porte, com a implantação das primeiras centrais de cogeração fora dos grandes conglomerados industriais e com perspectiva de maior disponibilidade de gás natural.

Diversos estudos teóricos e experimentais vêm sendo desenvolvidos com o propósito de testar e melhorar o desempenho de sistemas compactos de cogeração. Muitos autores concentraram seus esforços na análise da viabilidade técnica/econômica de implantação de centrais de cogeração de pequeno porte para atender pela demanda de cargas elétricas e térmicas de aeroportos, hospitais, centros comerciais e residenciais.

Todos os estudos apontam para um aumento significativo no índice de utilização de energia primária e uma redução significativa nos índices de emissões de poluentes na atmosfera.

1.3. Objetivos

O objetivo deste trabalho foi adaptar uma máquina de refrigeração água/amônia a uma microturbina alimentada a gás natural, de forma a constituir um sistema compacto de cogeração, para a produção simultânea de energia elétrica e água gelada para climatização.

A disponibilidade de gás natural e a preocupação crescente com o uso racional de energia motivaram a concepção de uma micro planta de cogeração, adaptando uma máquina de refrigeração água/amônia a uma microturbina a gás natural existentes no LabCET objetivando fundamentalmente:

- i) A determinação dos parâmetros de funcionamento e desempenho da planta;
- ii) O desenvolvimento de um programa computacional para simular o comportamento termodinâmico da microturbina e da máquina de refrigeração, ambos operando no modo de cogeração;
- iii) O levantamento de dados experimentais para a comparação com os resultados teóricos;
- iv) A discussão e proposição de melhorias no sistema de cogeração, visando sua aplicação no mercado nacional.

CAPÍTULO II

2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo são abordados os assuntos relativos a política energética brasileira, sistemas de cogeração, impacto ambiental e refrigeração por absorção.

2.1.A política e o mercado energético brasileiro.

A atual política energética brasileira, responsável pela transformação do setor nos últimos anos, foi estruturada de forma a adequar o país para enfrentar os novos desafios do inevitável processo de globalização. Embora ainda passando por um período de ajustes, já se pode constatar a forte sinalização para um mercado competitivo, onde será fundamental a busca de soluções regionais eficientes como a cogeração, para o equacionamento das questões vinculadas ao custo, à qualidade e ao suprimento de energia elétrica.

Apesar da criação de vários mecanismos legais, como a Resolução ANEEL nº. 21, de 21 de janeiro de 2000, em que estabelece os requisitos necessários à qualificação de centrais de cogeração, e a portaria MME nº. 212, de 25 de julho de 2000, que integram as centrais de cogeração qualificadas pela ANEEL no plano Prioritário de Termoeletricidade, o mercado energético continua passando por constantes oscilações e ainda carece de uma política consistente que promova de forma concisa a implementação dos sistemas de cogeração no país.

Contudo, o mercado sinaliza uma elevação na taxa de crescimento do consumo de energia, com forte correlação com a economia do país, onde a perspectiva da expansão da oferta com o antigo modelo, baseada principalmente em grandes centrais hidrelétricas, já não se mostra factível. Isto ocorre devido à indisponibilidade de grandes potenciais hídricos, aos problemas ambientais decorrentes destes projetos e ainda do longo prazo de implantação. Mesmo os projetos térmicos de grande porte, que deveriam solucionar a questão, estão sofrendo problema de viabilidade, que deverão no mínimo atrasar significativamente a sua implantação, diminuindo a oferta, o que inevitavelmente, pressionará os preços da energia elétrica. Aproximadamente 45% do mercado de energia elétrica corresponde às áreas residenciais, de prestação de serviços e setor comercial. Em particular para alguns setores vitais, o processo de auto-produção pela cogeração se apresenta para o consumidor final como uma solução eficiente na busca de uma melhor qualidade e segurança no suprimento de

energia elétrica, aliada a uma economia que permite o retorno do investimento em prazos razoáveis.

A cogeração vem atraindo a atenção não somente pelos benefícios que ela apresenta no aumento da eficiência energética e na conservação do meio ambiente, mas também pela sua possível implicação na economia e política das instituições envolvidas no suprimento e consumo de energia. Normalmente as grandes plantas de geração de energia elétrica são instaladas em áreas remotas. A construção e a operação destas plantas causam a realocação de muitas pessoas e trabalhadores. As unidades de cogeração, ao contrário, são menores em escala e são instaladas mais próximas as áreas habitadas, criando novas oportunidades de trabalho. Como resultado da força de trabalho criada, e de toda a atividade relacionada com a construção, operação e manutenção do sistema de cogeração, bem como com as oportunidades potencialmente criadas devido à viabilidade de eletricidade e calor, tem-se a contribuição para o desenvolvimento econômico e social da comunidade local.

2.2. Sistemas de cogeração

Os sistemas de cogeração se caracterizam pela geração simultânea e de forma sequenciada de energia elétrica ou mecânica e de energia térmica (calor para processo e/ou frio), a partir de um combustível, conforme ilustrado na Figura 2.1.

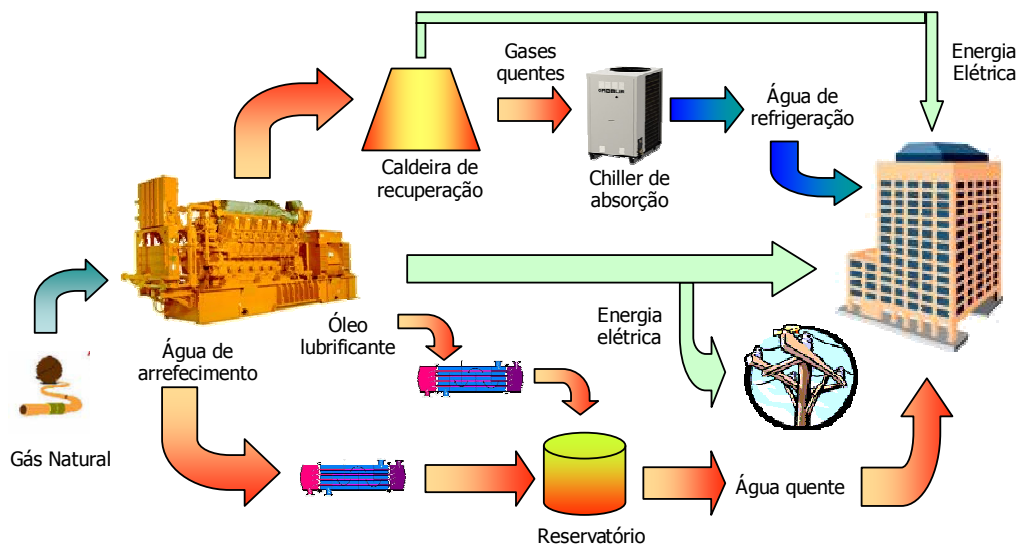


Figura 2.1 - Esquema típico de cogeração.

Desta maneira, é promovido um aumento no aproveitamento energético dos sistemas de conversão de energia, com a redução das perdas quando comparado a sistemas onde a produção de energia elétrica e térmica ocorre separadamente, conforme mostra a Figura 2.2.

Além do aumento no aproveitamento energético do combustível, os sistemas de cogeração apresentam caráter descentralizador, dada à necessidade de estar no local da unidade consumidora, proporcionando uma economia nos investimentos em transmissão e distribuição de energia.

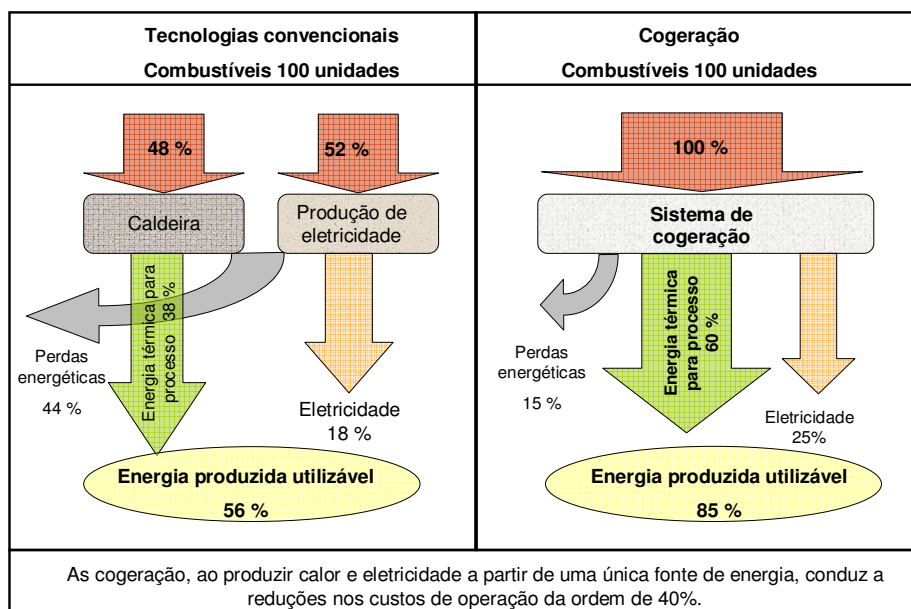


Figura 2.2 - Comparativo entre tecnologias convencionais/cogeração

No Brasil, apesar das centrais de cogeração serem projetadas apenas para suprir a demanda das empresas de grande porte, a comercialização de pequenas unidades de cogeração para atender os pequenos e médios estabelecimentos comerciais mostra-se como um nicho de mercado com expressivo potencial, uma vez que estes estabelecimentos muitas vezes requerem o uso de eletricidade, vapor, água quente e frio. A falta de investimentos em novas usinas e o crescente aumento na demanda da energia elétrica abrem espaço para desenvolvimento e produção em escala comercial de unidades compactas de cogeração para abastecer o mercado.

Diversos estudos teóricos e experimentais vêm sendo realizados com o propósito de melhorar o desempenho de sistemas compactos de cogeração. Do ponto de vista teórico, modelos termodinâmicos e econômicos têm sido desenvolvidos para projetos de cogeração, envolvendo a aplicação de microturbinas e motores a gás natural. Do ponto de vista experimental, novas tecnologias em micro geração estão sendo testadas associando microturbinas ou motores de combustão interna a trocadores de calor e a máquinas de refrigeração visando a produção de energia elétrica, água quente e gelada. Nesta linha, o Laboratório de Engenharia e Sistemas Térmicos (LabCET/EMC/UFSC), vem desenvolvendo

vários estudos com microturbinas, moto geradores e trocadores de calor para a geração de água quente e máquinas de refrigeração por absorção.

Uma análise envolvendo um motor a combustão interna para gerar eletricidade e água gelada a partir de uma máquina de absorção de simples estágio foi desenvolvida por Silveira, Walter e Luengo (1997). O calor é transferido da água de resfriamento e dos gases de exaustão do motor para uma máquina de absorção. O sistema foi projetado para atender as demandas térmicas e elétricas de um prédio de uma universidade em paridade térmica, ou seja, com a carga térmica de refrigeração completamente atendida. O motor foi testado com óleo diesel, etanol hidratado e gás natural. O trabalho apresenta um modelo para prever o custo da produção de energia elétrica e de refrigeração.

Segundo Meunier (2002), a combinação das unidades de geração de energia elétrica, calor e frio empregando o conceito de cogeração, pode diminuir os níveis de emissão relativa de CO₂ na atmosfera em cerca 40%, dependendo da tecnologia de cogeração aplicada, evitando desta forma o aquecimento global.

Matelli, Rucker e Bazzo (2002) analisaram diferentes cenários para um sistema de cogeração utilizando grupos geradores a gás natural para suprir a demanda elétrica e térmica do Hospital Universitário da UFSC. Dados reais referentes a demanda térmica e elétrica foram levantados a fim de realizar análises exergética, econômica e ambiental.

Rucker e Bazzo (2003) reportaram uma análise termoeconômica para uma planta compacta de cogeração consistindo de uma microturbina e uma máquina de refrigeração por absorção água/brometo de lítio. Os resultados obtidos demonstram uma taxa de retorno de 19% considerando um tempo de operação em potência máxima de 7200 horas/ano, com um índice de utilização de energia primária¹ da ordem de 50 %.

Ho *et al* (2004) realizaram um estudo experimental de uma planta de cogeração compacta composta por uma microturbina Capstone, uma máquina de refrigeração por absorção água/brometo de lítio, dois trocadores de calor e uma torre de resfriamento. A microturbina prove uma carga elétrica de 24 kW_e enquanto fornece uma potência de até 58 kW_T para o gerador da máquina de refrigeração, o qual climatiza um ambiente com uma demanda térmica de 30 kW_T. Os testes mostraram que a eficiência da planta é diretamente

¹ Aqui o termo “fator de utilização de energia primária” é utilizada no lugar de eficiência térmica total proposta pelo autor. Uma discussão maior sobre o tema é apresentada por Matelli, Rossa e Bazzo.

proporcional a potência elétrica produzida pela microturbina além de ser maior quando a planta opera em regimes prolongados.

Possidente *et al.* (2006) reportaram os resultados experimentais para uma micro planta de cogeração (6 kW_e), utilizando três moto geradores de diferentes cilindradas. Os resultados apresentados mostram que sistemas de micro cogeração já possibilitam obter um índice de utilização de energia primária de 25 % e uma redução nos índices de emissões de poluentes de até 40%. Em contra partida, o período para o retorno do capital econômico investido ainda se apresenta como o maior obstáculo para a difusão desta tecnologia.

Uma completa revisão do estado da arte dos critérios de seleção de plantas de cogeração com base no investimento de capital financeiro desde 1998 até 2006 foi realizada por Biezma *et al.* (2006). Vários critérios de avaliação econômicos para plantas de cogeração baseados no valor presente líquido, taxa de retorno e período de retorno foram investigadas. O estudo revela que a tomada de decisão não deve ser baseada apenas em um único parâmetro de análise, mas sim em um conjunto de parâmetros.

Cardona *et al.* (2006) identificaram a viabilidade técnica e econômica da instalação de sistemas de cogeração em aeroportos na Itália. O estudo apresentou uma relação de energia elétrica e demanda térmica satisfatória, o que indica a viabilidade para a instalação de centrais de cogeração produzindo eletricidade, água quente e gelada. Uma análise da viabilidade também foi realizada para um sistema de cogeração ainda não otimizado. O sistema apresentou um grande potencial para a economia de energia primária, redução nos custos operacionais e na emissão de poluentes.

Um estudo experimental de uma micro planta constituída de um moto gerador de 12 kW_e operando com gás natural, uma máquina de refrigeração por adsorção de 9 kW_T utilizando sílica gel e água como pares de trabalho e um aquecedor com potência de 28 kW_T foi desenvolvido por Kong *et al.* (2006). A análise energética para o sistema produzindo eletricidade água quente e gelada apresentou um índice de utilização de energia primária² superior a 70%.

Testes experimentais com uma micro planta de cogeração para uso em residências também foram realizados por Lin *et al.* (2007). O sistema investigado emprega um moto gerador de 6 kW_e à diesel associado a um refrigerador doméstico de absorção (sistema

² Vide nota 1.

Eletrolux) de 60 litros. Os resultados apresentados mostram que a eficiência elétrica do moto gerador bem como as emissões de CO₂, CO, HC e NO_x não são afetada pela associação do refrigerador ao moto gerador. O índice de utilização de energia primária para o sistema produzindo eletricidade, água quente e água gelada atingiu 67,3% com o moto gerador operando em carga máxima, representando um aumento de 205 % quando comparado com a eficiência do moto gerador.

Atualmente, encontram-se disponíveis no mercado turbinas a gás que variam de 28 kW (microturbinas) a 400 MW. Nos projetos que utilizam este equipamento, os gases de escape podem ser utilizados diretamente para o aquecimento, secagem ou para a produção de frio associado com máquinas de absorção.

Os motores de combustão interna quando aplicados a sistemas de cogeração têm a seu favor um bom comportamento sob cargas parciais, uma boa resposta a operação intermitente e uma ampla gama de potência em oferta no mercado (10kW até 30MW). Essa tecnologia, entretanto, apresenta algumas restrições para a recuperação de calor devido aos baixos níveis de vazão de gases de exaustão. A quantidade de calor que pode ser efetivamente recuperada depende do tipo de motor considerado, do seu porte, bem como do regime de operação.

As relações entre as diversas tecnologias utilizadas na cogeração, a potência elétrica de saída e o rendimento são apresentadas na Figura 2.3.

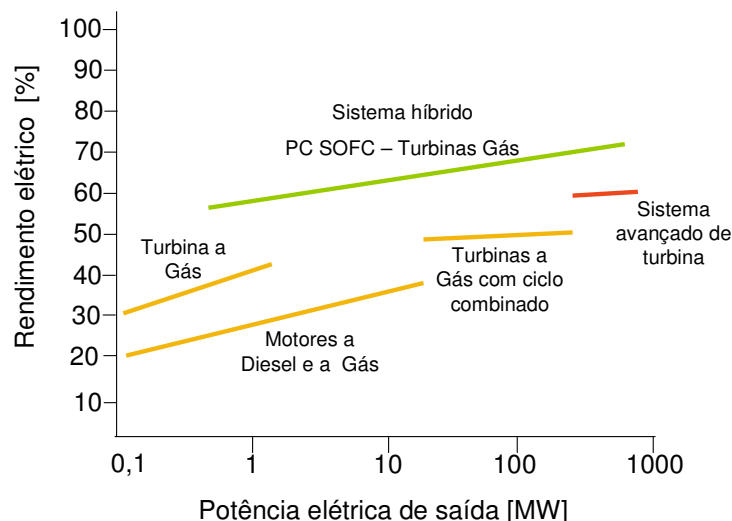


Figura 2.3 - Relação entre as diversas tecnologias de cogeração.

Fonte: Santana (2003).

A opção por motor, turbina ou qualquer outra tecnologia dependerá de diversos parâmetros, tais como: a relação de demanda térmica, trabalho e/ou eletricidade, preço do

combustível, preço da tarifa de energia elétrica, característica da curva de demanda térmica e elétrica do empreendimento, disponibilidade de combustível, entre outros. A Tabela 2.1 demonstra alguns fatores para a escolha da tecnologia de cogeração.

Tabela 2.1 – Comparação entre as principais tecnologias existentes para produção de energia.

Parâmetros	Tecnologias				
	Motor a Diesel	Motor a GN	Turbina a Vapor	Turbina a Gás	Microturbina
Eficiência (PCI) ^a [%]	30 – 50	24 – 45	30 – 42	24 – 40 ^g 40 – 60 ^h	20 – 30
Faixa de potência [MW]	0,05 – 5	0,05 – 5	Qualquer	3 – 20	0,025 – 0,25
Área requerida [m ² /kW]	0,0204	0,0204	0,009 ^e	0,0019 – 0,0567	0,0139 – 0,1394
Custo da instalação ^b [US\$/kWh]	800 – 1.500	800 – 1.500	800 – 1.000 ⁱ	700 – 900	500 – 1.300
Disponibilidade [%]	90 – 95	92 – 97	100	90 – 98	90 – 98
Período entre revisão geral [x1000 h]	25 – 30	24 – 60	>50	30 – 50	5 – 40
Tempo de partida	10 [s]	10 [s]	1 – 24 [h]	10 – 60 [min]	60 [s]
Pressão do combustível [kPa]	<35,4	6,9 – 310	-	828 – 3447 ^d	276 – 690 ^d
Combustíveis	Diesel Óleos residuais GN	GN Biogás Propano	Lenha Óleo Carvão	GN Biogás Propano Óleos destilados	GN Biogás Propano Óleos destilados
Nível de ruído	Moderado a alto ^e	Moderado a alto ^e	Moderado a alto ^e	Moderado ^f	Moderado ^f
Emissões de NO _x [g/kWh]	1,368 – 14,96	0,99 – 12,7	0,816	0,136 – 1,814	0,181 – 0,998
Uso do Calor Recuperado	0,996	0,293 – 1,465	-	0,996 – 3,516	1,172 – 4,395
Custo de O&M (US\$/kWh)	0,005 – 0,008	0,007 – 0,015	0,004	0,002 – 0,008	0,002 – 0,01
Faixa de Temperatura do Calor Útil (°C)	82 - 482	150 - 260	-	260 - 593	205 – 345

a – eficiência da máquina térmica; b – Sistemas de cogeração básico, ou seja, a máquina térmica instalada com o recuperador de calor; c – Só turbina sem o ciclo de geração de vapor; d – Pode exigir compressor de gás; e – Requer enclausuramento da área; f – Enclausuramento agregado ao equipamento; g – Modo simples; h – Ciclo combinado; i – Sem caldeira de geração de vapor. Fonte: Santana (2003).

Valores típicos de economia de combustível são mostrados na Figura 2.4. Os sistemas de cogeração com uma turbina a vapor reduzem o consumo de combustível em torno de 15% com relação a geração separada de eletricidade por uma planta de vapor e calor por um aquecedor, por sua vez, um motor a diesel reduz o consumo de combustível em torno de 25% com respeito a produção de eletricidade por um moto gerador a diesel e calor por um aquecedor.

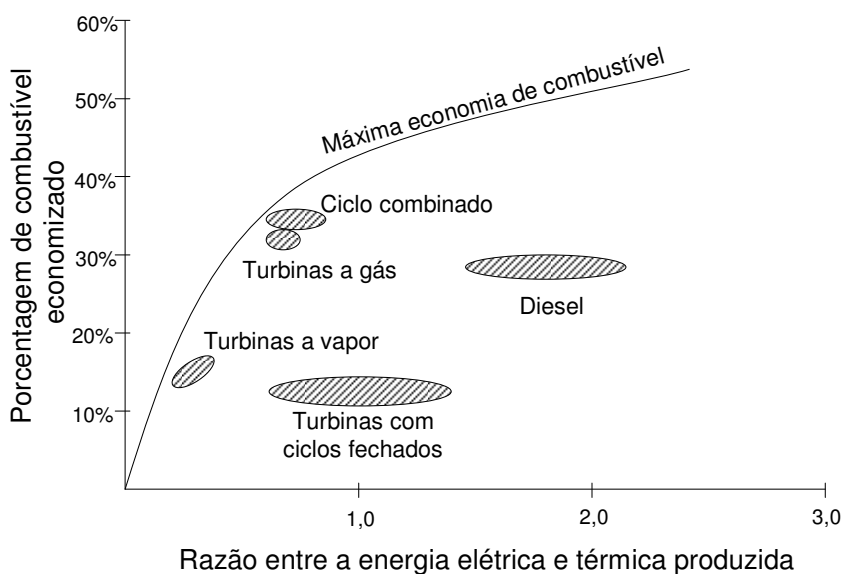


Figura 2.4 - Relação entre o percentual de combustível economizado e a razão entre a energia elétrica e térmica produzida para várias tecnologias de cogeração. Fonte: Educogen (2001).

Um outro fator que torna as plantas de cogeração ainda mais eficientes que as formas de geração separada de energia elétrica e térmica é a proximidade entre o local da instalação da planta e o consumidor final. Usualmente as plantas de cogeração são instaladas próximo ao local de consumo, reduzindo significativamente as perdas provenientes da rede de distribuição, que representam cerca de 10 a 15 % da energia elétrica produzida.

A cogeração é aplicável em diferentes setores econômicos que necessitem simultaneamente de energia térmica e elétrica. Pode-se observar na

Tabela 2.2 o potencial da aplicação dos sistemas de refrigeração por absorção para os diversos setores da economia.

Tabela 2.2 - Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia (CORTEZ HW_DO *apud*. Santos, 2005).

Setor da	Atividade	Processo	Fonte de energia
----------	-----------	----------	------------------

economia			disponível
Primário	Hortifrutigranjeiros	Resfriamento e estocagem de produtos	Lenha e resíduos agrícolas
Secundário	Usinas de açúcar e álcool, indústrias de papel e celulose, têxtil, químicas e petroquímicas.	Resfriamento de dornas de fermentação, resfriamento, congelamento, estocagem de produtos, condicionamento de ar e câmaras frigoríficas.	Aproveitamento de fontes usuais de energia por meio da cogeração, gás natural e resíduos agrícolas (bagaço, casca de arroz, palha etc.), calor de processo.
	Indústria de alimentos, laticínios, abatedouros, indústria de bebidas e indústria de pescado.		
Terciário	Restaurantes, padarias, hotéis, centros comerciais, transportes rodoviários, ferroviários e marítimos.	Câmaras frigoríficas, ar condicionado, produção de gelo, água fria	Lenha; gás natural; Gases de exaustão de motores, caldeiras, aquecedores ou fornos.

Em distritos de utilidades, as plantas de ciclo aberto podem ser construídas ou mesmo convertidas para sistemas de cogeração, suprimindo à demanda térmica de uma cidade próxima, de indústrias, de viveiros e hortos etc. A distância dos usuários a partir da planta térmica é de crucial importância para a viabilidade do projeto, na maioria dos casos a distância econômica é de 10 km (Educogen, 2001). Em períodos ou regiões de clima quente, um distrito de refrigeração também pode ser economicamente viável. Neste caso, a energia térmica proveniente da planta é usada para alimentar uma unidade de refrigeração por absorção e um sistema de fornecimento faz a distribuição da água gelada para os usuários. Outras duas aplicações são os aterros sanitários e as plantas de tratamento de esgoto. Em ambos os casos, são produzidos gás metano que pode ser empregado como combustível em unidades de cogeração baseadas em motores estacionários, onde a energia elétrica e térmica abastece as comunidades vizinhas.

As áreas industriais apresentam as condições ideais para a implementação de sistemas de cogeração, uma vez que a variação da demanda na potência térmica e elétrica de todas as indústrias juntas é menor do que a cada indústria se considerada separadamente.

No setor residencial e de prestação de serviço, a combinação de demanda elétrica e térmica, com um nível e duração apropriados para a cogeração, geralmente estão associados a hotéis, hospitais, escolas e universidades, restaurantes, supermercados, centros executivos etc. A energia térmica proveniente do processo de cogeração é utilizada no aquecimento de água para limpeza, aquecimento ou refrigeração de salas, lavanderias, secadoras, aquecimento de piscinas entre outros. Um indicador da potência elétrica requerida no setor é mostrado na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Demanda elétrica em diferentes estabelecimentos. Fonte: Educogen, 200.

Área	Demanda elétrica [kW]
Restaurantes	50 a 80
Condomínios residenciais	50 a 100
Supermercado	90 a 120
Hotéis	100 a 2000
Hospitais	300 a 1000
Centros comerciais	500 a 1500
Universidades e escolas	500 a 1500
Centros executivos	500 a 2000

Quanto ao meio rural, a aplicação da cogeração pode resultar na economia de energia trazendo benefícios econômicos para as comunidades rurais. As unidades de cogeração normalmente queimam derivados do petróleo ou gás natural. Entretanto, para as comunidades do meio rural são mais interessantes as tecnologias que empreguem o combustível disponível no local, tais como rejeitos da colheita, madeira e resíduos de animais. Gaseificadores podem ser empregados para converter os resíduos orgânicos da safra e madeira em gás, que por sua vez é usado em motores de combustão interna. Biodigestores também podem ser empregados para produzir biogás a partir de dejetos de animais. Os biodigestores apresentam a vantagem de tratar os rejeitos de animais, produzindo também, material orgânico que pode ser empregado como fertilizante ou ração para animais. Existem também benefícios ambientais com esta aplicação. Sem um tratamento adequado, os resíduos são queimados em incineradores, com grande emissão de poluentes devido a combustão incompleta. Com a utilização de sistemas de cogeração, os níveis de emissão são drasticamente reduzidos.

2.3. Impacto Ambiental

A cogeração pode acarretar efeitos adversos nas reservas de energia não renováveis. Estes efeitos podem ser reduzidos substancialmente se o sistema de cogeração for propriamente projetado prevendo aumentos futuros na demanda local, se for cuidadosamente integrado a rede energética da região, se for dado a manutenção e operado adequadamente ao longo de sua vida útil.

Somada a economia de combustível e de recursos financeiros, a cogeração ainda pode reduzir a taxa de emissão de poluentes uma vez que emprega a energia contida no combustível de uma forma mais eficiente.

Meunier (2002), no estudo da contribuição da cogeração no controle das mudanças climáticas, identificou que, apesar das várias previsões para os próximos 100 anos apontarem para um grande crescimento nos níveis de emissão de gases de efeito estufa, as emissões de poluentes podem ser controladas desde que políticas energéticas adequadas sejam adotadas. A combinação das unidades de geração de energia elétrica, calor e frio empregando o conceito de cogeração, diminuiria os níveis de emissão de CO₂ na atmosfera em cerca de 10 a 40%, dependendo da tecnologia de cogeração aplicada, contribuindo para a redução do aquecimento global. Entretanto, quando uma grande planta de geração de energia é substituída por pequenas e dispersas unidades de cogeração, não é certo afirmar que a qualidade do ar melhorará em todos os casos e aspectos. As grandes usinas estão usualmente localizadas em áreas remotas, equipadas com equipamentos para controlar os níveis de emissão de poluentes além de possuir chaminés elevadas para facilitar a sua dispersão. Ao contrário, as pequenas unidades de cogeração são normalmente instaladas próximas ou até mesmo dentro das áreas urbanas, o que pode causar um efeito adverso na qualidade do ar local. Este efeito é ocasionado em virtude da tecnologia de cogeração adotada. A tecnologia de cogeração mais difundida nos centros urbanos é aquela baseada em motores de ciclo Otto e Diesel. Essa tecnologia é a que mais contribui negativamente para a qualidade do ar, primeiramente devido a sua alta (mas normalmente controlada) emissão de CO e NO_x e em segundo lugar a grande quantidade de hidrocarbonetos não queimados. Estes fatores são agravados pela forma com que os gases de combustão são normalmente liberados para a atmosfera. Na maioria dos casos a saída do escapamento fica próximo ao solo o que dificulta a dispersão dos poluentes, criando zonas com elevados índices de poluição. O efeito dos altos edifícios nas correntes de ar pode criar um efeito de aprisionamento do ar originando recirculações, o que desta forma resultaria em concentrações ainda maiores de poluentes durante certas condições do vento.

Além do impacto na qualidade do ar, também é importante atentar para o ruído, a contaminação do solo e da água. A poluição do solo e da água podem ser resultados do transporte e manuseio do combustível, do tratamento final dado aos rejeitos (óleo lubrificante usado, cinzas, borras, resíduos de processos). O ruído é oriundo do próprio sistema de cogeração. Os maiores responsáveis pela geração de ruído são os motores de combustão interna e as torres de resfriamento, sendo que o ruído emitido por um motor a combustão interna é normalmente superior a 95 dB(A).

Para reduzir estes efeitos que podem causar problemas nas áreas urbanas, certos requisitos devem ser satisfeitos, como por exemplo, o local de instalação da planta deve ser cuidadosamente escolhido, selecionar a tecnologia de cogeração com menores índices de emissão de poluentes, instalação de sistemas para controle de geração e propagação de ruído, construção de chaminés elevadas, construção de sistemas de coletas de resíduos entre outros.

A Tabela 2.4 fornece os níveis típicos de emissões para vários sistemas de geração termoelétrica. É conveniente lembrar que os níveis de emissões dependem da tecnologia adotada, do ano de fabricação, das condições (manutenção) da unidade, da potência gerada, do tipo e da qualidade do combustível empregado etc.

Tabela 2.4 - Valores típicos de emissão de poluentes em centrais termoelétricas. Fonte: Educogen, 2001

Sistema	Combustível	Eficiência [%]	Emissão específica $\left[\frac{g}{kWh} \right]$					
			CO ₂	CO	NO _x	HC	SO _x	Particulado
Turbinas a vapor (antigas)	Carvão 3% S	34	1034,12	0,18	3,13	,05	19,87	1,41
	Óleo combustível 1% S	31	887,06	0,18	3,18	0,05	4,76	0,23
	Gás natural	31	651,74	0,09	3,04	0,18	≈ 0	0,05
Turbinas a vapor (novas)	Carvão	31 ^a	1134,2	0,18	2,50	0,05	6,00	0,14
	Óleo combustível com baixo teor de enxofre	31	887,06	0,18	1,36	0,05	3,63	0,14
Turbinas a gás	Óleo diesel	34	759,86	0,55	2,40	0,18	0,14	0,18
	Gás natural	34	594,24	0,55	1,95	≈ 0	≈ 0	0,05
Turbinas a gás com baixo NO _x	Gás natural	38	531,68	0,30	0,50	≈ 0	≈ 0	0,04

^aA baixa eficiência do sistema com turbina a vapor nova deve-se a instalação de equipamentos para a redução de NO_x e SO₂.

2.4. Sistemas de refrigeração por absorção

O objetivo de um sistema de refrigeração é o de manter uma região com uma temperatura inferior aquela de sua vizinhança. Os principais métodos de refrigeração são: de compressão de vapor, de absorção de vapor, de ciclo a ar e termo-elétrico. Na grande maioria das plantas, desde refrigeradores domésticos até grandes sistemas industriais, o princípio de compressão de vapor é o mais utilizado para a geração de frio. Os demais sistemas são empregados em casos específicos. O ciclo de absorção, por exemplo, é comumente empregado em grandes plantas químicas devido à necessidade de uma fonte de calor com temperatura relativamente alta para alimentar o sistema.

No ciclo a ar, a redução da temperatura é ocasionada pela expansão do próprio ar. Este processo foi por muito tempo utilizado como a principal forma de produção de frio em embarcações. Atualmente este sistema é utilizado para o resfriamento da cabine das aeronaves.

O sistema termo elétrico funciona com base no princípio do efeito de Peltier, isto é, o efeito de produção de frio é causado pela passagem de uma corrente elétrica através da junção de dois metais diferentes. Pelo fato de sua eficiência ser reduzida, este sistema é empregado em circunstâncias especiais como na determinação do ponto de orvalho das substâncias, em laboratório.

O sistema de refrigeração por absorção de amônia é uma tecnologia conhecida desde o século XIX. Entretanto, as aplicações desta tecnologia nas últimas cinco décadas, em escala mundial, mantiveram-se limitadas as grandes plantas industriais dos setores petroquímico, fertilizantes e de alimentos. No Brasil, vários estudos sobre a aplicação de sistemas de refrigeração por absorção foram feitos, tais como, Santos (1980); Medeiros (1981); Sresnewsky (1983) e Maia (1986). Poucas aplicações práticas foram feitas até então. Isto vem confirmar as declarações feitas por Melo (gerente de co-geração e climatização da CEG) destacando que os principais entraves para a disseminação do uso da absorção no país não são técnicos e sim econômicos, “Não temos equipamentos de absorção fabricados pela indústria nacional e o preço do gás é sempre um dos principais focos da discussão.” (Abrava, 2005).

O ciclo de absorção (Figura 2.5) e o ciclo de compressão de vapor possuem algumas características em comum, mas diferem em dois aspectos importantes, um relacionado com o processo de compressão e o outro associado ao processo de separação do refrigerante. Em vez

de se comprimir o vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema de absorção é absorvido por uma substância secundária, denominada absorvente, de modo a formar uma solução líquida. Essa solução líquida é, em seguida, bombeada para o gerador de vapor, a uma pressão mais elevada. Como a variação do volume específico da solução líquida com a pressão é muito menor que a do vapor, uma quantidade significativamente menor de trabalho mecânico é requerida pela bomba.

