



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

Lucas de Oliveira Alves

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
submetido ao Corpo Docente da Engenharia
Mecânica do Campus Macaé da Universidade
Federal do Rio de Janeiro, como parte dos
requisitos necessários à obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico.

Orientador: Diego Cunha Malagueta

Macaé – RJ
Julho de 2016

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

Lucas de Oliveira Alves

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO
AO CORPO DOCENTE DA ENGENHARIA MECÂNICA DO CAMPUS MACAÉ
DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Examinada por:

Prof. Diego Cunha Malagueta, D.Sc.

Prof. Marcelo Silva, M.Sc.

Eng. Daniel Vasconcellos de Sousa Stilpen, M.Sc.

MACAÉ, RJ – BRASIL

JULHO DE 2016

Alves, Lucas de Oliveira

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 / Lucas de Oliveira Alves - Macaé: UFRJ, 2016.

XIII, 64 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Diego Cunha Malagueta

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – UFRJ-Macaé/ Engenharia Mecânica, 2016.

Referências Bibliográficas: p. 62-64.

1. Refrigeração solar. 2. Coletores solares. 3. Ciclo de absorção. I. Alves, Lucas de Oliveira II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ-Macaé, Engenharia Mecânica. III. Título.

Dedico principalmente a Deus, não apenas por ser criador do fôlego de vida em mim, mas pela força necessária para a conclusão desta etapa em minha vida.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus pela força concedida ao longo de toda graduação, assim como a fé necessária para vencer os obstáculos existentes durante a vida acadêmica.

Agradeço aos meus pais e familiares por todo apoio e esforço para tornar esse período da minha formação mais agradável. Em especial minha irmã Dayane, por todos os momentos que esteve ao meu lado apoiando, consolando e incentivando para não desistir do meu sonho.

Ao tio Paulo e à tia Rejane que me acolheram na cidade onde me graduei, fazendo-me sentir em casa. Ao Geraldo e à Rosa por todo apoio durante esses anos. Aos meus amigos da faculdade e da minha cidade, que sempre me fizeram acreditar que eu conseguiria concretizar meus projetos.

Ao professor Marcelo Silva e ao engenheiro Daniel Stilpen pela disponibilidade de participarem da minha banca de avaliação, de modo a agregar melhorias a este projeto.

Por fim, mas com devida importância, ao meu orientador e professor Diego Malagueta que realizou com êxito a função de me orientar e mostrar-me sempre, com palavras otimistas, que seria capaz de realizar este trabalho.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado a Universidade Federal do Rio de Janeiro como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

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

Lucas de Oliveira Alves

Julho / 2016

Orientador: Diego Cunha Malagueta

Curso: Engenharia Mecânica

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.

Abstract of the Graduation Project submitted to the UFRJ as part of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

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

Lucas de Oliveira Alves

Julho / 2016

Advisor: Diego Cunha Malagueta

Course: Mechanical Engineering

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

The starting point of the project is to estimate 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 from Design radiation levels. The system then collectors is dimensioned to supply the heat necessary to operate the adsorption cycle design conditions.

Sizing is able to conclude that the cooling rate can be properly supplied by the absorption cycle and the available area of the roof is much higher than required for the collectors, thus indicating the technical feasibility of the proposal, which then justifies the study recommendation future for further analysis of operating conditions outside the project and its costs.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVO.....	1
1.2 JUSTIFICATIVA.....	2
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	2
2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1 ENERGIA SOLAR	3
2.2 REFRIGERAÇÃO POR CICLO DE ABSORÇÃO	9
2.2.1 Refrigeração	9
2.2.2 Ciclo de absorção	11
2.3 SISTEMA SOLAR PARA AR CONDICIONADO	19
3 - PROCEDIMENTO METODOLÓGICO.....	25
3.1 OBTENÇÃO DA CARGA TÉRMICA	25
3.1.1 Carga térmica da Envolvória.....	27
3.1.1.1 Carga térmica de Condução	27
3.1.1.2 Insolação	27
3.1.2 Carga térmica Interna	29
3.1.2.1 Pessoas no recinto.....	29
3.1.2.2 Iluminação por lâmpadas.....	30
3.1.2.3 Equipamentos.....	31
3.1.2.4 Motores	32
3.1.2.5 Outras fontes de calor.....	34
3.1.3 Carga térmica devido ao ar exterior	35
3.1.4 Carga térmica empírica	36
3.2 CÁLCULO NO CICLO DE ABSORÇÃO	36
3.2.1 Evaporador	39
3.2.2 Absorvedor	40
3.2.3 Trocador de calor	40
3.2.4 Bomba de solução	40

3.2.5 Gerador.....	41
3.2.6 Condensador.....	41
3.2.7 Propriedades do Brometo de Lítio.....	42
3.2.8 Planilha de cálculo	43
3.3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE CAPTAÇÃO SOLAR	48
3.3.1 Área coletora e volume de armazenamento.....	48
3.3.2 Geometria Solar	51
4 - RESULTADOS.....	53
4.1 CARGA TÉRMICA	53
4.2 CICLO DE ABSORÇÃO	57
4.3 SISTEMA SOLAR.....	58
5 - CONCLUSÃO E PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS	61
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	62

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Local a ser instalado o sistema de refrigeração	1
Figura 2: Órbita da Terra em torno do Sol.	4
Figura 3: Ilustração dos ângulos solares em relação ao plano horizontal.	4
Figura 4: Componentes da radiação	5
Figura 5: Radiação Global diária- média anual típica.	7
Figura 6: Principais países na utilização de energia solar térmica.	8
Figura 7: Tipos de concentradores solares	9
Figura 8: Ciclo de compressão de vapor	11
Figura 9: Ciclo de Absorção de vapor.....	12
Figura 10: Pressão de equilíbrio do vapor de água	17
Figura 11: Diagrama temperatura-pressão-saturação de soluções saturadas de LiBr-água	18
Figura 12: Entalpias de soluções de LiBr-água.....	19
Figura 13: Esquema de um sistema de refrigeração por absorção utilizando energia solar	20
Figura 14: Exemplo de reservatório térmico horizontal.....	21
Figura 15: Componentes de um reservatório térmico	21
Figura 16: Coletor tubo à vácuo.....	22
Figura 17: Perfil do coletor tubo à vácuo de fluxo direto	23
Figura 18: Perfil do coletor tubo à vácuo de tubo de aquecimento.....	24
Figura 19: Esboço simplificado do recinto.....	26
Figura 20: Esquema do ciclo de absorção do projeto.....	37
Figura 21: Gráfico PxT para o ciclo de absorção.....	38
Figura 22: Modelo do ciclo de absorção proposto por KALOGIROU (2009).....	46
Figura 23: Coletor tubo à vácuo da Fibratec	50
Figura 24: Desvio do Norte Geográfico (ângulos azimutais de superfície)	51
Figura 25: Ilustração do ângulo de inclinação da placa solar.....	52
Figura 26: Esboço do recinto	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Geração e Potência Instalada Solar no Mundo.....	6
Tabela 2: Lista de pares de refrigerante-absorvente.....	14
Tabela 3: Algumas propriedades do brometo de lítio	16
Tabela 4: Valores médios da quantidade de calor emitida por pessoas em diferentes atividades e locais	30
Tabela 5: Valores da potência dissipada por diferentes níveis de iluminação	31
Tabela 6: Potência dissipada de alguns equipamentos	32
Tabela 7: Potência dissipada de alguns equipamentos	32
Tabela 8: Emissão de calor de alguns motores.....	33
Tabela 9: Emissão de calor de fontes diversas	34
Tabela 10: Resultados ciclo de absorção proposto por KALOGIROU (2009)	47
Tabela 11: Resultado da Planilha de Cálculo utilizando os valores da referência bibliográfica.47	
Tabela 12: Valores para o cálculo e o resultado do calor por condução	54
Tabela 13: Valores para o cálculo e o resultado do calor por insolação	54
Tabela 14: Valores para o cálculo e o resultado do calor emitido por pessoas no recinto	55
Tabela 15: Valores para o cálculo e o resultado do calor emitido por lâmpadas	55
Tabela 16: Valores para o cálculo e o resultado do calor emitido por equipamentos no recinto	55
Tabela 17: Valores para o cálculo e o resultado da vazão do ar exterior	56
Tabela 18: Valores para o cálculo e o resultado do calor devido ao ar exterior.....	56
Tabela 19: Valores de cada parcela do calor e o resultado do calor total	56
Tabela 20: Valores de entrada do ciclo	57
Tabela 21: Simulação no ciclo para obtenção de QG	58
Tabela 22: Tabela de cálculo da área coletora	58

LISTAS DE SÍMBOLOS

A	Área normal ao fluxo de calor
A_C	Área do coletor
A_o	Área útil ocupada pelas pessoas
c	Calor específico
F_a	Vazão por área útil
F_p	Vazão por pessoa
g	Aceleração da gravidade
h	Entalpia
h_e	Entalpia na entrada
h_s	Entalpia na saída
h_{ex}	Coefficiente de transferência de calor externo
I	Intensidade de radiação solar incidente
I_{proj}	Irradiação solar de projeto incidente
\dot{m}	Fluxo mássico
\dot{m}_e	Fluxo mássico na entrada
\dot{m}_s	Fluxo mássico na saída
P	Potência do motor
p	Número de pessoas
Q	Quantidade de calor
Q_A	Calor cedido pelo absorvedor
Q_C	Calor cedido pelo condensador
Q_e	Calor cedido ao evaporador
Q_G	Calor cedido ao gerador
$\dot{Q}_{v.c.}$	Taxa de calor no volume de controle
t	Temperatura
t_e	Temperatura do ar externo
t_i	Temperatura do ar interno
U	Coefficiente global de transferência de calor
V	Vazão eficaz de ar exterior
V_e	Velocidade do fluido na entrada
V_f	Velocidade do fluido na saída

x	Concentração da solução
W	Trabalho da bomba
$\dot{W}_{V.C.}$	Trabalho no volume de controle
Z_e	Cota na entrada
Z_s	Cota na saída
α	Coeficiente de absorção de radiação solar
ΔT	Diferença entre temperaturas
η_m	Rendimento do motor
ρ	Massa específica
τ	Coeficiente de transmissão de radiação solar

1 - INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVO

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 do campus universitário da UFRJ em Macaé. O local a ser refrigerado é uma das três zonas presentes no módulo mostrado na figura 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 1: Local a ser instalado o sistema de refrigeração
Fonte: Própria

1.2 JUSTIFICATIVA

Segundo RODRIGUES E MATAJS (2004) a tecnologia termossolar possui grandes vantagens ambientais, sociais e econômicas, pois esta pode substituir as formas de energia hidroelétrica e combustíveis fósseis. As instalações termossolares contribuem significativamente na redução dos danos ambientais causada pelas fontes convencionais, pois esta não produz emissão de gases tóxicos que favorecem ao aquecimento global ou que possa colocar em em risco a segurança e saúde da população local, assim como, não necessita de uma forte alteração do meio para sua instalação.

Devido à uma boa disponibilidade de área para aplicação de coletores solares no teto do recinto a ser refrigerado e pela cidade de Macaé apresentar uma boa radiação solar durante o ano, há a possibilidade de instalar neste recinto um sistema de ar condicionado solar.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

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. 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 da energia excedente.

Primeiramente, será realizada uma revisão bibliográfica de modo a introduzir os assuntos como: energia solar, o ciclo de absorção e a configuração de um sistema de refrigeração solar. Posteriormente, será descrito a metodologia utilizada em cada parte do projeto (determinação da carga térmica, determinação da taxa de calor no gerador e o dimensionamento do sistema solar). Por fim, serão apresentados os resultados de cada parte do trabalho de modo a obter uma conclusão das informações adquiridas.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ENERGIA SOLAR

A maioria das fontes de energia estão relacionadas de forma indireta a energia solar, seja ela eólica, combustíveis fósseis, hidráulica, biomassa, entre outras. Porém, é possível obtê-la 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).

O estudo da obtenção desse tipo de energia é de extrema importância devido à sua complexidade, pois com os movimentos de rotação e translação da terra, a radiação solar sofre alteração de acordo com a latitude e a posição no tempo, fazendo com que haja uma distribuição não uniforme dessa energia incidente durante o ano.

A terra, quando realiza seu movimento de translação, move-se numa trajetória elíptica e o seu eixo em relação ao plano normal a esta elipse possui uma inclinação de $23,45^\circ$. Combinando essa inclinação com o translado em torno do sol originam-se as estações do ano, o que caracteriza a não uniformidade da radiação do sol ao longo do ano em uma determinada área. Essas diferenças ao longo do ano trazem como consequência não só a alternância da intensidade da radiação, como também a diferença da duração dessa exposição de energia ao longo do dia. Desta forma, tem-se dias mais longos no Hemisfério Sul durante o solstício de verão, dias de menor duração durante o solstício de inverno e dias com durações similares para os equinócios (PINHO, GALDINO, 2014). A figura 2 mostra a distribuição dos raios solares de acordo com a inclinação no movimento e a relação com as estações do ano.

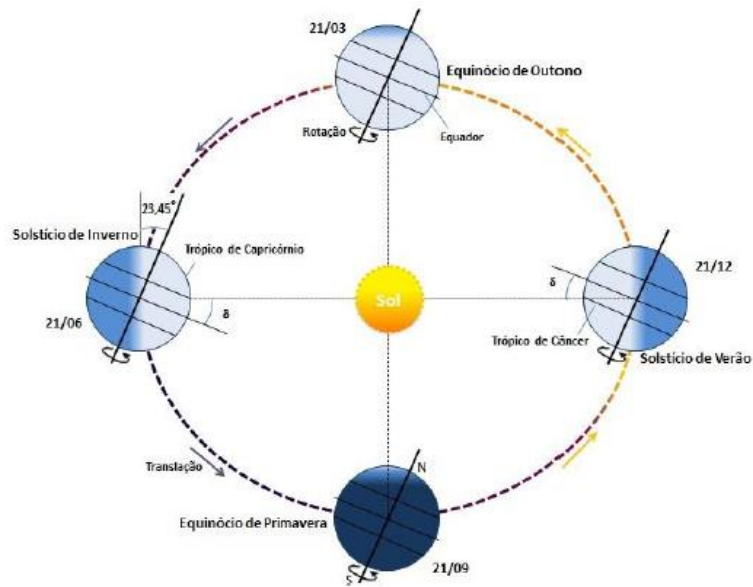


Figura 2: Órbita da Terra em torno do Sol.
 Fonte: (PINHO, GALDINO, 2014)

Essa composição de movimentos resulta em diferentes geometrias dos raios solares em relação ao eixo terrestre, que são importantes no estudo dos coletores solares. As relações geométricas dos ângulos e incidência são apresentadas segundo a figura 3 (PINHO, GALDINO, 2014).

