

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM  
ENERGIA SOLAR TÉRMICA PARA LOCAIS ISOLADOS

RONALDO BUENO DE SOUZA

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, Abril de 2015.

SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM  
ENERGIA SOLAR TÉRMICA PARA LOCAIS ISOLADOS

Ronaldo Bueno de Souza

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio  
dos Sinos – UNISINOS como pré-requisito parcial para  
a obtenção do título de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti

Co-orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee (PPGEM, Unisinos)

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander (PPGEM, Unisinos)

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider (PROMEC, UFRGS)

São Leopoldo, Abril de 2015.

S729s Souza, Ronaldo Bueno de.

Simulação de um sistema de refrigeração por absorção com energia solar térmica para locais isolados, São Leopoldo - RS / por Ronaldo Bueno de Souza. – 2015.

142 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, RS, 2015.

“Orientação: Profª. Drª. Jacqueline Biancon Copetti”.

1. Energia solar térmica. 2. Energia solar. I. Título.

CDU: 621.1

Catálogo na Publicação:

Bibliotecário Thiago Lopes da Silva Wyse - CRB 10/2065

## **FONTE FINANCIADORA**

Este trabalho foi parcialmente financiado pelo Programa Iberoamericano de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo (CYTED), dentro do Projeto Energía Renovable y Tics para el Ecoturismo en Áreas Protegidas de Iberoamérica (ECOTUR– RENOVA), contrato P710PIC0224.

Dedico este trabalho em especial a minha mãe Luci, por me ensinar que uma das únicas coisas que não se pode tirar de uma pessoa é o conhecimento.

E a minha filha Luísa, por todo o esforço e luta que teve para estar ao nosso lado nos dando amor e alegria.

## **AGRADECIMENTOS**

À minha esposa, Magnória, que me encorajou e incentivou a dedicar-me aos estudos, ainda que soubesse que a tarefa me iria privar do convívio consigo e com nossa filha.

Aos professores Dra. Jacqueline Biancon Copetti e Dr. Mário Henrique Macagnan, pela orientação prestada, e principalmente pela sua enorme dedicação e paciência durante o decorrer deste trabalho, mesmo nos momentos mais difíceis.

Aos meus familiares e amigos por todo o apoio e incentivo mesmo nos momentos que estive ausente por conta dos estudos.

Ao pelo Programa Iberoamericano de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo (CYTED), pela oportunidade única de poder colaborar com o Projeto Energía Renovable y Tics para el Ecoturismo en Áreas Protegidas de Iberoamérica.

## RESUMO

Este trabalho apresenta o estudo de um sistema de refrigeração por absorção assistido por energia solar térmica com intuito de ser empregado no arrefecimento de uma pousada de ecoturismo localizada em um local remoto, desprovida de conexão à rede elétrica. Para o estudo do sistema proposto foi utilizado o software de simulações TRNSYS, onde em uma etapa inicial do trabalho foi realizada a comparação dos resultados do software com os resultados dos modelos matemáticos dos componentes do sistema de refrigeração. Foi desenvolvido um modelo computacional, para realização de simulações horárias que permitiu a simulação de três configurações de sistemas de refrigeração por absorção, podendo assim determinar a influência dos componentes e parâmetros utilizados no sistema no uso da energia auxiliar e no atendimento da carga térmica. O primeiro modelo é constituído por um sistema onde a água aquecida pelo coletor solar térmico e é armazenada em um reservatório térmico, sendo a mesma utilizada para a alimentação do *chiller* de absorção. A água gelada produzida pelo *chiller* é armazenada em outro reservatório térmico onde fica disponível para o consumo. Neste modelo observa-se que com o uso de 120 m<sup>2</sup> de coletores de tubo evacuado chega-se a índices de atendimento dos consumos superiores a 87 %. O segundo modelo é similar ao primeiro, com a inclusão de um aquecedor auxiliar para a água de alimentação do *chiller* de absorção. Neste modelo observou-se que com o uso de 120 m<sup>2</sup> de coletores de placas planas chega-se a um consumo de energia auxiliar inferior a 195 GJ, e com o uso de 120 m<sup>2</sup> de coletores de tubo evacuado chega-se a um consumo de energia auxiliar inferior a 150 GJ. O terceiro modelo é similar ao segundo, onde foi acrescentado um sistema para utilização da água de arrefecimento do *chiller* de absorção, para uso no consumo de água quente para banho, nos chuveiros. Neste modelo observa-se que o aproveitamento da água de arrefecimento não afeta o consumo de energia auxiliar, se comparado com o consumo do segundo modelo.

**Palavras chave:** Absorção, *chiller*, coletor solar térmico, energia térmica solar.

## ABSTRACT

This paper presents the study of a cooling system for absorption assisted by solar energy with a view to be used in the cooling of an ecotourism lodge located in a remote location, devoid of connection to the grid. To study the proposed system was used TRNSYS simulation software, where in an initial work step of comparing software results with the results of mathematical models of the components of the refrigeration system is performed. A computer model was developed to perform simulations slot which simulated three configurations absorption refrigeration systems and can therefore determine the influence of the components and system parameters used in the auxiliary power usage and meet the thermal load. The first model is made up of a system where the water heated by the solar thermal collector and is stored in a thermal storage tank, being the same used for feeding the absorption *chiller*. The chilled water produced by the *chiller* is stored in another thermal reservoir where it is available for consumption. In this model it is observed that with the use of 120 m<sup>2</sup> evacuated tube collectors comes to fuel consumption attendance rates of over 87 %. The second model is similar to the first, with the inclusion of an auxiliary heater to supply water from the absorption *chiller*. In this model we found that with the use of 120 m<sup>2</sup> of flat plate collectors comes to an auxiliary power consumption of less than 195 GJ, and with the use of 120 m<sup>2</sup> evacuated tube collectors we arrive at a consumption of auxiliary power less than 150 GJ. The third model is similar to the second, which was added to a system using the cooling water from absorption *chiller* for use in the consumption of hot water for baths, showers on. In this model, it is observed that the use of the cooling water does not affect the auxiliary power consumption compared with the consumption of the second model.

**Keywords:** Absorption, *chiller*, solar thermal collector, solar thermal energy.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Comparação entre o ciclo padrão e real de refrigeração. ....	23
Figura 2.2 – Representação esquemática de um ciclo de refrigeração por compressão.....	24
Figura 2.3 – Equipamento de refrigeração assistido por energia solar de Augustin Mouchot na Exposição Mundial de Paris em 1878. ....	26
Figura 2.4 – Ciclo básico de refrigeração por absorção de um estágio.....	27
Figura 2.5 – Ciclo de simples efeito, sistema utilizando água + Brometo de Lítio.....	30
Figura 2.6 – Ciclo de simples efeito, sistema utilizando NH <sub>3</sub> e H <sub>2</sub> O.....	31
Figura 2.7 – Ciclo de simples efeito com pré resfriador, sistema utilizando NH <sub>3</sub> e H <sub>2</sub> O. ....	32
Figura 2.8 – Ciclo de duplo efeito com pré resfriador, sistema utilizando NH <sub>3</sub> e H <sub>2</sub> O.....	32
Figura 2.9 – Ciclo com sistema GAX utilizando NH <sub>3</sub> e H <sub>2</sub> O. ....	33
Figura 2.10 – Sistema com aproveitamento de vapor d'água.....	41
Figura 2.11 – Sistema utilizando energia solar e uma caldeira de biomassa.....	42
Figura 2.12 – Comparativo da eficiência dos coletores solares. ....	43
Figura 2.13 – Coletor solar térmico de placas planas.....	44
Figura 2.14 – Coletor solar de tubo evacuado.....	45
Figura 2.15 – Coletor solar de calha parabólica.....	46
Figura 2.16 – Coletor solar térmico de calha cilíndrica. ....	46
Figura 2.17 – Coletor solar Fresnel linear.....	47
Figura 3.1 – Sistema de absorção de simples estágio.....	48
Figura 3.2 – Foto do sistema de coletores instalado em uma fábrica de bebidas na Tunísia. ...	50
Figura 3.3 – Foto do sistema de coletores instalado em uma fábrica de laticínios no Marrocos. ....	51
Figura 3.4 – Cargas médias anuais de refrigeração e aquecimento.....	51
Figura 5.1 – Diagrama de blocos do sistema modelo A.....	62
Figura 5.2 – Diagrama de blocos do sistema modelo B.....	63
Figura 5.3 – Diagrama de blocos do sistema modelo C.....	64
Figura 5.4 – COP do Chiller Yazaky modelo WFC-SC10.....	67
Figura 6.1 – Interface de trabalho do TRNSYS.....	69
Figura 6.2 – Esquema da simulação para verificação do modelo de coletor solar de placas planas do TRNSYS.....	75
Figura 7.1 – Esquema da configuração do sistema Modelo A - Coletor Solar-Reservatório Térmico - Chiller de Absorção.....	81
Figura 7.2 – Influência do número de camadas de estratificação do reservatório térmico na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido no coletor solar térmico. ....	82
Figura 7.3 – Influência do número de camadas de estratificação na porcentagem anual de atendimento dos consumos.....	84
Figura 7.4 – Influência da inclinação do coletor solar térmico na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido no coletor solar térmico.....	85
Figura 7.5 – Influência da temperatura de entrada da água de arrefecimento no efeito de refrigeração anual.....	86
Figura 7.6 – Influência da temperatura de entrada da água de arrefecimento do chiller de absorção na porcentagem anual de atendimento dos consumos.....	86
Figura 7.7 – Influência da área do coletor solar térmico na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido no coletor solar térmico – Modelo A1.....	89
Figura 7.8 – Influência da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A1.....	89

Figura 7.9 – Influência da vazão do fluido no coletor solar térmico na quantidade de energia anual absorvida – Modelo A1.....	91
Figura 7.10 – Influência da vazão do fluido no coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A1.....	92
Figura 7.11 – Influência da vazão do fluido no coletor solar térmico na temperatura de saída – Modelo A1.....	92
Figura 7.12 – Influência do volume do reservatório térmico de água quente na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A1.....	93
Figura 7.13 – Influência do volume do reservatório térmico de água gelada na porcentagem anual de atendimento dos consumos. – Modelo A1.....	94
Figura 7.14 – <i>COP</i> médio do <i>chiller</i> de absorção para cada mês do ano – Modelo A1.....	95
Figura 7.15 – Influência da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos com o uso da vazão reduzida – Modelo A1.....	96
Figura 7.16 – Quantidade de energia média diária absorvida pelo fluido no coletor solar térmico em cada mês do ano. – Modelo A1.....	98
Figura 7.17 – Influência da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A2.....	99
Figura 7.18 – Influência da vazão do fluido no coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A2.....	100
Figura 7.19 – Influência do volume do reservatório térmico de água quente na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A2.....	101
Figura 7.20 – Influência do volume do reservatório térmico de água gelada na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A2.....	102
Figura 7.21 – <i>COP</i> médio do <i>chiller</i> de absorção para cada mês do ano – Modelo A2.....	103
Figura 7.22 – Influência da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos com parâmetros otimizados – Modelo A2.....	104
Figura 7.23 – Esquema da configuração do sistema Modelo B - Coletor Solar - Reservatório Térmico - Aquecedor Auxiliar - <i>Chiller</i> de Absorção.....	107
Figura 7.24 – Influência da temperatura de ativação do <i>chiller</i> de absorção na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.....	108
Figura 7.25 – Influência da temperatura da água de ativação do <i>chiller</i> de absorção na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo B.....	109
Figura 7.26 – Influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.....	110
Figura 7.27 – Influência da vazão mássica do fluido no coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.....	111
Figura 7.28 – Influência do volume do reservatório térmico de água quente na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.....	112
Figura 7.29 – Influência do volume do reservatório térmico de água gelada na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.....	113
Figura 7.30 – Influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar com parâmetros otimizados – Modelo B.....	114
Figura 7.31 – Influência da área de coletor solar térmico na fração solar – Modelo B.....	115
Figura 7.32 – Influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo C.....	117

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Comparação entre um sistema de refrigeração por absorção e um de compressão mecânica de vapor. ....	21
Tabela 2.2 – Características dos fluidos de trabalho para sistemas de absorção.....	34
Tabela 2.3 – Pares de fluidos refrigerantes e absorventes. ....	35
Tabela 2.4 – Comparativo entre os pares de fluidos amônia e água, e água e brometo de lítio. ....	36
Tabela 2.5 – Comparativo de <i>COP</i> e temperaturas de ativação dos ciclos de NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O.....	37
Tabela 2.6 – Comparativo do <i>COP</i> e das temperaturas de ativação dos ciclos de absorção H <sub>2</sub> O-LiBr. ....	38
Tabela 2.7 – Fabricantes de <i>chillers</i> de absorção e características dos equipamentos.....	40
Tabela 2.8 – Modelos de coletores solares térmicos de acordo com para cada tipo de <i>chiller</i> .....	43
Tabela 3.1 – Comparativo das simulações para a localidade de Perpignan. ....	52
Tabela 3.2 – Resumo dos modelos de sistemas estudados em relação as suas características. ....	54
Tabela 4.1 – Coeficientes de Perez.....	57
Tabela 5.1 – Características técnicas do <i>Chiller</i> Yazaky modelo WFC-SC10. ....	66
Tabela 5.2 – Dados relativos às cargas térmicas da edificação. ....	67
Tabela 5.3 – Características dos coletores solares térmicos. ....	68
Tabela 6.1 – Dados e resultados da radiação.....	74
Tabela 6.2 – Dados e resultados do coletor solar de placas planas. ....	75
Tabela 6.3 – Resultados da avaliação do controlador diferencial do coletor solar. ....	76
Tabela 6.4 – Dados utilizados na avaliação do <i>chiller</i> de absorção. ....	78
Tabela 6.5 – Resultados da avaliação do <i>chiller</i> de absorção. ....	78
Tabela 6.6 – Continuação: Resultados da avaliação do <i>chiller</i> de absorção. ....	79
Tabela 7.1 – Resumo dos resultados das simulações da influência da área do coletor e da vazão mássica de fluido no atendimento ao consumo – Modelo A1.....	97
Tabela 7.2 – Resumo dos resultados das simulações – Modelo A2.....	104

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área [m <sup>2</sup> ]
$C$	capacidade [kW]
$COP$	coeficiente de performance [-]
$cp$	calor específico [kJ/(kg°C)]
$d$	diâmetro [m]
$d_n$	número do dia do ano no calendário Juliano [-]
$f$	Fração solar mensal do sistema [-]
$F$	Fração solar anual do sistema [-]
$F'$	Fator de eficiência do coletor solar [-]
$F_1$	coeficiente do modelo de Perez [-]
$F_2$	coeficiente do modelo de Perez [-]
$F_R$	fator de remoção de calor do coletor [-]
$H$	altura [m]
$I$	irradiação horária horizontal [kJ/(m <sup>2</sup> )]
$I_b$	irradiação horária direta horizontal [kJ/(m <sup>2</sup> )]
$I_d$	irradiação horária difusa horizontal [kJ/(m <sup>2</sup> )]
$I_o$	irradiação horária extraterrestre horizontal [kJ/(m <sup>2</sup> )]
$I_T$	irradiação total sobre uma superfície inclinada [kJ/(m <sup>2</sup> )]
$K$	coeficiente de extinção do material da cobertura do coletor [m <sup>-1</sup> ]
$k_D$	fração difusa [-]
$k_t$	índice de claridade [-]
$m$	massa [kg]
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
$\dot{m}_c$	vazão mássica por área unitária de coletor [kg/(sm <sup>2</sup> )]

$n$	índice de refração [-]
$Q$	quantidade de energia [kJ]
$\dot{Q}$	taxa de calor [kW]
$R$	razão entre grandezas [-]
$R_b$	relação entre a irradiação global incidente em uma superfície inclinada e a irradiação global horizontal [-]
$S$	irradiação solar absorvida pelo coletor [kJ/(m <sup>2</sup> )]
$T$	temperatura [°C]
$V$	volume [m <sup>3</sup> ]
$U$	coeficiente global de transferência de calor [W/(°C m <sup>2</sup> )]
$W$	trabalho [kJ]

Símbolos Gregos:

$\alpha$	absortância [-]
$\beta$	inclinação da superfície [°]
$\Delta$	variação entre duas grandezas similares [-]
$\delta$	declinação solar [°]
$\theta_s$	ângulo de incidência solar [°]
$\theta_z$	ângulo de zênite [°]
$\theta_2$	ângulo de refração [°]
$\theta_1$	ângulo de incidência da radiação direta [°]
$\rho_g$	refletância do solo [-]
$\tau$	transmitância [-]
$\phi$	latitude do local [°]
$\omega$	ângulo solar horário [°]
$\eta$	rendimento [-]

Subíndices:

<i>a</i>	cobertura
<i>aq</i>	aquecimento
<i>arref</i>	arrefecimento
<i>ar</i>	ar atmosférico
<i>abs</i>	absorção
<i>b</i>	direta
<i>c</i>	compressor ou compressão
<i>ch</i>	<i>chiller</i> de absorção
<i>col</i>	coletor
<i>d</i>	difusa
<i>e</i>	entrada
<i>el</i>	elétrica
<i>g</i>	gelada (baixa temperatura), solo
<i>ger</i>	gerador
<i>GLP</i>	gás liquefeito de petróleo
<i>H</i>	alta temperatura, calor dissipado, quente
<i>H<sub>2</sub>O</i>	água
<i>L</i>	baixa temperatura, calor retirado
<i>of</i>	desligado, desligar
<i>on</i>	ligado, ligar
<i>r</i>	refletida
<i>ref</i>	refrigeração
<i>Rt</i>	reservatório térmico
<i>s</i>	saída
<i>set</i>	setup
<i>sist</i>	sistema
<i>test</i>	teste
<i>v</i>	vidro

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>16</b>
1.1 OBJETIVOS.....	19
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO .....	19
<b>2. PRINCÍPIOS BÁSICOS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO .....</b>	<b>21</b>
2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE COMPRESSÃO MECÂNICA DO VAPOR .....	22
2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....	25
<b>2.2.1 Histórico.....</b>	<b>25</b>
<b>2.2.2 Funcionamento.....</b>	<b>27</b>
<b>2.2.3 Caracterização dos sistemas .....</b>	<b>29</b>
2.2.3.1 Ciclo de simples efeito .....	30
2.2.3.2 Ciclos de duplo e triplo efeito .....	32
2.2.3.3 Ciclo GAX .....	33
<b>2.2.4 Fluidos de trabalho .....</b>	<b>34</b>
2.2.4.1 Amônia (NH <sub>3</sub> ) e Água (H <sub>2</sub> O).....	36
2.2.4.2 Água (H <sub>2</sub> O) e Brometo de Lítio (LiBr).....	37
<b>2.2.5 Chiller de absorção .....</b>	<b>39</b>
2.3 FONTES DE CALOR .....	40
<b>2.3.1 Coletor solar térmico.....</b>	<b>42</b>
2.3.1.1 Coletor solar térmico de placas planas.....	44
2.3.1.2 Coletor solar térmico de tubo evacuado.....	44
2.3.1.3 Coletor de calha parabólica.....	45
2.3.1.4 Coletor de calha cilíndrica .....	46
2.3.1.5 Coletor Fresnel Linear .....	47
<b>3. APLICAÇÃO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO – ESTADO DA ARTE.....</b>	<b>48</b>
3.1 MODELOS DE SISTEMAS.....	53
<b>4. MODELOS MATEMÁTICOS DOS COMPONENTES DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM O USO DE ENERGIA SOLAR.....</b>	<b>55</b>
4.1 RADIAÇÃO SOLAR.....	55
4.2 COLETOR SOLAR TÉRMICO .....	57
4.3 CHILLER DE ABSORÇÃO.....	59
4.4 AQUECEDOR AUXILIAR.....	60
4.5 COEFICIENTE DE PERFORMANCE DO SISTEMA .....	60
<b>5. METODOLOGIA.....</b>	<b>61</b>
5.1 MODELOS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO SIMULADOS.....	61
<b>5.1.1 Modelo A: coletor solar - reservatório - chiller de absorção .....</b>	<b>61</b>
<b>5.1.2 Modelo B: coletor solar - reservatório - aquecedor auxiliar - chiller de absorção ..</b>	<b>62</b>
<b>5.1.3 Modelo C: chuveiros.....</b>	<b>63</b>
5.2 SIMULAÇÕES .....	64

5.3 DADOS PARA SIMULAÇÕES .....	66
<b>6. SOFTWARE DE SIMULAÇÃO - TRNSYS 17 .....</b>	<b>69</b>
6.1 TYPES .....	70
6.2 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DO TRNSYS COM RESULTADOS DOS MODELOS MATEMÁTICOS .....	73
<b>6.2.1 Modelos de radiação .....</b>	<b>73</b>
<b>6.2.2 Coletor solar térmico .....</b>	<b>74</b>
<b>6.2.3 Controlador diferencial do coletor solar .....</b>	<b>76</b>
<b>6.2.4 Aquecedor auxiliar .....</b>	<b>77</b>
<b>6.2.5 Chiller de absorção .....</b>	<b>77</b>
<b>7. ESTUDOS DE CASOS E RESULTADOS .....</b>	<b>80</b>
7.1 MODELO A: COLETOR SOLAR – RESERVATÓRIO TÉRMICO - <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO .....	80
<b>7.1.1 Determinação de parâmetros iniciais.....</b>	<b>82</b>
7.1.1.1 Número camadas de estratificação utilizadas no reservatório térmico .....	82
7.1.1.2 Inclinação do coletor solar .....	84
7.1.1.3 Temperatura de entrada da água de arrefecimento do <i>chiller</i> .....	85
7.1.1.4 Avaliação dos resultados .....	87
<b>7.1.2 Modelo A1 – consumos: câmara refrigerada, refeitório e quartos .....</b>	<b>88</b>
7.1.2.1 Área de coletor solar térmico .....	88
7.1.2.2 Vazão mássica do fluido no coletor solar térmico .....	91
7.1.2.3 Volume do reservatório térmico água quente .....	93
7.1.2.4 Volume do reservatório térmico água gelada .....	93
7.1.2.5 Coeficiente de performance do <i>chiller</i> de absorção .....	94
7.1.2.6 Avaliação dos resultados do Modelo A1 .....	95
<b>7.1.3 Modelo A2 – consumos: refeitório e quartos.....</b>	<b>98</b>
7.1.3.1 Área de coletor solar térmico .....	99
7.1.3.2 Vazão do fluido no coletor solar térmico .....	100
7.1.3.3 Volume do reservatório térmico água quente .....	101
7.1.3.4 Volume do reservatório térmico água gelada .....	101
7.1.3.5 Coeficiente de performance do <i>chiller</i> de absorção .....	102
7.1.3.6 Avaliação dos resultados do Modelo A2 .....	103
<b>7.1.4 Considerações sobre os dois modelos de consumo.....</b>	<b>105</b>
7.2 MODELO B: COLETOR SOLAR – RESERVATÓRIO TÉRMICO - AQUECEDOR AUXILIAR - <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO .....	106
<b>7.2.1 Temperatura de ativação do <i>chiller</i> .....</b>	<b>108</b>
<b>7.2.2 Área de coletor solar térmico.....</b>	<b>109</b>
<b>7.2.3 Vazão mássica do fluido no coletor solar térmico.....</b>	<b>110</b>
<b>7.2.4 Volume do reservatório térmico de água quente .....</b>	<b>111</b>
<b>7.2.5 Volume do reservatório térmico água gelada .....</b>	<b>112</b>
<b>7.2.6 Avaliação dos resultados do Modelo B .....</b>	<b>113</b>
7.2.6.1 Consumo de combustível do aquecedor auxiliar .....	115



7.3 MODELO C: ARREFECIMENTO DO <i>CHILLER</i> - CHUVEIROS .....	116
<b>8. CONCLUSÃO</b> .....	<b>118</b>
REFERÊNCIAS .....	<b>120</b>
APÊNDICE A – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA AVALIAÇÃO DO TRNSYS . .....	<b>124</b>
APÊNDICE B – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO A .....	<b>126</b>
APÊNDICE C – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO B .....	<b>133</b>
APÊNDICE D – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO C .....	<b>136</b>
ANEXO A – CERTIFICADOS DE TESTE DOS COLETORES UTILIZADOS .....	<b>137</b>
ANEXO B – DADOS DO CHILLER DE ABSORÇÃO YAZAKI.....	<b>139</b>
ANEXO C – DADOS DA CALDEIRA PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA.....	<b>141</b>
ANEXO D – DADOS DO CHILLER A COMPRESSÃO MECÂNICA.....	<b>142</b>

## 1. INTRODUÇÃO

As tecnologias no campo da refrigeração estão contribuindo com o desenvolvimento sócio econômico de grande parte da população, uma vez que propiciam a conservação de alimentos, de medicamentos, vacinas, etc., além de possibilitar a realização de atividades humanas em condições de conforto, proporcionadas por aparelhos condicionadores de ar.

Os sistemas de refrigeração convencionais, por compressão mecânica, têm grande impacto na matriz energética de um país em relação ao consumo de energia elétrica. Os sistemas de ar condicionado convencionais representam a principal parcela de consumo de energia elétrica em edifícios comerciais, mesmo estes sistemas tendo hoje um padrão de eficiência relativamente elevado.

Segundo VIDAL et al (2009) no Chile, durante os meses da primavera e do verão, ocorre um aumento significativo no uso de equipamentos de ar condicionado convencional, sendo que o consumo de energia elétrica com estes equipamentos varia de 30 a 60 % do total da energia consumida por indústrias e escritórios comerciais. Conforme dados apresentados por ROTARTICA (2012), entre os anos de 1999 e 2003 as vendas anuais de aparelhos de ar condicionado aumentaram 31 % em todo o mundo e mais de 43 % nos países da Europa. Na Espanha o aumento foi ainda maior. Entre os anos de 2002 e 2003 as vendas anuais duplicaram, o que acarretou em um aumento expressivo no consumo de energia elétrica revelando as deficiências das redes elétricas do país, que sofreu numerosas quedas de tensão nos meses da primavera e do verão do ano de 2004. Segundo LEITE (2006) o consumo de energia com equipamentos de ar condicionado em hotéis no Brasil chega a 23 % da energia total consumida e o autor ainda cita que no ano de 2004 os aparelhos de ar condicionado foram responsáveis por 50 % do consumo total de energia elétrica nos aeroportos brasileiros. Conforme apresentado por AYADI (2011), nos Estados Unidos o consumo de energia elétrica para resfriamento residencial chegou a 25,8 % do consumo total de energia no ano de 2009.

Segundo DILAY (2008), a geração de eletricidade mundial triplicou desde o início dos anos 70 do século passado, mas ainda assim a oferta de eletricidade não é suficiente já que mais de 1,5 bilhões de pessoas vivem sem ela. Conforme o autor, a demanda de energia irá subir mais de 50 % até 2030. Junto com o aumento da geração de eletricidade, o consumo mundial de carvão, petróleo e gás natural dobrou, tendo como consequência o aumento da geração dos gases do efeito estufa.

O aumento do aquecimento global é causado, em parte, por razões naturais como a ação da radiação solar, erupções vulcânicas, etc. No entanto, segundo a maioria dos cientistas, a principal causa para a mudança climática está no aumento da concentração de gases de efeito estufa na atmosfera, os quais têm a sua origem na queima de combustíveis fósseis. Os efeitos desse aquecimento já podem ser em fenômenos como: derretimento das calotas polares; aumento da atividade sísmica; furacões; desprendimento de geleiras; maior concentração de ozônio na atmosfera; e condições meteorológicas extremas.

Segundo LABUS (2011), ao longo dos últimos 100 anos, a temperatura média do ar aumentou em 0,74 °C, e estima-se que até 2100 a temperatura média global pode chegar a um aumento de 1,8 a 4,0 °C, a menos que se tomem medidas para limitar as emissões de gases de efeito estufa. Para controlar os gases do efeito estufa, começaram a serem tomadas medidas regulamentares a nível mundial, como o Protocolo de KIOTO (1997). Em 2009 a União Europeia (UE) aprovou um pacote de cortes de geração dos gases de efeito estufa, incentivando o aumento do uso de energias renováveis.

Devido não somente a questões de sustentabilidade, mas também por questões ambientais, há uma crescente procura por novas fontes de energia para o uso em sistemas de refrigeração, sendo uma delas a energia solar. A energia solar pode ser utilizada para acionar sistemas de refrigeração usando dois princípios: através da eletricidade, gerada com módulos fotovoltaico se utilizada em tecnologias convencionais de refrigeração; ou pelo calor gerado com o uso de coletores solares térmicos, convertida em refrigeração usando sistemas de refrigeração por absorção ou adsorção, sistemas que têm se difundido muito nos últimos anos.

As boas perspectivas oferecidas por sistemas de refrigeração por absorção em relação à economia de energia elétrica e também, por consequência, a contribuição para a preservação ambiental, estão promovendo o desenvolvimento de novas tecnologias em relação a estes sistemas. Como regra geral, a aplicação de sistemas de absorção é preferível quando se tem uma fonte de calor gratuita ou de baixo custo disponível. Os principais equipamentos existentes no mercado utilizam resíduos térmicos como fonte de energia, tais como água quente, gases de exaustão ou a energia solar térmica. Atualmente, os sistemas de refrigeração por absorção, ativados com o uso da energia solar térmica, são mais utilizados em grandes edifícios com grandes centrais de ar condicionado. No entanto a crescente demanda por sistemas de ar condicionado de menor capacidade, para atender pequenos prédios, casas e pequenos escritórios, está abrindo novos setores para esta tecnologia.

A tecnologia de refrigeração por absorção utilizando energia solar térmica pode ser empregada em áreas remotas e isoladas, onde a infraestrutura básica não atende aos requisitos mínimos de energia elétrica necessários para o uso de sistemas de refrigeração convencionais. Assim, podem-se ter equipamentos de refrigeração destinados à conservação de alimentos em regiões onde isto ainda não é possível. Também podem ser empregados em hotéis, pousadas, restaurantes e outros estabelecimentos localizados em locais remotos que atendem o mercado de ecoturismo. Estes sistemas permitem melhorar a qualidade dos estabelecimentos e dos serviços prestados, promovendo ainda mais o ecoturismo e como consequência o desenvolvimento socioeconômico destes locais remotos.

Ainda existem alguns obstáculos que impedem a plena expansão de pequenas máquinas de refrigeração por absorção. O principal obstáculo é o alto custo de fabricação se comparado às máquinas convencionais, custo que pode ser reduzido à medida que estes equipamentos tenham a sua fabricação em maior escala, já que o desenvolvimento dos coletores solares, nos últimos anos, resultou em preços mais acessíveis. Outro obstáculo é o menor desempenho se comparado a máquinas de refrigeração convencionais. O *COP* de uma máquina de refrigeração por absorção pequena, de simples efeito, fica em torno de 0,7. Já um *COP* de uma máquina de refrigeração por compressão, de mesma capacidade, pode chegar a 3.

Estimativas indicam que o custo de implementação de um sistema de refrigeração por absorção seria 20 a 30 % mais caro do que de um equipamento de refrigeração convencional. Este custo pode ser reduzido a partir de estudos detalhados do projeto a ser implantado, já que diversos fatores podem influenciar no rendimento do equipamento, tais como: local de instalação, tipo de equipamento, fonte de energia auxiliar, tipo de instalação, aplicação final, etc. Para um bom desenvolvimento de um projeto, além dos fatores já apresentados, é necessário um amplo conhecimento das características climáticas do local de instalação.

Para auxiliar o desenvolvimento de projetos de refrigeração por absorção utilizando energia solar térmica, podem-se utilizar softwares específicos para estas aplicações, como o caso do software de simulação TRNSYS 17 - *Transient System Simulation Tool V. 17*. Este software utiliza bibliotecas climáticas completas e módulos de simulação de todos os componentes do sistema. Assim é possível testar e simular diversas configurações de um sistema antes do mesmo ser instalado, reduzindo os custos e aumentando a eficiência do sistema.

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é o estudo e simulação de um sistema de refrigeração por absorção assistido por energia solar térmica, com intuito de ser empregado em uma pousada de ecoturismo localizada em um local remoto.

Os objetivos específicos são:

a) desenvolver um modelo computacional para realização de simulações horárias de um sistema de refrigeração por absorção utilizando energia térmica proveniente de coletores solares;

b) avaliar o desempenho do sistema com e sem a utilização de fonte auxiliar de energia;

d) determinar a influência dos componentes e parâmetros utilizados no sistema de refrigeração por absorção, no atendimento as cargas térmicas e no uso da energia auxiliar.

e) verificar a possibilidade de reaproveitamento de calor da água de arrefecimento utilizada no processo de condensação do *chiller* de absorção no uso de água para banho.

## 1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho é estruturado conforme segue:

a) Capítulo 01: introdução – apresenta informações iniciais, justificativas e objetivos do trabalho assim como a sua contextualização;

b) Capítulo 02: princípios básicos de sistemas de refrigeração – onde são apresentados os princípios de funcionamento de sistemas de refrigeração convencional e por absorção assim como de sistemas de aquecimento solar;

c) Capítulo 03: aplicação dos sistemas de refrigeração por absorção – apresenta referencial teórico para suporte do trabalho;

d) Capítulo 04: modelos matemáticos dos componentes de um sistema de refrigeração por absorção com o uso de energia solar – apresenta os principais modelos de cálculo utilizados para dimensionamento do sistema de refrigeração por absorção;

e) Capítulo 05: metodologia - apresenta as configurações dos sistemas iniciais a serem simulados assim como as características e dados iniciais;

f) Capítulo 06: software de simulação TRNSYS – apresentação dos principais componentes utilizados do software assim como a sua avaliação através da comparação de seus resultados com os modelos analíticos;

g) Capítulo 07: simulações e resultados – apresenta as simulações realizadas assim como os resultados obtidos;

h) Capítulo 08: conclusão – apresenta as considerações e discussões finais sobre o trabalho;

i) Referências – apresenta o referencial bibliográfico utilizado no trabalho.

## 2. PRINCÍPIOS BÁSICOS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

A maioria dos sistemas de refrigeração para aplicações industriais, comerciais e domésticas, funciona com base na vaporização de um fluido refrigerante. Duas tecnologias que utilizam este princípio são: compressão mecânica de vapor e absorção. Na Tab. 2.1 é apresentada uma comparação de algumas características dos dois sistemas.

Tabela 2.1 – Comparação entre um sistema de refrigeração por absorção e um de compressão mecânica de vapor.

<i>CARACTERÍSTICAS</i>	<i>SISTEMA DE ABSORÇÃO</i>	<i>SISTEMA DE COMPRESSÃO</i>
<i>Custo de instalação</i>	<i>Alto. Sistema de refrigeração mais complexo.</i>	<i>Menor. Sistema de refrigeração simples, mais usado comercialmente.</i>
<i>Custo de infraestrutura</i>	<i>Baixo. Necessita de baixa demanda de energia elétrica.</i>	<i>Alto. Necessita de grande demanda de energia elétrica. Geralmente necessária a implementação de transformadores, soft start, etc.</i>
<i>Custo de funcionamento</i>	<i>Baixo. Utiliza energia de baixo custo, como calor residual, energia solar térmica, etc.  Os custos com energia elétrica se resumem ao consumo das bombas e ventiladores.</i>	<i>Alto, usa grande quantidade de energia elétrica com trabalho mecânico.  O compressor absorve até 90 % da energia elétrica utilizada pelo sistema.</i>
<i>Custo de manutenção</i>	<i>Baixo. Sistema com uso de poucas peças móveis em seus componentes. Ex.: bombas e ventiladores, que por sua vez são de baixo custo e de longo tempo de vida.</i>	<i>Alto: Devido ao compressor ter muitas partes móveis e ter um custo elevado.</i>
<i>Ruído</i>	<i>Baixo. Gerado apenas pelas bombas e ventiladores.</i>	<i>Alto. Gerado pelo compressor, o que pode ser um problema importante, dependendo do local de instalação.</i>
<i>COP médio</i>	0,70	3,50
<i>Efeito da pressão de vaporização no COP</i>	<i>Pressões menores não afetam o COP.</i>	<i>A diminuição de pressão implica diretamente a diminuição do COP.</i>
<i>Operação em carga parcial</i>	<i>Não afeta a sua eficiência.</i>	<i>A eficiência do compressor é seriamente afetada.</i>
<i>Vestígios de líquido na linha de sucção</i>	<i>Não constituem qualquer perigo ao sistema.</i>	<i>Podem danificar o compressor.</i>
<i>Uso de quantidades significativas de óleo</i>	<i>Não requer óleo.</i>	<i>Utilizado no compressor.</i>

Fonte: Adaptado de SUNDARARAJAN (2010).

Instalações de sistemas de refrigeração por compressão geralmente tem custo de implementação mais baixo se comparadas as de absorção e apresentam um *COP* maior. Sistemas de refrigeração por absorção são interessantes quando há energia térmica disponível a baixo custo, o que permite o sistema ter um baixo custo de operação, por exemplo: sistemas operando com energia solar; calor residual de algum processo disponível, etc.

## 2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE COMPRESSÃO MECÂNICA DO VAPOR

Os sistemas de refrigeração de compressão mecânica de vapor baseiam-se na expansão de um fluido durante a mudança da fase líquida para a fase vapor. Para melhor entender o ciclo de refrigeração usa-se como base um ciclo padrão de refrigeração, conforme pode ser visto na Fig. 2.1 (linhas tracejadas).

O funcionamento do ciclo padrão ocorre da seguinte maneira: o fluido refrigerante que inicialmente está no estado de vapor saturado é comprimido, isentropicamente, até a pressão de condensação (processo 1-2), ocorrendo também a elevação de sua temperatura. Em seguida o fluido que está superaquecido passa por um trocador de calor denominado condensador (processo 2-3) à pressão constante, onde ocorre a rejeição de calor para o meio a temperatura mais alta. Após fluido refrigerante que está no estado de líquido saturado a alta pressão expande em um processo com entalpia constante (processo 3-4), ocorrendo a diminuição da sua pressão e, conseqüentemente sua temperatura, até a pressão de vaporização, gerando assim uma mistura de líquido mais vapor. No processo seguinte (processo 4-1) o fluido passa por um trocador de calor denominado evaporador. O fluido absorve calor do meio a temperatura mais baixa, onde ocorre a vaporização do fluido à pressão constante até o estado de vapor saturado. Neste processo ocorre o aumento da entalpia do fluido devido à adição de energia retirada na forma de calor do meio a refrigerar.

O ciclo real é representado na Fig. 2.1 pelas linhas contínuas. Nele as transformações são irreversíveis. Duas fontes de irreversibilidade ocorrem em vários componentes do sistema: o atrito no escoamento do fluido, responsável pelas perdas de pressão e a transferência de calor dos componentes com a vizinhança.



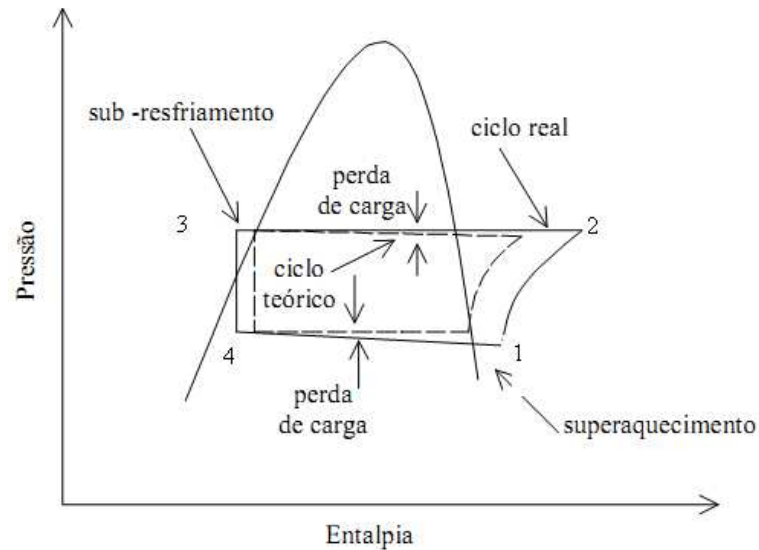


Figura 2.1 – Comparação entre o ciclo padrão e real de refrigeração.

Fonte: Adaptado de BICALHO et al. (2008).

No sistema de refrigeração por compressão, a elevação da pressão do fluido refrigerante do estado de vapor saturado até a pressão de condensação (processo 1-2) é feita através de compressão mecânica. Para isso utilizam-se geralmente compressores centrífugos, de parafuso ou de pistão.

Na Fig. 2.2 pode-se ver a representação esquemática de um ciclo de refrigeração por compressão e seus componentes, onde destacam-se: o compressor, que é responsável pelo processo 1-2, conforme descrito anteriormente; o condensador, que é responsável pela rejeição de calor do fluido refrigerante a um meio a temperatura mais alta, processo 2-3; o dispositivo de expansão, componente que promove a redução da pressão do fluido refrigerante, processo 3-4; e o evaporador, onde o fluido refrigerante absorve calor de um meio a temperatura mais baixa.

No ciclo real de refrigeração por compressão existe um pequeno superaquecimento do fluido na saída do evaporador. Este superaquecimento garante que o fluido se encontre totalmente vaporizado na entrada do compressor. Na saída do condensador geralmente ocorre um subresfriamento do fluido refrigerante, em relação à sua temperatura de saturação.

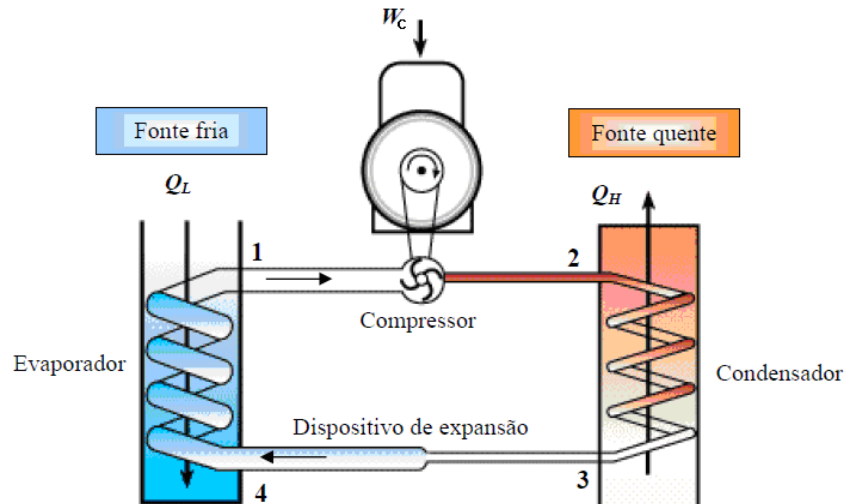


Figura 2.2 – Representação esquemática de um ciclo de refrigeração por compressão.

Fonte: Adaptado de BICALHO et al. (2008).

O balanço de energia no ciclo apresentado na Fig. 2.2 fornece a Eq. (2.1):

$$Q_H = Q_L + W_c \quad (2.1)$$

onde  $Q_H$  é o calor transferido do fluido refrigerante para o meio à temperatura mais alta,  $Q_L$  é o calor transferido do meio à temperatura mais baixa para o fluido refrigerante e  $W_c$  é o trabalho de compressão.

