

# DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE COLETORES SOLARES A VÁCUO PARA REFRIGERAÇÃO POR CICLO DE ABSORÇÃO DA OFICINA DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA UFRJ-MACAÉ

Diego Cunha Malagueta, Lucas de Oliveira Alves

Universidade Federal do Rio de Janeiro

## RESUMO

O trabalho objetiva dimensionar um sistema de refrigeração solar para a oficina do curso de engenharia mecânica da UFRJ-Macaé. O sistema proposto é composto por um refrigerador a ciclo de absorção que opera a partir do calor gerado em coletores solares a vácuo que seriam instalados no teto dos laboratórios.

O ponto de partida do projeto é estimar a carga térmica de refrigeração do recinto, o que é feito de acordo com normas nacionais e internacionais. O ciclo de absorção é então dimensionado para atender a demanda máxima de refrigeração, a partir de níveis de radiação de projeto. Em seguida o sistema de coletores é dimensionado de modo a suprir o calor necessário para operar o ciclo de absorção em condições de projeto.

Do dimensionamento é capaz concluir que a taxa de refrigeração pode ser devidamente suprida pelo ciclo de absorção e que a área disponível de telhado é bem superior a necessária para os coletores, indicando assim a viabilidade técnica da proposta, o que justifica então a recomendação de estudos futuros para aprofundamento da análise das condições de operação fora das de projeto, bem como seus custos.

Palavras Chaves: Energia Solar, Coletor solar, Ciclo de absorção.

## DESIGNING A CONCENTRATED SOLAR VACUUM COLECTOR FOR REFRIGERATION BY ABSORPTION CYCLE AT UFRJ MACAE'S WORKSTATION

### ABSTRACT

*The study aims to measure a solar cooling system for a workstation laboratory at the mechanical engineering course at UFRJ-Macaé. The proposed system consists of a absorption chiller that operates from the heat generated in solar collectors vacuum that would be installed on the ceiling of the laboratory.*

*The project begins with estimating the thermal load enclosure cooling, which is done in accordance with national and international standards. The absorption cycle is then sized to meet the maximum cooling demand according to Design radiation levels. Then the collectors systemis dimensioned to supply the heat necessary to operate the adsorption cycle at design conditions.*

*It concludes that the cooling rate can be properly supplied by the absorption cycle and the available rooftop area is much higher than the amount required for the collectors, thus indicating the technical feasibility of the proposal. Finally, the study recommends analysis of the system operating outside design conditions and also and economic analysis.*

*Keywords: Solar Energy, Solar Collector, Absorption Cycle.*

## I-INTRODUÇÃO

A energia solar pode ser obtida de forma direta através da radiação solar, seja para conversão em energia elétrica ou para obtenção de energia térmica para aquecer algum fluido (ANEEL, 2014). Segundo o boletim emitido pelo Ministério de Minas e Energia- Energia Solar no Brasil e no Mundo (MME, 2014), em relação à energia solar, em 2050, 11% da

energia elétrica mundial será obtida desta fonte, com o Brasil entre os 20 maiores produtores.

O Brasil possui um grande potencial energético solar e tem, em sua região Nordeste, os maiores valores de irradiação solar global, pois apresenta a maior média e uma baixa variabilidade comparada as outras regiões. A irradiação brasileira anual média varia entre 1220 e 2400 KWh/m<sup>2</sup>/ano (ANEEL, 2014). Em relação a coletores solares para o aproveitamento térmico, há aproximadamente 11.017.333 m<sup>2</sup> instalados no país (IEA, 2016). Em relação à utilização da

energia solar para fins térmicos em nível mundial, hoje, 61 países são responsáveis por quase toda a utilização mundial (quase 95%) neste mercado. No ano de 2014 já havia um total de 586 milhões de metros quadrados de área receptora (IEA, 2016).

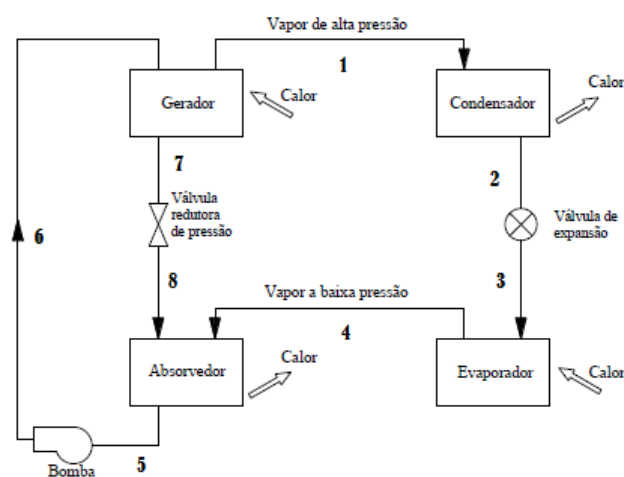
O aproveitamento térmico dessa radiação pode ser realizado através de coletores solares ou concentradores solares mais conhecidos como CSP (Concentrating Solar Power). (ANEEL,2014).Os coletores de maior utilização mundial são os planos e o de tubos à vácuo. Devido à faixa de temperatura de operação do projeto e a característica de utilização (condicionamento de ar) será escolhido para este um coletor tubular à vácuo. Devido às pequenas perdas de energia, e trabalho acima de temperaturas de 80°C, o coletor tubular à vácuo torna-se vantajoso para processos industriais e sistema de ar condicionado solar por ciclo de absorção (UNIVERSIDADE DO SOL, 2013).

Desde a antiguidade procuram-se formas efetivas para condicionamento térmico de ambientes ou alimentos, e ao longo dos anos o homem foi elaborando métodos para produzir o efeito da refrigeração, o que apenas no último século se tornou viável com elaborações de ciclos que pudessem garantir com qualidade esse efeito. (MENNA, 2008). Os ciclos mais utilizados de refrigeração são os ciclos por compressão de vapor e absorção de vapor. O primeiro é de fato o ciclo mais utilizado, mas na busca por sistemas com menos gasto de energia elétrica o ciclo por absorção tem sido alvo de estudos e de grande aplicação principalmente onde há rejeito de calor ou onde se possa aproveitar uma boa eficiência solar (BORGNAKKE, 2009).

