FACULDADES INTEGRADAS DE ARACRUZ
CURSO SUPERIOR DE ENGENHARIA MECÂNICA

CAROLINA DE MORAIS XAVIER
GÉSSICA DA COSTA BISPO
JOSÉ FELIPE CARDOSO FERREIRA
JOSÉ MÁRIO TORRI JUNIOR.

ESTUDO DA VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO UM MODELO HÍBRIDO SOLAR/EÓLICO

Aracruz
2019

CAROLINA DE MORAIS XAVIER
GÉSSICA DA COSTA BISPO
JOSÉ FELIPE CARDOSO FERREIRA
JOSÉ MÁRIO TORRI JUNIOR.

ESTUDO DA VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO UM MODELO HÍBRIDO SOLAR/EÓLICO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Coordenadoria do Curso de Engenharia Mecânica das Faculdades Integradas de Aracruz, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.
Orientador: Prof. Esp. Patrik Borges do Nascimento Leal.

Aracruz
2019

CAROLINA DE MORAIS XAVIER
GÉSSICA DA COSTA BISPO
JOSÉ FELIPE CARDOSO FERREIRA
JOSÉ MÁRIO TORRI JUNIOR.

ESTUDO DA VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO UM MODELO HÍBRIDO SOLAR/EÓLICO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da FAACZ - Faculdades Integradas de Aracruz, como requisito parcial para obtenção do título de graduação em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 28 de novembro de 2019

COMISSÃO EXAMINADORA

_____

Prof. Esp. Patrik Borges do Nascimento Leal
Faculdades Integradas de Aracruz
Orientador

_____

Prof. Me. Vital Pereira Baptista Júnior
Faculdades Integradas de Aracruz
Examinador interno

_____

Prof. Me. João Alberto Altoé
IFES – Campus Aracruz
Examinador externo

Dedicamos este trabalho a todas as pessoas que acreditam em nosso sucesso, aos nossos familiares e ao nosso orientador que, de alguma forma, contribuíram diretamente ou indiretamente neste trabalho.

AGRADECIMENTOS

“Agradecemos a Deus, por conceder força e sabedoria para seguir nossa jornada acadêmica. Aos nossos familiares, pelo apoio incondicional em todos os momentos e nunca por desistir de nós. Ao nosso orientador Prof. Patrik Borges do Nascimento Leal, pelo seu apoio, ensinamento e direcionamento com a sua experiência profissional. Aos nossos amigos que nos apoiaram e também nos orientaram em alguns momentos. Nosso muito obrigado a todos!”

RESUMO

Uma forma de se aproveitar os recursos naturais oferecidos pelo Brasil, como seu grande potencial solar e eólico, seria o uso de sistemas de refrigeração por absorção, o que proporcionaria economia e equilíbrio ambiental. Diante disso, este trabalho visa analisar a viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção utilizando um modelo híbrido solar/eólico, tendo como fluido de trabalho o par brometo de Lítio/água. O modelo foi implantado em um container-escritório localizado no município de Aracruz, com intuito de refrigerar e confortar o ambiente.

Para que isso ocorra foi necessário inicialmente dimensionar a carga térmica para o escritório, realizar balanços de massa e energia, dimensionar os coletores solares e turbina eólica, definir a eficiência do equipamento e ainda avaliar a viabilidade da produção de água. De modo geral, este sistema é composto por gerador, condensador, evaporador, absorvedor, turbina eólica e coletor solar. Como forma de se compreender melhor os métodos realizados, o sistema foi dividido em 3 subsistemas, onde foram compreendidos o seu funcionamento e os devidos cálculos energéticos necessários para que os objetivos impostos sejam alcançados. Dando continuidade, por meio dos cálculos, foram adotados modelos comerciais para a turbina eólica e o coletor solar, encontrando assim a quantidade de energia a ser suprida pelo aerogerador e também a área de coletor solar que necessária. Para o cálculo do COP (coeficiente de desempenho), foram levadas em consideração as devidas cargas térmicas encontradas no ambiente a ser refrigerado, além da vazão mássica e energia requerida pelo sistema, chegando então a um COP global de 0,77, além de apresentar uma produção de água bem significativa, alcançando a faixa dos 3,4 litros de água por dia.

Palavras-chave: Híbrido. Absorção. Energia. Refrigeração.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama entalpia concentração para soluções h2o - libr 25
Figura 2 - Sistema completo.....27
Figura 3 - Turbina eólica.....29
Figura 4 - Coletor solar.....30
Figura 5 - Subsistema 2 31
Figura 6 - Trocadores de Calor 33
Figura 7 - Acréscimo ao diferencial de temperatura.....34
Figura 8 - Calor liberado pelas pessoas.....35
Figura 9 - Infiltração de ar exterior 36
Figura 10 - Esquema do evaporador.....37
Figura 11 - Esquema do condensador 38
Figura 12 - Representação do gerador.....38
Figura 13 - Esquema do absorvedor 39
Figura 14 - Subsistema 3 (Refrigeração).....41
Figura 15 - Especificações técnicas 45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades da água e do Brometo de Lítio no sistema.....32
Tabela 2 - Propriedades da água e ar.....42
Tabela 3 - Resultados obtidos do coletor solar 46
Tabela 4 - Dados para balanço do subsistema 2 48
Tabela 5 - Cálculo da carga térmica.....51
Tabela 6 - Vazões mássicas 52
Tabela 7- Balanço energético do subsistema 2.....53
Tabela 8 - Energia requerida no sistema.....54
Tabela 9 - COP 55
Tabela 10 - Resultados do subsistema 3 56
Tabela 11 - Demonstrativo de investimento do projeto 57

SIMBOLOGIA

A = Área;

Ac = Área de coletor solar;

n = Rendimento do coletor solar;

l = Média de irradiação diária;

Qu = Calor que se deseja gerar;

(te – ti) = Diferença de temperatura entre duas superfícies;

Δt = Acréscimo ao diferencial de temperatura;

Q = Taxa de fluxo de calor transmitida;

q = Carga devido ao equipamento;

n = Eficiência do equipamento;

p = Potência do equipamento;

$\dot{m}$ = Vazão mássica;

Q = Ar que se deseja renovar;

$(hf - hi)$ = Variação de entalpia;

Qe = Calor a ser removido por evaporação;

$Qt =$ Carga térmica total;

ma = Fluxo de massa de água (Solução pura);

h = Entalpia;

Qg = Calor no gerador;

$\dot{m}$ = Fluxo de massa;

Qa = Calor no absorvedor;

Wp = Trabalho da bomba por unidade de massa;

Pe = Pressão do evaporador;

Pc = Pressão do condensador;

Vw = Volume específico;

Qf = Energia de consumo no evaporador;

Qg = Energia de consumo no gerador;

Qs = Energia dos coletores solares e do aerogerador;

ΣW = Trabalho de todas as bombas;

Min = Massa que entra no sistema;

Ma = Massa de ar seco;

Mw1 = Massa de água que não é recuperado;

Mw2 = Massa de água recuperada;

Mout = Massa de ar que sai da sala;

Qout = Calor que sai da sala;

Qcasa = Quantidade de calor na casa;

Cpa = Calor específico à pressão constante;

L = Energia do Fluido;

COP = Coeficiente de Performance;

R = Resistência;

G = Radiação global incidente no plano do coletor;

T = Temperatura;

K = Condutividade térmica;

U = Coeficiente global de transferência de calor;

P = Pressão;

$Qsistema =$ Calor fornecido pelos coletores solares;

$\dot{W}b =$Trabalho da bomba no subsistema 2;

$\dot{W}btanque =$Trabalho da bomba do tanque;

$\dot{W}ventilador =$ Trabalho do ventilador no subsistema 3;

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 13
1.1 OBJETIVO GERAL 15
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS 15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 16
2.1 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO/ENERGIA SOLAR 16
2.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO/ENERGIA SOLAR E EÓLICA 23
2.3 CARGA TÉRMICA 24
2.4 FLUIDOS H_2O-LIBR 24
2.5 APLICAÇÃO EM CONTAINERS 25
3 METODOLOGIA 27
3.1 SUBSISTEMA 1 (SISTEMA SOLAR/EÓLICO) 29
3.1.1 Turbina Eólica 29
3.1.2 Coletor Solar 29
3.2 SUBSISTEMA 2 31
3.2.1 Definindo parâmetros 31
3.2.2 Trocadores de calor 32
3.2.2.1 Calor trocado e perdido 33
3.2.3 Carga térmica 33
3.2.3.1 Transmissão de calor do Sol através de superfícies opacas 34
3.2.3.2 Carga devido as pessoas 34
3.2.3.3 Carga devido aos equipamentos 35
3.2.3.4 Carga devido a infiltrações 35
3.2.3.5 Carga térmica total 36
3.2.4 Balanço de massa e energia 37
3.2.5 Custo Energético de 2 subsistemas 40
3.2.6 Eficiência (COP) 40
3.3 SUBSISTEMA 3 (REFRIGERAÇÃO) 41
3.3.1 Balanços de massa 42
3.3.2 Balanços de energia 42
3.3.3 Entrada do sistema 43
3.3.4 Energia necessária no evaporador 43
3.4 ANALISE PRELIMINAR FINANCEIRA DO PROJETO 44
4 RESULTADOS 45

4.1 SUBSISTEMA 1 45
4.1.1 Turbina Eólica 45
4.1.2 Coletor solar 46
4.2 SUBSISTEMA 2 47
4.2.1 Carga Térmica 48
4.2.2 Vazão mássica 51
4.2.3 Balanço de energia 52
4.2.4 Energia requerida 53
4.2.5 Eficiências 54
4.3 SUBSISTEMA 3 55
5 ANALISE PRELIMINAR FINANCEIRA DO PROJETO 57
6 CONCLUSÃO 59
6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 59
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 60

1. INTRODUÇÃO

O uso de energias limpas é um fator que promove o equilíbrio entre o bem-estar humano e da natureza. A sua utilização se torna ainda mais compensadora em sistemas nos quais se busca um maior aproveitamento energético. É o caso da aplicação de sistemas de refrigeração por absorção, onde se é possível utilizar a energia térmica no lugar da elétrica (Costa, Ennio Cruz da, 1982).

Ciclos por absorção são compostos principalmente por gerador, condensador e evaporador. Nota-se certa semelhança com os ciclos por compressão, a grande diferença está no equipamento que realizará o aumento da pressão do fluido refrigerante, que na absorção é realizado pela bomba, enquanto que na compressão esse papel é exercido pelo compressor. (MILLER, Rex; MILLER, Mark, 2014)

Em setores de refrigeração que utilizam sistemas à compressão, o consumo de energia elétrica exerce um impacto considerável, economicamente falando. Em contrapartida, o sistema de refrigeração por absorção permite a redução do consumo de energia. Há estudos que comprovam esse fato, um deles constata uma economia de R$ 1.298,00 utilizando apenas coletores solares para manter um sistema de refrigeração por absorção, suprindo uma necessidade de 100KW de potência, 20 dias por mês (Campos, 2017).

Esse sistema de refrigeração também necessita de pequenas entradas de eletricidade, para suprir as bombas e demais necessidades não tão significativas quanto à entrada de calor. Para isso, um sistema eólico também poderia ser implantado assim como Silva (2004) inseriu em seu estudo, proporcionando então uma independência energética.

Desde 1970 o potencial eólico brasileiro tem sido objeto de estudo, revelando uma enorme capacidade, porém pouco aproveitada. O atlas do potencial eólico nacional (2001) indica maiores velocidades de vento no litoral do país e áreas do interior com baixo relevo e rugosidade, chegando a identificar médias anuais de 5 a 6 m/s e uma capacidade de 143,5 GW. Contudo, ainda assim, o país precisou recorrer a importação de 2.670 MW de energia elétrica da Argentina e Uruguai (MME, 2015). No que diz respeito ao uso da energia solar, o Brasil possui em qualquer região, valores de radiação maiores que a maioria dos estados da União Europeia, onde são fortemente disseminados projetos para aproveitamento dos recursos solares,

conforme o Atlas Brasileiro de Energia Solar (2006). Tal potencial brasileiro, se bem utilizado, pode trazer economia a população e à indústria, além de beneficiar a natureza. A Aspe (2013) menciona que cada m^2 de coletor solar utilizado por um ano, equivale a 56 m^2 de áreas inundadas, 215 kg de lenha e 66 litros de diesel.

Uma forma de se utilizar os recursos naturais mencionados, podendo abranger indústria e população, proporcionando economia, inovação e equilíbrio ambiental, são os sistemas de refrigeração por absorção, que promovem a climatização de ambientes e inclusive a refrigeração de frigoríficos e abatedouros de aves.

