

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Modelagem e simulação de sistema de absorção com uso  
de energia solar e gás natural**

Guilherme Jun Maeda

São Paulo  
2017

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

## **Modelagem e simulação de sistema de absorção com uso de energia solar e gás natural**

Trabalho de Formatura apresentado na Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Guilherme Jun Maeda

Orientador: Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto

Área de concentração: Engenharia Mecânica

São Paulo  
2017

#### Catálogo-na-publicação

Maeda, Guilherme Jun

Modelagem e simulação de sistema de absorção com uso de energia solar e gás natural / G. J. Maeda -- São Paulo, 2017.

81 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Ar condicionado 2.Sistema de absorção solar 3.Modelagem 4.Simulação  
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

## RESUMO

Plantas de absorção de calor para climatização de ambientes são, atualmente, empregadas em instalações comerciais de grande porte e utilizam, normalmente, a queima de gás como fonte de calor para esse tipo de sistema.

Portanto, em virtude de uma preocupação crescente com o desenvolvimento de tecnologias sustentáveis, este projeto visa modelar e simular um sistema de refrigeração por absorção baseado em energia solar e que possui um aquecedor complementar a base de gás. Este sistema deve ser implementado em uma área da edificação Centro de Inovação em Construção Sustentável (CICS), localizado no Campus da Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil. Nesse contexto, será avaliada a viabilidade de implantação desse sistema com duas configurações diferentes (primeira configuração consiste em utilizar energia solar com o possível complemento do aquecedor a gás, por outro lado, a segunda alternativa fundamenta-se no uso exclusivo de energia provinda do aquecedor a gás) no CICS.

Inicialmente, o trabalho fundamentou-se em uma revisão bibliográfica, caracterização da demanda do projeto através da definição do ambiente e levantamento das curvas de perfil de ocupação e consumo energético, dados extraídos do Software Energy Plus. Posteriormente, foi desenvolvido um modelo para o sistema e simulações foram realizadas na ferramenta EES (Engineering Equation Solver) a fim de comprovar sua validade e analisar a economia de gás natural. Por fim, foi elaborada uma análise financeira para avaliar o prazo de retorno do investimento, e consequentemente, a viabilidade de implementação do projeto.

**Palavras-chave:** *Ar condicionado. Sistema de absorção solar. Modelagem. Simulação.*

## ABSTRACT

Heat absorption plants for air conditioning environments are currently used in large commercial facilities and normally use the burning of gas as a heat source for this type of system.

Therefore, due to a growing concern with the development of sustainable technologies, this project aims to model and simulate a solar-based absorption refrigeration system that has a gas-based complementary heater. This system should be implemented in a portion of the Sustainable Construction Innovation Center (CICS), located at the Campus of the Polytechnic School of USP, São Paulo, Brazil. In this context, it will be evaluated the feasibility of implementing this system with two different configurations (first configuration consists of using solar energy with the possible complement of the gas heater, on the other hand, the second alternative is based on the exclusive use of energy from the gas heater) in the CICS.

Initially, a characterization of the cooling of the cooling load demand was produced by the software Energy Plus. This characterization was evaluated based on profiles of occupancy and energy consumption. Then, it was developed a model for the system and simulations were executed in Software EES (Engineering Equation Solver) in order to validate its model and to analyse the natural gas saving. In the end, a financial analysis was performed to assess the term of return on investment, and consequently, the feasibility of project implementation.

**Keywords:** *Air Conditioning. Solar absorption air conditioning. Modeling. Simulation*

## Lista de ilustrações

Figura 1 – Temperatura média mensal em todos os meses de 2013 e 2014 (C), além das normais, da média 1991-2014 e da média climatológica [15]	9
Figura 2 – Temperatura média mensal do ar para os anos de 2013 e 2014, normais, média 1991-2014 e média climatológica [15]	9
Figura 3 – Temperaturas médias mensais para o período 1933-2014. As barras verticais indicam o desvio padrão de cada média [15]	10
Figura 4 – Umidade Relativa do ar média mensal para os anos de 2013 e 2014, além da normal e da média climatológica [15]	11
Figura 5 – Irradiação Solar Global para os anos de 2013 e 2014, além da normal e da média climatológica [15]	12
Figura 6 – Projeto de fachada do edifício CICS.	13
Figura 7 – Área de operação do ar condicionado solar.	14
Figura 8 – Processos de (a) absorção produzindo o efeito de refrigeração e (b) dessorção de refrigerante necessitando de uma fonte de calor [19]	17
Figura 9 – Princípio geral de um sistema de refrigeração por absorção [19]	18
Figura 10 – "Chiller" de Absorção de Simples Efeito (Trane Co.) Adaptado de [19]	19
Figura 11 – Diagrama esquemático do sistema de ar condicionado de absorção solar de efeito único. Adaptado de [20]	20
Figura 12 – Diagrama de processo de um ciclo de sistema de ar condicionado de absorção solar de efeito único. Adaptado de [20]	21
Figura 13 – Representação esquemática do sistema em análise	24
Figura 14 – Placar Solar ETC 20 - Apricus	29
Figura 15 – Caldeira para água quente Weco - foto ilustrativa	30
Figura 16 – Chiller Yazaki SC5	31
Figura 17 – Dados de Carga Térmica	32
Figura 18 – Temperatura de Bulbo Seco	32
Figura 19 – Umidade Relativa	33
Figura 20 – Radiação Total	33
Figura 21 – Taxa de gás natural consumido mensalmente	34
Figura 22 – Potência - dispositivos dos sistemas	35
Figura 23 – Taxa de gás natural consumido (22-Nov)	36
Figura 24 – Potência - dispositivos dos sistemas (22-Nov)	36
Figura 25 – Temperaturas críticas do sistema híbrido (22-Nov)	37

Figura 26 – Taxa de gás natural consumido (23-Dez) . . . . .	37
Figura 27 – Potência - dispositivos dos sistemas (23-Dez) . . . . .	38
Figura 28 – Temperaturas críticas do sistema híbrido (23-Dez) . . . . .	38
Figura 29 – Taxa de gás natural consumido (22-Mar) . . . . .	39
Figura 30 – Potência - dispositivos dos sistemas (22-Mar) . . . . .	39
Figura 31 – Temperaturas críticas do sistema híbrido (22-Mar) . . . . .	40
Figura 32 – Taxa de gás natural consumido (24-Jun) . . . . .	40
Figura 33 – Potência - dispositivos dos sistemas (24-Jun) . . . . .	41
Figura 34 – Temperaturas críticas do sistema híbrido (24-Jun) . . . . .	41
Figura 35 – Volume de gás natural consumido nos sistemas convencional e híbrido	42
Figura 36 – Volume de gás natural economizado . . . . .	43
Figura 37 – Tarifação Gás Natural Comercial - COMGAS . . . . .	43
Figura 38 – Fluxos de Caixa . . . . .	45
Figura 39 – Prazo de Retorno do Investimento . . . . .	45

## Lista de símbolos

$\dot{Q}$	Taxa de calor (Potência), $J/s$
$\dot{m}$	Vazão mássica, $kg/s$
$G_t$	Radiação solar total, $W/m^2$
$\eta$	Eficiência
$A$	Área, $m^2$
$V$	Volume, $m^3$
$c_p$	Calor específico, $J/kg.K$
$a_1$	Coefficiente de perda térmica de primeira ordem, $W/K.m^2$
$a_2$	Coefficiente de perda térmica de segunda ordem, $W/K^2.m^2$
$T$	Temperatura, $K$
$PCI$	Poder calorífico inferior, $J/kg$
$\varepsilon_R$	Eficiência do trocador de calor
$COP$	Coefficiente de operação
$CCF$	Fator de capacidade de resfriamento
$HMFCF$	Fator de correção de fluxo
$RCC$	Capacidade de refrigeração nominal, $J/s$
$HIF$	Fator de entrada de calor
$RHI$	Entrada de calor nominal, $J/s$

## Sumário

<b>RESUMO . . . . .</b>	<b>I</b>
<b>ABSTRACT . . . . .</b>	<b>II</b>
<b>LISTA DE FIGURAS . . . . .</b>	<b>IV</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS . . . . .</b>	<b>V</b>
<b>1        INTRODUÇÃO . . . . .</b>	<b>1</b>
<b>2        OBJETIVOS . . . . .</b>	<b>2</b>
<b>3        REVISÃO BIBLIOGRÁFICA . . . . .</b>	<b>3</b>
<b>4        CARACTERIZAÇÃO DA DEMANDA . . . . .</b>	<b>8</b>
4.1      Caracterização climática . . . . .	8
4.2      Caracterização do espaço da edificação . . . . .	12
4.3      Avaliação da Carga Térmica . . . . .	14
<b>5        DESCRIÇÃO DO SISTEMA . . . . .</b>	<b>17</b>
5.1      Ciclo de Absorção de Simples Efeito . . . . .	18
<b>6        DESENVOLVIMENTO DO MODELO . . . . .</b>	<b>23</b>
6.1      Hipóteses . . . . .	23
6.2      Esquema Físico do Modelo . . . . .	23
6.3      Equacionamento . . . . .	25
6.3.1    Placa Solar . . . . .	25
6.3.2    Caldeira GN . . . . .	25
6.3.3    Reservatório de água quente . . . . .	26
6.3.4    Ciclo de Absorção . . . . .	27
<b>7        DADOS . . . . .</b>	<b>28</b>
7.1      Coletor Solar . . . . .	28
7.2      Caldeira de Gás Natural . . . . .	29
7.3      Chiller de Efeito Simples . . . . .	30
7.4      Dados Climáticos e de Carga Térmica . . . . .	31
<b>8        SIMULAÇÕES E ANÁLISE DE RESULTADOS . . . . .</b>	<b>34</b>
8.1      Primavera (22-Nov) . . . . .	35
8.2      Verão (23-Dez) . . . . .	37

---

8.3	Outorno (22-Mar) . . . . .	39
8.4	Inverno (24-Jun) . . . . .	40
9	ANÁLISE FINANCEIRA . . . . .	42
9.1	Premissas . . . . .	43
9.2	Prazo de Retorno do Investimento . . . . .	44
9.3	Análise de Sensibilidade . . . . .	46
10	CONCLUSÃO . . . . .	47
11	BIBLIOGRAFIA . . . . .	48
12	ANEXOS . . . . .	50
12.1	A. Programa EES - Sistema Híbrido . . . . .	50
12.2	B. Programa EES - Sistema Simples (somente Caldeira Gás Natural) . . . . .	54
12.3	C. Equipamentos . . . . .	57

# 1 INTRODUÇÃO

O ar condicionado representa um crescente mercado mundial no setor de construção. O uso de fontes de energia renovável em sistemas de refrigeração pode reduzir o consumo de combustível fóssil, e consequentemente, os impactos ambientais associados. A energia solar é a mais promissora fonte de energia renovável devido à sua abundância e distribuição em todo o mundo quando comparado com outras alternativas de energia. Nos últimos anos, tecnologias de aquecimento solar e de refrigeração (SHC) passaram a ser tratados como uma alternativa atrativa aos sistemas convencionais em virtude de preocupações mundiais com a sustentabilidade.

Diversos estudos vem sendo dedicados à modelagem, simulação e otimização de sistemas de ar condicionado de absorção solar. Em particular, muitos pesquisadores realizaram estudos paramétricos para investigar o efeito de tais variáveis de projeto-chave no desempenho energético do sistema de refrigeração de absorção solar, como o volume do tanque de armazenamento, o ângulo e a área da inclinação do coletor solar, etc. Além disso, vários trabalhos exploraram o potencial dos sistemas de absorção solar térmica para uso em diferentes tipos de construção e zonas climáticas. Além disso, inúmeros estudos de otimização foram realizados no âmbito dos sistemas SHC, visando melhorar o desempenho energético e custo.

Os sistemas de ar condicionado de absorção solar consistem em coletores térmicos solares, um resfriador de absorção, um aquecedor auxiliar e uma unidade de armazenamento para suprir o desfasamento entre a disponibilidade solar e a demanda de carga. No entanto, diferentes configurações desses componentes podem resultar em desempenhos bastante diferentes de sistemas. Dessa forma, é crucial encontrar o arranjo certo dos elementos do sistema, assim como uma abordagem de controle robusto para projetar um sistema SHC altamente eficiente.

No que tange os campos de pesquisa nesse tema, muitos estudos procuram aprimorar o desempenho energético dos resfriadores de absorção solar através de uma estratégia de controle adequada. Por fim, é visível a existência de artigos científicos que avaliam a viabilidade econômico-financeira de aplicação desse tipo de tecnologia em regiões com condições climáticas distintas e custos de operação diferentes.

## 2 OBJETIVOS

O objetivo do projeto consiste em modelar e simular o sistema de refrigeração por absorção com uso de água quente produzida por coletores solares e/ou aquecedores de passagem a gás em um setor do edifício Centro de Inovação em Construção Sustentável (CICS), localizado no Campus da Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil.

Através do uso do Software Energy Plus serão extraídos dados para definição da demanda de energia térmica requerida para climatização do ambiente em análise. Além disso, com auxílio da ferramenta EES (Engineering Equation Solver), será desenvolvido um modelo e simulação de um ciclo por absorção de lítio em água (LiBr/H<sub>2</sub>O) utilizando como fonte de calor vapor gerado por coletores solares (fonte principal) e queima de gás natural (fonte auxiliar), variando de acordo com a disponibilidade de energia solar presente no sistema.

Assim, a partir dos resultados obtidos, será realizado uma análise a fim de quantificar o gás natural economizado e uma avaliação financeira para verificar a viabilidade de implementação do projeto híbrido.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A primeira etapa do trabalho consistiu em uma pesquisa e leitura crítica de materiais científicos publicados na área de ciclos de refrigeração por absorção com fonte de aquecimento baseado em energia solar. Assim, foi possível compreender e mapear os principais e mais recentes estudos nessa área que servirão de base para o desenvolvimento do projeto modelagem e simulação de absorção com uso de energia solar e gás natural. Sob uma perspectiva geral, a fundamentação teórica empregada nos artigos científicos está de acordo com as principais referências de literatura no âmbito de ciclos de refrigeração. Além disso, as pesquisas apresentam diferentes configurações de sistemas de climatização por planta de absorção com os seus respectivos índices de desempenho e custos de implantação quando comparados com tecnologias convencionais. Em suma, é visível que, apesar de um custo relativamente alto, tais soluções apresentam elevada taxa de conversão de energia solar em elétrica e apresentam grande potencial de implementação no mercado.

É necessário apresentar uma descrição básica do ciclo de refrigeração convencional, uma vez que trata-se de uma variação do ciclo de refrigeração por absorção. Van Wylen [1] apresenta-se de maneira detalhada todo funcionamento dos ciclos frigoríficos. Ademais, descreve o ciclo por absorção de amônia, que apesar de não apresentar o mesmo fluido a ser utilizando neste trabalho (brometo de lítio em água), não influencia a descrição dos outros componentes e seu funcionamento, uma vez que o uso de diferentes fluidos de trabalho implica na faixas de temperatura de utilização no ciclo.

Outra referência importante é o Handbook of Fundamentals da ASHRAE [2], que mais alinhado com o escopo do projeto, explana de maneira mais detalhada o ciclo de refrigeração por absorção utilizando como refrigerante a solução de brometo de lítio.

Além disso, Kreider [3] apresenta o ciclo de refrigeração com uso de painel solar como fonte de calor. Neste trabalho, é descrito o aproveitamento da energia solar em edificações, tanto para aquecimento quanto para o resfriamento e até geração de energia (com as células fotovoltaicas), e inclui também um estudo econômico associado ao uso da cogeração, que é um sistema combinado de geração de água gelada para resfriamento.

Prasartkaew e Kumarb [4] estudaram um projeto híbrido de climatização baseado em uma planta de absorção de energia solar que utiliza biomassa como fonte de energia para os aquecedores auxiliares. Observou-se a partir dos resultados que um sistema de climatização híbrido solar-biomassa é promissor. Os resultados demonstram que o sis-

tema operou a cerca de 75% da capacidade nominal e um coeficiente de desempenho global médio do sistema de cerca de 0,11 foi atingido. Além disso, verifica-se que em virtude da limitação de absorção de calor do evaporador de pequeno porte do refrigerador, parte do calor oferecido ao sistema foi rejeitado na torre de resfriamento. Além disso, vale mencionar que o desempenho geral do sistema melhorou com a adição do dispositivo de aquecimento auxiliar que emprega como fonte de calor queima de biomassa. Por fim, a partir da comparação com ciclos de refrigeração que utilizam diferentes sistemas de aquecimento auxiliar, constatou-se que o objeto de estudo apresenta desempenho superior as soluções alternativas apresentadas no artigo, em termos de refrigeração e coeficiente de desempenho do sistema.

Nessa mesma linha de pesquisa, Darkwa et al. [5] analisaram o funcionamento de um sistema de refrigeração por planta de absorção de energia solar em uma região subtropical. Para tanto, foram comparados resultados práticos e dados obtidos de fabricantes do mercado. O estudo revelou que o conjunto apresenta valores de operação bastante próximos aos divulgados pelos fabricantes. Ademais, a partir do coeficiente de rendimento, comprovou-se que tal solução trata-se uma tecnologia de refrigeração viável para ser aplicado em edificações. No entanto, para suprir a demanda de energia elétrica para condições de baixa irradiação solar, fontes suplementares de calor como queima de gás ou biomassa devem ser considerados para serem incorporados ao ciclo frigorífico de absorção solar.

A pesquisa dirigida por Bataineh e Taamneh [6] está voltada para as técnicas atuais de sistemas de climatização por absorção de energia solar. Através de pesquisa em literatura, inferiu-se que algumas tecnologias apresentam limitações e desvantagens, como por exemplo baixo desempenho e alto custo. No entanto, sistemas de climatização solares são considerados atrativos, uma vez que curva de radiação solar está em fase com a demanda por refrigeração. Nesse contexto, pesquisas estão voltadas em resolver problemas técnicos, econômicos, ambientais e energéticos desses sistemas. Dessa forma, este material apresenta melhorias através de alterações na geometria, configuração, parâmetros físicos e modos operacionais, além de, estudos em diferentes condições climáticas. De maneira geral, o trabalho concluiu que maiores estudos e pesquisa nessa área são necessários a fim de se desenvolver um sistema de climatização com planta de absorção solar que seja enérgica e economicamente competitivo com tecnologias atualmente presentes no mercado.

Diferentemente do trabalho de Bataineh e Taamneh; Abdullah et al. [7] avaliaram a opção de funcionamento do sistema de climatização baseado em uma planta de absorção de energia unicamente solar. O estudo focou em minimizar o custo do ciclo do ar condicionado solar implicando na otimização do tamanho de todos os compo-

nentes da planta de absorção do refrigerador. O sistema em análise *standalone solar heat fired absorption chiller* (SA-SHF-ABS-CH) ou refrigerador de absorção de calor solar foi dimensionado para atender todos requisitos de espaço condicionado (aquecimento e resfriamento) de uma típica casa australiana 6 estrelas, que é um padrão nacional de classificação com a finalidade de regular como as casas australianas são avaliadas a partir de seu desempenho térmico. Esse critério determina que a energia térmica mínima em MJ / m<sup>2</sup> por ano necessária para manter a casa em um nível térmico confortável não deve exceder 43 em Brisbane, 96 em Adelaide e 114 em Melbourne. Utilizou-se, dessa forma, o software TRNSYS17 para modelagem e simulação do sistema enquanto o software GenOpt ficou responsável pelo processo de otimização em termos do tamanho requerido para o coletor térmico de energia solar, da capacidade de refrigeração do dispositivo e do volume dos tanques de armazenamento de água quente e fria que facilitam a operação do sistema de refrigeração. A partir dos resultados obtidos na análise, concluiu-se que o custo de implementação e operação do ar condicionado unicamente solar ainda se mostra superior do que a opção convencional de comprar energia das fontes públicas e instalar climatizadores tradicionais. No entanto, observou-se que o sistema SA-SHF-ABS-CH consumiu pelo menos 50% menos de potência, além disso, demanda um pico de potência crítica 75% menor de potência crítica de pico kWp, o que significa que evita a necessidade de elevados investimentos em infraestrutura elétrica, contribuindo para mitigação do aumento rápido dos preços da eletricidade.

Em uma pesquisa semelhante aplicada por Arasalis e Alexandrou [8], avaliou-se a implementação de um sistema de ar condicionado solar que satisfaça as demandas de carga elétrica (aquecimento, refrigeração e água quente) de uma residência localizada em uma região com condições solares favoráveis (Nicósia, Chipre), onde a demanda por aquecimento é moderada, em contrapartida é necessário alta capacidade de refrigeração. É válido mencionar que o sistema de aquecimento de água doméstica é conectada a um aquecedor auxiliar à base de diesel a fim de suplementar o fornecimento de energia originada a partir de incidência solar. Dessa forma, o sistema foi modelado e analisado parametricamente a fim de encontrar o desempenho do sistema econômico ótimo em termos dos parâmetros do projeto. Definiu-se, visando atender requisitos de projeto, que o tanque de água quente deve apresentar uma capacidade volumétrica de 2000L e uma área de coleta energia solar de 70 m<sup>2</sup>. Ademais, o custo anual da solução ótima é de 3719 dólares, valor que é superior à solução convencional quando o custo do coletor é superior a 360 dólares por m<sup>2</sup>.

No artigo de Shirazi et al. [9], expõem-se um estudo energético, econômico e ambiental de quatro configurações diferentes de climatização baseados em plantas de

absorção de simples efeito de energia solar (SHC). A especificação de demanda foi baseada em um hotel de grande porte localizado na Austrália. Na primeira configuração SHC1, utilizou-se um aquecedor a base de queima de gás como sistema de reserva. Na configuração SHC2, adotou-se um sistema por compressor de vapor como sistema auxiliar de refrigeração. Os sistemas SHC3 e SHC4 são semelhantes ao SHC2, no entanto diferem-se quanto ao tamanho do refrigerador de absorção, 50% e 20% da capacidade do SHC2, respectivamente. Através da ferramenta "Linear Programming Technique for Multidimensional Analysis of Preference" (LINMAP), definiu-se os projetos de cada configuração levando em conta o âmbito econômico, ambiental e energético. A partir dos resultados obtidos através do experimento realizado, constatou-se que o sistema SHC2 apresenta maior economia de energia primária (78% índice de fração solar e econômica de 54,1% de energia primária quando comparado com o sistema de ar condicionado convencional). Além disso, verificou-se que todas as alternativas em estudo ainda não são economicamente viáveis de serem implementadas sem o fornecimento de subsídios devido ao elevado capital investido em coletores solares e refrigeradores que não são economicamente rentáveis com os preços atuais de mercado para aquela região.

Visando a otimização de um ciclo frigorífico de absorção, Shirazi et al. [10] estudaram três cenários diferentes propostos para o ciclo de refrigeração solar. O primeiro trata-se de um regime com bomba de fluxo constante, enquanto que o segundo e o terceiro esquemas empregam uma bomba de fluxo variável, onde a temperatura nominal do coletor solar poderia ser fixa ou ajustada à demanda necessária. Além disso, arranjos em configuração em série e paralelo, entre o aquecedor auxiliar e o tanque de armazenamento, foram analisados sob a perspectiva de eficiência energética. Para tanto simulou-se o sistema transiente com diferentes configurações através do software de simulação TRNSYS. Os resultados das simulações revelaram que a utilização de uma bomba variável melhora o índice de fração solar total em 11% e que o uso de uma configuração em paralelo apresenta melhor desempenho quando comparado com uma configuração em série. Em conjunto, podem implicar em um aumento de 20% da capacidade de operação.

Com o mesmo objetivo de otimizar sistemas de refrigeração, Shirazi et al. [11] pesquisaram a viabilidade de refrigeradores de absorção solar de múltiplo efeito (LiBr-H<sub>2</sub>O) sob diferentes condições climáticas e distintas configurações de sistema. Na primeira configuração, um refrigerador de absorção de efeito simples é acoplado com coletores de vácuo (ETCS), enquanto coletores parabólicos (PTCs) são utilizados para operar refrigeradores (LiBr-H<sub>2</sub>O). Modelou-se os sistemas e aplicou-se um estudo paramétrico através da variação do índice de irradiação solar direta (DNI) em três cate-

gorias globais de irradiância horizontal (GHI) (baixa, média e alta) a fim de determinar qual configuração apresenta desempenho mais eficiente e de baixo custo para um determinado clima. Os resultados das simulações mostram que não há nenhuma vantagem em utilizar refrigeradores de absorção solar de efeito múltiplo em comparação com refrigeradores solares de efeito simples quando a fração DNI é menor do que 60% da radiação solar global total. No entanto, uma diminuição significativa no tamanho do coletor de energia solar para ambas soluções de duplo e triplo efeito podem ser alcançadas em climas onde a fração DNI é acima de 60%. Finalmente, a análise de custos indica necessidade uma fração DNI de aproximadamente 70% para que ciclos frigoríficos múltiplo efeito sejam competitivos economicamente em comparação com os de efeito simples. E a análise de sensibilidade demonstra que, atualmente, o custo investido nos coletores PTCS devem ser 20% menores que o custo nominal dos refrigeradores de absorção múltiplo efeito para que sejam mais vantajosos economicamente do que refrigeradores que utilizem ETC em regiões onde a fração DNI sejam superiores a 50-60%.

