



AVALIAÇÃO TÉCNICO-ECONÔMICA DA PRODUÇÃO DE FRIO A PARTIR DE  
CONCENTRADOR SOLAR: UM ESTUDO DE CASO PARA O SEMIÁRIDO  
BRASILEIRO

Fernando Pinheiro Alves

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Planejamento Energético, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Planejamento Energético.

Orientadores: David Alves Castelo Branco

Pedro Rua Rodriguez Rochedo

Rio de Janeiro

Março de 2018

AVALIAÇÃO TÉCNICO-ECONÔMICA DA PRODUÇÃO DE FRIO A PARTIR DE  
CONCENTRADOR SOLAR: UM ESTUDO DE CASO PARA O SEMIÁRIDO  
BRASILEIRO

Fernando Pinheiro Alves

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO  
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA  
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE  
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE  
EM CIÊNCIAS EM PLANEJAMENTO ENERGÉTICO.

Examinada por:

---

Prof. David Alves Castelo Branco, D.Sc.

---

Pedro Rua Rodriguez Rochedo, D.Sc.

---

Profa. Bettina Susanne Hoffmann, D.Sc.

---

Rafael Andrés Soria Peñafiel, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

MARÇO DE 2018

Alves, Fernando Pinheiro

Avaliação Técnico-Econômica da Produção de Frio a partir de Concentrador Solar: Um Estudo de Caso para o Semiárido Brasileiro/ Fernando Pinheiro Alves. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2018.

XVI, 105 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: David Alves Castelo Branco

Pedro Rua Rodriguez Rochedo

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Planejamento Energético, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 92-98.

1. Refrigeração Solar. 2. Energia Renovável. 3. Concentração Solar. 4. Planejamento Energético. I. Branco, David Alves Castelo *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Planejamento Energético. III. Título.

“Nunca considere o estudo como uma obrigação, mas como uma oportunidade de penetrar no mundo lindo e maravilhoso do conhecimento”

**Albert Einstein**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço à minha família, especialmente à minha mãe pois graças a ela eu tive a oportunidade de ter uma boa formação acadêmica.

Agradeço aos meus orientadores David e Pedro por todo o aprendizado que conquistei e por todo o apoio que me deram durante o período em que trabalhei nesta dissertação.

Agradeço aos professores do PPE e aos funcionários, em especial à Sandra, ao Paulo e ao Fernando por sempre se colocarem a disposição para me ajudar nos momentos em que precisei.

Agradeço ao distribuidor de frutas que me forneceu todas as informações necessárias para que o estudo de caso desta dissertação pudesse ser concluído. Agradeço também a todos os funcionários da Embrapa e da CEAGESP que me ajudaram com informações a respeito do armazenamento de frutas.

E por último, agradeço a todos os meus amigos que sempre estiveram presentes nos momentos mais difíceis, me apoiando neste período de mestrando.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

AVALIAÇÃO TÉCNICO-ECONÔMICA DA PRODUÇÃO DE FRIO A PARTIR DE  
CONCENTRADOR SOLAR: UM ESTUDO DE CASO PARA O SEMIÁRIDO  
BRASILEIRO

Fernando Pinheiro Alves

Março/2018

Orientadores: David Alves Castelo Branco

Pedro Rua Rodriguez Rochedo

Programa: Planejamento Energético

O semiárido brasileiro é uma região que apresenta uma alta irradiação solar incidente e tem como sua principal atividade econômica a agropecuária. Por isso, este trabalho tem o objetivo de avaliar o potencial técnico e econômico da implementação de concentradores solares para aproveitar esse recurso solar da região para atender a demanda de refrigeração de um distribuidor de frutas. Foram simulados os ciclos de refrigeração de compressão a vapor, sendo necessária a produção de eletricidade, e de absorção, sem necessidade de produção de eletricidade, para verificar qual sistema é mais economicamente viável. A demanda térmica foi calculada a partir de equações de transferência de calor utilizando dados reais de um distribuidor local. As simulações dos ciclos de refrigeração e dos campos solares foram feitas a partir dos softwares Hysys e System Advisor Model, respectivamente. Os resultados encontrados indicaram que o sistema de compressão a vapor é mais viável economicamente, mesmo sendo necessária a produção de eletricidade, devido ao seu maior coeficiente de desempenho.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

TECHNICAL AND ECONOMIC EVALUATION OF COLD PRODUCTION FROM SOLAR CONCENTRATORS: A CASE STUDY FOR THE BRAZILIAN SEMIARID

Fernando Pinheiro Alves

March/2018

Advisors: David Alves Castelo Branco  
Pedro Rua Rodriguez Rochedo

Department: Energy Planning

The Brazilian semiarid is a region that presents a high incident solar irradiation and its main economic activity is the farming. Therefore, this work has the objective of evaluating the technical and economic potential of the implementation of solar concentrators to take advantage of this solar resource of the region to supply the refrigeration demand from a fruit distributor. A vapor compression refrigeration cycle, which needs electricity supply, and an absorption refrigeration cycle, which doesn't need electricity supply, were simulated to verify which system is most economically feasible. The thermal demand was calculated from heat transfer equations using real data from a local distributor. The simulations of the cooling cycles and the solar fields were made using the softwares Hysys and System Advisor Model, respectively. The results indicated that the vapor compression system is more economically feasible, even though electricity production is necessary, because of its higher coefficient of performance.

# Índice

<b>Índice de Figuras .....</b>	<b>x</b>
<b>Índice de Tabelas .....</b>	<b>xii</b>
<b>Lista de Variáveis .....</b>	<b>xiv</b>
<b>1 Introdução .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Revisão Bibliográfica.....</b>	<b>7</b>
<b>2.1 Refrigeração Solar.....</b>	<b>7</b>
2.1.1 Refrigeração Solar Térmica .....	8
2.1.1.1 Sistemas Fechados de Sorção.....	9
2.1.1.2 Sistemas Abertos de Sorção .....	13
2.1.1.3 Termo-Mecânica .....	16
2.1.2 Refrigeração Solar Elétrica .....	19
<b>2.2 Tecnologias de Concentração Solar.....</b>	<b>22</b>
2.2.1 Introdução .....	22
2.2.2 Tecnologias Disponíveis .....	24
<b>3 Procedimento Metodológico .....</b>	<b>32</b>
<b>3.1 Cálculo da carga térmica dos refrigeradores.....</b>	<b>32</b>
3.1.1 Calor de campo.....	32
3.1.2 Carga de transmissão.....	33
3.1.3 Calor de respiração.....	34
3.1.4 Carga da infiltração do ar .....	34
3.1.5 Carga interna .....	36
3.1.6 Carga total do refrigerador .....	37
<b>3.2 Simulação dos ciclos de refrigeração.....</b>	<b>37</b>
3.2.1 Escolha do modelo termodinâmico .....	40
3.2.2 Ciclo de absorção .....	41
3.2.3 Ciclo de compressão a vapor.....	42
3.2.4 Performance dos ciclos de refrigeração.....	42
<b>3.3 Simulação do campo solar .....</b>	<b>43</b>
3.3.1 System Advisor Model.....	43
3.3.2 Escolha da localidade .....	44
3.3.3 Parâmetros de entrada .....	46
<b>3.4 Avaliação econômica.....</b>	<b>49</b>
3.4.1 Custos dos refrigeradores .....	49
3.4.2 Custos do campo solar e do bloco de potência.....	51

3.4.3 Métodos de análise de investimentos .....	53
3.4.3.1 Custo nivelado das tecnologias .....	53
3.4.3.2 Valor presente líquido .....	54
3.4.3.3 Taxa interna de retorno .....	55
<b>4 Estudo de Caso.....</b>	<b>55</b>
<b>4.1 Descrição do Problema .....</b>	<b>55</b>
<b>4.2 Potência dos Refrigeradores.....</b>	<b>56</b>
<b>4.3 Rotas Adotadas para o Estudo de Caso.....</b>	<b>61</b>
<b>4.4 Descrição da Simulação dos Ciclos de Refrigeração .....</b>	<b>62</b>
4.4.1 Ciclos de Absorção.....	62
4.4.2 Ciclos de Compressão a Vapor .....	66
4.4.3 Comparação entre os dois ciclos .....	67
<b>4.5 Simulação do Campo Solar e do Bloco de Potência .....</b>	<b>68</b>
4.5.1 Escolha da configuração da planta .....	68
4.5.2 Simulação .....	73
4.5.3 Perfil de produção de energia.....	76
<b>4.6 Comparação entre os resultados técnicos dos dois sistemas.....</b>	<b>80</b>
<b>4.7 Avaliação econômica .....</b>	<b>81</b>
4.7.1 Custo dos refrigeradores.....	81
4.7.2 Custo das plantas .....	82
4.7.3 Comparação entre os investimentos e discussão .....	86
<b>5 Conclusão .....</b>	<b>89</b>
<b>6 Referencias Bibliográficas .....</b>	<b>92</b>
<b>Anexo I – Resultados financeiros anuais das duas plantas.....</b>	<b>99</b>
<b>Anexo II – Tabela com taxas de respiração de frutas .....</b>	<b>103</b>

## Índice de Figuras

Figura 1 – Evolução do aumento temperatura do planeta e da concentração de CO <sub>2</sub> na atmosfera .....	2
Figura 2 – Energia elétrica produzida a partir de painéis fotovoltaicos .....	4
Figura 3 – Organograma das técnicas de refrigeração solar existentes.....	8
Figura 4 – Esquema geral de um sistema de refrigeração solar térmica .....	9
Figura 5 – Sistemas de refrigeração por compressão a vapor e absorção .....	10
Figura 6 – Diagrama pressão-temperatura (P-T) para os dois sistemas de refrigeração	11
Figura 7 – Sistema de refrigeração por absorção utilizando a mistura NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O como fluido de trabalho.....	11
Figura 8 – Ilustração dos tipos de adsorção.....	12
Figura 9 – Esquema simplificado da refrigeração por adsorção .....	13
Figura 10 – Processo de transferência de umidade pelo dessecante.....	14
Figura 11 – Sistema de refrigeração solar com dessecante sólido .....	15
Figura 12 – Sistema de refrigeração solar com dessecante líquido.....	16
Figura 13 – Sistema de refrigeração solar por ejeção de vapor.....	17
Figura 14 – Sistema de refrigeração solar por ciclo Rankine.....	18
Figura 15 – Esquema de um sistema de refrigeração fotovoltaica .....	19
Figura 16 – Diferentes raios solares incidentes .....	20
Figura 17 – Sistema de refrigeração termo-elétrica.....	21
Figura 18 – Esquemas dos sistemas CSP e CST com armazenamento térmico.....	23
Figura 19 – Irradiação normal direta (DNI) no território brasileiro .....	24
Figura 20 – Tipos de tecnologia de concentradores solares .....	26
Figura 21 – Rastreamento do sol no sentido leste-oeste.....	28
Figura 22 – Esquema e perfil de produção de uma planta CSP híbrida com TES .....	31
Figura 23 – Janela para inserir dados de entrada de uma corrente de massa .....	38
Figura 24 – Janela para inserir dados de entrada de uma corrente de energia .....	38
Figura 25 – Janela para inserir dados de um equipamento.....	39
Figura 26 – Curva de economia de escala para sistema de absorção (€/kW).....	49
Figura 27 – Número de trocas de ar por dia em função do volume da câmara .....	60

Figura 28 – Rotas adotadas para refrigeração .....	62
Figura 29 – Fluxograma do ciclo de absorção simulado no Hysys.....	64
Figura 30 – Fluxograma do ciclo de compressão a vapor simulado no Hysys .....	66
Figura 31 – Custo nivelado em função do fator de capacidade para um sistema sem termo acumulação.....	69
Figura 32 – Custo nivelado em função do múltiplo solar para um sistema híbrido sem termo acumulação.....	70
Figura 33 – Custo nivelado em função do múltiplo solar para um sistema com termo acumulação .....	71
Figura 34 – Custo nivelado em função do múltiplo solar para um sistema híbrido com termo acumulação.....	72
Figura 35 – Perfil de produção de potência elétrica do sistema em 48 horas (16-18 de agosto) .....	77
Figura 36 – Perfil de produção de potência térmica para diferentes fontes em 48 horas (16-18 de agosto).....	78
Figura 37 – Perfil de produção de potência térmica para diferentes fontes em 24 horas (14-15 de junho) .....	79
Figura 38 – Divisão percentual dos custos fixos da planta CST .....	84
Figura 39 – Divisão percentual dos custos fixos da planta CSP .....	86

## Índice de Tabelas

Tabela 1 – Capacidade instalada de usinas CSP em diversos países .....	5
Tabela 2 – Potencial da tecnologia CSP no Brasil .....	25
Tabela 3 – Comparação dos parâmetros para as quatro tecnologias CSP .....	27
Tabela 4 – Trocas de ar em função do volume da câmara .....	36
Tabela 5 – Somatório do quadrado dos erros obtidos através das simulações para as diversas equações de estado no Hysys (2006).....	41
Tabela 6 – Dados meteorológicos de algumas cidades brasileiras.....	45
Tabela 7 – Dados climatológicos de Petrolina .....	46
Tabela 8 – Parâmetros de entrada no SAM .....	48
Tabela 9 – Comparação entre os custos fixos do mercado brasileiro e americano .....	52
Tabela 10 – Comparação entre os custos indiretos do mercado brasileiro e americano	52
Tabela 11 – Comparação entre os custos variáveis do mercado brasileiro e americano	53
Tabela 12 – Parâmetros financeiros utilizados .....	53
Tabela 13 – Informações fornecidas pelo distribuidor das câmaras.....	57
Tabela 14 – Valores obtidos na literatura.....	58
Tabela 15 – Valores calculados das demais variáveis.....	59
Tabela 16 – Taxas de calor calculadas através das equações propostas.....	61
Tabela 17 – Propriedades das principais correntes do ciclo de absorção obtidas após simulação no Hysys (2006) .....	65
Tabela 18 – Propriedades das principais correntes do ciclo de compressão obtidas após simulação no Hysys (2006) .....	67
Tabela 19 – Áreas dos equipamentos e vazões de refrigerante calculados na simulação no Hysys (2006) .....	67
Tabela 20 – Comparação entre as demandas energéticas dos ciclos obtidas na simulação .....	68
Tabela 21 – Informações referentes aos blocos de potência dos sistemas propostos.....	73
Tabela 22 – Resultados utilizados na escolha da configuração do campo solar da planta CST.....	74
Tabela 23 – Resultados utilizados na escolha da configuração do campo solar da planta CSP .....	74

Tabela 24 – Informações sobre o campo solar, armazenamento térmico e backup da planta CST obtidos na simulação do SAM.....	75
Tabela 25 – Informações sobre o campo solar, armazenamento térmico e backup da planta CSP obtidos na simulação do SAM.....	76
Tabela 26 – Comparação das informações sobre o campo solar, armazenamento térmico e backup obtidas no SAM para as plantas CST e CSP .....	80
Tabela 27 – Custos calculados para a planta CST.....	83
Tabela 28 – Custos calculados para a planta CSP .....	85
Tabela 29 – Custos referentes à energia elétrica .....	87
Tabela 30 – Comparação entre os investimentos das duas tecnologias .....	87

## Lista de Variáveis

$A$  = Área total de troca térmica

$A_{cond}$  = Área do condensador do ciclo de compressão

$A_{evap}$  = Área do evaporador do ciclo de compressão

$C_{abs}$  = Custo do chiller de absorção

$C_{comp}$  = Custo do compressor do ciclo de compressão

$C_{cond}$  = Custo do condensador do ciclo de compressão

$C_{evap}$  = Custo do evaporador do ciclo de compressão

$c_i$  = Fluxo de caixa no período  $i$

$COP$  = coeficiente de performance do ciclo de refrigeração

$cp$  = Capacidade calorífica do produto

$C_{ref}$  = Custo do refrigerador do sistema de compressão a vapor

$E$  = Energia elétrica total produzida

$E_i$  = energia que entra no ciclo de refrigeração

$h_{ar,i}$  = Entalpia do ar interno

$h_{ar,o}$  = Entalpia do ar externo

$h_i$  = Coeficiente de transferência de calor do ar interno

$h_o$  = Coeficiente de transferência de calor do ar externo

$i$  = Período em análise

$I_0$  = Investimento inicial total

$k$  = Condutividade térmica do isolante

$k_{10^\circ C}$  = Condutividade térmica do poliestireno expandido a  $10^\circ C$

$LCOC$  = Custo nivelado do frio produzido

$LCOE$  = Custo nivelado da energia elétrica produzida

$m$  = massa do produto

$m_p$  = massa de produto a ser resfriada

$\dot{m}_{ref}$  = Vazão mássica do refrigerante

$n$  = Vida útil do sistema

$N$  = número de trocas de ar

$n_e$  = número de equipamentos presentes na câmara de refrigeração

$n_p$  = número de pessoas presentes na câmara de refrigeração

$O\&M_f$  = Custo variável da planta

$O\&M_v$  = Custo do combustível de backup

$P_{abs}$  = Potência do chiller de absorção

$P_{cond}$  = Pressão de operação do condensador do ciclo de compressão

$P_{evap}$  = Pressão de operação do evaporador do ciclo de compressão

$Q_c$  = Taxa de calor removido

$q_e$  = taxa de calor gerado por equipamento

$Q_{inf}$  = Taxa de calor perdido por infiltração do ar

$Q_{int}$  = Taxa de calor gerado internamente

$q_p$  = taxa de calor gerada por pessoa

$Q_{ref}$  = Taxa de calor removida do ambiente frio

$q_{resp}$  = Taxa de calor produzido por massa de produto

$Q_{resp}$  = Taxa de calor produzido

$Q_{total}$  = Carga total gerada no interior da câmara de refrigeração

$Q_{tr}$  = Taxa de calor transferido

$r$  = Taxa de desconto do projeto

$TIR$  = Taxa interna de retorno do projeto

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor

$V$  = volume da câmara de refrigeração vazia

$VPL$  = Valor presente líquido do projeto

$v$  = volume específico médio do ar

$x$  = Espessura do isolante

$\Delta T$  = Diferença entre as temperaturas interna e externa

$\eta_{isen}$  = Eficiência isentrópica do compressor do ciclo de compressão

$\rho$  = Densidade do isolante''

# 1 Introdução

## Contextualização

O desenvolvimento mundial, tanto econômico como tecnológico, depende diretamente do uso de energia (ULLAH et. al, 2013). Energia é vital para o desenvolvimento de qualquer nação, e nas últimas décadas, a economia, a população e o consumo energético per capita causaram um grande aumento na demanda energética mundial (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013).

Porém as ações do homem relacionadas à produção, consumo e conversão de energia são as principais responsáveis pelas mudanças climáticas no planeta (DHILLON & VON WUEHLISCH, 2013). Alterações observadas no nível do mar, nas temperaturas locais e o acontecimento de desastres naturais como tornados são indícios de uma mudança no clima global. Esse fato pode ser explicado pelo acúmulo dos gases de efeito estufa (principalmente dióxido de carbono, metano e óxido nitroso) emitidos constantemente na atmosfera. Esses gases quando retidos na atmosfera, absorvem parte da irradiação solar que seria emitida da Terra de volta para o espaço, assim promovendo um aquecimento global (DHILLON & VON WUEHLISCH, 2013).

A temperatura global já sofreu um aumento de 0,8°C desde 1880 e a previsão é que no século XXI esse valor cresça entre 1,4°C e 5,8°C (IPCC, 2013; DHILLON & VON WUEHLISCH, 2013; WANG et. al, 2017). A Figura 1 apresenta a evolução do aumento da temperatura global desde 1880 até 2016, assim como o aumento da concentração de dióxido de carbono na atmosfera para o mesmo período.

Com o surgimento da Revolução Industrial na segunda metade do século XVIII, a emissão dos gases de efeito estufa foi aumentando gradativamente, não somente pelas atividades industriais, mas também por atividades como desflorestamento e mudanças no uso do solo.

Os combustíveis fósseis, principalmente o petróleo e o carvão, são bastante utilizados em diversos setores da economia, principalmente nos setores elétrico, industrial e transportes. Contudo já há uma conscientização mundial no que diz respeito aos impactos negativos causados ao meio ambiente por causa da queima de combustíveis fósseis (ULLAH et. al, 2013).

Diversas convenções já aconteceram nas quais representantes dos principais países se reúnem para discutir medidas para os mesmos reduzirem suas emissões de gases de efeito estufa. Dentre estas, pode-se citar o Protocolo de Kyoto (1998), a COP 15 em Copenhague (2009) e a COP 21 em Paris (2015) (DHILLON & VON WUEHLISCH, 2013).

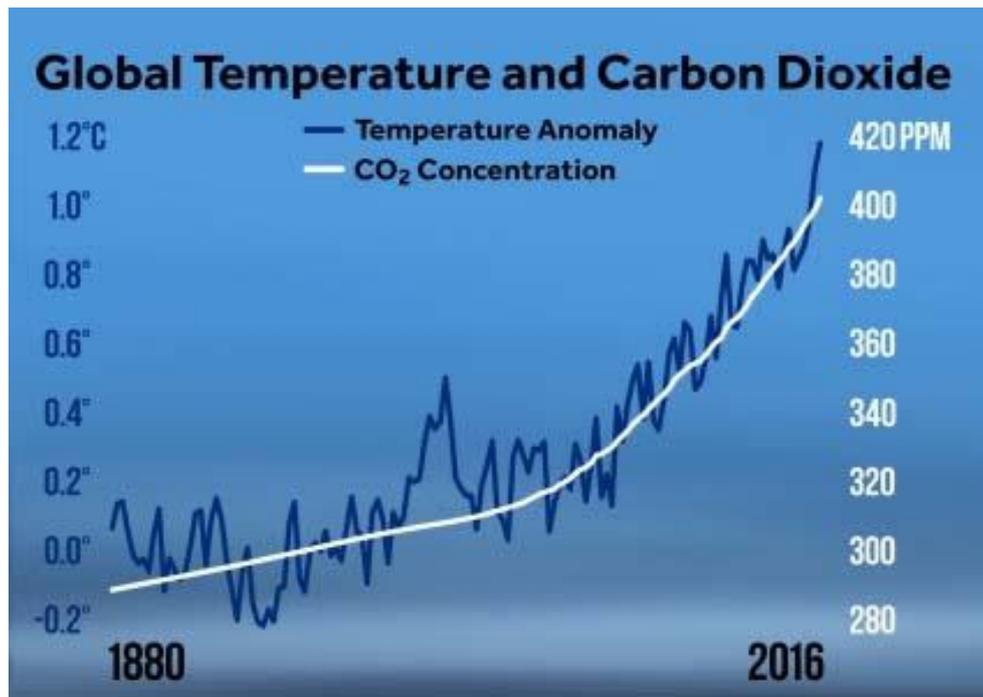


Figura 1 – Evolução do aumento temperatura do planeta e da concentração de CO<sub>2</sub> na atmosfera

Fonte: Climate Central (2017)

Energia renovável pode ser definida como a energia que é produzida a partir de um recurso natural não exaurível ou inesgotável (ULLAH et. al, 2013; ARENA, 2017; IEA, 2017). Podem ser classificados como energias renováveis os seguintes tipos de energia: solar, eólica, biomassa, hidráulica, geotérmica e maremotriz. Por causa do aquecimento global, a substituição de recursos fósseis por recursos renováveis para geração de energia elétrica vem sendo realizada por diversos países (ULLAH et. al, 2013).

A energia eólica, produzida a partir do vento, já é aproveitada há mais de mil anos porém somente na última década que passou a ser produzida em maior quantidade. Tem sido bastante utilizada e seu uso tem crescido em países como Holanda, Alemanha, Índia e Malásia (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013). No Brasil, o uso deste tipo de energia também cresceu bastante nos últimos anos, principalmente no período de 2013 a 2016. Em 2013 a capacidade de energia eólica instalada no Brasil era de 3.484 GW, aumentando para 5.979 GW em 2014 e no ano de 2015 apresentou seu maior crescimento, de quase 3 GW, chegando a uma capacidade instalada de 8.733 GW (ABEEÓLICA, 2017). No ano de 2016 esse valor chegou aos 10.747 GW.

A energia hidráulica, produzida a partir da energia mecânica da água, está bastante presente na matriz elétrica mundial (MOHTASHAM, 2015). Essa energia pode ser obtida também através da energia das marés ou das ondas, porém os cientistas ainda pesquisam a melhor maneira de aproveitar a energia das águas dos oceanos. A energia hidráulica apresenta diversas vantagens como baixo custo de manutenção e operação, alta eficiência e baixo risco. Por outro lado, uma desvantagem é exigir um alto

investimento inicial (MOHTASHAM, 2015). No Brasil a energia hidráulica é a principal fonte de geração de energia elétrica, sendo responsável por cerca de 64% da produção nacional (EPE, 2016).

A biomassa pode ser utilizada como fonte de energia de diversas formas (MOHTASHAM, 2015). No Brasil, por exemplo, a lenha ainda é bastante utilizada, de forma que representa 25,4% do consumo energético nas residências e 6,4% do consumo energético total nacional (EPE, 2016). Os biocombustíveis são produzidos a partir da conversão da biomassa (sólida) em combustíveis líquidos. Os mais conhecidos são o etanol e o biodiesel. A maioria do etanol produzido mundialmente é a partir de grãos de milho enquanto o biodiesel tem como principal matéria-prima os grãos de soja (MOHTASHAM, 2015).

Por causa da escassez de energia em algumas áreas do mundo, cientistas têm pesquisado maneiras de aproveitar a energia proveniente do sol, uma vez que esta é muito abundante. Existem diversas tecnologias disponíveis para aproveitar a energia do sol para fins energéticos como, por exemplo, gerar calor de processo e promover refrigeração de ambientes (HASSAN & MOHAMAD, 2012).

A energia solar é resultado da radiação eletromagnética emitida pelo sol devido a reações termonucleares que ocorrem no seu interior. Para uma constante de radiação solar emitida por área de valor de  $1.368 \text{ W/m}^2$  e uma área da Terra de  $1,275 \times 10^{14} \text{ m}^2$ , encontra-se a radiação solar total incidente na Terra, com o valor de  $1,74 \times 10^{17} \text{ W}$  (CHOUDHURY et. al, 2010).

Existem duas maneiras de aproveitar a radiação solar para produzir eletricidade, diretamente por efeito fotovoltaico em painéis ou concentrando a energia térmica, que será fornecida a uma máquina térmica que produzirá trabalho de eixo a ser fornecido a um gerador elétrico. A tecnologia de concentração solar pode ser aplicada, não somente a produção de energia elétrica, mas também a outras finalidades citadas no parágrafo anterior. A tecnologia de concentração quando aplicada à produção de eletricidade é conhecida como CSP (*Concentrated Solar Power*) e quando aplicada apenas à produção de calor é conhecida como CST (*Concentrated Solar Thermal*) (BLANCO & MILLER, 2017).

Para conseguir suprir o crescimento da demanda de energia mundial, o uso de painéis fotovoltaicos cresceu bastante nos últimos anos no mundo inteiro e estima-se que a tendência é que cresça ainda mais na próxima década, quando em comparação com as outras fontes convencionais de energia elétrica (ULLAH et. al, 2013). A capacidade instalada de painéis fotovoltaicos no mundo alcançou 227 GW no ano de 2015 (GAUCHÉ et. al, 2017). A Figura 2 ilustra o crescimento do uso de painéis fotovoltaicos nos últimos anos.

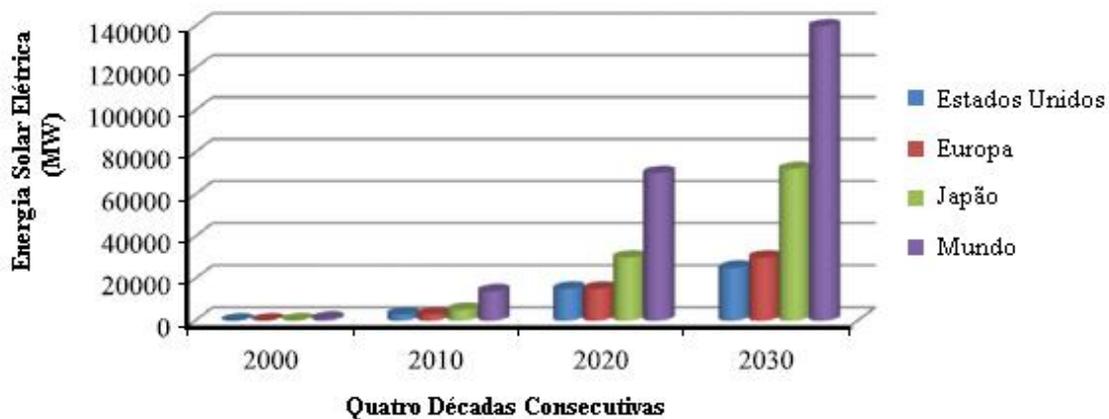


Figura 2 – Energia elétrica produzida a partir de painéis fotovoltaicos

Fonte: Adaptado de Ullah et. al (2013)

Por outro lado, a tecnologia de concentração solar ainda é imatura quando comparada aos painéis fotovoltaicos e à maioria das tecnologias de produção de eletricidade existentes, porém alguns países emergentes como África do Sul, Chile e Marrocos já planejam investir nesse tipo de tecnologia, uma vez que seus territórios apresentam uma alta irradiação normal direta e há disponibilidade de território para implantar os coletores solares (GAUCHÉ et. al, 2017).

A capacidade instalada mundial de usinas CSP também tem crescido ao longo dos últimos anos, ultrapassando o valor de 5.000 MW no ano de 2017 com um crescimento de 2,3% em relação ao ano anterior. A capacidade instalada de plantas CSP para diversos países se encontra na Tabela 1 a seguir:

Tabela 1 – Capacidade instalada de usinas CSP em diversos países

<b>Nação</b>	<b>Capacidade Total Instalada</b>	<b>Capacidade Instalada em 2017</b>	<b>Taxa de Crescimento em relação a 2016</b>
Espanha	2.362	0	0
Estados Unidos	1.832	0	0
Índia	205	0	0
Marrocos	181	0	0
África do Sul	300,56	100	49,86%
Emirados Árabes	100,1	0	0
Argélia	25	0	0
Egito	20	0	0
China	29,3	1	3,53%
Irã	17,25	0	0
Austrália	19	0	0
Itália	7,01	0	0
Israel	6	0	0
Chile	2,3	0	0
Tailândia	5	0	0
Omã	11,54	9,24	401,70%
Arábia Saudita	0,04	0,04	N/D
Canadá	1	0	0
Turquia	1,4	0	0
Alemanha	1,5	0	0
Dinamarca	5,48	5,48	N/D
França	0,25	0	0
<b>Total</b>	<b>5.133</b>	<b>115,76</b>	<b>2,30%</b>

Fonte: CSP Plaza (2018)

O semiárido é uma região que ocupa cerca de um quinto do território brasileiro, abrangendo cerca de 1.200 municípios com uma população aproximada de 26,6 milhões. A maior parte dessa região está localizada na região Nordeste e no norte do estado de Minas Gerais (ASA, 2018). A região Nordeste, assim como o semiárido, apresentam como sua principal atividade econômica a agropecuária (DE SOUSA, 2006).

Os terrenos propícios à agricultura nessa região, em sua maioria, pertencem a uma pequena elite, o que gera uma alta desigualdade e exclusão social. Mais da metade da população que vive em situações de extrema pobreza está localizada na região Nordeste, em alguns casos a população tem difícil acesso a energia elétrica (ASA, 2018).

A maioria das regiões que apresentam irradiação mínima suficiente para que seja viável a implementação da tecnologia de concentração solar está localizada no semiárido brasileiro (MALAGUETA, 2013; SORIA, 2016).

### **Objetivo e Descrição**

Nesse contexto de mudanças climáticas e aquecimento global que surge a necessidade de realizar estudos no que diz respeito a implementação de tecnologias capazes de aproveitar recursos naturais disponíveis e produzir energia de forma sustentável. Tendo o conhecimento de que a região semiárida do país possui algumas áreas de difícil acesso a energia elétrica, e que a mesma apresenta uma grande quantidade de recurso solar disponível, surge a motivação para a realização deste trabalho.

Este trabalho tem como objetivo avaliar o potencial técnico e econômico da implementação da tecnologia de concentração solar a com a finalidade de produzir frio para atender a demanda de uma atividade econômica local. A intenção de se produzir frio se explica pelo fato de a principal atividade econômica da região ser a agropecuária. As frutas tropicais e as hortaliças necessitam ser armazenadas em ambientes refrigerados, uma vez que a manutenção da temperatura das mesmas é a principal variável para manter suas qualidades (KADER, 2013).

Para alcançar o objetivo deste trabalho será realizado um estudo de caso a partir de informações reais sobre o processo de armazenamento e refrigeração de frutas de um distribuidor localizado no semiárido brasileiro. Primeiramente será calculada a demanda de frio diária do distribuidor, em seguida o ciclo de refrigeração do refrigerador será simulado e, por último, será feita a simulação do campo solar.

Serão propostos dois sistemas utilizando diferentes rotas para atender a demanda de frio. O primeiro sistema será composto apenas pelo campo solar e refrigerador, operando em um ciclo de absorção, utilizando energia térmica. O segundo sistema será composto pelo campo solar, refrigerador, operando em um ciclo de compressão a vapor, e uma máquina térmica, uma vez que o ciclo utiliza energia elétrica. O objetivo em testar as duas rotas é verificar qual sistema é mais viável economicamente, pois o sistema que opera com ciclo de compressão a vapor apresenta uma etapa (intermediária) a mais, porém sabe-se que o mesmo apresenta maior eficiência quando comparado com o ciclo de absorção.

