



**INSTITUTO LATINO-AMERICANO TECNOLOGIA,
INFRAESTRUTURA E TERRITÓRIO (ILATIT)**

ENGENHARIA DE ENERGIA

**ESTUDO DE UM SISTEMA BASEADO EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO A
PARTIR DO USO DE COLETORES SOLARES (FRIO SOLAR)**

CRISTHIAN ROLANDO AGÜERO DOMINGUEZ

Foz do Iguaçu

2019



**INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E TERRITÓRIO
(ILATIT)**

ENGENHARIA DE ENERGIA

**ESTUDO DE UM SISTEMA BASEADO EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO A
PARTIR DO USO DE COLETORES SOLARES (FRIO SOLAR)**

CRISTHIAN ROLANDO AGÜERO DOMINGUEZ

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Latino-Americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Me. Larissa Andreia W. Machado

Foz do Iguaçu

2019

CRISTHIAN ROLANDO AGUERO DOMINGUEZ

**ESTUDO DE UM SISTEMA BASEADO EM REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO A
PARTIR DO USO DE COLETORES SOLARES (FRIO SOLAR)**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Latino-Americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Prof. Me. Eng. Larissa Andreia Machado
UNILA

Prof. Dr. Rodrigo Monteiro Elliott
UNILA

Me. Eng. Marcelo Miguel
ITAIPU BINACIONAL

Foz do Iguaçu, ____ de _____ de _____.

Dedico este trabalho aos meus pais e irmãos que sempre me ensinaram o valor do sacrifício e serem meu maior exemplo.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a Deus pela oportunidade de alcançar meus sonhos, sem sua força e seu acompanhamento ao longo desses anos, a conquista de hoje não seria possível.

Minhã mãe, a minha maior motivação diária de luta, quem sempre me incentivou a estudar e buscar o caminho para chegar aos meus objetivos e sonhos, independentes de quais eles fossem.

Meu pai, homem trabalhador e sacrificado, quem me deu exemplo de perseverança e esforço, apoiando minhas decisões em cada passo e decisão tomada.

Meus irmãos, Mirtha e Gustavo, que sempre estiveram do meu lado, com os melhores conselhos de vida, apoio constante e acompanhamento em cada etapa da minha formação pessoal e profissional.

Minha orientadora Larissa Machado, professora e amiga, que com suas sugestões, críticas e correções, contribuiu significativamente na elaboração e conclusão deste trabalho.

Meu amigo Marcelo Miguel, certamente uma pessoa do bem que me deu sua confiança e apoio durante todo este tempo, obrigado por ser mais que um amigo, um segundo pai e estar do meu lado nessa caminhada.

Aos colegas e amigos de graduação com os quais compartilhei momentos de crescimento e aprendizado durante todo esse tempo, pois juntos chegamos ao objetivo tão desejado. Sucesso sempre para vocês.

Aos funcionários da Itaipu Binacional por acompanhar este processo de construção e elaboração do projeto, pelas orientações e indicações técnicas que me deram.

A Universidade Federal de Integração Latino-Americana (UNILA), por abrir suas portas a tantos estudantes de países estrangeiros com sonhos e ilusões de crescer e aprender, eternamente agradecido com esta casa de estudos.

A todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

“Sonhos determinam o que você quer. Ação determina o que você conquista”

(NOVAK, 2012).

AGÜERO DOMINGUEZ, C. R. **Estudo de um sistema baseado em refrigeração por absorção a partir do uso de coletores solares (frio solar)**. 86 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal de Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2019.

RESUMO

Grande parte do consumo de energia nas edificações está associada à necessidade de refrigeração. Em prédios não industriais, o custo de climatização pode chegar a 80% dos custos de energia elétrica. O presente trabalho visa propor o estudo de um sistema baseado em refrigeração por absorção a partir do uso de coletores solares (frio solar), que permitam atender a demanda de consumo atual para condicionamento de ar no restaurante localizado no bloco 2 do Parque Tecnológico Itaipu, Brasil. Para tanto, foi estudado o ciclo de refrigeração por absorção, acionado por radiação solar, identificando as tecnologias destinadas a esta aplicação, como também considerando as características e particularidades do local de análise, para definir, mediante os estudos qualitativos e numéricos, a viabilidade econômica e socioambiental do presente projeto. Realiza-se uma pesquisa que compreende como metodologia o levantamento real em campo dos dados técnicos do local, assim como os cálculos de carga térmica nas suas variadas formas, para a seleção final dos equipamentos destinados a atender a demanda de refrigeração, tendo como fonte as normas brasileiras, tabelas do Inmetro, dados do Procel, entre outros. Diante disto, verifica-se, mediante a análise econômica, um tempo de recuperação de apenas 3 anos e 9 meses, do investimento total realizado, assim como um lucro anual de R\$ 68467,52 em conceito de aquisição do novo sistema proposto. Da mesma forma, os demais índices econômicos constatarem de maneira favorável a sua escolha final.

Palavras chaves: coletores solares, climatização, radiação solar, viabilidade.

AGÜERO DOMINGUEZ, C. R. **Estudio de un sistema basado en refrigeración por absorción a partir del uso de colectores solares (frío solar)**. 86 páginas. Trabajo de Conclusión de Curso – Universidad Federal de Integración Latinoamericana, Foz de Iguazú, 2019.

RESUMEN

Gran parte del consumo de energía en las edificaciones está asociado a la necesidad de refrigeración. En predios no industriales, el costo de climatización puede llegar a 80% de los costos de energía eléctrica. El presente trabajo visa proponer el estudio de un sistema basado en refrigeración por absorción a partir del uso de colectores solares (frío solar), que permitan atender la demanda de consumo actual para acondicionamiento de aire en el restaurante localizado en el bloque 2 del Parque Tecnológico Itaipu, Brasil. Para tanto, fue estudiado el ciclo de refrigeración por absorción, accionado por radiación solar, identificando las tecnologías destinadas a esta aplicación, como también considerando las características y particularidades del local de análisis, para definir, mediante los estudios cualitativos y numéricos, la viabilidad económica y socio-ambiental del presente proyecto. Se realiza una investigación que comprende como metodología el levantamiento real en campo de los datos técnicos del local, así como los cálculos de carga térmica en sus variadas formas, para la selección final de los equipamientos destinados a atender la demanda de refrigeración, teniendo como fuente las normas brasileras, tablas de Inmetro, datos del Procel, entre otros. Frente a esto, se verifica mediante el análisis económico, un tiempo de recuperación de apenas 3 años y 9 meses, de la inversión total realizada, así como un lucro anual de R\$ 68467,52 en concepto de adquisición del nuevo sistema propuesto. De la misma forma, los demás índices económicos constatan de manera favorable su elección final.

.

Palabras claves: colectores solares, climatización, radiación solar, viabilidad.

AGÜERO DOMINGUEZ, C. R. **Study of system based on absorption cooling from the use of solar collectors (solar cold)**. 86 pages. Bachelor Thesis – Federal University for Latin American Integration, Foz do Iguaçu, 2019.

ABSTRACT

Much of the energy consumption in buildings is associated with the need for refrigeration. In non-industrial properties, the cost of air conditioning can reach 80% of the costs of electricity. The present work aims to propose the study of a system based on absorption cooling from the use of solar collectors (solar cooling), to meet the current consumption demand for air conditioning in the restaurant located in block 2 of the Technology Park Itaipu, Brazil. Therefore, the absorption refrigeration cycle was studied, powered by solar radiation, identifying the technologies for this application, as well as considering the characteristics and particularities of the analysis site, to define, through qualitative and numerical studies, the economic viability and socio-environmental of the present project. A research is carried out that includes as a methodology the actual field survey of the technical data of the premises, as well as the calculations of thermal load in its various forms, for the final selection of the equipment destined to meet the cooling demand, having as a source Brazilian standards, Inmetro tables, Procel data, among others. Against this, it is verified through economic analysis, a recovery time of just 3 years and 9 months, of the total investment made, as well as an annual profit of R\$ 68467.52 in concept of acquisition of the proposed new system. In the same way, the other economic indicators confirm favorably their final choice.

Keywords: solar collectors, air conditioning, solar radiation, viability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo de absorção LiBr-H ₂ O de simples efeito	10
Figura 2: Vista de Satélite do Bloco2 – Parque Tecnológico de Itaipu.....	14
Figura 3: Estrutura completa Planta Baixa, Vista Superior, Bloco 2 – Parque Tecnológico Itaipu, Brasil	17
Figura 4: Distribuição em seções do bloco 2 do restaurante do PTI - Vista frontal.....	19
Figura 5: Reservatório para água quente (boiler) selecionado	31
Figura 6: Comparativo de irradiação solar no plano inclinado para a cidade de Foz do Iguaçu – Brasil, segundo ângulo de incidência do sol na superfície de captação	33
Figura 7: Modelo de coletor solar de tubos de vácuo a ser implementado para captação de energia	35
Figura 8: Distância mínima e inclinação de coletores para evitar o sombreamento	39
Figura 9: Esquema de ligação série – paralelo de coletores solares térmicos	40
Figura 10: Matriz Energética: a) Mundial,(2016) b) Brasileira (2017).....	43
Figura 11: Payback Simples (Tempo de Retorno de Investimento) para o fluxo de caixa definido em base a análise socioeconômico	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Rendimentos dos sistemas de absorção.....	8
Tabela 2: Propriedades de Refrigerantes e Absorventes.....	8
Tabela 3: Vantagens e desvantagens das substâncias em sistemas de absorção.....	9
Tabela 4: Dados de irradiação solar na cidade de Foz do Iguaçu, para os meses compreendidos entre agosto e dezembro do ano 2018.....	16
Tabela 5: Dados técnicos de condicionadores de ar, Bloco 2 – PTI.....	16
Tabela 6: Composição de materiais estruturais do bloco 2 - PTI.....	18
Tabela 7: Distribuição do setor de luminária no bloco 2 do PTI.....	20
Tabela 8: Distribuição de iluminação real no bloco 2 do PTI em base ao horário de funcionamento.....	20
Tabela 9: Área das paredes por seções definidas do restaurante do bloco 2 do PTI.....	21
Tabela 10: Irradiação solar no plano inclinado – Foz do Iguaçu, PR - Brasil.....	22
Tabela 11: Distribuição de temperaturas mensais na cidade de Foz do Iguaçu, 2018.....	23
Tabela 12: Carga térmica total a ser removida do local do restaurante do bloco 2 – PTI.....	28
Tabela 13: Especificações técnicas e de operação – Máquina de resfriamento YASAKI WFC-SC50.....	30
Tabela 14: Especificações técnicas – Reservatório térmico Komeko.....	32
Tabela 15: Dados referentes ao coletor solar marca ECO Aquecedores.....	34
Tabela 16: Volume de água quente por m ² de área coletora.....	35
Tabela 17: Valores comparativos do coeficiente de dilatação térmica de diferentes materiais a 70°C.....	36
Tabela 18: Características do material isolante para tubulações de alta temperatura.....	37
Tabela 19: Características do material isolante para tubulações de baixa temperatura.....	38

Tabela 20: Emissões de CO ₂ a partir de coletores solares térmicos e fontes convencionais de geração de energia	45
Tabela 21: Consumo e custos mensais de energia elétrica, somados a gastos por manutenção (mensal) de equipamentos	47
Tabela 22: Custos referentes ao investimento necessário para a aquisição e instalação do sistema solar térmico	48
Tabela 23: Especificação do consumo de energia elétrica para bombas selecionadas	48
Tabela 24: Dados referentes ao cálculo de carga térmica por condução	57
Tabela 25: Cálculos referentes a carga térmica por condução	58
Tabela 26: Cálculos referentes à carga térmica por insolação	58
Tabela 27: Cálculos referentes à carga térmica devido à pessoas	59
Tabela 28: Cálculos referentes à carga térmica devido a equipamentos	59
Tabela 29: Comparativo de irradiação solar incidente mês a mês em Foz do Iguaçu	65
Tabela 30: Equivalência das fontes de emissão e número de árvores necessárias anualmente ..	67
Tabela 31: Fluxo de Caixa e cálculos de parâmetros de decisão de viabilidade socioeconômica	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia.
CRESESB	Centro de Referência para Energia Solar y Eólica Sérgio de Salvo Brito.
SCS	Sistema de Calefação Solar.
AF	Água fria.
AQ	Água quente.
VPL	Valor Presente Líquido.
TIR	Taxa Interna de Retorno
ρT	Gradiente de temperatura entre a entrada e saída do fluído (°C)
\dot{m}	vazão mássica (Kg/s).
A	Área do coletor (área exposta à radiação solar) (m ²).
I	Radiação solar global (KW/m ²).
P_{abs}	Potência absorvida pelo coletor (W).
P_p	Potência perdida pelo coletor (W).
P_u	Potência transferida ao fluido de trabalho (W).
T_{am}	Temperatura ambiente (°C)
T_{mp}	Temperatura média da superfície da placa (°C)
U	Coeficiente global de transferência de calor (W/m ² K)
ρ	Peso específico (Kg/m ³).
C_p	Calor específico da água (KJ/Kg°C).
α_p	Absortividade da placa.

SUMÁRIO

CAPITULO I	1
1 INTRODUÇÃO	1
CAPITULO 2	4
2 DESCRIÇÃO DO PROJETO	4
2.1 Título do Tema	4
2.2 Problema	4
2.3 Objetivos	4
2.4 Justificativa do Projeto	5
CAPITULO 3	6
3 REFERENCIAL TEÓRICO	6
3.1 História	6
3.2 Conceito de Sistema de Refrigeração por Absorção	7
3.3 Fundamentos de Refrigeração por Absorção	7
3.4 Absorção com par água/sais brometo de lítio	9
3.5 Máquina de Refrigeração por Absorção	10
3.6 Elementos constitutivos do Ciclo de Absorção	12
3.7 Vantagens e Desvantagens	12
CAPITULO 4	14
4 METODOLOGIA E DADOS DE INICIO DO PROJETO	14
4.1 Características do local: Prédio do Bloco 2 (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu, Brasil	15
4.2 Irradiação incidente na área de seleção	15
4.3 Consumo energético atual referente aos condicionadores de ar	16
4.4 Dados Estruturais do Bloco 2 (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu	17
4.5 Setor de Luminárias Bloco 2 (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu	19

4.6	Dados Climáticos e de irradiação do Local (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu	22
CAPITULO 5	24
5	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA E RESULTADOS.....	24
5.1	Condições de Conforto. Cálculo da Carga Térmica.	24
5.2	Carga térmica devido à condução (calor sensível).....	25
5.3	Carga térmica devido à insolação (calor sensível).....	26
5.4	Carga térmica devido à ocupação de pessoas (calor sensível e calor latente) .	27
5.5	Carga térmica devido aos equipamentos (calor sensível e calor latente).....	27
5.6	Carga térmica devido à infiltração (calor sensível)	27
5.7	Carga Térmica Total	28
CAPITULO 6	29
6	ANÁLISE E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS	29
6.1	Seleção da Máquina de Resfriamento por Absorção.	29
6.2	Cálculo e Seleção dos Reservatórios e Coletores solares.	30
6.3	Orientação Geográfica dos Coletores solares.	32
6.4	Análise de Propriedades para tubulações.....	36
6.5	Cuidados práticos de projeto, instalação e manutenção de sistemas de aquecimento solar.	38
CAPITULO 7	43
7	ASPECTOS SOCIOAMBIENTAIS E ECONÔMICOS DO PROJETO.....	43
7.1	Análise Socioambiental.....	43
7.2	Análise econômica.	46
CAPITULO 8	50
8	CONCLUSÕES	50
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	54
ANEXOS	57

CAPITULO I

1 INTRODUÇÃO

O problema da energia tem suas origens desde o aparecimento das primeiras civilizações organizadas. Questões ambientais e energéticas atuais demandam inovações em projetos de refrigeração, que tenham como pontos principais o baixo consumo energético e menor impacto ao meio ambiente (Silva, J., 2010).

No campo da refrigeração, comumente encontramos sistemas tanto simples como complexos, de acordo à aplicação com a qual tem sido desenhados e instalados. Desde os cotidianos refrigeradores domésticos que conservam os alimentos, até as grandes instalações industriais como torres de refrigeração para plantas de energia, refinarias de petróleo ou plantas de processamento de gás natural, todas baseadas no mesmo princípio de operação. Dentro deste cenário, recentemente o estudo dos sistemas de refrigeração por absorção tem ganhado maior espaço de interesse, embora seja uma tecnologia conhecida há muito tempo atrás, devido a suas peculiaridades em relação aos ciclos por compressão de vapor. O sistema de refrigeração por absorção foi patenteado nos Estados Unidos em 1860 pelo francês Ferdinand Carré e foi predecessor do sistema de compressão de vapor no Século XIX, cujas aplicações principais estavam voltadas a refrigeradores domésticos e grandes instalações industriais, como indústrias químicas e de processos (Silva, J., 2010).

O ciclo de refrigeração por absorção representa uma opção ao ciclo de compressão a vapor. No ciclo de compressão a vapor, a transformação de vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão ocorre por meio de um compressor. Já no ciclo de refrigeração por absorção a elevação de pressão ocorre através da conversão do vapor em líquido, desde que esse processo é similar ao de condensação, ocorre remoção de calor. Depois, através de uma bomba há elevação de pressão do líquido e por fim ocorre a liberação de vapor com a adição de calor. Diante os princípios de operação mencionados anteriormente, um fator de suma importância e estabelecido como diferencial entre ambos os sistemas de refrigeração, tem a ver com que os ciclos de compressão a vapor são caracterizados por operarem com grande consumo de trabalho de eixo, pois a elevação da pressão do refrigerante é conseguida com um compressor. Por outro lado, os ciclos de refrigeração por absorção são ciclos operados a calor, pois a maior

parte do custo de operação está associada ao fornecimento de calor que libera o vapor do líquido a alta pressão. O trabalho necessário para acionar a bomba, para uma dada quantidade de refrigeração, é mínima, comparada àquela que seria necessária no ciclo de compressão a vapor.

Os sistemas de absorção analisados no presente trabalho utilizam água como refrigerante e o sal brometo de lítio (LiBr) como absorvente, que são elementos sem risco para o meio ambiente, cujas justificativas de eleição, estão detalhados na seção do referencial teórico.

Em termos de vantagens ou desvantagens que possam apresentar os sistemas de absorção, temos que uma máquina de refrigeração por absorção é um sistema termoquímico, por isso não possui componentes móveis (com exceção de bombas necessárias) o que a torna menos susceptível à manutenção e com vida útil longa, além disso, o consumo de energia elétrica é menor, tipicamente cerca de 10% do consumo de um sistema por compressão de vapor. Por outra parte, o seu coeficiente de performance (COP), é relativamente reduzido em relação ao sistema convencional, podendo atingir o valor de 1.1 nos equipamentos mais sofisticados de duplo efeito (Ferreira, M., 2017).

O uso da energia solar através do uso de coletores solares térmicos incorporados a este tipo de sistemas traz inúmeras vantagens, pois no caso o aproveitamento é diretamente proporcional entre as épocas de maior demanda de refrigeração, que coincide com as temporadas de maior produção e captação de energia na forma de radiação solar, resultando assim uma proposta adequada e eficiente ao problema de condicionamento requerido.

O presente trabalho tem como objetivo central realizar o estudo de um sistema baseado em refrigeração por absorção, que será acionado por meio de calor fornecido por radiação solar, a partir do uso de coletores solares térmicos, que permitam atender à demanda de consumo atual para condicionamento de ar no restaurante localizado no bloco 2 do Parque Tecnológico Itaipu – Brasil.