Diante disso, este trabalho visou analisar um equipamento de refrigeração por absorção que terá como fluidos de trabalho o par brometo de Lítio/água, e irá operar com o auxílio das energias solar e eólica. O estudo foi feito com base na implantação deste sistema em um container-escritório localizado no município de Aracruz, analisando o desempenho energético, além da sua capacidade para a produção de água.

1.1. OBJETIVO GERAL

Analisar a viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção utilizando um modelo hibrido solar/eólico, operando com par brometo de Lítio/água.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Avaliar os parâmetros dos balanços de massa e energia nos volumes de controle do equipamento para identificar o potencial energético;
- Dimensionar os coletores solares e a turbina eólica, utilizando dados específicos da região de estudo (Aracruz, ES);
- Definir a eficiência (COP) do equipamento levando-se em conta as energias de consumo e o trabalho da bomba;
- Avaliar a viabilidade da produção de água do equipamento;
- Realizar uma análise preliminar financeira do projeto.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A refrigeração no ciclo de absorção envolve, como indicado pelo nome, a absorção de um fluido. No processo da absorção ocorre a extração de substancias presentes na atmosfera ou em uma mistura de fluidos, em um processo com reações químicas ou físicas. O sistema é composto principalmente por gerador, condensador, evaporador e absorvedor. Quanto ao seu funcionamento, a água é aquecida e entra no gerador, onde ocorre a evaporação do fluido refrigerante (água) que então é separado do fluido absorvente (brometo de lítio), (MILLER, 2014).

Diversos trabalhos publicados analisam tal sistema, buscando melhorias e também analises da implementação para diversos fins, por exemplo a dissertação realizada por Campos (2017), ao estudar tal sistema para conforto de ambientes utilizando energia solar, ou Benedetti (2010), em sua dissertação de mestrado ao realizar o estudo para a integração em um abatedouro de aves.

2.1. REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO/ENERGIA SOLAR

A necessidade de extrair calor elevado das indústrias encorajou o desenvolvimento da bomba de calor à base de absorção de brometo de lítio (LiBr-H 2 O). TK Chandrashekar et al. (2007) apresentaram um estudo de simulação da bomba de calor de absorção de vapor LiBr-H2O de estágio único, onde foi feita uma análise termodinâmica detalhada da bomba de calor de absorção de vapor LiBr-H2O. A validação deste modelo foi realizada considerando os valores da literatura. O efeito da água de resfriamento nas vazões, o COP (coeficiente de desempenho) e a condutância também foram examinados. De acordo com os resultados, o COP foi obtido pelas variâncias de Tg, Te, Tc e Ta, assim como um resultado satisfatório do COP de 0,8825, contribuindo com a temperatura do gerador.

Suzuki (2009) fez uma análise de duas possiblidades de se aproveitar a energia solar em sistemas de ar condicionado: células fotovoltaicas e chillers de absorção alimentados por coletores solares, onde foi desenvolvida uma pesquisa tecnológica e práticas, que já existem no mercado, onde tiraram conclusões acerca de suas aplicações e viabilidade. Ele concluiu que a implementação desse projeto só seria viável na Europa, onde contém um investimento pesado em tecnologias sustentáveis, onerando o consumidor final por conta de impostos.

Agyenim et al. (2010) desenvolveram um protótipo de um sistema de resfriamento solar com base em um sistema de absorção LiBr / H2O onde foi testado durante o verão e o outono de 2007, na Universidade de Cardiff, no Reino Unido. Os desempenhos do sistema juntamente com o desempenho dos componentes individuais no sistema foram avaliados com base nas medições físicas diárias da radiação solar, temperatura ambiente, temperatura do fluido de entrada e saída, vazão mássica e consumo elétrico por componente. Os resultados obtidos comprovaram a viabilidade desse novo conceito de câmaras frigorificas, tendo a temperatura da água gelada chegado a menos de 7,4 ° C, onde o valor obtido do COP foi de 0,58, com base na potência térmica de resfriamento por unidade de energia solar térmica disponível do coletor de tubos a vácuo, em um dia quente e ensolarado e temperatura ambiente de 24 ° C, provando seu potencial no resfriamento de edifícios em escala doméstica.

Isaza et al. (2010) estudaram a aplicabilidade das soluções de água de monometilamina em um refrigerador de absorção solar para fins de conservação de alimentos nas regiões rurais da Colômbia, onde não havia eletricidade disponível. Foi proposto um sistema de aquecimento solar por coletores solares de placa plana juntamente com um sistema auxiliar convencional, onde determinou se o COP do sistema de refrigeração apenas de um estágio em função da temperatura dos diferentes componentes do ciclo. Após os cálculos, foi observado que o máximo de coeficiente de redução pode ser atingido a uma temperatura de 70° C e que depois de algum tempo, poderia ser atingido, também, por uma placa de captura solar. Com isso, observaram que o uso do MMA-A no sistema de refrigeração por absorção obteve um alto desempenho, comparado com outros refrigerantes, sendo eficaz na conservação de alimentos nas áreas não interconectadas.

Benedetti (2010), realizou uma análise técnica e econômica do sistema de refrigeração por absorção amônia-água para a integração em um abatedouro de aves, realizando balanços termodinâmicos e simulações com o software EES. A simulação termodinâmica mostrou-se útil para determinação dos parâmetros ótimos de operação das quatro diferentes configurações estudadas. Conclui-se também que os trocadores de calor aumentam o desempenho do ciclo significativamente (em mais de 40 %), sendo o pré-aquecedor de solução rica indispensável. O maior valor do COP foi alcançado para o ciclo GAX, entretanto, este se mostrou muito mais vantajoso

operando com valores relativamente altos de temperatura de evaporação e geração e valores relativamente baixos de temperatura de condensação.

Gramignia (2013), propôs estudar um sistema de refrigeração por absorção, tendo a modelagem e a avaliação de dois ciclos utilizando as soluções binárias água-brometo de lítio e amônia-água para ser utilizado em instalações de pequeno porte, sendo utilizado o programa EES (Engineering Equation Solver), necessário para entendimento do balanço térmico e aquisição das propriedades dos fluidos utilizados. Foi concluído que é possível atingir valores de coeficiente de rendimento úteis em aplicações da refrigeração por absorção em instalações de pequeno porte. O ciclo de refrigeração por absorção utilizando a solução binária água-brometo de lítio mostrou-se tecnicamente mais vantajoso para um equipamento de pequeno porte com capacidade de refrigeração aproximada de 12.000 BTU/h se comparado à solução binária amônia-água. Apesar do aumento no rendimento para a água-brometo de lítio, para a solução amônia-agua foi notado que este trocador de calor possui maior ganho proporcional pois a solução amônia-água é mais sensível ao calor e apresentou maior aumento do COP. Ainda assim, comparando as duas soluções, a solução água-brometo de lítio é mais vantajosa nas duas condições.

Sousa (2011) desenvolveu um sistema para modelação de um sistema de refrigeração por absorção cuja pretensão era abordar a viabilidade e a eficiência deste tipo de equipamento. Para isso, utilizou o software EES, resolução de equações, balanços energéticos e mássicos. Dessa forma, foi avaliado o desempenho do sistema e a simulação de situações, obtendo resultados com aproximação para com os sistemas modelados por outros autores. A partir desse estudo, pode-se observar por exemplo que as bombas no sistema não influenciam significativamente para o COP (coeficiente de desempenho). Foi possível simular o funcionamento destes sistemas através da introdução de alguns parâmetros de entrada tais como, as temperaturas de funcionamento, do gerador, condensador e do evaporador, assim como o caudal de fluido refrigerante utilizado. Em relação aos resultados obtidos, foi destacada a evolução do COP entre os 3 casos de estudo iniciais, onde no sistema mais simples o COP obtido foi de 0,213, evoluindo para um COP de 0,375 apenas com a introdução de um permutador de calor da solução, entre o absorvedor e o gerador.

Clesio e Santana (2014) apresentaram um estudo viabilidade técnica e econômica através da modelagem e simulação de um sistema de refrigeração com chiller de absorção, utilizando como fontes de geração térmicas, painel solar com tubos a vácuo

e gás natural. A eficiência dos painéis juntamente com o coeficiente de performance do chiller obtiveram uma coesão com o projeto, tendo uma avaliação econômica positiva através do lifecycle saving (LCA). Através de pesquisas e cálculos, obteve se os resultados da eficiência do coletor e COP, sendo eles 97% e 0,7, respectivamente, coerentes com os dados projetados. Já nos resultados econômicos, o LCS foi de R$ 47.814,50 positivos, o que indicou uma viabilidade econômica do investimento.

Omar Ketfi et al. (2015) apresentaram um estudo de modelagem e simulação de uma KW YAZAKI máquina de resfriamento por absorção trabalhando com mistura de brometo de lítio e água. Foi feita uma análise termodinâmica do sistema, e os resultados teóricos do ciclo foram apresentados e comparados com outro tipo de modelo matemático, além do desenvolvimento de um programa de simulação usando o Matlab. Os resultados das simulações mostraram que de acordo com o aumento das temperaturas do gerador e do evaporador, o COP do ciclo aumenta, diminuindo assim o aumento das temperaturas do condensador e do absorvedor. O COP atingiu seu valor máximo, que é de 0,77, com uma temperatura de gerador de 92° C. Além disso, os resultados se mostraram de uma concordância muito boa em relação ao modelo matemático comparado (L. Lansing).

Souza, B. (2015) apresentou um estudo de um sistema de refrigeração por absorção assistido por energia solar com intuito de empregar no arrefecimento de uma pousada de ecoturismo, localizada em um lugar remoto, sem necessidade de uma rede elétrica. Foi utilizado o software de simulações TRNSYS, sendo que seus resultados foram comparados com outros modelos matemáticos dos componentes do sistema. Foi desenvolvido um modelo computacional para realizações das simulações, onde se permitiu simular três configurações de sistema de refrigeração por absorção. Como resultado, foi verificado o uso de um sistema de refrigeração por absorção no resfriamento de quartos e de um refeitório e para condicionamento de alimentos frescos, em uma câmara refrigerada. Com as limitações encontradas no estudo, não foi possível manter uma temperatura para a conservação de alimentos, inferior a 4°C, e mesmo utilizando acima desse valor de temperatura, o sistema não atenderia satisfatoriamente este consumo.

Brandão (2015) buscou desenvolver uma ferramenta do tipo solver ágil, intuitiva, sendo ela, capaz de auxiliar um projeto térmico de um ciclo de refrigeração por absorção água-amônia para as condições climáticas do Rio de Janeiro. A combustão, a exergia e segunda lei da termodinâmica aplicada em processos de regime

permanente foram introduzidas durante este trabalho, pois tratam-se de teorias fundamentais à compressão e à coerência textual. Por fim, foi interpretado os resultados gerados, destacando a avaliação, que foi baseada na segunda lei da termodinâmica. Como resultado, foi desenvolvido no trabalho uma ferramenta do tipo solver, que se provou polivalente, onde municiava o projetista com resultados valiosos de desempenho total e de cada equipamento do ciclo de refrigeração por absorção água-amônia e, através de alertas do usuário, definia instantaneamente as limitações de operação do sistema. Foi exaltado o valor didático do solver, onde ele foi capaz de demonstrar a um estudante de refrigeração evidencias palpáveis do prejuízo causado pelo destino equivocado dado a um insumo energético. O contraste quantificável entre os diversos componentes do sistema de refrigeração, possível por meio da análise baseada na segunda lei da termodinâmica, conferiu ao pesquisador o auxílio racional às decisões de otimização térmica.

Cruz (2015) realizou uma análise em sua dissertação identificando os potenciais térmicos de uma empresa para um sistema de refrigeração por absorção amônia/água para reduzir custos, levando-se em conta a produção de água gelada e refrigeração. Em sua metodologia, o autor comparou simulações realizadas em três programas para investigar a influência dos parâmetros atribuídos. Dentre as simulações, o caso 3 se mostrou mais vantajoso, onde utiliza uma parcela de 10 toneladas por hora de vapor de caldeira, para mover o sistema de absorção responsável pelos túneis de congelamento, garantindo maximização da produção de vapor da caldeira, melhorando o rendimento térmico e a produção de energia elétrica. Como resposta ele obteve 8,7% de economia referente a energia elétrica ao adotar o sistema de refrigeração por absorção para a empresa em estudo, proporcionando uma economia de R$ 135.391,41, com o retorno de investimento previsto para 73 meses.

Soares et al. (2016) mostrou o desenvolvimento de uma pesquisa que modela matematicamente o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção de vapor, sendo ela, implementada pelo software EES, utilizando balaço de massa, de energia e de concentração. O Algoritmo teve como objetivo a obtenção do COP, onde possibilitou avaliar parâmetros do sistema de refrigeração por absorção, quando a energia solar era sua principal fonte. Os resultados obtidos no ESS colaboraram com o fato de o COP está diretamente relacionado com a quantidade de calor fornecida para o gerador do sistema. Embora o COP do sistema de absorção seja inferior ao de compressão a vapor, o projeto mostrou-se viável, pois os resultados se mostram

viáveis. Outro ponto importante foi a viabilidade da construção de um protótipo, visto que além do seu desempenho satisfatório, foi concluído que ele provocará uma menor utilização de energia elétrica, promovendo a conservação do meio ambiente.