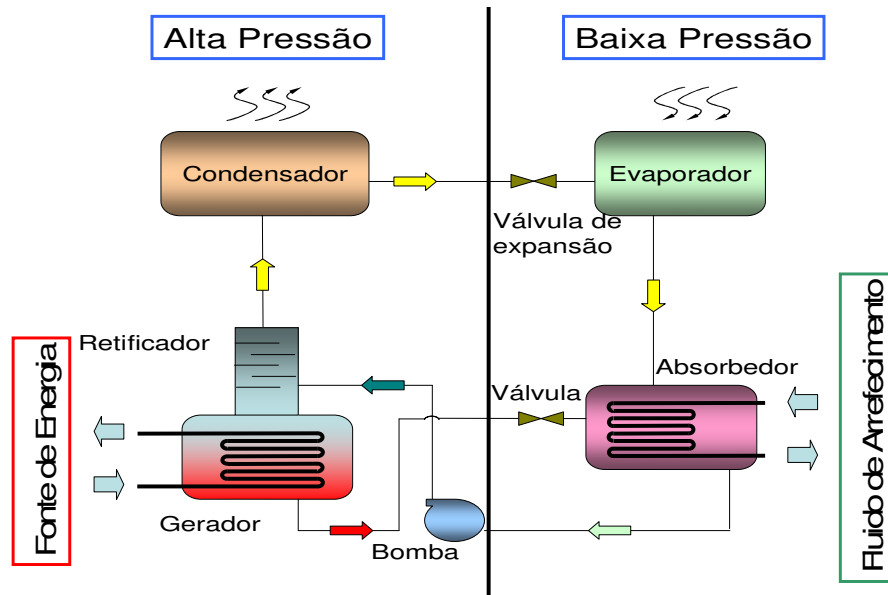


Figura 2.5 - Sistema de absorção água/amônia.

O segundo aspecto consiste na introdução de um mecanismo para a retirada do refrigerante da solução líquida, antes de entrar no condensador. Este processo envolve a transferência de calor de uma fonte que esteja a uma temperatura relativamente alta. Esta fonte pode ser proveniente da queima de um combustível como gás natural ou de uma fonte mais atrativa como do calor rejeitado do processo fabril.

CAPÍTULO III

3. O sistema de cogeração e procedimentos experimentais

3.1. Descrição do sistema

A planta de cogeração montada no LabCET está baseada em cinco módulos, conforme ilustrado na Figura 3.1. A planta dispõe de um feixe de cilindros para o armazenamento do gás natural integrado a um sistema de segurança e controle de pressão, uma microturbina, trocadores de calor, uma máquina de refrigeração por absorção água/amônia e dois *fan coils* utilizados na climatização.

A planta dispõe ainda de um moto gerador e de uma segunda máquina de refrigeração de queima direta a gás natural. Entretanto, o projeto, montagem e os resultados obtidos nos testes com estes equipamentos não fazem parte deste trabalho.

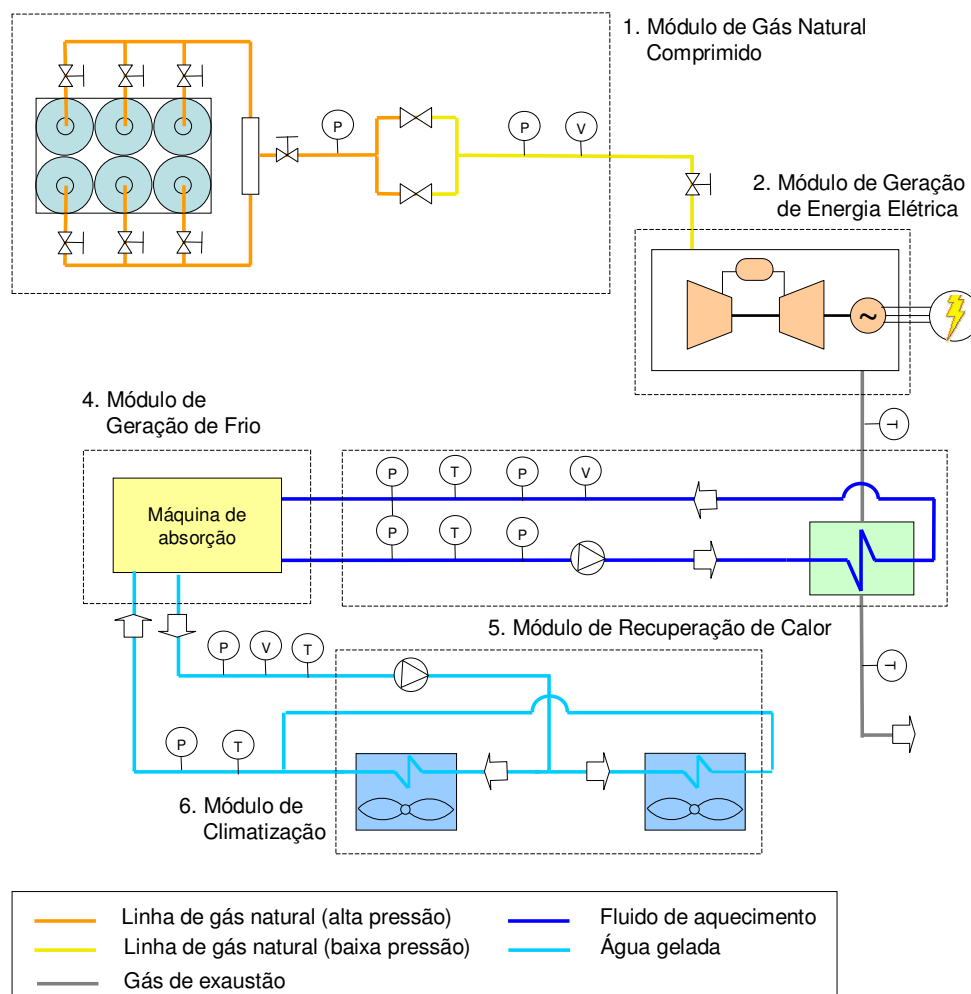


Figura 3.1 - Diagrama esquemático da planta de cogeração.

3.2. Módulo de fornecimento de gás natural comprimido (GNC)

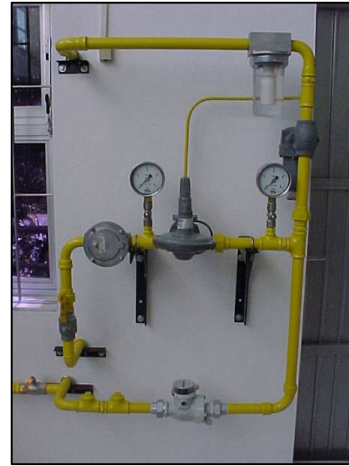
O módulo de fornecimento de gás natural consiste de um cesto de cilindros, com capacidade para armazenar 150 Nm³ de GNC a uma pressão de até 240 bar. Os cilindros são interligados através de um manifold, de onde parte uma única tubulação de alta pressão. Uma válvula reguladora de pressão foi instalada para que o GNC seja transportado até a planta de cogeração em um nível de pressão mais adequado, seguro e de acordo com as especificações dos equipamentos. Na Figura 3.2 é mostrado o cesto instalado no LabCET composto por seis cilindros.



Figura 3.2 - Cesto de cilindros de gás natural.

Devido a brusca redução de pressão que ocorre nas válvulas redutoras, a temperatura do GNC pode chegar a -50 °C causando um efeito de congelamento da membrana das válvulas e posterior quebra. Para conservar a integridade das válvulas redutoras, um sistema de anticongelamento composto por um aquecedor elétrico, um reservatório e uma bomba circula água aquecida no interior das válvulas. O sistema de anticongelamento das válvulas redutoras de pressão é mostrado na Figura 3.3 (a).

O cesto de cilindros foi desenvolvido para uma autonomia de 15 horas de operação da microturbina em carga máxima. Os dispositivos de controle e segurança estão montados no cavalete instalado no interior do laboratório. A Figura 3.3 (b) mostra o cavalete instalado no laboratório consistindo de um filtro, uma válvula reguladora, uma válvula de alívio, dois manômetros e uma válvula shut-off.



(a) (b)
Figura 3.3 - Sistema de anticongelamento da válvula redutora de pressão (a) e cavalete (b).

3.3. Módulo de geração de energia elétrica

O módulo de geração de energia elétrica é composto por uma microturbina Capstone C330 LP, com potência nominal de 28 kW_e, operando em condição ISO. É uma unidade compacta que disponibiliza em torno de 80 kW de calor residual para aplicações em modo de cogeração. Seu sistema de combustão apresenta alta eficiência, produzindo baixa quantidade de NO_x (máx. 9 ppmv nas condições ISO), sem a necessidade do emprego de catalisadores de pós-queima ou outro equipamento de controle de poluentes. Na Figura 3.4 é mostrada a microturbina instalada em uma sala dotada de um sistema de tiragem para a renovação do ar, sistema de redução de ruído e porta corta fogo.



(a) (b)
Figura 3.4 – Microturbina Capstone (a) e sistema de tiragem de ar (b).

A Figura 3.5 apresenta esquematicamente a microturbina. Seus componentes principais são o compressor, o regenerador, a câmara de combustão, a turbina e o alternador. Os componentes rotativos estão montados em um único eixo, suportado por mancais aeroestáticos. Este eixo aciona todas as partes girantes da microturbina. O resfriamento do alternador é realizado pelo fluxo do ar de entrada do compressor. A microturbina não utiliza nenhum tipo de refrigerante ou lubrificante, bomba, caixa redutora ou algum outro sistema mecânico.

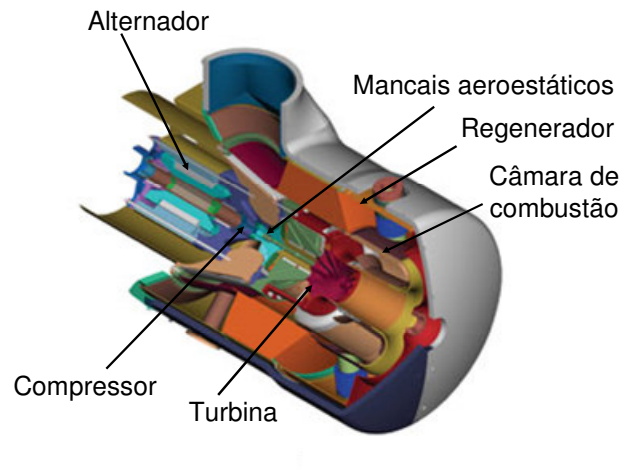


Figura 3.5 – Vista em corte da microturbina.

O funcionamento esquemático da microturbina é apresentado na Figura 3.6. Inicialmente o ar é aspirado (1) e comprimido (2) pelo compressor até a pressão de aproximadamente 3 bar. Após a compressão, o ar é pré-aquecido (3) pelos gases de exaustão da turbina através do regenerador. O objetivo do pré-aquecimento é aumentar a temperatura do fluxo de ar e, conseqüentemente, reduzir o consumo de gás natural na câmara de combustão, aumentando assim a eficiência do ciclo. Na câmara de combustão, ocorre a mistura do ar e do combustível e posteriormente a combustão (4). O gás quente é pressurizado e então expandido (5) na turbina gerando trabalho no eixo. A rotação da turbina pode alcançar 96000 rpm.

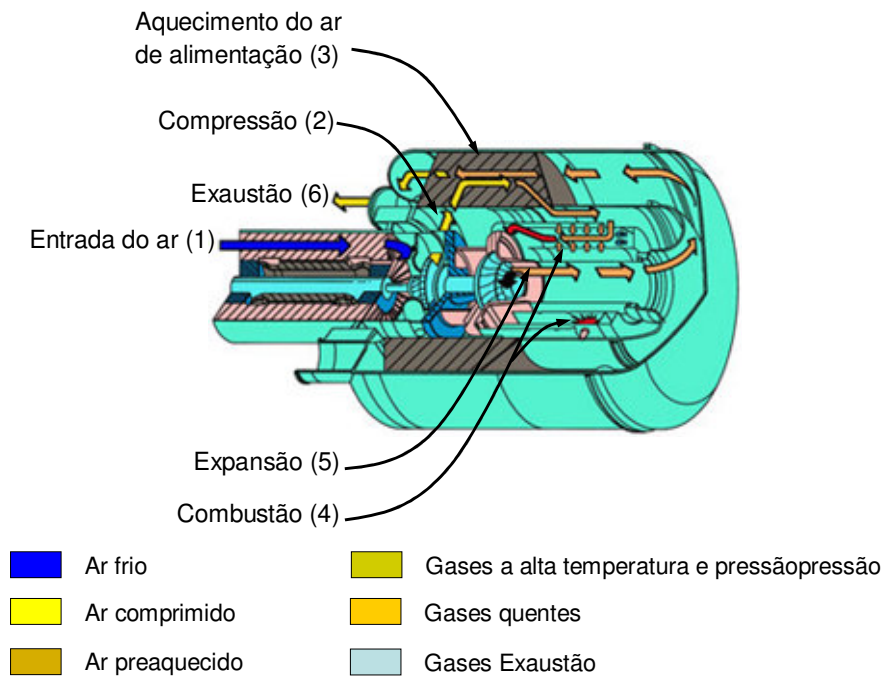


Figura 3.6 - Esquema do funcionamento da microturbina.

3.4. Módulo de recuperação de calor

Este módulo é responsável pelo reaproveitamento da energia residual dos gases de exaustão da microturbina. O módulo é composto por um trocador de calor, uma motobomba, um direcionador de fluxo e uma camisa de aço. A recuperação da energia residual é feita por intermédio de um trocador de calor do tipo contracorrente, aletado, de múltiplos passes nos tubos e fluidos não misturados. O detalhamento completo do projeto é mostrado no Apêndice A. Os parâmetros de projeto do trocador de calor (Tabela 3.1) foram selecionados considerando-se a carga máxima de refrigeração da máquina de absorção (17 kW_T) e potência máxima de operação da microturbina (28 kW_e). Na Figura 3.7 é mostrado o trocador de calor instalado na chaminé da microturbina na parede externa do laboratório. A energia recuperada pelo trocador de calor é transportada até o gerador da máquina de refrigeração por uma solução de água e monoetilenoglicol a 40% para permitir a operação em temperaturas de até $140 \text{ }^\circ\text{C}$ sem a ocorrência de mudança de fase.

Tabela 3.1 - Parâmetros de projeto para o trocador de calor.

Especificações	Lado dos tubos	Lado das aletas
Fluido	Solução água / monoetilenoglicol	Gases de exaustão
Vazão	1500 kg/h	17 Nm ³ /min
Temperatura de entrada	120 °C	250°C
Temperatura de saída	130°C	155°C
Pressão de operação	4 bar	0
Perda de carga	0.047 bar	3,6 mmca
Superfície de troca térmica	20 m ²	



Figura 3.7 – Trocador de calor.

A motobomba instalada no circuito foi dimensionada apenas para promover a circulação do fluido térmico. A Tabela 3.2 apresenta as especificações técnicas da motobomba. Os cálculos do dimensionamento da linha do fluido térmico são mostrados no Apêndice A. Na Figura 3.8 é mostrada a motobomba instalada e a linha de fluido térmico.

Tabela 3.2 -Características técnicas da bomba do fluido térmico

Modelo	Schneider BC 22R RTBR VT
Potência	4 hp
Vazão máx	10,8 m ³ /h
Pressão máxima	5 bar

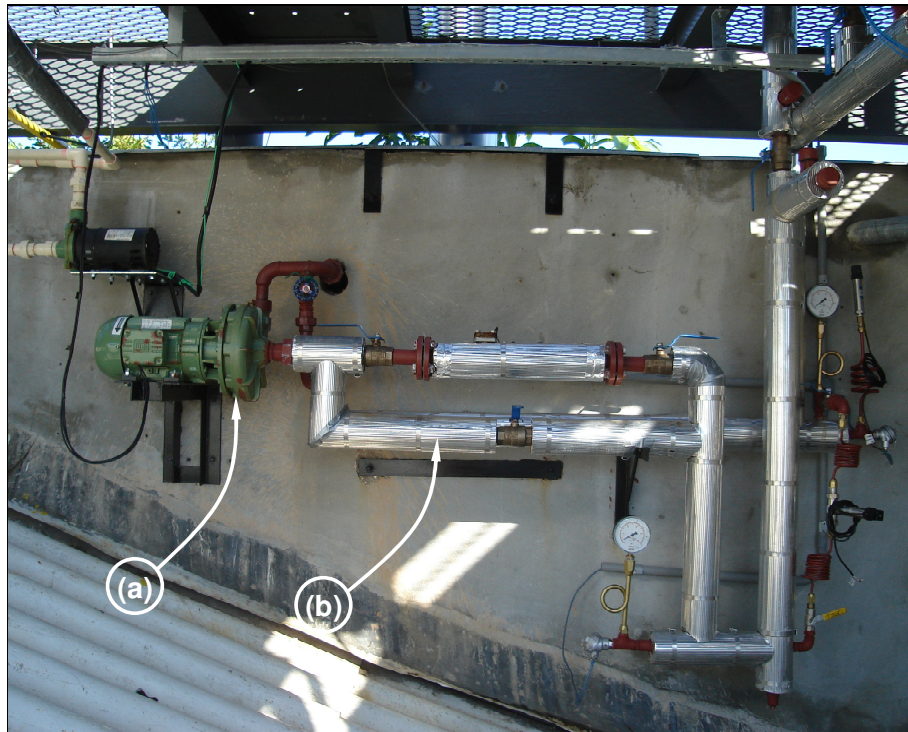


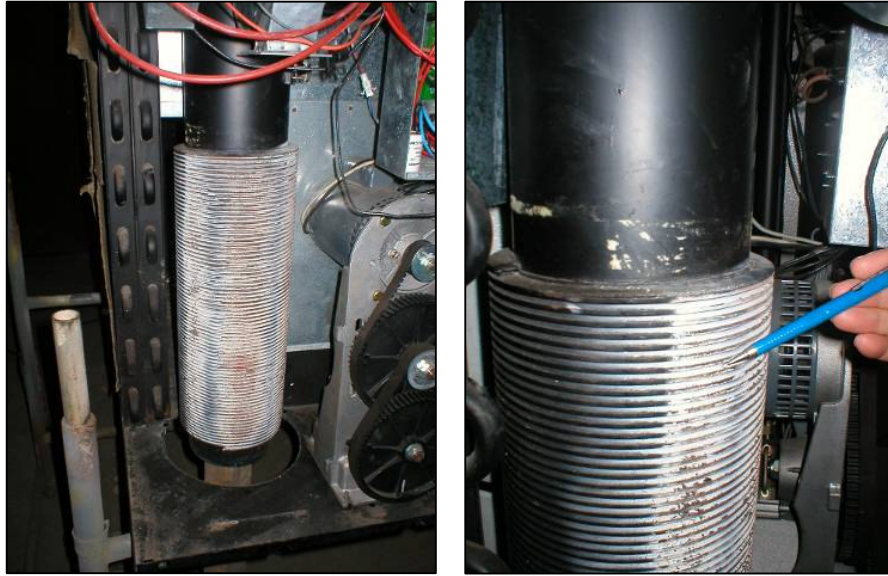
Figura 3.8 – Motobomba (a) instalada na linha de fluido térmico (b).

Para direcionar e controlar o fluxo dos gases de exaustão foi projetado um direcionador de fluxo no formato de um “Y” e instalado na chaminé da microturbina. O controle do fluxo de gases é feito por meio de um par de *dampers*, que automaticamente direciona o fluxo de gás para o trocador de calor quando a máquina de absorção é ligada. O direcionador de fluxo instalado na chaminé é mostrado na Figura 3.9.



Figura 3.9 – Direcionador de fluxo montado na chaminé da microturbina.

Para permitir a circulação do fluido térmico ao redor das aletas e da parede externa do gerador da máquina de refrigeração, a câmara de combustão foi substituída por uma camisa que envolvesse toda a região aletada do gerador. Detalhes relativos a superfície aletada do gerador são mostrados na Figura 3.10.

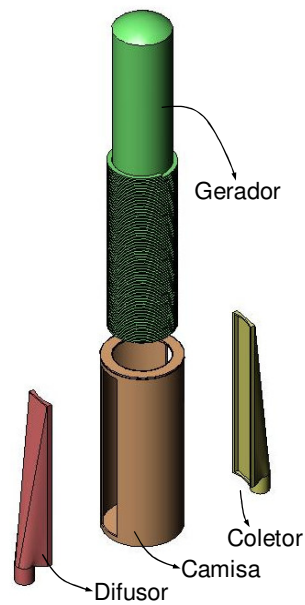


(a)

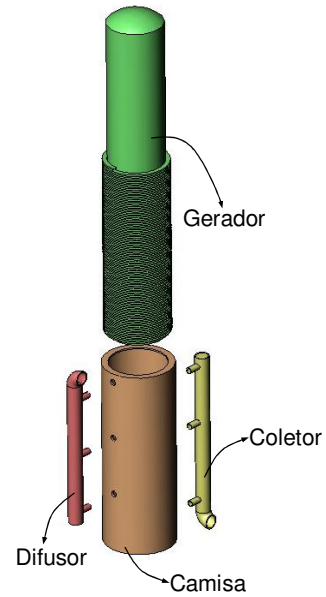
(b)

Figura 3.10 – Região aletada do gerador

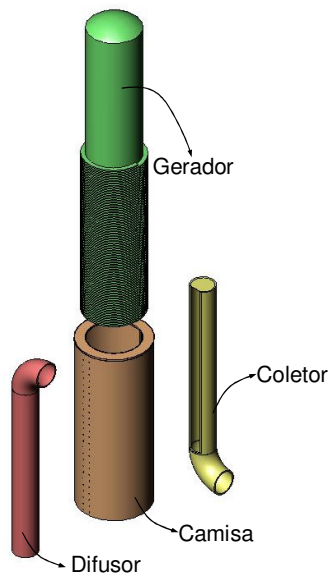
Tomando como premissa a limitação de espaço físico, quatro alternativas foram propostas para o projeto da camisa de aquecimento, conforme mostrado na Figura 3.11. Todas as configurações estão baseadas no conceito de um copo que envolve o gerador, de maneira a permitir a circulação dos gases provenientes da turbina (Figura 3.11 - alternativa A) ou de fluido térmico (Figura 3.11 - alternativas B, C e D) em torno do gerador, no caso, o fluido térmico sendo aquecido no trocador de calor sob temperaturas da ordem de 140 °C.



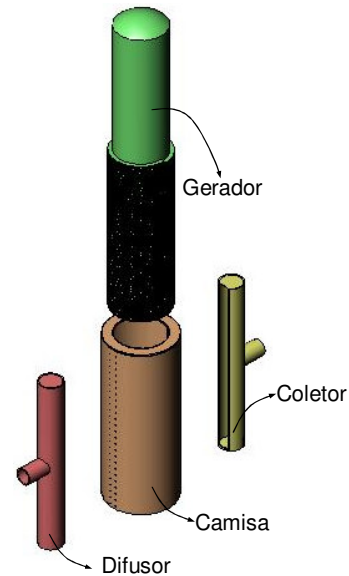
Alternativa A: Aquecimento direto com gases de exaustão



Alternativa B: Aquecimento indireto com fluido térmico



Alternativa C: Aquecimento indireto com fluido térmico



Alternativa D: Aquecimento indireto com fluido térmico

Figura 3.11 – Vista explodida das quatro alternativas propostas para a camisa de aquecimento do gerador utilizando.

A escolha da melhor alternativa dentre as propostas baseou-se nos resultados qualitativos obtidos com a aplicação de código computacional disponível no mercado relacionado com o cálculo numérico do processo de escoamento e transferência de calor

(*CFD - Computational Fluid Dynamics*). Com base nos resultados obtidos a alternativa D foi a que apresentou os melhores resultados quando comparada com as demais alternativas propostas. Na Figura 3.12 são mostrados os resultados numéricos obtidos para a alternativa D. Observa-se uma distribuição quase que uniforme da velocidade do fluido térmico e do coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo de toda a extensão do gerador.

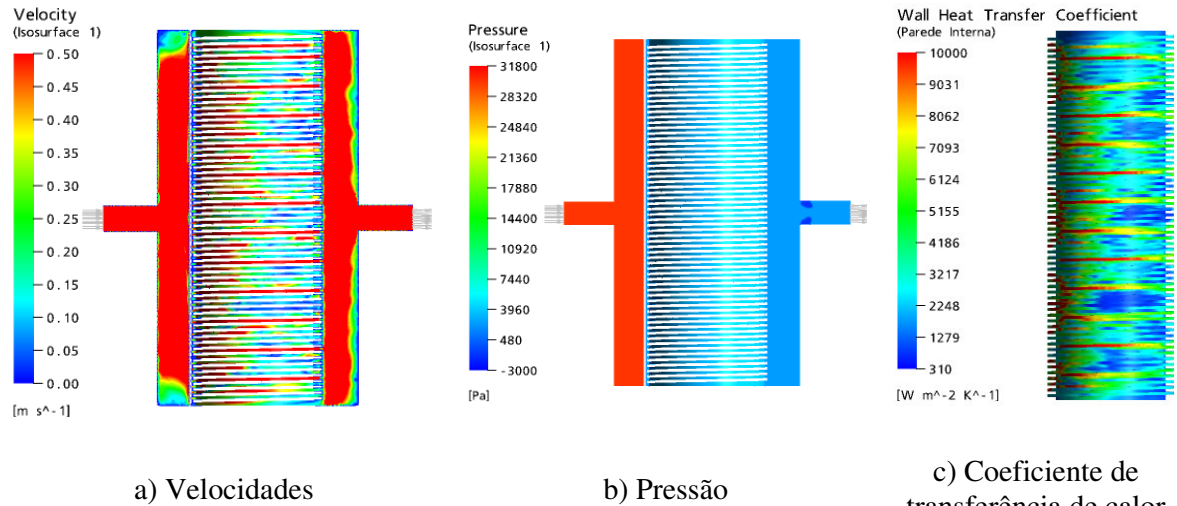


Figura 3.12 – Resultados da simulação numérica para a alternativa D.

A descrição completa dos procedimentos adotados e dos resultados obtidos para cada alternativa propostas são apresentados no Apêndice A. Na Figura 3.13 é mostrada a camisa de aquecimento instalada na máquina de refrigeração.



Figura 3.13 – Camisa de aquecimento do gerador instalada na máquina de absorção.

3.5. Módulo de produção de frio

O módulo é composto por uma máquina de refrigeração por absorção Robur ACF 60 com queima direta de GN e de simples estágio, com uma potência nominal de 17 kW_T. É uma unidade compacta equipada com um condensador resfriado a ar e projetado para operar a temperaturas ambientes de até 45 °C. O ciclo de refrigeração por absorção é baseado na solução água/amônia para a produção de água gelada com temperaturas de 3 a 10 °C. A máquina opera principalmente com energia térmica. A energia elétrica requerida está limitada à alimentação de um ventilador e uma bomba hidráulica. Na Figura 3.14 é mostrada a máquina de refrigeração por absorção Robur instalada em uma plataforma sobre o telhado do LabCET, pronta para operação.



Figura 3.14 - Máquina de refrigeração por absorção Robur ACF 60.

A solução empregada no ciclo de refrigeração estudado é composta por amônia e água. A amônia é o fluido refrigerante enquanto que a água atua como fluido absorvente. Os principais componentes encontram-se esquematizados na Figura 3.15, na configuração original, no modo de queima direta de gás natural. No gerador, a solução água/amônia é aquecida produzindo vapor de amônia e uma solução líquida com baixa concentração. A solução líquida com baixa concentração de amônia é denominada de solução fraca.

Os vapores produzidos no gerador ainda contêm uma quantidade significativa de água dissolvida. Para aumentar a concentração de amônia, o vapor passa pelo retificador, no qual a

água arrastada é condensada. O vapor de amônia aquecido e pressurizado deixa o retificador e entra no condensador, onde é resfriado e condensado.

O líquido formado no condensador é então levado a um nível de pressão mais baixo, através de uma válvula de expansão (1), de forma a baixar a sua temperatura, para então entrar em um trocador de calor do tipo casco e tubo (pre-cooler) e ter sua temperatura ainda mais reduzida. Finalmente a amônia líquida tem sua pressão reduzida para a mesma pressão do evaporador através de uma segunda válvula de expansão (2), de forma a atingir a temperatura de 3 °C.

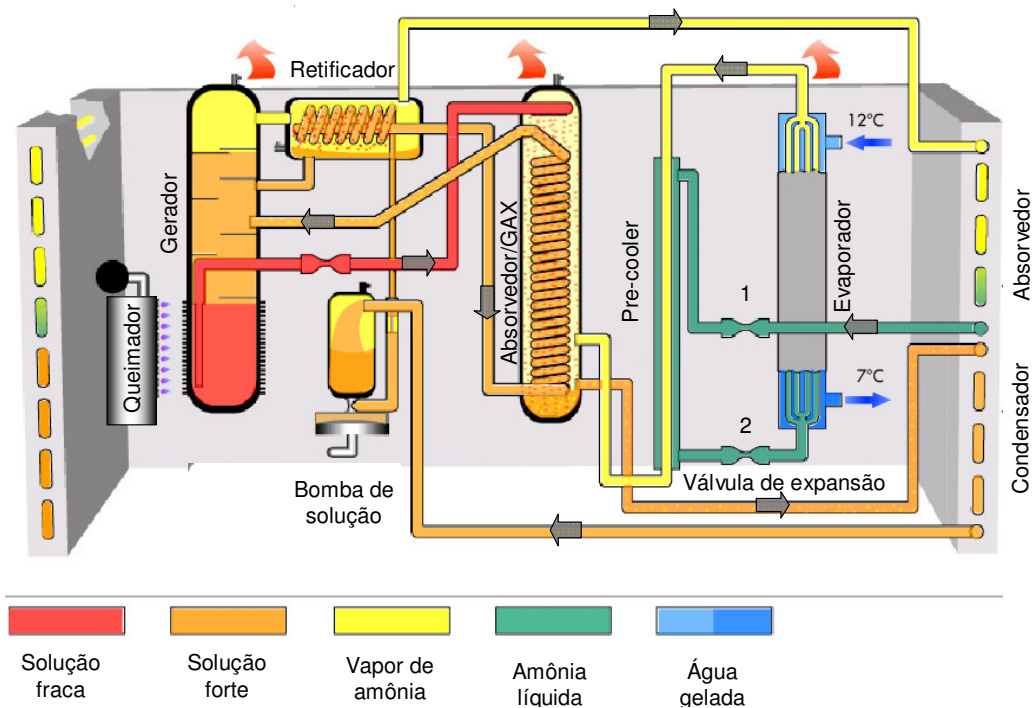


Figura 3.15 - Configuração esquemática da máquina de refrigeração.
(Fonte: Robur)

Com a temperatura reduzida, a amônia líquida entra no evaporador onde é evaporada, devido a remoção do calor absorvido pela água de retorno (12 °C). A amônia com baixa temperatura deixa o evaporador, retornando ao pre-cooler, onde absorve energia da amônia líquida vinda do condensador completando assim o processo de evaporação.

O vapor de amônia então entra no absorvedor onde inicia o contato com a solução fraca produzida no gerador. Como a pressão no gerador é maior, faz-se necessário o emprego de uma válvula estranguladora para reduzir a pressão da solução fraca antes que ela entre no absorvedor. É no interior do absorvedor que o processo de absorção é iniciado, isto é, o vapor de amônia é dissolvido pela solução fraca. Como o processo de absorção do vapor de amônia

é exotérmico uma grande quantidade de calor é produzida. Para que o vapor seja completamente absorvido pela solução fraca, a solução que deixa o absorvedor precisa rejeitar calor no condensador/absorvedor.

Uma vez que o processo de absorção esteja completo, a solução líquida conterá uma alta quantidade de amônia dissolvida. A solução com alta concentração de amônia é denominada de solução forte. Na saída do condensador/absorvedor uma bomba hidráulica eleva a pressão da solução forte para o mesmo nível de pressão do gerador.

Como a solução forte é bombeada para o gerador e está a uma temperatura próxima da temperatura ambiente, ela passa antes através do retificador, para promover a condensação da água contida no vapor, e do absorvedor para auxiliar no processo de absorção do vapor. Ao passar através destes componentes a solução forte sofre um pré-aquecimento, reduzindo a quantidade de energia consumida pelo gerador. Esta redução promove um aumento na eficiência e no COP do sistema. Com a entrada da solução forte no gerador o ciclo é reiniciado.

3.6. Módulo de climatização

Este módulo é composto por dois *fan coils* Aquastylus CFE 16 COM2, com capacidade de refrigeração de 9 kW_T cada e uma motobomba. Os *fan coils* estão instalados no interior do LabCET, climatizando uma área de aproximadamente 100 m^2 . Na Figura 3.16 são mostrados os *fan coils* instalados em dois ambientes separados do laboratório. Uma motobomba é utilizada para promover a circulação da água gelada entre a máquina de absorção e os *fan coils*. Na Tabela 3.3 são apresentadas as especificações técnicas e na Figura 3.17 é mostrado a bomba de circulação instalada no circuito de água gelada.



Figura 3.16 - Fan coils instalados no LabCET.

Tabela 3.3 - Características técnicas da motobomba da água gelada

Característica	Dados
Modelo	Schneider BC 91 SSC
Potência	0,5 hp
Vazão máx	7,7 m ³ /h
Pressão máxima	2,2 bar

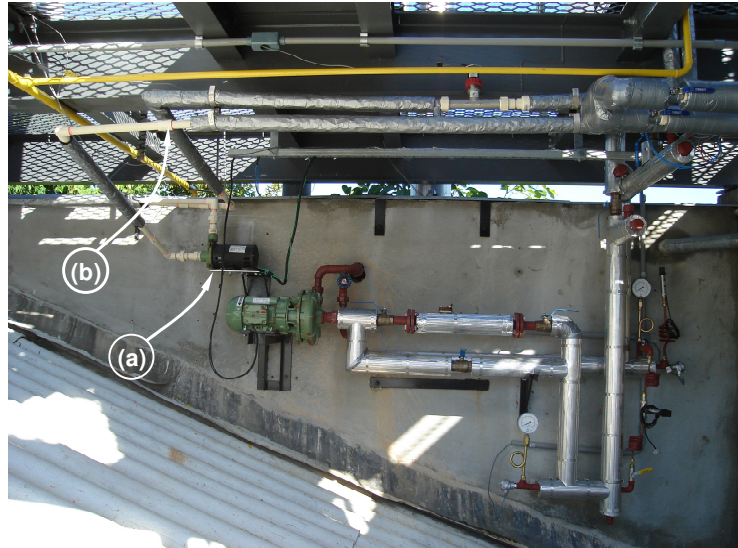


Figura 3.17 – Motobomba de circulação de água gelada (a) e linha de circulação (b).

3.7. Módulo controle e aquisição de dados

O esquema completo da instrumentação utilizada na planta de cogeração é mostrado na Figura 3.18. A descrição dos instrumentos utilizados na planta de cogeração é apresentada na Tabela 3.4. Na linha de fluido térmico foram utilizados dois termopares tipo J, dois manômetros, um transdutor de pressão manométrica e um transdutor de pressão diferencial. A medição da vazão do fluido térmico é feita por meio de um medidor tipo turbina, resistente a altas temperaturas (150 °C) e instalado em um trecho de tubulação reta a jusante do copo.