Nesse contexto, a proposta de metodologia do trabalho visa apresentar conceitos, modo de operação do sistema proposto, as etapas de levantamento de dados técnicos e caracterização do local de estudo, procedimentos para o cálculo da carga térmica total no setor de interesse, baseado na bibliografia base adotada (Creder, H. Instalações de ar condicionado, 2014). Posteriormente, temos a etapa de análise e seleção dos equipamentos, definidos a partir

de catálogos técnicos de fabricantes, os quais estão destinados à suprir a demanda de condicionamento térmico requerido. A etapa final apresenta os estudos e detalhamentos que definem a viabilidade socioambiental quanto econômica do projeto proposto, que servem como parâmetros indicativos para a tomada de decisões, assim como as conclusões respectivas em base ao estudo realizado, as quais estão organizadas em um total de oito capítulos, que compreendem cada uma das etapas mencionadas anteriormente.

A relevância desta pesquisa contribui diretamente em um dos objetivos específicos do presente trabalho, em propor um novo sistema de condicionamento de ar, considerando as características e particularidades do local de interesse, pois atualmente, o uso da tecnologia de refrigeração por absorção encontra-se na fase de difusão e experimentação em vários países da nossa região, resultando uma oportunidade de mostrar que existem fontes e alternativas que podem ser aproveitadas para a geração de energia, de forma limpa e renovável, obtendo ao mesmo tempo ganhos em termos econômicos e contribuições notáveis para o meio ambiente.

CAPITULO 2

2 DESCRIÇÃO DO PROJETO

2.1 Título do Tema

Estudo de um sistema baseado em refrigeração por absorção a partir do uso de coletores solares (frio solar).

2.2 Problema

Considerando o estudo prévio realizado, identificam-se valores de consumo energético (energia elétrica) elevados no Restaurante do Bloco 2 do Parque Tecnológico Itaipu, especificamente para atender à demanda de refrigeração e condicionamento de ar, de modo que surge a necessidade de propor um novo sistema que atenda tal solicitação, incorporando fontes alternativas de energia (renováveis) mais econômicas e ecologicamente sustentáveis a longo prazo.

2.3 Objetivos

2.3.1 Objetivo Geral

Realizar o estudo de um sistema baseado em refrigeração por absorção a partir do uso de coletores solares térmicos, que permitam atender à demanda de consumo atual para condicionamento de ar no restaurante localizado no bloco 2 do Parque Tecnológico Itaipu – Brasil.

2.3.2 Objetivos Específicos

- Realizar o estudo de um ciclo de refrigeração por absorção acionado por meio de calor fornecido por radiação solar aplicado ao caso de estudo.
- Conhecer a situação atual das tecnologias, equipamentos e projetos desenvolvidos no Brasil e na região latino-americana para uso da tecnologia de coletores solares.
- Propor um novo sistema de condicionamento de ar, considerando as características e particularidades do local de interesse.
- Definir mediante estudos qualitativos e quantitativos, a viabilidade econômica e socioambiental para a execução do projeto em questão.

2.4 Justificativa do Projeto

A fase inicial de um projeto de engenharia deve levar em consideração aspectos de suma importância, como por exemplo, o interesse em fornecer o conforto a um meio ou local específico, a partir da aplicação das inovações propriamente ditas, respeitando sempre fatores de equilíbrio social, ambiental (ecológico), cultural, entre outros.

Na atual sociedade, o bem-estar e o conforto da climatização tem-se transformado em necessidades sociais imprescindíveis. O consumo elétrico associado a esta demanda, por sua vez, é responsável dos maiores picos de consumo no verão e ao mesmo tempo, de uma importante emissão dos gases de efeito estufa.

Diante esta problemática, o cenário energético ideal para confrontar tal situação é aquele que permita reduzir o elevado consumo elétrico atual, sem ter que renunciar ao conforto térmico.

Atender a esta solicitação é totalmente possível, considerando a aplicação e funcionamento de um ciclo frigorífico através da energia térmica proveniente do sol. A mesma é baseada no princípio do ciclo denominado de Refrigeração por absorção, que faz referência ao método de engenharia a ser aplicado na modelagem do sistema a ser projetado no presente projeto. Para tal finalidade, serão considerados os princípios básicos, modos de operação e parâmetros incidentes para um máximo aproveitamento da energia solar captada, através do uso de coletores solares térmicos.

É importante destacar que atualmente, o uso do sistema de coletores solares térmicos de refrigeração por absorção não se encontra desenvolvido a grande escala no Brasil e no resto dos países da América Latina, dando a possibilidade através deste tipo de projetos, fomentar o conhecimento da mencionada modalidade de captação e uso da energia.

CAPITULO 3

3 REFERENCIAL TEÓRICO

O ciclo de refrigeração por absorção pode ser operado com uma fonte de energia térmica, onde estes tipos de aplicações levam a economia da energia e por sua vez à proteção do meio ambiente. Devido ao esforço internacional por encontrar fontes alternativas, a refrigeração por absorção tornou-se um sistema principal para muitas aplicações de refrigeração. Onde a energia térmica estiver disponível, o sistema de refrigeração por absorção pode fazer uma boa substituição do sistema de refrigeração por compressão (Adaptado de Vicatos et al, 2008).

Nos ciclos de absorção falamos sempre de agente absorvente, designando assim à substância que absorve os vapores, e de agente refrigerante, ou agente frigorífico, à substância que se evapora e dá lugar a uma produção frigorífica aproveitável.

3.1 História

O ciclo de refrigeração por absorção não é um descobrimento recente, já que o primeiro antecedente é o experimento realizado pelo escocês William Cullen no ano 1755, quando conseguiu obter uma pequena quantidade de gelo em um sino mantido a pressão reduzida. Porém, de fato, foi o francês Ferdinand Carré quem em 1890 construiu a primeira máquina de absorção para fabricação de gelo. Na evolução do ciclo de absorção foram experimentados várias combinações refrigerante/absorvente, mais comercialmente há unicamente dois tipos: a formada pela água como refrigerante e brometo de lítio como absorvente, e a que utiliza a amônia como refrigerante e água como absorvente. Cada uma destas técnicas possui as suas peculiaridades (Cisneros, 2002).

Atualmente, uma das maneiras mais vantajosas de se aplicar os equipamentos de absorção é utilizando cogeração, ou seja, reaproveitar uma fonte quente gerada por um processo industrial para refrigeração e aquecimento ao mesmo tempo (Martinelli Júnior, 2008).

3.2 Conceito de Sistema de Refrigeração por Absorção

A característica principal de um sistema de refrigeração que opera sob o ciclo de absorção, é que a energia necessária para manter o processo de esfriamento é subministrada principalmente na forma de calor. Este ciclo encontra-se baseado na capacidade que tem algumas substâncias, como o brometo de lítio, de absorver outra substância, tal como o vapor de água. Também pode ser utilizada a água como absorvente (dissolvente) e amoníaco como absorvida (soluto).

O termo “absorção” é utilizado para classificar a um dos ciclos de refrigeração, que tem relação com processos físicos e químicos que ocorrem ao entrar em contacto gases e líquidos ou gases e sólidos. São, por tanto, sistemas de dois componentes, onde uma das substâncias é dissolvida na outra, e o esfriamento é produzido extraindo uma das duas substâncias por meio da aplicação de calor e logo a reabsorvendo na solução (Guanípa, 2011).

3.3 Fundamentos de Refrigeração por Absorção

O ciclo de absorção requer pouco consumo de energia mecânica para o bombeio entre o absorvedor e o gerador, embora precise de energia térmica em quantidade considerável para produzir a destilação no gerador.

Além disso, os sistemas de refrigeração por absorção apresentam a vantagem, em relação aos convencionais de compressão, de requer uma demanda elétrica quase desprezível, substituindo esta por demanda térmica. Uma planta deste tipo está formada principalmente por trocadores de calor. O único componente com partes móveis é a bomba da solução. Por esse motivo, estas plantas praticamente não possuem desgaste, sendo de alta fiabilidade e gastos reduzidos de manutenção.

O desenvolvimento deste mecanismo de refrigeração resultou em dois grandes grupos em função do refrigerante e o tipo de absorvente utilizado. Como já foi mencionado anteriormente, um deles utiliza uma solução de amônia e água (par refrigerante-absorvente), e o brometo de lítio (LiBr) com água (par absorvente-refrigerante), respectivamente.

Considerando o rendimento de um ciclo de absorção, que é denominado COP (Coeficiente de Desempenho), temos na Tabela 1 a seguir, a comparação entre ambos refrigerantes em função do parâmetro mencionado:

Tabela 1: Rendimentos dos sistemas de absorção

SISTEMA	COP
Água/BrLi	0,7
NH₃/ Água	0,4 – 0,5

Fonte: Adaptado de ASHRAE, 1997

Em base às características dos refrigerantes e absorventes, a tabela 2 a continuação apresenta um comparativo entre as propriedades da amônia, a água e o sal diluído, respectivamente:

Tabela 2: Propriedades de Refrigerantes e Absorventes

	R-717 Amônia	R-718 Água	LiBr Sal Diluído
Estabilidade química	Media	Alta	Alta
Toxicidade	Alta	Nula	Baixa
Disponibilidade	Alta	Alta	Alta
Efeitos contaminantes	Baixos	Nulos	Nulos
Calor latente vaporizado	1,25J/Kg	2,5MJ/Kg	N/A
Custo	Médio	Baixo	Médio

Fonte: Cano, 2001

Seguidamente, temos a partir da tabela 3, as principais vantagens e desvantagens dos pares refrigerante/absorvente referentes aos sistemas de absorção disponíveis, o que permite identificar de forma geral a viabilidade e/ou conveniência de adotar algum deles para a refrigeração do local de interesse.

Tabela 3: Vantagens e desvantagens das substâncias em sistemas de absorção.

REFRIGERANTE/ABSORVENTE	VANTAGENS	DESVANTAGENS
Água/LiBr	O refrigerante (água) possui uma elevada capacidade calorífica. A solução de brometo de lítio não é volátil. As substâncias não são tóxicas nem inflamáveis.	O sistema não pode esfriar a temperaturas menores do ponto de congelamento da água. O brometo de lítio é solvente em água de maneira limitada.
NH₃/Água	O refrigerante amônio possui uma elevada capacidade calorífica. Aplicações de temperaturas muito baixas, até -60°C. Propriedades muito favoráveis de transferência de calor e massa.	Pressão muito alta do refrigerante (tubulações mais grossas). Volatilidade do solvente (é necessária uma retificação). Toxicidade da amônia.

Fonte: Elaborado a partir de Cano, 2001

Considerando a importância de contar com um projeto que envolva parâmetros e componentes confiáveis, práticos e de fácil aplicabilidade, e levando em consideração uma análise em base aos dados comparativos das tabelas anteriores acima (tabela 1, 2 e 3), a melhor proposta a ser adotada para trabalhar no presente projeto faz referência à condição de trabalho onde temos o brometo de lítio como absorvente, e a água como refrigerante, em vista de que este par de componentes apresenta um adequado nível de segurança operacional, baixo custo no mercado e, além disso, propriedades químicas de suma importância, sendo eles a estabilidade e afinidade nas reações. Desta forma, um sistema do tipo será empregado para as necessidades específicas de climatização, que serão detalhadas mais adiante.

3.4 Absorção com par água/sais brometo de lítio

Neste caso, o refrigerante é a água e a solução de transporte a sal de brometo de lítio (LiBr), que mostra o princípio de funcionamento de uma máquina de refrigeração com ciclo de absorção de simples efeito.

A água não pode condensar ou evaporar por debaixo de 0,01°C, de modo que não pode ser empregada em equipamentos de produção de frio de temperatura negativa. Utilizando água como refrigerante, trabalha-se a pressões inferiores à atmosférica (vácuo) para as temperaturas habituais de climatização, o que obriga o

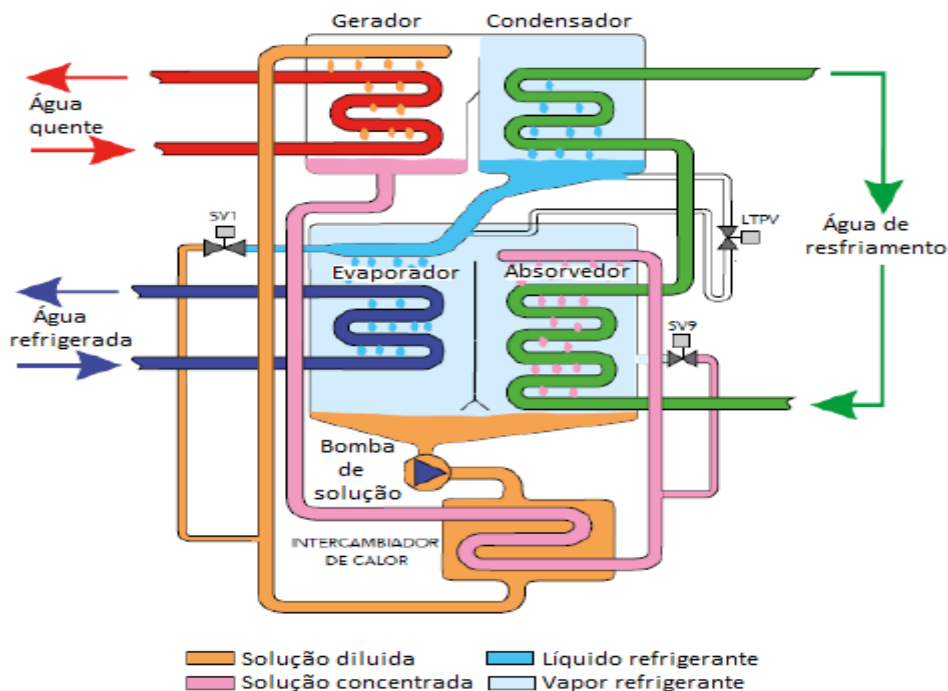
desenho de máquinas muito compactas para minimizar as perdas de carga nas tubulações (Fernandes et al, 2014).

Sob certas condições de operação, pode-se produzir a cristalização do Brometo de Lítio. Este fenômeno provoca a parada do equipamento até sua posterior fusão. Para evitá-lo, é necessário prestar atenção especial às variáveis críticas. Este tema, que era muito importante nas máquinas antigas, está atualmente superado mediante o uso de dispositivos de controle adequados (Fernandes et al, 2014).

3.5 Máquina de Refrigeração por Absorção

O processo estudado está baseado no princípio de funcionamento das máquinas de resfriamento, as quais produzem o frio a partir de calor residual de algum processo de fabricação. A máquina de refrigeração por absorção é utilizada principalmente para aplicações em condicionamento de ar. Por ser um sistema em geral livre de vibrações e não muito grande, pode ser colocada bem próxima da fonte de água quente ou vapor onde esteja localizado (Miller, 2008). A configuração e esquema de operação da máquina de refrigeração estão detalhados na figura 1.

Figura 1: Ciclo de absorção LiBr-H₂O de simples efeito



Fonte: Adaptado de Absorsistem, 2016

Uma máquina de refrigeração por absorção está formada pelos seguintes equipamentos: gerador, condensador, evaporador, absorvedor, trocadores de calor regenerativos e uma bomba (Cisneros, 2002). Para este caso, consideramos a combinação do par absorvente/refrigerante como sendo o brometo de lítio e a água, como foi estabelecido já, anteriormente. De acordo ao esquema na figura 1, o funcionamento é dado da seguinte forma: o gerador situado na parte superior esquerda contém um 52% de LiBr. Pelo circuito primário do gerador circula a água quente que aporta a energia necessária para fazer que o sistema funcione. Como efeito do calor aportado pelo circuito primário de água quente, a água da solução diluída entra em ebulição e o vapor formado é encaminhado até o recipiente contíguo que é o condensador. Devido a esta separação de vapor, a solução restante, denominada solução concentrada, se concentra até um 56% de LiBr indo nestas condições para o trocador de calor situado na parte inferior do esquema. Enquanto, no condensador, o vapor da água é resfriado até 36°C, através do circuito de água procedente. Este líquido refrigerante é introduzido por diferença de pressão no evaporador onde é mantida uma pressão absoluta de 0,9 kPa, de modo que a evaporação se dá a 3°C, adquirindo o calor necessário para ele do circuito de água a ser resfriado (Miller, 2008).

Ao mesmo tempo, a solução concentrada aos 56% de LiBr procedente do gerador flui no absorvedor que compartilha espaço e pressão com o evaporador, sendo o vapor de água contido nele, absorvido pelo LiBr devido à sua afinidade com a água, diluindo a concentração de LiBr de novo ao 52%. Isto permite eliminar o vapor à medida que ele é produzido, e continuar mantendo a pressão de 0,9 kPa no espaço compartilhado pelo evaporador e o absorvedor. O fenômeno da absorção produz calor, que por sua vez é eliminado pelo mesmo circuito de resfriamento antes de ser dirigido ao condensador (Miller, 2008).

Finalmente, a solução diluída aos 52% de LiBr pela absorção do vapor, é aspirada pela bomba de solução (SP) para enviá-la de novo ao gerador onde é reiniciado o processo, passando previamente por um trocador de calor que permite aumentar o rendimento do ciclo (Miller, 2008).

3.6 Elementos constitutivos do Ciclo de Absorção

A máquina de absorção é dividida em quatro componentes principais, que são:

3.6.1 Evaporador

Acontece a evaporação da água (refrigerante). Isto permite absorver o calor latente de evaporação do sistema que se encontra no interior dos tubos, refrigerando-o até um mínimo de 4,5°C (Miller, 2008).

3.6.2 Absorvedor

É produzida a absorção de vapor de água por parte da dissolução de sal concentrada de Brometo de Lítio (Miller, 2008).

3.6.3 Concentrador ou Gerador

É produzida a evaporação mediante uma contribuição térmica suficiente proveniente de aquecimentos residuais. Com esta evaporação, é realizada a separação da água refrigerante (água) da solução diluída de Brometo de Lítio. O refrigerante na forma de vapor passa ao condensador, enquanto a solução quente e concentrada de brometo de lítio é bombeada até os pulverizadores do absorvedor (Miller, 2008).

3.6.4 Condensador

O condensador é um trocador de calor onde se produz a condensação do refrigerante (água) procedente da evaporação produzida no gerador. Este refrigerante condensado está pronto para ser pulverizado outra vez sobre os tubos do trocador de calor da seção do evaporador, encerrando desta maneira o ciclo de absorção (Miller, 2008).

3.7 Vantagens e Desvantagens

As vantagens e desvantagens de um sistema de refrigeração por absorção, ao compará-lo com uma equipe de compressão mecânica, podem ser analisadas tendo em conta temas importantes na atualidade, tais como o custo inicial de fabricação, compra e instalação dos equipamentos, o rendimento energético, a utilização de combustível e seu efeito no meio ambiente, entre outras.

3.7.1 Custo inicial

O custo inicial de uma planta de refrigeração de absorção resulta, na maioria dos casos, superior ao de um equipamento de compressão mecânica da mesma capacidade. A razão para esta diferença está na grande quantidade de materiais metálicos que são necessários para a fabricação dos trocadores de calor, em equipamentos que se baseiam nos processos termodinâmicos sem praticamente uma contribuição do equivalente térmico do trabalho mecânico. Porém, quando são analisados os custos operacionais a partir do valor das energias consumíveis, o equilíbrio pode se mover a favor dos equipamentos de absorção, se as condições de partida necessárias forem dadas (ASHRAE, 1995).

3.7.2 C.O.P

O conceito de C.O.P (*Coefficient of Performance*) em refrigeração, é sinônimo de Eficiência Energética no evaporador. C.O.P define-se oficialmente como: “A quantidade de refrigeração obtida de uma máquina dividida entre a quantidade de energia que é requerida aportar para obter esta refrigeração (ASHRAE, 1997)”. Neste cálculo, não estão incluídos os consumos auxiliares de energia elétrica necessária para o funcionamento de bombas e ventiladores.