## 4 CARACTERIZAÇÃO DA DEMANDA

O sistema aqui analisado será posteriormente instalado em um setor do edifício-laboratório, Centro de Inovação em Construção Sustentável (CICS), localizado no Campus da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (Brasil) e deve satisfazer todas as demandas de carga de energia térmica para climatização do ambiente (aquecimento e resfriamento), isto é, deve satisfazer a Norma Brasileira NBR 16401 [12] que apresenta valores das temperaturas recomendáveis do ar e temperaturas máximas de bulbo seco e úmido, para as condições de verão e inverno, de acordo com o tipo de ambiente (residência, comércio, etc.) e finalidade (lojas de curto tempo de ocupação, etc.). E com relação às exigências humanas de conforto em uma edificação, as normas ASHRAE 55 [13] e ISO 7730 [14] consideram a necessidade de que 80% dos ocupantes expressem satisfação com as condições ambientais internas de conforto, limite este também aceito no Brasil.

### 4.1 Caracterização climática

Nesse contexto, é fundamental caracterizar os parâmetros climáticos que influenciam a demanda de carga térmica do edifício que será construído. Para tanto, em uma primeira estimativa, coletou-se dados referentes à temperatura de bulbo seco média, umidade relativa e índice de radiação solar direta no Campus da USP no ano de 2014 disponibilizados no boletim climatológico de 2014, versão mais recente, pela Estação Meteorológica do Instituto de Astronomia, Geofísica e Ciências Atmosféricas da USP [15], localizado também no Campus da Universidade de São Paulo no bairro do Butantã, São Paulo.

O primeiro parâmetro relevante consiste na temperatura de bulbo seco. Todos os meses de 2014 apresentaram temperaturas médias mensais maiores que a Normal (1933-1960) e a Média Histórica (1933-2014). Os meses de destaque com maior temperatura média com relação a suas respectivas médias são: Janeiro (12,2% acima da média), Junho (10,7% acima da média), Setembro (11,4% acima da média) e Outubro (10,0% acima da média). O ano como um todo ficou 8,1% acima da média climatológica. As temperaturas elevadas e a seca foram os maiores destaques de 2014. Foi a maior temperatura média anual e a maior temperatura média máxima anual desde 1933.

	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	ANUAL
Normal (1933-1960)	21,0	21,0	20,3	18,2	16,3	15,1	14,4	15,6	16,4	17,5	18,3	19,7	17,8
Normal (1961-1990)	21,6	22,0	21,2	19,2	17,1	15,8	15,3	16,5	17,1	18,3	19,6	20,7	18,7
Média (1991-2014)	22,3	22,7	21,8	20,3	17,6	16,6	16,1	16,9	17,8	19,4	20,4	21,8	19,5
Média Climatológica (1933-2014)	21,6	21,8	21,1	19,2	17,0	15,8	15,2	16,3	17,1	18,3	19,4	20,6	18,6
2013	21,2	22,7	21,4	19,3	17,8	17,5	15,4	16,5	18,0	18,9	20,7	22,3	19,3
2014	24,2	24,3	22,3	20,0	17,6	17,4	16,1	16,9	19,0	20,2	20,6	22,5	20,1
Fração(%)	12,2	11,3	5,8	4,2	4,0	10,7	5,7	3,7	11,4	10,0	6,5	8,9	8,1

Figura 1 – Temperatura média mensal em todos os meses de 2013 e 2014 (C), além das normais, da média 1991-2014 e da média climatológica [15]

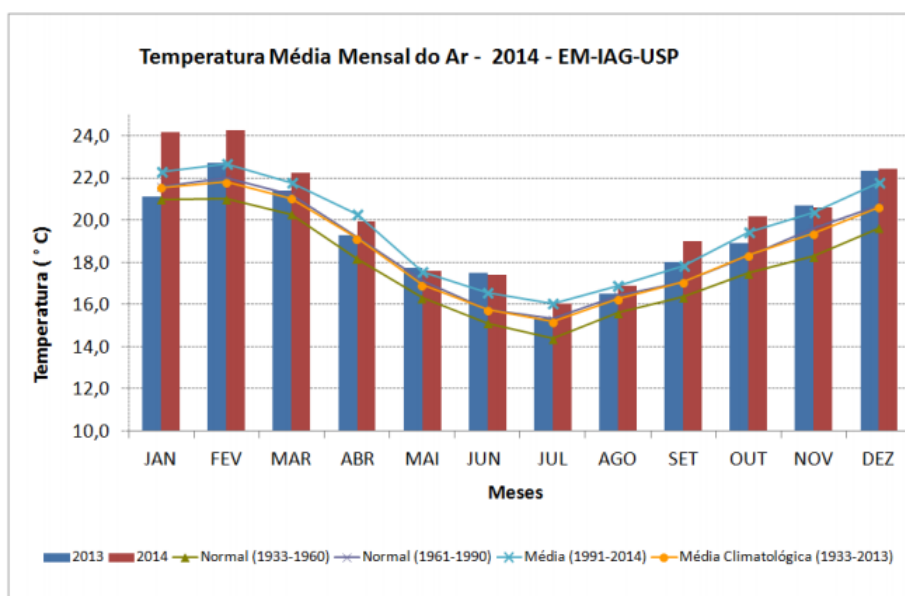


Figura 2 – Temperatura média mensal do ar para os anos de 2013 e 2014, normais, média 1991-2014 e média climatológica [15]

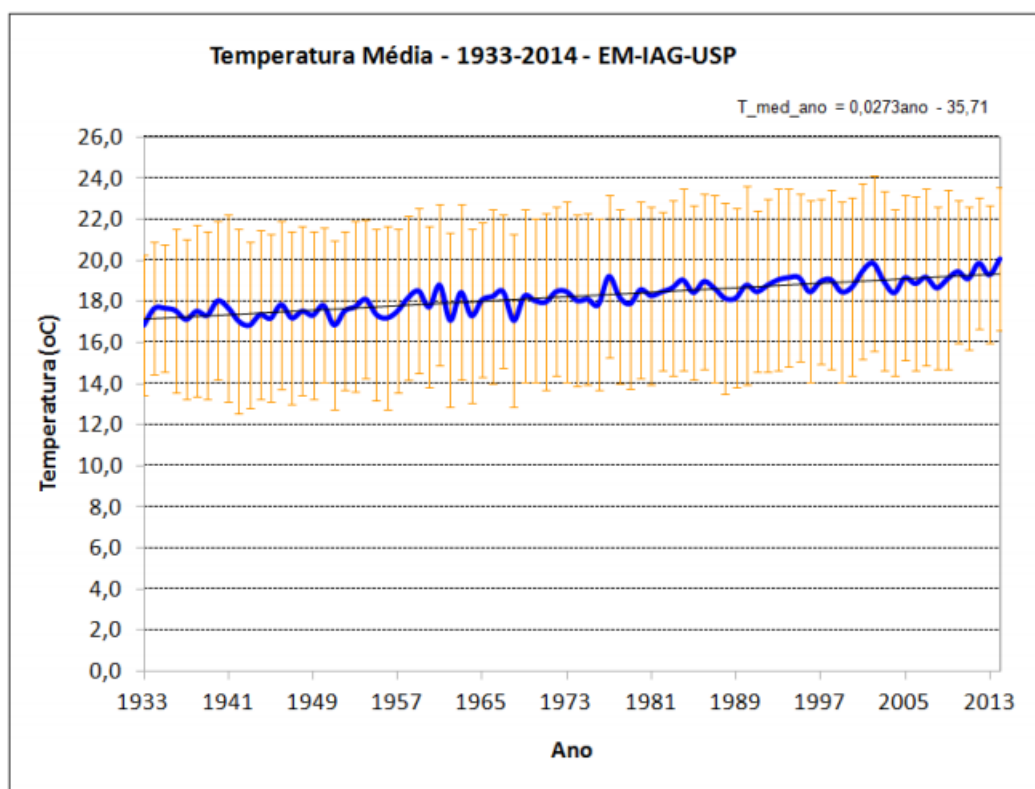


Figura 3 – Temperaturas médias mensais para o período 1933-2014. As barras verticais indicam o desvio padrão de cada média [15]

Com relação a umidade relativa do ar, no ano de 2014, os meses de Janeiro, Fevereiro, Março, Abril, Maio, Junho, Agosto, Setembro, Outubro, Novembro e Dezembro tiveram umidade relativa média abaixo da média e da normal. Julho/2014 teve média mínima muito próxima da média climatológica. Com relação às médias mínimas mensais, verifica-se que Janeiro, Fevereiro, Março, Maio, Agosto, Setembro, Outubro, Novembro e Dezembro ficaram abaixo das médias climatológicas correspondentes. Por outro lado, Julho ficou ligeiramente acima da média enquanto Abril e Junho ficaram bem próximos de suas médias climatológicas. O menor valor de umidade relativa registrado em 2014 foi 16%, observado em 24 de Agosto. Outubro/2014 teve 10 dias com umidade relativa menor ou igual a 30%, o que é um total recorde (desde 1961), sendo que a média para o mês é de apenas 2 dias.

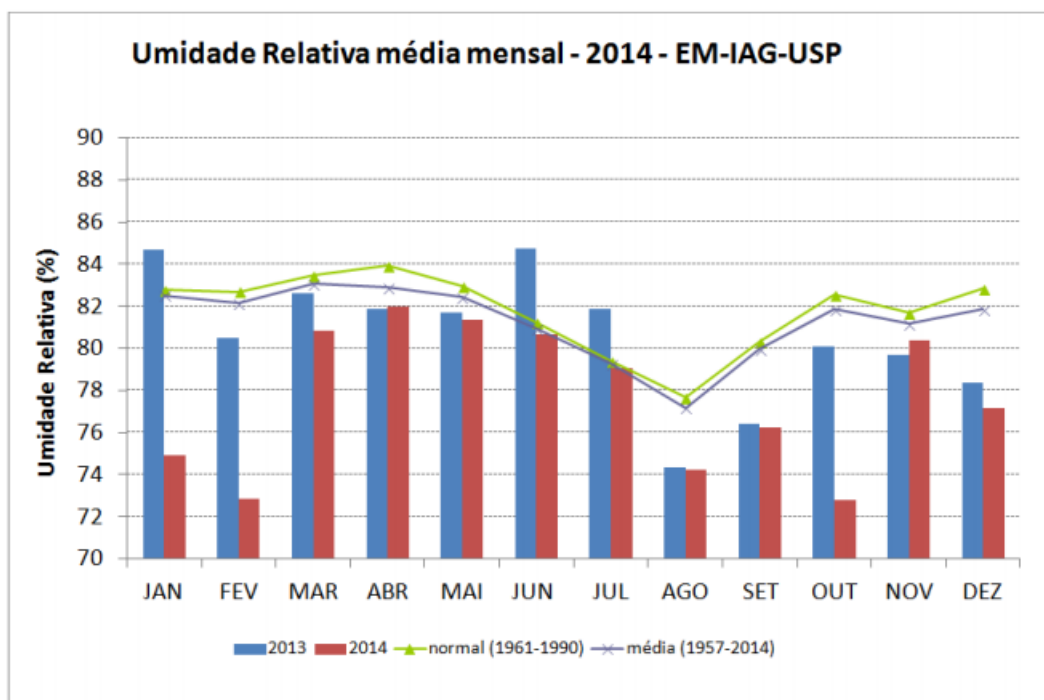


Figura 4 – Umidade Relativa do ar média mensal para os anos de 2013 e 2014, além da normal e da média climatológica [15]

Por fim, no que tange a radiação solar, os meses de Janeiro, Fevereiro, Agosto, Setembro, Outubro e Dezembro apresentaram total de irradiação solar global acima da média climatológica. Janeiro/2014 teve irradiação solar total recorde, o maior valor registrado desde 1961 (quando esta variável passou a ser registrada). Foram 732,5 MJ/m<sup>2</sup>, quando a média climatológica é 602,25 MJ/m<sup>2</sup>. Com relação aos mínimos mensais de irradiação solar global, não houve nenhum recorde em 2014.

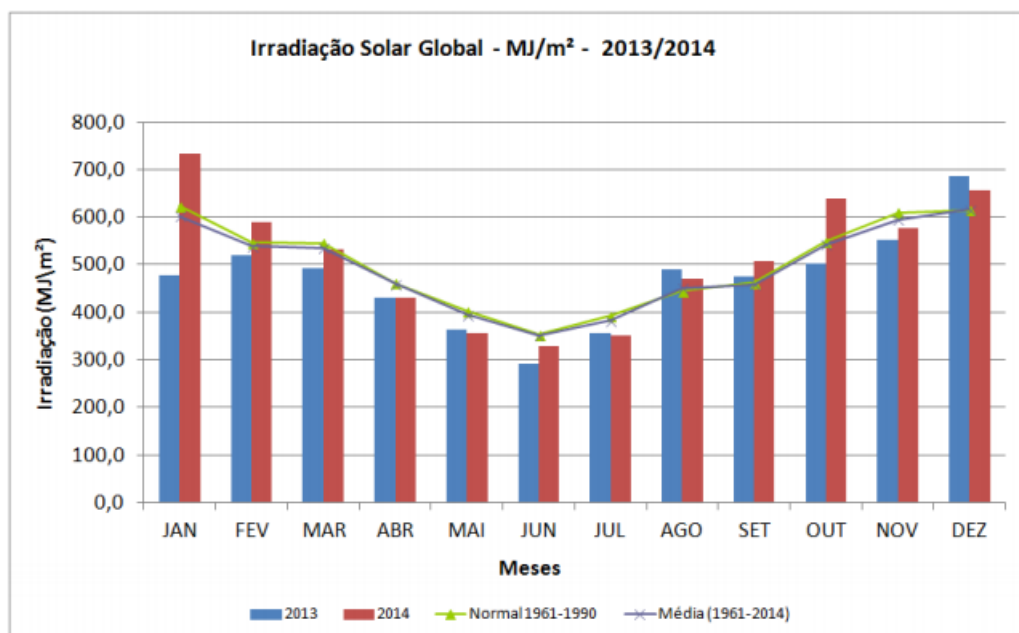


Figura 5 – Irradiação Solar Global para os anos de 2013 e 2014, além da normal e da média climatológica [15]

## 4.2 Caracterização do espaço da edificação

Nessa sessão, o edifício CICS e o espaço que deverá ser climatizado serão descritos de maneira detalhada incluindo a caracterização das condições de ocupação e dos materiais e componentes da edificação, como elementos de fechamento e cobertura e também a caracterização do projeto arquitetônico, além do perfil de equipamentos existentes e também do perfil de iluminação (Pinto et al., 2001).

O Centro de Inovação em Construção Sustentável (CICS) será um "living lab", ou seja, uma ferramenta que permite testar soluções construtivas e no qual profissionais e pesquisadores relacionados à construção civil estarão locados. Dessa forma, suas vivências como usuários serão a própria experiência das pesquisas desenvolvidas no Centro.



Figura 6 – Projeto de fachada do edifício CICS.

O CICS será composto por diversos laboratórios, escritórios, salas de reunião e espaços multiuso. A edificação já tem um projeto arquitetônico inicial, elaborado pelo tradicional escritório Aflalo/Gasperini. O laboratório foi concebido de forma a permitir a flexibilidade para alterações de configurações nas suas partes e sistemas, como fachadas, coberturas, revestimentos, iluminação etc. Pelo fato de tratar-se de um ambiente de experimentação, serão monitorados diversos aspectos do laboratório, como geração e consumo de energia, temperatura, entre outros. Este vai substituir um antigo prédio da Escola Politécnica da USP [16].

Com relação a área interna do edifício que deverá ser climatizado pela instalação do sistema de climatização solar. Trata-se de uma área que abrangerá 8 salas de laboratório, totalizando, assim, uma área de aproximadamente 100 metros quadrados e altura de 3,5 metros. Além disso, para uma primeira estimativa, emprega-se a metodologia proposta pela norma ABNT NBR 16401-1 [17]. Portanto, por se tratar de uma área relativamente reduzida, define-se tal setor como tipo de carga leve para densidade típica de carga de equipamento para diversos tipos de escritório ( $5,4 \text{ W/m}^2$ ). Para iluminação adota-se o padrão de uma biblioteca (lâmpada fluorescente, nível de iluminação de 500 LUX e potência dissipada de  $16\text{-}28 \text{ W/m}^2$ ). Ademais, para taxa de calor liberado por indivíduo determina-se o nível de atividade como atividade moderada em trabalhos no escritório (calor total  $140 \text{ W}$ ). Por fim, vale salientar que a ocupação do edifício ocorrerá principalmente entre 9:00 e 19:00.

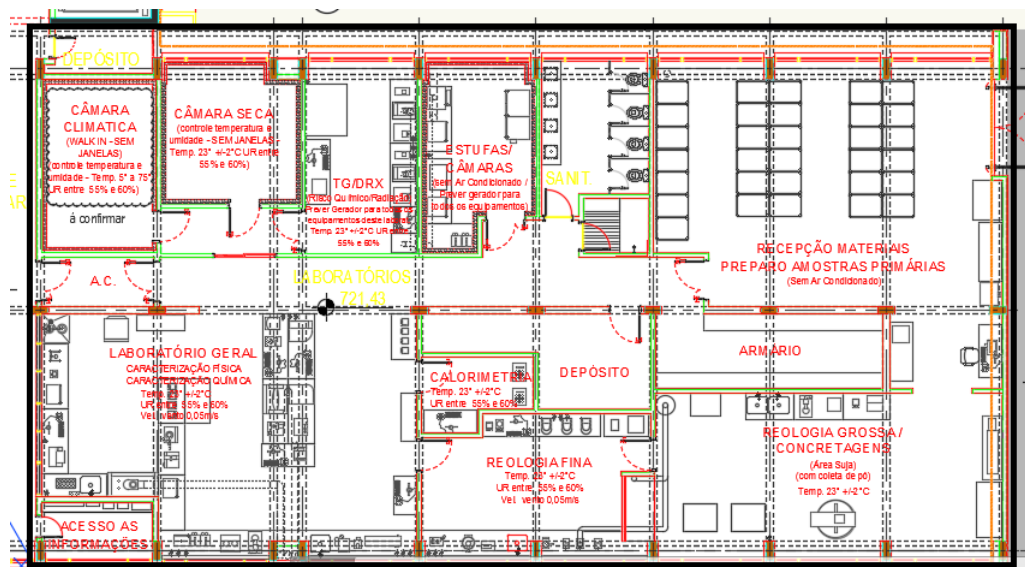


Figura 7 – Área de operação do ar condicionado solar.

### 4.3 Avaliação da Carga Térmica

A partir dos dados extraídos do clima da região em que o edifício CICS será construído e da caracterização detalhada da instalação, utiliza-se o a ferramenta de simulação Energy Plus que gerará a demanda de carga térmica do sistema, isto é, a vazão de água fria que circula no sistema de ar condicionado, entrando a uma temperatura de aproximadamente 12 graus Celsius e saindo a 7 graus Celsius.

O EnergyPlus é um programa computacional, criado a partir dos programas BLAST e DOE-2 e distribuído pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos, desenvolvido para simulação de carga térmica e análise energética de edificações e seus sistemas. O programa possui capacidade de simulação diferenciada, tais como intervalo de tempo de cálculo menor que uma hora, sistema modular, possibilidade de cálculo de infiltração de ar diferenciada para cada zona térmica, cálculo de índices de conforto térmico e integração com outros sistemas (fotovoltaico, aquecimento solar, etc) [18]. O programa EnergyPlus apresenta algumas vantagens em relação as ferramentas competidoras no mercado como:

- solução simultânea e integrada;
- intervalos de tempo definidos pelo usuário, relatórios padrões reajustáveis pelo usuário;

- técnica de solução baseada no balanço de energia para as cargas térmicas prediais, que permite o cálculo simultâneo dos efeitos radiante e convectivo na superfície interior e exterior, durante cada intervalo de tempo;
- condução de calor transiente através dos elementos do prédio como paredes, tetos, pisos, etc, usando funções de transferência;
- modelo de conforto térmico, baseado na atividade, temperatura de bulbo seco interna, umidade;
- Modelo de céu anisotrópico para cálculos mais complexos da radiação difusa sobre superfícies inclinadas;
- cálculo de balanço de calor de janelas que permite o controle eletrônico de persianas, balanço térmico camada por camada; possui uma biblioteca versátil com diversos modelos comerciais de janela;
- controle da luz do dia, incluindo cálculos da iluminância interior, controle dos brilhos das luminárias e do efeito da iluminação artificial;
- Sistemas de condicionamento de ar configuráveis, que permitem ao usuário simular sistemas típicos comuns e sistemas poucos modificados, sem ter que re-compilar o código fonte do programa.

Além disso, o programa EnergyPlus integra vários módulos que trabalham juntos para calcular a energia requerida para aquecer ou resfriar um edifício usando uma variedade de sistemas e fontes de energia. Ele faz isso simulando o edifício e os sistemas associados em diferentes condições ambientais e operacionais. A essência da simulação está no modelo do edifício que utiliza princípios fundamentais de balanço energético.

Finalmente, serão analisados os seguintes parâmetros em intervalos horários para modelagem do sistema.

- TAG,e (temperatura de entrada da água gelada): 7°C (constante)
- CpAG (calor específico da água gelada): 4.200 J/kg.°C
- Hora: hora do dia
- Carga térmica: calor a ser retirado do ambiente [W]
- mag: vazão mássica de água gelada [kg/s]
- TAG,s: temperatura de saída da água gelada [°C]

- TBS ext: temperatura de bulbo seco externa [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- UR ext: umidade relativa externa [%]
- Radiação solar difusa: taxa de radiação solar difusa incidente no local [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
- Radiação solar direta: taxa de radiação solar direta incidente no local [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

## 5 DESCRIÇÃO DO SISTEMA

De acordo com Sistemas de Refrigeração por Absorção [19], o ciclo de refrigeração por absorção transfere calor da região de baixa temperatura para a região de alta temperatura através de processos de absorção e dessorção do fluido refrigerante na fase vapor por/de uma solução líquida (que é normalmente uma mistura binária composta pelo refrigerante e uma outra substância, por exemplo, um sal como o brometo de lítio). Durante o processo de absorção há transferência de calor para a região de temperatura intermediária (meio ambiente para um ciclo de refrigeração) e durante o processo de dessorção há fornecimento de calor para o ciclo a partir de uma fonte de calor a alta temperatura, conforme mostrado na Figura 8, além de uma nova transferência de calor para a região de temperatura intermediária. O ciclo de absorção é composto por, basicamente, quatro processos, sendo dois deles caracterizados por trocas de calor e os dois outros caracterizados por trocas simultâneas de calor e massa. Estes processos são os seguintes:

- vaporização do refrigerante no evaporador;
- absorção do refrigerante pela solução no absorvedor;
- separação (dessorção) do refrigerante no gerador;
- condensação do refrigerante no condensador.

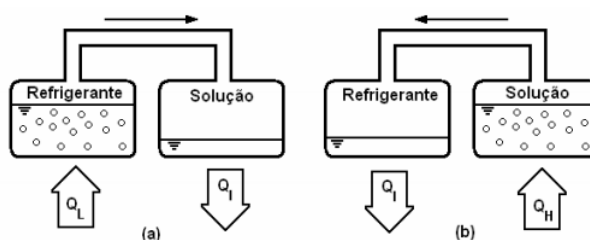


Figura 8 – Processos de (a) absorção produzindo o efeito de refrigeração e (b) dessorção de refrigerante necessitando de uma fonte de calor [19]

A Figura 9 apresenta o princípio geral de um sistema de refrigeração por absorção. Nela pode-se constatar que os processos de conversão de energia existentes neste sistema ocasionam uma degradação de parte do calor fornecido ao ciclo no gerador, do nível de temperatura dessa fonte de calor até a temperatura do meio ambiente, para

“valorizar” o calor transferido no evaporador da temperatura da região que se quer refrigerar até a temperatura do meio ambiente.