O ciclo modelado é o de absorção, um ciclo operado a calor que tem como caracterização principal trabalhar com duas condições de pressão (alta e baixa) determinadas pela temperatura de condensação e de evaporação e de trabalhar com dois fluidos: um absorvente e outro refrigerante (BORGNAKKE, 2009).

A figura 1 ilustra o funcionamento básico do ciclo. Uma fonte de calor no gerador faz com que parte do refrigerante vaporize e se separe da mistura na temperatura do gerador. Depois o refrigerante em sua alta concentração vai para o

condensador onde voltará à fase líquida na temperatura de condensação pela perda de calor controlada por meio de ar ou água que flui através de trocadores no condensador (Ponto 1-2). Como o refrigerante se encontra a uma alta pressão este atravessa uma válvula de expansão (Ponto 2-3), que além de abaixar abruptamente a pressão ainda evapora uma pequena parte do refrigerante. Assim, o refrigerante com uma menor temperatura e na baixa pressão remove calor do meio considerado evaporando-se na temperatura do evaporador (Ponto 3-4). Depois este refrigerante segue para o absorvedor (Ponto 4) onde irá se misturar novamente com o absorvente que também já passou por uma válvula que reduziu sua pressão para o valor da pressão do evaporador (Ponto 7-8). Assim após a absorção exotérmica, controlada por remoção de calor, a mistura segue para uma bomba (Ponto 5) que irá recirculá-la e aumentar sua pressão (Ponto 6) propiciando a sequência do processo cíclico (STOECKER,1985).

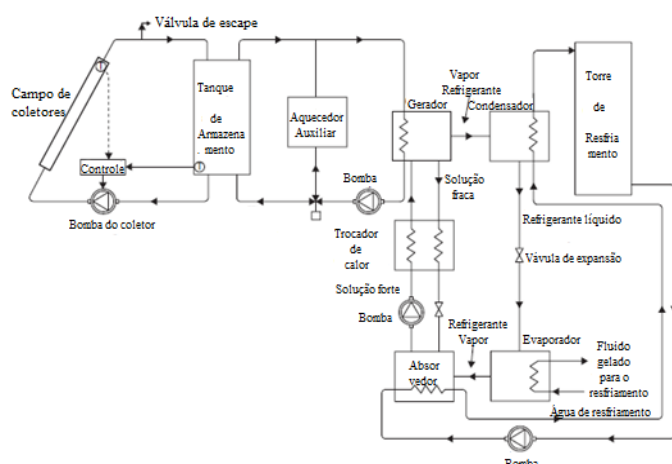


**Figura 1 – Ciclo de absorção**

Dentre os pares refrigerante-absorvente que são amplamente utilizados temos: o brometo de lítio – água e água-amônia. Neste trabalho será considerado como par de fluido o brometo de lítio e água, par que tem sido alvo de grande estudo devido as suas vantagens, as quais pode-se destacar: a alta volatilidade, a alta afinidade, elevado nível de segurança e alta estabilidade (OLIVEIRA Junior et al 2004 apud GUIMARÃES, 2011). Como o sistema proposto pelo trabalho tem como objetivo a refrigeração de um laboratório

da universidade e este não necessita de temperaturas criogênicas, o brometo de lítio e água é um par ideal. Em sistemas que trabalham com temperaturas negativas esse par não pode ser utilizado, pois o refrigerante cristaliza a 0 °C.

Diferentemente de sistemas para aquecimento de águas sanitárias ou piscinas, o sistema solar para condicionamento de ambiente é de difícil planejamento e o desenho desses sistemas são mais elaborados. Para uma operação por absorção, o sistema é composto basicamente como demonstrado na figura 2.

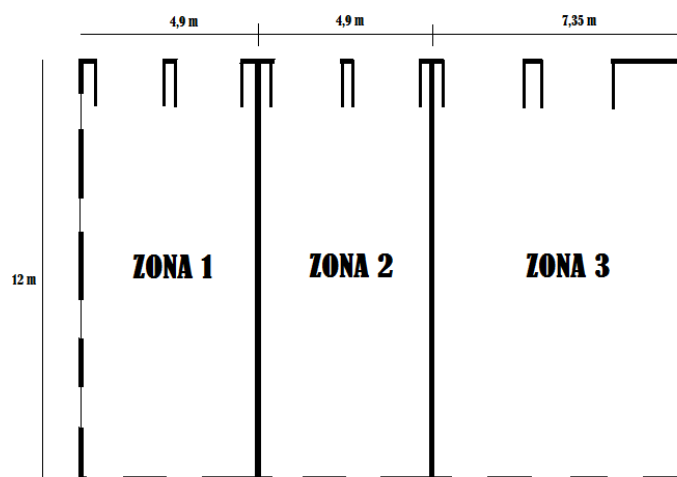


**Figura 2 – Esquema de um sistema de refrigeração por absorção utilizando energia solar**

Este trabalho tem como objetivo dimensionar um sistema de refrigeração solar, que consiste de coletores de energia solar que forneça o calor necessário a um refrigerador por absorção que utiliza água e brometo de lítio como par de refrigerante-absorvente para refrigeração de uma oficina mecânica. A figura 3 ilustra as zonas contidas no módulo. A zona a ser refrigerada será a Zona 1, o qual é utilizado pelo grupo de alunos da engenharia mecânica para o projeto BAJA-UFRJ-Macaé como sala de reuniões, pesquisa, projeto, montagem e depósito de equipamentos.