As variáveis que possuem maior influência nas variações do C.O.P são definidas, a continuação (Pimenta et al, 2004):

- Temperatura de geração: como o seu nome indica, é aquela que é alcançada no coletor durante a geração, ou seja, durante a operação do dia.
- Pressão de geração: é a pressão atingida no coletor durante a operação do dia.
- Quantidade de solução: é a quantidade de mistura amônia-água em quilogramas contida no coletor.
- Concentração de amônia: é a relação ou proporção de amônia e água.
- Temperatura de absorção: é a atingida no coletor durante o processo de absorção, ou seja, durante a operação noturna.
- Pressão de absorção: é a pressão atingida no coletor durante a operação noturna.

CAPITULO 4

4 METODOLOGIA E DADOS DE INICIO DO PROJETO

O prédio do restaurante selecionado está atualmente localizado dentro do Parque Tecnológico de Itaipu, no Bloco 2, respectivamente, como ilustrado na Figura 2, na área demarcada em amarelo para melhor visualização.

Para fins do presente projeto de engenharia, a metodologia seguida, compreende inicialmente, uma análise do consumo energético atual para satisfazer as necessidades de refrigeração e condicionamento de ar do local em questão, considerando as particularidades do segundo semestre do ano letivo, período compreendido entre os meses de agosto até dezembro do ano 2018, respectivamente.

Figura 2: Vista de Satélite do Bloco (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu



Fonte: Google Maps (2019).

A análise prévia sobre a situação atual de consumo de energia no local tem como fundamento o interesse de projetar um novo sistema que atenda à demanda atual energética para atender ao serviço de condicionamento de ar, fazendo uso de coletores solares térmicos acoplados a um sistema de refrigeração por absorção, visando o aproveitamento do potencial solar existente no ponto geográfico definido.

4.1 Características do local: Prédio do Bloco 2 (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu, Brasil

O local do restaurante cobre uma área de aproximadamente 1000 m², telhado em forro de PVC, possui janelas de vidro simples sem proteção e as paredes de cor média e material alvenaria.

As atividades dentro do prédio do restaurante iniciam-se diariamente a partir das 10:00 hs da manhã com o setor de serviço, para posteriormente dar a abertura ao público no horário contínuo de 11:30 a.m até as 14:00 p.m, respectivamente. Em visita ao próprio local do restaurante, foi informado que no período de atenção ao público, o número de clientes concorrentes em média é de aproximadamente 450 a 500 pessoas por dia.

O restaurante, uma vez finalizado o horário de atenção aos usuários, permanece em funcionamento com o setor de serviço para a realização das atividades de limpeza e organização do local, até o horário de fechamento às 17:00 hs.

4.2 Irradiação incidente na área de seleção

Os valores da taxa de radiação solar média para os meses compreendidos de agosto a dezembro de 2018 foram consultados com ajuda do software SunData, desenvolvido pelo Centro de Referência para Energia Solar e Eólica (CRESESB). Este software é uma ferramenta destinada ao cálculo de irradiação solar média (diária, mensal), em qualquer ponto do território nacional (Brasil).

A Tabela 4 a seguir apresenta os valores da taxa de irradiação solar mensal na cidade de Foz do Iguaçu, para os meses compreendidos no período de interesse.

Tabela 4: Dados de irradiação solar na cidade de Foz do Iguaçu, para os meses compreendidos entre agosto e dezembro do ano 2018

Município: Foz do Iguaçu						
Coordenadas Geográficas: Latitude sul 25°26'7,641"; Longitude oeste 54°35'47,636"						
Meses	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro	Média
Irradiação Solar Média (kWh/m².dia)	3,92	4,11	5,33	6,11	6,19	5,132

Fonte: Centro de Referência para Energia Solar e Eólica (CRESESB) – SunData

4.3 Consumo energético atual referente aos condicionadores de ar

Para este ponto, foi realizado um estudo detalhado e a coleção de dados correspondentes à quantidade de condicionadores de ar atualmente instalados e em funcionamento no local do restaurante, as características técnicas referentes ao tipo e modelo de cada um dos equipamentos condicionadores. A partir destes dados, foi realizado o cálculo respectivo da potência nominal em kWh para cada aparelho condicionador de ar, cujas especificações e detalhamentos estão dados na Tabela 5 a seguir:

Tabela 5: Dados técnicos de condicionadores de ar, Bloco 2 – Parque Tecnológico Itaipú.

DESCRIÇÃO	MARCA	QUANTIDADE	POTÊNCIA NOMINAL (kWh)
Condicionador de ar Tipo Split (30000 BTUs)	Totaline (grande)	13	3,60
Condicionador de ar de Janela (18000 BTUs)	Electrolux	2	2,60
Condicionador de ar de Janela (9000)	Springer	1	1,38
Condicionador de ar de Janela (10000)	Springer	6	1,40
Condicionador de ar de Janela (18000)	Springer	5	2,60
Condicionador de ar Tipo Split Piso Teto (60000 BTUs)	Springer	1	7,20

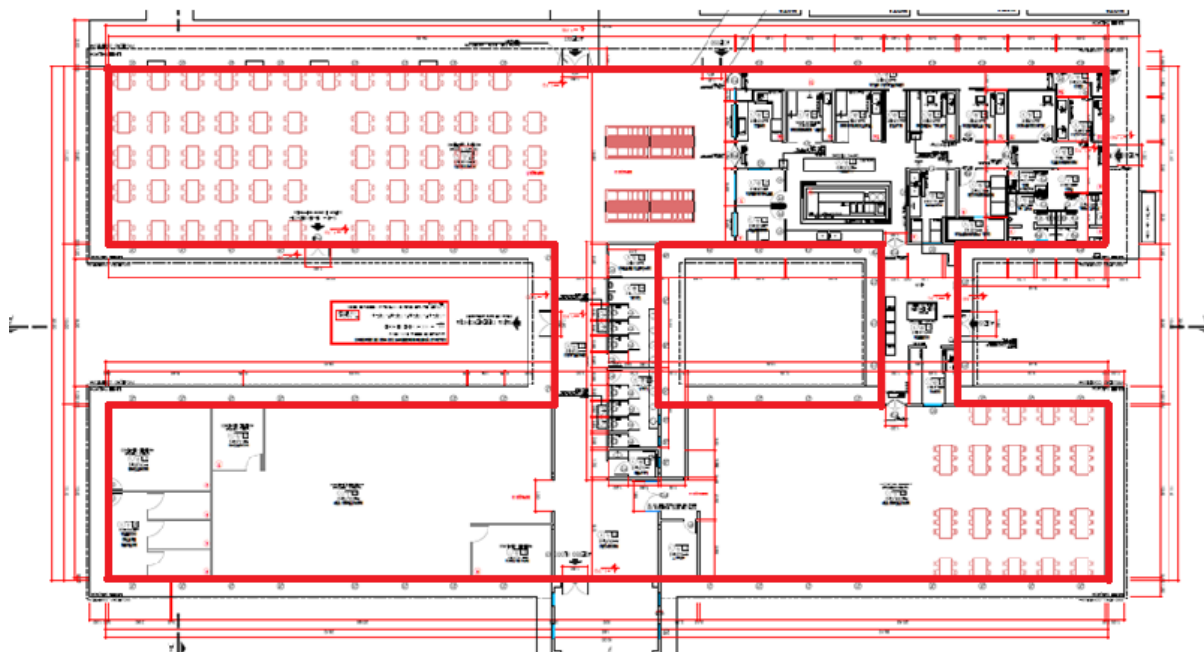
Fonte: Elaboração do autor com dados do Setor de Infraestruturas – PTI.

4.4 Dados Estruturais do Bloco 2 (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu

Seguindo o procedimento metodológico de coleção dados, um aspecto importante para o projeto faz referência às características técnicas do setor estrutural correspondente ao bloco 2 do PTI. Para conhecer melhor os detalhes do local, foram realizadas visitas ao restaurante para efetuar a análise correspondente das características do tipo de construção. Da mesma forma, dados importantes como desenhos estruturais e da distribuição da rede elétrica foram disponibilizados pelo Departamento de Obras e Infraestruturas do Bloco 15 do Parque Tecnológico Itaipu.

Na Figura 3 a seguir, é mostrada a estrutura geral do local do restaurante, onde a marcação vermelha define as fronteiras ou delimitação da área de interesse.

Figura 3: Estrutura completa Planta Baixa, Vista Superior, Bloco 2 Parque Tecnológico Itaipú – Brasil.



Fonte: Adaptado de Departamento de Obras e Infraestruturas – PTI.

Posteriormente, em base aos planos e arquivos estruturais dos desenhos disponibilizados, foram realizados os cortes e os cálculos para definir as medidas para cada setor do local, assim como a distribuição das áreas de serviço, que posteriormente serão usadas para a estimativa da carga térmica total a ser retirada do restaurante.

No que respeita ao dimensionamento para a refrigeração e condicionamento do local no restaurante, apenas foram consideradas as áreas livres ao passo dos clientes e usuários do

local, desconsiderando assim os setores como cozinha e sanitários, pois eles não terão a necessidade de estarem incluídos no cálculo de sistemas de refrigeração para colocação de equipamentos condicionadores. Mais, como o projeto leva em consideração o cálculo da quantidade total de carga térmica no local, todos os locais serão levados em conta para definir o aporte total nas diferentes formas de carga térmica que cada um deles contribui, de modo a atender a demanda total de refrigeração em base ao aporte de calor calculado. Por exemplo, o setor de cozinha teve uma solicitação de detalhamento minucioso da carga térmica, já que há uma grande contribuição de calor desde este local (máquina de cocção elétrica e a gás). No caso dos sanitários, também é considerada a carga térmica devida à luminária.

Seguidamente, uma vez definidos os planos e desenhos estruturais do local de estudo, procedemos a definir características próprias sobre o tipo de material usado para a construção do local, já que estes dados permitirão realizar os cálculos e análise para definir a carga térmica do local.

Para o caso das estruturas de paredes, uma consideração de engenharia tem sido feita, definindo o tipo de material de tijolo (comum) para ele. No caso da composição do piso, define-se como sendo de concreto. A tabela 6 apresenta o detalhamento dos dados de construção.

Tabela 6: Composição de materiais para as estruturas do bloco 2 – PTI

Estrutura	Material	Condutividade Térmica (W/m.k)	Densidade (Kg/m³)	Calor específico à pressão constante (J/Kg.K)
Paredes	Tijolo Común	0.45	1800	840
Piso	Concreto	1.8	2300	880

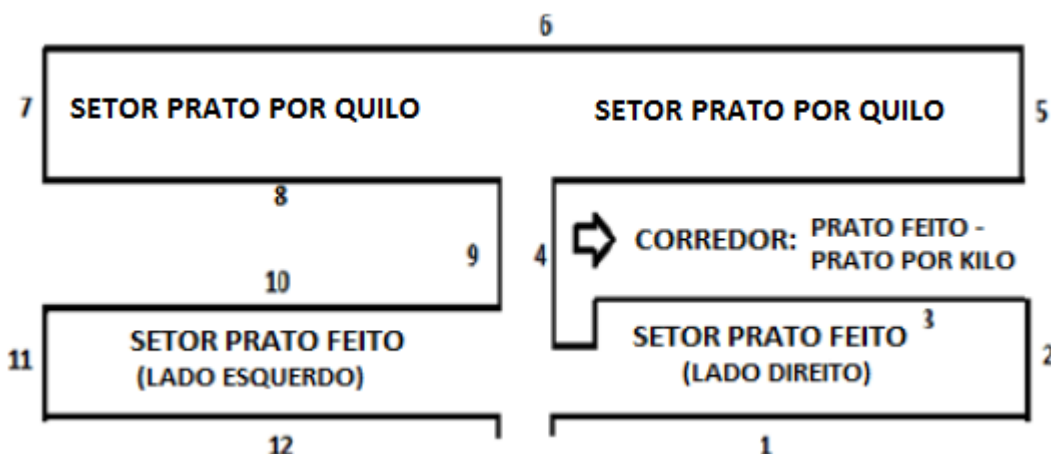
Fonte: Creder, H. Instalações de ar condicionado, 2014.

4.5 Setor de Luminárias Bloco 2 (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu

Da mesma forma que o levantamento de dados para os equipamentos condicionadores de ar, foi realizada uma revisão completa e detalhada do setor de iluminação do bloco 2 do restaurante do PTI, de modo a identificar as características principais dos componentes, a sua distribuição e a quantidade total em funcionamento.

A luminária utilizada no restaurante é da marca Slim lide, modelo empolux T10, potência de 40 W, 6400K, FT40416, XGR07. Considerando facilitar e definir de forma mais prática o esquema de distribuição do setor de luminária, foi realizada a divisão do restaurante do bloco 2 em setores específicos, de modo a calcular a quantidade e consumo de energia correspondente ao total de aparelhos de iluminação por setor, considerando a área delimitada pelas paredes do local, da maneira como é detalhada na Figura 4 a seguir:

Figura 4: Distribuição em seções do bloco 2 do restaurante del PTI– Vista frontal.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Essa divisão de setores nos permite realizar um estudo mais prático e detalhado dos componentes de luminária distribuídos no local, que também será utilizado para a identificação de outros parâmetros e componentes que são referentes ao levantamento de dados técnicos realizados. A especificação da quantidade de equipamentos de luminária por setor pode ser encontrada na Tabela 7 a seguir:

Tabela 7: Distribuição do setor de luminária no Bloco 2 do PTI

Localização (Setor)	Quantidade (Luminária)	Potência (kW)
Prato Feito (lado direito)	60	2,4
Prato Feito (lado esquerdo)	96	3,84
Corredor de conexão (prato feito- prato por quilo)	22	0,88
Prato por quilo	132	5,28
Cozinha	28	1,12
Banheiros	8	0,32
TOTAL	346	13,84

Fonte: Elaborado pelo autor.

Levando em consideração que, o uso da energia elétrica para iluminação é dada de forma variável no período de tempo, já que a mesma funciona para horários específicos dentro do estabelecimento, consideramos um período médio para a quantidade de horas de funcionamento ao dia, pois de acordo com a visita corroborada ao local em horários da tarde, posterior às 14:00 hs (onde finaliza o período de atenção aberta ao público), não se tem o uso de iluminação interna no restaurante. Logo, temos de definir um valor médio para os valores de consumo de energia, a diferença do que foi apresentado na tabela 7, anteriormente, que apresentava a situação de consumo contínuo. Esta análise em particular, é realizada de modo a ter uma estimativa real mais próxima do consumo. A tabela 8 a continuação, considera esta flutuação do uso no setor de luminária.

Tabela 8: Distribuição de iluminação real no bloco 2 do PTI em base ao horário de funcionamento.

Localização (Setor)	Quantidade (Luminária)	Potência (kW)
Prato Feito (lado direito)	30	1,20
Prato Feito (lado esquerdo)	48	1,92
Corredor de conexão (prato feito- prato por quilo)	11	0,44

Prato por quilo	66	2,64
Cozinha	28	1,12
Banheiros	4	0,16
TOTAL	187	7,48

Fonte: Elaborado pelo autor.

No caso do setor de cozinha, a diferença de outros setores, foi verificado e segundo o informe da equipe de serviço no local, este funciona em horário contínuo durante o dia todo, motivo pelo qual não apresenta variação em relação aos dados apresentados na tabela 7 anteriormente.

A partir da figura 4 e a análise dos planos estruturais fornecidos, foram consideradas as seções previamente definidas no local do restaurante, para assim determinar o valor da área das paredes correspondentes a cada subdivisão feita, cujas especificações e detalhes estão dados na tabela 9 a seguir:

Tabela 9: Área das paredes por seções definidas do restaurante do bloco 2 do PTI.

LOCALIZAÇÃO (Setor)	COMPRIMENTO (m)	ALTURA (m)	ÁREA (m²)
1	25,50	2,78	70,89
2	10,69	2,78	29,72
3	26,23	2,78	72,92
4	15,36	2,78	42,70
5	10,71	2,78	29,77
6	39,20	2,78	108,98
7	10,71	2,78	29,77
8	28,09	2,78	78,09
9	10,73	2,78	29,83
10	22,77	2,78	63,30
11	10,44	2,78	29,02
12	23,14	2,78	64,33

Fonte: Elaborado pelo autor.

É importante mencionar que para o caso do corredor de conexão entre os setores prato feito - prato por quilo foi considerado o consumo por luminária referente aos banheiros. Da mesma forma, para o setor de prato por quilo, foi adicionado nos cálculos o consumo referente à luminária do setor da cozinha (elaboração de alimentos).

4.6 Dados Climáticos e de irradiação do Local (Restaurante) – Parque Tecnológico Itaipu

Para conhecer as características, comportamento e potencial solar disponível no local de interesse, torna-se necessário o uso de sistemas de medição precisos e confiáveis voltados a fornecer estes dados. O programa SunData – Potencial Solar pertencente ao CRESESB (Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sergio de Salvo Brito) brinda esta oportunidade através da sua plataforma de consulta. O software destina-se especificamente ao cálculo da irradiação solar média mensal em qualquer ponto do território nacional e constitui-se em uma tentativa do CRESESB de oferecer uma ferramenta de apoio ao dimensionamento de sistemas solares.

Desta forma, consultamos os dados disponíveis para a Cidade de Foz do Iguaçu, onde o software realiza os cálculos da irradiação solar no plano inclinado, a partir da qual temos os dados mostrados na tabela 10 a seguir, considerando os meses de interesse.

Tabela 10: Irradiação Solar no Plano Inclinado – Foz do Iguaçu, PR – Brasil.

Ângulo	Inclinação	Irradiação solar média mensal [kWh/m ² .dia]					
		Ago	Set	Out	Nov	Dez	Média
Plano Horizontal	0° N	3,98	4,28	5,29	6,17	6,63	4,78
Ângulo igual a latitude	26° N	4,83	4,60	5,18	5,59	5,79	4,97
Maior média anual	20° N	4,69	4,59	5,27	5,80	6,06	4,99
Maior mínimo mensal	46° N	4,97	4,39	4,59	4,66	4,68	4,63

Fonte: SunData – CRESESB, 2019.

Assim também, foram consultados os dados sobre a distribuição mensal de temperatura em Foz de Iguaçu, mostrados na Tabela 11 abaixo, que serão posteriormente usados no cálculo para dimensionamento do sistema de coletores térmicos.

Tabela 11: Distribuição de temperaturas mensais na cidade de Foz do Iguaçu, 2018.

MES	Temperatura Mínima Promedio (°C)	Temperatura Máxima Promedio (°C)	Temperatura Promedio Mes (°C)
Agosto	16	28	22
Setiembre	17	29	23
Octubre	19	29	24
Noviembre	20	28	24
Diciembre	21	30	25,5

Fonte: Climate-Data.org, 2018.

CAPITULO 5

5 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA E RESULTADOS

5.1 Condições de Conforto. Cálculo da Carga Térmica.

As principais variáveis associadas ao conforto térmico de um local são a temperatura, umidade, velocidade do ar e radiação solar incidente. Os dados do projeto devem ser definidos com base nas condições próprias das instalações a serem refrigeradas, tendo em conta fatores-chaves como temperaturas e umidades relativas em função da permanência de pessoas, cujo objetivo é evitar o choque térmico verificado na entrada ou saída de um recinto com condicionamento de ar (Creder, H. Instalações de ar condicionado, 2014). A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT NBR – 6401) faz referência a estes parâmetros, como também às condições de conforto em consonância com a época do ano, região de estudo, entre outros.