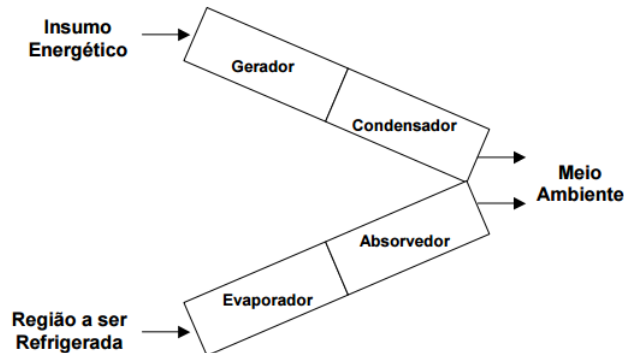


Figura 9 – Princípio geral de um sistema de refrigeração por absorção [19]

Este tipo de sistema de refrigeração também pode ser considerado como um duplo conversor de exergia:

- o conjunto gerador-condensador é um conversor de exergia térmica em exergia química (a degradação de parte do calor fornecido ao ciclo no gerador, do nível de temperatura dessa fonte de calor até a temperatura do meio ambiente, provoca a separação do refrigerante da solução);
- o conjunto evaporador-absorvedor é um conversor de exergia química em exergia térmica (a absorção do refrigerante pela solução acarreta a “valorização” do calor transferido no evaporador da temperatura da região que se quer refrigerar até a temperatura do meio ambiente).

### 5.1 Ciclo de Absorção de Simples Efeito

A Figura 10 mostra um esquema de um resfriador de absorção de simples efeito do tipo fogo indireto, onde pode ser observada uma das configurações dos principais componentes. Durante a operação, vapor é enviado para os tubos do gerador provocando a ebulição da solução absorvente que está em contato com a parte externa desses tubos. O vapor de refrigerante (vapor d’água) liberado escoar para o condensador passando através dos eliminadores de gotas existentes entre estes dois componentes. No condensador, o vapor é condensado na parte externa de tubos resfriados por água. Por fim, é enviada para uma torre de resfriamento. Os dois processos, ebulição e condensação, ocorrem num vaso com mesmo valor de pressão, que é de cerca de 6,0 kPa [19].

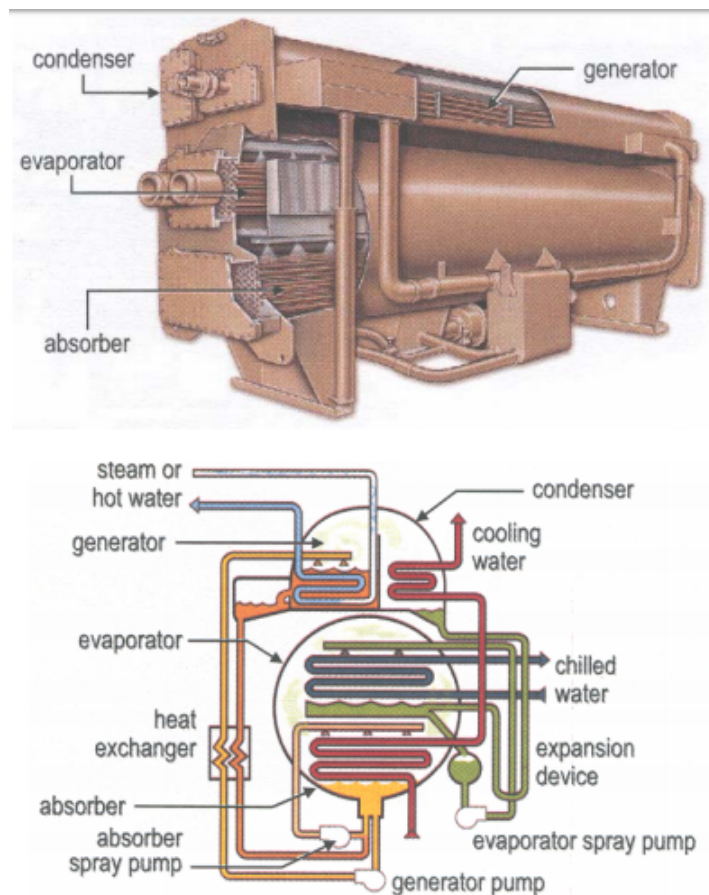


Figura 10 – "Chiller" de Absorção de Simples Efeito (Trane Co.) Adaptado de [19]

O fluido refrigerante condensado passa através de um orifício ou purgador de líquido localizado no fundo do condensador sendo assim enviado para o evaporador. No evaporador, o fluido refrigerante é borrifado sobre tubos por onde circula o fluxo de água que deve ser resfriado (proveniente da região que demanda efeito de refrigeração). O resfriamento da água que circula no interior dos tubos é conseguido pela transferência de calor para o fluido refrigerante (água líquida) provocando assim sua vaporização. O fluido refrigerante que não é vaporizado é coletado no fundo do evaporador, enviado para a bomba de fluido refrigerante, passa no sistema de distribuição localizado acima no banco de tubos do evaporador, e finalmente é borrifado sobre os tubos por onde circula a água gelada. O fluido refrigerante vaporizado é enviado para o absorvedor onde será absorvido pela solução proveniente do gerador.

A partir dos conceitos apresentados acima referentes ao ciclo de absorção, descreve-se a seguir o funcionamento do ciclo de absorção utilizando energia solar. As Figuras 11 e 12 mostram o diagrama e um sistema de climatização de absorção solar de efeito único. Aqui, a energia solar é adquirida através do coletor, e é acumulada no tanque de

armazenamento. Em seguida, a água quente no tanque de armazenamento é fornecida ao gerador para promover a ebulição da água de uma solução de brometo de lítio e água.

Segundo Mittal et al. [20], o vapor de água é arrefecido no condensador e depois é passado para o evaporador onde é novamente evaporado a baixa pressão, proporcionando assim arrefecimento ao espaço requerido. Entretanto, a solução forte é transferido do gerador para o absorvedor através de um permutador de calor de modo a pré-aquecer a solução fraca que entra no gerador. No absorvente, a solução forte absorve o vapor de água que sai do evaporador. A água de arrefecimento da torre de arrefecimento remove o calor por mistura e condensação. Dado que a temperatura do absorvedor tem uma maior influência sobre a eficiência do sistema do que a temperatura de condensação, o fluido de rejeição de calor (água de arrefecimento) é deixado fluir primeiro através do absorvedor e depois para o condensador [21]. Uma fonte de energia auxiliar é fornecida, de modo que a água quente é fornecida ao gerador quando a energia solar não é suficiente para aquecer a água ao nível de temperatura necessário necessário pelo gerador.

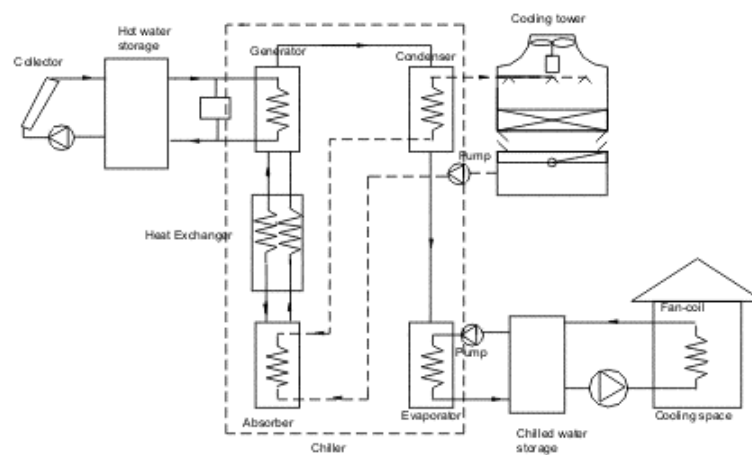


Figura 11 – Diagrama esquemático do sistema de ar condicionado de absorção solar de efeito único. Adaptado de [20]

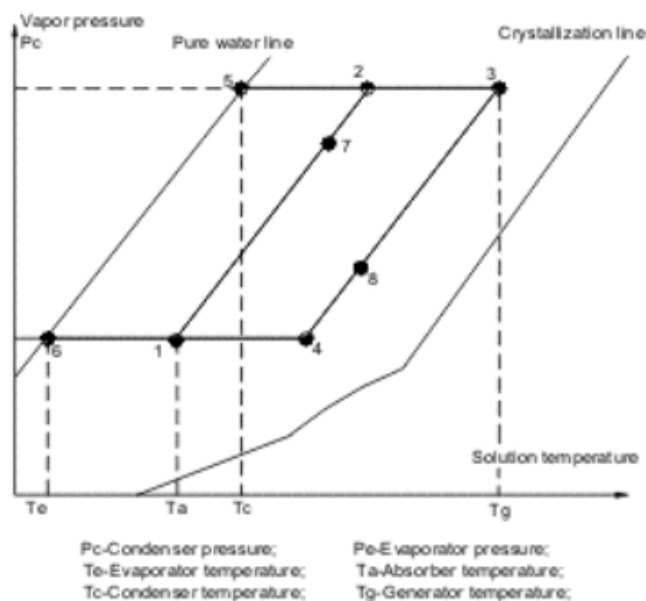


Figura 12 – Diagrama de processo de um ciclo de sistema de ar condicionado de absorção solar de efeito único. Adaptado de [20]

- Linha 1-7: A solução fraca do absorvedor no ponto 1 é bombeada através do permutador de calor para o gerador; O ponto 7 indica as propriedades da solução à saída do permutador de calor. Durante o processo 1-7, a concentração da solução fraca é mantida constante.
- Linha 7-2-3: O processo 7-2 mostra o aquecimento sensível da solução fraca no gerador e 2-3 indica a ebulição do vapor de água da solução à pressão constante de condensação  $P_c$  (embora a pressão de ebulição seja um pouco maior que a pressão de condensação). Durante este processo, a solução fraca torna-se uma solução forte.
- Linha 3-8: Representa solução forte passando para o absorvedor através do permutador de calor, no qual ele pré-aquece a solução fraca que flui do absorvedor para o gerador. Durante este processo, a concentração da solução forte é constante.
- Linha 8-4-1: Indica o processo idealizado de absorção do vapor de água do evaporador pela solução forte no absorvedor
- Linha 2-5: Indica a condensação do vapor de água no condensador pela água de arrefecimento da torre de arrefecimento, a uma pressão constante de condensação  $P_c$ .

- Linha 5-6: Mostra o fluxo de água condensada do condensador para o evaporador.
- Linha 6-1: Indica a evaporação da água no evaporador devido à pressão baixa predominante  $P_e$ . Além disso, a água absorve o calor do espaço a ser arrefecido. O vapor de água do evaporador é, por sua vez, absorvido pela solução forte no absorvedor, completando assim o ciclo de refrigeração.

## 6 DESENVOLVIMENTO DO MODELO

Nesta sessão, apresenta-se o desenvolvimento do modelo do sistema de absorção com uso de energia solar e gás natural. Primeiramente, as hipóteses do modelo serão listadas. Posteriormente, será descrito o funcionamento do sistema e seu esquema físico. Finalmente, serão apresentados os balanços de energia e de massa de cada um dos componentes. O esquema do ciclo modelado no software pode ser visto na Figura 13, na qual as temperaturas estão dadas em [°C], as pressões em [kPa] e as vazões mássicas em [kg/s].

### 6.1 Hipóteses

- O modelo considerou os balanços de energia e massa em cada componente.
- Considera-se que o sistema está em regime permanente a cada hora de operação.
- O calor e a densidade específica dos fluidos de trabalho são constantes.
- A perda de vapor de água e de umidade (no tanque de armazenamento de água quente e nas aberturas de coletor solar) não é levada em conta.
- Não há perda de pressão e nenhuma perda / ganho de calor nas linhas (tubos) que conectam os componentes do sistema.
- Variação da temperatura do fluido devido ao atrito no encanamento, nas válvulas, sopradores e bombas são desprezíveis.
- A energia considerada é energia solar e de queima de gás natural, enquanto a energia consumida por outros equipamentos (por exemplo, bombas, ventiladores, ventiladores e controladores) é desprezada.
- O reservatório de água quente é considerado um trocador de calor casco tubo com eficiência  $\varepsilon_R$ .

### 6.2 Esquema Físico do Modelo

A figura 13 mostra o diagrama esquemático do sistema de refrigeração por absorção híbrida de energia provinda de luz solar e queima de gás natural. O sistema é composto por quatro componentes principais (subsistemas) que serão objetivos de estudo:

sistema de aquecimento solar de água, sistema de caldeira de Gás Natural (GN), reservatório de água quente e ciclo de absorção de efeito único com solução de brometo de lítio (delimitado pela linha pontilhada).

A energia solar absorvida pelas placas coletoras aquece a água, sendo complementada com uma caldeira auxiliar de Gás Natural (GN) quando a energia solar não é suficiente. Posteriormente, a água é então bombeada para um trocador de calor de casco e tubos.

O resfriamento é fornecido por um sistema de absorção de água com brometo de lítio (LiBr) de efeito único. O calor necessário para o seu gerador é extraído da água quente bombeada do tanque de armazenamento alimentado pelos coletores solares e ou às vezes complementado pela caldeira de GN. O condensador e o absorvedor são resfriados por meio de água de arrefecimento bombeada através de uma torre de resfriamento. A água gelada produzida a partir do resfriador é bombeada para a unidade de ventilador na sala para proporcionar condições de conforto.

Para estudar o desempenho do sistema, foram avaliadas temperaturas, vazões, umidade e insolação solar.

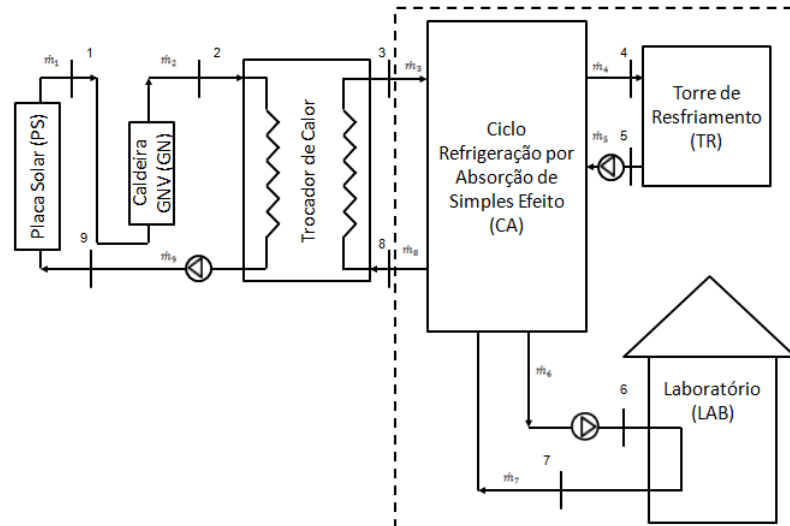


Figura 13 – Representação esquemática do sistema em análise

### 6.3 Equacionamento

#### 6.3.1 Placa Solar

A radiação solar fornece energia para aquecer um conjunto de tubos, nos quais escoia uma determinada vazão de água. A Equação (6.1) fornece a potência  $\dot{Q}_{ps}$  que um painel solar consegue converter, partindo dos dados de radiação solar total  $G_t$  (soma da radiação direta e difusa em uma dada região), e dos parâmetros do painel (área do coletor  $A_{ps}$  e eficiência instantânea do mesmo  $\eta_{ps}$ ):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_9 \quad (6.1)$$

$$\dot{Q}_{ps} = \eta_p \cdot G_t \cdot A_{ps} \quad (6.2)$$

$$\dot{Q}_{ps} = \dot{m}_1 \cdot cp \cdot (T_1 - T_9) \quad (6.3)$$

Para a Equação 6.2, a eficiência instantânea do coletor solar é dada por (Equação 6.4 [22]):

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot T^* - a_2 \cdot G_t \cdot (T^*)^2 \quad (6.4)$$

Aonde,

- $\eta_0$  = eficiência do coletor quando as perdas com relação à temperatura são nulas (também chamado de rendimento óptico);
- $a_1$  = coeficiente de perda térmica de primeira ordem [W/K.m<sup>2</sup>];
- $a_2$  = coeficiente de perda térmica de segunda ordem [W/K<sup>2</sup>.m<sup>2</sup>];
- $T^* = \frac{T_m - T_{amb}}{G_t}$  é a diferença entre a temperatura média do fluido ( $T_m = \frac{T_1 + T_9}{2}$ ) e do ambiente  $T_{amb}$ , dividido pela radiação solar total  $G_t$ .

#### 6.3.2 Caldeira GN

Em caso de a água aquecida pelas placas solares apresentar uma temperatura inferior a 88°C, a caldeira de GN fornece energia necessária para atingir a temperatura

desejada. Dessa forma, para se determinar a taxa média de consumo de gás natural, utiliza-se a seguinte relação:

$$\dot{m}_{gn} = \left( \frac{MassadeGNqueimada}{Tempodeoperação dacaldeira} \right) \quad (6.5)$$

Realizando o balanço de massa de água no componente, obtém-se

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (6.6)$$

Além disso, a eficiência global de conversão de energia da Caldeira (“ $\eta_{gn}$ ” inclui eficiência da queima de gás natural e do equipamento analisado) é definida por

$$\eta_{gn} = \frac{\dot{Q}_{gn}}{\dot{m}_{gn} \cdot PCI} \quad (6.7)$$

Aonde PCI é o poder calorífico do gás natural e  $\dot{Q}_{gn}$  é o calor fornecido pela caldeira e que é, posteriormente, transferido para água quente

$$\dot{Q}_{gn} = \dot{m}_2 \cdot cp \cdot (T_2 - T_1) \quad (6.8)$$

### 6.3.3 Reservatório de água quente

O reservatório de água quente precisa fornecer água quente à 88°C para o ciclo de absorção para permitir o funcionamento do sistema. Além disso, vale mencionar que o reservatório de água é considerado um trocador de calor casco-tubo com eficiência  $\epsilon_R$ . Descreve-se, a seguir, os balanços de massa,

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (6.9)$$

Aonde,

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_9 \quad (6.10)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_8 \quad (6.11)$$

Por fim, apresenta-se o balanço de energia deste sistema,

$$\dot{Q}_{fonte quente} \cdot \epsilon_R = \dot{Q}_{ger} \quad (6.12)$$

Aonde,

$$\dot{Q}_{fonte quente} = \dot{m}_2 \cdot cp \cdot (T_9 - T_2) \quad (6.13)$$

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_3 \cdot cp \cdot (T_3 - T_8) \quad (6.14)$$

#### 6.3.4 Ciclo de Absorção

O coeficiente de operação (COP) do ciclo de absorção depende do calor trocado no evaporador (“ $\dot{Q}_{ev}$ ”) e no gerador (“ $\dot{Q}_{ger}$ ”) e, estes, estão diretamente relacionados às temperaturas de entrada e saída da torre de resfriamento e do CT Lab respectivamente.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (6.15)$$

$$\dot{Q}_{ger} + \dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_c \quad (6.16)$$

$$\dot{Q}_{germax} = CCF * HMFCF * RCC \quad (6.17)$$

$$\dot{Q}_{gevmax} = HIF * HMFCF * RHI \quad (6.18)$$

$$\dot{Q}_{gev} = Carga(TabeladeCargaT\acute{e}rmicaEnergyPlus) \quad (6.19)$$

Aonde,

- $\dot{Q}_c$  = Calor rejeitado na torre de resfriamento [W]
- CCF = Fator de capacidade de resfriamento;
- HMFCF = Fator de correção de fluxo;
- RCC = Capacidade de refrigeração nominal
- HIF = Fator de entrada de calor;
- RHI = Entrada de calor nominal;

## 7 Dados

Uma vez determinadas as equações que descrevem o sistema, é preciso definir os seus parâmetros. Os dados referentes as placas solares, caldeira (gás natural), trocador de calor casco-tubo e ciclo de absorção foram obtidos do manual de referência dos respectivos equipamentos. Além disso, as vazões de água nas tubulações foram determinadas pelas especificações técnicas dos equipamentos e as temperaturas de entrada no reservatório e no ciclo de absorção foram fixadas como condições de funcionamento do ciclo. Por fim, os dados de carga térmica e condições climáticas do ambiente foram extraídos do programa EnergyPlus.

Os dados utilizados para simulação serão resumidos nas tabelas abaixo. Ademais, serão apresentados, a seguir, uma breve descrição dos principais equipamentos utilizados no sistema, além dos dados de carga térmica e das condições climáticas provindos do Software Energy Plus. Na tabela 1, são apresentados constantes gerais do sistema.

Tabela 1 – Constantes Gerais do Sistema

Constante	Termo	Unidade	Valor
Calor específico da água	$Cp_{agua}$	$J/kg.K$	4200
Poder calorífico do gás natural	$PCI_{gn}$	$J/kg$	36000000
Temperatura de entrada no reservatório de água quente	$T_2$	$K$	368
Efetividade do trocador de calor	$\epsilon_R$		0,7

### 7.1 Coletor Solar

No que se refere ao coletor solar, optou-se por placas solares com tubos a vácuo ETC-20 da marca Apricus, pois atingem temperaturas acima de  $70^{\circ}C$  (limite dos coletores planos ou de piscina), podendo chegar até  $100^{\circ}C$ , dependendo do dimensionamento e da incidência solar. Por conta da alta eficiência, esse tipo de coletor é indicado para regiões em que a incidência de sol é extremamente baixa ou ainda para obras de engenharia e grandes projetos industriais em que se necessita de água em temperatura muito alta. Uma ótima vantagem do coletor solar tubo a vácuo é que ele exige menor área de instalação do que os coletores planos, além da facilidade na implementação. O material também é mais resistente a impactos como granizo ou congelamento, ideal para locais onde há esse tipo de ocorrência.



Figura 14 – Placar Solar ETC 20 - Apricus

Tabela 2 – Contantes da Placa Solar

Constante	Termo	Unidade	Valor
Rendimento optico	$\eta_0$		0,714
Coeficiente de perda térmica de primeira ordem	$a_1$	$W/K.m^2$	1,243
Coeficiente de perda térmica de segunda ordem	$a_2$	$W/K^2.m^2$	0,009
Área do coletor	$A_{ps}$	$m^2$	1,89
Número de placas solares	$N_{ps}$		15
Preço do equipamento (unidade)	$Preço_{ps}$	$BRL$	2.970
Vazão de água permitida	$\dot{m}_{ps}$	$GPM$	0,5-4

## 7.2 Caldeira de Gás Natural

Com relação a caldeira de gás natural, selecionou-se o modelo RA30G da Weco (vide figura 15), pois é ideal para aquecimento central de água para aplicações em sistemas de calefação, podendo ser acoplada a aquecedor para produção de água quente para consumo, ou a trocador de calor para aquecimento de piscina em hotéis, condomínios e clubes.

Tabela 3 – Contantes da caldeira para água quente - RA30G

Constante	Termo	Unidade	Valor
Eficiência do equipamento	$\eta_{cal}$		0,91
Eficiência da queima	$\eta_{gn}$		0,91
Preço do equipamento	$Preço_{cal}$	BRL	28.345



Figura 15 – Caldeira para água quente Weco - foto ilustrativa

### 7.3 Chiller de Efeito Simples

Por último, é válido apresentar, sucintamente, o funcionamento e as características do chiller SC5 da marca Yazaki - (5TR) (vide figura 16).

De maneira geral, o ciclo de absorção do equipamento é energizado por meio de água quente (variando de 158 °F a 203 °F) provinda de um processo industrial, sistema de cogeração, energia solar ou outra fonte de calor. Por outro lado, o circuito do condensador é refrigerado à água através de uma torre de resfriamento ou loop de aterramento.

Ademais, o chiller selecionado usa uma solução de brometo de lítio e água, sob vácuo como fluido de trabalho. A água é o refrigerante e o brometo de lítio (um sal não tóxico) é o absorvente. O refrigerante, liberado pelo calor da solução, produz um

efeito de refrigeração no evaporador quando a água de refrigeração circula através do condensador e do absorvedor.

Na tabela 4, é visível as principais especificações técnicas deste dispositivo.

Tabela 4 – Contantes do Chiller SC5 - Yazaki

Constante	Termo	Unidade	Valor
Vazão de água (Fonte Calor)	$\dot{m}_{absfq}$	kg/s	1,44
Vazão de água (Água Gelada/Quente)	$\dot{m}_{absev}$	kg/s	0,92
Coeficiente de Desempenho Nominal	$COP$		0,7
Fator de capacidade de resfriamento	$CCF$		1
Fator de correção de fluxo	$HMFCF$		1
Capacidade de refrigeração nominal	$RCC$	$J/s$	17584,26
Fator de entrada de calor	$HIF$		1
Entrada de calor nominal	$RHI$	$J/s$	25116,19



Figura 16 – Chiller Yazaki SC5

## 7.4 Dados Climáticos e de Carga Térmica

Os dados de carga térmica, temperatura de bulbo seco, umidade relativa e radiação total foram extraídos do Software Energy Plus. Além disso, é válido mencionar que essa base de dados foi gerada com base na cidade de São Paulo e nas características físicas do ambiente em que o sistema de ar condicionado será implementado (descrito previamente).

Os valores de carga térmica, apresentados na figura 17, serão utilizados para calcular a troca de calor requerida no evaporador do chiller.