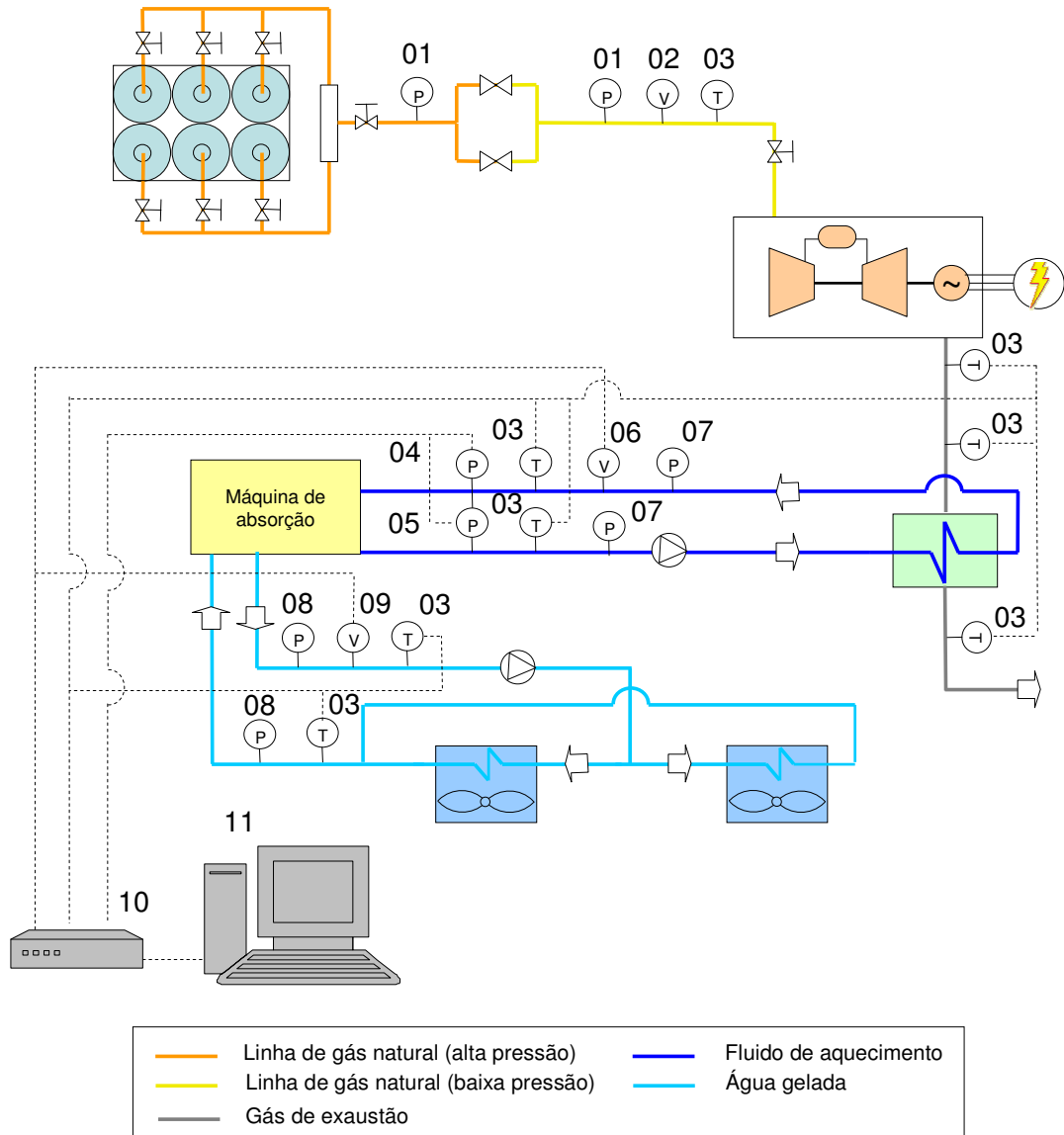


Figura 3.18 - Esquema de instrumentação.

Tabela 3.4 - Descrição dos instrumentos.

Nº	Descrição		Faixa de medição ³	Incerteza
01	Manômetro Krom-Schroder RFM 4R B100	Pressão do gás natural	0 - 4 bar	Não disponível
02	Medidor de vazão Krom-Schroder DM 40 R25	Consumo de gás natural	3,3 – 65 m ³ /h	± 1% FE
03	Termopar tipo J	Temperatura	-40 – 375 °C	± 1,5 °C
04	Transmissor de Pressão Wärme serie WTP 4010	Pressão	0 – 10 bar	± 0,5
05	Transmissor de Pressão Dif. Wärme WTPD 4060,	Pressão diferencial	0 – 1 bar	± 0,25 FE
06	Sistema de Medição de Vazão P525-2/3-8550-1P/ P526-2012	Vazão do fluido térmico	1,5 - 21,3 m ³ /h	± 1% FE
07	Manômetro Record 0-7 kgf/cm ²	Pressão do fluido termico	0 – 7 kgf/cm ²	±3% FE
08	Manômetro Record 0-7 kgf/cm ²	Pressão água gelada	0 – 7 kgf/cm ²	±3% FE
09	Sistema de Medição de Vazão 51530-PO/3-8550-1P	Vazão da água gelada	0,6 – 12,24 m ³ /h	± 1% FE
10	Agilent 34970A Aquisition Unit	Aquisição de dados	-	-
11	Computador Intel/Pentium 2,8 GB	Condicionamento e Armazenamento de dados	-	-

FE – Fundo de Escala

Na linha da água gelada, o monitoramento é realizado através de dois termopares tipo J e dois manômetros instalados a montante e a jusante do evaporador da máquina de refrigeração. A medição do fluxo de água gelada é feita por um medidor de vazão tipo turbina instalado a jusante da máquina de refrigeração.

A medição da temperatura dos gases de exaustão foi feita por três termopares tipo “J”, um primeiro instalado logo na saída da microturbina e os outros dois a montante e a jusante do trocador de calor, respectivamente. A vazão dos gases de exaustão foi determinada de maneira indireta através da medição da pressão dinâmica com o auxílio de um tubo de Pitot e de um micro-manômetro de coluna de álcool. O princípio de medição baseou-se no mapeamento da velocidade numa dada seção transversal do duto. Para o caso da chaminé, foram medidos seis pontos ao longo do diâmetro, conforme mostra a Figura 3.19. Para determinar o espaçamento entre os pontos, foi aplicado o Método de Gauss (Nicolau e Güths, 2001), de acordo com as equações (3.1) e (3.2).

$$v_i = \sqrt{2gh_i \left(\frac{\rho_m - \rho_f}{\rho_f} \right)} \quad (1.1)$$

$$Q = A \sum_{i=1}^3 v_i w_i \quad (1.2)$$

sendo ρ_f e ρ_m as massa específicas dos gases de exaustão e do fluido manométrico, respectivamente, g a aceleração gravitacional, h a altura lida no manômetro, A a área da seção transversal da chaminé, v_i a velocidade média entre os pontos simétricos na linha transversal, w_i o peso associado a cada posição da medição obtido pelo Método de Gauss e Q a vazão dos gases de exaustão.

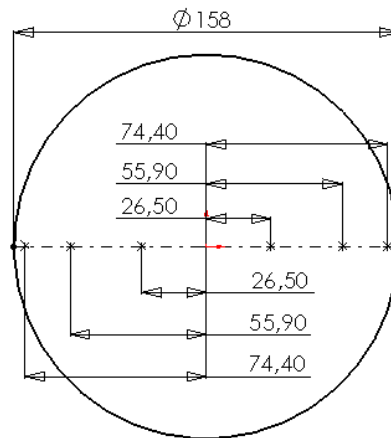


Figura 3.19 – Esquema da seção transversal do duto mostrando os pontos de medição de pressão dinâmica (valores em mm).

Os sinais emitidos pelos transdutores de temperatura, pressão e vazão são coletados por meio de uma unidade de aquisição de sinais conectada a um microcomputador para a armazenagem dos dados e geração de relatórios. A Figura 3.20 mostra a interface do software utilizado na aquisição, tratamento e armazenagem de dados. No Apêndice 4 encontra-se reunida toda a documentação técnica dos equipamentos utilizados na medição e aquisição de dados.

³ Valores extraídos do material técnico fornecido pelo fabricante dos equipamentos.



Figura 3.20 – Interface do *software* utilizado na aquisição, tratamento e armazenagem de dados.

A microturbina está equipada com um painel mostrador localizado na parte frontal e dispõe de uma porta lógica para a conexão de um microcomputador permitindo o acesso remoto (Figura 3.21).



(a)

(b)

Figura 3.21 – Painel mostrador (a) e tela do controle remoto (b) da microturbina.

Diferentemente da microturbina, a máquina de refrigeração não foi instrumentada para acesso remoto por computador. O ajuste da temperatura de saída da água gelada é feito diretamente na placa de controle da máquina. Na Figura 3.22 é mostrada a placa de controle da máquina de refrigeração por absorção, e no detalhe, o *trimpot* para o ajuste da temperatura de saída da água gelada.

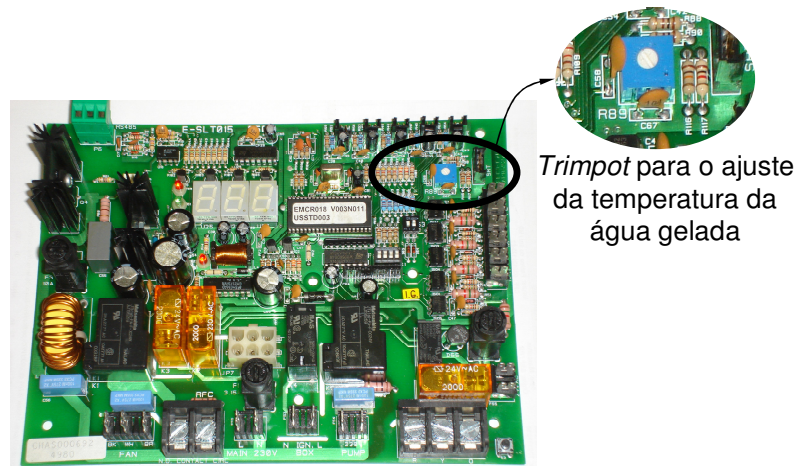


Figura 3.22 – Placa de controle da máquina de absorção e *trimpot* para ajuste da temperatura da água gelada.

O sistema de controle eletrônico da máquina de refrigeração foi originalmente programado para operar apenas com queima direta de gás natural (ou GLP). Ao realizar a alteração da fonte de energia utilizada pela máquina de absorção, o sistema de controle eletrônico original tornou-se inadequado para a sua operação. Para contornar este problema foi desenvolvido, com o auxílio de um aluno de iniciação científica do curso de engenharia elétrica da UFSC, um dispositivo eletrônico (módulo simulador), mostrado na Figura 3.23, com a função de selecionar a fonte energética, simulando o sistema de queima de gás natural e “enganando” desta maneira o sistema de controle original da máquina de refrigeração. Esta solução não causou nenhuma alteração nos procedimentos originais de operação, segurança ou controle da máquina de refrigeração.

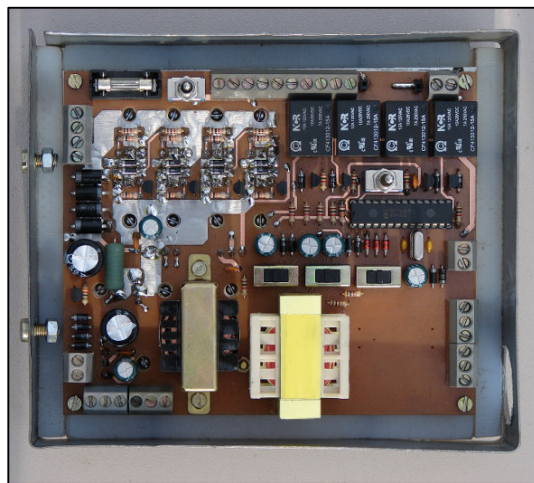


Figura 3.23 – Módulo simulador.

CAPÍTULO IV

4. Análise Termodinâmica

O modelo matemático da planta de cogeração consiste num sistema de equações obtidas com base nas equações de conservação da massa e na primeira lei da termodinâmica aplicadas a cada um dos componentes da planta. A formulação foi implementada computacionalmente através do EES – *Engineering Equation Solver*, contendo também o pacote AWMIX para a determinação das propriedades termodinâmicas da solução água/amônia nos pontos de interesse. Relações complementares foram utilizadas a partir de dados e informações fornecidos pelos fabricantes, em particular no caso da simulação da microturbina. Na Figura 4.1 é mostrada, de forma esquemática, a configuração da planta de cogeração em dois subsistemas:

1. subsistema de geração termelétrica;
2. subsistema de geração de frio.

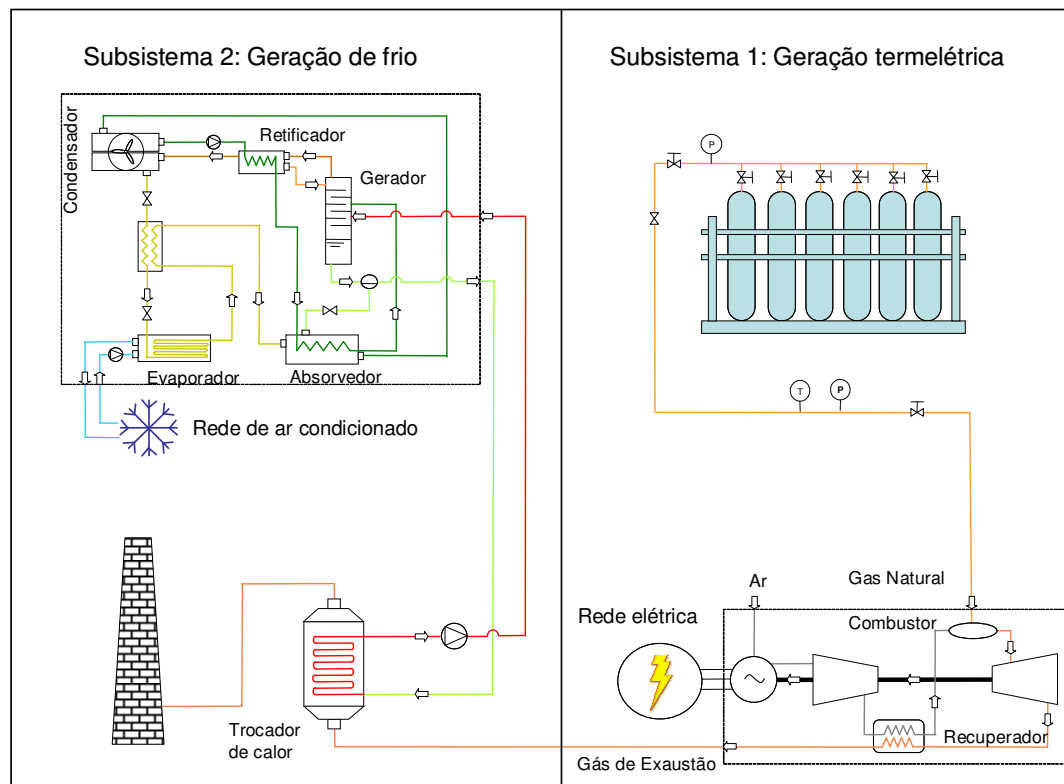


Figura 4.1 - Configuração do sistema de cogeração.

4.1. Subsistema de geração de energia elétrica

O sistema de geração de energia elétrica é constituído por um feixe de cilindros para armazenamento do gás natural e uma microturbina operando em ciclo Brayton.. As equações

que regem o modelo físico dos componentes da microturbina apresentados na Figura 4.2 são mostrados a seguir, considerando-se o compressor de ar, o regenerador, a câmara de combustão, a turbina e o alternador.

As hipóteses assumidas para a simplificação do modelo empregado foram:

- i. regime permanente.
- ii. variação nula da energia cinética e potencial
- iii. combustão completa;
- iv. comportamento de mistura ideal para o ar atmosférico e para o combustível;
- v. eficiência da câmara de combustão, da turbina e do compressor de ar constantes para diferentes potências elétricas;
- vi. Comportamento de gás ideal para o ar e os gases de exaustão.

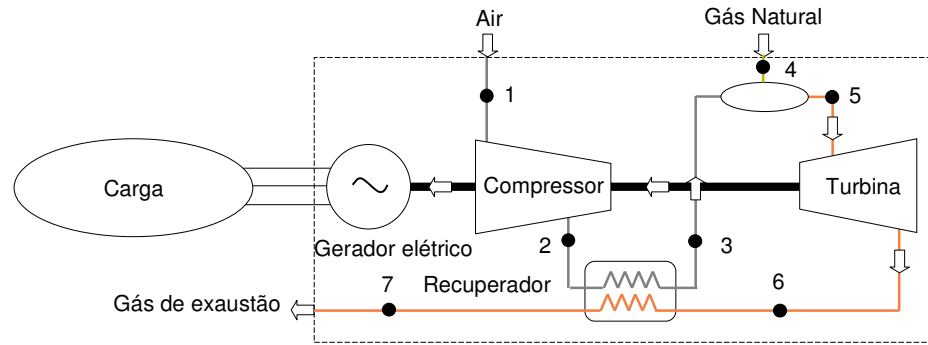


Figura 4.2 - Representação esquemática da microturbina.

4.1.1. Compressor de ar (CA)

As equações empregadas para a simulação do comportamento do compressor foram:

$$T_2^K = T_1^K \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ise, CA}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\lambda_{ar}-1}{\lambda_{ar}}} - 1 \right] \right\} \quad (4.1)$$

$$\dot{W}_{CA} = \frac{\dot{m}_1 (h_2 - h_1)}{\eta_{CA}} \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_1 = \overline{AC} \cdot \dot{m}_4 \cdot \frac{MM_{ar}}{MM_{GN}} \quad (4.3)$$

onde o sobrescrito “K” indica que as respectivas temperaturas são dadas em Kelvin, $\eta_{ise,AC}$ e λ_{ar} são, respectivamente, a eficiência isentrópica do compressor e a razão entre os calores específicos do ar.

4.1.2. Turbina (TB)

As equações para a simulação da turbina foram:

$$T_6^K = T_5^K \left\{ 1 - \eta_{ise,TB} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{1-\lambda_{ex}}{\lambda_{ex}}} \right] \right\} \quad (4.4)$$

$$\dot{W}_{TB} = \dot{m}_5 \cdot \eta_{TB} (h_5 - h_6) \quad (4.5)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{TB} - \dot{W}_{CA} \quad (4.6)$$

onde $\eta_{ise,TB}$ corresponde a eficiência isentrópica da turbina e λ_{ex} corresponde a razão entre os calores específicos dos gases de exaustão.

4.1.3. Câmara de combustão

As equações empregadas para a simulação do comportamento do compressor foram:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_4 \cdot PCI + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{Q}_{Loss,CC} \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{Loss,CC} = \dot{m}_4 \cdot PCI (1 - \eta_{CC}) \quad (4.9)$$

$$P_5 = P_3 (1 - \xi_{PCC}) \quad (4.10)$$

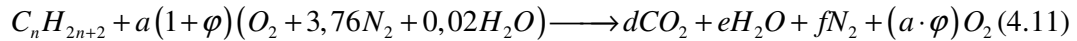
onde ξ_{PCC} é a perda de carga na câmara de combustão, PCI é o poder calorífico inferior do combustível e η_{CC} é a eficiência da câmara de combustão.

A Tabela 4.1 apresenta os valores médios da composição do gás natural medidos pela SCGás durante o mês em que foram realizados os testes com a planta de cogeração. A Tabela 4.1 apresenta os valores médios mensais da composição do gás natural.

Tabela 4.1 – Composição molar do gás natural (Fonte: SCGás).

Metano	Etano	Propano	Butano e + pesados	Inertes	
C_1H_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10+}	N_2+CO_2	O_2
88,31%	6,23%	2,11%	1,04%	2,30%	0,01%

A eq (4.11) foi empregada para determinar as respectivas quantidades dos produtos formados pela queima do combustível no interior da câmara de combustão. Como o fluxo de ar que alimenta a reação de combustão é muito maior que a quantidade de ar estequiométrica, a hipótese de combustão completa pode ser assumida.



onde φ corresponde ao de excesso de ar fornecido ao processo de combustão.

Aplicando-se os valores de concentração molar descrito na Tabela 4.1 na equação (4.11) são determinados os valores dos coeficientes estequiométricos a , d , e e f . A razão de ar combustível em base molar é determinada pela equação

$$\overline{AC} = a(1+\varphi)(1+3,76) \quad (4.12)$$

4.1.4. Regenerador (RG)

As equações consideradas para a simulação do regenerador foram:

$$\varepsilon_{RG} = \frac{T_3 - T_2}{T_6 - T_2} \quad (4.13)$$

$$\dot{m}_2 \cdot cp_{ar} (T_3 - T_2) = \dot{m}_6 \cdot cp_{ex} (T_6 - T_7) \quad (4.14)$$

$$P_3 = P_2 (1 - \xi_{Par, RG}) \quad (4.15)$$

$$P_7 = P_6 (1 - \xi_{Pex, RG}) \quad (4.16)$$

onde $\xi_{Par, RG}$ e $\xi_{Pex, RG}$ são, respectivamente, os fatores de perdas de cargas dos fluxos de ar e dos gases de exaustão.

4.1.5. Alternador (ALT)

A equação empregada para a simulação do comportamento do alternador foi:

$$\dot{W}_{net} \cdot \eta_{ALT} = \dot{W}_{e, ALT} \quad (4.17)$$

$$\dot{W}_{e, ALT, net} = \dot{W}_{e, ALT} - (\dot{W}_{BW} + \dot{W}_{BS} + \dot{W}_{BFT}) \quad (4.18)$$

onde η_{Al} e η_{MT} representam os rendimentos do alternador e da microturbina. A potência elétrica produzida pelo alternador e a potência elétrica líquida fornecida à rede são representados por $\dot{W}_{e, ALT}$ e $\dot{W}_{e, ALT, net}$, respectivamente.

4.2. Subsistema de geração de frio

O subsistema de geração de frio é formado pelo trocador de calor e pela máquina de refrigeração por absorção água/amônia.

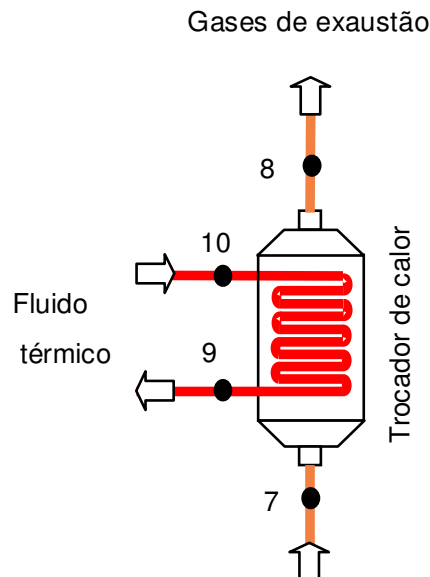


Figura 4.3 - Representação esquemática do trocador de calor.

Para a simulação do comportamento térmico do trocador de calor, instalado a jusante da microturbina e representado esquematicamente na Figura 4.3, as seguintes equações foram consideradas

$$(1 + \Delta\dot{Q}_{HX})\dot{Q}_{RET} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{GER} (1 + \Delta\dot{Q}_{GER}) \quad (4.20)$$

$$UA_{HX} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{\Delta T_{ML,HX}} \quad (4.21)$$

$$\Delta T_{ML,HX} = \frac{(T_7 - T_9) - (T_8 - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_7 - T_9}{T_8 - T_{10}}\right)} \quad (4.22)$$

$$P_8 = P_7 (1 - \xi_{Pex,HX}) \quad (4.23)$$

onde UA_{HX} é a condutância global do trocador de calor. O fator de perda de carga no fluxo de gases de exaustão é dado por $\xi_{Pex,HX}$.

O programa para simulação da máquina de refrigeração por absorção consiste na solução das equações da conservação da massa total, conservação da massa para amônia, da Primeira Lei da Termodinâmica para regime permanente e da transferência de calor para cada componente da máquina de refrigeração, representados na Figura 4.4. As seguintes hipóteses foram consideradas para a simulação do comportamento da máquina de refrigeração

- i. regime permanente;
- ii. refrigerante no estado líquido saturado ao deixar o condensador;
- iii. perdas de calor e de carga desprezíveis ao longo das tubulações;
- iv. condição de líquido saturado da solução forte na saída do condensador/absorvedor;
- v. concentração de amônia na entrada do evaporador igual a 99%;
- vi. solução no evaporador em equilíbrio termodinâmico;
- vii. escoamento incompressível;
- viii. eficiência constante da bomba de solução para todas as faixas de operação;
- ix. Expansão isoentálpica nas válvulas de expansão e no restritor.

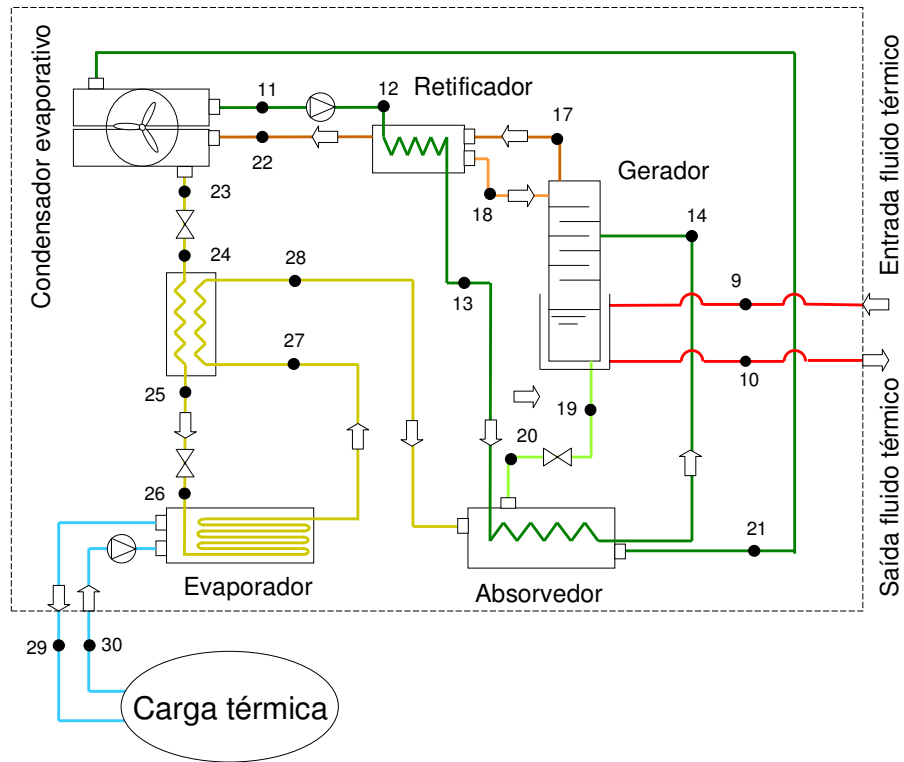


Figura 4.4 - Representação esquemática da máquina de refrigeração por absorção.

4.2.1. Gerador (GER)

Este equipamento é responsável pela extração do vapor de amônia (refrigerante) da solução forte por meio da adição de calor. Para a modelagem do gerador as seguintes equações foram consideradas:

$$\dot{Q}_{GER} + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} + \dot{m}_{14} \cdot h_{14} = \dot{m}_{17} \cdot h_{17} + \dot{m}_{19} \cdot h_{19} \quad (4.24)$$

$$(1 + \xi_{QGER}) \dot{Q}_{GER} = \dot{m}_{19} \cdot cp_{FT} \cdot (T_9 - T_{10}) \quad (4.25)$$

$$\epsilon_{GER} = \frac{T_9 - T_{10}}{T_9 - T_{19}} \quad (4.26)$$

$$UA_{GER} = \frac{\dot{Q}_{Ger}}{(T_9 - T_{19})} \quad (4.27)$$

onde ξ_{QGER} representa a perda de calor para o ambiente na camisa de aquecimento e cp_{FT} corresponde ao calor específico do fluido térmico.

4.2.2. Retificador (RET)

Este equipamento é uma particularidade dos sistemas de refrigeração por absorção usando a tecnologia água/amônia. A função do retificador é retirar a água arrastada pela amônia no processo de extração, garantindo assim que amônia pura siga para o condensador. As equações consideradas para a simulação foram

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{31} + \dot{m}_{18} \quad (4.28)$$

$$\dot{m}_{17} \cdot X_{17} = \dot{m}_{31} \cdot X_{31} + \dot{m}_{18} \cdot X_{18} \quad (4.29)$$

$$\dot{m}_{17} \cdot h_{17} = \dot{m}_{31} \cdot h_{31} + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} + \dot{Q}_{RET} \quad (4.30)$$

$$(1 - \Delta \dot{Q}_{RET}) \dot{Q}_{RET} = \dot{m}_{12} (h_{13} - h_{12}) \quad (4.31)$$

$$UA_{RET} = \frac{\dot{Q}_{RET}}{\Delta T_{ML,RET}} \quad (4.32)$$

$$\Delta T_{ML,RET} = \frac{(T_{17} - T_{13}) - (T_{22} - T_{12})}{\ln \left(\frac{T_{22} - T_{12}}{T_{17} - T_{13}} \right)} \quad (4.33)$$

4.2.3. Condensador (CO) e condensador/absorvedor (CABS)

O condensador da máquina de refrigeração por absorção possui duas funções básicas. A primeira é de rejeitar a energia térmica produzida na absorção da amônia pela solução fraca (condensador/absorvedor) e a segunda é de transferir para o ambiente a energia térmica contida no vapor que deixa o retificador, de modo a condensá-lo (condensador). As equações para a modelagem das duas partes do condensador estão indicadas a seguir:

$$\dot{Q}_{CABS} = \dot{m}_{11} (h_{21} - h_{11}) \quad (4.34)$$

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{22} (h_{22} - h_{23}) \quad (4.35)$$

$$\dot{Q}_{CO, total} = \dot{Q}_{CABS} + \dot{Q}_{CO} \quad (4.36)$$

$$\mathcal{E}_{CABS} = \frac{T_{amb} - T_{ar,out}}{T_{amb} - T_{21}} \quad (4.37)$$

$$\mathcal{E}_{CO} = \frac{T_{amb} - T_{ar,out}}{T_{amb} - T_{22}} \quad (4.38)$$

$$UA_{CABS} = \frac{\dot{Q}_{CABS}}{\Delta T_{ML,CABS}} \quad (4.39)$$

$$UA_{CO} = \frac{\dot{Q}_{CO}}{\Delta T_{ML,CO}} \quad (4.40)$$

$$\Delta T_{ML,CABS} = \frac{(T_{11} - T_{amb}) - (T_{21} - T_{ar,out})}{\ln \left(\frac{T_{11} - T_{amb}}{T_{21} - T_{ar,out}} \right)} \quad (4.41)$$

$$\Delta T_{ML,CO} = \frac{(T_{23} - T_{amb}) - (T_{22} - T_{ar,out})}{\ln \left(\frac{T_{23} - T_{amb}}{T_{22} - T_{ar,out}} \right)} \quad (4.42)$$

onde UA_{CABS} e UA_{CO} são as condutâncias globais para o condensador/absorvedor e para o condensador, respectivamente.

4.2.4. Evaporador (EVA)

É o dispositivo responsável pela remoção de calor da água gelada. Para a modelagem do evaporador, as seguintes equações foram empregadas:

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{29} (h_{30} - h_{29}) \quad (4.43)$$

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{26} (h_{27} - h_{26}) \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_{EVA}^l = \dot{m}_{30} (h_{30} - h_{29e}) \quad (4.45)$$

$$\dot{Q}_{EVA}^r = \dot{m}_{26} (h_{27e} - h_{26}) \quad (4.46)$$

$$\dot{Q}_{máx,EVA} = MIN(\dot{Q}_{EVA}^l; \dot{Q}_{EVA}^r) \quad (4.47)$$

$$\varepsilon_{EVA} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{máx,EVA}} \quad (4.48)$$

$$UA_{EVA} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\Delta T_{ML,EVA}} \quad (4.49)$$

$$\Delta T_{ML,EVA} = \frac{(T_{30} - T_{27}) - (T_{29} - T_{26})}{\ln\left(\frac{T_{30} - T_{27}}{T_{29} - T_{26}}\right)} \quad (4.50)$$

sendo que \dot{Q}_{EVA}^l e \dot{Q}_{EVA}^r representam a máxima taxa de transferência de calor possível para o fluxo de água gelada e para o refrigerante, respectivamente.

4.2.5. Absorvedor (ABS)

No absorvedor, dá-se o início da absorção do vapor de amônia pela solução fraca. Uma parte da energia térmica gerada na reação de absorção é utilizada para aquecer a solução forte antes de entrar no gerador (sistema GAX), aumentando desta forma o COP do sistema de refrigeração. As equações consideradas para a simulação do retificador foram:

$$\dot{m}_{20} + \dot{m}_{32} = \dot{m}_{21} \quad (4.51)$$

$$\dot{m}_{20} \cdot X_{20} + \dot{m}_{32} \cdot X_{32} = \dot{m}_{21} \cdot X_{21} \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{20} \cdot h_{20} + \dot{m}_{32} \cdot h_{32} = \dot{m}_{21} \cdot h_{21} + \dot{Q}_{ABS} \quad (4.53)$$

$$(1 - \xi_{QABS}) \dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) \quad (4.54)$$

$$UA_{ABS} = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{\Delta T_{ML,ABS}} \quad (4.55)$$

$$\Delta T_{ML,ABS} = \frac{(T_{21e} - T_{14}) - (T_{21} - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_{21e} - T_{14}}{T_{21} - T_{13}}\right)} \quad (4.56)$$

$$\Delta X = X_{14} - X_{19} \quad (4.57)$$

$$fr = \frac{(X_{31} - X_{19})}{(X_{14} - X_{19})} \quad (4.58)$$

onde ΔX representa a diferença das concentrações de amônia nas soluções forte e fraca, T_{21e} indica a temperatura da mistura adiabática que ocorre entre os fluxos de soluções forte e fraca que retornam do evaporador e gerador, respectivamente, e fr corresponde a taxa de recirculação de solução pobre.

4.2.6. Trocador de calor da solução (TCS)

No trocador de calor, circulam em contra-corrente os fluxos de amônia provenientes do condensador (lado quente) e do evaporador (lado frio). Para a modelagem do trocador de calor da solução as seguintes equações foram consideradas:

$$\dot{Q}_{TCS}^l = \dot{m}_{24} (h_{24} - h_{25e}) \quad (4.59)$$

$$\dot{Q}_{TCS}^r = \dot{m}_{27} (h_{28e} - h_{27}) \quad (4.60)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x,TCS} = MIN(\dot{Q}_{TCS}^l; \dot{Q}_{TCS}^r) \quad (4.61)$$

$$\varepsilon_{TCS} = \frac{\dot{Q}_{TCS}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x,TCS}} \quad (4.62)$$

$$\dot{Q}_{TCS} = \dot{m}_{26} (h_{24} - h_{25}) \quad (4.63)$$

$$UA_{TCS} = \frac{\dot{Q}_{TCS}}{\Delta T_{ML,TCS}} \quad (4.64)$$

$$\Delta T_{ML,TCS} = \frac{(T_{24} - T_{28}) - (T_{25} - T_{27})}{\ln\left(\frac{T_{24} - T_{28}}{T_{25} - T_{27}}\right)} \quad (4.65)$$

onde $\dot{Q}_{m\acute{a}x,TCS}$ é o menor valor entre \dot{Q}_{TCS}^r e \dot{Q}_{TCS}^l . UA_{TCS} a condutância global do trocador de calor da solução e ε_{TCS} fornece a efetividade para o trocador de calor da solução.

4.2.7. Bomba de solução (BS)

É o equipamento responsável pelo bombeamento da solução forte que deixa o condensador/absorvedor para o gerador de vapor. As equações consideradas para a simulação da bomba de solução foram:

$$swp = \frac{1}{\rho_{11}} \left(\frac{P_{12} - P_{11}}{\eta_{BS}} \right) \quad (4.66)$$

$$\dot{W}_{BS} = \dot{m}_{11} (h_{21} - h_{11}) \quad (4.67)$$

sendo que swp é o trabalho específico da bomba e \dot{W}_{BS} o trabalho em kW.