A energia consumida no trabalho de compressão se soma à energia retirada do meio a temperatura mais baixa para serem transferidas para o meio a temperatura mais alta. Ou seja, se gasta uma pequena quantidade de energia no compressor para provocar um grande fluxo de calor do meio à temperatura mais baixa para o meio à temperatura mais alta. Um sistema de refrigeração eficiente deve utilizar uma mínima quantidade de energia no trabalho de compressão e transferir uma grande quantidade de energia de um meio para outro.

A eficiência de um ciclo de refrigeração por compressão é definida pelo Coeficiente de Performance,  $COP_c$ , que relaciona o efeito de refrigeração com a energia consumida. Para sistemas de refrigeração por compressão o  $COP_c$  é calculado, de forma simplificada, a partir da Eq. (2.2).

$$COP_c = \frac{Q_L}{W_c} \quad (2.2)$$

Este tipo de sistema tem o seu maior consumo de energia no processo de compressão do fluido refrigerante. A massa específica do fluido na fase vapor é mais baixa do que a do

fluido na fase líquida. Assim a quantidade de trabalho para comprimi-lo é significativamente maior na fase vapor do que a necessária para comprimi-lo na fase líquida.

## 2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

### 2.2.1 Histórico

Segundo LABUS (2011), a tecnologia de refrigeração por absorção surgiu em meados do século XVII. A seguir segue um breve histórico dos sistemas de refrigeração por absorção.

- 1823: Michael Faraday demonstrou que a absorção de amônia no estado vapor pode ser usada para a produção de "frio", onde o efeito de refrigeração foi produzido pela evaporação de amônia absorvida em nitrato de prata;

- 1845: Edmund Carré fabricou uma máquina utilizando água absorvida em ácido sulfúrico, que foi utilizada para o resfriamento de água potável;

- 1851: Ferdinand Carré, irmão de Edmund Carré, começou a comercializar o sistema de refrigeração por absorção utilizando a mistura amônia e água;

- 1862: Mignon Rouard construiu a primeira máquina utilizando amônia absorvida em água em sistema de ciclo contínuo;

- 1878: primeira demonstração de sistema de refrigeração por absorção assistido por energia solar utilizada para produção de gelo, realizada por Augustin Mouchot durante a Exposição Mundial de Paris. Na Fig. 2.3 é apresentada uma imagem do equipamento de Augustin;

- 1913: - Edmund Altenkirch estabeleceu a termodinâmica de misturas de fluidos utilizados em fenômenos de absorção. O seu trabalho contribuiu para o crescente interesse em desenvolvimento de sistemas de refrigeração por absorção nos anos seguintes;

- 1918 a 1939: o período entre as duas guerras mundiais foi marcado principalmente pelo surgimento de duas empresas na área de refrigeração: a Electrolux na Suécia e a Servel nos EUA;

- 1928: Albert Einstein juntamente com Leo Szilard obteve uma patente nos EUA para um sistema de refrigeração por absorção utilizando butano como refrigerante, água como

absorvente e amônia como fluido de equalização de pressão. Este sistema nunca foi comercializado.

- 1945: sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito utilizando água absorvida em brometo de lítio são utilizados primeiro pela empresa Carrier e em seguida por empresas como a Trane e a York;

- 1964: a empresa japonesa Kawasaki lança no mercado o primeiro equipamento de duplo efeito;

- 1969: a venda de *chillers* de absorção atingiram o seu pico;

- 1973: a crise do petróleo e o grande desenvolvimento de equipamentos de compressão de vapor mais eficientes causaram uma queda acentuada de interesse na tecnologia de absorção em grande parte dos países. Do outro lado, no Japão em recuperação pós-guerra e enfrentando escassez de seus recursos energéticos naturais e eletricidade, empresas como Kawasaki, Mitsubishi, Ebara, Sanyo, Hitachi e Yazaki investiram em estudos para melhorar a eficiência do equipamento de refrigeração por absorção, usando fontes de energia à alta temperatura.

- 1975: os *chillers* de absorção atingem mais de 80 % de participação no mercado japonês de equipamentos de refrigeração de grande capacidade;

- Atual: o Japão é hoje líder neste mercado, sendo que a Índia, China e a Coréia do Sul têm um papel muito importante na distribuição do mercado mundial de equipamentos de absorção. Segundo LABUS (2011) para os 12 mil *chillers* de absorção, lançados no mercado em 2005, 6917 foram fabricados na China.

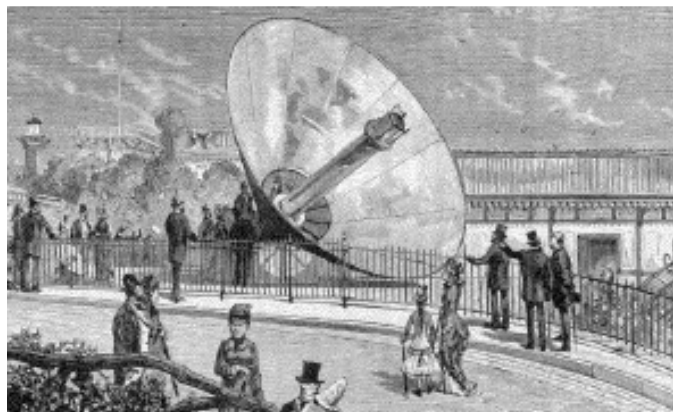


Figura 2.3 – Equipamento de refrigeração assistido por energia solar de Augustin Mouchot na Exposição Mundial de Paris em 1878.

Fonte: AYADI (2011).

### 2.2.2 Funcionamento

O sistema de refrigeração por absorção é similar ao sistema convencional de refrigeração por compressão. Ele também é composto por um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador. Ambos os sistemas realizam a remoção de calor através da vaporização de um refrigerante a baixa pressão e a rejeição de calor através da condensação do refrigerante a uma pressão mais elevada.

Segundo SCHAEFER (2000) a diferença entre o sistema de refrigeração por compressão e o sistema de refrigeração por absorção está na forma de gerar o diferencial de pressão no fluido refrigerante para o mesmo circular no sistema. Em sistemas de refrigeração por compressão, um compressor mecânico é o responsável por elevar a pressão do fluido. No sistema por absorção, para elevar a pressão do fluido, utiliza-se um sistema chamado de gerador-absorvedor.

Em sistemas de absorção, a elevação da pressão do fluido refrigerante do estado de vapor saturado até a pressão de condensação (processo 1-2) é realizada com o auxílio do fenômeno da absorção. Para isto se utilizam dois fluidos que atuam como refrigerante e absorvente (ou fluido secundário). Neste caso o fluido absorvente serve de fluido de transporte. Isso se deve ao fato de que alguns fluidos refrigerantes apresentam grande afinidade química com fluidos absorventes, onde o fluido refrigerante é absorvido pelo fluido absorvente transformando-se em uma mistura na fase líquida. O ciclo básico de absorção é apresentado na Fig. 2.4

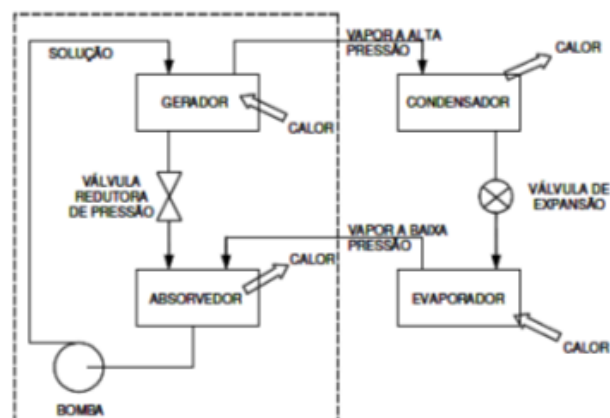


Figura 2.4 – Ciclo básico de refrigeração por absorção de um estágio.

Fonte: Adaptado de STOECKER e JONES (1985).

O funcionamento do ciclo básico de um sistema de refrigeração por absorção ocorre da seguinte maneira: o vapor saturado do fluido refrigerante a baixa pressão oriundo do evaporador passa para o absorvedor, onde é absorvido pela solução fraca, composta por fluido refrigerante e absorvente, gerando uma solução forte no estado líquido. Esta solução é transportada por uma bomba até o gerador. Durante este processo a solução tem a sua pressão elevada. No gerador, a mistura forte recebe uma quantidade de calor de uma fonte externa, elevando assim a sua temperatura. Esta quantidade de calor faz com que o fluido refrigerante vaporize e se separe da mistura. O fluido refrigerante no estado de vapor saturado e na pressão de condensação que sai do gerador é entregue ao condensador. O restante do ciclo é idêntico ao apresentado na seção anterior para um sistema de refrigeração por compressão. No gerador resta uma mistura fraca dos fluidos. Esta mistura volta para o absorvedor passando por uma válvula redutora de pressão, que tem a finalidade manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor.

A partir da descrição do ciclo de refrigeração por absorção, pode-se observar que o sistema se diferencia do sistema por compressão por utilizar como principal fonte de energia a energia térmica ao invés de energia elétrica.

A principal vantagem do sistema de refrigeração por absorção em relação aos sistemas de compressão a vapor consiste que, no sistema de absorção, comprime-se um fluido na fase líquida e não na fase gasosa, utilizando uma bomba. Como os líquidos têm a massa específica mais alta que a dos vapores, a quantidade de trabalho necessária para elevar a sua pressão é significativamente menor do que a necessária para elevar a pressão do vapor, assim o consumo de energia elétrica é menor. O trabalho necessário para produzir o escoamento de um fluido é proporcional ao seu volume específico, sendo que a energia gasta pela bomba é na ordem de 1 % da energia fornecida na forma de calor ao gerador.

A eficiência de um ciclo de refrigeração por absorção é definida pelo Coeficiente de Performance,  $COP_{abs}$ , que relaciona o efeito de refrigeração com a energia utilizada pelo sistema. Em geral o principal consumo de energia que afeta de forma significativa o  $COP_{abs}$  é a energia em forma de calor utilizada no gerador,  $Q_{ger}$ . O  $COP_{abs}$  de um ciclo de refrigeração por absorção é calculado, a partir da Eq. (2.3).

$$COP_{abs} = \frac{Q_L}{Q_{ger}} \quad (2.3)$$

O desempenho dos sistemas de absorção depende diretamente do par de fluido refrigerante e absorvente empregados.

### 2.2.3 Caracterização dos sistemas

Conforme LABUS (2011), para caracterizar os sistemas de refrigeração por absorção podem ser utilizadas algumas características de funcionamento e aplicação dos mesmos. A seguir são listadas as classificações mais utilizadas:

1°) Em relação ao par de fluido refrigerante e absorvente empregado;

2°) Em relação ao número de estágios (efeitos):

a) simples efeito;

b) duplo efeito;

c) triplo-efeito;

d) simples efeito com recuperação de calor – ciclo Gax (Generator /Absorber Heat Exchanger).

3°) De acordo com a capacidade de refrigeração, estes subdivididos geralmente por:

a) grande capacidade: capacidade de refrigeração acima de 300 kW;

b) media capacidade: capacidade de refrigeração de 50 kW a 300 kW;

c) pequena capacidade: capacidade de refrigeração até 50 kW.

4°) De acordo com a aplicação, subdividida em três categorias:

a) ar condicionado: temperaturas de 7 a 18 °C;

b) armazenamento de alimentos: temperaturas de 0 a 7 °C;

c) congelamento: temperaturas < 0 °C.

### 2.2.3.1 Ciclo de simples efeito

Segundo STEU (2010) o sistema de simples efeito (simplex estágio) utiliza somente uma entrada de calor para o sistema de absorção. Na Fig. 2.5 é apresentada a ilustração de um sistema com ciclo de simples efeito, utilizando como fonte de calor um sistema de energia solar térmica.

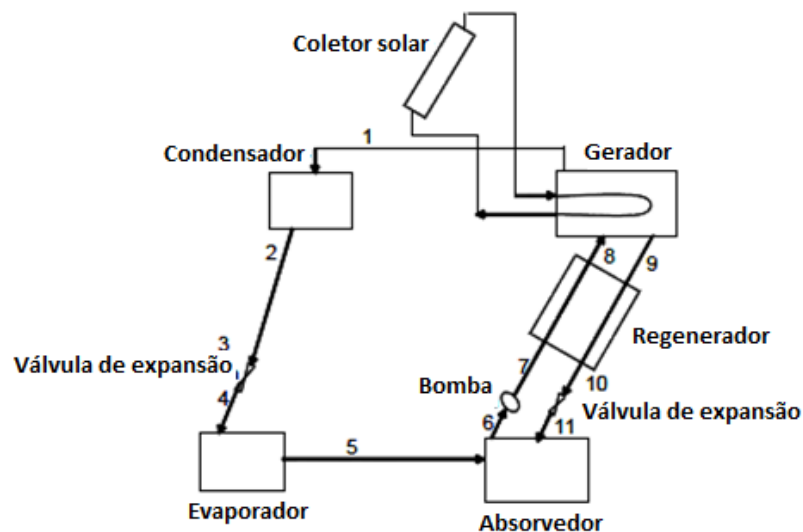


Figura 2.5 – Ciclo de simples efeito, sistema utilizando água + Brometo de Lítio.

Fonte: Adaptado de STEU (2010).

O funcionamento do sistema é descrito a seguir:

- Estado 5 (Absorvedor): o fluido refrigerante, na condição de vapor, que sai do evaporador entra no absorvedor e dissolve no fluido absorvente, formando a solução forte;
- Processos 6-7 e 7-8: a solução forte é bombeada para o gerador. Esta solução passa por um trocador de calor, chamado de regenerador, onde é pré-aquecida;
- Estado 8 (Gerador): no gerador a solução recebe calor de uma fonte quente, assim ocorre a vaporização do fluido refrigerante;
- Processo 9-10: após a vaporização do fluido refrigerante tem se no gerador uma solução fraca. Esta solução fraca, que está com a temperatura e pressão elevadas, passa pelo regenerador, onde rejeita calor para a solução forte, pré-aquecendo a mesma (processo 7-8).
- Processo 10-11: antes de retornar para o absorvedor a solução passa por uma válvula de expansão, onde tem a sua pressão reduzida até a pressão da solução contida no absorvedor.



- Processo 8-1: o fluido refrigerante, na condição de vapor saturado e na pressão de condensação é entregue ao condensador;

-Processos de 1-5: estes processos são iguais aos processos de um sistema de refrigeração por compressão, conforme apresentado na Seção 2.2.

Segundo ÇENGEL e BOLES (2001), nos sistemas de absorção que utilizam o par de fluidos amônia e água, ( $\text{NH}_3$  e  $\text{H}_2\text{O}$ ), no momento da vaporização da amônia ocorre também a vaporização de uma pequena quantidade da água, que pode se acumular no evaporador e acarretar problemas como a diminuição do *COP*, entre outros. Uma maneira de amenizar o problema é utilizando um componente chamado de retificador. Outra maneira é o uso de um aditivo na mistura amônia-água, que pode ser o brometo de lítio. O retificador é instalado logo após a saída do gerador (processo 12-1), sendo que o vapor de amônia deve passar por ele e a água separada do vapor retorna para o gerador (processo 12-13). Na Fig. 2.6 é apresentada uma ilustração de um sistema de refrigeração por absorção utilizando amônia como fluido refrigerante.

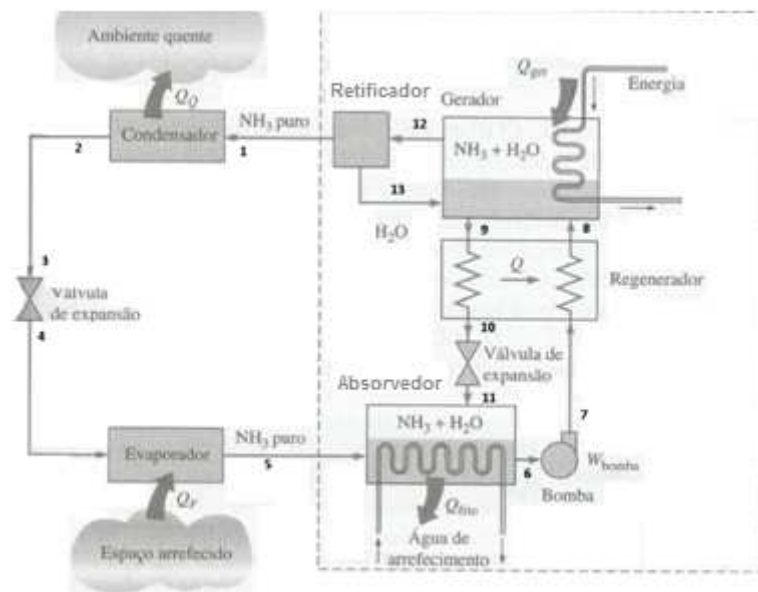


Figura 2.6 – Ciclo de simples efeito, sistema utilizando  $\text{NH}_3$  e  $\text{H}_2\text{O}$ .

Fonte: Adaptado de ÇENGEL e BOLES (2001).

Uma maneira de melhorar o *COP* de sistemas de refrigeração é utilizando um pré-resfriamento do fluido refrigerante antes do mesmo passar pela válvula de expansão. Isto é realizado utilizando um trocador de calor onde o fluido à temperatura elevada oriundo do

condensador cede calor para o fluido refrigerante que sai do evaporador à baixa temperatura, conforme representado na Fig. 2.7.

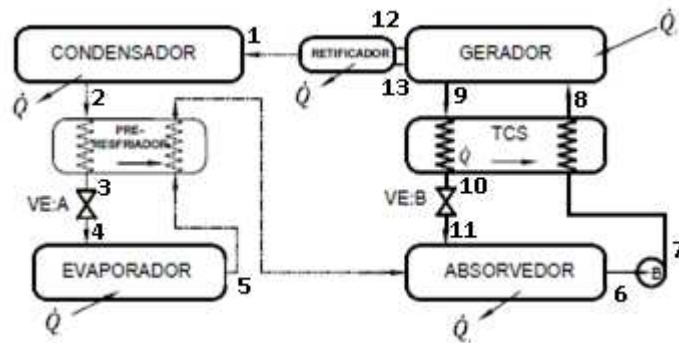


Figura 2.7 – Ciclo de simples efeito com pré resfriador, sistema utilizando  $\text{NH}_3$  e  $\text{H}_2\text{O}$ .

Fonte: Adaptado de ZAVALETA (2010).

### 2.2.3.2 Ciclos de duplo e triplo efeito

Conforme GEBRESLASSIE (2010), os sistemas de refrigeração por absorção utilizando a configuração de ciclo de duplo e triplo efeito são mais eficientes em relação ao de simples efeito. Na Fig. 2.8 é apresentada uma ilustração do ciclo de duplo efeito.

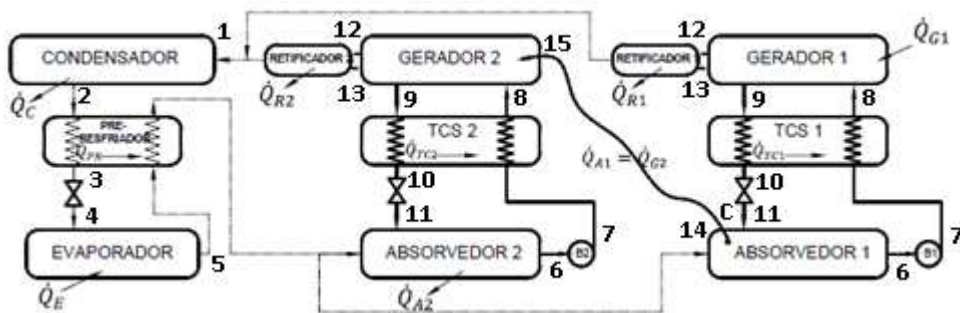


Figura 2.8 – Ciclo de duplo efeito com pré resfriador, sistema utilizando  $\text{NH}_3$  e  $\text{H}_2\text{O}$ .

Fonte: Adaptado de ZAVALETA (2010).

O ciclo de duplo efeito utiliza dois geradores, sendo que os mesmos trabalham a pressões distintas. O seu funcionamento ocorre da seguinte maneira: vapor de fluido refrigerante oriundo do evaporador passa pelos absorvedores e pelos geradores e depois é entregue ao condensador (processos de 5-1). O calor liberado no absorvedor 1 é fornecido ao gerador 2 (processo 14-15). O gerador 1 utiliza calor de uma fonte externa. O restante do ciclo

é igual ao ciclo de simples efeito. Ciclos de duplo e triplo efeito requerem maior temperatura de ativação da fonte de calor do que um sistema utilizando ciclo de simples efeito.

### 2.2.3.3 Ciclo GAX

Outro ciclo de refrigeração por absorção utilizado é o denominado GAX, empregado em equipamentos utilizando amônia como fluido refrigerante. O ciclo GAX utiliza os mesmos elementos do ciclo de simples efeito, com um sistema de recuperação de calor interno, diminuindo assim a quantidade de energia externa necessária para o gerador, o que eleva o *COP* do sistema.

No ciclo GAX a solução forte que sai do absorvedor é pré-aquecida reaproveitando calor de fontes internas do próprio ciclo antes de ser entregue ao gerador (Processo 7-8). Assim a solução entra no gerador já a alta temperatura. Conforme apresentado na Fig. 2.9, o reaproveitamento de calor ocorre da seguinte maneira:

- Processo 12-1: no retificador o vapor de amônia a alta temperatura cede calor para a solução forte oriunda do absorvedor (processo 7a-7b). O uso deste processo gera ganhos em rendimento do sistema em dois pontos, o primeiro é o pré-aquecimento da solução forte e o segundo um pré-resfriamento do vapor de amônia antes do mesmo entrar no condensador.

- Processos 5-6a: o vapor de amônia entra no pré-absorvedor onde libera calor, este calor liberado é utilizado no segundo pré-aquecimento da solução forte (processo 7b-7c);

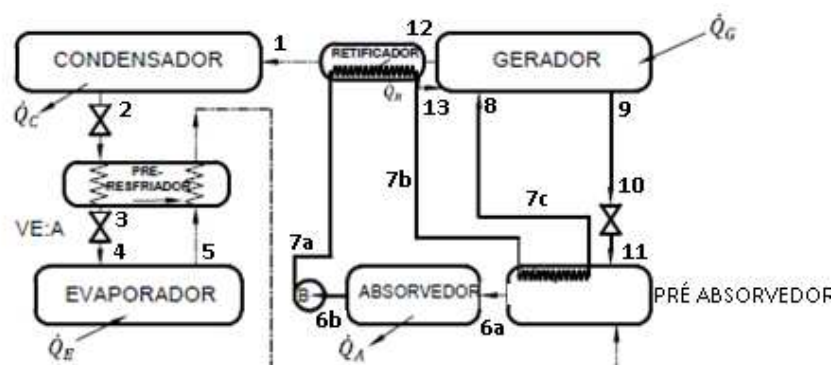


Figura 2.9 – Ciclo com sistema GAX utilizando  $\text{NH}_3$  e  $\text{H}_2\text{O}$ .

Fonte: Adaptado de ZAVALETA (2010).

### 2.2.4 Fluidos de trabalho

O par fluido refrigerante e fluido absorvente utilizado em sistemas de refrigeração por absorção deve satisfazer algumas características específicas: os fluidos devem ser fisicamente e quimicamente compatíveis, ter baixo custo, não ser prejudicial à saúde e ao meio ambiente, ser estável, seguro, não corrosivo, não inflamável, etc. No entanto as propriedades desejáveis são por vezes mutuamente exclusivas de cada fluido e é muito difícil (se não impossível) encontrar um par de fluidos que venha a preencher todos os requisitos desejáveis. Na Tab. 2.2 são apresentadas as principais características dos fluidos refrigerantes, absorventes e suas soluções.

Tabela 2.2 – Características dos fluidos de trabalho para sistemas de absorção.

<i>REFRIGERANTE</i>	<i>ABSORVENTE</i>	<i>SOLUÇÃO</i>
<i>Alto calor de vaporização e calor latente</i>	<i>Alta solubilidade com o refrigerante</i>	<i>Baixo calor específico</i>
<i>Baixa viscosidade</i>	<i>Baixa viscosidade</i>	<i>Baixa viscosidade</i>
<i>Estabilidade química e térmica</i>	<i>Afinidade química com o fluido refrigerante na fase de vapor</i>	<i>Condutividade térmica elevada</i>
<i>Seguro para o meio ambiente</i>	<i>Baixa volatilidade</i>	-
<i>Não tóxico e inflamável</i>	<i>Não tóxico e inflamável</i>	-

Fonte: Adaptado de STEU (2010).

Segundo ABREU (2000) existem vários pares de refrigerante e absorvente, entre os mais conhecidos estão o par amônia (NH<sub>3</sub>) e água (H<sub>2</sub>O), onde a amônia é o fluido refrigerante e a água é o absorvente; e o par água (H<sub>2</sub>O) e brometo de lítio (LiBr), onde a água é o fluido refrigerante e o brometo de lítio é o absorvente. Na Tab. 2.3 são apresentados alguns pares de fluidos refrigerantes e absorventes.

Tabela 2.3 – Pares de fluidos refrigerantes e absorventes.

<i>ABSORVENTE</i>	<i>REFRIGERANTE</i>
<i>Água</i>	<i>Amônia</i>
<i>Solução de água e brometo de lítio</i>	<i>Água</i>
<i>Solução de cloreto de lítio e metanol</i>	<i>Metanol</i>
<i>Ácido sulfúrico</i>	<i>Água</i>
<i>Hidróxido de sódio ou potássio</i>	<i>Água</i>
<i>Nitrato de lítio</i>	<i>Amônia</i>
<i>Sulfocianeto de amônia</i>	<i>Amônia</i>
<i>Tetracloretano</i>	<i>Cloreto de etila</i>
<i>Dimetil éter tetraetileno glicol</i>	<i>Cloreto de metileno</i>
<i>Óleo de parafina</i>	<i>Tolueno ou pentano</i>
<i>Glicol etílico</i>	<i>Metil amina</i>
<i>Éter dimetílico ou glicol tetraetílico</i>	<i>Monofluordicloro metano</i>

Fonte: Adaptado de ABREU (2000).

São encontradas comercialmente máquinas de absorção em duas configurações básicas. Para aplicações em temperaturas acima de 3 °C, utilizadas para ar condicionado e armazenamento de alimentos, o par de fluidos refrigerante e absorvente empregado é água (H<sub>2</sub>O) e brometo de lítio (LiBr). Para aplicações abaixo de 3 °C, utilizadas para processos de congelamento, emprega-se o par de fluidos refrigerante e absorvente amônia (NH<sub>3</sub>) e água (H<sub>2</sub>O). Na Tab. 2.4 é apresentado um breve comparativo das principais características destes pares de fluidos.

Tabela 2.4 – Comparativo entre os pares de fluidos amônia e água, e água e brometo de lítio.

<i>PROPRIEDADES</i>	<i>AMÔNIA E ÁGUA</i>	<i>ÁGUA E BROMETO DE LÍTIO</i>
<i>Propriedades dos Fluidos Refrigerantes</i>		
<i>Calor latente</i>	<i>Bom</i>	<i>Excelente</i>
<i>Pressão de vapor</i>	<i>Alta</i>	<i>Baixa</i>
<i>Temperatura de congelamento</i>	<i>Excelente</i>	<i>Aplicação limitada</i>
<i>Baixa viscosidade</i>	<i>Bom</i>	<i>Bom</i>
<i>Propriedades dos Fluidos Absorventes</i>		
<i>Baixa pressão de vapor</i>	<i>Ruim</i>	<i>Excelente</i>
<i>Baixa viscosidade</i>	<i>Bom</i>	<i>Bom</i>
<i>Propriedades da Mistura</i>		
<i>Baixa toxicidade</i>	<i>Ruim</i>	<i>Bom</i>
<i>Afinidade entre fluidos</i>	<i>Boa</i>	<i>Boa</i>

#### 2.2.4.1 Amônia (NH<sub>3</sub>) e Água (H<sub>2</sub>O)

Segundo HUDSON (2002) o par de fluidos amônia (NH<sub>3</sub>) e água (H<sub>2</sub>O) geralmente é usado em equipamentos de refrigeração por absorção cuja aplicação do par de fluidos água (H<sub>2</sub>O) e brometo de lítio (LiBr) não atende às exigências térmicas, ou seja, aplicações de refrigeração que necessitem de baixas temperaturas. Equipamentos com estes fluidos podem atingir temperaturas próximas de -55 °C. Isto é possível pelo fato de a amônia ser o fluido refrigerante e ter seu ponto de fusão próximo a -78 °C. A amônia também atinge elevadas pressões de vapor, o que permite a utilização de tubulações de menores diâmetros e trocadores de calor mais compactos.

BALGHOUTHY et al (2008) cita que este tipo de máquina de absorção está disponível comercialmente com capacidades variando de 10 a 90 kW com *COP* acima de 0,5. Este tipo de equipamento pode ser classificado de acordo com o número de estágios do ciclo, conforme apresentado em seção anterior. De acordo com STEU (2010), o coeficiente de desempenho, *COP*, destes equipamentos depende do número de estágios do ciclo, conforme apresentado na Tab. 2.5

Tabela 2.5 – Comparativo de *COP* e temperaturas de ativação dos ciclos de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .

<i>ESTÁGIO</i>	<i>COP</i>	<i>TEMPERATURA DE ATIVAÇÃO</i>
<i>Simples efeito</i>	<i>0,5 a 0,7</i>	<i>entre 80 e 120 °C</i>
<i>Duplo efeito</i>	<i>0,9 a 1,2</i>	<i>entre 160 e 180 °C</i>
<i>Triplo efeito</i>	<i>1,45 a 1,8</i>	<i>entre 180 e 250 °C</i>
<i>GAX</i>	<i>1,0</i>	<i>Acima de 160 °C</i>

Além da configuração do ciclo e da temperatura de ativação, uma série de outros fatores também afeta o *COP* de um sistema de refrigeração por absorção utilizando este par de fluidos e são eles: pureza da amônia, temperatura de condensação, temperatura de vaporização e eficiência dos trocadores de calor.

A toxicidade da amônia é um fator que limita o uso destes equipamentos a áreas bem ventiladas. Em locais fechados é preciso tomar alguns cuidados em relação à ventilação, pois a amônia é tóxica. Sistemas de refrigeração utilizando amônia podem ter a instalação de seus componentes localizados a distâncias consideráveis uns dos outros, sendo interligados por pequenas linhas de interconexão, que não necessitam de isolamento, sem comprometer o rendimento total do sistema. Sendo assim podem-se ter componentes como o evaporador, o absorvedor, gerador e o condensador instalados em locais distintos.

#### 2.2.4.2 Água ( $\text{H}_2\text{O}$ ) e Brometo de Lítio ( $\text{LiBr}$ )

O par de fluidos água ( $\text{H}_2\text{O}$ ) e brometo de lítio ( $\text{LiBr}$ ) tem sido utilizado em sistemas de refrigeração desde os anos de 1940. Esta mistura é a mais utilizada em equipamentos de ar condicionado de edifícios de grande porte. Equipamentos de refrigeração por absorção operando com esta mistura não podem atingir temperaturas inferiores a 3 °C, devido ao congelamento da água (cristalização), já que ela é o fluido refrigerante desta solução.

A temperatura de absorção não pode ser muito alta, devido à cristalização do brometo de lítio, já que este fluido é um sal dissolvido em água e há uma temperatura máxima de trabalho para cada concentração de sal. A cristalização do sal influencia diretamente o desempenho do ciclo e refrigeração. Outra causa frequente da cristalização é a entrada de ar para dentro do sistema, uma vez que o sistema está com vácuo.

Equipamentos de refrigeração utilizando água como fluido refrigerante, normalmente funcionam por muitos anos sem problemas, apesar da solução de água e brometo de lítio ser corrosiva. A presença de oxigênio na solução de brometo de lítio em meio aquoso torna a mistura agressiva para alguns metais como o aço e o cobre. No entanto, como a quantidade de oxigênio na mistura é muito pequena, este efeito não tem influência significativa na vida útil do equipamento.

Uma maneira de amenizar os problemas do uso desta solução é o uso de aditivos na mistura água-brometo de lítio. A adição de iodeto de lítio melhora a solubilidade do sal diminuindo assim o risco de cristalização, e a adição de nitrato de lítio diminui o efeito corrosivo da mistura.

Apesar das limitações de operação de equipamentos de refrigeração por absorção operando com a mistura água-brometo de lítio, estes são valorizados no mercado de ar condicionado devido ao seu bom desempenho térmico. Estes dispositivos apresentam um *COP* maior do que dos equipamentos que utilizam o par amônia-água ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ), ausência de toxicidade e baixa agressividade ambiental.

BALGHOUTHY et al (2008) citam que este tipo de máquina de absorção está disponível comercialmente com capacidades a partir de 35 kW e *COP* entre 0,7 a 1,2, dependendo da configuração do ciclo utilizado. O *COP* de equipamento de refrigeração por absorção varia de acordo com o número de efeitos do ciclo, conforme apresentado na Tab. 2.6.

Tabela 2.6 – Comparativo do *COP* e das temperaturas de ativação dos ciclos de absorção  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ .

<i>ESTÁGIO</i>	<i>COP</i>	<i>TEMPERATURA DE ATIVAÇÃO</i>
<i>Simples efeito</i>	<i>0,6 a 0,8</i>	<i>de 85 a 120 °C</i>
<i>Duplo efeito</i>	<i>1 a 1,2</i>	<i>Acima de 150 °C</i>
<i>Triplo efeito</i>	<i>1,5</i>	<i>Acima de 200 °C</i>



### 2.2.5 *Chiller* de absorção

Sistemas de refrigeração por absorção são denominados *chillers* de absorção. Estes sistemas apresentam um funcionamento mais eficiente quando utilizam uma fonte de energia que pode fornecer calor a alta temperatura de forma constante. *Chillers* de absorção geralmente utilizam temperatura de ativação do gerador de 80 a 200 °C.

Os *chillers* de absorção podem funcionar com temperaturas de ativação inferiores, mas a sua capacidade de refrigeração diminui significativamente. Segundo ÇENGEL e BOLES (2001), a capacidade de refrigeração de um *chiller* de absorção, com temperatura de ativação de 116 °C, pode diminuir em até 50 % se a temperatura de ativação do gerador diminuir para 93 °C.

Segundo CEETA (2004) existem duas configurações de *chillers* em relação a sua fonte de aquecimento no gerador:

a) *chiller* de absorção de queima direta. Neste caso o aquecimento do gerador é realizado através da queima de um combustível, geralmente gás natural;

b) *chiller* de absorção de queima indireta. O aquecimento do gerador é realizado de forma indireta, geralmente utilizando água quente ou vapor.

Hoje existem fabricantes de *chillers* de absorção em vários países para as mais diversas aplicações. Na Tab. 2.7 são apresentados alguns dos fabricantes destes equipamentos, assim com as características dos equipamentos que fabricam.

Tabela 2.7 – Fabricantes de *chillers* de absorção e características dos equipamentos.

<i>Fabricante</i>	<i>País</i>	<i>Ciclo n° de efeitos</i>	<i>Fluidos</i>	<i>Capacidade (kW)</i>	<i>COP</i>	<i>Temperatura de ativação (°C)</i>	<i>Aplicação</i>
<i>AGO</i>	<i>Alemanha</i>	<i>Simples</i>	<i>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</i>	<i>50</i>	<i>0,61</i>	<i>95</i>	<i>Refrigeração</i>
<i>Broad</i>	<i>China</i>	<i>Duplo</i>	<i>H<sub>2</sub>O-LiBr</i>	<i>16 a 23</i>	<i>1,20</i>	<i>160</i>	<i>Ar condicionado</i>
<i>Cooltec</i>	<i>USA</i>	<i>Simples</i>	<i>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</i>	<i>17,6 a 35</i>	<i>0,68</i>	<i>-</i>	<i>Ar condicionado</i>
		<i>GAX</i>					
<i>Climatewell</i>	<i>Suécia</i>	<i>-</i>	<i>H<sub>2</sub>O-LiCl</i>	<i>10</i>	<i>0,68</i>	<i>110</i>	<i>Ar condicionado</i>
<i>EAW Wergcall</i>	<i>Alemanha</i>	<i>Simples</i>	<i>H<sub>2</sub>O-LiBr</i>	<i>15 a 30</i>	<i>0,75</i>	<i>90</i>	<i>Ar condicionado</i>
<i>Pink</i>	<i>Áustria</i>	<i>Simples</i>	<i>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</i>	<i>10 a 12</i>	<i>0,63</i>	<i>85</i>	<i>Refrigeração e Ar condicionado</i>
<i>Rinnai Osaka</i>	<i>Japão</i>	<i>Duplo</i>	<i>H<sub>2</sub>O-LiBr</i>	<i>6,7</i>	<i>1,20</i>	<i>-</i>	<i>Ar condicionado</i>
<i>Robur</i>	<i>Itália</i>	<i>Simples</i>	<i>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</i>	<i>17,7</i>	<i>0,70</i>	<i>-</i>	<i>Refrigeração e Ar condicionado</i>
				<i>12,8</i>	<i>0,53</i>		
<i>Rotartica</i>	<i>Espanha</i>	<i>Simples</i>	<i>H<sub>2</sub>O-LiBr</i>	<i>4,50</i>	<i>0,67</i>	<i>90</i>	<i>Ar condicionado</i>
<i>Solarice</i>	<i>Alemanha</i>	<i>Simples</i>	<i>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</i>	<i>25 a 40</i>	<i>0,60</i>	<i>80</i>	<i>Refrigeração</i>
<i>Sonnenklima</i>	<i>Alemanha</i>	<i>Simples</i>	<i>H<sub>2</sub>O-LiBr</i>	<i>10</i>	<i>0,78</i>	<i>75</i>	<i>Ar condicionado</i>
<i>Termax</i>	<i>Índia</i>	<i>Simples</i>	<i>H<sub>2</sub>O-LiBr</i>	<i>17,5 a 35</i>	<i>0,70</i>	<i>90</i>	<i>Ar condicionado</i>
<i>Yazaki</i>	<i>Japão</i>	<i>Simples</i>	<i>H<sub>2</sub>O-LiBr</i>	<i>17,6 a 35</i>	<i>0,70</i>	<i>80</i>	<i>Ar condicionado</i>
		<i>Duplo</i>		<i>28</i>	<i>0,85</i>	<i>-</i>	<i>Ar condicionado</i>

Fonte: Adaptado de LABUS (2011).

### 2.3 FONTES DE CALOR

Como já citado nas seções anteriores, os sistemas de refrigeração por absorção necessitam de calor oriundo de uma fonte a alta temperatura para funcionar e são divididos pelo tipo de aquecimento do gerador: direto ou indireto. Para a utilização eficaz da fonte de energia devem-se utilizar equipamentos de refrigeração por absorção adequados a mesma.

O calor utilizado em um *chiller* de aquecimento indireto pode ser oriundo de diversos tipos de fontes geradoras, tais como: energia solar térmica; gases de exaustão; água quente oriunda de algum processo industrial; etc. As fontes podem ser utilizadas sozinhas ou em conjunto, o que melhora a eficiência global do sistema.

O mais comum é que sistemas de refrigeração por absorção utilizem mais de uma fonte de energia térmica, ou seja, geralmente os sistemas aproveitam alguma fonte de energia disponível e utilizam uma fonte auxiliar para complementação. Costumam-se usar caldeiras, alimentadas com combustível fóssil ou outros tipos de aquecedores elétricos como fonte auxiliar de energia térmica.

Segundo CEREZO (2006), alguns sistemas utilizam como fontes de energia térmica gases de exaustão ou resíduo de vapor d'água. Estes sistemas em geral não necessitam de uma fonte de energia térmica adicional. Gases de exaustão com temperaturas superiores a 200 °C podem ser utilizados como única fonte de energia térmica até mesmo para sistemas de duplo estágio. Na Fig. 2.10 é apresentado o esquema de um sistema utilizando somente resíduos de vapor d'água de um processo fabril.

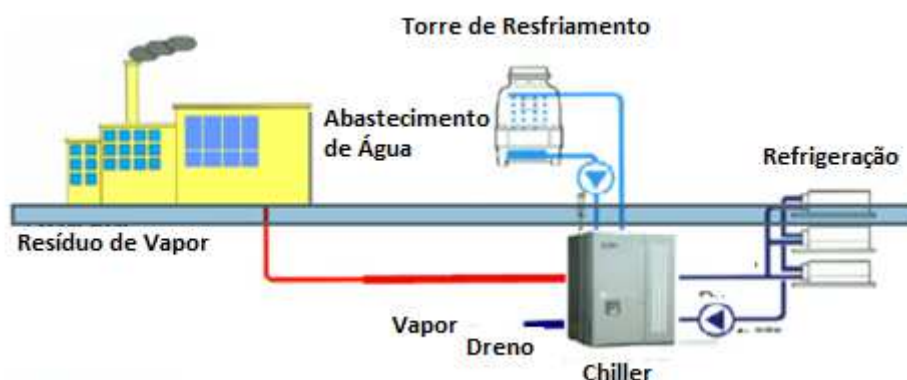


Figura 2.10 – Sistema com aproveitamento de vapor d'água.

Fonte: Adaptado de ISHIATSU (2007).

Uma fonte de energia térmica muito utilizada é a energia solar térmica. A energia em forma de calor necessária para ativação do *chiller* pode ser obtida através da radiação solar, sendo a mesma convertida em calor através do uso de coletores solares. Na Fig. 2.11 é apresentada a ilustração de um *chiller* de absorção utilizando como fonte de energia térmica um sistema de aquecimento com coletores solares, e como sistema complementar uma caldeira utilizando biomassa como combustível.

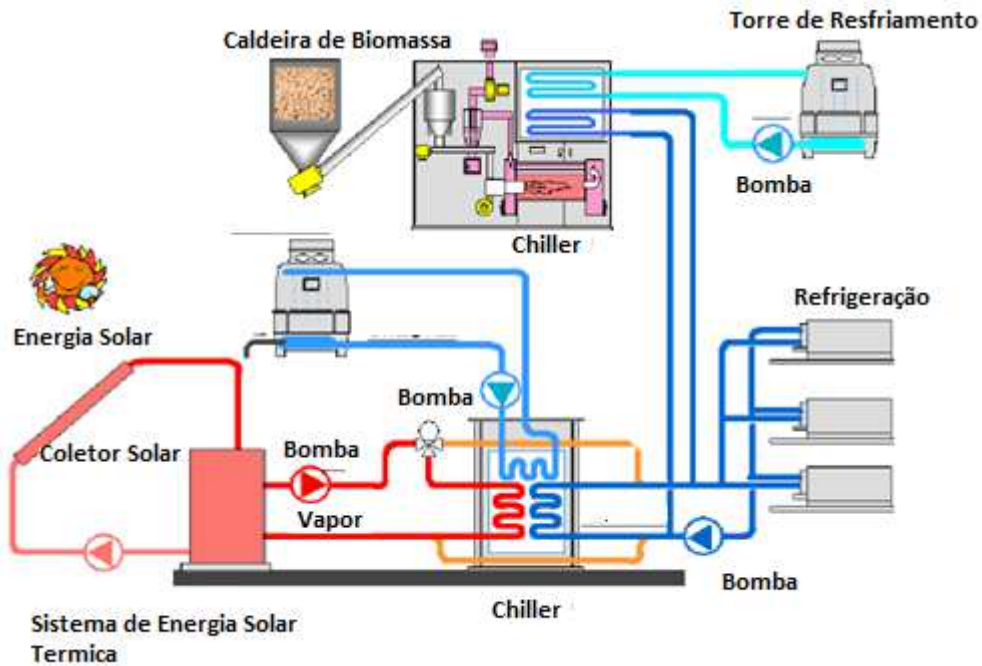


Figura 2.11 – Sistema utilizando energia a solar e uma caldeira de biomassa.