O trabalho objetiva descrever através da criação de uma planilha o comportamento geral do ciclo de refrigeração ponto a ponto que fornecerá a taxa de calor necessária a ser entregue ao gerador. Esse ciclo será dimensionado para atender a demanda máxima de refrigeração a partir de níveis de radiação de projeto. Será realizado, juntamente com o

cálculo da área dos coletores solares, o dimensionamento do volume necessário de um reservatório térmico para estoque de fluido quente que irá alimentar o ciclo de refrigeração em horas de baixa incidência de radiação ou durante parte da noite. O sistema de coletores é também dimensionado para suprir o calor necessário para operar o ciclo de absorção em condições de projeto.



**Figura 3 – Esboço simplificado do recinto a ser refrigerado**

## II. METODOLOGIA

Este trabalho divide-se em três partes principais. A primeira está na determinação da carga térmica necessária para ser retirada do recinto de modo que este venha ser refrigerado. A segunda está na determinação da taxa de calor a ser oferecida pelos coletores para o gerador no ciclo de absorção com a elaboração de uma planilha de cálculos termodinâmicos. Por fim, a terceira parte concentra-se no sistema solar que irá mover todo o ciclo, determinando a área necessária dos coletores e o volume necessário para estocagem de uma possível energia excedente.

### II.I. Determinação da Carga Térmica

A carga térmica de resfriamento está relacionada à energia total em forma de calor a ser retirada de um ambiente, com o objetivo de garantir o conforto térmico das pessoas que o utilizarão. Esse conforto térmico está intimamente relacionado à satisfação e à performance do homem nesse

ambiente, por isso que o cálculo com uma boa proximidade com o real é de extrema importância. Para esse fim, é estabelecida uma norma que permite a obtenção desse valor de maneira mais precisa, a ABNT NBR 16.401/2008.

A abrangência dos cálculos para a carga térmica de resfriamento engloba, segundo a ABNT NR-16401-1:2008, a combinação das cargas envoltórias (resultante da diferença de temperatura externa e interna adicionada à radiação solar incidente, direta e difusa), as fontes internas de calor (pessoas, equipamentos, iluminação, motores, entre outros emissores de calor), assim como as infiltrações de ar no recinto. Logo deve-se descobrir:

- O calor transmitido pela radiação solar nas superfícies transparentes (vidro de janelas ou portas);
- O calor conduzido pelas paredes;
- O calor gerado no interior do recinto a ser refrigerado como: pessoas, iluminação, equipamentos, entre outros;
- O calor advindo da ventilação e infiltração de ar externo;
- Por fim, calor gerado por outras fontes térmicas.

Para efeito de cálculo nesse projeto considerar-se-á a carga de condução na parede devido a diferença de temperatura entre o exterior e interior, como a carga de insolação nas paredes e janelas. Considerando que umas das paredes (entre Zona 1 e Zona 2) faz divisa com um ambiente já condicionado (Zona 2) a parcela de troca de calor relacionada a essa divisão não será considerada.

A carga de condução é dada pela equação:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (01)$$

Onde,

U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m<sup>2</sup>K)

A é a área normal ao fluxo (m<sup>2</sup>)

ΔT diferença entre a temperatura externa e interna (K)

A carga de insolação em superfície opaca é dada pela equação:

$$q = U \left( \frac{\alpha I}{h_e} + t_e - t_i \right) \quad (02)$$

Onde,

U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m<sup>2</sup>K)

t<sub>e</sub> é a temperatura do ar externo (K)

t<sub>i</sub> é a temperatura do ar interno (K)

α é o coeficiente de absorção de radiação solar

I é a intensidade de radiação solar (W/m<sup>2</sup>)

h<sub>e</sub> é o coeficiente de transferência de calor externo (W/m<sup>2</sup>.K)

A carga de insolação em superfície translúcida é dada pela equação:

$$q = \left( \frac{\alpha U}{h_e} + \tau \right) I + U(t_e - t_i) \quad (03)$$

Onde,

U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m<sup>2</sup>K)

t<sub>e</sub> é a temperatura do ar externo (°C)

t<sub>i</sub> é a temperatura do ar interno (°C)

α é o coeficiente de absorção de radiação solar

I é a intensidade de radiação solar incidente global (W/m<sup>2</sup>)

h<sub>e</sub> é o coeficiente de transferência de calor externo (W/m<sup>2</sup>.K)

τ é o coeficiente de transmissão de radiação solar

A determinação da carga térmica interna é outra parcela fundamental na determinação da carga térmica total, esta está relacionada à energia produzida no interior do recinto. Segundo a ABNT NBR-16401-1 devem ser consideradas para o cálculo as frações latentes e sensíveis, e deve ser considerado para efeito de cálculo a energia produzida por: pessoas no recinto, iluminação por lâmpadas (artificial), equipamentos, motores e outras fontes de energia em geral. Os valores padrões são tabelados na presente norma.

Para o cálculo térmico da parcela relativa ao ar exterior deve ser considerado as cargas latentes e sensível do ar exterior adicionado ao recinto. O ar externo em um recinto mesmo que adicione calor é essencial para renovação de ar no ambiente para diluição de odores e outras funções. Primeiro calcula-se a vazão de ar pela equação 4.

$$V = p \cdot F_p + A F_a \quad (04)$$

Onde

V é a vazão eficaz de ar exterior em L/s

F<sub>p</sub> é a vazão por pessoa em L/s.pessoas

F<sub>a</sub> é a vazão por área útil ocupada em L/s.m<sup>2</sup>

p é o número de pessoas

A é a área útil ocupada pelas pessoas em m<sup>2</sup>

Os valores de  $F_p$  e  $F_a$  estão tabelados segundo a norma citada. Depois de estipulada a vazão de ar exterior para o recinto faz-se o cálculo do ganho térmico que deverá ser posteriormente integrado no cálculo de carga térmica. Esse ganho térmico advindo do ar exterior é definido pela equação 5.