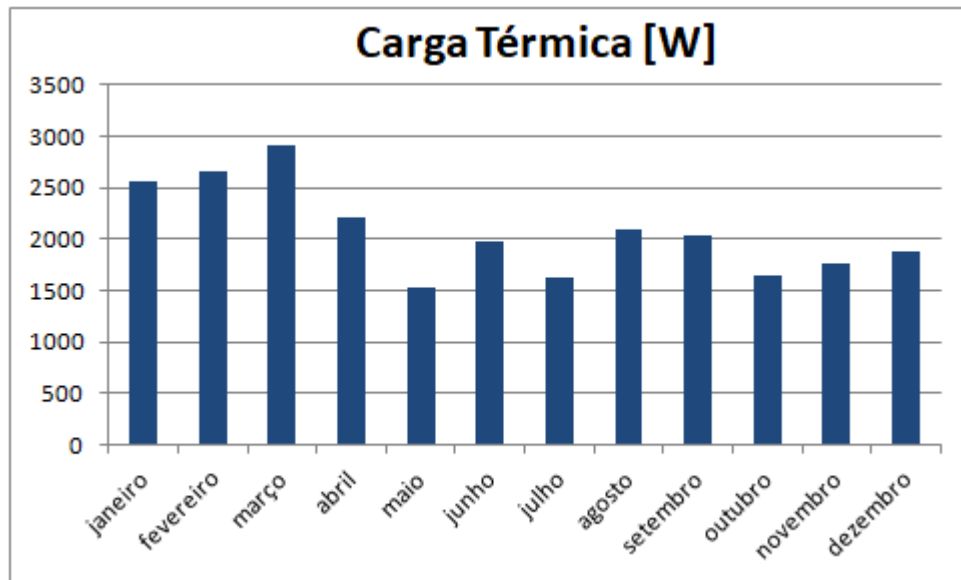


Figura 17 – Dados de Carga Térmica

As temperaturas médias ao longo do ano, a umidade relativa e radiação solar total são vistas nas figuras 18, 19 20. Estes dados serão utilizados para o cálculo da potência fornecida pelo painel solar.

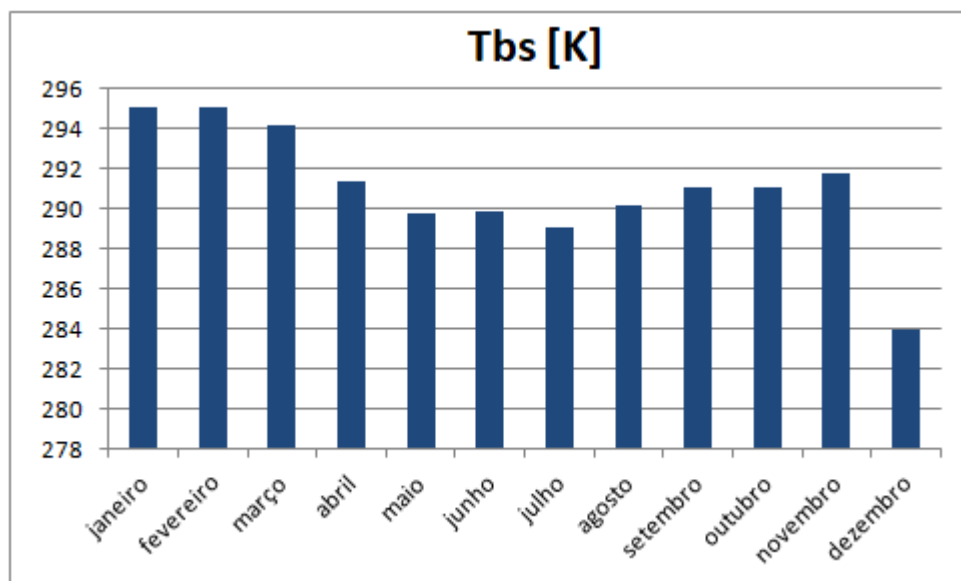


Figura 18 – Temperatura de Bulbo Seco

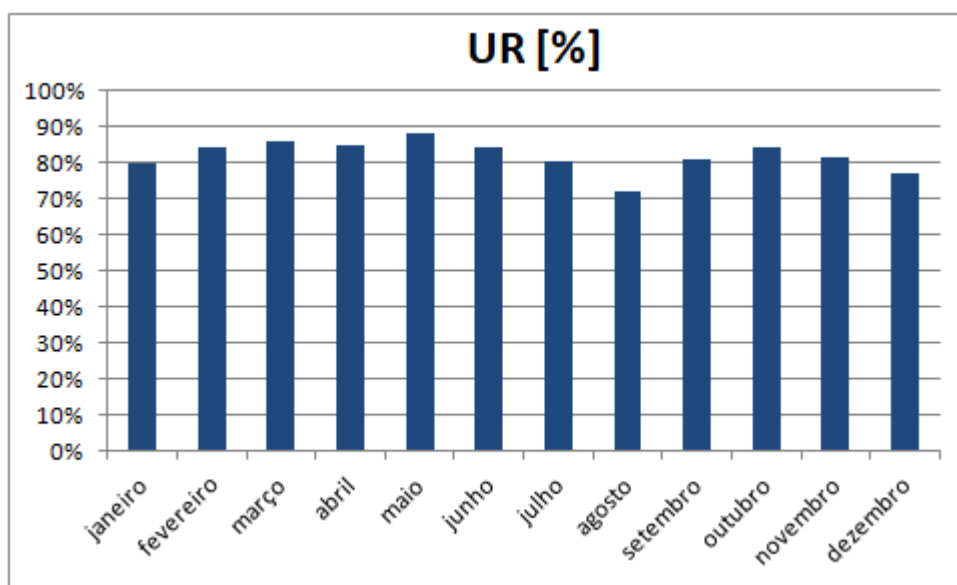


Figura 19 – Umidade Relativa

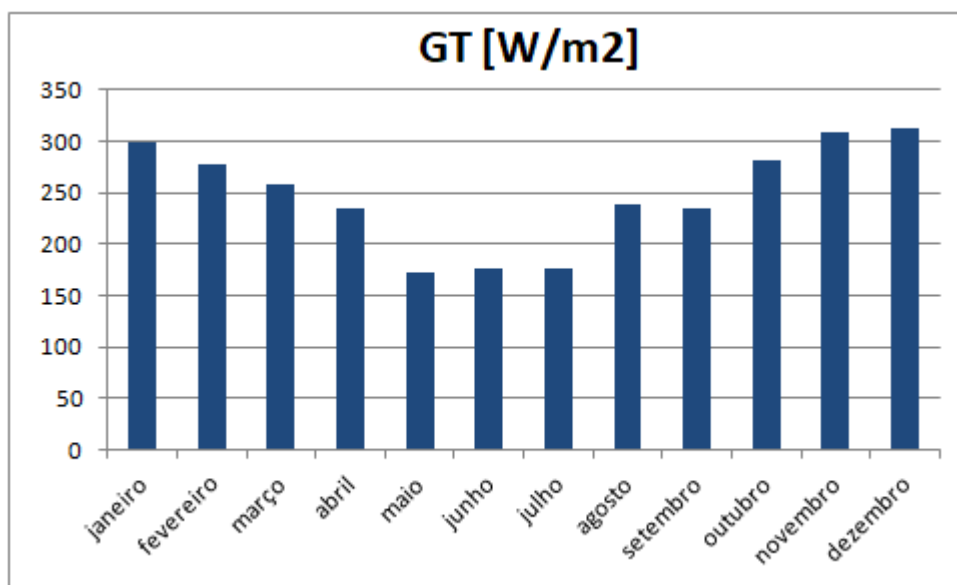


Figura 20 – Radiação Total

## 8 SIMULAÇÕES E ANÁLISE DE RESULTADOS

Para mostrar a validade do modelo matemático obtido a partir do modelo físico, foram realizadas simulações que são explicitadas nessa seção.

Nesse contexto, objetiva-se comparar o funcionamento do sistema híbrido de ar condicionado baseado em energia solar e queima de gás natural e um sistema simples que fundamenta-se, exclusivamente, no calor provindo de uma caldeira de gás natural.

Primeiramente, são apresentados, nos gráficos das figuras 21 e 22, a vazão de gás natural consumida na caldeira e a potência consumida/fornecida na caldeira e coletores solares para cada um dos sistemas

É visível nos gráficos das figuras 21 e 22 que o maior consumo de gás natural ocorre nos períodos mais quentes do ano, o que corrobora com os dados de carga térmica da figura 17. Além disso, percebe-se que, nesses períodos, há uma maior incidência de radiação solar, implicando em uma economia significativa de consumo de gás. Por exemplo, no mês de março, a vazão de gás natural consumida no sistema com placa solar é 50% menor quando comparado ao sistema sem placa solar.

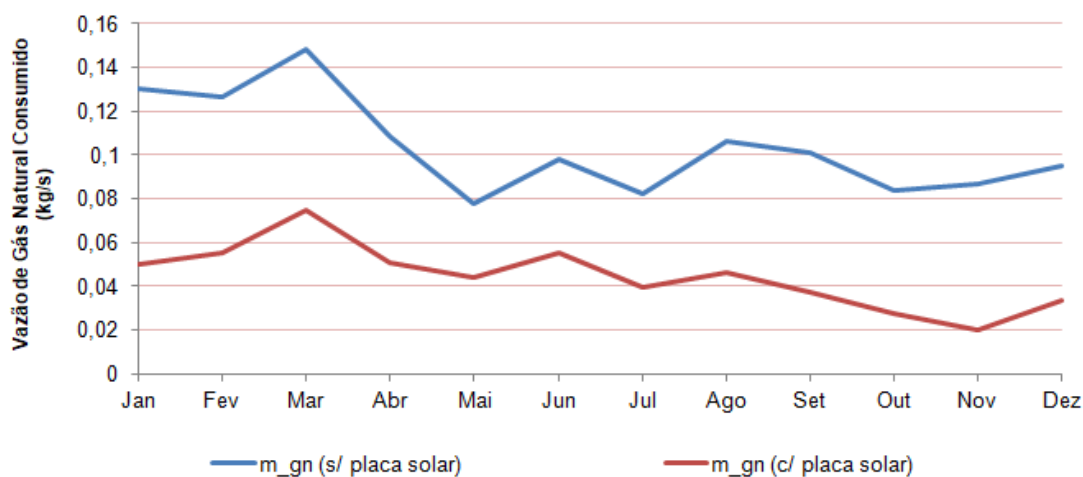


Figura 21 – Taxa de gás natural consumido mensalmente

Considerando o sistema híbrido, é visível, no gráfico da figura 22, que a potência fornecida pela placa solar é superior a potência do aquecedor a gás natural nos períodos de maior incidência de radiação solar.

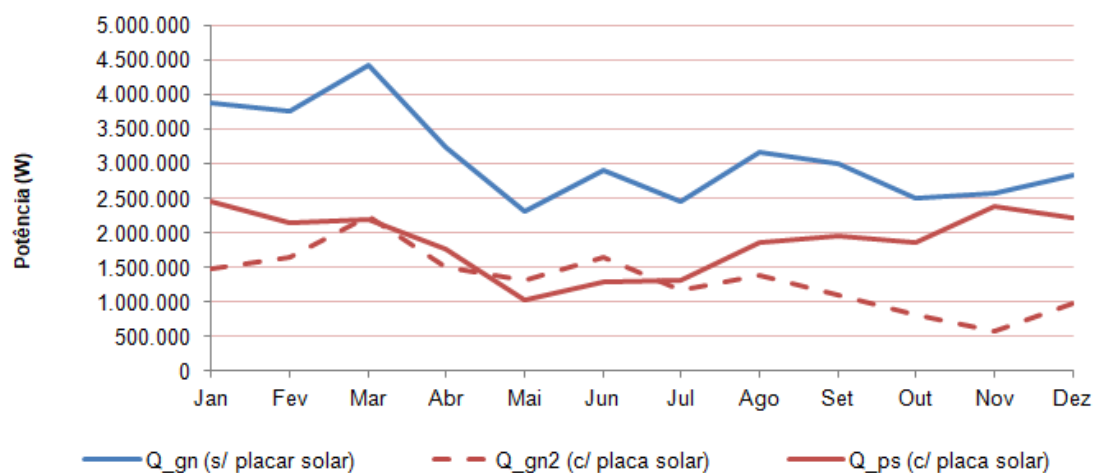


Figura 22 – Potência - dispositivos dos sistemas

A fim de analisar detalhadamente o efeito dos fatores climáticos ao longo de um dia, serão reproduzidos, nos gráficos abaixo, os mesmos dados para diferentes dias de um ano. Os dias foram selecionados de forma que representassem as características climáticas de cada estação do ano (primavera, verão, outono, inverno) e que tivessem o maior número de horas de operação do sistema de ar condicionado. Ademais, será apresentado, um gráfico para avaliar as temperaturas críticas no sistema híbrido.

### 8.1 Primavera (22-Nov)

De forma geral, é visível, na figura 23, que em um dia típico de primavera, há uma redução aproximada de 30% do consumo de gás natural do sistema híbrido quando comparado ao sistema baseado exclusivamente em gás natural.

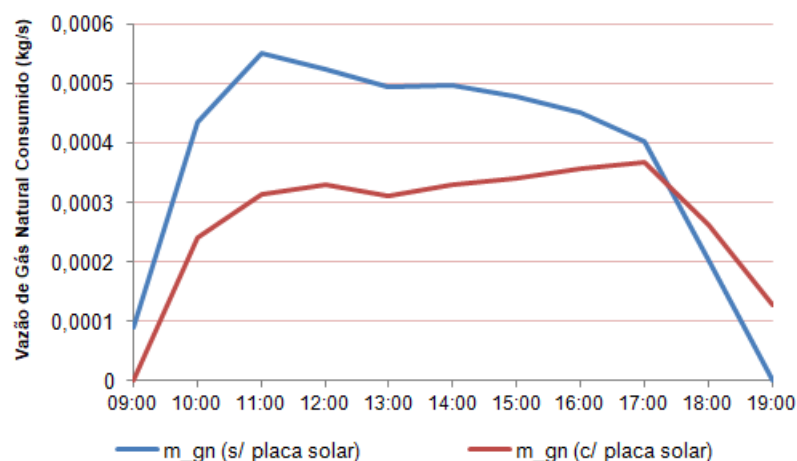


Figura 23 – Taxa de gás natural consumido (22-Nov)

Além disso, pode-se observar, na figura 24, que ocorre uma perda de calor na placa solar do sistema híbrido depois das 17 horas. Este fenômeno de transferência de calor ocorre em aproximadamente 13% das horas de operação do sistema, representando cerca de 918211,67 W ou 4% do montante total de potência demandada durante o ano. Portanto, por se tratar de uma ineficiência de operação, este problema poderia ser facilmente solucionado com a implementação de uma válvula de controle by-pass que permitisse a passagem de água de forma direta para o aquecedor. Assim, nos períodos que não houvessem radiação solar suficiente, a água não perderia calor para o ambiente.

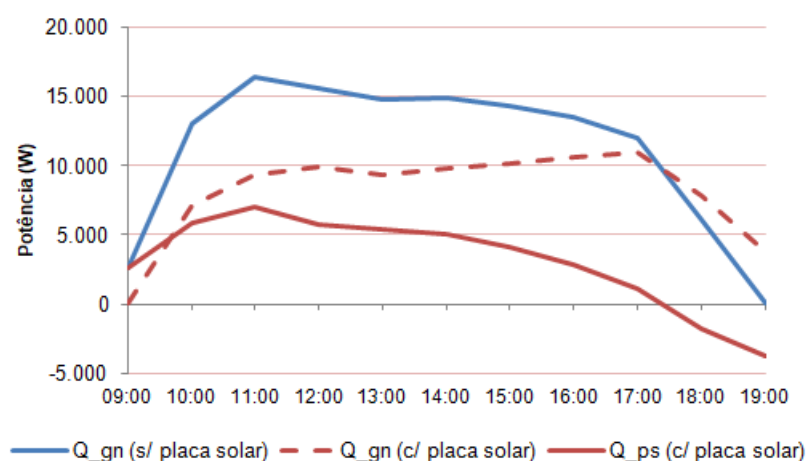


Figura 24 – Potência - dispositivos dos sistemas (22-Nov)

Por fim, no que tange as temperaturas críticas do sistema híbrido, é válido men-

cionar que as temperaturas T8 e T2 foram fixadas a valores de 356K e 368K, respectivamente. No entanto, observa-se que, a temperatura T1 ultrapassa T2 em alguns momentos, cerca de 10% das horas ao longo de um ano. Dessa forma, percebe-se que tal premissa pode ser reavaliada para um próximo estudo.

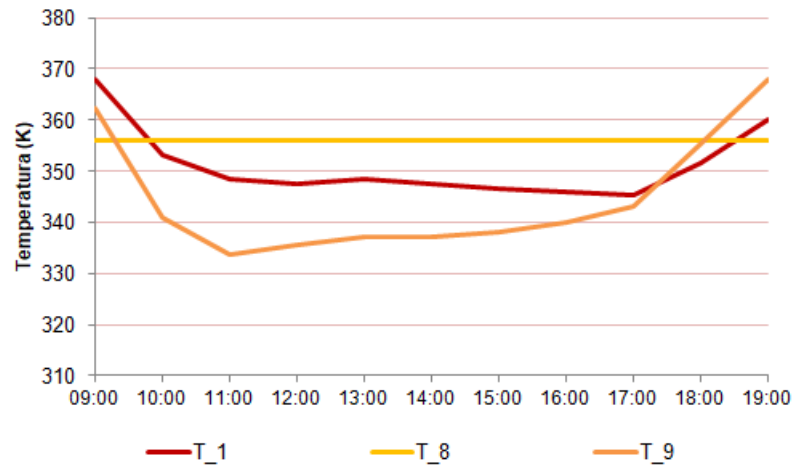


Figura 25 – Temperaturas críticas do sistema híbrido (22-Nov)

## 8.2 Verão (23-Dez)

Na figura 26, é interessante observar que, no sistema híbrido, a quantidade de gás consumida ao longo do dia é bastante pequena, cerca de 90% menor quando comparado ao sistema baseado em gás natural. Isso se deve a elevada radiação solar nessa época do ano.

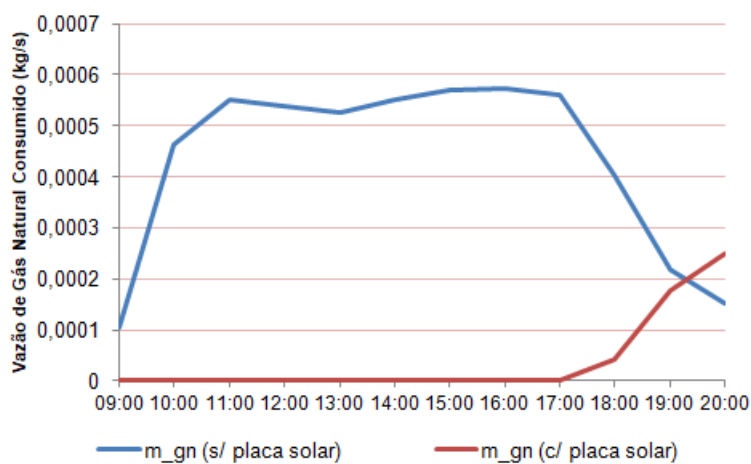


Figura 26 – Taxa de gás natural consumido (23-Dez)

Conforme observado no gráfico acima, pode-se visualizar no sistema híbrido, na figura 27, que a potência fornecida pelo aquecedor a gás natural é praticamente nula. Além disso, a mesma ineficiência operacional de perda de calor ocorre depois das 19 horas.

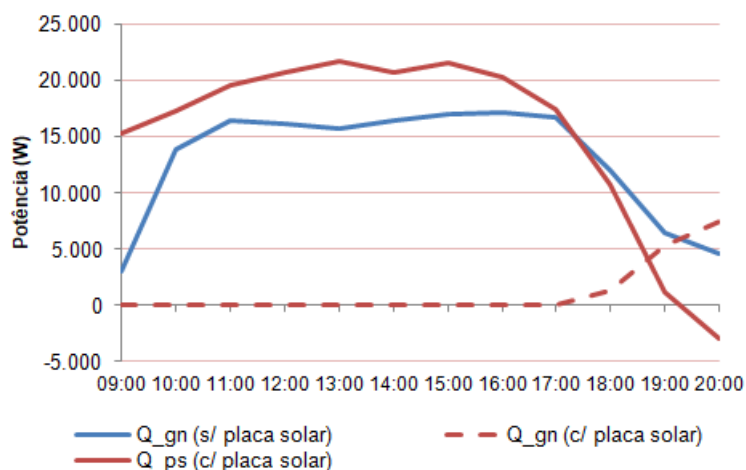


Figura 27 – Potência - dispositivos dos sistemas (23-Dez)

Por fim, no âmbito das temperaturas críticas do sistema híbrido, observa-se que a temperatura T1 ultrapassa T2 em alguns momentos, cerca de 35% das horas ao longo do dia.

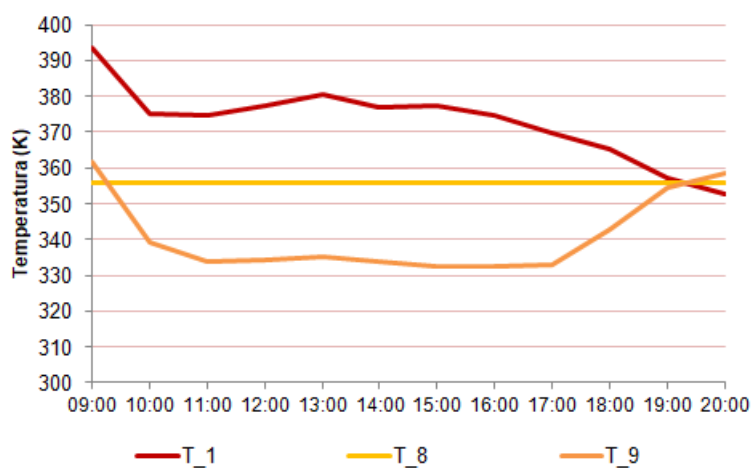


Figura 28 – Temperaturas críticas do sistema híbrido (23-Dez)

### 8.3 Outorno (22-Mar)

Na figura 29, é interessante observar que, no sistema híbrido, a quantidade de gás consumida ao longo do dia é 50% menor quando comparado ao sistema baseado em gás natural, representando, assim, uma economia considerável.

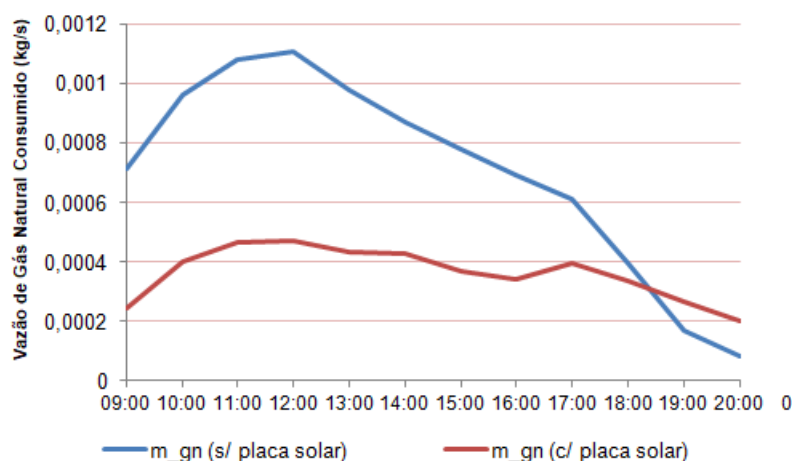


Figura 29 – Taxa de gás natural consumido (22-Mar)

Considerando o sistema híbrido, pode-se visualizar, na figura 30, que a potência fornecida pelo aquecedor a gás natural é próxima da potência produzida pelas placas solares. Portanto, cada fonte de energia é responsável por aproximadamente 50% do total demandado ao longo do dia.

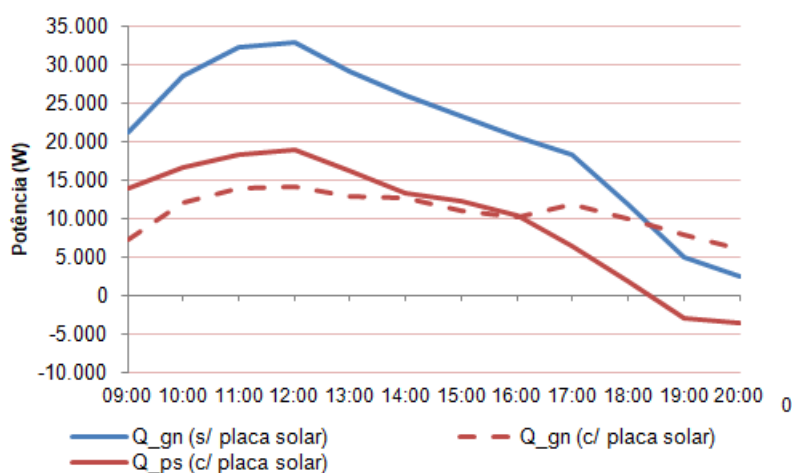


Figura 30 – Potência - dispositivos dos sistemas (22-Mar)

Finalmente, no âmbito das temperaturas críticas do sistema híbrido, observa-se que a temperatura T1 não ultrapassa T2 em nenhum momento ao longo do dia devido a menor incidência de radiação solar, implicando, assim, em uma menor transferência de energia solar para água nos coletores a vácuo.

