

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENERGIA NUCLEAR
COMISSÃO NACIONAL DE ENERGIA NUCLEAR
CENTRO REGIONAL DE CIÊNCIAS NUCLEARES DO NORDESTE
Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares**

MARCOS DIEGO ALBUQUERQUE COSTA PAES

**PRODUÇÃO COMBINADA DE ELETRICIDADE E CALOR
DE PROCESSO INDUSTRIAL COM ENERGIA SOLAR**

Recife

2017

Marcos Diego Albuquerque Costa Paes

**PRODUÇÃO COMBINADA DE ELETRICIDADE E CALOR DE PROCESSO
INDUSTRIAL COM ENERGIA SOLAR**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares para obtenção do título de Mestre em Ciências. Área de Concentração: Fontes Renováveis de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Chigueru Tiba
Coorientador: Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha

Recife
2017

Catálogo na fonte

Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

P126p Paes, Marcos Diego Albuquerque Costa.
Produção combinada de eletricidade e calor de processo industrial com energia solar / Marcos Diego Albuquerque Costa Paes. – Recife, 2018.
134f., il., figs., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Chigueru Tiba.

Coorientador: Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares, 2018.

Inclui Referências, Apêndices e Anexos.

1. Energia Nuclear. 2. Energia solar térmica. 3. Calor de processo industrial. 4. Geração elétrica. 5. Indústria leiteira. 6. Ciclo Rankine Orgânico. I. Tiba, Chigueru (Orientador). II. Cunha, André Felipe Vieira da (Coorientador). III. Título.

621.042 CDD (22.ed)

UFPE/BCTG-2018/ 136

Produção Combinada de Eletricidade e Calor de Processo Industrial com Energia Solar

Marcos Diego Albuquerque Costa Paes

APROVADA EM: 28.12.2017

ORIENTADOR: Prof. Dr. Chigueru Tiba

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. Carlos Alberto Brayner de Oliveira Lira – DEN/UFPE

Prof. Dr. Alcides Codeceira Neto – UPE/CHESF

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero – DEMEC/UFPE

Visto e permitida a impressão

Coordenador(a) do PROTEN/DEN/UFPE

AGRADECIMENTOS

A Deus, por me dar sabedoria e discernimento para tomar decisões tão importantes em minha vida.

À minha família e minha noiva Cibele, que sempre acreditaram em mim e desde o início quando expressei meu desejo por iniciar o mestrado me deram todo o suporte.

Ao Prof. Dr. Chigueru Tiba, pela confiança, apoio e tratamento sempre tão agradável, além de me mostrar os caminhos dessa área fascinante, tornando esse mestrado uma experiência única, indo além de todas as minhas expectativas. Tem toda a minha admiração, respeito e gratidão.

Ao Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha, por ter aceitado o desafio da coorientação e pela tranquilidade de sempre, que sem sua contribuição eu não teria conseguido obter os resultados desejados.

Aos professores do DEN e do CER, por tanto acrescentarem à minha carreira e minha vida, tendo me apresentado o que era antes desconhecido e estimulando a buscar aprender ainda mais.

Aos professores Dr. Alcides Codeceira Neto, Dr. Carlos Brayner e Dr. Jorge Guerrero, por aceitarem compor a banca dessa dissertação e contribuírem com tão valiosos conselhos para a melhoria desse trabalho.

Aos meus amigos e colegas, pelos incentivos.

À UFPE, por possibilitar a realização desse mestrado e disponibilizar sua estrutura.

Ao CNPq, pelo importante auxílio financeiro (Processo 135343/2015-1).

RESUMO

Calor de processo industrial representa uma grande parte da demanda energética das indústrias. Setores como têxtil, bebidas e alimentos demandam por volta de um terço de eletricidade e, o restante, calor de processo. Na busca por fontes renováveis e limpas de energia, é proposta uma planta solar de coletores parabólicos funcionando em modo de cogeração que pode atender à demanda térmica e elétrica dessas indústrias, principalmente a médias e baixas temperaturas (<250°C). Simulações utilizando o *software System Advisor Model* (SAM) e modelagem com o *Engineering Equation Solver* (EES) foram realizadas para obtenção do sistema solar termoelétrico que visa atender à demanda energética de uma planta de processamento de leite instalada em três localidades no Nordeste do Brasil com diferentes irradiações diretas normais (DNI – *Direct Normal Irradiation*). A planta solar foi simulada usando diferentes configurações de tubos receptores com e sem vácuo para geração de 1MWe e para fornecimento de calor de processo industrial. Uma comparação entre ciclo Rankine orgânico (ORC – *Organic Rankine Cycle*) e ciclo Rankine a vapor (CRV) também foi feita para análise da viabilidade e escolha do melhor ciclo de potência a ser aplicado nessas plantas ou usinas. Os resultados revelam melhores eficiências de ciclo (uma diferença de quase dois pontos percentuais em Bom Jesus da Lapa, tanto para os receptores com vácuo como para aqueles com ar) e menores áreas para plantas com ciclo Rankine orgânico e/ou maior DNI, bem como maior fator de capacidade. A análise financeira mostrou custos nivelados de calor (LCOH) entre 2,52 e 3,38 ¢/kWh-t para tubos evacuados e entre 5,95 e 11,67 ¢/kWh-t para tubos com ar, valores aumentando com a diminuição da DNI. Os LCOH usando tubos evacuados são comparáveis ou até melhores que os custos de calor a partir de gás natural nos EUA e Europa. Já o custo nivelado de eletricidade (LCOE) ficou entre 0,23 e 0,31 US\$/kWh-t para os tubos com vácuo e entre 0,63 e 2,73 US\$/kWh-t para aqueles com ar, aumentando com a diminuição de DNI e também para os casos com CRV. Os LCOE obtidos para tubos evacuados são comparáveis aos das plantas de grande porte existentes atualmente, mas ainda altos comparados a outras fontes renováveis.

Palavras-chave: Energia solar térmica. Calor de processo industrial. Geração elétrica. Indústria leiteira. Ciclo rankine orgânico.

ABSTRACT

Industrial process heat represents a large part of energetic demand in industries. About one-third of the demand for energy in sectors like textile, beverages, and food is in the form of electricity and the rest is in the form of heat. In the search for renewable and clean energy sources, we propose a parabolic trough solar plant working in cogeneration mode that can meet the thermal and electrical demand of these industries, especially at medium and low temperatures (<250°C). In order to obtain the thermoelectric solar system to meet the energy demand of a milk processing plant installed in three locations in the Northeast of Brazil with different Direct Normal Irradiations (DNI), we run simulations using the System Advisor Model (SAM) software and modeled the power block with Engineering Equation Solver (EES). For the simulations of the solar plant, we used different configurations of receivers with and without vacuum to generate 1 MWe and to supply industrial process heat. We also compared the Organic Rankine Cycle (ORC) with the Steam Rankine Cycle (CRV) to analyze their feasibility and choose which one is the best power cycle to use in these plants. The results reveal better cycle efficiencies and smaller areas to plants with ORC and/or higher DNI, as well as a higher capacity factor. The financial analysis showed levelized costs of heat (LCOH) between 2,52 and 3,38 ¢/kWh-t for evacuated tubes and between 5,95 and 11,67 ¢/kWh-t for tubes with air; these values increase with the decrease of DNI. The LCOH using evacuated tubes are comparable to (or even better than) the costs of heat from natural gas in the United States and Europe. The levelized cost of electricity (LCOE) was between 0,23 and 0,31 US\$/kWh-t for evacuated tubes and between 0,63 and 2,73 US\$/kWh-t for those with air, increasing with the decrease of DNI and also for the cases with CRV. The LCOE obtained for evacuated tubes are comparable to those of the existing large plants, but are still high when compared to other renewable sources.

Keywords: Solar thermal energy. Industrial process heat. Electricity generation. Dairy industry. Organic rankine cycle.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Consumo final de energia por setor em 2016 no Brasil.	17
Figura 2 – Fontes da energia consumida pelo setor industrial em 2016 no Brasil.	18
Figura 3 – Matriz elétrica brasileira em 2016.	18
Figura 4 – Grau de eletrificação na indústria da Europa.	19
Figura 5 – Mapa da Irradiação Direta Normal (DNI) no Brasil, média anual.	22
Figura 6 – Tecnologias de concentração solar.	25
Figura 7 – Possibilidades de combinações do sistema solar com o sistema de fornecimento de calor existente.	30
Figura 8 – Geração anual de energia vs. Múltiplo solar.	32
Figura 9 – Energia anual gerada e eficiência média obtida para cada configuração.	34
Figura 10 – Produção leiteira em Pernambuco de 2010 a 2015.	37
Figura 11 – Produção leiteira por município em Pernambuco.	38
Figura 12 – Captação de leite pelos quinze maiores laticínios do Brasil em 2016.	39
Figura 13 – Etapas de processamento de leite.	40
Figura 14 – Instalação solar na indústria Cremo S.A.	41
Figura 15 – Instalação solar na indústria Emmi Dairy Saignelégier.	42
Figura 16 – Instalação solar na indústria Lesa Dairy.	43
Figura 17 – Esquema simplificado adaptado da planta leiteira do País Basco.	44
Figura 18 – Planta de processamento de leite de uma planta típica indiana.	45
Figura 19 – Esquema do sistema solar proposto.	49
Figura 20 – Ciclo Rankine e pontos definidos para os cálculos do programa.	55
Figura 21 – Estratégia das simulações para Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa (todos os casos simulados).	58
Figura 22 – Localização de Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa no Brasil.	60
Figura 23 – Esquema das dimensões e ângulo dos coletores para cálculo do espaçamento entre fileiras.	62
Figura 24 – Dimensões básicas do coletor Soltigua PTMx-18.	63
Figura 25 – Coletor Soltigua PTMx-24.	63
Figura 26 – Parâmetros óticos do coletor adicionados ao SAM.	64
Figura 27 – Absorvedor Solel UVAC 3.	66
Figura 28 – Modelo da planilha para cálculo das variações de temperatura do HTF.	72
Figura 29 – Fluxograma das modelagens e simulações com interação entre EES e SAM.	74

Figura 30 – Irradiância Direta Normal média para Recife mês a mês e perfil anual.	76
Figura 31 – Irradiância Direta Normal média para Petrolina mês a mês e perfil anual.	77
Figura 32 – Irradiância Direta Normal média para Bom Jesus da Lapa mês a mês e perfil anual.	78
Figura 33 – Precipitação média mensal em Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa.	79
Figura 34 – Média anual da temperatura em Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa ao longo do dia.	79
Figura 35 – Média anual das velocidades do vento para Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa ao longo do dia.	80
Figura 36 – Temperatura de saída do HTF do campo solar.	81
Figura 37 – Potência térmica incidente e perdas térmicas (média anual) para Recife (a) e Petrolina (b) para receptores de tubos expostos.	83
Figura 38 – Fornecimento térmico de saída do campo solar (perfil horário anual) com receptor de tubo exposto para Recife (a) e Petrolina (b).	83
Figura 39 – Potência térmica incidente e perdas térmicas (média anual) para Bom Jesus da Lapa com CRV e ORC.	84
Figura 40 – Fornecimento térmico de saída do campo solar (perfil horário anual) com receptor de tubo exposto para Bom Jesus da Lapa.	84
Figura 41 – Potência térmica demandada para geração de 1 MWe para cada caso.	86
Figura 42 – Potência térmica restante para calor de processo.	87
Figura 43 – Áreas de abertura refletiva caso a caso (Comparação ORC x CRV).	90
Figura 44 – Consumo anual de água caso a caso.	91
Figura 45 – LCOH para todos os casos analisados.	104
Figura 46 – LCOH considerando compra de eletricidade.	106
Figura 47 – LCOE por local e configuração de receptor.	109
Figura 48 – Diferenças percentuais de LCOE entre ORC e CRV.	110
Figura 49 – Comparação dos resultados de LCOH para o caso base e o alternativo.	112
Figura 50 – Comparação dos resultados de LCOE para o caso base e o alternativo com CRV e ORC.	113
Figura 51 – Potência térmica demandada para geração de 1 MWe (comparação de ciclos).	114
Figura 52 – Áreas de abertura refletiva (comparação de ciclos com caso alternativo).	114
Figura 53 – Diferença percentual entre áreas do campo solar ao variar a eficiência isentrópica da turbina a vapor de 55% para 60%.	115

Figura 54 – LCOE por local e configuração de receptor (comparação de ciclos com caso alternativo).....116

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação de custos entre ciclos Rankine a vapor e Rankine orgânico.....	28
Tabela 2 – Processos industriais que utilizam energia térmica e suas temperaturas de trabalho	29
Tabela 3 – Resultados para as diferentes configurações simuladas	31
Tabela 4 – Percentual de energia fornecida pelo campo solar	35
Tabela 5 – Ranking dos principais setores da indústria de alimentação.....	36
Tabela 6 – Dados ambientais e de localização para Recife.....	59
Tabela 7 – Dados ambientais e de localização para Petrolina.....	59
Tabela 8 – Dados ambientais e de localização para Bom Jesus da Lapa.....	60
Tabela 9 – Características do Receptor Solel UVAC 3.....	65
Tabela 10 – Dados de entrada para os casos simulados para Recife.....	68
Tabela 11 – Dados de entrada para os casos simulados para Petrolina.....	68
Tabela 12 – Dados de entrada para os casos simulados para Bom Jesus da Lapa.....	69
Tabela 13 – Dados de entrada no EES que foram variados caso a caso.....	70
Tabela 14 – Eficiências isoentrópicas dos componentes dos ciclos de potência.....	70
Tabela 15 – Comparação entre temperaturas calculadas e obtidas com o SAM utilizando CRV.	73
Tabela 16 – Comparação entre temperaturas calculadas e obtidas com o SAM utilizando ORC.	73
Tabela 17 – Diferenças percentuais de temperaturas entre diferentes configurações de receptores para cada local.....	81
Tabela 18 – Diferenças percentuais de temperaturas entre diferentes DNI para cada configuração de receptor.....	82
Tabela 19 – Potência térmica demandada para geração elétrica e restante para calor de processo para cada caso utilizando planta com ORC e CRV.....	85
Tabela 20 – Dados de dimensões do campo solar e eficiência do loop para cada caso.....	88
Tabela 21 – Produção anual de energia elétrica e térmica para cada caso.....	92
Tabela 22 – Fator de capacidade para produção de eletricidade e calor.....	93
Tabela 23 – <i>Design-Point Solar-to-Electricity Efficiency</i> para ORC e CRV nas diferentes localidades.....	94
Tabela 24 – Eficiências de ciclo para tubo evacuado e tubo com ar para as diferentes localidades. Comparação entre ORC e CRV.....	94

Tabela 25 – Custos de capital utilizados no SAM para cada tipo de receptor.	96
Tabela 26 – Tarifas médias para 2016, reajuste em 2017 e valor médio final para as tarifas de 2017 para consumidores industriais na Bahia e em Pernambuco.....	99
Tabela 27 – Percentual de dedução sobre o custo de capital ano a ano MACRS 5-year usado no SAM.	101
Tabela 28 – Resumo das informações financeiras de entrada no SAM.	103
Tabela 29 – Custos de capital utilizados no SAM para receptores com ar custando 40% e 30% do custo dos evacuados.	105
Tabela 30 – LCOH para cada caso parametrizado.	105
Tabela 31 – Parâmetros utilizados para cálculo do LCOE.....	107
Tabela 32 – LCOE calculado para cada caso.	108
Tabela 33 – LCOE para cada caso parametrizado.....	111
Tabela 34 – Custos de capital de entrada no SAM para o caso alternativo.....	112
Tabela 35 – Produção anual de calor e eletricidade para o caso alternativo.	115

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABRADEE	Associação Brasileira de Distribuidores de Energia Elétrica
AEP	<i>Annual electricity production</i> – Produção anual de eletricidade
AHP	<i>Annual heat production</i> – Produção anual de calor
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
APS	<i>Arizona Public Service Electric Company</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BEN	Balanço Energético Nacional
BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CC	<i>Cost of Capital</i> – Custo de Capital
CELPE	Companhia Energética de Pernambuco
COFINS	Contribuição para o Financiamento da Seguridade Social
CRV	Ciclo Rankine a Vapor
CSLL	Contribuição Social sobre Lucro Líquido
CSP	<i>Concentrating Solar Power</i> – Concentração de Energia Solar
DNI	<i>Direct Normal Irradiation</i> – Irradiação Direta Normal
EES	<i>Engineering Equation Solver (Software)</i>
EMBRAPA	Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FAE	Grupo de Fontes Alternativas de Energia da UFPE
FAO	<i>Food and Agriculture Organization of the United Nations</i> - Organização das Nações Unidas para Alimentação e Agricultura
FCR	<i>Fixed Charge Rate</i> – Taxa de Encargos Fixa
FOC	<i>Fixed annual operating cost</i> – Custo fixo anual de operação
FV	Geradores Fotovoltaicos

HTF	<i>Heat Transfer Fluid</i> – Fluido de Transferência de Calor
HTST	<i>High Temperature Short Time</i> – Temperatura Alta Tempo Curto
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IR	Imposto de Renda
LCOH	<i>Levelized Cost of Heat</i> – Custo Nivelado de Calor
LPD/LPH	Litros Por Dia/Litros Por Hora
TPD	Toneladas Por Dia
LTLT	<i>Low Temperature Long Time</i> – Temperatura Baixa Tempo Longo
MACRS	Modified Accelerated Cost Recovery System – Sistema Acelerado Modificado de Recuperação de Custo
NREL	National Renewable Energy Laboratory – Laboratório Nacional de Energia Renovável
O&M	Operação e Manutenção
ONUDI	Organização das Nações Unidas para o Desenvolvimento Industrial
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i> – Ciclo Rankine Orgânico
PASEP	Programa de Formação do Patrimônio do Servidor Público
PIS	Programa de Integração Social
SAM	<i>System Advisor Model (Software)</i>
SEBRAE	Serviço Brasileiro de Apoio às Micro e Pequenas Empresas
SEGS	<i>Solar Energy Generation Stations</i> – Estações de Geração de Energia Solar
TCC	<i>Total Cost of Capital</i> – Custo de Capital Total
TIR	Taxa Interna de Retorno
TUSD	Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco
UHT	<i>Ultra-High Temperature</i> – Temperatura Ultra Alta
VOC	<i>Variable operating cost</i> – Custo Variável de Operação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	DEMANDA ENERGÉTICA DO SETOR INDUSTRIAL	17
1.2	POR QUE ENERGIA SOLAR?	19
1.3	DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS	20
1.4	OBJETIVOS.....	21
2	REVISÃO DE LITERATURA	22
2.1	POTENCIAL SOLAR DO NORDESTE DO BRASIL	22
2.1.1	Irradiação solar	23
2.2	TECNOLOGIAS DE CONCENTRAÇÃO SOLAR.....	23
2.3	DEFINIÇÃO DE CONCENTRAÇÃO	23
2.3.1	Tipos de concentradores e características.....	24
2.4	GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA	26
2.5	CALOR DE PROCESSO INDUSTRIAL.....	29
2.6	METODOLOGIAS: SIMULAÇÕES E EXPERIMENTAÇÕES.....	30
3	A INDÚSTRIA LEITEIRA	36
3.1	RELEVÂNCIA DA INDÚSTRIA LEITEIRA	36
3.2	PRODUÇÃO LEITEIRA EM PERNAMBUCO	37
3.3	PRODUÇÃO LEITEIRA NO BRASIL E NO MUNDO.....	38
3.4	PLANTA DE PROCESSAMENTO DE LEITE	40
3.5	EXEMPLOS DE APLICAÇÕES DE ENERGIA SOLAR EM INDÚSTRIAS LEITEIRAS.....	41
3.6	DEMANDA ENERGÉTICA DA INDÚSTRIA LEITEIRA	43
3.6.1	Etapas e processos comuns a todos os subprodutos	45
3.6.1.1	Etapas comuns com demanda externa de energia térmica.....	46
3.6.1.2	Etapas comuns com demanda de energia elétrica.....	46
3.6.2	Produção de leite em pó	47
3.6.3	Queijo	47
4	METODOLOGIA	49
4.1	SISTEMA SOLAR PARA GERAÇÃO COMBINADA DE ELETRICIDADE E CALOR DE PROCESSO.....	49

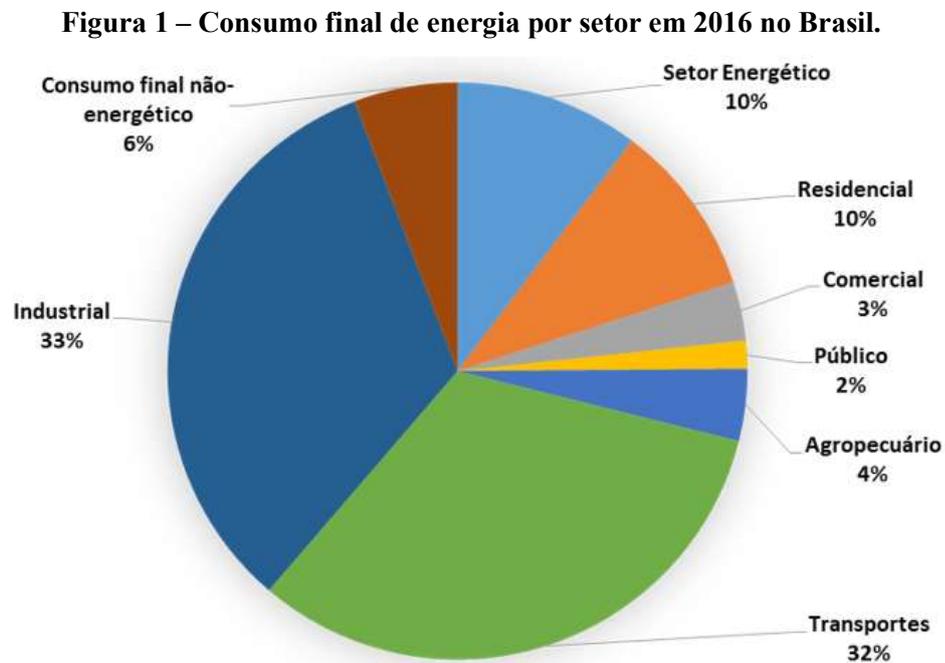
4.2	MODELAGEM E SIMULAÇÃO.....	50
4.2.1	Descrição geral do SAM.....	50
4.2.1.1	Principais equações utilizadas pelo SAM para seus cálculos	51
4.2.2	Descrição geral do EES.....	54
4.2.2.1	Algoritmo e equações utilizadas no EES.....	55
4.3	ESTRATÉGIAS DAS SIMULAÇÕES.....	57
4.4	SIMULAÇÕES E MODELAGENS	58
4.4.1	Especificações e parâmetros de entrada de componentes e das localidades.....	59
4.4.1.1	Localidades escolhidas para as simulações.....	59
4.4.1.2	Valores de referência da irradiação solar direta (DNI) nas condições de projeto (<i>Design Point DNI</i>)	61
4.4.1.3	Fluido de transferência de calor.....	61
4.4.1.4	Cálculo de espaçamento entre fileiras de coletores	61
4.4.1.5	Coletores parabólicos.....	63
4.4.1.6	Receptores.....	64
4.4.1.7	Outros dados de entrada no SAM.....	66
4.4.1.8	Especificação do ciclo de potência e dados de entrada.....	69
4.4.1.9	Cálculo da temperatura de saída e entrada do fluido de transferência de calor do campo solar	71
4.4.1.10	Fluxograma de simulações, entradas de dados e interação entre saídas dos programas.....	73
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	76
5.1	RADIAÇÃO SOLAR E OUTRAS VARIÁVEIS METEOROLÓGICAS	76
5.2	RELAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE SAÍDA DO CAMPO SOLAR E CONFIGURAÇÕES DE RECEPTORES.....	80
5.3	POTÊNCIAS TÉRMICAS PARA GERAÇÃO ELÉTRICA E PARA CALOR DE PROCESSO.....	82
5.4	COMPARATIVO DAS ÁREAS DAS PLANTAS CASO A CASO	88
5.5	CONSUMO DE ÁGUA PARA LIMPEZA	90
5.6	PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA E TÉRMICA	91
5.7	FATOR DE CAPACIDADE.....	92
5.8	RESULTADOS OBTIDOS COM O EES PARA A GERAÇÃO ELÉTRICA	93
5.9	ANÁLISE FINANCEIRA.....	94
5.9.1	Parâmetros de entrada no SAM.....	94
5.9.1.1	Financiamento.....	94

5.9.1.2	Custo de Capital.....	95
5.9.1.3	Custos de Operação e Manutenção.....	96
5.9.1.4	Inflação	97
5.9.1.5	Taxa de eletricidade.....	98
5.9.1.6	Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição	99
5.9.1.7	Calendário de depreciação	100
5.9.1.8	Tributos.....	101
5.9.1.9	Taxa Interna de Retorno (TIR)	101
5.9.2	Resultados da Análise Financeira	102
5.9.2.1	Cálculo do Custo Nivelado de Calor (<i>Levelized Cost of Heat</i> - LCOH)	102
5.9.2.2	Influência da variação do custo dos tubos com ar no LCOH para essa configuração de receptor	105
5.9.2.3	Cálculo do Custo Nivelado de Calor Considerando que a Eletricidade Consumida pela Planta seja Comprada da Distribuidora Local	106
5.9.2.4	Cálculo do Custo Nivelado de Eletricidade (<i>Levelized Cost of Electricity</i> – LCOE).....	106
5.9.2.5	Influência da variação do custo dos tubos com ar no LCOE para essa configuração de receptor	111
5.10	CASOS ALTERNATIVOS.....	111
5.10.1	Caso alternativo 1: Redução do custo de todo o campo solar usando tubos com ar	111
5.10.2	Caso alternativo 2: Eficiência isentrópica da turbina a vapor igual a 60%	113
6	CONCLUSÃO	117
7	PERSPECTIVAS.....	119
	REFERÊNCIAS	120
	APÊNDICE A – ALGORITMO UTILIZADO NO EES.....	129
	ANEXO A – TAXAS DE JUROS E RISCO DE CRÉDITO DO BNDES FINEM – GERAÇÃO DE ENERGIA.	133
	ANEXO B – VARIÁVEIS MACROECONÔMICAS (MÉDIA 2016-2030).	134

1 INTRODUÇÃO

1.1 DEMANDA ENERGÉTICA DO SETOR INDUSTRIAL

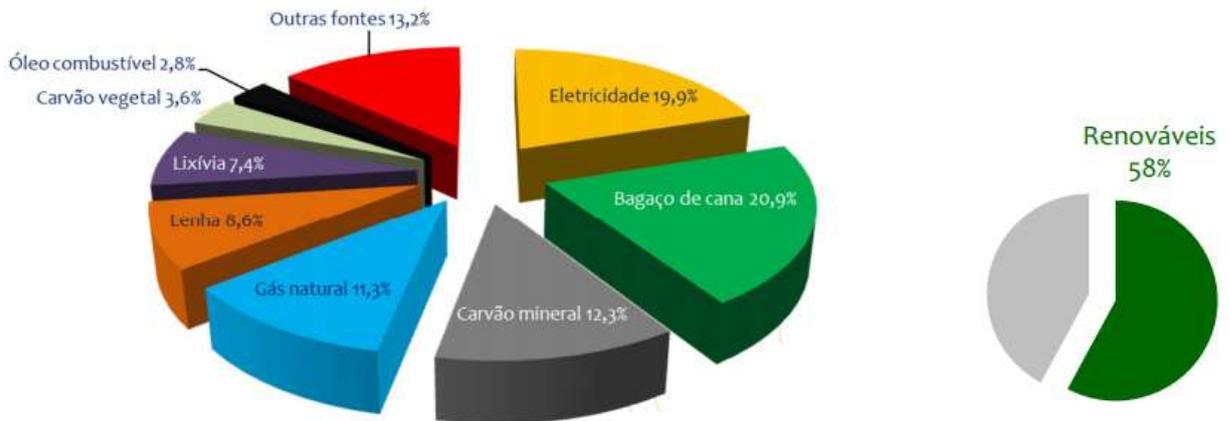
O setor industrial consumiu aproximadamente metade da energia fornecida no mundo em 2010 (U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION, 2013). Desse total, apenas 7,6% foi proveniente de fontes renováveis. No Brasil, segundo a EPE (2017), no Balanço Energético Nacional (BEN) ano base 2016, a indústria foi responsável por 33% do consumo total da energia ofertada no ano de 2016, como pode ser visto na Figura 1.



Fonte: EPE (2017), adaptado.

Do total consumido pelo setor industrial, 58% foi proveniente de fontes renováveis (Figura 2) tanto para aplicações térmicas como elétricas, que por sua vez respondeu por 19,9% do consumo industrial.

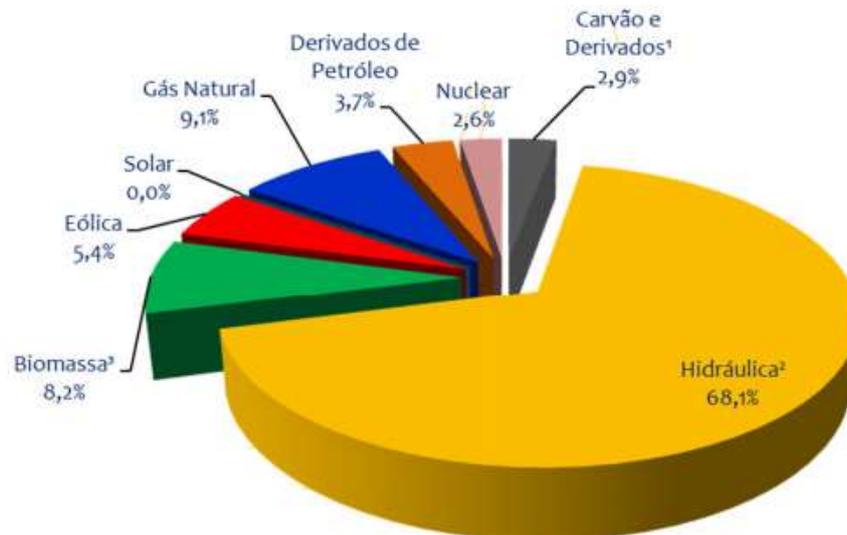
Figura 2 – Fontes da energia consumida pelo setor industrial em 2016 no Brasil.



Fonte: EPE (2017).

Considerando-se apenas a matriz elétrica brasileira (Figura 3), as fontes renováveis correspondem a 81,7% do total, sendo a oferta hidráulica, que inclui importação, responsável por quase 70%.

Figura 3 – Matriz elétrica brasileira em 2016.

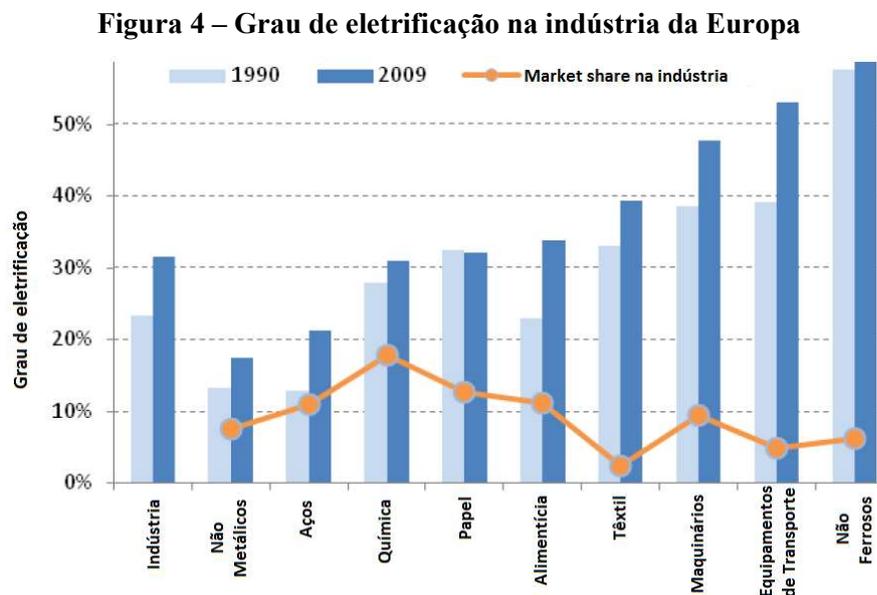


Fonte: EPE (2017)

Em análise realizada pelo Grupo de Fontes Alternativas de Energia (FAE) da Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) no ano de 1983, em torno de 37,5% do consumo de energia na indústria brasileira foi para calor de processo industrial. Naquele ano a indústria tinha participação de 39,1% da energia consumida no país (FRAIDENRAICH et al., 1986), um pouco maior que a atual em termos percentuais, permitindo uma comparação aproximada.

Segundo Müller, Rau e Schrüfer (2014), calor de processo em aplicações industriais no mundo demandam uma grande variedade de temperaturas, desde as mais baixas, por volta de 30°C, até altas temperaturas acima de 1300°C. Ainda segundo os autores, aproximadamente 30% da energia é demandada na faixa de 0 a 200°C e outros 8% até 400°C, ou seja, 38% da necessidade de energia das indústrias pode ser suprida por plantas de energia solar concentrada (CSP – do inglês *Concentrating Solar Power*), já que essas temperaturas são facilmente atingidas pela tecnologia solar heliotérmica (conversão da radiação solar em energia térmica).