As simulações dos ciclos de refrigeração serão realizadas no software Aspen Hysys 2006, enquanto as simulações dos campos solares e das máquinas térmicas serão realizadas no software System Advisor Model (SAM). Depois de realizadas as

simulações, o sistema mais viável economicamente será comparado com o sistema convencional utilizado atualmente pelo distribuidor.

## **2 Revisão Bibliográfica**

Nesta seção será feita uma revisão na literatura dos assuntos abordados neste trabalho, que por sua vez tem como assunto central a refrigeração solar, por concentração, aplicada a frutas. Portanto, primeiramente serão apresentadas as principais tecnologias de refrigeração solar existentes, e em seguida serão detalhadas as tecnologias de concentração solar existentes, assim como os sistemas propostos da mesma neste trabalho.

### **2.1 Refrigeração Solar**

Refrigeração solar é o processo no qual a energia solar é utilizada para refrigerar ambientes. O aproveitamento da energia solar permite o fornecimento de energia limpa para processos de refrigeração no mundo com baixos custos (ULLAH et. al, 2013). Em locais onde há disponibilidade do recurso natural e demanda de refrigeração, sua aplicação pode ser feita em diversos setores. Dentre esses pode-se destacar o armazenamento de remédios e vacinas na África subsaariana (ABDUL WAHAB et. al, 2009), o processo de irrigação através de bombas solares, assim como o armazenamento refrigerado de alimentos no setor agrícola (YEO et. al, 2012). Em tais situações é comum não haver fácil disponibilidade de energia.

Um sistema de refrigeração solar permite uma redução dos custos com energia elétrica quando comparados com sistemas convencionais, e essa contribuição é fundamental principalmente no verão, quando a demanda de frio é maior (DINÇER & KANOĞLU, 2010).

Diversas técnicas de refrigeração solar já foram desenvolvidas até o momento. Basicamente são divididas em duas categorias: a refrigeração solar elétrica e a refrigeração solar térmica (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013).

Na primeira categoria, painéis fotovoltaicos ou um sistema com concentradores solares e um bloco de potência fazem a conversão da energia solar em eletricidade, que será a energia de entrada de um ciclo termodinâmico de refrigeração. As técnicas disponíveis dessa categoria são o sistema de compressão a vapor e o sistema Peltier. Diferentemente, na refrigeração solar térmica a energia obtida através da irradiação solar é concentrada sob a forma de calor através de coletores e em seguida essa energia é fornecida ao ciclo de refrigeração. Para essa categoria as técnicas disponíveis são a absorção, adsorção, dessecante líquido, dessecante sólido, ejetor e Rankine.

O desempenho de um sistema de refrigeração é medido por um coeficiente, o coeficiente de performance, calculado pela razão entre a energia removida do meio

refrigerado e a energia que entra no ciclo, respectivamente (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013). Este cálculo será detalhado na seção 3.

Todas as técnicas de refrigeração citadas anteriormente serão detalhadas nas próximas seções, assim como serão citados trabalhos científicos relevantes realizados de cada uma. A Figura 3, a seguir, mostra as tecnologias de refrigeração solar citadas anteriormente separadas por categoria.

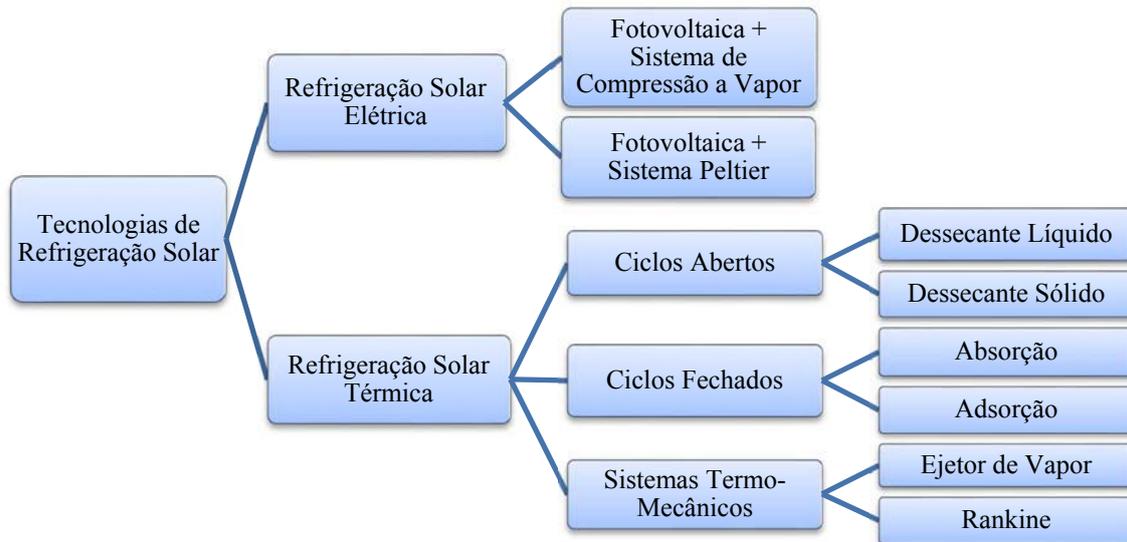


Figura 3 – Organograma das técnicas de refrigeração solar existentes

Fonte: Elaboração própria

### 2.1.1 Refrigeração Solar Térmica

Há uma preferência pelas tecnologias de refrigeração solar térmica em relação às tecnologias de refrigeração solar elétrica, que pode ser explicada pela baixa eficiência na conversão da radiação solar incidente em eletricidade pelos painéis fotovoltaicos (ULLAH et. al, 2013). Apenas 35% dessa radiação pode ser convertida diretamente em eletricidade, com os 65% restantes sendo convertidos em energia térmica. Por outro lado, os coletores solares utilizados na refrigeração solar térmica podem converter até 95% da radiação incidente em energia térmica (OTANICAR et. al, 2012).

Um sistema de refrigeração solar térmica é composto basicamente por quatro componentes: conjunto de coletores solares, tanque de armazenamento térmico, unidade de resfriamento térmico e trocador de calor (OTANICAR et. al, 2012). Os coletores solares concentram a energia térmica obtida através da radiação solar incidente, aquecendo o fluido refrigerante pelo processo de convecção. O fluido refrigerante

aquecido pode ser tanto utilizado diretamente no ciclo de refrigeração, na unidade de resfriamento térmico, como armazenado no tanque de armazenamento térmico para uso posterior, quando não há radiação solar incidente suficiente. O trocador de calor é responsável pela transferência de calor entre os ambientes, frio e quente (ULLAH et. al, 2013). A Figura 4 ilustra o esquema geral de um sistema de refrigeração solar térmica.

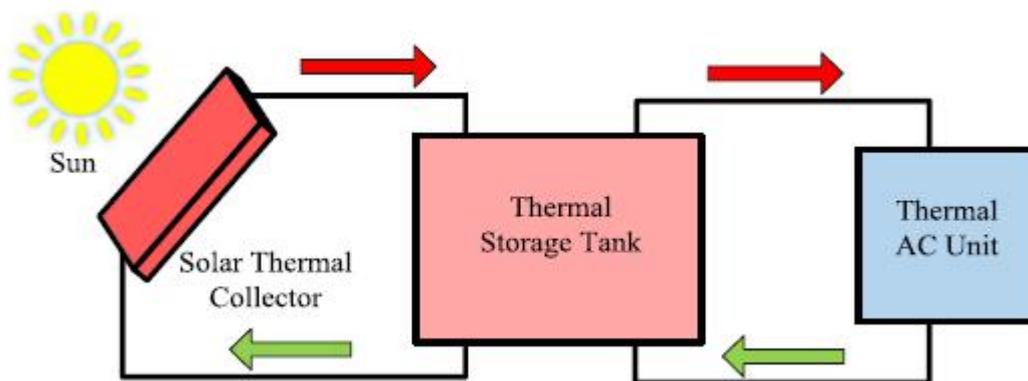


Figura 4 – Esquema geral de um sistema de refrigeração solar térmica

Fonte: Ullah et. al (2013)

Devido à intermitência da energia solar, o sucesso de sistema de refrigeração solar térmica é altamente dependente do armazenamento térmico, que pode ser feito tanto na forma de fluido aquecido como na forma de fluido refrigerado (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013).

As técnicas de refrigeração solar térmica podem ser divididas em duas categorias: refrigeração por sorção, na qual o sistema pode ser aberto ou fechado, e refrigeração termo-mecânica.

#### 2.1.1.1 Sistemas Fechados de Sorção

Existem apenas dois tipos de sistemas fechados de sorção: o sistema de absorção e o sistema de adsorção, os quais serão detalhados nesta seção.

##### Absorção

Absorção é um processo no qual um fluido absorvente na fase líquida absorve um fluido refrigerante na fase vapor tornado a solução rica em refrigerante. Esse processo é reversível com a adição de calor à solução, vaporizando o refrigerante e tornando a solução pobre em refrigerante novamente (CHIDAMBARAM et. al, 2011).

O par de fluidos de trabalho mais utilizado é amônia-água, com a amônia atuando como refrigerante e a água como absorvente. Sua importância é explicada pela alta estabilidade da mistura em uma grande faixa de pressões e pelo baixo ponto de congelamento da amônia, podendo assim refrigerar a temperaturas mais baixas. O segundo par de fluidos de trabalho mais utilizado é a mistura água-brometo de lítio, neste caso a água atua como refrigerante. Pelo alto ponto de congelamento da água, esse par de fluidos é utilizado mais em casos de condicionamento, não sendo capaz de refrigerar a temperaturas mais baixas (ULLAH et. al, 2013).

O ciclo de absorção, assim como o ciclo de compressão a vapor, é um dentre os mais populares sistemas de refrigeração. Os dois ciclos citados se assemelham quanto as etapas que apresentam. Em ambos há as etapas de condensação, expansão com redução de pressão, evaporação e compressão, porém a principal diferença entre os dois sistemas é a maneira como a compressão é feita. No sistema de compressão a vapor ocorre uma compressão mecânica, através de um compressor que realiza trabalho mecânico, enquanto no sistema de absorção ocorre uma compressão térmica (CHEN et. al, 2016).

A Figura 5(a) ilustra o ciclo de compressão a vapor enquanto Figura 5(b) ilustra o ciclo de absorção. Por sua vez a Figura 6(a) apresenta o diagrama pressão-temperatura para o ciclo de compressão a vapor e a Figura 6(b) apresenta o mesmo diagrama para o ciclo de absorção.

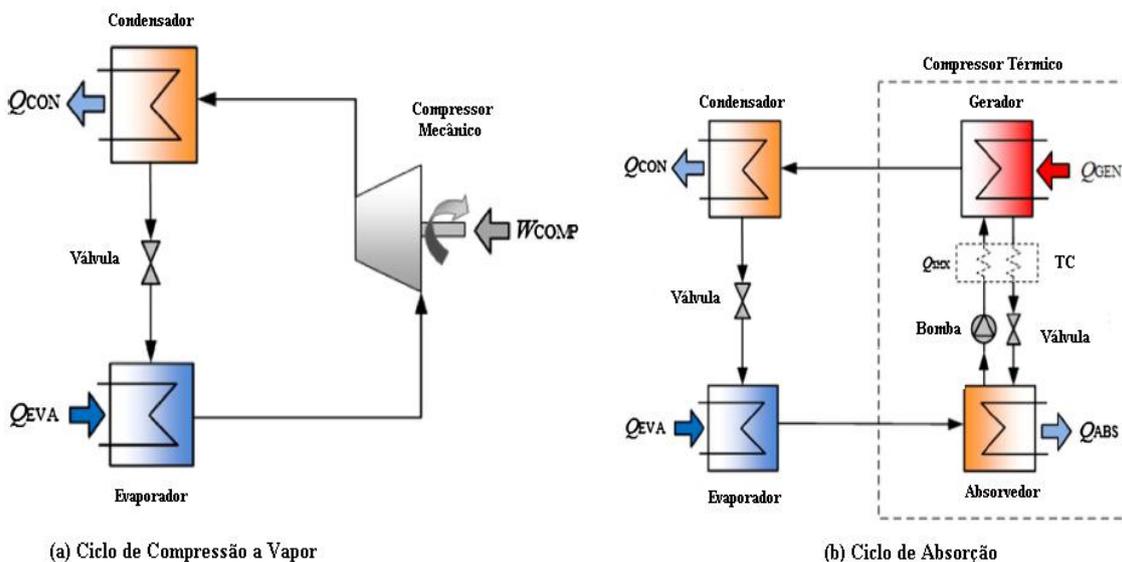


Figura 5 – Sistemas de refrigeração por compressão a vapor e absorção

Fonte: Adaptado de Chen et. al (2016)

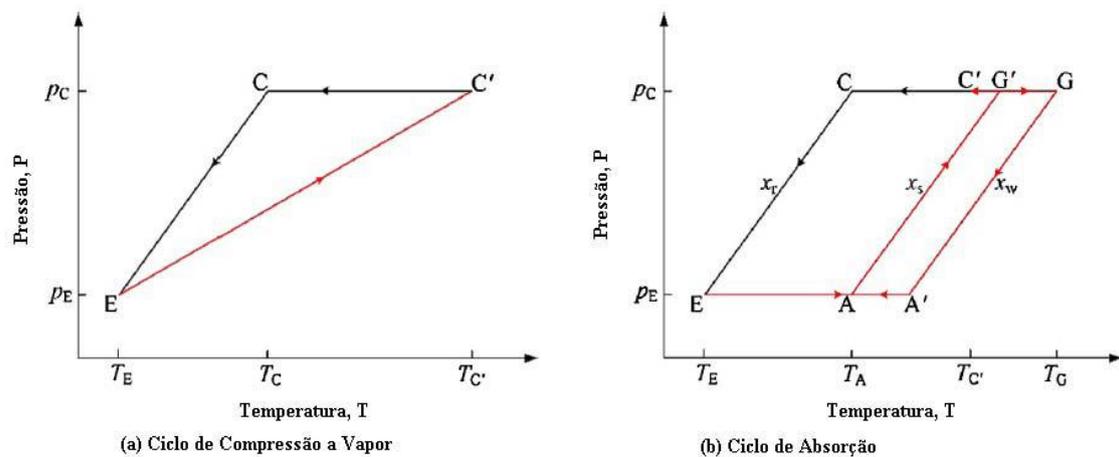


Figura 6 – Diagrama pressão-temperatura (P-T) para os dois sistemas de refrigeração

Fonte: Adaptado de Chen et. al (2016)

O compressor térmico representado na Figura 5 não pode ser utilizado quando o fluido refrigerante se trata da amônia, sendo necessário que sejam feitas algumas alterações no ciclo (CHEN et. al, 2016). O gerador deve ser substituído por um refervedor e uma coluna de retificação com um condensador parcial. A função da coluna de retificação nesse sistema é garantir a máxima concentração possível de amônia que seguirá para o condensador, em outras palavras, garantir a pureza do refrigerante (CHEN et. al, 2016). A Figura 7 ilustra o sistema de absorção utilizando amônia como refrigerante.

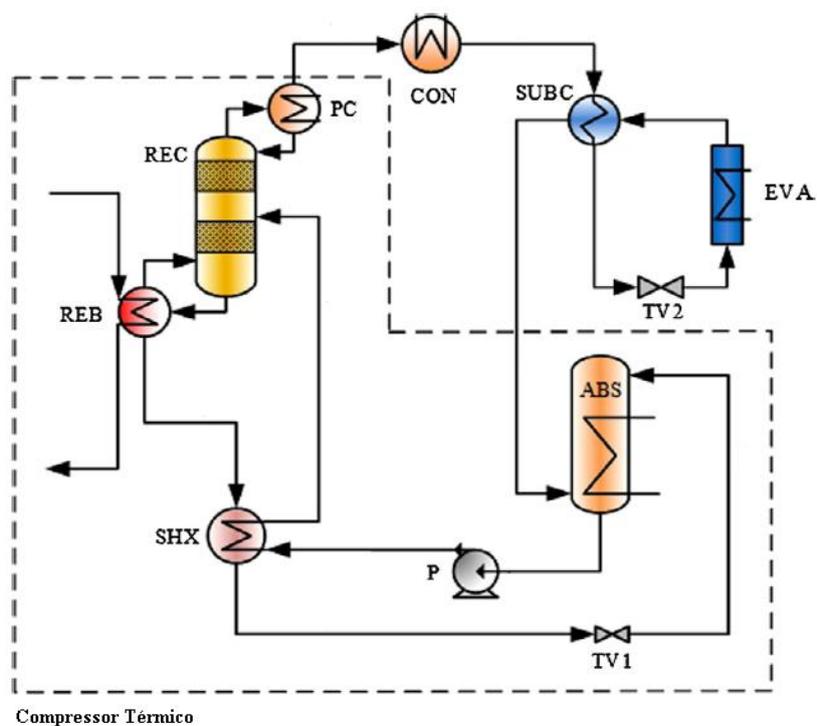


Figura 7 – Sistema de refrigeração por absorção utilizando a mistura NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O como fluido de trabalho

Fonte: Adaptado de Chen et. al (2016)

## Adsorção

A adsorção é um fenômeno que ocorre devido à interação entre um sólido e um fluido, que atua como refrigerante no ciclo de refrigeração, a partir de reações físicas ou químicas (FERNANDES et. al, 2014).

A adsorção física, ou fisissorção, ocorre quando o fluido se mantém nos poros do sólido através de interações do tipo Van der Waals, portanto esse fluido fica acumulado na superfície do sólido poroso. A reação de adsorção física é exotérmica e reversível, portanto para que ocorra a dessorção (liberação do fluido da superfície do sólido) é necessário que se forneça calor ao sistema (FERNANDES et. al, 2014).

A adsorção química, ou quimissorção, ocorre quando há ligação química, iônica ou covalente, entre o fluido e o sólido. Essas ligações são muito mais fortes quando comparadas com as ligações na adsorção física, portanto o processo de adsorção química não é totalmente reversível, além de não ser facilmente revertido, uma vez que há modificação na estrutura química do sólido e do fluido e suas moléculas não retornarão ao estado inicial (FERNANDES et. al, 2014). Por esse motivo a maioria dos processos de adsorção envolvem interações físicas (L.W. WANG et. al, 2009). A Figura 8, abaixo, ilustra os dois tipos de processos de adsorção descritos.

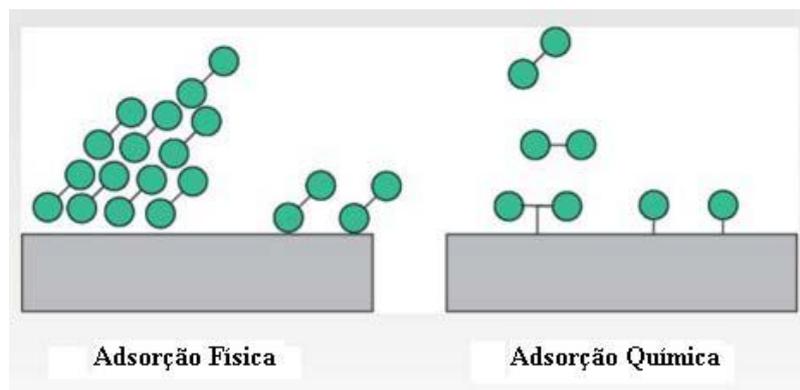


Figura 8 – Ilustração dos tipos de adsorção

Fonte: Adaptado de Emadicalprep (2017)

Destacam-se como os principais pares de operação de sistemas de refrigeração solar térmica por adsorção (sólido-fluido): gel de sílica com água, carbono ativado com metanol, carbono ativado com amônia, zeólita com água, e cloreto de metais com amônia (ULLAH et. al, 2013).

O sistema de refrigeração por adsorção é composto por duas câmaras de sorção, de adsorção e de dessorção, condensador e evaporador (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013). No evaporador ocorre a evaporação do refrigerante a uma pressão baixa e a uma temperatura baixa. Em seguida, o vapor entra na câmara de adsorção, onde é adsorvido no sólido. Como a reação de adsorção é exotérmica, é necessário que a câmara seja resfriada por causa do calor liberado na reação de adsorção. Na câmara de dessorção ocorre o processo oposto e a liberação do vapor é feita a partir da adição de calor que

favorece a reação de dessorção. Após a dessorção do refrigerante, este segue para o condensador para voltar ao estado líquido a uma baixa temperatura e em seguida passa por uma válvula para ter sua pressão reduzida e voltar ao seu estado inicial. Dessa maneira o ciclo é formado (AL-ALILI et. al, 2014). O processo descrito pode ser ilustrado na Figura 9.

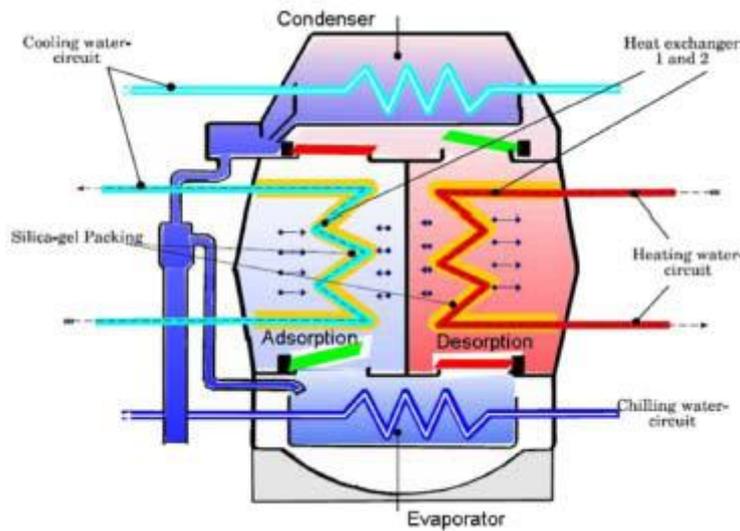


Figura 9 – Esquema simplificado da refrigeração por adsorção

Fonte: (Al-Alili et. al, 2014)

### 2.1.1.2 Sistemas Abertos de Sorção

Os sistemas de sorção aberta são caracterizados como dessecantes. Dessecantes são sorvedores utilizados em processos de umidificação e desumidificação por causa de sua grande afinidade com a água. Nesse processo de sorção o dessecante pode sofrer alteração física, conhecido como adsorção, ou química, conhecido absorção (KALOGIROU, 2016).

Os sistemas dessecantes transferem a umidade de uma corrente de ar para outra a partir de dois processos: sorção e dessorção. No processo de sorção, a transferência de umidade é realizada a partir da diferença entre as pressões de vapor da água contida no ar e o dessecante, uma vez que o dessecante está com baixa umidade e a uma temperatura baixa e portanto, sua pressão de vapor será menor. O processo oposto ocorre na dessorção, a transferência de umidade é feita do dessecante para o ar, também pela diferença entre as pressões de vapor dos mesmos agentes. Para isso é necessário que o dessecante esteja a uma temperatura alta, então é necessária uma fonte externa de calor. Após a dessorção, o dessecante é resfriado pelo ar frio, e como já está com uma baixa umidade, poderá ser utilizado novamente no processo de sorção e assim forma-se

o ciclo (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013). A Figura 10, a seguir, ilustra os processos descritos.

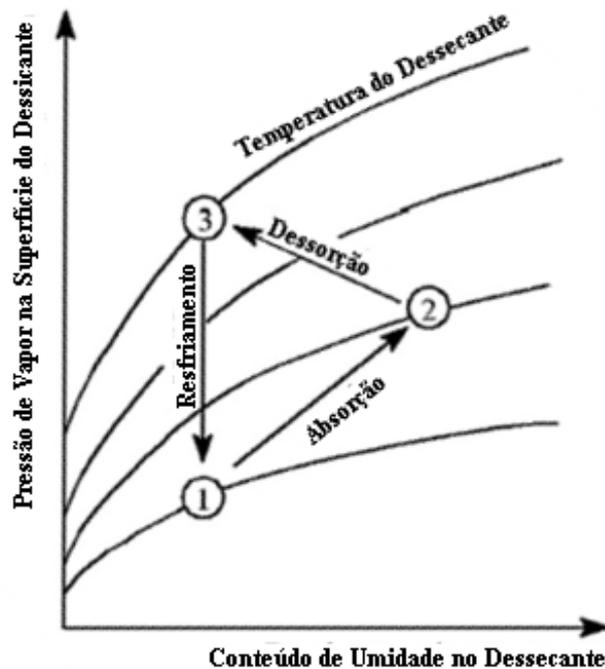


Figura 10 – Processo de transferência de umidade pelo dessecante

Fonte: Adaptado de Sarbu & Sebarchievici (2013)

### **Dessecante Sólido**

O objetivo do sistema de dessecante sólido é retirar a umidade do ar ambiente, e para atingi-lo, é montada uma estrutura no formato de uma roda e posicionada na mesma uma fina camada de material dessecante, como por exemplo, gel de sílica (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013).

A roda com dessecante é dividida em duas seções: uma para desumidificar a corrente de ar de processo e a outra para ser regenerada pela corrente de ar de regeneração. Portanto, a roda gira constantemente por onde passam as duas correntes de ar citadas anteriormente (AL-ALILI et. al, 2014).

O ar quente e úmido passa através da roda de dessecante, tendo sua umidade reduzida e sua temperatura de bulbo seco aumentada, em seguida é resfriado na roda de recuperação de calor e umidificado no umidificador. O ar exausto do ambiente resfriado é resfriado e umidificado até condições próximas de sua saturação, em seguida é aquecido na roda de recuperação de calor, que atua como um trocador de calor, para que o ar de processo seja resfriado. E por último, essa corrente de ar que já apresenta alta

umidade é aquecida, a partir da energia solar térmica, sendo assim capaz de regenerar a roda de dessecante (na seção na qual apresenta baixa umidade). A Figura 11, abaixo, ilustra o sistema de dessecante sólido descrito.

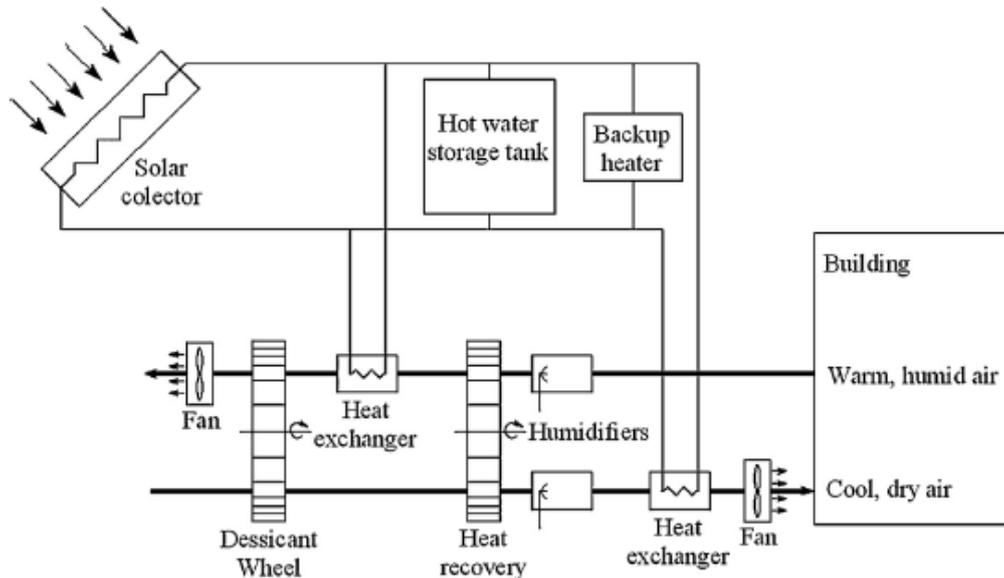


Figura 11 – Sistema de refrigeração solar com dessecante sólido

Fonte: Sarbu & Sebarchievici (2013)

Na literatura encontram-se pesquisas relevantes para esse sistema. Dentre essas se destacam: o sistema proposto por Sukamongkol et al. (2010), em que a roda de dessecante é regenerada a partir do calor rejeitado pelo condensador e por um coletor de ar termo-fotovoltaico reduzindo os gastos energéticos em 18%, e o sistema proposto por La et al. (2011), em que um ciclo dessecante de dois estágios foi acoplado a um ciclo de compressão a vapor com o objetivo de condicionar um conjunto de escritórios, reduzindo o consumo energético em 34%.

### **Dessecante Líquido**

O sistema de dessecante líquido é composto basicamente por uma unidade de desumidificação e uma unidade de regeneração (AL-ALILI et. al, 2014).

A desumidificação é feita em um absorvedor ou condicionador, onde o líquido dessecante é pulverizado no ar ambiente e conseqüentemente tem sua temperatura e pressão de vapor aumentadas, e sua concentração diminuída por causa da umidade absorvida do ar, ao mesmo tempo em que o ar ambiente tem sua umidade reduzida assim como sua temperatura. O líquido cai em uma espécie de reservatório, de onde é continuamente retirado em pequenas proporções e enviado à unidade de regeneração para que sua pressão de vapor e temperatura voltem aos valores iniciais. A regeneração

ocorre também com a pulverização do líquido no ar ambiente, porém o líquido está com uma pressão de vapor mais alta, portanto a umidade é transferida ao ar e o dessecante poderá ser utilizado novamente para resfriar o ar na unidade de desumidificação. Para que o líquido esteja com a pressão de vapor necessária para que ocorra o processo de regeneração, é necessário que o mesmo seja aquecido (AL-ALILI et. al, 2014). A Figura 12 ilustra o sistema de dessecante líquido.

Os materiais mais comumente utilizados em sistemas de dessecante líquido são: cloreto de lítio (LiCl), cloreto de cálcio (CaCl<sub>2</sub>) e brometo de lítio (LiBr) (SARBU & SEBARCHIEVICI, 2013).

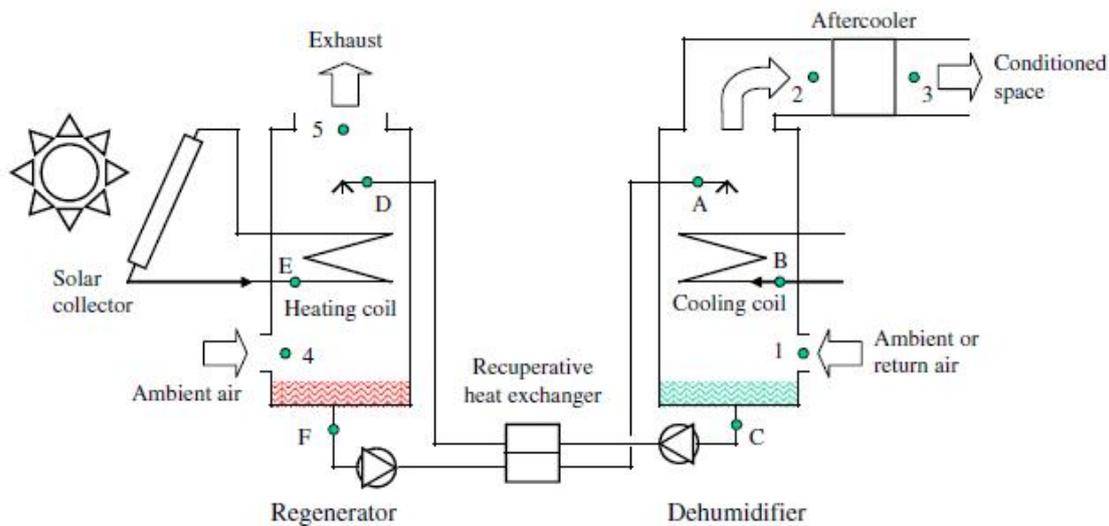


Figura 12 – Sistema de refrigeração solar com dessecante líquido

Fonte: Kim & Ferreira (2008)

Dentre as pesquisas realizadas para esse sistema, pode-se destacar o trabalho de Xiong et. al (2009), em que um sistema de dois estágios, o principal utilizando dessecante brometo de lítio como dessecante sendo complementado pelo secundário utilizando cloreto de cálcio como pré-desumidificador, reduziu a demanda energética em 16%.

### 2.1.1.3 Termo-Mecânica

Na refrigeração solar termo-mecânica a energia térmica concentrada será convertida em energia mecânica, e esta será utilizada em um ciclo específico para produzir o efeito de refrigeração. Os dois sistemas mais conhecidos para essa tecnologia são: ciclo ejetor e ciclo Rankine (ZEYGHAMI et. al, 2015).

#### Ejetor

O ciclo com ejetor de vapor pode ser entendido como a união dos ciclos de compressão a vapor e Rankine, porém com um ejetor cumprindo as funções que o expansor e o compressor cumprem nos ciclos citados (AL-ALILI et. al, 2014). Como pode ser

observado na Figura 13, o ciclo ejetor pode ser dividido em três ciclos menores: no primeiro, energia térmica é fornecida ao sistema através da concentração de energia solar (obtida diretamente ou armazenada), no segundo, o calor fornecido ao gerador é absorvido pelo fluido de trabalho, no terceiro, ocorre a refrigeração do ar ambiente no evaporador.