$$Q = \rho \cdot c \cdot V \cdot (t_e - t_i) \quad (05)$$

Onde

$\rho$  é a massa específica do ar em Kg/m<sup>3</sup>

$c$  é o calor específico do ar em J/KgK

$V$  é a vazão eficaz de ar exterior em L/s

$t_e$  é a temperatura do ar externo

$t_i$  é a temperatura do ar interno

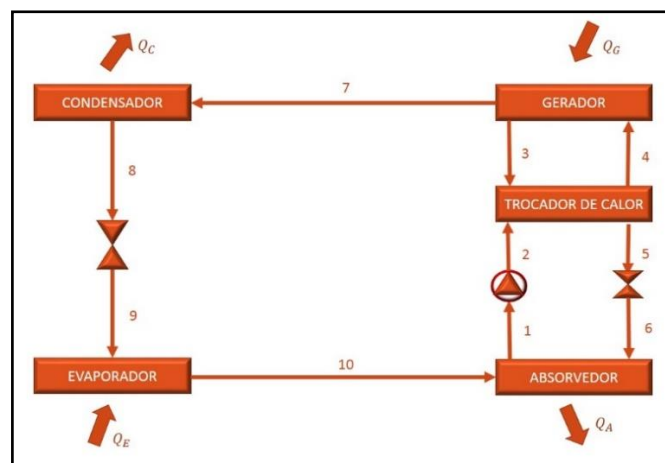
Somando as parcelas da carga térmica na envoltória, carga térmica interna e carga térmica devido ao ar exterior temos a carga térmica total.

Em paralelo ao cálculo utilizando a norma, realiza-se de forma empírica uma estimativa da carga térmica do recinto. A partir de conversas com membros da equipe usuária da oficina a ser refrigerada, faz-se um levantamento da quantidade de equipamento de ar-condicionado utilizado e a variação do seu uso ao longo do dia. Sabendo a potência de refrigeração de cada equipamento em sua ficha técnica e quantidade de aparelhos ligados pode-se ter uma característica da carga térmica. Este valor será comparado ao calculado pela norma para mostrar uma possível proximidade do método por cálculo e o método empírico. Cabe ressaltar que o valor utilizado para os cálculos será a carga térmica calculada.

## II.II. Ciclo de Absorção

Com a modelagem adequada do ciclo de absorção pode-se obter diversas informações sobre o comportamento dos fluidos em cada ponto do ciclo, assim como as trocas energéticas envolvidas no processo.

Neste trabalho a informação indispensável para o cálculo da placa solar será a taxa de calor necessária para ser entregue ao gerador  $Q_G$ . Para isso foi modelado em uma Planilha de Cálculos um ciclo de absorção onde o ciclo foi representado como dado na figura 4.



**Figura 4 – Esquema do ciclo de absorção do projeto**

Para elaboração da planilha foi realizado balanços de energia e massa em cada componente do ciclo, com base nas propriedades de cada fluido. As propriedades da água foram obtidas por uma Tabela de Propriedades (HOLMGREN, 2016) e as propriedades do brometo de lítio por equacionamento baseado em ASHRAE (2001). As considerações da modelagem, como o equacionamento geral do ciclo pode ser visto em KALOGIROU (2009), ASHRAE (2001), GUIMARÃES (2011) e MARTINELLI JÚNIOR (2008) sofrendo algumas adaptações para o modelo proposto neste trabalho. Das considerações adotadas para o modelo proposto, temos (KALOGIROU, 2009 e ASHRAE, 2001):

- O refrigerante é água pura
- Desprezar perda de carga
- Os pontos 1, 4 e 8 são líquido saturado
- O ponto 10 é vapor saturado
- As expansões são adiabáticas
- A bomba é isentrópica
- Perdas de calor desprezíveis

Então, com as leis de conservação de massa e energia pode-se determinar as características do ciclo em cada componente. Essas equações foram incorporadas a Planilha de Cálculos juntamente com as propriedades do refrigerante e absorvente para descrição geral do ciclo e a obtenção dos valores necessários para continuação dos cálculos do coletor solar. (KALOGIROU, 2009)

O equacionamento das propriedades do brometo foram propostos por ASHRAE (2001). O presente trabalho utilizou principalmente as equações para estimar a entalpia e as temperaturas do refrigerante ou da solução nas condições expostas em cada parte do ciclo.

Primeiramente fazem-se necessários os valores de entrada de alguns pontos do ciclo (KALOGIROU, 2009). Os quais são:  $Q_e$ , Carga térmica do local a ser resfriado;  $T_4$ , temperatura da solução na saída do gerador;  $T_{10}$ , temperatura de evaporação;  $x_1$ , concentração do brometo de lítio na solução fraca;  $x_4$ , concentração do brometo de lítio na solução forte;  $T_3$  temperatura da solução na saída do trocador;  $T_7$ , temperatura da saída do vapor do gerador. Em posses desses valores pode-se montar a planilha de cálculo.

Para validar a Planilha de cálculos foi realizada uma comparação com os trabalhos de KALOGIROU (2009) utilizando os valores de entrada da referência. Nas figuras 5 e 6 se encontram-se os resultados da referência bibliográfica e o encontrado na planilha para comparação.

Devido à grande proximidade dos valores finais encontrados pela Planilha de Cálculo deste trabalho com os da referência bibliográfica, esta é válida para determinar os valores necessários para obtenção da área da placa solar que gerará o calor necessário para operar o ciclo.