Há tecnologias de concentração solar que alcançam temperaturas mais elevadas, porém suas aplicações ainda são mais usuais para geração de eletricidade. Ainda há necessidade de pesquisas para que haja uma aplicação comercial de calor de processo nessas temperaturas. Por outro lado, o grau de eletrificação (entendido como a porção da eletricidade no consumo total da energia) nos setores químico, de papel, alimentício e têxtil é da ordem de 30%, conforme pode ser visto em Desbrosses (2012) no gráfico da Figura 4. Também merece ressalva é que esses quatro setores utilizam a quase totalidade de calor de processo com temperaturas menores que 250 °C.



Fonte: Desbrosses (2012), traduzido do inglês.

1.2 POR QUE ENERGIA SOLAR?

Com a crescente preocupação ambiental, buscam-se cada vez mais tecnologias energéticas renováveis, havendo grandes investimentos em pesquisa e desenvolvimento no setor. Na área solar, a tecnologia CSP vem se desenvolvendo e desempenhando importante

papel, principalmente pelo fato de poder armazenar energia térmica para que seja usada em momentos de menor irradiação solar direta, como quando ocorre a passagem de nuvens, ou mesmo à noite, possibilitando assim uma maior estabilidade e continuidade do fornecimento de energia, bem como flexibilidade para que se escolha quando haverá geração elétrica dependendo da demanda (despachabilidade).

A tecnologia solar heliotérmica já conta com equipamentos comerciais, ou em fase de desenvolvimento muito próximos de se tornarem comerciais, para suprir a demanda de calor de processo industrial na faixa de 100°C a 400°C. Equipamentos solares para utilização em condicionamento de ar com fonte solar a temperaturas acima de 150°C estão próximos de serem competitivos, o que torna ainda mais atrativo o desenvolvimento de aplicações na faixa de 200-250°C.

Na faixa superior de temperatura, os concentradores lineares (Fresnel ou cilindro parabólico) parecem ser excelentes apostas. Para a faixa inferior, uma boa escolha são os coletores de tubo evacuado de qualidade.

Como pode ser visto, as indústrias mencionadas requerem energias na forma térmica e também elétrica, e por isso é proposto nessa dissertação o estudo de um sistema solar que possa fornecer de forma combinada estas duas modalidades de energia.

1.3 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS

A dissertação foi dividida em sete capítulos. O Capítulo 1 apresenta a introdução que direciona o estudo, fornece a base geral e o justifica, além de serem também apresentados os objetivos.

O Capítulo 2 faz uma revisão de literatura acerca do potencial solar na região Nordeste, concentração solar e os principais tipos de concentradores, os ciclos de potência aqui comparados para geração de eletricidade, apresentando de forma mais detalhada a opção menos usual que é o ciclo Rankine orgânico. Mostra também um pouco sobre demandas térmicas e a aplicação de calor de processo com fonte solar para a indústria. O capítulo fala ainda sobre os métodos utilizados para estudos com energia solar.

O Capítulo 3 introduz a indústria leiteira e detalha seus principais processos e suas demandas energéticas e de temperatura, além de algumas aplicações bem-sucedidas de energia solar para essa indústria.

O Capítulo 4 apresenta o sistema solar proposto e a metodologia utilizada para a simulação do campo solar e modelagem do ciclo de potência. São mostrados e descritos os

programas utilizados (System Advisor Model e Engineering Equation Solver) e o planejamento das simulações. No capítulo também são especificados os componentes, as localidades e os dados de entrada dos programas.

O Capítulo 5 descreve e discute os resultados obtidos. Esses resultados englobam dados meteorológicos, temperaturas de trabalho do sistema, potência térmica gerada, dimensões do campo solar e eficiências. É também realizada uma análise do consumo de água e da produção de energia elétrica e térmica, além de todo um estudo financeiro detalhado do custo de calor e de eletricidade para melhor comparação dos casos estudados e análise da viabilidade comparando-se a outras fontes de energia. Casos alternativos também foram considerados nesse capítulo para uma melhor análise de desempenho e financeira.

O Capítulo 6 apresenta as considerações finais, concluindo sobre os resultados alcançados e avaliando as reais possibilidades da aplicação da tecnologia estudada.

O Capítulo 7 enumera algumas sugestões para trabalhos subsequentes.

Além dos capítulos mencionados, o trabalho é finalizado com as referências utilizadas e alguns anexos para melhor compreensão.

1.4 OBJETIVOS

Assim, esse trabalho tem como objetivo geral simular um sistema solar para produção combinada de eletricidade e calor de processo industrial e analisar a sua viabilidade de aplicação no nordeste do Brasil. Os objetivos específicos são: dominar o uso do software de simulação SAM voltado à aplicação solar; comparar a aplicação do ciclo Rankine a vapor e ciclo Rankine orgânico para baixas e médias temperaturas; realizar análise dos custos de geração elétrica e térmica a partir de fonte solar e verificar sua viabilidade aplicada a uma planta de processamento de leite.

2 REVISÃO DE LITERATURA

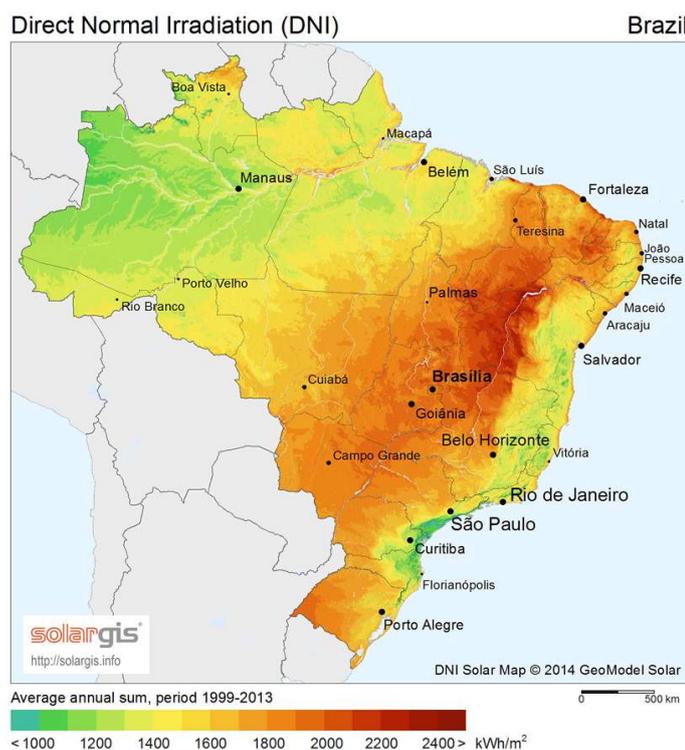
2.1 POTENCIAL SOLAR DO NORDESTE DO BRASIL

O Brasil, com seu tamanho continental, possui geografia e clima bastante diversificado. Apesar de boa parte do país possuir irradiação solar direta normal (DNI, do inglês *Direct Normal Irradiation*) média anual maior que 1700 kWh/m², é no Nordeste onde se concentra a área com maiores valores de DNI, ultrapassando os 2200 kWh/m² de média anual, mais precisamente na porção oeste do estado da Bahia e sul do Piauí, como pode ser visto na Figura 5 obtida da empresa Solargis (2016).

De acordo com Lodi (2011) apud Staley et al. (2009) e Philibert et al. (2010), a radiação solar direta normal requerida para projetos de geração elétrica CSP convencionais é 5,5 kWh/m²/dia (ou 2000 kWh/m²/ano), com valores maiores que esse permitindo menores custos de geração.

Dessa forma, a região Nordeste é a ideal para implantação de empreendimentos CSP, tanto para geração de eletricidade como para calor de processo, por abranger áreas com DNI acima da mínima requerida para serem viáveis economicamente.

Figura 5 – Mapa da Irradiação Direta Normal (DNI) no Brasil, média anual.



Fonte: Solargis, 2016

2.1.1 Irradiação solar

A irradiação solar, segundo Pinho e Galdino (2014), é a “energia incidente por unidade de superfície em um dado plano, obtida pela integração da irradiância durante um intervalo de tempo, normalmente uma hora ou um dia”.

Há dois tipos básicos de irradiação solar devido aos diferentes mecanismos de espalhamento na atmosfera terrestre: direta e difusa, sendo a direta aquela que vem diretamente do sol para a superfície da Terra sem sofrer espalhamento, reflexão ou qualquer outra influência, e a difusa a que vem de diversas direções após sofrer espalhamento na atmosfera.

Para o estudo de energia solar térmica com concentradores, apenas irradiação solar direta interessa, pois ela permite ser concentrada usando-se lentes ou refletores. Mais precisamente a irradiação direta normal (DNI), que é aquela que incide normalmente a uma superfície inclinada. Daí a importância dada à análise da DNI quando se buscam locais com bom potencial para energia solar térmica.

2.2 TECNOLOGIAS DE CONCENTRAÇÃO SOLAR

Há quatro tecnologias principais utilizadas em CSP: calhas cilindro-parabólicas, Fresnel linear, discos parabólicos e torres solares, as duas primeiras com concentração linear e as últimas com foco pontual. Gharbi et al. (2011) enumeram algumas vantagens do uso de concentradores lineares sobre os pontuais: os lineares têm sistema de seguimento solar mais simples por necessitarem apenas de um eixo para seguir o sol; os coletores são alinhados na direção norte-sul e seguem o sol na direção leste-oeste.

Concentradores lineares têm como desvantagem a menor concentração da radiação e conseqüentemente menores temperaturas atingidas. Zolfaghari et al. (2015) afirmam que sistemas lineares concentram a radiação solar em torno de 100 vezes e atingem temperaturas até 550°C, enquanto sistemas de foco pontual podem concentrar a radiação mais de 1000 vezes, atingindo temperaturas superiores a 1000°C.

2.3 DEFINIÇÃO DE CONCENTRAÇÃO

Para muitas aplicações, são necessárias temperaturas maiores que as que seriam possíveis com coletores planos; para isso utiliza-se a concentração da energia solar, que é uma forma de se reduzir as perdas térmicas – e conseqüentemente aumentar as temperaturas

atingidas – com a redução da superfície absorvedora. O conceito é bastante simples: a radiação solar é direcionada pelo concentrador (que pode ser refrator ou refletor) ao absorvedor (que pode ser linear ou pontual); a superfície absorvedora tem área menor que a abertura do concentrador, fazendo com que haja uma relação de concentração; essa menor área do absorvedor também permite diminuir as perdas de energia térmica do coletor, que se intensificam com o aumento da temperatura, porém dependem da área (menor área, menor troca e perda de calor).

Segundo Duffie e Beckman (2013), a concentração é feita colocando-se algum dispositivo ótico entre a fonte de radiação e a superfície absorvedora, e se diferem bastante dos coletores planos pela obrigatoriedade de rastreamento solar, além da necessidade de manutenção diferenciada para manter a qualidade ótica dos sistemas por longos períodos de tempo na presença de sujeira, intempéries e componentes atmosféricos corrosivos.

A relação de concentração é obtida por:

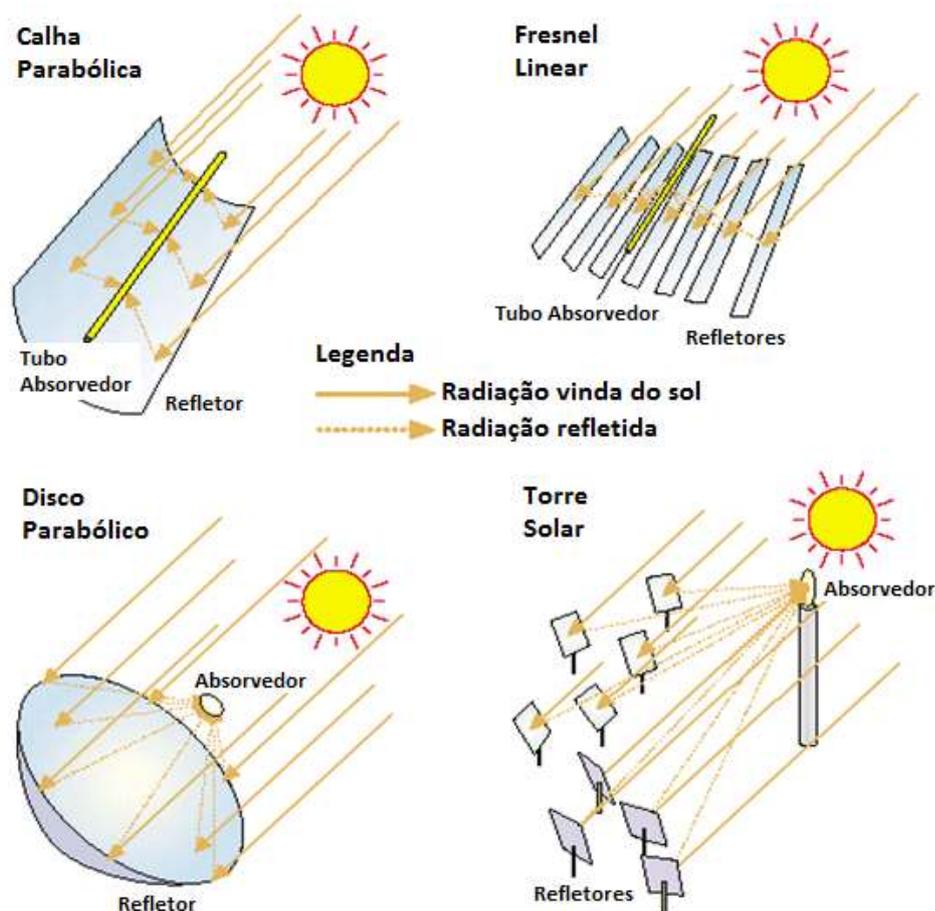
$$C = \frac{A_{col}}{A_{abs}} \quad (1)$$

Onde A_{col} é a área de abertura do coletor e A_{abs} é a área do absorvedor. Coletores planos têm $C = 0,5$ e concentradores têm $C > 0,5$.

2.3.1 Tipos de concentradores e características

As quatro principais tecnologias de concentradores utilizadas em CSP são mostradas em forma de desenho na Figura 6.

Figura 6 – Tecnologias de concentração solar



Fonte: Goebel e Rheinländer (2016), traduzido do inglês.

A tecnologia mais madura e mais utilizada é a cilindro-parabólica, ou de calhas parabólicas, tendo 4,16 GW em operação no mundo em 2016 (QADER; STÜCKRAD, 2016). Nessa tecnologia o tubo absorvedor se move juntamente com a calha durante o seguimento solar. A Fresnel linear é similar à de calha parabólica, mas utiliza-se de diversos espelhos móveis de menor largura com diferentes inclinações, dependendo da posição do sol, deixando fixo o absorvedor. Ainda não é bem aceita pelo mercado, tendo apenas 0,2 GW em operação no mundo em 2016 (QADER; STÜCKRAD, 2016). As torres solares são a segunda tecnologia em maturidade e utilização; sua operação mundial em 2016 era de 0,652 GW (QADER; STÜCKRAD, 2016). Têm como grande vantagem poder atingir temperaturas muito altas, sendo assim a tecnologia CSP mais promissora. Os discos parabólicos são os que obtêm maior eficiência, porém são mais caros, têm maior dificuldade para integrar armazenamento e é a tecnologia menos utilizada. Utiliza discos para concentrar os raios solares no foco da parábola onde é posicionado um motor Stirling. Sem ter armazenamento, sua aplicação não se justifica,

já que podem ser utilizadas células fotovoltaicas em seu lugar. Tinham em torno de 1 MW em operação no mundo em 2016 (QADER; STÜCKRAD, 2016).

2.4 GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

A tecnologia do campo solar é uma parte importante do sistema, porém, para a geração de eletricidade é necessário que o campo solar seja integrado a uma máquina térmica modelada por um ciclo termodinâmico. A geração elétrica utilizando CSP é mais comumente realizada a partir de três tipos de máquinas térmicas: turbina a vapor (ciclo Rankine), motor Stirling (ciclo Stirling) e turbina a gás (ciclo Brayton). A escolha depende do tipo de tecnologia utilizada e das limitações de cada máquina. Motores Stirling têm pequena capacidade de geração, mas podem ter tamanho reduzido, sendo muito úteis aos discos parabólicos; o ciclo Brayton demanda temperaturas de trabalho muito altas, normalmente alcançadas pelas torres solares. No geral, o ciclo Rankine é o mais usual, principalmente para cilindros parabólicos, que é a tecnologia mais utilizada até o momento.

O ciclo Rankine geralmente utiliza água como fluido de trabalho, que aqui será chamado de ciclo Rankine a vapor (CRV). Há uma variação, porém, que utiliza um fluido orgânico no lugar da água. Nesse caso, passa a se chamar ciclo Rankine orgânico (*Organic Rankine Cycle* - ORC), que será o ciclo estudado mais a fundo neste trabalho. Plantas solares com ORC são mais compactas, custam menos que as tradicionais e são mais vantajosas na exploração de recursos de menor temperatura que o ciclo Rankine a vapor (MCMAHAN, 2006). A operação a baixas temperaturas não é viável quando se usa água devido ao baixo título de vapor, que causaria problemas à turbina a vapor. ORCs podem trabalhar em temperaturas entre 80 e 400°C (GEORGES et al., 2013), intervalo facilmente atingível pela maioria das tecnologias de coletores solares mais utilizadas. Devido a essa possibilidade de operar a menores temperaturas, o ORC possui grande diversidade de aplicações e de possíveis fontes de calor. Exemplificando, Preißinger, Heberle e Brüggemann (2013) apresentam o ciclo Rankine orgânico para aplicação geotérmica, onde são testadas temperaturas de 150 a 190°C buscando otimização do fluido de trabalho. Os mesmos autores simularam anteriormente, em 2012, um ORC operado apenas por biomassa, o que é comum em casos de hibridização com energia solar quando o campo solar não está fornecendo energia. Hajabdollahi et al. (2013) modelaram o ciclo utilizando recuperação de calor residual da exaustão de um motor diesel. Sendo assim, havendo fornecimento de calor a temperaturas adequadas, é possível aplicar a tecnologia ORC. Para esses casos é viável a analogia com a aplicação solar, visto que, apesar de fontes diferentes,

os princípios são os mesmos. No geral, os ORCs são mais utilizados em aplicações de pequena e média escala, abaixo de 5 MW. Outro ponto a favor do ciclo Rankine orgânico é que esse reduz o consumo de água em aproximadamente 98% comparado a plantas convencionais (PRICE et al., 2002). Sistemas ORC são notadamente bastante atrativos para uso em geração distribuída fora da rede.

McMahan (2006) afirma que as pesquisas em ORC diminuíram após o sucesso das plantas solares de alta temperatura com ciclo Rankine a vapor, porém voltaram a atrair interesse como uma opção viável para geração solar de eletricidade de pequena escala após a construção e início de operação em 2004 da usina solar de 1MW APS Saguaro no Arizona, EUA, usando essa tecnologia. Para o autor, apesar de a tecnologia ORC apresentar grande potencial, as práticas de projeto atuais do ciclo não estão otimizadas para uso com recurso solar térmico. O projeto otimizado na planta do Arizona foi obtido aumentando-se o investimento na área do trocador de calor para aumentar a eficiência do ciclo. Conseqüentemente, reduziu-se o tamanho do campo solar necessário para a obtenção da mesma potência. Assim, o autor indica que a viabilidade de sistemas solares ORC depende de otimizações dessa natureza.

Para Fisher, Ring e Sugarmen (2004), há uma falta de atenção ou conscientização pública, além de financiamento adequado, em relação às tecnologias CSP, que são muito promissoras, incluindo unidades ORC-solares de 200 kW a 10 MW tanto em países desenvolvidos como naqueles em desenvolvimento. Segundo os autores, essa menor atenção se dá devido ao foco maior na tecnologia solar fotovoltaica.

Uma análise importante para ORCs é sua comparação econômica com tecnologias já estabelecidas. Um sistema com boa eficiência não será útil para a maior parte das aplicações se não for economicamente viável. Para Orosz et al. (2009), sistemas CSP de escala reduzida com geração elétrica por ORC podem competir com geradores fotovoltaicos (FV) e diesel não ligados à rede quando se comparam os custos nivelados de eletricidade, que é uma forma de avaliar diferentes métodos de geração. É uma análise para cada fonte do custo médio total da instalação, operação e manutenção durante a vida útil do sistema dividido por toda a geração de energia elétrica esperada durante essa vida útil. Os autores indicam que o custo da tecnologia fotovoltaica e da tecnologia a diesel para geração distribuída ficam em torno de \$0,30-0,50/kWh, enquanto a tecnologia CSP moderna em instalações de grande porte chega a \$0,15-0,20/kWh devido à economia de escala, levando a crer que se houver produção em massa dos componentes dos sistemas CSP em escala reduzida, esses podem substituir a geração FV e diesel. Em comparação feita entre processo a alta temperatura (350°C), ciclo Rankine a vapor, e a média temperatura (150°C), ciclo Rankine orgânico, Tabela 1, os autores mostram que,

apesar da redução de eficiência para o ORC e necessidade de uma maior área do campo solar, o custo final por watt é equivalente para os ciclos básicos sem armazenamento ou hibridização, basicamente devido ao custo dos coletores ser menor para menores temperaturas.

Tabela 1 – Comparação de custos entre ciclos Rankine a vapor e Rankine orgânico.

	Custo do Coletor (\$/m ²)	Custo do Bloco de Potência [Tipo]	Eficiência Solar-elétrica	Área do Campo de Coletores (m ² /kWe)	Custo da Planta (\$/W)
Alta Temperatura 350°C	220	1,5 \$/W [Rankine a vapor]	13%	20	3,5
Média Temperatura 150°C	80	2,0 \$/W [ORC]	7%	35	3,3

Fonte: Orosz et al. (2009), traduzido do inglês.

As dificuldades apresentadas são o alto custo inicial e de manutenção das plantas CSP de pequena escala, a indisponibilidade de geradores térmicos pequenos e a necessidade de operação autônoma. Como proposta de trabalho, Orosz et al. (2009) pretendem superar essas dificuldades utilizando tecnologia de coletores parabólicos simples e adaptando componentes que não foram originalmente projetados para a aplicação em plantas solares, mas sim para áreas como a indústria automotiva e AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado). Por serem indústrias já estabelecidas e com maior demanda por peças, os custos dos componentes são menores, o que reduziria os custos das plantas solares. Resultados experimentais apontam que CSP autônomo de pequena escala (kW) com formato CSP-ORC é realizável a custo de instalação de \$6/Watt, equivalente a sistemas maiores como a planta de 1MW APS Saguaro, tornando-se então viáveis economicamente.

Também buscando selecionar componentes disponíveis comercialmente para aplicação no ciclo Rankine orgânico, Quoilin et al. (2011) descrevem o projeto de um ORC solar de baixo custo, apresentando a modelagem de cada parte separadamente. A eficiência elétrica global obtida ficou entre 7 e 8%. Os autores afirmam que se fossem utilizados componentes especificamente desenvolvidos e otimizados para ORC, o desempenho do sistema poderia aumentar significativamente. Segundo Borunda et al. (2015), muitos fabricantes ao redor do mundo já oferecem unidades de geração de energia ORC confiáveis, fáceis de operar, de alto desempenho e baixo custo de manutenção, o que, com o aumento da produção, as tornam opções mais viáveis já de fábrica.

2.5 CALOR DE PROCESSO INDUSTRIAL

Alguns estudos apontam a importância e o potencial do uso de fonte solar para calor de processo industrial baseando-se principalmente na demanda por esse tipo de energia. Na Europa, no ano 2000, a demanda por calor de processo em temperaturas entre 80°C e 250°C já era estimada em torno de 300 TWh (SCHWEIGER et al., 2000). Kalogirou (2003) cita os principais processos industriais que utilizam calor a temperaturas baixas ou médias: esterilização, pasteurização, secagem, hidrólise, destilação e evaporação, lavagem, limpeza e polimerização.

A Tabela 2 a seguir apresenta alguns exemplos de diferentes aplicações industriais que demandam baixas temperaturas, onde se vê uma diversidade de utilizações bastante comuns que em sua maioria solicitam temperaturas abaixo de 200°C; sendo assim, a aplicação de fonte solar nesses casos é bastante apropriada.

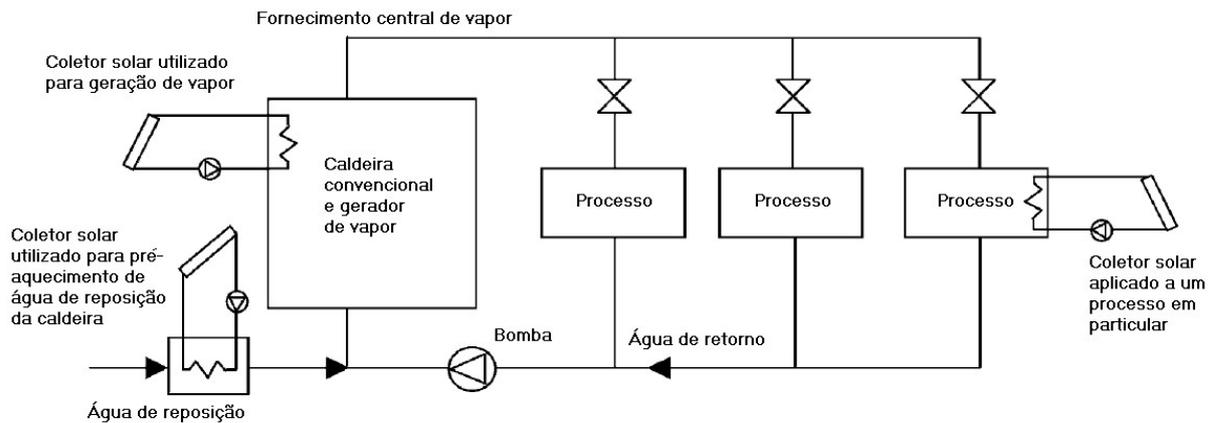
Tabela 2 – Processos industriais que utilizam energia térmica e suas temperaturas de trabalho

Setor Industrial	Processo	Temperatura de Trabalho (°C)
Bebida e Alimentação	Secagem	30-90
	Limpeza	40-80
	Pasteurização	80-110
	Cocção	95-105
	Esterilização	140-150
	Tratamento Térmico	40-60
Indústria Têxtil	Limpeza	40-80
	Descoloração	60-100
	Tingimento	100-160
Indústria Química	Cocção	95-105
	Destilação	110-300
	Vários Processos	120-180
Generalidades	Pré-aquecimento de água de alimentação de caldeiras	30-100

Fonte: Organização das Nações Unidas para o Desenvolvimento Industrial - ONUDI (2016).

Kalogirou (2003) ainda apresenta algumas possíveis combinações do sistema de energia solar para o fornecimento de calor existente na indústria, como pode ser visto na Figura 7, utilizando a fonte solar para geração de vapor, para pré-aquecimento da água de reposição da caldeira ou da água usada pelos processos ou aplicada diretamente a um processo.

Figura 7 – Possibilidades de combinações do sistema solar com o sistema de fornecimento de calor existente.



Fonte: Kalogirou (2003), traduzido do inglês.

Como algumas indústrias operam muitas vezes em mais de um turno, em horários em que a radiação solar direta não é satisfatória ou durante a noite, é importante planejar um sistema que possa suprir as necessidades da indústria em todos os momentos, ou seja, um sistema híbrido com uma caldeira a biomassa (mais interessante quando se pretende manter uma base energética renovável) ou a combustíveis fósseis, ou a implementação de um sistema de armazenamento térmico, ou mesmo utilizando a energia elétrica diretamente da rede. Obviamente a solução escolhida é a que se traduz em melhor custo-benefício e que melhor atenda às necessidades da planta.

2.6 METODOLOGIAS: SIMULAÇÕES E EXPERIMENTAÇÕES

Os estudos realizados na área solar, principalmente com ciclo Rankine orgânico, ainda são em sua maioria simulações. Essas simulações são muito úteis, pois são realizadas com *softwares* confiáveis e conceituados de desenvolvedores com larga experiência na área, o que garante resultados muito próximos dos reais. Simulações possibilitam menores incertezas nas tomadas de decisões, mostrando as melhores direções a seguir e quais correções devem ser tomadas para o melhor desenvolvimento do projeto, otimizando tempo de montagem do protótipo, custos e permitindo um correto dimensionamento do sistema, restando à fase experimental a confirmação dos dados e dos resultados esperados. Nesse trabalho serão utilizados o *System Advisor Model (SAM)* e o *Engineering Equation Solver (EES)*.

Utilizando o SAM, Jain et al. (2013) simulam e comparam diferentes configurações para uma planta solar de 100 MW de coletores cilindro-parabólicos, sendo elas: somente solar,

solar híbrida com combustível fóssil e solar com 4h de armazenamento térmico. O trabalho faz uma importante análise da influência da hibridização, do armazenamento térmico e do múltiplo solar – relação entre a energia térmica produzida pelo campo solar em condições de projeto e a energia térmica requerida pelo bloco de potência na condição nominal (COCCO; SERRA, 2015); quando igual a 1 significa que a área de abertura é aquela que entrega energia térmica suficiente para o ciclo operar em capacidade nominal sob as condições de projeto; valores maiores que 1 geram excedentes de energia, o que é importante principalmente para armazenamento térmico (no custo e desempenho da planta), porém não serão feitas comparações de parâmetros para esse trabalho, somente será apresentada aqui a metodologia utilizada e a influência dos fatores já citados. Para simulação no SAM, os autores iniciam com uma estimativa de irradiação direta normal de referência e usam o *software* para analisar o desempenho das diferentes configurações e o custo do processo de geração de energia, avaliando o fator de capacidade da fração solar e os efeitos dos custos de material e combustível na competitividade econômica dos projetos.

Em relação ao desempenho, os resultados já otimizados podem ser vistos na Tabela 3. Os autores não fizeram a estimativa de custo para a configuração solar híbrida. Pode-se notar que a maior produção anual de eletricidade acontece no caso solar + 4h de armazenamento térmico, porém o híbrido apresenta valores próximos tanto para produção de eletricidade como para o fator de capacidade da planta; sendo assim, as duas configurações são as mais recomendadas quando se busca custo e desempenho otimizados. É importante salientar que, para o caso híbrido, os autores buscaram uma relação solar/fóssil de modo a manter um valor ótimo do conteúdo solar, já que um aumento no percentual fóssil tende a diminuir o custo de geração de energia, porém é de interesse do estudo testar prioritariamente a parte solar. Nesse caso, para uma fração solar de 72%, foi obtida a maior geração anual de energia térmica pelo campo solar.

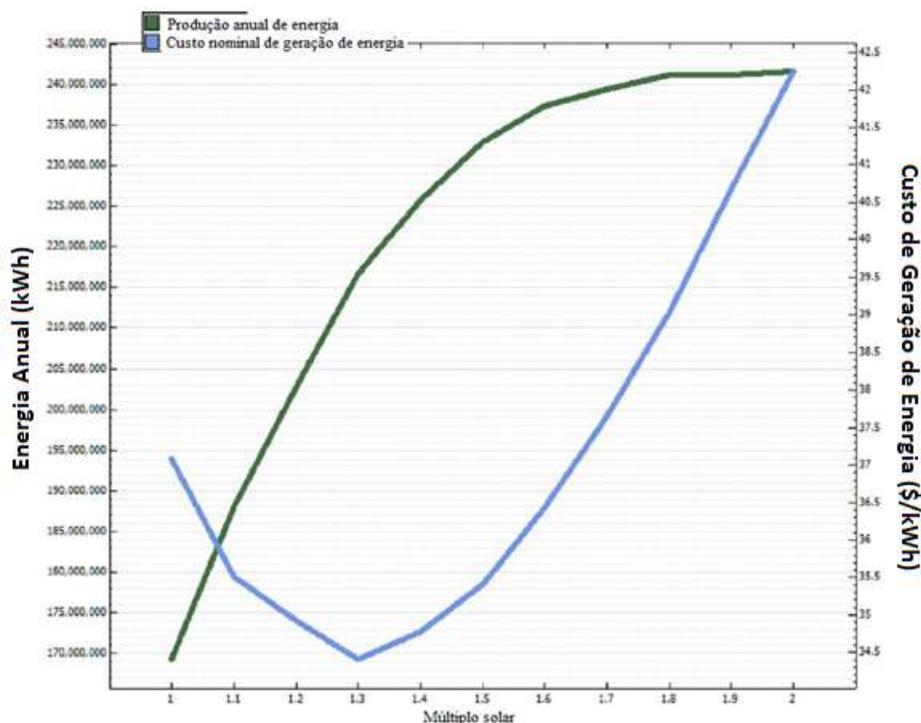
Tabela 3 – Resultados para as diferentes configurações simuladas

Parâmetro	Apenas Solar	Apenas Solar	Solar + gás (híbrido)	Solar + Armazenamento térmico 4h
Múltiplo Solar	1	1,3	1,3	2
Geração de eletricidade anual (MWh)	169.309	216.604	317.025	337.753
Fração Solar	1,00	1,00	0,72	1,00
Fator de Capacidade (%)	19,30	24,80	36,23	38,60
Custo de Geração de Eletricidade (\$/kWh)	34,10	31,82	---	33,55

Fonte: Jain et al. (2013), traduzido do inglês.

Analisando-se o múltiplo solar, os valores apresentados na tabela são aqueles otimizados para a minimização dos custos de geração de energia. Valores maiores levariam a um aumento imediato do custo, como pode ser visto no gráfico da Figura 8, que exemplifica a configuração somente solar, na qual o múltiplo solar não deve passar de 1,3. A partir desse mesmo ponto, pode ser visto também que a produção anual de energia passa a ter uma taxa de aumento menor.