O ejetor é composto por um bocal, uma câmara de mistura e um difusor. O vapor que sai do gerador (corrente 1), que se encontra em alta temperatura e alta pressão, escoo pelo ejetor e tem sua pressão e temperatura reduzidas e sua velocidade aumentada após passar pelo bocal. Nesse ponto, a pressão do vapor se encontra menor que a pressão do vapor que sai do evaporador (corrente 6), e conseqüentemente essa diferença de pressão provoca a sucção do fluido de maior pressão. As duas correntes de vapor se misturam na câmara de mistura e seguem para o difusor, onde as correntes entram a uma alta velocidade e baixa pressão e saem a alta pressão e baixa velocidade. A corrente do vapor a alta pressão segue para o condensador, e em seguida, uma parte da corrente retorna ao segundo ciclo e outra parte segue para a válvula e finalmente por último para o evaporador, onde ocorre a refrigeração do meio (ZEYGHAMI et. al, 2015). A Figura 13 ilustra o sistema de refrigeração por ejeção de vapor.

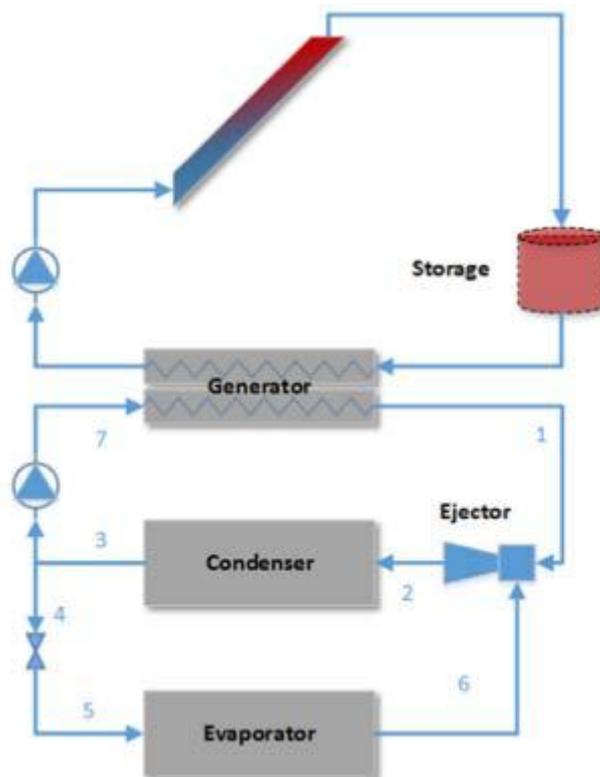


Figura 13 – Sistema de refrigeração solar por ejeção de vapor

Fonte: Zeyghami et. al (2015)

## Rankine

A refrigeração solar termo-mecânica por ciclo Rankine consiste basicamente na conversão da energia solar em trabalho mecânico através de um ciclo Rankine, provocando o funcionamento de um ciclo de compressão a vapor convencional. O trabalho gerado pelo fluido no expensor será fornecido ao compressor do ciclo de refrigeração (ZEYGHAMI et. al, 2015). Enquanto no sistema com ejeção de vapor o ejetor desempenha as funções do compressor e do expensor, neste sistema os dois equipamentos estão presentes e interligados por um eixo. O sistema de refrigeração Rankine pode ser interpretado como uma usina CSP sem o gerador de eletricidade acoplado a um ciclo de compressão a vapor.

O sistema é dividido em duas seções. Na primeira, energia solar térmica é fornecida ao gerador, onde o fluido de trabalho é aquecido e em seguida passa pelo expensor produzindo trabalho mecânico, tendo sua pressão e temperatura reduzidas. Em seguida, perde calor no condensador retornando ao estado líquido para ser bombeado novamente ao gerador. Na segunda, ocorre o mesmo processo de refrigeração que no ciclo ejetor, detalhado anteriormente. A Figura 14, a seguir, ilustra o sistema descrito.

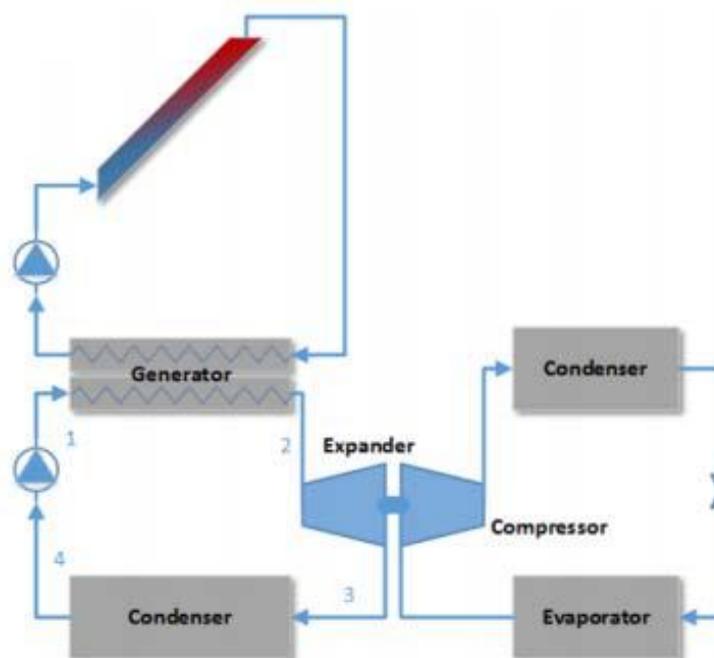


Figura 14 – Sistema de refrigeração solar por ciclo Rankine

Fonte: Zeyghami et. al (2015)

### 2.1.2 Refrigeração Solar Elétrica

Um sistema de refrigeração solar elétrica é constituído por painéis fotovoltaicos e uma unidade de refrigeração elétrica (KIM & FERREIRA, 2008). Um painel fotovoltaico é um dispositivo sólido semiconductor que converte a energia solar em eletricidade pelo processo de mesmo nome (ULLAH et. al, 2013).

A corrente elétrica produzida pelos painéis fotovoltaicos é do tipo contínua, porém maior parte dos processos industriais e aplicações domésticas utilizam corrente d otipo alternada, portanto um sistema de refrigeração elétrica deve ser composto pelos seguintes componentes (ULLAH et. al, 2013):

- Painéis fotovoltaicos – Dispositivos capazes de produzir eletricidade diretamente a partir da radiação solar
- Bateria – Armazena a energia elétrica produzida em excesso, sob a forma de corrente contínua, para ser utilizada nos períodos em que não há presença de radiação solar
- Inversor – Dispositivo capaz de converter a corrente continua produzida em corrente alternada
- Unidade de refrigeração – Sistema de refrigeração que utiliza como fonte de energia a corrente elétrica alternada produzida no inversor

A Figura 15 ilustra o sistema de refrigeração elétrica descrito anteriormente

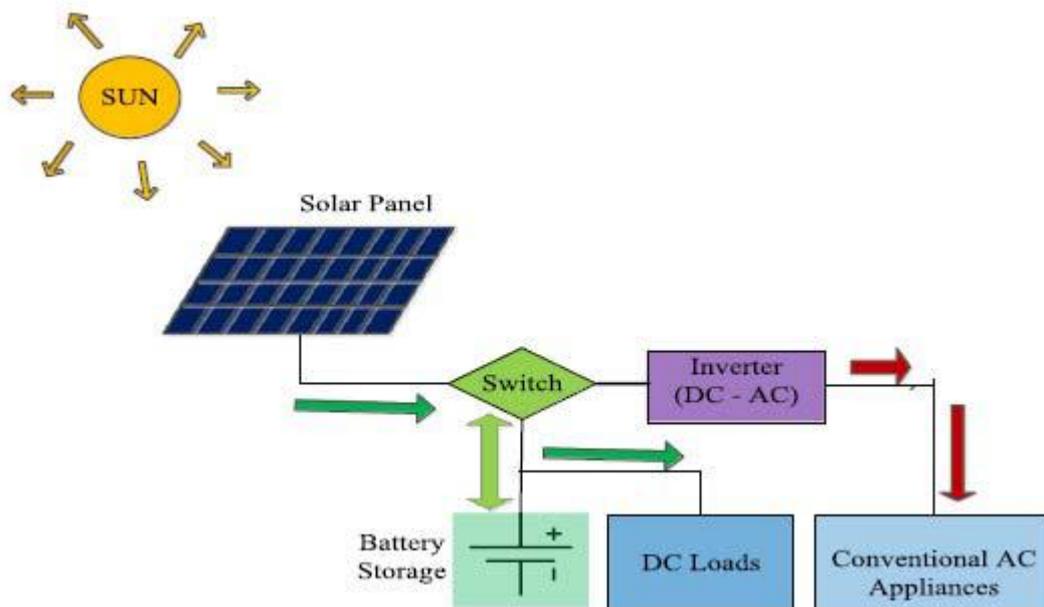


Figura 15 – Esquema de um sistema de refrigeração fotovoltaica

Fonte: Ullah et. al (2013)

Uma vantagem dos painéis fotovoltaicos quando comparados com os coletores solares utilizados na refrigeração solar térmica é o baixo custo, porém apresentam a desvantagem de aproveitarem uma parcela menor da radiação solar incidente (ULLAH et. al, 2013). Os raios infravermelhos, vermelhos e laranjas não são aproveitados pelos painéis, e estes correspondem a 65% da radiação incidente, como pode ser observado na Figura 16.

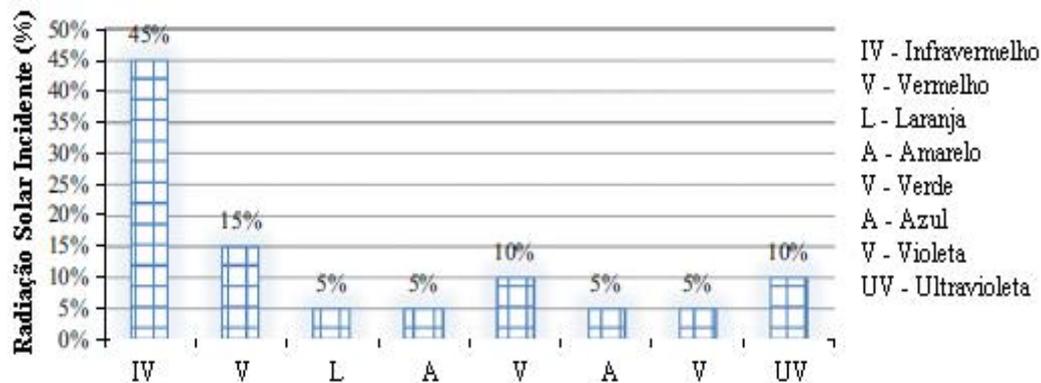


Figura 16 – Diferentes raios solares incidentes

Fonte: Adaptado de Ullah et. al (2013)

### **Fotovoltaica com Sistema de Compressão a Vapor**

O ciclo mais utilizado no sistema de refrigeração elétrica ilustrado na Figura 15 é o ciclo de compressão a vapor (ULLAH et. al, 2013). Como este já foi detalhado na seção 2.1.1, não será detalhado nesta seção.

### **Fotovoltaica com Sistema Peltier**

Neste sistema o processo de refrigeração ocorre a partir do efeito Peltier<sup>1</sup>. O dispositivo termoelétrico é composto por duas placas de material isolante revestidos internamente por um material condutor. Entre as duas placas há pares organizados de semicondutores, um semicondutor do tipo  $n^2$  e um semicondutor do tipo  $p^3$  conectados entre eles. O fluxo de elétrons ocorre do semicondutor  $p$  ao semicondutor  $n$  e então a energia elétrica é convertida em energia térmica (SIECKER, 2017). O ordenamento dos semicondutores é muito importante nesse sistema, uma vez que o mesmo promove o fluxo de calor, com a absorção de calor de uma placa e rejeição do mesmo na outra placa (SIECKER, 2017).

<sup>1</sup> Ocorrência de gradiente de temperatura quando dois semicondutores de materiais diferentes são unidos sob uma corrente elétrica em circuito fechado

<sup>2</sup> Semicondutor aceitador de elétrons

<sup>3</sup> Semicondutor doador de elétrons

A Figura 17, a seguir, ilustra o sistema de refrigeração solar termoelétrica por efeito Peltier.

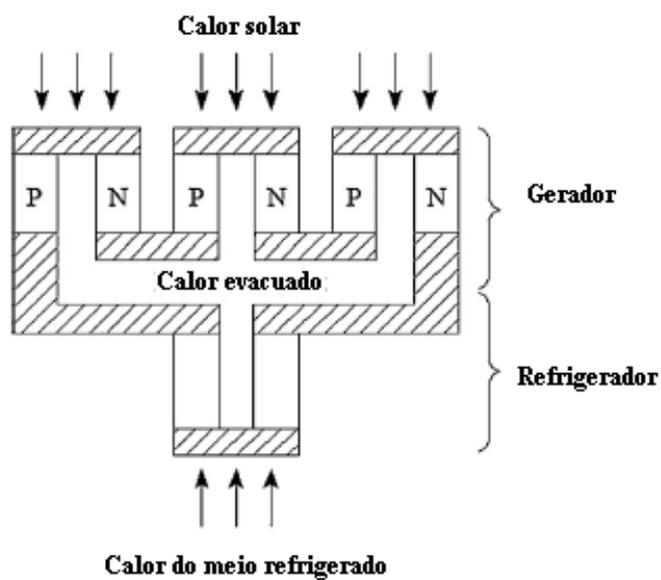


Figura 17 – Sistema de refrigeração termo-elétrica

Fonte: Adaptado de Sarbu & Sebarchievici (2013)

## 2.2 Tecnologias de Concentração Solar

### 2.2.1 Introdução

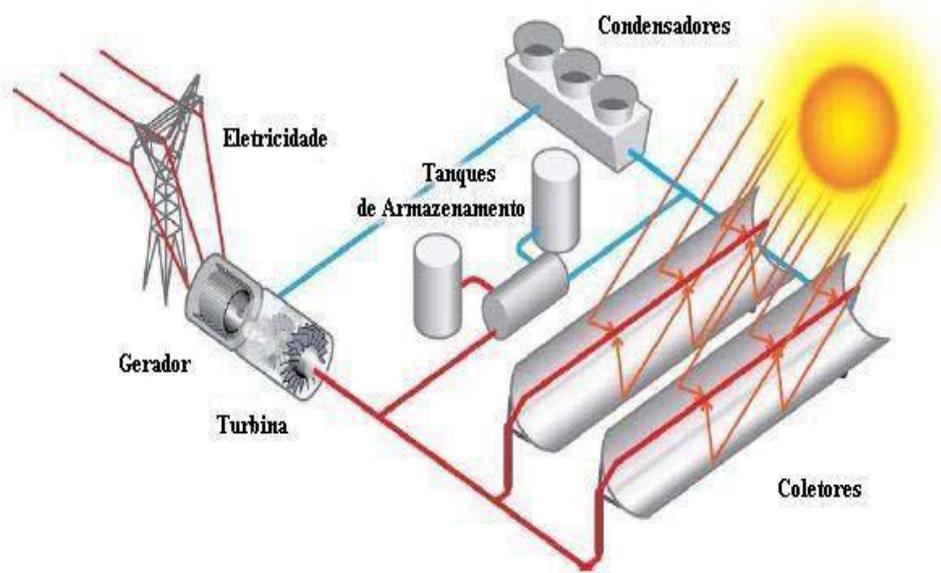
As tecnologias de concentração solar têm se mostrado promissoras para atender às demandas energéticas da população mundial (BLANCO & MILLER, 2017). Os sistemas de energia solar são projetados a fim de maximizar as vantagens oferecidas pelo uso do sol como fonte energética (energia renovável e limpa).

Essa tecnologia captura a irradiação solar, convertendo-a em energia térmica de alta temperatura (BLANCO & MILLER, 2017). Essa energia térmica pode ser utilizada em diversas aplicações. Dentre elas destacam-se: promover aquecimento e resfriamento de ambientes, produzir calor de processo, produção de eletricidade e utilização em processos químicos (BLANCO & MILLER, 2017).

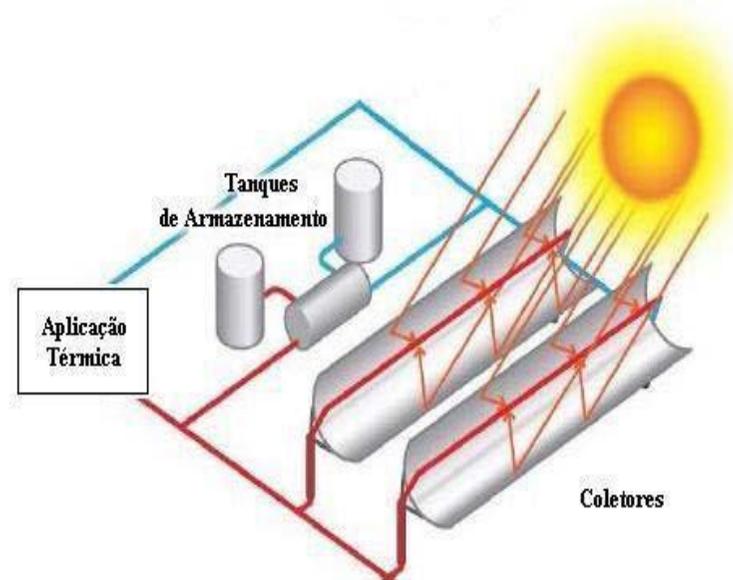
A utilização de concentradores solares para a produção de eletricidade é conhecida como CSP (*Concentrated Solar Power*), enquanto para outras aplicações pode ser denominada CST (*Concentrated Solar Thermal*).

As usinas CSP ou heliotérmicas produzem eletricidade através da concentração da irradiação solar provocando o aquecimento de um fluido de trabalho que irá transferir esse calor a uma máquina térmica, produzindo trabalho de eixo em uma turbina. Em seguida um gerador elétrico é acionado. Esse procedimento ocorre geralmente em um ciclo Rankine utilizando o vapor de água como fluido de trabalho (BLANCO & MILLER, 2017).

A Figura 18(a) ilustra o esquema sistemático de uma usina CSP com geração de eletricidade enquanto a Figura 18(b) ilustra o esquema de um sistema CST qualquer, no qual o calor solar concentrado será utilizado para uma das diversas aplicações térmicas, como citado anteriormente.



(a) Esquema de uma planta CSP



(b) Esquema de uma planta CST

Figura 18 – Esquemas dos sistemas CSP e CST com armazenamento térmico

Fonte: Adaptado de DOE, 2014

## 2.2.2 Tecnologias Disponíveis

### Irradiação Direta Normal (DNI)

A irradiação direta normal ou DNI (*Direct Normal Irradiance*) é a radiação incidente diretamente em uma unidade de área (ENERGIA HELIOTÉRMICA, 2017). A DNI é sempre medida em uma superfície perpendicular aos raios solares e é o único tipo de radiação que pode ser refletida e concentrada.

Os projetos de usinas de concentração solar (os quais serão apresentados a seguir) devem estar localizados em regiões que apresentam uma DNI mínima de 1.700 kWh/m<sup>2</sup>/ano, porém é mais comum encontrar na literatura o valor de 2.000 kWh/m<sup>2</sup>/ano ou 6 kWh/m<sup>2</sup>/dia (MALAGUETA, 2013; SORIA, 2016). A Figura 19 apresenta os diferentes valores de DNI para todo o território brasileiro.

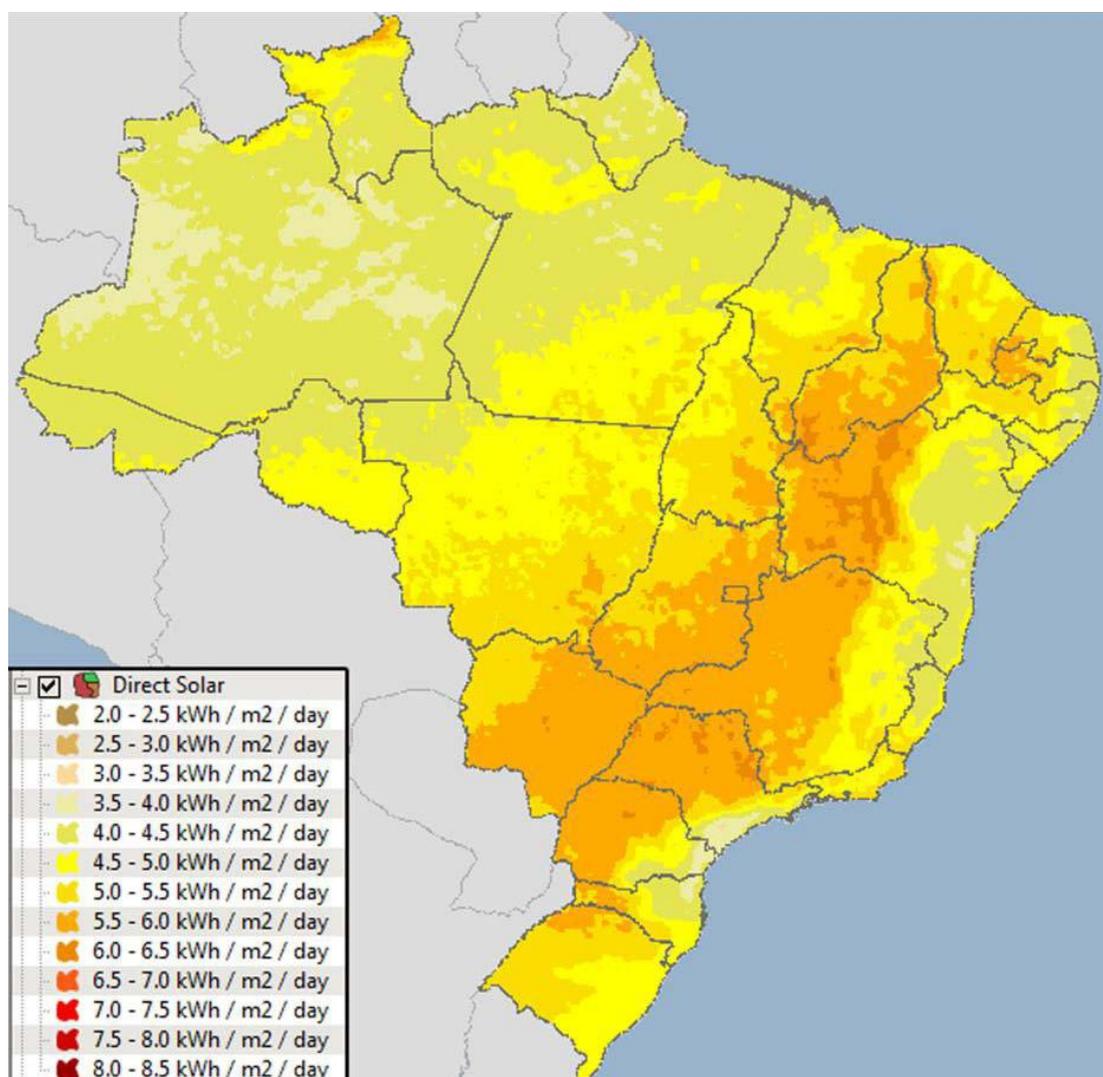


Figura 19 – Irradiação normal direta (DNI) no território brasileiro

Fonte: Malagueta (2013)

É possível perceber através da figura 18 que os locais com maiores índices de irradiação estão localizados na região Nordeste, principalmente no estado da Bahia, e no norte do estado de São Paulo. Há também bons índices de radiação em pontos isolados nas regiões Centro-Oeste e na região Sul, nos estados do Mato Grosso do Sul e Rio Grande do Sul, respectivamente.

O potencial técnico das tecnologias CSP maduras e comerciais foi quantificado por Burgi (2013) utilizando técnicas de geoprocessamento e os seguintes critérios: DNI igual ou superior a 5,5 kWh/m<sup>2</sup>/dia, declividade máxima do terreno de 3%, exclusão de áreas indígenas e de reservatórios de hidrelétricas, exclusão de áreas urbanas, distância máxima das subestações de 40 quilômetros, distância máxima de linhas de transmissão de 200 metros, distância máxima de rodovias de 10 km e disponibilidade hídrica. Os resultados encontrados por Burgi (2013) se encontram na Tabela 2 a seguir:

Tabela 2 – Potencial da tecnologia CSP no Brasil

<b>Tecnologia</b>	<b>Potencial</b>	<b>N</b>	<b>NE</b>	<b>SE</b>	<b>CO</b>	<b>S</b>	<b>Brasil</b>
Cilindro parabólico sem armazenamento térmico	GW	5	151	39	48	103	347
Cilindro parabólico com 6 horas de armazenamento térmico	GW	2	79	15	21	50	167
Torre solar com 7,5 horas de armazenamento térmico	GW	1	42	6	9	27	86

Fonte: Adaptado de Soria (2016)

Os resultados encontrados indicam que o Brasil apresenta um grande potencial técnico para as tecnologias de CSP maduras e comerciais, com os valores de 347 GW, 167 GW e 86 GW para as tecnologias cilindro parabólico sem armazenamento, cilindro parabólico com seis horas de armazenamento térmico e torre solar com sete horas e meia de armazenamento térmico, respectivamente.

Ainda não se encontram na literatura estudos feitos para o potencial técnico de tecnologias CST no Brasil, porém cabe ressaltar que esse potencial será muito superior ao potencial das tecnologias CSP. Isso se justifica pelo fato de que dependendo da aplicação térmica, a temperatura requerida pode ser menor do que a temperatura necessária do fluido de transporte para a geração elétrica, portanto a DNI necessária para o projeto poderá ser inferior, logo haverá maior área disponível no território nacional.

### **Tipos de Tecnologias**

Existem atualmente no mercado quatro tecnologias de concentradores solar disponíveis, as quais serão detalhadas a seguir. São eles: cilindro parabólico, refletor linear Fresnel,

torre central e disco parabólico. Estes concentradores podem ser classificados de acordo com o seu tipo de foco e seu tipo de receptor. O foco pode ser pontual ou linear enquanto o receptor pode ser fixo ou móvel (em um ou dois eixos). A Figura 20 ilustra as quatro tecnologias citadas assim como suas classificações quanto ao foco e ao receptor.

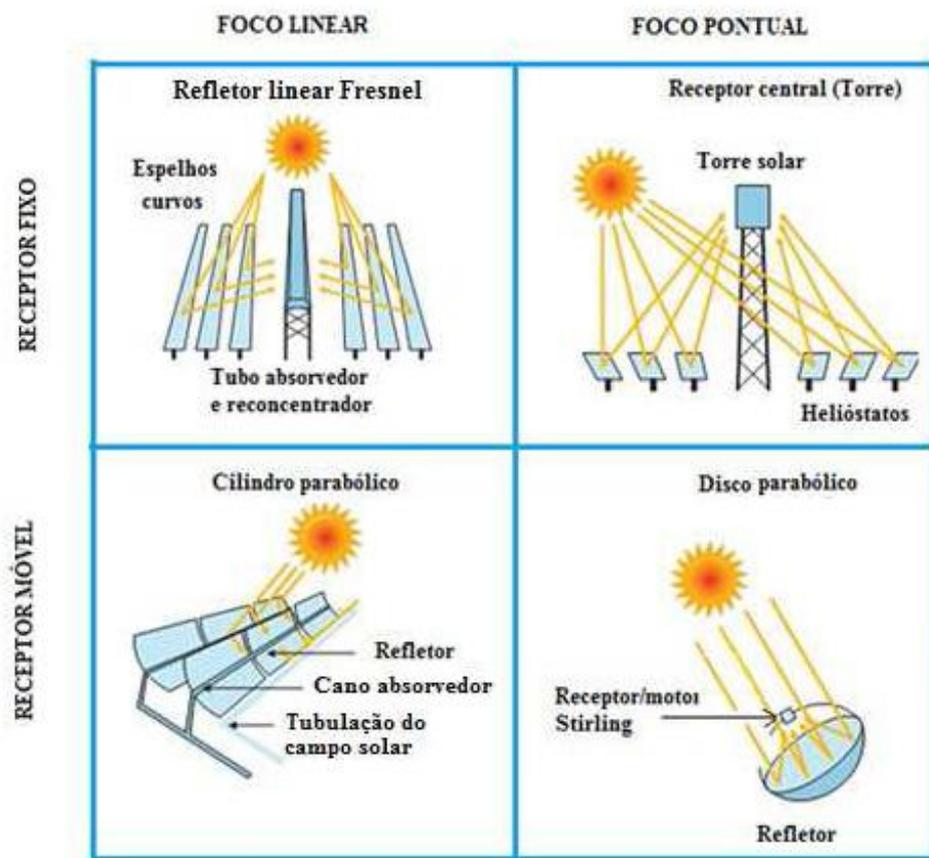


Figura 20 – Tipos de tecnologia de concentradores solares

Fonte: Adaptado de Soria (2016)

As tecnologias diferem-se não somente pelo tipo de foco e receptor, mas também por outros parâmetros técnicos, comerciais e econômicos. A Tabela 3, a seguir, apresenta esses parâmetros para as quatro tecnologias.

Tabela 3 – Comparação dos parâmetros para as quatro tecnologias CSP

		Tecnologia de Concentração				
		Unidade	Linear Fresnel	Cilindro Parabólico	Torre Solar	Disco Parabólico
Parâmetros Técnicos	Potência típica por usina CSP	MWe	1-200	10-200	10-200	0,01-0,40
	Temperatura de operação	°C	50-300	50-400	300-2.000	150-1.500
	Eficiência líquida (média anual)	%	8-10	11-16	15-30	20-30
	Fator de concentração	vezes	25-200	80-200	300-1.000	1.000-4.000
	Potência instalada até 2016	MWe	658	4.180	154	1
Parâmetros Comerciais	Maturidade tecnológica		Madura	Muito madura	Mais recente	Recente
	Risco tecnológico		Médio	Baixo	Médio	Alto
	Demanda de área		Médio	Grande	Médio	Pequeno
	Custo relativo (entre tecnologias CSP)		Muito baixo	Baixo	Alto	Muito Alto
Parâmetros Econômicos	Custo por potência instalada: CAET=com armazenamento de energia térmica; SAET= sem armazenamento de energia térmica; GDV= geração direta de vapor.	USD/W	3,0 – 4,0 (SAET); 4,1– 5,8 (CAET_ até 2h)	3,1 - 5,1 (SAET) ; 4,4 - 10,1 (CAET_ até 8h)	2,5 – 4,1 (SAET); 4,2 - 10,2 (CAET_ até 15h)	12,57 (SAET)
	Custo de O&M	USD/kWh		1,2-2,0	3,4	21

Fonte: Baseado em Soria (2016) e IASS (2016)

## Cilindro Parabólico

O cilindro parabólico é um tipo de coletor com formato cilíndrico-parabólico cujo foco é linear. Os raios solares incidem na superfície do coletor e são refletidos na direção da linha focal. Ao longo de sua linha focal é posicionado o receptor, que consiste em um tubo metálico preto revestido por uma camada de vidro para evitar perda de calor. No interior do receptor escoa um fluido de trabalho, geralmente um óleo sintético a uma temperatura entre 50°C e 400°C (KALOGIROU, 2016).

Este tipo de coletor é capaz de rastrear os raios solares em um eixo, portanto se o coletor tiver orientado no sentido norte-sul o rastreamento ocorrerá no sentido leste-oeste, analogamente se o mesmo estiver orientado no sentido leste-oeste o rastreamento será feito no sentido norte-sul. Cada uma dessas orientações tem vantagens e desvantagens. A orientação norte-sul recebe uma quantidade menor de radiação do sol de meio-dia, porém o oposto ocorre no início do dia e no final da tarde, enquanto a orientação leste-oeste recebe uma maior radiação do sol de meio dia e uma menor radiação no início do dia e no final da tarde (MALAGUETA, 2013).

A orientação norte-sul coleta ao longo do ano uma quantidade maior de energia quando comparada com a orientação leste-oeste. Porém quando comparadas em relação ao calor coletado durante as estações do ano, a orientação norte-sul apresenta maior coleta durante o verão, porém menor coleta durante o inverno (KALOGIROU, 2016). Dessa forma, o tipo de orientação a ser escolhida vai depender do projeto. A Figura 21 ilustra o rastreamento dos raios solares no sentido leste-oeste.

A tecnologia cilindro-parabólica é a mais madura do mercado além de apresentar o menor risco de investimento dentre as quatro famílias de tecnologias existentes (IRENA, 2012; LODI, 2011; MALAGUETA, 2013).

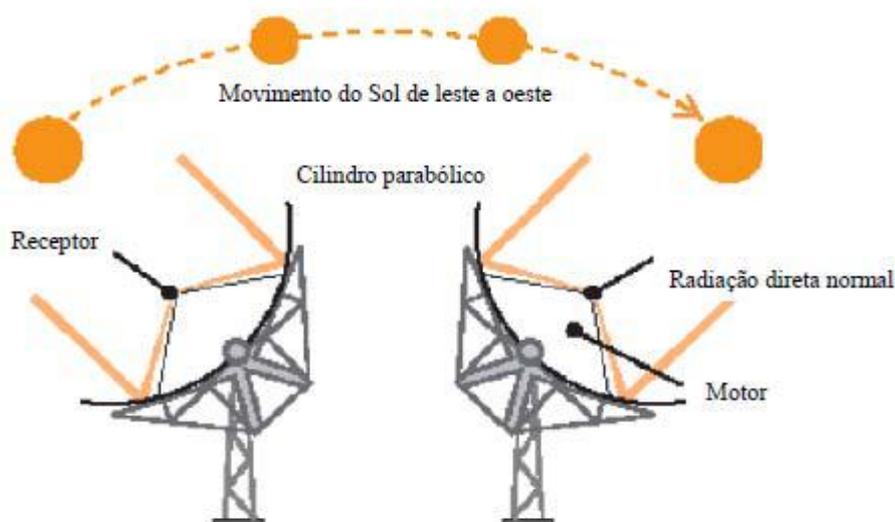


Figura 21 – Rastreamento do sol no sentido leste-oeste

Fonte: Malagueta (2013)

### Refletor Linear Fresnel

O refletor linear Fresnel consiste em tiras de espelhos planos ou levemente curvados e, assim como o cilindro parabólico, possui foco linear. Os espelhos podem ser posicionados em um arranjo parabólico ou paralelamente em um terreno plano. Da mesma forma que na tecnologia de cilindro parabólico, os raios solares são refletidos em direção à linha focal e o calor é absorvido pelo receptor. O fluido de trabalho mais comum a ser utilizado nessa tecnologia é o vapor de água (MALAGUETA, 2013).