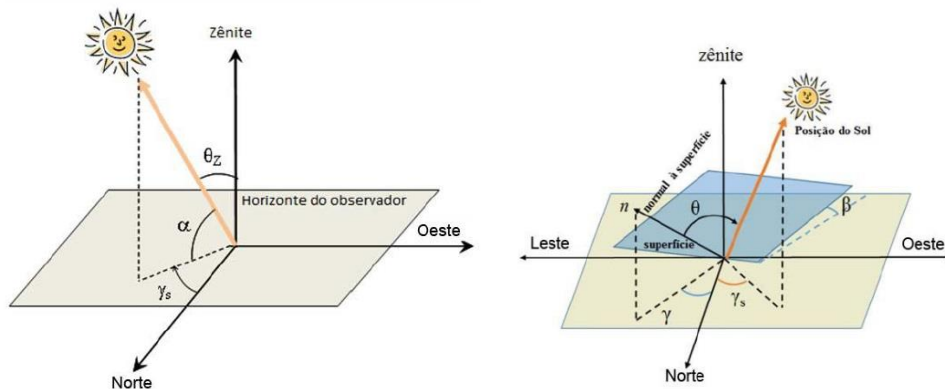


Figura 3: Ilustração dos ângulos solares em relação ao plano horizontal.
 Fonte: (PINHO, GALDINO, 2014)

Onde:

- θ_Z é o ângulo zenital, formado entre os raios locais e a vertical local (Zênite)
- α é a elevação solar, ângulo entre os raios do Sol e a projeção destes sobre o plano horizontal

- γ_S é o azimute solar, ângulo formado entre a projeção dos raios do sol no plano horizontal e a direção Norte-Sul
- γ é o ângulo azimutal da superfície, formado entre a projeção da normal à superfície no plano horizontal e a direção Norte-Sul
- β é a inclinação da superfície de captação, ângulo formado entre o plano da superfície e o plano horizontal
- θ é o ângulo de incidência, ângulo formado entre os raios solares e a normal à superfície de captação.

É importante observar que a radiação emitida na superfície terrestre pode ser dividida em duas categorias principais: a componente direta e a componente difusa. A primeira está relacionada à porção que incide diretamente sobre o coletor, onde os raios providos diretamente do Sol são absorvidos por este. A segunda é relacionada a toda radiação que sofre dispersão na atmosfera e atinge o coletor. Porém, essas duas componentes não são as únicas a atingir o coletor, por este se encontrar inclinado este recebe a porção que sofre reflexão em obstáculos presentes na área estudada (albedo), como: relevo descontínuo, asfalto, vegetação, entre outros (PINHO, GALDINO, 2014). A figura 4 ilustra a emissão dos raios solares que atingem o coletor.

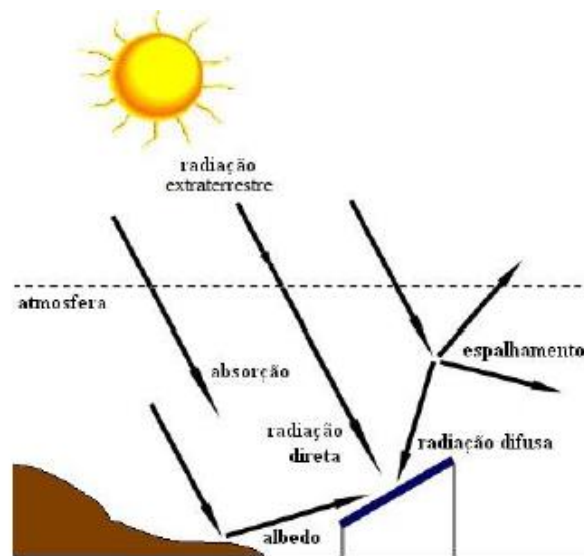


Figura 4: Componentes da radiação
 Fonte: PINHO et al 2008 apud PINHO, GALDINO, 2014

Dessa energia solar aproveitada, há duas vertentes mais utilizadas: uma é o aproveitamento para geração direta de energia elétrica em painéis fotovoltaicos e outra é aquecimento de fluido (de baixa, média e alta temperatura e pode até ser usado também

para geração elétrica, dependendo da temperatura atingida). A energia solar têm sido fonte de estudo pela sua grande importância e por constituir uma forma de energia obtida por fonte inesgotável, mesmo que inconstante. Segundo o boletim emitido pelo Ministério de Minas e Energia- Energia Solar no Brasil e no Mundo (MME, 2014), o mundo poderá em 2050 possuir 11% da energia elétrica vinda da energia solar. O Brasil estará nessa data entre os 20 maiores produtores de energia elétrica por essa fonte.

A Alemanha é o país com maior produção de energia elétrica através do Sol. O MME (2014) listou em um de seus boletins anuais os maiores produtores mundiais, como mostrado na tabela 4. Segundo esse mesmo estudo os cinco primeiros países são responsáveis por mais de 70% da produção mundial.

Tabela 1: Geração e Potência Instalada Solar no Mundo

País	Geração (TWh)	% da Geração Total	Potência Instalada (MW)	Fator de Capacidade (%)	Expansão no Ano (GW)
1 Alemanha	34,9	5,7	38.200	10,7	1,9
2 China	29,1	0,5	28.199	14,5	10,6
3 Itália	23,7	8,6	18.460	14,8	0,4
4 Japão	19,4	1,9	23.300	12,0	9,7
5 Estados Unidos	18,5	0,4	18.280	13,9	6,2
6 Espanha	13,7	5,0	5.358	29,2	0,0
7 França	5,9	1,1	5.660	13,0	0,9
8 Austrália	4,5	1,8	4.136	14,0	0,9
9 Grécia	4,5	9,5	2.595	19,9	0,0
10 Índia	4,4	0,3	3.062	18,6	0,7
11 Inglaterra	3,9	1,2	5.228	11,2	2,4
12 Bélgica	3,1	4,3	3.074	11,6	0,1
13 Coreia do Sul	2,5	0,5	2.384	14,6	0,9
14 Rep. Tcheca	2,1	2,5	2.134	11,4	0,0
15 Tailândia	1,5	0,9	1.299	15,7	0,5
Outros	14,2	0,2	19.027	9,8	5,0
Mundo	185,9	0,8	180.396	13,2	40,2
% do mundo	0,8		3,0		18,3

Fonte: MME, 2014

Segundo RODRIGUES E MATAJS (2004) “O Brasil é um país com um enorme potencial solar: praticamente em todo o território encontra-se mais de 2200 horas de insolação com um potencial equivalente a 15 trilhões de MWh.” Tendo-se que no ano de 2015 o consumo nacional de eletricidade foi de aproximadamente 464 milhões de MWh (EPE, 2016), verifica-se que o potencial de energia equivale a 26,6 mil vezes o consumo nacional.

O Brasil possui um grande recurso solar, para incentivar a produção de energia através deste, o Governo Federal do Brasil lançou programas como o ProGD (2015), financiamento pelo BNDES, e outros incentivos de redução de impostos. Segundo o

MME (2014) o Brasil conta com 15 MW de potência instalada, e 311 instalações, com projeção para 2024 de uma capacidade instalada de 8300 MW.

Em relação a coletores solares para o aproveitamento térmico, hoje, há aproximadamente 11.017.333 m² instalados (IEA, 2016). O Brasil possui um grande potencial energético solar e tem, em sua região Nordeste, os maiores valores de irradiação solar global (ver figura 5), pois apresenta a maior média e uma baixa variabilidade comparada as outras regiões. A irradiação brasileira anual média varia entre 1220 e 2400 KWh/m²/ano (ANEEL, 2014).

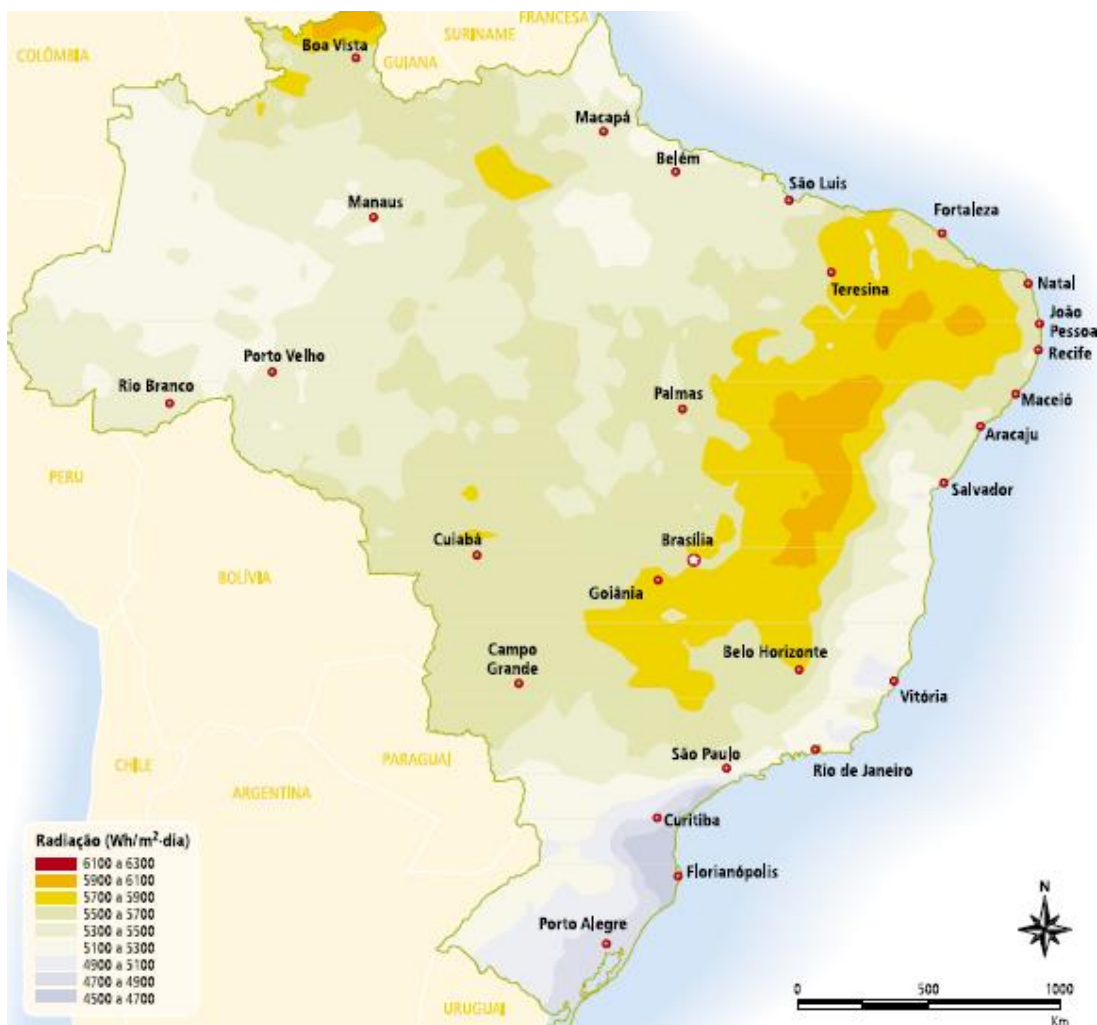


Figura 5: Radiação Global diária- média anual típica.
Fonte: ANEEL, 2014

Em relação à utilização da energia solar para fins térmicos em nível mundial, apenas nos anos 70 houve um considerado nível de utilização e nos anos 90 um significativo avanço na tecnologia, afetando profundamente na qualidade, na confiabilidade e na eficiência de diversos modelos. 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). Os principais países na instalação desta tecnologia podem ser vistos na figura 6.



Figura 6: Principais países na utilização de energia solar térmica.
Fonte: ABRAVA (2008)

O aproveitamento térmico dessa radiação pode ser realizado através de coletores solares ou concentradores solares mais conhecidos como CSP (*Concentrating Solar Power*). Os coletores solares são utilizados quando necessário obter-se baixas temperaturas (até 100°C aproximadamente), geralmente são utilizados para fins residenciais, porém também podem ser aplicados para aquecimento de fluidos para fins industriais. Esses coletores geralmente são planos e possuem tubos por onde passa o fluido e um vidro transparente que contribui para o aprisionamento dos raios, criando uma estufa. Já os concentradores podem trabalhar com temperaturas mais elevadas, os quais recebem a energia do Sol numa área de grande dimensão e concentra em uma de menor, fazendo com que haja um bom aumento de temperatura do fluido que percorre esta menor área. Essa superfície pode ser plana, parabólica ou esférica, e possui quatro variantes: Fresnel, Torre Solar, Calha Parabólica e Disco Solar conforme a figura 7 (ANEEL,2014).



Figura 7: Tipos de concentradores solares
Fonte: MME, 2014

Neste trabalho será utilizado um coletor solar para o aquecimento do fluido. 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).

Até 2006 o Brasil possuía um mercado, unicamente, constituído por coletores solares planos, mas com o surgimento de novas necessidades industriais e domésticas coube a especialização de profissionais e empresas para o projeto, construção e instalação dos coletores tubulares à vácuo nos últimos anos (UNIVERSIDADE DO SOL, 2013).

2.2 REFRIGERAÇÃO POR CICLO DE ABSORÇÃO

2.2.1 Refrigeração

Desde os tempos antigos o homem procurou formas de manter-se em conforto térmico, buscando ambientes ou condições que proporcionassem uma sensação térmica

agradável. 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)

Refrigeração pode ser definido como o processo de retirar energia térmica de um determinado local de forma controlada. Segundo STOECKER e JONES(1985) a refrigeração possui seu maior emprego no condicionamento de ar por aparelhos chamados de ar condicionado, mesmo que visto em outras áreas como a refrigeração industrial (conservação de alimento, remoção de calor de substâncias químicas, entre outros). Para o condicionamento desse ar deve levar-se em conta parâmetros como temperatura, umidade e distribuição do ar.