Desta forma, é necessário determinar e realizar uma análise profunda da quantidade de calor que deve ser retirado do local selecionado. Esta quantidade de calor total é definida comumente como “Carga Térmica”, que representa a quantidade de calor sensível e latente, geralmente expressa em BTU/h, ou kcal/h¹, que deve ser retirada ou colocada no espaço de interesse com a finalidade de proporcionar as condições de conforto desejadas.

Esta carga térmica pode ser introduzida no recinto a ser condicionado por:

- condução;
- insolação;
- dutos;
- pessoas;
- equipamentos;
- infiltração;
- ventilação.

Para este projeto em particular, calculamos os principais meios de geração de carga térmica, que foram determinados em bases aos dados sobre estrutura do local,

¹ Pelas unidades do Sistema Internacional, a carga térmica que é potência, seria em watts ou kW, prefere-se manter em kcal/h por razões de fabricação dos equipamentos.

especificamente das propriedades dos materiais componentes de paredes, quantidades de pessoas frequentes no local de consumo (restaurante), equipamentos do setor de luminária, entre outros parâmetros.

Para tanto, foram consideradas estimativas de variáveis e dados, os quais são baseados em diferentes textos e normas técnicas que certificam os procedimentos de cálculos realizados. Os cálculos e equações utilizados para a determinação da carga térmica seguem a metodologia sugerida pela bibliografia base adotada (Instalações de Ar Condicionado, Hélio Creder, 2014).

O cálculo da carga térmica foi dividido em cinco grandes grupos, correspondentes à carga térmica devido a: condução, insolação, ocupação de pessoas, equipamentos e infiltração. Cada uma destas formas de acúmulo de calor foi avaliada para um dia de primavera, horário da tarde (1:00 hs p.m), dado que este corresponde ao horário de máxima insolação para o local de estudo.

5.2 Carga térmica devido à condução (calor sensível).

A expressão geral da transmissão de calor por condução e por hora, pode ser expressa para materiais não homogêneos, como é o caso dos materiais que compõem a parede no restaurante do bloco 2, pela seguinte equação:

$$Q = A \frac{K \Delta T}{X} = AU \Delta T \quad [kCal/h] \quad (1)$$

$$U = \frac{1}{R_{total}} [kCal/h.m^2.°C] \quad (2)$$

onde

Q = taxa de fluxo de calor transmitida, em $kCal/h$

A = área da superfície normal ao fluxo, em m^2

x = espessura do material em m

ΔT = diferença de temperatura entre as duas superfícies separadas pela espessura x, em $°C$

U = coeficiente global de transmissão de calor, em $kCal/h.m^2.°C$

Neste caso, seguindo a bibliografia base adotada, calculamos as respectivas cargas térmicas devido à transferência de calor em paredes (considerando as suas geometrias divisórias), vidros (janelas) e o teto, para um dia de primavera às 1:00 hs p.m, cujas especificações e detalhes são dado no Anexo I (a), respectivamente.

5.3 Carga térmica devido à insolação (calor sensível).

Por absorção, a energia térmica de radiação solar pode ser introduzida nos recintos tanto em maior ou menor quantidade, considerando aspectos como brilho e rugosidade da superfície, entre outros. É evidente que este percentual é também função de outros parâmetros, os quais são:

- Inclinação dos raios do sol (depende da época do ano e do horário considerados)
- Tipo de construção.
- Cor, rugosidade e reflexão da superfície.

Assim, para a estimativa da carga térmica, será importante saber o horário de utilização da dependência (restaurante) e fazer o cálculo para o horário de máxima incidência do Sol. Por sua vez, isso dependerá de cada setor do recinto considerado, a partir da sua orientação geográfica.

A energia radiante do sol incidente numa superfície transparente é subdividida em três partes:

q_1 : energia radiante refletida

q_2 : energia radiante absorvida

q_3 : energia radiante que atravessa o vidro

$$Q = q_1 + q_2 + q_3 \quad (3)$$

Onde a parcela q_3 é do nosso interesse para o cálculo da carga térmica através das janelas de vidro.

Logo, temos a transmissão de calor do Sol através de superfícies opacas, a qual pode ser estimada pela seguinte equação:

$$Q = A * U [(t_e - t_i) + \Delta t] \quad (4)$$

O resultado dos cálculos para esta seção é apresentado no Anexo I (b).

5.4 Carga térmica devido à ocupação de pessoas (calor sensível e calor latente)

Considerando que a temperatura média normal de uma pessoa é de 37°C, é verificado experimentalmente que quanto maior é a temperatura externa, maior é a quantidade de calor latente emitida, e quanto menor é esta temperatura, maior é o calor sensível. O corpo humano emite calor sensível e calor latente ao ambiente, mantendo constante desta forma, o calor total transferido. A tabela 3.8 da NBR-6401 fornece informação sobre os valores de calor liberado pelas pessoas em função da temperatura e da atividade realizada.

Os cálculos e detalhes correspondentes à carga térmica devido à ocupação de pessoas são detalhados no Anexo I (c), respectivamente.

5.5 Carga térmica devido aos equipamentos (calor sensível e calor latente)

Neste caso, consideramos a carga térmica devida à iluminação distribuída no restaurante. Para o setor de cozinha, também foi calculada a distribuição da carga térmica, isto a partir do funcionamento de motores e equipamentos de gás, seguindo a metodologia da literatura (Creder, H. Instalações de ar condicionado, 2014). Para o caso dos motores, o cálculo é realizado considerando a potência e rendimento respectivo de cada tipo de motor. Já para o caso dos equipamentos a gás (cozinhas), foi calculado o calor sensível e latente contribuído por cada um destes. Para cada parâmetro em questão, é necessário levar em conta que, o uso destes equipamentos nem sempre é em horário contínuo, motivo pelo qual o período considerado como sendo de consumo de energia deve ser ajustado para o caso real de uso. Os valores obtidos para a carga térmica devida aos equipamentos podem ser consultados com maior detalhe no Anexo I (d).

5.6 Carga térmica devido à infiltração (calor sensível)

O movimento do ar exterior no recinto possibilita a sua penetração através das portas, janelas ou outras aberturas. Este ingresso de ar adiciona carga térmica sensível. Para o cálculo respectivo, será aplicado um dos métodos mais comuns, de modo a estimar o valor, que corresponde ao método de troca de ar (Creder, H. Instalações de ar condicionado, 2014.), cujos detalhes de cálculo e valor obtido estão dados no Anexo I (e), respectivamente.

5.7 Carga Térmica Total

Uma vez conhecidos os valores da carga térmica devida à condução, insolação, ocupação de pessoas, equipamentos e infiltração, tem-se o somatório do calor sensível e o calor latente a ser removido (ou introduzido) do recinto para obter as condições de conforto desejadas. Somando ambas as formas de calor, temos o calor total.

Na Tabela 12 a seguir apresentado o resumo dos valores de carga térmica para cada caso, e finalmente o valor total da carga térmica correspondente ao setor do restaurante no bloco 2.

Tabela 12: Carga térmica total a ser removida do local do restaurante do bloco 2 – PTI.

Carga térmica total		
Tipo de carga	Calor sensível (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)
Condução	11312,7	
Insolação	17613,84	
Pessoas	34220	29000
Equipamentos	40581,09	11939,90
Infiltração	7760,23	
Calor total (sensível)		111487,86
Calor total (latente)		40939,90
Calor total (sensível + latente)		152427,76

Fonte: Elaborado pelo autor.

Desta maneira, a quantidade total de calor que deve ser retirada do local (carga térmica), corresponde a um total de 152427,76 kcal/h, ou 177,27 kW. Este valor foi obtido a partir da análise detalhada das diferentes formas de carga térmica geradas no local do restaurante, que podem ser esclarecidos e/ou consultados através do Anexo I (a,b,c,d,e).

CAPITULO 6

6 ANÁLISE E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS

Uma vez realizado o cálculo da carga térmica total a ser removida do local (restaurante), temos o parâmetro fundamental para realizar as etapas seguintes, as quais estarão direcionadas a atender a potência de refrigeração necessária para atender à solicitação atualmente existente. Serão adotadas as respectivas diretrizes da ABNT NBR (Associação Brasileira de Normas Técnicas), para certificar a adequada seleção e/ou escolha de cada equipamento em particular. Tabelas do Inmetro (Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia) e outras instituições certificadoras também serão consultadas para complementar o processo de análise realizado.

6.1 Seleção da Máquina de Resfriamento por Absorção.

Como foi apresentado no capítulo 3, o ciclo de refrigeração por absorção possui vantagens e favorece o processo de aproveitamento e captação da energia, o qual representa um dos objetivos a serem mostrados por este projeto. Tal funcionalidade, por sua vez, possui os seus requerimentos, ou seja, deve contar com equipamento(s) que estejam voltados a realizar cada um dos processos. Com este propósito, foi procedido a realizar uma análise de catálogos, referente à ampla gama de ofertas existentes no caso de máquinas de resfriamento, que será o equipamento utilizado. A partir da comparação realizada sobre propriedades referentes ao fluido de trabalho, optou-se pelo ciclo de absorção com solução de Brometo de Lítio (LiBr), onde a água tem a função de refrigerante e o brometo de lítio o de absorvente. A escolha do par em questão justifica-se nas condições favoráveis que estes possuem, os quais foram detalhados na seção do referencial teórico.

Em base à potência de carga térmica a ser removida, e o ciclo de absorção adotado, a máquina de resfriamento selecionada corresponde ao modelo Yasaki, também chamado de refrigerador de água por ciclo de absorção ativado por água quente.

Esta máquina de resfriamento corresponde à serie Yasaki, modelo WFC-SC50, cuja capacidade de refrigeração é de 176,0 kW. As características técnicas e de operação, são apresentadas na Tabela 13 a seguir.

Tabela 13: Especificações técnicas e de operação – Máquina de resfriamento Yasaki WFC-SC50.

Modelo: YASAKI WFC-SC50.		
Capacidade Frigorífica: 176,0 kW		
Ciclo de refrigeração		Absorção por LiBr- H₂O
Capacidade Frigorífica(kW)		176,0
Água refrigerada	Temperatura de entrada (°C)	12,5
	Temperatura de saída (°C)	7
	Vazão (l/s)	7,64
Energia na forma de água quente	Temperatura de entrada (°C)	88
	Temperatura de saída (°C)	83
	Vazão (l/s)	12
COP		0.75
Dimensões (a*l*h) (m)		(1,78*1,96*2,14)

Fonte: Elaboração do autor com dados de catálogo (Absorsistem)

Os dados mais específicos sobre aspectos construtivos (medidas exteriores e esquema das conexões), assim como outros aspectos relacionados à capacidade operacional referentes às temperaturas de trabalho da máquina de resfriamento são dadas no Anexo III e IV, respectivamente.

6.2 Cálculo e Seleção dos Reservatórios e Coletores solares.

A partir dos dados técnicos mostrados na tabela 13 para a máquina de resfriamento a ser adotada, devemos calcular os reservatórios e área de coleta solar necessária, considerando a vazão de água (quente) requerida para dar partida ao sistema. Dado na especificação da máquina de resfriamento, a vazão de água requerida será de 12 l/s, a partir do qual será calculado o reservatório térmico necessário, como também as dimensões dos coletores solares a serem distribuídos na área disponível.

Normalmente o cálculo da quantidade de coletores necessários é fornecido pelo analista do projeto e, é feito em função da tecnologia e materiais empregados na fabricação de cada modelo e da região do local de instalação.

Para realizar o dimensionamento em questão, foram considerados os seguintes parâmetros necessários, referentes a:

- Cálculo médio de volume de armazenamento do reservatório térmico central:
 - Vazão e volume requeridos.
 - Horário de consumo.

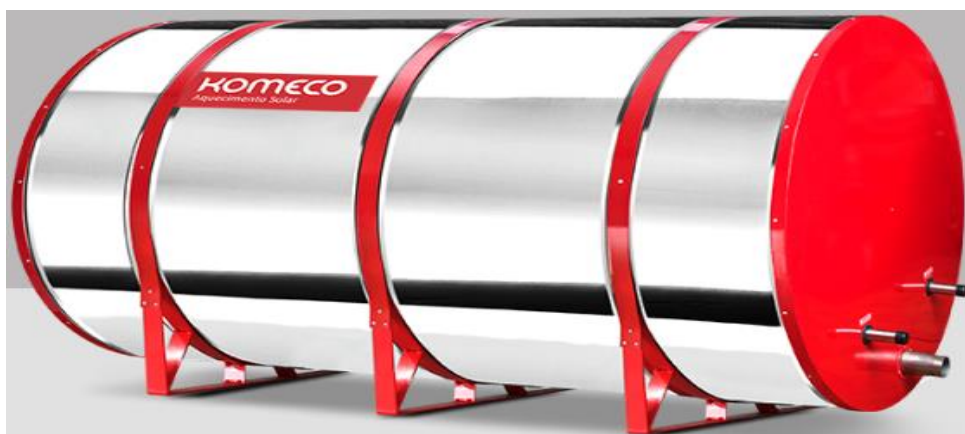
- Área de captação solar (coletores solares):
 - Tipo de sistema adotado (circuito fechado ou aberto).
 - Características de radiação no local de consumo.
 - Inclinação e orientação em relação ao norte geográfico.

Conforme o catálogo e manual técnico da máquina de esfriamento de água pelo ciclo de absorção alimentada por água quente, selecionada na tabela 13 acima, temos a especificação dos volumes de água requeridos para o funcionamento do sistema. Para a seleção do volume do reservatório térmico, devemos considerar a energia na forma de água quente que deve ser fornecida ao gerador no próprio chiller (máquina de esfriamento), que é de 170 litros para a potência e modelo de equipamento selecionado, assinalado no Anexo V.

Como foi mencionado, temos o circuito fechado do sistema de circulação de água, que pelo princípio de operação requer um volume de água fixo e disponível, de modo que o reservatório térmico selecionado será de 400 litros (dobro do especificado no chiller), para termos o reservatório capaz de atender 100% da demanda de água quente do sistema.

Na figura 5 a seguir é apresentado o modelo do reservatório térmico selecionado (boiler), conforme projeto especificado e volume de água quente requerido.

Figura 5: Reservatório para água quente (boiler) selecionado.



Fonte: Manual de fabricação e catálogos Komeco.

Este reservatório conta com uma resistência elétrica e termostato, para regulação e melhor ajuste da temperatura, onde a resistência interna é a responsável por gerar o calor complementar no interior do reservatório em horários onde a fonte de irradiação solar não seja suficiente.

As características técnicas do reservatório são dadas na Tabela 14 a seguir.

Tabela 14: Especificações técnicas – Reservatório térmico Komeko.

Modelo: KORT SD 304 40BP.	
Capacidade: 400 litros	
Material	Inox 304
Diâmetro externo (m)	0,70
Comprimento (m)	1,57
Isolamento térmico	Poliuretano s/ CFC
Resistência elétrica (W)	3000

Fonte: Elaboração do autor com dados de catálogo (Absorsistem)

Para as condições de projeto dadas, serão usados tubos a vácuo, que realizarão a captação de energia através dos coletores solares. Devido ao vácuo existente no espaço confinado entre os tubos, o sistema não sofre interferência do meio externo (vento, chuva, frio) e as perdas de calor são extremamente reduzidas, sendo assim um dos melhores coletores solares disponíveis no mercado.

Para os cálculos posteriores, consideramos um valor de irradiação média correspondente a 5,132 kWh/m²dia, que foi obtido a partir da tabela 4 (SunData), referente aos dados de irradiação média diária para a cidade de Foz do Iguaçu.

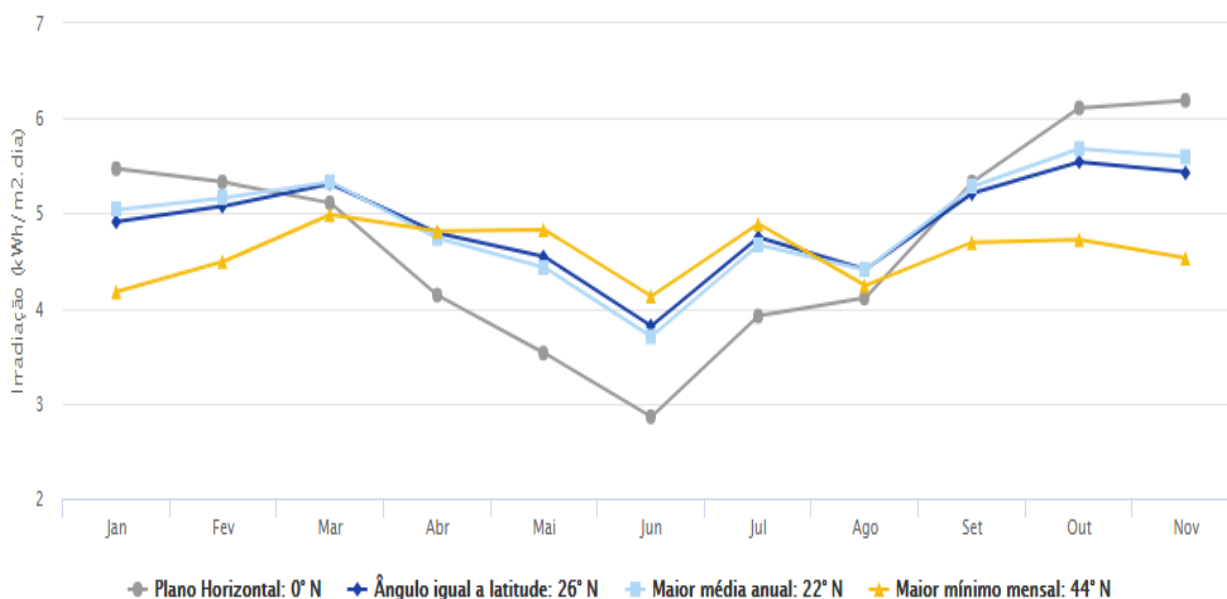
6.3 Orientação Geográfica dos Coletores solares.

Com relação à orientação geográfica, os coletores solares devem estar instalados conforme especificações e manual de instalação e projeto. Na ausência destes documentos, a ABNT NBR 15569 (Sistema de Aquecimento de Água em Circuito Direto), recomenda que os coletores solares estejam orientados para o Norte geográfico, aproveitando-se melhor a incidência solar. Quando não for possível a instalação para o Norte geográfico, recomenda-se direcionar os coletores para o Oeste (sol poente). Dependendo das condições técnicas e climatológicas do local, a recomendação é aumentar a área coletora, ou seja, adicionar um ou

mais coletores solares ao dimensionamento original (Manual de Instrumentos e Instalação do Sistema de Aquecimento Solar, Solativo, 2013).

Os coletores solares devem ter sua inclinação calculada somando-se 10° ao valor da latitude local, porém, a instalação dos coletores diretamente sobre o telhado é aceitável e corresponde a aproximadamente 20° ou 36% de inclinação (Manual de Instrumentos e Instalação do Sistema de Aquecimento Solar, Solativo, 2013). Uma estimativa para a inclinação dos coletores foi realizada usando o software Sundata, do CRESESB (Centro de Referência para Energia Solar y Eólica Sérgio Brito), que indica o uso de um ângulo de 22° de inclinação em relação ao eixo horizontal, que oferece a maior media anual para a captação de radiação solar na cidade de Foz do Iguaçu, considerando que os coletores são orientados para o Norte, o que pode ser visto na Figura 6 a seguir.

Figura 6: Comparativo de irradiação solar no plano inclinado para a cidade de Foz do Iguaçu – Brasil, segundo o ângulo de incidência do sol na superfície de captação.



Fonte: SunData – CRESESB, 2019.

O Anexo VI apresenta a tabela comparativa de irradiação solar incidente mês a mês, a partir do qual foi obtido o ângulo de inclinação adequado, que foi mencionado anteriormente.