FERREIRA (2017) desenvolveu um projeto onde foi estudado a aplicação em edificações de um sistema de refrigeração por absorção (SRA), acionado por água quente proveniente de uma planta solar. Para isso foi simulado um modelo constituído de 500 m² de coletores de tubo evacuado, sendo alimentado pela SRA, utilizando água e brometo de lítio, usado na simulação de carga térmica do prédio InovEE, da faculdade de engenharia de Guaratinguetá. Essa análise técnica foi realizada no software Polysun, onde foi simulado as instalações que utilizam energias renováveis. Com os resultados do Polysun foi possível modelar o SRA de 80 KW de capacidade de refrigeração, com a planta solar de 500 m² e conseguir manter a temperatura do prédio durante o ano entre 20 e 22° C com uma fração solar média anual de 63%.

GABBARDO (2017) estudou o comportamento de um sistema autônomo de ar condicionado que utiliza energia solar, mostrando que o uso de energia renovável, como a energia solar, mostra-se um grande aliado para reduzir o consumo de energia elétrica, ganhando cada vez mais espaço no mercado mundial, evitando a necessidade de recorrer tão frequentemente a fontes não renováveis. Simulações foram realizadas no programa TRNSYS, para uma edificação padrão, em dez cidades brasileiras, onde foi estimada a carga térmica para algumas cidades escolhidas a fim de dimensionar a potência do sistema fotovoltaico. Os dados do dimensionamento foram utilizados no sistema autônomo gerado no TRNSYS, e realizaram-se simulações correspondentes aos períodos do ano de maior e menor irradiância. Como resultado, obteve se uma média de carga térmica de resfriamento de 3751,5 W, onde encontrou-se discrepâncias nos resultados encontrados nas cidades de Campo Grande e Rio de Janeiro, com cargas superiores às demais, e Curitiba por apresentar a menor carga, devido as questões climáticas. Depois de realizadas as análises, se pode concluir que a energia solar é capaz de aportar a energia despendida de um sistema de ar condicionado, tornando o sistema autônomo.

Campos (2017) propôs verificar a viabilidade do sistema de refrigeração por absorção refrigerar salas de aulas, utilizando energia solar para isso. Em sua metodologia, realizou a modelagem do ciclo com as equações de balanço de massa e energia para cada um dos componentes do ciclo de refrigeração, demonstrando a viabilidade do sistema na região estudada para o conforto térmico. Quanto à viabilização do uso de

coletores solares, o autor determinou a área dos coletores solares conhecendo a média de irradiação solar diária na região estudada, coletados por dados meteorológicos de duas agências distintas. Foi analisado o uso de duas marcas de placas solares, conhecendo a eficiência, a quantidade de energia desejada e a irradiação media por mês, foi possível relacionar tais dados em uma equação e definir a área necessária dos painéis solares, para ambas as marcas. Podendo definir então qual marca seria mais viável, com base na menor área necessária. Foi apresentada uma simulação para o cálculo das taxas de transferência de calor de um sistema de refrigeração por absorção de vapor para o par brometo de lítio - água, sem trocador de calor e com trocador de calor para avaliar o COP entre os dois tipos de ciclo. Com a temperatura do evaporador de 12° C e a temperatura de saída do gerador de 100° C, foi obtido um coeficiente de performance COP de 0,735 e taxa de transferência de calor do gerador de 512,7 kW para o caso sem trocador de calor. Já Inserindo um trocador de calor no sistema de absorção e admitindo o valor de 61 °C para a temperatura de entrada da solução binária no gerador, o coeficiente de performance aumentou para 0,8005 sendo a taxa de transferência de calor do gerador de 470,7 kW.

Moreira (2018) tratou de um desenvolvimento de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com o par de brometo de lítio e água, que tem como fonte térmica a queima de gás natural e irradiação solar. Foi dimensionado as áreas de troca de calor utilizando as expressões da transferência de calor e massa de um sistema de até 5 TR. A simulação apresentou um enfoque diferencial com a utilização de relações constitutivas para as propriedades termodinâmicas da solução brometo de lítio-água. De acordo com os cálculos e gráficos, à medida que se aumenta o fluxo de calor fornecido ao gerador de vapor, aumenta a quantidade de tubos requeridas para cada componente do sistema. Além disso, o estudo mostrou-se viabilidade em relação a economia feita em gás natural e na redução da emissão de gases poluentes, reduzindo o efeito estufa. Com valores de 488,6 W/h durante 7 horas de funcionamento por dia, uma parcela que foi obtida com o mínimo de gastos, afirma sua viabilidade.

2.2. REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO/ENERGIA SOLAR E EÓLICA

Silva (2004) procurou analisar o funcionamento de um compressor de frequência variável que utilizasse a energia eólica, na cidade de São Luís do Maranhão, com o objetivo de manter um sistema de refrigeração funcionando. Para tal objetivo ele buscou conhecimento de valores locais das velocidades de vento, tendo ainda escolhido um cata vento tipo Savonius. Dentre os resultados, foi suposto que o sistema trabalharia por 15 anos, tendo um consumo de 64.800 KWh. Segundo Silva, foi possível a utilização da energia eólica em um sistema de refrigeração, tendo indicado que o desempenho desse sistema à compressão de vapor está em um nível de eficiência aceitável.

Zanin (2013) apresentou um projeto de um refrigerador portátil que é acionado por energia renovável, onde foi realizado um estudo da disponibilidade de energia solar e eólica, em pequena escala, na cidade de Tramandaí-RS. Para a realização da refrigeração utilizou se pastilhas termoelétricas (Peltier), o software EnergyPlus para o cálculo da potência obtida pelo painel fotovoltaico e foi feito um breve estudo sobre os componentes elétricos do refrigerador e um esboço das ligações entre esses componentes. Como resultado, o projeto apresentou algumas limitações físicas e energéticas, como por exemplo, o grande consumo pelas pastilhas Peltier e a baixa obtenção de energia pelos painéis fotovoltaicos. Porém, quando foi utilizado em 5°C, sua temperatura se conservou, fazendo com que o refrigerador funcionasse dentro de suas limitações.

Queiroz (2013) apresentou uma análise teórico-experimental de uma planta de cogeração, composta por um chiller de absorção que utiliza a tecnologia NH3/H2O, um recuperador de calor e um grupo gerador a gás natural, onde foi desenvolvida na plataforma EES e embasada em processos ideais, dados fornecidos pelo fabricante do motor e do chiller de absorção, bem como em resultados experimentais e da literatura. De acordo com resultados obtidos no EES, pode se fazer uma análise energética e exergética o sistema em estudo e confronta-los com dados da literatura e experimentais, sendo eles, expostos por alguns aspectos inerentes deste trabalho. Com a análise de dados, notou-se que o sistema apresentava três níveis de pressão: um com 13,64 bar, um com 12,4 bar e outro com 4,878 bar. O retorno da solução do retificador para o gerador apresentou uma concentração de 51,27 %, onde foi constatado amônia diluída na água, após o processo.

2.3. CARGA TÉRMICA

CREDER, HELIO (2003) apresentou em seu livro, “Instalações de Ar condicionado 6° Edição”, um exemplo de cálculo de carga térmica de um prédio a ser condicionado para a estação de verão, onde o mesmo deveria seguir requisitos como temperatura e umidade, segundo as condições recomendadas pela NBR 16401. Conforme o autor, a carga térmica pode ser introduzida no recinto a condicionar por: condução; insolação; dutos; pessoas; equipamentos; infiltração e ventilação.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C. (2008) apresentou em sua tese uma aplicação de uma máquina de absorção em sistemas de condicionamentos de ar em ônibus e caminhões, onde o espaço disponível para instalação do mesmo é pequeno.

Discutiu-se a carga térmica presente no interior de um ônibus indicando as principais fontes de ganho de calor. Sendo elas a condução de calor através de paredes e vidros, irradiação solar pelos vidros, condução através do compartimento do motor, pessoas, admissão de ar externo, infiltrações, motores, ventiladores e luzes internas.

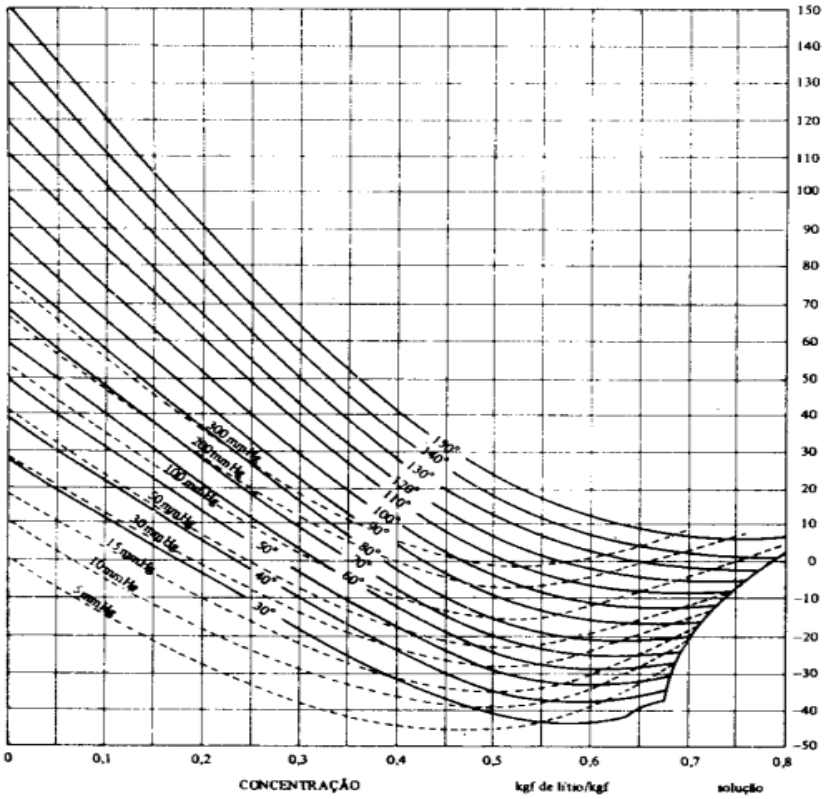
2.4. FLUIDOS H_2O-LiBr

O fluido frigorífero é a água e o fluido absorvente é o LiBr. Conforme Costa, Ennio Cruz da, 1982 em seu livro “Refrigeração”, o LiBr puro é sólido, mas quando misturado com água em uma quantidade aceitável, forma uma substancia liquida homogênea.

Conforme o autor, apesar do sistema NH3- H_2O (Frigorífero-Absorvente) ser mais comum, o sistema H_2O-LiBr ganha espaço por ser menos perigosa. Além disso, o sistema NH3- H_2O é mais utilizado para produção de baixas temperaturas em aplicações industriais, enquanto o sistema a H_2O-LiBr é destinado a produção de temperaturas superiores a 0°C para conforto humano, conservação de flores, etc.

O autor também aborda exemplos do cálculo de sistemas de refrigeração por absorção utilizando o par H_2O-LiBr. Para isso utiliza o diagrama entalpia-concentração, mostrado na Figura 1 a seguir, e tabelas do vapor d’água para baixas temperaturas.

Figura 1 - Diagrama entalpia concentração para soluções h2o - libr



Fonte: Costa, Ennio Cruz da, 1982. P.198

Neste diagrama aborda-se os processos de balanço de massa e energia, relacionando entalpias, vazão mássica, pressão, concentração, temperatura e estado.