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 de compressão de vapor teórico é basicamente a compressão do refrigerante no compressor de forma adiabática reversível. O fluido que se encontrava antes na pressão do evaporador e título de valor 1 é comprimido até sua pressão de condensação e deixa o compressor superaquecido a uma temperatura maior que a de condensação. Ao passar pelo condensador, este rejeita calor para o meio externo a pressão constante até atingir a temperatura de condensação e posteriormente se tornar líquido saturado. Depois de passar pelo condensador este refrigerante vai para um dispositivo de expansão onde o vapor se expande de forma irreversível à entalpia constante até a pressão de vaporização. Por fim, no evaporador ocorre uma transferência de calor do vapor úmido a pressão e temperatura constante até se tornar vapor seco, onde esse calor retirado tem como consequência a refrigeração do ambiente proposto (GUIMARÃES, 2011).

Logo, de forma simplificada, o compressor tem como função sugar e comprimir o vapor refrigerante; o condensador de condensar o vapor e retorná-lo ao estado líquido; a válvula de expansão de reduzir a pressão e temperatura do líquido de forma a regular seu fluxo para que possa passar somente a vazão instantânea adequada; e por fim, o evaporador de absorver o calor latente do ambiente de forma a evaporar o fluido

(MARTINELLI JÚNIOR, 2008). A figura 8 demonstra cada componente do ciclo e a orientação do fluxo do refrigerante.

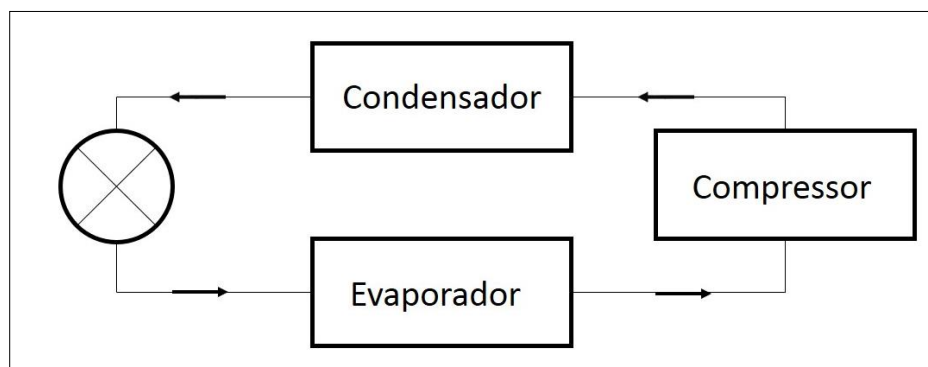


Figura 8: Ciclo de compressão de vapor
Fonte: Elaboração própria

O ciclo por compressão de vapor demanda altos valores de consumo de energia elétrica devido ao alto trabalho requerido no compressor, logo em vários casos se torna mais recomendada a utilização de sistemas que utilizam outros tipos de energia como fonte principal, como é o caso dos ciclos por absorção de vapor que utilizam calor para seu funcionamento (BORGNAKKE, 2009). Como o ciclo de absorção se apresenta como um dos principais objetos de estudo deste trabalho, seus conceitos serão detalhados na próxima seção.

2.2.2 Ciclo de absorção

O ciclo de absorção é um ciclo operado a calor e constitui-se basicamente por: gerador, condensador, válvulas de expansão, evaporador, absorvedor, bomba, e em algumas configurações pode ser colocado um trocador de calor para otimizar a performance do ciclo. Este ciclo 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 (BORGNAKKE, 2009).

Basicamente, o ciclo funciona quando 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. Este refrigerante com uma menor temperatura e na baixa pressão esse refrigerante 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).

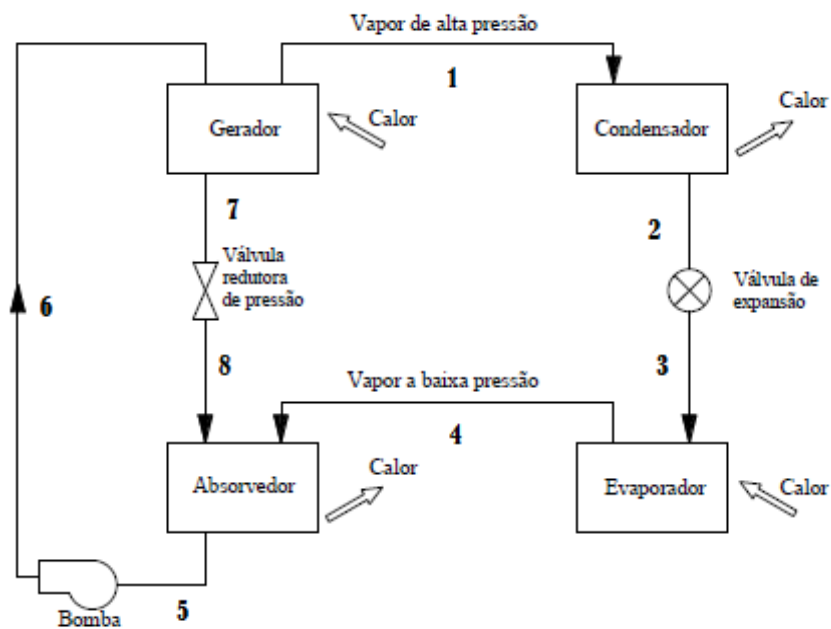


Figura 9: Ciclo de Absorção de vapor
 Fonte: STOECKER(1985) Adaptado

O funcionamento desse ciclo é fundamentado na propriedade de alguns fluidos terem a capacidade de serem absorvidos a frio por determinados líquidos ou soluções salinas. Quando concentrada e aquecida, essa solução sofre destilação e o vapor será rico no fluido mais volátil, o qual posteriormente separado, confere o processo de resfriamento. Essa propriedade é muito válida nesse processo já que em contato novamente com o líquido, o fluido vaporizado pode ser absorvido por este fazendo um processo cíclico contínuo, pois ainda proporciona um abaixamento de pressão imprescindível para seu funcionamento (WANG, 2001).

Dentre os diversos componentes que podem compor um ciclo de absorção, destacam-se (MENNA, 2008; GUIMARÃES, 2011; STOECKER, 1985):

- Gerador: onde ocorrerá a separação entre o refrigerante e o absorvente com a introdução de calor no sistema conectado a uma fonte de calor. Este acolhe a solução rica que vem da bomba e com temperatura constante evapora a solução separando o par. Este componente é um trocador de calor, geralmente, do tipo casco e tubos ou placas.
- Condensador: é o componente que fica em contato com o ambiente onde será despejado o calor geralmente através de ar ou água para a condensação do vapor. O material desses componentes, em sua maior parte são de cobre (pequenas instalações) ou aço carbono (instalações de grande porte).
- Dispositivo de expansão: componente responsável, principalmente, por reduzir a pressão da pressão de condensação para a de evaporação. Como não há trocas de calor nem realização de trabalho, nesse componente ocorre um processo isentálpico. No ciclo há dois dispositivos com esse propósito, um já citado, e outro para reduzir a pressão da solução pobre em refrigerante que vai para o absorvedor.
- Evaporador: componente em contato com o recinto que se deseja produzir o efeito de resfriamento. Neste componente o refrigerante em menor temperatura que o ambiente refrigera o recinto quando em contato com o ar que se encontra em maior temperatura, evaporando-se. Os evaporadores geralmente são formados por cobre e alumínio quando são de pequeno porte, já para evaporadores de grande porte utilizados para fins industriais, estes são formados por aço carbono.
- Absorvedor: é o componente responsável em promover a mistura do refrigerante e do absorvente propiciando que a mistura retorne ao gerador. Este componente opera na mesma pressão que o evaporador e geralmente são acoplados num mesmo local. Vale ressaltar, que este componente deve ser arrefecido com ar ou água já que a absorção do vapor pelo absorvente é exotérmico.
- Bomba de recirculação: componente responsável por elevar da pressão baixa até a alta pressão do ciclo bombeando a solução vinda do absorvedor para o

gerador. Por isso é necessário bombas que consigam estabelecer essa diferença de pressão.

Diversos pares refrigerante-absorvente podem ser utilizados para tal funcionamento, MARTINELLI JÚNIOR (2008) listou os principais tipos de pares que podem conferir os efeitos de refrigeração combinados, como mostra a Tabela 2.

Tabela 2: Lista de pares de refrigerante-absorvente

ABSORVENTE	REFRIGERANTE
-------------------	---------------------

Solução de água e brometo de lítio	Água
Água	Amônia
Nitrato de lítio	Amônia
Ácido sulfúrico	Água
Solução de cloreto de lítio e metanol	Metanol
Sulfocianeto de amônia	Amônia
Glicol etílico	Metil amina

Fonte: MARTINELLI JÚNIOR (2008)

Dentre os pares listados os que são amplamente utilizados são o brometo de lítio – água e água-amônia, devido a diversos critérios que têm que ser obedecidos para o emprego industrial, residencial, entre outros. Segundo a associação americana ASHRAE (2001) os critérios que os pares devem obedecer para serem aplicados em sistemas de absorção de vapor são:

- **Ausência de fase sólida:** o par não pode formar sólidos em um determinado intervalo de composição e temperatura. Se este cristalizar irá interromper o fluxo e ocasionar a parada do equipamento de refrigeração, para isso é necessário controle na faixa de solubilidade que o par possa estar.
- **Relação de volatilidade:** no par, o refrigerante deve apresentar uma alta volatilidade para separa-se facilmente do absorvente.
- **Afinidade:** A relação de afinidade química entre o absorvente e refrigerante deve ser alta para o processo de absorção, pois isso reduz a quantidade de absorvente no ciclo, porém deve se ter cuidado, pois alta afinidade também

requer altas temperaturas no gerador onde será necessária a separação do par. Com isso deve haver uma análise no par sobre essa relação, para que não haja um alto gasto de energia para o funcionamento do ciclo.

- **Pressão:** torna-se necessário no ciclo uma operação com pressões moderadas, pois altas pressões necessitam de equipamentos mais espessos, e pressões de baixos valores necessitam de equipamentos mais espaçosos e dispositivos que controlem a perda de carga quando o refrigerante se encontra na fase de vapor.
- **Estabilidade:** é necessário uma alta estabilidade química, pois os fluidos em sua vida no equipamento serão colocados a condições severas. A instabilidade pode acarretar em formações indesejáveis de gases, sólidos ou substâncias corrosivas. A necessidade de uma alta pureza é crítica para o funcionamento em alto desempenho e prevenção de corrosão no equipamento.
- **Corrosão:** A maior parte dos fluidos utilizados no ciclo de absorção possuem poder corrosivo, assim faz-se necessário uso de inibidores de corrosão para seu funcionamento.
- **Segurança:** Devem ser seguidos critérios rígidos para fluidos tóxicos, inflamáveis ou de alta pressão.
- **Propriedades de transporte:** Deve ser considerada para a escolha do par critérios como a viscosidade, a tensão superficial, a difusividade térmica e difusividade de massa.
- **Calor latente:** O calor latente do refrigerante deve ser elevado para que possa minimizar a taxa de circulação de refrigerante e absorvente.
- **Solidez ambiental:** O par não pode ter um fator de grande potencial para o aquecimento global nem para destruição da camada de Ozônio.

Neste trabalho será considerado como par de fluido o brometo de lítio e água, sistema 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.

A concentração do fluido é de extrema importância para o funcionamento do ciclo e seu respectivo coeficiente de performance. Como visto, o fluido que percorre o ciclo é uma mistura binária do refrigerante (soluto) e do absorvente (solvente), faz-se necessário o conhecimento de uma propriedade deste, a concentração. A concentração da mistura é dada pela Equação 1:

$$x = \frac{\text{massa do refrigerante}}{\text{massa do refrigerante} + \text{massa do absorvente}} \quad (1)$$

O absorvente, brometo de lítio, é um sal cristalino que em contato com o vapor d'água absorve esse vapor de forma a transformar em uma solução líquida. Na tabela 3 detalham-se algumas propriedades do brometo de lítio (MARTINELLI JÚNIOR, 2008).

Tabela 3: Algumas propriedades do brometo de lítio

PROPRIEDADE	VALOR
MASSA MOLECULAR	86,845 g/mol
APARÊNCIA	Pó cristalino branco
MASSA ESPECÍFICA	3464 kg/m ³ (sólido)
PONTO DE FUSÃO	552°C
PONTO DE EBULIÇÃO	1265°C
PSOLUBILIDADE EM ÁGUA	177 g/100ml (20°C)

Fonte: MARTINELLI JÚNIOR (2008)

Para explicar a relação de pressão existente no ciclo de absorção, STOECKER (1985) propõe dois vasos ligados sendo que um contém solução de brometo de lítio e água e outro água pura. Cada líquido exerce uma pressão de vapor e essas pressões de vapor no equilíbrio são iguais em determinadas condições de temperatura, concentração e pressão. A figura 10 propõe uma combinação de equilíbrio, porém muitas outras combinações podem ser obtidas através do gráfico na figura 11. Este gráfico pode ser aplicado para condições de saturação em que a solução está em equilíbrio com o vapor de água.

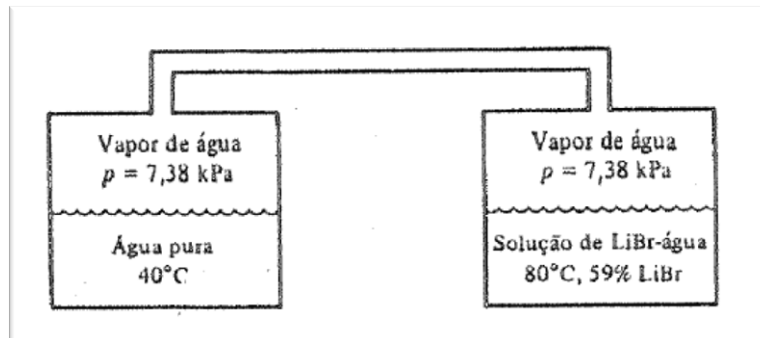


Figura 10: Pressão de equilíbrio do vapor de água
Fonte: STOECKER(1985)

Uma importante ferramenta no estudo da solução binária de água e brometo de lítio é o diagrama temperatura-pressão-saturação (Figura 11). Com este diagrama observar-se as regiões do gráfico onde têm-se condições de temperatura, pressão e vapor que levam à cristalização da solução. Nestas condições a solução começa a tornar-se um sal cristalino, o que se torna um problema para o sistema de absorção. Hoje há métodos que trabalham com valores distante da curva e componentes que impedem a realização deste fenômeno.