Foi possível apreciar a partir do valor obtido, que o cálculo baseado no programa auxiliar SunData está bastante próximo ao valor recomendado pela norma NBR 15569 para a

orientação dos coletores, o que proporciona uma alta confiabilidade ao procedimento realizado.

Seguidamente, são apresentadas as informações e especificações técnicas do coletor solar, selecionado após um minucioso comparativo nos diferentes modelos existentes, a partir das tabelas de Sistemas e equipamentos para aquecimento de água do Inmetro, os quais podem ser encontrados com maiores detalhes no Anexo VII, respectivamente. O coletor escolhido é da empresa ECO Aquecedores Ltda Me, da marca ECO Aquecedores, cujos tubos são compostos de borossilicato, de alta resistência e parede dupla, que possui vácuo no seu interior (tubos a vácuo). Os parâmetros básicos do coletor são dados na Tabela 15 a seguir.

Tabela 15: Dados referentes ao coletor solar marca ECO Aquecedores.

Parâmetros operativos		Posição Vertical (30 tubos)
Modelo		ECO-MD-10
Classificação (Rendimento)		0,9
Área externa do coletor (m²)		1,57
Pressão de Funcionamento (kPa)		50
Espessura do tubo (mm)		3,3
Material – superfície absorvente		Vidro Borossilicato
Produção média mensal de energia	Por coletor (kWh/mês)	119,6
	Por m ² (kWh/m ²)	76,2
Fator$F_r U$		3,765
Fator$F_r \tau$		0,540
Eficiência energética (%)		70,1

Fonte: Elaborado pelo autor com dados de catálogo (Eco Aquecedores)

Contrariamente ao critério de dimensionamento para equipamentos convencionais, os sistemas de aquecimento solar não são dimensionados para as condições extremas (inverno, baixa radiação solar, máxima ocupação), de certos dias do ano, mais sim para as necessidades energéticas médias anuais. Para este tipo de tecnologia não se considera a ponta máxima previsível do consumo energético, mas o balanço médio anual (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento, 2012).

Normalmente, a quantidade de coletores solares é proporcional ao volume a ser aquecido, seguindo a relação de 1m² de área coletora para cada 100 litros, embora muitas

combinações sejam possíveis conforme a localidade de instalação (Manual Técnico Aquecedores solares Soletrol, SP). A tabela 16 a seguir apresenta a relação mencionada, conforme a média nacional de irradiação.

Tabela 16: Volume de água quente por m² de área coletora.

Volume	Área coletora
200 litros	02 m ²
300 litros	03 m ²
400 litros	04 m ²
500 litros	05 m ²
600 litros	06 m ²
800 litros	08 m ²
1000 litros	10 m ²

Fonte: Manual Técnico Aquecedores solares Soletrol.

Seguindo a metodologia proposta para a captação de energia solar e aquecimento de água para funcionamento do sistema de absorção, serão selecionados 3 coletores solares para atender à demanda prevista, considerando a área de captação de irradiação solar correspondente ao coletor solar selecionado e o volume total de aquecimento requerido. Este modelo de coletor a vácuo é o mais flexível do mercado, e uma das suas maiores vantagens é que pode ser adequado para atender qualquer volume de água.

O modelo de coletor selecionado é ilustrado na Figura 7 a seguir.

Figura 7: Modelo de coletor solar de tubos a vácuo a ser instalado para a captação de energia



Fonte: Catálogo Eco Aquecedores – Aquecimento solar, 2019.

6.4 Análise de Propriedades para tubulações.

Para interligação entre coletor e reservatório, o que se denomina de circuito primário, alguns cuidados técnicos de seleção devem ser levados em consideração, como por exemplo, o tipo de material escolhido. Neste sentido, foram adotados procedimentos indicados pela NBR 15569: Sistemas de Aquecimento de Água em Circuito Direto – Projeto e Instalação, e a NBR 15345: Instalação Predial de Tubos e Conexões de Cobre e Ligas de Cobre – Procedimento, as quais recomendam que a seleção dos materiais das tubulações deve ser rigorosa, pois grande parte da eficiência do sistema coletor térmico depende deste parâmetro. É sabido que, no trajeto da água pelas tubulações, a água pode atingir temperaturas e pressões em condições críticas, assim o material escolhido deve suportar tal solicitação.

Para realizar uma instalação de sistema de aquecimento solar é necessário levar em consideração que podem ocorrer dilatações e contrações das tubulações devido às variações de temperatura.

Na Tabela 17 abaixo são especificados os diferentes coeficientes de dilatação térmica de alguns materiais empregados em instalações hidráulicas prediais:

Tabela 17: Valores comparativos do coeficiente de dilatação térmica de diferentes materiais a 70°C.

Material da tubulação	Coefficiente médio de dilatação térmica linear (mm/m°C)	Valor comparativo de comprimento ($\Delta T=50^\circ\text{C}$)	Varição unitária
PPR (polipropileno)	0,150	12,0	0,75
PEX (polietileno reticulado)	0,140	11,2	0,70
CPVC (PVC para água quente)	0,0612	4,9	0,31
PPP com núcleo de alumínio	0,030	2,4	0,15
PEX com núcleo de alumínio	0,026	2,1	0,13
Cobre	0,0177	1,4	0,09
Aço com zinco	0,0125	1,0	0,06

Fonte: Elaborado com catálogo de Blue Ocean International Industrial Group, 2010.

Este quadro comparativo em conjunto com estudos de qualidade em instalações de aquecimento solar nos orienta para a seleção de tubos de cobre, cuja utilização garantirá a máxima economia de energia, devido às suas características térmicas e mecânicas ótimas, destacadas a seguir:

- Suporta temperaturas muito altas por longos períodos de tempo.
- Resiste a dilatações, choques térmicos, contrações e dilatações próprias do sistema.
- Baixa rugosidade interna, o que reduz o consumo de energia nas bombas de circulação.
- Não sofre envelhecimento devido à sua exposição à luz solar.

6.4.1 Isolamento Térmico para tubos

De acordo com a NBR 5626-98: Instalações Prediais de água, a velocidade máxima da água nas tubulações não deve ultrapassar os 3 m/s. Considerando este critério, e o volume de água do reservatório, é selecionado um diâmetro de tubulação de 1,5 pol (42 mm), cuja velocidade máxima para tal condição é de 2,5 m/s (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento – ABRAVA)

Por sua capacidade de suportar fluidos em temperaturas e pressões máximas dadas no Sistema de Aquecimento Solar, sem resultar em perdas consideráveis, deformações ou degradação excessiva, é adotado como material isolante o polietileno expandido. Consultando dados do Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO), cuja portaria número 17 faz referência ao requerimento de espessuras mínimas de isolamento térmico de tubulações para sistemas de aquecimento (tabelas 5.1 e 5.2), respectivamente, obtemos os dados para o caso das tubulações de alta temperatura, baseados na variação de energia na forma de água quente, de 83°C a 88°C, na entrada dos coletores, que são dados mencionados na tabela 13, anteriormente. Logo, as características específicas do isolante são detalhadas na Tabela 18 a seguir.

Tabela 18: Características do material isolante para tubulações de alta temperatura.

Isolante	Diâmetro da tubulação (mm)	Espessura do isolante (mm)	Condutividade térmica do isolante (W/mK)	Coefficiente de transferência de calor superficial (W/m^2K)
Polietileno Expandido	42	2,5	0,037	10

Fonte: Elaborado pelo autor com dados de catálogo técnico (Blue Ocean International).

Da mesma forma, consultando a tabela 13, as temperaturas de refrigeração da água encontram-se entre 7°C e 12,5°C, de modo que, em base às normativas anteriormente citadas,

foram também calculadas as características para o isolante térmico, as quais são dadas na Tabela 19 a seguir.

Tabela 19: Características do material isolante para tubulações de baixa temperatura.

Isolante	Diâmetro da tubulação (mm)	Espessura do isolante (mm)	Condutividade térmica do isolante (W/mK)	Coefficiente de transferência de calor superficial (W/m^2K)
Polietileno Expandido	42	2,5	0,034	10

Fonte: Elaborado pelo autor com dados de catálogo técnico (Blue Ocean International).

Desta maneira, a escolha do isolamento térmico e suas especificações são baseadas e de acordo com as disposições das normativas técnicas requeridas para seu uso.

6.5 Cuidados práticos de projeto, instalação e manutenção de sistemas de aquecimento solar.

Uma verificação visual no local do projeto será realizada para garantir que o sistema esteja completo e que todos os seus componentes foram adequadamente instalados. A ABNT 15569 indica que para a fase de projeto e instalação, deverão ser estritamente seguidos os seguintes procedimentos técnicos, para brindar maiores margens de segurança e confiabilidade ao processo de montagem e funcionamento dos sistemas de aquecimento solar.

6.5.1 Resistência estrutural

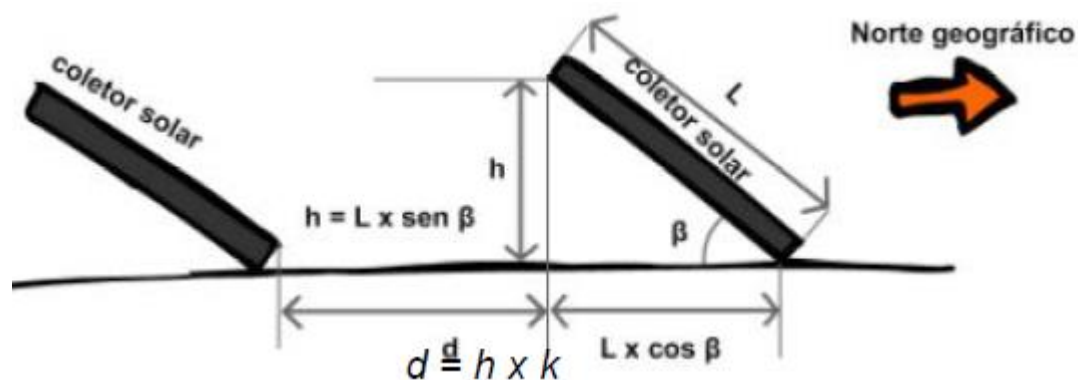
- Estruturas de apoio: suportes estruturais devem ser fixados de forma a resistir às agressões do ambiente e cargas como ventos, chuvas, neve, gelo; de tal forma que o sistema não comprometa a estabilidade da edificação, verificados segundo NBR 6120 (Cargas para o cálculo de estrutura de edificações).
- Elementos de fixação: devem resistir a esforços, devido ao próprio peso dos coletores, tubos e demais acessórios, como também à ação do vento, assim como a possíveis variações por expansão e contração térmica.
- Se o ponto de fixação do coletor solar e seu suporte forem feitos de materiais diferentes, eles devem ser isolados de forma a impedir a eletro-corrosão.
- A instalação do Sistema de coletores térmicos (SCT) deve ser feita num local que possibilite a sua manutenção e não prejudique a passagem livre de pessoas e cargas.

- O SCT e seus componentes não devem comprometer o escoamento de água, a impermeabilização da cobertura e a resistência estrutural (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento – ABRAVA).

6.5.2 Sombreamento

O sombreamento é um assunto fundamental e um item de projeto da norma NBR 15569. Os coletores solares devem ser instalados de forma a evitar locais sujeitos a sombras projetadas pela vegetação do entorno, por edificações vizinhas, elementos arquitetônicos, reservatórios térmicos, outros coletores, etc. A maior parte das observações listadas anteriormente podem ser identificadas em visita técnica. Outros como sombreamentos projetados por componentes do sistema de aquecimento solar podem ser evitadas por meio de um projeto inteligente, como por exemplo, utilizando uma distância mínima que assegure a luminosidade em todos os coletores, sem que haja a proteção de sombra nos coletores laterais e posteriores (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento – ABRAVA). Na Figura 8 é possível observar os parâmetros considerados para definir a distância mínima entre os coletores.

Figura 8: Distância mínima e inclinação dos coletores para evitar o sombreamento.



Fonte: Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento – ABRAVA.

6.5.3 Bombas de circulação

A bomba de circulação deve ser capaz de suportar os fluidos na máxima temperatura encontrada no sistema de aquecimento solar, além de ser instalada para trabalhar afogada e em local que possibilite o acesso em caso de manutenção ou substituição. A bomba deve ser instalada no circuito primário do sistema na posição horizontal ou vertical, porém o eixo do motor deve sempre trabalhar na horizontal e paralelo ao solo. Ao projetar o compartimento da bomba deve-se manter a caixa de ligação elétrica em local de fácil acesso e livre de infiltração de água (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento – ABRAVA).

6.5.4 Esquema de ligação e distribuição de coletores

A associação entre coletores é um dos passos mais importantes em uma instalação de aquecimento solar de água. O esquema de ligação deve assegurar o equilíbrio hidráulico do circuito para otimizar o rendimento global. Além disso, o projeto para a distribuição do sistema de aquecimento solar deve contemplar a proporcionalidade das vazões nos coletores, de forma a evitar o desequilíbrio hidráulico. Para as configurações de ligação adotadas comumente, podemos considerar as seguintes vantagens e inconvenientes, mostradas na Figura 9 a seguir.

Figura 9: Esquema de ligação série – paralelo de coletores solares térmicos.



Fonte: Guia para Instaladores de Coletores Solares (Prime), 2004.

A forma como é feita a associação de coletores está diretamente ligada com a eficiência do sistema de aquecimento solar, pois se relaciona com a temperatura que se pretende atingir, a vazão de operação do sistema e o dimensionamento das tubulações e demais acessórios (Rodrigues; Matajs, 2010).

Pela descrição das características na figura acima, podemos definir fatores técnicos de suma importância associados à eficiência e adequado funcionamento dos coletores. No caso das ligações em série, ele apresenta alguns inconvenientes, como por exemplo, maior perda de carga e rendimento menor associado, porém o custo de instalação é menor por ser um sistema mais simples. No caso da associação em paralelo, temos um maior rendimento e menor perda de carga associada, porém o custo de instalação é mais elevado e menos simples.

Por esse motivo, levando em conta fatores técnicos e econômicos, a maneira correta de fazer a instalação dos coletores solares seria utilizando uma associação mista série-paralelo.

6.5.5 Sistema de Controle e monitoramento

Os sistemas de controle e monitoração são um dos poucos componentes eletro-eletrônicos do sistema de aquecimento solar. Algumas empresas de energia solar fabricam e revendem seus próprios componentes de controle e de monitoramento, outras trabalham com o chamado CDT básico. A função do CDT é analisar, por meio de sensores, a diferença de temperaturas entre o ponto mais quente e o ponto mais frio do sistema solar térmico, acionando ou desligando a bomba de circulação. Existem CDT com mais funções, para utilização em sistemas com múltipla aplicação, juntamente com o aquecimento de piscina ou de um piso térmico (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento – ABRAVA).

Outro parâmetro de importância a ser levando em conta trata-se da corrosão dos materiais, especialmente das tubulações, que deve ser considerado com especial atenção, ao igual que para o caso relacionado a possíveis problemas por oxidação.

Da mesma forma, aspectos relacionados a possíveis perdas de carga nas tubulações devem ser corroboradas, pois temos de considerar a força (mínima) que a

circulação da água realiza através do sistema de conduto. Serão observadas as seguintes prescrições para a montagem do projeto, segundo recomendado pela NBR 15569:2008, com o intuito de minimizar as perdas de carga no circuito primário:

- utilizar registros tipo gaveta ou esferas, como registros de serviço, de forma que estejam sempre totalmente abertos durante a operação do sistema de aquecimento solar;
- usar o mínimo de curvas possíveis e dar preferências para curvas de 45° no lugar de curvas de 90°;
- posicionar os coletores solares o mais próximo possível do reservatório térmico, respeitando a altura mínima.

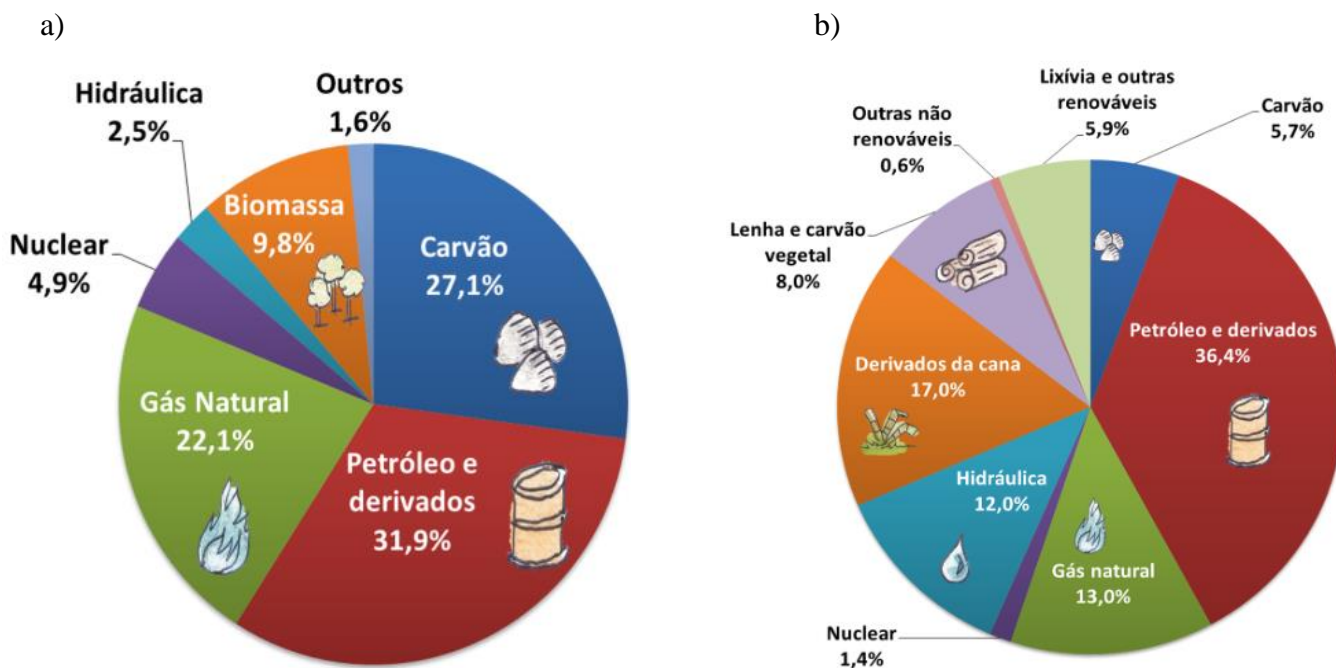
CAPITULO 7

7 ASPECTOS SOCIOAMBIENTAIS E ECONÔMICOS DO PROJETO

7.1 Análise Socioambiental.

Com os combustíveis fósseis, principais fontes primárias de energia em uso atualmente no planeta, enfrentando restrições ambientais crescentes e assinalando a falta de reservas disponíveis, as perspectivas de profundas alterações na matriz energética global estão sendo, maiormente consideradas, com a penetração das fontes renováveis de energia, destacando à energia solar térmica entre elas, com objetivo de atingir a tão desejável sustentabilidade energética. A Agência Internacional de Energia (IEA) apresenta a matriz energética mundial, composta principalmente por fontes não renováveis, como o carvão, petróleo e gás natural, e a matriz energética brasileira, que destaca uma participação maior das fontes limpas de energias, as quais estão dadas na Figura 10 a seguir:

Figura 10: Matriz Energética: a) Mundial (2016), b) Brasileira (2017).