2.5. APLICAÇÃO EM CONTAINERS

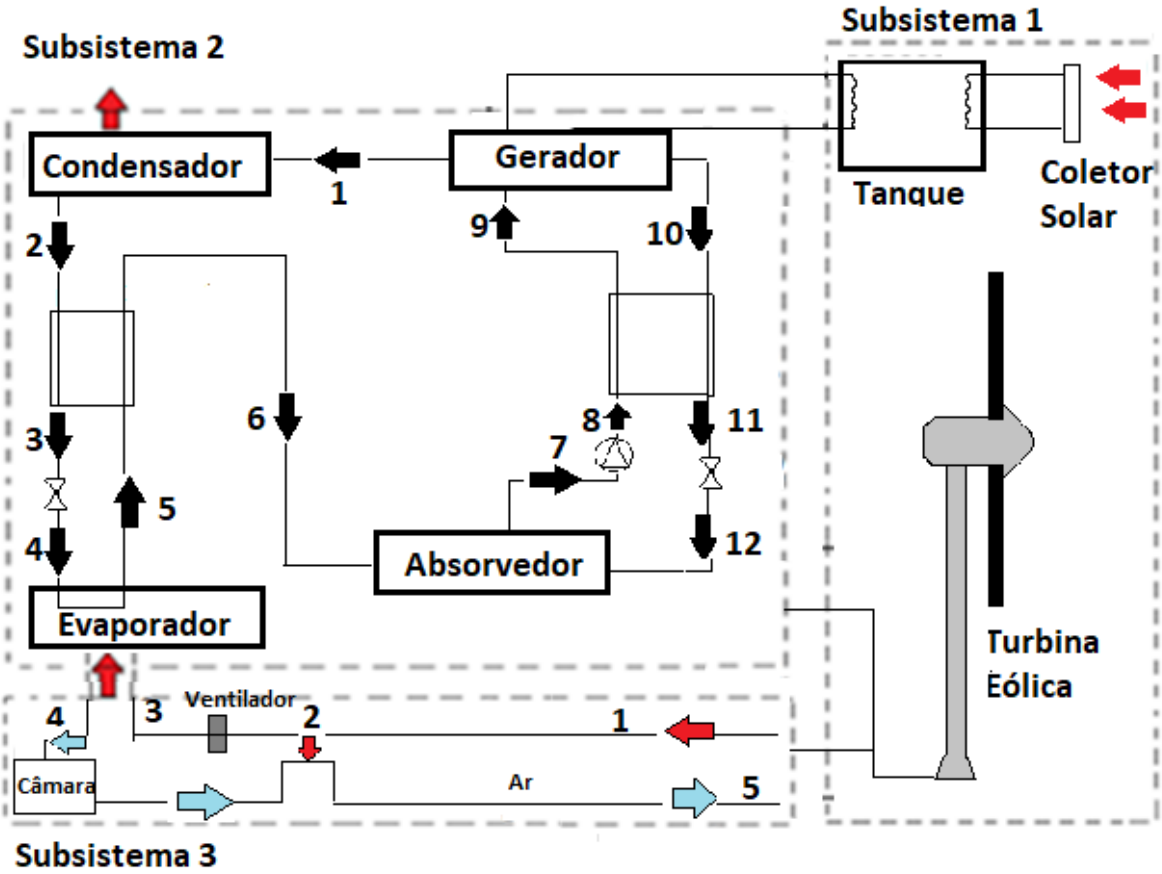
ANTONIASSI (2017) propôs desenvolver um container sustentável, cujo funcionamento seja totalmente independente, ou seja, uma vez instalado em regiões de difícil acesso, o mesmo ofereça as condições mínimas necessárias para o início dos trabalhos, dispondo de acomodação, iluminação, conforto térmico, entretenimento, comunicação e trabalhando com a geração de energia solar fotovoltaica, armazenamento de energia em baterias, geração de energia solar térmica, captação da água da chuva, tratamento de esgoto, entre outras soluções que o tornam um projeto ambientalmente correto. Como conclusão, percebeu-se que o container proposto garante as condições de conforto e funcionalidade para as situações encontradas no dia a dia das obras no Brasil uma vez que, apresenta autossuficiência para gerar sua própria energia e garantir o funcionamento dos

equipamentos básicos ao uso diário dos usuários. Devido ao objetivo de o projeto não ser de cunho lucrativo, o investimento para desenvolvimento do protótipo se mostra interessante ao médio prazo, uma vez que o container além de propiciar condições rápidas para o início da obra, permite a economia de energia e recursos naturais durante sua utilização.

3. METODOLOGIA

Para que haja uma melhor compreensão do processo adotado, o sistema foi dividido em subsistemas 1, 2 e 3, como segue na Figura 2. Foram demonstrados o funcionamento e todos os cálculos necessários para atingir os objetivos.

Figura 2 - Sistema completo



Fonte: Autores, 2019

No subsistema 1 ocorre a captação e armazenamento da energia térmica solar e também a transformação da energia cinética dos ventos em elétrica. A energia transformada pelo aero gerador é utilizada para prover as necessidades dos outros subsistemas e a energia térmica provinda do coletor solar é utilizada para alimentar o gerador no subsistema 2.

No subsistema 2 ocorrem trocas energéticas que permite a perda de energia do fluido de trabalho, possibilitando o processo de refrigeração, que ocorre no subsistema 3.

Descrição do processo que ocorre no subsistema 2:

a) Gerador

Nesta etapa os fluidos Libr e Água são aquecidos, sendo a água separada por evaporação. O fluido Libr de baixa concentração destina-se ao absorvedor enquanto a água em estado de vapor destina-se ao condensador.

b) Absorvedor

Ocorre que no evaporador há vapor de refrigerante em baixa pressão e é absorvido por uma solução no absorvedor. O vapor de refrigerante está a uma temperatura mais elevada que a solução, então realizam trocas térmicas no absorvedor. Depois, uma bomba eleva a pressão da solução concentrada e as leva ao gerador, onde ocorre o aquecimento e o ciclo é reiniciado.

c) Condensador

No condensador a água que antes estava em estado de vapor torna-se líquida, perdendo energia. Posteriormente expande na válvula de expansão, acentuando o processo de perda de energia.

d) Evaporador

A água absorve energia do ambiente (Mais propriamente do sistema 3, onde ocorre a refrigeração do ambiente), tornando-se vapor. Então adentra o absorvedor, sendo misturada ao LiBr de baixa concentração, onde faz trocas térmicas.

O subsistema 3 é responsável pela refrigeração do ambiente designado e pela condensação da água do ar.
É formado por um trocador de calor, o evaporador, a câmara que precisa ser arrefecida e um ventilador que utiliza a energia do aero gerador.
Quanto ao funcionamento do subsistema 3, ocorre o seguinte processo:
O ar externo ao entrar nesse sistema é resfriado no trocador de calor devido ao ar em menor temperatura que sai da câmara. Em seguida esse ar faz uma troca térmica com o evaporador, onde é resfriado e uma determinada massa de água é condensada na

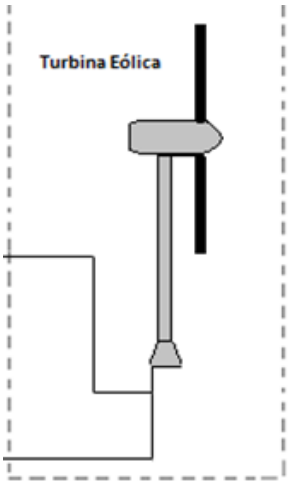
câmara. Enfim, esse ar ao sair da câmara é utilizado para trocar calor com o ar que entra e segue para refrigerar o ambiente designado.

3.1. SUBSISTEMA 1 (SISTEMA SOLAR/EÓLICO)

O subsistema 1 é designado à transformação energética por meio do sistema hibrido solar/eólico. Este será dividido em duas etapas, onde será explicado inicialmente sobre o funcionamento da turbina eólica (Figura 3) e posteriormente os coletores solares (Figura 4).

3.1.1. Turbina Eólica

Figura 3 - Turbina eólica



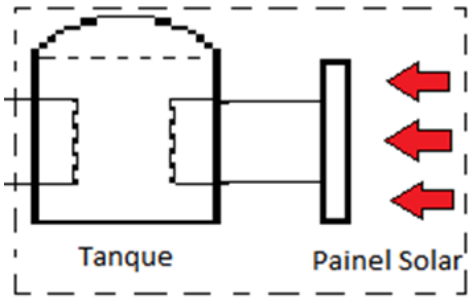
Fonte: Autores, 2019

Por meio de cálculos foi estimado um valor teórico para a quantidade de energia elétrica necessária em todo o sistema de refrigeração, sendo suprida pelo aerogerador. Há um ventilador, uma bomba para o fluido de trabalho, uma para o fluido absorvente e uma bomba no tanque. Assim, foi analisada uma turbina de mercado que trabalhando com a velocidade média de vento disponível em Aracruz, possa suprir o equipamento, avaliando assim a viabilidade do aerogerador.

3.1.2. Coletor Solar

Os coletores solares recebem e armazenam uma quantidade de calor no tanque. Este calor deverá ser suficiente para suprir o gerador.

Figura 4 - Coletor solar



Fonte: Autores, 2019

Foi calculada a energia disponível na região de Aracruz segundo a equação 01, conforme dados da Agencia De Serviços Públicos De Energia Do Estado Do Espirito Santo (2013).

$$Energia\ solar\ X\ Eficiência\ solar\ X\ Eficiência\ tanque\ =\ Energia\ disponível \quad (01)$$

Havendo definido o modelo, foi calculada a área necessária para que o coletor apanhe uma quantidade de calor suficiente para suprir o gerador.

A área adequada para os coletores solares foi dada pela seguinte relação, conforme a eficiência do modelo analisado:

$$A_c = \frac{Qu}{(n*l)} \quad (02)$$

Onde:

n =Rendimento do coletor solar;

Qu = Calor que se deseja gerar;

A_c = Área do coletor solar;

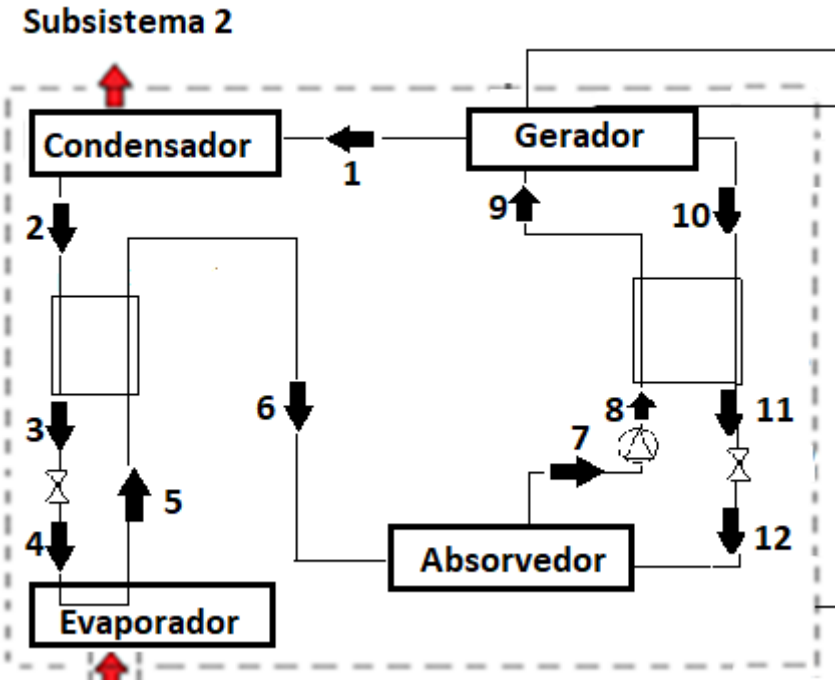
l =Média de irradiação diária.

Conforme os estudos do N. K. Ghaddar (1996), o sistema atinge uma alta performance com valores de volume de fluido por área de coletor entre 13 e 19 $\frac{l}{m^2}$. Assim, sabendo a área para os coletores, foi calculada a quantidade de água que pode ser aquecida considerando uma faixa de temperatura entre 65 e 85°C para o tanque.

3.2. SUBSISTEMA 2

Como pode ser visto na Figura 05 este subsistema é constituído por gerador, condensador, evaporador, absorvedor, trocadores de calor, válvulas de expansão e bombas.

Figura 5 - Subsistema 2



Fonte: Autores, 2019

Para a análise foi considerado o uso de água e LiBr como fluidos, devido ao fato de que o sistema em questão é designado a refrigeração de um escritório, produzindo temperaturas superiores a 0°C e esses fluidos exercem menor risco à saúde do que o par água x amônia (Costa, Ennio Cruz da,1982).

3.2.1. Definindo parâmetros

Foi considerado para esse sistema (HEROLD, Keith E.; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, S., 1996.):

- No regime permanente o refrigerante é a água pura;
- Não há mudanças de pressão exceto nas válvulas de expansão e bombas;
- Nos pontos 7,10 e 2 há somente líquido saturado;
- No ponto 5 tem-se somente vapor saturado;

- O processo de expansão é adiabático;
- A bomba é isentrópica;
- Não há perdas de calor pelo invólucro.

Segundo N.K. Ghadar (1996) uma temperatura adequada para se trabalhar no gerador está entre 65°C e 95 °C. Conforme o programa de simulação do autor, as temperaturas do condensador variam entre 20°C e 35°C e do absorvedor entre 22°C e 40°C. A temperatura no evaporador varia entre 5°C e 12°C.
O autor também destaca que a água aquecida por coletor solar pode chegar a temperaturas entre 85°C e 90°C para alimentar o gerador.
Dessa forma, a temperatura do condensador e absorvedor utilizadas para os cálculos ficaram a 30°C. A temperatura do evaporador a 10°C e para o gerador 80°C.
As concentrações são definidas como:

- Solução de alta concentração: 37% água 63% LiBr;
- Solução de baixa concentração: 28% água 72% LiBr;
- Solução pura: 99.5% água e LiBr (insignificante).