4.2.8. Bomba da água gelada (BW)

A bomba da água gelada tem por finalidade circular a água gelada nos *fan coils* instalados nas dependências do LabCET. Para a modelagem da bomba da água gelada a seguinte equação foi empregada:

$$\dot{W}_{BW} = \frac{\dot{m}_{29} (9,81 \cdot \Delta H_{SW})}{\eta_{SW}} \quad (4.68)$$

onde ΔH_{SW} é a altura de carga que a bomba tem que vencer para deslocar o fluido.

4.3. Critérios para avaliação do desempenho da planta de cogeração

O desempenho de uma planta de cogeração depende da sua configuração, da carga, das condições do meio ambiente, do grau de utilização e da natureza da energia produzida.

Diversos critérios de avaliação estão disponíveis na literatura. Neste trabalho foram considerados a eficiência elétrica da microturbina, o consumo específico de combustível, o coeficiente de desempenho da máquina de refrigeração (COP), o índice de utilização de energia primária (η_{CP}) e o índice de economia de combustível (FESR).

✓ Eficiência elétrica da planta de cogeração (η_e)

A eficiência elétrica da planta de cogeração, dada pela equação (4.69), determina quanto da energia do combustível foi transformada efetivamente em energia elétrica e disponibilizada na rede elétrica.

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_{e, ALT, net}}{\dot{m}_4 \cdot PCI} \quad (4.69)$$

✓ *Consumo específico de combustível (SFC)*

O desempenho da microturbina pode também ser caracterizado pelo parâmetro de consumo específico de combustível.

$$SFC = \frac{\dot{Q}_{comb}}{\dot{W}_e} \quad (4.70)$$

✓ *Coefficiente de desempenho (COP)*

O coeficiente de desempenho para máquina de refrigeração é definido como sendo a razão entre a capacidade térmica produzida e o calor entregue pelos gases de exaustão para o fluido térmico.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{m_7 c_{p, ar} (T_7 - T_8)} \quad (4.71)$$

✓ *Coefficiente de desempenho referência (COP⁰)*

O coeficiente de desempenho da máquina de absorção operando com queima direta é usualmente definido com base na energia contida no combustível por unidade de massa, o poder calorífico inferior (PCI). Por sua vez o PCI é por definição baseado em uma temperatura de referência. Com a alteração do modo de aquecimento do gerador (queima direta para aquecimento indireto) foi definido um coeficiente de desempenho de referência (COP⁰) que considera a energia total contida nos gases de exaustão para uma temperatura de referência. O COP⁰ para a máquina de refrigeração é dado pela equação (4.72)

$$COP^0 = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{m_7 c_p (T_7 - T_{ref})} \quad (4.72)$$

onde o numerador representa o capacidade de refrigeração produzido e o denominador representa a energia total disponível associada aos gases de exaustão que entra no trocador de calor. Isto significa afirmar que o sistema de aquecimento do fluido térmico é considerado como parte da máquina de refrigeração. O calor disponível nos gases de exaustão está associado a temperatura de referência (T_{ref}) de 25 °C, mesma temperatura adotada nos

cálculos relacionados ao processo de combustão e entalpia de formação (Çengel, 2002), permitindo a comparação direta do COP com a máquina de refrigeração com queima direta.

✓ **Índice de utilização de energia primária para plantas com geração de eletricidade e fornecimento de água gelada (η_{CP})**

O índice de utilização de energia primária (*Primary Energy Rate*) identifica a quantidade da energia do combustível transformada em energia útil, particularmente definido para um ciclo de cogeração gerando energia elétrica e água gelada de acordo com a equação (4.73).

$$\eta_{CP} = \frac{\dot{W}_{e, ALT, net} + \dot{Q}_{EVA}}{\dot{m}_4 \cdot PCI} \cdot 100 \quad (4.73)$$

O mesmo coeficiente pode também ser considerado para caracterizar o desempenho de um sistema convencional produzindo energia elétrica e água gelada independentemente.

$$\eta_{CP, conv} = \frac{\dot{W}_{e, ALT, net} + \dot{Q}_{EVA}}{\frac{\dot{W}_{e, ALT, net}}{\eta_{el, conv}} + \frac{\dot{Q}_{EVA}}{COP_{conv} \cdot \eta_{el, conv}}} \cdot 100 \quad (4.74)$$

onde $\eta_{el, conv}$ e COP_{conv} são a eficiência elétrica de um sistema de geração de energia elétrica convencional e o coeficiente de desempenho de um sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor, respectivamente. O rendimento elétrico típico de uma central termelétrica de ciclo combinado é de até 35% (Lora, 2007). As perdas oriundas das linhas de transmissão e distribuição são da ordem de 5 a 20%. Conjugando estes dois fatores obtém-se um rendimento elétrico convencional da ordem de 30%. O coeficiente de desempenho de um condicionador de ar tipo *split* convencional é de aproximadamente 2,8 (catálogo fabricante TOTALINE).

✓ **Índice de utilização de energia primária para uma planta com geração de energia elétrica, água gelada e água quente (η_{CHP})**

O cálculo do índice de utilização de energia primária pode ser estendido para plantas de cogeração, envolvendo a geração de energia elétrica, o fornecimento de água gelada e de água quente, conforme a equação (4.75).

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{e, ALT, net} + \dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{Boiler}}{\dot{m}_4 \cdot PCI} \cdot 100 \quad (4.75)$$

Para um sistema convencional, com produção de energia elétrica, água gelada e água quente, separadamente, pode-se definir um índice de utilização dado pela equação (4.76).

$$\eta_{CHP,conv} = \frac{\dot{W}_{e,ALT,net} + \dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{Boiler}}{\frac{\dot{W}_{e,ALT,net}}{\eta_{el,conv}} + \frac{\dot{Q}_{EVA}}{COP_{conv} \cdot \eta_{el,conv}} + \frac{\dot{Q}_{Boiler}}{\eta_{boiler,conv} \cdot \eta_{el,conv}}} \cdot 100 \quad (4.76)$$

O rendimento elétrico de um sistema de aquecimento de água que utiliza resistências elétricas (*boiler*) foi estimado como sendo de 95%.

✓ **Índice de economia de combustível para plantas de cogeração com produção de água gelada e eletricidade ($FESR_{CP}$)**

O índice de economia de combustível identifica a quantidade de combustível economizada com a substituição do uso da energia elétrica gerada em plantas convencionais pela energia gerada na planta de cogeração para suprir uma demanda específica de um grupo de consumidores. De acordo com a eq (4.77) o índice define a relação entre o combustível gasto pela planta de cogeração e um sistema convencional para uma mesma potência elétrica e mesma carga térmica.

$$FESR_{CP} = \frac{\frac{\dot{Q}_{EVA}}{COP_{conv} \cdot \eta_{el,conv}} + \frac{\dot{W}_{e,ALT,net}}{\eta_{el,conv}} - \dot{m}_4 \cdot PCI}{\frac{\dot{Q}_{EVA}}{COP_{conv} \cdot \eta_{el,conv}} + \frac{\dot{W}_{e,ALT,net}}{\eta_{el,conv}}} \quad (4.77)$$

Do ponto de vista da conservação de energia, a adoção de planta de cogeração deve ser feita somente para valores de $FESR_{CP} > 0$.

✓ **Índice de economia de combustível para plantas de cogeração com produção de água gelada, de água quente e de eletricidade ($FESR_{CHP}$)**

A relação entre o combustível gasto por uma planta de cogeração e por um sistema convencional para produzir água gelada, água quente e gerando energia elétrica pode ser definida pela equação (4.78).

$$FESR_{CHP} = \frac{\frac{\dot{W}_{e,ALT,net}}{\eta_{el,conv}} + \frac{\dot{Q}_{EVA}}{COP_{conv} \cdot \eta_{el,conv}} + \frac{\dot{Q}_{boiler}}{\eta_{boiler,conv} \cdot \eta_{el,conv}} - \dot{m}_4 \cdot PCI}{\frac{\dot{W}_{e,ALT,net}}{\eta_{el,conv}} + \frac{\dot{Q}_{EVA}}{COP_{conv} \cdot \eta_{el,conv}} + \frac{\dot{Q}_{boiler}}{\eta_{boiler,conv} \cdot \eta_{el,conv}}} \quad (4.78)$$

Do ponto de vista da conservação de energia, a adoção de planta de cogeração deve ser feita somente para valores de $FESR_{CHP} > 0$.

✓ **Razão entre o capacidade de refrigeração e a potência elétrica gerada**
($\phi_{frio/el}$)

A equação (4.79) define a razão entre o capacidade de refrigeração e a potência elétrica para a planta de cogeração estudada.

$$\phi_{frio/el} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{W}_{e, ALT, net}} \quad (4.79)$$

CAPÍTULO V

5. Simulação computacional do sistema de cogeração

5.1. Fluxo de informações

A formulação foi implementada no código computacional EES – *Engineering Equation Solver*. Além de resolver as equações numericamente, o código possui uma biblioteca com as propriedades termodinâmicas de diversos fluidos e substâncias sólidas, o que torna seu emprego apropriado para simulações termodinâmicas. O programa foi elaborado em dois estágios distintos. No primeiro estágio, dois algoritmos para a simulação da microturbina e da máquina de refrigeração foram desenvolvidos e testados separadamente. No segundo estágio, os dois algoritmos foram acoplados, de maneira a simular inteiramente a planta de cogeração. A Figura 5.1 apresenta o fluxo das informações em três blocos distintos, de maneira amigável para que futuros usuários tenham acesso. O acesso do usuário ficará limitado aos blocos A e C que correspondem aos dados de entrada e saída, respectivamente.

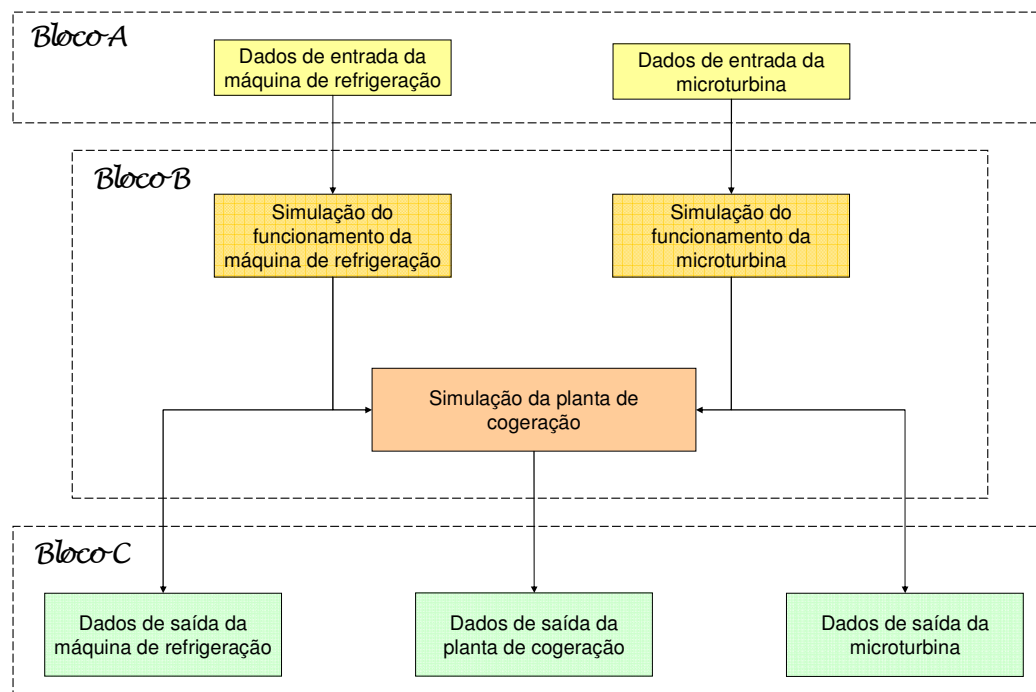


Figura 5.1 – Esquema do fluxo das informações no programa.

5.2. Simulação computacional do sistema compacto de cogeração

A Figura 5.2 mostra a tela principal do programa, onde o usuário tem acesso a todas as informações relevantes da planta de cogeração, como consumo de combustível e o índice de

utilização de energia primária. As linhas pontilhadas delimitam os quatro equipamentos que compõem a planta:

- i) suprimento de gás natural (GN);
- ii) microturbina;
- iii) trocador de calor;
- iv) máquina de refrigeração por absorção.

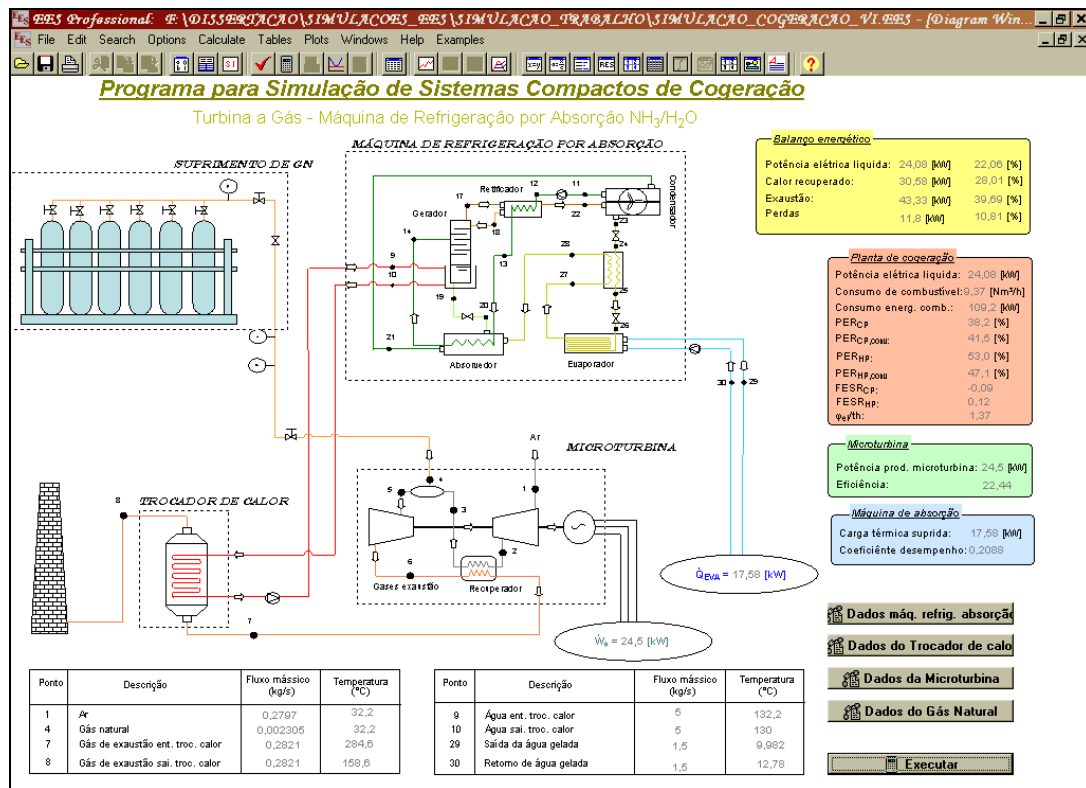


Figura 5.2 – Janela principal do programa.

O acesso às informações detalhadas de cada componente é feito através da tela principal por meio de botões de acesso. Cada botão permite o acesso a uma determinada tela de controle, onde os parâmetros de entrada são inseridos e os dados de saída são visualizados. A

Figura 5.3 apresenta as quatro telas de interface dos subsistemas da planta de cogeração.

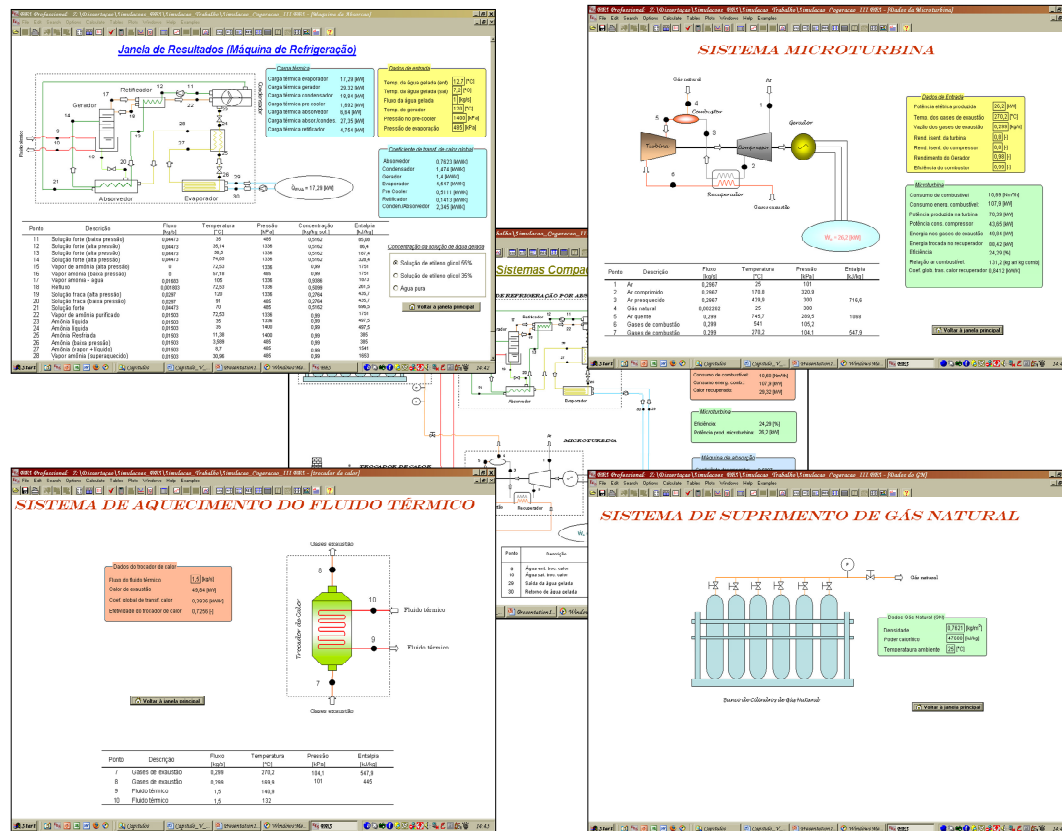


Figura 5.3 - Janelas secundárias do programa de simulação da planta de cogeração.

5.3. Validação do programa computacional

A validação do programa computacional foi feita a partir da comparação entre os valores obtidos com o programa e com os dados fornecidos pelos manuais da microturbina e da máquina de refrigeração, empregando o teste do Qui-quadrado para determinar o grau de proximidade entre os valores comparados. Quanto maior o valor do Qui-quadrado calculado, maior é a relação entre os valores obtidos com o programa e com os dados fornecidos pelos manuais.

No modelo da microturbina, foram utilizados como parâmetros de avaliação o efeito da temperatura ambiente na potência elétrica gerada e na eficiência, a variação da vazão e da temperatura dos gases de exaustão em função da potência elétrica gerada e o parâmetro de correção da eficiência da microturbina. Este parâmetro é utilizado para corrigir a eficiência da microturbina quando esta opera em cargas parciais. A calibração do programa de simulação da microturbina foi feita a partir do ajuste das variáveis como as eficiências isoentrópicas da turbina e do compressor, da eficiência da câmara de combustão, da efetividade dentre outras. A Tabela 5.1 mostra a relação de todas as variáveis e os valores assumidos para cada uma.

Tabela 5.1 – Valores dos parâmetros de ajuste da microturbina.

Equipamento	Parâmetro de ajuste	Valor	Unidade
Compressor	Eficiência isoentropica	81	%
	Eficiência	95	%
Turbina	Eficiência isoentropica	91	%
	Eficiência	90	%
Regenerador	Efetividade	0,70	-
Câmara de combustão	Eficiência	99	%
Gerador	Eficiência	98	%

Os valores obtidos e os dados fornecidos pelo fabricante da microturbina para as diferentes condições de operação são mostrados na Figura 5.4. Na Tabela 5.2 os valores obtidos pelo teste do Qui-quadrado para a simulação da microturbina.

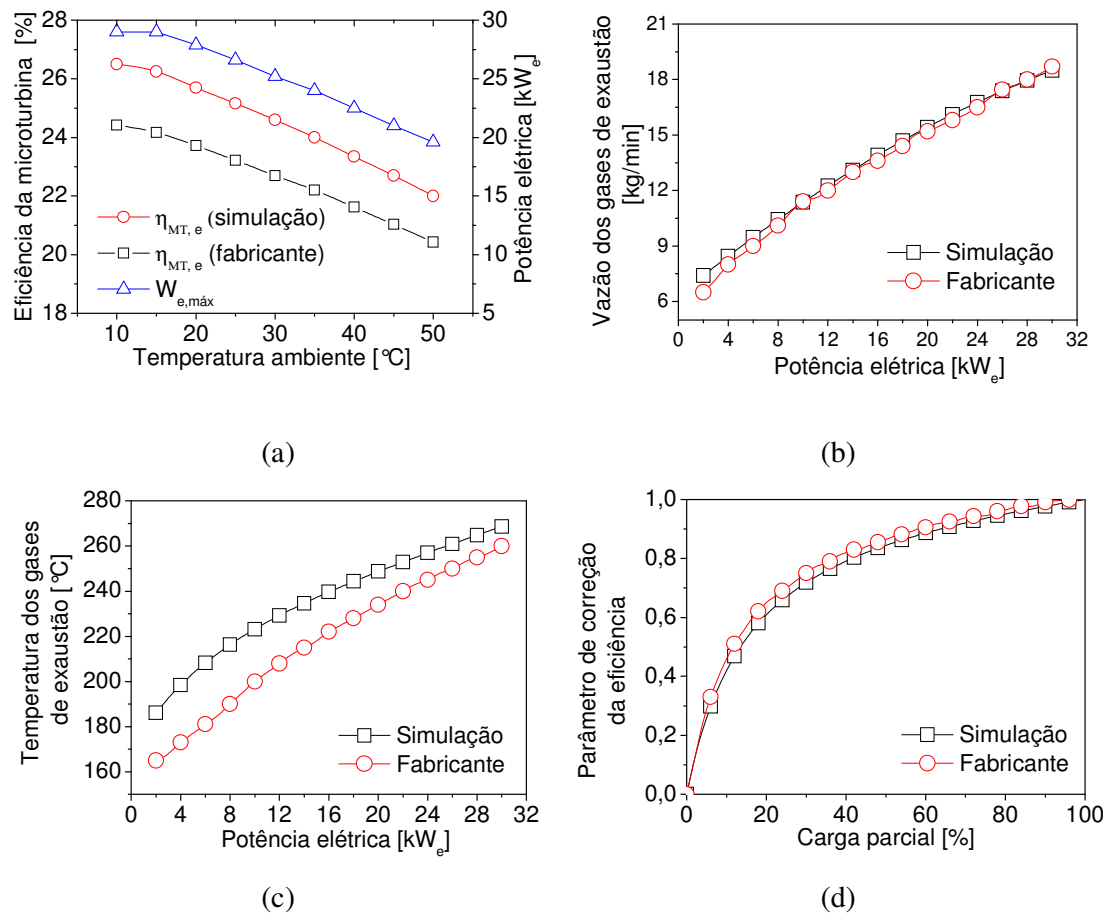


Figura 5.4 – Comparação dos valores obtidos pelo programa de simulação e os dados fornecidos pelo fabricante da microturbina.

Tabela 5.2 – Valores do qui-quadrado para microturbina.

Parâmetro	Qui-quadrado
Eficiência da microturbina	0,99
Vazão dos gases de exaustão	1,00
Temperatura dos gases de exaustão	0,58
Parâmetro de correção de eficiência	1,00

Os valores do qui-quadrado próximos ou igual a 1 obtidos para a eficiência, a vazão de gases de exaustão e para o parâmetro de correlação da eficiência mostram que os valores simulados representam muito bem os valores fornecidos pelo fabricante. O parâmetro temperatura dos gases de exaustão apresentou um valor menor de qui-quadrado, mas ficou acima de 0,50. Portanto pode-se afirmar que o programa computacional representa de maneira satisfatória o comportamento físico da microturbina.

No modelo da máquina de refrigeração por absorção foi utilizado como parâmetros de avaliação o efeito da temperatura ambiente na capacidade de refrigeração para diferentes regimes de operação. O procedimento de para o ajuste do modelo da máquina de refrigeração, como no modelo da micorturbina, também consistiu no ajuste de variáveis de calibração. A Tabela 5.3 mostra a relação de todas as variáveis e os valores assumidos para cada uma.

Tabela 5.3 – Valores dos parâmetros de ajuste da microturbina.

Equipamento	Parâmetro de ajuste	Valor	Unidade
Trocador de calor	Capacitância global	0,5	kW/K
Gerador	Efetividade	0,5	-
Condensador	Efetividade	0,6	-
Condensador/Absorvedor	Efetividade	0,7	-
Trocador de calor da solução	Efetividade	0,9	-
Bomba solução água/amônia	Eficiência	80	%
Bomba de fluido térmico	Eficiência	80	%
Evaporador	Concentração de NH ₃	99	%

Os valores obtidos computacionalmente e os dados fornecidos pelo fabricante para as diferentes condições de operação são mostrados na Figura 5.5. Na Tabela 5.3 os valores obtidos pelo teste do Qui-quadrado para a simulação da máquina refrigeração são mostrados.

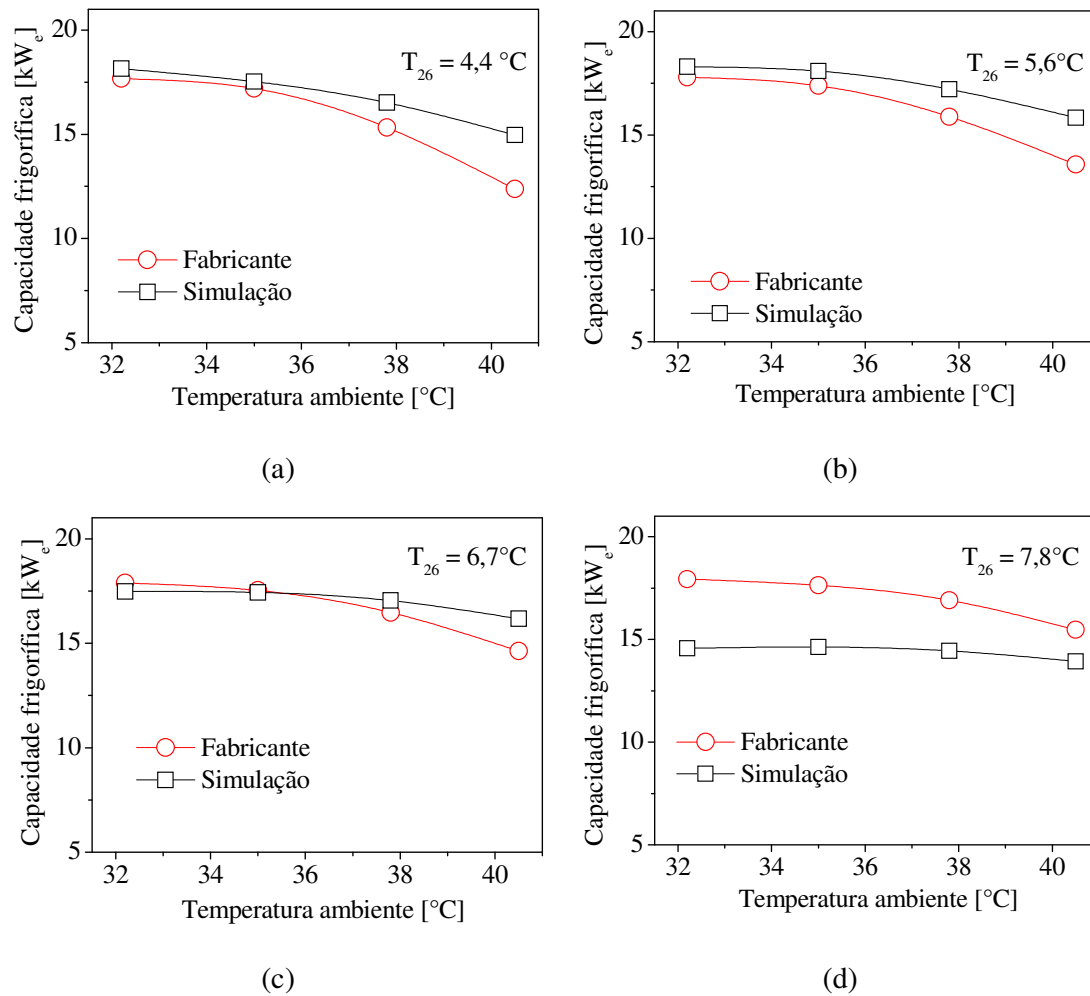


Figura 5.5 – Comparação dos valores obtidos pelo programa de simulação e os dados fornecidos pelo fabricante da máquina de absorção para diferentes temperaturas de evaporação (T_{26}).

Tabela 5.4 – Valores do qui-quadrado para a máquina de refrigeração.

Temperatura de evaporação	Qui-quadrado
4,4 °C	0,91
5,6 °C	0,93
6,7 °C	0,98
7,8 °C	0,57

Como mostrado na Figura 5.5, os dados fornecidos pelos fabricantes da máquina de refrigeração e pelo programa de simulação apresentaram a mesma tendência. Os valores do teste Qui-quadrados obtidos para as quatro temperaturas analisadas mostram que os dados possuem uma boa concordância entre si e são desta forma representativa, já que os valores do qui-quadrado ficaram a cima de 0,5 em todas as temperaturas de evaporação analisadas.

De forma geral, como nenhum valor abaixo de 0,5 no teste do Qui-quadrado foi encontrado, assume-se que o programa computacional representa de forma satisfatória o comportamento físico da planta de cogeração.

CAPÍTULO VI

6. Resultados e discussão

Os ensaios realizados com a planta de cogeração consistiram basicamente em três etapas sendo elas:

- i) Operação da planta com geração apenas de energia elétrica (modo simples), nas potências de 5, 10, 15, 20 e 25 kW_e, em períodos de 20 minutos em cada nível de potência, com o objetivo de analisar os efeitos causados pela associação da máquina de refrigeração no funcionamento da microturbina;
- ii) Operação da planta de cogeração em potências de 10, 15, 20 e 25 kW_e, em períodos de 140 minutos em cada nível de potência e intervalos de 24 horas entre cada ensaio, com o objetivo de identificar o tempo de entrada em regime permanente da planta;
- iii) Operação da planta de cogeração nas potências de 5, 10, 15, 20 e 25 kW_e, em períodos de 60 minutos em cada potência, sem intervalos, com o objetivo de analisar o funcionamento e os parâmetros de desempenho sob cargas parciais.

Durante os testes foram monitoradas e armazenadas a cada 5 segundos a temperatura, a pressão e a vazão do gás natural, a temperatura dos gases de exaustão na entrada da chaminé, a potência instantânea gerada pela microturbina, a temperatura da sala onde a microturbina está instalada, as temperaturas, pressões e vazões nas linhas de fluido térmico e de água gelada, a temperatura dos gases de exaustão na entrada e na saída do trocador de calor, a temperatura nas salas climatizadas e a temperatura ambiente na plataforma. Todos os ensaios das três etapas foram repetidos três vezes sob condições similares a fim de aumentar a confiabilidade dos dados experimentais.

Como a microturbina e a máquina de refrigeração estão instaladas em locais diferentes, cada uma delas ficou sujeita a uma temperatura ambiente diferente durante os ensaios. A faixa de temperatura ambiente registrada na sala da microturbina foi de 26 a 28 °C. Na plataforma, a temperatura ambiente medida oscilou entre 31 e 35 °C. Em virtude disso, os resultados previstos pelo modelo computacional foram obtidos ajustando-se a temperatura do ar de entrada na microturbina em 28 °C e a temperatura ambiente para a máquina de refrigeração em 33°C.

Pelo fato de não se ter controle da carga térmica nas salas do laboratório que estavam sendo climatizadas, os ensaios foram realizados em períodos específicos do dia procurando evitar fortes oscilações.

Com o propósito de melhor entender o comportamento térmico de todo o sistema, as análises foram estruturadas da seguinte forma:

- i. Influência do trocador de calor no desempenho da microturbina ;
- ii. Tempo de partida da planta de cogeração;
- iii. Comportamento térmico da microturbina no modo cogeração;
- iv. Comportamento térmico da máquina de refrigeração no modo cogeração;
- v. Desempenho da planta de cogeração.

6.1. Influência do trocador de calor no desempenho da microturbina

Os primeiros testes tiveram o objetivo de avaliar a influência causada pelo sistema de reaproveitamento de calor no desempenho da microturbina. Foram realizados três ensaios para diferentes cargas com a microturbina operando em modo simples (MS) e outros três com a microturbina operando em modo cogeração (MC).

A Figura 6.1 mostra que a eficiência elétrica da microturbina praticamente não foi afetada pela inserção do trocador de calor na chaminé. Contrariando expectativas, para as potências de 5 a 20 kW_e a eficiência elétrica da microturbina operando em modo de cogeração foi levemente superior a eficiência elétrica em modo simples. A ocorrência deste fato é atribuída à dificuldade em manter constante a temperatura na sala onde a microturbina está instalada.

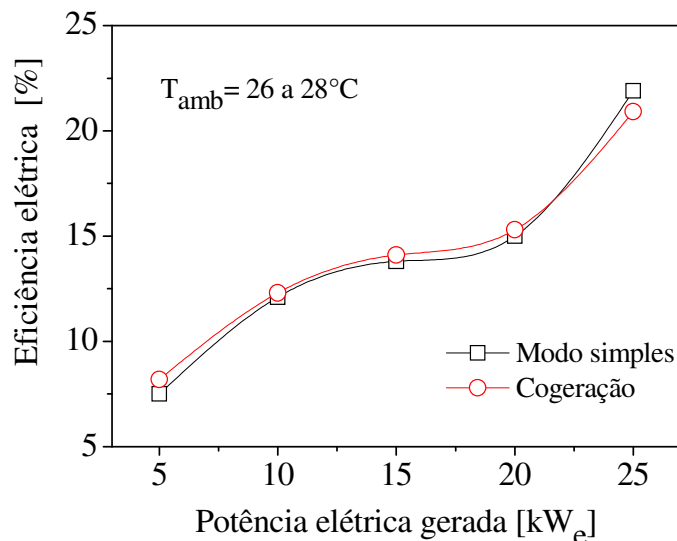


Figura 6.1 – Eficiência elétrica da microturbina operando em modo simples e em modo cogeração para diferentes potências.

Uma comparação quantitativa da variação na eficiência, na potência elétrica e no consumo específico de combustível entre os dois regimes de operação é apresentada na

Tabela 6.1. A maior diferença encontrada em termos absolutos para o rendimento elétrico foi de 9,3 % para a potência de 5 kW_e enquanto que para a máxima potência foi de 4,6 %. Também na potência de 5 kW_e foi observada a maior diferença relativa na potência elétrica, atingindo 1,3 % da potência produzida pela microturbina operando em modo simples. Naturalmente, a tendência apresentada pela variação no rendimento elétrico se repetiu no consumo específico de combustível apresentando uma diferença máxima de 4,0 % entre os modos de cogeração e de modo simples.

Tabela 6.1 - Comparação entre a eficiência (η_e), potência elétrica gerada e consumo de combustível específico (SFC) da microturbina operando em MS e MC.