Fonte: Agencia Internacional de Energia (IEA pelas siglas em inglês)

Diante a atual situação das matrizes energéticas apresentadas pela IEA, em especial o caso da situação a nível global, temos de destacar a necessidade e a importância da inserção de novas fontes alternativas para a diversificação dos recursos de produção e geração da energia. É neste sentido que a participação da fonte renovável solar cumpre um papel muito importante, pois, entre as suas principais vantagens e contribuições destaca-se a possibilidade de reduzir os gases de efeito estufa (GEE), que é conhecida mundialmente por ser um dos principais agentes contaminantes, provenientes comumente das centrais de combustíveis fósseis, que atualmente operam. Além disso, tecnologias de energia solar térmica não geram nenhum tipo de subproduto sólido, líquido ou gasoso durante a produção de calor e eletricidade.

A utilização do aquecimento solar é uma das melhores formas de diminuir o aquecimento global e proteger o meio ambiente. O aquecimento de água é responsável por mais de 20% das emissões de gases de efeito estufa numa residência específica. Além disso, outras vantagens importantes trazem o uso da energia solar térmica, como por exemplo, a geração de energia no local de uso, reduzindo a necessidade de exploração e transporte de combustíveis fósseis (Agência Internacional de Energia – IEA).

De acordo com estimativas recentes, as emissões de gases de efeito estufa por ciclo de vida no caso da eletricidade gerada mediante energia por concentração solar situam-se entre 14 e 32 g de CO₂ eq/kWh (Informe especial sobre fontes de energia renováveis e mitigação da mudança climática do Grupo Intergovernamental de Expertos sobre a Mudança Climática – IPCC).

Considerando os dados da Direção Geral de Indústria, Energia e Minas de Madrid (Espanha), uma redução de 289 g de CO₂ por kW de ar refrigerado é estimada para um sistema de coletor térmico. Considerando as fontes convencionais de emissão de CO₂ em base à matriz energética apresentada anteriormente, podemos realizar uma comparação da emissão atual em relação à geração de energia através da captação solar com o uso de coletores (Portal da Organização das Nações Unidas – ONU).

Para isso, apresentamos a tabela 20 a seguir, que ilustra quantitativamente a emissão de gases CO₂ a partir de três setores de operação com fontes convencionais distintas, em comparação com a produção neta devido ao uso de coletores térmicos. Aqui, o consumo

diário, foi calculado para o horário de funcionamento do restaurante do bloco 2 (10:00 hs até 17:00 hs) como período de referência adotado.

Tabela 20: Emissões de CO₂ a partir de coletores solares térmicos e fontes convencionais de geração de energia.

FONTE DE EMISSÃO	QUANTIDADE DE CO ₂ EMITIDO POR PERÍODO DE TEMPO (Kg de CO ₂)			
	1 HORA	1 DIA	1 MÊS	1 ANO
Coletores solares	4,07	28,49	626,78	7521,36
Central de combustão a carvão	35,45	248,15	5459,30	65511,6
Central elétrica de ciclo combinado (alimentada a gás)	70,91	496,37	10920,14	131041,68
Petróleo queimado	11,91	83,37	1834,14	23065,68

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da ONU e a IEA

A tabela 20 mostra a ampla diferença na emissão dos gases contaminantes CO₂ a partir do uso de fontes alternativas (coletores solares), em relação às fontes convencionais de produção energética analisadas. No caso, temos que a contaminação por emissão de CO₂ dos coletores solares equivale apenas um 11% do total emitido por uma central de combustão a carvão durante todo um ano e um 5% do total emitido por uma central elétrica no mesmo período de tempo, assim como um equivalente de 32% à queima de petróleo usado.

Desta maneira, como indicada, a implantação das tecnologias de captação solar oferece uma contribuição realmente notável ao equilíbrio ecológico do ambiente, o qual representa um dos objetivos principais das práticas de sustentabilidade requeridas para a redução da contaminação massiva nas diferentes atividades relacionadas a queimas de combustíveis fósseis para a produção de energia.

Uma das formas de valorar o impacto ambiental que é gerado com as emissões de CO₂ à atmosfera devido ao consumo energético, é baseado na determinação da quantidade de árvores que são necessários para a absorção de toda a quantidade de CO₂ emitida no período de tempo considerado. Esta análise é realizada de forma mais detalhada para cada fonte energética considerada, apresentada na tabela 29 do Anexo VIII, respectivamente.

7.2 Análise econômica.

Para o cálculo de parâmetros econômicos e análise de investimento, será realizado um comparativo entre o consumo atual de energia elétrica no bloco 2 do restaurante do PTI, baseado no levantamento inicial de dados realizado, referente ao funcionamento dos condicionadores de ar utilizados para o conforto térmico e refrigeração do local. Posteriormente realizamos uma estimativa do custo de investimento a ser realizado com a aquisição e uso dos coletores solares, com o objetivo de avaliar seu custo total e definir acerca da conveniência da sua implantação no local. Nesta análise, também serão levados em consideração aspectos referentes à vida útil de cada tipo de sistema de condicionamento analisado (convencional e por absorção).

Para os sistemas convencionais de ar condicionado, o período de vida útil é em torno de 10 a 15 anos, mas depende da conservação e da higienização periódica. Já no caso de um sistema de aquecedor solar, a durabilidade ou vida útil chega em média a 20 anos, realizando as manutenções periódicas, como em todo equipamento (Manual Técnico Aquecedores solares Soletrol, SP).

7.2.1 Sistema de ar condicionado convencional

Considerando o sistema atual de condicionadores de ar instalados no local do bloco 2 do restaurante, procedemos a consultar o portal de entidade COPEL (Companhia Paranaense de Energia), que é a responsável pelo fornecimento de energia elétrica ao Sistema Interligado Nacional. Cabe destacar que o Parque Tecnológico Itaipu não realiza pagamento de conta de energia elétrica por consumo, já que o abastecimento para a carga de uso provém da geração de energia da central hidrelétrica Itaipu Binacional. Neste sentido, foi realizado um cálculo aproximado adotando o valor de tarifa convencional - subgrupo B3, correspondente à resolução ANEEL N° 2.402, de 19 de junho de 2018, obtendo-se o valor de 0,76897 R\$/kWh, que será utilizado para obter os resultados a partir das tabelas 22 e 23, respectivamente.

Uma vez definido este parâmetro, será levado em consideração o período de uso dos aparelhos condicionadores instalados no restaurante (09:00 hs a 16 hs), de forma diária, para uma média de 5 dias à semana. A tabela 21 a seguir, apresenta os detalhes de consumo e custos mensais de energia elétrica, assim como estimativa de gastos para manutenção dos equipamentos.

Tabela 21: Consumo e custos mensais de energia elétrica, somados a gastos por manutenção (mensal) de equipamentos.

MODELO – CONDICIONADOR DE AR	CONSUMO MENSAL (kWh/mês)	CUSTO MENSAL DE CONSUMO (R\$/mês)
Condicionador de ar Tipo Split (30000 BTUs)	4122,68	3170,22
Condicionador de ar de Janela (18000 BTUs)	832,77	640,38
Condicionador de ar de Janela (10000 BTUs)	489,01	376,03
Condicionador de ar de Janela (9000 BTUs)	165,59	127,33
Custo por manutenção (mensal)		1500
Depreciação anual de equipamentos		900
TOTAL		5888,96

Fonte: Elaborado pelo autor.

Desta forma, temos uma estimativa de gastos atuais por refrigeração do local no valor de R\$ 5888,96 mensais, equivalentes a R\$70667,52 ao ano.

7.2.2 Sistema de ar condicionado proposto (Refrigeração por absorção)

Seguidamente, na tabela 22 abaixo, realizamos a estimativa e os cálculos referentes à proposta de implantação dos coletores solares térmicos, de modo a realizar o comparativo com custo atual devido ao sistema convencional de condicionadores de ar utilizado, com a finalidade de verificar a viabilidade do projeto através da análise de parâmetros socioeconômicos.

Tabela 22: Custos referentes ao investimento necessário para a aquisição e instalação do sistema solar térmico.

PRODUTO-SERVIÇO	CUSTO (R\$)
Coletores Solares (Eco Aquecedores)	4404,00
Mão de obra (instalação do sistema)	15000,00
Reservatórios térmicos (coletores)	2100
Máquina de resfriamento YAZAKI	221888,1
Importação da máquina de resfriamento (Chiller)	6000
Tubulações (acessórios)	2200
Controle de montagem e funcionamento	2000
Impostos fiscais	4000
*Custos de manutenção (anual)	1500
*Custos de consumo de energia elétrica anual (bombas e máquina de resfriamento)	700
TOTAL	257592,10

Fonte: Elaborado pelo autor com dados de catálogos técnicos.

* (Os custos de manutenção e consumo de energia elétrica serão levados em consideração no fluxo de caixa final). A análise para o consumo de energia elétrica para bombas e dispositivos elétricos de controle seguem as respectivas normas e procedimentos do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), levando em conta fatores como potência média em watts, média de utilização por dia e número de dias de uso mensal, obtendo o consumo médio mensal em kWh. Em total, foram selecionadas 3 bombas de água de 1 CV cada uma, de forma estimativa, para atender à demanda de funcionamento do sistema, cujos dados de consumo em função do tempo de operação, estão dados na tabela 23 a seguir.

Tabela 23: Especificação do consumo de energia elétrica para bombas selecionadas.

	Potência média (Watts)	Dias estimados uso/mês	Media utilização/dia	Consumo médio mensal (kWh)
Bomba de água 1 CV	1051	20	1 h	21,02

Fonte: Elaborado pelo autor com dados de catálogos técnicos.

Temos então o equivalente de 3 bombas consumindo o total de 63,06 kWh/mês, equivalente a um total de 756,72 kWh ao ano. Considerando o custo da tarifa de energia elétrica de 0,76897 R\$/kWh, definido anteriormente, o gasto aproximado seria de R\$ 581,89

para consumo de bombas. Considerando que, o consumo elétrico de uma instalação de absorção é aproximadamente um 5% do requerido para uma instalação de compressão convencional, temos um total de 3366,03 kWh a serem consumidos anualmente pelo novo sistema, considerando a energia anual consumida pelos condicionadores de ar atualmente instalados (67320,6 kWh/ano). Assim, a energia adicional ao uso de bombas elétricas será a correspondente ao sistema de monitoração e controle, e o uso dos equipamentos fan-coils para a refrigeração e condicionamento do local de interesse.

Por outra parte, para o respectivo cálculo dos parâmetros socioeconômicos, consideramos uma taxa mínima de atratividade (TMA) igual a 12,12% a.a. A TMA utilizada corresponde à composição da média geométrica da poupança líquida (P) nos últimos 10 anos (Associação Brasileira das Entidades de Crédito Imobiliário e Poupança – ABECIP, Caderneta de Poupança, 2019) com a inflação no mesmo período definido. Para efetuar a composição utilizou-se a fórmula $(1 + TMA) = (1 + i) * (1 + P)$, (Souza, 2008).

Os resultados detalhados no Anexo IX mostram as vantagens que representa a implementação de coletores, destacando um tempo de retorno de investimento de apenas 3 anos e 9 meses, ou seja, em apenas 4 anos será cancelada de forma total a conta referente ao investimento inicial para a implantação do sistema e equipamentos de refrigeração por absorção. Destaca-se entre os parâmetros financeiros obtidos uma Taxa Interna de Retorno (TIR) de 26,33 %, e valores de VPL (Valor Presente Líquido) e IBC (Índice Benefício-Custo) que corroboram a viabilidade socioeconômica do projeto a ser executado, de maneira que no período considerado não teremos perdas em termos financeiros.

Os parâmetros socioeconômicos de decisão obtidos são dados a seguir, cujos cálculos se encontram no Anexo IX, como mencionado anteriormente.

VPL (Valor Presente Líquido) = 249999,58

TIR (Taxa Interna de Retorno) = 26,33%

IBC (Índice Benefício – Custo) = 1,094

TMR (Taxa Média de Retorno) = 53,15%

PAYBACK SIMPLES= 3 anos/ 9 meses

PAYBACK DESCONTADO= 5 anos/ 4 meses

CAPITULO 8

8 CONCLUSÕES

O desenvolvimento do presente trabalho possibilitou realizar o estudo de um sistema baseado em refrigeração por absorção a partir do uso de coletores solares térmicos, voltado a atender a demanda atual de condicionamento de ar no restaurante do bloco 2 nas dependências do Parque Tecnológico Itaipu, Brasil. Com este trabalho, foi possível demonstrar a viabilidade em termos econômicos e ambientais da proposta de aplicação e uso da tecnologia de absorção em substituição da tecnologia convencional de condicionamento de ar atualmente usada no local.

A importância na abordagem do assunto do trabalho esteve em consonância com os objetivos específicos, que mostraram o prévio estudo do ciclo de refrigeração por absorção e os aspectos de maior incidência na sua aplicação e desenvolvimento, abordados na seção do referencial teórico (capítulo 3). Da mesma forma, a pesquisa permitiu conhecer a situação atual das tecnologias, equipamentos e projetos desenvolvidos atualmente no Brasil e na região, no que tange a aplicação da fonte solar em processos de refrigeração.

Ao fazer os cálculos referentes à carga térmica no local, posterior ao levantamento realizado in situ, foi possível constatar que uma das principais áreas de aporte de calor provém do setor de equipamentos, especificamente na área de cozinha dentro do local do restaurante, com um aporte de aproximadamente 34% do total de carga térmica calculada. Neste ponto, as maquinarias/equipamentos a gás (cozinhas), assim como motores elétricos e o setor de luminária, representam a principal fonte de geração de calor dentro do local.

Ao mesmo tempo, considerando que o restaurante do bloco 2 encontra-se localizado dentro do Parque Tecnológico de Itaipu, ele recebe uma quantidade importante de pessoas ao dia, tendo horários de maior concentração no espaço em questão, assim, um acúmulo importante de carga térmica na forma de calor sensível e latente é o resultado da presença dos clientes no local (41% do total).

Já as outras formas de carga térmica estão presentes em porcentagens menores, mais ainda assim significativas, como o caso das cargas térmicas por condução (7% do total), a

carga térmica por insolação (11% do total) e finalmente a carga térmica por infiltração, com um 5% de aporte em relação ao total da carga térmica.

É importante destacar neste ponto, que o valor obtido da carga térmica total a ser retirada do local, equivalente a 152427,76 kcal/h ou 176 kW está muito próximo ao valor da potência total instalada dos condicionadores de ar no restaurante (599.000 btu/h ou 175,5 kW), a qual é dimensionada em base a fatores de uso e ocupação, assim como a carga térmica que deve ser retirada, o qual comprova a efetividade do cálculo realizado.

Seguidamente, cumprindo com mais um dos objetivos específicos, temos a etapa da proposta de um novo sistema de condicionamento de ar, considerando as características e particularidades do local de interesse, o qual foi realizado previamente através da visita em campo. Com os dados requeridos, teve lugar a seleção dos equipamentos do sistema de refrigeração por absorção, iniciando com a máquina de esfriamento (chiller), o reservatório térmico para a água quente, considerando os catálogos e manuais técnicos, assim como a normativa brasileira NBR que indicou os procedimentos para a adequada seleção de cada equipamento.

No caso da seleção do modelo de coletores solares, foi realizado um comparativo minucioso entre as características operativas e de eficiência, através das tabelas do Inmetro, assim como um estudo criterioso para orientação geográfica dos mesmos, auxiliado pelo software SunData, do CRESESB, cujo valor indicado foi corroborado seguindo as orientações da ABNT NBR 15569, para a estimativa da inclinação de coletores. Para a definição da quantidade de coletores, foi levado em conta o manual técnico da empresa Soletrol, que orienta a área coletora requerida, em função do volume de água quente (em litros) requerido para atender a demanda em questão.

Da mesma forma, a análise de propriedades para tubulações foram realizadas considerando parâmetros críticos como dilatação e/ou contração térmica, seguindo os procedimentos estabelecidos pelas normativas correspondentes para aquecimento de água em circuito direto (ABNT NBR 15569) e Instalação Predial de Tubos e conexões (NBR 15345), definindo os tubos de cobre como melhor opção para a aplicação requerida. Em quanto aos isolamentos térmicos para circuitos primários de água quente, o mesmo procedimento da etapa anterior foi realizado, considerando dados do Inmetro, levando em consideração parâmetros como velocidade da água no interior da tubulação, temperatura de operação, entre

outros, resultando a melhor opção o polietileno expandindo, devido às propriedades ótimas para a condição de solicitação.

Para termos uma adequada proposta de implantação de um sistema de refrigeração por absorção, são vários os cuidados de projeto que devem ser levados em consideração, de modo a reduzir a possibilidade de ocorrência de falhas na operação do sistema. Uma seção do capítulo 6 trouxe a descrição das principais verificações e inspeções a serem realizadas antes e durante a montagem do sistema de aquecimento solar, como por exemplo questões da resistência estrutural, sombreamento, esquemas de ligação de coletores, entre outros, sob a orientação das normativas técnicas vigentes para a sua aplicação.

Finalizando com um dos objetivos também propostos, foi definido mediante os estudos realizados, a viabilidade econômica e socioambiental do projeto. Este último, apresenta os resultados em base ao comparativo entre as matrizes energéticas mundial e local (Brasil), estabelecendo a quantidade de CO₂ emitido segundo a fonte de emissão (convencional), e a proveniente de fontes renováveis, para o nosso caso a energia solar térmica, destacando que a mesma, como era de se esperar, apresenta o menor grau de poluição ambiental em termos de emissão de gás CO₂ ao meio ambiente.

Em quanto à análise econômica, também foi realizado um comparativo do atual sistema em funcionamento no local do restaurante, com o uso de condicionadores de ar convencionais, realizando o cálculo do gasto total em reais por consumo elétrico de tais equipamentos no período mensal e anual, resultando no valor de R\$ 5888,96 ao mês, equivalentes a R\$ 70667,52 ao ano. Já para o novo sistema proposto (refrigeração por absorção), o investimento inicial requerido corresponde a um total de R\$ 257592,10, respectivamente. Para a montagem do fluxo de caixa, foi realizado o cálculo da Taxa mínima de atratividade (TMA), utilizando a composição média entre a poupança líquida e a inflação nos últimos 10 anos, resultado no valor de 12,12% ao ano.

A partir da taxa obtida, o fluxo de caixa foi montado para o cálculo dos parâmetros socioeconômicos, resultando em valores favoráveis para a proposta do novo sistema de condicionamento de ar, obtendo valores positivos de Valor Presente Líquido (VPL) igual a R\$ 249999,58, a Taxa Interna de Retorno (TIR) de 26,33% a.a, Taxa Média de Retorno (TMR) de 53,15% a.a, assim como um Payback Simples de 3 anos e 9 meses, que corresponde ao tempo necessário para a recuperação do dinheiro total investido no período inicial da

aquisição da nova tecnologia de refrigeração, corroborando mais uma vez, a viabilidade em termos monetários da proposta de aplicação da tecnologia apresentada.

É fundamental reconhecer que América Latina possui um potencial diferenciado de recurso renovável em quanto a energia solar, motivo pelo qual se torna um atrativo interessante de investimento para nossa região, dadas as condições ótimas para o seu aproveitamento energético.

Encerrando, uma sugestão para trabalhos futuros seria a especificação e detalhamento das tubulações e acessórios do sistema, caso ele tenha uma proposta de implantação real, considerando a incorporação de uma torre de resfriamento para a adequada operação do sistema, a distribuição das bombas de circulação, disposição dos equipamentos na área do restaurante, assim como um estudo da resistência estrutural de paredes e telhados no local, de modo a atender de forma adequada os requerimentos de segurança exigidos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAVA (Associação Brasileira de refrigeração, ar condicionado, ventilação e aquecimento). “**Manual de capacitação em projetos de sistemas de aquecimento solar**”. Edição abril de 2008. Disponível em <http://www.forumclima.pr.gov.br/arquivos/Filemanual>. [Acesso em 23 de 05 de 2019].