Fonte: Adaptado de ISHIATSU (2007).

### 2.3.1 Coletor solar térmico

O coletor solar térmico é o dispositivo responsável por transformar a energia da radiação solar incidente em energia térmica por meio de troca de calor através de um fluido térmico, que circula no seu interior. Pode-se utilizar como fluido térmico água, óleo, mistura de água mais um anti-congelante, etc.

Existem diversos modelos de coletores solares, que se dividem em categorias caracterizadas pelo seu tipo de construção. As duas categorias principais são: coletores planos, com ou sem cobertura, aplicados a temperaturas abaixo de 100 °C; e coletores sob vácuo, que podem trabalhar com temperaturas acima de 100 °C.

Conforme citado em seção anterior, cada tipo de *chiller* de absorção necessita de uma faixa de temperatura de ativação diferente, assim é necessário que o modelo de coletor solar utilizado atenda à faixa de temperatura desejada. Na Tab. 2.8 são apresentados alguns tipos de *chillers* de absorção e os modelos de coletores que atendem às referidas temperaturas de ativação dos mesmos. Na Fig. 2.12 é apresentado um gráfico comparativo da eficiência de alguns modelos de coletores solares de acordo com a temperatura de trabalho.

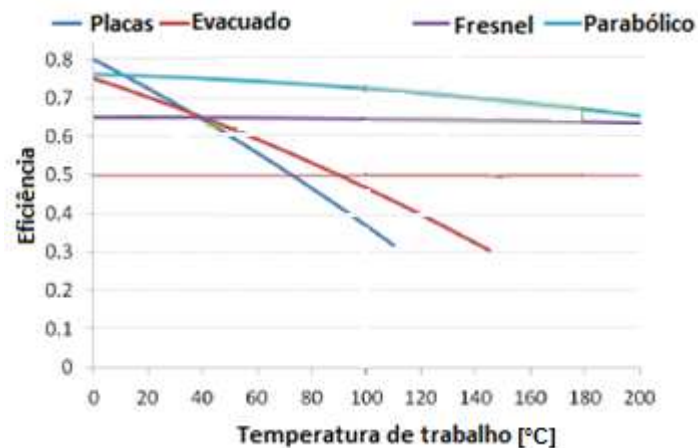


Figura 2.12 – Comparativo da eficiência dos coletores solares.

Fonte: Adaptado de AYADI (2011).

Como pode ser observada, a temperatura de trabalho tem maior influência na eficiência dos coletores de placas planas e de tubo evacuado. Os coletores do tipo Fresnel apresentam uma eficiência constante de aproximadamente 65 %. Já os coletores parabólicos sofrem uma pequena influência da temperatura de trabalho, onde na faixa de temperatura de 100 a 200 °C se observa uma redução de aproximadamente 15 % na eficiência.

Tabela 2.8 – Modelos de coletores solares térmicos de acordo com para cada tipo de *chiller*.

<i>TIPO DE CHILLER</i>	<i>TEMPERATURA DE ATIVAÇÃO</i>	<i>COLETOR SOLAR</i>
<i>Ciclo de simples efeito</i>	<i>de 60 a 140 °C</i>	<i>Placa Plana</i>
		<i>Tubo evacuado</i>
<i>Ciclo de duplo efeito</i>	<i>de 120 a 180 °C</i>	<i>Tubo evacuado</i>
		<i>Calha parabólica</i>
		<i>Fresnel linear</i>
		<i>Calha cilíndrica</i>
<i>Ciclo de triplo efeito</i>	<i>de 200 a 250 °C</i>	<i>Calha parabólica</i>
		<i>Fresnel linear</i>
		<i>Calha cilíndrica</i>

Fonte: Adaptado de LABUS (2011).

### 2.3.1.1 Coletor solar térmico de placas planas

O coletor de placas planas é constituído de uma placa absorvedora metálica, na cor preta, fixada ao fundo de uma caixa retangular. A caixa possui isolamento térmico nas suas laterais e no seu fundo e é coberta por uma placa de vidro por onde incide a radiação solar. Dentro desta caixa há tubulações por onde escoo o fluido a ser aquecido, conforme ilustrado na Fig. 2.13

Segundo BORGES (2000) o funcionamento do coletor de placas planas consiste no aquecimento do fluido ao passar pelos tubos. A radiação é transmitida através da cobertura de vidro, absorvida pela placa absorvedora, que aquece, e o calor é então conduzido aos tubos e ao fluido de trabalho. Este tipo de coletor é utilizado em aplicações que requerem fornecimento de energia térmica a temperaturas moderadas de até 100 °C.

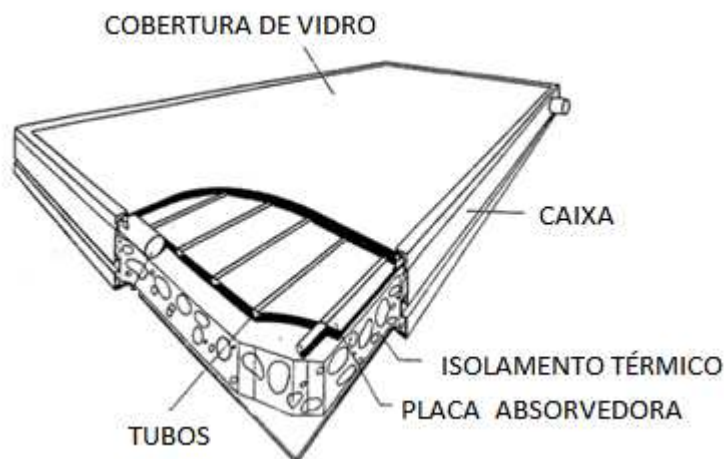


Figura 2.13 – Coletor solar térmico de placas planas.

Fonte: Adaptado de LISBOA (2012).

### 2.3.1.2 Coletor solar térmico de tubo evacuado

Este tipo de coletor é constituído de dois tubos de vidro concêntricos e transparentes sendo que o isolamento entre um tubo e outro é feito por vácuo, o que é o melhor isolamento térmico existente, minimizando a perda de calor por convecção. O formato tubular do coletor converge e amplia os raios solares para o seu interior, podendo aquecer água a temperaturas mais altas que os coletores de placas planas.

No interior dos tubos há três camadas de materiais que promovem a absorção da radiação solar, sendo eles: uma camada de cobre, que tem alta condutividade térmica; uma camada de aço inoxidável, para permitir a estabilidade da camada de cobre em temperaturas superiores a 400 °C; e uma camada de nitreto de alumínio, para produzir a absorção da radiação solar com baixa emissividade. O vidro utilizado neste tipo de coletor tem uma transmissividade de até 95 %, assim as perdas para o meio externo ficam abaixo dos 5 %.

Segundo MORRISON et al (2002) a tecnologia de coletores de tubo evacuado é um dos únicos meios de utilizar energia solar térmica em muitos locais do mundo onde as temperaturas são sempre muito baixas, como no hemisfério Norte, onde as temperaturas chegam a 0°C. Na Fig. 2.14 é apresentado um conjunto de coletores de tubo evacuado.



Figura 2.14 – Coletor solar de tubo evacuado.

Fonte: MORRISON et al (2002).

### 2.3.1.3 Coletor de calha parabólica

Coletores de calha parabólica são construídos a partir de chapas de material reflexivo, montadas em forma de parábola. Ao longo da linha focal do sistema é instalado um tubo de metal de alta absorção, envolvido por um tubo de vidro. Este tipo de coletor é capaz de concentrar o feixe de radiação diretamente no tubo e tem capacidade de capturar a radiação solar até mesmo em horários de menor incidência solar, como no início da manhã e no final da tarde. A temperatura do fluido de trabalho, que pode ser vapor, óleo térmico ou água pressurizada, pode variar de 100 a 350 °C. Na Fig. 2.15 é apresentada uma ilustração do coletor de calha parabólica.

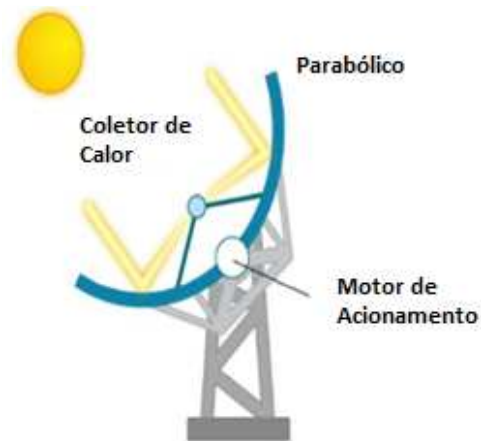


Figura 2.15 – Coletor solar de calha parabólica.

Fonte: Adaptado de AYADI (2011).

#### 2.3.1.4 Coletor de calha cilíndrica

Conforme WERNER e MATTHIAS (2005), coletores de calha cilíndrica têm o seu funcionamento similar aos coletores de calha parabólica. A diferença está na montagem do material reflexivo, sendo que neste caso o mesmo é montado em forma de calha. Na Fig. 2.16 é apresentado um detalhe de um coletor de calha cilíndrica.



Figura 2.16 – Coletor solar térmico de calha cilíndrica.

Fonte: WERNER e MATTHIAS (2005).



### 2.3.1.5 Coletor Fresnel Linear

O coletor Fresnel linear é formado por uma série de pequenos elementos de material reflexivo, que concentram a radiação solar em um receptor fixo. Este tipo de coletor tem menor volume e menor custo em relação aos coletores parabólicos. Em aplicações a baixa temperatura pode-se chegar a 50 % de eficiência. Na Fig. 2.17 é apresentada uma ilustração do coletor Fresnel linear.

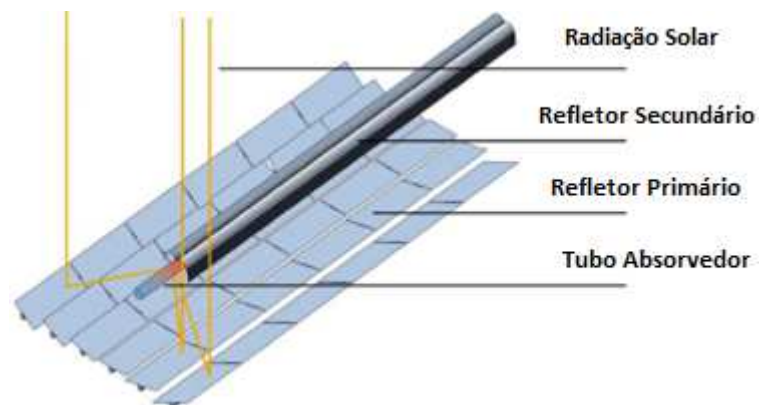


Figura 2.17 – Coletor solar Fresnel linear.

Fonte: Adaptado de AYADI (2011).

### 3. APLICAÇÃO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO – ESTADO DA ARTE

O que geralmente diferencia os sistemas de refrigeração por absorção estudados é o tipo de ciclo de absorção do *chiller*, o par de fluidos empregado, as fontes de energia utilizadas e a maneira como é feita a gestão da energia disponível e do sistema de refrigeração. Neste capítulo serão apresentadas algumas configurações de sistemas de refrigeração por absorção.

VIDAL et al (2009) realizaram um estudo para otimizar um sistema de refrigeração a ser empregado em uma casa de verão com 149 m<sup>2</sup>, localizada nos arredores da cidade de Santiago no Chile. Foram testadas duas opções de coletores solares com área diferentes, diferentes capacidades do tanque de armazenamento de água quente e diferentes inclinações do coletor solar. Os principais parâmetros iniciais dos testes foram: 130 m<sup>2</sup> área de coletor solar plano, inclinadas a 35°; reservatório térmico com capacidade de 6 m<sup>3</sup> e altura de 2 m; *chiller* de absorção de simples estágio da marca YAZAKY, modelo WFC-SC10, utilizando o par de fluidos H<sub>2</sub>O + LiBr; e um aquecedor auxiliar de 125 kW. O sistema estudado é ilustrado na Fig. 3.1.

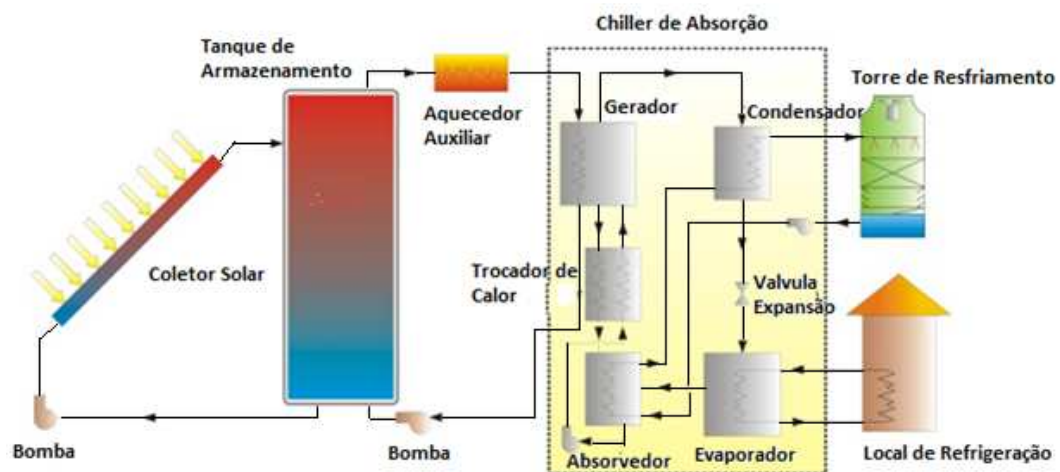


Figura 3.1 – Sistema de absorção de simples estágio.

Fonte: Adaptado de VIDAL et al (2009).

O sistema apresentado funciona conforme quatro circuitos principais:

a) circuito relacionado à fonte de energia principal. A água armazenada no tanque de armazenamento (reservatório térmico) circula pelos coletores solares, onde absorve energia, retornando para o tanque.

b) circuito responsável por fornecer água quente ao *chiller*. A água quente armazenada no tanque é fornecida para o *chiller*, retornando para o tanque com temperatura inferior. O gerador do *chiller* de absorção requer uma temperatura mínima da água quente para funcionar, e como a energia solar em alguns momentos não é capaz de elevar a temperatura da água até esta condição, foi utilizado neste sistema um aquecedor auxiliar, alimentado com gás natural.

c) circuito de água fria responsável pelo arrefecimento dos trocadores de calor do *chiller*. Para o resfriamento da água de arrefecimento é utilizada uma torre de resfriamento.

d) circuito de refrigeração responsável pelo condicionamento do ar dos ambientes da casa.

As simulações foram realizadas no software TRNSYS 16. A partir de simulações os autores concluíram que o sistema que necessita de menor quantidade de energia auxiliar, gás natural, é o sistema com coletor inclinado a 33° em relação a horizontal, com reservatório térmico de 7 m<sup>3</sup>.

AYADI (2011) realizou estudos para implementação de coletores solares em duas plantas de refrigeração por absorção, sendo a primeira instalada em uma fábrica de bebidas na Tunísia e a segunda em uma fábrica de laticínios no Marrocos. O objetivo do estudo foi encontrar um modelo de coletor solar adequado para cada uma das aplicações. Para isto foram pesquisados os modelos disponíveis no mercado e também os protótipos em desenvolvimento levando em conta os aspectos técnicos e econômicos. O autor estudou a viabilidade de alguns modelos de coletores solares, como: coletores de tubo evacuado; coletor parabólico e coletor linear Fresnel.

Na fábrica de bebidas da Tunísia o sistema de refrigeração é utilizado no processo de fermentação das bebidas, onde um controle de temperatura estável é necessário para garantir a qualidade. O sistema instalado utiliza um tanque de armazenamento de água fria, com capacidade de 3 m<sup>3</sup>, sendo que o *chiller* de absorção só é ligado quando a temperatura no interior deste tanque atinge -2 °C e desliga quando a mesma chega a -6 °C. Foi selecionado um *chiller* utilizando o par de fluidos amônia-água, com capacidade de 12,8 kW, de simples efeito e com temperatura típica de operação de 110 a 180 °C. O sistema não conta com tanque de armazenamento de água quente.

Para a ativação do *chiller* foi escolhido um sistema de coletores do tipo Fresnel linear, por se adaptarem melhor às temperaturas de trabalho. O sistema tem superfície total de

120 m<sup>2</sup>, sendo 88 m<sup>2</sup> de abertura, composto por onze filas de quatro módulos que concentram a radiação solar em um receptor de vácuo tubular. O coletor solar instalado no térreo da fábrica é apresentado na Fig. 3.2.



Figura 3.2 – Foto do sistema de coletores instalado em uma fábrica de bebidas na Tunísia.

Fonte: AYADI (2011).

A segunda planta que AYADI (2011) apresenta, é uma fábrica de laticínios localizada na cidade de Marrakesh no Marrocos, considerada a segunda maior fábrica do gênero do país.

Após várias visitas para estudar o processo produtivo da empresa, com o intuito de determinar qual processo de resfriamento seria o mais apropriado com um sistema de refrigeração por absorção, o autor chegou à conclusão que o sistema poderia ser utilizado no processo de pasteurização do leite e no processo de resfriamento do leite cru. Como a fábrica recebe leite de um grande número de produtores, o processo de resfriamento do leite cru foi o escolhido, já que este tem um elevado potencial para ser replicado nos próprios produtores. O leite deve ser resfriado para uma temperatura de aproximadamente 7,3 °C em um período máximo de 4 h após a primeira ordenha. Depois de resfriado o leite é condicionado em tanques com isolamento térmico.

O resfriamento do leite é realizado através de dois trocadores de calor, utilizando água gelada a 2 °C. Para refrigeração da água foi selecionado o mesmo *chiller* da planta da Tunísia; um *chiller* utilizando o par de fluidos amônia-água, com capacidade de 12,8 kW, de simples efeito e com temperatura típica de operação de 110 a 180 °C. A água fria é armazenada em um tanque com capacidade de 2 m<sup>3</sup>. O sistema não conta com tanque de armazenamento de água quente.

Para a ativação do *chiller* foram utilizados coletores solares térmicos do tipo calha parabólica, com superfície total de 63,4 m<sup>2</sup> sendo 58,5 m<sup>2</sup> de abertura. O coletor solar instalado na fábrica é apresentado na Fig. 3.3.



Figura 3.3 – Foto do sistema de coletores instalado em uma fábrica de laticínios no Marrocos.

Fonte: AYADI (2011).

ANTOINE et al. (2009) realizaram a simulação de um sistema de refrigeração por absorção com o objetivo de avaliar alguns parâmetros como capacidade de refrigeração, consumo de energia auxiliar e consumo de eletricidade. O objeto de estudo escolhido foi um edifício de escritórios constituído de dois pisos com área total de 309,9 m<sup>2</sup>, sendo que o sistema deve ser capaz de atender uma temperatura mínima de 21 °C no inverno e 26 °C no verão no interior da edificação. Foram realizadas simulações considerando quatro locais distintos: Freiburg, Madrid, Perpignan e Palermo. Na Fig. 3.4 são apresentadas as cargas térmicas médias anuais de refrigeração e aquecimento para cada local escolhido. Os locais que demandam maior carga de refrigeração são Perpignan e Palermo, sendo que a carga térmica pico ficou em torno de 35 kW em ambos os locais.

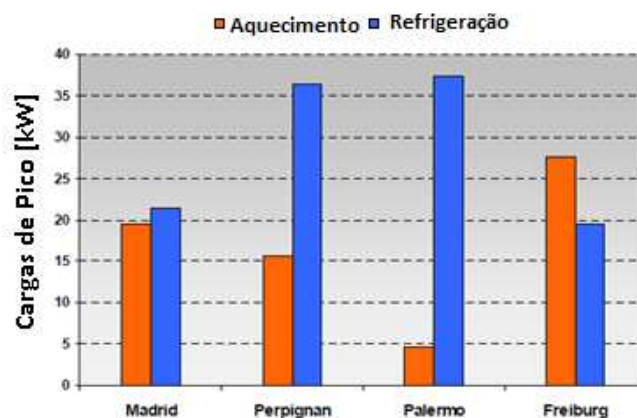


Figura 3.4 – Cargas médias anuais de refrigeração e aquecimento.

Fonte: ANTOINE et al. (2009).

Como Perpignan é a localidade com demanda térmica de pico mais próxima de 35 kW, foi a escolhida para realização das simulações. O primeiro sistema de água gelada simulado, por ANTOINE et al. (2009), para Perpignan é composto pelos seguintes componentes principais: 115 m<sup>2</sup> de coletor de tubo evacuado; tanque para armazenamento de água quente de 3 m<sup>3</sup> com coeficiente de perda de calor de 0,8 W/(m<sup>2</sup> K); *chiller* de absorção de 35 kW, modelo Yazaki WFC10 utilizando água-brometo de lítio; aquecedor auxiliar a gás, com rendimento de 95 % e capacidade máxima de 50 kW; torre de arrefecimento à temperatura constante de 27 °C. O segundo sistema simulado conta com modificações em relação ao primeiro: 115 m<sup>2</sup> de coletor de placas planas; tanque para armazenamento de água gelada de 1,5 m<sup>3</sup> e coeficiente de perda de calor de 0,5 W/(m<sup>2</sup> K). As simulações foram realizadas definindo uma temperatura mínima de acionamento do *chiller* de 80 °C e um *COP* de 0,69. Os resultados das simulações são apresentados na Tab. 3.1.

Tabela 3.1 – Comparativo das simulações para a localidade de Perpignan.

	<i>1º Sistema</i>	<i>2º Sistema</i>
<i>Capacidade de refrigeração anual</i>	<i>19.373 kWh</i>	<i>40.753 kWh</i>
<i>Consumo de energia auxiliar anual</i>	<i>3.533 kWh</i>	<i>9.000 kWh</i>
<i>Consumo de energia elétrica anual</i>	<i>7.367 kWh</i>	<i>12.188 kWh</i>

SPARBER et al. (2007) participaram de um estudo, dentro do programa da Agência Internacional de Energia(IEA), que tinha como objetivo listar as grandes plantas de refrigeração por absorção instaladas nos principais países do mundo. Foram observadas características como: localização; tipo e capacidade do *chiller*; tipo de coletor solar; capacidade de armazenamento de energia; entre outros. A lista conta com 81 sistemas de refrigeração de grande escala, sendo que destes 73 plantas estão localizadas em países da Europa, 7 na Ásia e 1 na América Central, no México. A maior instalação utilizando refrigeração por absorção solar é uma fábrica de cosméticos, localizada em Viotana, Grécia. Utiliza em seu processo dois *chillers* de absorção de 350 kW cada, acionados por 2.700 m<sup>2</sup> de coletores solares.

KRAUSE (2010) cita a companhia portuguesa AOSOL que desenvolveu um *chiller* de absorção utilizando amônia, com capacidade de refrigeração de 6 kW e um *COP* de 0,55. Este *chiller* é acionado com água quente à temperatura de 85 °C e produz água gelada a uma

temperatura que varia de 8 a 18 °C, dependendo da temperatura de entrada da mesma. O *chiller* citado utiliza um sistema de arrefecimento a ar.

BALGHOUTHY et al (2008) nos seus estudos utilizaram um modelo de máquina de absorção de simples efeito, de baixa capacidade (11 kW) e os seguintes parâmetros principais: temperatura de entrada da água de arrefecimento no *chiller* de 28 °C; temperatura de saída da água gelada de 12 °C e vazão de entrada de água gelada no evaporador de 0,6 kg/s. O objetivo do estudo foi a verificação da variação do *COP* e da capacidade de refrigeração em função da temperatura de entrada da água quente no *chiller*. A partir de temperaturas de entrada constantes, variando de 54 a 110 °C foram determinados os seguintes resultados: para  $T = 54$  °C um *COP* de 0,6 e uma capacidade de refrigeração 0,8 kW; para  $T = 110$  °C um *COP* de 0,7 e uma capacidade de refrigeração 16,5 kW.

DILAY (2008) cita em seu trabalho um sistema simulado no TRNSYS utilizando os parâmetros meteorológicos da Nicósia em Chipre. Inicialmente foi realizada a otimização do sistema a fim de selecionar o coletor mais adequado, a capacidade do reservatório térmico, o ângulo do coletor e a configuração do aquecedor auxiliar. O sistema otimizado tem as seguintes características: coletor solar parabólico de 15 m<sup>2</sup>, inclinado 30 °; reservatório térmico de água quente de 0,6 m<sup>3</sup>; aquecedor auxiliar operando na temperatura de 87 °C. Com as características descritas o sistema ofereceu 23,4 MWh de refrigeração.

### 3.1 MODELOS DE SISTEMAS

Na Tab. 3.2 é apresentado um resumo dos modelos de sistemas já apresentados e suas características.

Tabela 3.2 – Resumo dos modelos de sistemas estudados em relação as suas características.

ESTUDO	CHILLER		FONTE DE ENERGIA	COLLETOR		CAPACIDADE DO TANQUE DE ÁGUA (m <sup>3</sup> )		OBSERVAÇÕES
	Par de Fluidos	Capacidade (kW)		Tipo	Área (m <sup>2</sup> )	Quente	Fria	
		Nº Efeitos	Principal					
VIDAL, ESCOBAR e COLLE (2009)	H <sub>2</sub> O + LiBr	35,16	Solar Térmica	Placa plana	130	6	Não utiliza	-
		Simples Efeito	Gás Natural					
AYADI (2011)	NH <sub>3</sub> + H <sub>2</sub> O	12,8	Solar Térmica	Fresnel Linear	120	Não utiliza	3	Armazenamento de água gelada de -6 a -2°C
		Simples Efeito	-					
AYADI (2011)	NH <sub>3</sub> + H <sub>2</sub> O	12,8	Solar Térmica	Calha Parabólica	63,4	Não utiliza	2	Armazenamento de água gelada a 2°C
		Simples Efeito	-					
ANTOINE et al. (2009)	H <sub>2</sub> O + LiBr	35	Solar Térmica	Tubo Evacuado	115	3	Não utiliza.	Capacidade de refrigeração anual de 19.373 kWh
		Simples Efeito	Gás Natural					
ANTOINE et al. (2009)	H <sub>2</sub> O + LiBr	35	Solar Térmica	Placa plana	115	3	1,5	-
		Simples Efeito	Gás Natural					
SPARBER et al (2007)	-	350	Solar Térmica	-	2700	-	-	-
		-	Não Usa					
KRAUSE (2010)	NH <sub>3</sub> + H <sub>2</sub> O	6	-	-	-	-	-	Temperatura de acionamento de 85 °C e temperatura de saída água gelada de 8 a 18°C.
		-	-					
BALGHOUTHY, et al (2008)	-	11	-	-	-	-	-	Temperatura de entrada de 110 °C; COP = 0,7 e capacidade de refrigeração de 16,5 kW.
		-	-					
Dilay (2008)	-	-	Solar Térmica.	Calha Parabólica	15	0,6	-	Capacidade de refrigeração anual de 23,4 MWh



#### 4. MODELOS MATEMÁTICOS DOS COMPONENTES DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO COM O USO DE ENERGIA SOLAR

Neste capítulo serão apresentados os modelos matemáticos dos principais componentes utilizados em sistemas de refrigeração por absorção com uso de energia solar térmica.

##### 4.1 RADIAÇÃO SOLAR

Para calcular a radiação solar incidente no coletor solar serão utilizadas as equações e variáveis apresentadas nesta seção. As equações são baseadas nos modelos apresentados por DUFFIE e BECKMAN (1991).

A irradiação horária difusa horizontal,  $I_d$ , é calculada pela Eq. (4.1).

$$I_d = k_D I \quad (4.1)$$

onde  $k_D$  é a fração difusa da irradiação global horária e  $I$  é a irradiação horária global horizontal. A fração difusa pode ser obtida a partir de correlações. Uma das mais utilizadas é a correlação de ERBS et al.(1982) é calculada pela Eq. (4.2).

$$k_D = \left\{ \begin{array}{l} 1,0 - 0,99k_t \Rightarrow k_t \leq 0,22 \\ 0,9511 - 0,1604k_t + 4,388k_t^2 - 16,638k_t^3 + 12,336k_t^4 \Rightarrow 0,22 < k_t \leq 0,80 \\ 0,165 \Rightarrow k_t > 0,80 \end{array} \right\} \quad (4.2)$$

onde  $k_T$  é o índice de claridade, que relaciona a irradiação horária global horizontal,  $I$ , e a irradiação horária extraterrestre horizontal,  $I_o$ , conforme a Eq. (4.3)

$$k_t = \frac{I}{I_o} \quad (4.3)$$

A irradiação horária direta horizontal,  $I_b$ , é calculada pela Eq. (4.4)

$$I_b = I - I_d \quad (4.4)$$

O ângulo formado entre o vetor Terra-Sol e a vertical é chamado de ângulo de zênite,  $\theta_z$  e a declinação solar,  $\delta$ , são calculados pelas Eq. (4.5) e (4.6), respectivamente:

$$\cos(\theta_z) = \text{sen}(\delta)\text{sen}(\phi) + \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\omega) \quad (4.5)$$

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left[ \frac{360}{365} (d_n + 284) \right] \quad (4.6)$$

sendo  $\phi$  a latitude do local,  $\omega$  o ângulo horário e  $d_n$  o número do dia do ano no calendário Juliano (1 a 365).

O ângulo de incidência,  $\theta_s$ , formado entre a normal de uma superfície inclinada e o vetor Terra-Sol, é calculado pela Eq. (4.7).

$$\begin{aligned} \cos(\theta_s) &= \operatorname{sen}(\delta) \operatorname{sen}(\phi - \beta) + \cos(\delta) \cos(\phi - \beta) \cos(\omega) \Rightarrow \text{hemisfério\_norte} \\ \cos(\theta_s) &= \operatorname{sen}(\delta) \operatorname{sen}(\phi + \beta) + \cos(\delta) \cos(\phi + \beta) \cos(\omega) \Rightarrow \text{hemisfério\_sul} \end{aligned} \quad (4.7)$$

onde  $\beta$  é a inclinação da superfície em relação à horizontal. A relação entre a irradiação global incidente em uma superfície inclinada e a irradiação global horizontal  $R_b$ , é dada pela Eq. (4.8)

$$R_b = \frac{\cos(\theta_s)}{\cos(\theta_z)} \quad (4.8)$$

A irradiação total sobre a superfície inclinada,  $I_T$ , é determinada utilizando o modelo de Perez, conforme apresentado na Eq. (4.9). Os coeficientes de Perez são apresentados nas Eq. (4.10), (4.11), (4.12) e (4.13) e na Tab. 4.1.

$$I_T = I_b R_b + I_d (1 - F_1) \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + I_d F_1 R_b + I_d F_2 \operatorname{sen}(\beta) + I \rho_g \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (4.9)$$

$$F_1 = F_{11}(\varepsilon) + F_{12}(\varepsilon)\Delta + F_{13}(\varepsilon)\theta_z \quad (4.10)$$

$$F_2 = F_{21}(\varepsilon) + F_{22}(\varepsilon)\Delta + F_{23}(\varepsilon)\theta_z \quad (4.11)$$

$$\varepsilon = \frac{I_d + I_b}{I_d} \quad (4.12)$$

$$\Delta = \frac{I_d}{I_o \cos \theta_z} \quad (4.13)$$

onde  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_{11}$ ,  $F_{12}$ ,  $F_{13}$ ,  $F_{21}$ ,  $F_{22}$ ,  $F_{23}$ ,  $\Delta$  e  $\varepsilon$  são coeficientes de Perez e  $\rho_g$  é a refletância do solo.

Tabela 4.1 – Coeficientes de Perez.

Intervalo	$\varepsilon$	$F_{11}$	$F_{12}$	$F_{13}$	$F_{21}$	$F_{22}$	$F_{23}$
1	1,000 a 1,056	-0,042	0,550	-0,044	-0,120	0,138	-0,034
2	1,056 a 1,253	0,261	0,559	-0,243	-0,019	0,083	-0,081
3	1,253 a 1,586	0,481	0,460	-0,354	0,077	0,006	-0,116
4	1,586 a 2,134	0,825	0,187	-0,532	0,172	-0,050	-0,151
5	2,134 a 3,230	1,102	-0,299	-0,586	0,350	-0,398	-0,171
6	3,230 a 5,980	1,226	-0,451	-0,617	0,444	-0,949	-0,073
7	5,980 a 10,080	1,367	-0,838	-0,655	0,431	-1,750	0,094
8	10,080 a $\infty$	0,978	-0,812	-0,393	0,335	-2,160	0,186

Fonte: DUFFIE e BECKMAN (1991).

## 4.2 COLETOR SOLAR TÉRMICO

A seguir são descritos alguns modelos utilizados para o dimensionamento de coletores solares de placas planas, baseados nos modelos apresentados por DUFFIE e BECKMAN (1991). Para determinar a irradiação absorvida pelo coletor,  $S$ , é utilizada a Eq. (4.14).

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g I (\tau\alpha)_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (4.14)$$

onde  $(\tau\alpha)_b$  é o produto transmitância-absortância da irradiação direta,  $(\tau\alpha)_d$  é o produto transmitância-absortância para a irradiação difusa,  $(\tau\alpha)_g$  é o produto transmitância-absortância para a irradiação refletida pelo solo e  $\beta$  é a inclinação da superfície do coletor solar.

O produto da transmitância-absortância utilizado para coletores solares pode ser aproximado razoavelmente com o uso da Eq. (4.15).

$$(\tau\alpha) = 1,01\tau\alpha \quad (4.15)$$

onde  $\tau$  é a transmitância e  $\alpha$  é absortância. A transmitância do coletor,  $\tau$ , é calculada pelo produto da transmitância refletida,  $\tau_r$ , e a transmitância da cobertura,  $\tau_a$ , conforme Eq. (4.16).

$$\tau \cong \tau_a \tau_r \quad (4.16)$$

A transmitância da cobertura e a transmitância refletida são descritas pelas Eq. (4.17) e Eq. (4.18), respectivamente. Na Eq. (4.19) e na Eq.(4.20) são apresentadas as variáveis para determinar transmitância refletida.

$$\tau_a = \exp\left(-\frac{K e_{v,col}}{\cos \theta_2}\right) \quad (4.17)$$

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1-r_{\parallel}}{1+r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \right) \quad (4.18)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (4.19)$$

$$r_{\perp} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (4.20)$$

onde  $K$  é o coeficiente de extinção do material da cobertura,  $e_{v,col}$  é a espessura do vidro,  $\theta_2$  é o ângulo de refração,  $r_{\parallel}$  e  $r_{\perp}$  são coeficientes para determinação do  $\tau_r$  e  $\theta_1$  é o ângulo de incidência da radiação direta.

O ângulo de incidência da radiação direta é definido pela Eq. (4.21) e varia de acordo com o tipo de radiação (direta, difusa e refletida pelo solo).

$$\begin{aligned} \theta_{1,b} &= \theta_s \\ \theta_{1,d} &= 59,7 - 0,1388\beta + 0,001497\beta^2 \\ \theta_{1,g} &= 90 - 0,5788\beta + 0,002693\beta^2 \end{aligned} \quad (4.21)$$

onde  $\theta_{1,b}$  é o ângulo de incidência da radiação solar direta,  $\theta_{1,d}$  é o ângulo de incidência da radiação solar difusa e  $\theta_{1,g}$  é o ângulo de incidência da radiação solar refletida pelo solo.

A relação entre os ângulos  $\theta_1$  e  $\theta_2$  estão relacionados com os índices de refração do ar,  $\eta_{ar}$ , e do material da cobertura (vidro),  $\eta_v$ , de acordo com a Lei de Snell, dada pela Eq. (4.22).

$$n_{ar} \sin \theta_1 = n_v \sin \theta_2 \quad (4.22)$$

Para determinar o fator de remoção de calor,  $F_R$ , foi utilizado a Eq. (4.23).

$$F_R = \frac{\dot{m}_{col} c_{p_{H_2O}}}{A_{col} U_{col}} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{A_{col} (U_{col} F')}{\dot{m}_{col} c_{p_{H_2O}}} \right) \right] \quad (4.23)$$

onde  $\dot{m}_{col}$  é a vazão mássica do fluido no coletor,  $c_{p_{H_2O}}$  é o calor específico da água,  $U_{col}$  é o coeficiente global de troca de calor do coletor,  $A_{col}$  área do coletor e  $F'$  é o fator de eficiência do coletor.

O fator que indica a quantidade de energia perdida pelo coletor é o produto  $F_R U_{col}$  e o fator que indica a quantidade de energia absorvida é o produto  $F_R (\tau \alpha)$ . Esses dois fatores são obtidos a partir das curvas de eficiência do coletor solar.

A taxa de calor absorvida pelo coletor,  $\dot{Q}_{col}$ , é determinada pela Eq. (4.24).

$$\dot{Q}_{col} = A_{col} F_R [S - U_{col} (T_{s,col} - T_{e,col})] \quad (4.24)$$

onde  $T_{s,col}$  é a temperatura do fluido que sai do coletor e  $T_{e,col}$  é a temperatura do fluido que entra no coletor.

Por questão de conveniência,  $S$  é expressa em  $J/m^2$ , para um período de  $1 h$ , uma vez que os dados de radiação solar disponíveis utilizam essa unidade. Assim, o segundo termo da Eq. (4.24) deve ser multiplicado por  $3600 s/h$  para ajuste de unidades.

### 4.3 CHILLER DE ABSORÇÃO

A seguir são descritos os balanços de energia envolvidos no funcionamento do *chiller* de absorção, assim como a equação para determinar o coeficiente de performance do mesmo. As equações são baseadas nos modelos apresentados por TRNSYS (2010).

A taxa de calor retirada da água gelada pelo *chiller*,  $\dot{Q}_{g,ch}$ , é dada pela Eq. (4.25)

$$\dot{Q}_{g,ch} = [\dot{m}_g cp (T_{e,g} - T_{s,g})]_{ch} \quad (4.25)$$

onde  $\dot{m}_g$  é a vazão mássica da água gelada,  $cp$  é o calor específico da água,  $T_{e,g}$  é a temperatura de entrada da água gelada e  $T_{s,g}$  é a temperatura de saída da água gelada no *chiller*.

A taxa de calor retirada da água quente no gerador pelo *chiller*,  $\dot{Q}_{H,ch}$ , é determinada pela Eq. (4.26).

$$\dot{Q}_{H,ch} = [\dot{m}_H cp (T_{e,H} - T_{s,H})]_{ch} \quad (4.26)$$

onde  $\dot{m}_H$  é a vazão mássica da água quente,  $T_{e,H}$  é a temperatura de entrada da água quente e  $T_{s,H}$  é a temperatura de saída da água quente fornecida ao *chiller*.

A taxa de calor retirada do *chiller* pela água de arrefecimento,  $\dot{Q}_{arref,ch}$ , é dada por:

$$\dot{Q}_{arref,ch} = \dot{Q}_{g,ch} + \dot{Q}_{H,ch} + \dot{Q}_{el,ch} \quad (4.27)$$

onde  $\dot{Q}_{el,ch}$  é a taxa de energia elétrica consumida pelo *chiller*.

O coeficiente de performance do *chiller*,  $COP_{ch}$ , é determinado pela Eq. (4.28).

$$COP_{ch} = \frac{\dot{Q}_{g,ch}}{\dot{Q}_{H,ch} + \dot{Q}_{el,ch}} \quad (4.28)$$

#### 4.4 AQUECEDOR AUXILIAR

A taxa de calor utilizada pelo aquecedor auxiliar,  $\dot{Q}_{aq}$ , para aquecimento da água quente do *chiller* é determinada por:

$$\dot{Q}_{aq} = \frac{1}{\eta_{aq}} \left[ \dot{m}_{aq} cp (T_{e,aq} - T_{s,aq}) \right] \quad (4.29)$$

onde  $\eta_{aq}$  é o rendimento nominal do aquecedor,  $\dot{m}_{aq}$  é a vazão mássica da água no aquecedor,  $T_{e,aq}$  é a temperatura de entrada da água e  $T_{s,aq}$  a temperatura de saída da água do aquecedor auxiliar.

#### 4.5 COEFICIENTE DE PERFORMANCE DO SISTEMA

O coeficiente de performance de um sistema de refrigeração por absorção,  $COP_{sist}$ , ativado por energia solar térmica é apresentado na Eq. (4.30), conforme apresentado por TRNSYS (2010).

$$COP_{sist} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{Q}_{col} + \dot{Q}_{el} + \dot{Q}_{aq}} \quad (4.30)$$

onde  $\dot{Q}_{ref}$  é a taxa de calor utilizada para refrigeração,  $\dot{Q}_{col}$  é a taxa de calor absorvida pelo coletor,  $\dot{Q}_{el}$  é a taxa de energia elétrica consumida pelo sistema e  $\dot{Q}_{aq}$  é a taxa de calor fornecida à água.

## 5. METODOLOGIA

O objetivo deste trabalho, conforme citado na introdução, é o estudo de um sistema de refrigeração por absorção assistido por energia solar térmica. O sistema será instalado inicialmente em uma pousada situada em local isolado, onde deve ser utilizado para condicionamento de alimentos frescos, em uma câmara refrigerada, e arrefecimento de quartos e um refeitório.

Com base nas informações conhecidas e pré-determinadas foram realizadas as seguintes etapas neste trabalho:

a) Estudo do software TRNSYS para simulação de sistemas de refrigeração por absorção assistida por energia solar térmica;

b) Comparação dos resultados do software TRNSYS com os resultados dos modelos matemáticos dos componentes do sistema;

c) Desenvolvimento de um modelo computacional no TRNSYS, que permita a simulação de algumas configurações de sistemas de refrigeração por absorção, podendo assim determinar a influência dos componentes e parâmetros utilizados no sistema, no uso da energia auxiliar e no atendimento da carga térmica.

d) Simulação de três configurações de sistemas de refrigeração por absorção, sendo que para todas as configurações foram realizadas simulações com o uso de coletor solar térmico de placas planas e de tubo evacuado. A seguir são descritas as configurações consideradas para os sistemas de refrigeração com energia solar.

### 5.1 MODELOS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO SIMULADOS

#### 5.1.1 Modelo A: coletor solar - reservatório - *chiller* de absorção

Neste modelo a água aquecida pelo coletor solar é armazenada em um reservatório térmico, sendo a mesma utilizada para a alimentação do *chiller* de absorção. A água gelada produzida pelo *chiller* é armazenada em outro reservatório térmico, onde fica disponível para o consumo. Na Fig. 5.1 é apresentado um diagrama de blocos do modelo do sistema proposto.