Potência Gerada	Rendimento elétrico		Potência elétrica		Consumo específico de combustível	
	$\eta_{e,MS} - \eta_{e,MC}$	Diferença relativa	$\dot{W}_{e,MS} - \dot{W}_{e,MC}$	Diferença relativa	$SFC_{MS} - SFC$	Diferença relativa
[kW]		[%]	[kW]	[%]	[g/kWh]	[%]
5	-0,7	-9,3	0,07	1,3	93	7,4
10	-0,2	-1,6	-0,03	-0,3	8	1,0
15	-0,3	-2,2	-0,03	-0,2	19	2,8
20	-0,3	-2,0	-0,02	-0,1	8	1,3
25	1,0	4,6	0,23	1,0	-17	-4,0

6.2. Tempo de partida da planta de cogeração

Apesar de a microturbina atingir o regime permanente em poucos minutos, o tempo necessário para a máquina de absorção entrar em regime permanente foi elevado. Isto se deve a dois fatores principais. O primeiro deles está relacionado à forma com que a energia residual nos gases de exaustão é transferida para o gerador. O fluido térmico utilizado no sistema de aquecimento precisa atingir uma temperatura mínima para “ativar” a produção de amônia no interior do gerador. O segundo fator está vinculado à própria inércia térmica que os sistemas de absorção apresentam. Esta inércia é devida, sobretudo, ao tempo necessário para que a solução no interior do gerador atinja sua temperatura de operação.

A Figura 6.2 mostra o tempo necessário para a partida e para a entrada em regime permanente da microturbina com uma carga de 10 kW_e. Nota-se que a potência requerida é atingida antes mesmo do primeiro minuto de operação, o que indica que o seu tempo de partida é curto.

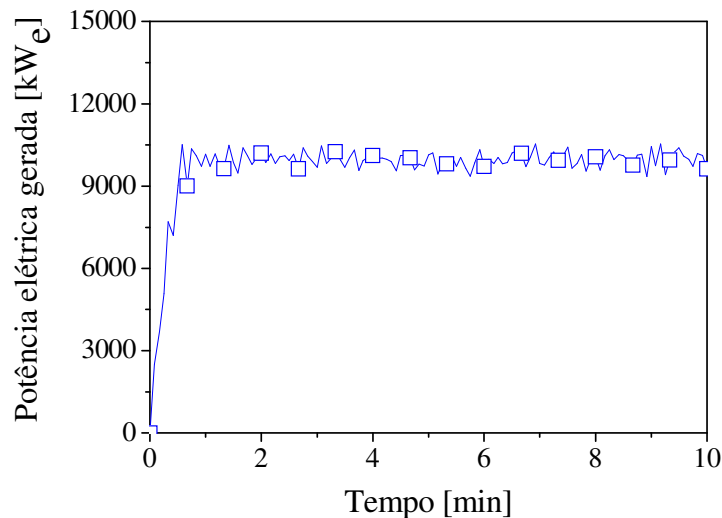
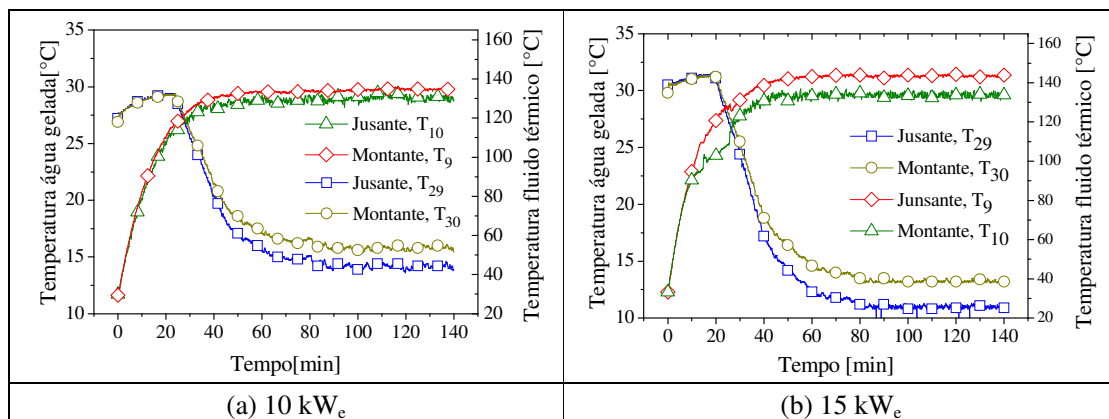


Figura 6.2 – Tempo de partida e de entrada em regime permanente da microturbina para potência de 10 kW_e.

A Figura 6.3 mostra a variação das temperaturas da água gelada e do fluido térmico em função do tempo de operação da planta de cogeração nas potências de 10, 15, 20 e 25 kW_e. Desta figura podem-se evidenciar duas importantes características da máquina de refrigeração modificada: a condição para o início da geração de frio e o tempo transcorrido até o regime permanente. A respeito da primeira característica, para todas as potências testadas, a geração de frio teve início somente quando a temperatura do fluido térmico atingiu os 125 °C. Isto demonstra que apenas fontes de calor com temperaturas superiores a 130 °C podem ser utilizadas como fonte de energia. Com relação à segunda característica o tempo transcorrido para a entrada em regime permanente foi superior a 40 minutos para o caso mais rápido (potencia de 25 kW). Este tempo é relativamente longo quando comparado com os equipamentos que utilizam sistema o sistema de compressão mecânica para a geração de frio. Como medida para mitigar esta característica pode-se melhorar a eficiência do sistema de recuperação de calor e buscar fontes de calor com temperatura mais elevadas.



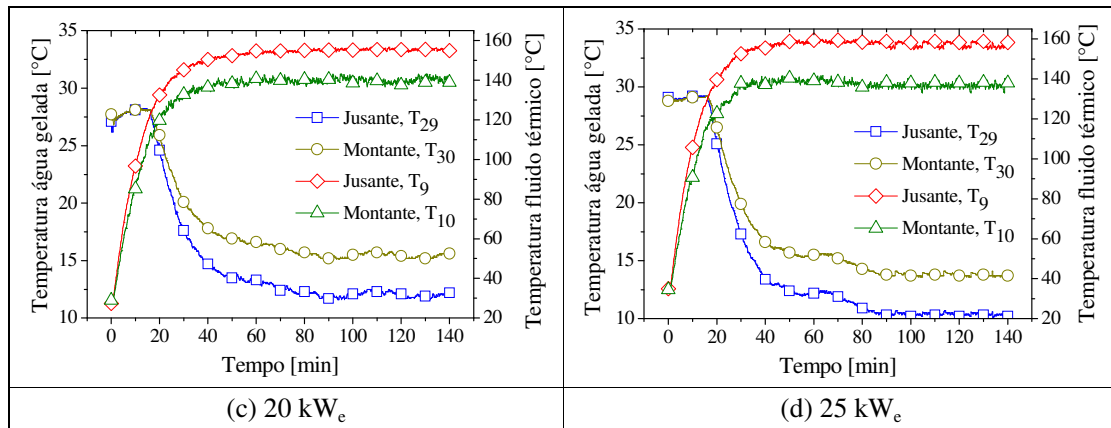


Figura 6.3 – Tempo de partida para as potências (a) 10 kW_e, (b) 15 kW_e, (c) 20 kW_e e (d) 25 kW_e.

Na Figura 6.3 convém notar ainda que o ΔT entre as temperaturas do fluido térmico aumenta sensivelmente com o aumento da potência gerada. Isto implica em maior quantidade de energia térmica sendo transferida para o gerador, acarretando um aumento na produção de frio.

Na Figura 6.4 são apresentadas as temperaturas dos gases de exaustão a montante (T_7) e a jusante (T_8) do trocador de calor para as potências de 5, 10, 15, 20 e 25 kW_e em função do tempo de operação da planta de cogeração. Nota-se pela Figura 6.4 que a temperatura a montante do trocador de calor (T_7) estabiliza rapidamente para todas as potências enquanto que o tempo de estabilização da temperatura a jusante do trocador de calor (T_8) decresce com potência gerada.

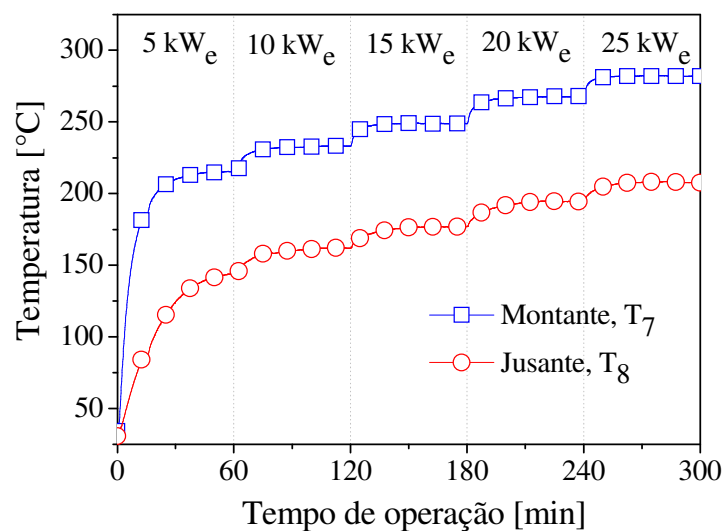


Figura 6.4 – Temperaturas dos gases de exaustão a montante e a jusante do trocador de calor.

A Figura 6.5 mostra as temperaturas do fluido térmico a montante (T_{10}) e a jusante (T_9) do trocador de calor para as potências de 5, 10, 15, 20 e 25 kW_e em função do tempo de operação da planta de cogeração. Como discutido anteriormente, observa-se aqui um aumento no ΔT entre as temperaturas do fluido térmico com o aumento da potência gerada.

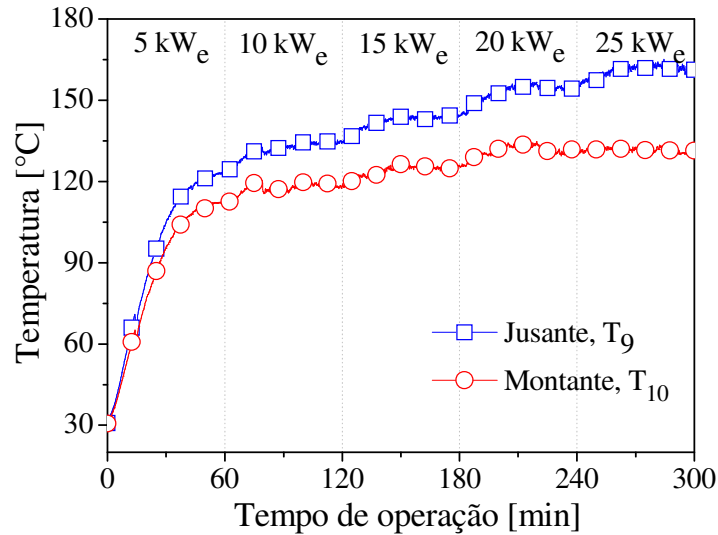


Figura 6.5 – Temperaturas do fluido térmico a montante e a jusante do trocador de calor.

A Figura 6.6 mostra as temperaturas da água gelada a montante (T_{30}) e a jusante (T_{29}) da máquina de absorção para as potências de 5, 10, 15, 20 e 25 kW_e em função do tempo de operação da planta de cogeração. A redução da temperatura da água gelada observada está diretamente associada com o aumento da quantidade de amônia produzida no gerador. Esse aumento deve-se ao aumento no fluxo de energia transferida ao gerador e ao aumento da temperatura do fluido térmico.

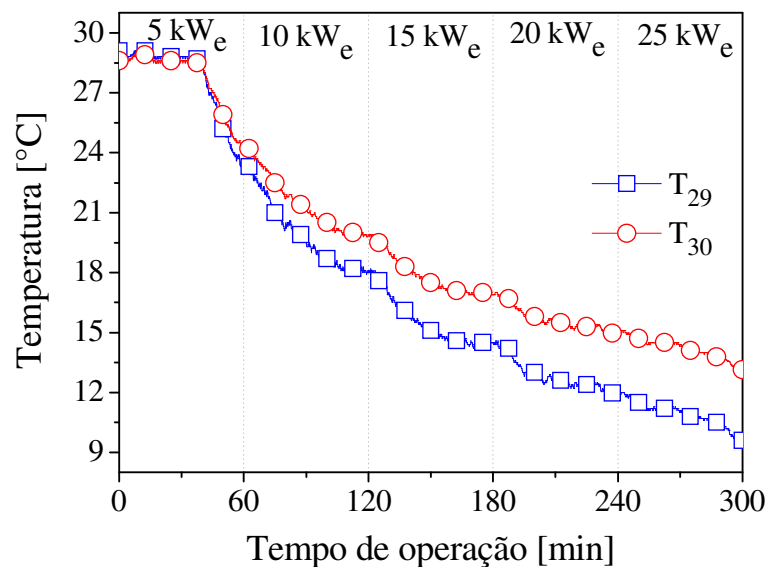


Figura 6.6 – Temperaturas da água gelada a montante e a jusante da máquina de absorção.

Na Figura 6.7 é mostrado o comportamento da temperatura na sala climatizada e do ar na saída do *fan coil* para as potências de 5, 10, 15, 20 e 25 kW_e em função do tempo de operação da planta de cogeração. O regime de estabilização das temperaturas não foi atingido devido ao tempo de operação da planta, mas percebe-se claramente o efeito de climatização nas salas do laboratório como resultado do aproveitamento dos gases de exaustão da microturbina.

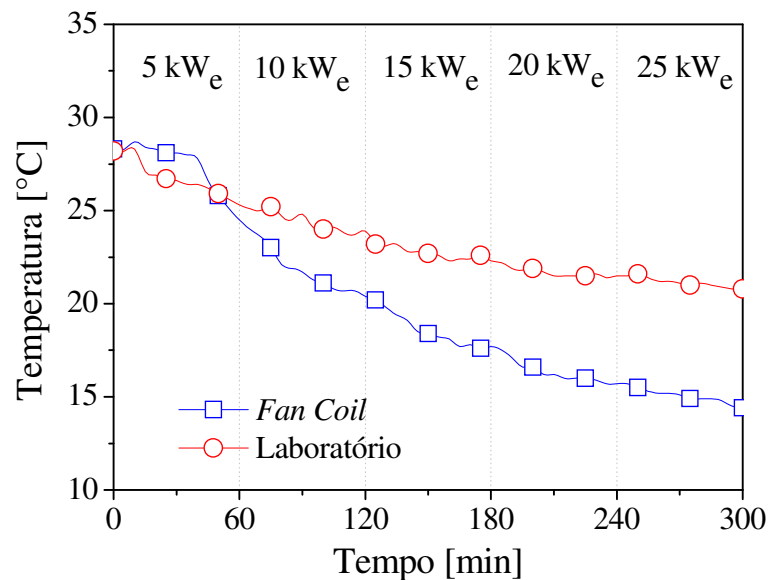


Figura 6.7 – Temperatura média na sala climatizada e do ar na saída dos *fan coils*.

6.3. Comportamento térmico da microturbina no modo cogeração

Na Figura 6.8 são apresentados os valores da eficiência da microturbina operando em modo cogeração obtidos pela bancada experimental, pelo programa de simulação e pelo manual do fabricante para diferentes potências. Os dados do fabricante e do programa de simulação apresentaram uma boa concordância e mantiveram a mesma tendência para toda a faixa de operação da microturbina. Em contra partida, os dados experimentais ficaram bem abaixo do esperado. A maior diferença entre a eficiência apresentada pelo fabricante e a obtida experimental foi observada na potência de 20 kW_e, chegando a 20% da eficiência do fabricante. Este fato é atribuído à dificuldade em manter a pressão do GNC constante em 1,5 bar (man), na qual os dados do fabricante estão referenciados. Essa redução na pressão de alimentação exige que a microturbina desloque mais trabalho para o compressor de combustível, diminuindo assim a energia entregue a rede e conseqüentemente a eficiência.

Mesmo com a queda da pressão na linha de GNC a curva de eficiência da microturbina apresentou uma tendência similar as demais curvas da figura até a potência de 20 kW_e. A partir deste ponto foi verificado um rápido aumento na eficiência saltando de 15,3 para 20,9% para a potência de 25 kW_e. Este comportamento é consequência do gerenciamento dos bicos injetores de combustível na câmara de combustão. Para potência inferiores a 20 kW_e, três bicos injetores são mantidos acionados, enquanto que para a potência de 25 kW_e a alimentação da microturbina é feita por único bico injetor na parte central da câmara de combustão denominado pelo fabricante de sistema *premix*. O A janela “*Solenoid States Status*” do programa supervisor, mostrada na Figura 6.9, indica para o usuário a situação dos injetores e do *premix* durante o funcionamento da microturbina. O indicativo verde e vermelho indica que o equipamento está acionado ou desligado, respectivamente.

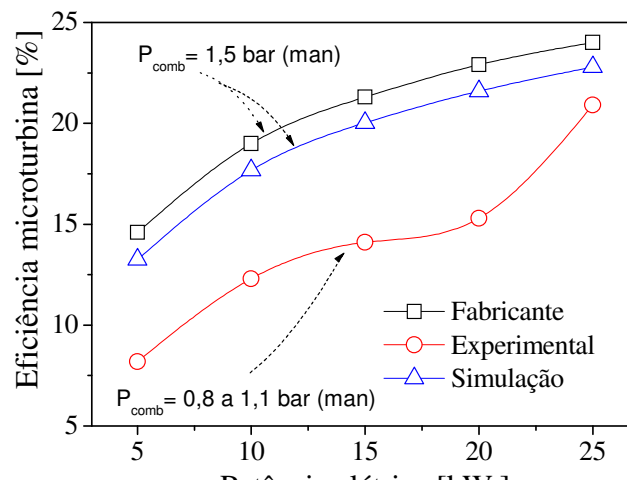
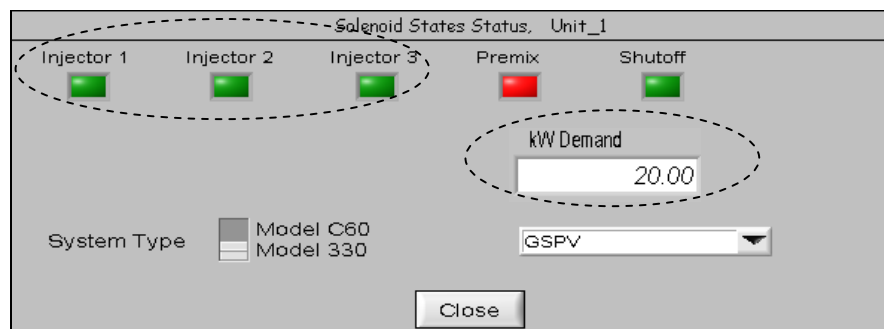
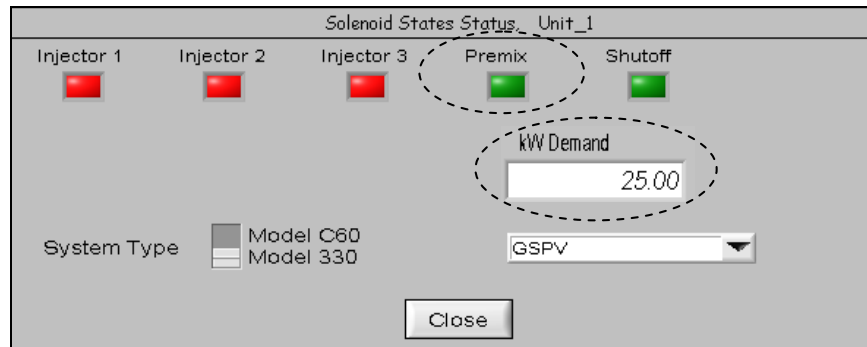


Figura 6.8 – Valores da eficiência da microturbina previstos pelo programa de simulação, pelo fabricante e obtidos pela bancada experimental para diferentes potências.



a) potência de 20 kW_e



b) potência de 25 kW_e

Figura 6.9 – Janela *Solenoid States Status* do programa supervisor da microturbina.

A Figura 6.10 mostra a vazão dos gases de exaustão para as diferentes potências de operação da microturbina. Os valores experimentais apresentaram a mesma tendência dos resultados obtidos pela simulação, entretanto ficaram abaixo dos valores obtidos na simulação. Essa diferença deve-se a vazamentos no *dampers* instalados na chaminé. Os valores obtidos pela simulação reproduziram os valores fornecidos pelo fabricante com pequenas variações, já que foram utilizados no ajuste o programa computacional.

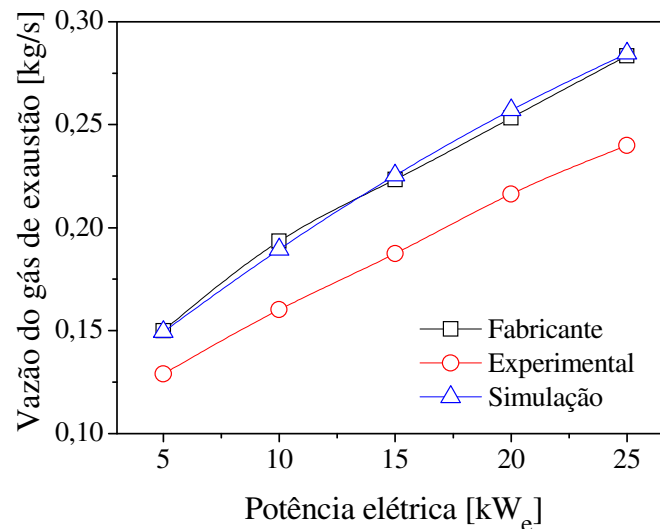


Figura 6.10 – Valores da vazão do gases de exaustão para diferentes potências de operação da microturbina.

Na Figura 6.11 são mostradas as temperaturas dos gases de exaustão na entrada da chaminé obtidos na bancada experimental, pelo programa de simulação e fornecidos pelo fabricante da microturbina para diferentes potências. Durante os ensaios experimentais a temperatura dos gases de exaustão na entrada da chaminé se manteve entre 247 e 308 °C para a faixa de potência de 5 a 25 kW_e. Nessa condição os gases de exaustão podem efetivamente ser utilizados como fonte de calor para a máquina de absorção.

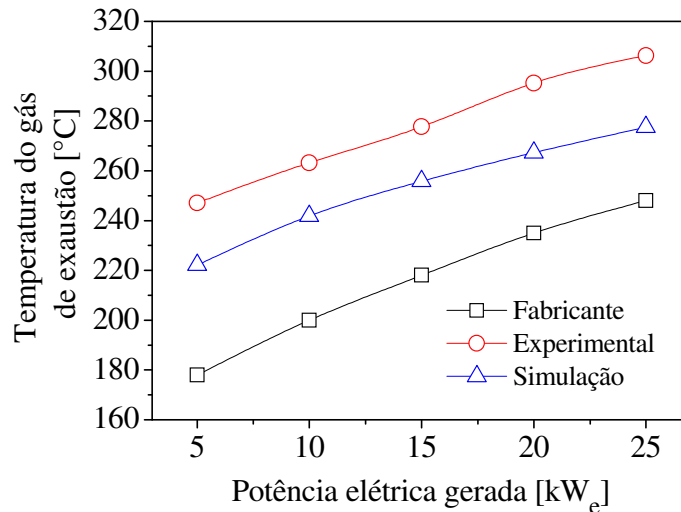


Figura 6.11 – Temperatura do gases de exaustão diferentes potências de operação da microturbina.

Não foram levantados dados experimentais relacionados com a temperatura ambiente durante o período de ensaios, para avaliar alterações no desempenho da microturbina. A análise dos efeitos da temperatura ambiente foi realizada apenas com os resultados previstos pelo programa e pelo fabricante. Foram utilizados como dados de entrada a pressão do GNC de 1,5 bar (man) e a máxima potência gerada para temperatura ambiente variando na faixa de 15 a 50 $^{\circ}C$. Os resultados são mostrados na Figura 6.12. Os valores obtidos mostraram-se coerentes quando comparados com os dados do fabricante. Como já era esperado, a eficiência da microturbina decaiu com o aumento da temperatura ambiente, sendo 24,2% a maior eficiência registrada para a potência de 27,5 kW_e na temperatura de 15 $^{\circ}C$. Já para uma temperatura ambiente de 50 $^{\circ}C$ a eficiência da microturbina não passaria de 20%, gerando pouco mais de 18 kW_e .

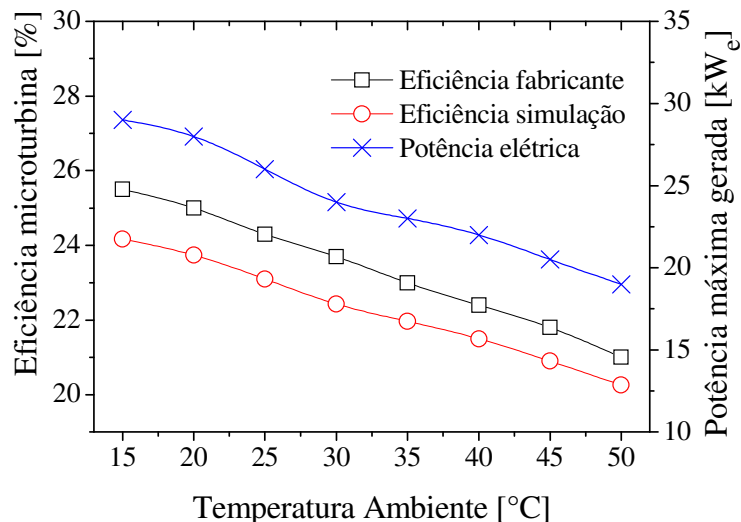


Figura 6.12 – Efeito da temperatura ambiente na eficiência e na potência elétrica da microturbina.

O diagrama de Sankey para a microturbina é mostrado na Figura 6.13, com os fluxos de energia simulados na condição de operação de 25 kW_e e temperatura ambiente de 28 °C. Observa-se que a energia residual nos gases de exaustão corresponde a 73,2 kW_T, ou seja, 66,7% da energia gasta com o combustível, atrativo tecnicamente o uso de equipamentos associados a microturbina para o reaproveitamento desta energia.

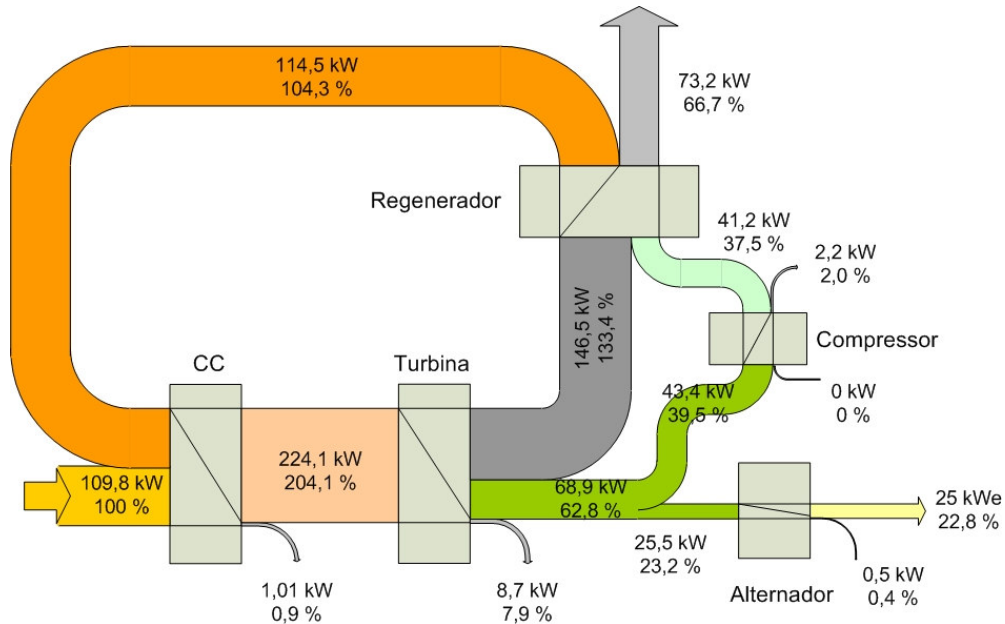


Figura 6.13 – Diagrama de Sankey para a microturbina operando em 25 kW_e e temperatura ambiente de 28 °C.

6.4. Comportamento térmico da máquina de refrigeração no modo cogeração

Na Figura 6.14 é mostrado o comportamento das temperaturas dos gases de exaustão a jusante da microturbina, a montante e a jusante do trocador de calor. A diferença de até 30 °C entre a temperatura a jusante da microturbina e a montante do trocador de calor representa uma perda energética para o ambiente devido a falta de isolamento nesse trecho da chaminé. A temperatura dos gases de exaustão a jusante do trocador de calor variou na faixa de 140 a 204 °C, o que sugere o reaproveitamento de uma quantidade ainda maior de energia, que pode ser utilizada para alimentar sistemas de aquecimento de água por exemplo.

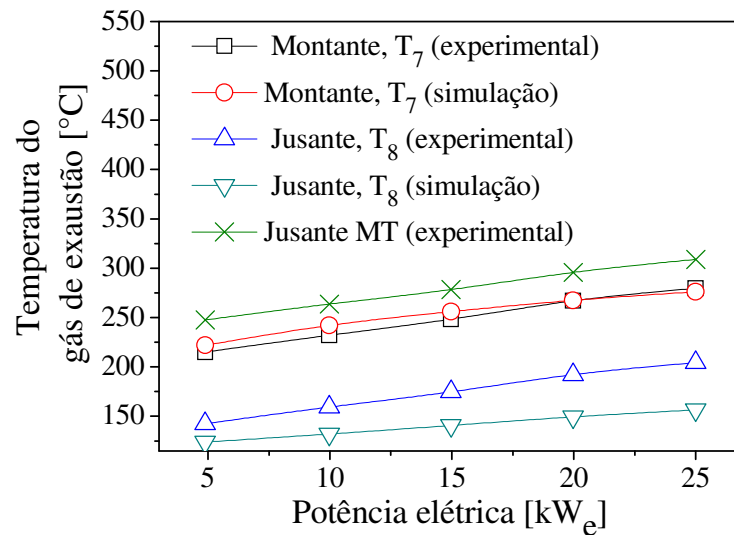


Figura 6.14 – Temperaturas dos gases de exaustão a jusante MT, a montante e a jusante do trocador de calor para diferentes potências elétricas.

As temperaturas do fluido térmico a montante e a jusante do trocador de calor são mostradas na Figura 6.15. Uma elevação pronunciada foi observada na temperatura a jusante do trocador após a potência de 10 kW_e, acompanhada de um aumento na diferença entre as temperaturas a jusante e a montante do trocador. Esta diferença de temperatura é atribuída a redução da vazão do fluido térmico no interior do trocador de calor ocasionada pelo fenômeno de cavitação que ocorre no rotor da bomba. As temperaturas a montante e a jusante do fluido térmico obtidas pela simulação não captaram este fenômeno. Numa tentativa de minimizar o efeito da cavitação a linha de fluido térmico foi pressurizada de modo a operar com pressão de até 6 barg. Este procedimento reduziu o efeito da cavitação, mas não a eliminou. Valores maiores de pressão não foram empregados devido a limitação técnica dos equipamentos da planta.

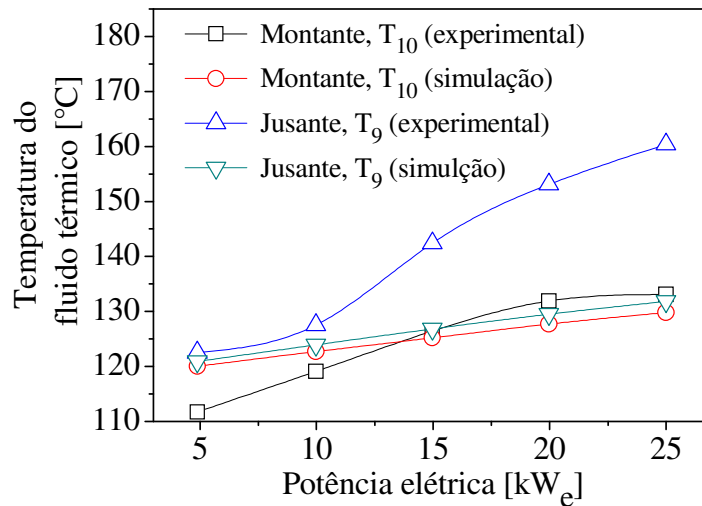


Figura 6.15 – Temperaturas do fluido térmico a montante e a jusante do trocador de calor para diferentes potências elétricas ajustadas na microturbina.

Na Figura 6.16 é mostrada a potência consumida no gerador para diferentes potências elétricas. Os valores obtidos experimentalmente e pela simulação computacional não apresentaram uma boa concordância principalmente nas potências mais elevadas, atingindo uma diferença relativa de até 50 % na potência máxima. Com tudo, uma tendência de crescimento da potência consumida com a potência elétrica pode ser observada tanto nos dados experimentais quanto nos simulados. Este efeito deve-se ao fato da variação da vazão do fluido térmico, devido ao fenômeno de cavitação, não ser considerada no programa computacional. Na simulação a vazão do fluido térmico é assumida constante.

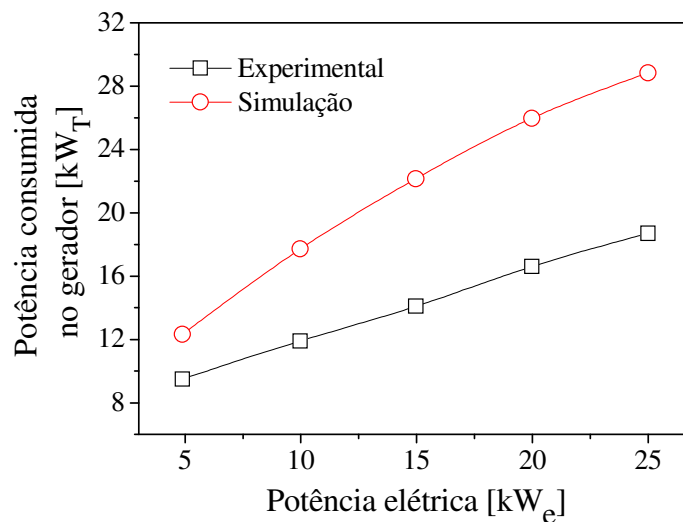


Figura 6.16 – Potência consumida no gerador para diferentes potências elétricas ajustadas na microturbina.

As temperaturas da água gelada a montante e a jusante da máquina de refrigeração são mostrados na Figura 6.17. Com a microturbina operando na potência de 5 kW_e, as temperaturas da água gelada ficaram acima dos 23 °C com uma diferença de 1°C entre os fluxos a montante e a jusante da máquina de refrigeração (ΔT_{EVA}). Com o aumento da potência elétrica ajustada na microturbina, verificou-se uma redução nas temperaturas a montante e a jusante e um aumento no ΔT_{EVA} . Esse efeito é justificado pelo aumento do fluxo de calor no gerador e também pelo aumento da temperatura do fluido térmico resultando na geração de uma quantidade maior de amônia no interior do gerador que se traduz no aumento da capacidade de remover calor no gerador. A temperatura da água gelada a jusante atingiu 9,8 °C com um ΔT_{EVA} igual a 3,5 °C para a potência elétrica de 25 kW_e e com os dois *fan coils* operando ao mesmo tempo.

Os valores previstos pelo programa de simulação apresentaram a mesma tendência dos valores experimentais com os resultados muito próximos. A maior diferença relativa observada foi de 9 %, para a potência de 25 kW_e.

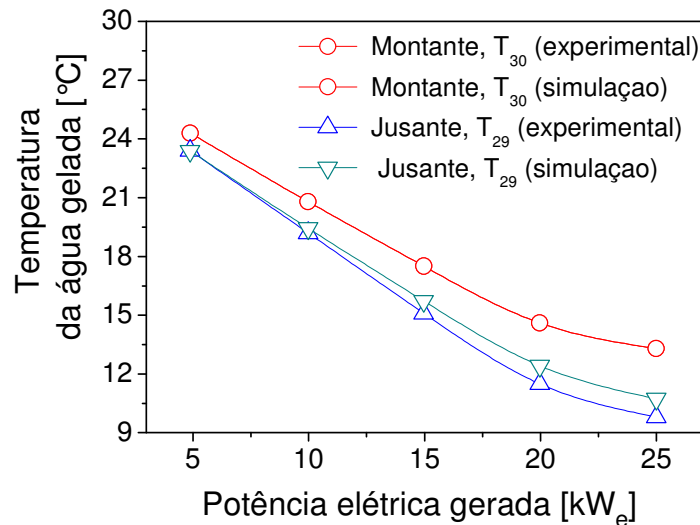


Figura 6.17 – Temperatura da água gelada a jusante e a montante da máquina de refrigeração por absorção para diferentes potências elétricas.