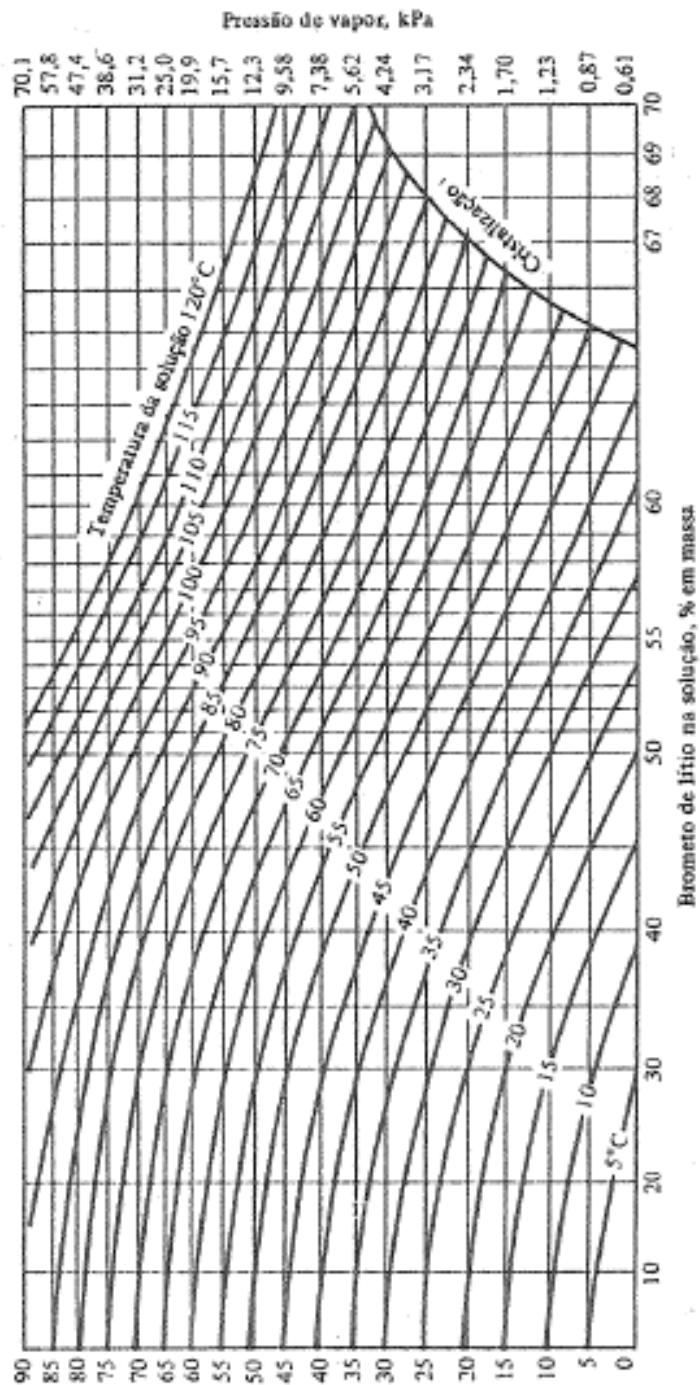


Figura 11: Diagrama temperatura-pressão-saturação de soluções saturadas de LiBr-água
 Fonte: STOECKER(1985)

Uma outra propriedade necessária para o estudo do ciclo é a determinação da entalpia da solução em cada ponto no ciclo. No condensador e evaporador há apenas vapor ou água líquida, logo a entalpia pode ser determinada por tabelas dessa substância. Para o absorvedor e gerador há a mistura da água com o brometo de lítio, logo faz-se necessário a determinação da sua entalpia para diferentes combinações de

concentração e temperatura. A figura 12 ilustra o gráfico que permite a obtenção da entalpia de acordo com a relação da concentração da solução e da temperatura desta.

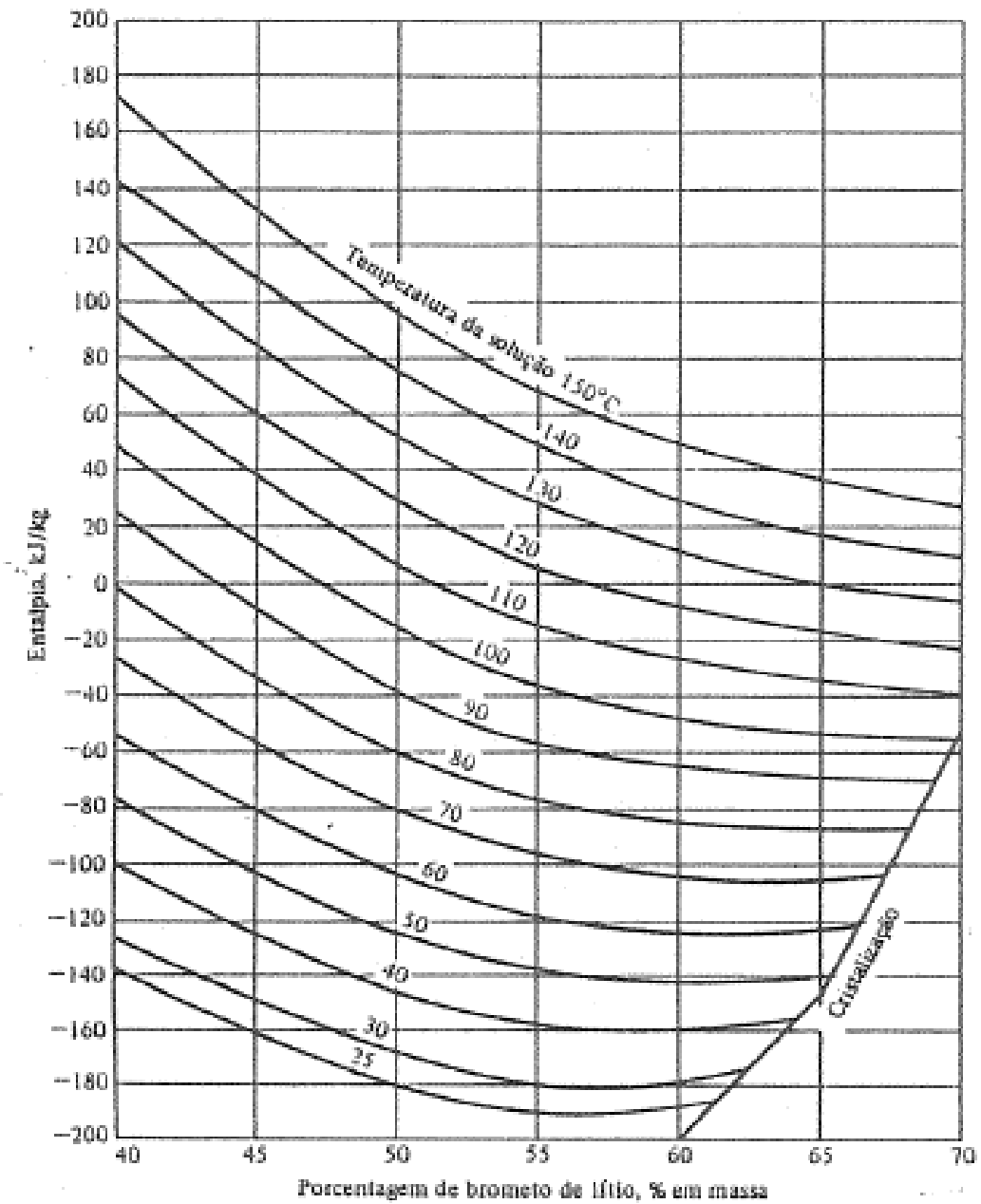


Figura 12: Entalpias de soluções de LiBr-água
Fonte: STOECKER(1985)

2.3 SISTEMA SOLAR PARA AR CONDICIONADO

Diferentemente de sistemas para aquecimento de águas sanitárias ou piscinas, o sistema solar para condicionamento de ambiente é de difícil planejamento e o desenho

deses sistemas são mais elaborados. Para uma operação por absorção, o sistema é composto basicamente como demonstrado na figura 13. Nesta seção será detalhado o coletor utilizado (tubo à vácuo) e o reservatório com suas respectivas funções e aplicações.

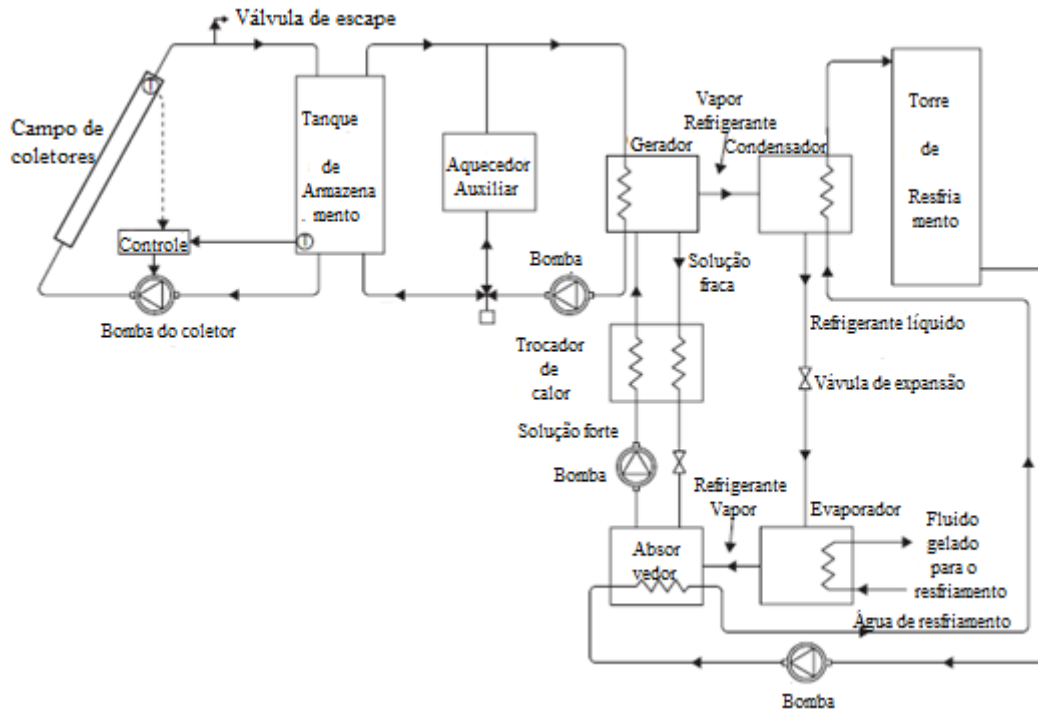


Figura 13: Esquema de um sistema de refrigeração por absorção utilizando energia solar
 Fonte: Kalogirou (2009) Adaptado

Um sistema solar de ar condicionado pode ser projetado de duas formas distintas: como um sistema solar autônomo ou um sistema solar assistido por energia solar. Os sistemas solares térmicos autônomos são caracterizados como um sistema que não necessita de um componente auxiliar para produção de energia, todo calor necessário é produzido pela área disponível pelos coletores solares. Esse sistema necessita de uma estratégia muito elaborada para seu funcionamento, principalmente em áreas com grandes variações da insolação. Os sistemas assistidos por sistema solar provêm apenas uma fração da energia necessária, sendo indispensável a utilização de um componente auxiliar, como uma resistência térmica ou queima de gás natural. (PORTAL ENERGIA,2004)

Um dos componentes essenciais de um sistema de refrigeração solar é o reservatório térmico. Um reservatório térmico tem como objetivo armazenar um fluido e mantê-lo na temperatura desejada para um futuro uso. Este armazenamento, em geral, deve-se ao fluido em alta temperatura ser requisitado em períodos onde não há mais a

presença do Sol, sendo necessário estocar todo volume projetado para este período. Hoje em dia, há diversos modelos de reservatórios no mercado, estes podem ser classificados, quanto à posição, em reservatórios horizontais e verticais (ver figura 14); quanto à pressão de operação, se classificam em baixa pressão e alta pressão. Este equipamento é composto pelo seu corpo externo, pelo isolamento térmico, pelo corpo interno e por tubulações que conduzirão o fluido. Alguns reservatórios térmicos podem apresentar um sistema de aquecimento auxiliar com uma resistência térmica e termostato. Alguns reservatórios devem apresentar sistemas anti-corrosão dependendo do fluido depositado. Os principais componentes do reservatório podem ser observados na figura 15 (PROCOBRE,2009).



Figura 14: Exemplo de reservatório térmico horizontal
Fonte: PROCOBRE (2009)

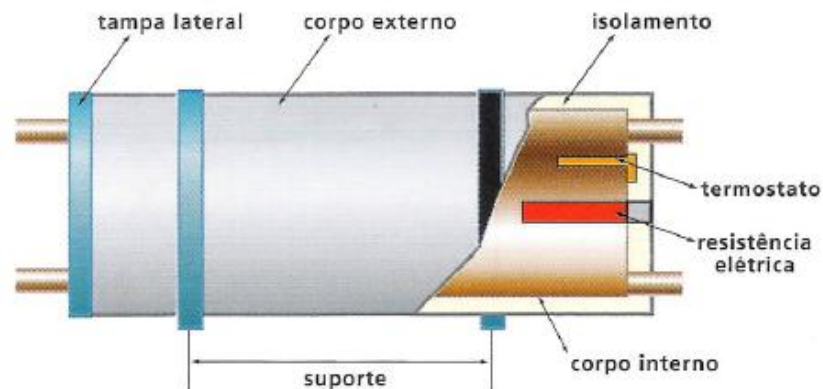


Figura 15: Componentes de um reservatório térmico
Fonte: PROCOBRE (2009)

Há fatores significativos que devem ser considerados no projeto de um reservatório térmico. O corpo interno de um reservatório térmico deve ser fabricado com materiais que resistem à corrosão, já que este ficará em contato direto com o fluido. Normalmente o corpo interno é pintado ou esmaltado para uma maior proteção à corrosão. Este também deve ser projetado para suportar altas pressões, quando houver

essa necessidade aconselha-se o aumento da espessura da parede do corpo. Em relação ao isolamento térmico do reservatório, este deve ser projetado para bloquear ao máximo a transferência de calor do fluido reservado para o meio exterior, de modo a conceder grande resistência ao fluxo. Todo reservatório deve apresentar uma boa proteção externa, geralmente feita em alumínio, para proteger todo o equipamento contra danos de locomoção, instalação ou efeitos nocivos das condições externas extremas. (ABRAVA,2008)

Um dos fatores mais importantes em um sistema de ar condicionado solar é a escolha do coletor. Os coletores mais apropriados para fim de resfriamento são os coletores tubulares à vácuo. Por possuírem uma alta eficiência quando comparado ao coletor plano de placas, estes são indicados para o processo de refrigeração, especialmente por apresentarem boa performance mesmo em dia nublados ou em áreas com a incidência solar muito inconstante (UNIVERSIDADE DO SOL ,2013).