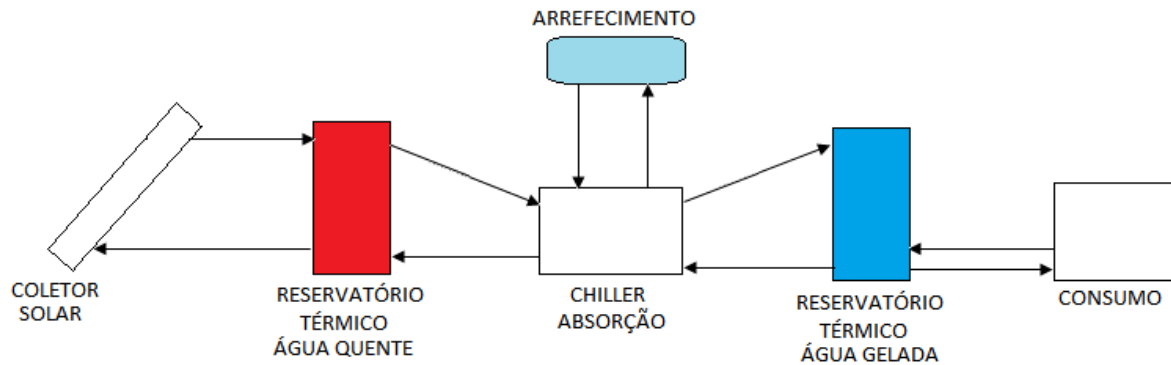


Figura 5.1 – Diagrama de blocos do sistema modelo A.

O sistema tem o seu funcionamento definido a partir de algumas condições específicas:

a) a circulação de água entre o coletor e o reservatório de água quente só ocorre quando for possível o seu aquecimento, sendo esta condição definida através de um controle de temperaturas. A circulação da água só ocorre quando a temperatura da água na saída do coletor solar for superior a temperatura da água no fundo do reservatório térmico.

b) o *chiller* será ligado sempre que a temperatura da água gelada armazenada no reservatório térmico atingir um limite superior, pré-definido, e irá desligar quando a temperatura atingir um nível inferior, também pré-definido;

c) como o *chiller* necessita de uma temperatura mínima da água quente de alimentação para a sua ativação, o mesmo só irá ligar quando a temperatura da água armazenada no reservatório térmico estiver acima desta temperatura mínima.

### 5.1.2 Modelo B: coletor solar-reservatório - aquecedor auxiliar - chiller de absorção

Este modelo é idêntico ao modelo A, com a inclusão de um aquecedor auxiliar para a água de alimentação do *chiller* de absorção. Quando a temperatura da água quente armazenada no reservatório térmico estiver abaixo da temperatura mínima de ativação do *chiller* o aquecedor auxiliar será utilizado. Na Fig. 5.2 é apresentado um diagrama de blocos do modelo de sistema proposto.



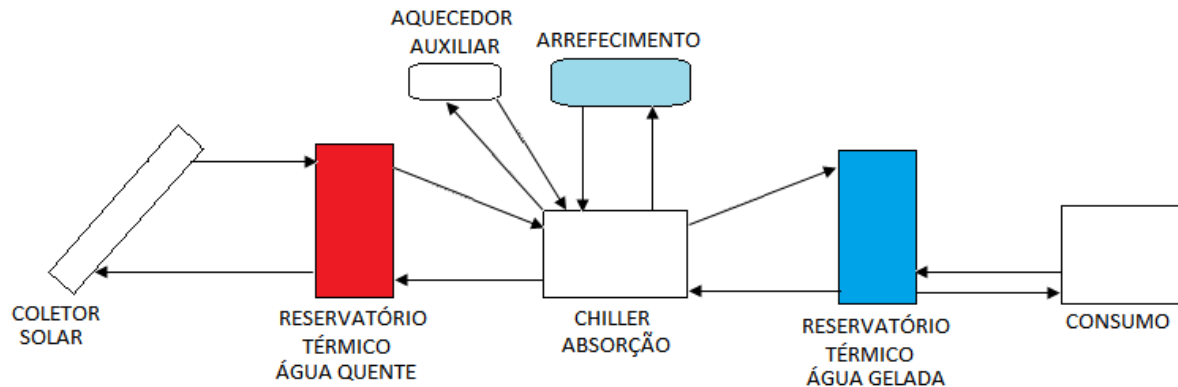


Figura 5.2 – Diagrama de blocos do sistema modelo B.

Como o sistema conta com um aquecedor auxiliar o *chiller* de absorção pode ser ligado sempre que for necessário atender o consumo, uma vez que o aquecedor auxiliar permitirá manter a temperatura da água necessária à sua ativação.

O sistema de aquecimento auxiliar tem o seu funcionamento em um circuito fechado entre ele e o *chiller*, ou seja, ele alimenta o *chiller* e é alimentado pelo retorno do mesmo, não afetando de maneira alguma o fluido armazenado no reservatório térmico. Sempre que for necessário o funcionamento do *chiller* para atender os consumos, termostatos verificam a temperatura do fluido armazenado no reservatório térmico de água quente. Caso a temperatura esteja abaixo da temperatura de ativação do *chiller* os termostatos acionam as válvulas que isolam o circuito entre o reservatório térmico e o *chiller* e acionam o aquecedor auxiliar.

### 5.1.3 Modelo C: chuveiros

A base deste modelo é o modelo B, sendo que foi acrescentado um sistema para utilização da água de arrefecimento, que sai do *chiller* de absorção, para uso no consumo de água quente para banho. Na Fig. 5.3 é apresentado um diagrama de blocos do modelo de sistema proposto.

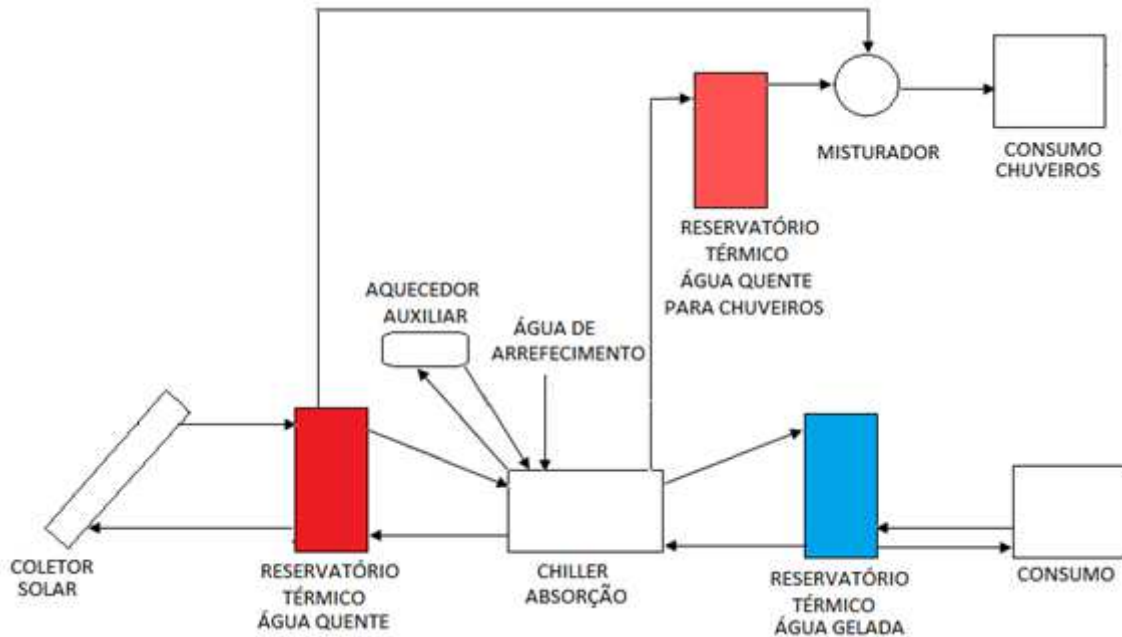


Figura 5.3 – Diagrama de blocos do sistema modelo C.

O sistema reaproveita a água quente utilizada para arrefecimento do *chiller*, sendo que esta é armazenada em um reservatório térmico. Como para o atendimento do consumo dos chuveiros é necessário que a água esteja a uma temperatura superior a armazenada no reservatório térmico, ela é misturada com a água quente do reservatório térmico do sistema de aquecimento solar através de um misturador para regulagem da temperatura.

## 5.2 SIMULAÇÕES

Em um primeiro momento foram realizadas simulações para verificação da influência de alguns parâmetros no funcionamento do sistema. Os resultados destas simulações permitiram estabelecer critérios para as demais simulações. A seguir são listados os parâmetros avaliados.

### a) Número camadas de estratificação utilizadas no reservatório térmico.

Analisou-se a influência do número de camadas de estratificação (nós) na porcentagem de atendimento de cada consumo.

A porcentagem de atendimento dos consumos é definida de acordo com o número de horas que o consumo foi atendido durante o ano em relação ao número total de horas que deveria ter sido atendido.

b) Inclinação do coletor solar térmico.

Foi analisada a influência da inclinação do coletor solar térmico na quantidade de energia absorvida pelo fluido.

c) Temperatura de entrada do fluido de arrefecimento do *chiller* de absorção.

Foi analisada a influência da temperatura de entrada do fluido de arrefecimento no *chiller* na quantidade de energia retirada da água gelada.

d) Temperatura de entrada da água quente no *chiller* de absorção – Temperatura de Ativação.

Foi analisada a influência da temperatura de ativação do *chiller* na quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar.

Analisados e estabelecidos estes primeiros critérios de operação foram realizadas simulações para verificação da influência dos seguintes parâmetros na quantidade de energia absorvida pelo fluido no coletor solar térmico, no consumo de energia auxiliar e na porcentagem de atendimento de cada consumo:

- a) Área de coletor solar térmico;
- b) Vazão do fluido no coletor solar térmico;
- c) Volume do reservatório térmico de água quente;
- d) Volume do reservatório térmico de água gelada;
- e) Coeficiente de performance do *chiller* de absorção.

Algumas informações indispensáveis para as simulações dependem diretamente do local de instalação do sistema, pois a partir delas podem-se definir os dados meteorológicos da região, da carga térmica a ser atendida e suas características e dos modelos de equipamentos utilizados. Estes e outros dados serão pré-definidos, dentro de limites conhecidos para possibilitar o desenvolvimento de um modelo de sistema base que possa vir a ser empregado para condições similares.

### 5.3 DADOS PARA SIMULAÇÕES

Algumas informações e características do sistema foram utilizadas como dados para todas as simulações e são:

- a) Local de instalação: cidade de Manaus, no estado do Amazonas – Brasil;
- b) Fluidos de trabalho do chiller: H<sub>2</sub>O + LiBr. Estes fluidos foram selecionados levando em consideração que são os mais adequados para trabalhos temperaturas acima de 0 °C;
- c) Chiller de absorção: foi selecionado um *chiller* de simples efeito do fabricante Yazaki, modelo WFC-SC10. Suas características são apresentadas na Tab. 5.1 e no Anexo B é apresentado o catálogo técnico do *chiller*;

Tabela 5.1 – Características técnicas do *Chiller* Yazaky modelo WFC-SC10.

$C$	35,16 kW (120.000,00 Btu/h)	$T_{e,arref}$	31°C (de 26,7 a 31 °C)
$T_{e,g}$	12,5 °C	$T_{s,arref}$	35 °C
$T_{s,g}$	7 °C	$\dot{m}_{arref}$	5,1 kg/s
$\dot{m}_g$	1,52 kg/s	$\dot{Q}_{arref}$	85,4 kW
$\dot{Q}_g$	35,16 kW	$T_{e,H}$	88 °C (de 70 a 95°C)
$\dot{Q}_{el}$	210 W	$T_{s,H}$	83 °C
$COP$	0,7 (nominal)	$\dot{m}_H$	2,4 kg/s
$T_{set}$	5 °C	$\dot{Q}_H$	50,23 kW

O  $COP$  do *chiller* varia de acordo com a sua temperatura de ativação e da temperatura de entrada da água de arrefecimento. Na Fig. 5.4 são apresentadas as curvas de variação do  $COP$  em função temperatura de ativação e da temperatura de entrada da água de arrefecimento no *chiller*, obtidas pelas curvas desempenho do *chiller*, apresentadas no Anexo B.

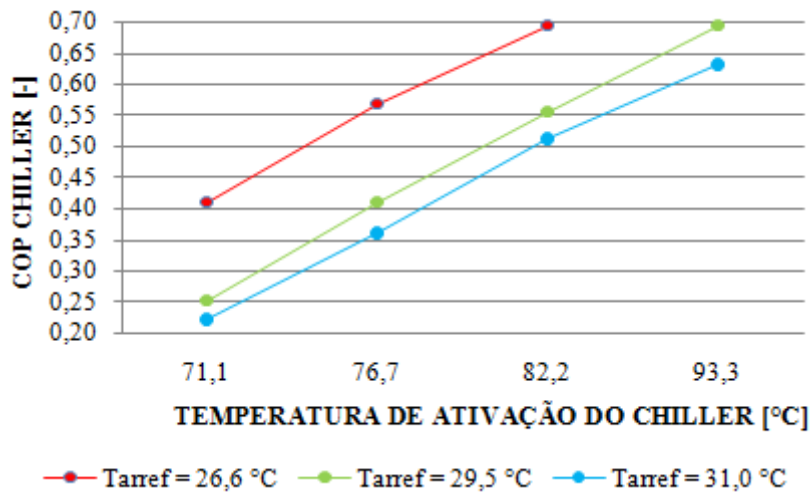


Figura 5.4 – COP do Chiller Yazaky modelo WFC-SC10.

d) Carga térmica: as cargas térmicas definidas para cada ambiente e aplicação, assim como os horários de utilização das mesmas são apresentadas na Tab. 5.2;

Tabela 5.2 – Dados relativos às cargas térmicas da edificação.

AMBIENTES	Nº	CARGA TÉRMICA	PERÍODO DE UTILIZAÇÃO	CARGA TÉRMICA TOTAL	ENERGIA DIARIA	ENERGIA ANUAL
CÂMARA REFRIGERADA	1	5,0 kW (17.060,70 BTU/h)	24 h	5 kW (17.060,70 BTU/h)	120 kWh (432.000,00 kJ)	157,7 GJ
REFEITÓRIO	1	7,03 kW (24.000 BTU/h)	7:00 às 8:00 h 11:00 às 13:00 h 19:00 às 21:00 h	7,03 kW (24.000,00 BTU/h)	35,15 kWh (126.540,00 kJ)	46,2 GJ
QUARTOS	6	2,93 kW (10.000 BTU/h)	20:00 às 24:00 h	17,6 kW (60.000 BTU/h)	70,4 kWh (253.440 kJ)	92,5 GJ
<b>TOTAL:</b>					<b>811.980 kJ</b>	<b>296,4 GJ</b>

e) Temperatura limite de uso da água gelada: foi considerado como limite superior de temperatura para o uso da água gelada de 8 °C para atendimento da câmara refrigerada e uma temperatura de 10 °C para o uso nos quartos e refeitório;

f) Coletor solar térmico: foram simulados um modelo de coletor solar térmico de placas planas com superfície seletiva e um modelo de coletor solar térmico de tubo evacuado. As características dos coletores são apresentadas na Tab.5.3 e no Anexo A é apresentado os certificados de teste dos coletores;

Tabela 5.3 – Características dos coletores solares térmicos.

<i>DADOS GERAIS</i>	<i>PLACAS PLANAS</i>	<i>TUBO EVACUADO</i>
$\beta = 10^\circ$	$F_R U_{col} = 4,089 \text{ W}/(^\circ\text{C m}^2)$	$F_R U_{col} = 0,975 \text{ W}/(^\circ\text{C m}^2)$
$A = 120 \text{ m}^2$	$F_R (\tau\alpha) = 0,743$	$F_R (\tau\alpha) = 0,624$
$\dot{m}c = 0,014 \text{ kg}/(s \text{ m}^2)$	$\dot{m}c_{tes} = 0,0223 \text{ kg}/(s \text{ m}^2)$	$\dot{m}c_{tes} = 0,0084 \text{ kg}/(s \text{ m}^2)$

g) Reservatórios térmicos: foram utilizados reservatórios térmicos com volume inicial de 3 m<sup>3</sup>;

h) Condições de funcionamento do coletor solar térmico: foi utilizada uma diferença de temperatura de 2,0 °C entre a saída do coletor solar e o fundo do reservatório térmico de água quente como condição inicial para ligar a bomba de circulação de água;

i) Condições de funcionamento do *chiller*: foi utilizado 8 °C como limite superior de temperatura de água gelada no reservatório para o *chiller* ligar e 5,5 °C como limite inferior para o *chiller* desligar.

j) Temperatura e consumo de água quente para banho: foi utilizado um consumo de 40 L de água por pessoa por dia em um consumo total de 1.000 L de água por dia para atender dez quartos, sendo o horário de consumo definido das 18:00 às 20:00 h. A temperatura máxima considerada para a água do banho foi de 38 °C.

## 6. SOFTWARE DE SIMULAÇÃO - TRNSYS 17

O TRNSYS 17 - *Transient System Simulation Tool* v.17, (TRNSYS, 2010). é um programa computacional, que utiliza um sistema com estrutura modular, ou seja, trabalha com uma série de componentes, que formam sistemas, interligados utilizando uma interface, chamada de Studio, conforme apresentado na Fig. 6.1.

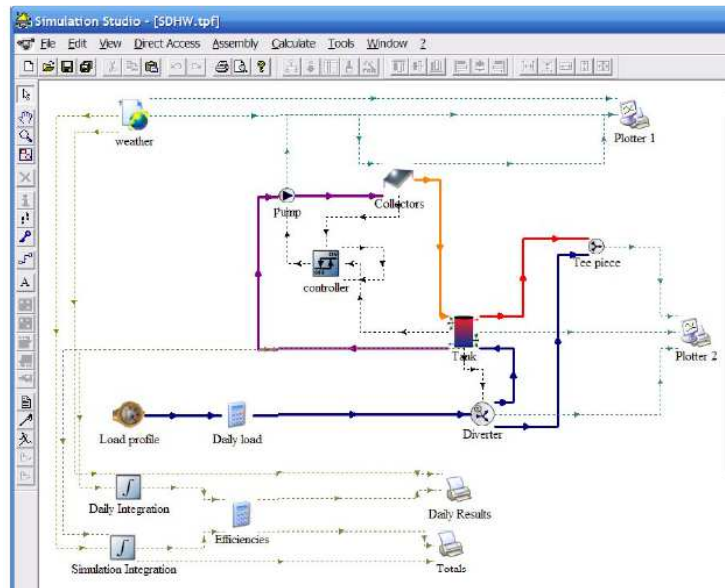


Figura 6.1 – Interface de trabalho do TRNSYS.

Fonte: Adaptado de TRNSYS (2010).

Os componentes das bibliotecas do TRNSYS são denominados de “*types*”, sendo que cada um é denominado por um número específico e o sistema completo é montado ligando todas as entradas e saídas dos *types* de forma adequada.

Segundo BALGHOUTHY et al (2008) o TRNSYS é uma ferramenta completa para a simulação de sistemas de refrigeração por absorção, pois utiliza *types* com informações climáticas, *types* para simulação de coletores solares e *types* para simulação do *chiller* de absorção.

Segundo ANTOINE et al. (2009) o TRNSYS é uma ferramenta de simulação comercial disponível em todo o mundo, onde se pode adicionar componentes, ou *types*, e determinar intervalos de tempo de simulação adequados para cada modelo estudado.

## 6.1 TYPES

Cada *type* do TRNSYS contém um número de dados de saída que depende dos parâmetros de entrada, sendo que os dados de saída podem ser usados como dados de entrada para outros *types* ou simplesmente para geração de resultados de uma grandeza.

Os *types* do TRNSYS são modelados utilizando equações matemáticas programadas em FORTRAN. Assim se o usuário precisar de um componente que não está na biblioteca pode programar o mesmo. O programa permite ainda a integração de seus modelos de simulação com outros softwares como o EES, Microsoft Excel, etc.

A seguir serão apresentados os principais elementos utilizados nas simulações no software TRNSYS. A descrição e os modelos dos *types* são baseados em TRNSYS (2010).

### a) Dados Meteorológicos - Type 15

É uma rotina para processamento de dados meteorológicos. Utiliza um banco de dados contendo anos meteorológicos típicos, TMY, de diversos locais. Os dados de temperaturas, radiação, umidade, etc, relativos ao TMY são armazenados em um arquivo com formato padronizado, sendo que o TRNSYS utiliza um *type* diferente para cada formato de arquivo TMY de um local específico.

### b) Coletor Solar Térmico - Type 1b

Este *type* permite a simulação de uma grande variedade de coletores solares, pois se baseia nas curvas de eficiência dos mesmos, permitindo ainda a simulação de coletores solares montados com associações em série ou em paralelo.

### c) Reservatório Térmico - Type 4a

Rotina utilizada para a simulação de um reservatório térmico contendo um fluido onde se pode considerar ou não camadas de estratificação. O modelo permite ainda definir em qual posição do tanque serão ligadas suas entradas e saídas. O *type* possibilita a simulação de um ou dois aquecedores auxiliares posicionados em alturas diferentes do reservatório térmico, podendo ser a gás ou eletricidade.

### d) Aquecedor Auxiliar - Type 6

*Type* que permite a simulação de um aquecedor de passagem. O *type* controla o aquecimento de um fluxo de água, quando necessário, a partir de uma temperatura de saída



mínima definida ou de sua capacidade nominal. O *type* fornece a quantidade de energia gasta no processo considerando o rendimento do aquecedor indicado.

e) Chiller - Type 107

Essa rotina modela *chillers* de absorção de simples efeito que utilizam como fonte de energia térmica a água quente. O *Type* determina seus resultados a partir de curvas de desempenho do *chiller* simulado, que são fornecidas ao *type* através de um arquivo de dados. Este arquivo contém fatores de correção de capacidade relacionados à temperatura de saída da água quente, da água gelada e da temperatura de entrada da água de arrefecimento do *chiller*.

A taxa de calor retirada da água quente pelo *chiller* é determinada através da capacidade nominal do mesmo e do *COP*. A taxa de calor retirada da água gelada é determinada através da temperatura de *setup* do *chiller*, temperatura mínima desejada de saída, conforme os passos a seguir:

1º) determina a taxa de calor que deve ser retirada da água gelada,  $\dot{Q}_{g,ch}$ , utilizando a temperatura de entrada,  $T_{e,g}$ , e a temperatura de *setup*,  $T_{set}$ , conforme o balanço de energia dado pela Eq. (6.1);

$$\dot{Q}_{g,ch} = \left[ \dot{m}_g cp (T_{e,g} - T_{set}) \right]_{ch} \quad (6.1)$$

- se a taxa de calor retirada da água gelada for maior que a capacidade nominal do *chiller*, o *type* determina a taxa novamente a partir das curvas de desempenho fornecidas a ele;

- se a taxa de calor retirada da água gelada for menor que a capacidade do *chiller*, o *type* utiliza a taxa calculada pela Eq. (6.1);

2º) após conhecer a taxa de calor retirada da água gelada, o *type* determina a temperatura de saída da mesma.

f) Trocador de Calor - Type 682

Este *type* permite a simulação de um trocador de calor onde o valor da taxa de calor a ser transferida para o fluido é fixa. Com este *type* é possível simular um consumo de carga térmica fixa.

g) Controlador Diferencial de Temperatura - Types 2b e 911

Estes *types* fazem uma função de controle de temperaturas que resulta em um valor de controle de 0 ou 1, onde o valor de saída 0 significa desligado e o valor 1 significa ligado. O valor do controle é definido de acordo com as diferenças entre as temperaturas.

Para mostrar o funcionamento dessa rotina, pode-se usar como exemplo o uso do controlador para ligar e desligar a bomba utilizada para alimentação de um coletor solar a partir de um reservatório térmico estratificado. Como condição para ligar a bomba o *type* vai comparar a temperatura de saída do fluido do coletor com a temperatura do fluido no fundo do reservatório. Esta diferença, sendo positiva e superior a um valor configurado no *type*, aciona a bomba. Como condição para desligar a bomba, o *type* vai comparar a temperatura de saída do fluido do coletor com a temperatura do fluido no topo do reservatório. Esta diferença, sendo igual ou menor a um valor configurado no *type*, desligará a bomba. O *type* ainda permite o controle de temperatura máxima, que quando atingida desligará a bomba.

h) Termostatos - Types 1502 e 1503

Estes *types* fazem o controle de uma determinada temperatura comparando-a com uma temperatura limite definida, resultando em um controle variável que deve ser 0 ou 1, sendo 0 desligado e 1 ligado.

i) Bomba - Type 3d

Este *type* simula o funcionamento de uma bomba onde o usuário pode definir sua vazão máxima, sendo que o controle da vazão é realizado a partir de um controle variável que deve estar entre 0 e 1, onde 0 é desligada e 1 a vazão máxima. A partir do controle variável, o *type* determina também o consumo de potência da bomba, através de uma relação linear entre a vazão e consumo. Outra função importante do *type* é a que determina a parcela da energia consumida, dissipada em forma de calor no fluido.

j) Timer - Type 14h

Este *type* controla uma função variável no tempo, sendo que a resultante é um valor pré-estabelecido, ou seja, permite configurar qual o valor que será fornecido para cada horário dentro de 24 h. A variável controlada pode ser de qualquer valor ou grandeza. Em geral, usa-se este *type* para controle de liga e desliga de outro *type*, onde 0 é desligado e 1 é ligado. Na simulação foi aplicado para ligar e desligar bombas e o *chiller*.

k) Válvula de Alívio - Type 13

A válvula de alívio de pressão é utilizada para eliminar o vapor d'água na saída do coletor solar térmico. Em geral, a temperatura de abertura da válvula é configurada para próxima de 100 °C.

l) Válvula “T”- Type 11d

Esse *Type* simula uma válvula do tipo “T”, com duas entradas e uma saída, onde é possível controlar a fração da vazão do fluido que deve entrar em cada uma de suas vias.

m) Válvula “Y”- Type 647

*Type* que simula uma válvula do tipo “Y”, com uma entrada e duas saídas, onde é possível controlar a fração da vazão do fluido que deve sair em cada uma de suas vias.

n) Tee - Type 649

*Type* que simula a união de vários fluxos em uma só saída. A vazão mássica do fluxo de saída resultante é a soma das vazões mássicas de entrada.

o) Plotter - Type 25

Esse *Type* é utilizado para impressão dos resultados da simulação. Nele são ligadas as variáveis a serem plotadas como resultados, sendo os resultados apresentados em intervalos de tempo conhecidos, conforme configurado pelo usuário.

## 6.2 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DO TRNSYS COM RESULTADOS DOS MODELOS MATEMÁTICOS

### 6.2.1 Modelos de radiação

Foi realizada uma comparação dos dados de irradiação total fornecidos pelo TRNSYS, através de uma simulação utilizando o *Type* 15-2 com os resultados encontrados a partir das Eq.(4.1) a (4.13), apresentadas na Seção (4.1).

Para a simulação foram definidos alguns parâmetros como inclinação dos coletores, local de simulação, etc. O local definido para a simulação foi a cidade de Manaus, no estado do Amazonas – Brasil. Para os cálculos de comparação foram utilizados os valores de radiação horária global horizontal e radiação horária extraterrestre horizontal fornecidos pelo TRNSYS. Os dados iniciais, os resultados fornecidos pelo TRNSYS e os resultados definidos

a partir das equações conhecidas são apresentados na Tab. 6.1. No APÊNDICE A são apresentados os resultados gerados na simulação do TRNSYS.

Tabela 6.1 – Dados e resultados da radiação.

<i>DADOS INICIAIS</i>		<i>RESULTADOS</i>		<i>DIFERENÇA</i>	
		<i>TRNSYS</i>	<i>MODELOS</i>		
<i>I</i>	1.465,2	<i>I<sub>d</sub></i>	1.378,12 kJ/(m <sup>2</sup> )	1.377,29 kJ/(m <sup>2</sup> )	0,06 %
<i>I<sub>o</sub></i>	4.668,42	<i>I<sub>b</sub></i>	87,08 kJ/(m <sup>2</sup> )	87,91 kJ/(m <sup>2</sup> )	0,94 %
<i>d<sub>n</sub></i>	1	<i>δ</i>	-	-23,01 °	-
<i>Hora</i>	12:00 h	<i>ω</i>	- 0,02	0 (meio dia)	0,00 %
<i>φ</i>	- 3,13°	<i>θ<sub>z</sub></i>	21,50 °	19,88 °	8,17 %
<i>β</i>	10 °	<i>θ<sub>s</sub></i>	31,01 °	29,88 °	3,86 %
<i>ρ<sub>g</sub></i>	0,2	<i>R<sub>b</sub></i>	-	0,92	-
<i>Modelo de Perez</i>		<i>I<sub>T</sub></i>	1.424,96 kJ/(m <sup>2</sup> )	1.408,29 kJ/(m <sup>2</sup> )	1,18 %

Conforme mostrado, a diferença máxima apresentada comparando os resultados fornecidos pelo TRNSYS com os resultados calculados é inferior a 10 % e a diferença da irradiação total sobre uma superfície inclinada,  $I_T$ , é de 1,18 %. Assim, pode-se considerar que a programação da rotina de cálculo implementada no TRNSYS é adequada.

### 6.2.2 Coletor solar térmico

Foi realizada uma comparação dos resultados fornecidos pelo TRNSYS, através de uma simulação utilizando o *Type* 1-b, com os resultados encontrados a partir das Eq. (4.14) a (4.24), para o cálculo da energia absorvida pelo coletor, apresentadas na Seção 4.2. No ANEXO A é apresentado o certificado de teste do coletor solar utilizado na avaliação.

Para a simulação do coletor solar de placas planas foi escolhido um modelo de coletor com superfície seletiva e com características de teste conhecidas. Para a simulação foram utilizados os mesmos dados de radiação citados na seção anterior. Os dados utilizados, os resultados fornecidos pelo TRNSYS e os resultados dos cálculos usando as equações são

apresentados na Tab. 6.2. No APÊNDICE A são apresentados os resultados gerados na simulação do TRNSYS e na Fig. 6.2 é apresentada uma ilustração do sistema simulado.

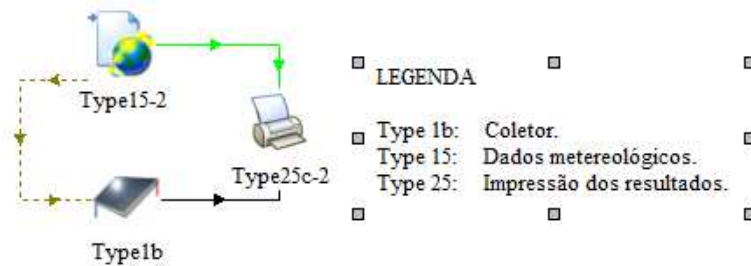


Figura 6.2 – Esquema da simulação para verificação do modelo de coletor solar de placas planas do TRNSYS.

Tabela 6.2 – Dados e resultados do coletor solar de placas planas.

DADOS INICIAIS		DADOS MODELOS	
$I$	1.465,20 kJ/m <sup>2</sup>	$n_{ar}$	1,00
$I_b$	87,08 kJ/m <sup>2</sup>	$n_v$	1,526
$I_d$	1.378,12 kJ/m <sup>2</sup>	$\dot{m}_{col}$	0,556 kg/s
$R_b$	0,92	$A_{col}$	50 m <sup>2</sup>
$\beta$	10 °	$F_R U_{col}$	4,089 W/(m <sup>2</sup> °C)
$\rho g$	0,2	$F_R (\tau\alpha)$	0,743
$\alpha$	0,95	$e_{v,col}$	3,2 mm
RESULTADOS		MODELO:	$\dot{Q}_{col}$ 49.701,71 (kJ/h)
		TRNSYS:	$\dot{Q}_{col}$ 52.206,55 (kJ/h)
		Diferença:	5 %

Conforme mostrado, a diferença máxima apresentada comparando os resultados da taxa de calor absorvida pelo coletor,  $\dot{Q}_{col}$ , fornecidas pelo TRNSYS com os resultados calculados é de 5 %. Assim pode se considerar que a programação utilizada no TRNSYS é adequada.

### 6.2.3 Controlador diferencial do coletor solar

Foi realizada uma avaliação dos resultados fornecidos pelo TRNSYS, obtidos através de uma simulação utilizando o *Type 2b* com dados conhecidos. A condição para a bomba ligar é definida a partir da comparação do diferencial de temperatura entre a temperatura no fundo do reservatório térmico,  $T_{s,Rt}$  e a temperatura de saída do fluido no coletor,  $T_{s,col}$ , e um diferencial de temperatura especificado no TRNSYS, de 2 °C. A condição de bomba ligada pode ser observada a partir da existência dos resultados, diferentes de zero, da quantidade de energia consumida pela bomba,  $\dot{Q}_{el,b,col}$ , da vazão mássica de entrada do coletor,  $\dot{m}_{e,col}$ , e da vazão mássica de saída do reservatório térmico,  $\dot{m}_{s,Rt}$ . Os resultados citados e os referentes à temperatura de entrada do fluido no coletor,  $T_{e,col}$ , fornecidos pelo TRNSYS são apresentados na Tab. 6.3.

Tabela 6.3 – Resultados da avaliação do controlador diferencial do coletor solar.

HORA	$T_{e,col}$ [°C]	$\dot{m}_{e,col}$ [kg/s]	$T_{s,col}$ [°C]	$\dot{Q}_{el,b,col}$ [kJ/h]	$T_{s,Rt}$ [°C]	$\dot{m}_{s,Rt}$ [kg/s]	$\Delta T_{on / of}$ [°C]
6	29,89	0,00	27,50	0,00	29,89	0,00	-2,39
7	30,11	0,00	44,45	0,00	30,11	1,67	14,34
8	30,82	1,67	31,88	3600	30,81	1,67	1,08
9	31,06	1,67	32,67	3600	31,38	1,67	1,30
10	31,54	1,67	36,57	3600	33,11	1,67	3,46
11	33,74	1,67	36,13	3600	33,55	1,67	2,58
12	33,58	1,67	37,84	3600	34,27	1,67	3,57
13	34,54	1,67	36,97	3600	34,18	1,67	2,80
14	34,08	1,67	39,15	3600	34,96	1,67	4,19
15	35,29	1,67	38,59	3600	35,06	1,67	3,54
16	35,02	1,67	38,42	3600	34,94	1,67	3,47
17	34,92	1,67	35,41	3600	33,69	1,67	1,72
18	33,21	1,67	35,28	3600	33,15	1,67	2,12
19	31,14	0,00	31,10	0,00	31,14	0,00	-0,04

Avaliando os resultados pode-se observar que o controlador da bomba do coletor solar liga no tempo 8 por que no tempo 7 a temperatura de saída do fluido no coletor (44,45 °C) está mais do que 2 °C acima da temperatura de saída do reservatório térmico (30,11 °C), e desliga no tempo 19 por que neste time a temperatura de saída do fluido no coletor (31,10 °C)

é menor que a temperatura de saída do reservatório térmico (31,14 °C). Assim pode-se considerar que o modelo desenvolvido no TRNSYS está correto.

#### 6.2.4 Aquecedor auxiliar

A avaliação do *Type 6* foi realizada a partir da comparação dos resultados fornecidos pelo TRNSYS com os resultados do cálculo pelo balanço de energia apresentado na seção 4.4. Foi realizada a comparação da taxa de calor fornecida pelo aquecedor,  $\dot{Q}_{aq}$ , conforme o TRNSYS, com a calculada a partir do balanço de energia considerando as temperaturas de entrada,  $T_{e,aq}$ , de saída,  $T_{s,aq}$ , a vazão mássica,  $\dot{m}_{s,aq}$ , e o rendimento do aquecedor auxiliar,  $\eta_{aq}$ .

Os resultados fornecidos pelo TRNSYS e os resultados do cálculo pelo balanço de energia, conforme a Eq. (4.29) são iguais, uma vez que os dois procedimentos utilizam o mesmo método de cálculo.

Para a avaliação dos resultados foram utilizados os seguintes dados de entrada:  $T_{e,aq} = 50,0$  °C;  $T_{s,aq} = 60,6$  C;  $\dot{m}_{s,aq} = 2,40$  kg/s e  $\eta_{aq} = 0,85$ . Como resultado, a taxa de energia consumida pelo aquecedor foi de  $\dot{Q}_{aq} = 125$  kW .

#### 6.2.5 Chiller de absorção

A avaliação do *Type 107* foi realizada a partir da comparação dos resultados fornecidos pelo TRNSYS com os resultados obtidos pelas equações apresentadas na Seção 4.3, e na Seção 6.1 e a partir dos dados de catálogo do *chiller* simulado, apresentados no ANEXO B.

Foi escolhido um *chiller* de absorção modelo SC 10 do fabricante YAZAKY, que opera com H<sub>2</sub>O+LiBr e tem capacidade de refrigeração,  $C_{ch}$ , de 35,16 kW (120.000 Btu/h), um coeficiente de performance,  $COP$ , de 0,7 e um consumo de energia elétrica,  $\dot{Q}_{el,ch}$ , de 210 W. O arquivo de dados do *chiller* foi montado a partir das curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante.

A avaliação foi realizada a partir da comparação de resultados obtidos pelos balanços de energia para a taxa de calor retirada da água gelada,  $\dot{Q}_{g,ch}$ , e para a taxa de calor retirada da água quente,  $\dot{Q}_{H,ch}$ , e com os resultados das simulações fornecidos pelo TRNSYS para algumas variações dos dados de entrada do *chiller*.

Os dados relativos às características do *chiller* e aos parâmetros fixos utilizados para as simulações, como a vazão mássica da água gelada,  $\dot{m}_{g,ch}$ , a vazão mássica da água de arrefecimento,  $\dot{m}_{arref,ch}$ , a vazão mássica da água quente,  $\dot{m}_{H,ch}$ , e a temperatura de entrada da água gelada,  $T_{e,g,ch}$ , são apresentados na Tab. 6.4. Os resultados fornecidos pelo TRNSYS e os resultados obtidos a partir das equações de balanço de energia são apresentados na Tab. 6.5, assim como os outros dados utilizados.

Tabela 6.4 – Dados utilizados na avaliação do *chiller* de absorção.

DADOS DO CHILLER		PARÂMETROS FIXOS	
$C_{ch}$	35,16 kW	$\dot{m}_{g,ch}$	1,52 kg/s
$\dot{Q}_{el,ch}$	210 W	$\dot{m}_{arref,ch}$	5,10 kg/s
$COP$	0,7	$\dot{m}_{H,ch}$	2,40 kg/s
		$T_{e,g,ch}$	10 °C

Tabela 6.5 – Resultados da avaliação do *chiller* de absorção.

DADOS DE ENTRADA			RESULTADOS CÁLCULO		RESULTADOS TRNSYS						DIFERENÇAS ENCONTRADAS	
$T_{set,g}$ [°C]	$T_{e,arref}$ [°C]	$T_{e,H}$ [°C]	$\dot{Q}_{g,ch}$ [kJ/h]	$\dot{Q}_{H,ch}$ [kJ/h]	$T_{s,g}$ [°C]	$\Delta T_g$ [°C]	$T_{s,H}$ [°C]	$\Delta T_H$ [°C]	$\dot{Q}_{g,ch}$ [kJ/h]	$\dot{Q}_{H,ch}$ [kJ/h]	$\dot{Q}_{g,ch}$ [%]	$\dot{Q}_{H,ch}$ [%]
0	27	87,78	126.501	180.799	4,44	5,56	82,78	5	126.404	180.866	0,00	0,00
0	29,5	76,67	64.239	180.799	4,44	5,56	71,67	5	64.190	180.866	0,00	0,49
0	29,5	96,1	123.536	180.799	4,44	5,56	91,1	5	123.441	180.866	0,00	0,02
0	31	96,1	108.712	180.799	4,44	5,56	91,1	5	108.628	180.866	0,00	0,14
2	27	87,78	137.854	180.799	3,98	6,02	82,78	5	137.748	180.866	0,00	-0,09



Tabela 6.6 – Continuação: Resultados da avaliação do *chiller* de absorção.

DADOS DE ENTRADA			RESULTADOS CÁLCULO		RESULTADOS TRNSYS						DIFERENÇAS ENCONTRADAS	
$T_{set,g}$ [°C]	$T_{e,arref}$ [°C]	$T_{e,H}$ [°C]	$\dot{Q}_{g,ch}$ [kJ/h]	$\dot{Q}_{H,ch}$ [kJ/h]	$T_{s,g}$ [°C]	$\Delta T_g$ [°C]	$T_{s,H}$ [°C]	$\Delta T_H$ [°C]	$\dot{Q}_{g,ch}$ [kJ/h]	$\dot{Q}_{H,ch}$ [kJ/h]	$\dot{Q}_{g,ch}$ [%]	$\dot{Q}_{H,ch}$ [%]
2	27	93,33	148.624	181.883	3,51	6,49	88,3	5,03	148.509	180.866	0,00	-0,17
2	29,5	93,33	132.469	180.799	4,21	5,79	88,33	5	132.367	180.866	0,00	-0,05
2	31	87,78	107.698	-19.888	4,97	5,03	88,33	-0,55	115.148	180.866	0,06	0,15
4	27	71,11	74.122	180.799	6,76	3,24	66,11	5	74.065	180.866	0,00	0,41
4	27	87,78	145.963	180.799	4	6	82,78	5	137.264	180.866	-0,06	-0,15
4	29,5	87,78	125.437	180.799	4,52	5,48	82,78	5	125.340	180.866	0,00	0,01
4	31	96,1	125.437	180.799	4,52	5,48	91,1	5	125.340	180.866	0,00	0,01
6	27	71,11	79.887	180.799	6,51	3,49	66,11	5	79.825	180.866	0,00	0,37
6	27	87,78	157.316	180.799	6	4	82,78	5	91.509	180.866	-0,72	-0,24
6	29,5	76,67	79.887	180.799	6,51	3,49	71,67	5	79.825	180.866	0,00	0,37
6	31	76,67	70.055	180.799	6,94	3,06	71,67	5	70.000	180.866	0,00	0,45
8	27	71,11	84.005	180.799	8	2	66,11	5	45.754	180.866	-0,84	0,34
8	27	96,1	180.933	180.437	8	2	91,11	4,99	45.754	180.866	-2,95	-0,43
8	29,5	87,78	142.162	180.799	8	2	82,78	5	45.754	180.866	-2,11	-0,12
8	31	96,1	142.162	180.799	8	2	91,1	5	45.754	180.866	-2,11	-0,12

Conforme os resultados apresentados na Tab. 6.5 e 6.6, a diferença máxima entre os valores calculados pelos balanços de energia e pelo TRNSYS para a taxa de calor retirada da água gelada,  $\dot{Q}_{g,ch}$ , e a taxa de calor retirada da água quente,  $\dot{Q}_{H,ch}$ , é de aproximadamente 3 %. Dessa forma, considera-se que a implementação do modelo do *chiller* no TRNSYS e os resultados fornecidos estão corretos.