Figura 8 – Geração anual de energia vs. Múltiplo solar



Fonte: Jain et al. (2013), traduzido do inglês.

Fazendo um estudo voltado para o desempenho do sistema, Krüger et al. (2015) propõem o pré-projeto de um sistema solar térmico de geração de eletricidade de aproximadamente 60 kW para geração em escala reduzida utilizando coletores parabólicos e ciclo Rankine orgânico combinados com armazenamento térmico e uma caldeira a biogás escolhida devido à boa disponibilidade de resíduos orgânicos no local. Eles enfatizam que a geração elétrica a partir de fonte solar é normalmente realizada em grandes plantas de algumas dezenas de MW para reduzir os custos de eletricidade devido à economia de escala. O objetivo é desenvolver um sistema de menor escala; por essa razão, o uso do ORC é uma boa escolha.

O ORC escolhido tem eficiência nominal de 13 a 15% e demanda uma temperatura de entrada da turbina de apenas 170°C. O trabalho inicial se limitou a simulações para o campo

solar e o ORC utilizando os *softwares* Greenius, Ebsilon e Engineering Equation Solver (EES). Como resultados, eles obtiveram uma eficiência elétrica média do sistema de aproximadamente 4%, baixa comparada à FV ou às grandes instalações CSP, porém o calor dissipado pode ser explorado em processos industriais e instalações comerciais. Para os autores, somente uma unidade em modo de cogeração será de interesse econômico, podendo fornecer calor de processo a uma temperatura que o consumidor possa utilizar – por volta de 100 °C para esse experimento. Ainda é esperado um aumento na eficiência do sistema e no número de horas em funcionamento quando for considerada a hibridização com biogás e o armazenamento térmico.

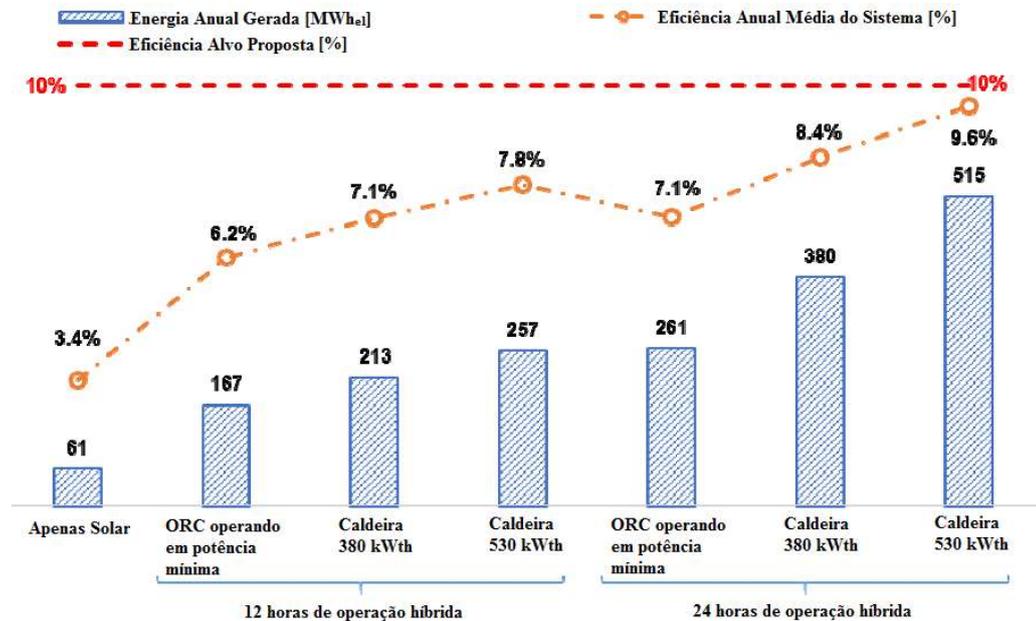
Soares e Oliveira (2015) apresentam uma continuação do estudo anterior publicado por Krüger et al. Utilizando o mesmo sistema com ORC com saída de 60 kW, eles simulam também a hibridização com biogás, usando o *software* Ebsilon para o campo solar, o ciclo água/vapor e a caldeira e o *software* EES para o ORC. O campo solar e a caldeira usam água como fluido de trabalho, enquanto o ORC usa o fluido orgânico Solkatherm SES36. Foram modeladas duas caldeiras para análise, uma de 380 kWt e 0,5 ton/h de vapor saturado e outra de 530 kWt e 0,7 ton/h de vapor saturado. As simulações foram feitas usando tanto o modo apenas solar como o modo híbrido para cada caldeira, com o ORC em potência mínima e nominal. O modo híbrido foi simulado para 12 e 24h de funcionamento.

Como resultado, avaliaram que, com a hibridização, a saída térmica do campo solar aumentou em 3% comparada ao caso somente solar, o que acontece porque, na partida do sistema, a água de alimentação do campo solar já está pré-aquecida pela caldeira, sendo necessária uma menor energia para a geração de vapor pelo sol. Outra melhoria foi que a taxa de descarte de calor devido à escassez de energia para operar a turbina (que precisa de uma energia térmica mínima para funcionar) foi zerada. Em compensação, o excesso de energia aumentou, gerando desperdício de calor principalmente no verão. Esse problema poderia ser minimizado com a implementação de um sistema de armazenamento térmico. A geração anual de energia elétrica aumentou significativamente, passando de 61 MWhe no caso somente solar para pelo menos 167 MWhe no pior caso, quando o ORC foi simulado com potência mínima e a hibridização operando apenas 12h, chegando a até 515 MWhe no melhor cenário (ORC com potência nominal, caldeira de 530 kWt e hibridização operando 24h).

O gráfico da Figura 9 apresenta os resultados obtidos relativos à energia anual gerada e a eficiência anual média obtida, onde o aumento do número de horas de hibridização e da capacidade da caldeira levam ao aumento da eficiência e da energia gerada. A eficiência anual média do sistema fica muito próxima da meta proposta de 10% quando se apresenta o melhor cenário (9,6%), um grande aumento comparado ao caso somente solar que tem eficiência de

3,4%. A hibridização provou estabilizar a geração de energia elétrica e térmica do sistema durante todo o ano.

Figura 9 – Energia anual gerada e eficiência média obtida para cada configuração



Fonte: Soares e Oliveira (2015), traduzido do inglês

A Tabela 4 a seguir mostra a parcela da energia fornecida pelo campo solar em relação ao total (solar+caldeira). Nota-se uma grande diminuição da participação do campo solar nos casos híbridos, indo de 44% para 17%. É importante reforçar que a saída térmica do campo solar não foi alterada, fornecendo a mesma energia em todos os casos (um pouco mais para os casos híbridos, como citado anteriormente), porém o sistema se torna mais dependente das caldeiras para maiores eficiências, o que nem sempre é de interesse, principalmente quando se busca aproveitar melhor o campo solar. Um redimensionamento do campo solar pode ser uma boa opção a se testar, e a adição do sistema de armazenamento térmico pode compensar a flutuação do fornecimento de energia térmica tanto do campo solar como da caldeira. Segundo os autores, uma capacidade de armazenamento que forneça mais que 30 minutos de energia térmica requerida para operar a turbina ORC elimina a necessidade de operação permanente da caldeira. Esse tempo é definido por ser o tempo de partida da caldeira até que seu fornecimento de energia se estabilize, de modo que o armazenamento térmico poderia manter o fornecimento de energia enquanto a caldeira está sendo acionada.

Tabela 4 – Percentual de energia fornecida pelo campo solar

Tipo de Operação	Apenas Solar	Híbrida – 12 horas de operação		Híbrida – 24 horas de operação			
	-	ORC em potência mínima	Caldeira 380 kWt	Caldeira 530 kWt	ORC em potência mínima	Caldeira 380 kWt	Caldeira 530 kWt
Parcela solar	100%	44%	37%	32%	28%	21%	17%

Fonte: Soares e Oliveira (2015), adaptado e traduzido do inglês

O trabalho tem como objetivo apresentar a viabilidade da geração de energia elétrica, porém, utilizando os mesmos meios, pode também ser viável o fornecimento de calor de processo industrial ao se direcionar o sistema para essa finalidade. Como já foi apresentado, com a hibridização foi possível uma geração elétrica entre 167 e 515 MWe. Esse valor poderia ser ajustado entre elétrico e térmico, a depender das necessidades da indústria.

Os trabalhos citados mostram a importância da pesquisa na área de concentração de energia solar, que pode ter aplicação economicamente viável comparada a tecnologias mais comumente utilizadas, como fotovoltaica e geração a diesel, principalmente para plantas de menor escala ou geração distribuída, além de geração de energia e fornecimento de calor de processo estável e sob demanda quando acompanhado de armazenamento térmico e de hibridização com caldeiras.

A maioria dos trabalhos foi realizada utilizando dados do hemisfério norte e para latitudes mais afastadas da linha do Equador, o que era de se esperar, pois é onde são realizadas a maioria das pesquisas na área e onde há os maiores investimentos em plantas heliotérmicas. Esse estudo busca atender a uma demanda crescente em CSP no Brasil e principalmente no Nordeste, que é a região com os melhores recursos solares para o desenvolvimento dessa tecnologia no país.

3 A INDÚSTRIA LEITEIRA

Uma possível aplicação da planta solar desse trabalho no nordeste do Brasil é a indústria leiteira, atividade econômica de grande importância para a região. O calor a baixas temperaturas requerido pelos processos dessa indústria faz com que se pense na energia solar térmica como opção para atender a essas demandas.

Há uma certa dificuldade de obtenção de dados como demanda energética e participação das diferentes formas de energia e temperaturas requeridas pelas indústrias de Pernambuco, seja por não haver interesse em divulgar esses dados, segredo industrial ou mesmo por não haver dados conhecidos disponíveis. Por esse motivo, foi utilizado material disponível de indústrias similares do exterior. As demandas e necessidades são basicamente as mesmas, visto que os processos em geral não mudam, apesar de poder haver mudanças nas condições ambientais do local.

3.1 RELEVÂNCIA DA INDÚSTRIA LEITEIRA

Em 2013, a produção mundial de leite chegou a 769 milhões de toneladas, sendo a Índia o maior produtor global, com 18% do total, seguida de Estados Unidos, China, Paquistão e Brasil (*FOOD AND AGRICULTURAL ORGANIZATION - FAO, 2017*). No Brasil, a indústria de laticínios é um dos principais setores da indústria de alimentação, como pode ser visto na Tabela 5, que compara a relevância econômica de cada indústria no setor alimentício. A produção passou dos 30 bilhões de litros em 2010 (SEBRAE, 2013 apud IBGE, 2012).

Tabela 5 – Ranking dos principais setores da indústria de alimentação (em valor).

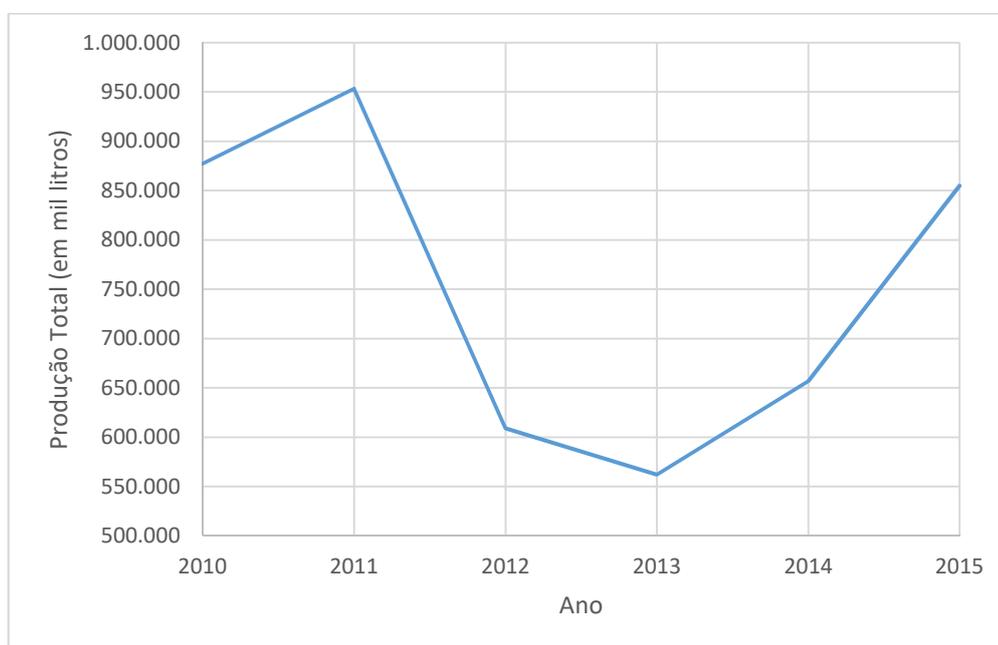
	2001	2005	2009
Derivados de Carne	1°	1°	1°
Beneficiamento de Café, Chá e Cereais	3°	2°	2°
Açúcares	6°	5°	3°
Laticínios	2°	4°	4°
Óleos e Gorduras	4°	3°	5°
Derivados do Trigo	5°	6°	6°
Derivados de Frutos e Vegetais	8°	7°	7°
Diversos	7°	8°	8°
Chocolate, Cacau e Balas	9°	9°	9°
Conservas de Pescados	10°	10°	10°

Fonte: Carvalho (2010).

3.2 PRODUÇÃO LEITEIRA EM PERNAMBUCO

A indústria do leite tem grande importância para Pernambuco. A produção leiteira é a segunda maior do Nordeste, atingindo pico em 2011 com produção anual de 953 milhões de litros (Figura 10), ficando atrás apenas da Bahia. Após aquele ano, houve queda expressiva justificada pela seca prolongada que afetou a região, porém, a partir de 2014 a tendência tem sido de alta (CENTRO DE INTELIGÊNCIA DO LEITE (CILEite) – EMBRAPA, 2015), voltando a ultrapassar os 2 milhões de litros por dia em 2015 e recuperando-se dos anos secos.

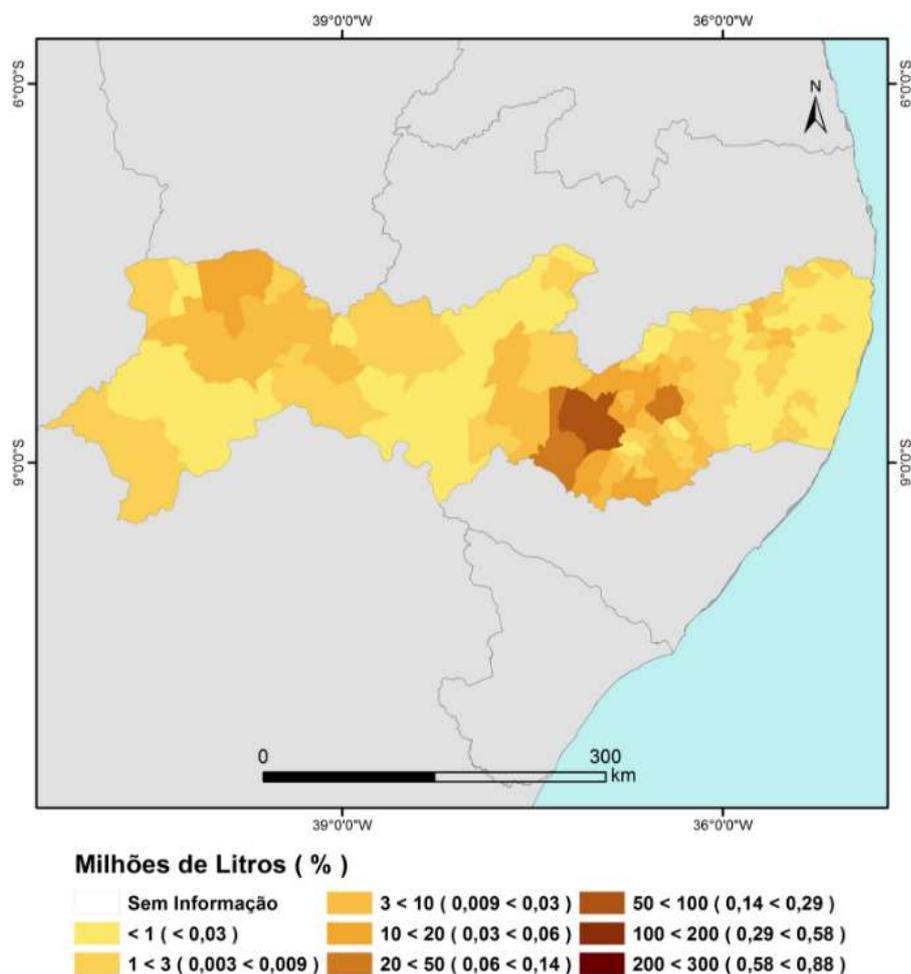
Figura 10 – Produção leiteira em Pernambuco de 2010 a 2015



Fonte: CILEite – Embrapa (2015)

Em relação à comparação de produção interna entre as regiões de Pernambuco, a região do agreste é a maior produtora de leite do estado (EMBRAPA, 2009). Na Figura 11 pode ser vista a maior concentração de produção de leite em municípios do agreste e em alguns do sertão e do São Francisco pernambucano.

Figura 11 – Produção leiteira por município em Pernambuco.

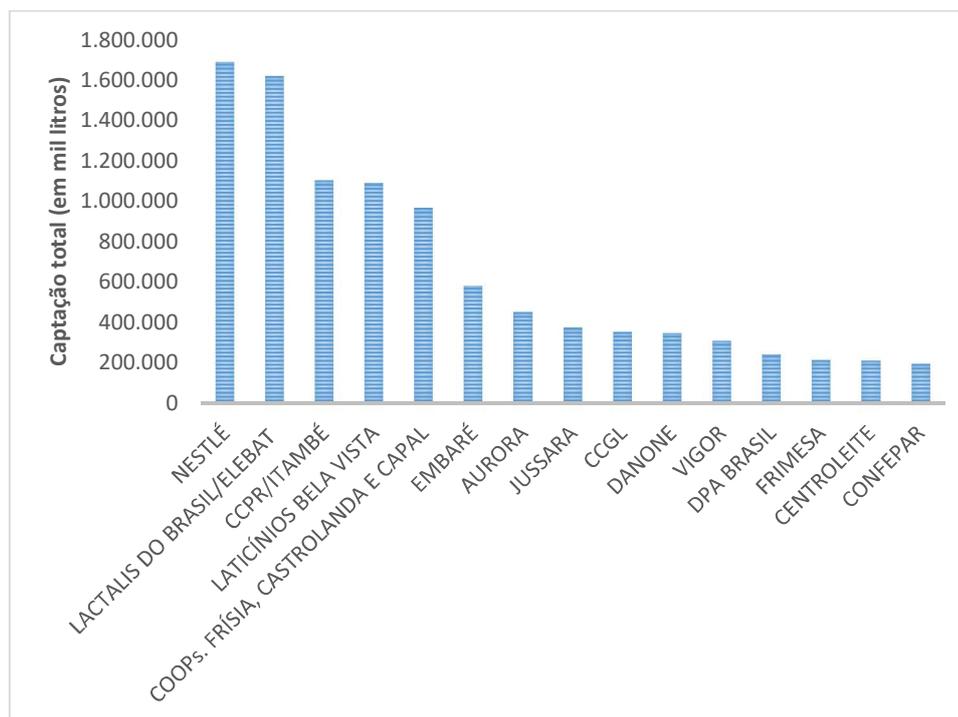


Fonte: CILeite – Embrapa (2013)

3.3 PRODUÇÃO LEITEIRA NO BRASIL E NO MUNDO

Segundo Carvalho (2010), os grandes laticínios no Brasil deixaram de instalar plantas com capacidade de processamento de 200 a 300 mil litros/dia, antes mais comuns, para passar para plantas com capacidade de 1 milhão de litros/dia, destacando, porém, que muitas vezes essas fábricas operam com alta ociosidade (38% em 2015, segundo a revista Valor (2016)) devido à competição com outras empresas, embora o fornecimento de leite não atenda à demanda total, ficando clara a necessidade do aumento da produção leiteira. A Figura 12 mostra a quantidade de leite captada pelos quinze maiores laticínios do Brasil em todo o ano de 2016, onde, passando-se para a média diária, o 15º lugar recebeu 534,5 mil litros por dia, enquanto o 1º lugar recebeu mais de 4,6 milhões de litros por dia.

Figura 12 – Captação de leite pelos quinze maiores laticínios do Brasil em 2016.



Fonte: Leite Brasil (2016)

Na Índia, segundo Maithel (2012), uma indústria leiteira típica tem capacidade de processamento de 15 mil litros de leite por hora, que dá uma capacidade máxima de 360 mil litros/dia operando 24 horas por dia.

Um estudo detalhado de Quijera, Alriols e Labidi (2011) utiliza como referência uma relativamente pequena planta leiteira localizada no País Basco (Espanha) que recebe em torno de 20 mil litros de leite cru por dia, sendo 15% desse total para produção de iogurte, 80% para produção de queijos e os 5% restantes para bebidas não fermentadas.

É interessante a análise da demanda tanto de plantas pequenas, que atende às necessidades de pequenos e médios produtores que estão espalhados pelo interior do Nordeste e têm menos recursos que as grandes corporações, como plantas maiores, já que os processos basicamente são os mesmos das pequenas, porém em maior escala. Dessa forma, foi escolhido usar como referência a planta basca para determinação das demandas dos principais processos térmicos comuns ao processamento de leite.

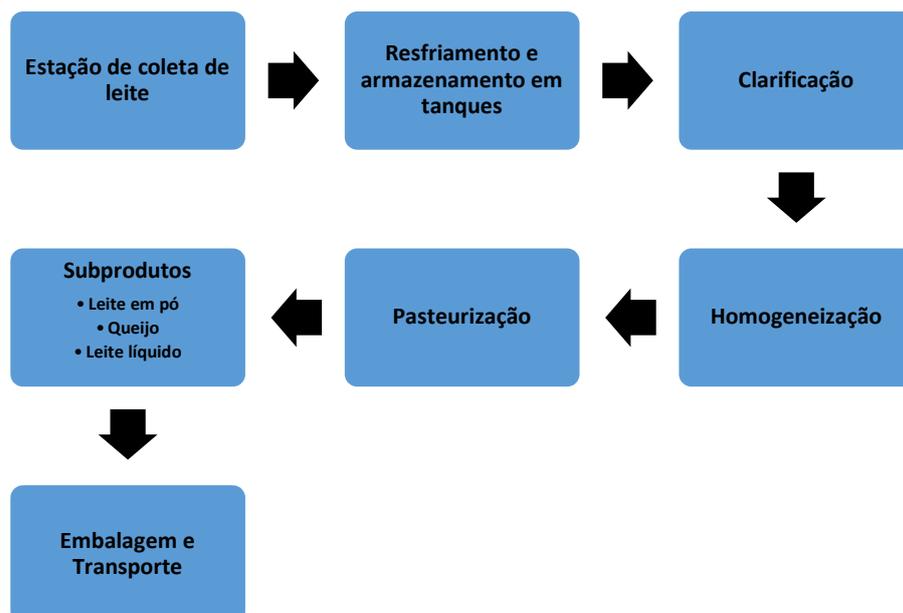
O padrão de temperaturas demandadas pela indústria do leite é de baixas a médias temperaturas, com processos como pasteurização, lavagem e limpeza de recipientes e limpeza local demandando temperaturas menores que 80°C, e outros como esterilização de garrafas, tratamento com temperaturas ultra-altas (UHT), evaporação de múltiplo estágio e secagem por

spray demandando temperaturas entre 100 e 250°C, ou seja, temperaturas possíveis para a energia solar térmica. Também é possível utilizar energia solar para resfriamento de água para refrigeração do leite e armazenamento a frio.

3.4 PLANTA DE PROCESSAMENTO DE LEITE

O layout de uma planta de processamento de leite vai depender dos produtos finais e seus processos, mas em geral as plantas são semelhantes. O laticínio recebe o leite cru vindo de uma estação de coleta transportado por caminhões. Ao chegar, o leite é resfriado e armazenado a 4°C em tanques. Passa então para o processo de clarificação, que é uma operação de centrifugação que visa retirar bactérias e células somáticas do leite, melhorando suas qualidades e aspectos para o processo (PORTO, 1998); em seguida é homogeneizado, quando os glóbulos de gordura são subdivididos (por forças mecânicas: pressão ou ultrassom) em frações menores (PORTO, 1998). Esses dois últimos processos consomem apenas energia elétrica. Após a homogeneização, o leite deve ser pasteurizado para, então, ser transportado para a planta de produto final, onde passará por processos específicos para a fabricação de subprodutos como leite em pó, queijo, iogurtes, ou somente para resfriamento e embalagem do leite líquido para consumo final. O fluxograma simplificado pode ser visto na Figura 13.

Figura 13 – Etapas de processamento de leite.



Fonte: O autor (2017)

3.5 EXEMPLOS DE APLICAÇÕES DE ENERGIA SOLAR EM INDÚSTRIAS LEITEIRAS

Em um país de baixa DNI como a Suíça, algumas aplicações de energia solar com tecnologia de espelhos parabólicos para calor de processo industrial já podem ser observadas para indústrias leiteiras. A seguir um breve resumo de algumas delas.

Indústria: Cremo S.A. (Figura 14)

Setor: Derivados de leite

Processo: processamento de leite (esterilização)

Tipo de coletor: cilindro parabólico (PolyTrough 1800)

Temperatura fornecida pelo campo: 125-175°C

Temperatura demandada: 110-150°C

Área solar instalada: 581 m²

Potência térmica: 330 kWt

Armazenamento térmico: Não

Investimento total: 700.000,00 euros

Subsídios: 25%

Vida útil: 20 anos

Observação: Substitui 25 mil litros de óleo combustível por ano (65 toneladas de CO₂)

Figura 14 – Instalação solar na indústria Cremo S.A.



Fonte: SHIP PLANTS (2017)

Indústria: Emmi Dairy Saignelégier (Figura 15)

Setor: Derivados de leite

Processo: processos diversos da indústria leiteira

Tipo de coletor: cilindro parabólico

Temperatura fornecida pelo campo: 140-180°C

Temperatura demandada: 110-120°C

Área solar instalada: 627 m²

Potência térmica: 360 kWt

Armazenamento: 15 m³ (já existente antes)

Investimento total: 600.000,00 euros

Subsídios: 50%

Vida útil: 20 anos

Figura 15 – Instalação solar na indústria Emmi Dairy Saignelégier.



Fonte: SHIP PLANTS (2017)

Indústria: Lesa Dairy (Figura 16)

Setor: Derivados de leite

Processo: processamento de leite

Tipo de coletor: cilindro parabólico (PolyTrough 1200B)

Temperatura fornecida pelo campo: Dados não disponíveis

Temperatura demandada: Dados não disponíveis

Área solar instalada: 115 m²

Potência térmica: 67 kWt

Armazenamento: Não

Investimento total: 252.000,00 euros

Subsídios: 40%

Vida útil: 15 anos

Figura 16 – Instalação solar na indústria Lesa Dairy.



Fonte: SHIP PLANTS (2017)

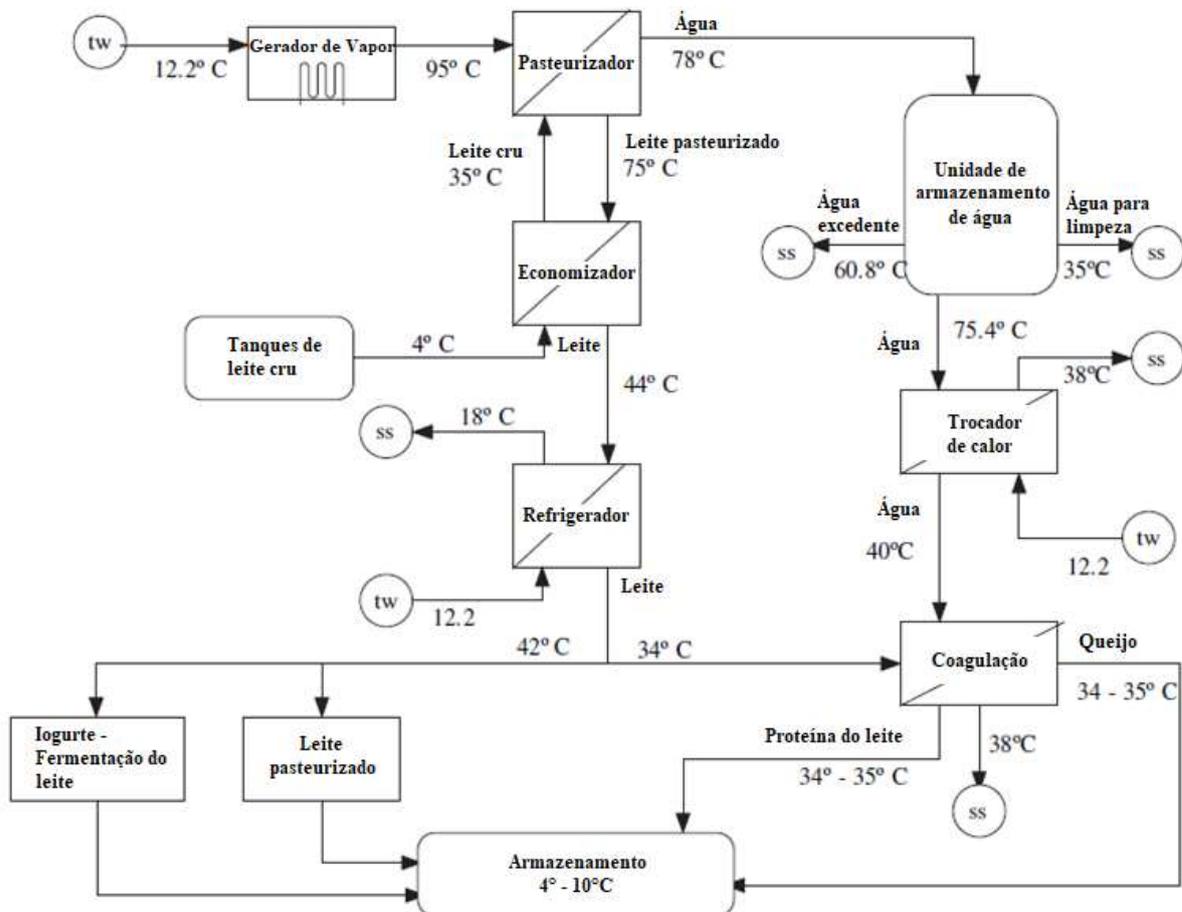
3.6 DEMANDA ENERGÉTICA DA INDÚSTRIA LEITEIRA

A Figura 17 mostra o esquema da planta do País Basco (QUIJERA; ALRIOLS; LABIDI, 2011) comentada anteriormente com os processos e suas temperaturas. Fazendo-se adaptação ao uso de energia solar, onde se vê o gerador de vapor, que na planta original é uma

caldeira a gás, pode ser substituído integralmente pelo trocador de calor que será aquecido pelo fluido térmico vindo do campo solar/armazenamento térmico.

A partir dos dados de Quijera, Alriols e Labidi (2011), pode-se ter uma ideia da demanda energética de uma planta leiteira de pequeno porte. Em números, uma planta como a estudada por eles, de 20 mil litros de leite cru por dia, demanda uma potência térmica próxima de 1500 kWt.

Figura 17 – Esquema simplificado adaptado da planta leiteira do País Basco.



Fonte: Quijera, Alriols e Labidi (2011), adaptado e traduzido do inglês (tw: água encanada; ss: sistema de esgoto).

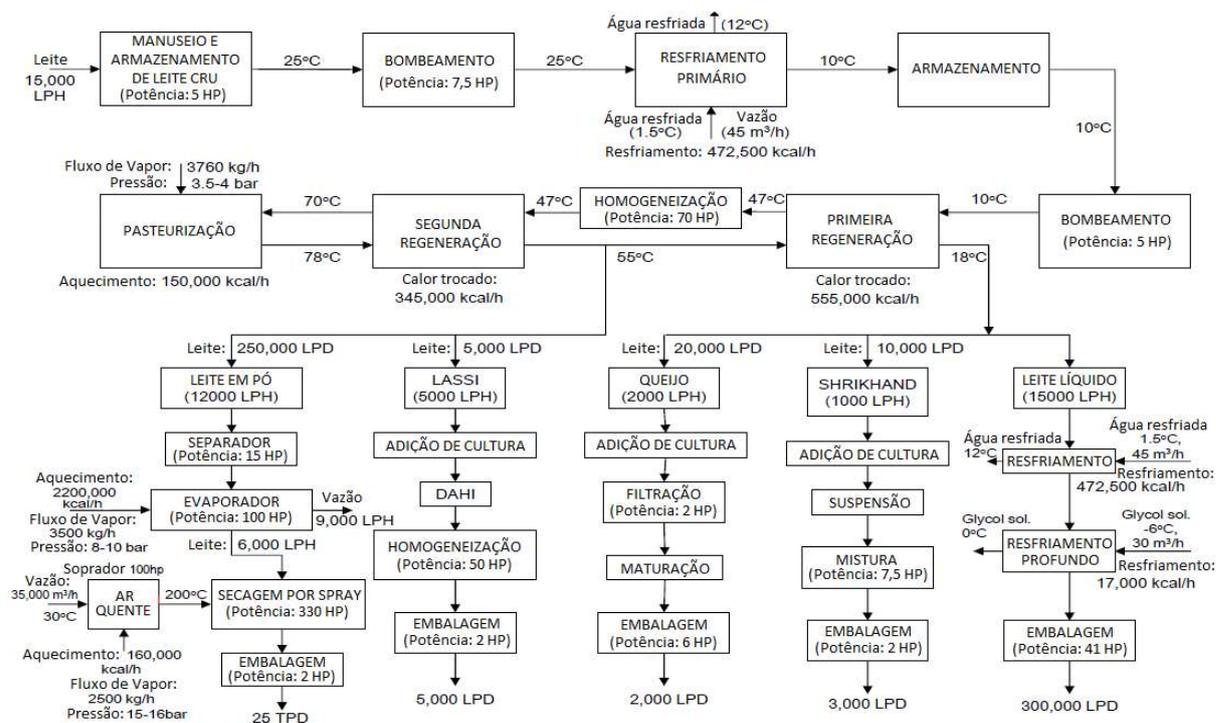
Há também dados de uma indústria leiteira típica indiana, cuja capacidade de processamento é de 15 mil litros de leite por hora. A partir dessa vazão, Maithel (2012) apresenta um fluxograma com as temperaturas e potências requeridas por cada processo (Figura 18). O fluxograma é bastante útil para acompanhar o caminho do leite e algumas possibilidades de produtos finais. Como se pode observar, os principais processos são os mesmos, tendo

diferenças sutis no arranjo da planta e nas temperaturas, todas respeitando os intervalos típicos de cada etapa.