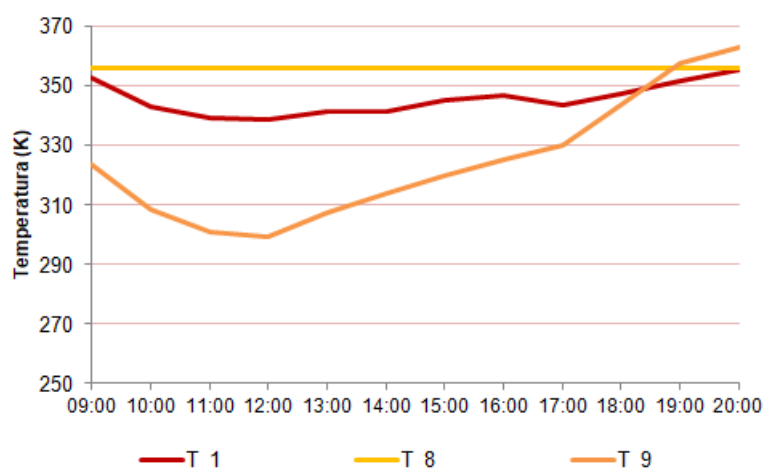


Figura 31 – Temperaturas críticas do sistema híbrido (22-Mar)

#### 8.4 Inverno (24-Jun)

No âmbito da última estação a ser analisada, é interessante mencionar que, no sistema híbrido, a quantidade de gás consumida ao longo do dia é 50% menor quando comparado ao sistema baseado em gás natural, apresentando valores similares ao dia típico de outono.

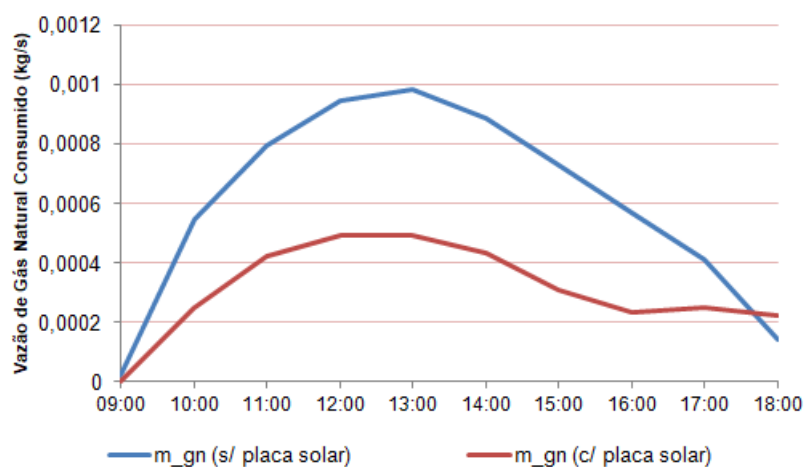


Figura 32 – Taxa de gás natural consumido (24-Jun)

Considerando o sistema híbrido, pode-se visualizar, na figura 33, que a potência fornecida pelo aquecedor a gás natural é próxima da potência produzida pelas placas solares. Portanto, assim como na estação de outono, cada fonte de energia é responsável por aproximadamente 50% do total demandado ao longo do dia.

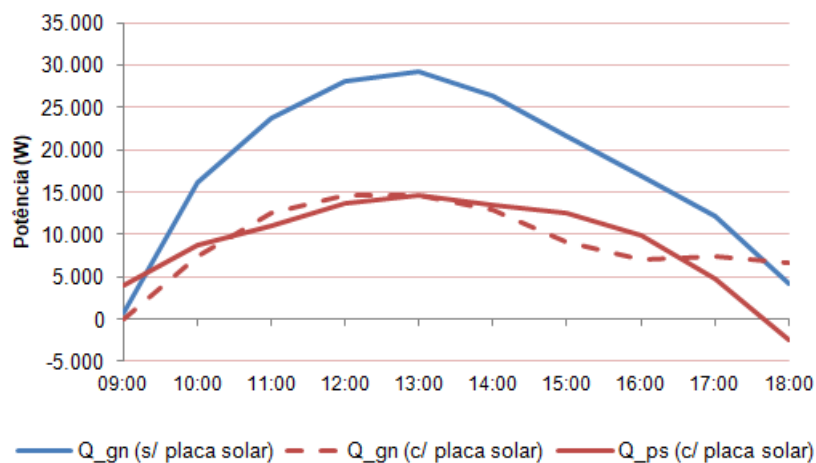


Figura 33 – Potência - dispositivos dos sistemas (24-Jun)

Para finalizar, tratando-se das temperaturas críticas do sistema híbrido, observa-se que a temperatura T1 ultrapassa T2 ultrapassa apenas uma vez ao longo do dia.

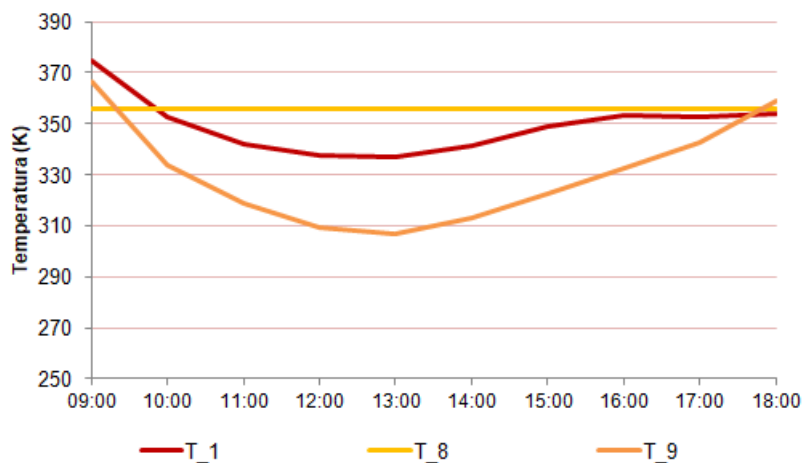


Figura 34 – Temperaturas críticas do sistema híbrido (24-Jun)

## 9 ANÁLISE FINANCEIRA

Nesta seção, será apresentado uma análise financeira do projeto híbrido a fim de mensurar o tempo de retorno do investimento para implantação dos coletores solares.

O estudo fundamentou-se em avaliar o valor monetizado de gás natural economizado na solução híbrida quando comparada com a solução convencional, para posteriormente, contrastar com o capital investido nas placas solares. Tal abordagem é verossímil, uma vez que a única diferença existente, na comparação de ambos projetos, consiste na implantação dos coletores solares, o que reflete diretamente na quantidade de gás natural consumida pelos sistemas.

Nesse contexto, é de fundamental importância quantificar a diferença de gás natural consumida em cada um dos sistemas conforme as figuras 35 e 36. Ademais, é válido mencionar que a quantidade adicional de gás natural queimada devido a perda de calor que ocorre nas placas solares em alguns momentos (conforme mencionado na seção anterior) foi desconsiderada a fim de aproximar o resultado da realidade - dado que a solução da válvula by-pass é de fácil implementação e baixo custo.

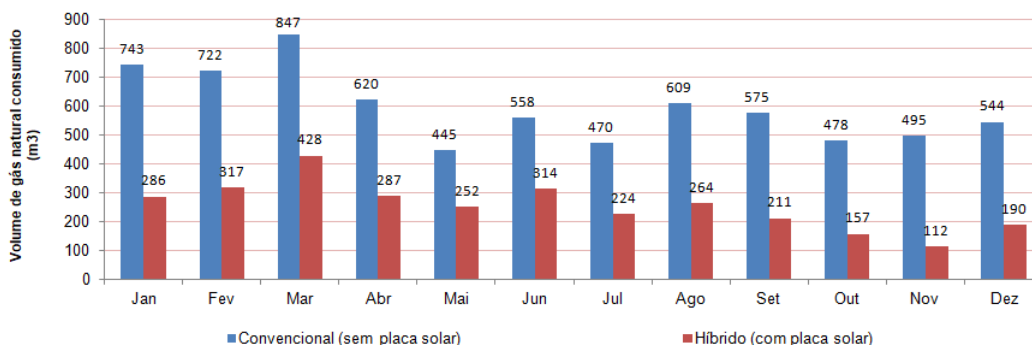


Figura 35 – Volume de gás natural consumido nos sistemas convencional e híbrido

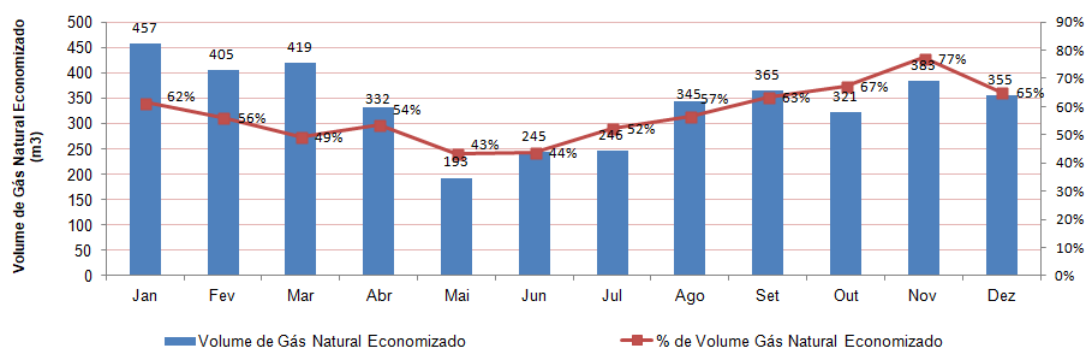


Figura 36 – Volume de gás natural economizado

## 9.1 Premissas

Uma vez quantificado o volume de gás natural economizado se faz necessário determinar as premissas do problema para que se possa realizar a análise financeira do projeto.

Primeiramente, na conversão do gás natural em valores monetários, utiliza-se a tarifação comercial (com ICMS) da figura 37 como referência [23].

Classes	Volume m³/mês	Valores sem ICMS		Valores com ICMS	
		Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/m³	Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/m³
1	0 - 0	32,54	-	38,28	-
2	0,01 a 50,00 m³	32,54	3,997321	38,28	4,702731
3	50,01 a 150,00 m³	52,88	3,590546	62,21	4,224172
4	150,01 a 500,00 m³	93,55	3,321063	110,06	3,907133
5	500,01 a 2.000,00 m³	213,55	3,081000	251,24	3,624706
6	2.000,01 a 3.500,00 m³	984,38	2,695638	1.158,09	3,171339
7	3.500,01 a 50.000,00 m³	3691,51	1,922761	4.342,95	2,262072
8	> 50.000,00 m³	9793,14	1,800729	11.521,34	2,118505

Nota do Faturamento: Cada classe é independente. Aplica-se a cada uma delas um encargo variável e um encargo fixo.

### Notas:

1) Valores para Gás Natural referidos nas seguintes condições:

Poder Calorífico Superior : 9.400 kcal/m³ (39.348,400 kJ/m³ ou 10,932 kWh/m³)

Temperatura = 293,15° K (20° C)

Pressão = 101.325 Pa (1 atm)

2) Fórmula de Cálculo do Importe:  $I = F + (CM \times V)$ , onde:

F = Valor do encargo Fixo

CM = Consumo Mensal Medido em m³

V = Valor do encargo Variável

Figura 37 – Tarifação Gás Natural Comercial - COMGAS

Além disso, é válido mencionar que o modelo financeiro foi desenvolvido com base nas premissas abaixo:

- As placas solares foram pagas à vista em d0 (15x R\$ 2.970 cada placa solar)
- Adotou-se d0 como 31-dez-2017 e que o projeto entrou em operação no dia 1-jan-2018;
- As placas solares possuem uma vida útil de 10 anos;
- As placas solares possuem um custo de manutenção de 10% ao ano e este valor é pago todo mês de dezembro;
- Adotou-se o valor residual das placas solares como nulo;
- As parcelas de manutenção e de gás natural economizado são ajustados pelo índice de preço ao consumidor (IPCA);
- Adotou-se a projeção de longo prazo da taxa SELIC como taxa de desconto (8% segundo o sistema expectativas do BACEN [24]);
- Adotou-se a a projeção de longo prazo do IPCA como índice de inflação (4% segundo o sistema expectativas do BACEN [24]);

## 9.2 Prazo de Retorno do Investimento

Por fim, com objetivo de analisar o prazo de retorno do investimento inicial com a compra das placas solares da solução híbrida, utilizou-se o método financeiro chamado Payback. Assim, discriminou-se o investimento inicial, receitas mensais (gás natural economizado) e custo de manutenção anual na forma de fluxos de caixa (conforme figura 38). Posteriormente, estes fluxos de caixa foram trazidos a valor presente a fim de mensurar o número de meses necessários para que as entradas de caixa se igulassem ao valor investido.

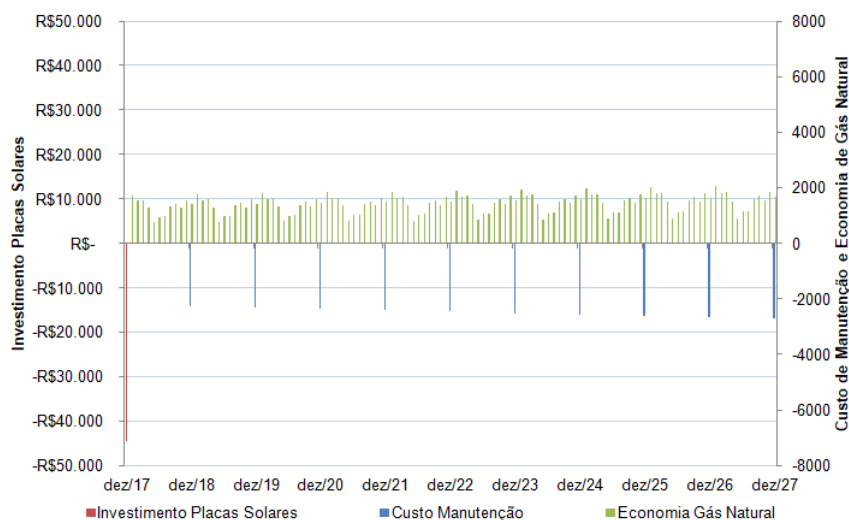


Figura 38 – Fluxos de Caixa

Finalmente, percebe-se através da figura 39 que o prazo de retorno do investimento é de aproximadamente 42 meses (junho-2021). Em outras palavras, a receita provinda da economia de gás natural na solução híbrida iguala o investimento alocado na compra das placas solares depois de 42 meses de operação do sistema ou 3,5 anos (incluindo os custos de manutenção que ocorrem durante o período).

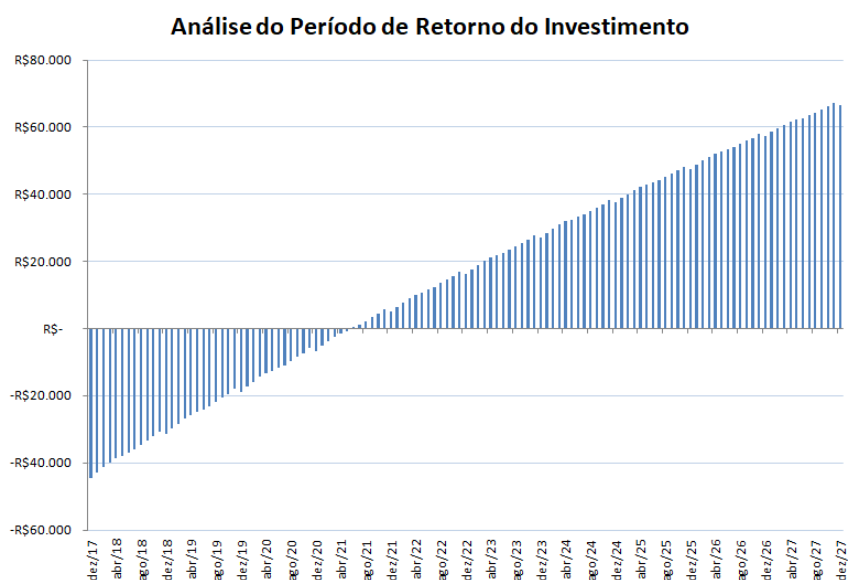


Figura 39 – Prazo de Retorno do Investimento

### 9.3 Análise de Sensibilidade

A taxa de juros e o IPCA (inflação) são indicadores importantes na tomada de decisão de um investimento, uma vez que o primeiro reflete a variação da média dos preços em um determinado período e o segundo consiste na taxa básica de juros da economia no Brasil, utilizada no mercado interbancário para financiamento de operações com duração diária, lastreadas em títulos públicos federais. Dessa forma, a fim de analisar o impacto das taxas de juros e do índice de inflação no prazo de retorno de investimento, elaborou-se uma análise de sensibilidade conforme a Tabela 5. É possível observar que um índice de inflação elevado somado a taxa Selic reduzida, resultam em um menor prazo de retorno de investimento. Tal constatação está coerente com resultado esperado, uma vez que um maior índice de inflação representa uma tarifação superior do gás natural consumido e uma taxa-Selic inferior significa uma menor taxa de desconto. Resumindo, a combinação de ambos fatores implica em valores maiores para os fluxos de caixa referentes ao gás natural consumido.

Tabela 5 – Análise de Sensibilidade (Prazo de Retorno de Investimento)

		Taxa-Selic (anual)		
		6%	8%	10%
Inflação IPCA (anual)	2%	42 meses	44 meses	45 meses
	4%	40 meses	42 meses	44 meses
	6%	39 meses	40 meses	42 meses

## 10 CONCLUSÃO

Com o objetivo estudar a viabilidade de implementação de um sistema de ar condicionado híbrido no CICS na USP, solução baseada na operação de coletores solares e um aquecedor a gás natural, diversas etapas foram cumpridas de maneira satisfatória e o resultado final está condizente com pesquisas existentes nesse esfera de pesquisa e desenvolvimento (conforme estudos citados na seção de revisão bibliográfica).

No âmbito do objetivo do problema analisado, concluiu-se , a partir das simulações e da análise financeira, que a solução híbrida é tecnicamente viável e energeticamente vantajosa (redução de cerca de 43% de gás natural em comparação com a solução simples), no entanto, os custos de implantação das placas solares ainda são altos, resultando em um prazo de retorno de investimento razoavelmente elevados, aproximadamente 42 meses de acordo com estudo aplicado nesse relatório. Assim, pode-se inferir que a redução dos custos dessa tecnologia aliada ao desenvolvimento de novas técnicas que otimizem a operação desse sistema, permitirão a ampla utilização de sistemas de absorção baseados em energia solar.

Por fim, a partir da análise de sensibilidade desenvolvida, aonde se mensurou o impacto da taxa de juros e do IPCA no prazo de retorno de investimento, percebeu-se que um índice de inflação elevado somado a taxa Selic reduzida, resultam em um menor prazo de retorno de investimento (39 meses).

Como recomendações futuras para outros trabalhos vale destacar:

- Implementação de um reservatório de água quente ao invés de um trocador de calor
- Desenvolvimento de um sistema de controle otimizado a fim de evitar ineficiências de operação
- Alteração da configuração das placas solares, isto é, analisar o impacto na economia de gás natural ao colocar os coletores em paralelo
- Utilização de metodologia de avaliação financeira mais robusta, discriminando todos os custos e receitas do projeto com maior detalhamento

## 11 BIBLIOGRAFIA

[1] VAN WYLEN, J. G.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E., Fundamentos da Termodinâmica, tradução da 5ª ed. americana, Edgard Blücher, São Paulo, 2003.

[2] KREIDER, J. F.; KREITH, F., Solar Heating and Cooling, McGraw Hill, Washington (EUA), 1982

[3] 2006 ASHRAE Handbook, Abril 2002, ASHRAE, New York (EUA).

[4] Prasartkaew, B.; Kumar, S. Experimental study on the performance of a solar-biomass hybrid air-conditioning system. *Renewable Energy*, v.57, págs. 86-93, Fevereiro de 2013.

[5] Darkwa, J.; Fraser, S; Chow, D. H. C. Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system. *Energy*, v. 39, págs. 395-402, Fevereiro de 2012

[6] Bataineh, K.; Taamneh, K. Review and recent improvements of solar sorption cooling systems. *Energy and Buildings*, v. 128, págs. 22-37, Junho de 2016.

[7] Abdullaha, G.F.; Samana, W.; Whaley, D.; Belusko, M. Optimization of standalone solar heat fired absorption chiller for typical Australian homes. *Energy Procedia*, v. 91, págs. 692-701, 2016.

[8] Arsalis, A.; Alexandrou, A. N. Parametric study and cost analysis of a solar-heating-and-cooling system for detached single-family households in hot climates. *Solar Energy*, v. 117, págs. 59-73, Maio de 2015.

[9] Shirazi, A.; Taylor, R.; White, S.D.; Morrison, G. L. Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems: An energetic, economic and environmental (3E) assessment. *Renewable Energy*, v. 86, págs. 955-971, 2016.

[10] Shirazi, A.; Pintaldi, S.; White, S.D.; Morrison, G. L.; Rosengarten, G.; Taylor, R. A. Solar-assisted absorption air-conditioning systems in buildings: Control strategies and operational modes. *Applied Thermal Engineering*, v.92, págs. 242-260, Outubro de 2015

[11] Shirazi, A.; Pintaldi, S.; White, S.D.; Morrison, G. L. Multi-effect absorption chillers powered by the sun: reality or reverie. *Energy Procedia*, v. 91, págs. 844-856,

2016.

[12] ABNT. ABNT NBR 16401: Dados Climáticos de Projeto. Norma ABNT, Brasil, 2008.

[13] ASHRAE. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. EUA, 2015.

[14] ISO. ISO 7730: Moderate thermal environments – Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, 2012.

[15] Instituto de Astronomia, Geofísica e Ciências Atmosféricas Universidade de São Paulo. Boletim Climatológico Anual da Estação Meteorológica do IAG/USP, 2014.

[16] Poli-USP constrói edifício-laboratório para testar inovações sustentáveis na construção civil. Disponível em: <http://www.poli.usp.br/comunicacao/noticias/1889-poli-usp-constroi-edificio-laboratorio-para-testar-inovacoes-sustentaveis-na-construcao-civil>. Acesso em: 10 de Janeiro de 2017.

[17] ABNT. NBR 16401: Dados Climáticos de Projeto. Norma ABNT, Brasil, 2008.

[18] EnergyPlus. Disponível em: <https://energyplus.net/>. Acesso em 20 de Janeiro de 2017.

[19] Oliveira Júnior, S.; Tribess, A.; Neto, A. H.; Fiorelli, F. A. Sistemas de Refrigeração por Absorção, 2004.

[20] Mittal, V.; Kasana, K. S.; Thakur, N.S. The study of solar absorption air-conditioning systems. Journal of Energy in Southern Africa, Vol. 16, no. 4, Novembro de 2005.

[21] Li ZF Sumathy K. Technology development in the solar absorption air-conditioning systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 4, págs. 267-93, 2000.

[22] Fraunhofer Institut. Collector test according to EN 12975-1,2:2006, 2007.

[23] COMGAS. Disponível em: <https://www.comgas.com.br/tarifas/>. Acesso em 10 de Novembro de 2017.

[24] BACEN. Disponível em: <https://www3.bcb.gov.br/expectativas/publico/consulta/serieestatist>. Acesso em 09 de Novembro de 2017.