Ponto	$h$ (kJ/kg)	$m$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$T$ (°C)	%LiBr (x)
1	83	0,00517	0,93	34,9	55
2	83	0,00517	4,82	34,9	55
3	124,7	0,00517	4,82	55	55
4	183,2	0,00474	4,82	75	60
5	137,8	0,00474	4,82	51,5	60
6	137,8	0,00474	0,93	44,5	60
7	2612,2	0,000431	4,82	70	0
8	131,0	0,000431	4,82	31,5	0
9	131,0	0,000431	0,93	6	0
10	2511,8	0,000421	0,93	6	0

Descrição	Símbolo	kW
Calor cedido ao evaporador	$Q_E$	1,0kW
Calor cedido pelo absorvedor	$Q_A$	1,28kW
Calor cedido ao gerador	$Q_G$	1,35kW
Calor cedido pelo condensador	$Q_C$	1,07kW
Coefficiente de performance	COP	0,74kW

**Figura 5– Resultados ciclo de absorção proposto por KALOGIROU-adaptado (2009)**

PONTO	ENTALPIA (h)KJ/Kg	VAZÃO (m)Kg/s	PRESSÃO (p)Kpa	TEMPERATURA (T)°C	FRAÇÃO DA SOLUÇÃO (x)%
1	84,6	0,00505	0,94	35,6	55
2	84,6	0,00505	4,82	35,6	55
3	124,7	0,00505	4,82	55,0	55
4	183,2	0,00463	4,82	75,0	60
5	139,5	0,00463	4,82	52,3	60
6	139,5	0,00463	0,94	45,3	60
7	2626,1	0,00042	4,82	70,0	0
8	135,1	0,00042	4,82	32,2	0
9	135,1	0,00042	0,94	6,0	0
10	2511,9	0,00042	0,94	6,0	0
	$Q_e$	1,00	kW		
	$Q_a$	1,28	kW		
	$Q_g$	1,32	kW		
	$Q_c$	1,05	kW		
	COP	0,78			

**Figura 6– Resultado da Planilha de Cálculo utilizando os valores da referência bibliográfica.**

### II.III. Determinação da Área dos Coletores

Em relação ao sistema de captação de energia solar e sua respectiva necessidade de área coletora e volume de armazenamento, serão realizados os seguintes passos:

- Determinação da área coletora teórica;
- Análise teórica do valor de  $m^2$  de coletor/ KW arrefecimento;
- Determinação do fluxo de água na taxa máxima e média no gerador;
- Determinação da área real utilizando um coletor do mercado;
- Determinação da taxa de calor real no projeto da transferência utilizando o coletor escolhido;
- Determinação da demanda média de energia diária;
- Determinação da produção durante o período de insolação;
- Cálculo de possível energia excedente e volume necessário para sua estocagem.

Segundo UNIVERSIDADE DO SOL (2013), a área do coletor necessário para uma determinada potência térmica pode ser definida pela equação 6.

$$A_c = \frac{Q_{util}}{I_{proj} \cdot \eta} \quad (06)$$

Onde

$\eta$  é a eficiência (de 0 a 1);

$Q_{util}$  é a potência útil coletada (W);

$I_{proj}$  é a irradiação solar de projeto incidente sobre o coletor ( $W/m^2$ );

$A_c$  é a área do coletor ( $m^2$ ).

Para a irradiação solar de projeto será utilizado um cálculo baseado no valor da irradiação média ao longo do ano durante o período de insolação diária de Macaé.

Determinada a área segundo a equação 6, pode-se obter uma relação de cada metro quadrado de área por kW de potência de refrigeração. Segundo PORTAL ENERGIA (2004) em um projeto de sistema de ar condicionado solar é aceitável sistemas que apresentam valores entre 0,8 e 8 m<sup>2</sup> de coletor/ kW de arrefecimento, valores acima desse intervalo provavelmente condizem com um projeto sobredimensionado.

O próximo passo do estudo está em determinar o fluxo de massa que irá percorrer o sistema de troca de calor entre a água aquecida do coletor e a solução no ciclo de absorção. Para seu cálculo utiliza-se a equação 7. Deve-se estabelecer para o cálculo as temperaturas de entrada e saída da água que aquecida pelo coletor será posteriormente resfriada para seu retorno ao sistema de aquecimento.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad (07)$$

Onde

$\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor em kW

$\dot{m}$  é o fluxo mássico em kg/s

$c$  é o calor específico em kJ/kg K

$\Delta T$  é a diferença entre a temperatura de entrada e saída da água

Estabelecida a área, deve-se escolher o número de coletores necessários para sua aplicação. O coletor escolhido foi da Fibratec Engenharia, por se tratar de um coletor de tubos com as características necessárias para o emprego do sistema proposto. Suas informações técnicas podem ser vistas na figura 7. Com o valor do número de coletores e a área real de coleta, pode-se determinar uma nova taxa de transferência para o sistema para uma maior produção e estocagem da energia excedente que poderá ser utilizada em alguma condição de demanda extrema (maior tempo de utilização ou maior demanda durante um período do dia).

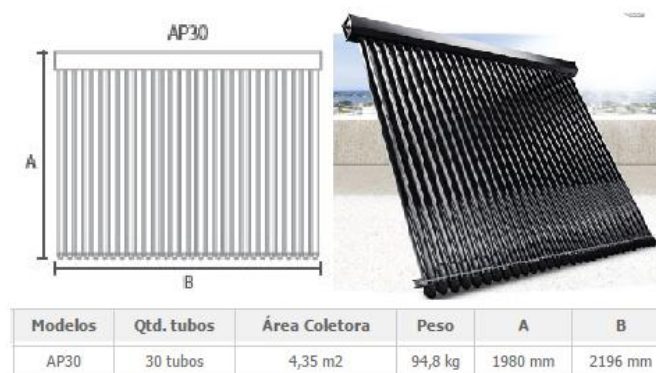


FIGURA 7– COLETOR TUBO À VÁCUO DA FIBRATEC

Para o cálculo da energia excedente deverá ser estabelecido o valor de consumo médio durante o período de utilização do recinto que será considerado das 8 h às 21 h (13 horas de utilização), podendo assim calcular toda a energia demandada em um dia comum. Com a posse da quantidade de energia que o coletor produz no período diário de insolação, pode-se determinar a quantidade de energia excedente do sistema, já que este não trabalha na potência de pico durante todo o dia. Com o valor da energia excedente pode-se calcular o tempo extra de refrigeração numa taxa média e o respectivo volume para sua armazenagem.