A tecnologia Fresnel ainda não está madura no mercado, porém tem como principal vantagem a simplicidade da construção de seus espelhos e menor custo de implementação quando comparada com as outras tecnologias disponíveis (LODI, 2011).

Por ser menos eficiente que a tecnologia de cilindro-parabólica na produção de energia elétrica, esta tecnologia é mais comumente utilizada na geração de calor de processo (LODI, 2011).

### Disco Parabólico

O disco parabólico é um concentrador de formato parabólico com foco pontual. O disco é capaz de fazer o rastreamento dos raios solares em dois eixos, dessa forma é possível estar sempre na mesma direção dos mesmos, e portanto, é o concentrador de maior eficiência, sendo capaz de atingir temperaturas mais altas, em torno de 750°C (KALOGIROU, 2016).

No foco do disco circula um fluido de trabalho que é aquecido e pode ser transportado para um sistema central de geração de eletricidade ou pode transferir calor diretamente a um motor Stirling, produzindo trabalho mecânico e em seguida acionando um gerador para a produção de eletricidade no mesmo local (KALOGIROU, 2016). A configuração com o motor Stirling é mais comumente utilizada.

### Torre Solar

O sistema conhecido como torre solar ou torre central possui foco pontual posicionado no topo de uma torre, a qual possui ao seu redor espelhos, planos ou levemente curvados e de grande dimensão, denominados heliostatos (LODI, 2011).

Assim como no coletor tipo disco parabólico, no sistema de torre solar os heliostatos são capazes de rastrear os raios solares em dois eixos, e por esse motivo, o sistema é capaz de atingir temperaturas muito altas, na ordem de 2000°C (KALOGIROU, 2016). Para esta tecnologia, os principais fluidos de trabalho utilizados são: vapor de água, ar e sais fundidos (LODI, 2011).

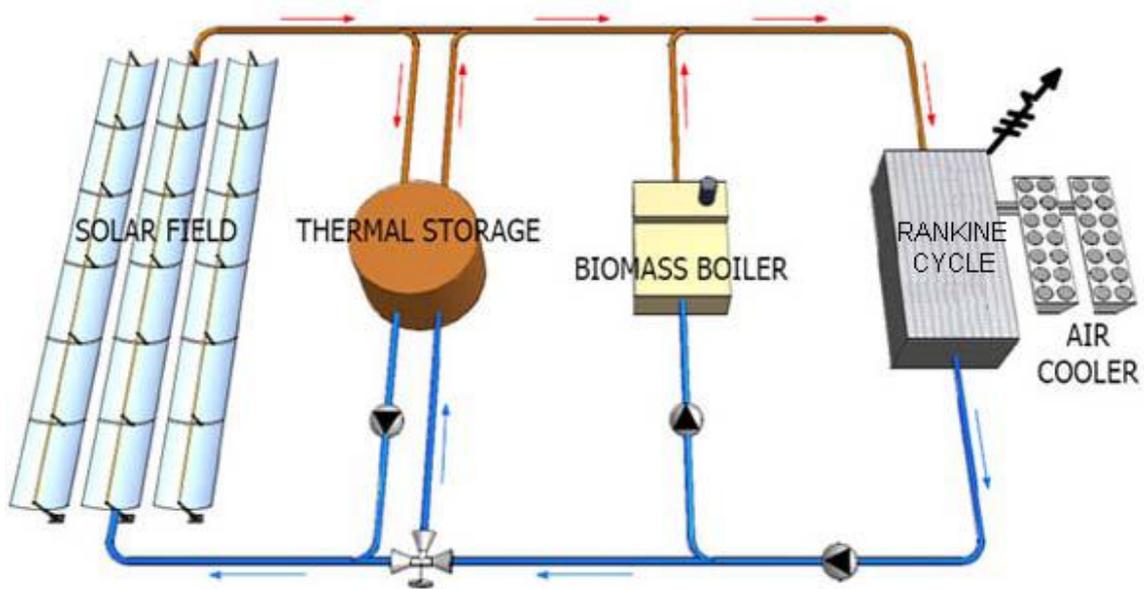
Devido ao fato de apresentarem uma alta taxa de concentração dos raios solares, as plantas de torre solar são indicadas apenas para sistemas de grande porte, acima de 10 MW (MALAGUETA, 2013).

### **Armazenamento Térmico e Hibridização**

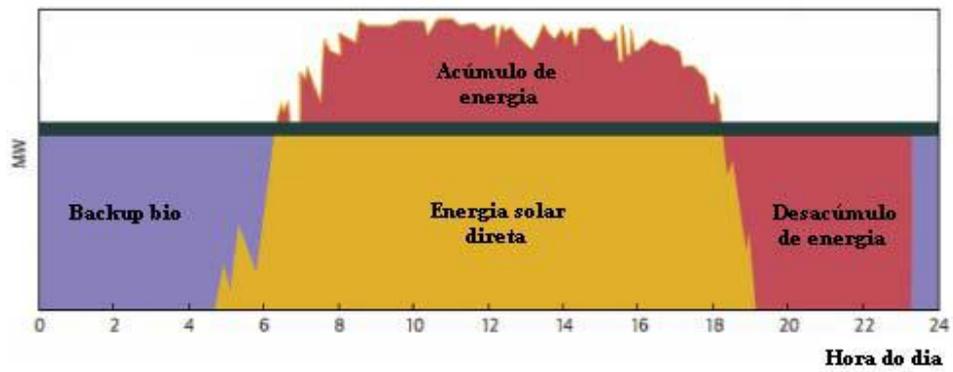
O armazenamento térmico é utilizado para permitir que a planta solar térmica continue em operação nos períodos que não há irradiação solar incidente. Para que haja armazenamento a área dos coletores deve ser suficiente para produzir carga térmica superior a capacidade nominal da turbina. Esse excesso de carga térmica produzida é armazenado em dois tanques (um mantido a alta temperatura e outro mantido a baixa temperatura) contendo fluido próprio para armazenamento de energia térmica (geralmente sais fundidos). Quando for necessário, o calor armazenado é recuperado pelo fluido de trabalho (LODI, 2011).

A hibridização em plantas de concentração solar é feita com a adição de uma caldeira auxiliar para complementar o calor concentrado pelos coletores a partir da queima de algum combustível, podendo operar com combustível fóssil ou com biomassa (MALAGUETA, 2013). Uma planta solar térmica pode apresentar sistema de armazenamento térmico e caldeira auxiliar operando de forma simultânea, dependendo da demanda energética.

A Figura 22(a) ilustra o esquema de uma usina solar térmica produzindo eletricidade com armazenamento térmico e caldeira de backup de biomassa, enquanto a Figura 22(b) apresenta o perfil de produção de energia elétrica desta mesma usina durante 24 horas de um dia de sol.



(a) Esquema de uma usina CSP com armazenamento térmico e hibridização



(b) Perfil de energia produzida ao longo do dia por uma planta híbrida com armazenamento térmico

Figura 22 – Esquema e perfil de produção de uma planta CSP híbrida com TES

Fonte: Adaptado de Prieto et. al (2016)

### **3 Procedimento Metodológico**

Nesta seção será detalhado todo o processo metodológico adotado para a realização das simulações das plantas CST e CSP propostas para o estudo de caso. O objetivo de tais simulações é definir a planta ótima para cada tecnologia, testando as diferentes configurações possíveis e obedecendo a dois critérios: mais de 50%<sup>4</sup> da energia térmica fornecida ao sistema deve ser de origem solar, e apresentar menor custo nivelado. Posteriormente será feita uma avaliação técnico-econômica entre as duas tecnologias.

O presente trabalho se propõe a descobrir qual é o sistema mais viável para atender a demanda de frio durante 24 horas. O produto é armazenado e refrigerado em câmaras isoladas termicamente. Serão testadas duas diferentes rotas para a produção de frio a partir da concentração de energia térmica solar. Os sistemas testados apresentarão acúmulo de energia e hibridização com caleira de backup de biomassa. Os mesmos serão detalhados no capítulo 4.

Esse procedimento foi dividido em quatro etapas: cálculo da carga térmica dos refrigeradores, simulação dos ciclos de refrigeração no software Aspen HYSYS, simulação do sistema solar no software System Advisor Model e avaliação econômica dos sistemas. Foi utilizada uma metodologia mais detalhada para os cálculos das cargas térmicas, enquanto para as outras etapas foram utilizados softwares específicos.

#### **3.1 Cálculo da carga térmica dos refrigeradores**

Neste trabalho será calculada não apenas a carga do refrigerador necessária para manter o produto na temperatura de armazenamento desejada, mas também a carga necessária para resfriar o produto da sua temperatura de colheita até a temperatura de armazenamento. O estado estacionário também foi adotado para essa modelagem, não havendo, portanto, variação das cargas calculadas com o tempo.

Para este cálculo, foram utilizadas equações específicas, para resfriamento de ambientes fechados e isolados termicamente, encontradas na literatura. O cálculo da carga térmica pode ser dividido em seis etapas, as quais serão mostradas a seguir. Os valores calculados para as taxas de calor serão apresentados na Tabela 16.

##### **3.1.1 Calor de campo**

O calor de campo é aquele que deve ser removido do produto para reduzir sua temperatura até a temperatura de armazenamento. Essa taxa de calor pode ser calculada a partir da massa de produto presente, da capacidade calorífica do mesmo e da diferença de temperatura entre os dois ambientes, conforme a seguinte equação (ASHRAE REFRIGERATION, 2010):

---

<sup>4</sup> Com mais de 50% da energia produzida sendo de origem solar, é garantido que a planta é majoritariamente solar.

$$Q_c = m_p cp \Delta T$$

Onde:

$Q_c$  = Taxa de calor removido, W

$m_p$  = massa do produto a ser resfriada, kg

$cp$  = Capacidade calorífica do produto, J/(kg°C)

$\Delta T$  = Diferença entre as temperaturas interna e externa, °C

### 3.1.2 Carga de transmissão

O calor transmissão (ou carga de transmissão) é aquele o calor trocado entre a câmara de resfriamento e a vizinhança devido ao fluxo de calor através das paredes, do teto e do piso. Esse fluxo ocorre devido à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo. Essa taxa de calor é calculada a partir da seguinte equação geral (ASHRAE REFRIGERATION, 2010):

$$Q_{tr} = UA \Delta T$$

Onde:

$Q_{tr}$  = Taxa de calor transferido, W

$A$  = Área total de troca térmica, m<sup>2</sup>

$\Delta T$  = Diferença entre as temperaturas interna e externa, °C

O calor de transmissão é calculado a partir da área total de troca térmica, da diferença de temperatura entre os dois ambientes em questão e de um coeficiente global de transferência de calor. Este último, por sua vez, pode ser calculado a partir da equação a seguir:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}}$$

Onde:

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor, W/(m<sup>2</sup>K)

$x$  = espessura do isolante, m

$k$  = Condutividade térmica do isolante, W/(mK)

$h_i$  = Coeficiente de transferência de calor do ar interno, W/(m<sup>2</sup>K)

$h_o$  = Coeficiente de transferência de calor do ar externo, W/(m<sup>2</sup>K)

Foi adotado o valor de 9,085 W/(m<sup>2</sup>K) para os coeficientes de transferência de calor interno e externo do ar (ASHRAE REFRIGERATION, 2010).

Vale ressaltar que as paredes, o teto e o piso são revestidos por um isolante térmico. Na equação mostrada acima foi considerada para o cálculo apenas a resistência térmica do material isolante, uma vez que sua resistência é muito superior às resistências das paredes, do teto e do piso, tornando-as desprezíveis. O valor calculado para o coeficiente global de transferência de calor será apresentado na Tabela 15.

### 3.1.3 Calor de respiração

O calor de respiração é o calor gerado no interior da câmara devido à respiração do produto armazenado. Essa taxa é proporcional à quantidade de produto armazenada e pode ser calculada de acordo com a equação a seguir (ASHRAE REFRIGERATION, 2010):

$$Q_{resp} = mq_{resp}$$

Onde:

$Q_{resp}$  = Taxa de calor produzido, W

$q_{resp}$  = Taxa de calor produzido por massa de produto, W/ton

$m$  = massa do produto, ton

A taxa de calor de respiração, por variar de acordo com o produto e com a temperatura de armazenamento, portanto deve ser obtida através de tabelas encontradas na literatura (Ver Anexo II).

### 3.1.4 Carga da infiltração do ar

O calor de infiltração (ou carga de infiltração) é o calor que infiltra na câmara através das trocas de ar interno por externo, que ocorrem como consequência da diferença de densidade entre os mesmos.

As equações desenvolvidas para o cálculo dessa carga exigem o conhecimento de algumas informações difíceis de serem obtidas com precisão, como o número de vezes

que a porta da câmara é aberta durante o dia e por quanto tempo a mesma permanece aberta, as umidades relativas dos ares interno e externo, a eficiência de isolamento da porta da câmara. Então neste trabalho será utilizada uma equação mais simples que possibilita calcular a carga apenas em função do volume da sala e das entalpias externa e interna, conforme a seguinte equação encontrada na literatura (NRAES, 1984):

$$Q_{inf} = 0,29307 \frac{(h_{ar,o} - h_{ar,i})VN}{v}$$

Onde:

$Q_{inf}$  = Taxa de calor perdido por infiltração do ar, W

$h_{ar,i}$  = Entalpia do ar interno, Btu/lb

$h_{ar,o}$  = Entalpia do ar externo, Btu/lb

$V$  = volume da câmara de refrigeração vazia, ft<sup>3</sup>

$N$  = número de trocas de ar

$v$  = volume específico médio do ar em ft<sup>3</sup>/lb

Vale ressaltar que no cálculo do volume da câmara vazia, as dimensões utilizadas no cálculo devem ser as dimensões fornecidas (altura, largura e profundidade da câmara) subtraídas de duas vezes a espessura do isolante. Dessa forma calcula-se o volume de ar contido no interior da câmara.

O valor entalpia do ar interno pode ser obtido diretamente da tabela da entalpia do ar em função da temperatura, porém o valor da entalpia do ar externo deve ser obtido através de interpolação dos valores já conhecidos. A interpolação foi feita entre os pontos de 25°C (77°F) e 45°C (113°F), considerando que a temperatura ambiente da localização escolhida não se encontrará fora desta faixa.

O número de trocas de ar pode ser interpretado como o número de vezes em que o volume de ar frio contido na câmara é substituído totalmente por ar quente externo. È possível encontrar na literatura valores tabelados para esse número em função de diferentes volumes, porém deve ser feita uma interpolação entre esses pontos para se obter uma função, uma vez que o volume da câmara em questão pode não estar contido na tabela. A tabela e os valores citados anteriormente se encontram a seguir, na Tabela 4:

Tabela 4 – Trocas de ar em função do volume da câmara

Volume da câmara de refrigeração (ft <sup>3</sup> )	Número de trocas de ar em 24 horas
1.000	15,50
2.000	10,60
4.000	7,20
6.000	5,80
10.000	4,40
15.000	3,40
20.000	3,00
25.000	2,60
50.000	1,80
100.000	1,20

Fonte: ASHRAE (2010)

### 3.1.5 Carga interna

O calor interno (ou carga interna) é o calor gerado internamente pela presença de pessoas ou de equipamentos que dissipam energia, geralmente energia elétrica em energia térmica. Essa taxa pode ser calculada a de acordo com a equação (ASHRAE REFRIGERATION, 2010):

$$Q_{int} = n_p q_p + \sum n_e q_e$$

Onde:

$Q_{int}$  = Taxa de calor gerado internamente, W

$n_p$  = número de pessoas presentes

$q_p$  = taxa de calor gerada por pessoa, W

$n_e$  = número de equipamentos presentes

$q_e$  = taxa de calor gerado por equipamento, W

O calor gerado por cada pessoa presente, por sua vez, depende apenas da temperatura do ambiente refrigerado e pode ser obtido através da seguinte equação:

$$q_p = 1295 - 11,5T$$

### 3.1.6 Carga total do refrigerador

A taxa calor total (ou carga total) adicionada ao ambiente refrigerado deverá ser igual à taxa de calor a ser removida do mesmo pelo refrigerador. Essa carga pode ser calculada a partir do somatório de todas as outras cargas citadas anteriormente, multiplicado por um fator de segurança de 10%, pois pode haver discrepâncias entre os valores calculados e reais (ASHRAE REFRIGERATION, 2010). Esse procedimento descrito está representado na equação a seguir:

$$Q_{total} = 1,1(Q_c + Q_{tr} + Q_{resp} + Q_{inf} + Q_{int})$$

Onde:

$Q_{total}$  = Carga total gerada no interior da câmara de refrigeração, W

### 3.2 Simulação dos ciclos de refrigeração

As simulações dos ciclos de refrigeração foram feitas no software Aspen Hysys 2006. Este software é utilizado para modelar matematicamente processos industriais como por exemplo as operações unitárias de uma refinaria. Para efetuar seus cálculos, o Hysys utiliza as linguagens Fortran e C. O Hysys é amplamente utilizado na indústria e na academia para simulações de processos em estado estacionário e otimização (MORAN, 2015).

O usuário deve construir o fluxograma do processo desejado escolhendo os equipamentos e as correntes de massa e energia envolvidas no processo. As correntes de massa, indicadas por setas azuis, têm suas propriedades calculadas após a definição de no mínimo quatro graus de liberdade (composição da corrente, duas propriedades intensivas e algum fluxo). Por outro lado para as correntes de energia, indicadas por setas vermelhas, não necessariamente deve-se inserir valores de entrada, as propriedades desse tipo de corrente podem ser calculadas a partir dos valores da corrente de massa ou dos equipamentos. A Figura 23 e a Figura 24 ilustram as janelas para inserir dados de entrada nas correntes de massa e energia, respectivamente, enquanto a Figura 25 ilustra a janela para inserir dados em equipamentos no Hysys 2006.

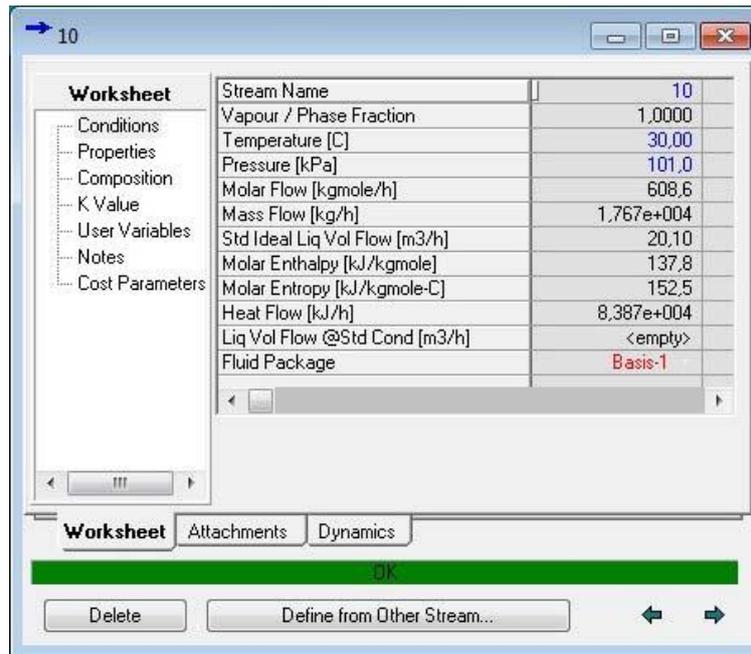


Figura 23 – Janela para inserir dados de entrada de uma corrente de massa

Fonte: Hysys (2006)

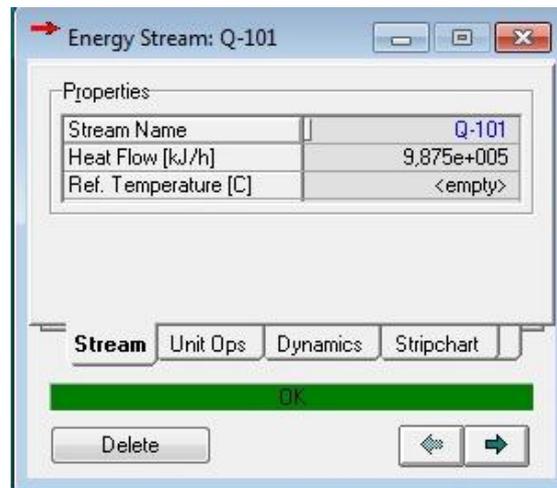


Figura 24 – Janela para inserir dados de entrada de uma corrente de energia

Fonte: Hysys (2006)

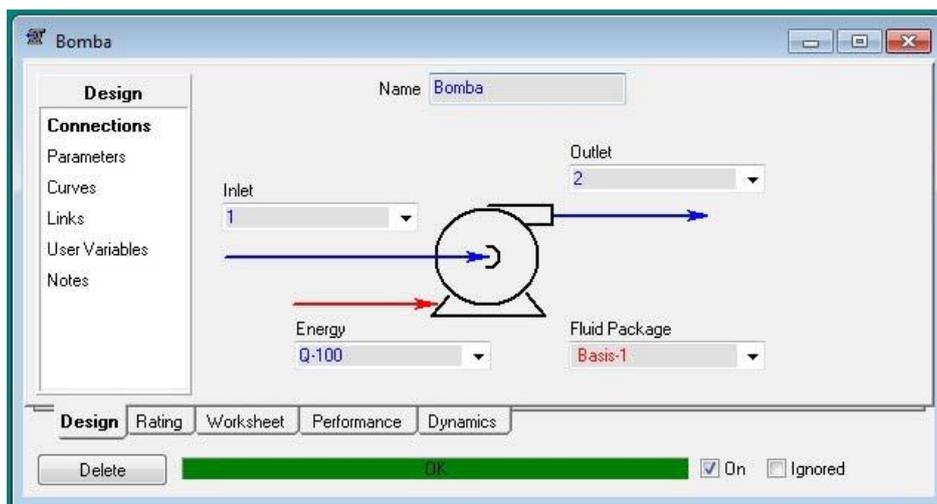


Figura 25 – Janela para inserir dados de um equipamento

Fonte: Hysys (2006)

Para realizar qualquer simulação no Hysys 2006 é necessário que, em primeiro lugar, seja definido o pacote de modelo termodinâmico de fluidos que será utilizado. Essa escolha é de grande importância, pois é a partir desse modelo que serão calculadas todas as propriedades das correntes que não forem pré definidas. Para a mistura amônia-água, foram testados apenas os modelos de atividade e as equações cúbicas de estado, por descreverem melhor as propriedades de equilíbrios líquido-vapor e soluções que contêm eletrólitos (MANSOURI et. al, 2015).

O Hysys 2006 possui em seu banco de dados as seguintes equações cúbicas de estado:

- BWRS
- GCEOS
- Kabadi-Danner
- Lee-Kesler-Plocker
- MBWR
- Peng-Robinson
- PR-Ywu
- PRSV
- Sour SRK
- Sour PR
- SRK
- SRK-Twu
- Twu-Sim-Tassone
- Zudkevitch-Joffee

O Hysys 2006 possui em seu banco de dados os seguintes modelos de atividade:

- Chien Null
- Extended NRTL

- General NRTL
- Margules
- NRTL
- UNIQUAC
- Van Laar
- Wilson

O modelo escolhido deve ser aquele que fornece valores das propriedades termodinâmicas desejadas mais próximos dos valores reais, para isso os modelos devem ser testados para diferentes faixas de temperatura e pressão, e o valor da propriedade desejada deve ser comparado ao valor real, e em seguida calculado o quadrado do erro.

### **3.2.1 Escolha do modelo termodinâmico**

Na etapa de escolha do modelo ideal para o sistema em questão, cada equação foi utilizada para determinar a temperatura da mistura amônia-água dada uma pressão, uma fração mássica de vapor e uma fração mássica de amônia na mistura. Para a fase líquida, a fração de vapor é igual a zero e para a fase vapor esse percentual é igual a unidade. A fração mássica de amônia variou de zero a um em intervalos de 0,1. Para a pressão, foram adotados os valores de 200 kPa e 2.500 kPa, uma vez que o sistema irá operar nessa faixa de pressão. A temperatura encontrada foi comparada com o valor real e então calculado o erro para cada valor simulado. Cabe ressaltar que os modelos de atividade apresentaram erros muito maiores em comparação com as equações de estado, portanto apenas os resultados dos somatórios dos quadrados dos erros dos principais modelos encontram-se na Tabela 5, a seguir, o que sugere que o modelo termodinâmico escolhido seja uma equação cúbica de estado.

Tabela 5 – Somatório do quadrado dos erros obtidos através das simulações para as diversas equações de estado no Hysys (2006)

Equações de estado	Pressão de 200 kPa		Pressão de 2.500 kPa		Total ( $\Sigma e^2$ )
	Fase líquida	Fase vapor	Fase líquida	Fase vapor	
Peng-Robinson	286,90	6,87	117,98	39,28	451,04
Peng-Robinson-Twu	284,69	6,31	106,54	40,55	438,09
Sour-Soave-Reidlich-Kwong	253,74	7,39	571,06	217,86	1050,05
Sour-Peng-Robinson	274,71	7,08	521,15	200,71	1003,66
Soave-Reidlich-Kwong	210,40	7,50	141,66	45,92	405,48
Soave-Reidlich-Kwong-Twu	188,48	6,52	115,11	36,73	346,85
Lee-Kesler-Plocker	598,68	24,74	159,05	91,84	874,31
Kabadi-Danner	212,09	10,12	144,53	45,71	412,45
Zudkevitch-Joffee	205,78	6,61	124,55	33,98	370,92

Fonte: Elaboração própria

A partir da tabela acima, é possível observar que a equação que fornece os melhores resultados das propriedades da mistura amônia-água, na fase líquida à pressão de 200 kPa, é a equação de Soave-Reidlich-Kwong-Twu. A fase vapor da mistura à pressão de 200 kPa, e a fase líquida à pressão de 2.500 kPa são descritas da melhor forma pela equação de Peng-Robinson-Twu. A equação de Zudkevitch-Joffee fornece os melhores resultados para a fase vapor da mistura à pressão de 2.500 kPa. Apesar da equação de Soave-Reidlich-Kwong-Twu apresentar os melhores resultados apenas na fase líquida e na pressão baixa, no geral é a equação que apresenta o menor somatório do quadrado dos erros em relação aos valores reais, portanto, essa foi a equação utilizada nas simulações dos ciclos de refrigeração.

### 3.2.2 Ciclo de absorção

O ciclo de absorção escolhido foi o da amônia por ser muito utilizado e por existir uma grande quantidade de trabalhos na literatura sobre o mesmo. Foram adotadas as seguintes premissas para a simulação deste ciclo de absorção, baseados em Mansouri et. al (2015):

- O sistema opera em estado estacionário
- As perdas de carga nos equipamentos são desprezíveis
- Na entrada da bomba o fluido deve ser líquido saturado
- Diferença entre as temperaturas de entrada do fluido frio e saída do fluido quente no evaporador deve ser igual a 3°C

- Diferença entre as temperaturas de entrada do fluido frio e saída do fluido quente no absorvedor deve ser igual a 10°C
- Razão mássica de refluxo no gerador igual a 0,09
- Fração mássica de NH<sub>3</sub> na solução fraca igual a 0,437
- Fração mássica de H<sub>2</sub>O na solução fraca igual a 0,563

### 3.2.3 Ciclo de compressão a vapor

Foram adotadas as seguintes premissas para a simulação do ciclo de compressão a vapor, baseados em Jain et. al (2016):

- O sistema opera em estado estacionário
- As perdas de carga nos equipamentos são desprezíveis
- Na entrada do compressor o fluido deve ser vapor saturado
- Na saída do condensador o fluido deve ser líquido saturado
- Diferença de temperatura de aproximação nos trocadores de calor deve ser igual a 5°C

### 3.2.4 Performance dos ciclos de refrigeração

A performance ou desempenho de um ciclo de refrigeração pode ser medida através de seu coeficiente de performance, que é calculado a partir da razão entre o calor removido pelo aporte de energia fornecida ao ciclo. Um coeficiente superior a um indica que o ciclo é capaz de produzir maior produção de frio em relação à energia de entrada. Esse coeficiente pode ser calculado de acordo com a equação abaixo:

$$COP = \frac{Q_{ref}}{E_i}$$

Onde:

$COP$  = coeficiente de performance do ciclo de refrigeração

$Q_{ref}$  = Taxa de calor removida do ambiente frio

$E_i$  = energia que entra no ciclo de refrigeração

A energia pode ser térmica, por exemplo, como ocorre no ciclo de absorção, também pode ser elétrica, como ocorre no ciclo de compressão a vapor.

### 3.3 Simulação do campo solar

Nesta seção serão apresentadas as etapas do procedimento de simulação do campo solar dos sistemas, assim como uma breve descrição da ferramenta utilizada e os parâmetros inseridos na mesma.

#### 3.3.1 System Advisor Model

As simulações do campo solar foram realizadas no software System Advisor Model (SAM). O SAM é um software desenvolvido e atualizado pelo *National Renewable Energy Laboratory*, um laboratório com tradição em pesquisas na área de energias renováveis e eficiência energética.

O SAM é capaz de modelar elementos técnicos e econômicos do projeto. A modelagem física é feita a partir da simulação de séries temporais das operações horárias pelo software TRNSYS, enquanto a parte econômica é modelada a partir do fluxo de caixa anual do projeto nas condições de custos e financiamentos do projeto.

O software oferece duas possibilidades de modelagem do campo solar: físico e empírico. No modelo físico, os resultados são calculados a partir de equações termodinâmicas, enquanto no modelo empírico os cálculos são feitos a partir de parâmetros reais já conhecidos de plantas CSP. Em seu banco de dados há informações de coletores, receptores e fluidos de transporte presentes no mercado mundial, os quais são utilizados na modelagem de acordo com a escolha do usuário.

A seguir estão apresentados os fluidos de transporte, coletores e receptores contidos no banco de dados do SAM 2017.

#### Fluidos de transporte:

- Caloria HT 43
- Downtherm Q
- Downtherm RP
- Hitec
- Hitec Sal Solar
- Hitec XL
- Therminol 59
- Therminol 66
- Therminol VP-1

#### Coletores:

- Albiasa Trough AT150
- Euro Trough ET150
- FLABEG Ultimate Trough RP6
- Luz LS-2

- Luz LS-3
- Siemens Sun Field 6
- Sky Fuel Sky Trough
- Solargenix SGX-1

Receptores:

- Royal Tech CSP RTUVR 2014
- Royal Tech CSP RTUVR 70M4
- Schott PTR70
- Schott PTR70 2008
- Schott PTR80
- Siemens UVAC 2010
- Solel UVAC 3
- TRX-Solar TRX70-125

Vale ressaltar que o SAM é um software desenvolvido para simular plantas CSP, ou seja, que produzem energia elétrica a partir do ciclo Rankine. Porém neste trabalho será feita a simulação não somente da planta CSP, mas também de uma planta CST que como não tem como objetivo a produção de eletricidade, não precisa de um calor de qualidade tão alta quanto à planta CSP. Entretanto, de forma a simplificar o processo de simulação e a comparação entre as plantas CST, as simulações das duas plantas consideram a mesma temperatura do fluido de trabalho.

### **3.3.2 Escolha da localidade**

Primeiramente é necessário que seja escolhido um local de projeto contido no banco de dados do programa e essa escolha deve ser feita levando em consideração irradiação normal direta do local. De acordo com Soria (2016), a irradiação normal direta mínima para que projetos CSP possam ser implantados é de 1.700 kWh/m<sup>2</sup>/ano. A Tabela 6 apresenta os valores de irradiação normal direta para as cidades brasileiras presentes no banco de dados do SAM.

Tabela 6 – Dados meteorológicos de algumas cidades brasileiras

<b>Município</b>	<b>DNI [kWh/m<sup>2</sup>/ano]</b>	<b>Temperatura de bulbo seco [°C]</b>	<b>Velocidade do vento [m/s]</b>
Belém	1.020,8	26,5	2,1
Manaus	1.144,2	26,8	1,0
Jacareacanga	1.153,9	25,9	0,5
Curitiba	1.223,2	17,2	3,0
Porto Velho	1.255,5	26,3	1,0
São Paulo	1.275,3	19,5	2,5
Boa Vista	1.314,4	28,5	3,6
Santa Maria	1.402,2	19,5	2,4
Florianópolis	1.424,6	20,7	3,3
Recife	1.519,8	27,1	3,2
Cuiabá	1.539,6	26,7	2,0
Fortaleza	1.593,9	27,2	3,8
Rio de Janeiro	1.608,5	24,0	2,4
Salvador	1.679,9	25,9	2,1
Brasília	1.737,2	21,3	2,1
Campo Grande	1.785,0	24,0	3,9
Belo Horizonte	1.856,0	22,0	1,7
Petrolina	1.833,7	26,8	4,1
Porto Nacional	1.868,8	27,1	1,1
Bom Jesus da Lapa	2.198,5	26,1	1,6

Fonte: Malagueta (2013)

Pode-se observar que as cidades que apresentam a DNI mínima necessária são: Brasília, Campo Grande, Belo Horizonte, Petrolina, Porto Nacional e Bom Jesus da Lapa. Dentre os distribuidores de frutas que se entrou em contato, o mais disposto a contribuir localiza-se na cidade de Petrolina, portanto neste trabalho a simulação será feita para esta localização, que tem suas informações climatológicas mostradas na Tabela 7.