Dessa forma, consultando as Tabelas termodinâmicas do MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard, tem-se a tabela 1:

Tabela 1 - Propriedades da água e do Brometo de Lítio no sistema.

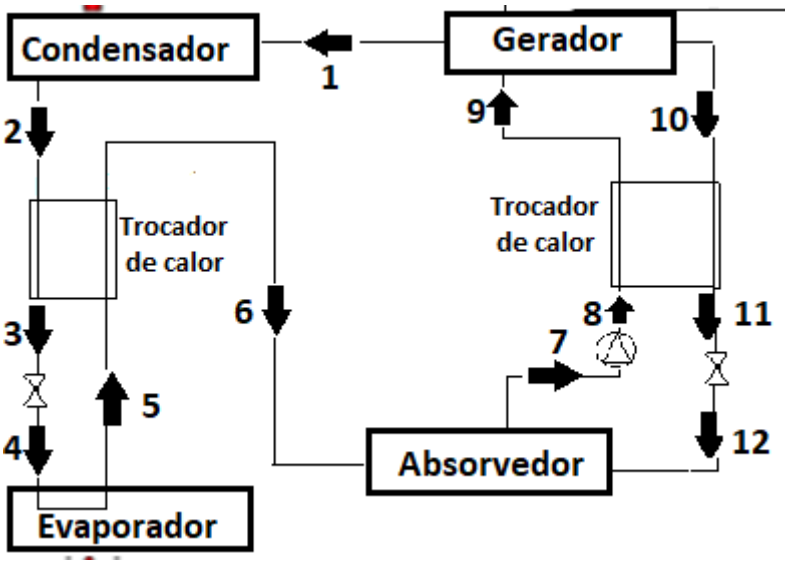
	Temp.	**Pressão**	**Água**	**LiBr**	**Efic.**
Unidade	K	Bar	%	%	%
Gerador	353	0.05	37	63	95
Condensador	303	0.05	99,5	0,5	95
Evaporador	283	0,0123	99,5	0,5	95
Absorvedor	303	0,0123	37	63	95
Trocador de calor (LiBr)	Variável	0,05	28	72	95
Trocador de calor (H_2O)	Variável	0,0123	99.5	0.5	90

Fonte: Autores, 2019

3.2.2. Trocadores de calor

Segue na Figura 6 a localização dos trocadores de calor no sistema.

Figura 6 - Trocadores de Calor



Fonte: Autores, 2019

3.2.2.1 Calor trocado e perdido

Para a determinação de algumas entalpias do processo, necessárias ao balanço de massa e energia é preciso calcular o calor trocado perdido nos trocadores de calor. Para isso, será considerado para os trocadores de calor 0,9 de efetividade, 0,8 de eficiência e 10% de perdas com mudança de fase. Além disso, o trocador é de fluxo contracorrente.

A equação 03 foi utilizada para determinar o calor trocado e a equação 04 para o calor perdido.

$$Qtrocado = (h10 - h8) \times efetividade \times eficiência \quad (03)$$

$$Qperdido = (h10 - h8) \times (1 - eficiência) \quad (04)$$

3.2.3. Carga térmica

Conforme CREDER, Hélio. (2004), descreve, a carga térmica é a quantidade de calor (sensível e latente) que no caso da refrigeração, deve ser retirada do ambiente para proporcionar o conforto térmico. Essa carga pode ser condicionada por: condução; insolação; dutos; pessoas; equipamentos; infiltração e ventilação.

Abaixo são descritas formas para determinação das quantidades de calor que compõem a carga térmica, conforme o autor mencionado destaca. Posteriormente,

tais métodos e equações foram utilizados para os cálculos necessários ao sistema em estudo.

3.2.3.1. Transmissão de calor do Sol através de superfícies opacas

As paredes, lajes e telhados transmitem a energia solar para o interior dos recintos por condução e convecção, segundo a fórmula 05:

$$Q = UA[(te - ti) + \Delta t] \quad (05)$$

Onde:

$U =$ Coeficiente global de transmissão de calor [$\frac{w}{m^2}°C$];

$A =$ Área [m^2];

$(te - ti) =$ Diferença de temperatura entre as duas superfícies separadas pela espessura [°C];

$\Delta t =$ Acréscimo ao diferencial de temperatura dado pela Figura 7;

$Q =$ Taxa de fluxo de calor transmitida [KW].

Figura 7 - Acréscimo ao diferencial de temperatura

Superfície	*Cor Escura*		*Cor Média*		*Cor Clara*	
	°F	*°C*	*°F*	*°C*	*°F*	*°C*
Telhado	45	25,0	30	16,6	15	8,3
Parede E ou O	30	16,6	20	11,1	10	5,5
Parede N	15	8,3	10	5,5	5	2,7
Parede S	0	0	0	0	0	0

Fonte: CREDER, Hélio. **Instalações de ar condicionado**. Livros Técnicos e Científicos, 2004. P.97

3.2.3.2. Carga devido as pessoas

Levando-se em consideração que ao andar, respirar, executar tarefas cotidianas, etc., os humanos liberam energia.

$$Carga = quantidade\ de\ pessoas \times Calor\ liberado \quad (06)$$

Então, deve-se estimar essa quantidade de energia (dado pela equação 06), para determinação da carga térmica.

A Figura 8 a seguir, é baseada na NBR-6401.

Figura 8 - Calor liberado pelas pessoas

Temperatura Ambiente		Pessoa Sentada ou em Movimento Lento						Pessoa em Exercício Físico Moderado					
		Calor Sensível		Calor Latente		Calor Total		Calor Sensível		Calor Latente		Calor Total	
°C	°F	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h
29	84,2	45,1	179	54,9	218	100	397	38,1	151	128	508	166,1	659
28	82,4	50,2	199	50,2	199	100	397	45,1	179	121	480	166,1	659
27	80,6	54,9	218	45,1	179	100	397	51,9	206	144,1	572	166,1	659
26	78,8	58	230	42,1	167	100	397	58	230	108,1	429	166,1	659
25	77,0	62	246	38,1	151	100	397	64	254	101,8	404	166,1	659
24	75,2	66	262	34	135	100	397	72,1	286	94	373	166,1	659
23	73,4	69,1	274	31	123	100	397	77,1	306	89	353	166,1	659
22	71,6	72,1	286	28	111	100	397	82,2	326	83,9	333	166,1	659
21	69,8	75,1	298	24,9	99	100	397	88	349	78,1	310	166,1	659

Fonte: CREDER, Hélio. **Instalações de ar condicionado**. Livros Técnicos e Científicos, 2004. P.100

3.2.3.3. Carga devido aos equipamentos

Motores elétricos, equipamentos domésticos, acrescentam carga térmica ao ambiente que precisa ser retirada pelo sistema de refrigeração. No Caso do escritório em questão, há para se levar em consideração, impressora, cafeteira, iluminação e computador.

$$q = \left(\frac{p}{n} - p\right) \quad (07)$$

Onde:

$q =$ Carga devido ao equipamento;

$n =$Eficiencia do equipamento;

$p =$Potencia do equipamento.

3.2.3.4. Carga devido a infiltrações

O ar exterior pode adentrar o recinto por meio de frestas nas portas, janelas e aberturas. A carga relacionada às infiltrações pode ser estimada pela equação 08.

$$Q = \dot{m}(hf - hi) \quad (08)$$

Onde:

$\dot{m} =$Vazão mássica $\left[\frac{kg}{s}\right]$;

$Q =$Ar que se deseja renovar $[\frac{m^3}{s}]$;

$(hf - hi)$ =Variação de entalpia $[\frac{kJ}{kg}]$.

A Figura 9 demonstra a vazão de ar conforme os tipos de abertura.

Figura 9 – Infiltração de ar exterior

Ar pelas Frestas		
Tipo de Abertura	*Observação*	*m³/h por Metro de Fresta*
Janela		
– comum		3,0
– basculante		3,0
– guilhotina c/ caixilho de madeira	Mal ajustada	6,5
	Bem ajustada	2,0
– guilhotina c/ caixilho metálico	Sem vedação	4,5
	Com vedação	1,8
Porta	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5

Ar pelas Portas		
Local	*m³/h por Pessoa Presente no Recinto Condicionado*	
	Porta Giratória (1,80 m)	*Porta de Vaivém (0,90 m)*
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	–	4
Escritórios em geral	–	7
Lojas de cigarros	32	51
Lojas em geral	12	14
Quartos de hospitais	–	7
Restaurantes	3	4
Salas de chá ou café	7	9
Ar pelas Portas Abertas		

Fonte: Fonte: CREDER, Hélio. Instalações de ar condicionado. 2004. P.107

A vazão dada pela Figura 9 varia conforme o recinto, algumas observações a cerca de ajustes, o tipo de porta e se a infiltração se dá pela porta ou por frestas.

3.2.3.5. Carga térmica total

A carga térmica total é o somatório do calor sensível e latente a ser retirado (ou introduzido) no ambiente. Como medida de segurança, deve-se acrescentar 10% do valor nos cálculos conforme menciona Creder, Helio (2003) no capítulo de Carga Térmica.

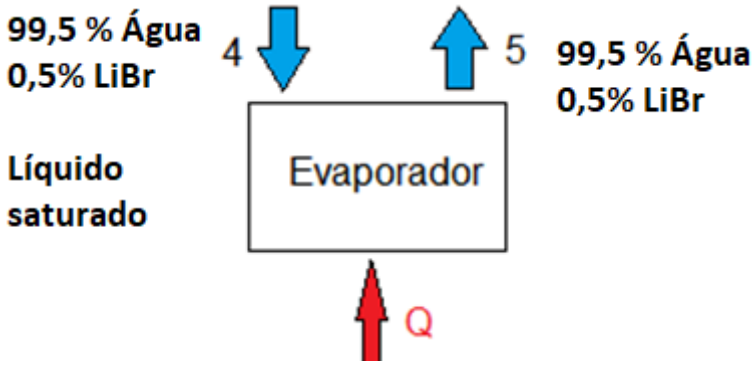
3.2.4. Balanço de massa e energia

Foram realizados os balanços de massa e energia em todo o subsistema, com base em tabelas termodinâmicas, havendo temperatura, pressão e fase pré-definidos.

- **Evaporador**

A Figura 10 trata-se de um esquema do evaporador, com representação das entradas e saídas e os respectivos estados.

Figura 10 - Esquema do evaporador



Fonte: Autores, 2019

O balanco energético do evaporador foi dado por:

$$Qe = ma(h5 - h4) \quad (09)$$

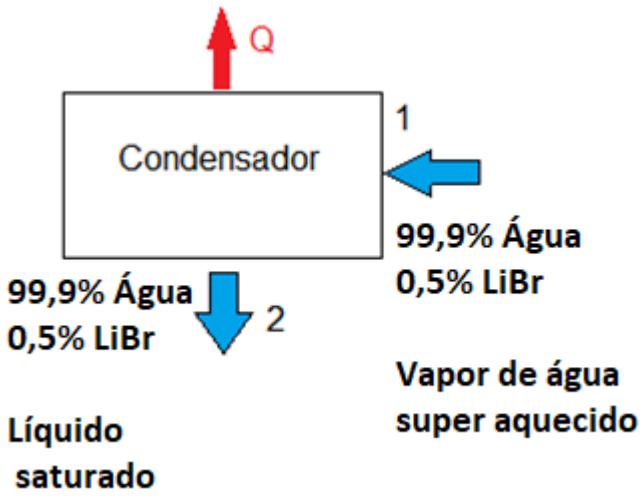
Qe =Calor a ser removido por evaporação [kJ];
ma =Fluxo de massa de água (Solução pura) [kg];
$h5$ =Entalpia na saída do evporador[kJ/kg];
$h4$ =Entalpia na entrada do evaporador [kJ/kg].

Sendo que, a potência frigorífica é igual a Qe.

- **Condensador**

A Figura 11 trata-se de um esquema do condensador, também com representação das entradas e saídas e os respectivos estados.