## 7. ESTUDOS DE CASOS E RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentadas as simulações iniciais, as simulações de cada modelo de sistema e os resultados obtidos. Todas as simulações foram realizadas considerando um período de um (1) ano típico, com o mesmo “start time” e “stop time”, sendo os resultados apresentados em relação às quantidades de energia referentes a esse período.

Os resultados referentes aos consumos de água gelada foram divididos de acordo com as cargas térmicas apresentadas na Tab. 5.2. Para a simulação de cada consumo foi considerada uma taxa de energia constante adicionada à água gelada, sendo esta taxa nominal de cada consumo, ou seja, foram consideradas cargas térmicas fixas para as simulações de cada consumo.

### 7.1 MODELO A: COLETOR SOLAR – RESERVATÓRIO TÉRMICO - *CHILLER* DE ABSORÇÃO

O sistema chamado de modelo A, conforme apresentado na Fig. 5.1, foi implementado no TRNSYS resultando na montagem apresentada na Fig. 7.1. No APÊNDICE B são apresentados os resultados das simulações realizadas para o Modelo A de sistema.

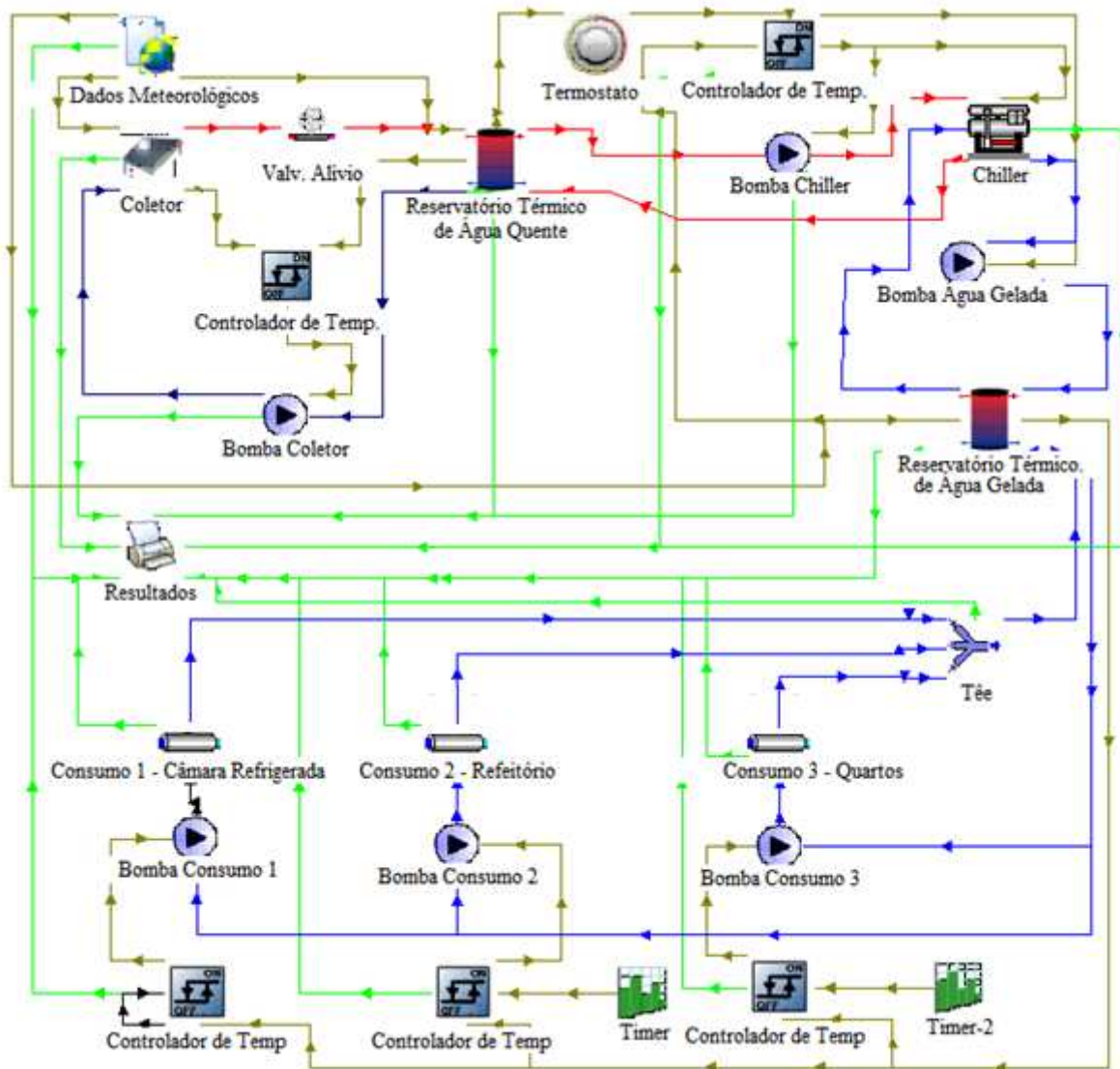


Figura 7.1 – Esquema da configuração do sistema Modelo A - Coletor Solar-Reservatório Térmico - Chiller de Absorção.

O sistema funciona da seguinte maneira: a água aquecida pelo coletor solar térmico é armazenada no reservatório térmico de água quente. A bomba de circulação do coletor é controlada por um controlador de diferencial de temperatura. O *chiller* de absorção é alimentado pela água quente armazenada no reservatório térmico de água quente e a água gelada produzida pelo *chiller* é armazenada em um reservatório térmico de água gelada. O funcionamento do *chiller*, da bomba do *chiller* e da bomba de água gelada, também é realizado por um controlador de diferencial de temperatura e um termostato. Assim, o *chiller* liga sempre que for necessário atender as condições de temperatura para o consumo e se houver água quente na temperatura mínima para sua ativação. O *chiller* de absorção utiliza água para o seu arrefecimento para o processo de condensação. Para simular o sistema de

arrefecimento, foram indicados no *type* do *chiller* a vazão e a temperatura de entrada da água. As bombas utilizadas para a alimentação de cada consumo são controladas por um *timer* e por um controlador de temperatura. Assim, o seu funcionamento só ocorre nos horários determinados, conforme apresentado na Tab. 5.2, e se a água gelada armazenada no reservatório térmico estiver com temperatura inferior à necessária para o consumo. Neste modelo de sistema foi utilizada a temperatura mínima para a ativação do *chiller* de 70 °C, como indicado pelo fabricante.

### 7.1.1 Determinação de parâmetros iniciais

Em um primeiro momento foram realizadas as simulações para a definição de alguns parâmetros, que serão utilizados para as demais simulações. As simulações foram realizadas com os parâmetros apresentados na Seção 5.3.

#### 7.1.1.1 Número camadas de estratificação utilizadas no reservatório térmico

A primeira simulação realizada foi para a verificação da influência do número de camadas de estratificação (nós) do reservatório térmico de água quente na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido no coletor solar térmico e na porcentagem anual de atendimento de cada consumo. Na Fig. 7.2 e na Fig. 7.3 são apresentados os resultados das simulações.

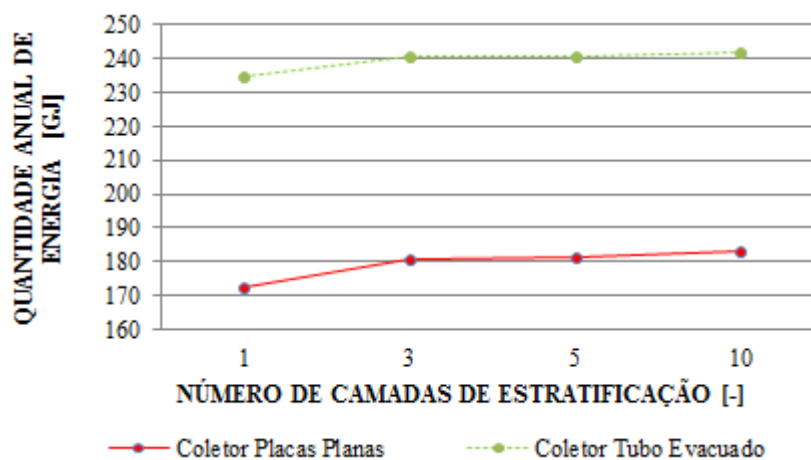


Figura 7.2 – Influência do número de camadas de estratificação do reservatório térmico na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido no coletor solar térmico.

Como pode ser observado na Fig. 7.2, a energia absorvida pelo fluido de trabalho incrementa levemente com o aumento do número de camadas (nós) do reservatório térmico, uma vez que a estratificação implica na existência de zonas distintas dentro do reservatório, com temperaturas decrescentes a partir do topo. A variação máxima da quantidade anual de energia absorvida pelo fluido no coletor, no entanto, é inferior a 5%. A maior diferença ocorre quando se passa da condição de reservatório completamente misturado (uma camada) para três camadas de estratificação. A partir desse ponto o número de camadas de estratificação do reservatório térmico de água quente não afeta significativamente a quantidade de energia absorvida pelo fluido no coletor solar térmico durante o ano. Observação similar a essa foi feita por ARIAS et al. (2008) que realizaram simulações com até 50 nós. Outra observação dos mesmos autores é que para simulações de longo prazo (12 meses, por exemplo), o incremento no desempenho do sistema simulado com 5 ou 6 nós até 50 nós, em termos de fração solar, é inferior a 1%. Para simulações de longo prazo, o balanço de energia é o fator mais importante que governa o comportamento do sistema e isso é preservado independentemente do número de camadas utilizadas. Além disso, o aumento do número de camadas do reservatório incrementa o tempo de cada simulação. Por essas razões e para que os resultados das simulações sejam mais conservativos, optou-se por utilizar apenas uma camada (nó) no reservatório.

Na Fig. 7.3 pode-se observar o efeito da variação do número de camadas de estratificação na porcentagem anual de atendimento dos consumos. A porcentagem anual de atendimento dos consumos é definida de acordo como o número de horas em que o consumo foi atendido, comparado ao número total de horas que deveriam ter sido atendidas, durante o período de um ano.

Em relação ao consumo da câmara refrigerada observa-se que a variação do atendimento anual do consumo com a variação do número de camadas de estratificação é baixa, sendo que a maior variação é próxima a 5%. Em relação ao consumo do refeitório o maior atendimento ao consumo ocorre na condição em que se desconsidera o uso da estratificação, sendo que a variação do atendimento anual do consumo utilizando uma camada de estratificação ou três camadas chega a 20% com o uso de coletor de placas planas. A partir dos resultados desta simulação observa-se também que não se tem atendimento do consumo relativo aos quartos. Nota-se que para este consumo o atendimento utilizando três (3) a dez (10) camadas de estratificação é aproximadamente o mesmo. Resultado similar foi apresentado por DUFFIE e BECKMAN (1991).

Pode-se observar que com o uso de uma camada de estratificação o atendimento aos consumos é maior, fato contraditório ao apresentado na Fig. 7.2, onde a quantidade de energia absorvida é menor. Isto se deve ao fato que com o uso de uma camada de estratificação as temperaturas no interior do reservatório tiveram uma pequena alteração, assim os horários de funcionamento do *chiller*, definidos por um controlador de diferencial de temperatura e um termostato também alteraram. Outro fato que influencia as simulações é o período de interações dos sistemas de controle do *chiller*.

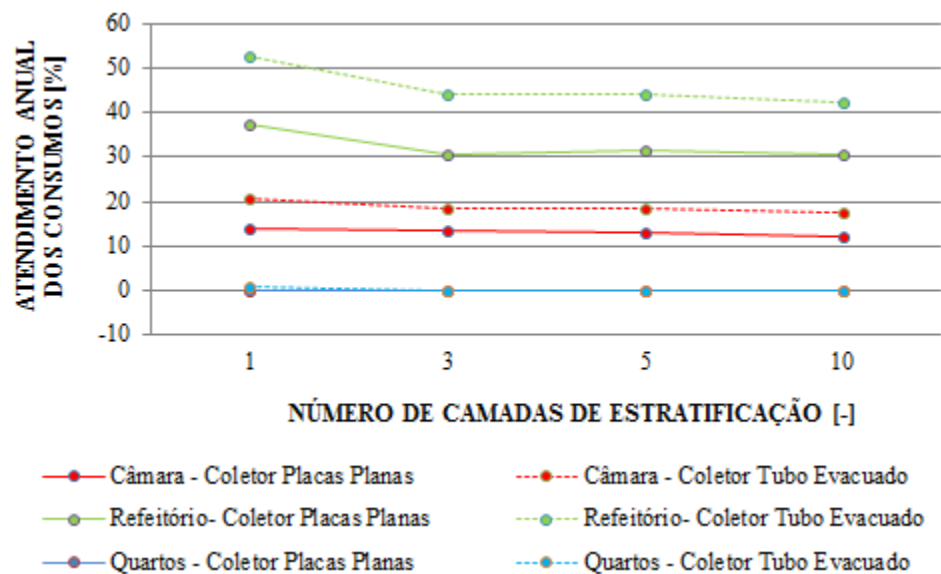


Figura 7.3 – Influência do número de camadas de estratificação na porcentagem anual de atendimento dos consumos.

A partir dos resultados apresentados, pode-se verificar que a configuração de simulação, em relação ao número de camadas de estratificação do reservatório térmico de água quente, que apresenta um melhor resultado em relação ao atendimento dos consumos é o uso de uma única camada, ou seja, desconsiderar a estratificação no reservatório térmico.

#### 7.1.1.2 Inclinação do coletor solar

A segunda simulação realizada foi para a definição da influência da inclinação do coletor solar térmico na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido de trabalho e os resultados das simulações são apresentados na Fig. 7.4.

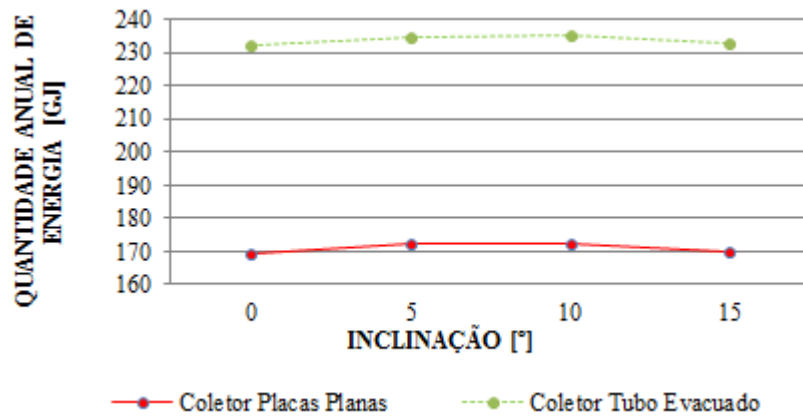


Figura 7.4 – Influência da inclinação do coletor solar térmico na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido no coletor solar térmico.

Como se pode observar a variação da inclinação do coletor solar térmico entre 0 a 15° e considerando que a latitude do local utilizado na simulação é de -3,13° implica em uma variação muito pequena na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido, inferior a 1 %, para os dois tipos de coletores. Assim foi definido o uso de uma inclinação do coletor em relação à superfície horizontal de 10° para todas as demais simulações, pois, apesar de não produzir um ganho energético significativo, uma maior inclinação do coletor favorece sua limpeza com as chuvas.

#### 7.1.1.3 Temperatura de entrada da água de arrefecimento do *chiller*

A terceira simulação realizada foi para a definição da influência da temperatura de entrada da água de arrefecimento na produção anual de água gelada pelo *chiller* de absorção, efeito de refrigeração anual, e na porcentagem anual de atendimento de cada consumo. A água de arrefecimento do *chiller* é utilizada na troca de calor no condensador e na troca de calor no absorvedor. A temperatura de saída do fluido refrigerante do condensador e a temperatura da mistura refrigerante e absorvente no absorvedor afetam diretamente o efeito de refrigeração.

As simulações foram realizadas utilizando-se três níveis de temperaturas de entrada da água de arrefecimento, 26,7 °C, 29 °C e 31 °C, indicadas no catálogo do fabricante. Cada uma dessas temperaturas foi mantida constante durante a simulação, sendo que o maior valor é a máxima temperatura que o *chiller* pode operar. Nas Fig. 7.5 e 7.6 são apresentados os resultados da simulação.

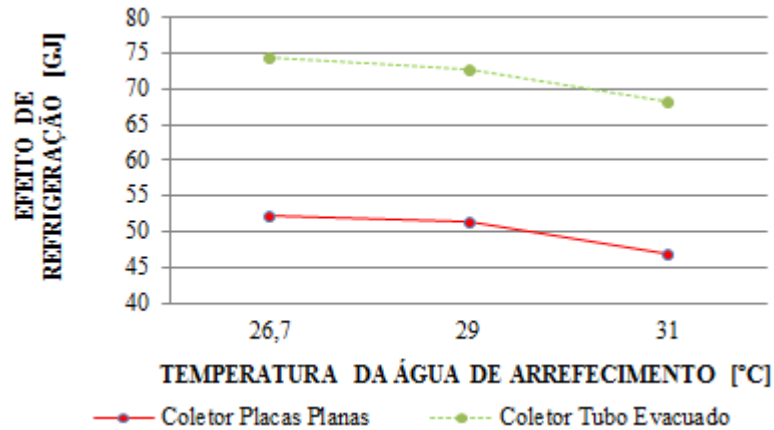


Figura 7.5 – Influência da temperatura de entrada da água de arrefecimento no efeito de refrigeração anual.

Pode-se verificar na Fig. 7.5 que ocorre uma diminuição no efeito de refrigeração a medida que a temperatura da água de arrefecimento aumenta. A variação do efeito de refrigeração em função da temperatura da água de arrefecimento pode chegar a 10 %.

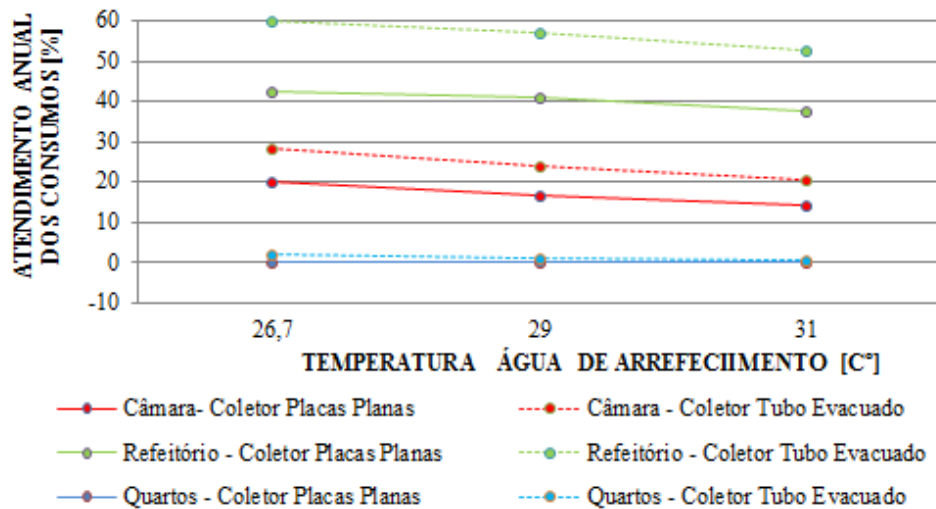


Figura 7.6 – Influência da temperatura de entrada da água de arrefecimento do *chiller* de absorção na percentagem anual de atendimento dos consumos.

Na Fig. 7.6 pode ser observado o efeito da temperatura de entrada da água de arrefecimento na percentagem anual de atendimento aos consumos do refeitório e da câmara refrigerada, sendo que a maior fração de atendimento ocorre com o uso da menor temperatura da água de arrefecimento, igual a 26,7 °C.



Para efeito de análise do desempenho do sistema, optou-se por utilizar nas demais simulações a maior temperatura, correspondente a 31 °C, para representar uma condição extrema de operação.

#### 7.1.1.4 Avaliação dos resultados

Observou-se em todas as simulações iniciais que o comportamento do sistema utilizando coletor solar térmico de placas planas é semelhante ao comportamento do sistema utilizando coletor solar térmico de tubo evacuado. Sendo que todas as simulações foram realizadas utilizando  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$  e  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ .

Os resultados mostram que o uso de coletor solar térmico de tubo evacuado permite obter uma quantidade maior de energia absorvida pelo fluido no coletor, variando de 35 a 40 % em relação ao coletor plano, dependendo dos parâmetros de simulação, conforme foi apresentado na Fig. 7.4. Isto se explica pelo fato do coletor de tubo evacuado possuir menores perdas térmicas que o plano, representando eficiências médias maiores. A maior quantidade de energia absorvida gera o aumento do efeito de refrigeração anual, que por sua vez gera o aumento do atendimento anual dos consumos.

A partir dos resultados apresentados nas simulações iniciais serão adotados os seguintes parâmetros e considerações para as demais simulações:

- Apenas um nó (ou camada) estratificação no reservatório térmico de água quente;
- Adotar uma inclinação de 10 ° para o coletor solar térmico;
- Temperatura de entrada do fluido de arrefecimento do *chiller* de absorção de 31 °C.

Em geral, a partir dos resultados das simulações iniciais pode-se observar que o sistema não atende satisfatoriamente os consumos. Se forem observados os resultados da porcentagem anual de atendimento aos consumos, relativos aos parâmetros que serão utilizados nas demais simulações observa-se que o atendimento do consumo do refeitório é de no máximo 53 %, da câmara refrigerada de no máximo 21 % e dos quartos apenas 2,2 %.

A seguir serão apresentados os resultados das simulações de duas situações de consumo para o modelo de sistema A: no modelo A1 serão consideradas as três cargas térmicas relativas à câmara refrigerada, ao ar condicionado para o refeitório e ao ar condicionado para os quartos da pousada. No modelo A2 serão consideradas somente duas

cargas térmicas, relativas a o ar condicionado do refeitório e o ar condicionado dos quartos da pousada. Como a análise do atendimento anual dos consumos, principalmente em relação à variação da área do coletor solar térmico e da variação de outros parâmetros ainda não ter sido realizada, isso será feito através de simulações do modelo A1. Além disso, nas simulações iniciais observou-se que o atendimento anual do consumo da câmara refrigerada é inferior a 21 %. Como a finalidade dessa câmara é a conservação de alimentos, se o sistema não consegue atender este consumo satisfatoriamente o uso da câmara se torna inútil. Assim, será realizada a simulação do modelo A2 para caracterizar o funcionamento do sistema sem o consumo da câmara refrigerada.

### **7.1.2 Modelo A1 – consumos: câmara refrigerada, refeitório e quartos**

Nesta seção foram realizadas simulações para verificar a influência de alguns parâmetros no desempenho global do sistema, considerando os consumos da câmara refrigerada, do refeitório e dos quartos da pousada.

Para a avaliação do sistema foram utilizados os parâmetros apresentados na seção 5.3 e após as simulações, foram indicados quais parâmetros apresentam melhor desempenho em relação a porcentagem anual de atendimento dos consumos.

#### **7.1.2.1 Área de coletor solar térmico**

Nesta simulação foi verificada a influência da variação da área do coletor solar térmico na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido e na porcentagem anual de atendimento dos consumos, utilizando os seguintes parâmetros: vazão mássica por área unitária de coletor  $\dot{m}_c = 0,0223 \text{ kg } /(\text{sm}^2)$ , volume do reservatório térmico de água quente de  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$  e volume do reservatório térmico de água gelada de  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ . Nas Fig. 7.7 e 7.8 são apresentados os resultados da simulação.

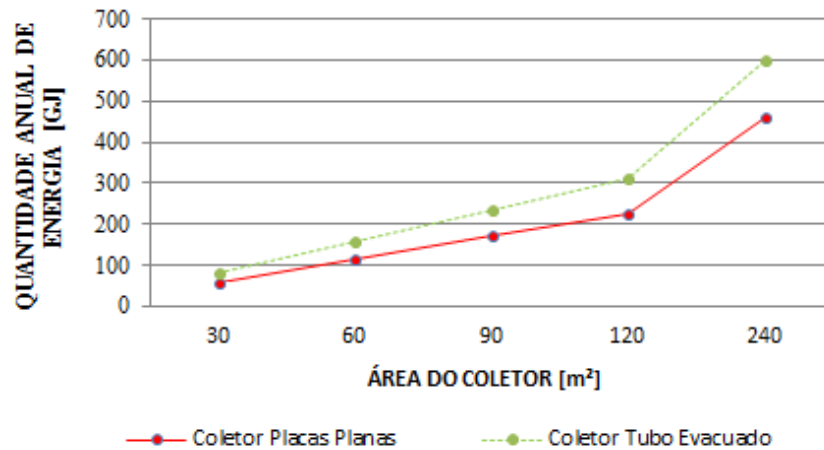


Figura 7.7 – Influência da área do coletor solar térmico na quantidade de energia anual absorvida pelo fluido no coletor solar térmico – Modelo A1.

Como se pode verificar nos resultados da Fig. 7.7, a variação da área de coletor térmico afeta diretamente a quantidade de energia absorvida pelo fluido durante o ano, sendo essa quantidade proporcional à área de coletor solar térmico utilizada. Observa-se que o comportamento do sistema com ambos os modelos de coletores é similar, sendo que o coletor solar térmico de tubo evacuado fornece ao fluido de trabalho aproximadamente 35 % a mais de energia que o de placas planas durante um ano, com qualquer área.

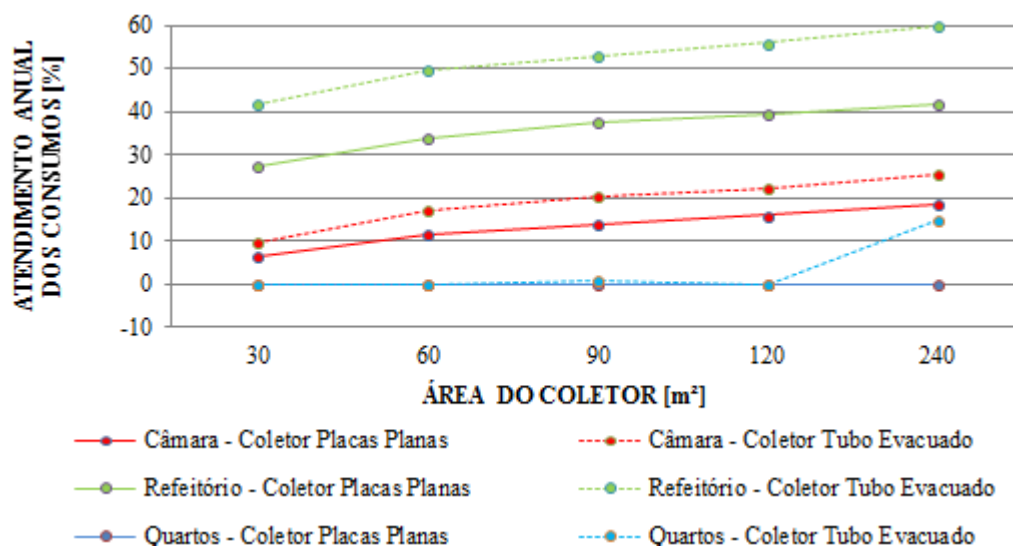


Figura 7.8 – Influência da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A1.

Na Fig. 7.8 são apresentados os resultados do efeito da variação da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos. Da mesma forma, o atendimento aos consumos aumenta com o incremento da área de coletores. Observa-se que a influência da área de coletor no atendimento anual aos consumos não é diretamente proporcional, diferente do verificado na quantidade de energia anual absorvida. Variando a área de 30 m<sup>2</sup> para 60 m<sup>2</sup> a influência no atendimento anual dos consumos é mais significativa do que variando de 60 m<sup>2</sup> para 90 m<sup>2</sup>. No caso da câmara refrigerada, o atendimento do consumo com 60 m<sup>2</sup> é aproximadamente o dobro do atendimento com 30 m<sup>2</sup>. Avaliando o atendimento anual dos consumos para área de 120 m<sup>2</sup> de coletor e com área de 240 m<sup>2</sup>, nota-se que mesmo com o dobro de área, o atendimento dos consumos relativos à câmara e ao refeitório incrementa no máximo 15 %.

O atendimento do consumo dos quartos não ocorre com o uso de áreas de coletor menores que 120 m<sup>2</sup>. O atendimento somente ocorre, parcialmente em aproximadamente 15 % do ano com o uso de 240 m<sup>2</sup> de área de coletor solar térmico de tubo evacuado. Este resultado pode ser explicado pelo fato de que o consumo dos quartos ocorre das 20 às 24 h. Neste horário não há mais água quente na temperatura necessária para o *chiller* operar, nem mesmo água gelada armazenada para atender o consumo. Em geral, mesmo com áreas de coletor maiores, não acontece um atendimento expressivo dos consumos.

A quantidade anual de energia necessária para atender a carga térmica é de 296,4 GJ, conforme Tab. 5.2. O *chiller* utilizado tem uma capacidade horária de 0,81 GJ (35,16 kW), sendo que em condições nominais de funcionamento demanda uma quantidade horária de energia para a sua ativação de 0,18 GJ (50,23 kW), conforme Tab. 5.1. Sendo assim, em condições nominais de funcionamento o *chiller* demanda 423,44 GJ de energia por ano para atender a carga térmica com *COP* de 0,7. A partir dos resultados apresentados na Fig. 7.7, observa-se que para atender as cargas térmicas seriam necessárias áreas de coletor próximas a 240 m<sup>2</sup>, sendo que com 240 m<sup>2</sup> de coletor de placas planas a energia anual absorvida é de 459,5 GJ e com coletor de tubo evacuado igual a 599,7 GJ.

Conforme apresentado na Fig. 7.8, o sistema não atende as cargas térmicas mesmo com o uso de 240 m<sup>2</sup> de coletor. A contradição entre a análise descrita e o comportamento do sistema apresentado se justifica pelo fato de que as capacidades indicadas do *chiller* são para condições nominais de temperatura de ativação e os resultados apresentados são para a temperatura de ativação de 70 °C. Com a temperatura de 70 °C, o *chiller* apresenta um *COP*

de aproximadamente 0,22, conforme Fig. 5.4. Assim, sua demanda de energia anual para atender a carga térmica é de 1924,73 GJ.

#### 7.1.2.2 Vazão mássica do fluido no coletor solar térmico

Na Fig. 7.9 e 7.10 são apresentados os resultados da simulação realizada para a verificação da influência da variação vazão mássica por área unitária de coletor do fluido térmico na quantidade de energia anual absorvida e na porcentagem anual de atendimento de cada consumo. Foram utilizados os seguintes parâmetros: área de coletor solar de  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ , volume do reservatório térmico de água quente de  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$  e volume do reservatório térmico de água gelada de  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ .

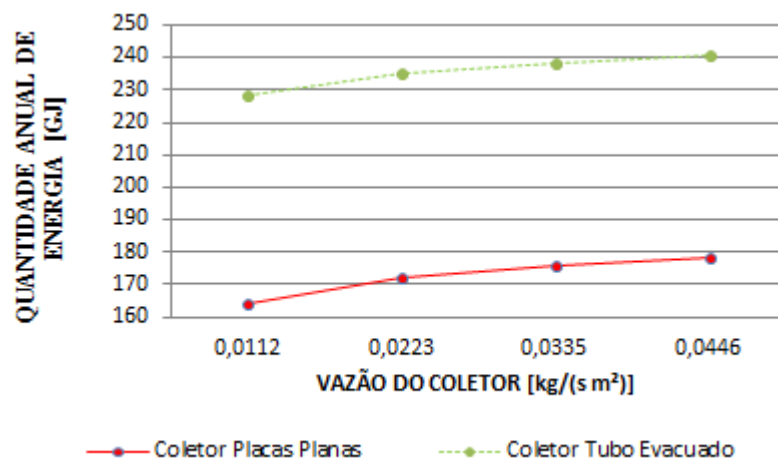


Figura 7.9 – Influência da vazão do fluido no coletor solar térmico na quantidade de energia anual absorvida – Modelo A1.

Da análise da Fig. 7.9 se verifica que com o aumento da vazão mássica, o fluido é capaz de absorver uma quantidade maior de energia no coletor solar térmico. Avaliando os resultados, verifica-se que dobrando a vazão mássica a variação da quantidade e energia é de aproximadamente 5 % para o coletor de placas planas e de aproximadamente 3 % para o coletor de tubo evacuado. A vazão  $\dot{m}c = 0,0223 \text{ kg}/(\text{s m}^2)$ , vazão de teste do coletor solar de placas planas, foi adotada como vazão padrão para as simulações por ser uma vazão recomendada por alguns autores.

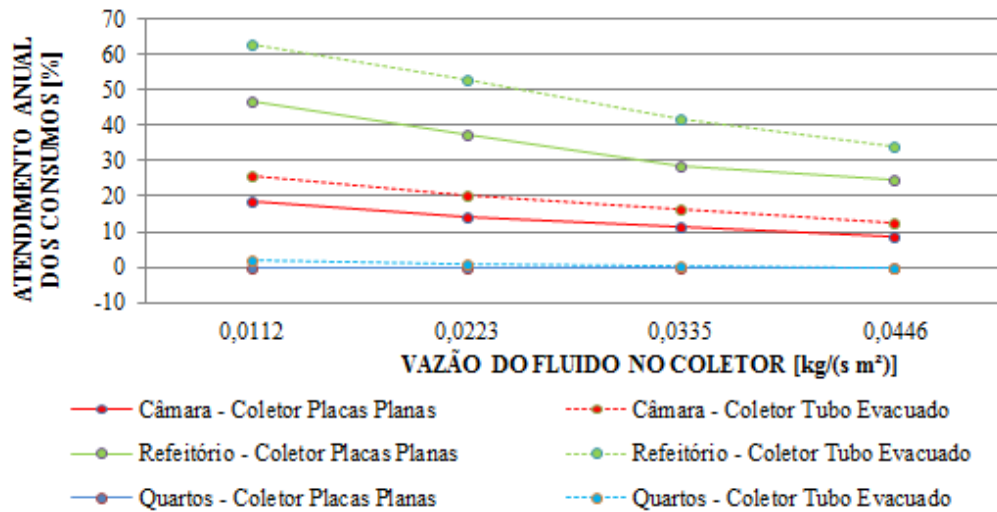


Figura 7.10 – Influência da vazão do fluido no coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A1.

O efeito da vazão mássica de fluido sobre o atendimento ao consumo é apresentado na Fig.7.0. Para uma vazão de 0,0112 kg/(sm<sup>2</sup>), se tem um maior atendimento dos consumos. Com a redução da vazão de 0,0223 para 0,0112 kg/(sm<sup>2</sup>) chega-se a um aumento na ordem de 30% no atendimento dos consumos referentes à câmara refrigerada e ao refeitório com o uso de coletores de placas planas e de 23 % com o uso de coletores de tubo evacuado.

O comportamento entre a redução da quantidade de energia absorvida pelo fluido no coletor e o aumento do atendimento aos consumos com o uso de uma vazão reduzida se explica pelo fato de que, com a vazão menor, a temperatura de saída do fluido no coletor é maior, aproximadamente 5 °C. Na Fig. 7.11 são apresentados os resultados da variação da temperatura de saída do fluido em relação à sua vazão.

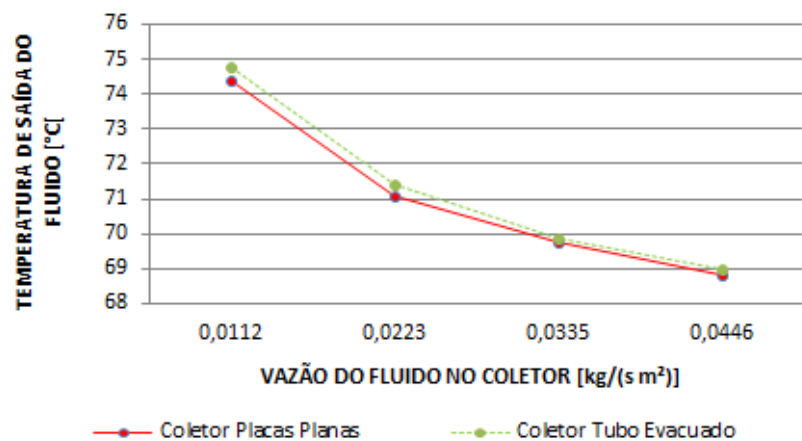


Figura 7.11 – Influência da vazão do fluido no coletor solar térmico na temperatura de saída – Modelo A1.

### 7.1.2.3 Volume do reservatório térmico água quente

Nesta simulação foi verificada a influência do volume do reservatório térmico de água quente na porcentagem anual de atendimento de cada consumo, utilizando os seguintes parâmetros:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0223 \text{ kg / (sm}^2)$  e  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ . Na Fig. 7.12 são apresentados os resultados da simulação.

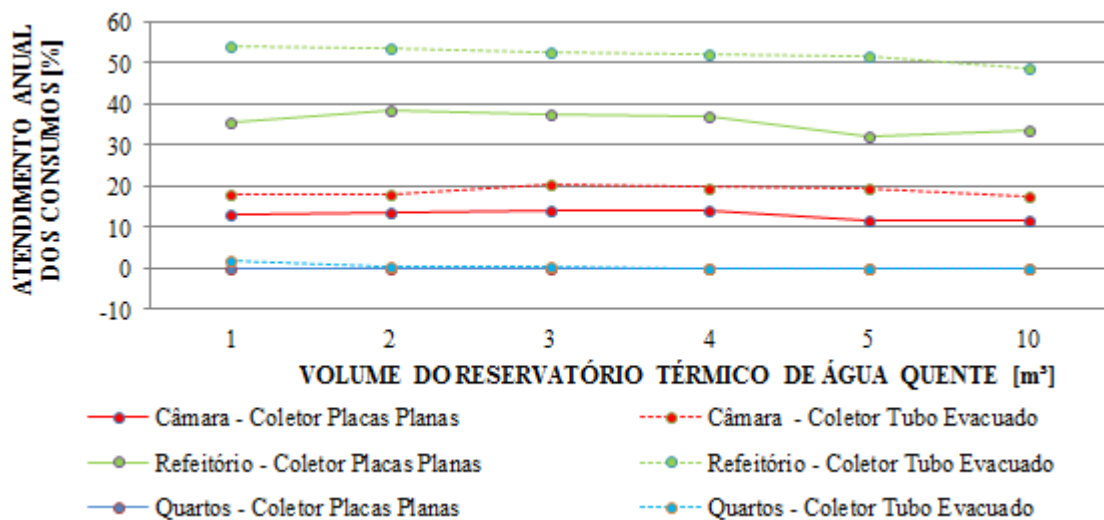


Figura 7.12 – Influência do volume do reservatório térmico de água quente na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A1.

A variação do volume do reservatório térmico de água quente não afeta significativamente o atendimento dos consumos, principalmente em volumes de 1 a 4 m³, conforme mostrado na Fig. 7.12. O volume do reservatório térmico não apresentou influência na porcentagem de atendimento anual dos consumos possivelmente por que a quantidade de energia absorvida pelo fluido no coletor, utilizando 90 m² de área, não é suficiente para atender a demanda de energia do *chiller*.

### 7.1.2.4 Volume do reservatório térmico água gelada

Os resultados da verificação da influência do volume do reservatório térmico de água gelada na porcentagem anual de atendimento de cada consumo são apresentados na Fig. 7.13. Foram utilizados os seguintes parâmetros:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0223 \text{ kg / (sm}^2)$  e  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$ .

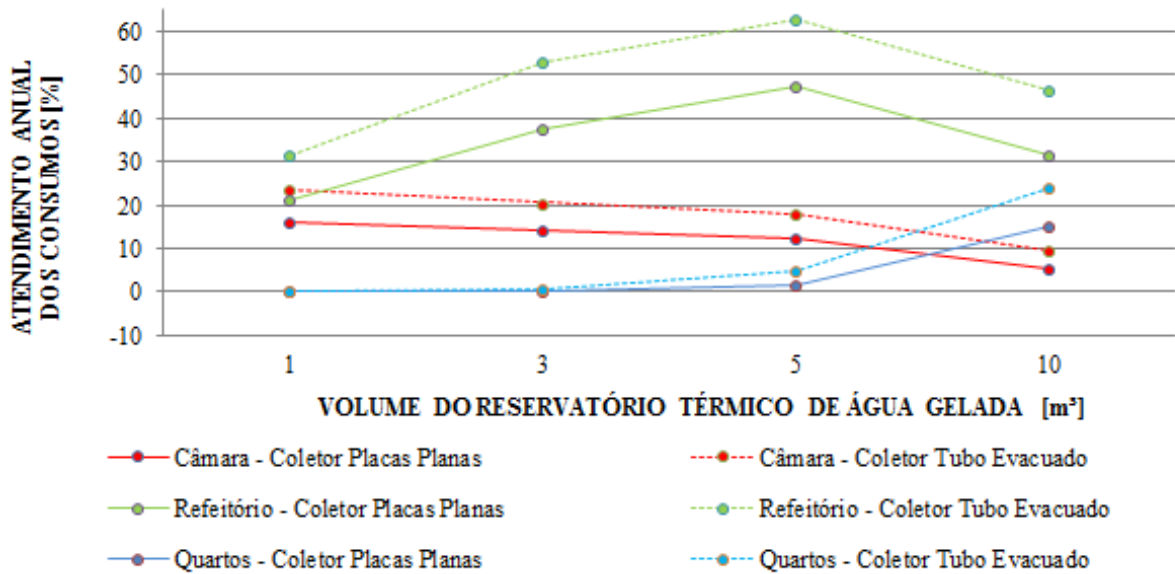


Figura 7.13 – Influência do volume do reservatório térmico de água gelada na porcentagem anual de atendimento dos consumos. – Modelo A1.

Na Fig. 7.13 pode ser observado que a variação do volume do reservatório térmico de água gelada influencia diretamente no atendimento dos consumos. Nota-se que, com o aumento do volume, o atendimento da câmara refrigerada diminui, o atendimento dos consumos dos quartos aumenta e do refeitório aumenta até o valor de 5 m<sup>3</sup> quando volta a diminuir, sendo mais significativo o aumento do atendimento do refeitório.

O atendimento ao consumo do refeitório aumenta com o uso de reservatório com volumes de até 5 m<sup>3</sup> pelo fato de que o consumo de água gelada ocorre em horários espaçados durante o dia, pela manhã, ao meio dia e à noite, próximos aos horários da sua produção pelo *chiller*, assim com o reservatório maior pode-se aproveitar melhor a condição de funcionamento do *chiller* durante o dia. Com o uso de volumes acima de 5 m<sup>3</sup>, o atendimento do consumo do refeitório diminui, mas ocorre o aumento do atendimento do consumo dos quartos. Como o consumo de água gelada pela câmara refrigerada ocorre durante todo o dia, é mais influenciado pelos outros consumos.

#### 7.1.2.5 Coeficiente de performance do *chiller* de absorção

Na Fig. 7.14 são apresentados os resultados do coeficiente de performance médio do *chiller* de absorção para cada mês do ano. Para as simulações foram utilizados os seguintes parâmetros:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0223 \text{ kg / (sm}^2)$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$  e  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ .



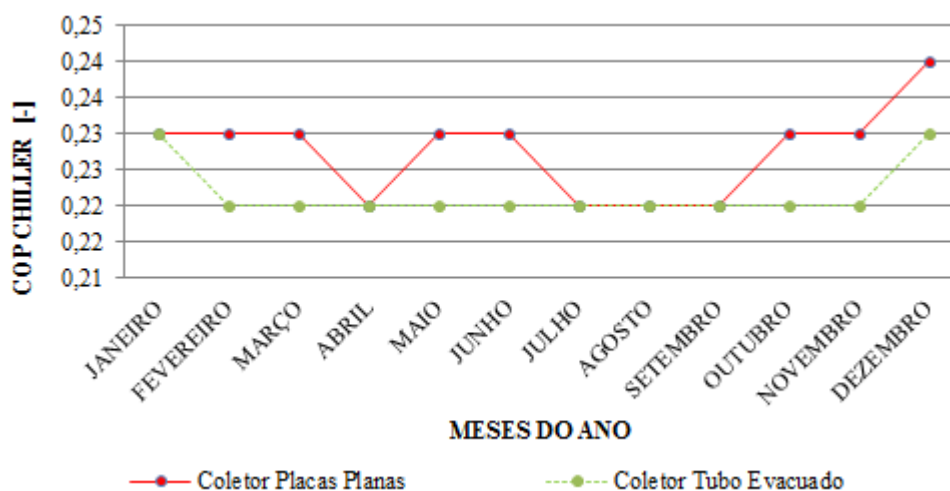


Figura 7.14 – *COP* médio do *chiller* de absorção para cada mês do ano – Modelo A1.

O *COP* médio apresentado pelo *chiller* simulado, mostrado na Fig. 7.14 é de aproximadamente 0,23 com o uso de coletor de placas planas e de aproximadamente 0,22 para o coletor de tubo evacuado. O *COP* obtido nas simulações para ambos os modelos de coletores é inferior ao *COP* nominal indicado pelo fabricante do *chiller*, que é de 0,7. Isto se deve ao fato de que para as simulações foi utilizada a temperatura mínima para a ativação do *chiller* de 70 °C enquanto que o *COP* nominal é referente à temperatura de ativação de aproximadamente 88 °C.

Os resultados do *COP* médio do *chiller*, apresentados na Fig. 7.14, são coerentes com o *COP* de 0,22 obtido nas curvas de variação em função da temperatura de ativação do *chiller*, apresentados na Fig. 5.4

#### 7.1.2.6 Avaliação dos resultados do Modelo A1

A partir dos resultados das simulações apresentados para este modelo de sistema observa-se que o parâmetro que apresenta maiores ganhos se modificado, em relação aos parâmetros iniciais, seria a vazão do fluido no coletor solar térmico, sendo que esta alteração pode acarretar em ganhos de 30 % no atendimento dos consumos referentes à câmara refrigerada e ao refeitório com o uso de coletores de placas planas e de 23 % com o uso de coletores de tubo evacuado. Na Fig. 7.15 são apresentados os resultados da influência da área

de coletor solar térmico no atendimento aos consumos utilizando os seguintes parâmetros:

$$\dot{m}_c = 0,0112 \text{ kg } / (sA_{col}), V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3 \text{ e } V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3.$$

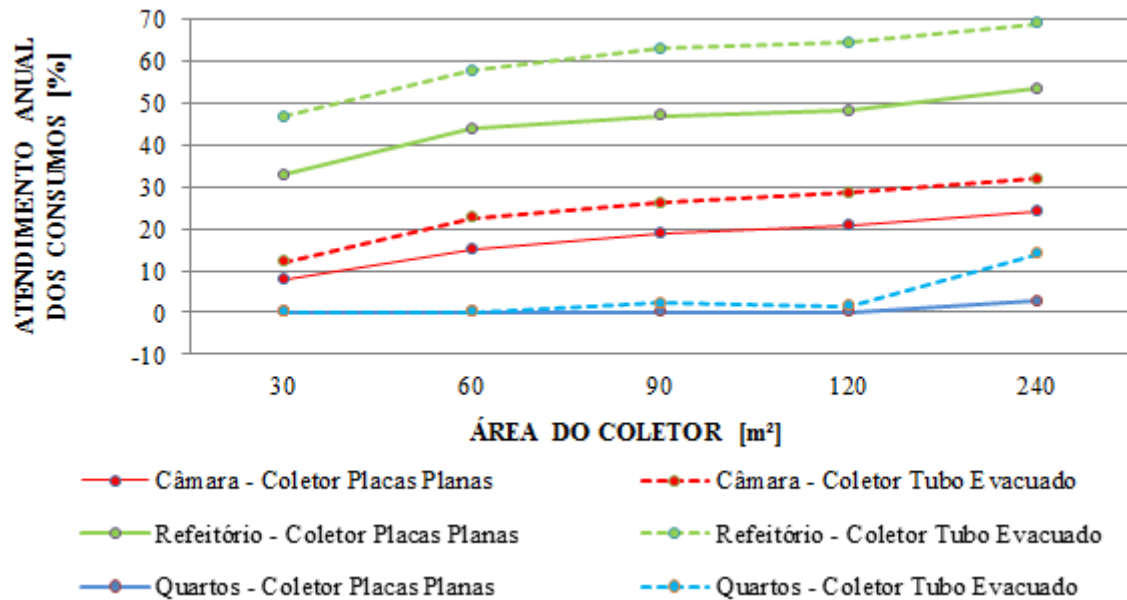


Figura 7.15 – Influência da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos com o uso da vazão reduzida – Modelo A1.

A partir dos resultados apresentados observa-se que o consumo relativo aos quartos é o mais baixo, tendo índices de atendimento variando de 0 a 2,2 % considerando áreas de coletor inferiores a 120 m². Com coletores de tubo evacuado e área de 240 m², chega-se a um atendimento de aproximadamente 14 %. No consumo relativo ao refeitório chega-se a um atendimento de aproximadamente 63 % com o uso de 90 m² de coletor solar de tubo evacuado. Em relação ao consumo da câmara refrigerada chega-se a índices de aproximadamente 26 % com uso de 90 m² de coletor de tubo evacuado. Um resumo dos resultados das simulações do modelo A1, em relação à área e vazão mássica do coletor, são apresentados na Tab. 7.1.

Tabela 7.1 – Resumo dos resultados das simulações da influência da área do coletor e da vazão mássica de fluido no atendimento ao consumo – Modelo A1.

$A_{col}$ [m <sup>2</sup> ]	$\dot{m}c$ [kg/(sm <sup>2</sup> )]	COLETOR DE PLACAS PLANAS			COLETOR DE TUBO EVACUADO		
		CÂMARA	REFEITÓRIO	QUARTOS	CÂMARA	REFEITÓRIO	QUARTOS
90	0,0223	14,02 %	37,37 %	0,00 %	20,49 %	52,88 %	0,68 %
120	0,0223	15,97 %	39,34	0,00 %	22,20 %	55,84 %	0,14 %
240	0,0223	18,31 %	41,48 %	0,00 %	25,62 %	59,78 %	14,86 %
90	0,0112	18,88 %	46,90 %	0,00 %	26,02 %	62,74 %	2,19 %
120	0,0112	20,62 %	48,05 %	0,07 %	28,42 %	64,27 %	1,58 %
240	0,0112	24,05 %	53,21 %	2,67 %	31,93 %	68,88 %	13,90 %

Em geral pode-se observar que o sistema não atende satisfatoriamente os consumos. Nos quartos, o percentual de atendimento é muito baixo e ocorre somente quando é usado coletor solar térmico de tubo evacuado e em áreas de coletor maiores, possivelmente por que os coletores não tem capacidade suficiente para atender a demanda de aquecimento do fluido de alimentação do *chiller* de absorção.

O atendimento do refeitório de 63 % do tempo, com o uso da vazão de 0,0112 kg/(sm<sup>2</sup>) é o mais satisfatório entre os três consumos, mas se os consumos forem analisados por uma escala de importância este seria o de menor importância.

Para entender porque este modelo de sistema não atende satisfatoriamente os consumos é preciso analisar a quantidade de energia necessária para o seu atendimento. A quantidade de energia diária de cada consumo foi apresentada na Tab. 5.1, onde a energia diária total necessária para o atendimento dos consumos é de 0,81 GJ. Conforme as características apresentadas na Tab. 5.1, o *chiller* utilizado tem uma capacidade horária de 0,13 GJ, com um consumo horário de energia de 0,18 GJ para a sua ativação, em condições nominais de funcionamento. Para atender os consumos seria necessário o funcionamento do *chiller* por aproximadamente 6,5 horas por dia. Como o *chiller* necessita de 0,18 GJ de energia a cada hora para funcionar, necessitaria de 1,18 GJ de energia para atender o consumo diário em condições nominais de funcionamento. Como neste modelo de sistema simulado foi utilizada uma temperatura de ativação do *chiller* de 70 °C onde o *chiller* apresenta um *COP* de aproximadamente 0,22 para esta condição, conforme Fig. 5.4, o *chiller* necessita de 5,36 GJ de energia para atender o consumo diário. Na Fig. 7.16 são apresentados os resultados das quantidades médias diárias, de cada mês do ano, da energia absorvida pelo fluido no coletor, utilizando 90 m<sup>2</sup> de área de coletores.

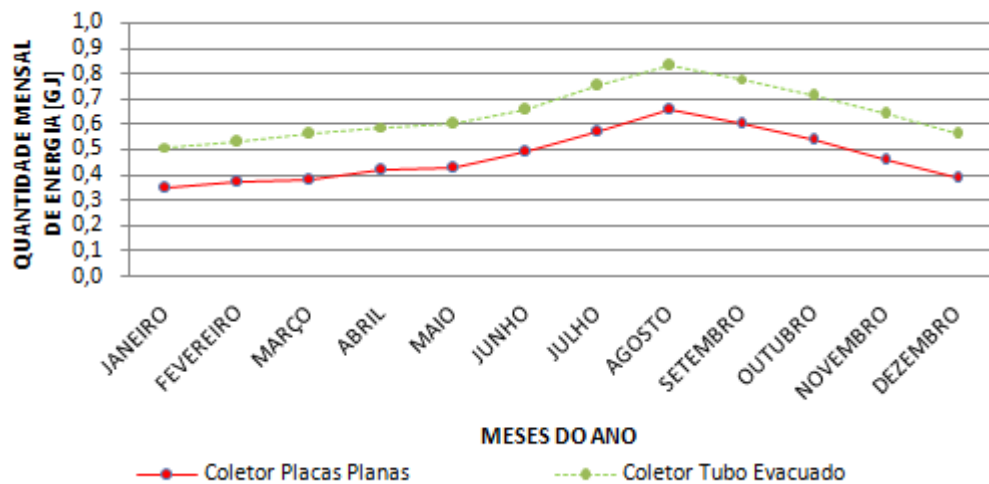


Figura 7.16 – Quantidade de energia média diária absorvida pelo fluido no coletor solar térmico em cada mês do ano. – Modelo A1.

Nota-se na Fig. 7.16 que em nenhum mês do ano a quantidade de energia absorvida no coletor é suficiente para o atendimento dos consumos. A energia mensal absorvida, para ambos os coletores, é inferior a quantidade mínima de energia necessária para a ativação do *chiller*. O coletor de placas planas tem uma média mensal de 0,47 GJ de energia absorvida, ou seja, 9 % da energia necessária para a ativação do *chiller* enquanto que o coletor de tubo evacuado tem uma média mensal de 0,64 GJ, ou seja, 12 % da energia necessária para a ativação do *chiller* operando com temperatura de ativação de 70 °C.

A média diária de energia absorvida por cada modelo de coletor pode observada nos resultados apresentados na Tab. 7.1. O coletor de placas planas tem uma média diária de 1,19 GJ de energia absorvida e o coletor de tubo evacuado 1,68 GJ, ambos para 240 m<sup>2</sup> de área. Assim, sabendo que o sistema tem perdas de energia e a quantidade diária de energia absorvida pelo coletor tem variações, mesmo com 240 m<sup>2</sup> de área de coletor não seria possível atender os consumos.

### 7.1.3 Modelo A2 – consumos: refeitório e quartos

Este modelo de sistema é similar ao modelo A1. A única diferença é que para a simulação deste modelo foi desconsiderado o uso do consumo relativo à câmara refrigerada, uma vez que, como mostrado nas simulações anteriores (Tab. 7.1), o atendimento máximo

anual do consumo da câmara refrigerada foi de aproximadamente 32 %, não atendendo a sua finalidade.

### 7.1.3.1 Área de coletor solar térmico

Conforme já apresentado nos resultados do modelo A1, a variação da energia absorvida pelo fluido no coletor solar térmico é diretamente proporcional à variação da área de coletor utilizada. Na Fig. 7.17 são apresentados os resultados da influência da variação da área do coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento de cada consumo. Foram utilizados os seguintes parâmetros:  $\dot{m}c = 0,0223 \text{ kg } /(\text{sm}^2)$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$  e  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ .

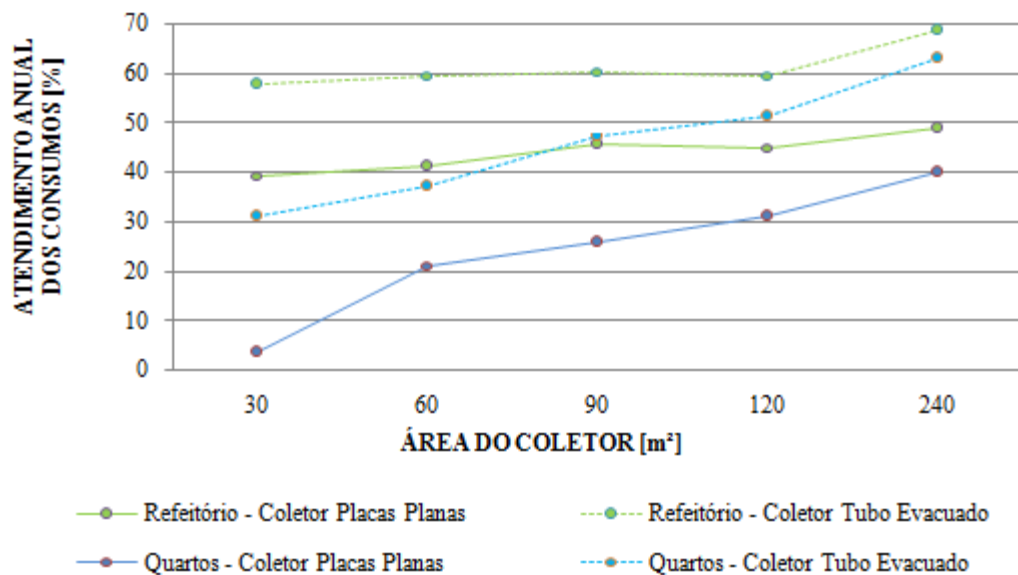


Figura 7.17 – Influência da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A2.

Pode se observar que como o uso de 90 m² de área de coletor solar térmico de placas planas o atendimento relativo ao refeitório ocorre em 45,5 % do ano. Já com o uso de coletores de tubo evacuado o atendimento ocorre em 60,4 % do ano. O atendimento ao consumo relativo aos quartos com o uso de coletores de placas planas ocorre em 26 % do ano e com o uso de coletor de tubo evacuado em 47,2 % do ano.

O atendimento mais expressivo dos consumos ocorre com o uso de áreas de 120 m² a 240 m² de coletor solar térmico de tubo evacuado. Para 120 m² tem se um atendimento

superior a 51 % dos consumos e com áreas de 240 m<sup>2</sup> um atendimento superior a 62 %. O Modelo A1 não apresentou atendimento do consumo relativo aos quartos com áreas de coletor inferiores a 120 m<sup>2</sup>, enquanto que neste modelo chega-se a percentagens de atendimento do consumo superiores a 50 %.

### 7.1.3.2 Vazão do fluido no coletor solar térmico

A influência da vazão de fluido do coletor na percentagem de atendimento do consumo para esta nova configuração é apresentada na Fig. 7.18. Foram utilizados os seguintes parâmetros:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$  e  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ .

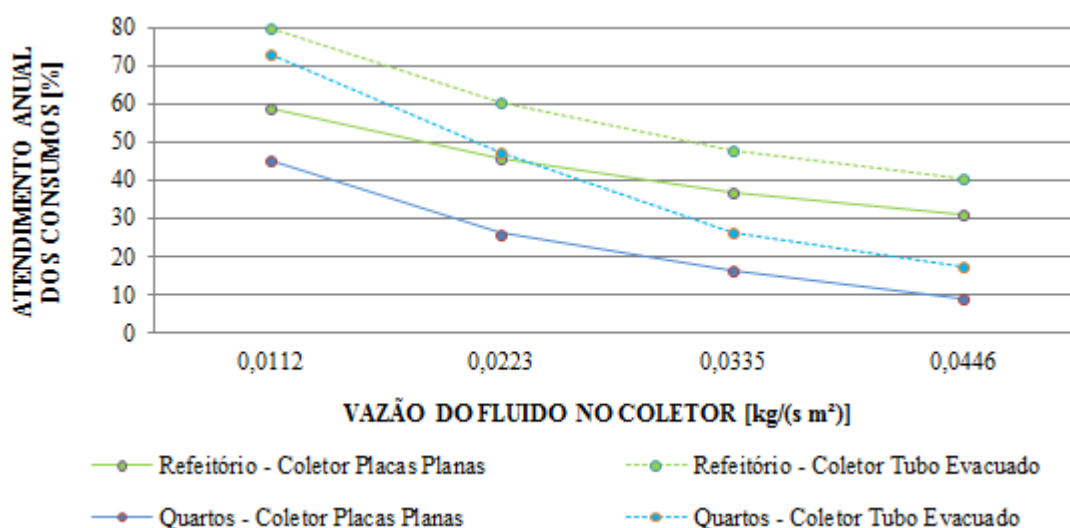


Figura 7.18 – Influência da vazão do fluido no coletor solar térmico na percentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A2.

Para uma vazão de  $0,0112 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$ , se tem um maior atendimento dos consumos. Com o uso de coletores de tubo evacuado chega-se a um atendimento do consumo referente ao refeitório de 79,6 % e do consumo referente aos quartos de 73 %, sendo estes consumos mais expressivos.

### 7.1.3.3 Volume do reservatório térmico água quente

Nesta simulação foi verificada a influência do volume do reservatório térmico de água quente na porcentagem anual de atendimento de cada consumo utilizando os seguintes parâmetros:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0223 \text{ kg / (sm}^2)$ , e  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ . Na Fig. 7.19 são apresentados os resultados da simulação.

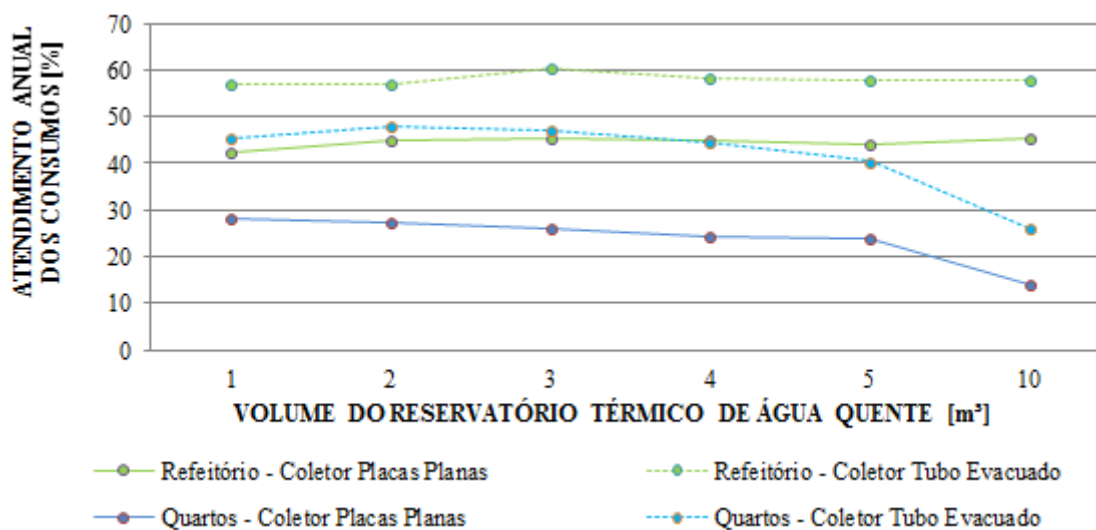


Figura 7.19 – Influência do volume do reservatório térmico de água quente na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A2.

A variação do volume do reservatório térmico de água quente não afeta significativamente o atendimento aos consumos do refeitório e dos quartos, principalmente em volumes de 1 a 5 m³, conforme mostrado na Fig. 7.19. No atendimento ao consumo relativo aos quartos nota-se uma diminuição do atendimento com o uso de um reservatório com volume superior a 5,0 m³. Isto se deve ao fato de que com um volume de água armazenada maior, a temperatura média da água quente dentro do reservatório térmico será menor, diminuindo a sua utilização pelo *chiller* de absorção.

### 7.1.3.4 Volume do reservatório térmico água gelada

Os resultados da influência do volume do reservatório térmico de água gelada na porcentagem anual de atendimento de cada consumo são apresentados na Fig. 7.20. Foram utilizados os seguintes parâmetros:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0223 \text{ kg / (sm}^2)$  e  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$ .

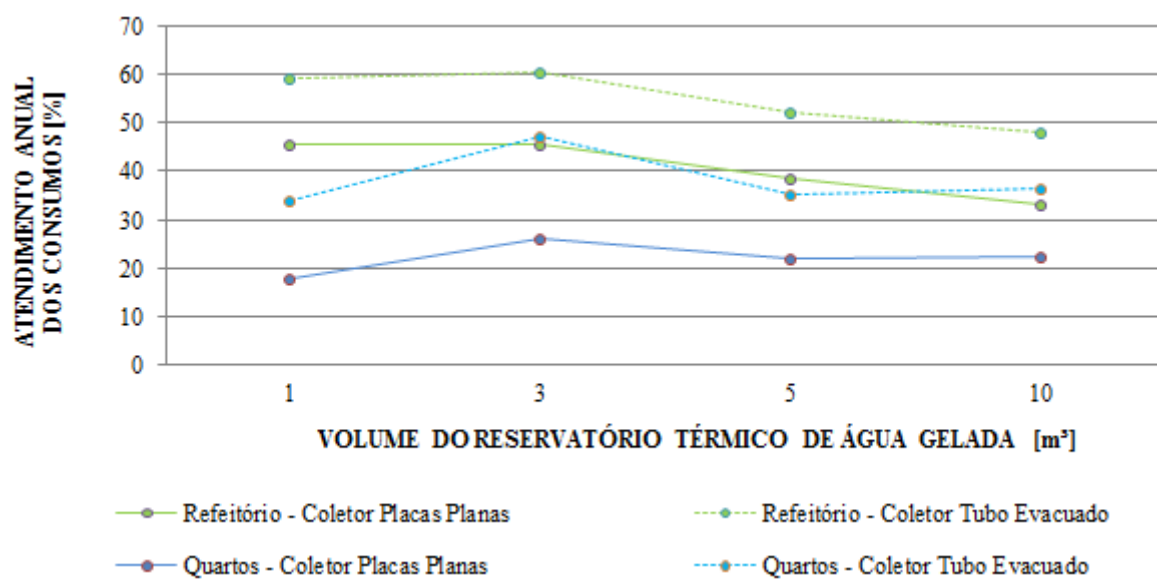


Figura 7.20 – Influência do volume do reservatório térmico de água gelada na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo A2.

Na Fig. 7.20 pode ser observado que a variação do volume do reservatório térmico de água gelada tem uma pequena influência no atendimento dos consumos. No consumo relativo ao refeitório nota-se que com o uso de um reservatório térmico com volume de 1 a 3 m<sup>3</sup> o atendimento é praticamente o mesmo e com volumes superiores a 3 m<sup>3</sup> o atendimento ao consumo diminui. Já no atendimento do consumo relativo aos quartos nota-se que o maior atendimento ocorre com um volume de reservatório térmico de 3 m<sup>3</sup>.

#### 7.1.3.5 Coeficiente de performance do *chiller* de absorção

Na Fig. 7.21 são apresentados os resultados do coeficiente de performance, *COP*, médio do *chiller* de absorção para cada mês do ano. Para as simulações foram utilizados os seguintes parâmetros:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0223 \text{ kg } /(\text{sm}^2)$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$  e  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ .



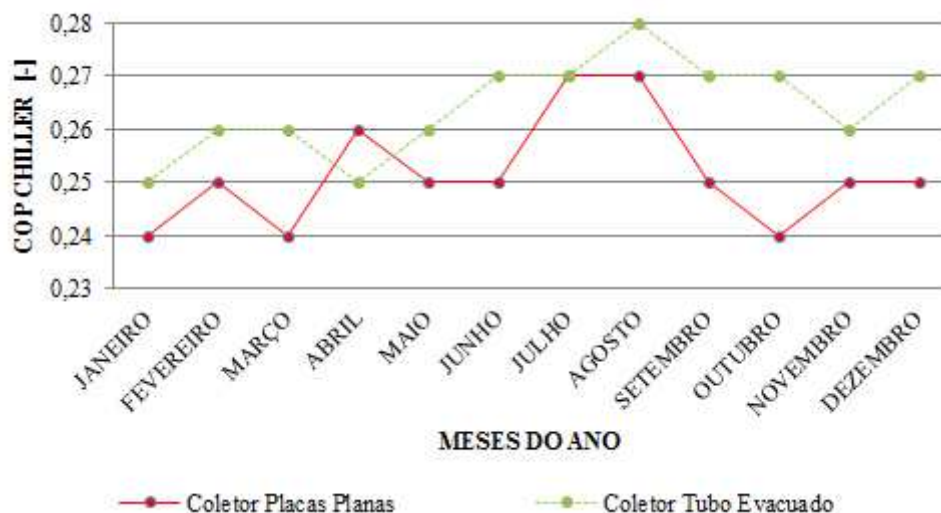


Figura 7.21 – *COP* médio do *chiller* de absorção para cada mês do ano – Modelo A2.

Como pode ser observado na Fig. 7.21, o *COP* médio do *chiller* para ambos os coletores solares, é de aproximadamente 0,26. Assim como no modelo A1, é inferior ao *COP* nominal de 0,7, porém próximo ao *COP* de 0,22 apresentado nas curvas da variação em função da temperatura de ativação do *chiller*, conforme a Fig. 5.4.

#### 7.1.3.6 Avaliação dos resultados do Modelo A2

Observa-se, a partir dos resultados apresentados na Fig. 7.18, que alterando a vazão do fluido no coletor solar térmico para uma vazão mais baixa pode se chegar a ganhos de até 70 % em relação ao atendimento dos consumos, alcançando índices de atendimento próximos a 80 %.

Nas simulações iniciais foi utilizada uma temperatura de entrada da água de arrefecimento no *chiller* constante e igual a 31°C. Como o sistema será instalado em um local próximo a um rio, se poderia utilizar a própria água do rio para o arrefecimento do *chiller* de absorção. Para essa simulação, a temperatura da água do rio foi considerada igual à temperatura ambiente, ou seja, a  $T_{bs}$  do local. Na simulação foi considerada a variação da  $T_{bs}$  do local durante o ano, sendo a  $T_{bs}$  média anual aproximadamente 26,5 °C. No APÊNDICE B é apresentada uma curva da variação da  $T_{bs}$  durante o ano. Também para essa simulação foi utilizada a vazão mais baixa do fluido no coletor solar térmico, além dos parâmetros:  $\dot{m}_c = 0,0223 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$  e  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ . Na Fig. 7.22 são apresentados os

resultados da simulação e na Tab. 7.2 é apresentado um resumo dos resultados das simulações do modelo A2, em relação à área de coletor solar térmico.

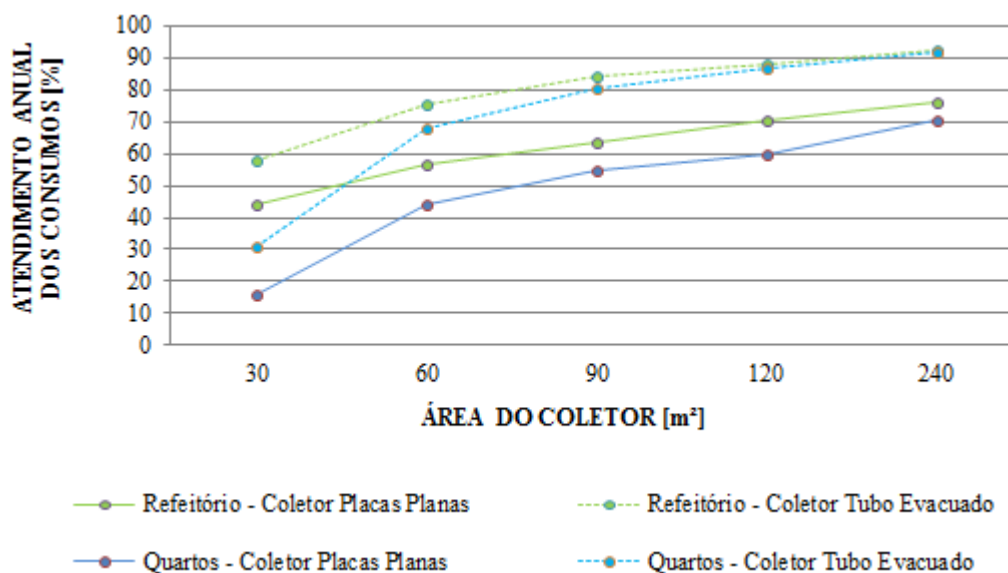


Figura 7.22 – Influência da área de coletor solar térmico na porcentagem anual de atendimento dos consumos com parâmetros otimizados – Modelo A2.

Tabela 7.2 – Resumo dos resultados das simulações – Modelo A2.

<i>Acol</i> [m <sup>2</sup> ]	<i>ṁ<sub>c</sub></i> [kg/(s.m <sup>2</sup> )]	COLETOR DE PLACAS PLANAS		COLETOR DE TUBO EVACUADO	
		REFEITÓRIO	QUARTOS	REFEITÓRIO	QUARTOS
90	0,0223	45,53 %	25,96 %	60,38 %	47,19 %
120	0,0223	45,04 %	31,10 %	59,62 %	51,37 %
240	0,0223	48,99 %	40,00 %	68,60 %	62,95 %
90	0,0112	63,89 %	54,59 %	84,50 %	80,70 %
120	0,0112	70,25 %	60,00 %	88,16 %	86,99 %
240	0,0112	76,22 %	70,41 %	92,82 %	91,85 %

Com o sistema utilizando a água de arrefecimento com uma temperatura menor, temperatura ambiente, a troca de calor no condensador por consequência é maior e assim o fluido refrigerante terá uma temperatura menor na saída do condensador, o que acarreta no aumento do efeito de refrigeração do *chiller*.

#### 7.1.4 Considerações sobre os dois modelos de consumo

Conforme mostrado pelos resultados das simulações do Modelo A1, o sistema não tem capacidade suficiente de aquecimento de água para o atendimento de todos os consumos. O consumo relativo aos quartos na maioria das condições simuladas tem um índice de atendimento inferior a 2 %. O consumo relativo ao refeitório tem um atendimento mais significativo em algumas condições, podendo chegar a 64 % utilizando 120 m<sup>2</sup> de coletores de tubos evacuados. Já o consumo relativo à câmara refrigerada tem o seu atendimento máximo com um índice de aproximadamente 32 % com 240 m<sup>2</sup> de coletor de tubo evacuado.

A partir dos resultados do Modelo A1 em relação ao atendimento do consumo da câmara refrigerada, pode se observar que seria necessária uma área superior a 240 m<sup>2</sup> de coletor solar térmico para atender satisfatoriamente o consumo. Assim, o consumo da câmara refrigerada foi desconsiderado das demais simulações, ficando em aberto a definição de outro sistema de refrigeração para atender essa demanda.

No Modelo A2 os consumos relativos aos quartos e ao refeitório apresentaram um atendimento maior devido à carga térmica total ser menor do que a do Modelo A1. Com o Modelo A2, a porcentagem anual de atendimento dos consumos é superior a 80 % com o uso de 90 m<sup>2</sup> de coletores de tubos evacuados, apresentando assim resultados mais satisfatórios.

Para atingir porcentagens de atendimento dos consumos maiores é necessário o uso de áreas de coletor maiores, sendo que para um atendimento de 100 % dos consumos será necessário um pouco mais de 240 m<sup>2</sup> de coletor de tubo evacuado, já que com 240 m<sup>2</sup> deste coletor o sistema apresenta porcentagens anuais de atendimento superiores a 91 %.

Como os consumos deste modelo são relativos ao sistema de ar condicionado dos quartos e do refeitório, porcentagens anuais de atendimento inferiores a 100 % são admissíveis para o seu uso. Para a definição da porcentagem de atendimento ideal deve-se levar em consideração o custo de instalação e manutenção da área de coletor solar térmico instalada.

## 7.2 MODELO B: COLETOR SOLAR – RESERVATÓRIO TÉRMICO - AQUECEDOR AUXILIAR - *CHILLER* DE ABSORÇÃO

O funcionamento do sistema Modelo B é basicamente o mesmo do Modelo A. A diferença que este sistema conta com um aquecedor auxiliar, conforme esquema apresentado na Fig. 5.2. A função do aquecedor auxiliar é suprir a necessidade de aquecimento do fluido armazenado no reservatório térmico, caso o mesmo estiver abaixo da temperatura de ativação do *chiller*.

O objetivo da simulação deste modelo de sistema é determinar a quantidade de energia auxiliar necessária para o atendimento dos consumos, possibilitando uma futura avaliação deste modelo com o modelo sem aquecimento auxiliar. Para as simulações deste modelo foram considerados apenas os consumos relativos aos quartos e ao refeitório, conforme realizado no Modelo A2.

Uma ilustração do sistema elaborado no TRNSYS é apresentada na Fig. 7.23, com o aquecedor em destaque. Pode-se observar que o aquecedor auxiliar foi instalado em um circuito fechado com o *chiller*, independente do reservatório térmico de água quente.

O sistema conta com controladores de temperatura e termostatos para gerenciar o uso do aquecedor auxiliar. Sempre que é necessário o funcionamento do *chiller*, o sistema verifica se a temperatura da água armazenada no reservatório térmico de água quente é igual ou superior à temperatura mínima de ativação do *chiller* definida. Em caso afirmativo, o *chiller* é alimentado pela água do reservatório. Caso a temperatura no reservatório seja inferior à temperatura de ativação do *chiller*, os controladores acionam o aquecedor auxiliar e o aquecimento fica independente do reservatório térmico de água quente. Durante o uso do aquecedor auxiliar os coletores solares continuam aquecendo a água armazenada no reservatório térmico de água quente, sempre que houver condições de irradiação que possibilite este aquecimento. Os controladores e termostatos realizam as verificações de temperatura a cada 20 min, para acionar ou desligar o aquecedor auxiliar.

No APÊNDICE C são apresentados os resultados das simulações realizadas para o modelo B de sistema.

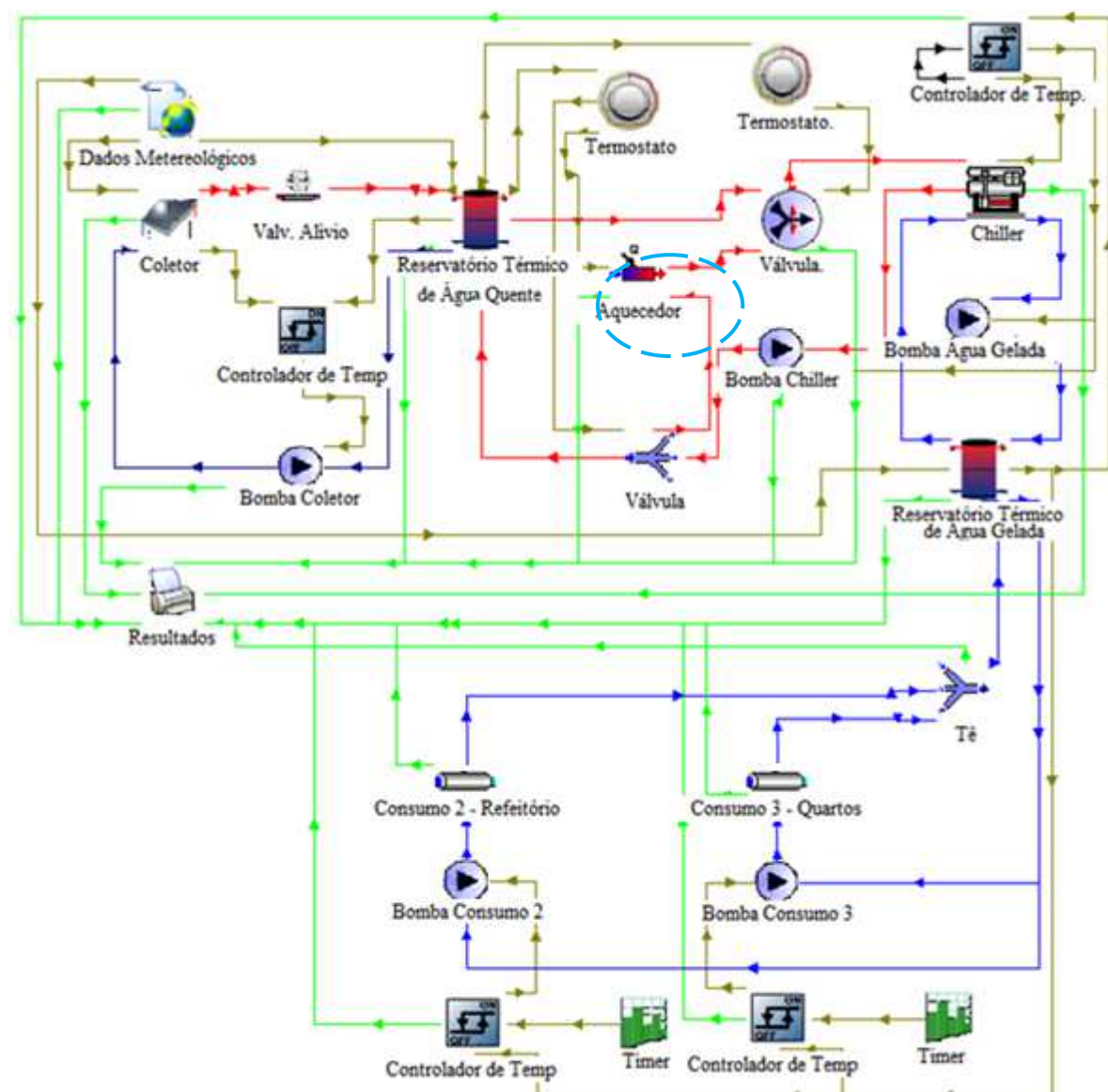


Figura 7.23 – Esquema da configuração do sistema Modelo B - Coletor Solar - Reservatório Térmico - Aquecedor Auxiliar - Chiller de Absorção.

Conforme se verificou nos resultados do modelo A, com o uso de uma vazão mássica do fluido no coletor solar térmico de  $0,0112 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$  tem-se um melhor índice de atendimento aos consumos. Esta vazão também foi adotada nas simulações do sistema do Modelo B.

A seguir serão apresentados os resultados do efeito dos diversos parâmetros sobre a energia fornecida pelo aquecedor auxiliar, sendo considerados os seguintes parâmetros para as simulações:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0112 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$ ,  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$  e  $T_{arref, ch} = 31 \text{ C}$ .

### 7.2.1 Temperatura de ativação do *chiller*

Primeiramente foi realizada uma simulação para verificar a influência da temperatura de ativação do *chiller* (temperatura de entrada da água quente), na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar. Nas Fig. 7.24 e 7.25 são apresentados os resultados da simulação da variação da temperatura de ativação do *chiller* e sua influência na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar e na porcentagem anual de atendimento de cada consumo, respectivamente.

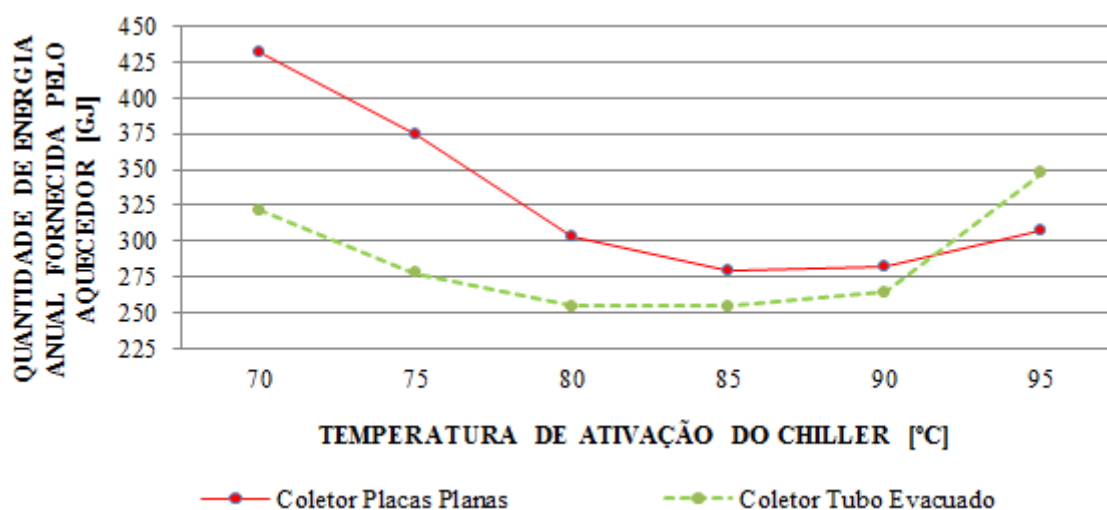


Figura 7.24 – Influência da temperatura de ativação do *chiller* de absorção na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.

Como pode ser observado na Fig. 7.24, a variação da temperatura de ativação do *chiller* de 70 a 95 °C afeta diretamente a quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar. A menor quantidade de energia suprida pelo aquecedor auxiliar ocorre com temperatura de 85 °C. Isto se deve ao fato de que esta temperatura está dentro da faixa de operação nominal sugerida pelo fabricante do *chiller*, onde ele apresenta o seu melhor desempenho. Quando o *chiller* trabalha com temperaturas de ativação inferiores ou superiores a 85 °C o seu rendimento é menor e, por consequência, necessita de um período maior de funcionamento para atendimento de uma mesma carga térmica. A temperatura mínima para a ativação do *chiller* foi definida como 85 °C, que é também a temperatura usada como critério para o acionamento do aquecedor auxiliar.