No fluxograma podem ser vistas também subseções que não são comuns no Brasil, mas são típicas da Índia. A planta de *lassi*, bebida baseada em iogurte, e a de *shrikhand*, doce preparado com um iogurte mais consistente. Cada indústria e local tem suas peculiaridades. O foco nesse estudo são as etapas e processos comuns a todos os subprodutos, assim, as peculiaridades foram desconsideradas.

Ambos os esquemas podem ser vistos como possibilidades de produção, pois não é necessariamente produzido o volume apresentado de todos os subprodutos. Cada fábrica terá quantidades e tipos de produtos finais a seu critério.

Figura 18 – Planta de processamento de leite de uma planta típica indiana.



Fonte: Maithel (2012), traduzido do inglês.

3.6.1 Etapas e processos comuns a todos os subprodutos

Fazendo uma breve explicação das etapas comuns, o leite abastece a fábrica sendo inicialmente bombeado para ser resfriado e então armazenado. Daí é bombeado para que seja homogeneizado, passando antes pela primeira regeneração (chamado economizador na planta espanhola), processo para aproveitar o calor do próprio leite vindo da pasteurização, aumentando assim sua temperatura. Nesse processo não há adição de calor externa ao sistema,

apenas aquele trocado entre o leite quente e o frio. Após a homogeneização, o leite passa por uma segunda regeneração onde sofrerá mais um pré-aquecimento antes da pasteurização.

3.6.1.1 Etapas comuns com demanda externa de energia térmica

Resfriamento e armazenamento a frio – Não necessariamente demanda energia térmica, porém há a possibilidade de aplicação de ciclos de refrigeração operados a calor. O leite em geral é armazenado entre 4 e 10°C. No Brasil, para ser consumido, o leite que sofre pasteurização rápida deve ser resfriado a 4°C, e essa temperatura deve ser conservada até o consumo, conforme definido no Decreto 9.013 de 29 de março de 2017 (BRASIL, 2017).

Pasteurização – A pasteurização apresentada nos dois esquemas é chamada de pasteurização rápida, ou *High Temperature Short Time* (HTST), que é mais comum e é realizada a temperaturas entre 70°C e 80°C durante 15-20 segundos, sendo imediatamente resfriado e reduz 99,5% da carga bacteriana (PORTO, 1998), porém altera as características do leite um pouco mais que na lenta. Na planta espanhola, um trocador de calor de placas trabalhando continuamente a 95°C é utilizado para esse fim. Existem também a pasteurização lenta (*Low Temperature Long Time* – LTLT), que demanda temperaturas por volta de 65°C durante 30 minutos, e a muito rápida, ou de temperatura ultraelevada (*Ultra High Temperature* – UHT), com temperaturas entre 130 e 150°C por 2 a 5 segundos. A UHT é hoje a mais comum para a comercialização de leite líquido para beber, pois permite maior duração da validade do leite – são os chamados “longa vida”.

3.6.1.2 Etapas comuns com demanda de energia elétrica

Bombeamento – depende do arranjo da planta e do seu tamanho e processos para ser dimensionado.

Homogeneização – não aparece em todas as plantas, mas é bem comum. É a quebra dos glóbulos de gordura em partes menores utilizando forças mecânicas.

Etapas específicas

Após a pasteurização e o resfriamento posterior nos regeneradores, o leite é direcionado para a produção de derivados ou para ser vendido como leite processado.

3.6.2 Produção de leite em pó

O processo se inicia no separador, onde é removida a gordura do leite. Após essa etapa, parte da gordura é colocada de volta, porém de forma controlada para que se respeite o percentual para cada tipo de leite. O leite então passa para o evaporador a uma temperatura em torno de 80°C (a temperatura não pode ser muito alta para não ferver o leite), onde será removida boa parte de sua água (aproximadamente 50%), tornando-se uma pasta (o processo do leite em pó pode ser usado também para obter leite condensado, bastando acrescentar açúcar à pasta e será obtido o leite condensado). Na sequência, a pasta é borrifada na forma de pequenas góticulas contra uma corrente de ar quente vinda de um soprador a 200°C, evaporando o restante da água, sobrando apenas o leite seco em pó que será embalado. O fluxograma de Maithel (2012) mostra uma produção de 25 toneladas de leite em pó por dia para a vazão de entrada definida.

Demanda de energia térmica

- Separador
- Evaporador
- Soprador de ar quente
- Secagem por spray

Demanda de energia elétrica

- Embalagem

3.6.3 Queijo

O consumo energético para a produção de queijos é baixo comparado a outros derivados do leite. A produção inicia-se com a coagulação do leite, que é sua transformação de estado líquido para gel por ação enzimática. Essa etapa ocorre a temperaturas por volta de 34-35°C, que podem ser obtidas por recuperação de calor após o processo de pasteurização, como pode ser visto no fluxograma de Quijera, Alriols e Labidi (2011). Após a coagulação, é feita a adição de cultura de bactérias específicas para fermentação da lactose, variando essas bactérias para os diferentes tipos de queijos (DE PAULA et al, 2009). O leite então é filtrado e segue para a maturação. A temperatura e o tempo de maturação vão depender do tipo de queijo desejado, podendo ser uma etapa bastante demorada. Por fim, o queijo é embalado para venda.

Demanda de energia térmica

- Coagulação

Demanda de energia elétrica

- Filtração
- Embalagem

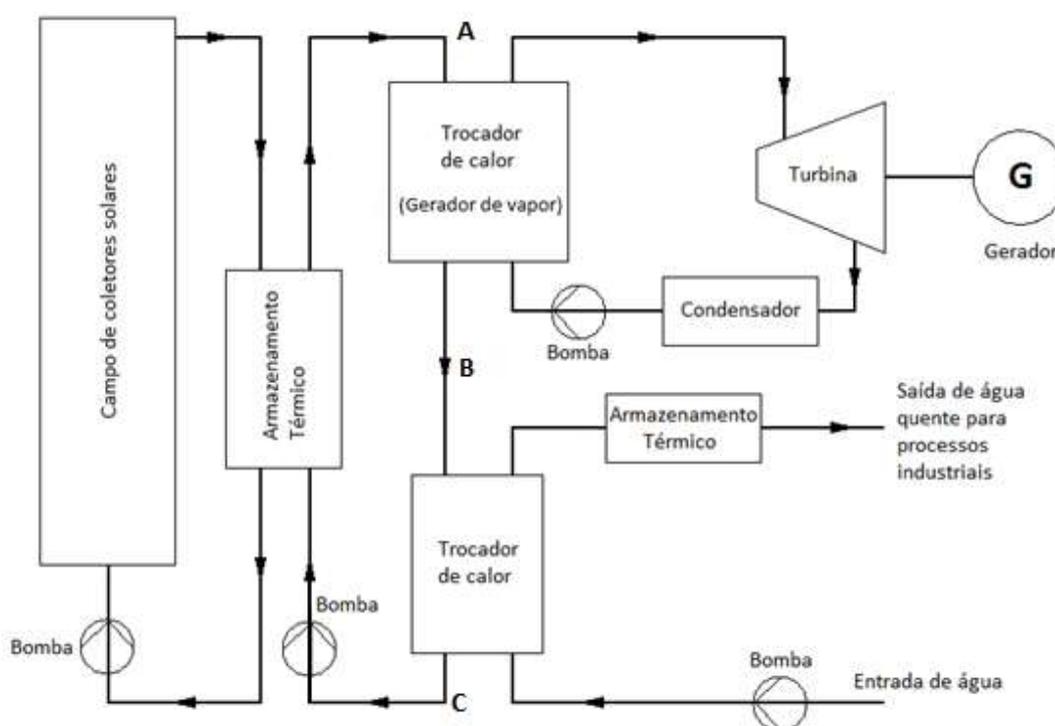
Apesar da escolha ter sido pela indústria leiteira, há diversas outras possíveis aplicações para geração combinada de eletricidade e calor de processo no nordeste do Brasil que poderiam ter suas demandas energéticas estudadas. Alguns exemplos são as indústrias têxteis do agreste de Pernambuco, o polo gesseiro do Araripe, também em Pernambuco, secagem de fumo no interior de Alagoas e sudoeste da Bahia, indústrias cervejeiras da zona da mata pernambucana, torra de café no litoral da Paraíba, dentre outras possibilidades.

4 METODOLOGIA

4.1 SISTEMA SOLAR PARA GERAÇÃO COMBINADA DE ELETRICIDADE E CALOR DE PROCESSO

O sistema solar para produção de energia para uma indústria de processamento de alimento pode ser visto na Figura 19.

Figura 19 – Esquema do sistema solar proposto.



Fonte: O autor (2016).

Da esquerda para direita, o sistema está constituído por um campo de coletores concentradores lineares em um circuito termo-hidráulico primário que fornece calor diretamente a um sistema armazenador de energia térmica. O campo de coletores lineares deverá fornecer ao fluido no máximo 250°C , enquanto o retorno ao coletor ficará entre 130 e 150°C . O armazenamento foi tratado de forma genérica, sem especificar o tipo; assim, apesar da representação em apenas um bloco, pode ser de um ou dois tanques. Ele foi incluído no sistema com a finalidade principal de garantir a estabilidade e continuidade do fornecimento térmico independentemente das variações do recurso solar. A energia armazenada pode então ser fornecida para o ciclo Rankine e para calor de processo de forma constante. Para isso, esse

fornecimento só ocorrerá a partir do momento em que a potência térmica atinge o valor necessário para o ciclo gerar 1 MWe para cada caso estudado. A potência térmica excedente suprirá a demanda por calor de processo. O valor de 1 MWe foi definido para que a planta fosse utilizada para geração distribuída, que em geral tem potência reduzida com valores até 5 MWe, de forma que sua utilização fosse mais viável de forma espalhada pelo semiárido nordestino.

O circuito termo-hidráulico secundário consiste em dois ciclos: um para geração de eletricidade, onde o calor fornecido pelo campo solar será obtido por um trocador de calor, que no ciclo Rankine comumente é dividido em três partes que não estão representadas no esquema (pré-aquecedor, gerador de vapor e superaquecedor), e outro ciclo para fornecimento de calor de processo ao consumidor industrial. Nesse segundo ciclo foi adicionado mais um armazenador para garantir a flexibilidade do uso do calor.

Foram marcados três pontos que foram utilizados para obtenção e cálculos de temperaturas: A, B e C. O ponto A representa a entrada do fluido térmico no ciclo de potência, B é um ponto intermediário que foi definido para representar o fluido logo após fornecer calor para o ciclo de potência (ORC ou CRV), e o ponto C é a saída do trocador de calor após fornecer calor para processos industriais.

4.2 MODELAGEM E SIMULAÇÃO

O sistema foi modelado e simulado com programas reconhecidos das áreas de energia solar, renováveis e engenharia. Especificamente, o System Advisor Model (SAM) para simulação e modelagem do campo solar e fornecimento térmico, e o Engineering Equation Solver (EES) para modelagem do bloco de potência e geração elétrica.

4.2.1 Descrição geral do SAM

O System Advisor Model (SAM – Versão utilizada: 2017.1.17) é uma ferramenta que permite tanto modelagem de desempenho como financeira para sistemas de energias renováveis e foi desenvolvida pelo *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) e o *Sandia National Laboratories*, ambos ligados ao Departamento de Energia dos Estados Unidos (NREL, 2017). Possui diversas bibliotecas de dados de desempenho e coeficientes que descrevem características de componentes de sistemas como módulos fotovoltaicos e inversores, coletores parabólicos, turbinas eólicas e sistemas de biomassa.

O SAM disponibiliza três modelos de desempenho para energia solar térmica, especificamente com coletores parabólicos: *CSP parabolic trough (physical)*, *CSP parabolic trough (empirical)*, e *Process heat parabolic trough*. Os dois primeiros são modelos completos, que calculam a eletricidade fornecida à rede a partir da energia térmica fornecida pelo campo solar ao bloco de potência. O modelo físico caracteriza a maioria dos componentes do sistema a partir dos princípios de transferência de calor e da termodinâmica, enquanto o empírico, como já indica o nome, utiliza medições empíricas para a caracterização. O modelo empírico usa um conjunto de equações de ajuste de curva derivadas da análise de regressão de dados medidos dos projetos SEGS do sudoeste dos EUA; dessa forma, limita-se a sistemas compostos de componentes para os quais há dados medidos, sendo, então, menos flexível que o modelo físico (NREL, 2017). Esses dois modelos não foram utilizados por serem fechados, ou seja, necessariamente toda a energia térmica é utilizada nas simulações para gerar eletricidade. Ambos são modelos utilizados para simulações de campos solares apenas com geração de eletricidade, sendo o *physical* mais útil para plantas das quais não se conhece o desempenho, enquanto o *empirical* cabe melhor para plantas com curvas de desempenho bem conhecidas (WAGNER; GILMAN, 2011).

O modelo de desempenho utilizado foi o “*Process heat parabolic trough*”, voltado apenas para a obtenção da energia térmica fornecida pelo campo solar de espelhos parabólicos. Foi escolhido porque o calor gerado poderia ser utilizado de maneira mais versátil para qualquer finalidade escolhida, seja geração elétrica, térmica ou ambas, como nesse estudo; não ficaria restrito apenas à geração de eletricidade, como em outros modelos de desempenho. O modelo financeiro utilizado foi o “*LCOH Calculator*”, que calcula o custo nivelado de calor (LCOH – do inglês *Levelized Cost of Heat*), muito útil para acrescentar estimativas de custos de calor a esse trabalho.

Nesse trabalho também foram utilizados o modelo “*CSP parabolic trough (physical)*” e o modelo “*CSP parabolic trough (empirical)*”, porém ambos apenas para obtenção de alguns dados úteis às simulações no modelo de calor de processo (DNI de referência no *physical* e perdas térmicas no *empirical*).

4.2.1.1 Principais equações utilizadas pelo SAM para seus cálculos

Eficiência ótica do loop

Eficiência ótica do loop = Eficiência Ótica de Projeto do Coletor ×

Redução da capacidade ótica do receptor

(2)

Onde:

$$\text{Eficiência ótica de projeto} = \text{Erros de rastreamento} \times \text{Efeitos da geometria} \times \text{Reflectância dos espelhos} \times \text{Sujeira nos espelhos} \times \text{Erros óticos em geral} \quad (3)$$

Cada item da eficiência ótica de projeto será discutido mais adiante.

$$\text{Redução da capacidade ótica do receptor} = \sum_{i=1}^4 f_{weight,i} \cdot \eta_{bellows,i} \cdot \eta_{rec,dirt,i} \cdot \eta_{absorb,i} \cdot \tau_{env,i} \quad (4)$$

$f_{weight,i}$: É a fração para cada variação de receptor utilizada no campo solar. Como nesse trabalho o campo solar inteiro utiliza apenas um tipo de receptor, seu valor é 1.

$\eta_{bellows,i}$: É o rendimento relativo às perdas óticas devido às conexões entre tubos.

$\eta_{rec,dirt,i}$: Rendimento relativo às perdas óticas devido à sujeira.

$\eta_{absorb,i}$: Rendimento relativo à capacidade de absorção do tubo.

$\tau_{env,i}$: Transmitância do envelope de vidro.

A eficiência ótica do loop não inclui as perdas de extremidade (Fração de energia que é refletida pelo coletor e passa além do tubo absorvedor devido ao sol não estar diretamente acima do coletor. É proporcional ao ângulo de incidência. (STINE; GEYER, 2001)) nem as perdas de cosseno (Para absorver o máximo de energia, a superfície do coletor deveria receber os raios solares perpendicularmente. Como isso não acontece, há uma redução da radiação pelo cosseno do ângulo entre a radiação solar e a normal de uma superfície, chamada de perda de cosseno, ou efeito de cosseno, que representa a diferença entre a quantidade de energia que chega a uma superfície que aponta perpendicularmente para o sol e uma superfície paralela à superfície da terra (STINE; GEYER, 2001)). Também não inclui as perdas térmicas das tubulações e dos receptores. Todas essas perdas citadas são incluídas na eficiência total de conversão do loop.

Saída térmica do campo solar

$$\text{Saída térmica do campo solar} = SM \cdot \frac{W_{des,gross}}{\eta_{pb,des}} \quad (5)$$

Onde:

SM: múltiplo solar

$\dot{W}_{des,gross}$: potência térmica bruta de projeto

$\eta_{pb,des}$: eficiência de projeto do bloco de potência

Abertura total requerida dos espelhos

$$A_{sf} = \frac{\dot{W}_{des,gross}}{\eta_{des} \cdot DNI_{des} \cdot \eta_{loop,tot}} \cdot 10^6 \quad (6)$$

Onde:

$\dot{W}_{des,gross}$: potência térmica bruta de projeto

η_{des} : eficiência térmica de projeto

DNI_{des} : DNI de projeto

$\eta_{loop,tot}$: eficiência total de conversão do loop

Número requerido de loops

$$N_{loops} = \frac{A_{sf}}{A_{loop}} \quad (7)$$

Onde:

A_{sf} : Abertura total requerida dos espelhos

A_{loop} : Abertura de um loop

Perdas térmicas totais de projeto

$$\text{Perdas térmicas de projeto} = \sum_{i=1}^4 f_{weigh ,i} \cdot \dot{q}_{hl,i} \quad (8)$$

Onde:

$f_{weigh ,i}$: É a fração para cada variação de receptor utilizada no campo solar.

$\dot{q}_{hl,i}$: perda térmica para cada variação.

As perdas térmicas são dados de entrada, o SAM apenas calcula as perdas totais. Esses valores de entrada foram definidos a partir do modelo empírico do SAM, utilizando os mesmos parâmetros de entrada para o campo solar. O modelo já fornece o valor das perdas a partir das seguintes equações:

$$Q_{\text{HCEHLD},n} = (Q_{\text{HCEHLD1},n} + Q_{\text{HCEHLD2},n} + Q_{\text{HCEHLD3},n} + Q_{\text{HCEHLD4},n}) \cdot F_{\text{HeatLoss},n} \quad (9)$$

$$Q_{\text{HCEHLD1},n} = F_{\text{HLA0}} + F_{\text{HLA0}} \cdot \sqrt{v_{\text{WindRef}}} \quad (10)$$

$$Q_{\text{HCEHLD2},n} = (F_{\text{HLA1}} + F_{\text{HLA6}} \cdot \sqrt{v_{\text{WindRef}}}) \cdot \frac{T_{\text{SFOutD}} + T_{\text{SFInD}} - T_{\text{AmbientRef}}}{2} \quad (11)$$

$$Q_{\text{HCEHLD3},n} = (F_{\text{HLA2}} + F_{\text{HLA4}} \cdot Q_{\text{DNIRef}}) \cdot \frac{T_{\text{SFOutD}}^2 + T_{\text{SFOutD}} \cdot T_{\text{SFInD}} + T_{\text{SFInD}}^2}{3} \quad (12)$$

$$Q_{\text{HCEHLD4},n} = F_{\text{HLA3}} \cdot \frac{(T_{\text{SFOutD}}^2 + T_{\text{SFInD}}^2) \cdot (T_{\text{SFOutD}} + T_{\text{SFInD}})}{4} \quad (13)$$

Onde:

$Q_{\text{HCEHLD},n}$ (W/m): Perdas térmicas do receptor para receptores de tipo n, expressas em Watts térmicos por metro. (Foi considerado apenas um tipo de receptor em todo o campo para esse trabalho)

$F_{\text{HeatLoss},n}$: Fator de Perda de Calor para receptor de tipo n.

$F_{\text{A0}} \dots F_{\text{A6}}$: Coeficientes de perda de calor de A0 a A6. (Já constam na biblioteca do SAM para o receptor escolhido – Solel UVAC3)

T_{SFIn} (°C): Temperatura de entrada do campo solar, definida na aba Campo Solar.

T_{SFout} (°C): Temperatura de saída do campo solar, definida na aba Campo Solar.

T_{Amb} (°C): Temperatura ambiente de referência, definida na aba Campo Solar.

Q_{DNIRef} : Irradiação Direta Normal de referência, definida na aba Campo Solar.

v_{Wind} (m/s): Velocidade do vento de referência, definida na aba Campo Solar.

Maiores detalhes sobre equações do SAM serão explicados à medida que as etapas da simulação forem apresentadas neste trabalho.

4.2.2 Descrição geral do EES

O Engineering Equation Solver (EES – Versão utilizada: 9.915-3D) é uma ferramenta de resolução de sistemas de equações simultâneas não lineares desenvolvida pela F-Chart

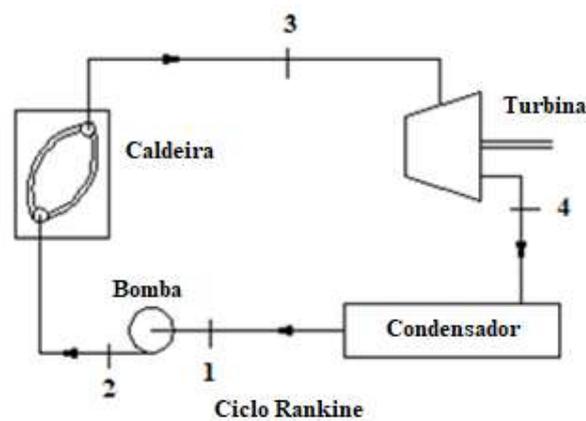
Software (F-CHART, 2015). Pode ainda solucionar equações diferenciais e integrais, realizar otimizações, análises de incertezas, regressões lineares e não lineares, converter unidades, conferir consistência de unidades e gerar gráficos. Um dos principais atributos do EES é seu banco de dados de propriedades termodinâmicas e de transporte de alta precisão com centenas de substâncias para ser utilizado na solução das equações, tornando-o bastante útil, principalmente para a modelagem do ciclo de potência.

Foi utilizado como complemento ao SAM para modelar o ciclo de potência para a geração elétrica, já que o SAM forneceu apenas o calor gerado pelo campo solar.

4.2.2.1 Algoritmo e equações utilizadas no EES

Foram feitos dois algoritmos básicos utilizados para a modelagem dos blocos de potência CRV e ORC, os quais estão no Apêndice A – Algoritmos Utilizados no EES. A principal diferença dos dois é a utilização do fluido orgânico tolueno (*Toluene*) para ORC no lugar da água (*Water*) utilizada para CRV. Valores de entrada e temperaturas limite foram variados conforme cada caso estudado. O ciclo e seus pontos foram definidos conforme a Figura 20.

Figura 20 – Ciclo Rankine e pontos definidos para os cálculos do programa.



Fonte: O autor.

A seguir são apresentadas as principais equações utilizadas no algoritmo para a modelagem dos ciclos de potência.

Potência térmica fornecida ao ciclo:

$$Q_0 = \eta_{trocador} \cdot Q_{CampoSolar} \quad (14)$$

Onde $\eta_{trocador}$ é a eficiência dos trocadores de calor e $Q_{CampoSolar}$ é a potência térmica total fornecida pelo campo solar em MWt.

Temperatura de superaquecimento:

$$T_3 = T_{ev} + \frac{\{Q_0 - [\dot{m}_a \cdot c_p \cdot (T_{ev} - T_{ea}) + \dot{m}_a \cdot h_{lv}]\}}{\dot{m}_a \cdot c_p} \quad (15)$$

Onde:

T_3 (°C): Temperatura de superaquecimento do fluido de trabalho do ciclo (no ponto 3).

T_{ev} (°C): Temperatura de evaporação do fluido de trabalho do ciclo.

\dot{m}_a (kg/s): Vazão mássica do fluido.

c_p (J/kg.K): Calor específico do fluido à pressão constante.

h_{lv} (J/kg): Entalpia de vaporização.

Para os cálculos das propriedades em cada ponto o EES utiliza dados disponíveis, como pressões, temperaturas, entalpias e entropias. Como exemplo, para calcular a entalpia no ponto 1 do Ciclo Rankine a Vapor, o EES utiliza a função $h1=ENTHALPY(\text{Water};X=0;P=P1)$.

Trabalho da bomba:

$$\dot{W}_b = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \dot{m}_a}{\eta_{bomba}} \quad (16)$$

Onde h_1 e h_2 são as entalpias nos pontos 1 e 2, respectivamente, e η_{bomba} é a eficiência isoentrópica da bomba. Vale ressaltar que a eficiência isoentrópica da bomba impacta muito pouco nos resultados, pela pouca relevância do trabalho da bomba no resultado final.

Trabalho da turbina:

$$\dot{W}_t = (h_3 - h_4) \cdot \dot{m}_a \cdot \eta_{turbina} \quad (17)$$

Onde h_3 e h_4 são as entalpias nos pontos 3 e 4, respectivamente, e $\eta_{turbina}$ é a eficiência isoentrópica da turbina.

Calor fornecido pela caldeira (já considerando o calor recebido após as perdas nos trocadores):

$$\dot{Q}_{Caldeira} = (h_3 - h_2) \cdot \dot{m}_a \quad (18)$$

Onde h_3 e h_2 são as entalpias nos pontos 3 e 2, respectivamente.

Calor rejeitado no condensador:

$$\dot{Q}_{Condensado} = (h_1 - h_4) \cdot \dot{m}_a \quad (19)$$

Onde h_1 e h_4 são as entalpias nos pontos 1 e 4, respectivamente.

Rendimento do ciclo:

$$\eta_{turbina} = \frac{\dot{W}_t - |\dot{W}_b|}{\dot{Q}_{Caldeira}} \quad (20)$$

Rendimento total Solar-Elétrico:

$$\eta_{CampoEletricidade} = \eta_{gerador} \frac{\dot{W}_t - |\dot{W}_b|}{\dot{Q}_{Caldeira} / \eta_{trocador}} \quad (21)$$

Onde $\eta_{gerador}$ é a eficiência do gerador elétrico.

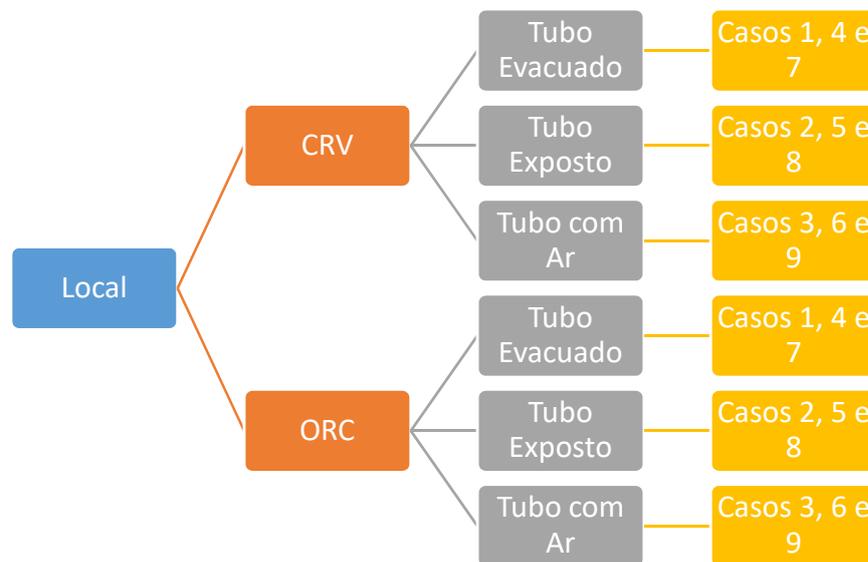
4.3 ESTRATÉGIAS DAS SIMULAÇÕES

Foram realizadas simulações para coletores parabólicos existentes no mercado com temperatura de projeto máxima de saída do campo solar definida para 250°C, para as cidades de Recife (PE), Petrolina (PE) e Bom Jesus da Lapa (BA), com dados ambientais da biblioteca própria do SAM, usando-se o modelo “*Process heat parabolic trough*” e variando o tubo receptor de três formas: com envelope de vidro e vácuo, com envelope de vidro e sem vácuo

(ar à pressão atmosférica na linha) e sem envelope de vidro (tubo exposto). A Figura 21, mostra o fluxograma com a estratégia das simulações para cada local e para ciclo Rankine a vapor (CRV) ou ciclo Rankine orgânico (ORC).

As cidades foram escolhidas por estarem localizadas em regiões importantes e de diferentes irradiâncias diretas normais no Nordeste brasileiro, região com as melhores irradiâncias do país. Recife localizada no litoral e as outras duas no sertão nordestino.

Figura 21 – Estratégia das simulações para Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa (todos os casos simulados).



Fonte: O autor.

4.4 SIMULAÇÕES E MODELAGENS

A substituição de grandes coletores por outros menores e mais simples tecnologicamente, mesmo que menos eficientes, é um item importante desse estudo na busca pela redução dos custos do sistema e pela possibilidade de integrar inteiramente com o parque industrial atualmente existente no Brasil. Esses coletores menores se adequam à operação para geração combinada de eletricidade e calor de processo, já que fornecem temperaturas mais baixas, porém atendem à demanda de calor necessária e podem ser integrados a um ciclo de potência para geração elétrica.

As simulações permitem observar e analisar a energia gerada para as plantas, além de comparar diferentes configurações e seus desempenhos e realizar uma análise de viabilidade financeira dos projetos.

4.4.1 Especificações e parâmetros de entrada de componentes e das localidades

4.4.1.1 Localidades escolhidas para as simulações

As especificações básicas das simulações no SAM para cada local são mostradas a seguir com uma breve descrição de cada localidade.

Recife é uma cidade litorânea, capital do estado de Pernambuco. Foi escolhida por sua importância econômica e industrial e por ser onde se localiza o principal campus da UFPE. O clima da cidade é quente e úmido, apresentando maior incidência de chuva em junho, julho e agosto, com sol constante nos outros meses (TURISMO NO RECIFE, 2017), porém com a alta média de precipitação de 159 dias por ano (WEATHERBASE, 2017). A Tabela 6 contém alguns dados ambientais e de localização importantes de Recife e a Figura 22 mostra a localização de Recife no Brasil.

Tabela 6 – Dados ambientais e de localização para Recife.

RECIFE	
Latitude	-8,07 °N
Longitude	-34,85 °E
Temperatura média	27,1 °C
Design Point DNI	800 W/m ²
DNI média anual	4,16 kWh/m ² /dia

Fonte: O autor com dados do SAM.

Petrolina se localiza no sertão pernambucano, a pouco mais de 700 km de Recife. Foi escolhida por estar em uma região de boa DNI, além da importância local. Fica na divisa com o estado da Bahia e é banhada pelo Rio São Francisco. Tem clima semiárido quente, com baixa média de precipitações, 14,4 dias de chuva (WEATHERBASE, 2017). A Tabela 7 contém alguns dados ambientais e de localização importantes de Petrolina e a Figura 22 mostra a localização de Petrolina no Brasil.

Tabela 7 – Dados ambientais e de localização para Petrolina.

PETROLINA	
Latitude	-9,35 °N
Longitude	-40,55 °E
Temperatura média	26,8 °C
Design Point DNI	900 W/m ²
DNI média anual	5,02 kWh/m ² /dia

Fonte: O autor com dados do SAM.

Bom Jesus da Lapa está situada no centro-oeste do estado da Bahia, a 534 km de Salvador. Tem clima quente e seco. Não foi encontrada a média de dias de chuvas, mas a média de milímetros por ano é maior que a de Petrolina. A Tabela 8 contém alguns dados ambientais e de localização importantes de Bom Jesus da Lapa e a Figura 22 mostra a localização de Bom Jesus da Lapa no Brasil.

Tabela 8 – Dados ambientais e de localização para Bom Jesus da Lapa.

BOM JESUS DA LAPA	
Latitude	-13,27 °N
Longitude	-43,42 °E
Temperatura média	26,1 °C
Design Point DNI	950 W/m ²
DNI média anual	6,02 kWh/m ² /dia

Fonte: O autor com dados do SAM.

Figura 22 – Localização de Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa no Brasil.