ABSORSISTEM. Disponível em <http://www.absorsistem.com/>. [Acesso em 23 de 05 de 2019].

Apostila: Qualidade em Instalações de Aquecimento Solar. Disponível em: http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/Qualidade_em_Instalacoes_de_Aquecimento_Solar.pdf. [Acesso em 21 de 05 de 2019].

AREKAKI, M. **Modelagem e Simulação de um Ciclo de Refrigeração de Absorção de Calor por Brometo de Lítio e água**. Tese de Graduação. Universidade de São Paulo Escola Politécnica, São Paulo, Brasil, 2009

ASHRAE. Handbook of Fundamentals, ASHRAE, Atlanta, 1997.

ASHRAE. 1995. Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration using recovered heat.

Associação Brasileira de Normas Técnicas, *ABNT NBR 16401-1* – Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários, 2008.

Associação Brasileira de Normas Técnicas, *ABNT NBR 15345* – Instalação Predial de tubos y conexões de cobre y ligas de cobre - Procedimento, 2013.

Associação Brasileira de Normas Técnicas, *ABNT NBR 6401* – Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto– Sistemas Centrais e Unitários, 1980.

Associação Brasileira de Refrigeração, Condicionamento de Ar, Ventilação e Calefação (ABRAVA), abril 2011. [Online]. Disponível em: <http://www.forumclima.pr.gov.br/arquivos/File/curso2.pdf>. [Acesso em 25 de 05 de 2019].

CISNEROS, C. **Modelación de la transferencia de calor y masa en el absorbedor de una máquina de refrigeración por absorción**. Instituto Superior Politécnico “José Antonio Echeverría”. Cuba, 2002

Companhia Paranaense de Energia – COPEL [Online]. Disponível em: <http://www.copel.com/hpcopel/root/index.jsp>. [Acesso em 12 de 06 de 2019].

CREDER, H. **Instalações de Ar Acondicionado**. Sexta Edição. Rio de Janeiro, RJ: LTC Editora, 2014.

CRESESB – Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio Brito / CEPTEL – Centro de Pesquisas de Energia Elétrica, *SunData*, Rio de Janeiro, RJ, 2017.

GUANÍPA, G. **Sistemas de refrigeración**. Universidad Nacional Experimental “Francisco De Miranda”. Punto Fijo, Venezuela, 2011.

HEROLD, K.E. e RADERMACHER, R., *Absorption chillers and heat pumps*, CRC Press, Florida. E.U.A., 1996.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL (INMETRO). **Sistemas e Equipamentos para Aquecimento Solar de Água**. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/ColetoresSolares.pdf>. [Acesso em 20 de maio de 2019].

Informe especial sobre fontes de energias renováveis e mitigação de mudança climática (IPCC), 2011. Disponível em: https://www.ipcc.ch/pdf/special-reports/srren/srren_report_es.pdf. [Acesso em 9 de junho de 2019].

Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia – INMETRO. **Tabelas de Consumo /Eficiência Energética**. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/sistemas-acoplados.pdf>. [Acesso em 28 de 05 de 2019].

LÓPEZ, A. **Instrumentación y puesta a punto de un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente**. Universidad Veracruzana. Coatzacoalcos, Veracruz, 2011.

Manual Técnico: Aquecedores Solares de água. Disponível em: <http://www.soletrol.com.br/extras/manuais/pdfs/manual-técnico.pdf>. [Acesso em 05 de 05 de 2019].

MARTINELLI, L. **Sistema de Ar condicionado por absorção para ônibus**. Tese Doutorado. Faculdade de Engenharia Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, Brasil, 2008.

MENDONÇA, A. **Ar condicionado solar: modelagem e simulação**. Tese Graduação - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo - Escola Politécnica, São Paulo, 2010.

MOREJÓN, C. F. M. Simulação de Sistemas Termo-Solares Acoplados a Ciclos de Refrigeração por Absorção, **Tese de M. SC.**, Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1997.

REDE BRASIL DE CAPACITAÇÃO EM AQUECIMENTO SOLAR. Noções iniciais sobre o aquecimento solar. Brasil: Rede Brasil de Capacitação em Aquecimento Solar, 2011.

RODRIGUES D, MATAJS R. **Um banho de Sol para o Brasil**. São Paulo: Vitae Civilis, 2005.

SOUZA, A. **Decisões Financeiras e análise de Investimento: fundamentos, técnicas e aplicações**. 6 ed. São Paulo: Atlas, 2008.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: Mcgraw-hilldo Brasil, 1985.

TEN DO BRASIL – Aquecimento solar e placa solar. Disponível em: <http://www.tendobrasil.com.br/>. [Acesso em 02 de 06 de 2019].

VICATOS G. ET AL. **A car air-conditioning system based on an absorption refrigeration cycle using energy from exhaust gas of an internal combustion engine**, Journal of Energy in Southern Africa, 2008.

ANEXOS

CÁLCULOS REFERENTES À CARGA TÉRMICA.

Anexo I (a) – Carga Térmica devido à condução (Calor sensível)

Os procedimentos e considerações realizadas para os cálculos a seguir, estão baseados na teoria e recomendações dadas no livro de referência adotado (Instalações de Ar Condicionado-Hélio Creder), como também as tabelas e propriedades constantes que foram adotadas para a obtenção da carga térmica em cada caso.

Tabela 24: Dados referentes ao cálculo da carga térmica por condução

CARGA TÉRMICA POR CONDUÇÃO		
SETOR		
Paredes (tijolo)	Telhado(revestimento de pvc)	Revestimento (gesso)
-Espessura: $e = 0,17$ m -Condutividade: $k=0,11$ kcal /h.m.°C	-Condutividade: $k=0,15$ kcal /h.m.°C	-Espessura: $e = 0,02$ m -Condutância: $C = 10,99$ kcal /h.m ² .°C

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da bibliografia base (Creder, H.,2014)

Também foram usados os dados de condutâncias referentes ao ar no interior e exterior do local do restaurante, como o coeficiente global de transferência de calor em janelas, obtidos da literatura base.

- Condutância superficial do ar exterior (velocidade do vento aproximado 24 km/h):
 $29,3$ kcal /h.m².°C
- Condutância superficial do ar interior: $h: 5,2$ kcal /h.m².°C
- Coeficiente global de transferência de calor em janelas (vidro comum):
 $U = 5,18$ kcal /h.m².°C

Usando as equações (1) y (2) referentes ao calor transferido e o coeficiente global de transferência de calor, temos os valores dados na tabela 25 a seguir:

Tabela 25: Cálculos referentes à carga térmica por condução

Carga por condução (calor sensível)				
Geometria	Área (m²)	U (kcal /h.m².°C)	ΔT	Calor sensível (kcal/h)
Paredes (excluindo janelas)	575,17	0,56	9,4	3027,69
Janelas (com vidros)	108,59	5,18	9,4	5287,46
Paredes divisórias	110,00	0,56	5,5	338,80
Teto	1424,00	0,79	5,5	6187,28
TOTAL	14841,23			

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da bibliografia base (Creder, H.,2014)

Anexo I (b) – Carga Térmica devido à insolação (Calor sensível)

Como foi explicado anteriormente, foi considerado o horário de utilização das dependências, como também considerando os cálculos para a incidência máxima do Sol. Isto por sua vez, dependerá de cada setor do recinto considerado, a partir da sua orientação geográfica. O resultado dos cálculos é apresentado, considerando a tabela a seguir:

Tabela 26: Cálculos referentes à carga térmica por insolação

Carga por insolação (calor sensível)					
Geometria	Área (m²)	Factor solar	Coefficiente Global de Transferência de Calor U (kcal/h.m²)	ΔT(°C)	Calor sensível (kcal/h)
Paredes orientadas para o oeste	89,32		0,56	20,5	1025,39
Teto	1424,00		0,79	13,8	15524,45
Janelas com vidro para o norte	28	54			1512
Janelas com vidro para o sul	28	38			1064
TOTAL	17613,84				

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da bibliografia base (Creder, H.,2014)

Anexo I (c) – Carga Térmica devido à ocupação de pessoas (Calor sensível e calor latente).

Considerando à tabela número 11 sobre a distribuição de temperaturas na cidade de Foz de Iguaçu, calculamos a temperatura média referente a um dia de primavera, sendo igual a 24°C. A continuação, a tabela 27, apresenta os dados referentes à carga térmica em função do tipo de calor produzido em relação à atividade realizada por cada pessoa:

Tabela 27: Cálculos referentes à carga térmica devido à ocupação de pessoas

Carga devido à ocupação de pessoas (Calor sensível e Calor latente)					
Pessoas	Quantidade	Fator sensível	Fator latente	Calor Sensível (kcal/h)	Calor Latente (kcal/h)
Sentadas ou se movendo devagar	300	66	34	19800	10200
Pessoas em exercício físico moderado	200	72,1	94	14420	18800
TOTAL				34220	29000

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da bibliografia base (Creder, H.,2014).

Anexo I (d) – Carga Térmica devido a equipamentos (Calor sensível).

A partir da tabela 8, temos o valor da potência real referente ao setor de luminária (calor sensível), neste caso correspondente aos aparelhos de luz fluorescente. Da mesma forma, realizou-se o cálculo da carga térmica devida aos motores (calor sensível) e dos equipamentos de gás (calor sensível e calor latente), os quais são dados na tabela 28 a seguir.

Tabela 28: Cálculos referentes à carga térmica devido aos equipamentos

Carga devido aos equipamentos (Calor sensível e Calor latente)				
Equipamento	Fator	Potência (kW)	Calor Sensível (kcal/h)	Calor Latente (kcal/h)
Luz fluorescente	1032	7,48	7719,36	
Motores			1681,51	
Gás (Cozinha, fritadeiras, etc)			31180,22	11939,90
TOTAL			40581,09	11939,90

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da bibliografia base (Creder, H.,2014).

Para o cálculo da carga térmica de motores, foi aplicada a seguinte equação, extraída da bibliografia base:

$$q = \left(\frac{P}{\eta} - P\right) * 2490 \quad (5)$$

E, para o cálculo de ganho de calor devido aos equipamentos a gás, foi adotada a equação seguinte:

$$q = (A * 806)/0,1 \quad (\text{calor sensível}) \quad (6)$$

$$q = (A * 453)/0,1 \quad (\text{calor latente}) \quad (7)$$

onde A corresponde à área superficial de cada equipamento (cozinha).

Anexo I (e) – Carga Térmica devido à infiltração (Calor sensível).

Conhecida a vazão em pés cúbicos por minuto, e sabendo as temperaturas do ar externo e do recinto (interno), aplicamos a fórmula a seguir para obter o calor sensível:

$$q_s = Q * 0,29 (t_e - t_i) \quad (8)$$

onde Q é a vazão de ar, t_e é a temperatura média externa, que para o nosso caso foi obtida da tabela 11, sendo $t_e = 28,8^\circ\text{C}$ e $t_i = 25^\circ\text{C}$ (temperatura interna de conforto térmico).

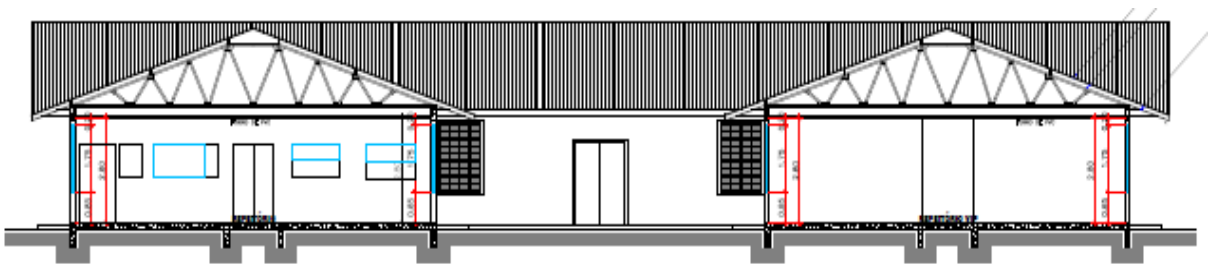
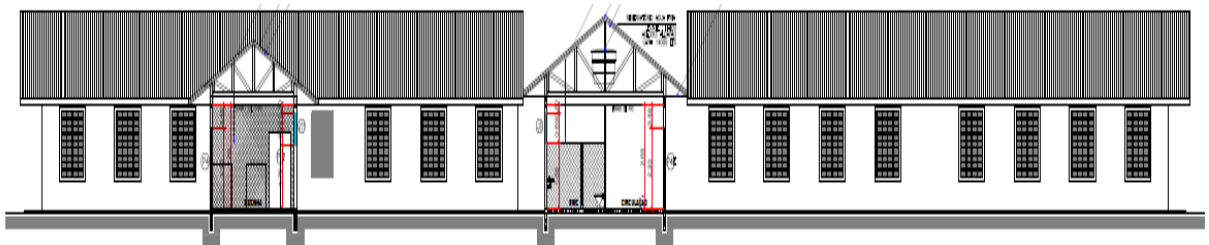
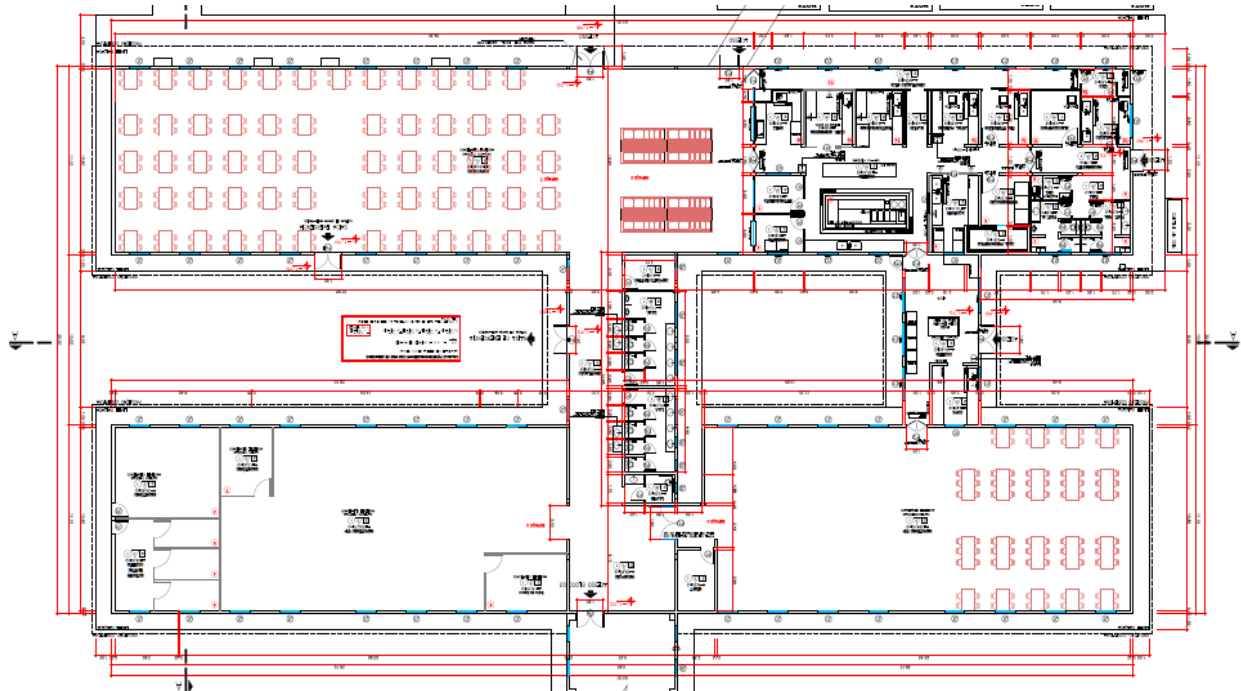
Consultando a tabela referente a critérios sugeridos para projetos gerais de ventilação de ambientes (ASHRAE – American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineering, Guide na Data Book), obtemos o valor da vazão de ar aproximado para restaurantes, sendo $Q = 7645,55\text{m}^3/\text{h}$ (ajustado para o valor médio aproximado de pessoas que concorrem ao restaurante).

Assim, a partir de (8), temos:

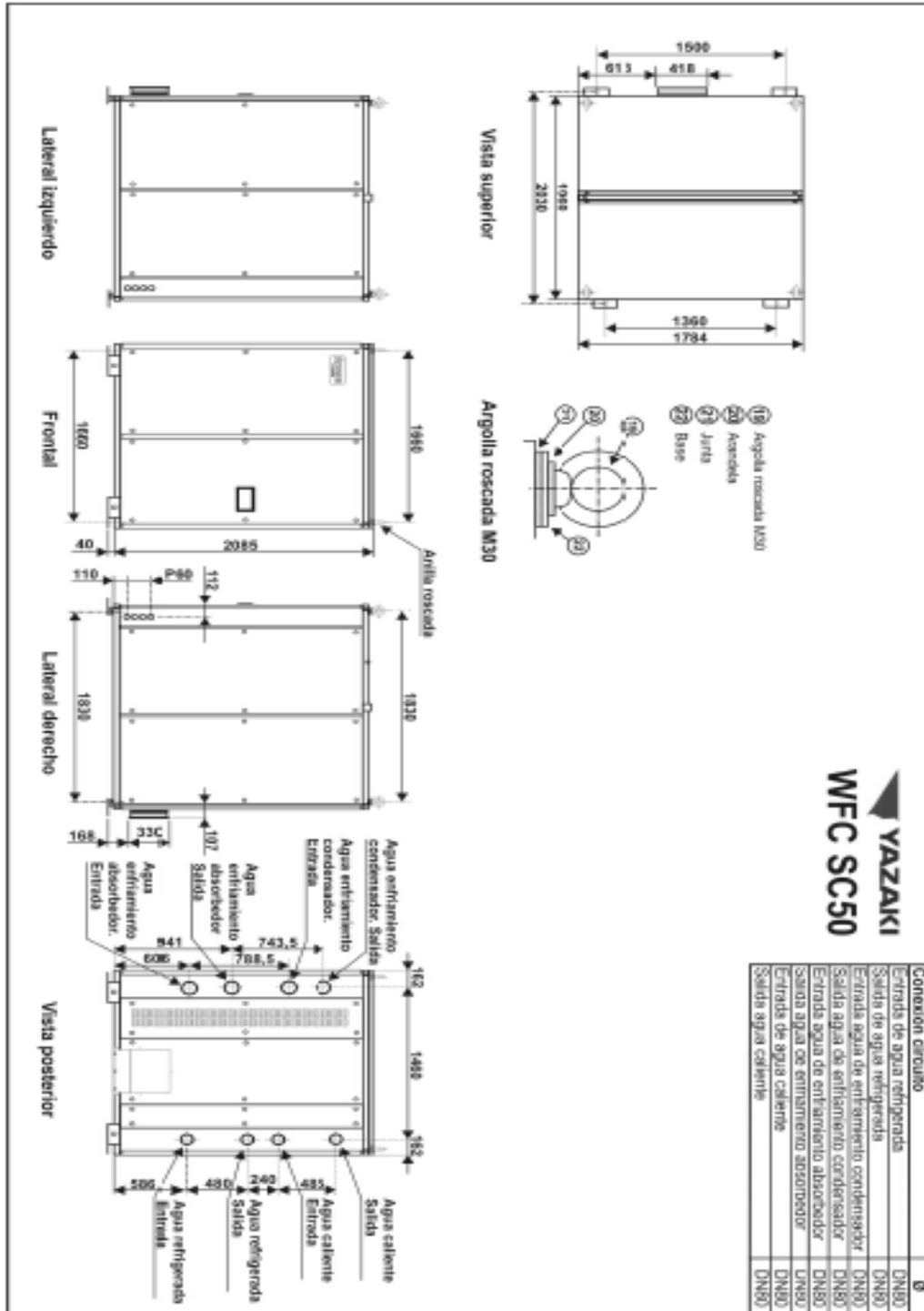
$$q_s = 7645,55 (0,29) (28,8 - 25) = 7760,23 \text{ kcal/h}$$