Tabela 7 – Dados climatológicos de Petrolina

Cidade	Petrolina
Estado	Pernambuco
Fuso horário	GMT -3
Elevação	375 m
Latitude	-9,35 °N
Longitude	-40,55 °E
Irradiação direta normal	5,02 kWh/m <sup>2</sup> /dia
Irradiação difusa horizontal	2,20 kWh/m <sup>2</sup> /dia
Temperatura de bulbo seco	26,8 °C
Velocidade do vento	4,1 m/s

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

### 3.3.3 Parâmetros de entrada

Após a escolha da localidade no SAM, é necessário escolher a tecnologia de concentração solar e, em seguida, entrar com os parâmetros de campo solar, coletores, receptores, bloco de potência e armazenamento térmico. Neste trabalho a tecnologia de concentradores cilindro parabólico foi escolhida devido ao fato de ser a tecnologia mais consolidada no mercado (IRENA, 2012; LODI, 2011; MALAGUETA, 2013).

É necessária a escolha de uma irradiação de projeto para que seja calculada a área quando o múltiplo solar<sup>5</sup> é igual a um. A irradiação de projeto adotada neste trabalho será a proposta por Malagueta et. al (2014) para a cidade de Campo Grande, com valor de 689 W/m<sup>2</sup>, uma vez que a mesma possui dados climatológicos semelhantes aos da cidade de Petrolina, apresentando uma irradiação direta normal igual a 4,89 kWh/m<sup>2</sup>/dia, irradiação difusa horizontal igual a 2,10 kWh/m<sup>2</sup>/dia e temperatura de bulbo seco igual a 24,0 °C.

O tipo de fluido de transporte escolhido foi o Therminol VP-1, quanto ao tipo de coletor, a escolha foi o Solargenix SGX-1 e o tipo de receptor escolhido para este trabalho foi o Schott PTR70. Essas escolhas foram baseadas no estudo de Soria et. al (2015), assim como os custos para esses componentes do sistema, os quais serão citados mais adiante.

---

<sup>5</sup> Número adimensional que representa a razão entre a área do campo solar e a área do campo solar necessário para operar o bloco de potência a carga plena em condições da irradiação de projeto. Dessa forma, se o múltiplo solar for igual a um, significa que para uma irradiação igual à de projeto, a área do campo solar será exatamente igual à área necessária para operar o bloco de potência a 100%.

A potência líquida de cada sistema será calculada a partir dos valores da demanda energética de cada ciclo, que serão obtidos após as simulações dos ciclos de refrigeração no Hysys.

A temperatura ambiente será a mesma utilizada no cálculo da carga dos refrigeradores, igual a 33°C.

Os demais parâmetros de entrada não foram alterados, foram mantidos os sugeridos pelo SAM. A Tabela 8, a seguir, apresenta todos os parâmetros de entrada, citados anteriormente, inseridos no SAM para realizar a simulação.

Tabela 8 – Parâmetros de entrada no SAM

Campo solar	Parâmetros de campo	Múltiplo solar	a ser otimizado
		Radiação de projeto	689 W/m <sup>2</sup>
		Espaçamento entre linhas de espelhos	15 m
	Fluido de transporte	Tipo	Therminol VP-1
		Temperatura de entrada	391°C
		Temperatura de saída	293°C
		Vazão mínima por loop	1 kg/s
		Vazão máxima por loop	12 kg/s
Orientação do coletor	Inclinação	0°	
	Azimute	0°	
Coletores	Coletor	Tipo	Solargenix SGX-1
	Estrutura	Número de coletores por loop	a ser otimizado
Receptores	Receptor	Tipo	Schott PTR70
Bloco de potência	Capacidade da planta	Potência bruta	a ser calculada
		Potência líquida	a ser calculada
		Perdas parasíticas	10%
	Design de projeto	Eficiência do ciclo termodinâmico	35,60%
		Pressão da caldeira de back-up	100 bar
		Eficiência da caldeira de back-up	75%
	Controle da planta	Operação mínima da turbina	16%
	Sistema de resfriamento	Tipo do condensador	Air-cooled
		Temperatura ambiente	33°C
		Pressão mínima do condensador	1,25 inHg
Armazenamento térmico	Sistema de armazenamento	Tempo de armazenamento	a ser otimizado
		Tipo de fluido de armazenamento	Hitec sal solar
		Capacidade do tanque de armazenamento	25 MWht

Fonte: Elaboração própria

### 3.4 Avaliação econômica

Nesta seção serão mostradas as etapas seguidas e as premissas adotadas para a realização dos cálculos dos custos dos dois sistemas, e posteriormente os métodos de análise de investimentos utilizados.

Primeiramente serão calculados os custos fixos e variáveis dos refrigeradores de absorção e de compressão a vapor, o último a partir de equações empíricas. Em seguida serão calculados os custos fixos e variáveis do campo solar e do bloco de potência a partir do software SAM a partir de dados econômicos encontrados na literatura para o mercado brasileiro. E por último será feita uma avaliação econômica e comparação entre os dois sistemas a partir de três métodos diferentes: VPL, TIR e LCOE/LCOC, tais métodos que serão descritos posteriormente.

#### 3.4.1 Custos dos refrigeradores

##### Custos Fixos

##### Sistema de Absorção

Para calcular o custo do refrigerador sistema de absorção, é possível encontrar na literatura curvas de economia de escala. Neste trabalho será utilizada a curva proposta por Eicker (2009), ilustrada na Figura 26, pela qual pode-se obter o preço por potência do refrigerador, seguindo uma lógica de economia de escala.

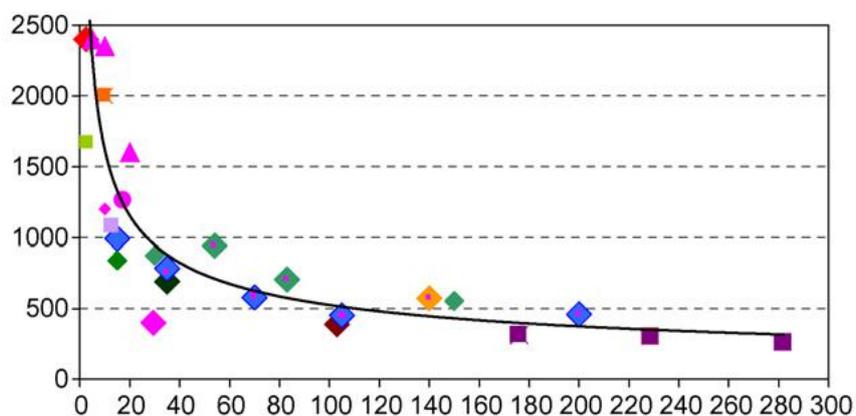


Figura 26 – Curva de economia de escala para sistema de absorção (€/kW)

Fonte: Eicker (2009)

Neste trabalho, todos os custos serão apresentados em dólar americano, portanto será necessária a conversão para o mesmo. A cotação do euro adotada foi a de 1,17 USD (BLOOMBERG, 2017).

## Sistema de compressão a vapor

Para o sistema de compressão a vapor, encontra-se na literatura equações empíricas propostas para calcular o custo de cada equipamento individual que constitui o ciclo. No presente trabalho serão utilizadas as equações propostas por Sayyaadi & Nejatollahi (2010), para calcular os custos do compressor, do evaporador e do condensador.

### Compressor

O custo do compressor pode ser calculado em função da vazão mássica de refrigerante, da eficiência isentrópica e das pressões das correntes de entrada e saída, conforme a seguinte equação:

$$C_{comp} = \left( \frac{573\dot{m}_{ref}}{0,8996 - \eta_{isen}} \right) \left( \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \right) \ln \left( \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \right)$$

Onde:

$C_{comp}$  = Custo do compressor, USD

$\dot{m}_{ref}$  = Vazão mássica do refrigerante, kg/s

$\eta_{isen}$  = Eficiência isentrópica do compressor

$P_{cond}$  = Pressão de operação do condensador, kPa

$P_{evap}$  = Pressão de operação do evaporador, kPa

A eficiência isentrópica por sua vez, pode ser calculada apenas em função da razão de compressão adotada no compressor, de acordo com a seguinte equação:

$$\eta_{isen} = 0,85 - 0,046667 \left( \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \right)$$

### Condensador

O custo do condensador pode ser calculado em função apenas da sua área, de acordo com a seguinte equação:

$$C_{cond} = 516,621A_{cond} + 268,45$$

Onde:

$C_{cond}$  = Custo do condensador, USD

$A_{cond}$  = Área do condensador, m<sup>2</sup>

### Evaporador

Igualmente ao condensador, o evaporador pode ter seu custo calculado em função apenas da sua área, de acordo com a seguinte equação:

$$C_{evap} = 309,143A_{evap} + 231,915$$

Onde:

$C_{evap}$  = Custo do evaporador, USD

$A_{evap}$  = Área do evaporador, m<sup>2</sup>

### Refrigerador

$$C_{ref} = C_{comp} + C_{cond} + C_{evap}$$

Onde:

$C_{ref}$  = Custo do refrigerador do sistema de compressão a vapor, USD

Foram calculados apenas os custos do compressor, evaporador e condensador, visto que a soma dos custos dos outros equipamentos como válvula de expansão, tubulações e estrutura do sistema constituem apenas cerca de 0,84% do investimento total do refrigerador (JAIN et. al, 2016).

### Custos Variáveis

O custo variável, de operação e manutenção de um refrigerador pode ser calculado em função do seu custo fixo. É sugerido um custo anual igual a 2% do investimento total do refrigerador (EICKER, 2009; JAIN et. al, 2016).

### **3.4.2 Custos do campo solar e do bloco de potência**

O SAM oferece valores dos custos fixos e variáveis como sugestão, mas permite ao usuário alterá-los. Neste trabalho não serão utilizados esses valores sugeridos pelo software, pois são adequados para o mercado americano. Por esse motivo, serão utilizados os custos sugeridos por Malagueta et. al (2014) e Soria et. al (2015), calculados para a implementação de CSP na cidade de Bom Jesus da Lapa, no estado da Bahia. No presente trabalho o sítio escolhido foi a cidade de Petrolina, localizada no estado de Pernambuco. Tratam-se de cidades diferentes, porém localizam-se na mesma região do país, portanto é mais adequado considerar os custos do mercado brasileiro, por se tratarem de uma melhor aproximação.

Uma comparação entre os custos do mercado brasileiro e do mercado americano encontra-se na Tabela 9 e na Tabela 10, a seguir:

Tabela 9 – Comparação entre os custos fixos do mercado brasileiro e americano

Custos Fixos	Mercado Americano (SAM, 2017)	Mercado Brasileiro (Malagueta et. al, 2014; Soria et. al, 2015)	Unidade
Melhorias no sítio	25,00	30,00	USD/m <sup>2</sup>
Campo solar	150,00	215,00	USD/m <sup>2</sup>
Fluido de transporte	60,00	80,00	USD/m <sup>2</sup>
Termo acumulação	65,00	80,00	USD/kWh
Backup	-	420,00	USD/kWe
Bloco de potência	1.150,00	830,00	USD/kWe
Balanço da planta	120,00	110,00	USD/kWe
Contingência	7	20	% do custo fixo

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017) , Soria et. al (2015) e Malagueta et. al (2014)

Tabela 10 – Comparação entre os custos indiretos do mercado brasileiro e americano

Custos Indiretos	Mercado Americano (SAM, 2017)	Mercado Brasileiro (Malagueta et. al, 2014; Soria et. al, 2015)	Unidade
EPC	11,0	11,0	% do custo fixo
Custo do terreno	10.000 USD/acre	1.000 USD/ha	

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017), Soria et. al (2015) e Malagueta et. al (2014)

O custo fixo por capacidade assim como o custo variável por geração utilizados, este último se refere à operação e manutenção de uma caldeira de backup de biomassa, serão os propostos por Soria et. al (2015). Segundo o mesmo autor, a madeira jurema-preta é a melhor biomassa para ser utilizada como backup na região devido ao seu baixo custo, igual a 0,51 USD/MMBTU. A Tabela 11, a seguir, apresenta os custos variáveis utilizados.

Tabela 11 – Comparação entre os custos variáveis do mercado brasileiro e americano

Custos Variáveis	Mercado Americano (SAM, 2017)	Mercado Brasileiro (Soria et. al, 2015)	Unidade
Custo fixo por capacidade	66,00	65,00	USD/kW-ano
Custo variável por geração	4,00	5,00	USD/MWh
Custo do combustível	-	0,51	USD/MMBtu

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017) e Soria et. al (2015)

### 3.4.3 Métodos de análise de investimentos

Para a análise financeira dos sistemas propostos, foram adotados os parâmetros de acordo com Schaeffer et. al (2014), uma vez que esse estudo foi realizado para o mercado brasileiro. O horizonte adotado foi de 30 anos para os dois projetos com uma taxa mínima de atratividade igual a 10%. Neste trabalho não foi considerada inflação para o período de análise. A Tabela 12 a seguir apresenta os parâmetros financeiros citados.

Tabela 12 – Parâmetros financeiros utilizados

Parâmetros financeiros	
Período de análise	30 anos
Taxa de desconto	10% a.a
Inflação	0%

Fonte: Elaboração própria

É importante ressaltar que como neste trabalho as simulações não estão sendo feitas para uma empresa produtora de energia para vender, não há receita neste caso, portanto os fluxos de caixa serão calculados a partir da diferença entre a economia anual com despesas em eletricidade pelo distribuidor e os custos variáveis anuais. Também é importante destacar que os custos serão calculados fornecidos em dólar americano, mas as despesas em eletricidade são fornecidas em real brasileiro, portanto deve-se fazer a conversão. A cotação do dólar utilizada neste trabalho será de 3,29 R\$ (BLOOMBERG, 2017).

#### 3.4.3.1 Custo nivelado das tecnologias

O custo nivelado da energia (*levelized cost of energy*) é calculado através do quociente entre a soma de todos os custos envolvidos no projeto de uma usina durante sua vida útil e a energia total produzida nesse mesmo período. O LCOE é calculado a partir da equação a seguir:

$$LCOE/LCOC = \frac{I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{O\&M_f + O\&M_v}{(1+r)^i}}{\sum_{i=1}^n \frac{E}{(1+r)^i}}$$

Onde:

$LCOE$  = Custo nivelado da energia produzida, USD/kWh

$LCOC$  = Custo nivelado do frio produzido, USD/kWh

$I_0$  = Investimento total, USD

$O\&M_f$  = Custo variável da planta, USD/ano

$O\&M_v$  = Custo do combustível de backup, USD/ano

$E$  = Energia total produzida, kWh/ano

$r$  = Taxa de desconto

$i$  = Período em análise

$n$  = Vida útil do sistema, anos

Vale destacar que a energia total produzida no cálculo do LCOE será medida em kWh elétricos, pois se refere à energia elétrica produzida pela planta, enquanto no cálculo do LCOC será medida em kWh térmico pois se refere ao frio produzido pela planta.

### 3.4.3.2 Valor presente líquido

O valor presente líquido é o somatório de todos os fluxos de caixas, durante a vida útil do projeto, descontados no tempo. Este valor pode ser calculado de acordo com a equação a seguir (BREALEY & MYERS):

$$VPL = -I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{c_i}{(1+r)^i}$$

Onde:

$VPL$  = Valor presente líquido do projeto, USD

$I_0$  = Investimento inicial total

$c_i$  = Fluxo de caixa no período  $i$

$i$  = Período em análise

$r$  = Taxa de desconto

$n$  = Vida útil do sistema

### 3.4.3.3 Taxa interna de retorno

A taxa interna de retorno é a taxa que iguala o somatório dos fluxos de caixas descontados no tempo ao investimento inicial total (OSBORNE, 2010). Esta taxa pode ser calculada de acordo com a seguinte equação (BREALEY & MYERS):

$$0 = -I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{c_i}{(1 + TIR)^i}$$

Onde:

$TIR$  = Taxa interna de retorno do projeto, %

$I_0$  = Investimento inicial total

$c_i$  = Fluxo de caixa no período  $i$

$i$  = Período em análise

$n$  = Vida útil do sistema

Para que o projeto seja viável a taxa interna de retorno deve ser maior que a taxa de desconto adotada, caso contrário o projeto terá um valor presente negativo.

## 4 Estudo de Caso

Esta seção apresentará os resultados de todas as etapas de cálculo descritas no procedimento metodológico, aplicadas a um estudo de caso específico. Primeiramente será feita uma breve descrição do problema proposto, e em seguida serão apresentados os resultados e será feita uma análise em cima dos mesmos.

### 4.1 Descrição do Problema

Como estudo de caso da aplicação da tecnologia solar para promover a refrigeração de ambientes, foi selecionado um distribuidor de frutas que atualmente utiliza um sistema próprio de refrigeração. O distribuidor está localizado na cidade de Petrolina, no interior do estado de Pernambuco na mesorregião do São Francisco. Esta cidade situa-se no semiárido e, como já citado anteriormente, há dificuldade na transmissão de energia a algumas cidades desta região. Petrolina apresenta uma irradiação normal direta igual a 1.833 kWh/m<sup>2</sup>/ano.

Este distribuidor trabalha com uvas e necessita de armazenamento refrigerado para as mesmas, uma vez que devem ser armazenadas a 0°C. Esse armazenamento é feito em duas câmaras isoladas termicamente. No interior das câmaras há presença de pessoas trabalhando e de equipamentos que dissipam energia produzindo calor. Durante a semana há um fluxo diário de frutas, entrada e saída, porém esse valor varia com as safras, e em cada safra ainda pode oscilar, portanto foi feita uma estimativa para a carga de frutas recebida diariamente, e foi assumido que a carga de saída será igual a carga de entrada. Durante os finais de semana não há fluxo das frutas.

As uvas quando chegam do campo, devem sofrer um resfriamento rápido, com duração média de nove horas, até atingirem a temperatura ideal de armazenamento, portanto a demanda de energia das câmaras não é constante ao longo dos dias da semana, apenas nos finais de semana quando não há recebimento de carga. A carga média de frutas recebida diariamente é de 75 toneladas, geralmente às nove horas da manhã, e a divisão dessa carga entre as câmaras depende de diversos fatores, portanto neste trabalho foi considerada uma divisão da carga média entre duas partes iguais, cada uma sendo armazenada em uma das câmaras existentes.

## **4.2 Potência dos Refrigeradores**

A primeira etapa consiste em calcular a carga térmica que deve ser removida das câmaras pelos refrigeradores e suas respectivas potências. Para fazer esse cálculo, algumas informações específicas sobre o local de armazenamento das frutas e sobre o processo de refrigeração foram necessárias. E tais informações só podem ser obtidas através do distribuidor, pois não se encontram tabeladas e nem podem ser calculadas em função das outras, são específicas deste caso. A Tabela 13 a seguir reúne essas informações:

Tabela 13 – Informações fornecidas pelo distribuidor das câmaras

<b>Informação</b>	<b>Câmara 1</b>	<b>Câmara 2</b>
Capacidade máxima (ton)	183,6	275,4
Tempo de resfriamento (h)	8	8
Altura (m)	6,0	6,0
Largura (m)	15,18	28,10
Profundidade (m)	15,93	12,38
Temperatura (°C)	0	0
Tipo de Isolante	Isopor	Isopor
Espessura do isolante (mm)	100	100
Equipamentos	24 lâmpadas 110W 8 motores trifásicos 1 cv	28 lâmpadas 110W 12 motores trifásicos 1 cv
Pessoas trabalhando	4 pessoas/16h	4 pessoas/16h

Fonte: Elaboração própria

Outras informações necessárias para o cálculo das cargas se tornam necessárias, como a capacidade calorífica da uva, os valores de entalpia do ar a diferentes temperaturas, entre outras. Enquanto algumas podem ser obtidas facilmente, pois já são conhecidas e tabeladas, outras necessitam ser estimadas indiretamente. A Tabela 14 reúne todas as informações necessárias para seguir o procedimento metodológico apresentado no capítulo 3. Todas as informações apresentadas na tabela a seguir foram encontradas na literatura:

Tabela 14 – Valores obtidos na literatura

Variável	Valor	Fonte
C <sub>p</sub> (J/kg°C)	3.726,25	ASHRAE – Refrigeration, 2010
T <sub>ambiente</sub> (°C)	33,0	INMET, 2017
h <sub>i</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	9,085	ASHRAE – Refrigeration, 2010
h <sub>ar,o</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	9,085	ASHRAE – Refrigeration, 2010
q <sub>resp</sub> (W/ton)	7,47	ASHRAE – Refrigeration, 2010
h <sub>i</sub> (Btu/lb)	11,76	ASHRAE – Fundamentals, 2009
v (ft <sup>3</sup> /lb)	13,50	ASHRAE – Fundamentals, 2009

Fonte: Elaboração própria

A temperatura ambiente escolhida foi a maior média diária observada no ano de 2017, igual a 33°C (INMET, 2017), pois quanto maior for a temperatura ambiente, maior será a potência calculada para o refrigerador. Essa escolha foi feita para garantir que a potência demandada será sempre atendida, até nos dias mais quentes do ano. Poderá acontecer de em algum momento específico de um dia a temperatura ultrapasse os 33°C, porém a tendência é que a temperatura média diária não ultrapasse esse valor.

O isolante utilizado nesta simulação será o isopor<sup>6</sup>, também conhecido como poliestireno expandido, cuja condutividade térmica pode ser calculada em função de sua densidade, espessura e temperatura. A seguir se encontra as etapas para a realização deste cálculo.

Primeiramente deve-se calcular a condutividade à temperatura de 10°C em função de sua espessura e densidade, conforme a seguinte equação (GNIP et. al, 2012):

$$k_{10^{\circ}C} = 20,313 + 0,14322\rho + \frac{222,48}{\rho} + 0,00752x$$

Onde:

$k_{10^{\circ}C}$  = Condutividade térmica do poliestireno expandido a 10°C, W/(mK)

$\rho$  = Densidade do poliestireno expandido, kg/m<sup>3</sup>

$x$  = Espessura do isolante, mm

<sup>6</sup> Isolante utilizado pelo distribuidor nas câmaras de refrigeração (conforme Tabela 13)

Isopores utilizados como isolantes em câmaras de refrigeração normalmente apresentam densidade entre os valores de 20 kg/m<sup>3</sup> e 24 kg/m<sup>3</sup> (Inova Isopor, 2017). Neste trabalho foi considerada uma densidade de 20 kg/m<sup>3</sup>.

Em seguida, deve-se calcular a condutividade na temperatura desejada através da seguinte equação (GNIP et. al, 2012)

$$k_{(T)} = (0,9615 + 0,003991T)k_{10^{\circ}C}$$

Onde:

$k_{(T)}$  = Condutividade térmica do poliestireno à temperatura T, W/(mK)

$k_{10^{\circ}C}$  = Condutividade térmica do poliestireno expandido a 10°C, W/(mK)

T = Temperatura ambiente, °C

A partir das equações apresentadas na seção 3.1 e de alguns valores obtidos anteriormente, neste capítulo, foram calculados os valores das variáveis restantes. Tais valores se encontram na Tabela 15, a seguir:

Tabela 15 – Valores calculados das demais variáveis

Variável	Valor
Condutividade térmica do isolante (W/mK)	0,0337
Coefficiente global de transferência de calor (W/m <sup>2</sup> K)	0,3138
Potência dos motores (W)	986,77
Potência por pessoa presente (W)	271,68
Entalpia do ar externo a 33°C (BTU/lb)	57,98

Fonte: Elaboração própria

Os números de trocas de ar por dia, valores necessários para os cálculos dos calores de infiltração pela equação apresentada na seção 3.1, foram calculados através da interpolação de valores já conhecidos e tabelados, já apresentados na seção de metodologia deste estudo. A Figura 27, a seguir, apresenta o gráfico desta variável em função do volume da câmara, assim como a função encontrada em sua interpolação estimada no Excel.

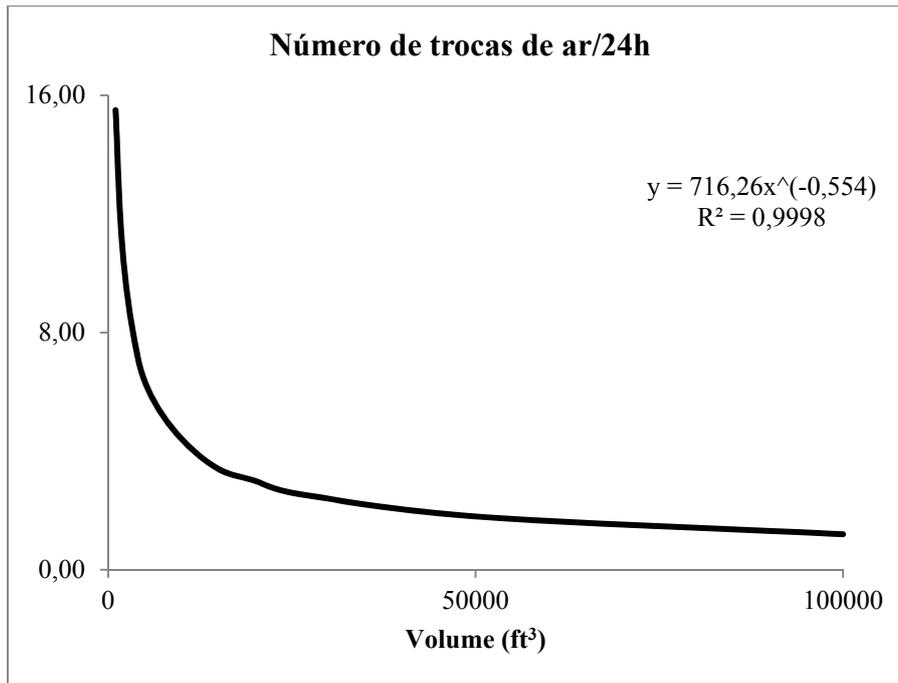


Figura 27 – Número de trocas de ar por dia em função do volume da câmara

Fonte: Elaboração própria

A partir da equação estimada foram encontrados os valores de 1,82 trocas de ar por dia para a câmara 1 e 1,49 trocas de ar por dia para a câmara 2.

Como já citado no processo metodológico, os valores da entalpia do ar externo às câmaras foram obtidos através de interpolação dos valores de entalpia entre as temperaturas de 25°C e 45°C. Após a interpolação foi encontrada a seguinte equação:

$$h_{ar,o} = 13,177e^{0,0449T}$$

Para a temperatura externa adotada, com valor de 33°C, foi encontrado um valor de entalpia igual a 57,98 BTU/lb.

Após conhecidos os valores de todas as variáveis necessárias, as taxas de calor envolvidas no processo foram determinadas através das equações descritas no procedimento metodológico, e se encontram na Tabela 16, a seguir:

Tabela 16 – Taxas de calor calculadas através das equações propostas

<b>Taxa de calor</b>	<b>Câmara 1</b>	<b>Câmara 2</b>
Calor de campo, $Q_c$ (W)	142.322,13	142.322,13
Calor de transmissão, $Q_{tr}$ (W)	8.872,95	12.233,48
Calor de respiração, $Q_{resp}$ (W)	280,25	280,25
Calor interno, $Q_{int}$ (W)	11.620,86	16.007,94
Calor de infiltração, $Q_{inf}$ (W)	3.675,06	4.326,96
Calor total, $Q_{total}$ (kW)	183,45	192,69

Fonte: Elaboração própria

A tabela acima mostra que a carga total do refrigerador da câmara 1 deve ser igual a 183,45 kW e da câmara 2 deve ser igual a 192,69 kW. É importante destacar que essa é a carga máxima, ou seja, a potência máxima em que os refrigeradores operarão, e isso ocorre somente no período de nove horas em que há carga de frutas sendo resfriadas até a temperatura de armazenamento. Portanto, nas outras 15 horas do dia, a carga para manter a temperatura desejada na câmara 1 será igual a 26,89 kW e igual a 36,13 kW na câmara 2. Esses números mostram que a maior parte da energia demandada é para retirar o calor de campo das frutas e resfriá-las à temperatura de armazenamento (85,3% da carga total da câmara 1 e 81,3% da carga total da câmara 2).

Cabe ressaltar também que as cargas de infiltração, que foram calculadas por um método simplificado, correspondem a apenas 2,2% e 2,5% (uma parcela muito pequena) das cargas totais das câmaras 1 e 2, respectivamente.

### **4.3 Rotas Adotadas para o Estudo de Caso**

Nesta seção serão mostradas as duas rotas propostas para a produção de frio. Na primeira rota, o ar será resfriado através do ciclo refrigeração por absorção, enquanto na segunda rota o processo será feito pelo ciclo de compressão a vapor. Como mostrado no capítulo 2, o ciclo de absorção opera com o fornecimento de energia térmica ao gerador e por outro lado, o ciclo de compressão a vapor demanda energia elétrica para acionar o compressor mecânico. Dessa forma o primeiro sistema, denominado neste trabalho como sistema CST, será composto pelo campo solar, sistema de armazenamento e backup e chillers de absorção. O segundo sistema, denominado como sistema CSP, será composto também pelo campo solar com sistema de armazenamento e backup, porém com refrigeradores de compressão a vapor.

O sistema CST apresenta uma etapa a menos que o sistema CSP, a etapa de produção de eletricidade, sendo assim não apresentará custos referentes a bloco de potência. Contudo, o sistema CST opera com o ciclo de refrigeração por absorção, que por sua

vez apresenta um baixo rendimento e coeficientes de performance menores quando comparados com o ciclo de compressão a vapor. Os fluxogramas mais detalhados dos dois ciclos de refrigeração serão apresentados nas seções seguintes.

O objetivo em testar as duas rotas é verificar qual sistema é mais viável economicamente. Em outras palavras, conferir o que torna o sistema mais barato: ausência de bloco de potência, no caso do ciclo de absorção, ou maior eficiência do ciclo de refrigeração, no caso do ciclo de compressão a vapor com geração de eletricidade.

A Figura 28 ilustra as duas rotas propostas para atender a demanda de frio do distribuidor.

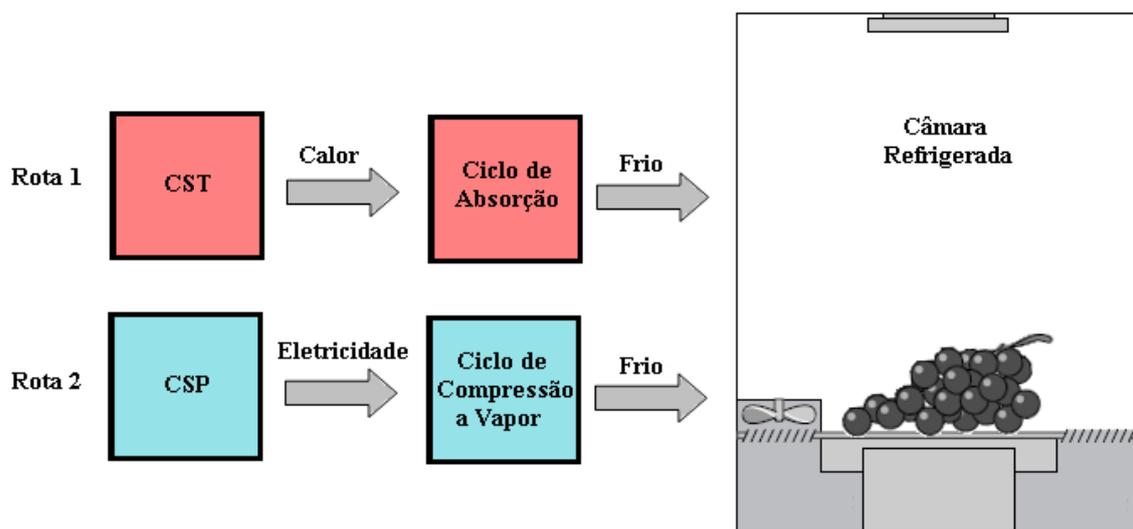


Figura 28 – Rotas adotadas para refrigeração

Fonte: Elaboração própria

#### 4.4 Descrição da Simulação dos Ciclos de Refrigeração

Nesta seção serão mostrados todos os resultados referentes às simulações feitas no Hysys, desde a escolha do modelo termodinâmico até os valores encontrados das propriedades das correntes de cada ciclo, assim como parâmetros técnicos de equipamentos, como as áreas do condensador e do evaporador do ciclo de compressão a vapor, que serão necessárias para o cálculo dos custos.

##### 4.4.1 Ciclos de Absorção

O ciclo de absorção convencional, quando o fluido refrigerante se trata da amônia, é composto por refeedor, coluna retificadora, absorvedor, condensador, evaporador, bomba e válvulas. O fluxograma adotado neste trabalho foi baseado no fluxograma proposto por Mansouri et. al (2015), o qual apresenta três trocadores de calor adicionais. A Figura 29 ilustra o fluxograma construído para a simulação enquanto a Tabela 17

apresenta os resultados da simulação com os valores das propriedades de cada corrente do ciclo.