Um coletor quando bem orientado e inclinado propicia uma melhor recepção dos raios solares durante um dia, aumentando assim sua eficiência. Logo, faz-se necessário um estudo do local onde este será alocado, com o intuito de garantir uma boa operação e um menor desperdício da energia solar, garantindo ao sistema um maior período possível de insolação.

O direcionamento ótimo de um coletor solar faz-se colocando este em direção ao norte geográfico (por se tratar de um projeto no hemisfério sul), onde poderá este receber maior parte da incidência a considerar todo um dia, podendo sofrer desvios de 30° para leste ou oeste. (ABRAVA,2008)

Em relação à inclinação do coletor esta informação deve constar nos manuais de especificações de cada coletor, porém na ausência dessa informação deve-se instalar este segundo a equação 08.

$$\beta = |\phi| + 10^\circ \quad (08)$$



Onde

$\beta$  é o ângulo de inclinação do coletor com um plano horizontal ao solo

$\phi$  é a latitude do local onde será colocada a placa

### III. RESULTADO

- Carga Térmica

A primeira parcela da carga térmica é o valor do calor por condução. Os valores das variáveis que compõem essa parcela e o resultado do fluxo para paredes e janelas são vistos na tabela I.

TABELA I – RESULTADO DO CALOR POR CONDUÇÃO

PAREDE	A (M <sup>2</sup> )	U (W/M <sup>2</sup> K)	Te (°C)	Ti (°C)	Q (W)
1	13,33	1,63	34	21	= 282,46
2	32,64	1,63	34	21	= 691,64
3	13,33	1,63	34	21	= 282,46
Janelas: 6	6,6	5,79	34	21	= 496,78

A carga térmica de condução é a soma do fluxo em cada parede e janela, e foi de 1753,34 W.

Outra parcela da carga térmica é o valor do calor por insolação. Os valores das variáveis que compõem essa parcela e o resultado do fluxo para paredes e janelas são vistos na tabela II.

TABELA II – RESULTADO DO CALOR POR INSOLAÇÃO

Parede	A (m <sup>2</sup> )	U (W/m <sup>2</sup> K)	Te (°C)	Ti (°C)	$\alpha$	I (W/m <sup>2</sup> )	Q (W)
1	13,33	1,63	34	21	0,3	857,17	505,95
2	32,64	1,63	34	21	0,3	857,17	1.238,89
Janela: 4	4,4	5,79	34	21	0,07	857,17	3.799,05

A carga térmica de insolação foi de 5543,89 W.

A carga térmica interna é a soma do calor emitido por pessoas (Tabela III), lâmpadas (Tabela IV) e equipamentos (Tabela V).

TABELA III – RESULTADO DO CALOR EMITIDO POR PESSOAS NO RECINTO

Pessoas	Carga por pessoa (W)	Q (W)
8	130	=1040

TABELA IV – RESULTADO DO CALOR EMITIDO POR LÂMPADAS NO RECINTO

Lâmpadas	Potência dissipada	Q (W)
Fluorescentes	16 W/m <sup>2</sup>	= 940,8

TABELA V – RESULTADO DO CALOR EMITIDO POR EQUIPAMENTOS NO RECINTO

Equipamentos (quantidade)	Potencia dissipada/equipamento	Q (W)
Computador (1)	55	= 55
Monitor (1)	55	= 55
Cafeteira (1)	1660	= 1660
Geladeira (1)	300	= 300

A carga térmica interna foi de 4050,8 W.

Com a soma das cargas parciais obtêm-se a carga total a ser retirada do ambiente como observada na tabela VI.

TABELA VI – VALORES DE CADA PARCELA DO CALOR E O RESULTADO DO CALOR TOTAL

Condução	1753,34 W
Insolação	5543,89 W
Interna	4050,8 W
Ar exterior	1815,53 W
$Q_{total}$	= 13163,56 W

Em conversa com os usuários do recinto foram levantadas as seguintes informações: a utilização do ar-condicionado é feita com apenas um ar-condicionado para período do dia com temperaturas médias (ou dias amenos) e dois aparelhos de ar-condicionado para período do dia com temperaturas altas (ou dias quentes), em dias de reuniões com a maior parte dos integrantes também são utilizados dois aparelhos. Com essas informações obtêm-se uma compreensão da carga térmica do recinto. Cada ar-condicionado possui uma capacidade de refrigeração de 5,5 kW (ficha técnica), logo há aproximadamente uma necessidade de 11 kW de potência de



refrigeração. O valor calculado pela norma (13,16 kW) mostra-se próximo do empírico e será adotado para o cálculo no ciclo de absorção.

- Ciclo de Absorção

Para a identificação da quantidade de calor a ser fornecida pelo coletor  $Q_G$ , foi simulado na Planilha de Cálculos um ciclo cujo valores de entrada foram baseados nos trabalhos de ASHRAE (2001), MARTINELLI JÚNIOR (2008), KALOGIROU (2009) e pelos cálculos realizados no presente trabalho para a determinação da carga térmica de resfriamento. Os valores de entrada obtidos são apresentados na tabela VII, onde  $Q_E$  é a taxa de calor a ser retirado do ambiente a ser refrigerado.

TABELA VII– VALORES DE CADA PARCELA DO CALOR E O RESULTADO DO CALOR TOTAL

$Q_E$	13,16 kW
$T_4$	90°C
$T_{10}$	6°C
$x_1$	55%
$x_4$	60%
$T_3$	65°C
$T_7$	90°C

O ciclo simulado e que retorna o valor de  $Q_G = 18,41$  kW pode ser visto na figura 8, o qual apresenta também, os valores da entalpia, vazão, pressão, temperatura e a fração da solução em cada ponto.

Depois de serem colocados os valores de entrada na Planilha de Cálculos foi realizado um estudo em cada ponto para avaliar uma possível anormalidade no ciclo, como pressões fora das características de operação, cristalização do absorvente, entre outras observações que podiam invalidar o ciclo. Visto que o ciclo está dentro das condições necessárias para um bom funcionamento e valores aceitos quando comparado com diversas referências bibliográficas pode-se tomar o valor de  $Q_G$  como coerente para progressão dos cálculos.