Um teste adicional foi realizado para a potência elétrica de 25 kW_e e com os apenas um *fan coil* em operação. As temperaturas da água gelada obtidas a jusante e a montante da máquina de refrigeração são mostradas na Figura 6.18. Observa-se que para uma carga térmica menor (um *fan coil*) a temperatura da água gelada atinge a temperatura de 4 °C ajustada na máquina de absorção e a mantém durante todo o restante do teste. Demonstra-se

assim que a máquina de absorção modificada não só tem a capacidade de atingir a temperatura ajusta como de mantê-la durante as variações de carga.

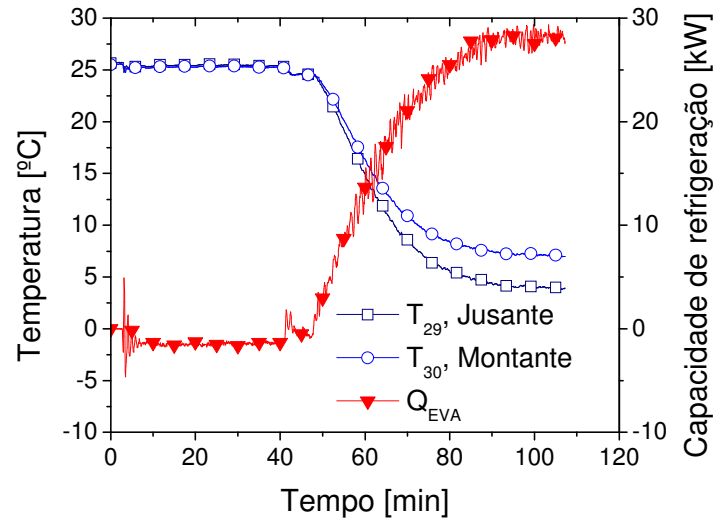


Figura 6.18 – Temperatura da água gelada a jusante e a montante da máquina de refrigeração com operação de um *fan coil*.

Na Figura 6.19 é mostrada a capacidade de refrigeração para diferentes potências elétricas. A capacidade de refrigeração é linearmente proporcional a variação da potência elétrica produzida na turbina. Para a potência de 5 kW_e, a capacidade de refrigeração produzida foi de 4,5 kW_T. Esse valor praticamente quadruplicou para a potência de 25 kW_e, chegando a 18,1 kW_T. Este comportamento é resultado do aumento da quantidade de energia térmica disponibilizada nos gases de exaustão e a sua transferência para o gerador da máquina de absorção. Os valores previstos pelo programa de simulação mostraram-se coerentes com os obtidos experimentalmente com uma máxima diferença relativa de 30% na potência de 5 kW_e.

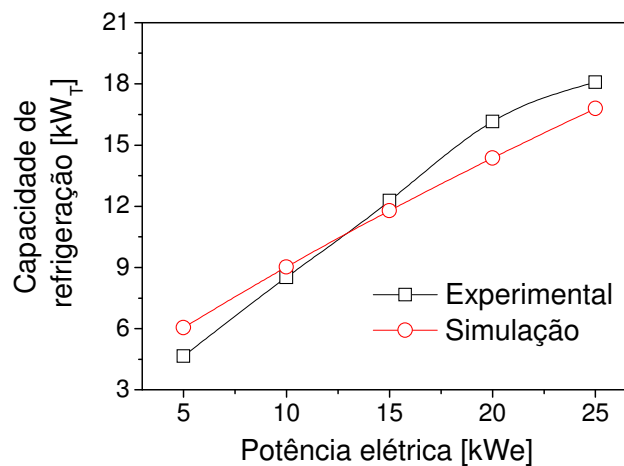


Figura 6.19 – Capacidade de refrigeração máxima para diferentes potências elétricas ajustadas na microturbina.

A Figura 6.20 mostra o coeficiente de desempenho (COP) e o coeficiente de desempenho referencia (COP^0) da máquina de refrigeração obtidos experimentalmente. Com a substituição da câmara de combustão pelo sistema de recuperação de calor, o COP da máquina de refrigeração sofreu uma redução de quase 60%, passando de 0,6 (segundo dados do manual técnico) para 0,26 para a potência de 25 kW_e. Essa redução ocorreu sobre tudo devido à redução na temperatura solução no interior do gerado, conseqüência da redução da temperatura da fonte quente (fluido térmico) Como a máquina de absorção foi projetada para operar com uma temperatura externa no gerador de aproximadamente 1200 °C (temperatura da chama do gás natural), a temperatura interna do gerador sofreu uma redução quando passou-se a utilizar o fluido térmico na temperatura máxima de 160 °C (Figura 6.15).

O COP apresentou uma elevação até a potência de 20 kW_e e estabilizando na potência de 25 kW_e. Esse comportamento deve-se ao fenômeno de formação de vapor na tubulação do fluido térmico, já discutido no item 6.4. O COP^0 apresentou um aumento muito mais discreto em relação ao COP, já que o aumento capacidade de refrigeração foi diretamente proporcional ao aumento do calor total disponível na chaminé.

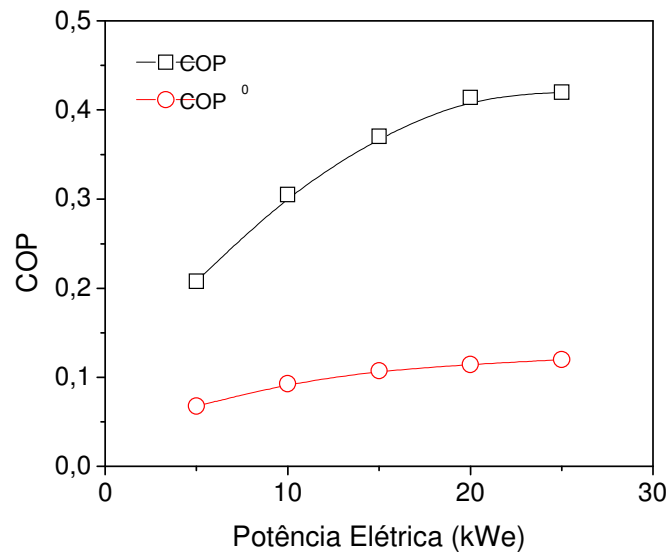


Figura 6.20 – COP experimental e COP previsto pelo programa de simulação para diferentes potências elétricas.

A influência da temperatura ambiente no COP e na capacidade de refrigeração foi simulada pelo programa de simulação computacional e é mostrada na Figura 6.21. A temperatura ambiente afeta sensivelmente tanto a capacidade de produção de frio da máquina de refrigeração quanto o seu COP. O aumento da temperatura ambiente causa um aumento na pressão no condensador, elevando também a pressão no interior do gerador. Com o aumento

da pressão e para a mesma temperatura de operação, a quantidade de amônia produzida no gerador decrescer. Assim, com menos fluido refrigerante circulando no evaporador a capacidade de refrigeração diminui provocando a redução no COP.

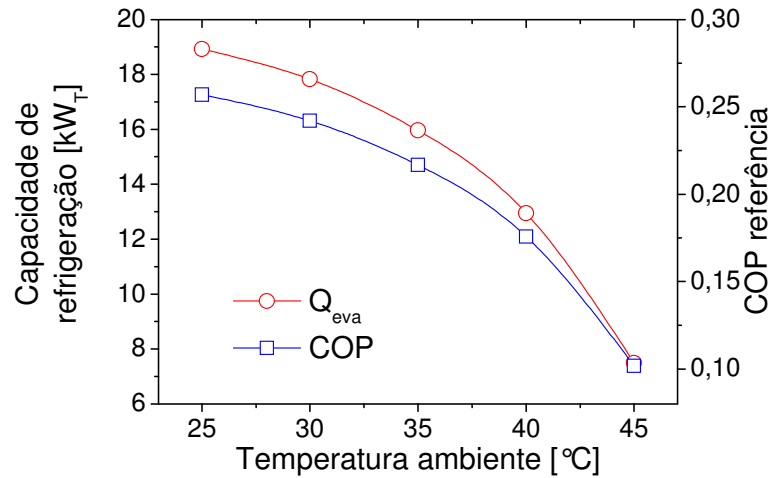


Figura 6.21 – Simulação da influência da temperatura ambiente no COP e na capacidade de refrigeração.

A Tabela 6.2 apresenta os dados previstos pelo programa de simulação computacional para a capacidade de refrigeração produzida pela planta de cogeração para diferentes temperaturas ambientes e diferentes temperaturas da água gelada. A Tabela 6.2 caracteriza o comportamento da máquina de refrigeração por absorção, operando associada à microturbina, sob variadas condições de operação.

Tabela 6.2 – Capacidade de refrigeração da planta de cogeração em kW para diferentes temperaturas ambientes e diferentes temperaturas da água gelada.

Temperatura da água gelada a jusante da máquina de absorção [°C]	Temperatura ambiente [°C]				
	25	30	35	40	45
4	9,8	9,5	8,9	7,6	4,7
6	15,7	15,1	14,0	11,8	7,5
8	18,2	17,5	15,9	12,9	7,5
10	18,9	17,8	16,0	13	7,5
12	19,0	17,9	16,2	13	7,5

6.5. Desempenho da planta de cogeração

Na Figura 6.22 é mostrada a comparação entre o índice de utilização de energia primária para produção de eletricidade e água gelada (η_{CP}) obtidos experimentalmente, pelo programa de simulação e para uma planta convencional⁴ para diferentes potências elétricas. A microplanta de cogeração atingiu um η_{CP} de 36,5 %, o que corresponde a um aumento de 75 % no aproveitamento da energia fornecida pelo combustível à microturbina, quando comparado com a eficiência da microturbina. Como observado no cálculo da eficiência da microturbina (item 6.3), o η_{CP} também apresentou uma leve ascensão entre as potências de 5 a 20 kW_e e um crescimento acentuado para a potência de 25 kW_e. Esse acréscimo é devido ao aumento pronunciado da eficiência da microturbina nesta potência (Figura 6.8) como já discutido no item 6.3.

Apesar do aumento observado no aproveitamento da energia contida no combustível, o η_{CP} da planta compacta de cogeração em estudo ficou muito abaixo do η de uma planta convencional para geração de energia elétrica e de frio. Efeito justificado, sobretudo pela baixa eficiência apresentada pela microturbina durante os ensaios, quando comparada a grandes plantas termoelétricas operando em ciclo combinado, e pelo baixo COP da máquina de refrigeração por absorção.

Os resultados teóricos obtidos no programa de simulação apresentaram a mesma tendência de crescimento com o aumento da potência elétrica, porém mantiveram-se um pouco acima dos valores experimentais obtidos. Mais uma vez, observa-se a que o programa computacional não captou a variação da eficiência da microturbina para as potências abaixo de 20 kW_e.

⁴ Vide Capítulo IV item 3

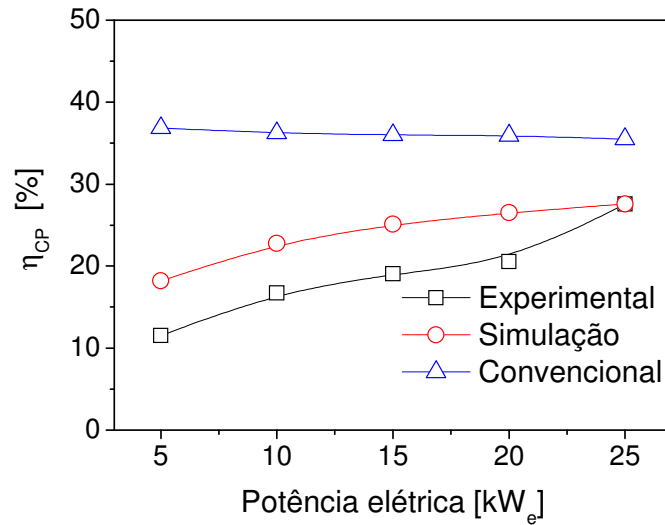


Figura 6.22 – Índice de utilização de energia primária para a planta de cogeração com geração de eletricidade e água gelada para diferentes potências elétricas.

O índice de economia de combustível para a planta de cogeração com produção de água gelada e eletricidade ($FESR_{CP}$) para diferentes potências elétricas é mostrada na Figura 6.23. Os resultados experimentais demonstram uma menor atratividade para a configuração adotada da planta de cogeração. Operando na potência de 5 kW_e, a planta de cogeração em análise consome 2,2 vezes mais combustível que um sistema convencional de geração de eletricidade e frio. Esse índice melhora com o aumento da potência elétrica, mas sem atingir valores positivos, que representariam economia de combustível. Como descrito na análise anterior, o baixo rendimento da microturbina associado ao baixo COP da máquina de refrigeração causaram um efeito negativo no índice de economia de combustível. Um aumento no fator de economia de combustível pode ser obtido com a melhoria na transferência do calor residual para o gerador, minimizando as perdas térmicas e o efeito de cavitação na bomba do sistema de recuperação de calor.

Os valores previstos pelo programa de simulação apresentaram uma tendência satisfatória com a exceção da potência de 5 kW_e.

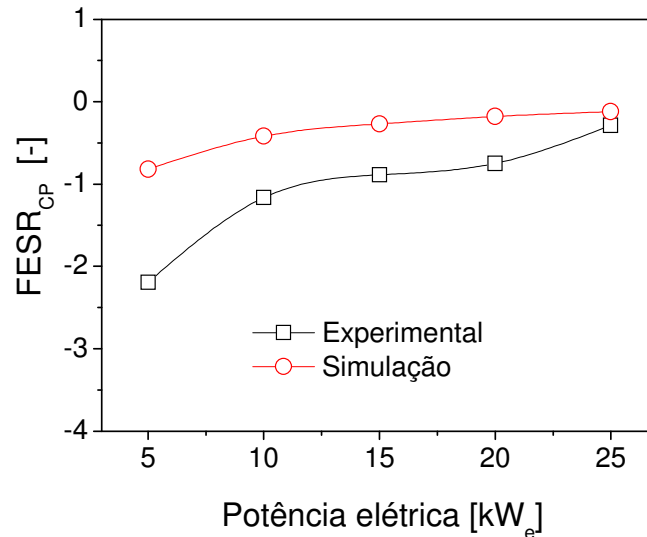


Figura 6.23 – Índice de economia de combustível para planta de cogeração ($FESR_{CP}$) com produção de água gelada e eletricidade para diferentes potências elétricas.

A Figura 6.24 mostra a capacidade de refrigeração produzida por quilowatt de potência elétrica gerada ($\phi_{frio/el}$) para diferentes potências. O aumento da potência elétrica não causa efeito significativo na capacidade de refrigeração da máquina de absorção. O grande efeito da potência elétrica não está, portanto na capacidade térmica, mas sim na temperatura do frio produzido.

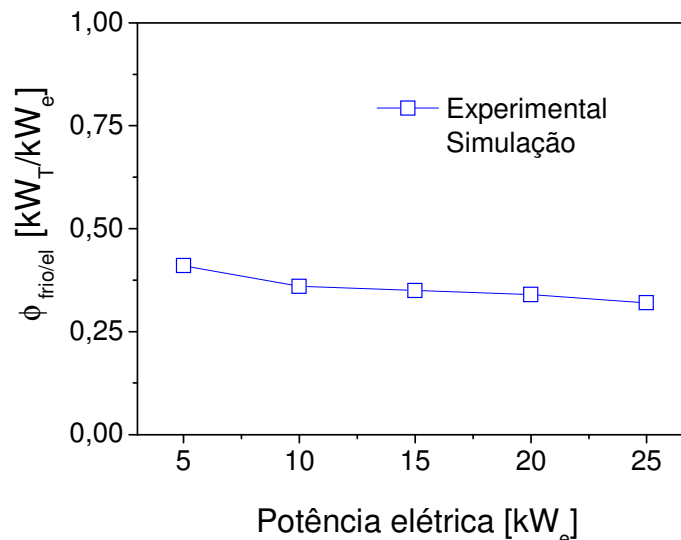


Figura 6.24 – Razão entre a capacidade de refrigeração e a potência elétrica gerada para diferentes potências.

A elevada temperatura dos gases de exaustão a jusante do trocador de calor (T_8) verificada na Figura 6.14 permite que uma quantidade adicional de energia térmica seja

recuperada e utilizada em outros processos como a geração de água quente. O efeito nos parâmetros de desempenho da planta com a recuperação adicional de calor foi simulado sendo apresentado na Figura 6.25 a **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

Na Figura 6.25 é mostrado o índice de utilização de energia primária de uma planta de cogeração e de um sistema convencional com geração de energia elétrica, água gelada e água quente para diferentes potências elétricas. O η_{CHP} da planta de cogeração supera o η_{CHP} do sistema convencional apenas na potência de 25 kW_e. A Figura 6.25 ainda mostra uma tendência do aumento do η_{CHP} de cogeração sobre o convencional para as potências superiores a 25 kW_e. Sugere-se assim que a associação destas plantas de maneira suprirem uma quantidade maior de energia.

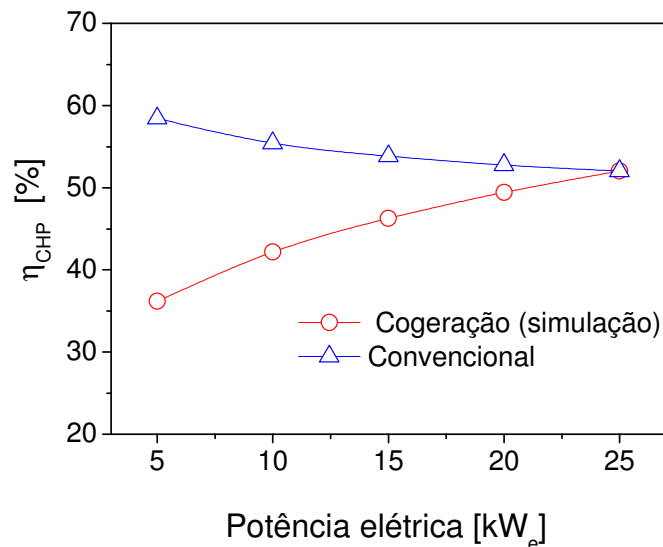


Figura 6.25 – Índice de utilização de energia primária para a planta de cogeração com geração de eletricidade, água gelada e água quente para diferentes potências elétricas.

Na Figura 6.26 é mostrado o índice de economia de combustível para a planta de cogeração com geração de energia elétrica, água gelada e água quente ($FESR_{CHP}$) para diferentes potências elétricas. Como consequência do aumento no índice de utilização de energia primária, o índice de economia de combustível da planta de cogeração assume valores positivo para as potência superiores a 15 kW_e, e passando a justificar seu uso do ponto de vista da economia de energia.

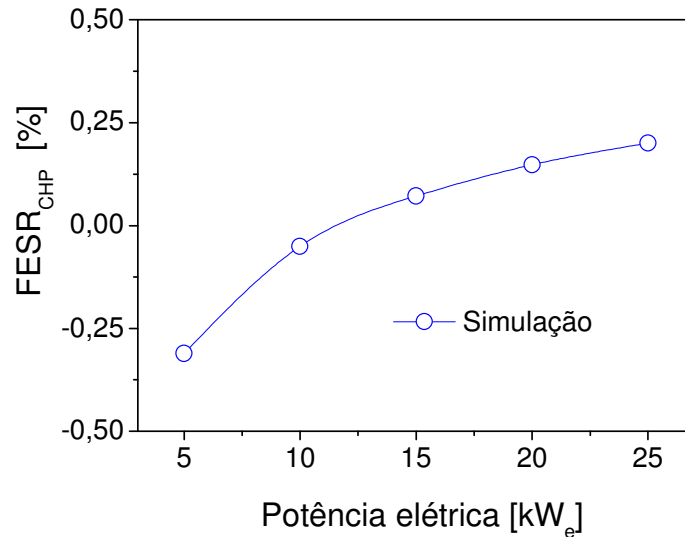


Figura 6.26 – Índice de economia de combustível para a planta de cogeração com geração de energia elétrica, água gelada e água quente ($FESR_{CHP}$) para diferentes potências elétricas.

O diagrama de Sankey para a planta de cogeração é mostrado na Figura 6.27 com os fluxos de energia simulados para a potência de 25 kW_e, nas temperaturas ambientes de 28 °C e de 33 °C para a microturbina e para a máquina de refrigeração, respectivamente. Com a proposição da planta de cogeração, 29% da energia do combustível que era descartada para a atmosfera passou a ser aproveitada, o que corresponde a uma diminuição de quase 45 % no desperdício de energia pela chaminé. A potência elétrica consumida na máquina de refrigeração é de 0,1 kW_e, cerca de 0,3 % da energia térmica transferida para a máquina.

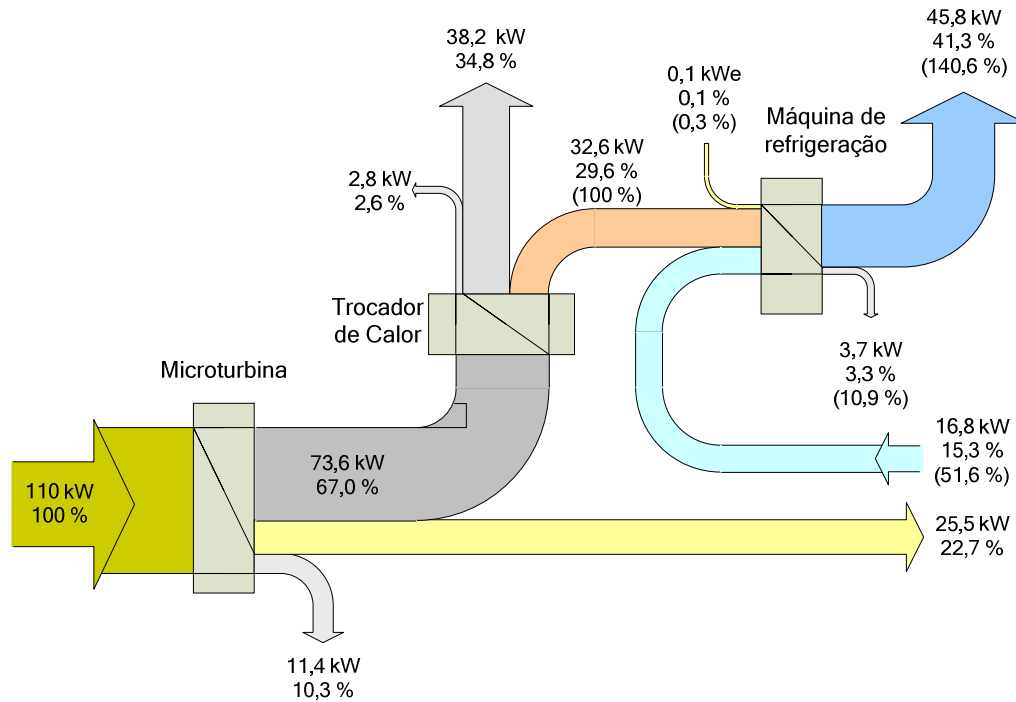


Figura 6.27 – Diagrama de Sankey para a planta de cogeração temperatura ambiente para a microturbina de 28 °C e para a máquina de refrigeração de 33 °C.

CAPÍTULO VII

7. Conclusão

O desenvolvimento de uma planta de cogeração compacta com geração de energia elétrica e produção de água gelada para climatização e de um programa computacional para simulação do funcionamento da planta foram apresentados neste trabalho. A substituição da câmara de combustão pelo subsistema do fluido térmico para o aquecimento do gerador na máquina de absorção foi bem sucedida. Durante os testes de funcionamento e durante todos os ensaios realizados não foram registrados problemas de operação. Em termos gerais foi possível concluir:

- i. A viabilidade técnica da adaptação da máquina de refrigeração por absorção a fontes de calor residual para a produção de água gelada;
- ii. Ganho da ordem de 75% no aproveitamento de energia contida no combustível.
- iii. COP de 0,26 a plena carga da microturbina, superando expectativas.
- iv. O aumento da potência elétrica acarreta em uma redução na temperatura da água gelada e um aumento da capacidade de refrigeração.
- v. O tempo de partida da máquina de refrigeração depende fortemente da temperatura dos gases de exaustão e por consequência da potência elétrica gerada;
- vi. Apesar do aumento observado no aproveitamento de combustível, o índice de utilização de energia primária da planta de cogeração ficou muito abaixo do índice de utilização de energia primária para um sistema convencional para a geração de energia elétrica e produção de água gelada;
- vii. As temperaturas medidas a jusante do trocador de calor permite que uma quantidade maior de calor seja reaproveitada, como no aquecimento de água, aumentando o índice de utilização de energia primária da planta;
- viii. A proposta da instalação de um aquecedor de água a jusante do trocador de calor apresentou um índice de energia primária superior a de um sistema convencional para a produção da mesma quantidade;
- ix. Observa-se que para uma carga térmica menor (um *fan coil*) a temperatura da água gelada atinge a temperatura de 4 °C ajustada na máquina de absorção e a mantém durante todo o restante do teste. Demonstra-se assim que a máquina de absorção modificada não só tem a capacidade de atingir a temperatura ajusta como de mantê-la durante as variações de carga

Para trabalhos futuros com a planta de cogeração montada. são sugeridos:

- i. Opção pela utilização de vapor como fluido térmico intermediário entre o trocador de calor e o gerador da máquina de refrigeração;
- ii. Uma análise ampliada do sistema que inclua também a geração de água quente para uso comercial;
- iii. Uma análise exergética que compare resultados de plantas compactas de cogeração com plantas convencionais de energia, visando à geração distribuída;

-
- iv. A definição de parâmetros termodinâmicos que efetivamente demonstrem o real desempenho e ganho energético com a aplicação de ciclos combinados de potência e frio; e
 - v. O impacto ambiental na aplicação de combustíveis alternativos e renováveis em substituição a combustíveis derivados do petróleo e gás natural.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, A. F. **Sistema de absorção por refrigeração intermitente: concepção, dimensionamento construção, ensaios e considerações econômicas.** 1999. 199 f. Tese (Doutorado em energia) – Escola Politecnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

AHRENDTS, J. Reference states, **Energy**, v 5, p. 667-677, 1980.

APHORNATANA, S.; EAMES, I. W. Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method. **Int. Journal Refrigeration**, v. 18, n. 4, p. 244-252, 1995.

BEJAN, Adrian; TSATSARONIS, George; MORAN, Michael. **Thermal Design and Optimization.** John Wiley & Sons Inc., 1996. 542 p.

BIEZMA, M.V.; SAN CRISTÓBAL, J.R. Investment criteria for the selection of cogeneration plants-a state of the art review. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, pp. 583-588, 2006.

BRANDÃO, S. S. **Cogeração: trabalho no âmbito da caldeira.** Departamento de Engenharia Eletrotécnica e de Computadores. Universidade de Coimbra, Coimbra, 2004.

BRUNO, J. C.; MIQUEL, J.; CASTELLS, F. Modeling of Ammonia Absorption chillers Integration in energy Systems Plants. **Int. Applied Thermal Engineering**, v. 19, pp. 1297-1328, 1999.

CARDONA, E.; PIACENTINO, A.; CARDONA, F. Energy saving in airports by trigeneration. Part I: assessing economic and technical potential. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, pp. 1427-1436, 2006.

ÇENGEL, Yunus. A.; BOLES, Michael. A. **Thermodynamics: an engineering approach.** 4 ed., McGraw Hill, Boston, 2002, 930 p.

DOSSAT, Roy J. **Principles of refrigeration.** 4 ed, Prentice Hall, 1997;

Educogen – A guide to cogeneration. The European Association for the Promotion of Cogeneration. Bélgica, março/2001;

GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration.** Cambridge University Press, 1982, 666p.

HEROLD, Keith E.; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. **Absorption chillers and heat pumps.** Boca Raton, CRC Press LLC, 1996, 329 p.

HO, J. C.; CHUA, K.J.; CHOU, S. K. Performance study of a microturbine system for cogeneration application. **Renewable Energy**, v. 29, p. 1121-1133, 2004.

INCROPERA, Frank. P; DEWITT, David. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4 ed. CTC,. Rio de Janeiro, 1998. 494 p.

KAYS, W M; LONDON, A. L. **Compact heat exchangers**. Krieger Publishing Company, New York, 1964. 335 p.

KONG, X. Q.; WANG, R.Z.; WU, J.Y.; HUANG, X. H.; HUANGFU, Y.; WU, D. W.; XU, Y. X. Experimental investigation of adsorption chiller for micro-scale BCHP system application. **Int. J. of Refrigeration**. v. 28, p. 977-987, 2005.

KOTAS, Tadeusz. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Krieger, Malabar. 1995, 328 p.

LAZZARIN, R. M.; GASPARELLA, A.; LONGO, G. A. Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performance. **Int Journal Refrigeration**. v. 19 n. 4, pp. 239-246, 1996;

LIN, L.; WANG, Y.; AL-SHEMMERI, T.; RUXTON, T; TURNER, S.; ZENG, S.; HUANG, J.; HE, Y.; HUANG X. An experimental investigation of a household size trigeneration. **Applied Thermal Engineering**. v. 27 p. 576-585, 2007.

LORA, Electo E. S; NASCIMENTO, Marco A. R. do. **Geração termelétrica – Planejamento, projeto e operação**. v 1, Rio de Janeiro, Interciencia, 2004. 625 p.

LORA, Electo. E. S; NASCIMENTO, Marco. A. R. do. **Geração Termelétrica – Planejamento, projeto e operação. Vol 2. Editora Interciencia**. Rio de Janeiro, 2004.

MAIA, L. O. A. Ciclos frigoríficos por absorção água-amônia utilizando energia solar concentrada. Instituto Alberto Luiz Coimbra – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1986;

SANTOS, C. M. S. **Análise exergoeconômica de uma unidade de cogeração a gás natural e com refrigeração por absorção**. 2005 119 f. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica) - Universidade Federal da Paraíba - UFPB, João Pessoa , Brasil, 2005.

MATELLI, J. A.; ROSSA, J. A.; BAZZO, E. On the performance parameters of combine cooling power plant. Submitted in: 20TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 2007, Padova.

MEDEIROS, B. L. **Estudo experimental de uma máquina a absorção água-amônia para refrigeração de baixa potência operando com energia elétrica e solar**. 1981. Tese. Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo, São Carlos, 1981.

MEUNIER, F. Co- and tri-generation contribution to climate change control. **Applied Thermal Engineering**. V. 22, p. 703-718, 2002.

MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERGIA – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balço Energético Nacional 2006: Ano Base 2005**. Relatório final / Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética – Rio de Janeiro, EPE, 2006.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO Howard N. **Princípios de termodinâmica para engenheiros**. 4 ed. LTC Editora. Rio de Janeiro. 2002. 896 p;

NICOLAU, V.P., GUTHS, S. Medição de velocidade de escoamento com tubo Pitot. Laboratório de Ciências Térmicas - Departamento de Engenharia Mecânica –Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

POSSIDENTE, R.; ROSELLI, C.; SASSO, M.; SIBILIO, S. Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine. **Energy and Buildings**. v. 38, p. 1417-1422, 2006.

REVISTA ABRAVA – Associação Brasileira de Refrigeração, Ar-Condicionado, Ventilação e Aquecimento, RPA Editorial São Paulo, n. 181. ano 25 abril/2001;

RUCKER, C. P. **Análise exergoeconômica de uma planta de cogeração baseada em microturbina a gás natural e refrigeração por absorção pela teoria do custo exergético**. 2004 74 f. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis , Brasil, 2004.

RUCKER, C. P. R.; BAZZO, E. A thermodynamic analysis of a small scale microturbine absorption chiller cogeneration plant. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMISATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL 16, 2003, Copenhagen. **Proceedings...** ECOS2003 p. 177-185.

RUCKER, C. P. R.; BAZZO, E. Análise termodinâmica de um sistema compacto de cogeração utilizando microturbina a gás natural. **Petro&Química**, n. 257, 2004.

SANTANA, G.C.S. **Análise energética e exergética em um sistema de cogeração para uma empresa do setor terciário**. Dissertação. Universidade Federal da Bahia – UFBA, Salvador, 2003.

SANTOS, A. M. **Aproveitamento de energia rejeitada em máquina térmica para a produção de frio através de sistemas de absorção**. Dissertação. Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo , São Carlos,1981.

SATO, Norio. **Chemical Energy and Exergy – A introduction to chemical thermodynamics for Engineers**. Elsevier, Amsterdan, 2004. 149 p.

SILVEIRA, J. L.; WALTER, A. C. S.; LUENGO, C. A. A case study of compact cogeneration using various fuels. **Fuel**. v. 76, p. 447-451, 1997.

SMOCK, R. Target: 60% thermal efficiency. **Power Engineering International** p. 4, 1995.

SOZEN, Adnan. Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. **Int Energy conversion and Management**. v.42, p. 1699-1716, 2001.

SRESNEWSKY, S. F. G. B. **Estudos de ciclos de refrigeração por absorção quanto a sua fonte energética**. Escola Politécnica – Universidade de São Paulo, São Paulo, 1983.

SZARGUT, J. Chemical exergy of the elements. **Applied Energy**. v. 32, p. 269-286, 1989.

SZARGUT, Jan; MORRIS, David R.; STEWARD, Frank R. **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes**. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1988. 332 p.

TELLES, S. C. S; BARROS, D. G. P. **Tabelas e gráficos para projeto de tubulações**. 3 ed. Interciencia, Rio de janeiro, 1985.180 p.

TELLES, S. C. S; BARROS, D. G. P. **Tubulações industriais - cálculo**. 8 ed. LTC, Rio de janeiro, 1994. 156p.

TILLNER-ROTH, Reiner; FRIEND, Daniel G.. A Helmholtz free energy formulation of the thermodynamics properties of the mixture (water+ammonia). **National Institute of Standards and Technology**, Physics and Chemical Properties Division. Colorado, 1997.

TILLNER-ROTH, Reiner; FRIEND, Daniel G. Survey and assessment of available measurements on thermodynamics properties of the mixture (water+ammonia). **National Institute of Standards and Technology**, Physics and Chemical Properties Division. Colorado, 1997.

INMETRO. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/tabelas.asp>. Acessado em: 10/11/2006.

Instituto nacional de eficiência energética. Disponível em: <http://www.inee.org.br/default.asp>. Acessado em: 01/02/2006.

Machines Trithermes. Disponível em:

http://neveu.pierre.free.fr/enseign/abs_liquide/cours.htm. Acessado em: 02/06/2005.

Refrigeração por absorção. Disponível em:

http://www.c10.com.br/brasilclima/noticias_tec.stm. Acessado em: 02/06/2005.

APÊNDICES

APÊNDICE A

PROJETO E MONTAGEM DA BANCADA EXPERIMENTAL

Conforme descrito no Capítulo 3, a bancada experimental integra cinco módulos distintos, consistindo do feixe de cilindros para armazenamento de GN, a microturbina, o sistema de recuperação de calor, a máquina de refrigeração e duas unidades de climatização (*fan coil*) instaladas nas dependências do LabCET.

Os trabalhos relacionados ao projeto de dissertação se concentraram na adaptação do sistema de recuperação de calor conforme ilustrado na Figura A.1.