Vale ressaltar que o absorvedor foi dividido em três equipamentos: pré-absorvedor, misturador e absorvedor. No pré-absorvedor ocorre a mistura das correntes oriundas do trocador de calor (corrente 11), em estado vapor, e da válvula 2 (corrente 3), em estado líquido. Do pré-absorvedor saem duas correntes a mesma temperatura: uma em estado vapor rica em amônia (corrente 12) e outra em estado líquido pobre em amônia (corrente 15). Essas duas correntes seguem para o misturador, onde ocorre de fato a absorção da corrente vapor pela corrente líquida, resultando em uma corrente em equilíbrio líquido-vapor (corrente 14). E por último, no absorvedor ocorre apenas a troca de calor e liquefação da fração vaporizada da corrente de entrada. Esse resfriamento ocorre através de troca de calor com água a temperatura ambiente.

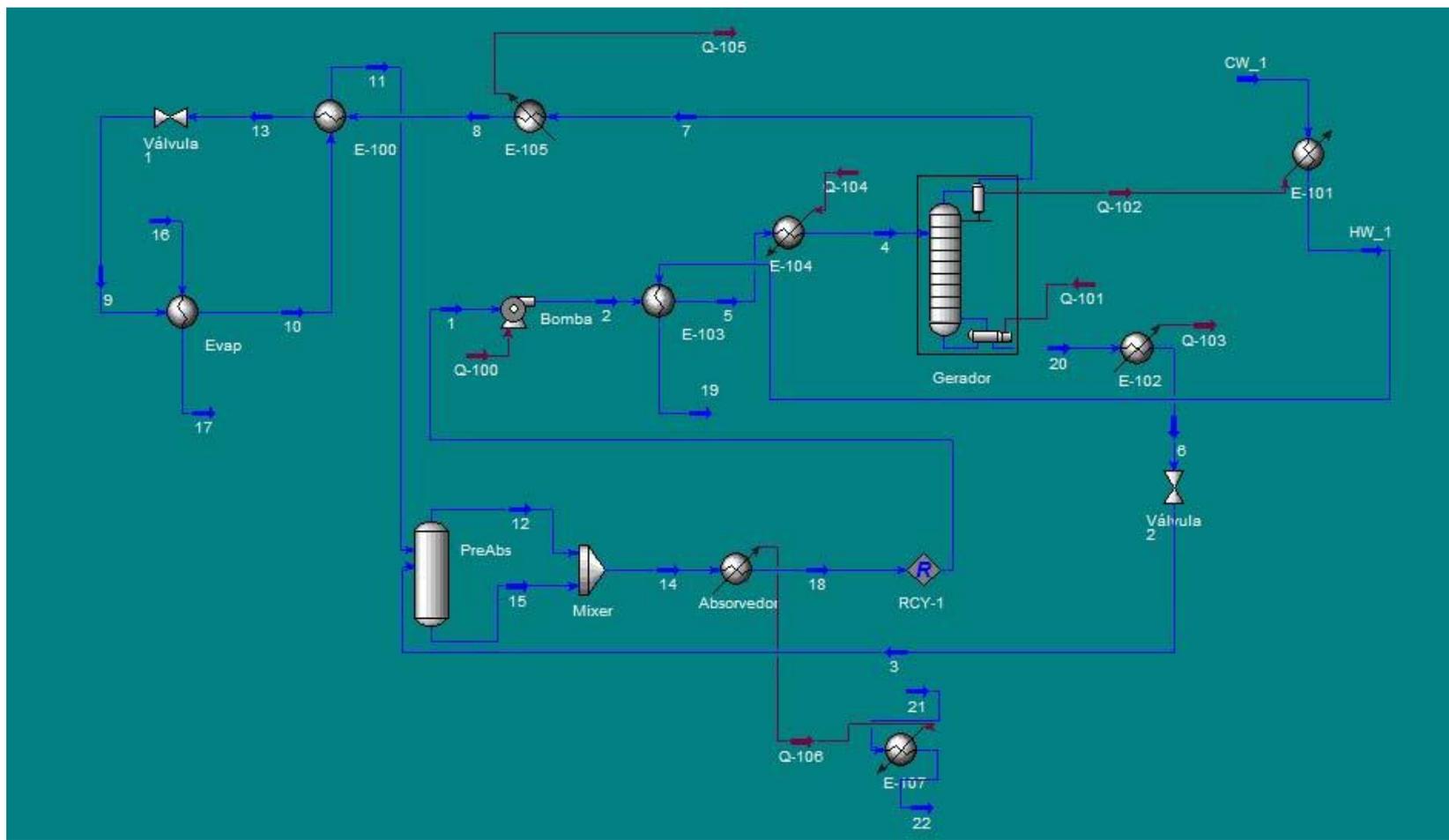


Figura 29 – Fluxograma do ciclo de absorção simulado no Hysys

Fonte: Hysys (2006)

Tabela 17 – Propriedades das principais correntes do ciclo de absorção obtidas após simulação no Hysys (2006)

Número da corrente	Descrição	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Fração molar NH <sub>3</sub>	Fração de vapor
1	Entrada da bomba	35,12	369	0,437	0,0
2	Saída da bomba	35,41	2.250	0,437	0,0
3	Entrada 1 do pré-absorvedor	112,60	369	0,091	0,0064
4	Carga da coluna de destilação	110,0	2.250	0,437	0,0316
5	Entrada do pré-aquecedor	39,46	2.250	0,437	0,0
6	Entrada da válvula 2	115,0	2.250	0,091	0,0
7	Produto de topo da coluna de destilação	105,0	2.250	0,970	1,0
8	Saída do condensador	38,50	2.250	0,970	0,0
9	Corrente de refrigerante na entrada do evaporador	-3,05	369	0,970	0,1002
10	Corrente de refrigerante na saída do evaporador	9,0	369	0,970	0,9038
11	Entrada 2 do pré-absorvedor	19,04	369	0,970	0,9339
12	Corrente vapor na entrada do absorvedor	84,27	369	0,875	1,0
13	Entrada da válvula 1	25,0	2.250	0,970	0,0
14	Corrente única do absorvedor	84,27	369	0,437	0,3728
15	Corrente líquida na entrada do absorvedor	84,27	369	0,1865	0,0
16	Ar a temperatura ambiente	33,0	101	0	1,0
17	Ar resfriado	0	101	0	1,0
18	Saída do absorvedor	35,12	369	0,437	0,0
20	Produto de topo de fundo da coluna de destilação	192,60	2.250	0,091	0,0

Fonte: Elaboração própria

#### 4.4.2 Ciclos de Compressão a Vapor

O ciclo de compressão a vapor convencional é composto por um compressor mecânico, um condensador, um evaporador, uma bomba e uma válvula de expansão. O fluxograma adotado neste trabalho foi o convencional. O fluido refrigerante adotado para este ciclo também foi a amônia.

A Figura 30 ilustra o fluxograma do ciclo de compressão a vapor adotado para a simulação, enquanto a Tabela 18 apresenta os resultados da mesma com os valores encontrados para as propriedades de todas as correntes.

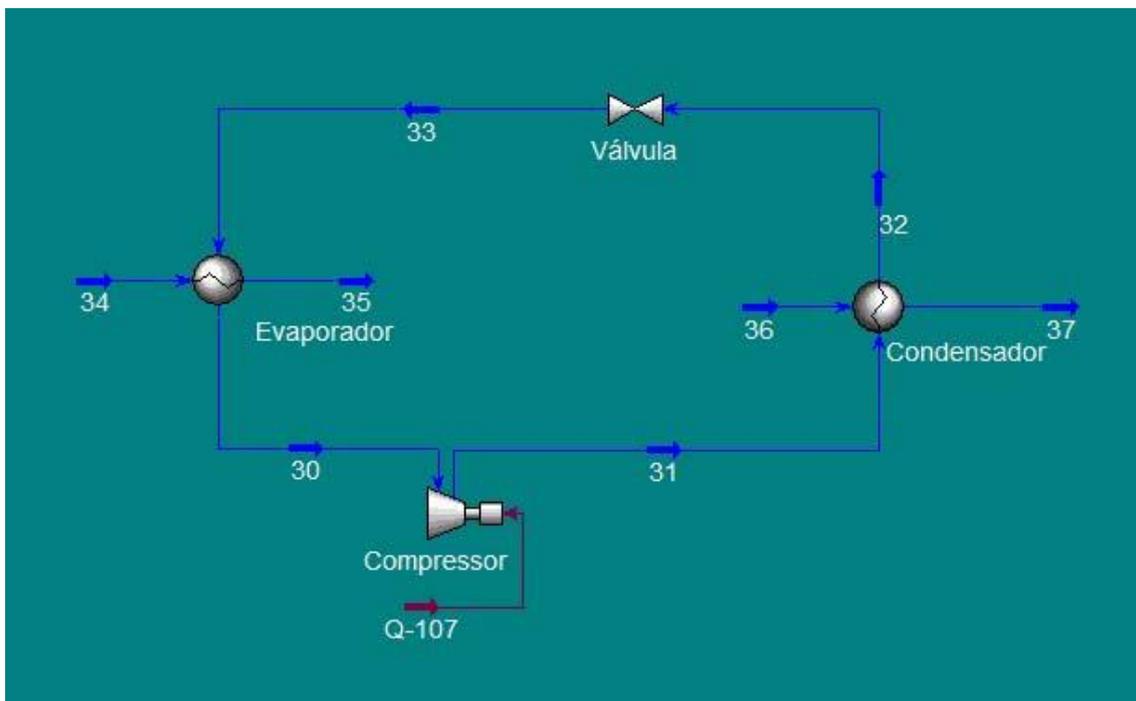


Figura 30 – Fluxograma do ciclo de compressão a vapor simulado no Hysys

Fonte: Hysys (2006)

Tabela 18 – Propriedades das principais correntes do ciclo de compressão obtidas após simulação no Hysys (2006)

Número da corrente	Descrição	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Fração de vapor
30	Entrada do compressor	-6	340,6	1,0
31	Saída do compressor	187,40	2.300	1,0
32	Saída do condensador	54,89	2.300	0,0
33	Entrada do evaporador	-6	340,6	0,2279
34	Ar a temperatura ambiente	33	101	1,0
35	Ar resfriado	-0,50	101	1,0
36	Água de resfriamento na entrada	25	101	0,0
37	Água de resfriamento na saída	90	101	0,0

Fonte: Elaboração própria

O Hysys também calcula os parâmetros técnicos dos equipamentos presentes em cada ciclo. Como mostrado na seção 3.4, para o cálculo do custo do refrigerador de compressão a vapor será necessário o conhecimento das áreas do condensador e do evaporador. A Tabela 19 apresenta os valores desses parâmetros obtidos após a simulação.

Tabela 19 – Áreas dos equipamentos e vazões de refrigerante calculadas na simulação no Hysys (2006)

Variável	Refrigerador 1	Refrigerador 2
Potência (kW)	183,45	192,69
Vazão de refrigerante (kg/s)	0,1803	0,1902
Área do condensador (m <sup>2</sup> )	52,78	52,78
Área do evaporador (m <sup>2</sup> )	52,78	52,78

Fonte: Elaboração própria

#### 4.4.3 Comparação entre os dois ciclos

Depois de feitas as simulações para os dois ciclos de refrigeração propostos, a carga térmica total de frio foi calculada a partir da soma das cargas dos dois refrigeradores presentes nos sistemas. As demandas de potências dos ciclos, isto é, a potência de entrada necessária para que cada ciclo atinja a carga de frio necessária, foram fornecidos pelo Hysys. A partir desses valores citados calculou-se o coeficiente de performance de cada ciclo. Estes resultados podem ser observados e comparados na Tabela 20 a seguir:

Tabela 20 – Comparação entre as demandas energéticas dos ciclos obtidas na simulação

Resultados	Absorção	Compressão a vapor
Potência total dos refrigeradores (kWt)	376	376
Demanda de potência do ciclo (kW)	649,40	148,85
Coefficiente de performance	0,579	2,526

Fonte: Elaboração própria com dados de Hysys (2006)

Percebe-se que, para uma mesma demanda dos refrigeradores, a demanda de energia do ciclo de absorção é muito superior à demanda do ciclo de compressão, uma vez que seu coeficiente de performance é inferior em quase cinco vezes.

Vale ressaltar que o tipo de energia que o ciclo de absorção demanda é a térmica, portanto a potência mostrada na tabela acima será em kW térmico, enquanto o ciclo de compressão a vapor demanda energia elétrica, portanto a potência será em kW elétrico.

Desta forma, apesar do maior consumo energético, em termos quantitativos, o ciclo de absorção pode tirar proveito de uma fonte de energia de menor qualidade e custo de produção, como será apresentado a seguir.

## 4.5 Simulação do Campo Solar e do Bloco de Potência

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos referentes à parcela da planta de concentração solar dos sistemas de refrigeração propostos, simulados no SAM.

Uma vez determinadas as taxas de energia demandadas pelos dois ciclos, é possível calcular a área do campo solar para fornecer a energia necessária a cada sistema.

Essa seção será dividida em duas etapas principais: na primeira será determinada a configuração ideal da planta e na segunda será realizada a simulação da planta escolhida.

### 4.5.1 Escolha da configuração da planta

Foram feitas simulações para diversas configurações da planta solar térmica com a finalidade de se obter a configuração ótima, ou seja, com o menor custo nivelado. É importante destacar que como um dos objetivos do presente trabalho é projetar uma planta predominantemente solar, uma das condições que deve ser atendida é que o percentual de energia térmica produzida com origem solar, diretamente ou acumulada, deve ser superior a 50%. Foram feitas simulações considerando quatro possíveis

configurações: solar, solar híbrida, solar com acúmulo de energia térmica e solar híbrida com acúmulo de energia térmica.

As simulações foram feitas para avaliar apenas qualitativamente como se comporta o custo nivelado em função dos outros parâmetros como o múltiplo solar, o tempo de termo acumulação e o percentual de energia produzida a partir do backup de biomassa. Portanto, esses foram os parâmetros variados nas diferentes simulações feitas. As simulações foram feitas para uma planta com capacidade de 1,0 MWe.

De acordo com Soria (2016), uma planta CSP híbrida com termo acumulação apresenta o menor valor de custo nivelado com um múltiplo solar<sup>7</sup> igual a 5, e com tempo de acúmulo igual a 12 horas. Portanto, as variações desses parâmetros foram feitas acerca desses valores.

a) Planta solar sem acumulação de energia

Nesse sistema não há armazenamento de energia tampouco backup, portanto haverá produção de energia somente durante o período em que tiver sol. O custo nivelado comporta-se de acordo com a Figura 31 a seguir:

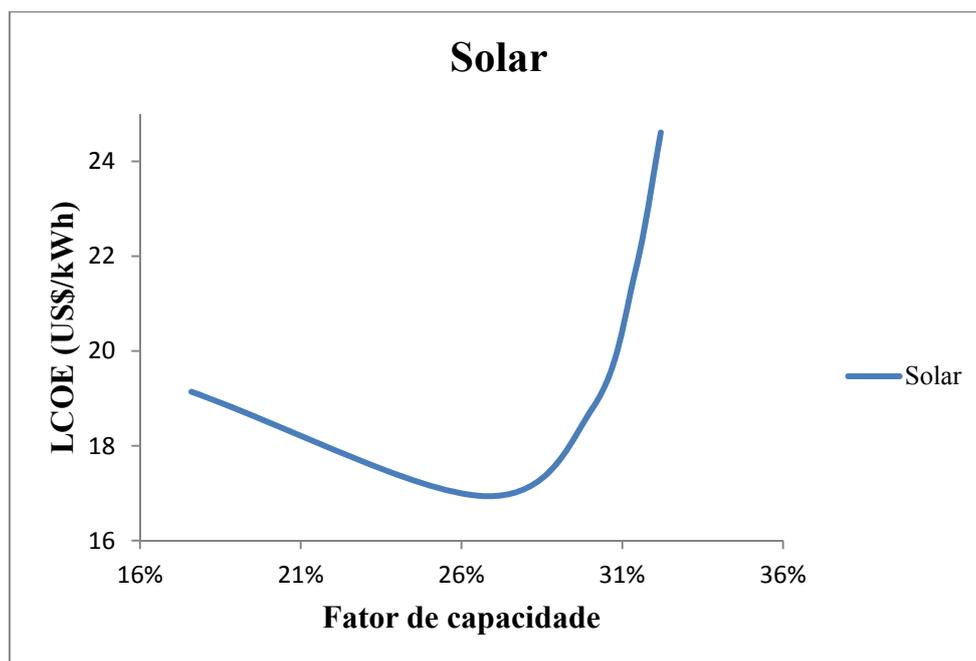


Figura 31 – Custo nivelado em função do fator de capacidade para um sistema sem termo acumulação

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

<sup>7</sup> O múltiplo solar é a razão entre a área do campo solar do projeto e a área que quando exposta constantemente a DNI de projeto, seria capaz de operar o bloco de potência em plena carga.

Pode-se perceber que além do custo, outro fator limitante na escolha desse sistema é o fator de capacidade. O sistema sem termo acumulação e sem backup não consegue atingir fatores de capacidade superiores a 35%. Portanto, esta opção tecnológica se mostra inadequada como uma fonte confiável para o abastecimento contínuo de calor/eletricidade, conforme necessário para a refrigeração das frutas nas câmaras.

b) Planta híbrida sem acumulação de energia:

Nesse sistema não há armazenamento de energia, mas há backup, portanto, é possível haver produção de energia durante as 24 horas de um dia. Foi considerada como combustível para o backup térmico a biomassa local, conforme proposto e descrito em Soria (2016). O custo nivelado comporta-se conforme a Figura 32 a seguir:

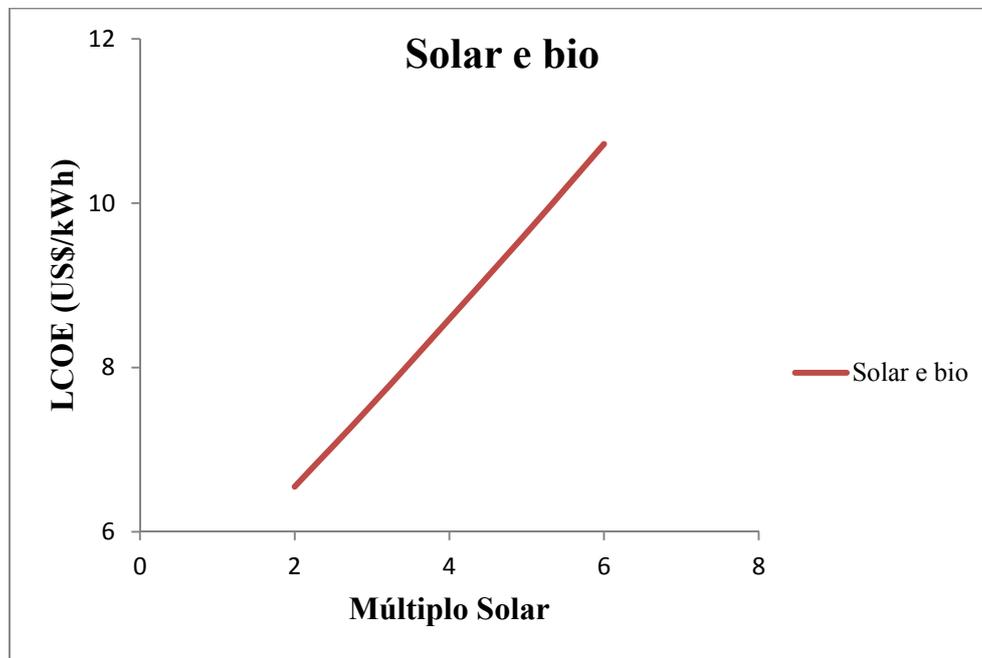


Figura 32 – Custo nivelado em função do múltiplo solar para um sistema híbrido sem termo acumulação

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

Observando o gráfico percebe-se que quanto maior o valor do múltiplo solar, maior será o custo nivelado. Isso ocorre porque o custo dos coletores solares e do fluido de transporte são superiores ao custo da biomassa, portanto quanto maior for o percentual de energia gerada através da queima da biomassa, mais barato será o sistema.

### c) Planta solar com acumulação de energia

Nesse sistema há armazenamento de energia, porém não há backup. Neste caso, o custo nivelado será função não somente do múltiplo solar, mas também do número de horas de acumulação de energia, seu comportamento pode ser observado na Figura 33 a seguir:

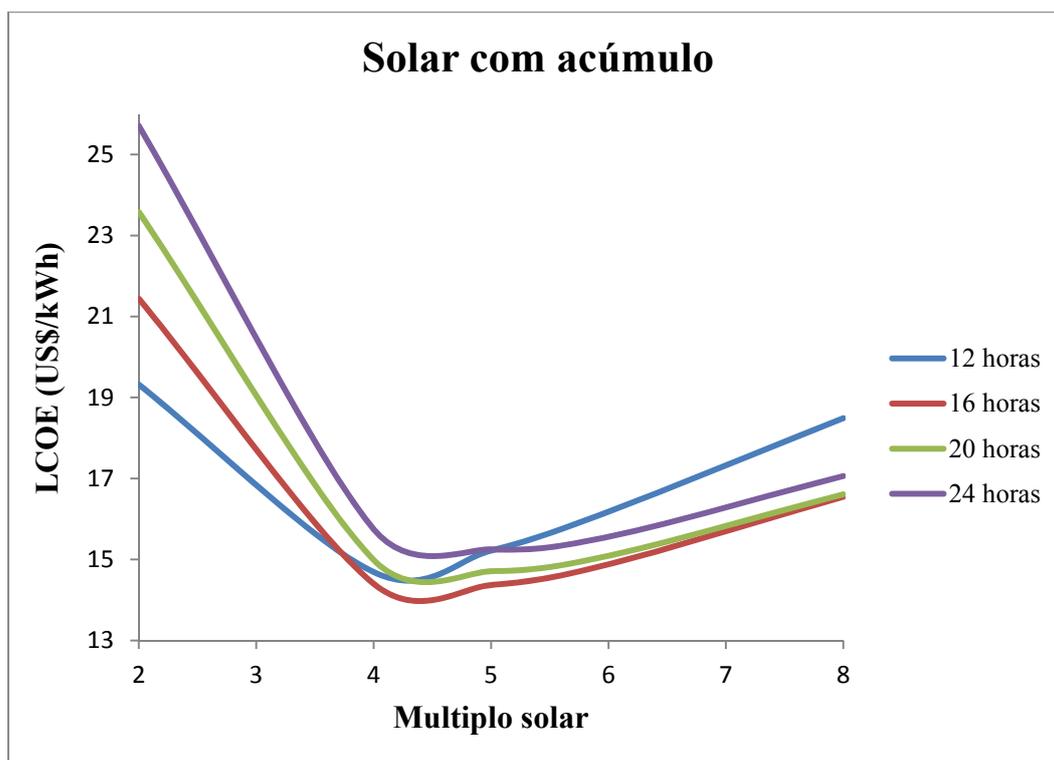


Figura 33 – Custo nivelado em função do múltiplo solar para um sistema com termo acumulação

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

Observando o gráfico percebe-se que o custo nivelado diminui com o aumento do múltiplo solar até um valor mínimo e a partir desse ponto começa a crescer. Esse comportamento independe do número de horas de termo acumulação.

Cabe destacar que, apesar de não constar no gráfico, mesmo com a configuração de maior múltiplo solar e horas de armazenamento, o sistema nunca atinge um fator de capacidade igual a 100%.

### d) Planta híbrida com acumulação de energia

Nesse sistema há armazenamento de energia, assim como backup. Assim como a planta com termo acumulação, o custo nivelado será função não somente do múltiplo solar,

mas também do número de horas de acumulação de energia. Porém, o custo deverá ser menor, devido à disponibilidade da opção de menor custo, a biomassa. O comportamento deste sistema pode ser observado na Figura 34, a seguir:

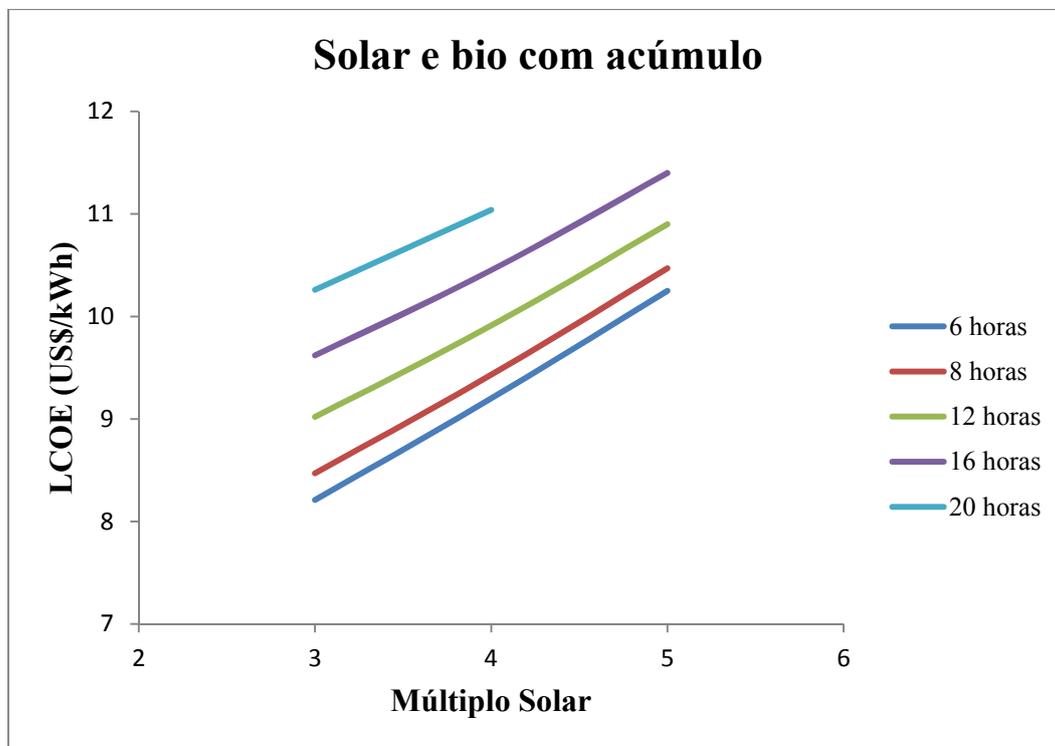


Figura 34 – Custo nivelado em função do múltiplo solar para um sistema híbrido com termo acumulação

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

Igualmente ao observado na planta híbrida sem acumulação de energia, quanto maior o valor do múltiplo solar, maior será o custo nivelado e isso ocorre pelos mesmos motivos, mas esse sistema consegue atender o requisito de ser predominantemente solar com um valor menor de custo nivelado, uma vez que com acumulação de energia, não será necessário um alto valor do múltiplo solar para garantir a produção mínima de energia com origem solar. Além disso, este sistema consegue simultaneamente atingir um fator de capacidade próximo de 100%, ou seja operando o ano todo.

#### e) Seleção da configuração

A partir das considerações feitas para as quatro configurações avaliadas acima, foi identificada que apenas a planta solar híbrida com termo acumulação consegue atingir os requisitos estabelecidos: maioria da energia proveniente da energia solar; maior fator de capacidade possível; menor custo de produção. Portanto apenas essa configuração será simulada para as tecnologias CST (solar térmico mais ciclo de absorção) e CSP (solar elétrico mais ciclo de compressão a vapor).

#### 4.5.2 Simulação

Para que o SAM consiga fazer a simulação do campo solar é necessário que o usuário entre com os valores de variáveis referentes ao bloco de potência. São elas: a potência bruta produzida pelo sistema, a eficiência do ciclo Rankine e a eficiência da transmissão de energia. A eficiência do ciclo Rankine está relacionada com a razão entre o trabalho produzido na turbina da máquina térmica e a energia de entrada no ciclo, neste caso a energia solar coletada no campo solar.

Os valores das eficiências do ciclo Rankine e da transmissão de energia adotados foram os sugeridos pelo SAM, 35,6% e 90% respectivamente.

Cabe destacar que o ciclo de absorção demanda energia térmica, e não elétrica, portanto, para fins de comparação, será considerada uma potência elétrica virtual para esse ciclo. Uma vez que a potência térmica demandada já é conhecida (calculada pelo Hysys), a potência elétrica virtual é simplesmente calculada através da multiplicação entre a potência térmica e a eficiência do ciclo Rankine.

Por outro lado, o ciclo de compressão a vapor demanda energia elétrica, então essa será a variável de entrada da simulação, sem a necessidade de algum cálculo prévio.

A Tabela 21 apresenta as informações descritas anteriormente. A potência elétrica é uma variável de entrada exigida pelo SAM, enquanto para a eficiência já é sugerido um valor.

Tabela 21 – Informações referentes aos blocos de potência dos sistemas propostos

Resultados	CST (Potência elétrica virtual)	CSP (Potência elétrica real)
Potência elétrica (kWe)	256,18	164,95
Potência térmica (kWt)	719,63	463,35
Eficiência do ciclo Rankine	0,356	0,356

Fonte: Elaboração própria

Depois de conhecidos todos os parâmetros de entrada da simulação, calculadas as potências elétricas para cada sistema e definida a configuração ótima da planta (híbrida com armazenamento térmico), foram testadas três configurações dos coletores solares variando o número de horas de armazenamento térmico. As configurações se diferem apenas quanto ao número de coletores estão dispostos em série para cada loop. O SAM sugere a configuração com oito coletores por loop, porém como as simulações, neste trabalho, estão sendo realizadas para valores pequenos de potência, é conveniente testar configurações com menores áreas de coletores. Portanto, também foram testadas configurações com quatro e seis coletores por loop.

A Tabela 22 reúne os resultados encontrados desta simulação para a planta CST enquanto a Tabela 23 apresenta os resultados obtidos para a mesma simulação para a planta CSP.

Tabela 22 – Resultados utilizados na escolha da configuração do campo solar da planta CST

Número de coletores por loop	Fator de capacidade	LCOE	Percentual solar	Horas de acúmulo
4	54,1%	15,15	55,9%	3
6	57,7%	12,96	50,2%	5
8	58,1%	14,19	52,0%	3

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

Tabela 23 – Resultados utilizados na escolha da configuração do campo solar da planta CSP

Número de coletores por loop	Fator de capacidade	LCOE	Percentual solar	Horas de acúmulo
4	54,1%	16,28	56,3%	5
6	55,6%	19,02	54,8%	3
8	52,7%	23,59	59,6%	3

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

A partir das tabelas acima, pode-se perceber que a configuração que apresenta o menor custo nivelado de eletricidade possui seis coletores por loop armazenando energia solar durante cinco horas por dia para a planta CST, diferentemente, para a planta CSP a configuração ótima apresenta quatro coletores por loop armazenando energia solar pelo mesmo período de cinco horas. As duas plantas atenderam ao requisito pelo menos 50% da energia produzida ser de origem solar, e seus fatores de capacidade apresentaram valores próximos, iguais a 57,7% e 54,1%, respectivamente.

Após inseridas as informações de entrada, as simulações foram feitas para as duas plantas propostas. Os valores obtidos na simulação da planta CST se encontram na Tabela 24 e os valores obtidos da simulação da planta CSP se encontram na Tabela 25, a seguir:

Tabela 24 – Informações sobre o campo solar, armazenamento térmico e backup da planta CST obtidos na simulação do SAM

<b>Campo solar/Armazenamento/Backup</b>	
Área do campo solar (m <sup>2</sup> )	2.821,8
Potência elétrica anual (MWe)	1.358,72
Potência térmica anual (MWt)	3.768,33
a) Solar (MWt)	1.892,76
b) Backup (MWt)	1.875,57
Termo acumulação (MWht)	3,61
Percentual energia solar (%)	50,23
Eficiência de conversão (%)	36,1
Fator de capacidade (%)	57,7
Combustível de backup (MMBTU)	7.110,79
Potência (kW-ano)	155,11
Potência elétrica necessária (kW)	256,87

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

Tabela 25 – Informações sobre o campo solar, armazenamento térmico e backup da planta CSP obtidos na simulação do SAM

<b>Campo solar/Armazenamento/Backup</b>	
Área do campo solar (m <sup>2</sup> )	1.881,2
Potência elétrica anual (MWe)	857,09
Potência térmica anual (MWt)	2.379,28
a) Solar (MWt)	1.223,68
b) Backup (MWt)	1.155,65
Termo acumulação (MWht)	2,32
Percentual energia solar (%)	51,43
Eficiência de conversão (%)	36,0
Fator de capacidade (%)	56,3
Combustível de backup (MMBTU)	4.381,36
Potência (kW-ano)	97,84
Potência elétrica necessária (kW)	165,39

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

#### 4.5.3 Perfil de produção de energia

Nesta seção serão apresentados três gráficos obtidos através das simulações no SAM da parcela solar dos sistemas de refrigeração. Esses gráficos foram escolhidos, apenas para ilustrar os perfis de produção. Ter o conhecimento do perfil de produção de potência elétrica e térmica dos sistemas é fundamental neste trabalho, uma vez que a demanda de energia do distribuidor não varia ao longo do dia, portanto o sistema deve ser capaz de fornecer não somente a energia total necessária por dia, mas também a potência necessária para cada um dos diferentes períodos diários.