PONTO	ENTALPIA (h) KJ/Kg	VAZÃO (m) Kg/s	PRESSÃO (p) Kpa	TEMPERATURA (T) °C	FRAÇÃO DA SOLUÇÃO (x) %
1	84,6	0,06798	0,94	35,6	55
2	84,6	0,06798	9,66	35,6	55
3	145,4	0,06798	9,66	65,0	55
4	212,2	0,06232	9,66	90,0	60
5	145,9	0,06232	9,66	55,6	60
6	145,9	0,06232	0,94	45,3	60
7	2659,5	0,00567	9,66	90,0	0
8	189,0	0,00567	9,66	45,1	0
9	189,0	0,00567	0,94	6,0	0
10	2511,9	0,00567	0,94	6,0	0
	$Q_e$	13,16	kW		
	$Q_a$	17,57	kW		
	$Q_g$	18,41	kW		
	$Q_c$	14,00	kW		
	COP	0,75			

Figura 8– Simulação no ciclo para obtenção de  $Q_G$

- Sistema Solar

- Determinação da área coletora teórica

Utilizando a equação 6 pôde-se calcular a área necessária para fornecer a taxa de calor  $Q_G$ . Os valores utilizados e o resultado se encontram na tabela VIII.

TABELA VIII– TABELA DE CÁLCULO DA ÁREA COLETORA

$Q_G$ (KW)	I (KWh/m <sup>2</sup> d)	$\eta$	A (m <sup>2</sup> )
18,41	4,84	0,6	44,47

Os valores da irradiação solar média foram obtidos por SOLARTERRA (2016). O valor da insolação diária média (7 horas por dia) utilizada para o cálculo foi fornecida pela ANEEL (2014).

- Análise teórica do valor de m<sup>2</sup> de coletor/ kW de arrefecimento

Utilizando a relação área necessária (44,47 m<sup>2</sup>) pela potência de refrigeração (13,16 kW) tem-se 3,37 m<sup>2</sup> de coletor/ kW de arrefecimento. O que se encontra entre os valores referenciados na metodologia (vide seção 3.3.1)

- Determinação do fluxo de água na taxa máxima e média no gerador

O fluxo de água na taxa máxima (18,41 kW) foi calculado com base na equação 2. As temperaturas utilizadas foram de 100°C na entrada da transferência e 93°C na saída da transferência. O fluxo de massa foi calculado em 0,624 kg/s.

- Determinação da área real utilizando um coletor do mercado

Depois de escolhido o coletor da FIBRATEC foi recalculada a área real de coleta. Este procedimento foi realizado pegando a área ideal (44,47 m<sup>2</sup>) dividindo pela área

de cada coletor (4,35 m<sup>2</sup>) dando um total de 10,22 coletores solares. Com isso deverão ser utilizados 11 coletores do modelo escolhido. O que nos fornece uma área real de 47,85 m<sup>2</sup>.

- Determinação da taxa de calor real no projeto da transferência utilizando o coletor escolhido

Com posse da nova área pode-se determinar a nova taxa máxima nas mesmas condições de irradiação e rendimento. Essa nova taxa servirá pra calcular o real aproveitamento energético durante o dia. A nova taxa foi calculado em 19,81 kW.

- Determinação da demanda média de energia diária

Sabendo que o consumo médio (9,205 kW) dar-se-á durante o período de funcionamento do recinto (total de 13 h diárias), pôde-se calcular a demanda média de energia diária. O valor calculado foi de 430794 kJ.

- Determinação da produção durante o período de insolação

Durante o período de 7h de insolação diária média numa taxa máxima de (19,81 kW) calcula-se a produção total de energia diária. Esse valor foi de 499212kJ.

- Cálculo de possível energia excedente e volume necessário para sua estocagem

Com a diferença de energia produzida e a energia demandada tem-se o excedente de energia. Este excedente foi calculado em 68418 kJ para o sistema. Este valor numa taxa média (9,205 kW) reserva energia para ser utilizada durante 7432,7 segundos (2,06 h). Para essa energia excedente são necessários numa taxa média de vazão (0,312 kg/s) um volume de 2319 litros.

- Geometria Solar

O coletor será orientado na posição ótima: com sua direção ao norte geográfico. A inclinação do coletor foi determinado segundo a equação 8. Segundo SOLARTERRA (2016) a latitude da cidade de Macaé é 22,35°. Logo a inclinação do coletor foi de 32,35°.

#### IV. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Na proposta de estabelecer um sistema de captação solar para a refrigeração do recinto, que fosse viável sob as

condições climáticas e espaciais do local a ser refrigerado, percebeu-se que a área do coletor apresenta alto grau de adequação à estrutura do módulo. Os resultados da área calculada para a instalação dos coletores (47,85 m<sup>2</sup>) e reservatório térmico (aproximadamente 2000 litros) demonstram a possibilidade dessa instalação no módulo (205,8 m<sup>2</sup>).

O trabalho se propôs a dimensionar a condição de projeto e não fez uma análise fora dessas condições. É importante ressaltar que esse dimensionamento é preliminar e que pode ser refinado com as análises propostas, mas este garantiu perceber que a ordem de grandeza da demanda solar é bastante inferior a área disponível do telhado, demonstrando uma indicação técnica da aplicação da tecnologia.

Outra observação deve-se à determinação da carga térmica. Comparando a carga térmica calculada pela norma e a empírica percebeu-se a proximidade desses valores de modo a validar os cálculos e os valores tomados como referência.

A planilha de cálculo utilizada para a determinação da taxa de calor a ser entregue ao gerador, além de fornecer esta informação, expõe informações significativas sobre o ciclo em seus diferentes pontos e nesta podem ser utilizadas diferentes condições iniciais de projeto, podendo ser empregada em futuras pesquisas.