Fonte: NordNordWest (2009)

Como pôde ser visto, apesar de o agreste de Pernambuco ser a de maior produção de leite no estado, não foram realizadas simulações nessa região por não haver dados meteorológicos disponíveis na biblioteca do SAM, e dados disponíveis no Sistema de Organização Nacional de Dados Ambientais (SONDA) do INPE não estarem completos, tendo várias lacunas entre os dias do ano, o que inviabilizaria a simulação. Dessa forma, foi preferível utilizar dados que constam na biblioteca do SAM de regiões próximas ou relevantes para o estudo.

4.4.1.2 Valores de referência da irradiação solar direta (DNI) nas condições de projeto (*Design Point DNI*)

É o valor de DNI adotado nas condições de projeto. Um valor mais alto indica que menos coletores são necessários para atingir a potência da condição de referência, enquanto um valor menor tem efeito oposto (SAM, 2017).

Para definir os valores de referência da Irradiância Direta Normal, o *Help* do SAM (2017) indica dois métodos. Foi escolhido para esse trabalho o método para minimizar a energia descartada, que é feito da seguinte forma:

Usando o modelo “*Parabolic Trough (Physical)*”, após rodar a simulação, na área dos resultados selecionar a aba “*Time Series*” e então em “*Zoom fit*” na parte de baixo da tela. Marcar apenas a opção de energia descartada (“*Field thermal power dumped*”). Se a quantidade de energia térmica descartada for excessiva, usar um valor menor para o DNI de referência e rodar as simulações novamente até que a quantidade de energia descartada seja aceitável. A partir daí foram definidos, como condições de projeto, 800 W/m² para Recife, 900 W/m² para Petrolina e 950 W/m² para Bom Jesus da Lapa.

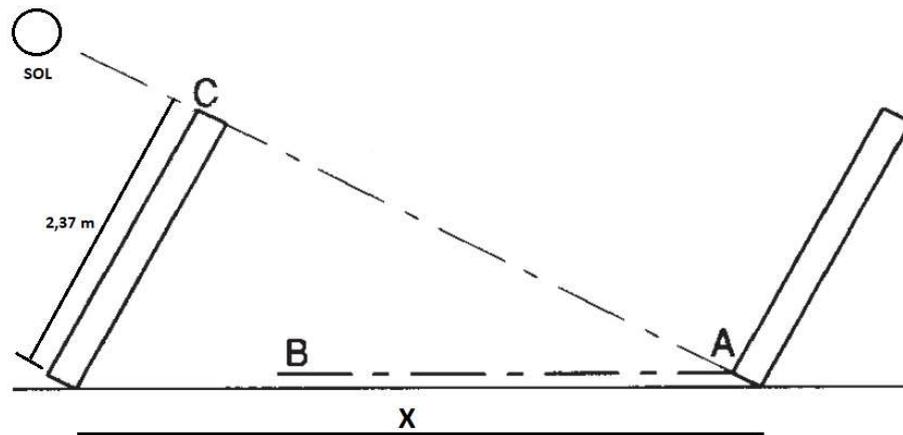
4.4.1.3 Fluido de transferência de calor

O fluido de transferência de calor (HTF – do inglês *Heat Transfer Fluid*) Dowtherm A foi escolhido por ser o mesmo utilizado com sucesso na planta Andasol-1 (FERRER; MEHOS, 2013) e ter um intervalo de pressões e temperaturas de trabalho compatível com esse estudo, já que é aplicável no intervalo entre 15°C e 400°C e pressões entre 1,0 bar e 10,6 bar (DOW, 1997). A biblioteca padrão do SAM não tem esse fluido, tendo sido necessário adicioná-lo usando a opção “User-defined... > Edit...” e completando a tabela com os dados pedidos pelo SAM. O programa diz que é obrigatório inserir duas linhas de dados para cada propriedade, mas nessa simulação usaram-se 10 linhas, dados esses obtidos do NREL, que os tirou do catálogo da DOW Chemical, fabricante do fluido.

4.4.1.4 Cálculo de espaçamento entre fileiras de coletores

Para o concentrador da Soltigua (abertura igual a 2,37 m), BÂC (Figura 23) é o ângulo de elevação solar e “X” a distância entre coletores (mesma distância entre centros).

Figura 23 – Esquema das dimensões e ângulo dos coletores para cálculo do espaçamento entre fileiras.



Fonte: Duffie e Beckman (2013), adaptado.

Supondo inicialmente $B\hat{A}C = 20^\circ$ (ângulo que garantiria não haver mais sombreamento entre 7h e 7:30 para Recife):

$$\text{sen}(20^\circ) = \frac{2,37}{X} \quad (22)$$

$$X = \frac{2,37}{0,34} = 6,97 \text{ m} \quad (23)$$

A distância encontrada ainda é um pouco grande. Analisando-se o ângulo e os horários para a distância de 5 m:

$$5 = \frac{2,37}{\text{sen}(B\hat{A}C)} \quad (24)$$

$$\text{sen}(B\hat{A}C) = 0,474 \quad (25)$$

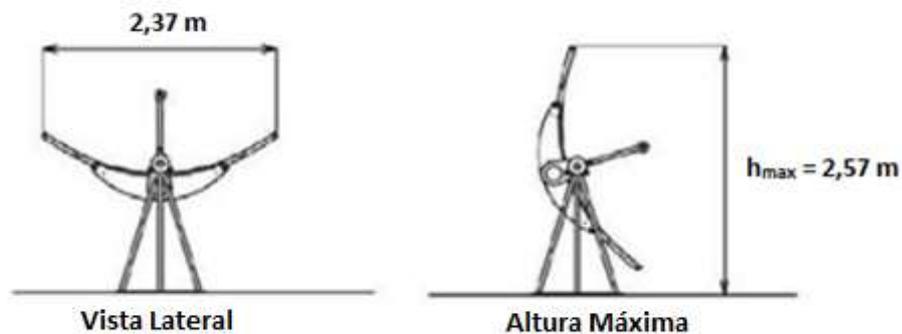
$$B\hat{A}C = 28,3^\circ \quad (26)$$

O ângulo de elevação de $28,3^\circ$ permite não haver mais sombreamento por volta das 8h da manhã (pouco a mais ou pouco a menos, dependendo do mês do ano), o que torna a distância de 5 m razoável para os objetivos do estudo.

4.4.1.5 Coletores parabólicos

A escolha do coletor modelo PTMx-18 da Soltigua se deveu ao fato de serem pequenos e leves, sendo conseqüentemente mais barato que os grandes coletores comuns a diversas plantas de geração termoelétrica, além da farta disponibilidade de informações técnicas de qualidade na internet, o que é importante, já que ele não está na biblioteca do SAM e precisou ser adicionado. São coletores com largura de abertura de 2,37 m, comprimento de 19,7 m e área de abertura refletiva de 41 m² (Figura 24). Seus espelhos são de vidro temperado. Os coletores vêm ainda com sistema de rastreamento e dispositivos automáticos de segurança.

Figura 24 – Dimensões básicas do coletor Soltigua PTMx-18.



Fonte: MATA (2015), traduzido do inglês.

A Figura 25 mostra a imagem de um coletor Soltigua PTMx-24, que tem as mesmas dimensões do PTMx-18, exceto pelo comprimento. O PTMx-18 é formado por três módulos, enquanto o PTMx-24 é formado por quatro, como pode ser visto na figura.

Figura 25 – Coletor Soltigua PTMx-24.



Fonte: Soltigua, 2017

Foram acrescentados ao SAM, juntamente com os dados dimensionais ao ser adicionado o PTMx-18, os parâmetros óticos. O fabricante fornece apenas o valor da eficiência ótica nominal, que é 74,7% (SOLTIGUA, 2017). Dessa forma, buscou-se adicionar esses

parâmetros, pelas indicações do *Help* do SAM e pela literatura, de forma que um valor próximo ao nominal fosse obtido. Definiu-se da seguinte forma:

Tracking error: são os erros causados pelo rastreamento devido a mal alinhamento de sensores, erros de algoritmo, dentre outras razões ligadas a rastreamento que levam a uma diminuição da absorção da radiação. Segundo o *Help* do SAM (NREL, 2017), um valor típico é 0,985.

Geometry effects: erros de geometria causados por espelhos desalinhados, distorções de contorno dos espelhos causadas pela estrutura de suporte, erros de forma dos espelhos comparada a uma parábola ideal, e tubo absorvedor desalinhado ou distorcido. O valor típico é entre 0,97 e 0,98 (NREL, 2017), e o utilizado foi 0,97.

Mirror reflectance: entrada de acordo com a reflectância do material dos espelhos. Foi utilizado o valor típico para espelhos de vidro de 4 mm, 0,923 (NREL, 2017).

Dirt on mirror: redução da absorção devido à sujeira/poeira na superfície dos espelhos. Segundo Goebel e Rheinländer (2016), o valor após limpeza é em torno de 0,94, e antes de limpar chega a 0,90, ficando com um valor médio de 0,92, que foi o utilizado.

General optical error: erros relativos a outras fontes não especificadas. Valor foi determinado após a definição de todos os outros parâmetros de forma a tornar a eficiência ótica nominal conforme a indicada pelo fabricante.

Os valores adicionados ao SAM estão reunidos na Figura 26 (imagem do próprio *software*). Os coeficientes do modificador do ângulo de incidência foram adicionados com dados do fabricante.

Figura 26 – Parâmetros óticos do coletor adicionados ao SAM.

Optical Parameters	
Incidence angle modifier coefficients	<input type="button" value="Edit data..."/>
Tracking error	<input type="text" value="0.985"/>
General optical error	<input type="text" value="0.921"/>
Geometry effects	<input type="text" value="0.97"/>
Mirror reflectance	<input type="text" value="0.923"/>
Dirt on mirror	<input type="text" value="0.92"/>

Fonte: NREL (2017)

4.4.1.6 Receptores

Como não há dados sobre o absorvedor utilizado pela Soltigua, os receptores base escolhidos foram Solel UVAC 3, por serem bastante difundidos e utilizados em importantes plantas CSP como Andasol-1 (FERRER e MEHOS, 2013) em Aldeire, na Espanha, além de já constarem na biblioteca do SAM. Foi definido que todo o campo solar teria o mesmo tipo de

absorvedor, apesar de o SAM permitir o uso de até quatro tipos diferentes simultaneamente. Os receptores UVAC 3 eram produzidos inicialmente pela empresa israelense Solel Solar Systems, que foi adquirida em 2009 pela Siemens (SIEMENS, 2009), que na época estava interessada em se fortalecer no crescente mercado de energia solar térmica, mas que posteriormente vendeu sua tecnologia de receptores para a Rioglass, maior fornecedora de absorvedores e de espelhos concentradores do mercado (RIOGLASS, 2017).

Foram utilizados os dados padrão do SAM para absorptância e emitância. Alterou-se, então, a pressão do interior do envelope (*annulus pressure*) para cada caso estudado (tubos com vácuo, ar ou exposto) e as perdas térmicas estimadas (*estimated avg. heat loss*), que foram obtidas a partir do modelo “*CSP Parabolic Trough (empirical)*”. O modelo já calcula as perdas para o tipo e configuração de absorvedor escolhida (33,2659 W/m para tubos com vácuo, 1150 W/m para tubos expostos e 192,174 W/m para tubos com ar). Considerou-se também que todos os tubos do campo solar eram iguais para um mesmo caso; não foram misturadas configurações.

Tubos com vácuo têm fabricação mais complexa e sua tecnologia é detida por poucos fabricantes em todo o mundo. Dessa forma, os coletores de tubos com ar e os de tubos expostos foram escolhidos para serem estudados como opção aos de tubos evacuados, buscando-se analisar a viabilidade de suas utilizações e incentivar a fabricação local desses tubos mais baratos e mais simples.

O UVAC 3 tem suas principais características descritas na Tabela 9 (NREL, 2017).

Tabela 9 – Características do Receptor Solel UVAC 3.

Diâmetro interno do absorvedor	0,066 m
Diâmetro externo do absorvedor	0,070 m
Diâmetro interno do envelope de vidro	0,115 m
Diâmetro externo do envelope de vidro	0,121 m
Absortância do tubo absorvedor	96%
Emitância do tubo absorvedor	< 8% para $T < 300^{\circ}\text{C}$
Material do absorvedor	Aço 304L

Fonte: NREL (2017).

A Figura 27 mostra o detalhe do receptor evacuado, onde pode ser visto o envelope de vidro que permitirá a criação de vácuo para minimizar as perdas térmicas. O tubo escuro que se posiciona dentro do envelope é o absorvedor de fato, onde em seu interior passará o fluido

térmico que receberá o calor. Esse tubo tem superfície seletiva para propiciar menor emitância e maior absorptância. As partes metálicas são conexões e selo vidro-metal.

Figura 27 – Absorvedor Solel UVAC 3



Fonte: Nagarajan, S.; Barshilia, H.; Rajam, K. S (2010)

4.4.1.7 Outros dados de entrada no SAM

A seguir um resumo e descrição dos principais dados de entrada no SAM e, logo em sequência, na Tabela 10, Tabela 11 e Tabela 12, os valores dessas entradas.

a. Projeto do Sistema (Parâmetros das condições nominais de projeto)

Design point DNI: DNI disponível nas condições nominais.

Target solar multiple: múltiplo solar alvo. Quando se deseja superdimensionar a saída térmica do campo solar em relação à demanda térmica a ser consumida. Usa-se um valor maior que 1 quando se deseja integrar armazenamento térmico e manter o fornecimento de energia durante o dia e além das horas de sol. Nesse trabalho decidiu-se não usar armazenamento para aumentar a capacidade de horas produzindo energia; usou-se apenas para manter a continuidade e a flexibilidade do fornecimento. O campo foi dimensionado exatamente para a saída desejada.

Loop inlet temperature: temperatura nominal de retorno do fluido térmico aos loops do campo solar.

Loop outlet temperature: temperatura nominal de saída do fluido térmico dos loops do campo solar. É a temperatura que o SAM tenta manter quando possível. É a mesma temperatura que será fornecida à entrada do trocador de calor do ciclo de potência.

Heat sink power: Entrada térmica nominal das unidades consumidoras que, para esse estudo, são o ciclo de potência e o trocador de calor para processos industriais. Variou-se para cada caso conforme a demanda térmica para gerar 1MWe obtida a partir do EES.

b. Campo Solar (Parâmetros do campo solar e do fluido de transferência de calor do campo)

Row spacing: espaçamento entre fileiras de coletores. Calculado conforme o item 4.4.1.4, buscando-se diminuir o sombreamento nos horários em que a elevação solar é mais baixa.

Freeze protection temp: temperatura de proteção contra congelamento do HTF. O Dowtherm A pode trabalhar entre 15 e 400°C; dessa forma escolheu-se usar 20°C para a proteção contra congelamento. Abaixo dessa temperatura, um dispositivo de aquecimento elétrico é ativado.

Min single loop flow rate e Max single loop flow rate: intervalo de vazões de massa permitidas em um loop no campo solar para a busca de energia absorvida e temperaturas desejadas.

Header design min flow velocity e Header design max flow velocity: intervalo de velocidades de fluxo de HTF na tubulação de distribuição. São usados para determinar o diâmetro das tubulações de distribuição à medida que o fluxo chega em cada loop.

Water usage per wash e Washes per year: Consumo de água por lavagem e quantidade de lavagens por ano são dados relativos à lavagem dos coletores que determinam o quanto de água será consumida para esse fim durante um ano. Foram utilizados os valores padrão do SAM.

Tabela 10 – Dados de entrada para os casos simulados para Recife.

Dado do SAM	Caso 1 CRV	Caso 1 ORC	Caso 3 CRV	Caso 3 ORC
Projeto do Sistema				
<i>Design point DNI/DNI de projeto</i>	800 W/m ²	800 W/m ²	800 W/m ²	800 W/m ²
<i>Target solar multiple/Múltiplo solar alvo</i>	1	1	1	1
<i>Loop inlet temp./Temp. de entrada do loop</i>	150°C	150°C	150°C	150°C
<i>Loop outlet temp./Temp. de saída do loop</i>	250°C	250°C	250°C	250°C
<i>Heat sink power/Potência da unidade consumidora</i>	36,5 MWt	32,7 MWt	109 MWt	90 MWt
Campo Solar				
<i>Row spacing/Espaçamento entre fileiras</i>	5 m	5 m	5 m	5 m
<i>Freeze protection temp./Temp. de proteção anti-congelamento</i>	20°C	20°C	20°C	20°C
<i>Min single loop flow rate Vazão mín em um loop</i>	0,3 kg/s	0,3 kg/s	0,3 kg/s	0,3 kg/s
<i>Max single loop flow rate/Vazão máx em um loop</i>	5 kg/s	5 kg/s	5 kg/s	5 kg/s
<i>Header design min flow velocity/ Velocidade mín do fluxo no tubo de distribuição</i>	0,09 m/s	0,09 m/s	0,09 m/s	0,09 m/s
<i>Header design max flow velocity/Velocidade máx do fluxo no tubo de distribuição</i>	3 m/s	3 m/s	3 m/s	3 m/s
<i>Water usage per wash/Usos de água por lavagem</i>	0,7 L/m ²	0,7 L/m ²	0,7 L/m ²	0,7 L/m ²
<i>Washes per year/Lavagens por ano</i>	12	12	12	12
<i>Number of SCAs per loop/Número de coletores por loop</i>	12	12	12	12

Fonte: O autor.

Tabela 11 – Dados de entrada para os casos simulados para Petrolina.

Dado do SAM	Caso 4 CRV	Caso 4 ORC	Caso 6 CRV	Caso 6 ORC
Projeto do Sistema				
<i>Design point DNI/DNI de projeto</i>	900 W/m ²	900 W/m ²	900 W/m ²	900 W/m ²
<i>Target solar multiple/Múltiplo solar alvo</i>	1	1	1	1
<i>Loop inlet temp./Temp. de entrada do loop</i>	150°C	150°C	150°C	150°C
<i>Loop outlet temp./Temp. de saída do loop</i>	250°C	250°C	250°C	250°C
<i>Heat sink power/Potência da unidade consumidora</i>	36 MWt	32 MWt	96,5 MWt	80 MWt
Campo Solar				
<i>Row spacing/Espaçamento entre fileiras</i>	5 m	5 m	5 m	5 m
<i>Freeze protection temp./Temp. de proteção anti-congelamento</i>	20°C	20°C	20°C	20°C
<i>Min single loop flow rate Vazão mín em um loop</i>	0,3 kg/s	0,3 kg/s	0,3 kg/s	0,3 kg/s
<i>Max single loop flow rate/Vazão máx em um loop</i>	5 kg/s	5 kg/s	5 kg/s	5 kg/s
<i>Header design min flow velocity/ Velocidade mín do fluxo no tubo de distribuição</i>	0,09 m/s	0,09 m/s	0,09 m/s	0,09 m/s
<i>Header design max flow velocity/Velocidade máx do fluxo no tubo de distribuição</i>	3 m/s	3 m/s	3 m/s	3 m/s
<i>Water usage per wash/Usos de água por lavagem</i>	0,7 L/m ²	0,7 L/m ²	0,7 L/m ²	0,7 L/m ²
<i>Washes per year/Lavagens por ano</i>	12	12	12	12
<i>Number of SCAs per loop/Número de coletores por loop</i>	12	12	12	12

Fonte: O autor.

Tabela 12 – Dados de entrada para os casos simulados para Bom Jesus da Lapa.

Dado do SAM	Caso 7 CRV	Caso 7 ORC	Caso 8 CRV	Caso 8 ORC	Caso 9 CRV	Caso 9 ORC
Projeto do Sistema						
<i>Design point DNI/DNI de projeto</i>	950 W/m ²					
<i>Target solar multiple/Múltiplo solar alvo</i>	1	1	1	1	1	1
<i>Loop inlet temp./Temp. de entrada do loop</i>	150°C	150°C	150°C	150°C	150°C	150°C
<i>Loop outlet temp./Temp. de saída do loop</i>	250°C	250°C	250°C	250°C	250°C	250°C
<i>Heat sink power/Potência da unidade consumidora</i>	33 MWt	29,5 MWt	120 MWt	100,5 MWt	72 MWt	62,5 MWt
Campo Solar						
<i>Row spacing/Espaçamento entre fileiras</i>	5 m	5 m	5 m	5 m	5 m	5 m
<i>Freeze protection temp./Temp. de proteção anti-congelamento</i>	20°C	20°C	20°C	20°C	20°C	20°C
<i>Min single loop flow rate/Vazão mín em um loop</i>	0,3 kg/s					
<i>Max single loop flow rate/Vazão máx em um loop</i>	5 kg/s					
<i>Header design min flow velocity/Velocidade mín do fluxo no tubo de distribuição</i>	0,09 m/s					
<i>Header design max flow velocity/Velocidade máx do fluxo no tubo de distribuição</i>	3 m/s					
<i>Water usage per wash/Usado de água por lavagem</i>	0,7 L/m ²					
<i>Washes per year/Lavagens por ano</i>	12	12	12	12	12	12
<i>Number of SCAs per loop/Número de coletores por loop</i>	12	12	12	12	12	12

Fonte: O autor.

4.4.1.8 Especificação do ciclo de potência e dados de entrada

Foram estudados dois tipos de ciclos de potência: o Rankine a vapor e o Rankine orgânico. A modelagem do ciclo foi definida por tentativa e erro no EES para cada caso, de modo a fazer com que a geração de eletricidade fosse aproximadamente 1 MWe. Foi feito o algoritmo base e a partir dele alterados os valores de vazão do fluido de trabalho e a potência térmica de entrada fornecida pelo campo solar caso a caso que seria suficiente para a potência elétrica desejada (Tabela 13). Para os casos com ciclo Rankine a vapor foi utilizada a água como fluido de trabalho e para aqueles com ciclo Rankine orgânico foi utilizado o tolueno, ambos os fluidos de trabalho usados a partir de dados da biblioteca do EES.

Tabela 13 – Dados de entrada no EES que foram variados caso a caso.

Casos	Entrada térmica (MWt)	Vazão mássica no ciclo (kg/s)
Ciclo Rankine Orgânico		
Recife – Tubo evacuado	6,10	8,40
Recife – Tubo com ar	7,10	10,80
Petrolina – Tubo evacuado	6,00	8,25
Petrolina – Tubo com ar	7,00	10,63
Bom Jesus da Lapa – Tubo evacuado	5,95	8,16
Bom Jesus da Lapa – Tubo exposto	8,05	13,04
Bom Jesus da Lapa – Tubo com ar	6,75	10,06
Ciclo Rankine a Vapor		
Recife – Tubo evacuado	6,80	2,20
Recife – Tubo com ar	8,70	2,85
Petrolina – Tubo evacuado	6,75	2,185
Petrolina – Tubo com ar	8,40	2,74
Bom Jesus da Lapa – Tubo evacuado	6,70	2,17
Bom Jesus da Lapa – Tubo exposto	9,60	3,185
Bom Jesus da Lapa – Tubo com ar	7,75	2,53

Fonte: O autor.

As eficiências isoentrópicas das turbinas, eficiências dos trocadores e dos geradores adotadas podem ser vistas na Tabela 14. Segundo Vanslambrouck *et al.* (2012), a eficiência isoentrópica de turbinas a vapor para baixas temperaturas fica no máximo entre 60 e 65%, enquanto turbinas ORC especificamente projetadas chegam a mais de 85%. Nesse estudo foram assumidos os valores de 55% para vapor (em um caso alternativo, que será apresentado mais à frente, foi analisada a aplicação de uma turbina a vapor supondo sua eficiência isoentrópica igual a 60%) e 75% para ORC, que é um valor mais comum, que não demanda projeto específico de turbina. A eficiência do gerador foi definida como 95% e a total dos trocadores de calor 85%.

Tabela 14 – Eficiências isoentrópicas dos componentes dos ciclos de potência.

Componente	Eficiência
Turbina a vapor	0,55
Turbina ORC	0,75
Gerador	0,95
Trocadores de calor (combinada)	0,85

Fonte: O autor.

O termo isoentrópico define-se como algo de entropia constante. Eficiências isoentrópicas envolvem a comparação entre o desempenho real de um equipamento e o desempenho que seria atingido em condições ideais para o mesmo estado (MORAN; SHAPIRO, 2011). É o parâmetro que mostra o quanto o desempenho de um equipamento se aproxima daquele de um equipamento isoentrópico correspondente.

Para turbinas, a eficiência isoentrópica é obtida como:

$$\eta_T = \frac{W_{rt}}{W_{st}} = \frac{\text{Trabalho Real da Turbina}}{\text{Trabalho Isoentrópico da Turbina}} \quad (27)$$

Para bombas, a eficiência isoentrópica é obtida como:

$$\eta_B = \frac{W_{sb}}{W_{rb}} = \frac{\text{Trabalho Real da Bomba}}{\text{Trabalho Isoentrópico da Bomba}} \quad (28)$$

4.4.1.9 Cálculo da temperatura de saída e entrada do fluido de transferência de calor do campo solar

O diagrama do sistema proposto foi visto na Figura 19 do item 4.1, página 49. Foram considerados trocadores de calor genéricos para realizar a transferência de calor.

Os cálculos das temperaturas alvo de entrada e saída do campo solar, as quais foram usadas como limites na modelagem em EES, foram feitos usando Excel da forma apresentada a seguir, onde será mostrado o método para o Caso 1, que foi replicado para os demais casos.

No item 4.1 foram definidos os três pontos de interesse para obtenção das temperaturas.

A temperatura do ponto A (T_A) foi definida usando-se os resultados das simulações do SAM. Essa temperatura foi obtida usando-se a média das temperaturas somente durante as horas em que 1/3 do fornecimento térmico seja suficiente para a geração de 1 MWe, respeitando uma proporção de fornecimento de pico de energia térmica de 2/3 para calor para processos e 1/3 do calor para geração de eletricidade, frações baseadas nas demandas da indústria alimentícia europeia (DESBROSSES, 2012). Para a obtenção da temperatura no ponto B (T_B), foi utilizada a equação fundamental da calorimetria ($\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$), já que não há mudança de fase do fluido. O calor específico à pressão constante varia pouco no intervalo de temperaturas esperado, sendo considerado constante seu valor à temperatura de saída do campo solar; a vazão mássica também varia pouco, mas nesse caso foi utilizada a média dos seus valores no mesmo

intervalo que a temperatura de A foi obtida; já a potência (ou calor fornecido em um intervalo de tempo) foi aquela demandada pelo ciclo de potência considerando-se fornecimento constante, o que é possível com o armazenamento térmico, apesar da variação do recurso solar.

Após esse primeiro passo, foi obtida a variação de temperatura do fluido térmico depois de fornecer energia ao ciclo de potência e a partir dessa variação é possível obter a temperatura em B. O mesmo processo foi realizado para calcular a temperatura em C (T_C), com a diferença de o fornecimento de energia ser para calor de processo industrial e a potência utilizada ser a potência térmica média ainda disponível após a geração de energia elétrica. Esse fornecimento para calor de processo, a princípio, não é constante devido à variação do recurso solar; foi implementado então um tanque simples de armazenamento térmico específico para esse fim no circuito de calor de processo industrial, fazendo assim com que a saída térmica seja controlada. O modelo da planilha usada para os cálculos no Excel pode ser visto na Figura 28 a seguir, onde os campos em verde são aqueles onde são entrados os dados e os campos em amarelo são os resultados dos cálculos para ΔT .

Figura 28 – Modelo da planilha para cálculo das variações de temperatura do HTF.

Caso 1 CRV	
ΔT devido ao Ciclo Rankine ($T_A - T_B$)	
Potência demandada pelo ciclo Rankine	
6,8	MWt
Vazão Mássica do Fluido Térmico do Campo Solar	
48,8	kg/s > Média durante geração térmica
Calor Específico do Fluido Térmico do Campo Solar	
4,58	kJ/(kg.°C)
$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$	
$\Delta T_{\text{méd}} =$	30,42 °C
ΔT devido ao Fornecimento de Calor de Processo ($T_B - T_C$)	
Potência média fornecida para processos industriais	
8,86	MWt Diferença para a média
Vazão Mássica do Fluido Térmico do Campo Solar	
48,8	kg/s > Média durante geração térmica
Calor Específico do Fluido Térmico do Campo Solar	
4,45	kJ/(kg.°C)
$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$	
$\Delta T_{\text{méd}} =$	40,80 °C

Fonte: O autor.

A Tabela 15 e a Tabela 16 a seguir, para CRV e ORC, respectivamente, mostram as temperaturas esperadas calculadas para cada ponto a partir da temperatura média de saída do fluido térmico do campo solar durante as horas em que o fornecimento térmico é, no mínimo, suficiente para gerar 1MWe, e fazem a comparação entre os valores das temperaturas médias

de retorno do fluido ao campo solar calculadas no Excel, e as médias obtidas após as simulações no SAM. Nota-se que os resultados são bem próximos, com erros bem pequenos, menores que 3,00%, mostrando que os resultados do SAM estão dentro do esperado. É preciso observar que o SAM considera o retorno diretamente ao campo solar, além de não considerar onde a energia térmica será consumida, enquanto no Excel considerou-se o retorno ao tanque de armazenamento e a divisão do fornecimento térmico para geração de eletricidade e calor de processo, havendo diferenças também devido às perdas térmicas.

Tabela 15 – Comparação entre temperaturas calculadas e obtidas com o SAM utilizando CRV.

	CALCULADOS NO EXCEL			SAM	
	T _A (°C)	T _B (°C)	T _c (°C)	T _c (°C)	Erro (%)
			Recife		
Caso 1	223	192,6	151,8	152,1	0,20
Caso 2			Não é viável. Perdas térmicas muito grandes.		
Caso 3	170,6	157,6	142,9	141,4	1,05
			Petrolina		
Caso 4	225,7	194,1	152,6	151,6	0,66
Caso 5			Não é viável. Perdas térmicas muito grandes.		
Caso 6	179,6	163,8	144,3	140,7	2,49
			Bom Jesus da Lapa		
Caso 7	227,8	194,4	147,0	150,9	2,65
Caso 8	146,5	139,4	132,3	132,7	0,30
Caso 9	189,5	169,6	144,1	141,6	1,73

Fonte: O autor.

Tabela 16 – Comparação entre temperaturas calculadas e obtidas com o SAM utilizando ORC.

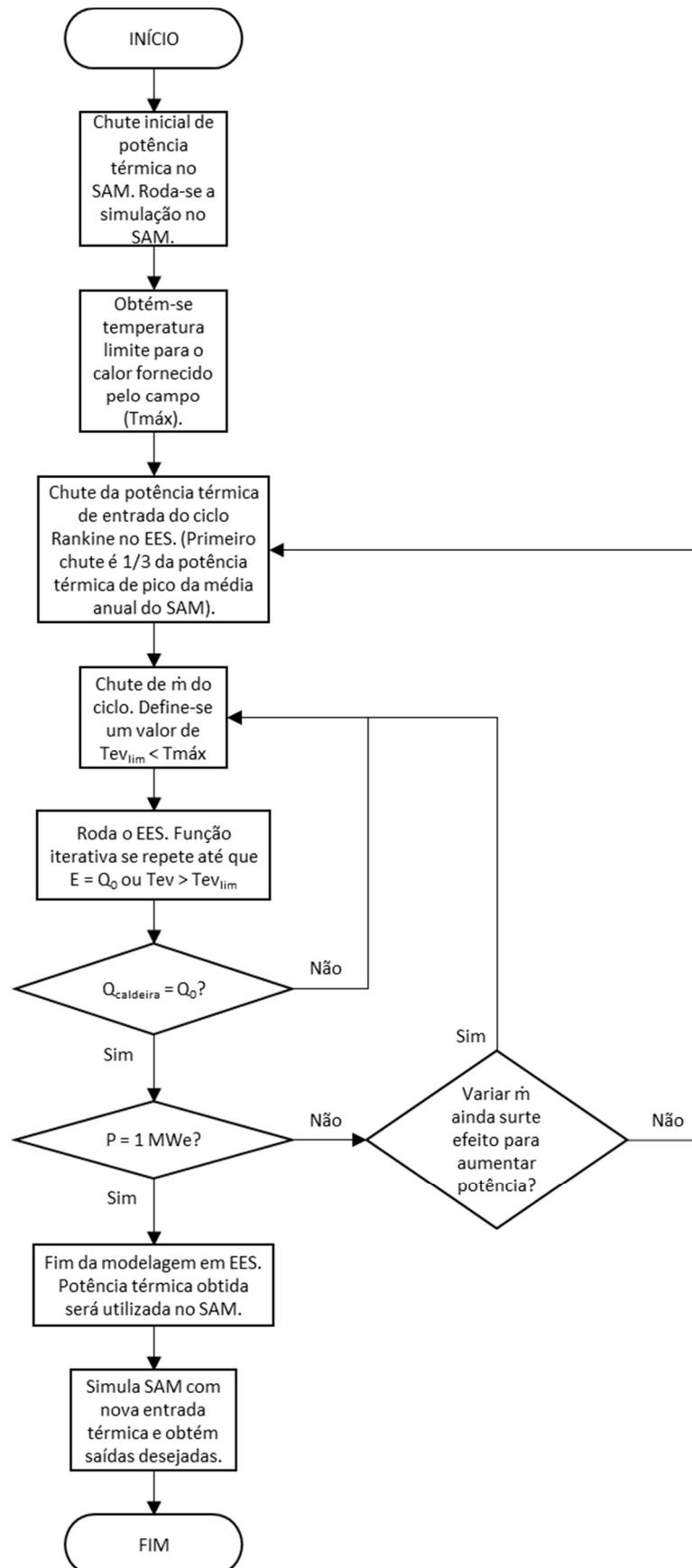
	CALCULADOS NO EXCEL			SAM	
	T _A (°C)	T _B (°C)	T _c (°C)	T _c (°C)	Erro (%)
			Recife		
Caso 1	223	192,6	151,5	152,0	0,33
Caso 2			Não é viável. Perdas térmicas muito grandes.		
Caso 3	170,6	157,6	142,9	141,5	0,98
			Petrolina		
Caso 4	225,7	194,1	152,6	151,6	0,66
Caso 5			Não é viável. Perdas térmicas muito grandes.		
Caso 6	179,6	163,7	144,3	140,7	2,49
			Bom Jesus da Lapa		
Caso 7	227,8	194,5	147,1	150,9	2,58
Caso 8	146,5	139,4	132,3	132,6	0,23
Caso 9	189,8	169,6	143,8	141,6	1,53

Fonte: O autor.