O primeiro gráfico, mostrado na Figura 35, corresponde à planta CST e fornece o perfil de produção de potência elétrica durante um período de 48 horas, iniciando às 23 horas do dia dezesseis de agosto:

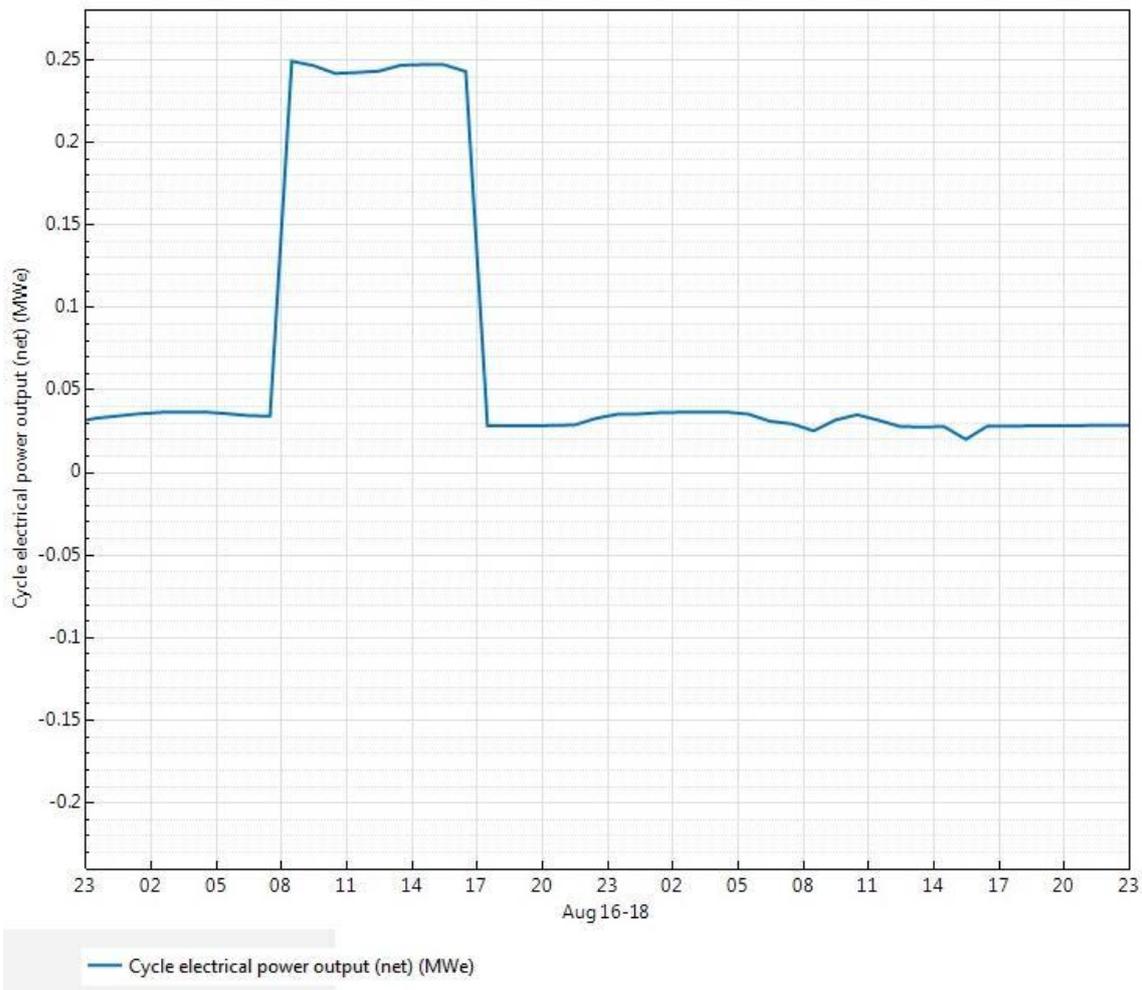


Figura 35 – Perfil de produção de potência elétrica do sistema em 48 horas (16-18 de agosto)

Fonte: SAM (2017)

Observando a figura acima, pode-se perceber que no período entre as 23 horas do dia dezesseis de agosto até perto das sete horas do dia dezessete de agosto, o sistema está produzindo cerca de 30 kW. A partir desse momento o sistema começa a aumentar sua produção de energia até estabilizar na produção de 250 kW pouco antes das oito horas. Poucas horas depois, no mesmo dia, o sistema começa a reduzir a sua produção até estabilizar sua produção novamente em torno de 30 kW, às 16 horas, e permanece constante até as 23 horas do dia dezoito de agosto.

Vale ressaltar que a produção de energia permanece constante durante todos os períodos do ultimo terceiro dia, portanto conclui-se que este dia faz parte de um final de semana, uma vez somente nesses dias o distribuidor não recebe novas cargas de frutas e, portanto não demanda energia adicional para resfriar as mesmas até a temperatura de armazenamento.

O segundo gráfico, mostrado na Figura 36, corresponde aos perfis de produção de potência térmica durante um período de 48 horas, iniciando às 23 horas do dia dezesseis de agosto:

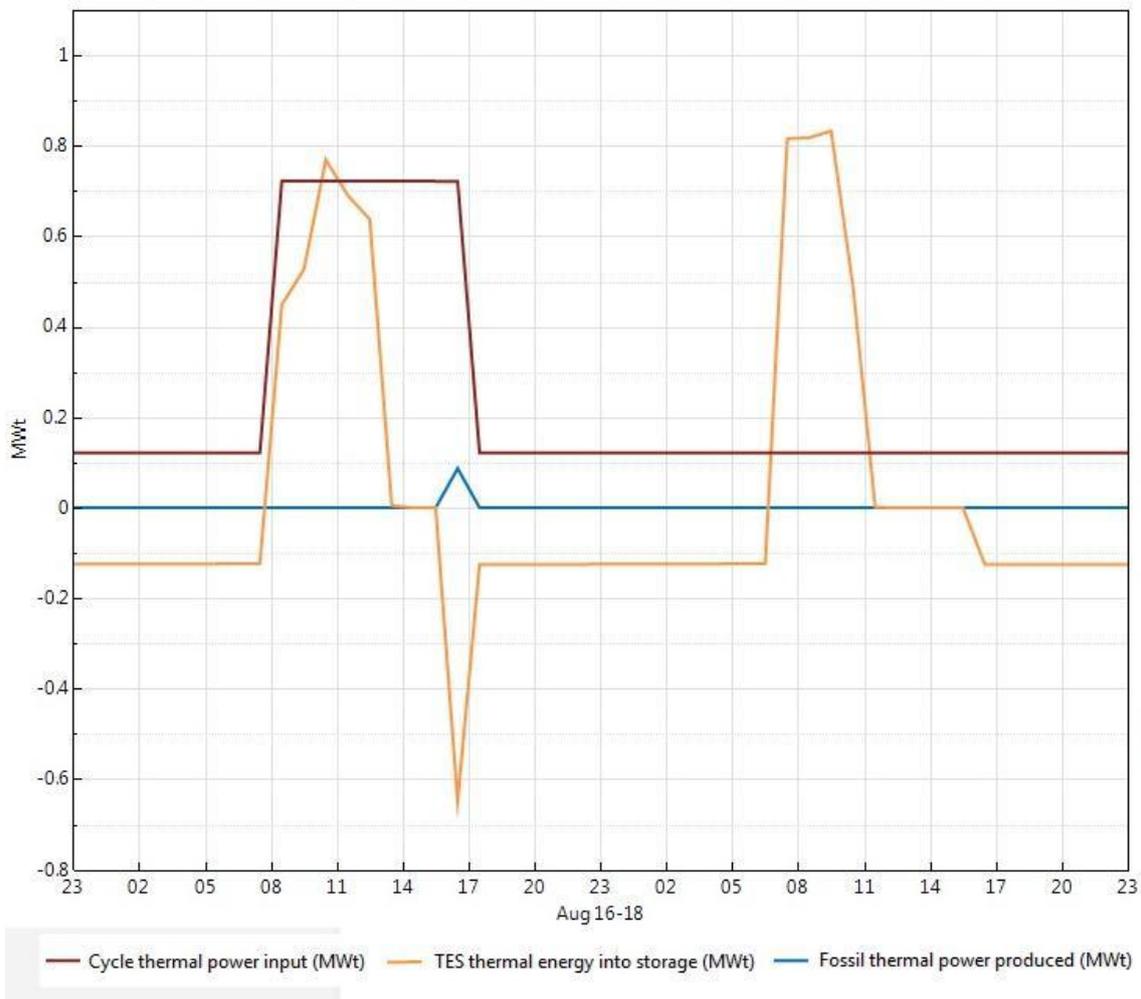


Figura 36 – Perfil de produção de potência térmica para diferentes fontes em 48 horas (16-18 de agosto)

Fonte: SAM (2017)

A figura acima mostra o perfil de produção de potência térmica, assim como sua origem durante o mesmo período avaliado no gráfico anterior. Pode-se perceber que no período entre as 23 horas do dia dezesseis de agosto até uma pouco após cinco horas do dia dezessete de agosto, o sistema está produzindo cerca de 110 kW, e toda essa potência é produzida a partir da energia acumulada nos tanques durante o período de sol.

Após esse período percebe-se que o sistema começa a acumular energia térmica novamente e sua produção de potência aumenta para cerca de 700 kW (período de alta demanda) sem fazer uso de backup, portanto trata-se de um dia de sol. A partir do meio dia não há mais acúmulo de energia, e pouco antes das 17 horas, quando não há mais sol capaz de produzir a potência necessária, a energia acumulada durante o dia passa a ser utilizada pelo sistema. O dia dezessete de agosto também se trata de um dia de sol pelas mesmas razões citadas anteriormente.

O terceiro gráfico, presente na Figura 37, corresponde à planta CST e fornece o perfil de produção de potência térmica durante um período de 24 horas, iniciando às 23 horas do dia quatorze de junho:

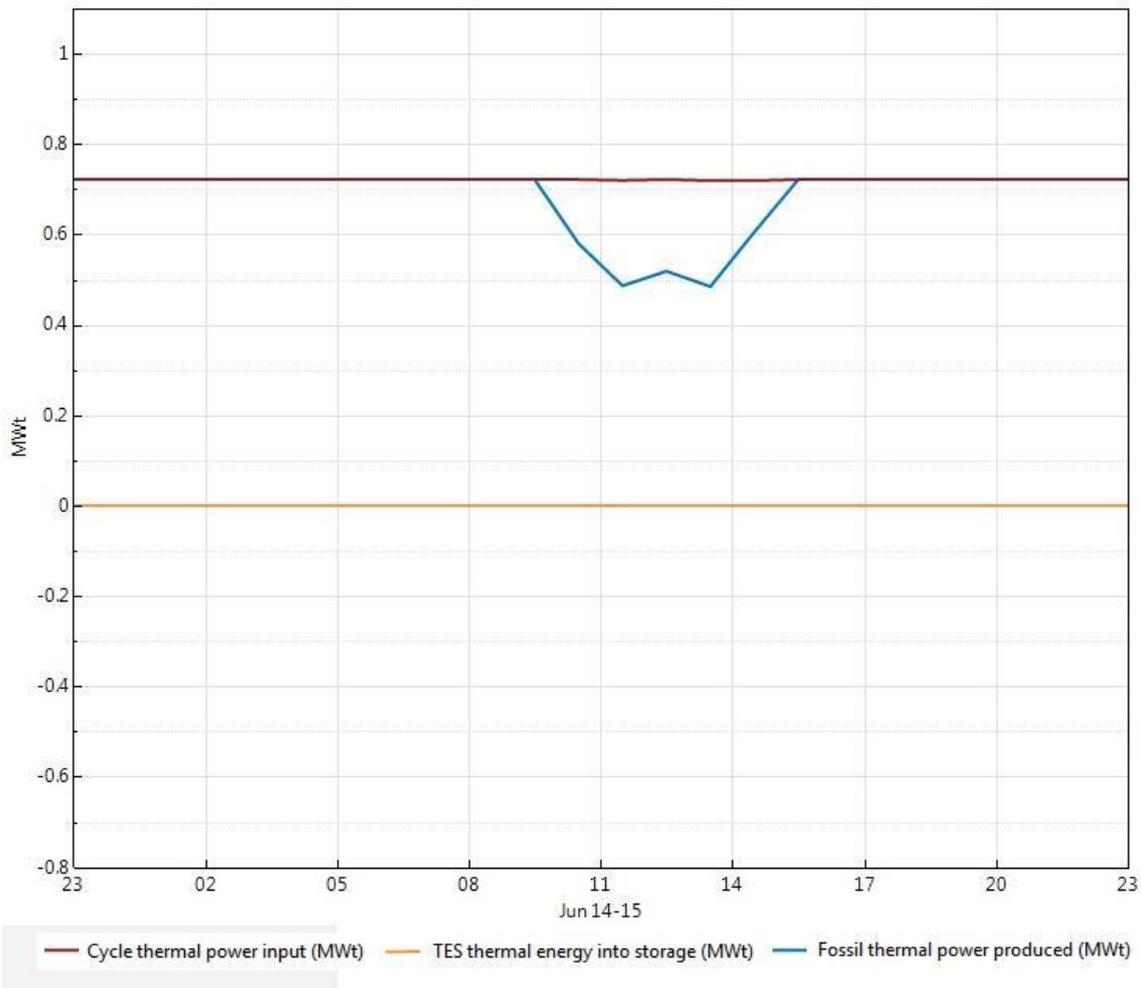


Figura 37 – Perfil de produção de potência térmica para diferentes fontes em 24 horas (14-15 de junho)

Fonte: SAM (2017)

A figura acima mostra o perfil de produção de potência térmica, assim como sua origem durante um período de 24 horas. Pode-se perceber que, o sistema está produzindo cerca de 700 kW durante todo o período de 24 horas, e praticamente toda essa potência é produzida a partir da caldeira de backup de biomassa.

Neste gráfico, diferentemente do anterior, percebe-se que o sistema produz a potência necessária a partir da caldeira de backup durante todo o período, e não há acúmulo de energia térmica nos tanques em momento algum. Portanto conclui-se que foi um dia chuvoso ou nublado, ou então com presença de sol, mas sem irradiação suficiente para produzir potência na maior parte do período em questão. O uso do backup diminui apenas em um curto período, a partir das nove horas do dia quinze de junho, e a partir desse momento há uma pequena redução da produção de energia com origem do backup. A partir das 16 horas do mesmo dia, o uso do backup volta ao nível inicial.

Esse perfil de produção indica que houve presença de sol, porém com uma irradiação incidente baixa, uma vez que em nenhum momento do dia o sistema foi capaz de produzir toda a potência demandada a partir da energia solar, ou seja, sempre houve uso do backup, e como também pode-se observar no gráfico, quando houve redução no uso do backup este ainda era responsável por mais da metade da produção da potência desejada.

#### 4.6 Comparação entre os resultados técnicos dos dois sistemas

Nesta seção os dois sistemas propostos serão comparados quanto aos resultados técnicos encontrados após as simulações. Esses valores estão apresentados na Tabela 26, a seguir:

Tabela 26 – Comparação das informações sobre o campo solar, armazenamento térmico e backup obtidas no SAM para as plantas CST e CSP

<b>Campo solar/Armazenamento/Backup</b>		
	Planta CST	Planta CSP
Área do campo solar (m <sup>2</sup> )	2.821,8	1.881,2
Potência elétrica anual (MWe)	1.358,72	857,09
Potência térmica anual (MWt)	3.768,33	2.379,28
a) Solar (MWt)	1.892,76	1.223,68
b) Backup (MWt)	1.875,57	1.155,65
Termo acumulação (MWht)	3,61	2,32
Percentual energia solar (%)	50,23	51,43
Eficiência de conversão (%)	36,1	36,0
Fator de capacidade (%)	57,7	56,3
Combustível de backup (MMBTU)	7.110,79	4.381,36

Fonte: Elaboração própria com dados de SAM (2017)

A partir da tabela acima, percebe-se a planta CST apresenta uma área de campo solar superior em 50% da mesma área apresentada na planta CSP. Essa superioridade pode ser explicada pela maior quantidade de potência térmica anual necessária para a produção de frio desejada a partir da planta CST portanto, mais calor deverá ser concentrado e conseqüentemente maior a área necessária. A maior demanda térmica pode ser explicada pela menor coeficiente de performance do ciclo de absorção em relação ao ciclo de compressão a vapor. Os valores de potência térmica e elétrica (virtual para o caso da planta CST) anual produzida são cerca de 60% superiores para a planta CST.

As duas plantas atenderam à premissa de pelo menos 50% da energia produzida ser de origem solar, inclusive apresentaram valores em termos percentuais bastante próximos. A planta CST apresentou maiores valores de energia produzida a partir do backup de biomassa (cerca de 62% superior), o que é natural uma vez que a energia térmica total produzida por esse sistema é superior.

#### **4.7 Avaliação econômica**

Nesta seção serão apresentados os resultados das estimativas de custos dos dois sistemas propostos, calculados a partir da metodologia apresentada e dos valores obtidos nas simulações. Também será feita uma análise econômica destes resultados, assim como uma comparação entre os dois sistemas.

##### **4.7.1 Custo dos refrigeradores**

O investimento na aquisição dos refrigeradores necessários para as câmaras foi calculado de acordo com a metodologia descrita na seção 3.4. Vale lembrar que cada sistema, CST ou CSP, deve conter dois refrigeradores, um para cada câmara, com suas potências calculadas na seção 4.2.

###### **a) Sistema de absorção**

A partir dos valores obtidos no gráfico da Figura 26, foi realizada uma interpolação e a seguinte equação para o custo dos chillers de absorção foi determinada:

$$C_{abs} = 4.270,6P_{abs}^{-0,456}$$

Onde:

$C_{abs}$  = Custo do chiller de absorção, USD

$P_{abs}$  = Potência do chiller, W

Dessa forma, foi calculado um custo de 84.752,71 USD para o chiller da câmara 1, com potência igual a 183,45 kW e um custo de 87.255,06 USD para o chiller da câmara 2, com potência igual a 192,69 kW.

###### **b) Sistema de compressão a vapor**

O custo do compressor foi calculado em função da vazão de refrigerante e da sua eficiência isentrópica, que por sua vez é calculada a partir da razão de compressão. A partir dos valores de pressões já mostrados, foi encontrado um valor de 6,76 para a razão de compressão dos refrigeradores. Em seguida, calculou-se a eficiência isentrópica e o valor de 0,53 foi encontrado. Por fim, calculou-se os custos dos compressores e os valores de 2.779,24 USD e 2.932,55 USD foram encontrados para os refrigeradores 1 e 2, respectivamente.

Os custos dos condensadores e evaporadores foram calculados em função das áreas. Os condensadores de ambos os refrigeradores apresentaram um custo de 27.535,71 USD. Igualmente, ambos os evaporadores apresentaram custos igual a 16.548,48 USD.

Feitos os cálculos para cada equipamento individualmente, foi encontrado um custo de 46.863,43 USD para o chiller da câmara 1, com potência igual a 183,45 kW e um custo de 47.016,74 USD para o chiller da câmara 2, com potência igual a 192,69 kW.

#### **4.7.2 Custo das plantas**

Nesta seção serão apresentados os custos calculados por meio das simulações do SAM. São os custos fixos, variáveis e indiretos referentes aos elementos do campo solar e do bloco de potência (quando houver). Para calculá-los foram utilizados os parâmetros de entrada apresentados no procedimento metodológico e, apesar de adequados ao mercado brasileiro, estarão na moda americana, o dólar (USD).

A Tabela 27, a seguir, apresenta todos os custos fixos referentes ao sistema CST com ciclo de absorção enquanto a Figura 38 apresentam os custos da parcela solar, do refrigerador, do backup de biomassa e de contingência em termos percentuais. Como se tratam dos custos fixos apenas não estão apresentados custos de combustível, por exemplo.

Tabela 27 – Custos calculados para a planta CST

<b>Custos (USD)</b>		
<b>Custos Fixos</b>	Melhorias no sítio	84.654,00
	Campo solar	606.687,00
	Fluido de transporte	225.744,00
	Termo acumulação	288.764,00
	Backup	107.886,24
	Bloco de potência	0
	Balanço da planta	0
	Contingência (20%)	262.747,05
	<b>Total</b>	<b>1.576.482,29</b>
<b>Custos Variáveis</b>	Custo por capacidade	10.081,85
	Custo de geração	6.793,62
	Custo do combustível	3.626,50
	O&M do refrigerador	3.440,16
	<b>Total</b>	<b>23.942,13</b>
<b>Outros</b>	Custos indiretos	174.090,28
	Custo do refrigerador	172.007,77
<b>Custo Fixo Total</b>		<b>1.922.580,34</b>

Fonte: Elaboração própria

## Distribuição dos custos fixos da Planta CST

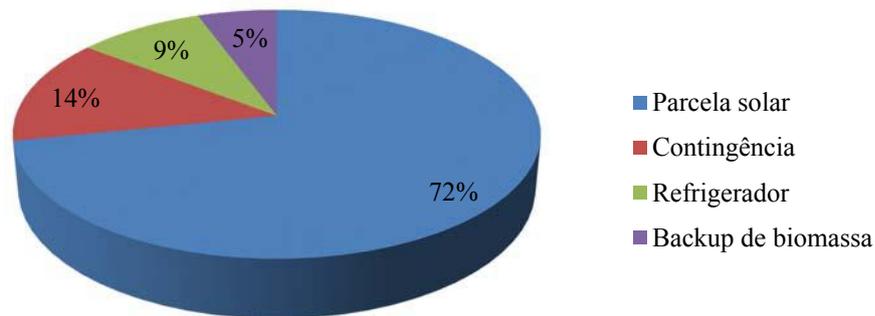


Figura 38 – Divisão percentual dos custos fixos da planta CST

Fonte: Elaboração própria

Dentre os custos fixos, destaca-se o custo do campo solar, responsável por cerca de 39% dos custos fixos totais, com um valor de 606.687,00 USD. O investimento inicial total desse sistema é 1.922.580,34 USD.

A figura acima mostra que os custos da parcela solar representam a maioria do investimento desse sistema, correspondente a 72% do total. Os outros custos apresentam percentuais próximos entre eles, sendo 14% de contingência, seguido de 9% para os refrigeradores e 5% para a caldeira de backup de biomassa.

A Tabela 28, a seguir, apresenta todos os custos fixos referentes ao sistema CSP com ciclo de compressão a vapor e a Figura 39 apresenta, em termos percentuais, os custos da parcela solar, do refrigerador, do bloco de potência, do backup de biomassa e de contingência.

Tabela 28 – Custos calculados para a planta CSP

<b>Custos (USD)</b>		
<b>Custos Fixos</b>	Melhorias no sítio	56.436,00
	Campo solar	404.458,00
	Fluido de transporte	150.496,00
	Termo acumulação	185.393,60
	Backup	69.464,24
	Bloco de potência	137.274,57
	Balanço da planta	18.193,01
	Contingência (20%)	204.343,08
	<b>Total</b>	<b>1.226.058,50</b>
<b>Custos Variáveis</b>	Custo por capacidade	6.359,65
	Custo de geração	4.285,43
	Custo do combustível	2.234,49
	O&M do refrigerador	1.877,60
	<b>Total</b>	<b>14.757,17</b>
<b>Outros</b>	Custos indiretos	135.317,92
	Custo do refrigerador	93.880,16
<b>Custo Fixo Total</b>		<b>1.455.256,59</b>

Fonte: Elaboração própria

## Distribuição dos custos fixos da Planta CSP

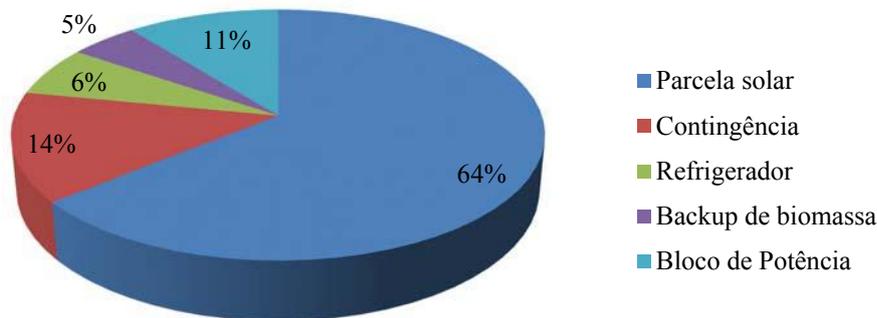


Figura 39 – Divisão percentual dos custos fixos da planta CSP

Fonte: Elaboração própria

Observando os custos fixos apresentados, o custo do campo solar novamente é o responsável pela maior parcela, sendo responsável por cerca de 33% dos custos fixos totais, com um valor de 404.458,00 USD. O investimento inicial total desse sistema é 1.455.256,59 USD.

Assim como ocorre no sistema CST, os custos da parcela solar representam a maioria do investimento do sistema CSP, correspondente a 64% valor do total. Os outros custos apresentam percentuais de 14% para contingência, seguido de 11% para o bloco de potência, 6% para os refrigeradores e 5% para a caldeira de backup de biomassa. Esses números mostram que os custos referentes ao bloco de potência representam uma parcela pequena dos custos totais, e esta é a etapa que não está presente em plantas solar térmicas.

### 4.7.3 Comparação entre os investimentos e discussão

Nesta seção serão apresentados os resultados dos métodos de análise de investimentos já citados anteriormente, feitos a partir dos resultados encontrados na seção anterior. Para efetuar os cálculos do VPL e da TIR é necessário definir uma receita para o projeto. Neste trabalho, o valor que deixaria de ser pago por energia elétrica, caso o distribuidor utilizasse um dos sistemas propostos, foi considerada a receita do projeto.

O distribuidor então forneceu os valores do preço da energia elétrica paga. Durante o horário diferenciado, de cinco e meia da tarde a oito e meia da noite, é cobrado um valor de 1,88 R\$, ou 0,57 USD, para cada kWh consumido. Durante o horário normal, período fora do horário diferenciado, esse valor é de 0,41 R\$, ou 0,125 USD, para cada kWh.

A Tabela 29, a seguir, fornece os custos com eletricidade para um dia útil e para um dia de final de semana:

Tabela 29 – Custos referentes à energia elétrica

<b>Parâmetros</b>	<b>Dias úteis</b>	<b>Finais de semana</b>	<b>Anual</b>
Despesas com energia elétrica (R\$)	903,82	355,56	272.875,52
Despesas com energia elétrica (USD)	274,72	108,07	82.940,89

Fonte: Elaboração própria

Conhecidos os custos dos sistemas apresentados anteriormente e definida a receita, calculou-se os resultados dos métodos de análise de investimentos citados. Os resultados encontrados estão apresentados na Tabela 30, a seguir:

Tabela 30 – Comparação entre os investimentos das duas tecnologias

<b>Custos</b>	<b>CST + Absorção</b>	<b>CSP + Compressão</b>
Investimento total (USD)	1.922.580,34	1.455.256,59
O&M fixo (USD/ano)	20.315,63	12.522,68
O&M variável (USD/ano)	3.626,50	2.234,49
Energia anual produzida (kWhe)	N/D <sup>8</sup>	857.085,15
Energia anual produzida (kWht)	3.768.333	2.379.283
Potência térmica resfriada (kWt)	376,0	376,0
LCOC (USD/kWht)	0,177	0,131
LCOE (USD/kWhe)	N/D <sup>9</sup>	0,197
VPL (USD)	-1.366.404,08	-812.494,54
TIR (%)	-0,52	2,35

Fonte: Elaboração própria

A partir dos dados observados na tabela acima, percebe-se que o sistema CST mais ciclo de absorção apresenta um valor 32% maior de investimento inicial em comparação ao sistema CSP mais ciclo de compressão a vapor para a mesma quantidade de frio produzido. Além do investimento maior, o mesmo sistema apresenta custos anuais de

<sup>8</sup> O sistema CST não produz eletricidade

<sup>9</sup> Por não produzir energia elétrica, o sistema CST não apresenta LCOE

manutenção e operação superiores, sendo cerca de 62% maior tanto para o O&M fixo como para o O&M variável.

Cabe ressaltar que a energia produzida pelo sistema CST é do tipo térmica enquanto pelo sistema CSP é do tipo elétrica. Sendo assim na tabela não há valores disponíveis tanto para a energia elétrica anual produzida pelo sistema CST quanto o custo nivelado para produzir a mesma.

Uma vez que não somente o investimento total inicial, mas também os custos anuais de manutenção e operação do sistema CST com ciclo de absorção sejam superiores, é natural que o custo nivelado da produção de frio desse sistema (LCOC) também apresente valor superior quando comparado com o sistema CSP com ciclo de compressão a vapor. Os valores encontrados, em dólares americanos por kilowatt hora térmico, para os dois sistemas foram de 0,177 e 0,131 respectivamente, com o sistema CST apresentando um custo nivelado para produção de frio superior ao sistema CSP em 35% .

Tanto o sistema CST como o sistema CSP apresentaram valores presentes líquidos negativos, o que significa que ambos os sistemas não são viáveis economicamente para a taxa mínima de atratividade adotada para os projetos, de dez por cento ao ano. O sistema CST com ciclo de absorção apresentou um VPL negativo igual a 1.366.404,08 enquanto o sistema CSP com ciclo de compressão a vapor apresentou um VPL negativo igual a 812.494,54.

Outro método de análise de investimentos, a taxa interna de retorno, também indicou a inviabilidade econômica de ambos os sistemas. Para que um projeto seja viável a taxa interna de retorno deve ter valor maior que a taxa mínima de atratividade adotada. O valor da TIR encontrado para o sistema CST foi negativo, igual a -0,52. Isso significa que em hipótese alguma, independente da taxa de desconto utilizada, este projeto não será economicamente viável. O mesmo não ocorreu com o sistema CSP, uma vez que este apresentou uma TIR apesar de baixa, positiva de valor igual a 2,35. Dessa forma sabe-se que somente o sistema CSP poderá ser viável economicamente em um projeto cuja taxa de desconto seja inferior a 2,35, o que não é comum.

O custo nivelado da produção de eletricidade encontrado para o sistema CSP foi 0,197 USD/kWh, apresentando um valor maior que o preço pago pelo distribuidor pela energia elétrica, igual a 0,125 USD/kWh. Sendo assim a LCOE do sistema CSP apresentou um valor superior em 58% ao valor do preço da eletricidade no horário normal, porém 35% do preço da eletricidade no horário diferenciado. Cabe destacar que neste trabalho não foi feito o estudo para verificar a viabilidade econômica do sistema CSP operando apenas nas três horas do horário diferenciado.

## 5 Conclusão

Devido ao aquecimento global, diversas pesquisas têm sido feitas em torno das energias renováveis e produção de energia de forma sustentável e esforços têm sido feitos por alguns países para substituir os combustíveis fósseis renováveis. Esta dissertação teve como o objetivo avaliar a viabilidade técnica e econômica de implantar a tecnologia de concentração solar para atender uma demanda energética nesta região do Brasil que apresenta uma grande disponibilidade de recursos naturais, porém enfrenta problemas como a seca, a pobreza e, em algumas áreas, a dificuldade de acesso a energia. Sabendo que a principal atividade econômica da região em questão se trata da agropecuária, e por sua vez os centros de distribuição desses produtos precisam mantê-los armazenados em baixas temperaturas, a demanda energética que este trabalho se propôs a atender foi a demanda de frio de um distribuidor de uvas localizado em Petrolina, na região do rio São Francisco.

É importante destacar, antes de avaliar os resultados encontrados e sugerir trabalhos futuros, os desafios encontrados durante a realização deste trabalho. Não há na literatura uma quantidade relevante de estudos sobre o uso da tecnologia CST no Brasil, a maioria dos trabalhos publicados abordam a tecnologia CSP apenas, tendo como foco principal a geração de energia elétrica. É importante citar também que o problema abordado por este trabalho, por se tratar de refrigeração de alimentos, apresenta uma demanda energética de vinte e quatro horas por dia, o que em se tratando de energia solar é um desafio uma vez que não há energia solar disponível durante as vinte e quatro horas do dia, além da ocorrência de dias nublados ou chuvosos, portanto foi necessária a utilização de recursos como armazenamento térmico e hibridização.

Para atender a demanda de frio em questão, foram propostas duas rotas de refrigeração. Uma promovendo o resfriamento a partir de um ciclo de absorção com energia térmica fornecida por uma planta CST, enquanto a outra utilizou o ciclo de compressão a vapor com fornecimento de energia elétrica de uma planta CSP. O objetivo em testar as diferentes rotas foi verificar se a presença de uma etapa a mais no sistema CSP com ciclo de compressão a vapor, a etapa de produção de eletricidade, poderia torná-lo menos viável economicamente em comparação ao sistema CST com ciclo de absorção, uma vez que sabe-se que o ciclo de absorção tem uma menor eficiência. Como a intenção deste trabalho foi estudar a tecnologia solar térmica e a possível inserção desta no mercado brasileiro, uma condição imposta foi de simular plantas majoritariamente solares, ou seja, pelo menos 50% da energia total produzida por ambos os sistemas deveria ser de origem solar, e para garantir uma geração de energia sustentável, a hibridização foi feita com biomassa local, a jurema preta. Para o cálculo da demanda de frio foram utilizadas equações empíricas encontradas na literatura, as simulações dos ciclos de refrigeração e do campo solar foram feitos nos softwares Aspen Hysys e System Advisor Model (SAM), respectivamente.