Deve-se notar que, de acordo com o desenvolvimento de coletores mais eficientes no mercado, essa área de instalação pode ser diminuída. Também pode-se, para trabalhos futuros, calcular-se a necessidade da carga térmica de refrigeração das outras duas zonas que compõem o módulo. Obtendo as demandas das outras zonas consegue-se determinar as áreas coletoras necessárias para sua refrigeração. Como visto no presente trabalho, houve área que não foi utilizada no teto para aplicação de coletores, podendo aplicar mais desses equipamentos para refrigerar as outras zonas.

Tem-se como outra proposta para futuros trabalhos, a construção de um protótipo do sistema por absorção para a análise de eficiência deste equipamento de refrigeração, fazendo com que haja uma melhora no coeficiente de

performance do ciclo proposto. Assim como, uma análise econômica do projeto: levantamento de custos iniciais e tempo necessário de retorno deste investimento.

## V. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAVA- **Manual de capacitação em projetos de sistemas de aquecimento solar-Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento**. Ed: Abril, 2008. Disponível em: <<http://www.forumclima.pr.gov.br/arquivos/File/manual2008.pdf>> Acesso em: 13 de abril 2016.

ANEEL. **Atlas de energia elétrica**. Disponível em: <[http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia\\_Solar\(3\).pdf](http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar(3).pdf)>. Acesso em: 14 abril 2016.

ASHRAE 2001 **Handbook Committee ASHRAE**, American Society Of Heating, Refrigerating And Air conditioning Engineers. Atlanta 2001

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16.401: **Instalações de ar condicionado– sistemas centrais e unitários** - parte 1 (projetos das instalações), parte 2 (parâmetros de conforto térmico) e parte 3 (qualidade do ar interior). Rio de Janeiro, 2008.

BORGNAKKE, Claus, **Fundamentos da termodinâmica**/ Claus Borgnakke, Richards E. Sontang: tradução da sétima edição americana- São Paulo: Blucher, 2009.

EPE. **Consumo de energia elétrica por classe, 2016**. Disponível em: <[http://www.epe.gov.br/mercado/Documents/Box%20Mercado%20de%20Energia/Consumo%20Mensal%20de%20Energia%20E1%C3%A9trica%20por%20Classe%20\(regi%C3%B5es%20e%20subsistemas\)%20-%202004-2016.xls](http://www.epe.gov.br/mercado/Documents/Box%20Mercado%20de%20Energia/Consumo%20Mensal%20de%20Energia%20E1%C3%A9trica%20por%20Classe%20(regi%C3%B5es%20e%20subsistemas)%20-%202004-2016.xls)> Acesso em: agosto de 2016.

FIBRATEC. **Coletor Solar à vácuo**. Disponível em: [http://ns1.fibratec.com.br/br/produtos\\_info.php?linha=engenh](http://ns1.fibratec.com.br/br/produtos_info.php?linha=engenh)

[aria&categoria=aquecimento\\_solar2&idproduto=coletor\\_solar\\_vacuou](#)> Acesso em: Junho de 2016

GUIMARÃES, Luiz G. M. **Modelagem e construção de protótipo de Refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com o par água-brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa temperatura**. Tese de Mestrado. São João del-Rei, 2011.

HOLMGREN, Magnus. **Tabela de propriedades da água**. Disponível em: < <http://www.x-eng.com/>> Acesso em Abril de 2016.

IEA. **Solar Heat Worldwide- International Energy Agency**, 2016. Disponível em: <<http://www.iea-shc.org/data/sites/1/publications/Solar-Heat-Worldwide-2016.pdf>> Acessado em: agosto de 2016

KALOGIROU , SOTERIS. **Solar energy engineering: processes and systems** / Soteris Kalogirou. — 1st ed. 2009

MARTINELLI JÚNIOR, Luiz C., **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus** / Luiz Carlos Martinelli Júnior.- Guaratinguetá, 2008

MENNA, Márcio R. M. **Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção**. Tese de Mestrado. UNIOESTE, Toledo, 2008.

MME .“**Energia Solar no Brasil e no Mundo – Ano de Referência – 2014**” MME (Ministério de Minas e Energia). Disponível em: <[http://www.mme.gov.br/documents/10584/1143612/24+-+Energia+Solar+2014+--+Brasil+e+Mundo+\(PDF\)](http://www.mme.gov.br/documents/10584/1143612/24+-+Energia+Solar+2014+--+Brasil+e+Mundo+(PDF))> Acesso em: 14 abril 2016

PINHO, G. **Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos**. Rio de Janeiro: CEPEL-CRESEB , 2014 .

PORTAL ENERGIA. **Energia Solar Térmica Manual sobre tecnologias, projetos e instalações**. 2004. Disponível em: <<http://www.marioloureiro.net/tecnica/energSolar/guia-tecnico-manual-solartermico.pdf>> Acesso em: Maio de 2016.

SIMERJ. **Sistemas de meteorologia do estado do rio de janeiro**, 2006. Rio de Janeiro. Disponível em: <[http://www.simerj.com/boletim/2006/clima\\_abr06.htm](http://www.simerj.com/boletim/2006/clima_abr06.htm)> Acessado em: Abril de 2016.

SOLARTERRA. **Dados de insolação solar média e latitude para diferentes cidades do Brasil**. Disponível em: <<http://luizmeira.com/dados/recicla/sol-brasil.pdf>> Acesso em: Maio de 2016.

STOECKER, W. F., e JONES, J. W., 1985, “**Refrigeração e Ar Condicionado**”, Editora Mcgraw-Hill doBrasil.

UNIVERSIDADE DO SOL. **Relatório técnico: Eficiência de coletores solares e comparações entre tubos evacuados e coletores planos**. São Paulo, 2013.

WANG, Shan K. (ShanKuo)  
**Handbook of air conditioning and refrigeration** / Shan K. Wang—2nd ed. New York 2001