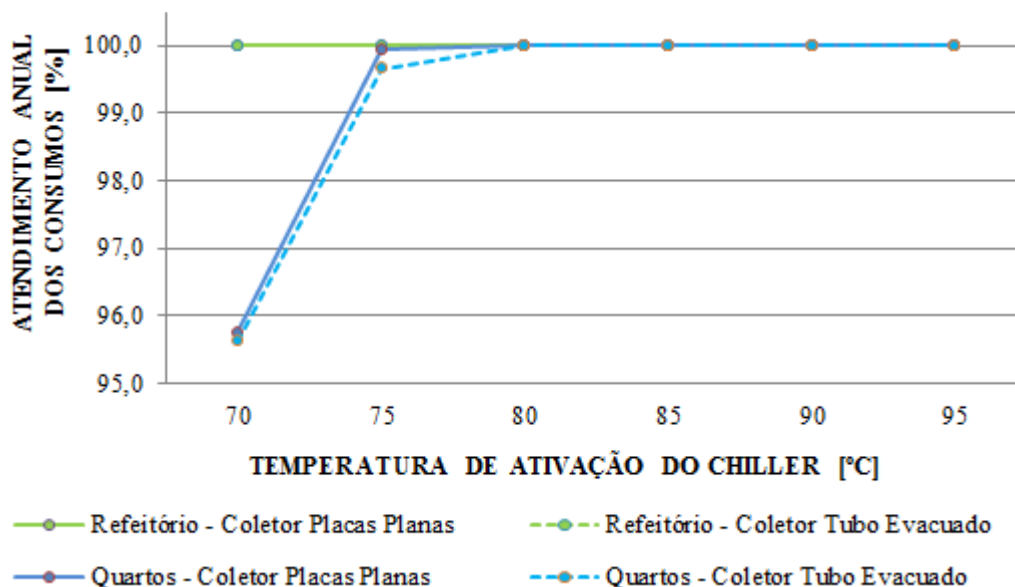


Figura 7.25 – Influência da temperatura da água de ativação do *chiller* de absorção na porcentagem anual de atendimento dos consumos – Modelo B.

Na Fig. 7.25 pode ser observado que os consumos são atendidos integralmente para uma temperatura de ativação acima de 75 °C. Nota-se que alguns consumos têm índices de aproximadamente 95 %. Isto se deve ao sistema de monitoramento da temperatura da água gelada armazenada para acionamento do *chiller* que funciona em ciclos de 20 min. Os ciclos de 20 min foram utilizados por ser um tempo aceitável entre acionamentos do *chiller*, sendo que acionamentos com intervalos menores podem prejudicar a vida útil do equipamento.

### 7.2.2 Área de coletor solar térmico

Nesta simulação foi verificada a influência da área total do coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar para os dois tipos de coletores, de placas planas e de tubos evacuados. Os resultados são apresentados na Fig. 7.26.

Foram considerados os seguintes parâmetros para as simulações:  $\dot{m}_c = 0,0112 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$ ,  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ ,  $T_{e,H,ch} = 85 \text{ °C}$  e  $T_{arref, ch} = 31 \text{ °C}$ .

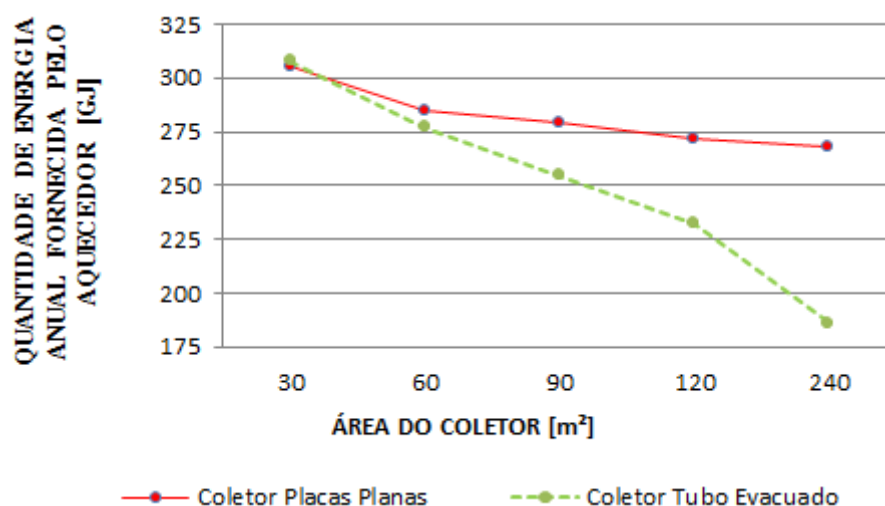


Figura 7.26 – Influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.

Conforme os resultados apresentados na Fig. 7.26, a quantidade de energia auxiliar fornecida diminui com o aumento da área de coletor solar térmico. A variação da energia não é proporcional à área de coletor, sendo que a área afeta mais significativamente o fornecimento de energia com o uso de coletores de tubo evacuado. Com o uso de coletores de placas planas, a área afeta mais significativamente o fornecimento de energia com o uso de áreas menores do que 60 m<sup>2</sup>. Conforme os resultados da simulação o atendimento aos consumos do refeitório e quartos é de 100 % para todas as condições simuladas.

### 7.2.3 Vazão mássica do fluido no coletor solar térmico

Nesta simulação foi verificada a influência da vazão mássica do fluido no coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar e os resultados estão apresentados na Fig. 7.27. Foram considerados os seguintes parâmetros para as simulações:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$ ,  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ ,  $T_{e,H,ch} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{arref, ch} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ .



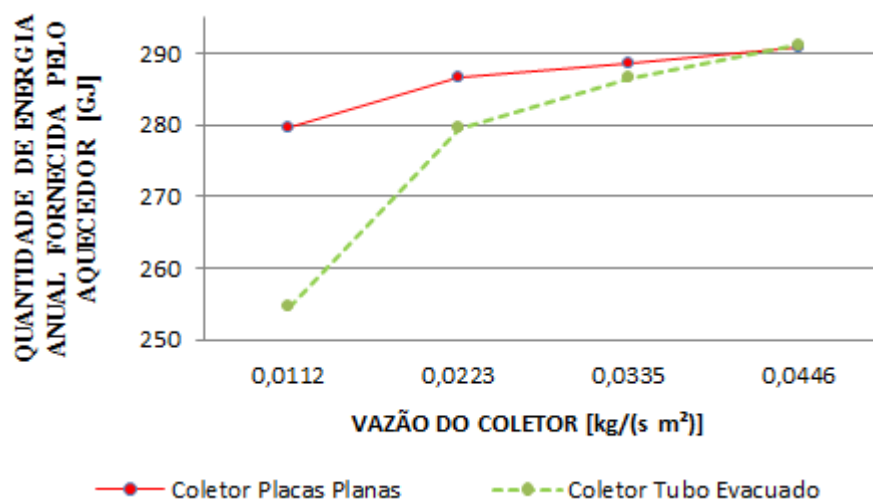


Figura 7.27 – Influência da vazão mássica do fluido no coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.

Quanto menor a vazão mássica, menor a necessidade de energia auxiliar, constatando-se que o comportamento da variação da vazão mássica do fluido no coletor solar térmico é o mesmo apresentado nas simulações do modelo de sistema A. Assim, a escolha da vazão mássica de  $0,0112 \text{ kg}/(\text{s m}^2)$  para as simulações deste modelo de sistema é adequada.

#### 7.2.4 Volume do reservatório térmico de água quente

A influência do volume do reservatório térmico de água quente na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar foi simulada para volumes de tanque variando de 1 a  $10 \text{ m}^3$  e os resultados são apresentados na Fig. 7.28. Foram considerados os seguintes parâmetros para as simulações:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0112 \text{ kg}/(\text{s m}^2)$ ,  $V_{RT,g} = 3 \text{ m}^3$ ,  $T_{e,H,ch} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{arref, ch} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ .

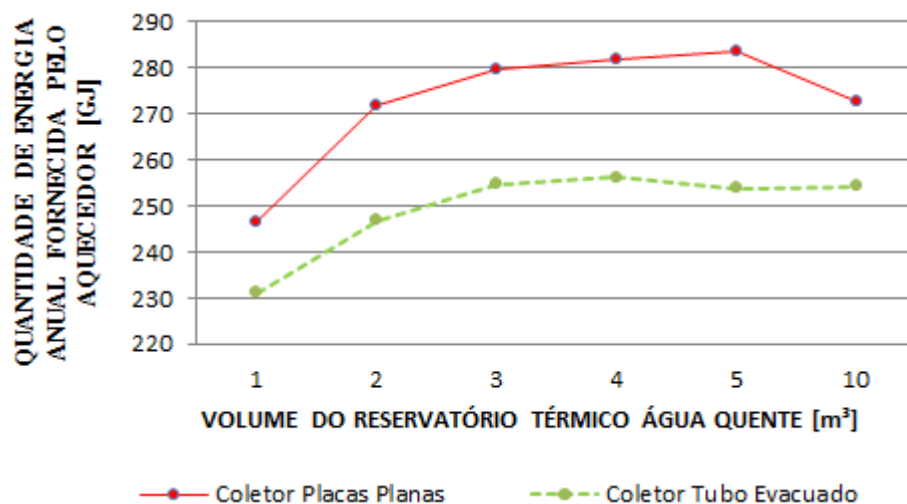


Figura 7.28 – Influência do volume do reservatório térmico de água quente na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.

A variação do volume do reservatório térmico de água quente afeta significativamente a quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar, como por ser observado na Fig. 7.28, onde o menor consumo de energia ocorre com o uso de um reservatório térmico de água quente de 1 m<sup>3</sup>.

O fato de a quantidade de energia fornecida pelo aquecedor ser menor com o uso de um reservatório de 1 m<sup>3</sup> se explica por que, com volume de água armazenada menor, o sistema de aquecimento da água de ativação do *chiller* consegue atingir temperaturas maiores. Assim a temperatura da água armazenada é maior. Como já foi citado anteriormente, quando o *chiller* trabalha com temperaturas de ativação inferiores a 85 °C o seu rendimento é menor e, por consequência, necessita de um período maior de funcionamento para atendimento de uma mesma carga térmica.

### 7.2.5 Volume do reservatório térmico água gelada

Nesta simulação foi verificada a influência do volume do reservatório térmico de água gelada na quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar, considerando também volumes de 1 a 10 m<sup>3</sup> e os dois tipos de coletores. Foram considerados os seguintes parâmetros para as simulações:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}_c = 0,0112 \text{ kg / (sm}^2)$ ,  $V_{RT,H} = 3 \text{ m}^3$ ,  $T_{e,H,ch} = 85 \text{ °C}$  e  $T_{arref, ch} = 31 \text{ °C}$ .

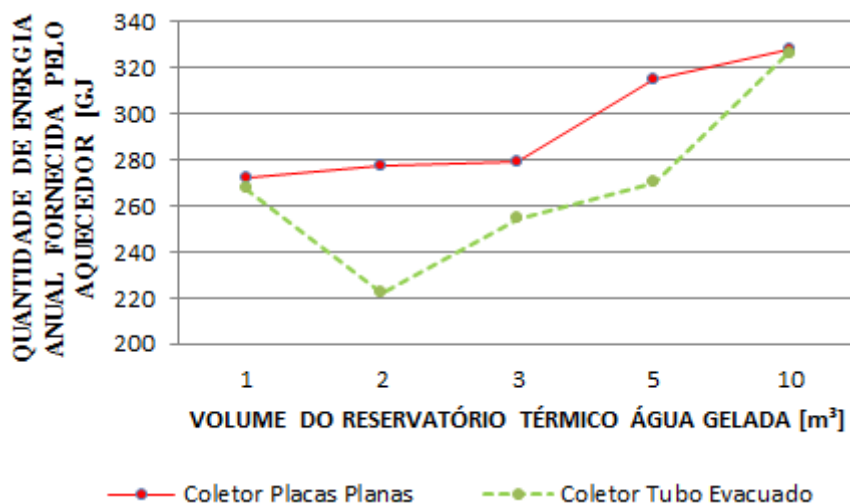


Figura 7.29 – Influência do volume do reservatório térmico de água gelada na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo B.

Observa-se, conforme Fig. 7.29, que a variação do volume do reservatório térmico de água gelada afeta significativamente a quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar. O menor fornecimento de energia ocorre com o uso de um reservatório térmico de água gelada de 2 m<sup>3</sup> e coletor de tubo evacuado. Este fato corre possivelmente por que com o uso de 2 m<sup>3</sup> o sistema tem um comportamento melhor em relação as condições de temperatura definidas para o *chiller* ligar, ou até mesmo para o atendimento dos consumos.

### 7.2.6 Avaliação dos resultados do Modelo B

Observa-se nos resultados que alterando o volume do reservatório térmico de água quente de 3 m<sup>2</sup> para 1 m<sup>3</sup>, se obtém uma redução de 10 % no fornecimento de energia auxiliar com o uso de coletor solar térmico de tubo evacuado e de 14 % para o uso de coletor solar térmico de placas planas. Com a redução do volume do reservatório térmico de água gelada de 3 para 2 m<sup>3</sup> ocorre uma redução de até a 13 % com o uso de coletor solar térmico de tubo evacuado.

Foi realizada uma simulação utilizando as considerações relativas aos volumes dos reservatórios térmicos: reservatório térmico de água quente de 1 m<sup>3</sup> e reservatório térmico de água gelada de 2 m<sup>3</sup>, e considerando que para arrefecimento do *chiller* será utilizada água de um rio próximo. Para a simulação, a temperatura da água do rio será considerada igual à temperatura ambiente, ou seja, a  $T_{bs}$  do local durante o ano. Na Fig. 7.30 são apresentados os

resultados da influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar utilizando estes valores fixos na simulação. Os demais parâmetros utilizados para as simulações são:  $A_{col} = 90 \text{ m}^2$ ,  $\dot{m}c = 0,0112 \text{ kg / (sm}^2)$  e  $T_{e,H,ch} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ .

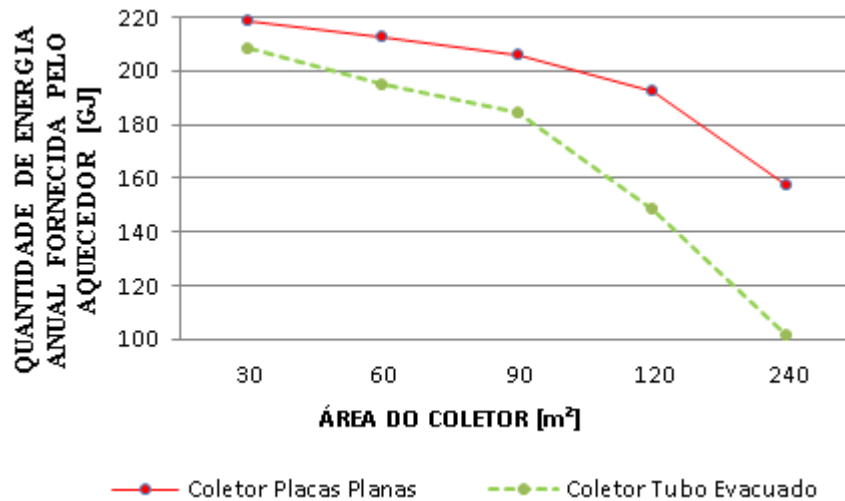


Figura 7.30 – Influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar com parâmetros otimizados – Modelo B.

Comparando os resultados apresentados na Fig. 7.30 com os resultados apresentados na Fig. 7.26, pode-se observar uma redução significativa no fornecimento de energia pelo aquecedor auxiliar. O sistema com parâmetros otimizados chega a uma redução de 73% no fornecimento de energia auxiliar com o uso de 90 m² de coletor de placas planas e a 72% com coletor de tubo evacuado. Com o uso de 120 a 240 m² a redução do fornecimento de energia auxiliar, comparando as duas simulações, é menor, chegando com 240 m² valores próximos a 50%.

Na Fig. (7.31) são apresentados os resultados da fração solar do sistema,  $F$ , em relação à variação da área do coletor solar térmico, determinada conforme a Eq. (7.1).

$$F = \sum_{i=1}^{12} f \quad (7.1)$$

$$f = \left( \frac{Q_{col}}{Q_{col} + Q_{aq}} \right) \quad (7.2)$$

onde  $f$  é a fração solar mensal,  $Q_{col}$  é a carga térmica total fornecida pelo coletor solar térmico e  $Q_{aq}$  é a energia fornecida pelo sistema auxiliar de aquecimento.

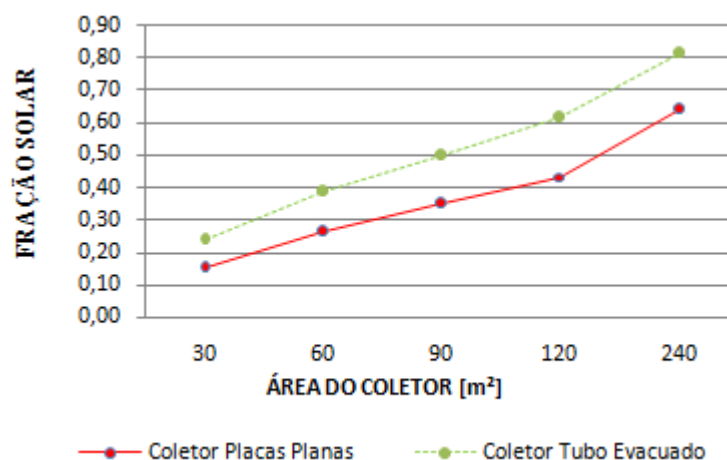


Figura 7.31– Influência da área de coletor solar térmico na fração solar – Modelo B.

Como pode ser observado, o comportamento de ambos os coletores solares é semelhante. Com o uso de 90 m² de área de coletor solar de tubo evacuado chega-se a índices de 50 % de energia fornecida a água pelo coletor solar em relação à energia total fornecida a mesma. A melhor condição de fração solar, índice mais alto, ocorre com o uso de 240 m² de coletor solar de tubo evacuado, onde se tem aproximadamente 82 % de energia fornecida à água pelo coletor solar.

#### 7.2.6.1 Consumo de combustível do aquecedor auxiliar

Para melhor quantificar o consumo de combustível associado ao fornecimento de energia do aquecedor auxiliar, considerou-se o uso de uma caldeira operando com GLP. Utilizou-se uma caldeira para aquecimento de água do fabricante WECO, modelo RA30, com capacidade de 125.520,00 kJ/h (30.000,00 kcal/h), sendo que a mesma utiliza 3 kg/h de GLP para o seu funcionamento. Os dados da caldeira utilizada são apresentados no ANEXO C. Para definir a capacidade mínima da caldeira foi considerado o maior consumo diário de energia no aquecedor auxiliar.

A partir dos resultados da quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar, da capacidade da caldeira e do custo do gás por unidade de massa, é possível obter uma estimativa do gasto anual do combustível do aquecedor auxiliar. Como exemplo, considerando o consumo de energia auxiliar para o uso em um sistema com 90 m² de coletor

de tubo evacuado e um valor médio de R\$ 3,40/kg de GLP, tem se um gasto anual de aproximadamente R\$ 15.000,00 reais.

Para comparar o gasto anual com energia auxiliar do sistema utilizando um *chiller* de absorção com um sistema convencional, utilizando *chiller* a compressão mecânica foi selecionado um *chiller* do fabricante Carrier, modelo 30AJ10, com capacidade nominal de 33,4 kW (9,5 TR) e potência elétrica de 11,5 kW. Os dados do *chiller* utilizado são apresentados no ANEXO D.

Para suprir a quantidade de energia anual total necessária para atendimento das cargas térmicas referentes aos quartos e refeitório de 203,9 GJ, é necessário que o *chiller* fique ligado por aproximadamente 1.700 horas por ano, o que gera um consumo anual de energia elétrica igual a 19.502 kWh. Considerando um preço médio de R\$ 0,57/kWh, tem se um gasto anual de aproximadamente R\$ 11.200,00 reais por ano com o uso de um *chiller* convencional.

Comparando o gasto de um sistema com *chiller* de absorção utilizando energia auxiliar com o gasto de um sistema com *chiller* convencional, verifica-se que seria mais barato adotar o sistema convencional no caso de se ter energia elétrica disponível.

O valor médio do GLP e da energia elétrica, apresentados nesta análise é somente para exemplificar, pois este valor pode ter uma variação significativa dependendo do local onde forem utilizados.

### 7.3 MODELO C: ARREFECIMENTO DO *CHILLER* - CHUVEIROS

O funcionamento do sistema Modelo C, conforme esquema da Fig. 5.3, é o mesmo do modelo B, com aquecedor auxiliar, sendo que foi acrescentado um sistema para reutilização da água de arrefecimento do *chiller* de absorção. Conforme descrito no capítulo anterior, o sistema reaproveita a água quente utilizada para arrefecimento do *chiller*, mistura com água quente armazenada no reservatório térmico de água quente e utiliza nos chuveiros dos quartos. No APÊNDICE D são apresentados os resultados das simulações realizadas para o Modelo C.

Foi realizada uma simulação para a verificação da influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar, com o uso do sistema de reaproveitamento de água quente. Foram adotados alguns valores de parâmetros resultantes das simulações do Modelo B, como: volume do reservatório térmico de água quente de 1 m<sup>3</sup>; volume do reservatório térmico de água gelada de 2 m<sup>3</sup> e temperatura de

arrefecimento do *chiller* igual a temperatura ambiente. Os demais parâmetros utilizados são  $\dot{m}_c = 0,0112 \text{ kg } /(\text{sm}^2)$  e  $T_{e,H,ch} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Na Fig. 7.31 são apresentados os resultados da influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar.

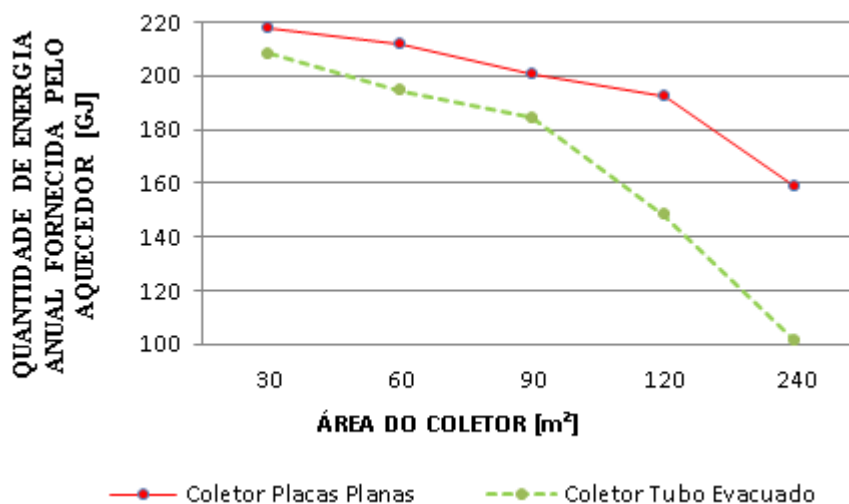


Figura 7.32 – Influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar – Modelo C.

Comparando-se os consumos de energia auxiliar e a porcentagem dos atendimentos do sistema Modelo B com o Modelo C, verifica-se que o reaproveitamento da água de arrefecimento não afeta o consumo de energia auxiliar em comparação ao Modelo B. Observa-se que o volume consumido de água quente do reservatório térmico na mistura é pequeno em relação ao volume consumido pelo *chiller*, uma vez que a temperatura de saída da água de arrefecimento do *chiller* é próxima à temperatura de consumo da água para banho.

Analisando o volume diário do consumo de água de arrefecimento do *chiller* pode-se observar que o mesmo é muito superior ao necessário para o uso nos chuveiros dos quartos. Assim, seria possível ainda utilizar esta água, com temperatura próxima a  $33 \text{ }^\circ\text{C}$ , para outro fim, sem afetar sistema.

## 8. CONCLUSÃO

O objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento de um modelo computacional para realização de simulações de um sistema de refrigeração por absorção com energia solar térmica a ser empregado na refrigeração de uma pousada de ecoturismo, localizada em um local isolado, permitindo determinar a influência de algumas configurações e parâmetros do sistema no uso da energia auxiliar e no atendimento à carga térmica. Para o desenvolvimento do modelo computacional do sistema de refrigeração por absorção com energia solar térmica a ser estudado foi utilizado o software TRNSYS17.

Verificou-se o uso do sistema de refrigeração por absorção no resfriamento de quartos e de um refeitório e para condicionamento de alimentos frescos, em uma câmara refrigerada. Pelas limitações do sistema estudado, não é possível manter uma temperatura ideal para conservação de alimentos, inferior a 4 °C, e já nas primeiras simulações observou-se que mesmo utilizando uma temperatura superior a 4 °C o sistema não atende satisfatoriamente este consumo, sendo o mesmo excluído das demais simulações.

Foram avaliadas neste trabalho três configurações de sistemas de refrigeração por absorção, separados por modelos: no modelo A, a água utilizada para a alimentação do *chiller* de absorção é aquecida utilizando somente a energia produzida por coletores solares térmicos. O modelo B é baseado no modelo A, onde foi incluído um aquecedor auxiliar para suprir a necessidade de aquecimento da água utilizada para a alimentação do *chiller* de absorção. O modelo C foi baseado no modelo B, sendo que foi acrescentado um sistema de reaproveitamento da água de arrefecimento do *chiller* para uso no consumo de água quente para banho. Em todos os modelos foi considerado o emprego de coletor solar térmico de placas planas com superfície seletiva e de tubos evacuados.

Em um primeiro momento foi avaliada a influência de alguns parâmetros no funcionamento do sistema para estabelecer critérios para as demais simulações. Observou-se que o maior índice de atendimento aos consumos ocorre com o uso de uma camada de estratificação no reservatório térmico de água quente. Foi verificado que a inclinação ótima do coletor solar, em relação à horizontal, para a localidade estudada, foi de 10 °, situação na qual se tem a maior quantidade de energia absorvida no coletor, chegando a 235 GJ com o uso de coletor de tubos evacuados e de 175 GJ com o uso de coletor de placas planas. Foi avaliada também a temperatura de entrada da água de arrefecimento do *chiller*, onde se observou que com o uso de temperaturas menores o efeito de refrigeração é maior.



As simulações referentes ao modelo A foram divididas em duas partes. No modelo A1 foi considerada três cargas térmicas: câmara refrigerada, quartos e refeitório. No modelo A2 foi considerada duas cargas térmicas: quartos e refeitório. Em ambos os modelos foi avaliada a área de coletor solar térmico, a vazão mássica do fluido no coletor e o volume dos reservatórios térmicos. No modelo A1 observou-se que o único parâmetro que poderia ser modificado, acarretando ganhos de até 25 % em relação ao atendimento dos consumos, seria a redução da vazão do fluido no coletor solar térmico para  $0,0112 \text{ kg}/(\text{s m}^2)$ . Em geral, pode-se observar que o sistema não atende satisfatoriamente os consumos, sendo que com o uso de áreas de coletor de  $90 \text{ m}^2$  foram obtidos índices de 2,2 % em relação aos quartos, 63 % em relação ao refeitório e 26 % em relação à câmara refrigerada. No modelo A2, adotando a vazão mássica no coletor de  $0,0112 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$  e considerando a temperatura de entrada da água de arrefecimento igual a temperatura ambiente, uma vez que o sistema pode utilizar a água de um rio para arrefecimento do *chiller*, chega-se a índices de atendimento satisfatórios. Com o uso de áreas de  $90 \text{ m}^2$  de coletor de tubos evacuados foram obtidos índices de atendimento aos consumos de 84,5 % em relação ao refeitório e de 80,7 % em relação aos quartos.

Para o modelo B, foi avaliada a temperatura da água de ativação do *chiller*, a área de coletor solar térmico, a vazão mássica do fluido no coletor e o volume dos reservatórios térmicos. Para as simulações deste modelo de sistema foi adotada a vazão mássica do fluido no coletor solar térmico de  $0,0112 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$ . Em relação à temperatura de ativação do *chiller*, observou-se que com o uso da temperatura de  $85 \text{ }^\circ\text{C}$  se obtêm o menor consumo de energia no aquecedor auxiliar. Alterando o volume do reservatório térmico de água quente para  $1 \text{ m}^3$ , o do reservatório térmico de água gelada para  $2 \text{ m}^3$  e considerando o uso da água de um rio para arrefecimento do *chiller*, com o uso de coletor de tubos evacuados chega-se a um consumo de aproximadamente 185 GJ de energia auxiliar por ano e com o uso de coletor de placas planas chega-se a um consumo de aproximadamente 205 GJ.

Comparando os resultados dos consumos de energia auxiliar do modelo C com o modelo B, verifica-se que o reaproveitamento da água de arrefecimento para uso nos chuveiros não afeta o consumo de energia auxiliar.

Fica como sugestão para trabalhos futuros o desenvolvimento de um modelo computacional complementar, no TRNSYS, para a realização de simulações dos ambientes térmicos que compõem as cargas térmicas, permitindo assim uma maior aproximação dos resultados simulados com as condições reais de uso do sistema de refrigeração por absorção ativada com energia solar térmica.

## REFERÊNCIAS

ABREU, A. F. **Sistema de Refrigeração por Absorção Intermitente: Concepção, Dimensionamento, Construção, Ensaio e Considerações Econômicas**. Tese Doutorado. Universidade de São Paulo, USP, Brasil, 199 p, 2000.

AYADI O. **Solar Cooling Systems Utilizing Concentrating Solar Collectors; Design, Experimental Evaluation & Optimization**. Tesis Doctoral – Dipartimento di Energia, Politécnico Di Milano, 174 p, 2011.

ANTOINE, D.; Kohlenbach, P.; Marc, O.; Gurruchaga, I.; Zetsche, M.; Tsekouras, P.; Wiemken, E.; Bourdoukan, P.; Klein, F. **Benchmarks for comparison of system simulation tools –Absorption chiller simulation comparison**. SHC – Solar Heating & Cooling Programme, IEA – International Energy Agency. Task 38 Solar Air Conditioning and Refrigeration. 2009.

ARIAS, D.A., MCMAHAN, A.C., KLEIN, S.A. **Sensitivity of long-term performance simulations of solar energy systems to the degree of stratification in the thermal storage unit**. International Journal of Energy Research, pp 242-254, 2008.

BALGHOUTHY, M.; CHAHBANI, M. H.; GUIZANIA, A. **Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia**. Science Direct, pp 145-1470, 2008.

BICALHO, G., et al. **Simulação Virtual e Estudo Experimental do Funcionamento de um Sistema de Ar Condicionado Veicular**. Salvador - Bahia: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2008.

BORGES, T. P. F. **Síntese otimizada de sistemas de aquecimento solar de água**. Tese Doutorado. Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2000.

CEEETA. **Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos - PARTE II: Tecnologias de Aproveitamento de Calor**. CEEETA – Centro de estudos em economia da energia dos transportes e do ambiente. Rondônia, 2004.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 3. ed. Lisboa: McGraw-Hill, 2001.

CEREZO, J. R. **Estudio del Proceso de Absorción con Amoníaco – Água en Intercambiadores de Placas para Equipos de Refrigeración por Absorción**. Tesis Doctoral – Departamento de Ingeniería Mecánica, Universitat Rovira I Virgili, Tarragona - Spain, 193 p, 2006.

DILAY, E. **Modelagem, Simulação e Otimização de uma Unidade de Aquecimento de Água e Refrigeração por Absorção de Alimentação Híbrida a Coletor Solar e Gás Combustível**. Dissertação, Mestrado – Programa Interdisciplinar de Pós-Graduação em Engenharia, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 83 p, 2008.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 3. ed. New York: John Wiley & Sons, 1991.

ERBS, D.G.; KLEIN, S.A.; DUFFIE, J.A. **Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation**. Solar Energy, vol. 28, pp. 293-302, 1982.

GEBRESLASSIE, B. H. **Optimization of Environmentally Friendly Solar Assisted**. 2010. 159f. Tesis Doctoral – Departamento de Ingeniería Mecánica, Universitat Rovira I Virgili, Tarragona - Spain, 2010.

HUDSON, D. W.; GORDON BROTHERS INDUSTRIES PTY LTD. **Ammonia Absorption Refrigeration Plant**. Forum. The Official Journal of Airah. 2002.

ISHIATSU, M. **Advanced absorption chillers utilization of various heat energies for air conditioning**. Yazaki Co. European Conference on Polygeneration, 2007.

JAEHNIG, D. **Market Available Components for Systems for Solar Heating and Cooling with a Cooling Capacity < 20 kW**. SHC – Solar Heating & Cooling Programme, IEA – International Energy Agency. Task 38 Solar Air Conditioning and Refrigeration. 2009.

KRAUSE, M. **State of the art – Survey on new solar cooling developments.** SHC – Solar Heating & Cooling Programme, IEA – International Energy Agency. Task 38 Solar Air Conditioning and Refrigeration. 2010.

LABUS, J. **Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat.** Tesis Doctoral – Departamento de Ingeniería Mecánica, Universitat Rovira I Virgili, Tarragona - Spain, 261 p, 2011.

LEITE, ANTONIP. P. F. **Tecnologia Solar para a Produção de Frio.** Universidade Federal da Paraíba. Seminário Sergipano de Energias Renováveis. Aracajú, 2006.

LISBOA, P. .A.**Programa de Simulação de Sistemas de Aquecimento Solar.** Dissertação – Mestrado em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2012. 111f.

MORRISON, G.; BUDIHardjo, I.; BEHNIA, M. **Heat Tranfer in Evacuated Tubular Solar Collectors.** in 4th Pacific Rim Thermal Science and Energy Engineering Workshop, presented at 4th Pacific Rim Thermal Science and Energy Engineering Workshop, Kyoto, Japan, pp 160 - 164, 2002.

—. **Protocolo de Kyoto.** 1997. Disponível em: [http://unfccc.int/kyoto\\_protocol/items/2830.php](http://unfccc.int/kyoto_protocol/items/2830.php). Acesso em 04/10/2014.

ROTARTICA. **Thermal Solar Line.** Catálogo técnico. Rotartica. S.A. 2012.

SCHAEFER, A. L. **Single Pressure Absorption Heat Pump Analysis.** Tesis Doctoral – Georgia Institute of Technology, 194 p, 2000.

SPARBER W., NAPOLITANO A.; MELOGRANO P. **Overview on World Wide Installed Solar Cooling Systems.** SHC – Solar Heating & Cooling Programme, IEA – International Energy Agency. Task 38 Solar Air Conditioning and Refrigeration. 2007.

STEU, S. M. **Refrigeración por absorción con NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O/Hidróxidos**. Tesis Doctoral – Departamento de Ingeniería Mecánica, Universitat Rovira I Virgili, Tarragona - Spain, 213 p, 2010.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGrawHill, 1985.

SUNDARARAJAN, T; MALLIKARJUNA, J. M. **Refrigeration Cycles**. Indian Institute of Techonology Madras. 2010.

TRNSYS. **Trnsys 17 Documentation- Transient System Simulation Program**. Thermal Energy System Specialists, LLC. Madison – EUA, 2010.

VIDAL, H.; ESCOBAR, R.; COLLE, S. **Simulation and Optimization of a Solar Driven Air Conditioning System for a House in Chile**. Proceedings of the ISES Solar World Congress, Santiago, Chile, 2009.

YAZAKI. **Water Fired Chiller/Chiller – Hater**. Yazaki. Catalogo técnico Co. 2012

WERNER, W.; MATTHIAS, R.. **Mediun Temperature Collectors**. SHC – Solar Heating & Cooling Programme, IEA – International Energy Agency. Task 33 Solar Heat for Industrial Processes – Conditioning and Refrigeration. 2005.

ZAVALETA, A., E. W. **Modelagem Térmica da Coluna de Destilação de um Ciclo de Refrigeração por Absorção de Amônia/Água**. Dissertação Mestrado. Universidade de São Paulo, USP, Brasil, 147 p, 2010.

## APÊNDICE A – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA AVALIAÇÃO DO TRNSYS

Tabela A.1- Resultados da simulação de avaliação dos dados meteorológicos.

		TIME	$I_o$	$I$	$I_b$	$I_d$	$\theta_z$	$I_{T=}$	$\theta_s$	$\beta$	$\Phi$	$\omega$	$dn$	$\rho_g$
Unidades			$\text{kJ/h.m}^2$	$\text{kJ/h.m}^2$	$\text{kJ/h.m}^2$	$\text{kJ/h.m}^2$	$^\circ$	$\text{kJ/h.m}^2$	$^\circ$	$^\circ$	$^\circ$	$^\circ$	-	
DIA	H	TIME	13.00	14.00	19.00	22.00	23.00	24.00	29.00	30.00	32.00	34.00	57.00	59.00
JANEIRO	1	0	0.00	0.00	0.00	0.00	90.00	0.00	90.00	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		1	0.00	0.00	0.00	0.00	90.00	0.00	90.00	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		2	0.00	0.00	0.00	0.00	90.00	0.00	90.00	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		3	0.00	0.00	0.00	0.00	90.00	0.00	90.00	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		4	0.00	0.00	0.00	0.00	90.00	0.00	90.00	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		5	0.00	0.00	0.00	0.00	90.00	0.00	90.00	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		6	23.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		7	649.37	136.80	0.00	136.80	82.57	135.97	86.54	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		8	1815.35	788.40	237.02	551.38	68.79	717.97	73.05	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		9	2864.98	669.60	10.28	659.32	55.18	651.76	60.03	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		10	3726.71	1965.60	679.12	1286.48	42.04	1854.69	47.91	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		11	4341.83	1634.40	137.06	1497.34	30.08	1578.04	37.61	10.00	-3.13	-0.02	1.00	0.20
		12	12.00	4668.42	1465.20	87.08	1378.12	21.50	1424.96	31.03	10.00	-3.13	-0.02	1.00

Tabela A.2 - Resultados da simulação de avaliação do coletor solar térmico.

		TIME	$T_{bs}$	$\beta$	$T_{s,col}$	$m_{s,col}$	$Q_{col}$
Unidades			$^\circ\text{C}$	$^\circ$	$^\circ\text{C}$	$\text{kg/h}$	$\text{kg/h}$
DIA	H	TIME	$T_{bs}$	Slope	$T_{s,col}$	$V_{s,col}$	$Q_{col}$
JANEIRO	1	0	22.00	10.00	18.00	2000.00	0.00
		1	25.25	10.00	18.61	2000.00	5092.89
		2	28.40	10.00	18.86	2000.00	7227.27
		3	28.20	10.00	18.85	2000.00	7093.16
		4	28.00	10.00	18.83	2000.00	6958.87
		5	27.75	10.00	18.81	2000.00	6790.73
		6	27.50	10.00	18.79	2000.00	6622.29
		7	27.70	10.00	19.29	2000.00	10795.23
		8	28.70	10.00	21.16	2000.00	26493.73
		9	29.55	10.00	21.26	2000.00	27356.14
		10	30.45	10.00	25.81	2000.00	65432.52
		11	31.50	10.00	24.75	2000.00	56582.19
		12	12.00	31.95	10.00	24.23	2000.00

Tabela A.3 - Resultados de uma das simulações de avaliação do *chiller* de absorção.

DIA	H	Ts,g	ms,g	Ts,arref	ms,arref	Ts,H	ms,H	Q,g	Q,arref	Q,H	Q,eI	F1	F2	COP	
		h	°C	kg/h	°C	kg/h	°C	kg/h	kJ/h	kJ/h	kJ/h	kJ/h			
		TIME	1.00	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00
JANEIRO	1	0.00	10.00	0.00	31.00	0.00	96.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
	2	1.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	3	2.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	4	3.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	5	4.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	6	5.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	7	6.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	8	7.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	9	8.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	10	9.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	11	10.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	12	11.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	13	12.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	14	13.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	15	14.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	16	15.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	17	16.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	18	17.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	19	18.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	20	19.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	21	20.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	22	21.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	23	22.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
	24	23.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25
25	24.00	8.00	5460.00	33.96	18350.00	91.10	8630.00	45754.80	227377.61	180866.81	756.00	1.12	1.00	0.25	

## APÊNDICE B – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO A

### RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES INICIAIS

Tabela B.1 – Resultados da influência do número de camadas de estratificação do reservatório térmico. Modelo A.

COLETOR DE PLACAS PLANAS				
Nº DE NÓS	$Q_{col}$ [GJ]	CÂMARA	REFEITÓRIO	QUARTOS
1	172,3	14,02 %	37,37 %	0,00 %
3	180,8	13,52 %	30,41 %	0,00 %
5	181,4	13,16 %	31,45 %	0,00 %
10	183,1	12,29 %	30,58 %	0,00 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO				
1	235,0	20,49 %	52,88 %	0,68 %
3	240,9	18,49 %	44,00 %	0,00 %
5	241,0	18,46 %	44,00 %	0,00 %
10	241,7	17,33 %	42,36 %	0,00 %

Tabela B.2 – Resultados da influência da inclinação do coletor solar térmico. Modelo A.

COLETOR DE PLACAS PLANAS			COLETOR DE TUBO EVACUADO		
$\beta$	$Q_{col}$ [GJ]	$T_{s,col}$ [°C]	$\beta$	$Q_{col}$ [GJ]	$T_{s,col}$ [°C]
0	169,4	71,04	0	232,3	71,32
5	172,1	71,02	5	234,9	71,39
10	172,3	71,11	10	235,0	71,43
15	169,8	71,06	15	233,1	71,32

Tabela B.3 – Resultados da influência da temperatura do fluido de arrefecimento do *chiller* de absorção. Modelo A.

COLETOR DE PLACAS PLANAS				
$T_{e,arref,ch}$ [°C]	$Q_{g,ch}$ [GJ]	CÂMARA	REFEITÓRIO	QUARTOS
26,7	52,2	20,23 %	42,47 %	0,00 %
29	51,3	16,83 %	41,10 %	0,00 %
31	46,8	14,02 %	37,37 %	0,00 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO				
26,7	74,5	28,32 %	59,84 %	1,99 %
29	72,8	23,86 %	57,26 %	1,10 %
31	68,3	20,49 %	52,88 %	0,68 %



## RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO A1

Tabela B.4 – Resultados da influência da área de coletor solar térmico. Modelo A1.

COLETOR DE PLACAS PLANAS					
<i>Acol</i> [m <sup>2</sup> ]	<i>Qcol</i> [GJ]	<i>Ts,col</i> [°C]	CÂMARA	REFEITÓRIO	QUARTOS
30	59,2	70,25	6,43 %	27,51 %	0,00 %
60	115,3	70,92	11,72 %	33,97 %	0,00 %
90	172,3	71,11	14,02 %	37,37 %	0,00 %
120	227,3	71,24	15,97 %	39,34 %	0,00 %
240	459,5	71,56	18,31 %	41,48 %	0,00 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO					
60	158,1	71,22	17,03 %	49,64 %	0,00 %
90	235,0	71,43	20,49 %	52,88 %	0,68 %
120	312,2	71,28	22,20 %	55,84 %	0,14 %
240	599,7	72,11	25,62 %	59,78 %	14,86 %

Tabela B.5 – Resultados da influência da vazão do fluido no coletor solar térmico. Modelo A1.

COLETOR DE PLACAS PLANAS					
<i>ms,col</i> [kg/(s.m <sup>2</sup> )]	<i>Qcol</i> [GJ]	<i>Ts,col</i> [°C]	CÂMARA	REFEITÓRIO	QUARTOS
0,0112	164,3	74,42	18,88 %	46,90 %	0,00 %
0,0223	172,3	71,11	14,02 %	37,37 %	0,00 %
0,0335	176,1	69,76	11,23 %	28,82 %	0,00 %
0,0446	178,6	68,83	8,60 %	24,44 %	0,00 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO					
0,0112	228,3	74,76	26,02 %	62,74 %	2,19 %
0,0223	235,0	71,43	20,49 %	52,88 %	0,68 %
0,0335	238,3	69,88	16,37 %	41,64 %	0,21 %
0,0446	240,5	69,0	12,59 %	34,36 %	0,00 %

Tabela B.6 – Resultados da influência do volume do reservatório térmico de água quente. – Modelo A1.