4.4.1.10 Fluxograma de simulações, entradas de dados e interação entre saídas dos programas

A Figura 29 apresenta o fluxograma de como foram realizadas as simulações e os caminhos dos dados utilizados.

Figura 29 – Fluxograma das modelagens e simulações com interação entre EES e SAM.



Fonte: O autor.

Explicando melhor o fluxograma, a simulação é inicialmente rodada no SAM com um chute inicial da potência térmica demandada para gerar 1 MWe, sendo utilizado um valor três vezes maior para respeitar a proporção desejada do grau de eletrificação (valor considerado para isso é o pico obtido na saída média anual).

A partir da simulação do SAM, tem-se uma ideia, analisando-se os gráficos, das temperaturas atingidas pela planta. A média dessas temperaturas, durante as horas em que há geração térmica suficiente para gerar 1 MWe, é utilizada como temperatura de superaquecimento limite para o modelo do EES.

Um terço do valor do chute inicial da potência térmica é utilizado no EES como potência fornecida pelo campo solar.

É assumido um valor inicial de vazão mássica do fluido de trabalho no ciclo. A temperatura de entrada do fluido (T_{ea}) é a do ponto 1 já visto na Figura 20. A temperatura de evaporação (T_{ev}) será limitada a um valor abaixo da temperatura limite.

Como critérios de parada da função iterativa, tem-se: se, para a T_{ev} obtida, a potência máxima fornecida foi atingida ($E = Q_0$), pare; se a T_{ev} limite foi atingida antes da potência máxima fornecida, pare.

O modelo é rodado até que o calor da caldeira iguale Q_0 . Nesse momento é analisado se a saída elétrica atingiu 1 MWe. Caso positivo, a modelagem é finalizada para aquele caso; caso negativo, serão alterados valores do chute inicial da potência térmica e da vazão mássica do fluido no ciclo. Os processos se repetem até 1 MWe ser atingido como saída.

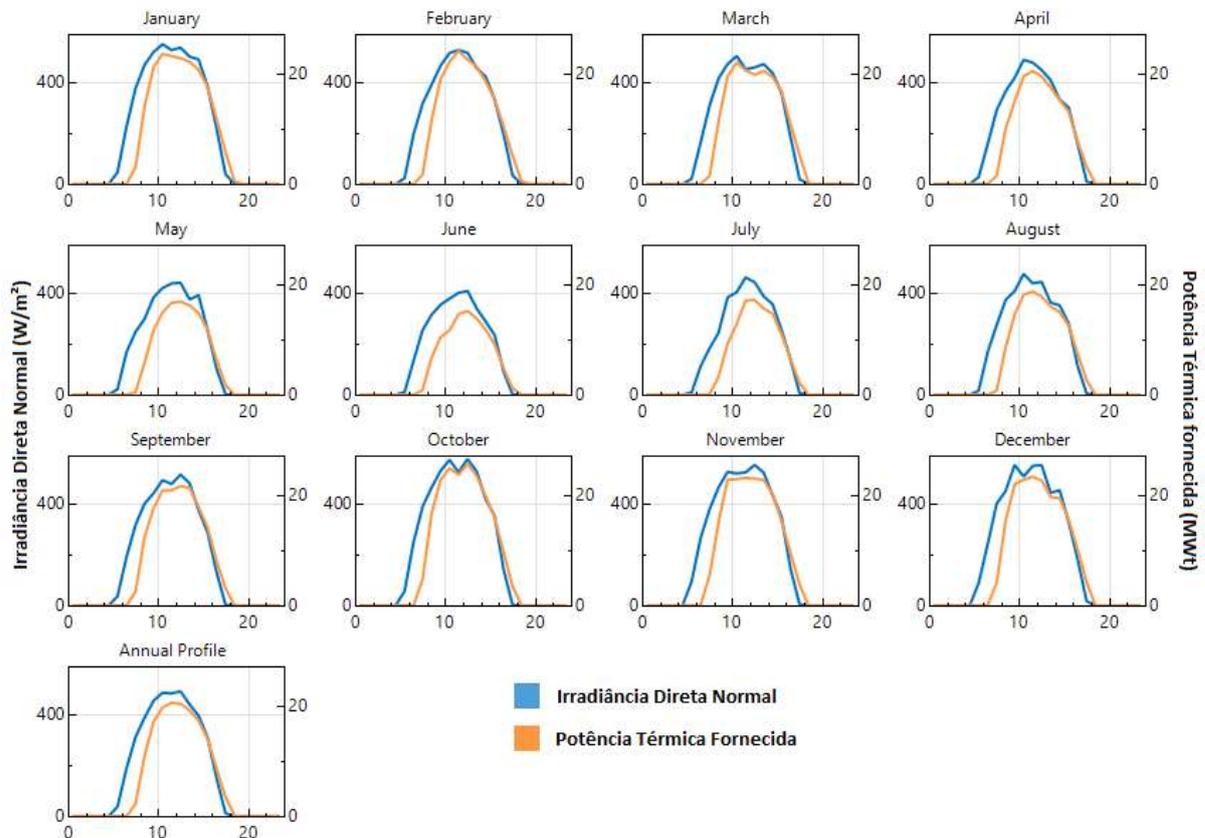
A potência térmica de saída corresponde a 1/3 da que será utilizada no SAM (considerando o valor de pico da média anual) para a potência fornecida para consumo. Simula-se, então, com novos dados no SAM, e obtêm-se as saídas.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 RADIAÇÃO SOLAR E OUTRAS VARIÁVEIS METEOROLÓGICAS

O recurso solar varia para cada cidade escolhida e, conseqüentemente, a energia térmica gerada em cada local. Na Figura 30, Figura 31 e Figura 32 a seguir, pode-se observar melhor o comportamento mês a mês e o perfil anual do recurso solar e da potência térmica fornecida para Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa, respectivamente. Os gráficos foram obtidos no SAM, que utiliza dados do ano típico para cada local. A potência térmica fornecida acompanha a DNI. Para Recife (Figura 30), os melhores meses de recurso solar e geração são entre outubro e janeiro, com pico em outubro, intervalo que pode ser considerado parte do verão, já que a primavera não é uma estação bem definida na região Nordeste. Já de maio a agosto são os meses de menor DNI, que são predominantemente chuvosos em Recife.

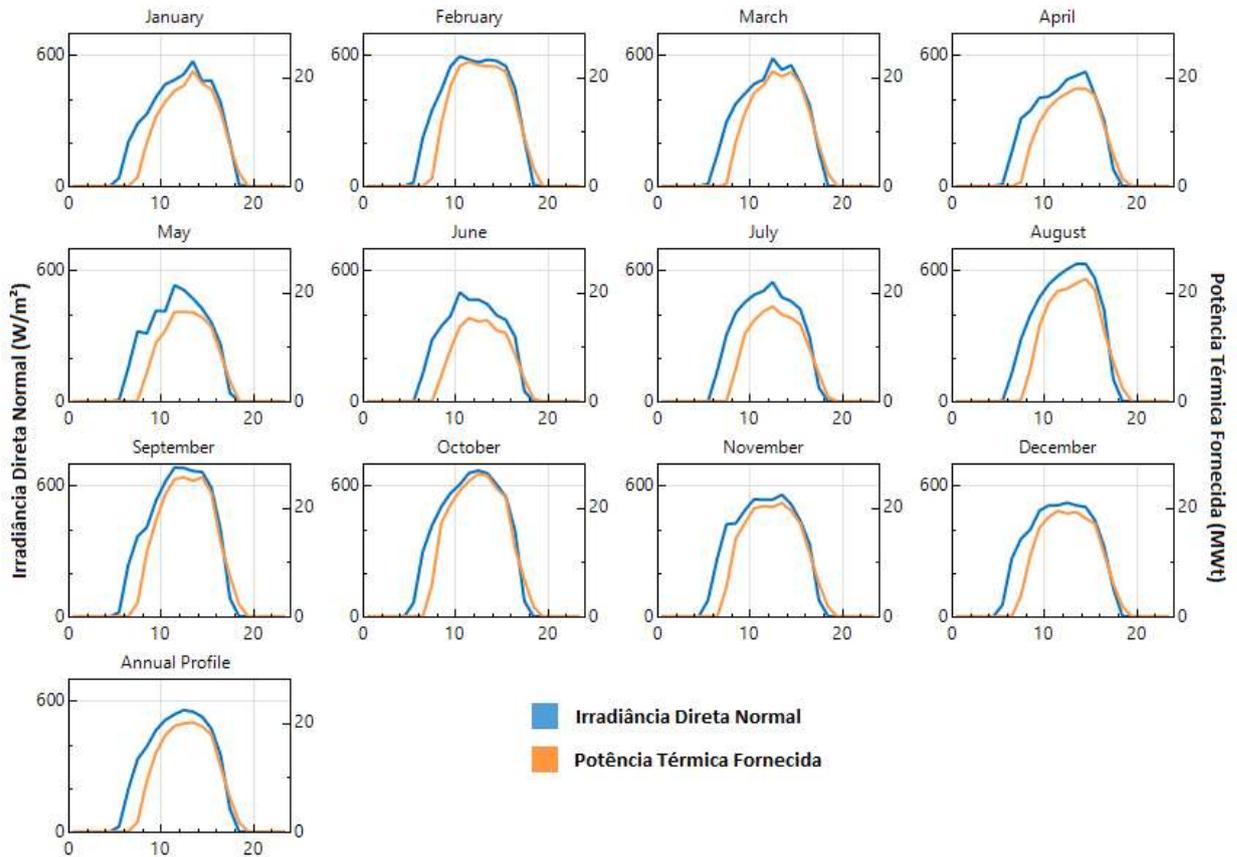
Figura 30 – Irradiância Direta Normal média para Recife mês a mês e perfil anual.



Fonte: O autor.

Para Petrolina (Figura 31), os melhores meses vão de agosto a outubro, além de fevereiro e março, tendo seu máximo em setembro.

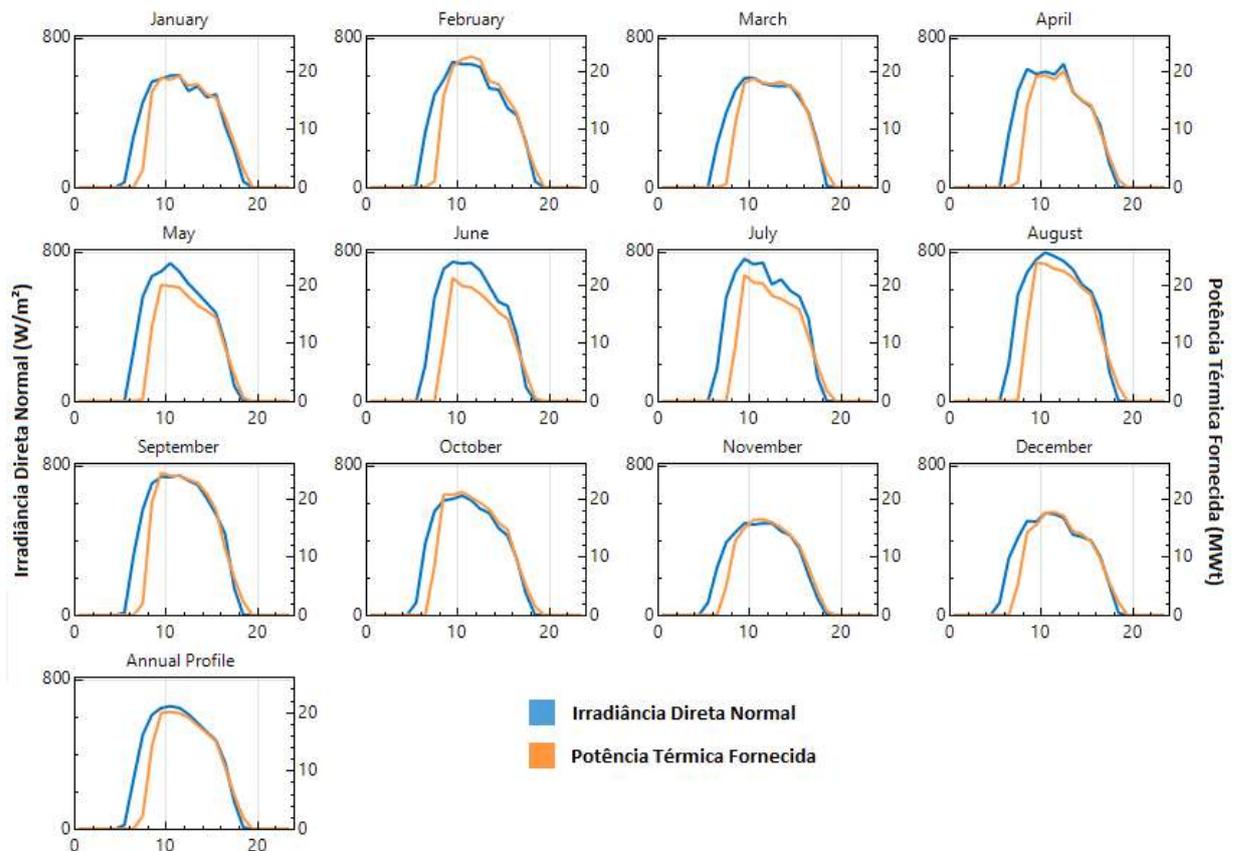
Figura 31 – Irradiância Direta Normal média para Petrolina mês a mês e perfil anual.



Fonte: O autor.

Para Bom Jesus da Lapa (Figura 32), os melhores meses vão de maio a setembro, com pico em agosto. Observa-se, então, que as diferenças climáticas locais são um dos fatores que influenciam as diferenças de DNI.

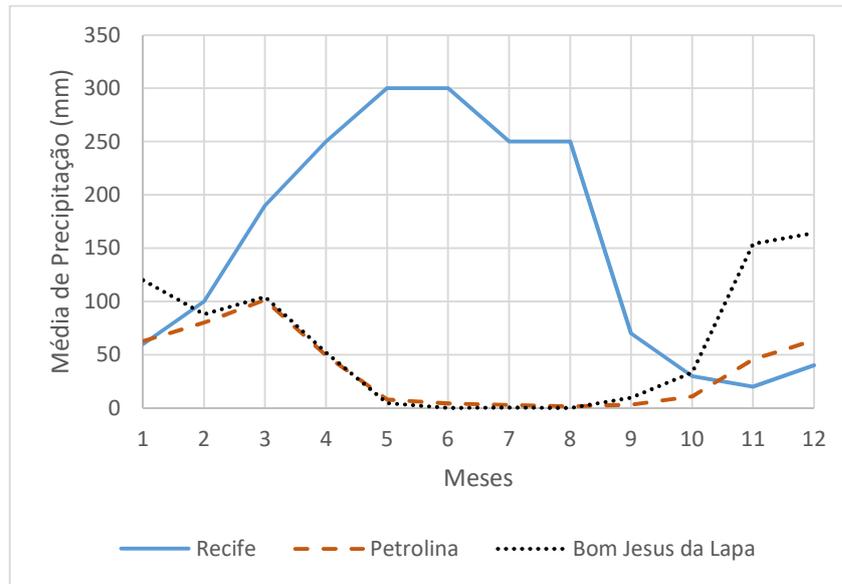
Figura 32 – Irradiância Direta Normal média para Bom Jesus da Lapa mês a mês e perfil anual.



Fonte: O autor.

É importante ressaltar que os períodos de chuva variam para cada local. Em Recife, os meses de maior precipitação são entre março e agosto, em Petrolina são entre novembro e abril, e em Bom Jesus da Lapa entre novembro e março. Enquanto no litoral do Nordeste predominam chuvas de inverno, no semiárido são mais comuns chuvas no verão, porém em bem menor volume que as do litoral. O comportamento das chuvas pode ser visto na Figura 33.

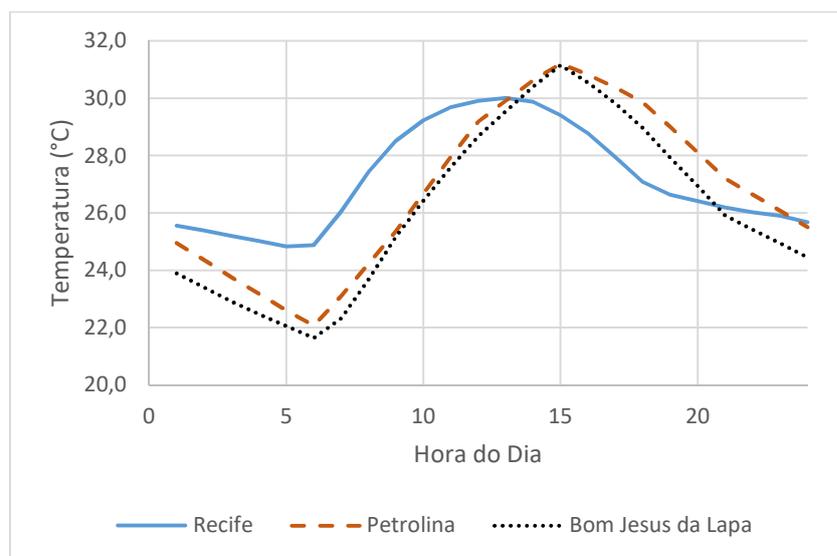
Figura 33 – Precipitação média mensal em Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa.



Fonte: Weatherbase (2017), adaptado.

Com relação às temperaturas locais (Figura 34), vê-se uma maior variação durante o dia para Petrolina e Bom Jesus da Lapa, enquanto Recife tem amplitude menor. Segundo Lodi (2011), a temperatura ambiente e a velocidade do vento são usadas para o cálculo das perdas de calor, não tendo tanta influência no dimensionamento do campo solar.

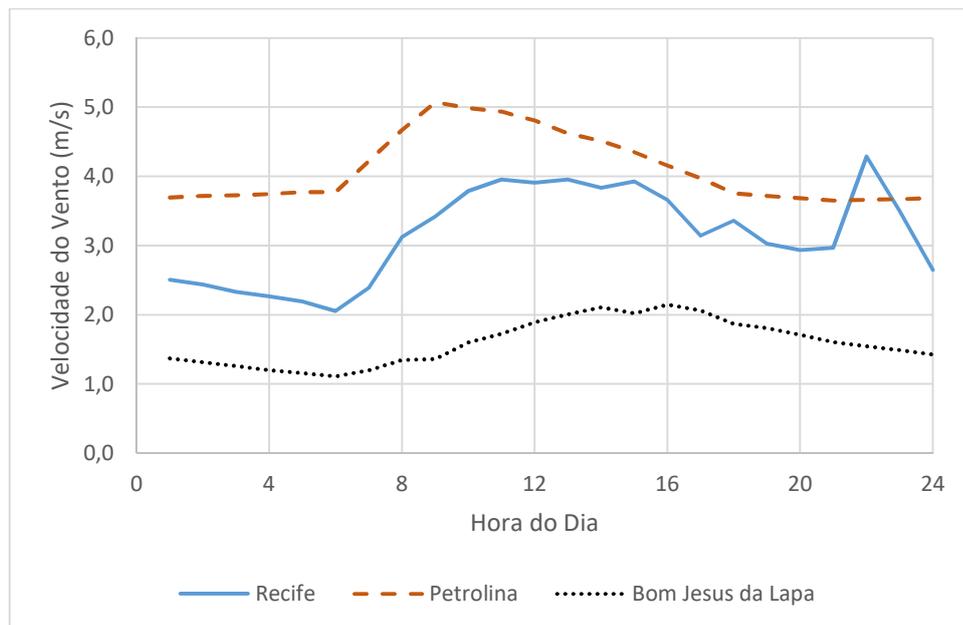
Figura 34 – Média anual da temperatura em Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa ao longo do dia.



Fonte: O autor.

A velocidade do vento, além de influenciar nas perdas térmicas, é um ponto de atenção importante quando se deseja instalar coletores parabólicos, já que possuem grandes áreas expostas ao vento e o dimensionamento de suas estruturas precisa prever a resistência ao vento. Petrolina apresenta as maiores médias de velocidade do vento, seguida de Recife e, por fim, Bom Jesus da Lapa (Figura 35).

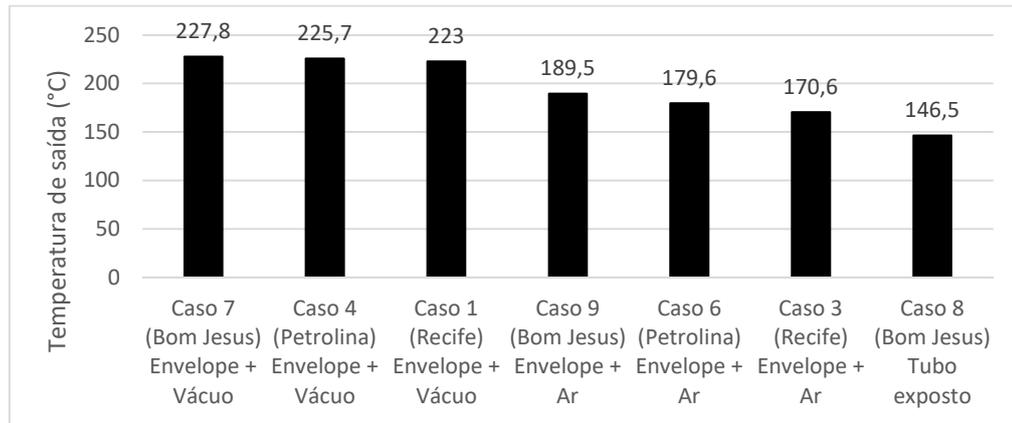
Figura 35 – Média anual das velocidades do vento para Recife, Petrolina e Bom Jesus da Lapa ao longo do dia.



Fonte: O autor.

5.2 RELAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE SAÍDA DO CAMPO SOLAR E CONFIGURAÇÕES DE RECEPTORES

A Figura 36 apresenta a relação entre as temperaturas de saída do HTF do campo solar e as configurações dos tubos receptores. Essas temperaturas, obviamente, são maiores para os casos com menores perdas térmicas, que são aqueles que têm menor influência dos efeitos convectivos (tubos evacuados). Aumentam também com o aumento da DNI, como pode ser visto observando-se apenas a variação das três localidades. O gráfico serve tanto para ORC como para CRV, pois as temperaturas de saída são praticamente as mesmas para os mesmos receptores.

Figura 36 – Temperatura de saída do HTF do campo solar.

Fonte: O autor.

Fazendo uma análise das diferenças percentuais de temperaturas, quando se compara, para uma mesma localidade, o uso de receptores com vácuo e com ar, tem-se diferenças entre 20,2% e 30,7%, aumentando com o aumento da DNI (Tabela 17). A diferença das temperaturas para receptores com vácuo e tubos expostos em Bom Jesus da Lapa chega a 55,5%, enquanto a comparação entre tubos com ar e expostos apresenta variação de 29,4%.

Tabela 17 – Diferenças percentuais de temperaturas entre diferentes configurações de receptores para cada local.

	Diferença percentual de temperaturas
Vácuo e Ar	
Bom Jesus da Lapa	20,20%
Petrolina	25,70%
Recife	30,70%
Vácuo e Exposto	
Bom Jesus da Lapa	55,50%
Ar e Exposto	
Bom Jesus da Lapa	29,40%

Fonte: O autor.

Comparando-se a influência da DNI na variação das temperaturas de saída para uma mesma configuração de receptor (Tabela 18), tem-se para tubos com vácuo variações entre 0,9% e 2,2%, sendo maiores quando maior é a diferença de DNI. Para tubos com ar, as diferenças de temperaturas ficam entre 5,3% e 11,1%.

Tabela 18 – Diferenças percentuais de temperaturas entre diferentes DNI para cada configuração de receptor.

	Diferença percentual de temperaturas
Vácuo	
Recife e Petrolina	1,20%
Recife e Bom Jesus da Lapa	2,20%
Petrolina e Bom Jesus da Lapa	0,90%
Ar	
Recife e Petrolina	5,30%
Recife e Bom Jesus da Lapa	11,10%
Petrolina e Bom Jesus da Lapa	5,50%

Fonte: O autor.

5.3 POTÊNCIAS TÉRMICAS PARA GERAÇÃO ELÉTRICA E PARA CALOR DE PROCESSO

As demandas para calor de processo industrial a partir de geração solar são atendidas com relativamente baixas DNI, como para casos práticos no Québec e na Alemanha, que em sua maior parte têm DNI menor que 3,5 kWh/m²/dia. Já para geração de eletricidade, usando os coletores parabólicos mais comuns e o ciclo Rankine a vapor, há uma indicação de pelo menos 5,0 kWh/m²/dia (KURUP; TURCHI, 2015).

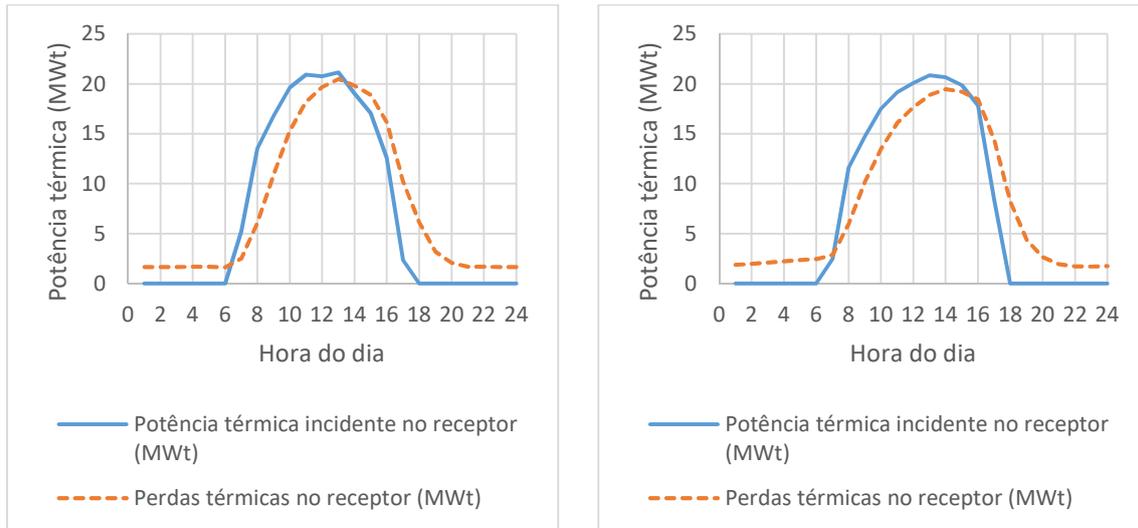
Nas localidades aqui estudadas têm-se para DNI média: Recife 4,16 kWh/m²/dia, Petrolina 5,02 kWh/m²/dia e Bom Jesus da Lapa 6,02 kWh/m²/dia.

No esquema proposto para esse trabalho, a energia térmica é armazenada e, a partir do momento que a saída térmica do campo solar é suficiente para gerar 1MWe, essa energia será fornecida ao ciclo de potência (ORC ou CRV) de forma que a geração elétrica será mantida constante ao longo do dia, enquanto o excedente será para suprir a demanda por calor de processo.

Para os casos 2 e 5, com tubos expostos em Recife e Petrolina, respectivamente, a geração se mostrou inviável, pois, nas temperaturas de trabalho para esses casos, que ficam entre 100 e 112°C, apesar da grande potência térmica incidente no receptor, as perdas térmicas para o ambiente são tão grandes que quase equivalem ao valor incidente, como pode ser visto na Figura 37 para as médias anuais, restando muito pouca potência disponível ao fim (Figura 38). Em Petrolina as perdas são um pouco menores que Recife, mas ainda o suficiente para que a potência fornecida fique aquém da desejada. Observa-se ainda, nesse ponto, o alto valor da

potência térmica incidente nos receptores, que ainda é menor que o total incidente no campo solar. Esse alto valor acontece porque o SAM busca ajustar ao máximo o campo solar à demanda térmica inicial que foi inserida como parâmetro de projeto, mesmo que não seja possível.

Figura 37 – Potência térmica incidente e perdas térmicas (média anual) para Recife (a) e Petrolina (b) para receptores de tubos expostos.

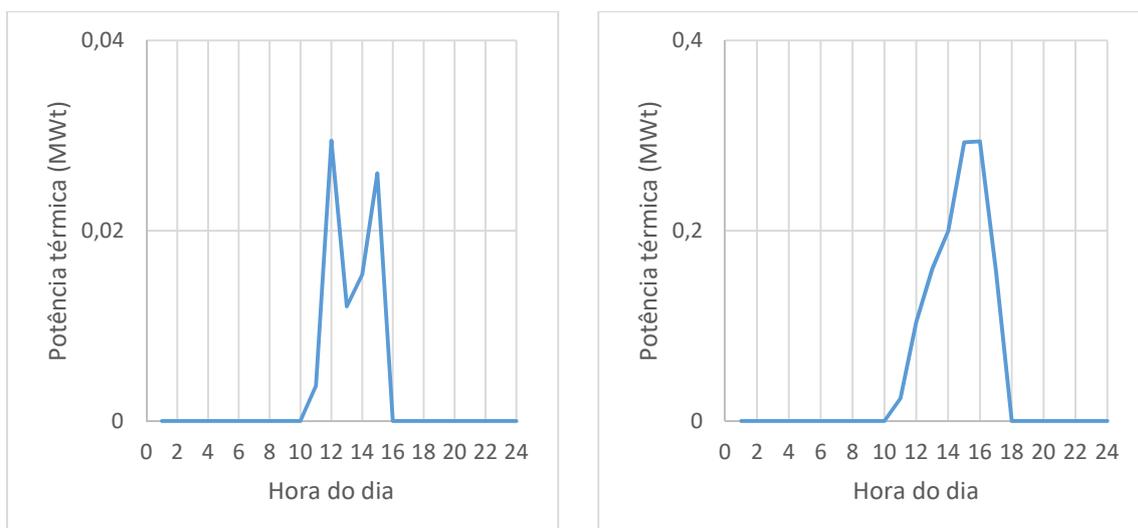


a) Recife

b) Petrolina

Fonte: O autor.

Figura 38 – Fornecimento térmico de saída do campo solar (perfil horário anual) com receptor de tubo exposto para Recife (a) e Petrolina (b).



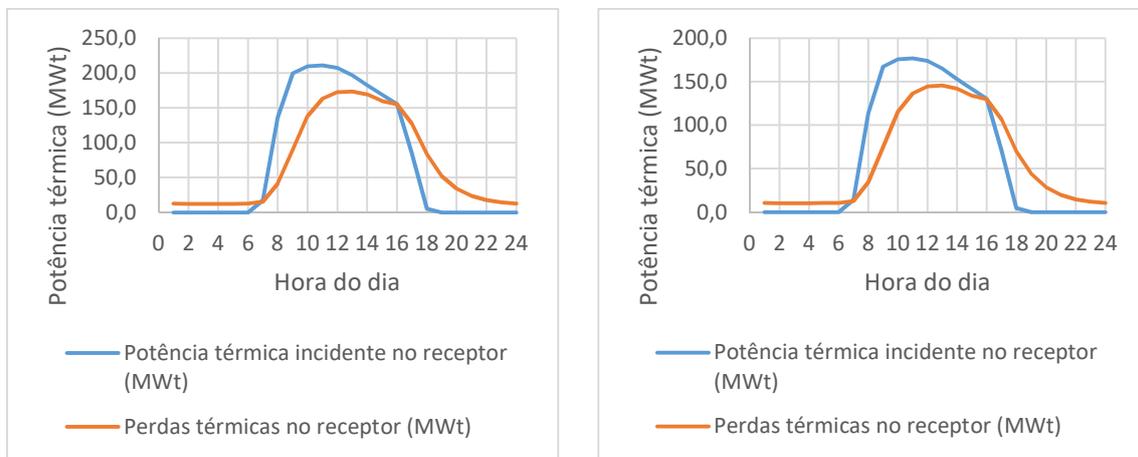
a) Recife

b) Petrolina

Fonte: O autor.

Para Bom Jesus da Lapa (caso 8) a situação é melhor, mas ainda assim é discutível a viabilidade da planta, pois a área de abertura necessária é muito grande (432.960,0 m² com ciclo Rankine orgânico e 516.600,0 m² com ciclo Rankine a vapor); a área total é ainda maior (226 acres [914.590,0 m²] para orgânico e 269 [1.088.605,0 m²] acres para vapor) e as perdas térmicas são muito grandes. É preciso enfatizar, porém, que o custo dos coletores de tubo exposto é bem menor. Os gráficos de perdas térmicas e fornecimento térmico para Bom Jesus da Lapa podem ser vistos na Figura 39 e na Figura 40, respectivamente.

Figura 39 – Potência térmica incidente e perdas térmicas (média anual) para Bom Jesus da Lapa com CRV e ORC.