Estes coletores são basicamente constituídos por tubos que apresentam vácuo entre as camadas externa e interna, o que propicia uma boa absorção solar na entrada dos raios, de modo a reduzir as perdas de calor para o meio externo depois de ocorrer o aquecimento do fluido. Os coletores à vácuo podem ser de baixa ou alta pressão, quando o coletor for instalado num sistema por gravidade (termossifão) deve-se utilizar um coletor de baixa pressão. Para sistemas forçados onde há presença de bombas para a circulação do fluido, o coletor deve ser de alta pressão. Os coletores de alta pressão, geralmente apresentam valores entre 6,5 mca e 40 mca (PORTAL ENERGIA,2004). Um coletor a vácuo tradicional pode ser visto na figura 16.



Figura 16: Coletor tubo à vácuo
Fonte: UNIVERSIDADE DO SOL (2013)

No coletor tubular à vácuo, o fluido que percorre o sistema é conduzido pelos tubos para uma caixa coletora devidamente isolada onde há as linhas de alimentação e retorno. Basicamente, há dois tipos de coletores tubulares à vácuo: o coletor de fluxo direto e o coletor de tubo de aquecimento. O primeiro é caracterizado pelo transporte do fluido em tubos coaxiais em direção a base do absorvedor para em seguida escoar para a caixa coletora. Neste sistema há a combinação de um bom número de tubos em um único módulo de acordo com o alimentador. O perfil deste tipo de coletor pode ser visto na figura 17. O segundo apresenta dentro do tubo outro de menor diâmetro denominado tubo de aquecimento, que é preenchido com água em vácuo ou álcool que evapora em baixas temperaturas para criação de vapor. Este vapor transfere calor para o fluido de transferência, que sofre condensação e retorna para um posterior aquecimento (PORTAL ENERGIA,2004). O perfil de um tubo de aquecimento pode ser visto na figura 18.



Figura 17: Perfil do coletor tubo à vácuo de fluxo direto
Fonte: PORTAL ENERGIA (2004)

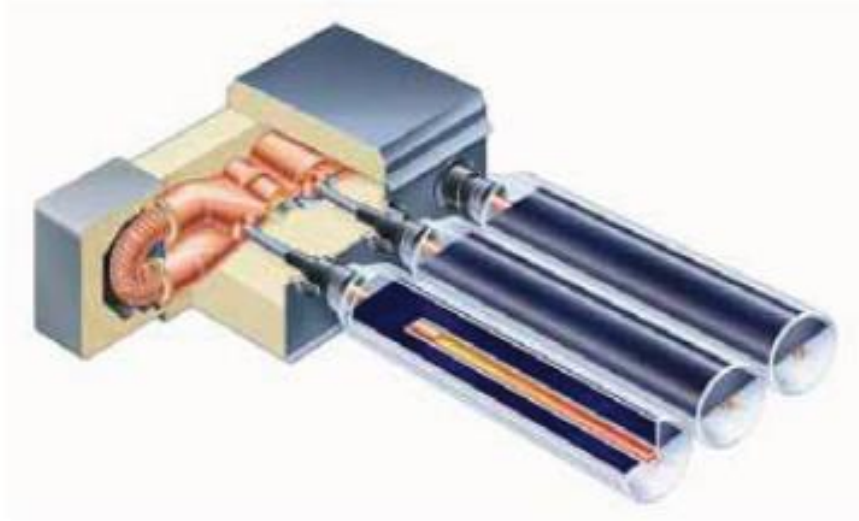


Figura 18: Perfil do coletor tubo à vácuo de tubo de aquecimento
Fonte: PORTAL ENERGIA (2004)

3 - PROCEDIMENTO METODOLÓGICO

3.1 OBTENÇÃO 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. Muitas empresas de ar condicionado oferecem tabelas ou cálculos simplificados, que em sua maioria não representa realmente a carga térmica necessária, com isso exige-se uma melhor ferramenta para a determinação deste. Para esse fim, é estabelecida uma norma que permite a obtenção desse valor de maneira mais precisa, a ABNT NBR 16.401/2008.

A norma NBR 16.401/2008 é uma norma recente que substituiu a antiga norma ABNT NBR 5858:1983 que era muito utilizada para esse fim, pois permitia de modo muito simplificado o cálculo da carga térmica, porém com o advento de novas tecnologias tornou-se necessário a reformulação dessa norma. A atual norma tem como principal base as normas da ASHRAE, associação americana atuante na área de aquecimento e refrigeração. A ABNT NBR 16.401/2008 possui o título geral “Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários” e é dividida em três partes:

- Parte 1: Projeto das instalações;
- Parte 2: Parâmetros de conforto térmico;
- Parte 3: Qualidade do ar interior

Para execução deste trabalho foi necessária, em sua maior parte, a utilização do primeiro bloco da norma. Onde apresenta em sua sexta seção os procedimentos e referências necessárias para determinação da carga térmica do projeto.

Segundo a ABNT NR-16401-1:2008, para a determinação da carga térmica utiliza-se as cargas máximas de um determinado período do ano para prover sem grande erro o conforto térmico. A abrangência dos cálculos para a carga térmica de resfriamento engloba, segundo esta norma, 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.

A carga térmica está relacionada a soma da quantidade de calor latente e sensível, que se torna variável já que as condições que influenciam para seu cálculo não são constantes, logo usa-se fatores tabelados médios para sua determinação.

A zona a ser refrigerada será a Zona 1 (ver figura 19), recinto utilizado para reuniões, pesquisa e depósito de instrumentos e equipamentos da equipe de estudantes de engenharia do BAJA-UFRJ-Macaé. Este ambiente foi estudado, observando a ocupação por pessoas, equipamentos presentes no local, sistema de iluminação, atividades realizadas, entre outras medições necessárias para uma determinação adequada da carga térmica.

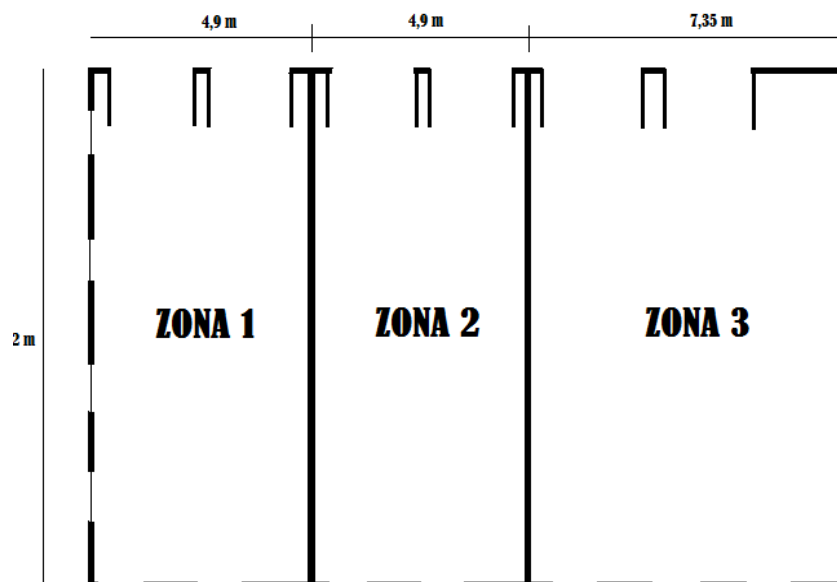


Figura 19: Esboço simplificado do recinto
Fonte: Elaboração Própria

3.1.1 Carga térmica da Envoltória

Segunda a norma ABNT NR-16401-1:2008 “a carga térmica na envoltória é resultante da diferença de temperatura externa e interna adicionada à radiação solar incidente, direta e difusa”, para tal cálculo deve-se considerar a orientação solar das fachadas, a parte externa opaca da envoltória (paredes), vãos externos translúcidos (janelas e claraboias) e divisórias com outros recintos não condicionados.

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.

3.1.1.1 Carga térmica de Condução

Para avaliação dessa carga faz-se necessário a utilização do coeficiente global de transferência de calor das paredes externas e internas e das janelas que compõem o recinto a ser refrigerado. Este coeficiente é de suma importância para obtenção da quantidade de calor que penetra a envoltória, esse valor é encontrado em tabelas ou fornecido pelo fabricante do material e permite o cálculo dessa carga pela equação 2.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2)$$

Onde,

U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m²K)

A é a área normal ao fluxo (m²)

ΔT diferença entre a temperatura externa e interna (K)

3.1.1.2 Insolação

A carga térmica de insolação deve ser avaliada nas superfícies translúcidas e opacas que compõem a envoltória. A incidência solar é uma informação imprescindível

para sua determinação. Nesse trabalho avaliar-se-á separadamente as cargas térmicas nas superfícies opacas (paredes) e translúcidas (janelas).

ASHRAE (2005) e STOECKER(1985) propõem o equacionamento dessas parcelas para a carga térmica total. Quando a parede está sobre efeito de radiação solar, para se determinar o fluxo térmico que atravessa essa parede utiliza-se a equação 3, que multiplicada pela área, posteriormente, nos fornece a carga pela insolação na superfície opaca.

$$q = U\left(\frac{\alpha I}{h_e} + t_e - t_i\right) \quad (3)$$

Onde,

U é o coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

t_e é a temperatura do ar externo (K)

t_i é a temperatura do ar interno (K)

α é o coeficiente de absorção de radiação solar (adimensional)

I é a intensidade de radiação solar (W/m^2)

h_e é o coeficiente de transferência de calor externo ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

Na radiação que incide sobre um material translúcido há três parcelas de energia que compõem essa emissão. Parte da energia emitida é refletida pelo material, outra parte é absorvida e, por fim, tem-se a parte que é transmitida pelo material. Essa parte transmitida é essencial para o cálculo da carga térmica de insolação em materiais translúcidos e é definida pela equação 4.

$$q = \left(\frac{\alpha U}{h_e} + \tau\right) I + U(t_e - t_i) \quad (4)$$

Onde,

U é o coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

t_e é a temperatura do ar externo ($^{\circ}\text{C}$)

t_i é a temperatura do ar interno ($^{\circ}\text{C}$)

α é o coeficiente de absorção de radiação solar (adimensional)

I é a intensidade de radiação solar incidente global (W/m^2)

h_e é o coeficiente de transferência de calor externo ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

τ é o coeficiente de transmissão de radiação solar (adimensional)

3.1.2 Carga térmica Interna

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
- Outras fontes de energia em geral

3.1.2.1 *Pessoas no recinto*

O ser humano emite calor latente e sensível para o ambiente e este está intimamente ligado a sua atividade, se este se encontra em repouso ou em movimento. Segundo a norma citada, o número máximo geralmente é estipulado pelo projetista de acordo com um estudo de local, e este só deve ser considerado caso estes permaneçam por mais de 90 minutos no local, caso haja uma ocupação intermitente deve ser adotada uma ocupação média. Para a determinação da energia emitida por cada pessoa deve ser utilizada a tabela fornecida pela ABNT NBR-16401-1, como na tabela 4.

Tabela 4: Valores médios da quantidade de calor emitida por pessoas em diferentes atividades e locais

Nível de atividade	Local	Calor sensível (W)	Calor latente (W)
Sentado no teatro	Teatro matinê	65	30
Sentado no teatro	Teatro noite	70	35
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	70	45
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	75	55
Parado em pé, trabalho moderado, caminhando	Loja de varejo ou departamento	75	55
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	75	70
Trabalho sedentário	Restaurante	80	80
Trabalho leve em bancada	Fábrica	80	140
Dançando moderadamente	Salão de baile	90	160
Caminhando 4,8 Km/h, trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	110	185
Jogando boliche	Boliche	170	255
Trabalho pesado	Fábrica	170	255
Trabalho pesado em uma máquina operatriz, carregando caga	Fábrica	185	285
Praticando esportes	Ginásio, academia	210	315

Fonte: ABNT NBR-16401-1

3.1.2.2 Iluminação por lâmpadas

A norma propõe o cálculo da energia térmica emitida por lâmpadas no recinto, já que cada lâmpada emite calor sensível para o recinto seja por radiação ou convecção no ar. Vale ressaltar que deve-se adotar um número correto de lâmpadas considerando a não simultaneidade da carga de iluminação com a carga máxima de insolação das áreas envidraçadas. A lâmpada do recinto é fluorescente, logo deve ser adicionado 20% a carga devido ao reator utilizado para dar a tensão de partida e limitar a corrente após a

ocorrência desta; esses valores já constam adicionados na tabela proposta pela norma, como se segue na tabela 5.

Tabela 5: Valores da potência dissipada por diferentes níveis de iluminação

Local	Tipos de Iluminação	Nível de iluminação Lux	Potência dissipada W/m ²
Escritórios e bancos	Fluorescente	500	16
Loja	Fluorescente	750	17
	Fluorescente compacta		23
	Vapor metálico		28
Residências	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
Supermercados	Fluorescente compacta	1000	21
	Vapor metálico		30
Armazéns climatizados	Fluorescente	100	2
	Vapor metálico		3
Cinemas e teatros	Fluorescente compacta	50	6
	Vapor metálico		4
Museus	Fluorescente	200	5
	Fluorescente compacta		11
Bibliotecas	Fluorescente	500	16
	Fluorescente compacta		28
Restaurantes	Fluorescente compacta	150	13
	Incandescentes		41

Fonte: ABNT NBR-16401-1

3.1.2.3 Equipamentos

A norma ABNT NBR-16401-1 afirma que a emissão de energia em forma de calor dos equipamentos deve ser obtida pelo levantamento do números de equipamentos e informações do fabricante, considerando os equipamentos que estão em modos de espera ou intermitente. Os valores típicos de alguns equipamentos são listados na norma e podem ser verificados nas tabela 6 e 7.