## 12 ANEXOS

### 12.1 A. Programa EES - Sistema Híbrido

**Procedure ifcaldeira** (T\_1; T\_2; cp\_agua; m\_2; n\_gn;n\_cal; PCI\_gn: Q\_gn; m\_gn)

**If** (T\_1 < 368) **Then**

Q\_gn = (T\_2 -T\_1) \* cp\_agua \* m\_2  
m\_gn = Q\_gn / (n\_gn \* n\_cal\* PCI\_gn)

**Else**

Q\_gn=0  
m\_gn=0

**Endif**

**End**

-----Constantes da Água e do Gás Natural-----  
-----"

cp\_agua = 4200 [J/kg-K] "calor específico da água"  
PCI\_gn=36000000 [J/kg] "poder calorífico do gás natural"

-----Dados da Placar Solar-----"

"Coletores Solares Alfa Solar, modelo CPC-20 - 18 unidades - R\$ 2.970,00 cada"

m\_placasolar=3\*0,038 [kg/s] "vazão de água na placar solar: 0.5-4gpm (imperial unit) - definido pelo equipamento"

N\_placas=15 "número de placas - input professor"

A\_ps=2 [m^2] "aperture area da placa solar - definido pelo equipamento"

n\_0=0,714 "definido pelo equipamento"

a\_1=1,243 "coeficiente de perda térmica de primeira ordem - definido pelo equipamento"

a\_2=0,009 "coeficiente de perda térmica de segunda ordem - definido pelo equipamento"

-----Dados da Caldeira-----"

"Caldeira GNV - Aquecedor Weco, modelo RA30G - R\$ 28.345,00"

"Capacidade=34890 [J/s]"

"Consumo=3,7 [Nm<sup>2</sup>/h]"

"m\_caldeira= (apenas para caso que desconsidera placa solar)"

m\_caldeira=m\_placasolar "vazão de água na caldeira - definido pelo equipamento"

n\_cal=0,91 "eficiência caldeira - definido pelo equipamento (weco)"

n\_gn=0,91 "eficiência caldeira - definido pelo equipamento (weco)"

-----Dados do Reservatório de Água Quente-----  
-----"

E\_res=0,7 "efetividade trocador de calor - input"

"-----Dados do Ciclo de Absorção-----"

"Yazaki WFC-SC5"

m\_absfq= 1,44 [kg/s] "19 GPM - definido pelo equipamento"

m\_absev= 0,9168 [kg/s] "12.1 GPM - definido pelo equipamento"

"-----Calculo Placa-----"

row0=TableRun#

Tempo=lookup('Teste'; row0; 'Hora') "CARGA TERMICA"

row1=TableRun#

G\_t=lookup('Teste'; row1; 'GT') "CARGA TERMICA"

row2=TableRun#

T\_amb=lookup('Teste'; row2; 'Tbs') "CARGA TERMICA"

m\_1=m\_placasolar

m\_1=m\_9

Q\_ps=n\_ps\*N\_placas\*A\_ps\*G\_t

Q\_ps=m\_1 \* cp\_agua \* (T\_1-T\_9)

n\_ps = n\_0 - (a\_1 \* T\_m) - (a\_2 \* G\_t \* (T\_m)^2)

T\_m = (((T\_1+T\_9)\*0,5) - T\_amb) / G\_t

"-----Calculo Caldeira-----"

**Call** IFCaldeira (T\_1; T\_2; cp\_agua; m\_2; n\_gn; n\_cal; PCI\_gn: Q\_gn; m\_gn)

"-----Calculo Reservatório de Água Quente-----"

T\_3=361 [K]

T\_8=356 [K]

T\_2=368 [K]

m\_8 = m\_3

m\_2=m\_9

Q\_fq \* E\_res =-Q\_ger

Q\_fq = m\_2 \* cp\_agua \* (T\_9 -T\_2)

Q\_ger = m\_3 \* cp\_agua \* (T\_3- T\_8)

"-----Calculo Ciclo de Absorção-----"

row3=TableRun#

Q\_ev=**lookup**('Teste'; row3; 'Carga') "CARGA TERMICA"

COP= Q\_ev / Q\_ger

COP=0,7 "COP's of absorption chillers are low. Single effect LiBr machines offer COP's of 0.65 ~ 0.7 (<http://www.cibse.org/getmedia/5c9a9e15-5103-4b70-8aa1-1b7456fdf9a5/Datasheet-7-Absorption-Cooling.pdf.aspx>)"

## 12.2 B. Programa EES - Sistema Simples (somente Caldeira Gás Natural)

"-----Constantes da Água e do Gás Natural-----"

cp\_agua = 4200 [J/kg-K] "calor específico da água"  
 PCI\_gn=36000000 [J/kg] "poder calorífico do gás natural"

"-----Dados da Placa Solar-----"

"Coletores Solares Alfa Solar, modelo CPC-20 - 18 unidades - R\$ 2.970,00 cada"

m\_placasolar=3\*0,038 [kg/s] "vazão de água na placa solar: 0.5-4gpm (imperial unit) - definido pelo equipamento"

N\_placas=15 "número de placas - input professor"

A\_ps=2 [m^2] "aperture area da placa solar - definido pelo equipamento"

n\_0=0,714 "definido pelo equipamento"

a\_1=1,243 "coeficiente de perda térmica de primeira ordem - definido pelo equipamento"

a\_2=0,009 "coeficiente de perda térmica de segunda ordem - definido pelo equipamento"

"-----Dados da Caldeira-----"

"Caldeira GNV - Aquecedor Weco, modelo RA30G - R\$ 28.345,00"

"Capacidade=34890 [J/s]"

"Consumo=3,7 [Nm2/h]"

"m\_caldeira= (apenas para caso que desconsidera placa solar)"

m\_caldeira=m\_placasolar "vazão de água na caldeira - definido pelo equipamento"

n\_cal=0,91 "eficiência caldeira - definido pelo equipamento (weco)"

n\_gn=0,91 "eficiência caldeira - definido pelo equipamento (weco)"

"-----Dados do Reservatório de Água Quente-----"

E\_res=0,7 "efetividade trocador de calor - input"

"-----Dados do Ciclo de Absorção-----"

"Yazaki WFC-SC5"

m\_absfq= 1,44 [kg/s] "19 GPM - definido pelo equipamento"

m\_absev= 0,9168 [kg/s] "12.1 GPM - definido pelo equipamento"

"-----Calculo Placa-----"

row0=TableRun#

Tempo=lookup('Teste'; row0; 'Hora') "CARGA TERMICA"

row1=TableRun#

G\_t=lookup('Teste'; row1; 'GT') "CARGA TERMICA"

row2=TableRun#

$T_{amb} = \text{lookup}(\text{'Teste'}; \text{row2}; \text{'Tbs'})$  "CARGA TERMICA"

$m_1 = m_{placasolar}$   
 $m_9 = m_1$

"-----Calculo Caldeira-----"

$Q_{gn} = (T_2 - T_9) * cp_{agua} * m_2$   
 $m_{gn} = Q_{gn} / (n_{gn} * n_{cal} * PCI_{gn})$

"-----Calculo Reservatório de Água Quente-----"

$T_3 = 361$  [K]  
 $T_2 = 368$  [K]  
 $T_8 = 356$  [K]  
 $m_8 = m_3$   
 $m_2 = m_9$

$Q_{fq} * E_{res} = -Q_{ger}$   
 $Q_{fq} = m_2 * cp_{agua} * (T_9 - T_2)$   
 $Q_{ger} = m_3 * cp_{agua} * (T_3 - T_8)$

"-----Calculo Ciclo de Absorção-----"

$row3 = \text{TableRun\#}$   
 $Q_{ev} = \text{lookup}(\text{'Teste'}; \text{row3}; \text{'Carga'})$  "CARGA TERMICA"

$COP = Q_{ev} / Q_{ger}$   
 $COP = 0,7$  "COP's of absorption chillers are low. Single effect LiBr machines offer COP's of 0.65 ~ 0.7 (<http://www.cibse.org/getmedia/5c9a9e15-5103-4b70-8aa1-1b7456fdf9a5/Datasheet-7-Absorption-Cooling.pdf.aspx>)"

### 12.3 C. Equipamentos



# Technical Information

## ETC-20 Solar Collector

USA Version  
A11-01.2.2.1-PB-V2 - March 2016

### Part Codes

ETC-20 Solar Collector Complete is comprised of:

- 1 x ETC-20-KIT (Manifold and standard frame)
- 2 x BOX-ET/HP-10/10 (Tubes and heat pipes)

### Applications

The Apricus ETC-20 collector is designed to be used in a wide variety of solar thermal (heat) applications in almost any climate. The evacuated tube and heat pipe technology provides very efficient and reliable solar thermal production in a simple to install design.

### Features

- Twin glass evacuated tube (passive solar tracking)
- Freeze resistant heat pipes
- Only 4 braze points, extremely reliable header design
- Steam-back and drain-back compatible
- Potable water certified copper header pipe
- Flared compressions fittings for reliable, leak free connections
- Cyclone rated, corrosion resistant aluminium mounting frame
- 10 year limited warranty on tubes and heat pipes
- 15 year limited warranty on copper header and AL frame
- Efficient performance at high differential temperatures

### Materials of Construction

Evacuated Tubes:	Borosilicate 3.3 Glass
Absorber:	Cu-AL/N-SS
Heat Pipes:	High purity copper
Heat Transfer Fins:	Aluminium
Rubber Components:	HTV Silicone Rubber
Mounting Frame:	6005-T5 Anodized Aluminium
	316 SS Fasteners
Manifold Casing:	3003 AL, PVDF coating

### Performance Data

Recommended Flow Rate:	0.5 gpm
Max Flow Rate:	4.0 gpm
Peak Power Output:	4,580 Btuh
Eta0:	0.714 *
a1 (W/m <sup>2</sup> K):	1.243 *
a2 (W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ):	0.009 *

\* Data from TUV report 154035663 for Solarkeymark certification.

### Physical Specifications

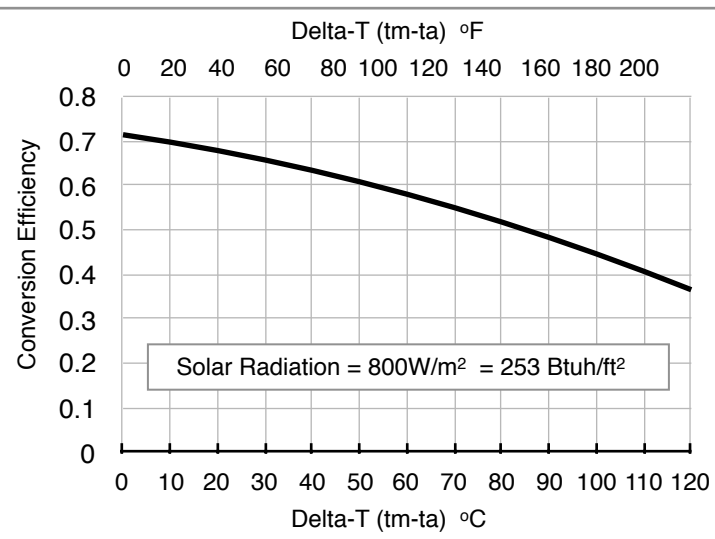
Dimensions (WxHxD):	58.9 x 78.9 x 5.35"
Aperture Area:	20.52 ft <sup>2</sup>
Gross Area:	32.3 ft <sup>2</sup>
Gross Dry Weight:	141 lbs
Fluid Capacity:	0.14 gal
Max Operating Pressure:	116 psi
Stagnation Temperature:	442°F

### Certifications

Solarkeymark:	011-7S2323R
AS/NZS 2712-2007:	100633
SRCC OG100:	10001911
USEC:	S-5995
NSF-61 Tested:	17248



### Collector Performance (aperture area)

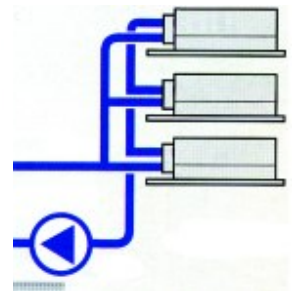
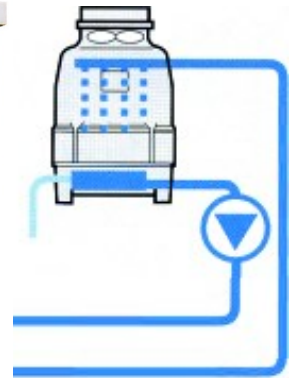
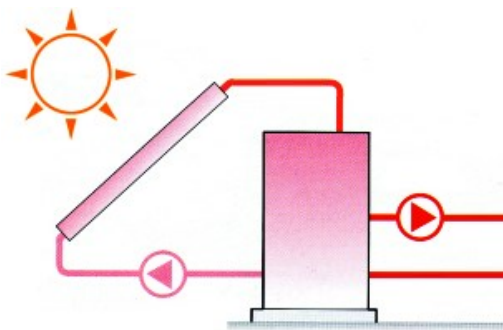
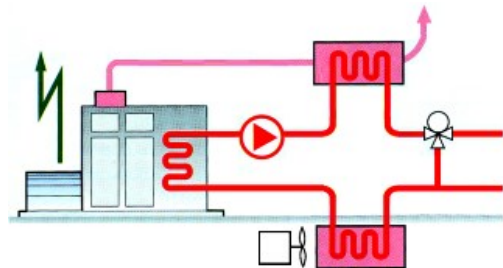
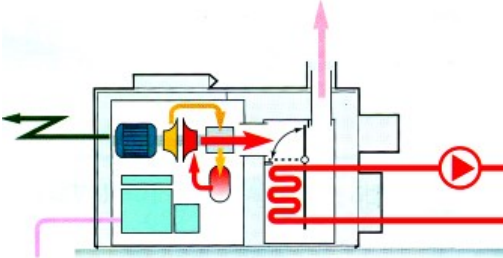
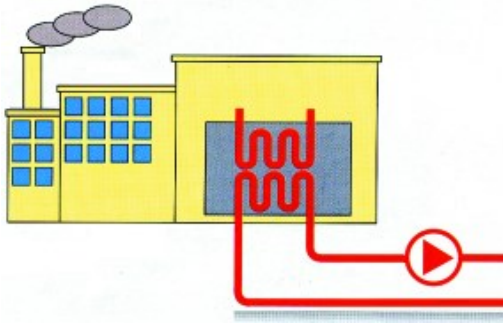


**Sustainable HOT WATER Solutions, Delivered by APRICUS**

Apricus Solar Co., Ltd  
service@apricus.com www.apricus.com

# Water-Fired Chiller/Chiller-Heater

**WFC-S Series:** 5, 10, 20, 30 and 50 RT Cooling



WE ARE FRIENDLY TO THE EARTH

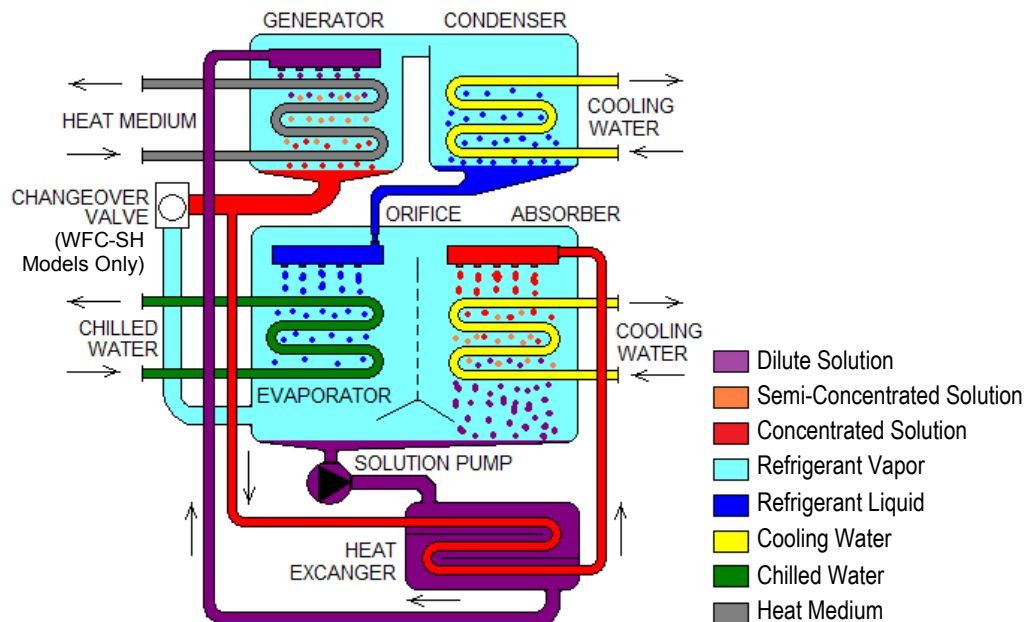
## Water-Fired SINGLE-EFFECT Chiller or Chiller-Heater

Yazaki Water-Fired SINGLE-EFFECT chillers have cooling capacities of 5, 10, 20, 30, and 50 tons of refrigeration. Chiller-heaters have cooling capacities of 10, 20, and 30 tons of refrigeration. Both produce chilled water for cooling and chiller-heaters also provide hot water for heating in comfort air conditioning applications. The absorption cycle is energized by a heat medium (hot water) ranging from 158°F (70°C) to 203°F (95°C) from an industrial process, cogeneration system, solar energy, or other heat source. The condenser circuit is water cooled through a cooling tower or ground loop.

## Absorption Principle

The Yazaki absorption chiller or chiller-heater uses a solution of lithium bromide and water, under a vacuum, as the working fluid. Water is the refrigerant and lithium bromide, a non-toxic salt, is the absorbent. Refrigerant, liberated by heat from the solution, produces a refrigerating effect in the evaporator when cooling water is circulated through the condenser and absorber.

## Cooling Cycle



### GENERATOR

When the heat medium inlet temperature exceeds 154.4°F (68°C), the solution pump forces dilute lithium bromide solution into the generator. The solution boils on the surface of the generator tubing bundle, releasing refrigerant vapor. The vapor rises up and flows over into the condenser. The solution becomes more concentrated as a result and the concentrated solution drops into the generator sump where it drains down through a heat exchanger before entering the absorber section.

### CONDENSER

In the condenser, refrigerant vapor is condensed on the surface of the cooling coil and latent heat, removed by the cooling water, is rejected to a cooling tower or ground loop. Refrigerant liquid accumulates in the condenser sump and then passes through an orifice into the evaporator.

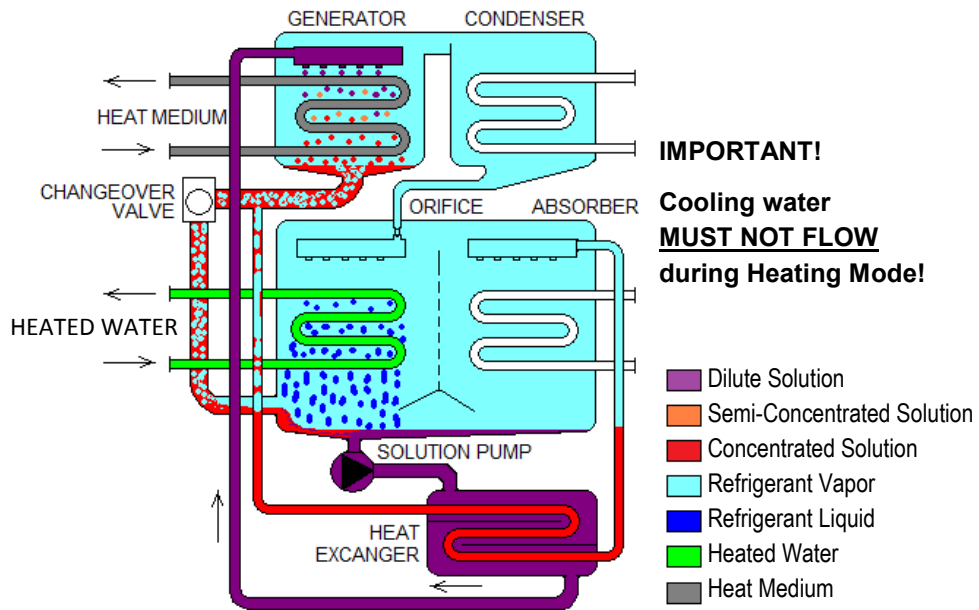
### EVAPORATOR

In the evaporator, the refrigerant liquid is exposed to a substantially deeper vacuum than in the condenser due to the influence of the absorber. As refrigerant liquid flows over the surface of the evaporator coil, it boils into vapor and removes an amount of heat from the chilled water circuit equivalent to the latent heat of the refrigerant. The recirculating chilled water is cooled to the selected set point and the refrigerant vapor is attracted to the absorber.

### ABSORBER

A deep vacuum in the absorber is maintained by the affinity of the concentrated solution from the generator for the refrigerant vapor formed in the evaporator. The refrigerant vapor is absorbed by the concentrated lithium bromide solution flowing across the surface of the absorber coil. The heat of condensation and dilution is removed by the cooling water and rejected to a cooling tower. The resulting dilute solution is preheated in a heat exchanger and returned to the generator where the cycle is repeated.

## Heating Cycle



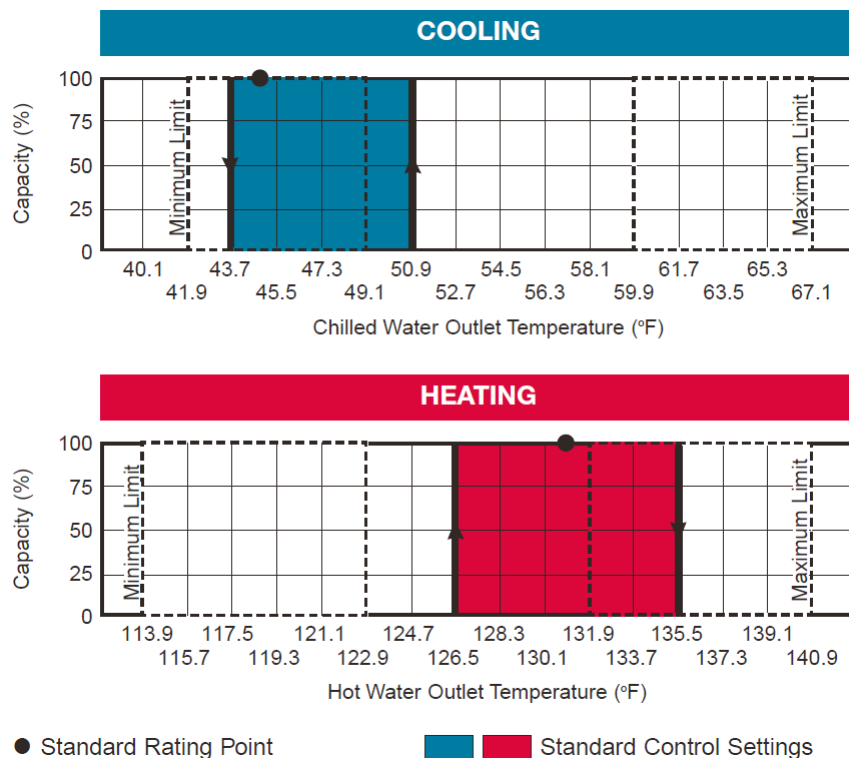
### GENERATOR

When the heat medium inlet temperature exceeds 154.4°F (68°C), the solution pump forces dilute lithium bromide solution into the generator tubing bundle. The solution boils on the surface of the generator, releasing refrigerant vapor. The vapor rises up and flows over into the condenser. The solution becomes more concentrated as a result and the concentrated solution drops into the generator sump where it drains down through a heat exchanger before entering the absorber section.

### EVAPORATOR

Hot refrigerant vapor condenses on the surface of the evaporator coil and an amount of heat equivalent to the latent heat of the refrigerant is transferred into the hot water circuit. The recirculating water is heated to the selected set point. Refrigerant liquid mixes with concentrated lithium bromide solution and the resulting dilute solution returns to the generator where the cycle is repeats.

## Control Characteristics



## Features and Benefits

- Ideal for use in a two-pipe system with properly-sized water coils. (WFC-SH models only.)
- Mode and enable/disable condition can be selected remotely.
- Only a 30-minute changeover delay between cooling and heating modes. (WFC-SH models only.)
- The absorption cycle is energized by hot water. Hot water can be from any source such as cogeneration, solar, or any waste heat sources as long as it can be provided to the chiller or chiller-heater at a temperature between 158°F (70°C) to 203°F (95°C).
- Extended capacities available when supplied with cooling water colder than design standard of 87.8°F (31°C) and/or heat medium warmer than design standard of 190.4°F (88°C).
- Faster cold start-up time (as quick as 90 seconds) than similar chillers with flooded generators.
- Working fluids of lithium bromide and water operate under a vacuum at all times and are safe, odorless, and non-toxic.
- Only one rotating part — the hermetically sealed solution pump.
- UL Listed as a unit for USA and Canada.
- Vacuum vessel fully hermetically sealed at the factory for a level of vacuum integrity that is unmatched in the industry. No field welding necessary.
- Helps to prevent crystallization by utilizing a solution pump and gravity drain-back design.
- Chilled and hot water outlet temperatures controlled by a built-in microprocessor with outputs to control a 3-way heat medium bypass valve, all relevant pumps, and can even control the cooling tower fan if so desired. (Valves and pumps are field-supplied.)
- Built-in logic will shut down the unit under abnormally high heat medium and/or cooling water temperatures to help prevent crystallization and other service-related issues.
- Proprietary solution and inhibitor blends ELIMINATE the need for regular chemical analysis, resulting in much simpler regular maintenance when compared with most other manufacturers.
- All chillers and chiller-heaters are supplied with UL50E Type 3R cabinets that are suitable for indoor or outdoor installation without modification.
- Factory charged and run tested. Solution balancing done at the factory so that it does not need to be done in the field at startup.