Figura 11 - Esquema do condensador



Fonte: Autores, 2019

Balanco energetico no condensador:

$$Qc = \dot{m}_{agua}(h1 - h2) \quad (10)$$

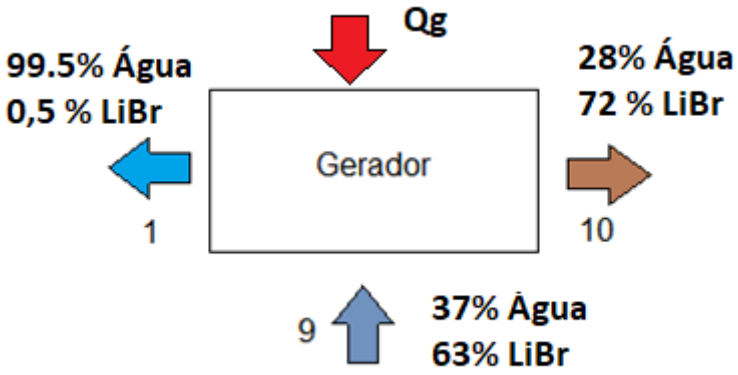
$h2$ =Entalpia na entrada do condensador [kJ/kg].

$\dot{m}_{agua}$ =Fluxo de massa de água (Solução pura).

- **Gerador**

A Figura 12 refere-se ao gerador, demostrando as entradas e saídas e os respectivos estados.

Figura 12 - Representação do gerador



Fonte: Autores, 2019

O balanco energético do gerador foi obtido por meio de:

$$Qg = \dot{m}_1 h1 + \dot{m}_{10} h10 - \dot{m}_9 h9 \quad (11)$$

$h1$ =Entalpia na saída do gerador $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$;

$h10$ =Entalpia na saída do gerador $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$;

$h9$ =Entalpia na entrada do gerador $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$;

Qg =Calor no gerador $[kW]$;

$\dot{m}$=Fluxo de massa $\left[\frac{kg}{s}\right]$

Para o balanço de massa:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (12)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (13)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (14)$$

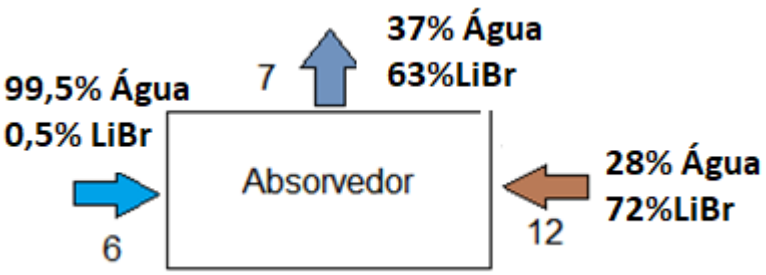
$$\dot{m}_9 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{12} \quad (15)$$

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} \quad (16)$$

- **Absorvedor**

A Figura 13 refere-se ao absorvedor, demonstrando as porcentagens de líquido nas entradas e saídas.

Figura 13 - Esquema do absorvedor



Fonte: Autores, 2019

O balanco energético do absorvedor foi dado por:

$$Qa = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_7 h_7 \quad (17)$$

Qa =Calor no absorvedor [kJ];

h_{12} =Entalpia na saída (12) da entrada do absorvedor [kJ/kg];

h_6 =Entalpia na entrada (6) do absorvedor [kJ/kg];

h_7 =Entalpia na saída (7) do absorvedor com solução de baixa concentração [kJ/kg].

3.2.5. Custo Energético de 2 subsistemas

O sistema como um todo necessita mais de calor do que eletricidade. Contudo, há bombas para a solução (H_2O - LiBr), para o tanque, além do ventilador no subsistema 3. Todos alimentados pelo aero gerador.

$$Wp = \dot{m}(Pc - Pe)v \quad (18)$$

Onde:

$\dot{m}$= Vazão mássica [$\frac{kg}{s}$]

Wp =Trabalho da bomba por unidade de massa [W];

Pe =Pressao do evaporador $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

Pc =Pressao do condensador$\left[\frac{N}{m^2}\right]$

v =Volume específico$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$

3.2.6. Eficiência (COP)

A eficiência (COP) do equipamento e do sistema global foram calculados levando-se em conta as energias de consumo e o trabalho da bomba.

- Eficiência da refrigeração

$$COP = \frac{Qf}{Qg + Wp} \quad (19)$$

Onde:

Qf =Energia de consumo no evaporador [kW];

Qg =Energia de consumo no gerador [kW];

Wp =Trabalho da bomba [kW].

- Eficiência do sistema global

$$COP = \frac{Qf}{Qs + \sum W} \quad (20)$$

Onde:

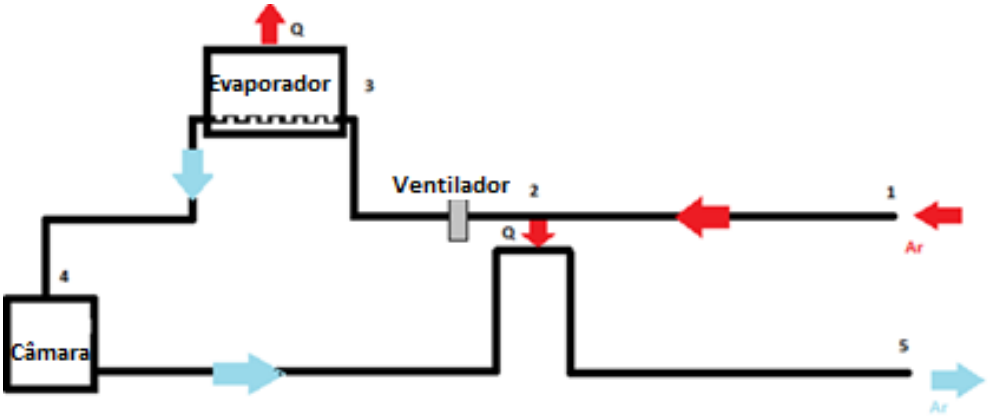
Qs =Energia dos coletores solares e do aerogerador [kW];

$\sum W$ =Trabalho de todas as bombas [kW].

3.3. SUBSISTEMA 3 (REFRIGERAÇÃO)

Esse Subsistema é responsável pela refrigeração do ambiente designado e pela condensação da água do ar. É formado por dois trocadores de calor, o evaporador, a câmara que precisa ser arrefecida e um ventilador.

Figura 14 – Subsistema 3 (Refrigeração)



Fonte: Autores, 2019

Considerando pressão, temperatura e umidade do ar em Aracruz, foi estimada a quantidade de água por unidade ar seco na cidade, para isso houve a aplicação de balanços de massa e energia, avaliando a renovação de 80% do ar a cada hora em 33,13m^3de volume.

Foram utilizadas as seguintes propriedades da água e do ar na tabela 2:

Tabela 2 - Propriedades da água e ar

	Capacidade Térmica	Calor Latente	Densidade
Unidades	$\frac{kJ}{kg} \times K$	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{kg}{m^3}$
Água (liquida)	4,18	2257	980
Água (vapor)	1,85	-	Não é necessário
Ar (Seco)	1,004	-	1,17
Ar (80% umidade)	Não é necessário	Não é necessário	1,15

Fonte: Autores, 2019

3.3.1 Balanços de massa

O balanço de massa desse subsistema é dado por:

$$Min = Ma + Mw1 + Mw2 \quad (21)$$

$$Mout = Ma + Mw1 \quad (22)$$

Onde:

Min =Massa que entra no sistema [kg];

Ma =Massa de ar seco [kg];

$Mw1$ =Massa de água que não é recuperado [kg];

$Mw2$ =Massa de água recuperada [kg];

$Mout$ =Massa de ar que sai da sala [kg].

3.3.2 Balanços de energia

$$Min\,(h1 - h2) = Mout\,(h5 - h4) \quad (23)$$

$$Qout = Mout\,(h2 - h3) + Qlatente \quad (24)$$

$$Qcasa = Mout\,(h4 - h3) \quad (25)$$

Onde:

$h1$ = Entalpia do ar que entra [kJ/kg];

$h2$ = Entalpia do ar após o trocador de calor [kJ/kg];

$h3$ = Entalpia do ar após o evaporador [kJ/kg];

$h4$ = Entalpia do ar saindo a sala [kJ/kg];

$h5$ = Entalpia do ar após o trocador de calor [kJ/kg];

$Qout$ =Calor que sai da sala [kJ];

$Qcasa$ =Quantidade de calor na casa [kJ].

3.3.3 Entrada do sistema

Foi calculada a vazão de volume de entrada no sistema, da vazão de massa de ar na entrada e da vazão de massa água na entrada.

A vazão de volume de entrada foi dada por 80% do volume de 33,13 m^3 no tempo, pois quer-se uma renovação de 80% do ar no escritório.

A vazão mássica de ar na entrada foi dada pelo produto entre a vazão de volume de entrada e a densidade do ar em 80% de umidade.

Já a vazão mássica da água na entrada foi dada pela multiplicação entre a vazão mássica de ar na entrada e a quantidade de água por ar seco em Aracruz a 30°C e 80% de umidade.

Dessa forma, pôde-se conhecer a produção máxima teórica de água que entra no sistema.

3.3.4 Energia necessária no evaporador

Deseja-se refrigerar um escritório com um nível de umidade associado. Quer-se refrigerar o ambiente de 30°C à 23°C, os cálculos foram realizados para reduzir a umidade relativa do ar de 80% a 50%.

A média de umidade relativa da região de Aracruz é de 87%, conforme dados do Incaper, 2011.

A energia requerida para baixar a temperatura e condensar o vapor é dada pela equação 26.

$$E = M_a C_{pa}(T2 - T3) + M_{w2}L \quad (26)$$

Onde:

M_a =Massa de ar seco $[kg]$;

C_{pa} = Calor específico à pressão constante $[\frac{J}{kgK}]$;

M_{w2} =Massa de água recuperada $[kg]$;

L =Energia do fluido $\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$.

Para determinar a quantidade de água condensada do ar, utiliza-se a equação 27.

$$Mw2 = (Mw - Mw1)Ma \quad (27)$$

Onde:

Mw =Massa de água [g/s];

$Mw2$ =Massa de água condensada do ar [g/s];

$Mw1$ =Massa de água que não é recuperada [g/s];

Ma =Massa de ar seco [kg/s].

3.4 ANALISE PRELIMINAR FINANCEIRA DO PROJETO

É notável atualmente uma preocupação com a redução de custos, otimização de processos, a busca por melhores resultados. Uma forma de atingir tais melhorias é a realização de uma análise financeira de projetos.

Para o projeto em questão foi realizada uma análise preliminar, em que modelos adequados de equipamentos para o sistema de refrigeração foram escolhidos e os custos quantificados.

Também foi realizado um comparativo entre o custo de um ar condicionado à compressão e o custo do sistema de refrigeração por absorção estudado, traçando então a economia gerada.

4 RESULTADOS

Conforme a metodologia, seguem os cálculos, as análises e resumos de cada subsistema estudado.

4.1 SUBSISTEMA 1

O subsistema 1 é composto pelo aerogerador e o coletor solar.

4.1.1 Turbina Eólica

Conforme os cálculos realizados no subsistema 2 (no que diz respeito às energias requeridas), foi possível identificar o quanto de energia será necessário suprir por meio do aerogerador. Assim, um modelo de mercado foi tomado por referência.
Foi escolhido o modelo Turbina Vertical NE-300SV 300W com as informações técnicas dadas pela Figura 15.

Figura 15 - Especificações técnicas

Modelo	NE-100SV	NE-200SV	NE-300SV	NE-400SV
Potência nominal	100 W	200 W	300 W	400 W
Potência máxima	130 W	220 W	310 W	410 W
Tensão nominal	12 V/24 V	12 V/24 V	12 V/24 V	12 V/24 V
Start up da velocidade do vento	1.5 m/s	1.5 m/s	2 m/s	2 m/s
Velocidade do vento avaliado	11 m/s	11 m/s	11 m/s	11 m/s
Sobrevivência velocidade do vento	45 m/s	45 m/s	45 m/s	45 m/s
Top peso líquido	13.5 kg	17 kg	19 kg	21 kg
Diâmetro da roda	0.46 m	0.46 m	0.54 m	0.54 m
Número de lâminas	10	12	8	8
Lâminas de material	Liga de alumínio			
Gerador	Trifásico de ímã permanente gerador de corrente alternada/gerador maglev			
Sistema de controle	Eletroímã			
Regulação de velocidade	Automaticamente barlavento			
Temperatura de trabalho	-40°C ~ 80°C			

Fonte: Wuxi Feng Teng New Energy Technology Development Co., Ltd, (2019).

Conforme o Atlas eólico do espirito Santo, a média de ventos em Aracruz está em torno de 5,5 m/s.
Para suprir as necessidades do sistema (ventilador, bombas, etc.) é preciso de 100W de potência, mas as potências escolhidas com os equipamentos de mercado totalizaram aproximadamente 268 W. Então, foi escolhido o modelo já mensionado.

O aerogerador em questão assim como outros analisados, trabalham com uma velocidade nominal maior que 5,5 m/s (média em Aracruz). É perceptível que 5,5 m/s é uma velocidade baixa e não irá proporcionar o total aproveitamento da potência do equipamento.