Tabela 6: Potência dissipada de alguns equipamentos

Computadores	Uso contínuo W	Modo Economizador W
• Computadores		
Valor médio	55	20
Valor com fator de segurança	65	25
Valor com fator alto de segurança	75	30
• Monitores		
Pequeno (13 pol. a 15 pol.)	55	0
Médio (16 pol. a 18 pol.)	70	0
Grande (19 pol. a 20 pol.)	80	0

Fonte: ABNT NBR-16401-1

Tabela 7: Potência dissipada de alguns equipamentos

Impressoras e copiadoras	Uso contínuo W	1 página por minuto W	Ligada em espera W
• Impressoras a laser			
De mesa, pequena	130	75	10
De mesa	215	100	35
De escritório, pequena	320	160	70
De escritório, grande	550	275	125
• Copiadoras			
De mesa	400	85	20
De escritório	1100	400	300

Fonte: ABNT NBR-16401-1

3.1.2.4 Motores

Segundo a norma ABNT NBR-16401-1 a emissão de calor dos motores elétricos deve ser obtida a partir do levantamento dos equipamentos e de informações do fabricante. Quando não houver a posse dessas informações utiliza-se os valores tabelados pela norma como tabela 8. Deve-se considerar para os cálculos a eventual operação dos motores em carga parcial ou intermitente.

Vale ressaltar que para os cálculos soma-se os motores que estejam dentro do recinto como aqueles que se encontram no exterior mas se encontra em um ponto de fluxo de ar para o recinto. Quando se calcula o valor da potência térmica com base na potência elétrica do motor utiliza-se a equação 5.

$$Q = \frac{P \cdot 733}{\eta} \quad (5)$$

Onde:

Q é a quantidade de calor do motor em W

P é a potência do motor em CV

η é o rendimento do motor

Tabela 8: Emissão de calor de alguns motores

Potência Nominal CV	Potência Nominal kW	Eficiência %	Motor e equipamento dentro	Motor fora/ equipamento dentro	Motor dentro/ equipamento fora
0,05	0,04	35	105	37	68
0,08	0,06	35	168	59	109
0,125	0,09	35	263	92	171
0,16	0,12	35	336	118	219
0,25	0,18	64	287	184	103
0,33	0,24	67	362	243	120
0,50	0,37	68	541	369	173
0,75	0,55	71	777	552	225
1,0	0,74	78	943	736	207
1,5	1,1	72,7	1520	1100	414
2,0	1,5	78	1890	1470	415
3,0	2,2	79,3	2780	2210	576
4,0	2,9	82,7	3560	2940	615
5,0	3,7	83,6	4350	3680	669
6,0	4,4	84,2	5240	4410	828
7,5	5,5	88,5	6230	5520	717
10,0	7,4	89	8260	7360	909
12,5	9,2	87,7	10480	9190	1290
15	11,0	88,3	12490	11030	1460
20	14,7	89,8	16380	14710	1670
25	18,4	90,1	20410	18390	2020
30	22,1	91	24250	22070	2180
40	29,4	91	32330	294420	2910
50	36,8	91,7	40100	36780	3330
60	44,1	91,6	48180	44130	4050
75	55,2	91,9	60020	55160	4860
100	73,6	95,5	77020	73550	3470
125	91,9	91,8	100200	91940	8210
150	110,3	92	119900	110300	9590
175	128,7	92,7	138800	128700	10140
200	147,1	93,4	157500	147100	10400
250	183,9	93,5	196700	183900	12780
300	220,7	95	232300	220700	11610
350	257,4	95,1	270700	257400	13260
400	294,2	95,3	308700	294200	14510
450	331,0	95,4	346900	331000	15960

Fonte: ABNT NBR-16401-1

3.1.2.5 Outras fontes de calor

Além de todas as fontes de calor já citadas há segundo a norma diversos objetos ou aparelhos básicos presentes em vários recintos que devem ser incorporada aos cálculos. Na tabela 9 pode-se observar alguns valores típicos tabelados para a obtenção do valor da carga térmica.

Tabela 9: Emissão de calor de fontes diversas

Equipamento	Tamanho	Potência em plena carga W	Ganho de calor Sem coifa Total	Ganho de calor Com coifa Sensível
Armário grande	1,06 a 1,15 m ³	2000	270	82
Armário, provador grande	0,45 a 0,48 m ³	2030	270	82
Armário pequeno	0,09 a 0,18 m ³	900	120	37
Cafeteira	12 xícaras	1660	1660	530
Expositor refrigerado	0,17 a 1,9 m ³	1590	640	0
Aquecedor de alimentos-tipo prateleira	0,28 a 0,84 m ³	2930	2930	820
Aquecedor de alimentos-tubo infravermelho	1,0 m a 2,1 m	950	950	950
Aquecedor de alimentos-água quente	20 a 70 L	37400	18740	6000
Congelador grande	2,07 m ³	1340	540	0
Congelador pequeno	0,51 m ³	810	320	0
Grelha de cachorro quente	48 a 56 unidades	1160	150	48
Forno de micro-ondas-comercial	20 L	2630	2630	0
Forno de micro-ondas-residencial	30 L	600 a 1400	600 a 1400	0
Refrigerador grande	0,71 a 2,1 m ³	780	310	0
Refrigerador pequeno	0,17 a 0,71m ³	1730	690	0
Carrinho de transporte	50 a 90 L	21200	10590	3390
Aquecedor de calda	11 L	87	45	14
Torradeira	4 fatias	2470	2470	790

Fonte: ABNT NBR-16401-1

3.1.3 Carga térmica devido ao ar exterior

Para o cálculo térmico da parcela relativa ao ar exterior deve ser considerado as cargas latentes e sensível do ar exterior adicionado ao recinto. Para isso, utiliza-se a terceira parte da norma denominada ABNT NBR-16401-3, o qual adota a metodologia da ANSI/ASHRAE 62.1.

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 6.

$$V = p \cdot F_p + AF_a \quad (6)$$

Onde

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

F_p é a vazão por pessoa em L/s.pessoas

F_a é a vazão por área útil ocupada em L/s.m²

p é o número de pessoas

A é a área útil ocupada pelas pessoas em m²

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 7.

$$Q = \rho \cdot c \cdot V \cdot (t_e - t_i) \quad (7)$$

Onde

ρ é a massa específica do ar em Kg/m³

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

3.1.4 Carga térmica empírica

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.

3.2 CÁLCULO NO 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 20. 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), VARANI (2001), ASHRAE (2001), GUIMARÃES (2011) e MARTINELLI JÚNIOR (2008) sofrendo algumas adaptações para o modelo proposto neste trabalho.

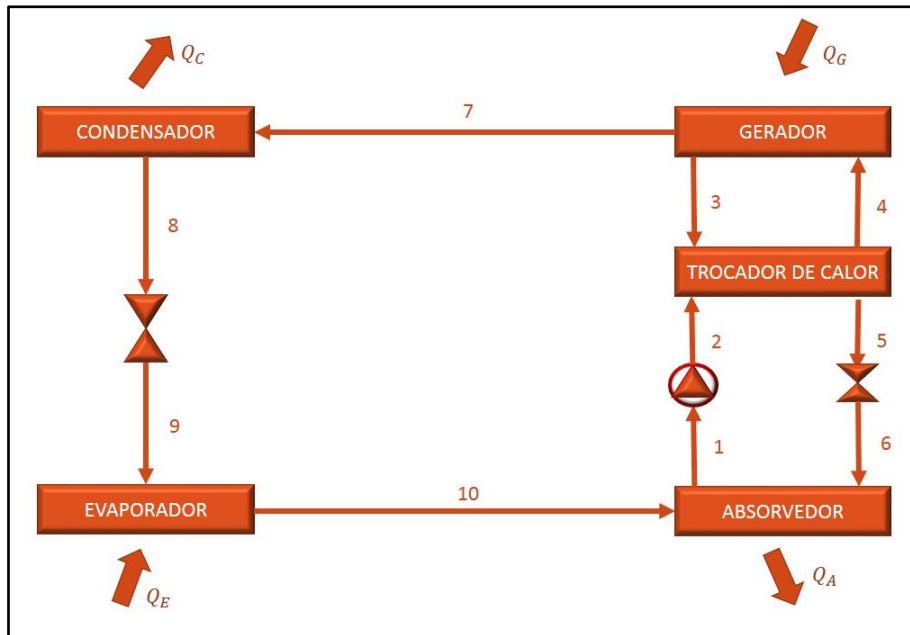


Figura 20: Esquema do ciclo de absorção do projeto
 Fonte: Elaboração própria

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

Cada componente será considerado como um volume de controle. Segundo BORGNAKKE (2009) um volume de controle é um procedimento usual na engenharia para equipamentos que apresentam um escoamento de massa, tendo assim uma superfície que envolve esse volume chamada superfície de controle, que através dessa são transportados massa, calor e trabalho. Para estudo do comportamento do fluido nesse volume serão utilizadas equações de equilíbrio de energia e massa. As relações de pressão e temperatura em cada ponto do ciclo podem ser vista na figura 21.

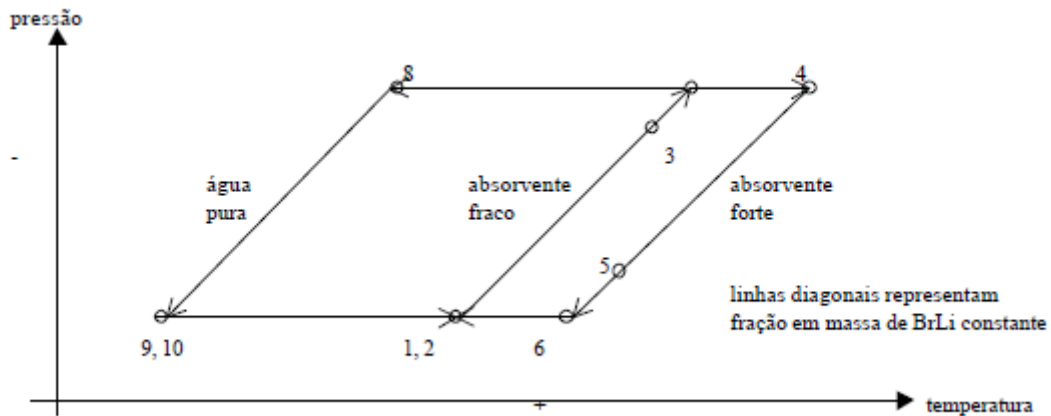


Figura 21: Gráfico P x T para o ciclo de absorção
 Fonte: ASHRAE 2001

Considerando primeiramente a conservação de massa, sabe-se que é impossível criar ou destruir massa, assim pode-se somente determinar a taxa de variação da massa no volume de controle segundo a equação 8. Esta equação também é comumente chamada de equação da continuidade, e afirma que a massa no volume de controle muda com o tempo e isso é devido a entrada e saída de massa, pois não há outra maneira de a massa do interior ter variação. Para regimes permanentes a equação se reduz a equação 9.

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (8)$$

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (9)$$

Onde,

\dot{m}_e é o fluxo mássico na entrada

\dot{m}_s é o fluxo mássico na saída

Na solução o balanço de massa depende da concentração do brometo de lítio (x) presente e pode ser determinada por:

$$\sum(\dot{m}x)_e = \sum(\dot{m}x)_s \quad (10)$$

A Primeira Lei da Termodinâmica também conhecida como lei da conservação de energia é fundamental para análise dos fluxos de calor e os estados dos fluidos no volume de controle. A forma final da Primeira Lei da Termodinâmica para volumes de

controle é dada pela equação 11. Essa expressão demonstra que a taxa de mudança de energia no volume de controle está relacionada: à taxa líquida de transferência de calor, à taxa líquida de trabalho e à soma das taxas de entrada e saída de energia relacionadas aos fluxos de massa (BORGNAKKE, 2009). Para processos em regime permanente a Primeira Lei da Termodinâmica é dada pela equação 12.

$$\frac{dE_{V.C.}}{dt} = \dot{Q}_{V.C.} - \dot{W}_{V.C.} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_e \right) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{V.C.} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) = \dot{W}_{V.C.} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_e \right) \quad (12)$$

Então, com as leis de conservação de massa e energia pode-se determinar as características do ciclo em cada componente. Nas próximas seções serão vistas individualmente as equações, considerações e características dos fluidos em cada equipamento. 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).

3.2.1 Evaporador

Balanço de massa no evaporador (lembrando-se que os índices numéricos se referem aos pontos da figura 20):

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (13)$$

Balanço de energia no evaporador:

$$Q_e = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9 \quad (14)$$

Concentração da mistura no trocador de calor:

$$x_9 = x_{10} \quad (15)$$

3.2.2 Absorvedor

Balanço de massa no absorvedor:

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (16)$$

Balanço de massa de brometo de lítio no absorvedor:

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1 \quad (17)$$

Balanço de energia no absorvedor:

$$Q_A = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (18)$$

3.2.3 Trocador de calor

Balanço de massa no trocador de calor:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (19)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (20)$$

Balanço de energia no trocador de calor:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (21)$$

Concentração da mistura no trocador de calor:

$$x_2 = x_3 \quad (22)$$

$$x_4 = x_5 \quad (23)$$

3.2.4 Bomba de solução

Balanço de massa na bomba:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (24)$$

Balço de energia na bomba:

$$W = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_1 \quad (25)$$

Concentraço da mistura na bomba de soluço:

$$x_1 = x_2 \quad (26)$$

3.2.5 Gerador

Balço de massa no gerador:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3 \quad (27)$$

Balço de massa pela concentraço de brometo de lítio:

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (28)$$

Onde:

\dot{m}_3 é o fluxo mássico da soluço fraca

\dot{m}_4 é o fluxo mássico da soluço forte

\dot{m}_7 é o fluxo mássico do refrigerante

x_3 é a concentraço de brometo de lítio na soluço fraca

x_4 é a concentraço de brometo de lítio na soluço forte

x_7 é a concentraço de brometo de lítio no refrigerante ($x=0$)

Balço de energia no gerador:

$$Q_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (29)$$

3.2.6 Condensador

Balço de massa no condensador:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (30)$$

Balanco de energia no condensador:

$$Q_C = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (31)$$

Concentração da mistura no condensador:

$$x_7 = x_8 \quad (32)$$

3.2.7 Propriedades do Brometo de Lítio

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

Para a determinação da entalpia da solução de água e brometo de lítio utiliza-se a equação 33.