## Accessories

### Supplied with Chiller/Chiller-Heater:

ACT-3 Maintenance Checker (1)  
Installation Instructions (1)  
L-Anchor Plates {with WFC-SC50 only}  
Leveling Shims (6) {except on WFC-SC50}  
Lifting Lugs / Eyebolts (4)  
Operating Instructions (1)  
Warranty Registration Card (1)  
Wiring Schematic (1)

### Factory-Installed Options:

FS2 Cooling Water Flow Switch  
Higher Pressure Fluid Circuits on  
Certain Models  
{except for Heat Medium circuit}  
WTI Inlet Chilled/Hot Water Sensor

### Optional Field-Installed Accessories:

Building Management System  
Interface Adapter {LON-compatible}  
FS2 Cooling Water Flow Switch  
Heat Medium Bypass Valve Kits  
WFC-S Service Manual  
WTI Inlet Chilled/Hot Water Sensor

## Specifications - Imperial Units



Specifications			WFC-	SC5	SC/SH10	SC/SH20	SC/SH30	SC50
Cooling Capacity			Mbtuh	60.0	120.0	240.0	360.0	600.0
Heating Capacity {WFC-SH Only}			Mbtuh	---	166.3	332.6	498.9	---
Chilled/Hot Water	Cooling Temperature		°F	54.5 Inlet / 44.6 Outlet				
	Heating Temperature		°F	117.3 Inlet / 131.0 Outlet {WFC-SH Models Only}				
	Evaporator Pressure Loss		PSI	7.6	8.1	9.6	10.1	6.4
	Max Operating Pressure		PSI	85.3 / {High Pressure Option Available on Select Sizes}				
	Rated Water Flow		GPM	12.1	24.2	48.4	72.6	121.1
	Allowable Water Flow		% of Rated	80% - 120%				
	Water Retention Volume		Gal	2.1	4.5	12.4	19.3	33.6
Cooling Water	Heat Rejection		Mbtuh	145.7	291.4	582.8	874.2	1457.0
	Temperature		°F	87.8 Inlet / 95.0 Outlet				
	Absorber Pressure Loss		PSI	5.6	12.3	6.6	6.7	6.6
	Condenser Pressure Loss		PSI	5.6	Included in Absorber	6.6	6.7	3.2
	Max Operating Pressure		PSI	85.3 / {High Pressure Option Available on Select Sizes}				
	Rated Water Flow¹		GPM	40.4	80.8	161.7	242.5	404.5
	Allowable Water Flow		% of Rated	100% - 120%				
	Water Retention Volume		Gal	9.8	17.4	33.0	51.3	87.2
Heat Medium	Heat Input		Mbtuh	85.7	171.4	342.8	514.2	857.0
	Temperature		°F	190.4 Inlet / 181.4 Outlet				
	Allowable Temperature		°F	158.0 - 203.0				
	Generator Pressure Loss		PSI	11.2	13.1	6.7	8.8	13.6
	Max Operating Pressure		PSI	85.3 / {No High Pressure Option on Any Size}				
	Rated Water Flow		GPM	19.0	38.0	76.1	114.1	190.4
	Allowable Water Flow		% of Rated	30% - 120%				
	Water Retention Volume		Gal	2.6	5.5	14.3	22.2	39.7
Electrical	Power Supply			115 / 60 / 1	208 volts AC / 60 Hz / 3-Phase			
	Consumption²		Watts	48	210	260	310	670
	Minimum Circuit Amps		Amps	0.89	0.6	0.9	2.6	4.7
	MOCP		Amps	15				
Capacity Control				On - Off				
Construction	Dimensions³	Width	Inches	23.4	29.9	41.9	54.3	70.3
		Depth	Inches	29.3	38.2	51.2	60.8	77.2
		Height	Inches	69.1	74.8	79.1	80.5	82.1
	Weight	Dry	lbs	805	1100	2050	3200	4740
		Operating	lbs	926	1329	2548	3975	5955
	Noise Level		dB(A)	38	49		46	51
Piping	Chilled/Hot Water		Inches	1-1/4 NPT	1-1/2 NPT	2 NPT		3 NPT
	Cooling Water		Inches	1-1/2 NPT	2 NPT		2-1/2 NPT	3 NPT
	Heat Medium		Inches	1-1/2 NPT		2 NPT	2-1/2 NPT	3 NPT

1 - Minimum cooling water flow is 100%.

2 - Power consumption does not include external pumps or motors.

3 - Height does not include removable lifting lugs but does include level bolts. Width/Depth does not include the junction box or mounting plates.

4 - All specifications are based on water in all circuits and a fouling factor of 0.0005 ft<sup>2</sup>hr°F/BTU.

5 - If heat medium temperature exceeds 204.8°F (96°C), the chiller or chiller/heater will shut down and require manual reset.

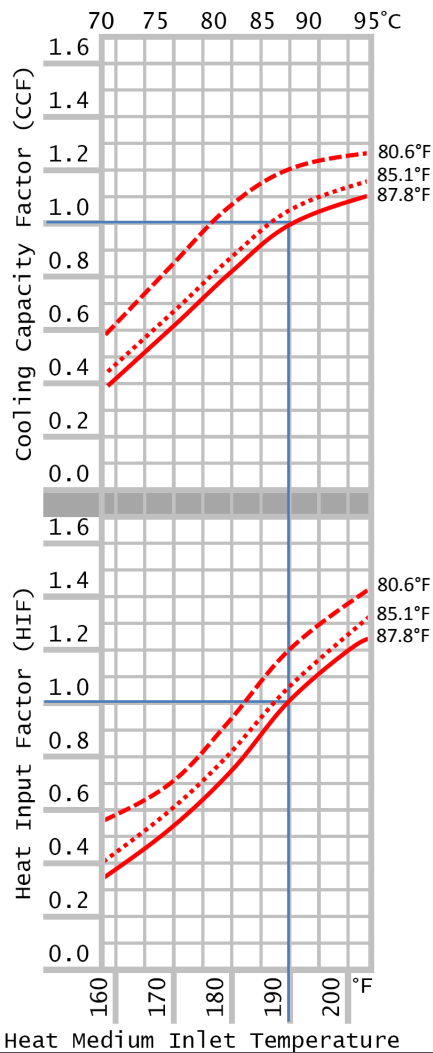
6 - Do not exceed 85.3 PSI (588 kPa) in any operating circuit unless the high pressure option is chosen. High pressure option allows 113.9 PSI (785 kPa) in the Chilled/Hot Water and Cooling Water circuits only. There is no high pressure option for the Heat Medium circuit.

7 - Noise level is measured in a free field at a points 1m away from the cabinet and 1.5m above ground level.

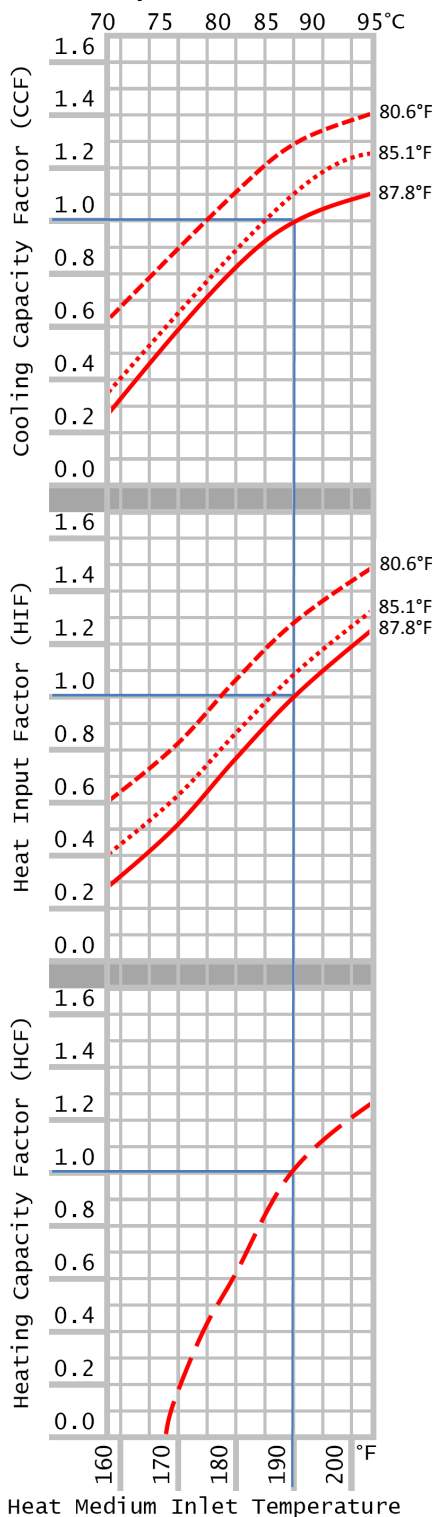
## Performance Characteristics at 44.6°F (7°C)



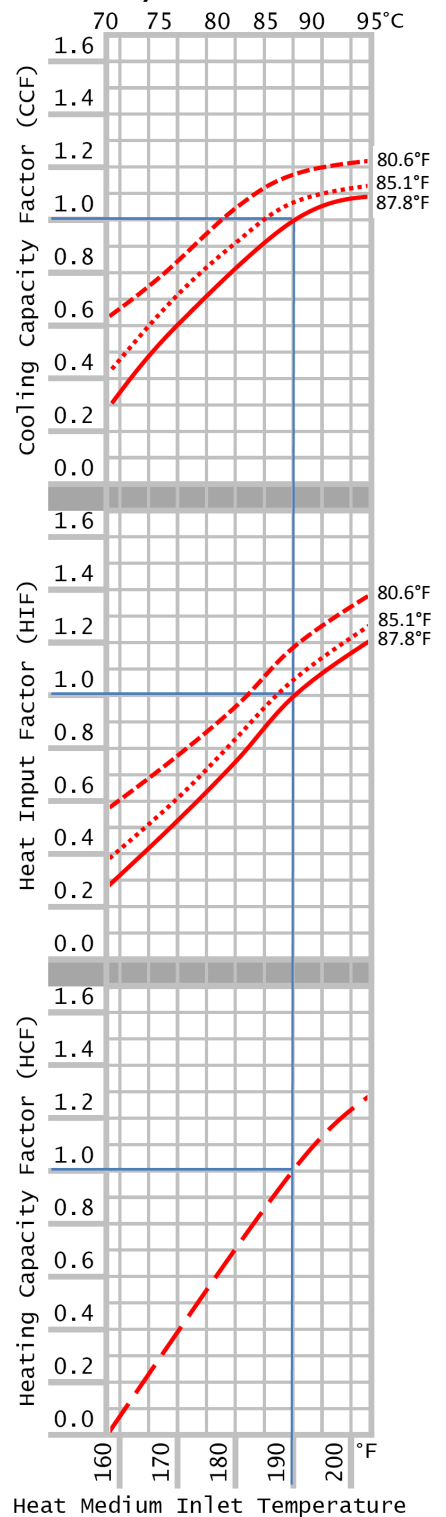
### WFC-SC5



### WFC-SC/SH10



### WFC-SC/SH20

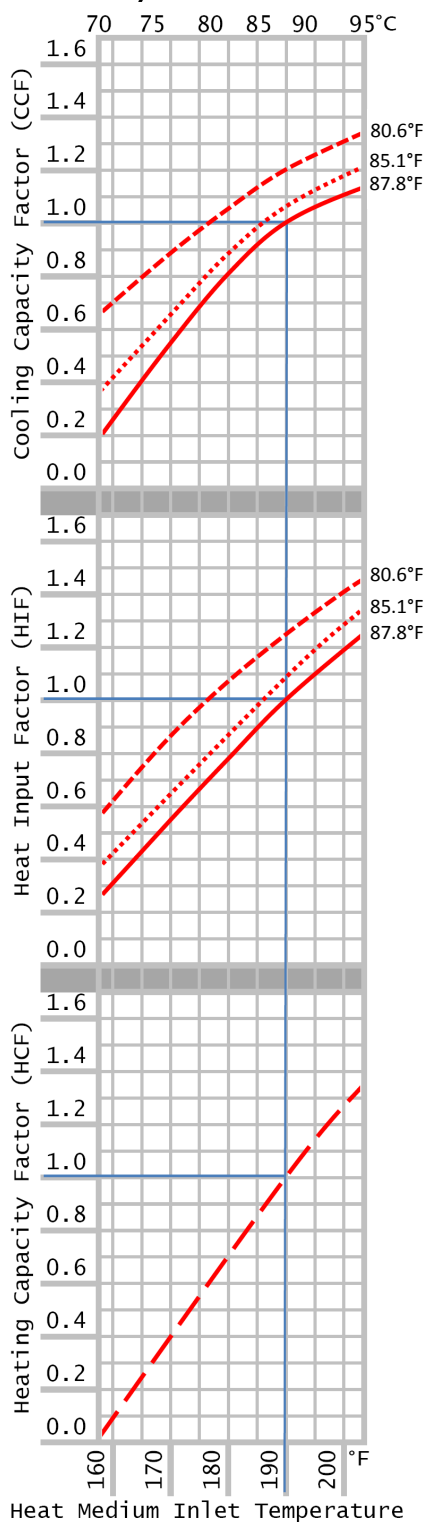


#### NOTES:

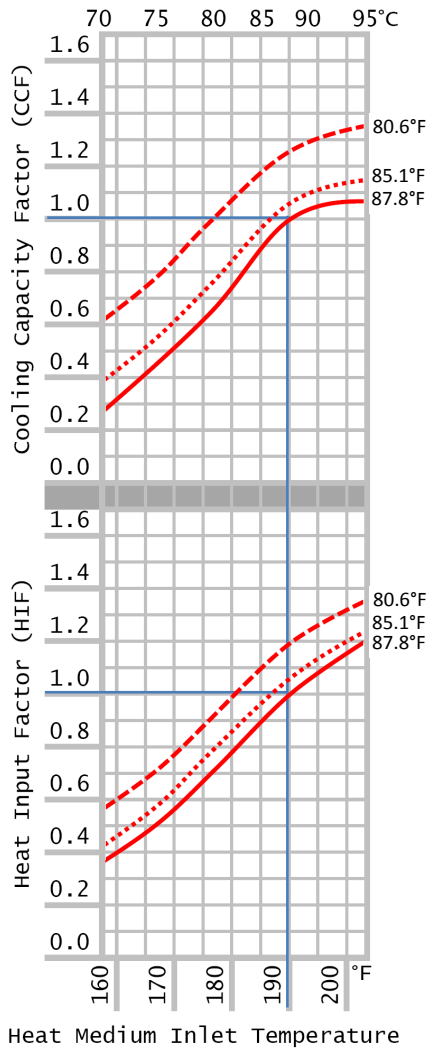
1. Bold blue lines indicate rated design conditions. Where these lines cross designate the Standard Rating Point.
2. All curves are based on water in all circuits flowing at rated design condition flow rates.
3. Heating Efficiency = 97%
4. Performance may be interpolated but must not be extrapolated.
5. Expanded performance curves are provided for reference only. Contact Yazaki Energy Systems, Inc. to obtain certified performance ratings from the factory or to determine performance at other conditions outside the scope of this publication.

6. Performance data based upon standard fouling factor of 0.0005  $\text{ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}/\text{BTU}$  in all circuits.

### WFC-SC/SH30



### WFC-SC50



#### LEGEND

Cooling Water Temperatures

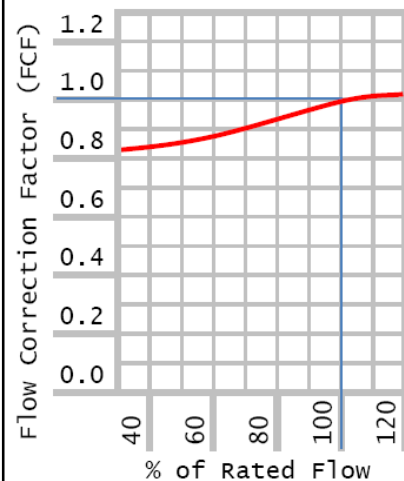
- 80.6°F (27°C)
- ..... 85.1°F (29.5°C)
- 87.8°F (31°C)
- Heating Capacity  
No Cooling Water

#### Allowable Flow Rates:

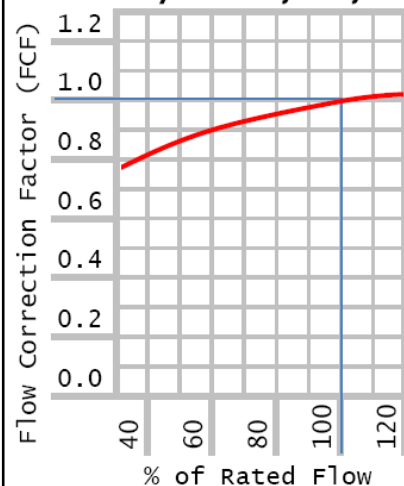
Chilled/Hot Water: 80 - 120%  
Cooling Water: 100 - 120%  
Heat Medium: 30 - 120%

### Heat Medium Flow Rate Correction Chart

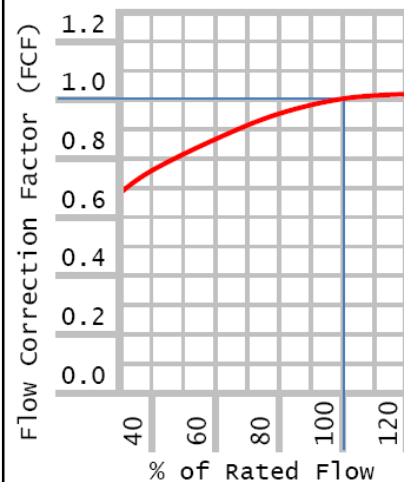
#### WFC-SC5



#### WFC-SC/SH10, 20, 30



#### WFC-SC50



## HEAT IN = HEAT OUT

$$Q_g + Q_e = Q_c$$

Where:  $Q_g$  = Actual Heat Input to Generator  
 $Q_e$  = Actual Cooling Capacity  
 $Q_c$  = Actual Heat Rejected to Tower

## COOLING CAPACITY

$$Q_e = CCF \times HMFCF \times RCC$$

Where:  $Q_e$  = Actual Cooling Capacity  
 $CCF$  = Cooling Capacity Factor  
 $HMFCF$  = Flow Correction Factor  
 $RCC$  = Rated Cooling Capacity

## HEAT INPUT (COOLING)

$$Q_g = HIF \times HMFCF \times RHI$$

Where:  $Q_g$  = Actual Heat Input to Generator  
 $HIF$  = Heat Input Factor  
 $HMFCF$  = Flow Correction Factor  
 $RHI$  = Rated Heat Input

## HEATING CAPACITY

$$Q_h = HCF \times HMFCF \times RHC$$

Where:  $Q_h$  = Actual Heating Capacity  
 $HCF$  = Heating Capacity Factor  
 $HMFCF$  = Flow Correction Factor  
 $RHC$  = Rated Heating Capacity

## HEAT INPUT (HEATING)

$$Q_g = Q_h / 0.97$$

Where:  $Q_g$  = Actual Heat Input to Generator  
 $Q_h$  = Actual Heating Capacity

## TEMPERATURE DIFFERENCE (°F)

$$\Delta T = Q_x \text{ in Mbtuh} / (0.5 \times Q_a)$$

Where:  $\Delta T$  = Temperature Difference  
 $Q_x$  = Actual BTUH Transferred  
 $Q_a$  = Actual Flow Rate in GPM

## PRESSURE DROP FOR NONSTANDARD FLOW RATES (PSI)

$$\Delta P_a = \Delta P_r \times (Q_a / Q_r)^2$$

Where:  $\Delta P_a$  = Actual Pressure Drop  
 $\Delta P_r$  = Rated Design Pressure Drop  
 $Q_a$  = Actual Flow Rate in GPM  
 $Q_r$  = Rated Design Flow Rate GPM

## EXAMPLE 1

Given: Heat Medium Inlet Temp: 195°F  
 Heat Medium Flow: 114.1 GPM  
 Cooling Water Inlet Temp: 85.1°F  
 Cooling Water Flow: 242.5 GPM  
 Chilled Water Outlet Temp: 44.6°F  
 Hot Water Outlet Temp: 131°F  
 Chilled/Hot Water Flow: 72.6 GPM  
 Chiller-Heater Model: WFC-SH30

Refer to Performance Charts for Curves (Page 7) and to Specifications (Page 5) for Rated Design Information on the Model WFC-SC/SH30.

### 1. AVAILABLE COOLING CAPACITY:

$CCF$  at 195°F Heat Medium = 1.12  
 Heat Medium Flow = 114.1 / 114.1 = 100%  
 $HMFCF$  for 100% Flow Rate = 1.0  
 Rated Cooling Capacity = 360.0 Mbtuh

$$Q_e = 1.12 \times 1.0 \times 360.0 = 403.2 \text{ Mbtuh (33.6 T)}$$

Chilled Water  $\Delta T = 403.2 / (0.5 \times 72.6) = 11.1^\circ\text{F}$   
 Chilled Water  $\Delta P = 10.1 \times (72.6 / 72.6)^2 = 10.1 \text{ PSI}$

### 2. HEAT INPUT (COOLING):

$HIF$  for 195°F Heat Medium = 1.17  
 $HMFCF$  for 100% Flow Rate = 1.0  
 Rated Heat Input = 514.2 Mbtuh

$$Q_g = 1.17 \times 1.0 \times 514.2 = 601.6 \text{ Mbtuh Heat Input}$$

Heat Medium  $\Delta T = 601.6 / (0.5 \times 114.1) = 10.5^\circ\text{F}$   
 Heat Medium  $\Delta P = 8.8 \times (114.1 / 114.1)^2 = 8.8 \text{ PSI}$

### 3. HEAT REJECTED TO COOLING TOWER:

$$Q_c = Q_g + Q_e$$

$$Q_c = 601.6 + 403.2 = 1004.8 \text{ Mbtuh}$$

Required minimum flow rate = 242.5 GPM

**The cooling tower selected must be capable of rejecting a minimum of 1004.8 Mbtuh at a minimum flow rate of 242.5 GPM.**

Cooling Water  $\Delta T = 1004.8 / (0.5 \times 242.5) = 8.3^\circ\text{F}$   
 Cooling Water  $\Delta P = 6.7 \times (242.5 / 242.5)^2 = 6.7 \text{ PSI}$

### 4. AVAILABLE HEATING CAPACITY:

$HCF$  at 195°F Heat Medium = 1.12  
 $HMFCF$  for 100% Flow Rate = 1.0  
 Rated Heating Capacity = 498.9 Mbtuh

$$Q_h = 1.12 \times 1.0 \times 498.9 = 558.8 \text{ Mbtuh}$$

Hot Water  $\Delta T = 558.8 / (0.5 \times 72.6) = 15.4^\circ\text{F}$   
 Hot Water  $\Delta P = 10.1 \times (72.6 / 72.6)^2 = 10.1 \text{ PSI}$

### 5. HEAT INPUT (HEATING):

$$Q_g = Q_h / 0.97 = 558.8 / 0.97 = 576.1 \text{ Mbtuh Heat Input}$$

Hot Water  $\Delta T = 576.1 / (0.5 \times 114.1) = 10.1^\circ\text{F}$   
 Hot Water  $\Delta P = 8.8 \times (114.1 / 114.1)^2 = 8.8 \text{ PSI}$

## EXAMPLE 2

Given: Heat Medium Inlet Temp: 203°F  
 Heat Medium Flow: 57.0 GPM  
 Cooling Water Inlet Temp: 85.1°F  
 Cooling Water Flow: 242.5 GPM  
 Chilled Water Outlet Temp: 44.6°F  
 Hot Water Outlet Temp: 131°F  
 Chilled/Hot Water Flow: 72.6 GPM  
 Chiller-Heater Model: WFC-SH30

Refer to Performance Charts for Curves (Page 7) and to Specifications (Page 5) for Rated Design Information on the Model WFC-SC/SH30.