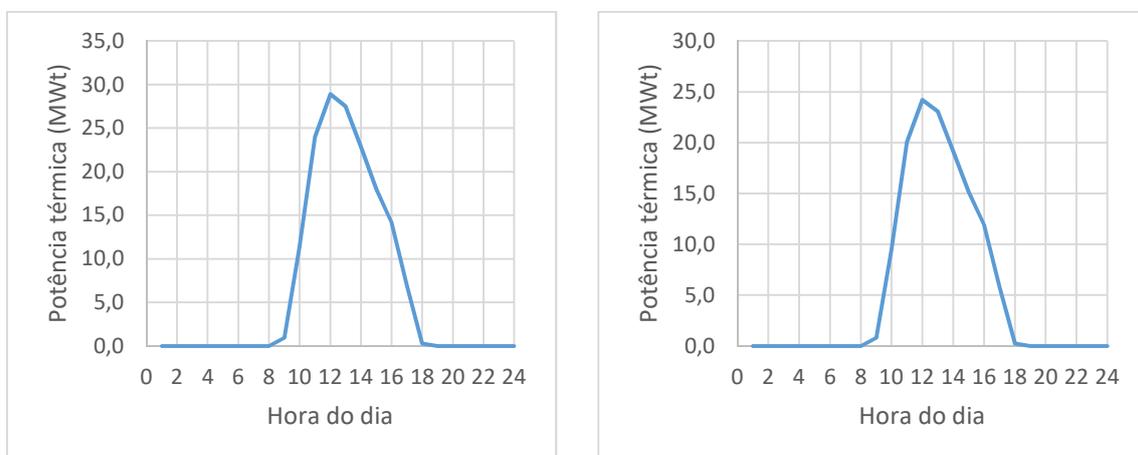


a) CRV

b) ORC

Fonte: O autor.

Figura 40 – Fornecimento térmico de saída do campo solar (perfil horário anual) com receptor de tubo exposto para Bom Jesus da Lapa.



a) CRV

b) ORC

Fonte: O autor.

Como já foi comentado, foram simulados no SAM três casos para cada localização, baseados nas diferenças do receptor para obtenção da saída térmica do campo solar (Tabela 19): com envelope de vidro e vácuo, com envelope de vidro e sem vácuo (ar à pressão atmosférica na linha) e sem envelope de vidro (tubo exposto). Já a geração de eletricidade foi modelada no EES para comparação do ciclo Rankine orgânico com o ciclo Rankine a vapor e suas eficiências, ao variar o absorvedor. Foi considerada sempre a proporção de 1/3 da energia térmica fornecida pelo campo destinada a gerar eletricidade e os 2/3 restantes para calor de processo, considerando para essa proporção o horário de pico. A potência térmica alvo do SAM foi alterada para cada caso com base na proporção de modo a atingir a demanda térmica desejada.

Tabela 19 – Potência térmica demandada para geração elétrica e restante para calor de processo para cada caso utilizando planta com ORC e CRV.

#	Local	Tipo de receptor	Potência térmica demandada para geração 1 MWe		Potência térmica restante para calor de processo	
			Planta com ORC	Planta com CRV	Planta com ORC	Planta com CRV
Caso 1		Tubo com envelope de vidro e interior evacuado	6,1 MWt	6,8 MWt	8,0 MWt	8,86 MWt
Caso 2	Recife	Tubo exposto (sem envelope)	Geração de energia térmica insignificante em um campo solar muito grande.			
Caso 3		Tubo com envelope de vidro e interior com ar a pressão atmosférica	7,1 MWt	8,7 MWt	8,0 MWt	9,6 MWt
Caso 4		Tubo com envelope de vidro e interior evacuado	6,0 MWt	6,75 MWt	7,7 MWt	8,65 MWt
Caso 5	Petrolina	Tubo exposto (sem envelope)	Geração de energia térmica insignificante em um campo solar muito grande.			
Caso 6		Tubo com envelope de vidro e interior com ar a pressão atmosférica	7,0 MWt	8,4 MWt	8,45 MWt	10,19 MWt
Caso 7		Tubo com envelope de vidro e interior evacuado	5,95 MWt	6,7 MWt	8,2 MWt	9,2 MWt
Caso 8	Bom Jesus da Lapa	Tubo exposto (sem envelope)	8,05 MWt	9,6 MWt	8,05 MWt	9,6 MWt
Caso 9		Tubo com envelope de vidro e interior com ar a pressão atmosférica	6,75 MWt	7,75 MWt	8,45 MWt	9,73 MWt

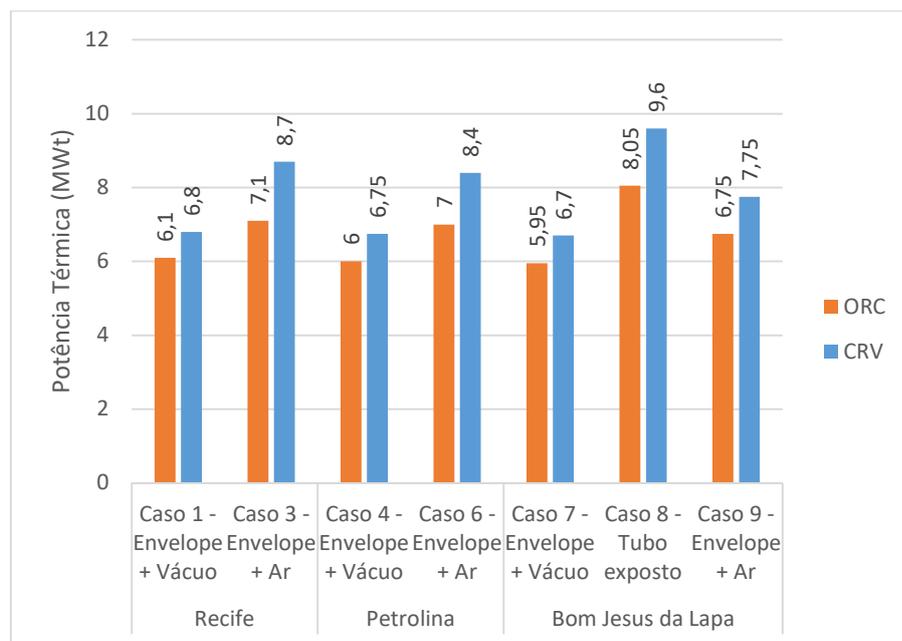
Fonte: O autor.

A Tabela 19 mostra os casos e as demandas térmicas para cada caso, tanto quando se usa a planta com ORC como com CRV, obtidas através do modelo do ciclo Rankine em EES; mostra também a potência térmica média excedente que será fornecida para os processos industriais. As perdas térmicas fazem com que os receptores atinjam temperaturas menores, o que influencia na geração elétrica, fazendo com que a demanda térmica aumente para compensar a temperatura mais baixa, o que pode ser visto na tabela, onde nos casos em que o tubo é protegido pelo envelope de vidro e vácuo vê-se uma menor demanda, aumentando quando se substitui o vácuo por ar. Para o tubo exposto, a geração elétrica só é possível em

Bom Jesus da Lapa, cidade com a maior irradiância direta normal, pois nas demais cidades as perdas térmicas são tão altas que quase se igualam à energia absorvida pelo receptor. Quando se comparam as cidades, tem-se que quanto maior a irradiação direta normal, menor a potência térmica demandada para gerar 1 MWe, pois as temperaturas atingidas são maiores, o que permite melhores eficiências. É possível notar também que a demanda térmica do ciclo Rankine a vapor é maior que a do ciclo Rankine orgânico quando se comparam ambos em um mesmo caso, o que era esperado, pois a eficiência do primeiro é menor para temperaturas mais baixas (VANSLAMBROUCK, 2012).

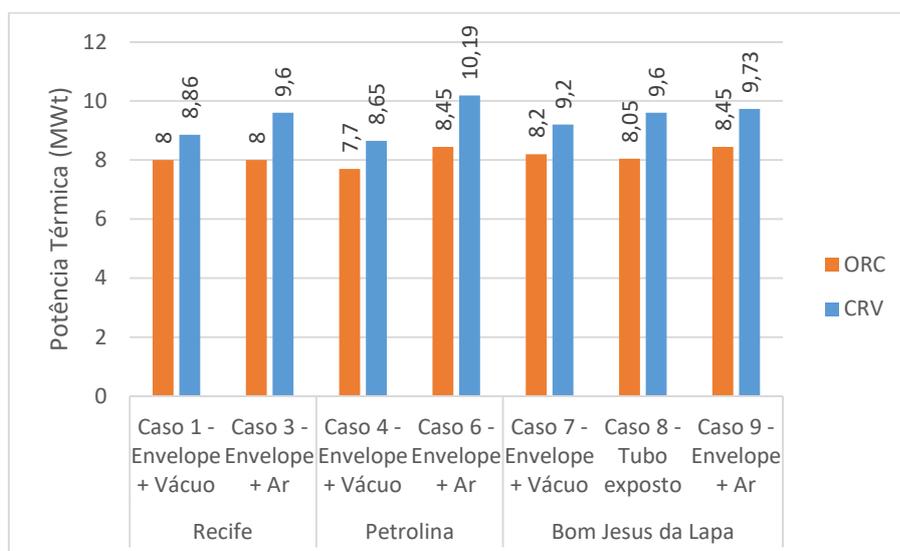
A Figura 41 mostra o gráfico baseado na Tabela 19 para facilitar a visualização da comparação entre os casos usando CVR e ORC, onde se observa o claro aumento de demanda térmica pelo CRV para a geração de 1 MWe.

Figura 41 – Potência térmica demandada para geração de 1 MWe para cada caso.



Fonte: O autor.

A Figura 42 mostra uma maior potência térmica restante para uso em processos industriais nos casos com CRV, que se dá devido à maior demanda térmica para geração elétrica, o que faz com que os campos solares sejam maiores e conseqüentemente gerem mais calor.

Figura 42 – Potência térmica restante para calor de processo.

Fonte: O autor.

A partir da potência térmica demandada pela indústria leiteira do País Basco estudada por Quijera, Alriols e Labidi (2011) e dos números obtidos com as simulações, é possível realizar uma análise da oferta e demanda energética. Sabe-se que a planta requer 1500 kWt para seus processos térmicos e que a potência térmica disponível após geração elétrica obtida das simulações ficou entre 7,7 e 10,2 MWT, permitindo fornecer calor para aproximadamente entre 5 e 7 plantas equivalentes à do País Basco, o que seria uma solução interessante para pequenos produtores instalados como arranjo produtivo local em uma área próxima à da planta solar para evitar perdas térmicas e um melhor aproveitamento do calor. Outros bons exemplos de potenciais consumidores de calor são o polo de gipsita da região do Araripe, que concentra diversas indústrias de gesso, e os polos têxteis do agreste pernambucano que demandam calor para aquecer água para suas lavanderias. Outra opção seria aplicar a uma planta com capacidade de processamento entre 100 mil e 140 mil litros de leite por dia.

Em relação à energia elétrica, nesse caso a demanda térmica é entre 1/4 e 1/6 da necessidade obtida nas simulações para a geração de 1 MWe, o que, proporcionalmente, indica que a demanda elétrica poderia ficar entre 167 e 250 kWe. Suposição necessária, pois o trabalho de Quijera, Alriols e Labidi (2011) não apresenta a demanda elétrica. O fornecimento elétrico, mesmo que não supra toda a demanda, alivia os gastos com eletricidade ou pode até ser utilizado como crédito, já que a produção elétrica se encaixa na regra de micro e minigeração da Aneel por se situar entre 75 kW e 5 MW (ANEEL, 2017).

5.4 COMPARATIVO DAS ÁREAS DAS PLANTAS CASO A CASO

Em relação ao campo solar, o SAM fornece os dados da Tabela 20. A área de abertura de um loop é a mesma para todos os casos, tendo 492 m² e sendo cada loop formado por doze coletores individuais de 41 m² de área de abertura refletiva. A potência térmica alvo foi o valor de entrada definido para cada caso. É o valor para que a saída térmica do campo solar seja a carga de projeto desejada conforme a proporção do fornecimento térmico anteriormente comentada. Os casos 2 e 5 (tubo exposto para Recife e Petrolina) foram retirados da tabela por não gerarem energia suficiente.

Tabela 20 – Dados de dimensões do campo solar e eficiência do loop para cada caso.

	Recife		Petrolina		Bom Jesus da Lapa		
	Caso 1	Caso 3	Caso 4	Caso 6	Caso 7	Caso 8	Caso 9
Ciclo Rankine a Vapor							
Potência térmica alvo do receptor (MWt)	36,5	109	36,0	96,5	33,0	120,0	72,0
Eficiência de conversão total do loop	0,6422	0,5797	0,6437	0,5881	0,6443	0,2446	0,5916
Área total de abertura refletiva (m²)	71.340,0	235.176,0	62.484,0	182.532,0	54.120,0	516.600,0	128.412,0
Área do campo solar (acres)	37	123	33	95	28	269	67
Ciclo Rankine Orgânico							
Potência térmica alvo do receptor (MWt)	32,7	90	32,0	80	29,5	100,50	62,5
Eficiência de conversão total do loop	0,6422	0,5797	0,6437	0,5881	0,6443	0,2446	0,5916
Área total de abertura refletiva (m²)	63.960,0	194.340,0	55.596,0	151.536,0	48.216,0	432.960,0	111.684,0
Área do campo solar (acres)	33	101	29	79	25	226	58

Fonte: O autor.

Percebe-se que a potência térmica para o ORC é menor que para o CRV quando se compara um mesmo caso devido a sua maior eficiência; por exemplo, para Recife, a potência térmica alvo do receptor com tubo evacuado é 36,5 MWt quando simulado com CRV; já com ORC essa potência térmica alvo é 32,7 MWt. Mais uma vez, para maiores perdas térmicas ou menores DNI (com mesma configuração de receptor), maiores os valores da potência térmica alvo. A necessidade de áreas maiores para o campo solar é consequência direta do aumento da potência alvo, pois, para coletores iguais, é necessário o aumento da área total de abertura refletiva para atingir a potência térmica desejada, o que leva também ao aumento da área do

campo solar (fazendo a mesma comparação anterior para Recife, com CRV, a área de abertura refletiva é 71.340,0 m² enquanto para ORC é 63.960,0 m²). As áreas das plantas ficaram entre 10,3 e 17,4% maiores para os casos em que se usou CRV quando comparadas àquelas nos casos com ORC.

Em relação à eficiência de conversão total do loop, que inclui as perdas óticas e perdas térmicas estimadas, como os loops têm dimensões e quantidade de coletores iguais, o que vai influenciar nesse caso é o tipo de receptor (maiores perdas geram menores eficiências, ou seja, melhores eficiências para os receptores com tubo evacuado) e a DNI (quanto maior DNI, maior eficiência).

Como esperado, Bom Jesus da Lapa demanda as menores áreas para cada configuração de receptor, seguida de Petrolina e então Recife. No melhor caso apresentado na Tabela 20, quando o tubo é evacuado, a área do campo solar é de 28 acres (113.312,0 m²) e a abertura refletiva total 54.120,0 m², usando CRV, e 25 acres (101.171,0 m²) e abertura refletiva total 48.216,0 m², usando ORC. Pode ser feita uma comparação com o caso real da planta de calhas parabólicas de 1 MWe localizada no Arizona/EUA, APS Saguaro, que tem DNI 7,22 kWh/m²/dia, usa ORC e coletores LS-2 (NREL, 2017) de largura de abertura 5 m e 235 m² de área de abertura refletiva. A temperatura de saída dos coletores é de 300°C. Para Saguaro, a abertura refletiva é de 10.340,0 m², pouco mais de 19% da área obtida para Bom Jesus da Lapa com tubos evacuados e CRV (ou 21,4% quando se usa ORC). Porém é importante enfatizar que a planta do Arizona é exclusivamente para geração elétrica, enquanto em Bom Jesus da Lapa há também fornecimento térmico. Fazendo uma projeção simplificada, seguindo o padrão de proporção elétrica/térmica das plantas do presente estudo, tem-se uma área de abertura refletiva esperada para Saguaro (se a mesma funcionasse como a planta do estudo) de 31.020,0 m², o que equivale a 64,3% da área de Bom Jesus da Lapa; outros fatores justificam a diferença das áreas: Saguaro tem coletores maiores com maior concentração solar, o que permite que sua temperatura de trabalho seja maior; são também coletores mais eficientes (pico de 87,1% contra 74,7% dos coletores da Soltigua), além de estar em região com maior DNI.

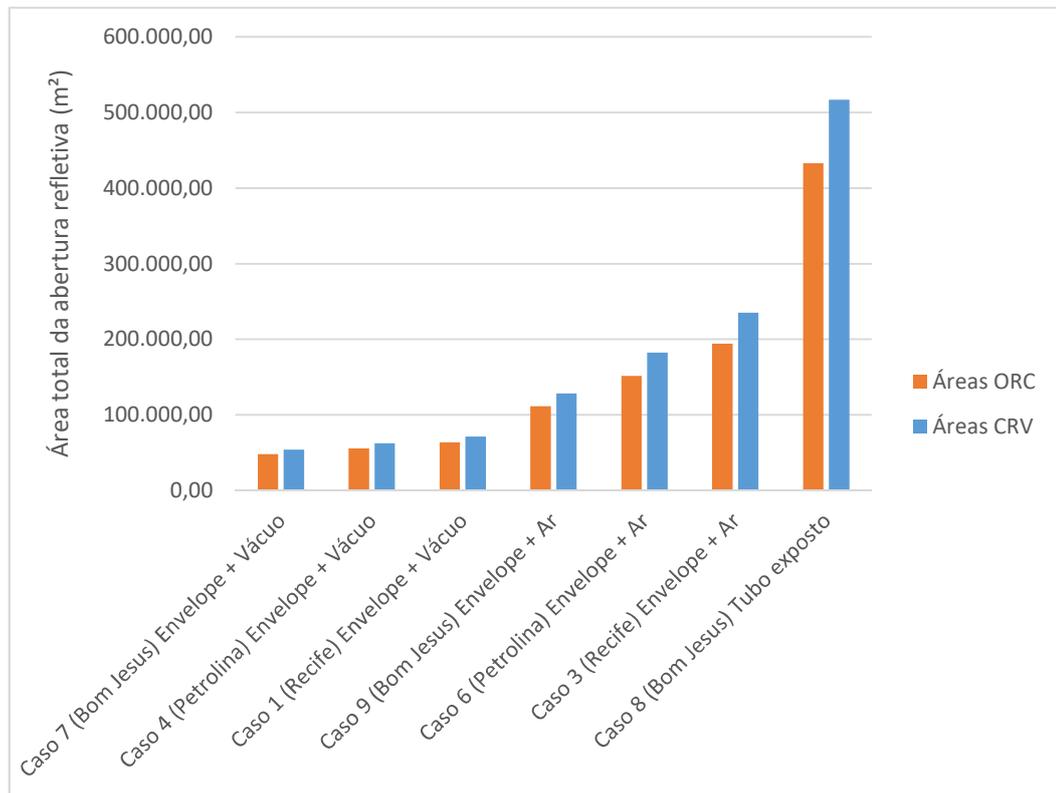
Fazendo uma simulação utilizando os coletores Soltigua no mesmo local de Saguaro, e assumindo eficiência ótica de pico dos coletores de 87,1%, a área reduz para aproximadamente 38.000,00 m². Esses resultados mostram que o tamanho da planta em Bom Jesus da Lapa é consistente com o calculado para a usina de Saguaro.

Também se nota na Tabela 20 que é possível suprir a demanda térmica usando os receptores com ar no interior do *annulus*, porém, para o coletor que foi utilizado, a área de abertura refletiva necessária é muito grande, sendo Bom Jesus da Lapa a cidade onde é

demandada menor área. A validade dessa alternativa é avaliada posteriormente com o cálculo do custo nivelado de eletricidade (LCOE – do inglês *Levelized Cost of Electricity*) para essa configuração. O mesmo acontece com o receptor de tubo exposto; entretanto, esse caso só seria possível para Bom Jesus da Lapa, e, ainda assim, demandando uma área de abertura extremamente grande, tornando sua viabilidade bastante improvável.

A Figura 43 mostra, em ordem crescente, as áreas da abertura refletiva do campo solar para cada caso em que há geração térmica significativa. Nota-se a influência da configuração dos tubos receptores no aumento da área, onde para tubos com menores perdas por convecção tem-se uma menor área do campo demandada. Percebe-se também a relação entre DNI e abertura refletiva, sendo menor a abertura quanto maior for a DNI.

Figura 43 – Áreas de abertura refletiva caso a caso (Comparação ORC x CRV).



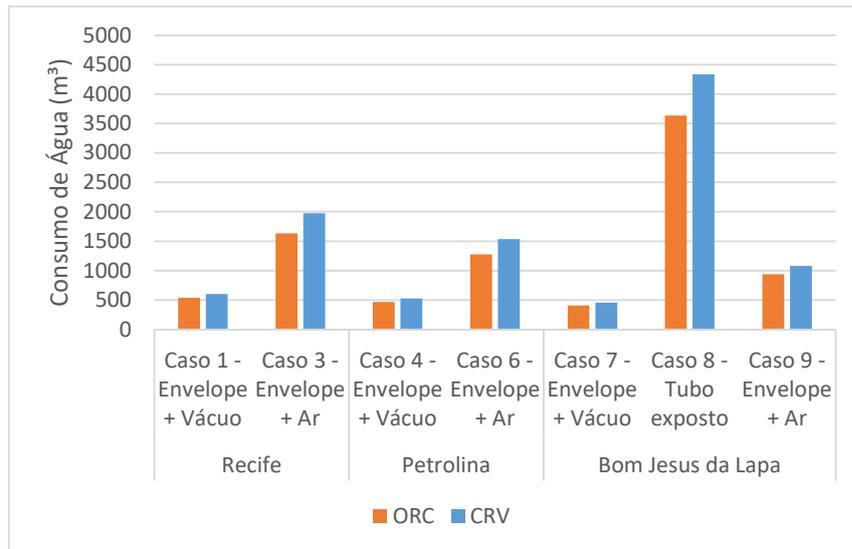
Fonte: O autor.

5.5 CONSUMO DE ÁGUA PARA LIMPEZA

O consumo de água em plantas de espelhos parabólicos se dá basicamente para limpeza dos espelhos. Para os casos simulados, o consumo aumentou conforme o aumento da área de abertura refletiva da planta, que é consequência direta das perdas térmicas e da menor

DNI, além do tipo de ciclo de potência utilizado. Isso porque o consumo é definido em litros por m² de abertura refletiva, que nesse trabalho utilizou-se o valor de 0,7 L/m. A Figura 44 mostra os resultados para consumo de água, onde se pode observar seu aumento quando se usa CRV, bem como os receptores que permitem maiores perdas térmicas.

Figura 44 – Consumo anual de água caso a caso.



Fonte: O autor.

5.6 PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA E TÉRMICA

Os valores finais para a produção de energia elétrica e térmica estão na Tabela 21. A geração de energia térmica para ORC é menor por demandar menos potência térmica para gerar 1 MWe; dessa forma o SAM ajustou o campo apenas para suprir o valor requerido. Essa produção de calor tende a aumentar também com o aumento da DNI, tendo como exceção o Caso 6 CRV (Petrolina), que apresenta uma produção térmica maior que para Bom Jesus da Lapa, fato que necessitará uma investigação mais detalhada posteriormente. A energia térmica apresentada na tabela é a líquida, após consumo para proteção anti-congelamento (ou de temperatura mínima) do fluido térmico.

A produção anual de eletricidade esperada foi calculada a partir do número de horas médio diário de fornecimento de energia térmica suficiente para gerar 1 MWe multiplicado por 365 dias e pela potência elétrica fornecida (1 MWe). Essa produção anual é a energia elétrica bruta gerada, desconsiderando-se as perdas parasíticas, que para esse estudo são as perdas devido ao consumo de eletricidade das bombas de HTF e da movimentação dos coletores. Essa

carga elétrica anual consumida devido às perdas parasíticas é fornecida pelo SAM, sendo necessário fornecer como entrada a potência consumida por coletor para o rastreamento solar, que foi arbitrada em 50 W/coletor, já que o padrão do SAM é 125 W/coletor, porém sua biblioteca contém apenas coletores de dimensões maiores que o coletor escolhido para esse estudo.

A Tabela 21 apresenta também os valores da produção elétrica bruta anual esperada, o consumo anual e a produção líquida esperada após o consumo. Percebe-se mais uma vez o aumento da produção líquida anual para o ORC em relação ao CRV devido ao menor consumo parasítico, pois os campos para ORC são menores, além de se notar o aumento da produção acompanhando o aumento da DNI e para tubos evacuados em relação aos demais receptores. Os números em vermelho evidenciam o valor negativo para o caso de tubo exposto, mostrando que o campo solar consome muito mais eletricidade do que produz, mostrando assim sua inviabilidade para produção elétrica.

Tabela 21 – Produção anual de energia elétrica e térmica para cada caso.

Caso	Produção Anual de Calor (MWh-t)	Produção Anual de Eletricidade Bruta (MWh-e)	Consumo elétrico anual (MWh-e)	Produção Elétrica Líquida [Produção – Consumo] (MWh-e)		
CRV	Caso 1 - Envelope + Vácuo	53.663,4	3.285,0	415,8	2.869,2	
	Caso 3 - Envelope + Ar	45.178,5	2.190,0	1.296,0	894,0	
	Caso 4 - Envelope + Vácuo	55.934,3	3.467,5	387,9	3.079,6	
	Caso 6 - Envelope + Ar	51.535,8	2.555,0	998,0	1.557,0	
	Caso 7 - Envelope + Vácuo	57.007,9	3.467,5	338,3	3.129,2	
	Caso 8 - Tubo exposto	17.201,0	2.555,0	49.795,0	-47.240,0	
	Caso 9 - Envelope + Ar	50.251,4	2.646,2	701,2	1.945,0	
	ORC	Caso 1 - Envelope + Vácuo	48.169,4	3.285,0	385,6	2.899,4
		Caso 3 - Envelope + Ar	37.406,9	2.190,0	1.044,3	1.145,7
Caso 4 - Envelope + Vácuo		49.781,5	3.467,5	340,0	3.127,5	
Caso 6 - Envelope + Ar		42.812,7	2.555,0	807,7	1.747,3	
Caso 7 - Envelope + Vácuo		50.780,3	3.467,5	298,6	3.168,9	
Caso 8 - Tubo exposto		14.405,1	2.555,0	27.783,2	-25.228,2	
Caso 9 - Envelope + Ar		43.880,5	2.737,5	612,2	2.125,3	

Fonte: O autor.

5.7 FATOR DE CAPACIDADE

O fator de capacidade é a proporção entre a produção efetiva da usina em um período de tempo e a produção total máxima possível neste mesmo período (ENERGIA HELIOTÉRMICA, 2017). É o percentual do ano em que há produção significativa de energia. A Tabela 22 apresenta os fatores de capacidade para produção de energia elétrica e térmica para cada caso, onde se pode notar para ambas as formas de energia gerada o aumento do fator com

o aumento da DNI e com a aplicação de tubos receptores de menores perdas térmicas. Considerando todos os resultados para ORC e CRV, para eletricidade o fator varia entre 10,21 e 24,26% para os casos de tubos com ar e entre 32,75 e 36,17% para tubos evacuados. Para calor de processo o fator varia entre 4,73 e 8,01% para tubos com ar e entre 16,78 e 19,72% para os evacuados. A título de comparação, o fator de capacidade da planta solar de 1 MW, APS Saguaro, é 23% (produção somente de eletricidade). Quando se compara o fator de capacidade para geração de calor entre o campo solar para o CRV e o ORC os valores são praticamente iguais, pois basicamente o que muda é o tamanho do campo, que aumenta proporcionalmente ao aumento da potência térmica quando se comparam casos equivalentes de mesmos receptores.

Tabela 22 – Fator de capacidade para produção de eletricidade e calor.

	Caso	Fator de Capacidade (Eletricidade)	Fator de Capacidade (Calor)
CRV	Caso 1 - Envelope + Vácuo	32,75%	16,78%
	Caso 3 - Envelope + Ar	10,21%	4,73%
	Caso 4 - Envelope + Vácuo	35,16%	17,74%
	Caso 6 - Envelope + Ar	17,77%	6,10%
	Caso 7 - Envelope + Vácuo	35,72%	19,72%
	Caso 8 - Tubo exposto	-	1,64%
	Caso 9 - Envelope + Ar	22,20%	7,97%
	Caso 1 - Envelope + Vácuo	33,10%	16,82%
	Caso 3 - Envelope + Ar	13,08%	4,74%
ORC	Caso 4 - Envelope + Vácuo	35,70%	17,76%
	Caso 6 - Envelope + Ar	19,95%	6,11%
	Caso 7 - Envelope + Vácuo	36,17%	19,65%
	Caso 8 - Tubo exposto	-	1,64%
	Caso 9 - Envelope + Ar	24,26%	8,01%

Fonte: O autor.

5.8 RESULTADOS OBTIDOS COM O EES PARA A GERAÇÃO ELÉTRICA

A eficiência solar-elétrica nominal de projeto (*Design-Point Solar-to-Electricity Efficiency*) para a configuração de receptores com tubo evacuado nas três localidades estudadas foi comparada com a planta de 1 MW de APS Saguaro no Arizona (EUA). Os resultados encontrados estão na Tabela 23, onde os valores obtidos para ORC com tubos evacuados – entre 10 e 10,2% – são próximos aos da planta do Arizona (12,1%) (NREL, 2017), que trabalha a uma temperatura maior. Também como esperado, as eficiências obtidas com ciclo Rankine orgânico são melhores que as do ciclo Rankine a vapor, o que é mostrado quando se comparam as eficiências para tubos com ar, notando-se diferenças ainda maiores por trabalhar a temperaturas mais baixas.

Tabela 23 – Design-Point Solar-to-Electricity Efficiency para ORC e CRV nas diferentes localidades.

	Tubo evacuado		Tubo com ar	
	<u>ORC</u>	<u>CRV</u>	<u>ORC</u>	<u>CRV</u>
Recife	10,0%	8,9%	7,8%	6,4%
Petrolina	10,1%	9,0%	8,0%	6,7%
Bom Jesus da Lapa	10,2%	9,1%	8,3%	7,2%
APS Saguaro	12,1%	-	-	-

Fonte: O autor.

Analisando-se apenas a eficiência do ciclo de potência para as configurações de tubo evacuado e tubo com ar (Tabela 24), comprovou-se mais uma vez a vantagem do ciclo Rankine orgânico, obtendo eficiências maiores que 16% para as três localidades com tubo evacuado, enquanto para o ciclo a vapor elas ficam pouco abaixo de 15%. Para o receptor de tubo com ar as diferenças das eficiências são ainda maiores, pois as temperaturas atingidas por esses receptores são menores, ficando entre aproximadamente 170°C para Recife e 190°C para Bom Jesus da Lapa, tornando a aplicação do ciclo Rankine orgânico ainda mais indicada.

Tabela 24 – Eficiências de ciclo para tubo evacuado e tubo com ar para as diferentes localidades. Comparação entre ORC e CRV.

Local	Tubo evacuado		Tubo com ar	
	<u>ORC</u>	<u>CRV</u>	<u>ORC</u>	<u>CRV</u>
Recife	16,3%	14,6%	14,1%	11,6%
Petrolina	16,5%	14,7%	14,2%	12,0%
Bom Jesus da Lapa	16,6%	14,8%	14,7%	12,9%

Fonte: O autor.

5.9 ANÁLISE FINANCEIRA

5.9.1 Parâmetros de entrada no SAM

5.9.1.1 Financiamento

Foram usadas as taxas de financiamento do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES) do produto BNDES Finem, que é voltado para financiamentos acima de 20 milhões de reais. É possível o financiamento a partir de 10 milhões de reais caso se considere o projeto da planta solar como apoio à engenharia nacional. Segundo o BNDES (2017), o banco permite financiar até um máximo de 80% do custo da obra, valor esse que foi

considerado para as simulações para a fração da dívida. A taxa de juros obtida é composta de custo financeiro e taxa do BNDES (Remuneração do BNDES + Taxa de risco de crédito). Para apoio direto, caso em que a solicitação do financiamento é feita diretamente ao BNDES, o custo financeiro (custo de captação do BNDES em suas diversas fontes de recursos) é de 7% ao ano; a remuneração do BNDES, que serve para cobrir as despesas administrativas e operacionais do banco, é 1,7% ao ano; a taxa de risco de crédito varia. Para operações garantidas por fiança bancária, essa taxa de risco de crédito é de 0,5% ao ano. Dessa forma, a taxa de juros final ficaria 9,2% ao ano, valor que foi usado como entrada no SAM. Detalhamento das taxas pode ser visto no Anexo A – Taxas de juros e risco de crédito do BNDES Finem – Geração de energia.

5.9.1.2 Custo de Capital

Para entrada no SAM é o custo total de investimento do projeto. É o valor inicial gasto para comprar os bens de capital do empreendimento.

Vários estudos apresentam o custo de capital (ou *Capital Expenditure* – CAPEX) para plantas CSP. Todos, porém, fazem a análise para plantas comerciais de geração de energia elétrica com todos os sistemas integrados. Nesse trabalho, a análise foi realizada para o custo da energia térmica, ou Custo Nivelado de Calor (ou *Levelized Cost of Heat* – LCOH), que será fornecida pelo campo solar para geração elétrica ou para calor de processo industrial. Foi definido, então, usar o custo por m² instalado.