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n \quad (33)$$

Onde:

h é a entalpia em KJ/Kg

t é a temperatura em °C

x é a concentração de LiBr em %

Os valores da constantes A_n , B_n e C_n são:

$A_0 = -2024,33$; $A_1 = 163,309$; $A_2 = -4,88161$; $A_3 = 6,302948 \text{ E-}2$; $A_4 = -2,913705 \text{ E-}4$
 $B_0 = 18,2829$; $B_1 = -1,1691757$; $B_2 = 3,248041$; $B_3 = -4,034184 \text{ E-}4$; $B_4 = 1,8520569 \text{ E-}6$
 $C_0 = -3,7008214 \text{ E-}2$; $C_1 = 2,8877666 \text{ E-}3$; $C_2 = -8,1313015 \text{ E-}5$; $C_3 = 9,9116628 \text{ E-}7$;
 $C_4 = -4,4441207 \text{ E-}9$

A equação 33 para o cálculo da entalpia tem como intervalo de operação:

$15 < t < 165 \text{ °C}$ e $40 < X < 70\%$.

Para a determinação da temperatura de solução utiliza-se a equação 34.

$$t = \sum_0^3 B_n X^n + t' \sum_0^3 A_n X^n \quad (34)$$

Onde:

$$t' = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log P)]^{0,5}} \quad (35)$$

$$\log P = C + \frac{D}{t'} + \frac{E}{t'^2} \quad (36)$$

Temos que:

P é a pressão em kPa

t é a temperatura da solução em °C

t' é a temperatura do refrigerante em °C

Os valores das constantes A_n , B_n , C, D e E são:

$A_0 = -2,00755$	$A_1 = 0,16976$	$A_2 = -3,133362 \text{ E-}3$	$A_3 = 1,9768 \text{ E}5$
$B_0 = 124,937$	$B_1 = -7,71649$	$B_2 = 0,152286$	$B_3 = -7,95090 \text{ E-}4$
$C = 7,05$	$D = -1596,49$	$E = -104095,5$	

O intervalo para a utilização das equações 34 e 35 é: $-15 < t' < 110^\circ\text{C}$, $5 < t < 17^\circ\text{C}$, $45 < X < 70\% \text{ LiBr}$.

3.2.8 Planilha de cálculo

Nesta seção serão descritos os passos necessários para elaboração da Planilha de Cálculo baseado nas propriedades dos fluidos e as equações em cada componente referido nas seções anteriores.

Primeiramente fazem-se necessários os inputs, 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.

- **Evaporador**

Os cálculos têm início no evaporador, com o valor de T_{10} pode-se obter a P_{10} (pressão baixa) pois nesse ponto temos vapor saturado do refrigerante, assim como pode-se determinar h_{10} .

A descoberta de P_{10} nos fornece a pressão em todos os pontos que se encontram na parte de baixa pressão do ciclo (1,6 e 9), pois $P_{10} = P_9 = P_1 = P_6$.

O h_9 só pode ser determinado se descoberto o valor de h_8 , para tal tomamos o ponto 4 onde tem-se a solução na temperatura T_4 em estado saturado e descobre-se a P_4 (pressão alta).

A P_4 fornece a pressão em todos os pontos que se encontram na parte de alta pressão do ciclo (2,3,5,7 e 8), pois $P_4 = P_2 = P_3 = P_5 = P_7 = P_8$. Com essa pressão acha-se h_8 e T_8 pois o refrigerante é líquido saturado. Como $h_8 = h_9$ tem-se os valores necessários para descoberta da vazão mássica $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$. Essas vazões são descobertas através da equação 14, sabendo que o valor de Q_E é um valor de entrada.

- **Absorvedor**

No absorvedor, com o valor de \dot{m}_{10} pode-se formar com as equações 16 e 17 um sistema de duas equações e duas incógnitas obtendo os valores de \dot{m}_1 e \dot{m}_6 . A entalpia do ponto 1 (h_1) pode ser determinada utilizando a fração de brometo de lítio na temperatura da solução. Para achar a temperatura da solução no ponto 1 é necessário correlacionar com a temperatura do refrigerante na pressão considerada. Para o valor de h_6 primeiramente deve-se ter o valor de h_5 que é descoberto quando se faz o balanço no trocador de calor. Com posse dos valores, resolve-se a equação 18 para a determinação de Q_A .

- **Trocador de calor**

No trocador de calor utiliza-se a equação 21 para a determinação de h_5 . Com T_3 como valor de entrada obtém-se com a concentração de brometo de lítio nesse ponto o h_3 . Com a T_4 e a concentração do brometo de lítio nesse ponto tem-se h_4 . Como a bomba é isentrópica temos que $h_2 = h_1$. Por fim, como tem-se o fluxo de massa nos pontos necessários acha-se h_5 .

- **Gerador**

No gerador o valor a ser descoberto é Q_G , para isso determina-se o h_7 na temperatura nesse ponto (dado de entrada) como vapor saturado. Como os outros valores presentes na equação 29 já foram determinados, tem-se o valor de Q_G .

- **Condensador**

No condensador o valor a se determinar é o Q_C . Como este se encontra no fim dos cálculos os valores necessários para seu cálculo já foram também determinados. Utilizando a equação 31 temos o valor de Q_C .

É importante salientar que deve-se calcular o valor do COP do ciclo, fundamental para compreender o desempenho deste. O coeficiente de performance (COP) é calculado pela equação 37 (KALOGIROU, 2009):

$$COP = \frac{Q_E}{Q_A} \quad (37)$$

Para validar a Planilha de cálculos foi realizada uma comparação com os trabalhos de KALOGIROU (2009). A figura 22 ilustra a configuração do ciclo demonstrando a numeração em cada ponto deste. A tabela 10 expõe os resultados obtidos na referência bibliográfica a ser comparado com o realizado neste trabalho.

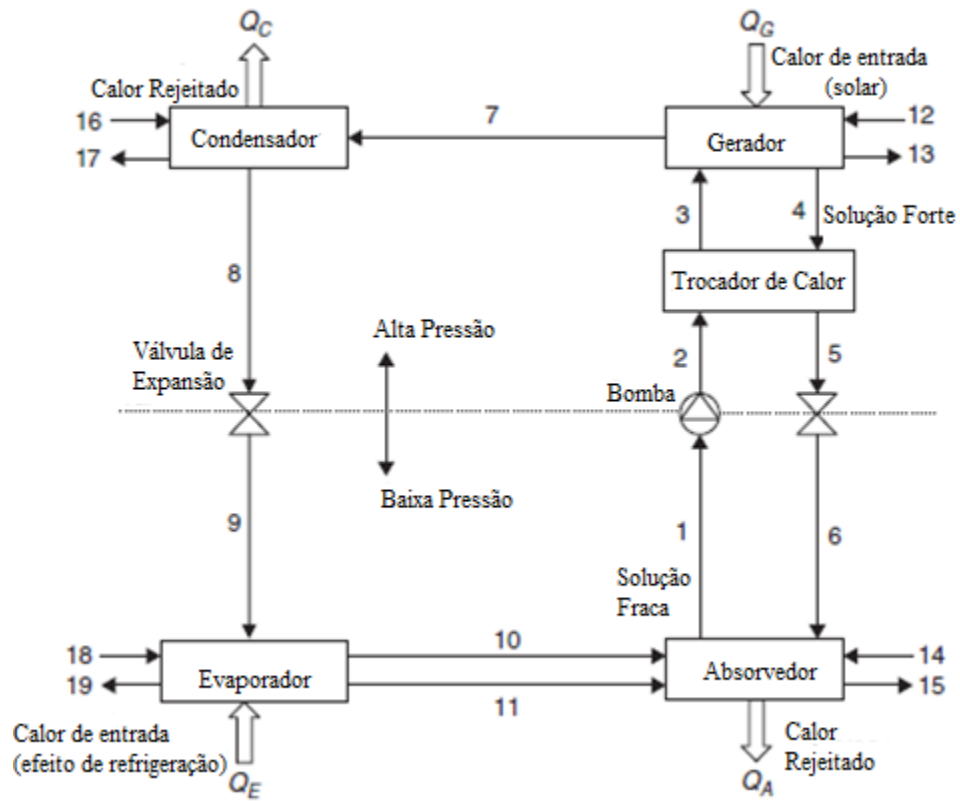


Figura 22: Modelo do ciclo de absorção proposto por KALOGIROU (2009)
 Fonte: KALOGIROU (2009)

Tabela 10: Resultados ciclo de absorção proposto por KALOGIROU (2009)

Ponto	h (kJ/kg)	\dot{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
11	23.45	0.000011	0.93	6	0

Descrição	Símbolo	kW
Calor cedido ao evaporador	Q_s	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

Fonte: KALOGIROU (2009) Adaptado

Para essa comparação faz-se necessário uma ilustração da tela da Planilha de Cálculos. A tabela 11 apresenta os valores obtidos pela planilha utilizando os valores da referência bibliográfica que serão posteriormente comparados.

Tabela 11: Resultado da Planilha de Cálculo utilizando os valores da referência bibliográfica.

PONTO	ENTALPIA (h)KJ/Kg	VAZÃO (m)Kg/s	PRESSÃO (p)Kpa	TEMPERATURA (T)°C	FRAÇÃO DA SOLUÇÃO (x)%
1	84,58586462	0,005048823	0,93535306	35,6145253	55
2	84,58586462	0,005048823	4,824531694	35,6145253	55
3	124,6750492	0,005048823	4,824531694	55	55
4	183,232174	0,004628088	4,824531694	75	60
5	139,498518	0,004628088	4,824531694	52,3	60
6	139,498518	0,004628088	0,93535306	45,2682536	60
7	2626,1	0,000420735	4,824531694	70	0
8	135,1	0,000420735	4,824531694	32,24	0
9	135,1	0,000420735	0,93535306	6	0
10	2511,9	0,000420735	0,93535306	6	0
	Q_e	1,00	kW		
	Q_a	1,28	kW		
	Q_g	1,32	kW		
	Q_c	1,05	kW		
	COP	0,78			

Fonte: Elaboração própria

Tomando os valores de Q_G encontrados pela Planilha de Cálculo deste trabalho com os da referência bibliográfica, obtém-se um desvio padrão de 0,015. Devido à grande proximidade, esta é válida para determinar os valores necessários para obtenção da área da placa solar que gerará o calor necessário para operar o ciclo.

3.3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE CAPTAÇÃO SOLAR

3.3.1 Área coletora e volume de armazenamento

O estudo do sistema solar com sua respectiva necessidade de área coletora e volume de armazenamento, será realizado nos 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.

A área da placa coletora está intimamente ligada à potência térmica útil que esta deve fornecer à irradiação solar incidente sobre o coletor e à eficiência deste. Entenda-se como eficiência o grau de rendimento de um equipamento quando comparado ao máximo que este pode desenvolver (teórico). Devido as perdas de calor e ópticas nos coletores essa eficiência se encontra um pouco distante da referência teórica de 100%, apresentando valores que variam, em sua maior parte, de 35% a 70%. Se por exemplo, um coletor possuir 75% de eficiência significa que este converte três quartos em energia térmica útil do que este recebe de radiação do Sol. Segundo UNIVERSIDADE DO SOL

(2013), a área do coletor necessário para uma determinada potência térmica pode ser definida pela equação 38.

$$A_C = \frac{Q_{util}}{I_{proj} \cdot \eta} \quad (38)$$

Onde

η 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/m²);

A_C é a área do coletor (m²).

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. Tanto o valor da radiação média de Macaé como o valor da duração em hora da insolação diária serão explicitadas na seção dos resultados desse trabalho.

Como visto na figura 16, os tubos à vácuo apresentam espaçamentos entre os tubos, o que leva a um aumento no valor da área do coletor (A_C) de partes que não favorecem a troca de calor. Com isso os valores de eficiência de diversos coletores segundo a INMETRO já consideram a relação entre área absorvedora e a área externa, apresentando como valor de A_C a área externa total do coletor.

Determinada a área segundo a equação 38, 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 m² 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 39. 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.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad (39)$$

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

ΔT 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 23. 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).

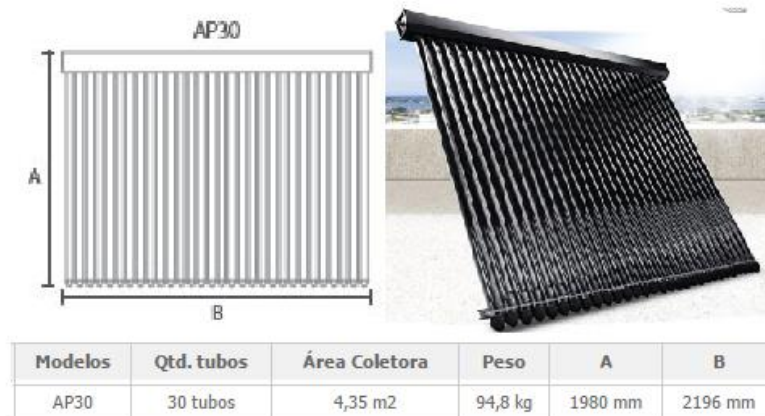


Figura 23: Coletor tubo à vácuo da Fibratec
Fonte: FIBRATEC

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.

3.3.2 Geometria Solar

Um coletor quando bem orientado e inclinado propicia uma melhor recepção do 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, como pode ser visto na figura 24. (ABRAVA,2008)

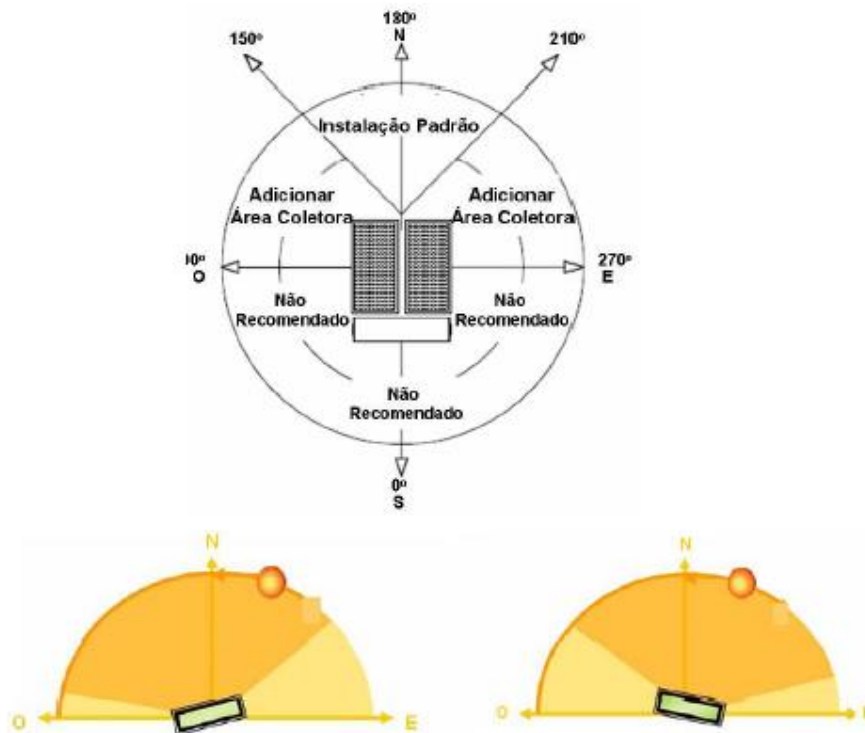


Figura 24: Desvio do Norte Geográfico (ângulos azimutais de superfície)
Fonte: ABRAVA,2008

Em relação a 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 40.

$$\beta = |\phi| + 10^\circ \quad (40)$$

Onde

β é o ângulo de inclinação do coletor com um plano horizontal ao solo

ϕ é a latitude do local onde será colocada a placa

Essa inclinação β pode ser vista conforme a figura 25.