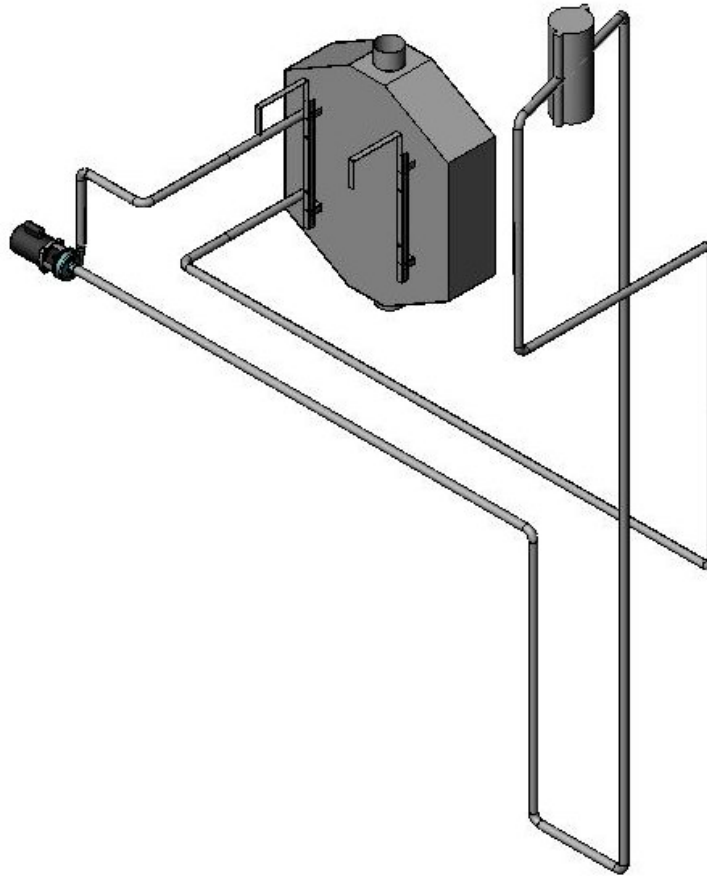


Figura A.1 - Esquema da tubulação do sistema de circulação do fluido térmico.

Basicamente os trabalhos de adaptação se orientaram nos seguintes itens:

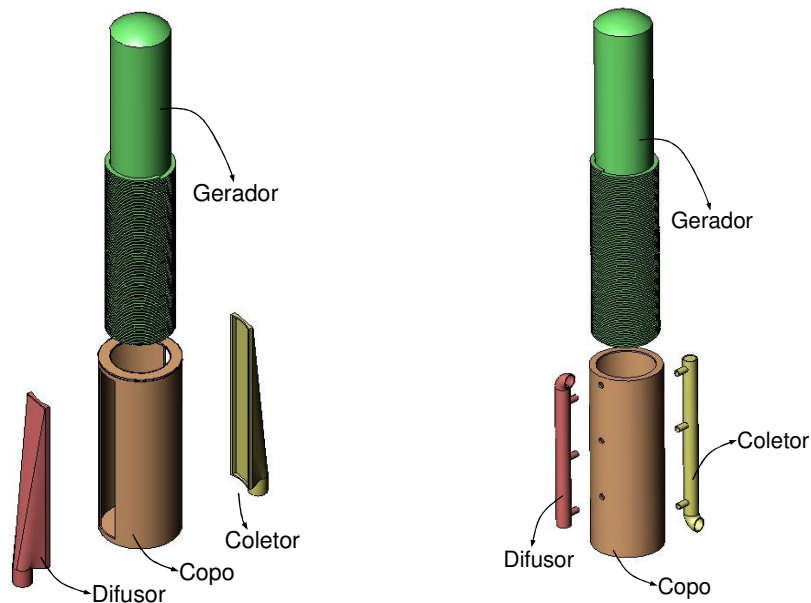
- i. Gerador da máquina de refrigeração;
- ii. Trocador de calor instalado na chaminé;
- iii. Tubulação para a circulação do fluido térmico;

iv. Tubulação de água gelada;

A.1 Adaptação da máquina de refrigeração

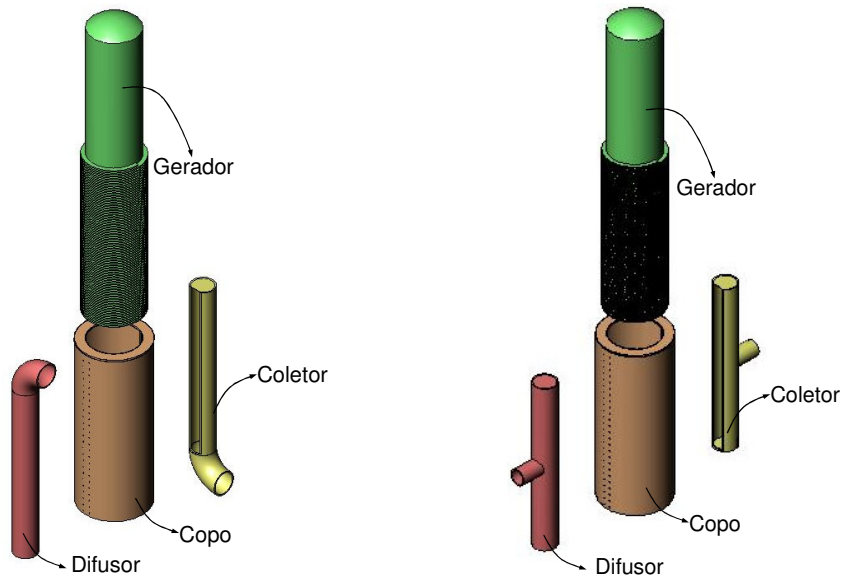
O projeto original da máquina de refrigeração foi desenvolvido para operar com a queima direta de gás natural ou GLP, limitando o uso da energia elétrica apenas para operar o ventilador do condensador e a bomba de solução. No sistema combustão direta o gás natural é injetado na pressão de 25 mbar pela linha de sucção de ar através de uma válvula solenóide. Um pequeno compressor (*mixer*) succiona o ar promovendo a mistura com o combustível. A mistura é então injetada em uma câmara de combustão através de um queimador do tipo flauta, onde a alta temperatura da chama e dos gases de combustão fornece o calor necessário para o funcionamento da máquina.

Para o uso da energia residual dos gases de exaustão provenientes da microturbina, foi necessário substituir a câmara de combustão por um dispositivo que permitisse a transferência de calor para o gerador da máquina de refrigeração. Em função da limitação de espaço físico, quatro alternativas foram propostas para o projeto de uma camisa aquecedora em torno do gerador, conforme mostrado na Figura A.2.



Alternativa A: Aquecimento direto com gases de exaustão

Alternativa B: Aquecimento indireto com fluido térmico



Alternativa C: Aquecimento indireto com fluido térmico

Alternativa D: Aquecimento indireto com fluido térmico

Figura A.2 – Vista explodida das quatro alternativas propostas para a camisa de aquecimento do gerador utilizando.

Todas as configurações estão baseadas no conceito de uma camisa que envolve o gerador, de maneira a permitir a circulação dos gases provenientes da turbina (Figura A.2- alternativa A) ou de fluido térmico (Figura A.2 - alternativas B, C e D) em torno do gerador, no caso, o fluido térmico sendo aquecido no trocador de calor sob temperaturas da ordem de 140 °C. A seguir segue a descrição para as quatro alternativas apresentadas na Figura A.2 com as dimensões em milímetros.

A alternativa A foi desenvolvida com o propósito de circular gás quente de exaustão da microturbina diretamente em torno do gerador sem a utilização de um fluido intermediário. Os gases aquecidos são direcionados pelo difusor para incidirem diretamente sobre o copo do gerador. Um coletor instalado na saída direciona os gases para a chaminé. Um esquema da camisa idealizada está mostrado na Figura A.3 em vistas frontal, lateral e superior.

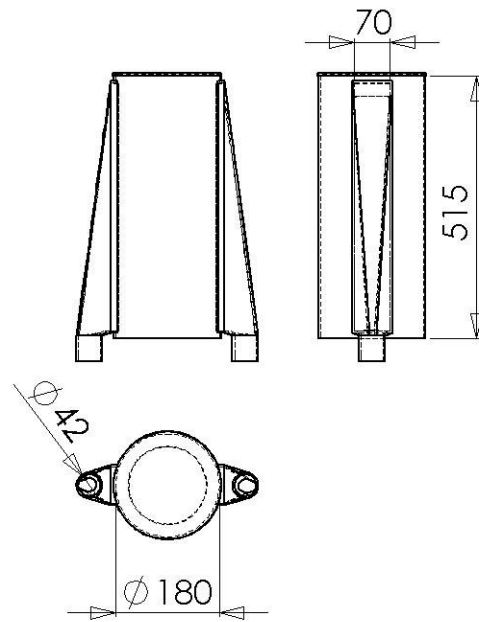


Figura A.3 – Esquema da camisa idealizada para transferência direta de calor do gases de exaustão (alternativa A).

Na alternativa B, o fluido térmico é recirculado em torno da parede do gerador em três pontos específicos, por meio de tubos com diâmetro de 17 mm. O fluido contorna a parede do gerador e é retirado no lado oposto por meio de outros três tubos com diâmetros de 17 mm. O esquema da camisa idealizada está mostrado na Figura A.4 em vistas frontal, lateral e superior.

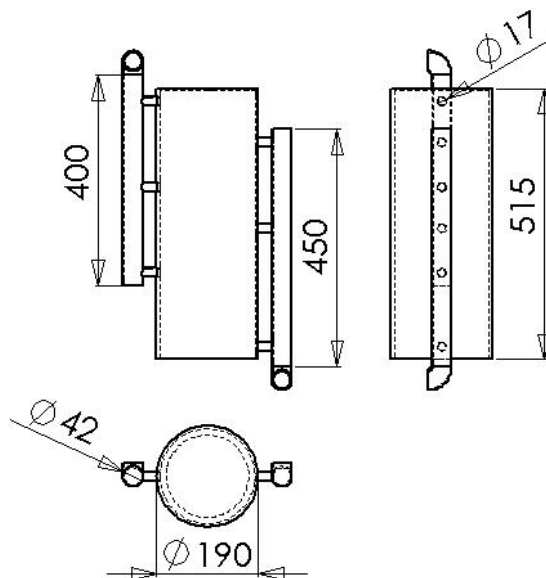


Figura A.4 - Esquema da camisa idealizada para transferência indireta de calor via fluido térmico (alternativa B).

Na alternativa C a distribuição do fluido térmico é feita por meio de um difusor tipo flauta, com um número total de 52 furos de diâmetro igual a 3 mm. O fluido térmico deixa a camisa através de um rasgo de 480 mm de comprimento e 8 mm de largura. O esquema da camisa idealizada está mostrado na Figura A.5, em vistas frontal, lateral e superior.

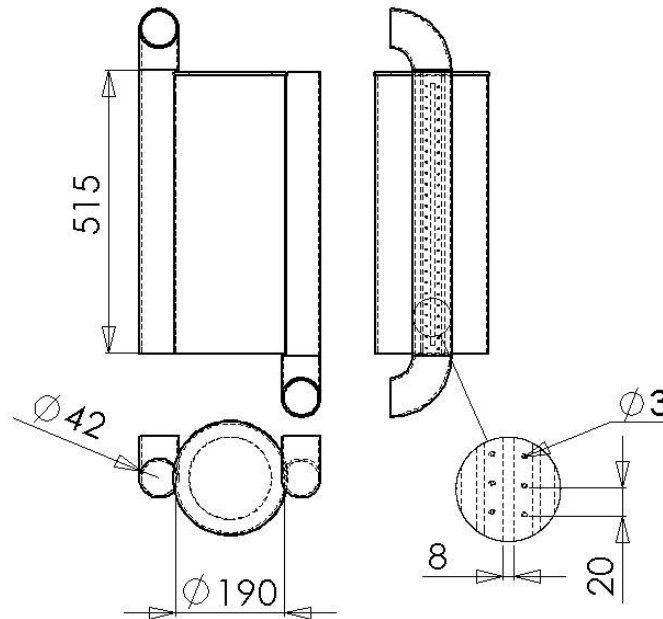


Figura A.5 - Esquema da camisa idealizada para transferência indireta de calor via fluido térmico (alternativa C).

A alternativa D é uma melhoria da alternativa C. O fluido térmico recircula na camisa por um difusor tipo flauta com alimentação lateral. O esquema da camisa idealizada está mostrado na Figura A.6, em vistas frontal, lateral e superior.

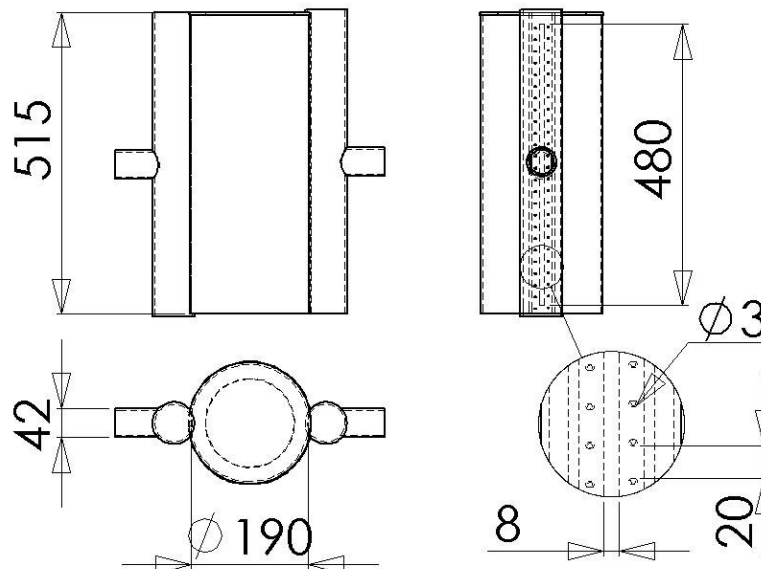


Figura A.6 - Esquema da camisa idealizada para transferência indireta de calor via fluido térmico (alternativa D).

A.1.1 Simulação numérica e seleção da configuração

A escolha das alternativas propostas baseou-se nos resultados obtidos com a aplicação de código computacional disponível no mercado relacionado com o cálculo numérico do processo de escoamento e transferência de calor (*CFD - Computational Fluid Dynamics*). Comparando-se os resultados identificou-se a geometria mais favorável ao escoamento (gases ou fluido térmico) utilizado no interior da camisa, que garantisse a homogeneidade e maior troca térmica.

A simulação numérica do escoamento para cada alternativa apresentada na Figura A.2, foi desenvolvida em domínio computacional que inclui o difusor, a camisa e o coletor. Os comportamentos do escoamento e da transferência de calor no interior do gerador não foram simulados devido a grande complexidade na modelagem da solução água/amônia.

Foram consideradas as hipóteses: de regime permanente, efeitos gravitacionais nulos, temperatura uniforme na parede interna do gerador e dos gases de exaustão da microturbina modelados como ar. A pressão de referência para a alternativa A foi de 101,325 kPa e para as demais alternativas de 500 kPa, ambas absolutas.

As condições de contorno aplicadas ao domínio computacional foram:

- i. Para a alternativa A, gases de exaustão na vazão mássica de 0,308 kg/s e temperatura média de 250 °C;
- ii. Para as alternativas B, C e D, fluido térmico com vazão mássica de 0,9 kg/s e temperatura média de 140 °C;
- iii. Gerador com parede aletada na temperatura de uniforme de 120 °C;
- iv. Parede externa da camisa adiabática;
- v. Condição de não deslizamento do fluido nas paredes da camisa e do gerador.

O problema foi resolvido considerando o conjunto difusor, camisa e coletor de todas as configurações em plano de simetria vertical, representado pela Figura A.7. Foram utilizados como parâmetros de solução os critérios de convergência RMS de 1×10^{-4} .

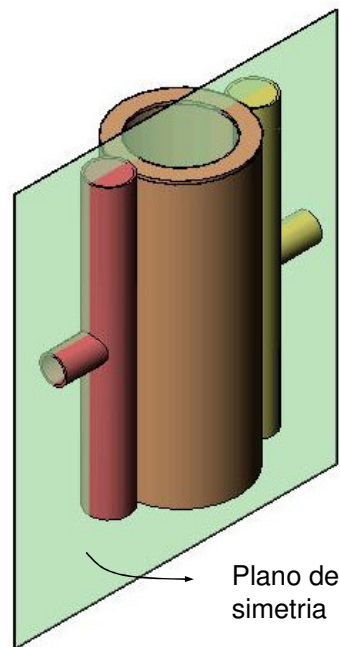
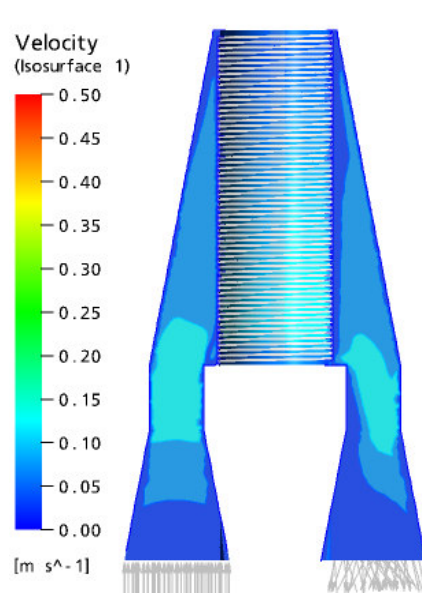


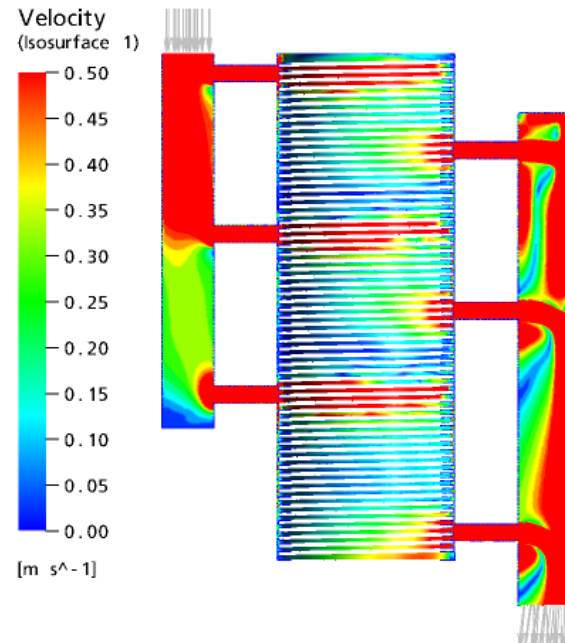
Figura A.7 - Plano de simetria para o camisa de aquecimento do gerador.

Os resultados obtidos pela simulação numérica para os gradientes de velocidade e de pressão foram plotados para a região de simetria e para uma superfície circular com diâmetro de 85 mm e concêntrica a circunferência da camisa. O coeficiente de transferência de calor por convecção foi calculado ao longo da parede do gerador.

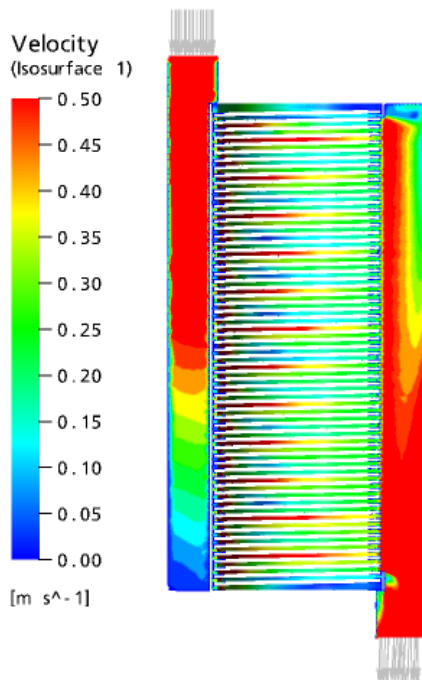
Como mostrado na Figura A.8, a alternativa A apresentou as menores velocidades ao longo do gerador em virtude da vazão limitada dos gases provenientes da microturbina. A configuração da alternativa B favoreceu o aparecimento de regiões com escoamento preferencial junto aos canais de entrada do fluido. A utilização de um difusor do tipo flauta proposto nas alternativas C e D permitiu uma melhora significativa na distribuição do escoamento ao longo do gerador.



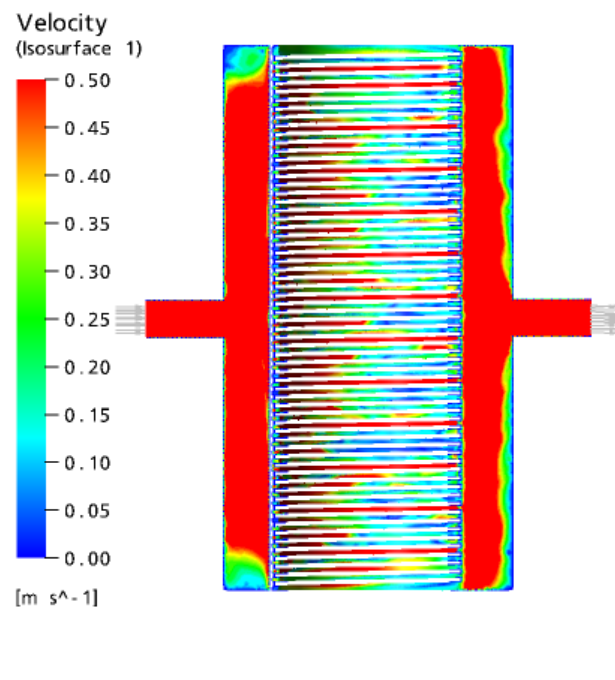
Alternativa A



Alternativa B



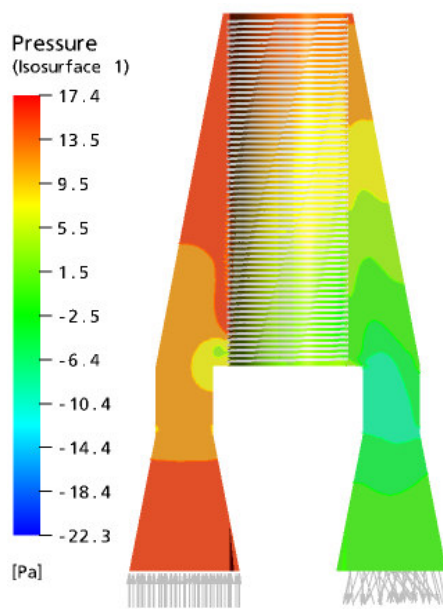
Alternativa C



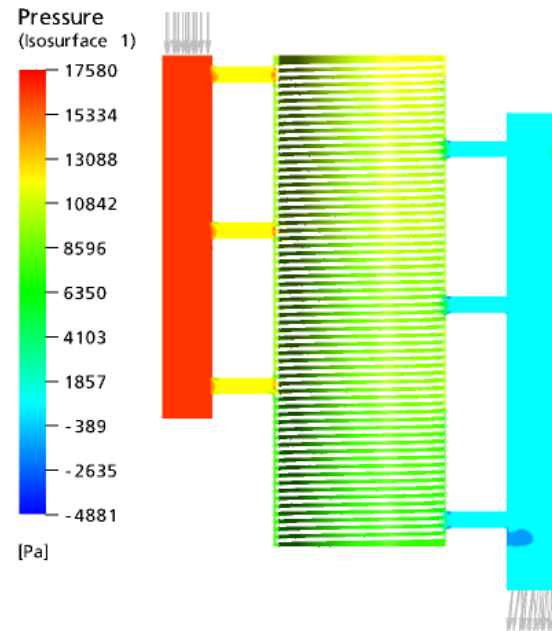
Alternativa D

Figura A.8 - Gradiente de velocidade na simetria e na camisa.

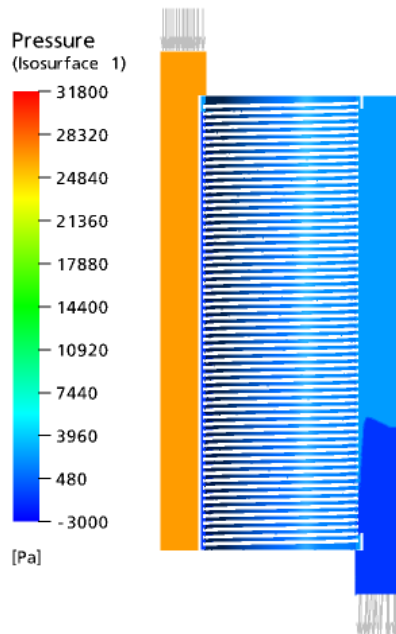
Os gradientes de pressão para cada alternativa são mostrados na Figura A.9. Por se tratar de um escoamento de gases (baixa viscosidade), a perda de carga apresentada pela configuração “a” foi de aproximadamente 20 Pa. Para as configurações projetadas para operarem com fluido líquido a maior perda de carga foi de aproximadamente 30 kPa sendo encontrada na alternativa D como resultado do diâmetro reduzido dos canais de alimentação.



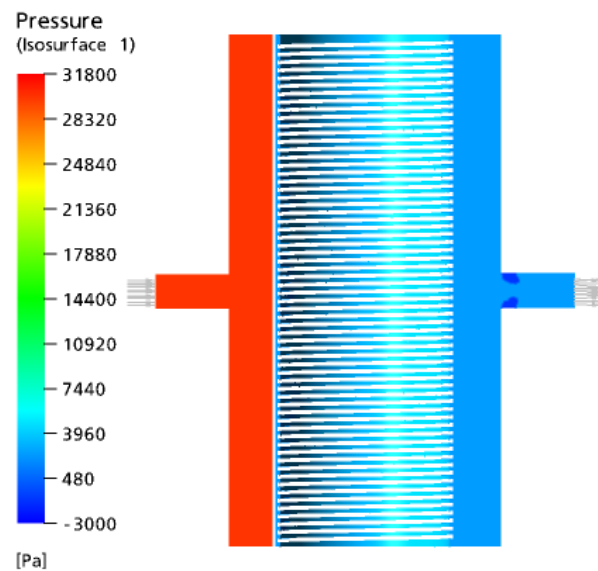
Alternativa A



Alternativa B



Alternativa C



Alternativa D

Figura A.9 – Gradiente de pressão na simetria e na camisa.

Como a alternativa A da Figura A.10 emprega ar para transferir a energia térmica para o gerador, o coeficiente de transferência de calor encontrado foi o menor dos casos analisados. O uso de um líquido para transferir a energia para o gerador aumentou sensivelmente o coeficiente convectivo nas demais alternativas propostas. A alternativa B apresentou pequenas regiões junto à entrada do fluido na camisa com elevados valores para o

coeficiente convectivo. As alternativas C e D entretanto, apresentaram gradientes mais suaves propiciando um aquecimento mais uniforme da solução água/amônia no interior do gerador. Quando comparado as alternativas C e D, percebe-se que o coeficiente convectivo não só é maior como também melhor distribuído na alternativa D.

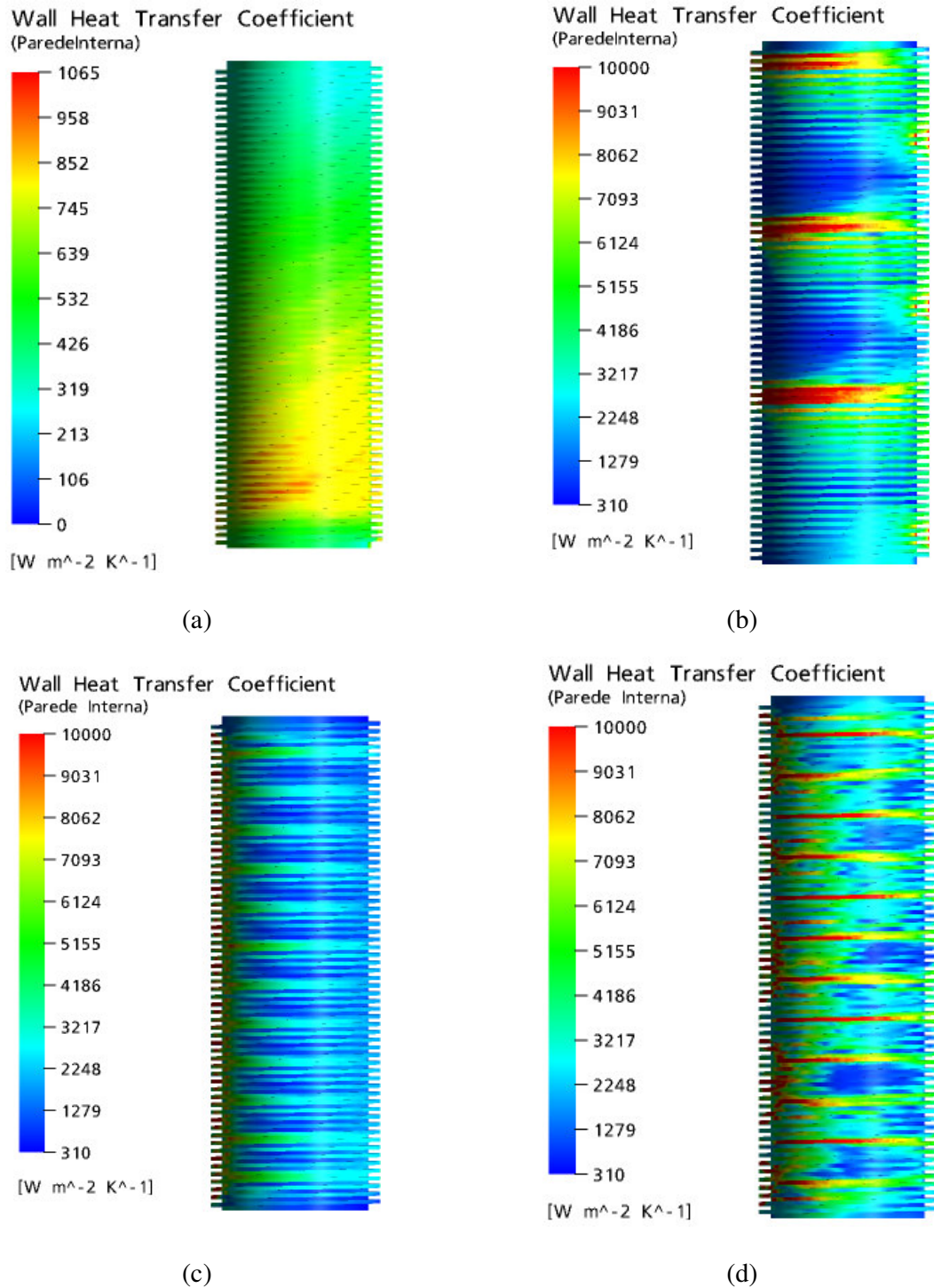
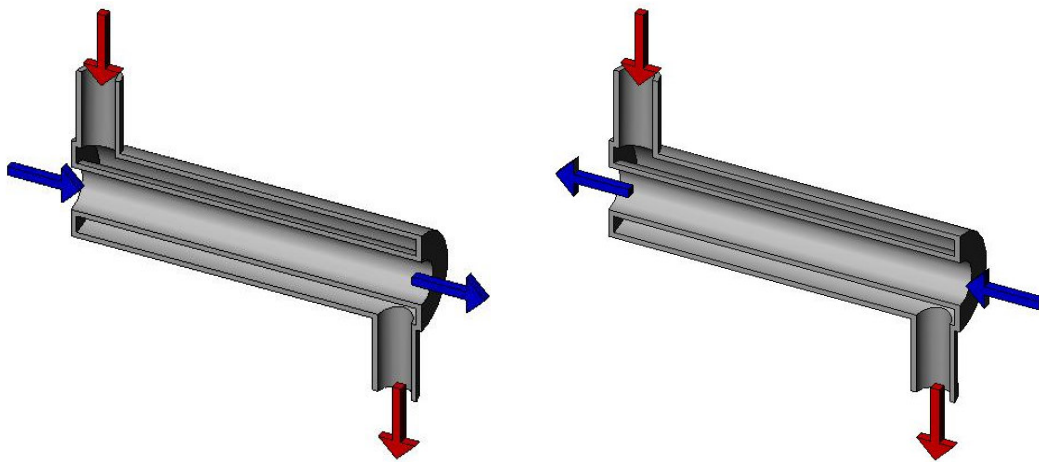


Figura A.10 - Distribuição do coeficiente de transferência de calor por convecção sobre a parede do gerador.

Com base nos resultados analisados a cima, foi selecionada a alternativa D para ser construída e instalada no gerador da máquina de refrigeração.

A.2 Trocador de calor

Na prática da engenharia é empregado uma grande variedade de trocadores de calor, sendo tipicamente classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção. Nos trocadores de calor mais simples, os fluidos quente e frio se movem no mesmo sentido ou em sentidos opostos em uma construção com tubos concêntricos. No arranjo em paralelo, mostrado na Figura A.11a, os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoando no mesmo sentido e deixam o equipamento também pela mesma extremidade. No arranjo montado em contracorrente, mostrado na Figura A.11b, os fluidos entram por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos deixando o sistema em extremidades opostas.

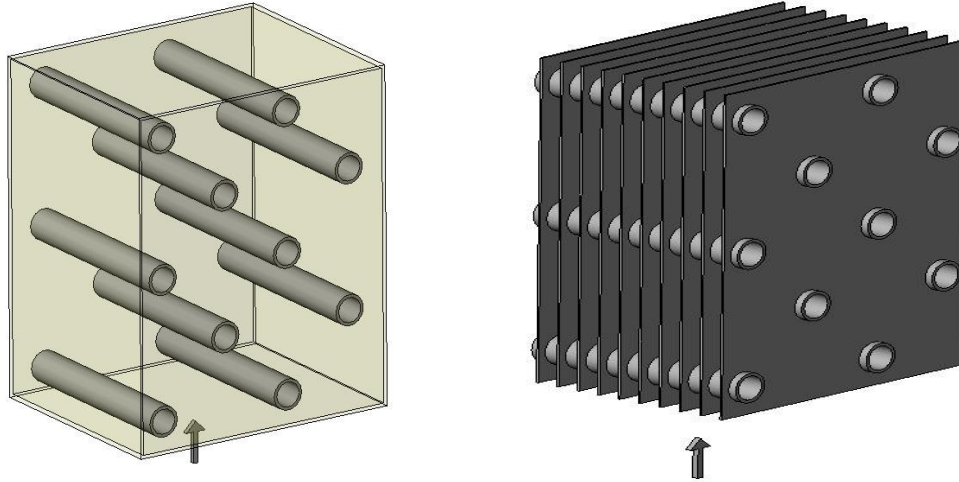


Configuração em paralelo

Configuração em contracorrente

Figura A.11 - Trocadores de calor com tubos concêntricos.

Além das formas de escoamentos descritos anteriormente, trocadores de calor podem também ser projetados para que o escoamento seja do tipo cruzado com ou sem aletas, como ilustrado na Figura A.12. As duas configurações diferem pelo fato de que o fluido que escoar no lado externo dos tubos se encontra ou não misturado.



Sem aletas

Tubos aletados

Figura A.12 - Trocador de calor com escoamento cruzado.

O modelo do trocador de calor selecionado para efetuar a troca de calor entre os gases de exaustão e o fluido térmico foi do tipo escoamento cruzado com tubos aletados e fluxo em contracorrente. Estes trocadores aliam a eficiência dos trocadores contracorrente com as altas áreas de transferência de calor por volume, apresentado pelos trocadores com escoamento cruzado e tubos aletados.

No dimensionamento do trocador de calor foi empregada a metodologia da média logarítmica (ΔT_{ML}), uma vez que as temperaturas de entrada, as vazões mássicas e o fluxo de calor são conhecidos.

Tabela A.1 - Dados de entrada para o cálculo do trocador de calor.