$$q_s = 7760,23 \text{ kcal/h}$$

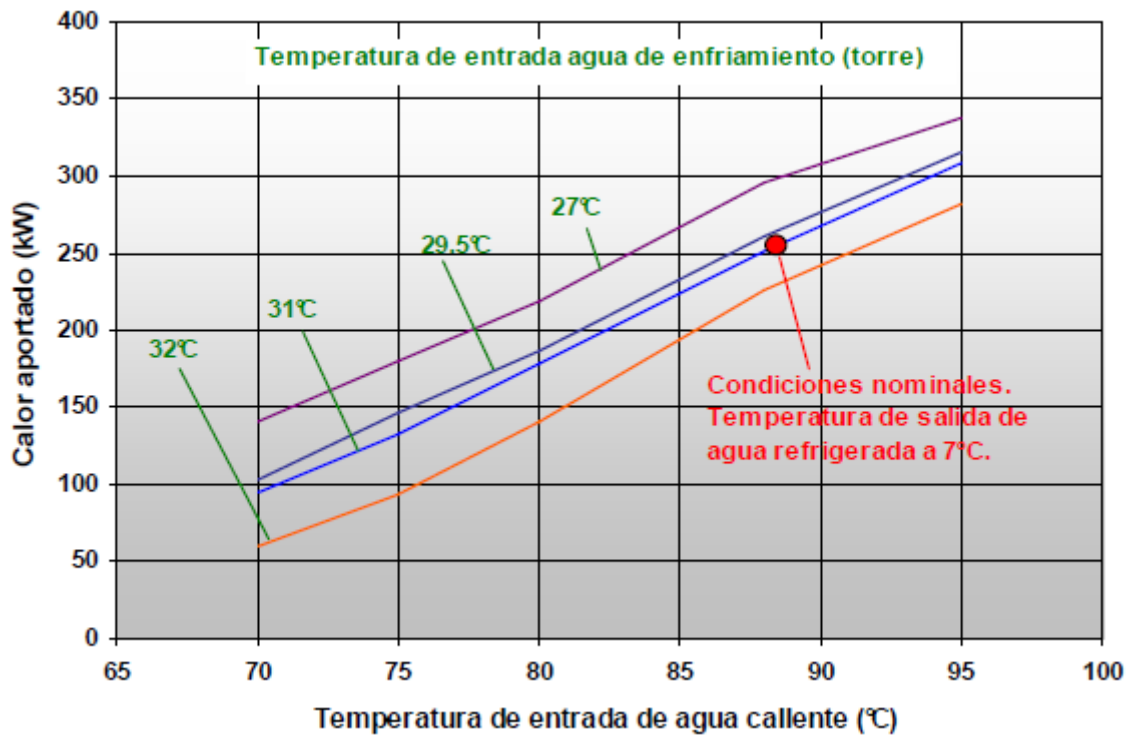
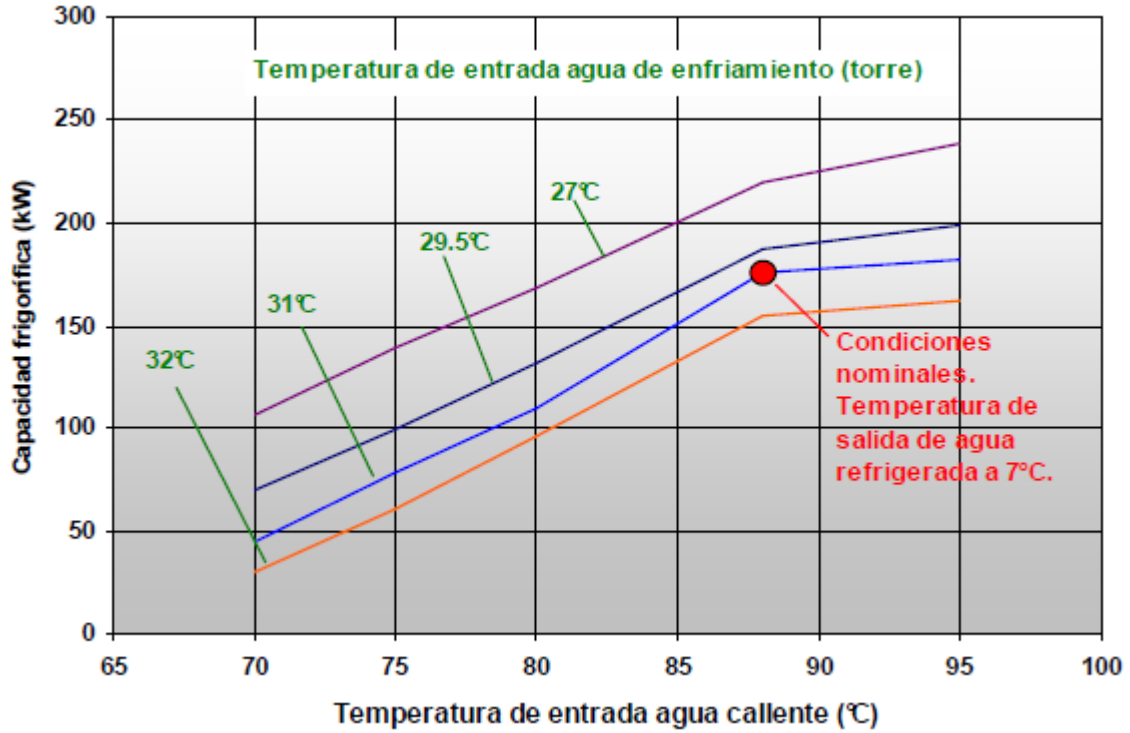
Anexo II: Caracterização do Local de Estudo: Planta Baixa Bloco2 Restaurante Parque Tecnológico Itaipú - Brasil, Vista Frontal





Anexo III: Medidas exteriores e posição das conexões do modelo WFC SC 50



Anexo IV: WFC SC 50 – Capacidad de Refrigeración y COP en función de las temperaturas del agua de enfriamiento y del agua caliente.



Anexo V: Tabela de Especificações de operação para Unidade de água quente, Plantas de esfriamento de água por ciclo de absorção.

PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA POR CICLO DE ABSORCIÓN TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE								
		Unidad de medida	MODELOS					
			WFC-SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30	WFC-SC50	
Capacidad frigorífica		kW	17,6	35,2	70,3	105,0	176,0	
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	12,5					
		salida	7,0					
	Pérdida de carga evaporador	kPa	56	51,0	59,8	60,8	35,9	
	Presión estática máxima	kPa	588					
	Caudal de agua	l/s	0,77	1,53	3,06	4,58	7,64	
	Volumen de agua contenido	l	8	17	47	73	120	
Agua de enfriamiento para disipación calor	Calor a disipar		kW	42,7	85,4	171,0	256,0	428,0
	Temperatura	entrada	31,0					
		salida	35,0					
	Pérdida de carga absorb/cond.	kPa	41	85,3	45,3	46,4	37,4	
	Factor ensuciamiento	kW/h/K/m ²	0,086					
	Presión estática máxima	kPa	588					
	Caudal de agua	l/s	2,5	5,1	10,2	15,3	25,6	
Volumen de agua contenido	l	37	66	125	194	335		
Energía en forma de agua caliente al generador	Potencia calorífica a la entrada		kW	25,1	50,2	100,0	151,0	252,0
	Temperatura	entrada	88,0					
		salida	83,0					
		rango	70 ~ 95					
	Pérdida de carga en generador	kPa	88	90,4	46,4	60,4	86,7	
	Presión estática máxima	kPa	588					
Caudal de agua	l/s	1,2	2,4	4,8	7,2	12,0		
Volumen de agua contenido	l	10	21	54	84	170		

Anexo VI: Quadro comparativo de irradiação solar média mensal em base à inclinação dos planos coletores (SUNDATA).

Neste caso, para definir o ângulo adequado para os coletores solares, foi levado em consideração o valor da irradiação solar mês a mês, considerando a maior média final dada a partir de cada ângulo de inclinação, o qual é apresentado no quadro a seguir:

Tabela 29: Comparativo de irradiação solar incidente mês a mês em Foz do Iguaçu (Adaptado de SunData)

MES	Irradiação Solar diária mensal [kW/m ² .dia]			
	Inclinação 0° N	Inclinação 26° N	Inclinação 22° N	Inclinação 22° N
Janeiro	5,47	4,91	5,04	4,18
Fevereiro	5,33	5,08	5,16	4,49
Março	5,11	5,31	5,33	4,99
Abril	4,14	4,79	4,74	4,82
Mai	3,53	4,54	4,43	4,83
Junho	2,86	3,82	3,70	4,13
Julho	3,25	4,30	4,18	4,62
Agosto	3,92	4,75	4,67	4,89
Setembro	4,11	4,41	4,40	4,24
Outubro	5,33	5,21	5,28	4,70
Novembro	6,11	5,54	5,68	4,73
Dezembro	6,19	5,43	5,60	4,53
MÉDIA	4,61	4,84	4,85	4,60

Fonte: Adaptado de SunData (CRESESB, 2019)

Anexo VII: Tabela comparativa para Seleção do coletor térmico a ser instalado (INMETRO).

A seguir são apresentados os modelos sugeridos para a eleição de coletores solares captadores da radiação solar. Na marcação assinalada em vermelho é indicado o modelo selecionado para o nosso projeto, correspondente à marca ECO Aquecedores LTDA Me, consultada a partir das tabelas do Inmetro, que possuem o selo de eficiência energética do Procel, respectivamente.

Empresa	Marca	Modelo	Aplicação	Pressão de Funcionamento		Área Externa do Coletor m ²	Produção Média mensal de Energia		Eficiência Energética Média(%)	Classificação	Material Superfície Absorvedora	Fr(taj)n	FrUL
				(kPa)	(mca)		Por Coletor (kWh/mês)	Por m2 (Específica kWh/mês.m2)					
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-50H	Banho	50	5,00	7,31	490,5	67,1	72,5	C	Vidro de Borossilicato	0,761	1,596
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-60H	Banho	50	5,00	8,69	583,1	67,1	72,5	C	Vidro de Borossilicato	0,761	1,596
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-40H	Banho	50	5,00	5,89	395,2	67,1	72,5	C	Vidro de Borossilicato	0,761	1,596
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-15	Banho	50	5,00	2,32	179,5	77,4	70	B	Vidro de Borossilicato	0,758	2,13
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-20	Banho	50	5,00	3,05	236,0	77,4	70	B	Vidro de Borossilicato	0,758	2,13
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-25	Banho	50	5,00	3,76	291,0	77,4	70	B	Vidro de Borossilicato	0,758	2,13
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-30	Banho	50	5,00	4,47	345,9	77,4	70	B	Vidro de Borossilicato	0,758	2,13
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-20	Banho	50	5,00	3,05	236,0	77,4	70	B	Vidro de Borossilicato	0,758	2,13
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-30	Banho	50	5,00	3,05	236,0	77,4	70	B	Vidro de Borossilicato	0,758	2,13
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BPS-1-20	Banho	50	5,00	2,94	245,6	83,5	71,3	A	Vidro de Borossilicato	0,763	2,187
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BPS-1-30	Banho	50	5,00	4,37	365,1	83,5	71,3	A	Vidro de Borossilicato	0,763	2,187
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-50H	Banho	50	5,00	7,31	490,5	67,1	72,5	C	Vidro de Borossilicato	0,761	1,596
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-60H	Banho	50	5,00	8,69	583,1	67,1	72,5	C	Vidro de Borossilicato	0,761	1,596
DIMEVA DISTRIBUIDORA E IMPORTADORA LTDA	ECOLOGIC	BNP-1-40H	Banho	50	5,00	5,89	395,2	67,1	72,5	C	Vidro de Borossilicato	0,761	1,596
Diniz e Carvalho Energia Solar	Sollider	Hiperquente 2.0 Vertical	Banho	294	30,00	1,98	132,5	66,9	49	C	Alumínio		
Diniz e Carvalho Energia Solar	Sollider	Hiperquente 1.5 Vertical	Banho	294	30,00	1,48	99,0	66,9	49	C	Alumínio		
Diniz e Carvalho Energia Solar	Sollider	Hiperquente 1x1 Vertical	Banho	294	30,00	1,00	67,3	67,3	49	C	Alumínio		
ECO AQUECEDORES LTDA - ME	ECO AQUECEDORES	ECO-MD-10	Banho	50	5,00	1,57	119,6	76,2	70,1	B	Vidro de Borossilicato	0,540	3,765
ECO AQUECEDORES LTDA - ME	ECO AQUECEDORES	ECO-MD-15	Banho	50	5,00	2,27	172,9	76,2	70,1	B	Vidro de Borossilicato	0,540	3,765

Anexo VIII: Análise da Viabilidade Socioambiental do Projeto.

Com base na comparação feita na tabela 20, referente à quantidade de CO₂ emitida, a partir das fontes energéticas consideradas, e tendo em conta que, o uso da energia solar térmica traz consigo importantes benefícios ambientais, uma das formas de valorar o impacto ambiental gerado com a emissão do CO₂ à atmosfera devido ao consumo energético, é definido a partir da determinação da quantidade de árvores necessária para a absorção do total de CO₂ emitido.

Levando em consideração segundo o estudo do Instituto Totum e da Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz (ESALQ), da Universidade de São Paulo em parceria com a Fundação SOS Mata Atlântica, cada árvore absorve 163,14 kg de gás carbônico (CO₂) nos primeiros 20 anos de vida, o que seria uma média de 8,1 kg de CO₂ por ano.

A partir deste dado, calculamos a equivalência entre a quantidade de CO₂ emitido por fonte e o número de árvores necessários, dado na tabela 30 a seguir.

Tabela 30: Equivalência das fontes de emissão e número de árvores necessárias anualmente.

FONTE DE EMISSÃO	QUANTIDADE DE CO₂ EMITIDO X PERÍODO DE TEMPO (Kg de CO₂)	Equivalência com número de árvores plantadas ao ano
Período	1 ANO	1 ANO
Coletores solares	7521,36	929 árvores/ano
Central de combustão a carvão	65511,6	8088 árvores/ano
Central elétrica de ciclo combinado (alimentada a gás)	131041,68	16178 árvores/ano
Petróleo queimado	23065,68	2848 árvores/ano

Fonte: Elaborado pelo autor.

Destacando a partir dos resultados obtidos, a grande contribuição ao equilíbrio ecológico ambiental a partir do aproveitamento da energia solar térmica, por meio de coletores solares, para a geração de energia considerando seu uso em diversas aplicações.

Anexo IX: Cálculo dos Índices para definir Viabilidade Socioeconômica.

Considerando os custos de investimento do projeto inicial a ser realizado, calculados na tabela 22, estabelecemos um período de projeção base de 20 anos (vida útil média de ambos os sistemas) para a análise financeira. Como foi mencionado anteriormente, será considerada a Taxa Mínima de Atratividade TMA = 12,12% a.a. para os cálculos respectivos.

Na análise do período ou tempo de recuperação do investimento, a análise mostrada na tabela 31 abaixo, referente ao fluxo de caixa final do projeto, detalha que serão necessários apenas 3 anos e 9 meses (aproximadamente 4 anos) para que o valor monetário investido seja totalmente pago, e desta forma, a partir do primeiro mês após o quarto ano, teremos o lucro livre propriamente dito pela conta de energia elétrica que hipoteticamente não estaria sendo paga pelo uso dos condicionadores de ar convencionais atualmente usados.

A tabela 31 a seguir, apresenta o fluxo de caixa correspondente e os respectivos parâmetros econômicos de interesse calculados, que confirmam a viabilidade do projeto. O ano zero corresponde ao período de investimento inicial (total) na aquisição da tecnologia de refrigeração por absorção. Os anos seguintes representam o valor que deixara de ser pago pela substituição do consumo de energia elétrica referente aos condicionadores de ar convencionais utilizados.

VPL (Valor Presente Líquido):

$$VPL = \sum \frac{C_d}{(1+TME)^j} (\pm C_0) \quad (9)$$

TIR (Taxa Interna de Retorno):

$$TIR = \sum \left[\frac{F_c t}{(1+i)^t} \right] - I_0 = 0 \quad (10)$$

IBC (Índice Benefício – Custo):

$$IBC = \sum \frac{C_d}{(1+TME)^j} / C_0 \quad (11)$$

C_0 : Valor de investimento inicial

C_d : Lucros por cada período.

Tabela 31: Fluxo de Caixa e cálculos de parâmetros de decisão de viabilidade socioeconômica

ANO	Fluxo de Caixa Final	Fluxo de Caixa Acumulado	Fluxo de Caixa Descontado	Fluxo de Caixa Descontado Acumulado
0	-257592,10	-257592,10	-257592,10	-257592,10
1	68467,52	-189124,58	61066,29	-196525,81
2	68467,52	-120657,06	54465,11	-142060,70
3	68467,52	-52189,54	48577,52	-93483,18
4	68467,52	16277,98	43326,36	-50156,82
5	68467,52	84745,50	38642,85	-11513,97
6	68467,52	153213,02	34465,62	22951,65
7	68467,52	221680,54	30739,94	53691,59
8	68467,52	290148,06	27416,99	81108,58
9	68467,52	358615,58	24453,26	105561,85
10	68467,52	427083,10	21809,90	127371,75
11	68467,52	495550,62	19452,28	146824,03
12	68467,52	564018,14	17349,52	164173,55
13	68467,52	632485,66	15474,07	179647,62
14	68467,52	700953,18	13801,34	193448,96
15	68467,52	769420,70	12309,44	205758,40
16	68467,52	837888,22	10978,81	216737,21
17	68467,52	906355,74	9792,02	226529,23
18	68467,52	974823,26	8733,51	235262,74
19	68467,52	1043290,78	7789,43	243052,17
20	68467,52	1111758,3	6947,41	249999,58

Onde, TMR: Taxa Média de Retorno, dada por:

$$\text{TMR} = \frac{\text{Fluxodecaixamédio}}{\text{Inversãomédia}} \quad (12)$$

PARÂMETROS DE DECISÃO ECONÔMICA OBTIDOS

Tabela 30 (Continuação): Fluxo de Caixa e cálculos de parâmetros de decisão de viabilidade socioeconômica

VPL	249999,58				
TIR	26,33%			TMA (Taxa Mínima de Atratividade) = 12,12%	
IBC	1,094				
TMR	53,15%				
PayBack Simples	Año: 3	Mes: 9			
PayBack Descontado	Año: 5	Mes: 4			

Figura 11: Payback Simples (Tempo de Retorno de Investimento) para o fluxo de caixa definido em base à análise econômica



Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 11 apresenta o gráfico de barras e o segmento linear reto, que representam os lucros (anuais) acumulados referentes ao fluxo de caixa da tabela 31, a partir do qual podemos observar primeiramente, um comportamento crescente a partir da reta linear, indicando um aumento progressivo (positivo) e constante (sem alterações) para o processo de recuperação de investimento realizado inicialmente no projeto. As linhas retas indicadas, cujo ponto de interseção se dá no círculo indicado (de cor amarelo), representa o tempo exato de recuperação do capital investido, ou seja, como se mostra na figura 11 e calculado no fluxo de caixa anteriormente, serão necessários apenas 3 anos e 9 meses aproximadamente para realizar de forma total o pagamento do dinheiro investido na aquisição da nova tecnologia de refrigeração, tendo a partir do mês seguinte o lucro livre propriamente dito.