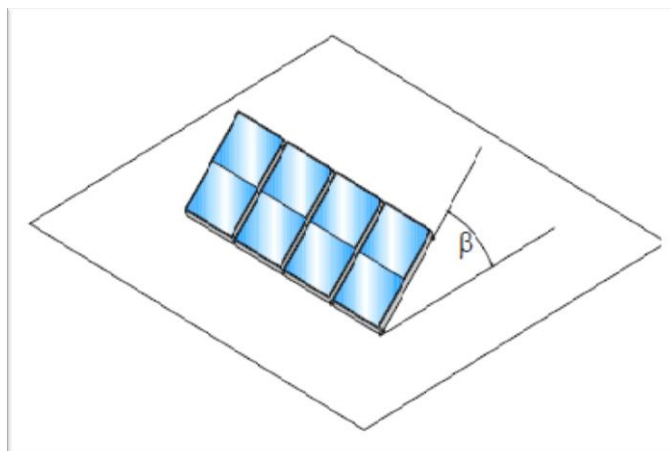


Figura 25: Ilustração do ângulo de inclinação da placa solar
Fonte: ABRAVA,2008

4 - RESULTADOS

4.1 CARGA TÉRMICA

Para a obtenção da carga térmica total será calculada separadamente cada parcela para no fim serem somadas. Primeiramente deve-se conhecer as dimensões do local a ser refrigerado (Zona 1). Esses dados foram tomados por uma medição no recinto e podem ser vistos na figura 26.

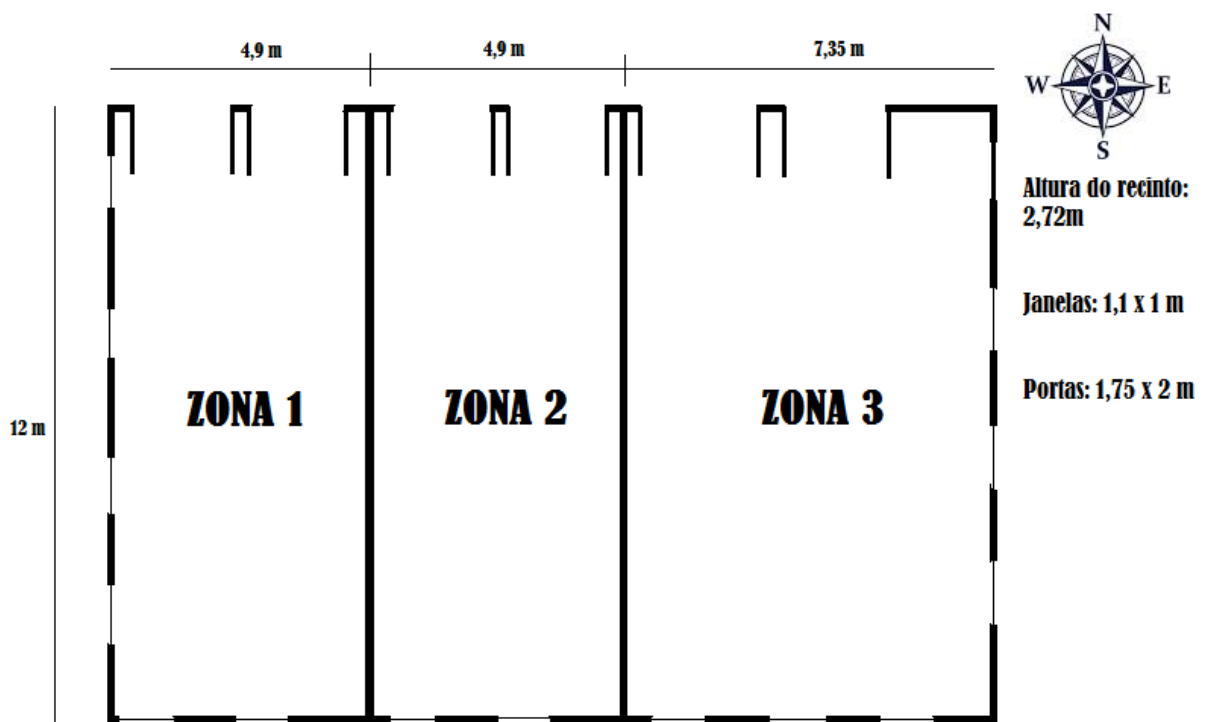


Figura 26: Esboço do recinto
Fonte: Elaboração Própria

- Condução

A norma ABNT NBR-16401-1 apresenta em seu apêndice as condições climáticas médias para o verão e inverno de algumas cidades do país, para fim de cálculo será utilizada a temperatura média do verão da cidade do Rio de Janeiro (34°C), cidade presente na norma mais próxima ao local de aplicação do sistema. O coeficiente global de transferência de calor das paredes e janelas são de acordo com o material, o

recinto é feito de um material não comum em outras estruturas, pois esta é composta por chapas de aço texturizadas com o núcleo de poliuretano injetado fabricadas pela NHJ do Brasil. O valor de U para a parede foi obtido através de TELHAS E ULTRAPAINÉIS (2016). Para a janela o valor de U foi determinado com base nos valores típicos para uma janela feita com vidro comum 3 mm.

Vale ressaltar que a parede que está em contato com a Zona 2 não será incluída nos cálculos, uma vez que esta já se encontra refrigerada.

Tabela 12: Valores para o cálculo e o resultado do calor por condução

Parede	A (m ²)	U (W/m ² 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

Fonte: Elaboração própria

A carga térmica de condução foi de 1753,34 W.

- Insolação

Para esta medição deve-se utilizar a intensidade de radiação solar incidente global máxima, para este valor foram adotados dados da SIMERJ- Sistemas de Meteorologia do Estado do Rio de Janeiro (SIMERJ,2006), cujo valor foi avaliado em 2006 para a cidade de Macaé.

Tabela 13: Valores para o cálculo e o resultado do calor por insolação

Parede	A (m ²)	U (W/m ² K)	Te (°C)	Ti (°C)	α	1/h (m ² .K/W)	I (W/m ²)	Q (W)
1	13,33	1,63	34	21	0,3	0,04	857,17	= 505,95
2	32,64	1,63	34	21	0,3	0,04	857,17	= 1.238,89
Janelas: 4	4,4	5,79	34	21	0,07	0,04	857,17	= 3.799,05

Fonte: Elaboração própria

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

- Carga térmica interna

Dentre as diversas componentes dessa carga foi levantado, em reunião com componentes da equipe BAJA-UFRJ Macaé, o número de pessoas que utilizam o recinto, obtendo uma ocupação média de 8 indivíduos, já que em situações muito restritas a equipe se encontra na sua totalidade. Essas pessoas foram consideradas, para efeito de cálculo, em atividade moderada.

Tabela 14: Valores para o cálculo e o resultado do calor emitido por pessoas no recinto

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

Fonte: Elaboração própria

Sobre a iluminação, há no recinto lâmpadas fluorescentes e sabendo que o recinto possui de área 58,8 m² temos:

Tabela 15: Valores para o cálculo e o resultado do calor emitido por lâmpadas

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

Fonte: Elaboração própria

Em um levantamento dos equipamentos, motores, e outras fontes de calor no recinto temos:

Tabela 16: Valores para o cálculo e o 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

Fonte: Elaboração própria

Ressalta-se que a cafeterira não apresenta uso contínuo, mas para a determinação de uma carga máxima, esse valor será incorporado aos cálculos.

A carga térmica interna foi de 4050,8 W.

- Carga devida ao ar exterior

Como antes citado os valores dos fatores F_p e F_a estão estipulados em uma tabela na norma ABNT NBR-16401-3, cujos valores são, respectivamente, 6,3 e 1,1 considerando um nível 2 (intermediário) de vazão para um laboratório de pesquisa. A vazão então é calculada:

Tabela 17: Valores para o cálculo e o resultado da vazão do ar exterior

F_p (l/s.pessoa)	F_a (l/s.m ²)	P (pessoa)	A (m ²)	V(m ³ /s)
6,3	1,1	8	58,8	= 0,115

Fonte: Elaboração própria

A carga térmica devida ao ar exterior:

Tabela 18: Valores para o cálculo e o resultado do calor devida ao ar exterior

ρ (Kg/m ³)	C (J/Kg K)	V (m ³ /s)	Te (°C)	Ti (°C)	Q (W)
1,2	1012	0,115	34	21	= 1815,53

Fonte: Elaboração própria

A carga térmica devida ao ar exterior foi de 1815,53 W.

- Carga térmica total

Somando a carga parcial de cada parcela obtemos a carga total a ser retirada do ambiente:

Tabela 19: 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

Fonte: Elaboração própria

- Carga térmica empírica

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.

4.2 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 realizado na seção 4.1. Os valores de entrada obtidos são apresentados na tabela 20, onde Q_E é a taxa de calor a ser retirado do ambiente a ser refrigerado.

Tabela 20: Valores de entrada do ciclo

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

Fonte: Elaboração própria

Depois de serem colocados como inputs 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.

O ciclo simulado e que retorna o valor de $Q_G = 18,41$ kW pode ser visto na tabela 21.

Tabela 21: Simulação no ciclo para obtenção de Q_G

PONTO	ENTALPIA (h)KJ/Kg	VAZÃO (m)Kg/s	PRESSÃO (p)Kpa	TEMPERATURA (T)°C	FRAÇÃO DA SOLUÇÃO (x)%
1	84,58586462	0,067982856	0,93535306	35,6145253	55
2	84,58586462	0,067982856	9,657053063	35,6145253	55
3	145,3802992	0,067982856	9,657053063	65	55
4	212,1908538	0,062317618	9,657053063	90	60
5	145,8696525	0,062317618	9,657053063	55,63	60
6	145,8696525	0,062317618	0,93535306	45,2682536	60
7	2659,5	0,005665238	9,657053063	90	0
8	189,0	0,005665238	9,657053063	45,13	0
9	189,0	0,005665238	0,93535306	6	0
10	2511,9	0,005665238	0,93535306	6	0
	Qe	13,16	kW		
	Qa	17,57	kW		
	Qg	18,41	kW		
	Qc	14,00	kW		
	COP	0,75			

Fonte: Elaboração Própria

4.3 SISTEMA SOLAR

- Determinação da área coletora teórica

Utilizando a equação 38 pôde-se calcular a área necessária para fornecer a taxa de calor Q_G . Os valores utilizados e o resultado se encontram na tabela 22.

Tabela 22: Tabela de cálculo da área coletora

Q_G (KW)	I (KWh/m ² d)	η	A (m ²)
18,41	4,84	0,6	44,47

Fonte: Elaboração Própria

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 m² de coletor/ kW de arrefecimento

Utilizando a relação área necessária (44,47 m²) pela potência de refrigeração (13,16 kW) tem-se 3,37 m² 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 m²) dividindo pela área de cada coletor (4,35 m²) 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 m².

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

Com posse da nova área (47,85 m²) pode-se determinar a nova taxa máxima nas mesmas condições de irradiação (4,84 KWh/m²d) e rendimento (0,6). Essa nova taxa servirá pra calcular o real aproveitamento energético durante o dia. Utilizando a equação 38 tem-se que a nova taxa vale 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 (499212 J) e a energia demandada (430794 J) 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 3. Segundo SOLARTERRA (2016) a latitude da cidade de Macaé é 22,35°. Logo a inclinação do coletor foi de 32,35°.

5 - CONCLUSÃO E PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

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 m²) e reservatório térmico (aproximadamente 2000 litros) demonstram a possibilidade dessa instalação no módulo (205,8 m²).

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.

Por fim, comprova-se que o propósito final deste trabalho foi atingido.

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> > Acessado 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.

ANSI/ASHRAE 62.1. Ventilation for acceptable indoor air quality. Atlanta, 2003.

ASHRAE 2001 Handbook Committee ASHRAE, American Society Of Heating, Refrigerating And Airconditioning Engineers. Atlanta 2001.

ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers. Inc, 2005.

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%20El%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%20El%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=engenharia&categoria=aquecimento_solar2&idproduto=coletor_solar_vacu> 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, GALDINO. Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos. Rio de Janeiro: CEPTEL-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>](http://www.marioloureiro.net/tecnica/energSolar/guia-tecnico-manual-solartermico.pdf)> Acesso em: Maio de 2016.

PROCOBRE. Manual de Qualidades em Instalações de Aquecimento Solar. São Paulo, 2009. Disponível em: < <http://www.dasolabrava.org.br/wp-content/uploads/2013/08/Manual-de-Boas-Praticas-Aquecimento-Solar.pdf>> Acesso em: Junho de 2016.

RODRIGUES E MATAJS. Um banho de sol para o Brasil: o que os aquecedores solares podem fazer pelo meio ambiente e sociedade por Décio Rodrigues e Roberto Matajs. São Lourenço da Serra: Vitae Civilis 2004.

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> 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.

TELHAS E ULTRAPAINÉIS. Telha termoacústica poliuretano. Disponível em:
<[http://www.telhaseultrapaineis.com.br/telha-termo-acustica-poliuterano/.](http://www.telhaseultrapaineis.com.br/telha-termo-acustica-poliuterano/)> Acesso em: Abril de 2016.

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

VARANI, C. M. R., 2001 - “Avaliação Energética e Exergética de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Água/Brometo de Lítio Utilizando Gás Natural”, Tese de Doutorado, CPGEM/CT/UFPB.

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