<i>Descrição</i>	<i>Unidade</i>	<i>Gases de exaustão</i>	<i>Fluido térmico</i>
Calor trocado	kW	28	28
Fluxo mássico	$\frac{kg}{s}$	0,29	1,67
Calor específico	$\frac{kJ}{kg K}$	1,04	3,3
Temperatura de entrada no trocador de calor	°C	250	125

As temperaturas de saída dos fluidos (gases de exaustão e fluido térmico) são determinadas empregando os valores fornecidos pela Tabela A.1 na equação (6.1).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (6.1)$$

O cálculo da área de troca térmica é realizado com o auxílio da equação (6.2).

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ML} \quad (6.2)$$

onde, uma vez conhecida os valores para as temperaturas de entrada e saída dos fluxos, o valor para ΔT_{ML} é obtido através da equação (6.3).

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}} \quad (6.3)$$

Sendo que os índices “q” e “f” representam as correntes quente e fria respectivamente e os índices “e” e “s” representa as correntes de entrada e de saída respectivamente.

O coeficiente global de transferência de calor (UA) pode ser definido em função da resistência térmica total de transferência de calor entre os fluidos. Considerando-se apenas as resistências de convecção externa (lado dos gases), de convecção interna (lado fluido térmico), de condução correspondente a parede do tubo e negligenciando a resistência causada pela formação de incrustações sobre os tubos e aletas, o coeficiente global de transferência de calor pode ser representado pela equação (6.4).

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{(\eta_0 \cdot h \cdot A)_q} + \frac{\ln \frac{D_{ext}}{D_{int}}}{(2 \cdot \pi \cdot k \cdot L)_p} + \frac{1}{(h \cdot A)_f} \quad (6.4)$$

onde “ D_{ext} ” e “ D_{int} ” representam respectivamente o diâmetro externo e interno do tubo e η_0 é a eficiência global da superfície aletada.

Resistência de convecção no lado do escoamento dos gases de exaustão

Considerando uma aleta plana, conforme mostrado na Figura A.13, com a extremidade adiabática a eficiência global da superfície aletada é dada pela equação (6.5).

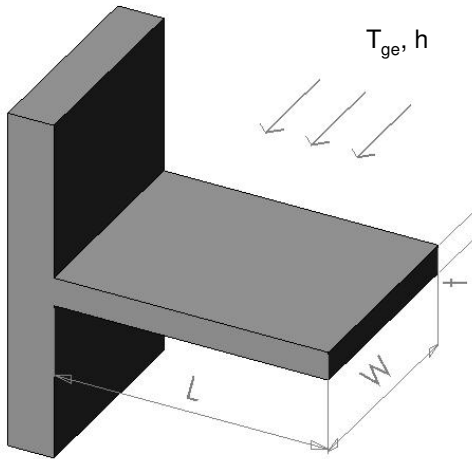


Figura A.13 - Esquema de uma aleta plana retangular.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_a}{A} \left[1 - \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} \right] \quad (6.5)$$

$$m^2 = \frac{hP}{kA_{sr}} \quad (6.6)$$

$$P = 2w + 2t \quad (6.7)$$

$$A_{sr} = w \cdot t \quad (6.8)$$

em que A_a e A são respectivamente a área superficial englobando todas as aletas e a área total (aleta mais a fração da base exposta), L , w e t são a largura, o comprimento e a espessura da aleta respectivamente.

O valor para o coeficiente convectivo no lado das placas, foi obtido através da determinação do número de Nusselt médio (\bar{Nu}) definido no comprimento do tubo, conforme equação (6.9). Para o escoamento cruzado sobre um feixe de tubos, como mostra a Figura A.14, Zhukauskas (1972) *apud* Incropera e DeWitt (1998) propôs a correlação descrita na equação (6.10) para determinar o valor do número de Nusselt.

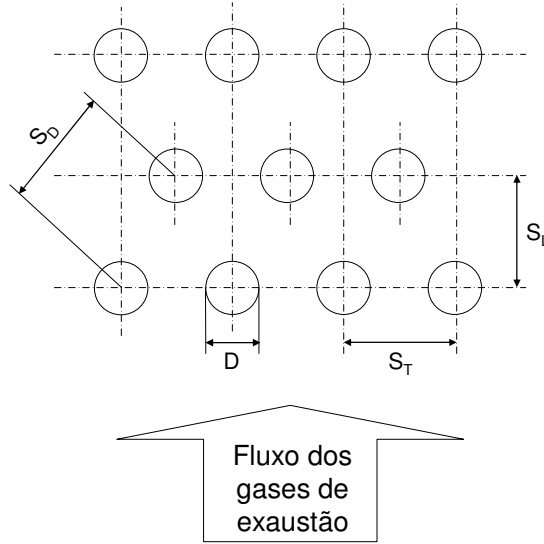


Figura A.14 – Disposição adotada para montagem dos tubos no trocador de calor.

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot L}{k} \quad (6.9)$$

$$\bar{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,máx}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{sup}} \right)^{0,25} \quad (6.10)$$

$$Re_{D,máx} = \frac{\rho V_{máx} D}{\mu} \quad (6.11)$$

$$V_{máx} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (6.12)$$

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6.13)$$

onde todas as propriedades com exceção de Pr_{sup} (Prandtl do fluido na superfície do tubo) são avaliadas na média aritmética das temperaturas de entrada e saída dos gases de exaustão e as constantes C_1 , C_2 e m estão listadas nas Tabela A.2 e Tabela A.3 para a configuração aletada, sendo função do número de Reynolds (C_1 e m) e do número de fileiras de tubos. As variáveis S_T e S_L correspondem às distâncias entre os tubos numa mesma fileira e entre as fileiras respectivamente.

Tabela A.2 - Constantes para a equação (6.10) para escoamento cruzado em feixes tubulares (Zhukauskas, 1972 apud Incropera e DeWitt).

Configuração	$Re_{D,máx}^m$	C_1	m
Alternado $S_T/S_L < 2$	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	$0,35(S_T/S_L)^{1/5}$	0,6
Alternado $S_T/S_L > 2$	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,4	0,6
Alternado	$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	0,022	0,84

Tabela A.3 - Fator de correção C_2 da equação (6.10) para $N_L < 20$.

Nº tubos	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alternado	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Resistência de convecção no lado interno dos tubos

O coeficiente de convecção para o escoamento interno nos tubos, conforme mostrado na Figura A.15, pode ser determinado empregando a correlação de Petukhov (1970) apud Incropera e DeWitt (1998) descrita na equação (6.15).

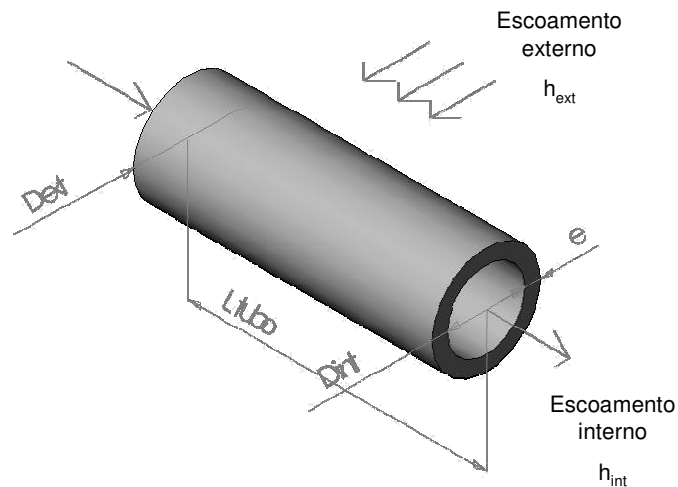


Figura A.15 - Esquema da transferência de calor entre o fluido térmico e os gases de exaustão.

$$Nu_{int} = \frac{h_{int} \cdot D_{int}}{k_{ft}} \quad (6.14)$$

$$Nu_{\text{int}} = \frac{\frac{f_{\text{int}}}{8} Re_{\text{int}} Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f_{\text{int}}}{8} \right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (6.15)$$

$$Re_{\text{int}} = \frac{\rho_{f_t} V_{f_t} D_{\text{int}}}{\mu_{f_t}} \quad (6.16)$$

onde f_{int} e Re_{int} são respectivamente o fator de atrito e o número de Reynolds para o escoamento no interior dos tubos. As variáveis ρ_{f_t} , V_{f_t} e μ_{f_t} indicam a massa específica, a velocidade e a viscosidade respectivamente do fluido térmico empregado.

Espessura do isolamento térmico

Para determinar o isolamento do trocador de calor utiliza-se a Equação (6.17).

$$\dot{Q}_{\text{perdido}} = k_{\text{isolante}} \frac{\Delta T}{L_{\text{isolante}}} \quad (6.17)$$

onde \dot{Q}_{perdido} é a quantidade de energia térmica cedido ao ambiente, ΔT é a diferença entre a temperatura dos gases de exaustão da microturbina e a temperatura ambiente e k_{isolante} e L_{isolante} são a condutividade térmica e a espessura do isolante térmico.

A Figura A.16 apresenta a vista explodida do trocador de calor projetado.

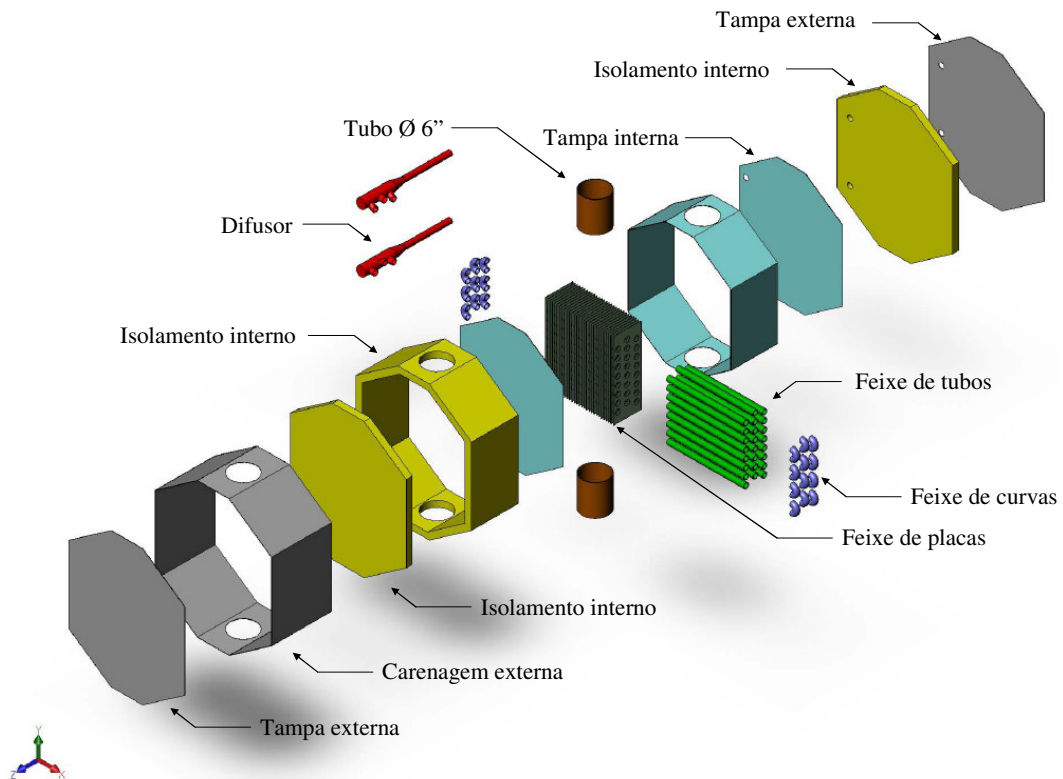


Figura A.16 – Vista explodida do trocador de calor de tubos aletados.

Na Tabela A.4 são mostrados os dados técnicos do trocador de calor.

Tabela A.4 - Parametros técnicos do trocador de calor de tubos aletados

<i>Descrição</i>	<i>Valor</i>
Diâmetro externo dos tubos	33 mm
Numero de fileiras	3
Número de tubos nas fileiras	8
Largura da aleta	180 mm
Comprimento da aleta	500 mm
Área de cada aleta	0,138 m ²
Distância entre as aletas	3 mm
Espessura da aleta	0,8 mm
Distância entre fileiras (S_T)	60 mm
Distância entre tubos (S_L)	25,4 mm

Cálculo da perda de carga no trocador de calor (escoamento externo)

A queda de pressão associada ao escoamento através do feixe de tubos aletados, foi calculada pela equação (6.18) sugerida por Kays (1964). A primeira parcela da equação associa perda de carga aos efeitos de aceleração do gases de exaustão ao passar através do trocador de calor. A segunda parcela leva em conta a perda de carga relacionada aos efeitos de fricção.

$$\Delta P = \left(\frac{\dot{m}}{\sigma \cdot A_{fr}} \right)^2 \frac{1}{2\rho_e} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{livre}} \frac{\rho_e}{\rho_{médio}} \right] \quad (6.18)$$

onde ρ_e e ρ_s são as massa específicas do gases de exaustão na entrada e saída do trocador de calor, e $\rho_{médio}$ é a média aritmética das massa específicas de entrada e saída. As variáveis A , A_{livre} , A_{fr} indicam respectivamente a área total de troca térmica no lado aletado, a área livre para o escoamento entre cada aleta e a área frontal do trocador de calor. A grandeza σ é a razão entre a área livre mínima para o escoamento através das aletas (A_{livre}) e a área frontal (A_{fr}). O fator de atrito f foi determinado com base nos trabalhos de Kays (1964), podendo variar de 0,0015 a 0,0025.

Cálculo da perda de carga no trocador de calor (escoamento interno)

A queda de pressão associada ao escoamento do fluido térmico no interior dos tubos do trocador de calor foi determinada com a utilização da equação (6.19).

$$\Delta P = f \frac{\rho_{ft} V_{média,ft}}{2D_{int}} (L_{tubos} + L_{eq,curvas}) \quad (6.19)$$

onde as grandezas $V_{média,ft}$, L_{tubos} , $L_{eq,curvas}$ e D_{int} representam respectivamente a velocidade média do fluido térmico no interior dos tubos, o comprimento dos tubos, o comprimento equivalente das curvas fornecidos por Telles (1988), e o diâmetro interno da tubulação. O valor do coeficiente de atrito f para tubos em boas condições, é determinado pelo diagrama de Moody (Telles, 1985).

As características técnicas do trocador de calor de tubos aletados projetado estão dispostas na Tabela A.5.

Tabela A.5 – Resultados obtidos para o projeto do trocador de calor.

<i>Descrição</i>	<i>Unidade</i>	<i>Escoamento Interno</i>	<i>Escoamento externo</i>
Temperatura de saída	°C	130,1	155,6
Perda de carga	kPa	24,8	0,23
Área total calculada	m ²	1,0	11,48
Coefficiente de convecção	Wm ⁻² K ⁻¹	4490	221
Coef. global de transf. calor	Wm ⁻² K ⁻¹		39,7
Área total adotada	m ²	1,0	13,45

Os desenvolvimentos dos cálculos são apresentado no Apêndice B.

A.3 Tubulação para circulação do fluido térmico

O cálculo do diâmetro da tubulação pode ser resolvido em função das velocidades ou das perdas de carga. Para o dimensionamento do diâmetro da tubulação, tomou-se o maior valor possível para a vazão do fluido térmico (\dot{m}_{ft}), arbitrando-se uma velocidade (V_{ft}) de 3 m/s através da equação (6.20).

$$d_i = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{ft}}{\pi \cdot \rho_{ft} \cdot V_{ft}}} \quad (6.20)$$

De acordo com Telles (1985), a velocidade recomendável para água escoando em tubos de aço carbono está na faixa de 2 a 3 m/s. A tubulação selecionada tem as características comerciais mostradas na Tabela A.6 e velocidade calculada em torno de 2,99 m/s.

Tabela A.6 - Características da tubulação de circulação do fluido térmico.

Diâmetro nominal	Material dos tubos	Diâmetro interno	Designação	Velocidade (V_{ft})
1"	Aço carbono	26,6 mm	Std 40	2,99 m/s

Cálculo da perda de carga

A queda de pressão associada ao escoamento do fluido térmico no interior dos tubos do trocador de calor é determinada empregando a Equação (6.21).

$$\Delta P = f \frac{\rho_{ft} V_{média,ft}^2}{2D_{int}} (L_{tubos} + L_{eq,curvas}) \quad (6.21)$$

onde f e $V_{m\u00e9dia,ft}$ s\u00e3o respectivamente o coeficiente de atrito e a velocidade m\u00e9dia para o escoamento interno, ρ_{ft} \u00e9 a massa espec\u00edfica do fluido t\u00e9rmico, D_{int} \u00e9 o di\u00e2metro interno do tubo e L \u00e9 o comprimento de tubo reto. Os valores relacionados ao comprimento equivalente dos assessor\u00edos ($L_{eq,curvas}$) s\u00e3o mostrados na pela Tabela A.7. A perda de carga correspondente foi calculada em 38,5 kPa

Tabela A.7 - Comprimentos equivalentes para perdas de carga em v\u00e1lvulas e conex\u00f5es (Telles,1985)

Assessor\u00edo	Comprimento equivalente [m]
T\u00ea ou boca de lobo	1,40
V\u00e1lvula de globo aberta	10
Curva de 180\u00b0	2,20
Curva de 90\u00b0	0,40

C\u00e1lculo da espessura do isolamento da tubula\u00e7\u00e3o

Considerando um sistema composto conforme apresentado na Figura A.17.

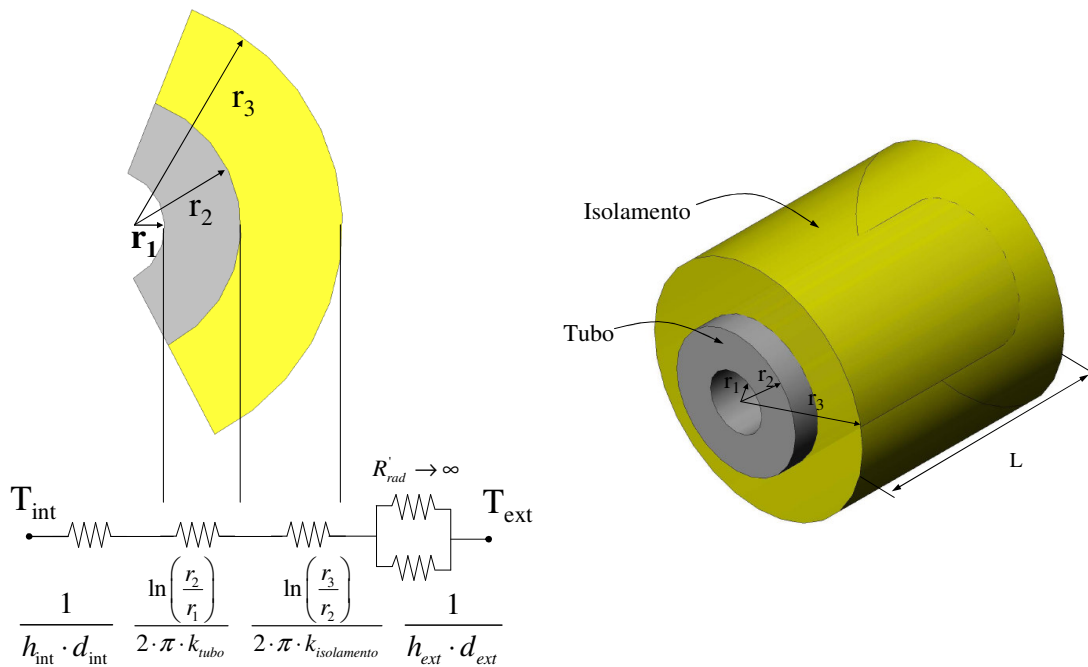


Figura A.17 – Esquema de resist\u00eancia em um sistema composto.

A espessura da parede do isolamento foi determinada fazendo uma analogia com circuitos el\u00e9tricos, associando resist\u00eancia t\u00e9rmica com fluxo de calor. Desta maneira, fazendo a resist\u00eancia t\u00e9rmica por radia\u00e7\u00e3o tender ao infinito t\u00eam-se que

$$\dot{Q}'_{perdido} = R'_{total} \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad (6.22)$$

$$R'_{total} = \frac{1}{h_{int} \cdot d_{int}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo}} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_{isolamento}} + \frac{1}{h_{ext} \cdot d_{ext}} \quad (6.23)$$

onde T_{int} e T_{ext} são as temperaturas na parede interna do tubo e externa do isolamento respectivamente, k_{tubo} e $k_{isolamento}$ são os coeficientes de condutividade térmica, r_1 , r_2 e r_3 são os raios interno e externo do tubo e o raio externo da camada de isolamento e $\dot{Q}'_{perdido}$ é o calor perdido para o ambiente. Na equação (6.23),

$$d_{ext} = d_{int} + 2 \cdot e_{isolante} \quad (6.24)$$

sendo $e_{isolamento}$ a espessura do isolamento.

A Tabela A.8 mostra as especificações técnicas da manta de isolamento selecionada

Tabela A.8 - Especificações técnicas para mantas isolantes.

Diâmetro interno	Espessura	Condutividade térmica
33,4 mm	25 mm	0,04 W/m K

A.4 Tubulação para circulação da água gelada

Para atender a demanda do subsistema de climatização foi também projetada e montada a tubulação para a circulação de água gelada, conforme ilustrado na Figura 3.1. O projeto e montagem foram executados em conjunto com empresa especializada.

APÊNDICE B

PROCEDIMENTO PARA PROJETO DO TROCADOR DE CALOR DE TUBOS ALETADOS E DO SISTEMA DE CIRCULAÇÃO DO FLUIDO TÉRMICO

B.1 Trocador de calor de tubos aletados

As condições de operação que o trocador de calor de tubos aletados estará sujeito são apresentadas na tabela 7.1 (Projeto da bancada experimental).

Dados de entrada do fluido térmico

Temperatura de entrada	125 °C
Fluxo mássico	1,67 kg/s
Calor trocado	28 kW
Calor específico	3,66 kJ/kg K
Concentração monoetilenoglicol.....	50 %
Massa	específica 1006 kg/m ³
Viscosidade	52,38 10 ⁻⁵ N s/m ²
Coeficiente de condutividade térmica	0,417 W/m K

Dados de entrada para os gases de exaustão

Temperatura de entrada	250 °C
Fluxo mássico	0,29 kg/s
Calor trocado	28 kW
Calor específico	1,04 kJ/kg K
Massa	específica 0,73 kg/m ³
Viscosidade	2,58 10 ⁻⁵ kg/m-s
Coeficiente de condutividade térmica	0,03795 W/m-K
Prandelt	0,6972

Da Equação 7.1 determina-se a temperatura de saída dos gases de exaustão e do fluido térmico.

Escoamento externo	$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$	Escoamento interno
$28 = 0,29 \cdot 1,04 \cdot (250 - T_{q,s})$		$28 = 1,67 \cdot 3,3 \cdot (T_{ft,s} - 125)$
$T_{q,s} = 155,6 \text{ °C}$		$T_{ft,s} = 130,1 \text{ °C}$

Utilizando a Equação 7.3 a média logaritma das temperaturas é

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}}$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{(250 - 128,9) - (155,6 - 125)}{\ln \frac{(250 - 128,9)}{(155,6 - 125)}}$$

$$\Delta T_{ML} = 65,39$$

Agora, assumindo um valor de $38 \text{ W/m}^2\text{K}$ para p coeficiente global de transferência de calor, a área de troca térmica necessária para o trocador de calor pode ser obtida pela Equação 7.2

$$\dot{Q} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{ML}$$

$$28000 = 40 \cdot A_0 \cdot 65,39$$

$$A_0 = 10,71 \text{ m}^2$$

Selecionando um trocador de calor de tubos aletados, com uma área por placa de $0,138 \text{ m}^2$ o número de placas requeridas deve ser igual a

$$N_{placas} = \frac{A_0}{A_{placa}}$$

$$N_{placas} = \frac{10,76}{0,138}$$

$$N_{placas} = 79 \text{ placas}$$

Tomando-se 83 placas, o que resultará em 41 canais para o escoamento dos gases de exaustão, a área efetiva passa a ser igual a $11,454 \text{ m}^2$. Assim o novo coeficiente global de transferência de calor passa a ser

$$\dot{Q} = U_{0,0} \cdot A_{0,0} \cdot \Delta T_{ML}$$

$$28000 = U_{0,0} \cdot 10,76 \cdot 65,39$$

$$U_{0,0} = 39,78 \text{ W/m}^2\text{K}$$

O próximo passo é calcular o coeficiente global de transferência de calor efetivo para a geometria do trocador de calor adota, referenciada na Figura A.4 . Empregando a Equação A.4 tem-se

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{(\eta_0 \cdot h \cdot A)_q} + \frac{\ln \frac{D_{ext}}{D_{int}}}{(2 \cdot \pi \cdot k \cdot L)_p} + \frac{1}{(h \cdot A)_f}$$

Resistência de convecção no lado do escoamento dos gases de exaustão

Para o lado do escoamento externo a velocidade do escoamento entre as placas é dada pela expressão

$$V_{entre\ placas} = \frac{\dot{m}}{N_{canal} \cdot \rho_g \cdot L_{aletas} \cdot d_{entre\ aletas}}$$

$$V_{entre\ placas} = \frac{0,29}{78 \cdot 0,73 \cdot 0,18 \cdot 0,003}$$

$$V_{entre\ placas} = 9,31 \text{ m/s}$$

A velocidade máxima ocorre na diagonal S_D mostrada na Figura 7.4

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V_{entre\ aletas}$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{0,06}{2 \cdot (0,0393 - 0,033)} \cdot 9,31$$

$$V_{m\acute{a}x} = 44,29 \text{ m/s}$$

O valor para o número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo é determinado pela Equação 7.11

$$\text{Re}_{D,ext\ m\acute{a}x} = \frac{\rho_g \cdot V_{m\acute{a}x} \cdot D_{ext}}{\mu_g}$$

$$\text{Re}_{D,ext\ m\acute{a}x} = \frac{0,73 \cdot 44,29 \cdot 0,033}{2,58 \cdot 10^{-5}}$$

$$\text{Re}_{D,ext\ m\acute{a}x} = 41757$$

Assim o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção para o lado externo são

$$\bar{Nu}_D = C_1 C_2 \text{Re}_{D,m\acute{a}x}^m \text{Pr}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{sup}} \right)^{0,25}$$

onde os valores para as constantes C_1 , C_2 e m são dadas pelas Tabelas 7.2 e 7.3.

$$\bar{Nu}_D = 0,4 \cdot 0,97 \cdot 41757 \cdot 0,6972^{0,36} \left(\frac{0,6972}{0,6985} \right)^{0,25}$$

$$\bar{Nu}_D = 201,7$$

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}_{ext} \cdot D}{k_g}$$

$$201,7 = \frac{\bar{h}_{ext} \cdot 0,033}{0,03795}$$

$$\bar{h}_{ext} = 232 \text{ W/m}^2\text{K}$$

A eficiência global da superfície é dada pela Equação 7.5

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_a}{A} \left[1 - \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} \right]$$

onde

$$A_{sr} = w \cdot t = 0,5 \cdot 0,0008 = 0,0004 \text{ m}^2$$

$$P = 2w + 2t = 2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,0008 = 1,002 \text{ m}$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_{sr}}} = \sqrt{\frac{232 \cdot 1,002}{55,69 \cdot 0,0004}} = 102,1$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{0,138 \cdot 82}{11,76} \left[1 - \frac{\tanh(102,1 \cdot 0,138/3)}{(102,1 \cdot 0,138/3)} \right]$$

$$\eta_0 = 0,2056$$

A área externa total do trocador de calor é determinada pela soma das áreas das aletas e da parede externa dos tubos que fica exposta

$$A_{ext} = N_{aleta} \cdot A_{aleta} + \pi \cdot D_{ext} \cdot d_{entre\ aletas} \cdot N_{tubo} \cdot N_{canal}$$

$$A_{ext} = 82 \cdot 0,138 + \pi \cdot 0,033 \cdot 0,003 \cdot 24 \cdot 78$$

$$A_{ext} = 11,48 \text{ m}^2$$

Resistência de convecção no lado interno dos tubos

Para o lado do escoamento interno a velocidade no interior dos tubos é dada pela expressão

$$V_{\text{int}} = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot 4}{N_{\text{fileiras}} \cdot \rho_{ft} \cdot \pi \cdot D_{\text{int}}^2} = \frac{1,67 \cdot 4}{3 \cdot 1005 \cdot \pi \cdot 0,0266^2} = 0,997 \text{ m/s}$$

Assim o número de Reynolds pode ser determinado pela Equação 7.16

$$\text{Re}_{\text{int}} = \frac{\rho_{ft} V_{ft} D_{\text{int}}}{\mu_{ft}}$$

$$\text{Re}_{\text{int}} = \frac{1006 \times 0,9957 \times 0,0266}{52,38 \times 10^{-5}}$$

$$\text{Re}_{\text{int}} = 50871$$

Desta maneira o escoamento interno é turbulento e as Equações 7.15 e 7.14 são aplicadas para determinar o coeficiente de convecção no interior dos tubos

$$\text{Nu}_{\text{int}} = \frac{\frac{f_{\text{int}}}{8} \text{Re}_{\text{int}} \text{Pr}}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f_{\text{int}}}{8} \right)^{0,5} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} = \frac{\frac{0,022}{8} 50871 \cdot 4,598}{1,07 + 12,7 \left(\frac{0,022}{8} \right)^{0,5} (0,022^{2/3} - 1)} = 286,5$$

$$\text{Nu}_{\text{int}} = \frac{h_{\text{int}} \cdot D_{\text{int}}}{k_{ft}}$$

$$286,5 = \frac{h_{\text{int}} \cdot 0,0266}{0,417}$$

$$h_{\text{int}} = 4,5 \text{ kW/m}^2 \text{K}$$

A área interna de troca térmica é

$$A_{\text{int}} = \pi \cdot D_{\text{int}} \cdot L_{\text{tubo}} \cdot N_{\text{tubo}} = \pi \cdot 0,0266 \cdot 0,5 \cdot 24 = 1,003 \text{ m}^2$$

Definido os valores das áreas internas e externas e os coeficientes de convecção determina-se o coeficiente global de transferência de calor para a configuração do trocador de calor adotada, pela Equação 7.4

$$\frac{1}{U_{\text{ext,calc}} \cdot A_{\text{ext}}} = \frac{1}{(\eta_0 \cdot h \cdot A)_q} + \frac{\ln \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}}{(2 \cdot \pi \cdot k \cdot L)_p} + \frac{1}{(h \cdot A)_f}$$

$$\frac{1}{U_{\text{ext,calc}} \cdot A_{\text{ext}}} = \frac{1}{(0,2056 \cdot 232 \cdot 11,48)} + \frac{\ln \frac{0,033}{0,0266}}{(2 \cdot \pi \cdot 0,0557 \cdot 0,5)} + \frac{1}{(4491 \cdot 1,003)}$$

$$U_{\text{ext,calc}} = 41,5 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

$$ERRO = \frac{U_{ext,calc} - U_{0,0}}{U_{0,0}} = \frac{41,5 - 39,78}{39,78} = 4,3\%$$

O erro de 4,3 % obtido entre os coeficientes globais de transferência de calor calculado e estimado foi subestimado

O coeficiente de transferência de calor global calculado ($U_{ext,calc}$) é levemente maior que o coeficiente de transferência de calor global estimado ($U_{0,0}$) que é o mínimo valor operacional requerido. O erro apresentado foi de 4,3%. Desta maneira o valor estimado anteriormente está correto.

A queda de pressão associada ao escoamento através do feixe de aletas e tubos é determinada pela Equação 7.18

$$\Delta P_{ext} = \left(\frac{\dot{m}}{\sigma \cdot A_{fr}} \right)^2 \frac{1}{2\rho_e} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{livre}} \frac{\rho_e}{\rho_{médio}} \right]$$

$$\Delta P_{ext} = \left(\frac{0,29}{0,7873 \cdot 0,0535} \right)^2 \frac{1}{2 \cdot 0,6726} \left[(1 + 0,7873^2) \cdot \left(\frac{0,6726}{0,8209} - 1 \right) + 0,03 \cdot \frac{11,48}{0,04212} \cdot \frac{0,6726}{0,7468} \right]$$

$$\Delta P_{ext} = 238 \text{ Pa}$$

A queda de pressão associada ao escoamento do fluido térmico no interior do trocador de calor é determinada pela Equação 7.19

$$\Delta P_{int} = f \frac{\rho_{ft} V_{média,ft}}{2D_{int}} (L_{tubos} + L_{eq,curvas})$$

$$\Delta P_{int} = 0,022 \cdot \frac{1006 \cdot 1,994}{2 \cdot 0,0266} \cdot (24 \cdot 0,5 + 24 \cdot 2)$$

$$\Delta P_{int} = 24,8 \text{ kPa}$$

B.2 Dimensionamento do sistema de circulação do fluido térmico

Para o dimensionamento do diâmetro da tubulação, o cálculo em função da velocidade foi preferido uma vez que além de curta, a tubulação apresenta vários acidentes, causadores de perdas secundárias. A utilização do dimensionamento em função da perda de carga resultaria em um diâmetro muito pequeno e, portanto velocidades elevadas. Para o cálculo

tomou-se o maior valor possível para a vazão do fluido térmico (\dot{m}_{ft}) conforme mostrado na Tabela 7.1. Da Equação 7.20.

$$V_{ft} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{ft}}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho_{ft}}$$

$$V_{ft} = \frac{4 \cdot 1,67}{\pi \cdot 0,0266^2 \cdot 1005}$$

$$V_{ft} = 2,99 \text{ m/s}$$

O valor da velocidade máxima calculada (V_{ft}) que o fluido térmico pode atingir, ficou entre a faixa de 2 a 3 m/s recomendada por Telles. As especificações técnicas da tubulação dimensionada estão apresentadas na Tabela 7.5.

A queda de pressão associada ao escoamento do fluido térmico no interior dos tubos do trocador de calor é determinada empregando a Equação (6.21).

$$\Delta P = f \frac{\rho_{ft} V_{média,ft}^2}{2D_{int}} (L_{tubos} + L_{eq,curvas})$$

$$\Delta P = 0,022 \cdot \frac{1006 \cdot 2,99^2}{2 \cdot 0,0266} \cdot (2,53 + 28,3)$$

$$\Delta P = 38,5 \text{ kPa}$$

Cálculo da espessura do isolamento da tubulação

O cálculo da espessura do isolamento para a tubulação do sistema de circulação é desenvolvido supondo o pior caso, onde na parede interna dos tubos a temperatura é assumida como sendo a mesma do fluido térmico e a temperatura externa do isolamento deve ser igual a temperatura do ambiente. Utilizando uma manta de lã de rocha com espessura comercial de 40 mm e substituindo os valores para o raio interno e externo do tubo e as temperaturas de trabalho do fluido térmico e do ambiente nas Equações 7.22 e 7.23, o calor perdido ao ambiente é

$$R_{total} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo}} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_{isolamento}} = \frac{\ln(0,0165/0,0133)}{2 \cdot \pi \cdot 55,69} + \frac{\ln(0,0315/0,0165)}{2 \cdot \pi \cdot 0,049} = 2,99 \text{ W/m K}$$

$$\dot{Q}'_{perdido} = \frac{(T_{int} - T_{ext})}{R_{total}} = \frac{(230 - 25)}{2,99} = 68,41 \text{ W/m}$$

$$Z_{taxa} = \frac{Q'_{perdido}}{Q'_{gerador}} = \frac{68,4}{28000} = 0,25 \%$$

Com o emprego de uma camada de isolante com espessura de 25 mm, a perda de calor para o meio equivale a 0,25 % da energia transportada pelo fluido térmico. As especificações técnicas da manta de isolamento são mostradas na tabela 7.8.