COLETOR DE PLACAS PLANAS					
<i>VRt,H</i> [m <sup>3</sup> ]	<i>Qcol</i> [GJ]	<i>Ts,col</i>	CÂMARA	REFEITÓRIO	QUARTOS
1	171,0	71,03	12,97 %	35,40 %	0,00 %
2	171,4	71,26	13,86 %	38,63 %	0,00 %
3	172,3	71,11	14,02 %	37,37 %	0,00 %
4	172,1	71,14	14,10 %	37,26 %	0,00 %
5	174,9	70,52	11,78 %	32,16 %	0,00 %
10	173,2	70,94	11,62 %	33,86 %	0,00 %

<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>					
<i>1</i>	<i>231,8</i>	<i>71,33</i>	<i>18,05 %</i>	<i>54,03 %</i>	<i>1,85 %</i>
<i>2</i>	<i>236,3</i>	<i>71,20</i>	<i>18,16 %</i>	<i>53,75 %</i>	<i>0,55 %</i>
<i>3</i>	<i>235,0</i>	<i>71,43</i>	<i>20,49 %</i>	<i>52,88 %</i>	<i>0,68 %</i>
<i>4</i>	<i>236,5</i>	<i>71,21</i>	<i>19,74 %</i>	<i>52,33 %</i>	<i>0,14 %</i>
<i>5</i>	<i>236,4</i>	<i>71,32</i>	<i>19,60 %</i>	<i>51,78 %</i>	<i>0,00 %</i>
<i>10</i>	<i>237,0</i>	<i>71,16</i>	<i>17,42 %</i>	<i>48,55 %</i>	<i>0,00 %</i>

Tabela B.7 – Resultados da influência do volume do reservatório térmico de água gelada . – Modelo A1.

<i>COLETOR DE PLACAS PLANAS</i>					
<i>VRt,g</i>	<i>Qcol [GJ]</i>	<i>Ts,col</i>	<i>CÂMARA</i>	<i>REFEITÓRIO</i>	<i>QUARTOS</i>
<i>1</i>	<i>171,9</i>	<i>71,10</i>	<i>16,07 %</i>	<i>21,32 %</i>	<i>0,00 %</i>
<i>3</i>	<i>172,3</i>	<i>71,11</i>	<i>14,02 %</i>	<i>37,37 %</i>	<i>0,00 %</i>
<i>5</i>	<i>172,6</i>	<i>70,96</i>	<i>12,16 %</i>	<i>47,45 %</i>	<i>1,78 %</i>
<i>10</i>	<i>173,4</i>	<i>70,86</i>	<i>5,45 %</i>	<i>31,51 %</i>	<i>15,21 %</i>
<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>					
<i>1</i>	<i>235,3</i>	<i>71,17</i>	<i>23,37 %</i>	<i>31,56 %</i>	<i>0,00 %</i>
<i>3</i>	<i>235,0</i>	<i>71,43</i>	<i>20,49 %</i>	<i>52,88 %</i>	<i>0,68 %</i>
<i>5</i>	<i>235,9</i>	<i>71,23</i>	<i>18,08 %</i>	<i>62,96 %</i>	<i>4,93 %</i>
<i>10</i>	<i>234,9</i>	<i>71,27</i>	<i>9,62 %</i>	<i>46,52 %</i>	<i>23,97 %</i>

Tabela B.8 – COP médio do chiller de absorção para cada mês do ano. – Modelo A1.

	<i>PLACAS PLANAS</i>	<i>TUBO EVACUADO</i>
<i>JANEIRO</i>	<i>0,23</i>	<i>0,23</i>
<i>FEVEREIRO</i>	<i>0,23</i>	<i>0,22</i>
<i>MARÇO</i>	<i>0,23</i>	<i>0,22</i>
<i>ABRIL</i>	<i>0,22</i>	<i>0,22</i>
<i>MAIO</i>	<i>0,23</i>	<i>0,22</i>
<i>JUNHO</i>	<i>0,23</i>	<i>0,22</i>
<i>JULHO</i>	<i>0,22</i>	<i>0,22</i>
<i>AGOSTO</i>	<i>0,22</i>	<i>0,22</i>
<i>SETEMBRO</i>	<i>0,22</i>	<i>0,22</i>
<i>OUTUBRO</i>	<i>0,23</i>	<i>0,22</i>
<i>NOVEMBRO</i>	<i>0,23</i>	<i>0,22</i>
<i>DEZEMBRO</i>	<i>0,24</i>	<i>0,23</i>

Tabela B.9 – Resultados da influência da área de coletor solar térmico com o uso da vazão reduzida. – Modelo A1.

<i>COLETOR DE PLACAS PLANAS</i>					
<i>Acol [m<sup>2</sup>]</i>	<i>Qcol [GJ]</i>	<i>Ts,col [°C]</i>	<i>CÂMARA</i>	<i>REFEITÓRIO</i>	<i>QUARTOS</i>
30	57,5	72,81	7,80 %	32,71 %	0,00 %
60	110,3	74,19	15,10 %	43,73 %	0,07 %
90	164,3	74,42	18,88 %	46,90 %	0,00 %
120	218,8	74,44	20,62 %	48,05 %	0,07 %
240	430,0	75,50	24,05 %	53,21 %	2,67 %
<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>					
30	78,8	73,18	12,08 %	46,52 %	0,00 %
60	153,7	74,54	22,56 %	57,64 %	0,14 %
90	228,3	74,76	26,02 %	62,74 %	2,19 %
120	304,2	74,75	28,42 %	64,27 %	1,58 %
240	605,7	76,03	31,93 %	68,88 %	13,90 %

Tabela B.10 – Quantidade média de energia absorvida pelo fluido no coletor solar térmico em cada mês do ano. – Modelo A1.

	<i>PLACAS PLANAS</i>	<i>TUBO EVACUADO</i>
<i>JANEIRO</i>	0,35	0,51
<i>FEVEREIRO</i>	0,37	0,53
<i>MARÇO</i>	0,38	0,56
<i>ABRIL</i>	0,42	0,59
<i>MAIO</i>	0,43	0,6
<i>JUNHO</i>	0,49	0,66
<i>JULHO</i>	0,57	0,75
<i>AGOSTO</i>	0,66	0,83
<i>SETEMBRO</i>	0,6	0,78
<i>OUTUBRO</i>	0,54	0,71
<i>NOVEMBRO</i>	0,46	0,64
<i>DEZEMBRO</i>	0,39	0,56

## RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO A2

Tabela B.11 – Resultados da influência da área de coletor solar térmico. Modelo A2.

<i>COLETOR DE PLACAS PLANAS</i>				
<i>Acol [m<sup>2</sup>]</i>	<i>Qcol [GJ]</i>	<i>Ts,col [°C]</i>	<i>REFEITÓRIO</i>	<i>QUARTOS</i>
30	59,0	70,54	39,34 %	3,70 %
60	115,8	71,39	41,04 %	21,16 %
90	173,5	71,40	45,53 %	25,96 %
120	230,1	71,49	45,04 %	31,10 %
240	458,6	71,85	48,99 %	40,00 %

<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>				
30	78,8	73,61	57,92 %	31,10 %
60	158,0	71,94	59,58 %	37,05 %
90	236,1	72,19	60,38 %	47,19 %
120	315,3	72,07	59,62 %	51,37 %
240	624,2	72,93	68,60 %	62,95 %

Tabela B.12 – Resultados da influência da vazão do fluido do coletor solar térmico. Modelo A2.

<i>COLETOR DE PLACAS PLANAS</i>				
<i>ms,col [kg/(s.m<sup>2</sup>)]</i>	<i>Qcol [GJ]</i>	<i>Ts,col [°C]</i>	<i>REFEITÓRIO</i>	<i>QUARTOS</i>
0.0112	160,4	75,74	58,68 %	45,21 %
0.0223	173,5	71,40	45,53 %	25,96 %
0.0335	177,8	69,89	36,55 %	16,03 %
0.0446	181,3	68,73	31,07 %	9,11 %
<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>				
0.0112	222,1	78,67	79,56 %	72,95 %
0.0223	236,1	72,19	60,38 %	47,19 %
0.0335	239,8	70,18	47,67 %	26,37 %
0.0446	241,3	69,16	40,38 %	17,12 %

Tabela B.13 – Resultados da influência do volume do reservatório térmico de água quente. – Modelo A2.

<i>COLETOR DE PLACAS PLANAS</i>					
<i>VRt,H [m<sup>3</sup>]</i>	<i>Qaq [kW]</i>	<i>Qcol [GJ]</i>	<i>Ts,col [°C]</i>	<i>REFEITÓRIO</i>	<i>QUARTOS</i>
1		171,7	71,30	42,41 %	28,08 %
2		172,4	71,48	44,82 %	27,40 %
3		173,5	71,40	45,53 %	25,96 %
4		173,6	71,37	44,77 %	24,32 %
5		173,0	71,44	44,05 %	23,84 %
10		174,1	71,12	45,26 %	14,18 %
<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>					
2		236,1	72,18	57,04 %	47,74 %
3		236,1	72,19	60,38 %	47,19 %
4		236,8	71,96	58,30 %	44,38 %
5		236,9	71,88	57,59 %	40,41 %
10		237,8	71,43	57,64 %	26,23 %

Tabela B.14 – Resultados da influência do volume do reservatório térmico de água gelada . – Modelo A2.

COLETOR DE PLACAS PLANAS				
$VR_t, g [m^3]$	$Q_{col} [GJ]$	$T_{s,col} [^{\circ}C]$	REFEITÓRIO	QUARTOS
1	171,6	71,90	45,42 %	17,74 %
3	173,5	71,40	45,53 %	25,96 %
5	173,4	71,19	38,41 %	21,78 %
10	171,3	70,99	33,15 %	22,53 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO				
1	234,4	72,83	59,29 %	33,90 %
3	236,1	72,19	60,38 %	47,19 %
5	237,2	71,68	52,11 %	35,21 %
10	236,1	71,32	48,05 %	36,58 %

Tabela B.15 – COP médio do *chiller* de absorção para cada mês do ano. – Modelo A2.

	PLACAS PLANAS	TUBO EVACUADO
JANEIRO	0,24	0,25
FEVEREIRO	0,25	0,26
MARÇO	0,24	0,26
ABRIL	0,26	0,25
MAIO	0,25	0,26
JUNHO	0,25	0,27
JULHO	0,27	0,27
AGOSTO	0,27	0,28
SETEMBRO	0,25	0,27
OUTUBRO	0,24	0,27
NOVEMBRO	0,25	0,26
DEZEMBRO	0,25	0,27

Tabela B.16 – Resultados da influência da área de coletor solar térmico com o uso da vazão reduzida e temperatura de arrefecimento igual a temperatura ambiente. – Modelo A2.

COLETOR DE PLACAS PLANAS				
$A_{col} [m^2]$	$Q_{col} [GJ]$	$T_{s,col} [^{\circ}C]$	REFEITÓRIO	QUARTOS
30	57,2	73,15	44,33 %	15,68 %
60	110,1	74,71	56,44 %	44,32 %
90	158,9	76,13	63,89 %	54,59 %
120	205,8	77,08	70,25 %	60,00 %
240	385,0	79,03	76,22 %	70,41 %

<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>				
30	78,8	73,61	57,92 %	31,10 %
60	152,8	76,43	75,40 %	68,29 %
90	220,0	79,60	84,50 %	80,70 %
120	283,7	81,52	88,16 %	86,99 %
240	523,2	84,71	92,82 %	91,85 %

Tabela B.17 – Quantidade média de energia absorvida pelo fluido no coletor solar térmico em cada mês do ano. – Modelo A2.

	<i>PLACAS PLANAS</i>	<i>TUBO EVACUADO</i>
<i>JANEIRO</i>	0,35	0,51
<i>FEVEREIRO</i>	0,37	0,53
<i>MARÇO</i>	0,40	0,56
<i>ABRIL</i>	0,42	0,59
<i>MAIO</i>	0,42	0,6
<i>JUNHO</i>	0,49	0,67
<i>JULHO</i>	0,58	0,75
<i>AGOSTO</i>	0,67	0,83
<i>SETEMBRO</i>	0,61	0,79
<i>OUTUBRO</i>	0,54	0,71
<i>NOVEMBRO</i>	0,47	0,64
<i>DEZEMBRO</i>	0,4	0,56

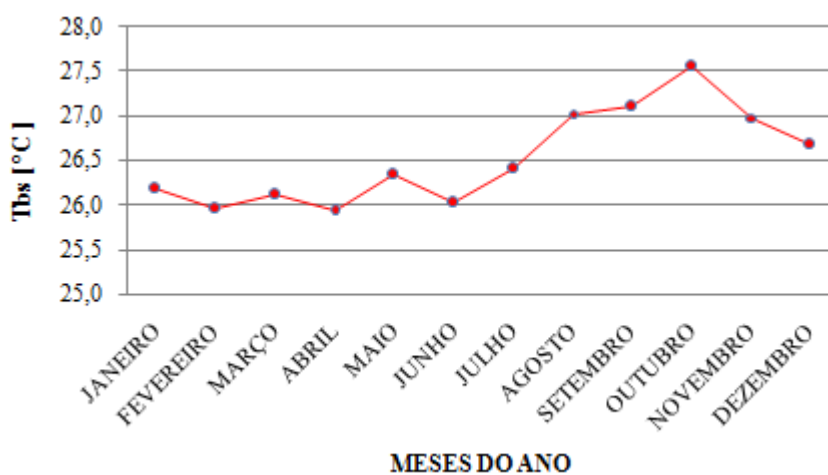


Figura B.1 – Variação da T<sub>bs</sub> média mensal durante o ano. – Modelo A2.

## APÊNDICE C – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO B

### RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES INICIAIS

Tabela C.1 – Resultados da influência da temperatura de ativação do *chiller* de absorção. Modelo B.

COLETOR DE PLACAS PLANAS						
$T_{e,H,ch}$ [°C]	$Q_{aq}$ [GJ]	$Q_{col}$ [GJ]	$Q_{g,ch}$ [GJ]	$T_{s,col}$ [°C]	REFEITÓRIO	QUARTOS
70	431,8	162,5	131,1	75,29	100,00 %	95,75 %
75	374,6	145,7	139,5	79,52	100,00 %	99,93 %
80	303,7	130,6	145,6	83,46	100,00 %	100,00 %
85	279,5	115,5	142,5	87,49	100,00 %	100,00 %
90	282,4	101,2	142,1	91,56	100,00 %	100,00 %
95	307,5	86,0	140,6	95,05	100,00 %	100,00 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO						
70	321,8	228,0	132,7	76,77	100,00 %	95,62 %
75	277,6	217,6	139,2	81,13	100,00 %	99,66 %
80	254,5	207,0	145,1	85,39	100,00 %	100,00 %
85	254,7	198,6	142,8	89,91	100,00 %	100,00 %
90	264,5	179,7	142,3	93,95	100,00 %	100,00 %
95	347,5	150,7	142,4	96,41	100,00 %	100,00 %

### RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO B

Tabela C.2 - Resultados da influência da área de coletor solar térmico. Modelo B.

COLETOR DE PLACAS PLANAS					
$A_{col}$ [m <sup>2</sup> ]	$Q_{aq}$ [GJ]	$Q_{col}$ [GJ]	$T_{s,col}$ [°C]	REFEITÓRIO	QUARTOS
30	305,3	40,8	85,66	100,00 %	100,00 %
60	284,6	78,4	86,88	100,00 %	100,00 %
90	279,5	115,5	87,49	100,00 %	100,00 %
120	271,6	150,7	88,11	100,00 %	100,00 %
240	267,8	164,3	88,22	100,00 %	100,00 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO					
30	307,9	67,7	87,12	100,00 %	100,00 %
60	277,4	132,3	88,91	100,00 %	100,00 %
90	254,7	195,6	89,91	100,00 %	100,00 %
120	232,4	255,8	90,55	100,00 %	100,00 %
240	186,4	224,6	90,21	100,00 %	100,00 %

Tabela C.3 - Resultados da influência da vazão do fluido do coletor solar térmico. Modelo B.

COLETOR DE PLACAS PLANAS					
$ms,col [kg/(s.m^2)]$	$Q_{aq} [GJ]$	$Q_{col} [GJ]$	$T_{s,col} [^{\circ}C]$	REFEITÓRIO	QUARTOS
0,0112	279,5	115,5	87,49	100,00 %	100,00 %
0,0223	286,6	122,5	84,27	100,00 %	100,00 %
0,0335	288,7	126,9	82,88	100,00 %	100,00 %
0,0446	290,9	131,6	81,18	100,00 %	100,00 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO					
0,0112	254,7	195,6	89,91	100,00 %	100,00 %
0,0223	279,6	202,2	85,94	100,00 %	100,00 %
0,0335	286,5	205,4	84,08	100,00 %	100,00 %
0,0446	291,2	207,8	82,69	100,00 %	100,00 %

Tabela C.4 – Resultados da influência do volume do reservatório térmico de água quente. – Modelo B.

COLETOR DE PLACAS PLANAS					
$VR_{t,H} [m^3]$	$Q_{aq} [GJ]$	$Q_{col} [GJ]$	$T_{s,col} [^{\circ}C]$	REFEITÓRIO	QUARTOS
1	246,5	115,7	87,05	100,00 %	100,00 %
2	271,6	115,1	87,45	100,00 %	100,00 %
3	279,5	115,5	87,49	100,00 %	100,00 %
4	281,9	115,7	87,52	100,00 %	100,00 %
5	283,5	116,4	87,29	100,00 %	100,00 %
10	272,4	117,9	86,86	100,00 %	100,00 %
COLETOR DE TUBO EVACUADO					
1	231,1	192,8	89,52	100,00 %	100,00 %
2	246,8	193,2	90,02	100,00 %	100,00 %
3	254,7	195,6	89,91	100,00 %	100,00 %
4	256,1	196,4	89,70	100,00 %	100,00 %
5	253,7	198,8	88,79	100,00 %	100,00 %
10	254,3	199,3	88,57	100,00 %	100,00 %

Tabela C.5 - Resultados da influência do volume do reservatório térmico de água gelada . – Modelo B.

COLETOR DE PLACAS PLANAS					
$VR_{t,g} [m^3]$	$Q_{aq} [GJ]$	$Q_{col} [GJ]$	$T_{s,col} [^{\circ}C]$	REFEITÓRIO	QUARTOS
1	271,7	112,9	87,94	100,00 %	100,00 %
2	277,3	112,8	87,96	100,00 %	100,00 %
3	279,5	115,5	87,49	100,00 %	100,00 %
5	315,2	112,8	88,15	100,00 %	100,00 %
10	328,1	104,6	88,56	100,00 %	100,00 %



<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>					
<i>1</i>	<i>267,6</i>	<i>191,0</i>	<i>90,31</i>	<i>100,00 %</i>	<i>100,00 %</i>
<i>2</i>	<i>222,2</i>	<i>11,8</i>	<i>90,30</i>	<i>100,00 %</i>	<i>100,00 %</i>
<i>3</i>	<i>254,7</i>	<i>195,6</i>	<i>89,91</i>	<i>100,00 %</i>	<i>100,00 %</i>
<i>5</i>	<i>270,2</i>	<i>186,1</i>	<i>90,47</i>	<i>100,00 %</i>	<i>100,00 %</i>
<i>10</i>	<i>326,4</i>	<i>164,1</i>	<i>90,89</i>	<i>100,00 %</i>	<i>100,00 %</i>

Tabela C.6 - Influência da área de coletor solar térmico na quantidade de energia anual fornecida pelo aquecedor auxiliar com parâmetros otimizados. – Modelo B.

<i>COLETOR DE PLACAS PLANAS</i>					
<i>Acol [m<sup>2</sup>]</i>	<i>Qaq [GJ]</i>	<i>Qcol [GJ]</i>	<i>Ts,col [°C]</i>	<i>REFEITÓRIO</i>	<i>QUARTOS</i>
<i>30</i>	<i>218,4</i>	<i>39,2</i>	<i>86,70</i>	<i>99,67 %</i>	<i>99,59 %</i>
<i>60</i>	<i>212,8</i>	<i>75,3</i>	<i>87,35</i>	<i>99,73 %</i>	<i>99,66 %</i>
<i>90</i>	<i>205,8</i>	<i>111,1</i>	<i>87,73</i>	<i>99,67 %</i>	<i>99,59 %</i>
<i>120</i>	<i>192,6</i>	<i>147,3</i>	<i>88,10</i>	<i>99,78 %</i>	<i>99,73 %</i>
<i>240</i>	<i>157,6</i>	<i>282,3</i>	<i>88,82</i>	<i>99,51 %</i>	<i>99,38 %</i>
<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>					
<i>30</i>	<i>208,2</i>	<i>64,6</i>	<i>88,73</i>	<i>99,40 %</i>	<i>99,25 %</i>
<i>60</i>	<i>194,9</i>	<i>123,5</i>	<i>89,48</i>	<i>99,51 %</i>	<i>99,38 %</i>
<i>90</i>	<i>184,3</i>	<i>182,7</i>	<i>90,23</i>	<i>99,67 %</i>	<i>99,52 %</i>
<i>120</i>	<i>148,2</i>	<i>239,2</i>	<i>90,70</i>	<i>99,73 %</i>	<i>99,59 %</i>
<i>240</i>	<i>101,2</i>	<i>446,5</i>	<i>91,40</i>	<i>99,73 %</i>	<i>99,66 %</i>

Tabela C.7 - Influência da área de coletor solar térmico no consumo de GLP na caldeira com parâmetros otimizados. – Modelo B.

<i>COLETOR DE PLACAS PLANAS</i>		
<i>Acol [m<sup>2</sup>]</i>	<i>Qaq</i>	<i>P_GLP</i>
<i>30</i>	<i>218,4</i>	<i>5.219,9</i>
<i>60</i>	<i>212,8</i>	<i>5.086,0</i>
<i>90</i>	<i>205,8</i>	<i>4.918,7</i>
<i>120</i>	<i>192,6</i>	<i>4.603,3</i>
<i>240</i>	<i>157,6</i>	<i>3.766,7</i>
<i>COLETOR DE TUBO</i>		
<i>30</i>	<i>208,2</i>	<i>4.976,1</i>
<i>60</i>	<i>194,9</i>	<i>4.658,2</i>
<i>90</i>	<i>184,3</i>	<i>4.404,9</i>
<i>120</i>	<i>148,2</i>	<i>3.542,1</i>
<i>240</i>	<i>101,2</i>	<i>2.418,7</i>


## APÊNDICE D – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO C

### RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES MODELO C

Tabela D.1-Resultados da influência da área de coletor solar térmico. Modelo C.

<i>COLETOR DE PLACAS PLANAS</i>					
<i>Acol [m<sup>2</sup>]</i>	<i>Qaq [GJ]</i>	<i>Qcol [GJ]</i>	<i>Ts,col [°C]</i>	<i>REFEITÓRIO</i>	<i>QUARTOS</i>
30	218,1	39,2	86,71	99,67 %	99,59 %
60	212,1	75,3	87,35	99,62 %	99,52 %
90	200,6	111,1	87,77	99,67 %	99,59 %
120	192,6	147,3	88,10	99,78 %	99,73 %
240	158,6	282,3	88,80	99,45 %	99,32 %
<i>COLETOR DE TUBO EVACUADO</i>					
30	208,2	64,6	88,73	99,40 %	99,25 %
60	194,5	123,5	89,48	99,51 %	99,38 %
90	184,4	182,7	90,23	99,67 %	99,52 %
120	148,1	239,2	90,70	99,73 %	99,59 %
240	101,0	446,5	91,41	99,73 %	99,66 %

ANEXO A – CERTIFICADOS DE TESTE DOS COLETORES UTILIZADOS



**CERTIFIED SOLAR COLLECTOR**

**SUPPLIER:**  
SunMaxx Solar LLC  
56 Broome Corp Pkwy  
Conklin, NY 13748 USA  
www.sunmaxxsolar.com

In Accordance with:  
SRCC Standard 100-2008-02

**BRAND:** SunMaxx  
**MODEL:** TitanPowerPlus-SU2  
**COLLECTOR TYPE:** Glazed Flat Plate  
**CERTIFICATION #:** 2010046A  
**Original Certification:** June 10, 2010  
**Expiration Date:** March 02, 2022

The solar collector listed below has been evaluated by the Solar Rating & Certification Corporation™ (SRCC™), an ANSI accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, and has been certified by the SRCC. This award of certification is subject to all terms and conditions of the Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATING							
Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (5.3 kWh/m².day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m².day)	Low Radiation (3.1 kWh/m².day)	Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (2000 Btu/ft².day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft².day)	Low Radiation (1000 Btu/ft².day)
A (-5 °C)	9.0	6.8	4.6	A (-9 °F)	30.7	23.2	15.8
B (5 °C)	8.2	6.0	3.8	B (9 °F)	27.9	20.4	13.0
C (20 °C)	6.9	4.8	2.7	C (36 °F)	23.7	16.4	9.1
D (50 °C)	4.8	2.8	0.9	D (90 °F)	16.3	9.4	3.0
E (80 °C)	2.9	1.1	0.0	E (144 °F)	9.9	3.8	0.0

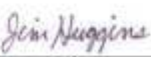
A- Pool Heating (Warm Climate) B- Pool Heating (Cool Climate) C- Water Heating (Warm Climate)  
D- Space & Water Heating (Cool Climate) E- Commercial Hot Water & Cooling

COLLECTOR SPECIFICATIONS					
Gross Area:	1.990 m²	21.42 ft²	Dry Weight:	34 kg	75 lb
Net Aperture Area:	1.874 m²	20.17 ft²	Fluid Capacity:	1.0 liter	0.3 gal
Absorber Area:	1.865 m²	20.08 ft²	Test Pressure:	1103 kPa	160 psi

TECHNICAL INFORMATION			Tested in accordance with:		
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P) <sub>i</sub> =Ti-Ta]					
SI UNITS:	$\eta = 0.740 - 3.79250(P/VG) - 0.00356(P^2/VG)$	Y Intercept:	0.743	Slope:	-4.089 W/m².°C
IP UNITS:	$\eta = 0.740 - 0.66842(P/VG) - 0.00035(P^2/VG)$	Y Intercept:	0.743	Slope:	-0.721 Btu/hr.ft².°F

Incident Angle Modifier								Test Fluid:	
e	10	20	30	40	50	60	70	Ethylene glycol	
K <sub>ra</sub>	1.00	1.00	0.99	0.97	0.94	0.84	0.49	Test Mass Flow Rate: 0.0223 kg/(s.m²) 16.45 lb/(hr.ft²)	
Impact Safety Rating:									

REMARKS:

  
 \_\_\_\_\_  
 Technical Director

Print Date: March, 2014 Page 1 of 3  
 © Solar Rating & Certification Corporation™  
 www.solar-rating.org • 400 High Point Drive, Suite 400 • Cocoa, Florida 32926 • (321) 213-6037 • Fax (321) 821-0910





Figura A.1 - Certificado de teste do coletor solar térmico de placas planas.



**CERTIFIED SOLAR COLLECTOR**

**SUPPLIER:**  
Kloben Sud S.r.l.  
Loc. Terzene, snc  
Ogliastro Cilento, ITALY 84061 Italy  
www.kbsolar.com

In Accordance with:  
SRCC Standard 100-2010-08

**BRAND:** Solar Collectors Sky Pro 1800  
**MODEL:** SKY PRO 10 CPC 58  
**COLLECTOR TYPE:** Tubular  
**CERTIFICATION #:** 2011125A  
**Original Certification:** January 27, 2012  
**Expiration Date:** September 26, 2023

The solar collector listed below has been evaluated by the Solar Rating & Certification Corporation™ (SRCC™), an ANSI accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, and has been certified by the SRCC. This award of certification is subject to all terms and conditions of the Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATING							
Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (5.3 kWh/m <sup>2</sup> .day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m <sup>2</sup> .day)	Low Radiation (3.1 kWh/m <sup>2</sup> .day)	Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (2000 Btu/ft <sup>2</sup> .day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft <sup>2</sup> .day)	Low Radiation (1000 Btu/ft <sup>2</sup> .day)
A (-5 °C)	8.4	6.3	4.2	A (-9 °F)	28.5	21.5	14.5
B (5 °C)	8.1	6.1	4.0	B (9 °F)	27.8	20.7	13.7
C (20 °C)	7.8	5.7	3.7	C (36 °F)	26.8	19.6	12.6
D (50 °C)	7.1	5.0	3.0	D (90 °F)	24.3	17.2	10.3
E (80 °C)	6.4	4.4	2.4	E (144 °F)	21.9	15.1	8.3

A- Pool Heating (Warm Climate) B- Pool Heating (Cool Climate) C- Water Heating (Warm Climate)  
D- Space & Water Heating (Cool Climate) E- Commercial Hot Water & Cooling

COLLECTOR SPECIFICATIONS					
Gross Area:	2.166 m <sup>2</sup>	23.31 ft <sup>2</sup>	Dry Weight:	43 kg	95 lb
Net Aperture Area:	1.901 m <sup>2</sup>	20.46 ft <sup>2</sup>	Fluid Capacity:	1.5 liter	0.4 gal
Absorber Area:	0.076 m <sup>2</sup>	0.82 ft <sup>2</sup>	Test Pressure:	900 kPa	131 psi

TECHNICAL INFORMATION			Tested in accordance with:		
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (F) <sub>s</sub> =Ti-Ta]					
SI UNITS:	$\eta = 0.623 - 0.92490(P/VG) - 0.00069(P^2/VG)$	Y Intercept:	0.624	Slope:	-0.975 W/m <sup>2</sup> .°C
IP UNITS:	$\eta = 0.623 - 0.16301(P/VG) - 0.00007(P^2/VG)$	Y Intercept:	0.624	Slope:	-0.172 Btu/hr.ft <sup>2</sup> .°F

Transverse Incident Angle Modifier									Longitudinal Incident Angle Modifier at 50°:		
θ	10	20	30	40	50	60	70		Test Fluid:	Water	
K <sub>tr</sub>	1.00	1.01	1.02	1.04	1.07	1.11	1.16		Test Mass Flow Rate:	0.0084 kg/(s m <sup>2</sup> )	6.19 lb/(hr ft <sup>2</sup> )

REMARKS:

*Jean Higgins*  
\_\_\_\_\_  
Technical Director

Print Date: March, 2014 Page 1 of 3  
© Solar Rating & Certification Corporation™  
www.solar-rating.org ♦ 400 High Point Drive, Suite 400 ♦ Cocoa, Florida 32926 ♦ (321) 213-6037 ♦ Fax (321) 821-0910




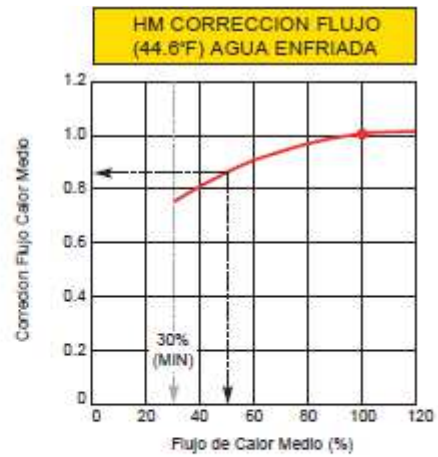
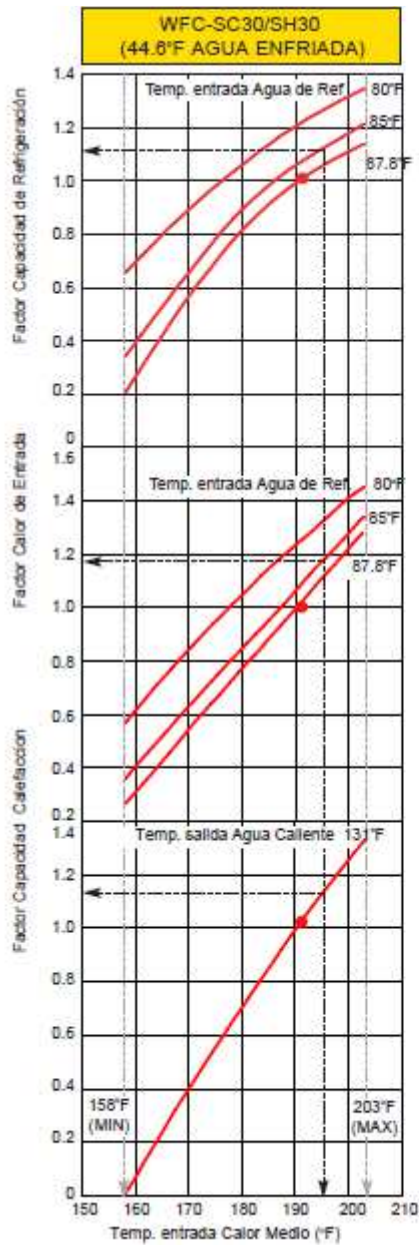
Figura A.1- Certificado de teste do coletor solar térmico de tubo evacuado.

## ANEXO B – DADOS DO CHILLER DE ABSORÇÃO YAZAKI

Modelo	WFC	SC10	SH10	SC20	SH20	SC30	SH30
Refrigeración	Capacidad (Btu/hr x 1000)	120.0		240.0		360.0	
	Temp. Agua Enfrida (°F)	44.6 Salida, 54.5 Entrada					
Calefacción	Capacidad (Btu/hr x 1000)	—	166.3	—	332.6	—	498.9
	Temp. Agua Caliente (°F)	131.0 Salida, 117.3 Entrada					
Agua R/C	Flujo de Agua Medido(gpm)	24.2		48.4		72.6	
	Caida Presion Evap. (psi)	8.1		9.6		10.1	
	Vol Retencion de Agua (gal)	4.5		2.4		9.3	
Agua de Refrig.	Rechazo Calor (Btu/hr x 1000)	291.4		582.8		874.2	
	Temperatura de Entrada(°F)	87.8 (Estándar)					
	*Flujo de Agua Medido (gpm)	80.8		161.7		242.5	
	Caida Presion Cond./Abs.(psi)	12.3		6.6		6.7	
	Vol Retencion Agua(gal)	17.4		33.0		51.3	
Calor Medio	Entrada (Btu/hr x 1000)	171.4		342.8		514.2	
	Temperatura Entrada (°F)	190.4 (Estándar)					
		Rango Temperatura 158 (min.) - 203 (max.)					
	Flujo de Agua Medido(gpm)	38.0		76.1		114.1	
	Caida Presion Generador(psi)	13.1		6.7		8.8	
	Vol Retencion Agua(gal)	5.5		14.3		22.2	
Eléctrica	Suministro de Energía	208V, 60Hz, 3 ph					
	Consumo (W)	210		260		310	
Capacidad de Control		On - Off					
Nivel Ruido	Presion de Sonido dB(A)	49		49		46	
Tubería	Agua Enfrida/Caliente (in)	1-1/2 NPT		2 NPT		2 NPT	
	Agua Refr. (in)	2 NPT		2 NPT		2-1/2 NPT	
	Calor Medio (in)	1-1/2 NPT		2 NPT		2-1/2 NPT	
Peso	Seco (lb)	1,100		2,050		3,200	
	Operando (lb)	1,329		2,548		3,975	

\* Flujo mínimo de agua de refrigeración

Figura B.1 - Dados do *chiller* de absorção.



NOTAS:

1. ● Indica punto de grado estándar.
2. Curvas de Capacidad y Entrada de Calor basadas en medidas de flujo estandar de agua en todo circuito.
3. Curva de Correccion de Flujo de Calor Medio aplicable para temperaturas de entrada de calor medio de 176°F to 203°F solamente.
4. Eficiencia de Calefacción = 97%.
5. Funcionamiento basado en el factor ensuciamiento estandar de 0.0005 ft<sup>2</sup>hrF/Btu en todo circuito.
6. Data de funcionamiento puede ser interpolado pero no debe ser extrapolado.
7. Las curvas extendidas de funcionamiento se proporcionan como referencia únicamente. a Yazaki Energy Systems, Inc. para obtener grados certificados de funcionamiento de la fábrica o para determinar funcionamiento en otras condiciones fuera del alcance de esta publicación.

Figura B.2 - Curvas de desempenho do *chiller* de absorção.

## ANEXO C – DADOS DA CALDEIRA PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA

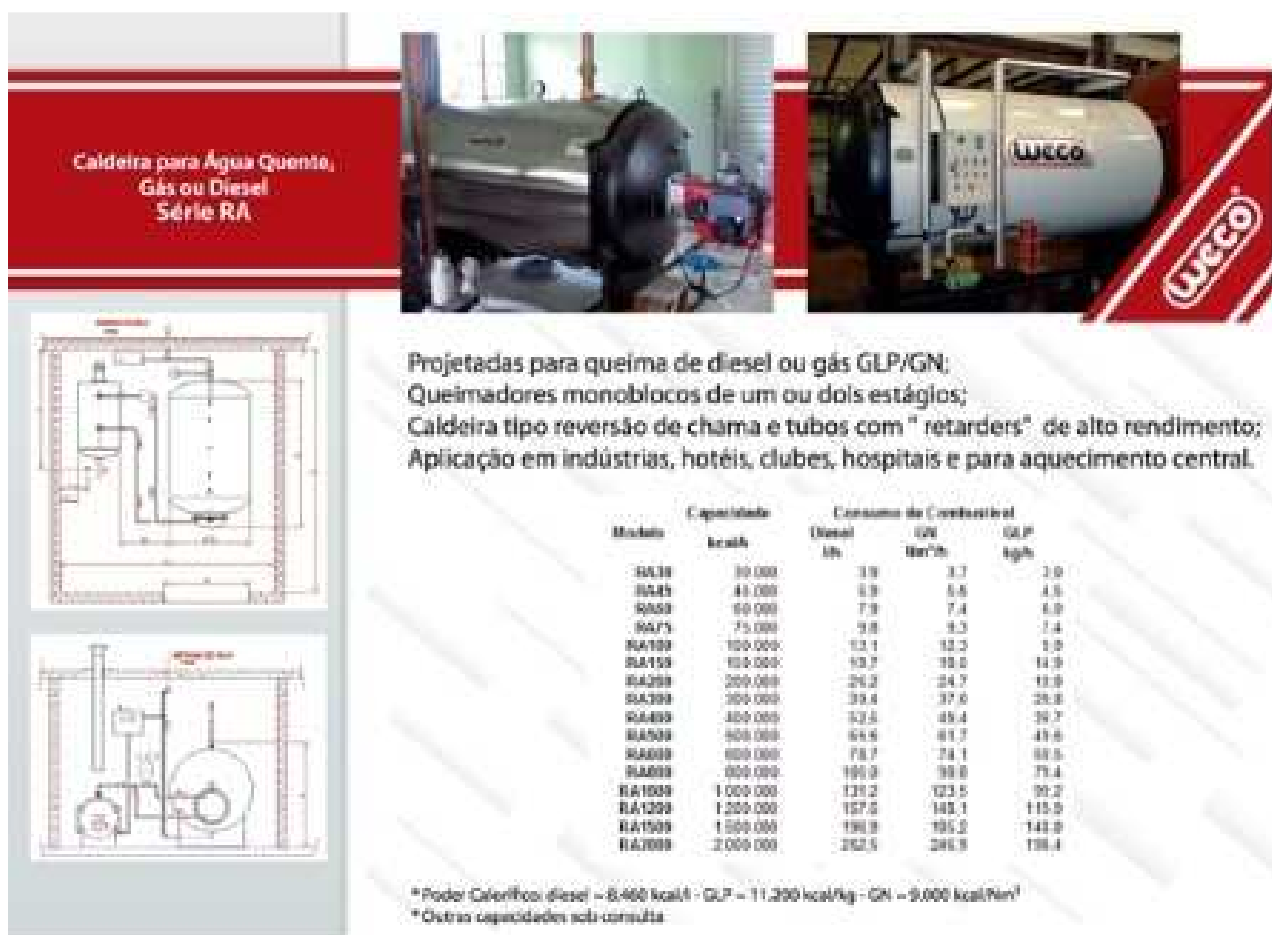


Figura C.1– Dados da caldeira para aquecimento de água.

## ANEXO D – DADOS DO CHILLER A COMPRESSÃO MECÂNICA

**30AJ 4 a 10 TR**

**Fácil instalação**

Todos os resfriadores 30AJ são fornecidos com carga completa de refrigerante, entrada para ligação de energia elétrica e conexão dos bocais de entrada e saída de água gelada.

**Compressor Scroll**

Todos as unidades utilizam compressores do tipo Scroll, reconhecidos pela sua confiabilidade e durabilidade. Compressores Scroll possuem menos partes móveis além de reduzido nível de ruído e vibrações.

**Condensador**

Os condensadores dos modelos 30AJ são refrigerados a ar com ventiladores de alta eficiência e aletas anticorrosão do tipo Gold Fin.

**Controle microprocessado**

Os chillers 30AJ utilizam um controle microprocessado de fácil manuseio e operação, permite ao usuário a sinalização de status de operação e falha das unidades.



30AJ



Revestimento exclusivo da Carrier para anticorrosão três vezes mais resistente em ambientes salinos.

MODELO AJ	Unidade	004	005	010
Capacidade Nominal	TR	3,76	4,27	9,5
Alimentação Comando	V-Ph-Hz	24 / 1 / 60		
Alimentação Principal	V-Ph-Hz	220-380 / 3 / 60		
Refrigerante - Tipo	-	R-22		
Circuito de Refrigeração	-	1	1	1
Compressores - Tipo	-	Scroll	Scroll	Scroll
Vazão de Água Evaporador	m <sup>3</sup> /h	2,28	2,58	5,74
Dimensões LxAxP	mm	1133x950x437	1133x950x437	922x1047x1317
Peso em Operação	kg	115	130	250

Figura D.1– Dados do *chiller* de compressão.

Unidade 30AJ	Tensão [ V ] / [Hz]			Compressor					Ventilador				Dados técnicos complementares		
	Alimentação / Frequência			Dados Técnicos					Dados técnicos				Circuito A		
	Nominal	Mínima	Máxima	RLA [A]	LRA [A]	kW	FP	KVA <sub>r</sub>	QTDE	RLA [A]	P [CV]	kW Total	RLA TOTAL [A]	kW TOTAL [W]	MOPA [A]
004				ZR47											
	220/60	198	242	14,3	91,0	4,2	0,76	2,5	1	1,3	1/6	0,123	15,6	4,3	25
	380/60	342	418	7,2	46,0	4,2	0,87	1	1	1,3	1/6	0,123	8,5	4,3	16
005				ZR57											
	220/60	198	242	17,2	124,0	5	0,76	2,1	1	1,3	1/6	0,123	18,5	5,1	25
	380/60	342	418	8,2	59,6	5	0,42	1	1	1,3	1/6	0,123	9,5	5,1	25
010				SZ120											
	220/60	198	242	33,1	237,0	10,8	0,86	5	1	2,2	1	0,75	35,3	11,5	50
	380/60	342	418	19,8	160,0	10,8	0,83	5	1	2,2	1	0,75	22,0	11,5	40

Figura D.2– Dados elétricos do *chiller* de compressão.