Quanto às limitações do presente trabalho pode-se citar os investimentos calculados para os refrigeradores de ambos os sistemas. O custo de aquisição do refrigerador de

absorção foi obtido através de uma curva em função da potência do mesmo, adequada para o mercado europeu. Porém é importante ressaltar que não foi encontrada na literatura uma curva adequada para o mercado brasileiro. Para o refrigerador de compressão a vapor, não foi encontrada na literatura uma curva de custo para o mesmo, portanto o cálculo foi feita para cada equipamento, isoladamente, pertencente ao ciclo a partir de equações empíricas encontradas na literatura. Para o cálculo da carga térmica foram feitas algumas considerações quanto a carga de frutas presente na câmara devido a falta de conhecimento do fluxo diário de uvas recebidas e despachadas pelo distribuidor, assim como a temperatura do ar externo às câmaras também foi estimada pela maior temperatura média observada durante o ano. As simulações do campo solar dos sistemas foi feita no SAM, que por sua vez é um software projetado para efetuar simulações de plantas CSP. Em seu banco de dados há dados experimentais a respeito do trabalho de eixo produzido a partir do ciclo Rankine para diferentes faixas de temperatura do fluido de trabalho. Como a geração de eletricidade demanda uma fonte de energia de alta qualidade, não é possível simular no SAM plantas com baixas temperaturas de operação do fluido de trabalho, portanto na simulação da planta CST foi considerada a mesma temperatura de operação da planta CSP, 391°C. Porém a simulação do ciclo de absorção forneceu uma temperatura inferior, igual a 192°C. Dessa forma a área do campo solar do sistema CST encontrada na simulação pode ter sido superior ao valor real.

Os resultados encontrados indicaram que ambos os sistemas atendem tecnicamente a demanda de frio do distribuidor. Comparando os investimentos dos dois sistemas, o sistema CSP se mostrou mais viável economicamente, indicando a baixa eficiência do ciclo de absorção não é compensada pela presença do bloco de potência no sistema CSP e seus custos adicionais. Por causa da baixa eficiência do ciclo de absorção, o sistema CST apresentou uma maior área de campo solar, em torno de 50% superior. Os custos da parcela solar representam 64% dos custos fixos totais do sistema CSP enquanto os custos do bloco de potência representam apenas 11%, portanto tal fato explica o menor investimento para a implantação deste sistema em comparação ao sistema CST mesmo apresentando a etapa do bloco de potência. O custo nivelado da produção de frio foi calculado para os dois sistemas com o sistema CST, naturalmente, apresentando um custo superior em 35% ao custo do sistema CSP.

Os resultados indicaram que, quando comparado ao sistema convencional utilizado pelo distribuidor, o sistema CSP se mostrou menos viável economicamente, apresentando um custo nivelado da produção de eletricidade superior em 0,07 USD/kWh ou 57% superior. A partir desses resultados, o distribuidor não seria incentivado em investir no sistema CSP então neste caso poderia ser adotada alguma política pública para incentivá-lo com a finalidade de promover a entrada dessa tecnologia, que produz energia limpa, no mercado nacional. Essa discussão poderia ser explorada em um possível trabalho futuro.

Outra sugestão para trabalhos futuro seria simular um sistema semelhante aos propostos porém ao invés de armazenar calor do sol, armazenaria gelo para resfriar o ar das

câmaras de resfriamento. Outra possibilidade de sistema alternativo aos estudados neste trabalho seria a utilização de painéis fotovoltaicos para a geração de eletricidade, assim como usinas de energia eólica, com ciclo de refrigeração por compressão a vapor, uma vez que sistemas fotovoltaicos apresentam menores investimentos em relação a sistemas termossolares.

É importante destacar que o sistema CSP com ciclo de compressão a vapor proposto apresentou um custo nivelado da produção de eletricidade menor que o preço da eletricidade pago pelo distribuidor no período diferenciado (das 17:30 às 20:30) portanto, uma avaliação econômica poderia ser feita sobre uma planta CSP projetada para atender a demanda de eletricidade apenas nesse período de três horas. Esse sistema deveria produzir toda a energia necessária ao longo do dia e estaca-la, uma vez que no período diferenciado não há incidência de raios solares, ou caso haja, estes apresentarão menor intensidade.

Por fim, pode-se considerar que este trabalho apresentou resultados satisfatórios e a partir destes, pôde-se levantar novas questões a respeito da possibilidade de inserir a tecnologia de concentração solar no mercado brasileiro.

## 6 Referencias Bibliográficas

ABDUL-WAHAB, S.A.; ELKAMEL, A.; AL-DAMKHI, A.M.; AL-HABSI, I.A.; AL-RUBAI'EY, H.S.; AL-BATTASHI, A.K.; AL-TAMIMI, A.R.; AL-MAMARI, K.H.; CHUTANI, M.U., 2009. "Design and experimental investigation of portable solar thermoelectric refrigerator." *Renewable Energy* volume 34 pp. 30-34, 2009.

ABEEÓLICA, 2016. Associação Brasileira de Energia Eólica. Boletim Anual de Geração Eólica 2016.

AL-ALILI, A.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R., 2014. "Review of solar thermal air conditioning technologies." *International Journal of Refrigeration* volume 39 pp. 4-22, 2014.

ANAND, S.; GUPTA, A.; TYAGI, S.K., 2013. "Simulation studies of refrigeration cycles: A review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 17 pp. 260-277, 2013.

ARENA, 2017. Australian Renewable Energy Agency. "What is Renewable Energy?". Disponível em: <https://arena.gov.au/about/what-is-renewable-energy> Acesso em: 12/2017.

ASA, 2017. Articulação Semiárido Brasileiro Disponível em: <http://www.asabrasil.org.br/semiario> Acesso em 10/2017

ASHRAE, *ASHRAE Handbook 2009, Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta, GA, 2009.

ASHRAE, *ASHRAE Handbook 2010, Refrigeration*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta, GA, 2010.

BLANCO, M.J.; MILLER, S., 2016. "Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology (1<sup>st</sup> ed.)." Woodhead Publishing.

BLOOMBERG, EUR to USD Exchange Rate – Bloomberg Markets. Disponível em: <https://www.bloomberg.com/quote/EURUSD:CUR> Acesso em: 17/12/2017.

BLOOMBERG, USD to BRL Exchange Rate – Bloomberg Markets. Disponível em: <https://www.bloomberg.com/quote/USDBRL:CUR> Acesso em: 17/12/2017.

BREALEY, R.; MYERS, S.; & ALLEN, F., 2009. “Principles of Corporate Finance (9th ed.)” McGraw-Hill.

BURGI, A., 2013. Avaliação do potencial técnico de geração elétrica termossolar no Brasil a partir de modelagem em SIG e simulação de plantas virtuais. Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Planejamento Energético. Rio de Janeiro, 2013.

CHEN, Y.; HAN, W.; JIN, H., 2016. “Thermodynamic performance optimization of the absorption-generation process in an absorption refrigeration cycle.” *Energy Conversion and Management* volume 126 pp. 290-301, 2016.

CHIDAMBARAM, L.A.; RAMANA, A.S.; KAMARAJ, G.; VELRAJ, R., 2011. “Review of solar cooling methods and thermal storage options.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 15 pp. 3220-3228, 2011.

CHOUDHURY, B; CHATTERJEE, P. K.; SARKAR, J. P., 2010. “Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 14 pp. 2189–2195, 2010.

CLIMATE CENTRAL, 2017. Rising Global Temperatures and CO<sub>2</sub>. Disponível em: <http://www.climatecentral.org/gallery/graphics/co2-and-rising-global-temperatures> Acesso em 10/2017.

CSP PLAZA, 2018. Disponível em: <http://en.cspplaza.com/global-csp-installed-capacity-increased-to-5133-mw-by-the-end-of-2017> Acesso em 01/2018.

DE SOUSA, L.G., 2006. “Economia, Política e Sociedade (edição eletrônica)”. Eumed.net.

DHILLON, R.S.; VON WUEHLISCH, G., 2013. “Mitigation of global warming through renewable biomass.” *Biomass and Bioenergy* volume 48 pp. 75-89, 2013.

DINÇER, I.; KANOĞLU, M., 2010. “Refrigeration Systems and Applications (2<sup>nd</sup> ed.)” Wiley.

DOE, 2014. U.S. Department of Energy. 2014: The Year of Concentrating Solar Power. DOE/EE-1101. May 2014.

EICKER, U.; PIETRUSCHKA, D., 2009. "Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings." *Energy and Buildings* volume 41 pp. 81-91, 2009.

EMEDICALPREP, 2017. Emedicalprep. Adsorption. Disponível em: [www.emedicalprep.com/study-material/chemistry/surface-chemistry/adsorption](http://www.emedicalprep.com/study-material/chemistry/surface-chemistry/adsorption) Acesso em 12/2017.

ENERGIA HELIOTÉRMICA, 2017. Energia Heliotérmica. Glossário/LCOE. Disponível em: <http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/glossario/lcoe> Acesso em 12/2017.

EPE, 2016. Balanço Energético Nacional 2016: Ano Base 2015. Empresa de Pesquisa Energética. Rio de Janeiro, 2016.

FERNANDES, M.S.; BRITES, G.J.V.N.; COSTA, J.J.; GASPAR, A.R.; COSTA, V.A.F., 2014. "Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 39 pp. 102-123, 2014.

GAUCHÉ, P.; RUDMAN, J.; MABASO, M.; LANDMAN, W.A.; VON BACKSTRÖM, T.W., 2017. "System value and progress of CSP." *Solar Energy*, volume 165 2017.

GNIP, I.; VĚJELIS, S.; VAITKUS, S., 2012. "Thermal conductivity of expanded polystyrene (EPS) at 10 °C and its conversion to temperatures within interval from 0 to 50 °C." *Energy and Buildings* volume 52 pp. 107-111, 2012.

HASSAN, H.Z.; MOHAMAD, A.A., 2012. "A review on solar cold production through absorption technology." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 16 pp. 5331-5348, 2012.

IASS. *IASS Fact Sheet 2/2016 – Concentrated Solar Power*. Institute for Advanced Sustainability Studies, Potsdam, December 2016.

IEA, 2017. International Energy Agency. Renewable Energy. Disponível em: <https://www.iea.org/about/faqs/renewableenergy> Acesso em: Dezembro 2017.

INMET, 2017. Instituto Nacional de Meteorologia. Tempo/Gráficos. Disponível em: <http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=tempo/graficos> Acesso em 12/2017.

INOVA ISOPOR, 2017. Inova Isopor. Placas de Isopor. Disponível em: <http://inovaisopor.com.br/placas-de-isopor-joinville> Acesso em 12/2017.

IPCC, 2013. Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change ed T F Stocker et al. 2013 (Cambridge: Cambridge University Press).

IRENA, 2012. Renewable Energy Technologies: Cost Analysis Series. International Renewable Energy Agency. 2012.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S.S.; PATEL, B., 2016. “Thermoeconomic and environmental analyses based multi-objective optimization of vapor compression–absorption cascaded refrigeration system using NSGA-II technique.” *Energy Conversion and Management* volume 113 pp. 230-242, 2016.

KADER, A.A., 2013. “Postharvest Technology of Horticultural Crops – An Overview from Farm to Fork.” *Ethiop .J. Applied Sciences Technology* (Special Issue No.1): 1-8, 2013.

KALOGIROU, S.A., 2016. “Solar Energy Engineering Processes and Systems (2<sup>nd</sup> ed.)” Elsevier.

KHAN, M.M.A.; IBRAHIM, N.I.; SAIDUR, R.; MAHBUBUL, I.M.; AL-SULAIMAN, F.A., 2016. “Performance assessment of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system with storage units.” *Energy Conversion and Management* volume 126 pp. 316-328, 2016.

KIM, D.S.; FERREIRA, C.A.I., 2008. “Solar Refrigeration Options – A State-of-the-Art Review.” *International Journal of Refrigeration* volume 31 pp. 3-15, 2008.

LA, D.; DAI, Y.; LI, Y.; GE, T.; WANG, R., 2011. “Case study and theoretical analysis of a solar driven two-stage rotary desiccant cooling system assisted by vapor compression air-conditioning.” *Solar Energy* volume 85 pp. 2997-3009, 2011.

LODI, C., 2011. Perspectivas para a Geração de Energia Elétrica no Brasil Utilizando a Tecnologia Solar Térmica Concentrada. Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de Planejamento Energético. Rio de Janeiro, 2011.

MALAGUETA, D. C., 2013. Avaliação de Alternativas para Introdução da Geração Elétrica Termossolar na Matriz Energética Brasileira. Tese (doutorado) – UFRJ / COPPE / Programa de Planejamento Energético. Rio de Janeiro, 2013.

MALAGUETA, D.; SZKLO, A.; SORIA, R.; DUTRA, R.; SCHAEFFER, R.; BORBA, B.S.M.C., 2014. "Potential and impacts of Concentrated Solar Power (CSP) integration in the Brazilian electric power system." *Renewable Energy* volume 68 pp. 223-235, 2014.

MANSOURI, R.; BOUKHOLDA, I.; BOUROUIS, M.; BELLAGI, A., 2015. "Modelling and testing the performance of a commercial ammonia/water absorption chiller using Aspen-Plus platform." *Energy* volume 93 pp. 2.374-2.383, 2015.

MOHTASHAM, J., 2015. "Review Article-Renewable Energies." *Energy Procedia* volume 74 pp. 1.289-1.297, 2015.

MORAN, S., 2015. "An Applied Guide for Process and Plant Design (1st ed.)." Elsevier Science & Technology Books.

NRAES, *Refrigeration and Controlled Atmosphere Storage for Horticultural Crops*, Northeast Regional Agricultural Engineering Service, 1984.

OSBORNE, M.J., 2010. "A resolution to the NPV-IRR debate?" *The Quarterly Review of Economics and Finance* volume 50 pp. 234-239, 2010.

OTANICAR, T.; TAYLOR, R.A.; PHELAN, P.E., 2012. "Prospects for solar cooling – An economic and environmental assessment." *Solar Energy* volume 86 pp. 1287-1299, 2012.

PRIETO, C.; OSUNA, R.; FERNÁNDEZ, A.I.; CABEZA, L.F., 2016. "Thermal storage in a MW scale. Molten salt solar thermal pilot facility: Plant description and commissioning experiences." *Renewable Energy* volume 99 pp. 852-866, 2016.

SAID, S.A.M.; EL-SHAARAWI, SIDDIQUI, M.U., 2012. "Alternative designs for a 24-h operating solar-powered absorption refrigeration technology." *International Journal of Refrigeration* volume 35 pp. 1967-1977, 2012.

SAPIENZA, A.; GLAZNEV, I.S.; SANTAMARIA, S.; FRENI, A.; ARISTOV, Y.I., 2012. "Adsorption chilling driven by low temperature heat: New adsorbent and cycle optimization." *Applied Thermal Engineering* volume 32 pp. 141-146, 2012.

SARBU, I.; SEBARCHIEVICI, C., 2013. "Review of solar refrigeration and cooling systems." *Energy and Buildings* volume 67 pp. 286-297, 2013.

SAYYAADI, H.; NEJATOLAH, M., 2010. "Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system." *International Journal of Refrigeration* volume 34 pp. 243-256, 2011.

SCHAEFFER, R.; SZKLO, A.; SORIA, R.; MALAGUETA, D.; ARAGÃO, R.; BORBA, B., 2012. "Research Project Financed by UK Embassy in Brasilia: Incentive Policies for CSP in Brazil." COPPE/PPE, Rio de Janeiro.

SCHAEFFER, R.; SZKLO, A.; LUCENA, A.F.P.; SORIA, R.; PEREIRA, J.; MILANI, R.; HOFFMANN, B., 2014. Research Project Financed by FINEP: Technologies with Innovation Potential in Brazil. COPPE/PPE, Rio de Janeiro.

SIECKER, J.; KUSAKANA, K.; NUMBI, B.P., 2017. "A review of solar photovoltaic systems cooling technologies." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 79 pp. 192-203, 2017.

SORIA, R.A., 2016. Proposta Metodológica para Formulação de Política para o Desenvolvimento da Tecnologia Heliotérmica no Brasil. Tese (doutorado) – UFRJ / COPPE / Programa de Planejamento Energético. Rio de Janeiro, 2016.

SORIA, R.; PORTUGAL-PEREIRA, J.; SZKLO, A.; MILANI, R.; SCHAEFFER, R., 2015. "Hybrid concentrated solar Power (CSP)-biomass plants in a semiarid region: A strategy for CSP deployment in Brazil." *Energy Policy* volume 86 pp. 57–72, 2015.

SUKAMONGKOL, Y.; CHUNGPAIBULPATANA, S.; LIMMEECHOKCHAI, B.; SRIPADUNGTHAM, P., 2010. "Condenser heat recovery with a PV/T air heating collector to regenerate desiccant for reducing energy use of an air conditioning room." *Energy Build* volume 42 pp. 315-325, 2010.

TESKE, S.; LEUNG, J.; CRESPO, L.; DUFOUR, E.; RICHTER, C., 2016. "Solar Thermal Electricity: Global Outlook", 2016.

ULLAH, K.R.; SAIDUR, R.; PING, H.W.; AKIKUR, R.K.; SHUVO, N.H., 2013. "A review of solar thermal refrigeration and cooling methods." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 24 pp. 499-513, 2013.

WANG, L.W.; WANG, R.Z.; OLIVEIRA, R.G., 2009. "A review on adsorption working pairs for refrigeration." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 13 pp. 518-534, 2009.

WANG, X.; JIANG, D.; LANG, W., 2017. "Future extreme climate changes linked to global warming intensity." *Science Bulletin*, 2017.

XIONG, Z.Q.; DAI, Y.J.; WANG, R.Z., 2009. "Investigation on a two-stage solar liquid-desiccant (LiBr) dehumidification system assisted by CaCl<sub>2</sub> solution." *Appl. Therm. Eng.* volume 29 pp. 1209-1215, 2009.

YEO, T.H.C.; TAN, I.A.W.; ABDULLAH, M.O., 2012. "Development of adsorption air-conditioning technology using modified activated carbon – A review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 16 pp. 3355-3363, 2012.

ZEYGHAMI, M.; GOSWAMI, D.Y.; STEFANAKOS, E., 2015. "A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 51 pp. 1428-1445, 2015.

## Anexo I – Resultados financeiros anuais das duas plantas

Fluxos de caixa descontados da planta CST em todos os anos durante a vida útil do projeto:

Planta CST						
Ano	Investimento total	O&M fixo	O&M variável	Energia gerada	Receita	Valor presente
0	1922580,34	0	0	0	0	-1922580,34
1	0	18468,75	3296,82	1235203,25	75400,81	-1868945,11
2	0	16789,77	2997,11	1122912,04	68546,19	-1820185,80
3	0	15263,43	2724,65	1020829,13	62314,72	-1775859,16
4	0	13875,85	2476,95	928026,48	56649,74	-1735562,21
5	0	12614,41	2251,77	843660,44	51499,77	-1698928,63
6	0	11467,64	2047,07	766964,04	46817,97	-1665625,36
7	0	10425,13	1860,97	697240,03	42561,79	-1635349,67
8	0	9477,39	1691,79	633854,58	38692,54	-1607826,31
9	0	8615,81	1537,99	576231,43	35175,03	-1582805,08
10	0	7832,55	1398,17	523846,76	31977,30	-1560058,51
11	0	7120,50	1271,07	476224,32	29070,28	-1539379,80
12	0	6473,18	1155,52	432931,20	26427,52	-1520580,98
13	0	5884,71	1050,47	393573,82	24025,02	-1503491,14
14	0	5349,74	954,97	357794,38	21840,93	-1487954,92
15	0	4863,40	868,16	325267,62	19855,39	-1473831,09
16	0	4421,27	789,23	295697,84	18050,35	-1460991,24
17	0	4019,34	717,48	268816,22	16409,41	-1449318,65
18	0	3653,94	652,26	244378,38	14917,65	-1438707,20

19	0	3321,77	592,96	222162,16	13561,50	-1429060,43
20	0	3019,79	539,06	201965,60	12328,63	-1420290,64
21	0	2745,26	490,05	183605,09	11207,85	-1412318,11
22	0	2495,69	445,50	166913,72	10188,95	-1405070,35
23	0	2268,81	405,00	151739,75	9262,69	-1398481,47
24	0	2062,56	368,18	137945,22	8420,62	-1392491,59
25	0	1875,05	334,71	125404,75	7655,11	-1387046,24
26	0	1704,59	304,28	114004,32	6959,19	-1382095,92
27	0	1549,63	276,62	103640,29	6326,54	-1377595,63
28	0	1408,75	251,47	94218,44	5751,40	-1373504,46
29	0	1280,69	228,61	85653,13	5228,54	-1369785,22
30	0	1164,26	207,83	77866,48	4753,22	-1366404,08

Fluxos de caixa descontados da planta CST em todos os anos durante a vida útil do projeto:

Planta CSP						
Ano	Investimento total	O&M fixo	O&M variável	Energia gerada	Receita	Valor presente
0	1455256,59	0	0	0	0	-1455256,59
1	0	11384,25	2031,36	779168,32	75400,81	-1393271,39
2	0	10349,32	1846,69	708334,83	68546,19	-1336921,22
3	0	9408,47	1678,81	643940,76	62314,72	-1285693,78
4	0	8553,16	1526,19	585400,69	56649,74	-1239123,39
5	0	7775,60	1387,45	532182,44	51499,77	-1196786,66
6	0	7068,73	1261,31	483802,22	46817,97	-1158298,74
7	0	6426,11	1146,65	439820,20	42561,79	-1123309,71
8	0	5841,92	1042,41	399836,55	38692,54	-1091501,50
9	0	5310,84	947,64	363487,77	35175,03	-1062584,95
10	0	4828,03	861,49	330443,43	31977,30	-1036297,18
11	0	4389,12	783,18	300403,12	29070,28	-1012399,20
12	0	3990,11	711,98	273093,74	26427,52	-990673,77
13	0	3627,37	647,25	248267,04	24025,02	-970923,37
14	0	3297,61	588,41	225697,31	21840,93	-952968,47
15	0	2997,83	534,92	205179,37	19855,39	-936645,83
16	0	2725,30	486,29	186526,70	18050,35	-921807,07
17	0	2477,55	442,08	169569,73	16409,41	-908317,28
18	0	2252,31	401,89	154154,30	14917,65	-896053,84
19	0	2047,56	365,36	140140,27	13561,50	-884905,26

20	0	1861,42	332,14	127400,25	12328,63	-874770,19
21	0	1692,20	301,95	115818,41	11207,85	-865556,48
22	0	1538,36	274,50	105289,46	10188,95	-857180,39
23	0	1398,51	249,54	95717,69	9262,69	-849565,76
24	0	1271,37	226,86	87016,08	8420,62	-842643,36
25	0	1155,79	206,23	79105,53	7655,11	-836350,28
26	0	1050,72	187,49	71914,12	6959,19	-830629,29
27	0	955,20	170,44	65376,47	6326,54	-825428,40
28	0	868,36	154,95	59433,15	5751,40	-820700,31
29	0	789,42	140,86	54030,14	5228,54	-816402,05
30	0	717,66	128,06	49118,31	4753,22	-812494,54

## Anexo II – Tabela com taxas de respiração de frutas

Heat of Respiration of Fresh Fruits and Vegetables Held at Various Temperatures						
Commodity	Heat of Respiration, Btu/day per Ton of Produce					
	32°F	41°F	50°F	59°F	68°F	77°F
<b>Apples</b>						
Yellow, transparent	1513	2665	—	7889	12,392	—
Delicious	757	1117	—	—	—	—
Golden Delicious	793	1189	—	—	—	—
Jonathan	865	1295	—	—	—	—
McIntosh	793	1189	—	—	—	—
Early cultivars	720-1369	1153-2342	3062-4503	3962-6844	4323-9005	—
Late cultivars	396-793	1008-1549	1513-2306	2053-4323	3242-5403	—
<i>Average of many cultivars</i>	505-901	1117-1585	—	2990-6808	3711-7709	—
Apricots	1153-1261	1405-1982	2449-4143	4683-7565	6484-11,527	—
Artichokes, globe	5007-9907	7025-13,220	1203-21,649	1704-31,951	3004-51,403	—
Asparagus	6015-17,651	12,032-30,043	23,630-67,146	35,086-72,152	60,121-10,228	—
Avocados	+b	+b	—	13,616-34,581	16,246-76,439	—
<b>Bananas</b>						
Green	+b	+b	fb	4431-7626	6484-11,527	—
Ripening	+b	+b	fb	6484-9726	7204-18,011	—
<b>Beans</b>						
Lima, unshelled	2306-6628	4323-7925	—	22,046-27,449	29,250-39,480	—
shelled	3890-7709	6412-13,436	—	—	46,577-59,509	—
Snap	+b	7529-7709	12,032-12,824	18,731-20,533	26,044-28,673	—
Beets, red, roots	1189-1585	2017-2089	2594-2990	3711-5115	—	—
<b>Berries</b>						
Blackberries	3458-5043	6304-10,086	11,527-20,893	15,489-32,060	28,818-43,227	—
Blueberries	505-2306	2017-2702	—	7529-13,616	11,419-19,236	—
Cranberries	+b	901-1008	—	—	2413-3999	—
Gooseberries	1513-1909	2702-2990	—	4791-7096	—	—
Raspberries	3890-5512	6808-8501	6124-12,248	18,119-22,334	25,215-54,033	—
Strawberries	2702-3890	3602-7313	10,807-20,893	15,634-20,317	22,514-43,154	37,247-46,468
Broccoli, sprouting	4107-4719	7601-35,226	—	38,256-74,890	61,274-75,106	85,805-23,376
Brussels sprouts	3386-5295	7096-10,698	13,904-18,623	21,037-23,523	19,848-41,894	—
<b>Cabbage</b>						
Penn State <sup>c</sup>	865	2089-2234	—	4935-6988	—	—
White, winter	1081-1801	1621-3062	2702-3962	4323-5944	7925-9006	—
spring	2089-2990	3890-4719	6412-7313	11,815-12,609	—	—
Red, early	1693-2161	3423-3783	5224-61,238	8105-9366	12,248-12,608	—
Savoy	3422-4683	5584-6484	11,527-13,509	19,272-21,794	28,818-32,420	—
<b>Carrots, roots</b>						
Imperator, Texas	3386	4323	6916	8718	15,526	—
Main crop, United Kingdom	757-1513	1296-2666	2161-3423	6448-14,589 at 65°F	—	—
Nantes, Canada <sup>d</sup>	684	1477	—	4755-6232	—	—
<b>Cauliflower</b>						
Texas	3926	4503	7456	10,158	17,687	—
United Kingdom	1693-5295	4323-6015	9006-10,734	14,841-18,047	—	—
<b>Celery</b>						
New York, white	1585	2413	—	8215	14,229	—
United Kingdom	1117-1585	2017-2810	4323-6015	8609-9221 at 65°F	—	—
Utah, Canada <sup>e</sup>	1117	1982	—	6556	—	—
<b>Cherries</b>						
Sour	296-2918	2810-2918	—	6015-11,022	8609-11,022	11,708-15,634

**Heat of Respiration of Fresh Fruits and Vegetables Held at Various Temperatures (Continued)**

Commodity	Heat of Respiration, Btu/day per Ton of Produce					
	32°F	41°F	50°F	59°F	68°F	77°F
Sweet	901-1189	2089-3098	—	5512-9907	6196-7025	—
Corn, sweet with husk, Texas	9366	17,111	24,676	35,878	63,543	89,695
Cucumbers, California	+b	+b	5079-6376	5295-7313	6844-10,591	—
Figs, mission	—	2413-2918	4863-5079	10,807-13,940	12,536-20,929	18,731-20,929
Garlic	648-2413	1296-2125	2017-2125	2413-6015	2197-3999	—
<b>Grapes</b>						
<i>Labrusca</i> , Concord	612	1189	—	3494	7204	8501
<i>Vinifera</i> , Emperor	288-505	684-1296	1801	2197-2594	—	5512-6628
Thompson seedless	432	1045	1693	—	—	—
Ohanez	288	720	2	—	—	—
<b>Grapefruit</b>						
California Marsh	+b	+b	+b	2594	3890	4791
Florida	+b	+b	+b	2810	3494	4214
Horseradish	1801	2377	5800	7204	9834	—
Kiwifruit	616	1455	2889	—	3858-4254	—
Kohlrabi	2197	3602	6916	10,807	—	—
Leeks	2089-3062	4323-6412	11,815-15,021	18,227-25,756	—	—
Lemons, California, Eureka	+b	+b	+b	3494	5007	5727
<b>Lettuce</b>						
Head, California	2017-3711	2918-4395	6015-8826	8501-9006	13,220	—
Texas	2306	2918	4791	7925	12,536	181 at 180°F
Leaf, Texas	5079	6448	8681	13,869	22,118	32,275
Romaine, Texas	—	4575	7817	9762	15,093	23,883
Limes, Persian	+b	+b	576-1261	1296-2306	1513-4107	3314-10,014
Mangoes	+b	+b	—	9907	16,534-33,356	26,441
<b>Melons</b>						
Cantaloupes	+b	1909-2197	3423	7420-8501	9834-14,229	13,725-15,741
Honeydew	—	+b	1765	2594-3494	4395-5259	5800-7601
Watermelon	+b	+b	1657	—	3818-5512	—
Mint <sup>l</sup>	1769-3306	6614	16,754-20,061	23,148-29,981	36,595-50,041	56,655-69,883
Mushrooms	6196-9618	15,634	—	—	58,104-69,738	—
Nuts (kind not specified)	181	360	720	720	1081	—
Okra, Clemson	+b	76,043	19,236	32,132	57,527	76,040 at 85°F
Olives, Manzanillo	+b	+b	—	4791-8609	8501-10,807	9006-13,436
<b>Onions</b>						
Dry, Autumn Spice <sup>f</sup>	505-684	793-1477	—	2089-5548	—	—
White Bermuda	648	757	1585	2449	3711	6196 at 80°F
Green, New Jersey	2306-4899	3819-15,021	7961-12,968	14,553-21,434	17,205-34,225	21,541-46,217
<b>Oranges</b>						
Florida	684	1405	2702	4611	6628	7817 at 80°F
California, w. navel	+b	1405	2990	5007	6015	7997
Valencia	+b	1008	2594	2810	3890	4611
Papayas	+b	+b	2485	3314-4791	—	8609-21,613

**Heat of Respiration of Fresh Fruits and Vegetables Held at Various Temperatures**

Commodity	Heat of Respiration, Btu/day per Ton of Produce					
	32°F	41°F	50°F	59°F	68°F	77°F
Parsley <sup>l</sup>	7277-10,140	14,549-18,738	28,879-36,155	31,746-49,163	43,208-56,216	67,902-75,174
<b>Parsnips</b>						
United Kingdom	2558-3423	1946-3854	4503-5800	7096-9438	—	—
Canada, Hollow Crown <sup>g</sup>	793-1801	1369-3386	—	4755-10,195	—	—
<b>Peaches</b>						
Elberta	829	1441	3458	7565	13,509	19,812 at 80°F
Several cultivars	901-1405	1405-2017	—	7313-9330	13,040-22,549	17,939-26,837
<b>Peanuts</b>						
Cured <sup>h</sup>	3 at 85°F					51 at 85°F
Not cured, Virginia Bunch <sup>i</sup>						3120 at 85°F
Dixie Spanish						1823 at 85°F
<b>Pears</b>						
Bartlett	684-1513	1117-2197	—	3314-13,220	6628-15,417	—
Late ripening	576-793	1296-3062	1729-4143	6124-9366	7204-16,210	—
Early ripening	576-1081	1621-3423	2161-4683	7565-11,887	8645-19,812	—
<b>Peas</b>						
Green-in-pod	6700-10,302	12,139-16,822	—	39,372-44,595	54,105-79,645	75,646-83,067
Shelled	10,410-16,642	17,435-21,444	—	—	76,871-10,893	—
Peppers, sweet	+b	+b	3170	5043	9654	—
Persimmons		1296		2594-3098	4395-5295	6412-8826
<b>Pineapple</b>						
Mature green	+b	+b	1225	2846	5331	7817 at 80°F
Ripening	+b	+b	1657	3999	8790	13,797
Plums, Wickson	432-648	865-1982	1981-2522	2630-2737	3962-5727	6160-15,634
<b>Potatoes</b>						
California white, rose immature	+b	2594	3098-4611	3098-6808	3999-9932	
mature	+b	1296-1513	1467-2197	1467-2594	1467-3494	
very mature	+b	1117-1513	1513	1513-2197	2017-2630	
Katahdin, Canada <sup>j</sup>	+b	865-936		1729-2234		
Kennebec	+b	793-936		936-1982		
<b>Radishes</b>						
With tops	3206-3818	4214-4611	6808-8105	15,417-17,146	27,341-30,043	34,869-42,470
Topped	1189-1296	1693-1801	3314-3494	6124-7204	10,519-10,807	14,841-16,751
Rhubarb, topped	1801-2918	2413-3999		6808-10,014	8826-12,536	
Rutabaga, Laurentian, Canada <sup>k</sup>	432-612	1045-1124		2342-3458		
<b>Spinach</b>						
Texas		10,122	24,387	39,409	50,683	
United Kingdom, summer	2558-4719	6015-7096	12,896-16,534		40,777-47,657 at 65°F	
winter	3854-5584	6448-13,869	15,021-22,766		42,938-53,673 at 65°F	
<b>Squash</b>						
Summer, yellow, straight-neck	†b	†b	7709-8105	16,534-20,028	18,731-21,434	
Winter butternut	+b	+b				16,318-26,908
<b>Sweet Potatoes</b>						
Cured, Puerto Rico	+b	+b	†b	3530-4863		
Yellow Jersey	+b	+b	†b	4863-5079		
Noncured	+b	+b	+b	6304		11,923-16,138
<b>Tomatoes</b>						
Texas, mature green	+b	+b	+b	4503	7637	9402 at 80°F
ripening	+b	+b	+b	5872	8933	10,627 at 80°F