4.1.2 Coletor solar

Utilizando valores teóricos de eficiência para o coletor solar - Modelo Evolution Pro 10 Heliotek - e o tanque, aplicando na equação (01) e (02) e consultado dados do INMETRO, 2019 foi possível obter os resultados apresentados na Tabela 3.

$$A_c = \frac{[3{,}62 + (3{,}62 \times 0{,}2)]kW \times 9h}{0{,}64 \times 5{,}28 \frac{kWh}{m^2 dia}} = 11{,}6\ m^2$$

Os coletores selecionados possuem 2 m^2

$$Nº\ de\ coletores\ solares = 6$$

Tanque

$$13 \frac{l}{m^2} \times 11{,}6 m^2 = 150{,}8\ l$$

Tabela 3 – Resultados obtidos do coletor solar

Requisito	Resultado
Quantidade de água no tanque $[l]$	151
Energia disponível $[kW/m^2 mês]$	96,84
Radiação solar média em Aracruz $\left[\frac{\frac{kWh}{m^2}}{dia}\right]$	5,28 - 5,38
nt Eficiência do tanque	0,8
nc (Eficiência do coletor)	0,64
Área total dos coletores A $[m^2]$	11,6
Quantidade de coletores	6

Fonte: Autores, (2019)

A área do coletor solar foi obtida com base no calor necessário no gerador, somando-se as perdas devido o armazenamento no tanque.

4.2 SUBSISTEMA 2

Para a realização dos cálculos do subsistema 2 foram utilizadas as equações (03) e (04), Tabelas termodinâmicas e o diagrama entalpia concentração para soluções H_2O-LiBr.

Segue abaixo alguns cálculos realizados, bem como a Tabela 4 com as entalpias e vazões mássicas obtidas.

$$Q_{trocado} = (h_{10} - h_8) \times eficiência \times efetividade =$$

$$Q_{trocado} = (-50 + 92) \times 0{,}8 \times 0{,}9 = 30{,}24\ W$$

$$Q_{perdido} = (h_{10} - h_8) \times (1 - 0{,}9) =$$

$$Q_{perdido} = (-50 + 92) \times 0{,}1 = 4{,}2W$$

$$h_9 = h_8 + Q_{trocado} = -92 + 30{,}24 = -61{,}76\ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$h_{11} = h_{10} - Q_{perdido} = -50 - 30{,}24 = -84{,}44\ {}^{kJ}/_{kg}$$

Tabela 4 – Dados para balanço do subsistema 2

Localização	Estado	Pressão [bar]	Temp. [°C]	Variação Entalpia [kJ/kg]	Fluxo de Massa [kg/s]	Concent. [%]
1 Gerador	Vapor	0,05	80	2643,7	0,0014	0
2 Condensador	Líquido	0,05	30	125,79	0,0014	0
3 Trocador de calor	Líquido	-	Variável	189,336	0,0014	0
4 Válvula de expansão	Líquido	0,0123	10	42,01	0,0014	0
5 Evaporador	Vapor	0,013	10	2519,8	0,0014	0
6 Trocador de calor	Vapor	0,0123	Variável	2456,3	0,0014	0
7 Absorvedor	Solução	0,0123	30	-142,35	0,0112	63
8 Bomba	Solução	0,05	-	-92	0,0112	63
9 Trocador de calor	Solução	-	Variável	-61,76	0,0112	63
10 Gerador	Solução	0,05	99	-50	0,0098	72
11 Trocador de calor	Solução	-	-	-84,44	0,0098	72
12 Válvula de expansão	Solução	0,0123	-	-83,7	0,0098	72

Fonte: Autores, 2019

4.2.1 Carga Térmica

Foram calculados para o escritório as cargas térmicas resultantes de lâmpadas, cafeteira, computadores, impressora e transmissão de calor do sol através de superfícies opacas.

- Transmissão de calor do sol através de superfícies opacas

Foi calculada a transferência de calor de todas as paredes do container, considerando a pior situação com relação ao posicionamento do container para o sol. A equação (05) e a Figura 7 foram utilizadas.

$$Q_{1sul} = 6{,}32 \times 0{,}43 \times (7 + 0) = 19{,}02\ W$$

$$Q_{1norte} = 6{,}32 \times 0{,}43 \times (7 + 8{,}3) = 41{,}57\ W$$

$$Q_{2leste} = 15{,}7 \times 0{,}43 \times (7 + 16{,}6) = 159{,}32W$$

$$Q_{2oeste} = 15{,}7 \times 0{,}43 \times (7 + 16{,}6) = 159{,}32W$$

$$Q_{3telhado} = 14{,}8 \times 0{,}43 \times (7 + 25) = 203{,}65W$$

$$Qtotal = 582{,}88\ W$$

- Transmissão de calor devido as pessoas

$$Calor\ sensível = 4 \times 69{,}1 = 276{,}4\frac{kcal}{h}$$

$$Calor\ latente = 4 \times 31 = 124\frac{kcal}{h}$$

$$Q_p = 400{,}4\frac{kcal}{h}$$

$$Q_p = 465{,}67\ W$$

- Transmissão de calor devido a infiltração

Janela (fresta)

$$3{,}2\ m \times 3\frac{m^3}{h} = 9{,}6\frac{m^3}{h}$$

Porta (fresta)

$$5{,}8\ m \times 6{,}5\frac{m^3}{h} = 37{,}7\frac{m^3}{h}$$

Porta (completa)

$$4\frac{m^3}{h} \times 4P = 16\frac{m^3}{h}$$

Ar por pessoa

$$-\ 4 \times 25 = 100\frac{m^3}{h}$$

Total = $163{,}3\frac{m^3}{h}$

$$\dot{m} = \rho V = 1{,}275\frac{kg}{m^3} \times 163{,}3\frac{m^3}{h} = 208{,}2\frac{kg}{h}$$

$$Q = \dot{m}(hf - hi)$$

$$Q = 208{,}2\frac{kg}{s}(303{,}2 - 296{,}1)\frac{kJ}{kg}$$

$$Q = 1478{,}22\frac{kJ}{h}$$

$$Q = 410{,}6\ W$$

- Transmissão de calor devido os equipamentos

Cafeteira $Q = 150\frac{kcal}{h}$a

Computado $Q = 1{,}2kw\ \times 860\frac{kcal}{\frac{h}{kw}} = 1032\ \frac{kcal}{h}$r

Impressora $45\ W = 0{,}045kW\ \times 860\frac{kcal}{\frac{h}{kw}} = 38{,}7\frac{kcal}{h}$

Lâmpada $2 \times 40 = 80kW$

Carga térmica dos equipamentos: 1499,67 kW

- Carga térmica total

$$1499{,}67 + 410{,}6 + 465{,}67 + 582{,}88 = 2958{,}82\ W$$

$$2958{,}82 + 10\% = 3254{,}7\ W$$

$$Qt = 3{,}58\ kW$$

A fim de resumir os resultados com as cargas térmicas obtidas, a Tabela 5 foi montada.

Tabela 5 – Cálculo da carga térmica

Elementos	**Carga térmica [kW]**
Radiação solar em superfícies opacas	0,583
Calor devido as pessoas	0,465
Carga devido os equipamentos	1,499
Energia necessária ao evaporador	0,300
Carga devido a infiltração de ar	0,411
Carga térmica total	**3,26**

Fonte: Autores, 2019

Foi acrescido 10% ao valor da carga térmica, por questão de segurança para atender as entradas eventuais de calor no ambiente, conforme aconselha Creder, Helio (2003) no capítulo 3. Dessa forma, foi definido 3,58kW como potência frigorifica.

4.2.2 Vazão mássica

A quantidade de calor submetida ao evaporador é o valor da potência frigorifica. Por meio dessa informação e com as concentrações de LiBr pode-se obter os balanços de massa, conforme a Tabela 6.

Tabela 6 – Vazões mássicas

Localização	Vazão mássica [kg/s]
$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$	0,0112
$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	0,0098
$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$	0,0014

Fonte: Autores, 2019

4.2.3 Balanço de energia

Foram realizados balanços de massa e energia para o evaporador, condensador, gerador e absorvedor utilizando os dados da Tabela 4.

- Evaporador

$$\boldsymbol{Qe = \dot{m}e \times (h5 - h4)}$$

$$\boldsymbol{\dot{m}e = \frac{Qe}{(h5 - h4)}}$$

$$\boldsymbol{\dot{m}e = \frac{3,58\ kW}{(2519,8 - 42,01)\frac{kJ}{kg}}}$$

$$\boldsymbol{\dot{m}e = 0,0014\ \frac{kg}{s}}$$

- Condensador

$$Qc = \dot{m}_{água} \times (h1 - h2)$$

$$Qc = 0{,}0014\ \frac{kg}{s} \times (2647{,}3 - 125{,}79)\frac{kJ}{kg}$$

$$Qc = 3{,}637\ kW$$

- Gerador

$$m7 = m8 = m9 = 0{,}0112\ \frac{kg}{s}$$

$$m10 = m11 = m12 = 0{,}0098\ \frac{kg}{s}$$

$$m1 = m2 = m3 = m4 = m5 = m6 = 0{,}0014\ \frac{kg}{s}$$

$$Qg = \dot{m}1h1 + \dot{m}10h10 - \dot{m}9h9$$

$$Qg = (0{,}0014 \times 2643{,}7) + \big(0{,}0098 \times (-50)\big) - \big(0{,}0112 \times (-61{,}76)\big)$$

$$Qg = 3{,}9\ \frac{kJ}{s}$$

$$Qg \approx 4\ kW$$

- Absorvedor

$$Qa = \dot{m}6h6 + \dot{m}12h12 - \dot{m}7h7$$

$$Qa = (0{,}0014 \times 2456{,}3) + \big(0{,}0098 \times (-83{,}7)\big) - \big(0{,}0112 \times (-142)\big)$$

$$Qa = 4{,}2\ \frac{kJ}{s}$$

Os seguintes resultados foram obtidos:

Tabela 7– Balanço energético do subsistema 2

Localização	Quantidade de calor [kW]
Qe Evaporador	3,58
Qc Condensador	3,637
Qg Gerador	4
Qa Absorvedor	4,2

Fonte: Autores, 2019

4.2.4 Energia requerida

O sistema como um todo tem equipamentos que necessitam de energia elétrica que supridos pelo aerogerador. Na Tabela 8 abaixo há os resultados da energia requerida

por esses equipamentos. Os valores, contudo, são baixos, o que leva a reflexão sobre o quão relevante seria o uso de um aerogerador para esse sistema. Esses valores energéticos baixos podem ser supridos por outros meios sem gerar altos custos (rede elétrica por exemplo).

O trabalho da bomba do fluido foi calculado por meio da equação (18). Os resultados são apresentados na Tabela 8.

$$\dot{W}b = \dot{m} \times (Pi - Pc) \times v = 0{,}0112\frac{kg}{s} \times (5 - 1{,}23)\frac{kN}{m^2} \times 1{,}004 \times 10^{-3}\frac{m^3}{kg}$$

$$\dot{W}b = 42\ kW$$

Tabela 8 – Energia requerida no sistema

Equipamento	**Potência necessária [W]**	**Potência escolhida (W)**	**Energia elétrica necessária (KWh)**
Ventilador no subsistema 3	100	100	0,9
Bomba para a solução	0,042	68	0,612
Bomba no tanque	0,1	100	0,9
Total de energia			**2,41 kWh**

Fonte: Autores, 2019

4.2.5 Eficiências

A eficiência de refrigeração e global, calculada pela equação (19) e (20) são apresentadas na Tabela 9:

$$COP_{refrig} = \frac{Qe}{(Qg + \dot{W}b)} = \frac{3{,}58}{(4 + 0{,}042)} = 0{,}88$$

$$COP_{global} = \frac{Qe}{Qsistema + (\dot{W}b + \dot{W}btanque + \dot{W}ventilador)} = \frac{3{,}58}{(4 + 0{,}042 + 0{,}1 + 0{,}1)} = 0{,}84$$

Tabela 9 - COP

COP de refrigeração	COP Global
0,88	0,84

Fonte: Autores, 2019

4.3 SUBSISTEMA 3

Os cálculos desse subsistema foram realizados utilizando as equações (21), (22), (23), (24), (25), (26), e (27).

- Lado de fora do escritório

Alguns dados foram obtidos por meio da carta psicométrica.