### 1. AVAILABLE COOLING CAPACITY:

$CCF$  at 203°F Heat Medium = 1.22  
 Heat Medium Flow = 57.0 / 114.1  
 Heat Medium Flow = 50%  
 $HMFCF$  for 50% Flow Rate = 0.86

$$Q_e = 1.22 \times 0.86 \times 360.0 = 377.7 \text{ Mbtuh (31.5 T)}$$

Chilled Water  $\Delta T = 377.7 / (0.5 \times 72.6) = 10.4^\circ\text{F}$   
 Chilled Water  $\Delta P = 10.1 \times (72.6 / 72.6)^2 = 10.1 \text{ PSI}$

### 2. HEAT INPUT (COOLING):

$HIF$  at 203°F Heat Medium = 1.35  
 $HMFCF$  for 50% Flow Rate = 0.86  
 Rated Heat Input = 514.2 Mbtuh

$$Q_g = 1.35 \times 0.86 \times 514.2 \text{ Mbtuh} = 597.0 \text{ Mbtuh Heat Input}$$

Heat Medium  $\Delta T = 597.0 / (0.5 \times 57.0) = 20.9^\circ\text{F}$   
 Heat Medium  $\Delta P = 8.8 \times (57.0 / 114.1)^2 = 2.2 \text{ PSI}$

### 3. HEAT REJECTED TO COOLING TOWER:

$$Q_c = Q_g + Q_e$$

$$Q_c = 597.0 + 377.7 = 974.7 \text{ Mbtuh}$$

Required minimum flow rate = 242.5 GPM

**The cooling tower selected must be capable of rejecting a minimum of 974.7 Mbtuh at a minimum flow rate of 242.5 GPM.**

Cooling Water  $\Delta T = 974.7 / (0.5 \times 242.5) = 8.0^\circ\text{F}$   
 Cooling Water  $\Delta P = 6.7 \times (242.5 / 242.5)^2 = 6.7 \text{ PSI}$

### 4. AVAILABLE HEATING CAPACITY:

$HCF$  at 203°F Heat Medium = 1.33  
 $HMFCF$  for 50% Flow Rate = 0.86  
 Rated Heating Capacity = 498.9 Mbtuh

$$Q_h = 1.33 \times 0.86 \times 498.9 \text{ Mbtuh} = 570.6 \text{ Mbtuh}$$

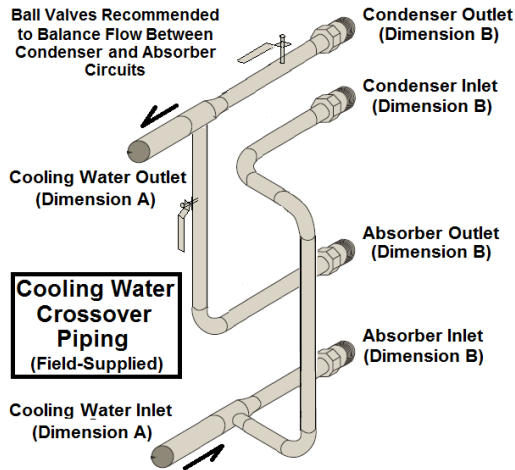
Hot Water  $\Delta T = 570.6 / (0.5 \times 72.6) = 15.7^\circ\text{F}$   
 Hot Water  $\Delta P = 10.1 \times (72.6 / 72.6)^2 = 10.1 \text{ PSI}$

### 5. HEAT INPUT (HEATING):

$$Q_g = Q_h / 0.97 = 570.6 / 0.97 = 588.2 \text{ Mbtuh Heat Input}$$

Heat Medium  $\Delta T = 588.2 / (0.5 \times 57.0) = 20.6^\circ\text{F}$   
 Heat Medium  $\Delta P = 8.8 \times (57.0 / 114.1)^2 = 2.2 \text{ PSI}$

## COOLING WATER CROSSOVER PIPING



The condenser and absorber of the WFC-SC/SH Series are connected in parallel by cooling water crossover piping that is field-fabricated with field-supplied parts and installed by others at the jobsite. The only exception is the WFC-SC/SH10 model which only has one inlet and one outlet for cooling water.

The cooling water crossover piping should be installed per these recommendations to ensure balanced and controllable flow through the condenser and absorber.

Due to differing flow characteristics of copper and steel tubing, the sizes of the pipe required to field-fabricate the cooling water crossover may differ. The chart here presents the minimum size of pipe for the model indicated.

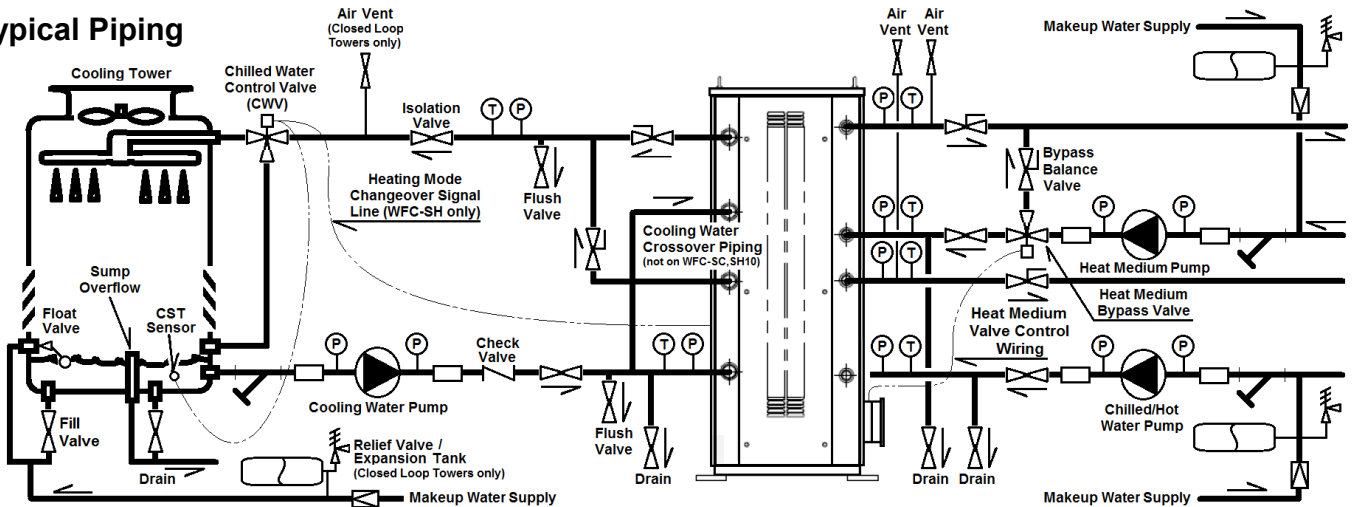
Dimension A is also referred to as the Common side. This is where the cooling tower typically connects to the crossover piping.

Dimension B is also referred to as Branch Piping and connects directly to the unit. If the size indicated by the chart is larger than the size of the connection at the unit, make the reduction as close to the unit as possible.

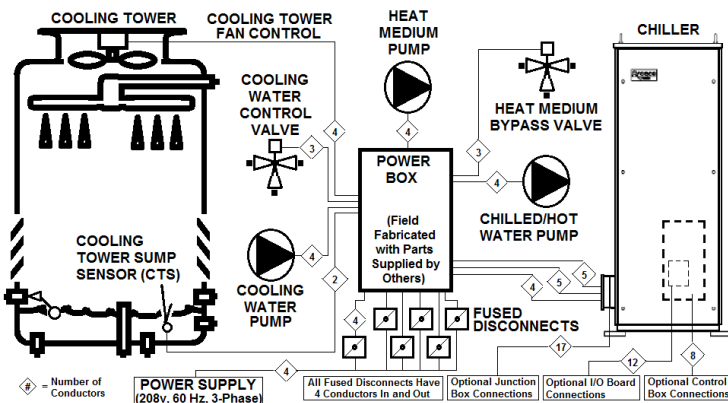
MODEL WFC-	COPPER TUBING		STEEL TUBING	
	A	B	A	B
SC5	2"	1-1/2"	2"	1-1/2"
SC/SH20	3"	2"	3-1/2"	2-1/2"
SC/SH30	3"	2-1/2"	4"	3"
SC50	4"	3"	5"	3-1/2"

## APPLICATION

### Typical Piping



### Typical Field Wiring



#### Connection Options:

1. Remote Heat/Cool Mode Selection
2. Remote Enable/Disable Selection
3. Mode Status Feedback
4. Heat Source Control
5. Alarm Indication
6. Cooling Water Flow Switch
7. Freeze Protection

#### LEGEND

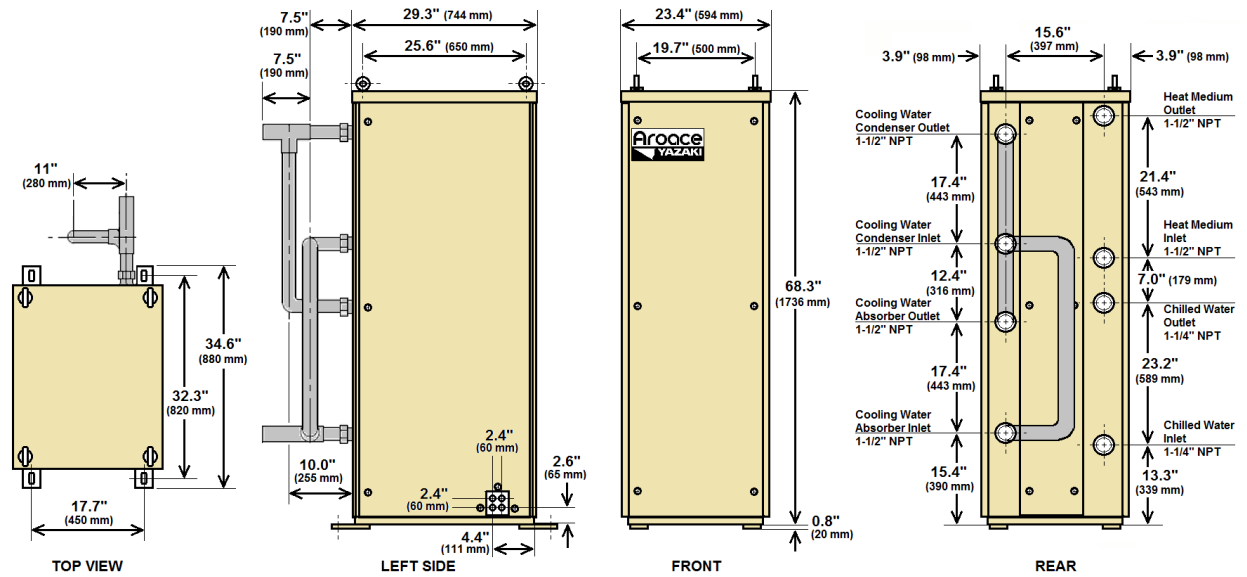
	P - Pressure Gauge
	T - Temperature Gauge
	Circuit Setter / Balance Valve
	Isolation / Shut-Off Valve
	Pressure Reducing Valve
	Relief Valve
	Strainer/ Cleanout
	Expansion Tank

## EQUIPMENT DIMENSIONS

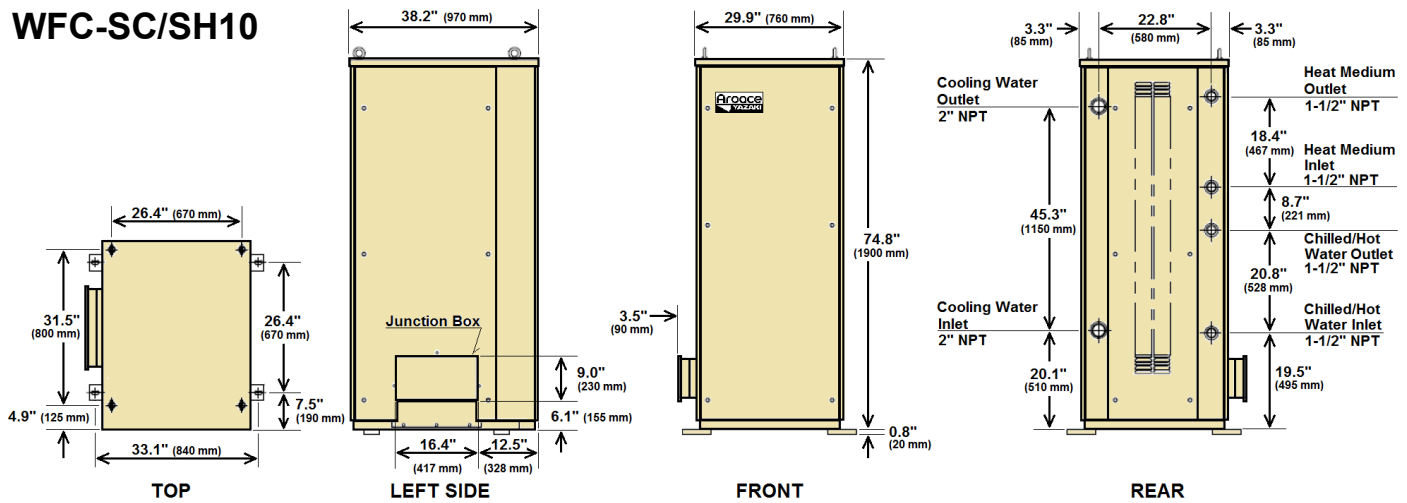
Drawings are not to scale. Piping shown is all Field-Supplied.



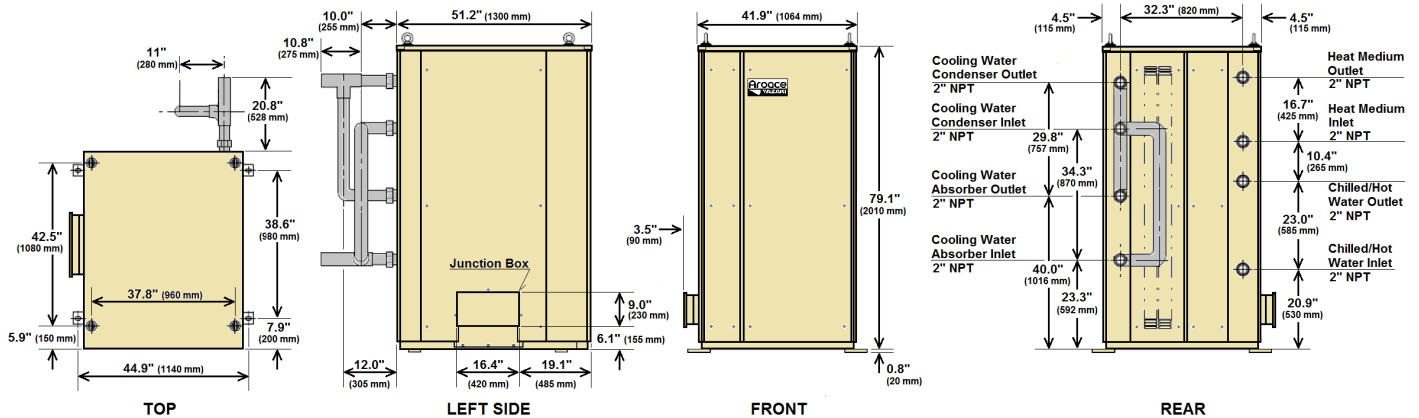
### WFC-SC5



### WFC-SC/SH10



### WFC-SC/SH20

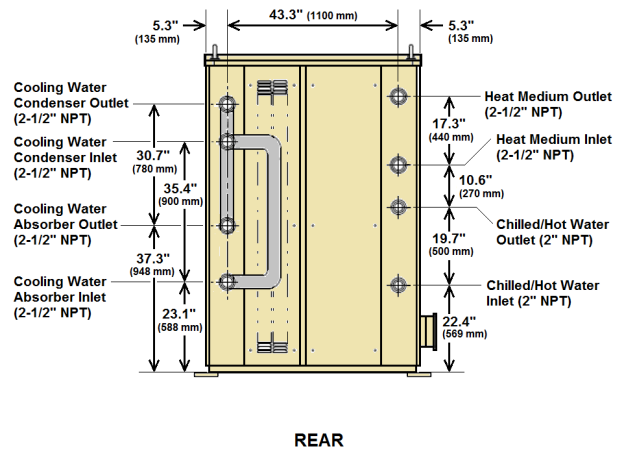
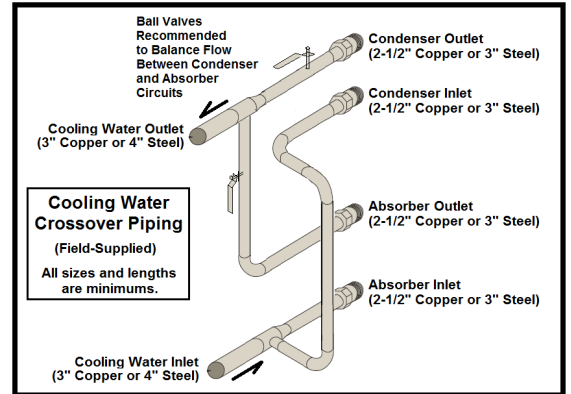
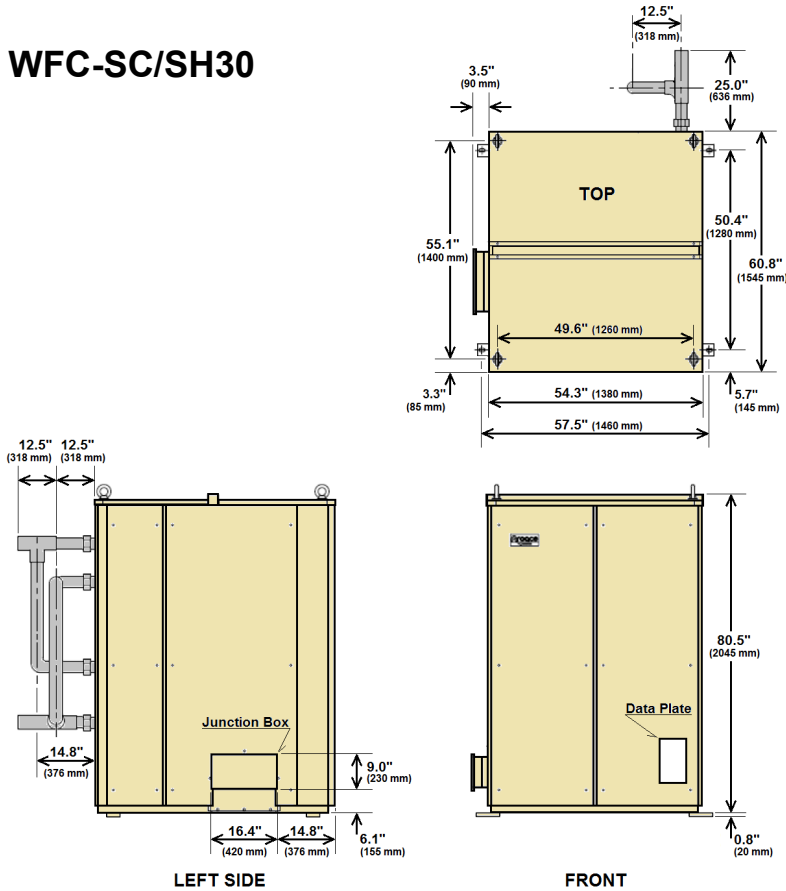


# EQUIPMENT DIMENSIONS

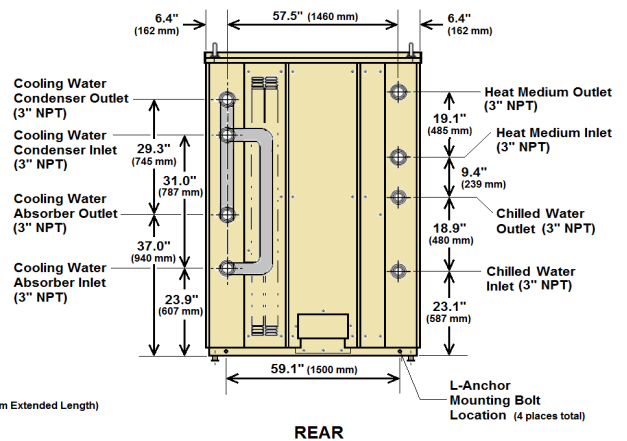
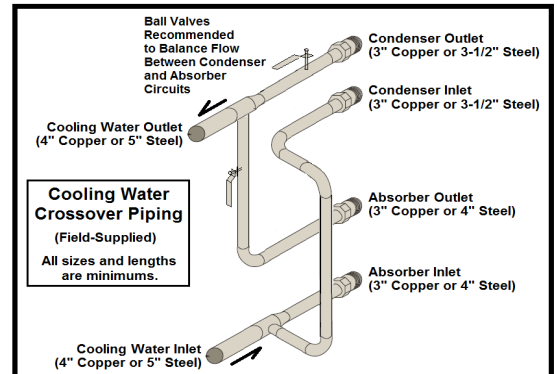
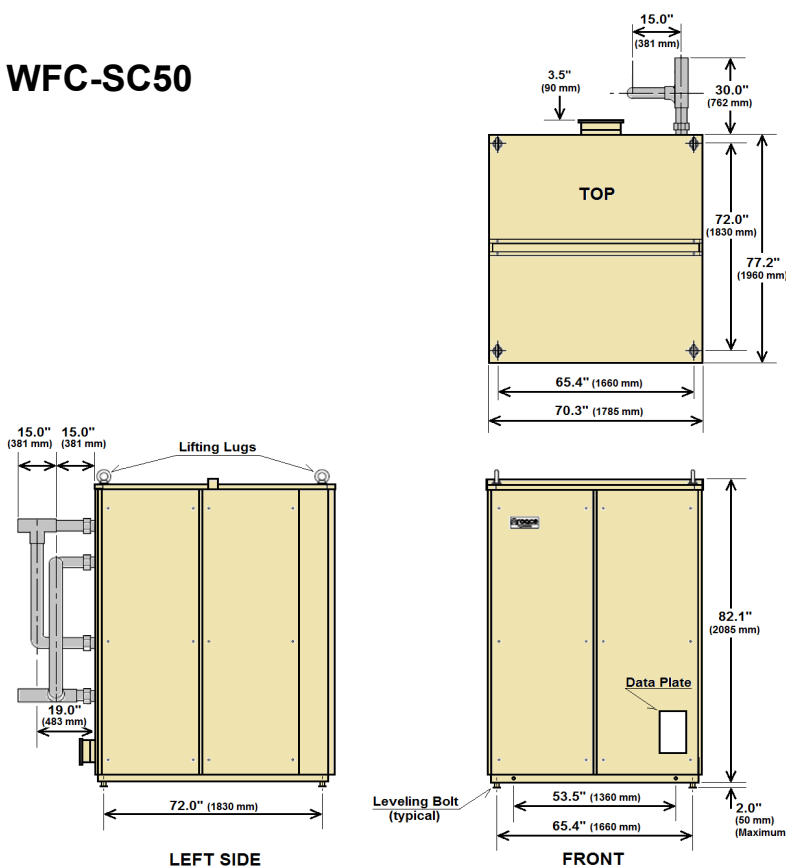
Drawings are not to scale. Piping shown is all Field-Supplied.



## WFC-SC/SH30



## WFC-SC50



YAZAKI SALES REPRESENTATIVE/DISTRIBUTOR

--

For information concerning sales, operation, application,  
or for technical assistance, please contact your Yazaki  
Sales Representative, Distributor, or the following:

 **YAZAKI ENERGY SYSTEMS, INC.**

701 E. PLANO PKWY, SUITE #305  
PLANO, TX 75074

Phone: (469) 229-5443

FAX: (469) 229-5448

Email: [Yazaki@yazakienergy.com](mailto:Yazaki@yazakienergy.com)

Web: <http://www.yazakienergy.com>



This symbol on the product's nameplate means it is listed by  
UNDERWRITERS'S LABORATORIES, INC.



Yazaki reserves the right to discontinue, or change at any time, specification or  
designs without notice and without incurring obligations.

## TABELA DIMENSIONAL

Modelo	Capacidade kcal/h	Consumo de Combustível			Dimensões			Diâmetro de Entrada e Saída
		Diesel l/h	Gás Natural Nm³/h	Gás GLP kg/h	Comprimento C (mm)	Largura L (mm)	Altura H (mm)	
RA30	30.000	3,90	3,70	3,00	1.300	800	1.300	1"
RA45	45.000	5,90	5,60	4,50	1.550	900	1.400	1"
RA60	60.000	7,90	7,40	6,00	1.700	900	1.400	1"
RA75	75.000	9,80	9,30	7,40	1.750	900	1.450	1"
RA100	100.000	13,10	12,30	9,90	1.850	900	1.450	1.1/4"
RA150	150.000	19,70	18,50	14,90	2.020	950	1.510	1.1/2"
RA200	200.000	26,20	24,70	19,80	2.230	1.020	1.700	2"
RA300	300.000	39,40	37,00	29,80	2.500	1.100	1.760	2.1/2"
RA400	400.000	52,50	49,40	39,70	2.720	1.100	1.760	3"
RA500	500.000	65,60	61,70	49,60	3.000	1.200	1.845	3"
RA600	600.000	78,70	74,10	59,50	3.100	1.250	1.950	3.1/2"
RA800	800.000	105,00	98,80	79,40	3.550	1.350	1.950	4"
RA1000	1.000.000	131,20	123,50	99,20	3.700	1.600	2.100	4"
RA1200	1.200.000	157,50	148,10	119,00	3.900	1.650	2.150	5"
RA1500	1.500.000	196,90	185,20	151,50	4.200	1.700	2.200	6"
RA2000	2.000.000	262,50	246,90	198,40	4.570	2.000	2.410	6"

\* Diferencial de Temperatura = 10°C