$30°C\ e\ \ 80\%\phi \qquad 21{,}5\frac{g_{água}}{kg_{ar\ seco}}$

A vazão na entrada do subsistema foi calculada da seguinte forma:

$$min = (33{,}13m^3 \times 0{,}8) \times \left(\frac{1\,h}{3600s}\right) = 7{,}36 \times 10^{-3}\frac{m^3}{s}\ ;$$

A massa de ar seco:

$$m_a = 1{,}15 \times 7{,}36 \times 10^{-3} = 8{,}46 \times 10^{-3}\frac{kg_{ar}}{s}$$

O valor máximo teórico de massa de água por hora no ambiente

$$Mw = (mw_1 \times mw_2) = 21{,}5 \times 8{,}46 \times 10^{-3} = 0{,}182\frac{g}{s} = 0{,}655\frac{kg}{h}$$

- Dentro do escritório

$$23°C - 50\%\ \phi\ \ e\ \ 9\ {}^{g_{água}}/_{kg_{ar\ seco}}$$

$$mw_1 = 9\,{}^{g}/_{kg}\ massa\ de\ água\ não\ condensada$$

Massa teórica de água condensada do ar

$$mw_2 = (mw - mw_1) \times m_a = (21{,}5 - 9) \times 8{,}46 \times 10^{-3}$$

$$mw_2 = 0{,}105\frac{g}{s}\ água\ condensada\ no\ ar$$

- Energia necessária no evaporador

É a energia necessária para reduzir a temperatura do ambiente de 30 a 23 °C e também produzir água condensada do ar.

$$E = m_a \times Cpa \times (T_2 - T_3) + mw_2 \times L = (8{,}46 \times 10^{-3} \times 1{,}004 \times 7) + (0{,}1052257$$

$$E = 0{,}3\ kW$$

Segue na Tabela 10 um resumo dos resultados para o subsistema 3.

Tabela 10 - Resultados do subsistema 3

Variável	**Resultado**
$m_a \left[{}^{kg\ de\ ar}/_{s}\right]$	$8{,}46 \times 10^{-3}$
$min \left[{}^{m^3}/_{s}\right]$	$7{,}36 \times 10^{-3}$
$mw \left[{}^{kg\ de\ água}/_{h}\right]$	$0{,}655$
$mw_2 \left[{}^{g\ de\ água}/_{s}\right]$	$0{,}105$
$mw_1 \left[{}^{g\ de\ água}/_{kg\ de\ ar\ seco}\right]$	9
E Energia necessária no evaporador $[k]$	$0{,}3$

Fonte: Autores, 2019

5 ANALISE PRELIMINAR FINANCEIRA DO PROJETO

Uma análise preliminar financeira do projeto foi realizada, a fim de obter os valores dos equipamentos utilizados, conforme segue na Tabela 11.

Tabela 11 – Demonstrativo de investimento do projeto

Dispositivo	Investimento	Quantidade	Total
Turbina Eólica Vertical NE-200SV	R$ 881,43	1	R$ 881,43
Coletor Solar Vertical 1m² MC Evolution Pro 10 Heliotek	R$ 745,90	6	R$ 4475,4
Condensador Alumínio 1/5 Elgin	R$ 78,06	1	R$ 78,06
Evaporador completo refrigerador Electrolux 127v	R$ 146,90	1	R$ 146,90
Gerador De Vapor Steam Inox 6kw - Sodramar	R$ 1669, 39	1	R$ 1669, 39
Válvula de Expansão Termostática TES2 R404 Rosca 3/8 1/2 DANFOS	R$ 283,99	2	R$ 567,98
Reservatório Térmico Boiler Ribsol 200L	R$ 855,00	1	R$ 855,00
Bomba Circulação Água Quente Bcl6 Lorenzetti p/ reservatório	R$359,00	1	R$359,00
Eletrobomba Brastemp Mondial BAV1101-05UC p/ absorvedor	R$ 16,36	1	R$ 16,36
Valor total:			**R$ 9.049,46**

Fonte: Autores, 2019

Como não foi encontrada nenhuma venda de absorvedor, este item será recomendado a fabricação caseira, já que pode ser feito de maneira simples.

No que diz respeito ao comparativo entre o sistema de refrigeração à compressão com 12000 BTU e potência de 1400 W e o sistema de refrigeração por absorção desse estudo. O custo de energia elétrica mensal calculado foi de R$ 211,302 por mês, trabalhando a $9\frac{h}{dia}$ em 30 dias.

O equipamento de refrigeração estudado não requer o uso de energia elétrica da rede, dessa forma tem-se uma economia de $R\$\ 2.535{,}62$ por ano.

Levando em consideração o custo inicial de R$ 9.049,46 do sistema de refrigeração por absorção, tem-se o retorno do investimento em aproximadamente 3 anos e meio.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho visou analisar a viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção que envolvesse a energia solar e eólica, operando com o par de fluidos brometo de Lítio-água.

Com relação aos objetivos traçados inicialmente, para os coletores solares, foi encontrada uma área no valor de 11,6 $\boldsymbol{m^2}$ o equivalente a 6 coletores solares de 2 $\boldsymbol{m^2}$ cada. O valor energético a ser suprido pela turbina é pequeno, além disso, a média dos ventos na região de Aracruz é baixa, consequentemente, a baixa potência associada aos ventos também não justifica tal aquisição.

Em contrapartida, o equipamento apresentou um valor bem satisfatório quanto à produção de água, aproximadamente 3,4 litros por dia, quantidade essa que poderia auxiliar na limpeza do escritório, por exemplo.

A análise preliminar financeira do projeto foi traçada, sem fins lucrativos para os autores do projeto. Foram escolhidos modelos de equipamentos adequados para a implementação do sistema e os valores destes obtidos por meio de lojas virtuais confiáveis. Foi realizado um comparativo entre o custo do sistema de refrigeração por absorção e um sistema à compressão operando com a mesma carga térmica. Assim foi possível obter o valor teórico do retorno econômico desse equipamento.

Conclui-se para este estudo que os coletores solares se demonstraram eficientes para atender à necessidade térmica. Em relação a turbina eólica, essa se mostrou pouco viável, devido a um baixo valor enérgico a ser suprido aliado à baixa média de ventos da região e o custo do aerogerador.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Analisar um sistema de refrigeração por absorção que trabalhe com o sistema hibrido de painel solar fotovoltaico/coletor solar;
- Fazer uma análise de viabilidade financeira do projeto, abordando em quanto tempo, com a economia de energia, poderá haver retorno financeiro do equipamento;
- Modelagem de um absorvedor para sistema de refrigeração por absorção.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agência de Serviços Públicos de Energia do Estado do Espírito Santo (ASPE). _ Vitória, ES, 2013. Disponível em < https://arsp.es.gov.br/Media/arsi/Energia/Estudos%20Energ%C3%A9ticos/2013/EnergiaSolarES.pdf>

AGYENIM, Francis; KNIGHT, Ian; RHODES, Michael. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H2O solar thermal absorption cooling system with a cold store. **Solar energy**, v. 84, n. 5, p. 735-744, 2010.

ANTONIASSI, Rafael Dimon. Desenvolvimento de Container escritório autossustentável para execução de obras em locais isolados. 2017

Atlas do potencial eólico Espirito Santo. Disponível em: < http://www.cresesb.cepel.br/publicacoes/download/atlas_eolico/atlas_eolico_ES.pdf> acesso em: 19 de setembro de 18.

Atlas do potencial eólico Brasileiro. Disponível em: < http://www.cresesb.cepel.br/publicacoes/download/atlas_eolico/atlas%20do%20potencial%20eolico%20brasileiro.pdf acesso em: 19 de setembro de 18.

Atlas solar brasileiro. Disponível em: < > acesso em: 19 de setembro de 2018.

BENEDETTI, Túlio. **Análise técnica e econômica de um sistema de refrigeração por círculo de absorção amônia-água e sua interação com abatedouro de aves**. Campinas: UNICAMP, 2010.

BRANDÃO, Rafael Cardoso. **ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔMIA**. 2015. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio de janeiro.

CAMPOS, Renner. **Analise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção pata conforto de ambientes**. Ilha Solteira: UNESP, 2017.

COSTA, Ênnio Cruz da. REFRIGERAÇÃO. 3ª edição. **São Paulo: Edgard Blücher LTDA**, 1982.

CLESIO, L.; SANTANA, P. **Análise** técnica **e econômica de um chiller compacto de Absorção com aquecimento a gás natural e energia solar.** Florianópolis, 2015.

CREDER, Hélio. **Instalações de ar condicionado**. Livros Tecnicos e Cientificos, 2004.

CRUZ, Dário. **Estudo de viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água utilizando rejeito térmico**. São Leopoldo: UNISINOS, 2015.

DE OLIVEIRA PINTO, Milton. **Fundamentos de energia eólica**. Grupo Gen-LTC, 2013.

FERREIRA, Diego do Nascimento. Análise técnica de sistemas de refrigeração por absorção acionados por água quente proveniente de energia solar. 2017.

GABBARDO, Felipe Rodolfo Schmitt. Análise do uso de energia solar fotovoltaica em sistemas de ar condicionado para os climas brasileiros. 2017.

Geração elétrica por fonte no Brasil. Disponível em: <https://arsp.es.gov.br/Media/arsi/Energia/Estudos%20Energ%C3%A9ticos/2013/EnergiaSolarES.pdf > acesso em: 04 de setembro de 2018.

GRAMIGNIA, Leandro. Modelagem e avaliação de um sistema de refrigeração por absorção para residências e instalações de pequeno porte. 2013.

HEROLD, Keith E.; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, S. Absorption heat pumps and chillers. 1996.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA**. Tabelas de Consumo / Eficiência** Energética. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/Coletor-Solar-Banho-PBE-2018.pdf>Acesso em 24/04/2019

I**mportação de energia da argentina e Uruguai** – MME. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/web/guest/pagina-inicial/outras-noticas/-/asset_publisher/32hLrOzMKwWb/content/importacao-de-energia-eletrica-da-argentina-e-do-uruguai-ganham-novas-regras> acesso em: 20 de setembro de 2018.

ISAZA, CESAR A. et al. THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A SOLAR ABSORPTION REFRIGERARON SYSTEM USING MONOMETHYLAMINE-WATER SOLUTIONS FOR FOOD STORAGE. **Biotecnología en el Sector Agropecuario y Agroindustrial**, v. 8, n. 1, p. 18-25, 2010.

INCAPER, Programa de assistência técnica e extensão rural proater 2011 – 2013, Disponível em:<https://incaper.es.gov.br/media/incaper/proater/municipios/Nordeste/Aracruz.pdf>Acesso em 15/12/2019

KETFI, O.; MERZOU, M.; MERZOUK, N.; METENANI, S. **Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (Libr-H_2O).** Blida, 2015.

MANU, S.; CHANDRASHEKAR, T. K.; GIRISHA, C. Optimization Lithium Bromide (LiBr)–Water Absorption Refrigration using Taguchi for Low Capacity. **Indian Journal of Science and Technology**, v. 9, n. 45, 2016.

MILLER, Rex; MILLER, Mark. **Ar-Condicionado e Refrigeração**. 2. ed. Rio de Janeiro, 2014.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. Princípios de Termodinâmica para Engenharia, 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2009.

MOREIRA, Hugo Lima; RODRIGUES, Vânia Fernandes; RODRIGUES, Ana Claudia Fernandes. ESTUDO E PRODUÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO UTILIZANDO SOLUÇÃO DE LIBR-H2O COM GÁS NATURAL E ENERGIA SOLAR COMO FONTES DE CALOR. In: **VII Congresso Brasileiro de Energia Solar-CBENS 2018**. 2018.

N.K. GHADDAR. **Modeling and simulation of solar absorption system performance in Beirut.** Beirut: American University of Beirut, 1996.

QUEIROZ, Daniel Ferreira et al. Avaliação teórica-experimental de um sistema de refrigeração por absorção acoplado a uma unidade de microcogeração. 2013.

SILVA, Jorge de Jesus Passinho e. **Estudo preliminar da viabilidade técnica de um sistema eólico para refrigeração.** 2004. 73 f. Dissertação (mestrado profissional) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. 2004

SOUZA, Ronaldo Bueno de. Simulação de um sistema de refrigeração por absorção com energia solar térmica para locais isolados. 2015.

SOARES, Gustavo Fernandes Crisostomo et al. Avaliação de Desempenho de um Sistema de Climatização por Absorção de Vapor Utilizando Energia Solar. **Conexões-Ciência e Tecnologia**, v. 10, n. 5, p. 43-48, 2016.

SOUSA, Bruno Filipe Correia Rocha. **Modelação de um sistema de refrigeração por absorção**. 2011. Dissertação de Mestrado. Universidade de Aveiro.

SUZUKI, André Kawae; MOREIRA, José Roberto Simões. Revisão teórica e análise econômica de sistemas de refrigeração solar com chiller de absorção. 2009

TERCIOTE, Ricardo. Eficiência energética de um sistema eólico isolado. **Procedings of the 4th Encontro de Energia no Meio Rural**, 2002.

ZANIN, Carlos Henrique da Silveira. Refrigerador portátil acionado por energia renovável. 2013.