Tomando como base a repartição dos custos de investimento de uma planta solar de 50 MW realizada pela IRENA (2012), onde foi analisado detalhadamente o percentual sobre o custo a que cada parte da planta é responsável, pode-se fazer uma comparação para a planta solar desse estudo. Utilizou-se ainda como referência o custo do campo solar instalado estimado pela empresa SkyFuel com seu coletor SkyTrough, que foi de 170 US\$/m² (KURUP; TURCHI, 2015). Dessa forma, como o modelo do SAM demanda apenas os custos relativos à produção de calor, esses se dividiram basicamente em custo do campo solar incluindo instalação (170 US\$/m²), custo de mão-de-obra excluindo-se a instalação elétrica e do campo solar (44,31 US\$/m²), e outros (86,03 US\$/m²), que englobam financiamento, licenciamentos, desenvolvimento e gerenciamento de projeto. O valor final foi definido como 300,34 US\$/m², que foi o valor utilizado como base para as simulações do SAM. O SAM requer o custo em US\$/kW, assim, a partir dos dados do próprio programa, foram calculados os valores com a unidade requerida (Tabela 25).

É importante definir custos diferentes para os casos em que há mudança de configuração do tubo receptor, já que tubos evacuados custam mais que aqueles com ar, que por sua vez têm custo maior que os tubos expostos. Stettenheim (2016) afirma que os receptores/absorvedores usuais evacuados representam por volta de 25% do custo dos coletores instalados; a consultoria Sargent & Lundy LLC Consulting Group (2003) e Lei, Wang e Du (2007) mostram que aproximadamente 20% do custo do campo solar vem dos receptores. IRENA (2012) indica que os receptores respondem por em torno de 18% do custo do campo solar. Dessa forma, um valor de 20% parece ser razoável para os cálculos. Esse percentual é importante para a definição do custo de capital. Para o caso base desse trabalho foi assumido o custo dos receptores com ar como sendo 50% do custo dos evacuados, e para tubos expostos assumiu-se um percentual de 30% do custo dos evacuados. Os custos de capital após a redução para os diferentes tipos de receptor podem ser vistos na Tabela 25.

Tabela 25 – Custos de capital utilizados no SAM para cada tipo de receptor.

Caso	Configuração do Tubo Receptor	Custo de Capital considerando apenas 300,34 US\$/m ² (US\$/kW)	Custo de Capital utilizado no SAM considerando os diferentes tipos de receptores (US\$/kW)	
Caso 1	Envelope de Vidro + Vácuo	587,02	587,02	
Caso 3	Envelope de Vidro + Ar	648,01	583,21	
Caso 4	Envelope de Vidro + Vácuo	521,29	521,29	
CRV	Caso 6	Envelope de Vidro + Ar	568,10	511,29
	Caso 7	Envelope de Vidro + Vácuo	492,56	492,56
	Caso 8	Tubo Exposto	1292,96	1111,95
	Caso 9	Envelope de Vidro + Ar	535,66	482,09
	Caso 1	Envelope de Vidro + Vácuo	587,45	587,45
	Caso 3	Envelope de Vidro + Ar	648,53	583,68
	Caso 4	Envelope de Vidro + Vácuo	521,80	521,80
ORC	Caso 6	Envelope de Vidro + Ar	568,90	512,01
	Caso 7	Envelope de Vidro + Vácuo	490,89	490,89
	Caso 8	Tubo Exposto	1293,88	1112,74
	Caso 9	Envelope de Vidro + Ar	536,69	483,02

Fonte: O autor.

5.9.1.3 Custos de Operação e Manutenção

No SAM são divididos em custo fixo anual de operação e custo variável de operação. O custo fixo anual é aquele que não varia com a quantidade de energia que o sistema gera (ex.: mão de obra), já o custo variável é o que varia com o montante de energia gerada (ex.: energia elétrica consumida, matéria-prima).

Os custos de operação e manutenção (ou *Operational Expenditures* – OPEX) para plantas solares de calor de processo têm a mesma dificuldade de falta de informação dos custos de capital; dessa forma, também foi utilizado o padrão do SAM, que é de US\$ 8,00/kW para custos fixos anuais de operação e US\$ 0,0010/kW para custos variáveis de operação. Ainda que hoje esses valores (CAPEX e OPEX) sejam aproximações razoáveis para esse trabalho, podem ser revisados futuramente para valores específicos de plantas reais experimentais, permitindo precisão ainda maior dos resultados.

Esses padrões de custos, segundo o NREL (2010), são atualizados a partir de pesquisa em diversas fontes realizadas e publicadas por seus pesquisadores, o que torna os valores padrão confiáveis. Assim que se cria um novo arquivo para simulação, o SAM completa com diversas entradas padrão com valores razoáveis típicos que, segundo o NREL (2010), ajudam a iniciar a análise. Para análises mais refinadas é indicado usar valores próprios para cada caso estudado. O NREL ainda indica várias fontes para obtenção de informações sobre custos, como *Annual Technology Database (ATB)*, *NREL OpenEI Transparent Cost Database*, *U.S. EIA Annual Energy Review*, *EPA Clean Energy Renewable Energy Cost Database*, dentre outros.

5.9.1.4 Inflação

Segundo Castro e Souza (2015), em 2014, o BNDES revisou seus cenários de longo prazo, tendo como objetivo desses cenários ampliar o horizonte de análise e contemplar futuros alternativos plausíveis, a fim de enriquecer a discussão estratégica. O mundo passa por momento de instabilidade, com desaceleração de crescimento da China, dificuldade de recuperação econômica sustentável pós-crise de 2008, eventos climáticos extremos e crise hídrica. Já no Brasil, as principais incertezas são na política, que, segundo os autores, se revelam por meio de manifestações públicas, déficit de representatividade, difícil governabilidade e conflito entre os poderes, o que gera grandes dificuldades de formação de consensos em torno de projetos e propostas para enfrentar graves problemas econômicos nacionais.

Os autores dividiram as previsões baseadas em possíveis cenários que representariam o mundo e o Brasil até 2030. Para o mundo, os cenários analisados são um de liderança compartilhada entre as duas principais potências, Estados Unidos e China, onde ambas buscam conciliar seus interesses e estabelecer regras nos mais diversos campos, e outro de multipolaridade conflituosa, onde nenhum país ou grupo tem poder e influência suficientes para ditar regras político-econômicas mundiais. O primeiro cenário, ou ainda um intermediário, com a participação de mais países ou blocos econômicos, parece mais provável que o segundo. Para

o Brasil, os cenários apresentados são um de desenvolvimento pactuado, onde o país teria um projeto de desenvolvimento definido, permitindo inserção qualificada na divisão internacional do trabalho, fortalecimento da capacidade inovadora e responsabilidade socioambiental; e um segundo cenário de dependência e fragmentação política, onde, segundo os autores, prevalece uma atuação do governo meramente reativa às demandas políticas internas e ao contexto externo, gerando instabilidade política e volatilidade econômica.

Apresentados os cenários, os autores apresentam os indicadores econômicos para cada combinação entre cenários do Brasil e do mundo. Para a inflação, que é o que interessa nesse momento, as médias projetadas para o período de 2016 a 2030 ficariam entre 3,9% ao ano no mais positivo dos casos e 10,1% ao ano para o caso mais caótico. Para os cenários intermediários, a inflação média ficaria entre 4,1 e 7,0%. As inflações para cada cenário estão no Anexo B – Variáveis macroeconômicas (Média 2016-2030).

Não há como prever qual cenário ocorrerá. Uma previsão conservadora para esse estudo seria um valor mais próximo da média dos casos intermediários, o que daria aproximadamente de 5,5% de taxa de inflação média anual. Assim, esse foi o valor definido para o SAM, extrapolando-se ainda para além de 2030, já que o período de análise escolhido foi de 20 anos pelo fato de o prazo máximo de amortização do financiamento do BNDES para energia solar ser de 20 anos e devido ao SAM assumir que o período da dívida é igual ao período de análise, mas sabe-se que coletores parabólicos em geral têm tempo de vida útil de 25 a 30 anos (BMU, 2012).

5.9.1.5 Taxa de eletricidade

A taxa de eletricidade utilizada pelo SAM no campo “*Electricity rate*” é necessária quando se gera apenas calor para processos industriais, mas não gera eletricidade ou não se utiliza a eletricidade gerada pela própria planta para suprir o consumo das bombas de fluido de transferência de calor e para mover os coletores. Foram realizadas análises para os dois cenários (planta recebendo eletricidade da rede e planta gerando sua própria eletricidade). A taxa de eletricidade foi definida com dados da Associação Brasileira de Distribuidores de Energia Elétrica (ABRADEE, 2016), que fornece valores das tarifas médias de fornecimento por distribuidora para a classe industrial. Esses valores foram corrigidos com os dados de reajuste para o ano de 2017 (CELPE, 2017; ANEEL, 2017). Como a análise é simplificada, foram utilizados esses valores médios sem que fosse definida a classe de consumidor industrial final. As tarifas médias e reajustes são apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 – Tarifas médias para 2016, reajuste em 2017 e valor médio final para as tarifas de 2017 para consumidores industriais na Bahia e em Pernambuco.

	Tarifa média 2016 (R\$/MWh)	Reajuste 2017	Tarifa média 2017 (R\$/MWh)	Conversão para dólares (1 US\$ = R\$ 3,159)
Bahia	328,62	3,5%	340,12	US\$ 107,67
Pernambuco	350,48	4,85%	367,48	US\$ 116,33

Fontes: ABRADÉE (2016), Celpe (2017), ANEEL (2017)

Quando se compra energia elétrica há um custo a ser pago à distribuidora, quando se gera a própria eletricidade, esse custo não existe, porém, a eletricidade fornecida ao consumidor final (planta leiteira nesse trabalho) é menor, já que há esse consumo interno da planta de geração. É importante lembrar também que hoje é permitido ao consumidor brasileiro gerar sua própria energia elétrica para consumo e fornecer o excedente para a rede de distribuição conforme a Resolução Normativa ANEEL nº 482/2012 (ANEEL, 2012) e revisada pela Resolução Normativa nº 687/2015 (ANEEL, 2015), que permite o uso de qualquer fonte renovável de energia para micro (até 75 kW) e minigeração distribuída (de 75 kW a 5 MW) conectadas na rede de distribuição para gerar créditos de energia que podem ser utilizados para abater o consumo das unidades consumidoras nos meses subsequentes ou em outras unidades de mesma titularidade (ANEEL, 2017).

5.9.1.6 Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição

O Brasil tem uma tarifa chamada Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição (TUSD), a qual engloba custos da rede de distribuição e remuneração da distribuidora pela prestação do serviço ao consumidor final (ANEEL, 2004). Essa tarifa se aplicará somente se a planta tiver por objetivo gerar eletricidade para venda a outros consumidores. Se o consumidor pretende gerar sua própria energia elétrica a partir de fonte renovável, conforme a já citada Resolução Normativa nº 687/2015 da ANEEL (ANEEL, 2015), ele não precisa arcar com essas despesas de transmissão e distribuição entre a unidade consumidora e a unidade geradora.

Para efeito de informação e possível uso futuro em uma simulação de planta comercial de geração de eletricidade, será apresentada a seguir a definição da TUSD, que pode ser aplicada para Bahia ou Pernambuco. Por ser uma taxa própria do setor elétrico brasileiro, não existe opção de entrada no SAM, mas seu valor pode ser adicionado da mesma forma feita por Soria (2011), embutido indiretamente no modelo ao somar um valor adicional ao custo fixo por capacidade instalada que o SAM usa dentro dos gastos de O&M.

A estimativa do valor médio da TUSD para inclusão no SAM pode ser feita também conforme Soria (2011), a partir da relação de usos de tarifa de ponta (P) e fora de ponta (FP), (P/FP), que para Pernambuco e Bahia, estados onde ficam as cidades escolhidas para esse trabalho, é 3,65 (ANEEL, 2005a; ANEEL 2005b). Sendo o valor calculado da seguinte forma:

$$P/FP = 3,65 \quad (29)$$

$$P = 3,65FP$$

$$P + FP = 24 \text{ horas} \quad (30)$$

$$3,65FP + FP = 24$$

$$FP = 24/4,65 = 5,16 \text{ horas}$$

$$P = 24 - 5,16 = 18,84 \text{ horas}$$

$$TUSD_{\text{média}} = ([\text{Tarifa de ponta}] \times 5,16 \text{ h} + [\text{Tarifa fora de ponta}] \times 18,84 \text{ h})/24 \text{ h} \quad (31)$$

A Resolução Normativa nº 481 de 17 de abril de 2012 da ANEEL (ANEEL, 2012) confere desconto de 50% na TUSD para empreendimentos que entrarem em operação comercial a partir de 31 de dezembro de 2017.

5.9.1.7 Calendário de depreciação

Segundo o Departamento de Tesouraria dos Estados Unidos (2016), a depreciação é uma dedução anual sobre o imposto de renda que permite recuperar o custo de determinada propriedade ao longo do tempo em que se usa essa propriedade. No SAM é possível definir um calendário de depreciação anual, porém já vem como padrão o *Modified Accelerated Cost Recovery System* (MACRS), ou Sistema de Recuperação de Custo Acelerado Modificado, que é usado para recuperar a base da maioria das empresas e propriedades de investimento em funcionamento a partir de 1986 (DEPARTAMENTO DE TESOURARIA DOS EUA, 2017). Para propriedades de energia solar é utilizado o MACRS *5-year property*, que é o que vem por padrão no SAM. O percentual de dedução sobre o custo de capital ano a ano MACRS *5-year* pode ser visto na Tabela 27.

Tabela 27 – Percentual de dedução sobre o custo de capital ano a ano MACRS 5-year usado no SAM.

Ano	% de dedução sobre o custo de capital
1	20
2	32
3	19.2
4	11.52
5	11.52
6	5.76

Fonte: Departamento de Tesouraria dos EUA (2017)

5.9.1.8 Tributos

Soria (2011) considera o tributo federal como a soma do imposto de renda (IR), Programa de Integração Social / Programa de Formação do Patrimônio do Servidor Público (PIS/PASEP), Contribuição para o Financiamento da Seguridade Social (COFINS) e taxa de contribuição social sobre lucro líquido (CSLL). Soria apud Lodi (2011) apresenta o percentual aproximado de cada parte para um projeto CSP de 30 MW sem armazenamento térmico no Nordeste do Brasil, sendo 8% de IR, 3,65 a 9,25% de PIS/COFINS e 12% de CSLL, obtendo-se valor máximo de 29,25% no total. Soria apud Schaeffer et al. prefere utilizar um valor mais conservador devido à falta de referência de projetos semelhantes no país, estimando dessa forma um percentual de 34% para tributo federal, valor que foi utilizado também para as simulações desse trabalho no SAM (em *effective tax rate*), já que o Brasil continua sem projetos semelhantes para referência.

5.9.1.9 Taxa Interna de Retorno (TIR)

A TIR é a taxa que “mede a rentabilidade pela qual o capital está sendo remunerado em um determinado período de tempo” (LAPO, 2016), ou seja, é quanto um investimento vai render ao investidor de tempos em tempos (para o SAM é usada uma taxa anual). Segundo Soria (2011), um valor razoável com base na comparação de alguns projetos relacionados à área de energia seria de 15% ao ano.

5.9.2 Resultados da Análise Financeira

5.9.2.1 Cálculo do Custo Nivelado de Calor (*Levelized Cost of Heat* - LCOH)

A partir das informações financeiras (Tabela 28) obtidas, foi possível realizar as simulações para o caso base com o modelo financeiro de LCOH do próprio SAM. Os valores em dinheiro foram todos convertidos para dólares dos Estados Unidos, cotação de 06/10/2017 (1 dólar = 3,159 reais).

Para o cálculo do LCOH o SAM utiliza a seguinte equação:

$$\text{LCOH} = (\text{FCR} \times \text{CC} + \text{FOC})/\text{AHP} + \text{VOC} \quad (32)$$

Onde:

- FCR – *Fixed Charge Rate* ou Taxa de Encargos Fixa. É a receita por quantidade de investimento necessária para cobrir o custo de investimento (SAM, 2017).
- CC (\$) – *Cost of Capital* ou Custo de Capital. É o custo de investimento do projeto da planta de geração de calor.
- FOC (\$) – *Fixed annual operating cost* ou Custo fixo anual de operação. Custo que não varia com a quantidade de energia gerada.
- VOC (\$/kWh) – *Variable operating cost* ou Custo variável de operação. Custo que varia com a quantidade de energia gerada.
- AHP (kWh) – *Annual heat production* ou Produção anual de calor. Calor total produzido em um ano pela planta.

Tabela 28 – Resumo das informações financeiras de entrada no SAM.

Descrição	Valor de entrada
Custos de Capital e Operação/<i>Capital and Operating Costs</i>	
Custo de capital/ <i>Capital cost</i>	Tabela 25
Custo fixo de operação/ <i>Fixed operating cost</i>	8,00 \$/kW
Custo variável de operação/ <i>Variable operating cost</i>	0,0010 \$/kW
Suposições Financeiras/<i>Financial Assumptions</i>	
Período de análise/ <i>Analysis period</i>	20 anos
Taxa de inflação/ <i>Inflation rate</i>	5,5%/ano
Taxa Interna de Retorno/ <i>Internal Rate of Return</i>	15%/ano
Fração de dívida/ <i>Project term debt</i>	80%
Taxa de juros nominal/ <i>Nominal debt interest rate</i>	9,2%
Tributos/ <i>Effective tax rate</i>	34%
Calendário de depreciação/ <i>Depreciation schedule</i>	MACRS 5 anos
Taxas para cenários com compra de eletricidade	
Taxa média de eletricidade (industrial) para planta recebendo eletricidade da rede (Pernambuco)/ <i>Electricity rate</i>	0,11633 \$/kWh
Taxa média de eletricidade (industrial) para planta recebendo eletricidade da rede (Bahia)/ <i>Electricity rate</i>	0,10767 \$/kWh

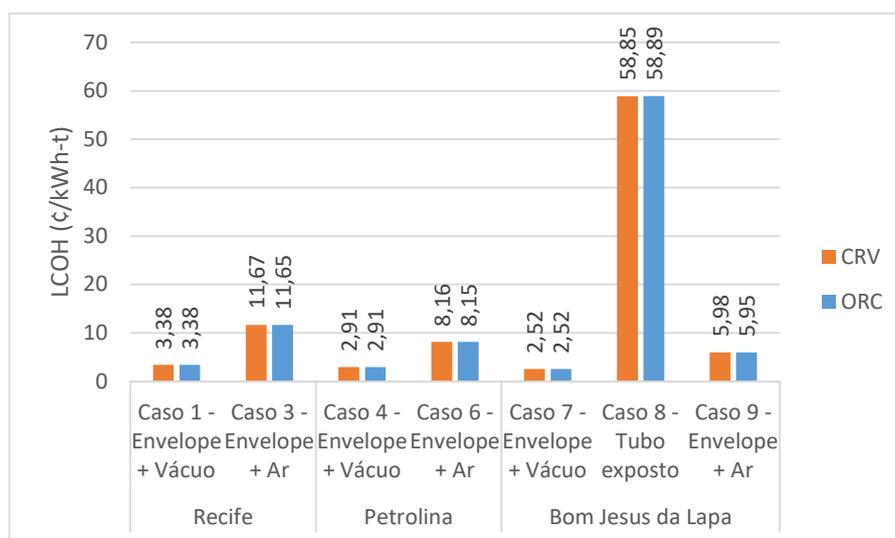
Fonte: O autor

A Figura 45 faz a comparação do LCOH obtido para os diferentes casos, sendo os valores mais baixos para tubos evacuados (entre 2,52 e 3,38 ¢/kWh-t), seguido pelo tubo com vácuo (entre 5,95 e 11,67 ¢/kWh-t). É notável também a queda do custo quando se compara um mesmo tipo de receptor para as diferentes localidades, ou mais precisamente as diferentes DNI. Quanto maior a DNI local, menor o LCOH, pois é possível uma maior geração de energia e maiores temperaturas para campos menores. Para tubo exposto, o custo fica bem mais alto (acima de 58,89 ¢/kWh-t), mostrando que não é viável seu uso para as temperaturas estudadas – com tubo exposto o fluido de trabalho chega a até cerca de 150°C e as perdas térmicas são muito altas, fazendo com que o campo solar necessário seja muito grande. Para temperaturas mais baixas esse último caso é mais aplicável, porém não há necessidade de usar espelhos parabólicos, que são mais caros.

É importante observar que os LCOH foram calculados tanto para ORC como para CRV, porém não se consideram os ciclos de potência instalados, já que o custo nivelado de calor não leva em consideração as instalações para geração de eletricidade, mas sim apenas os campos solares projetados para receber cada configuração de ciclo. Os resultados para ORC e

CRV são muito próximos para casos em que se usam o mesmo receptor para uma mesma localidade, pois o aumento da saída térmica do campo solar é proporcional ao aumento de sua área de abertura, já que o tubo absorvedor é igual e as perdas específicas consideradas são as mesmas, mostrando que o ciclo utilizado pouco influencia no LCOH.

Figura 45 – LCOH para todos os casos analisados.



Fonte: O autor.

Comparando o LCOH da energia solar com o LCOH de combustíveis fósseis, pode-se ver que os custos são próximos. Kurup e Turchi (2015) apresentam o LCOH médio para gás natural na Califórnia (3,7 ¢/kWh-t) e a média de todos os Estados Unidos (2,8 ¢/kWh-t), valores que ficam acima de alguns casos para tubos evacuados (entre 2,52 e 3,38 ¢/kWh-t) e próximos do custo de tubos não evacuados para Bom Jesus da Lapa (5,95 ¢/kWh-t). Se forem comparados os custos na União Europeia, o LCOH do gás natural é ainda maior, ficando entre 3,5 e 5,9 ¢/kWh-t. Para Bom Jesus da Lapa a opção de utilizar gás ainda conta com o problema de não haver gasodutos na região, sendo assim inviável e motivando a instalação solar.

Dessa forma, para fornecimento de energia térmica para processos industriais, o uso de energia solar com coletores parabólicos de temperaturas médias e baixas mostra-se viável e competitivo. Espera-se, assim, que com maiores investimentos e maior utilização, a energia solar térmica atinja custos ainda menores e se expanda, substituindo de vez os combustíveis fósseis para geração de calor, já que conta com vantagens ambientais além de econômicas.

5.9.2.2 Influência da variação do custo dos tubos com ar no LCOH para essa configuração de receptor

Inicialmente, o custo dos receptores com ar foi definido como 50% do custo dos evacuados. Foi então realizado um estudo paramétrico considerando o custo dos receptores com ar como 40% e 30% do custo dos evacuados, para analisar o LCOH e LCOE para uma possível redução dos custos dos receptores. Dessa forma, os novos custos de capital aplicados ao SAM são apresentados na Tabela 29.

Tabela 29 – Custos de capital utilizados no SAM para receptores com ar custando 40% e 30% do custo dos evacuados.

Caso		Custo de Capital utilizado no SAM para 40% (US\$/kW)	Custo de Capital utilizado no SAM para 30% (US\$/kW)
CRV	Caso 3 – Recife	570,25	557,29
	Caso 6 – Petrolina	499,93	488,57
	Caso 9 – Bom Jesus da Lapa	471,38	460,66
ORC	Caso 3 – Recife	570,71	557,74
	Caso 6 – Petrolina	500,64	489,26
	Caso 9 – Bom Jesus da Lapa	472,29	461,55

Fonte: O autor.

A Tabela 30 apresenta os resultados do LCOH quando considerada a variação do custo dos receptores. Observa-se que a diferença chega a até aproximadamente 4% quando o custo do receptor com ar é reduzido a 30% do custo do evacuado. Em grandes escalas, a redução se torna significativa.

Tabela 30 – LCOH para cada caso parametrizado.

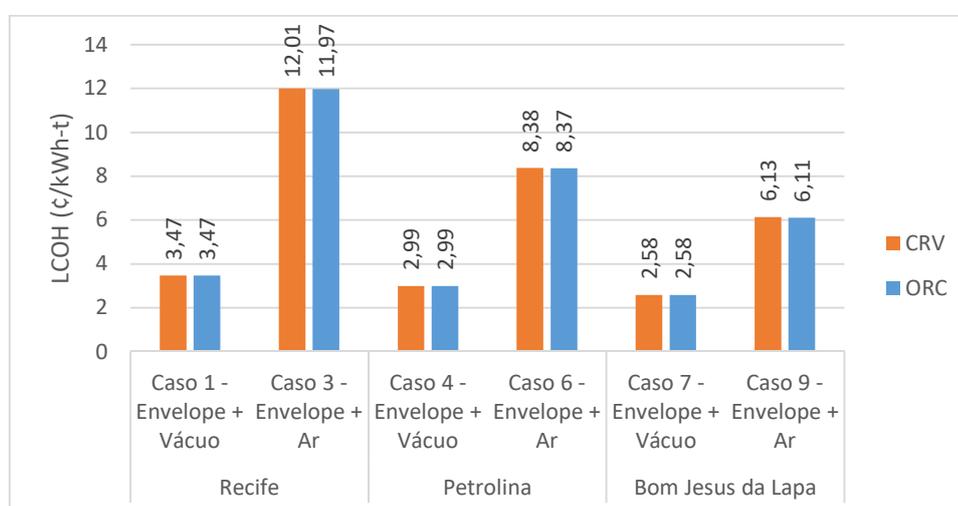
Caso		LCOH 50% (¢/kWh-t)	LCOH 40% (¢/kWh-t)	LCOH 30% (¢/kWh-t)
CRV	Caso 3 – Recife	11,67	11,44	11,25
	Caso 6 – Petrolina	8,16	8,01	7,87
	Caso 9 – Bom Jesus da Lapa	5,98	5,88	5,77
ORC	Caso 3 – Recife	11,65	11,46	11,22
	Caso 6 – Petrolina	8,15	8,01	7,86
	Caso 9 – Bom Jesus da Lapa	5,95	5,85	5,75

Fonte: O autor.

5.9.2.3 Cálculo do Custo Nivelado de Calor Considerando que a Eletricidade Consumida pela Planta seja Comprada da Distribuidora Local

Caso se opte pela compra de eletricidade da distribuidora, no lugar de usar a própria eletricidade gerada, para funcionamento de bombas e movimentação dos coletores para seguimento solar, os custos nivelados de calor seriam um pouco mais altos, como mostra a Figura 46, mas ainda assim bem razoáveis e próximos do custo sem a compra. O custo do tubo exposto foi suprimido nessa parte do estudo por não ter se mostrado viável anteriormente.

Figura 46 – LCOH considerando compra de eletricidade.



Fonte: O autor

5.9.2.4 Cálculo do Custo Nivelado de Eletricidade (*Levelized Cost of Electricity* – LCOE)

Como o modelo do SAM utilizado foi o de calor de processo, foi necessário calcular os LCOE manualmente a partir de equação similar à do LCOH:

$$\text{LCOE} = (\text{FCR} \times \text{TCC} + \text{FOC})/\text{AEP} + \text{VOC} \quad (33)$$

Onde as diferenças são:

- TCC (\$) – *Cost of Capital* ou Custo de Capital. É o custo de investimento total do projeto.
- AEP (kWh) – *Annual electricity production* ou Produção anual de eletricidade. Eletricidade total produzida em um ano pela planta.

A FCR utilizada foi a mesma calculada pelo SAM para o LCOH, pois depende apenas das informações financeiras apresentadas na Tabela 28 anterior. O TCC varia para cada planta, pois depende de seu dimensionamento. FOC e VOC foram definidos a partir do modelo CSP de calhas parabólicas do SAM e a AEP foi calculada a partir do número de horas médio diário de fornecimento de energia térmica suficiente para gerar 1 MWe multiplicado por 365 dias e pela potência elétrica fornecida (1 MWe), já que, optou-se por gerar eletricidade apenas quando a potência térmica fosse suficiente para ter 1 MWe. Os valores utilizados para cada caso estão detalhados na Tabela 31. O Caso 8 foi retirado por não se apresentar viável para a produção elétrica.

Tabela 31 – Parâmetros utilizados para cálculo do LCOE.

		FRC	TCC (US\$)	FOC (US\$)	VOC (US\$/kWh-e)	AEP (kWh-e)
CRV	Caso 1	0,069	\$ 8.642.076,67	\$292.000,00	\$0,0040	2.869.240
	Caso 3	0,069	\$ 22.689.964,00	\$872.000,00	\$0,0040	894.010
	Caso 4	0,069	\$ 7.755.480,00	\$288.000,00	\$0,0040	3.079.610
	Caso 6	0,069	\$ 17.946.494,67	\$772.000,00	\$0,0040	1.556.990
	Caso 7	0,069	\$ 6.918.160,00	\$264.000,00	\$0,0040	3.129.190
	Caso 9	0,069	\$ 13.070.160,00	\$576.000,00	\$0,0040	1.945.050
ORC	Caso 1	0,069	\$ 8.403.205,33	\$261.600,00	\$0,0040	2.899.440
	Caso 3	0,069	\$ 19.510.400,00	\$720.000,00	\$0,0040	1.145.740
	Caso 4	0,069	\$ 7.565.866,67	\$256.000,00	\$0,0040	3.127.530
	Caso 6	0,069	\$ 15.653.600,00	\$640.000,00	\$0,0040	1.747.260
	Caso 7	0,069	\$ 6.827.085,00	\$236.000,00	\$0,0040	3.168.910
	Caso 9	0,069	\$ 12.062.916,67	\$500.000,00	\$0,0040	2.125.290

Fonte: O autor.

Para definir o custo de capital referente ao ciclo de potência, foi tomado como base o trabalho de Casartelli et al. (2015), onde eles consideram uma planta ORC-solar de 5 MWe e para os cálculos de LCOE apresentam os valores estimados detalhados para cada parte da planta. No estudo, o valor do bloco de potência somado ao balanço da planta (referente a todos os componentes de apoio e sistemas auxiliares que uma planta necessita para fornecer energia) correspondeu a 27,5% do custo total da planta, ou 36% do custo total dos componentes, desconsiderando-se custos indiretos e de contingência. Rowshanzadeh (2010) apud Bruno et al. (2007) afirma que em média deve-se considerar para o ORC um valor em torno de US\$ 2000,00/kWe, mesmo valor apresentado por Orosz et al. (2009). Como não foram achados os valores para um bloco de potência de 1 MW especificamente, foram usados esses percentuais sobre o valor estimado para a planta de APS Saguaro de 1 MWe, que, segundo o NREL (2017), custou aproximadamente 6 milhões de dólares. Assim, 27,5% desse valor dá US\$ 1.650.000,00, ou US\$ 1650,00/kWe. Como a planta aqui estudada é menor, resolveu-se utilizar o valor mais

conservador de US\$ 2000,00/kWe para bloco de potência ORC, que será utilizado para todos os casos desse trabalho, e para CRV utilizou-se o valor de US\$ 1500,00/kWe (OROSZ et al., 2009).

Para o custo de capital referente ao campo solar foi usado o modelo simulado do SAM para calor de processo industrial. Como foi definido que um terço do calor gerado no campo solar seria fornecido para a geração de eletricidade, utilizou-se um terço do seu custo de capital para cada caso para o cálculo do LCOE. O custo de capital do campo solar somado ao do bloco de potência fornece o custo de capital total (TCC).

Apesar da adição do bloco de potência à planta, para o cálculo do LCOE, o FOC utilizado foi o mesmo do modelo de calor de processo industrial do SAM, que define como US\$ 8,00/kWt instalado. Segundo a IEA (2014), regulamentações locais geralmente exigem que um número mínimo de operadores esteja presente em qualquer momento. Esse número, porém, terá pouca influência no custo, considerando-se que o bloco de potência será pequeno (1 MWe).

Para o VOC foi utilizado o padrão do SAM para o modelo empírico de calhas parabólicas: US\$ 0,0040/kWh-e.

Com todas as variáveis da equação definidas, pôde-se então obter os valores de LCOE para cada caso, como pode ser visto na Tabela 32.

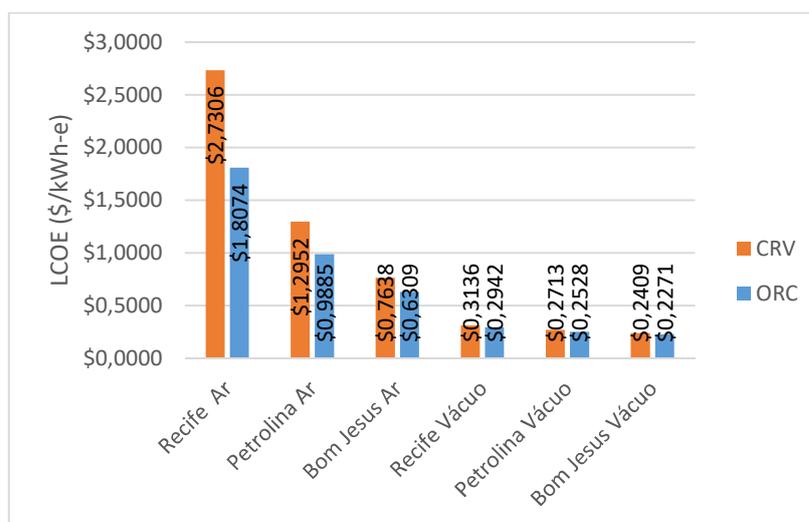
Tabela 32 – LCOE calculado para cada caso.

	Casos	LCOE (US\$/kWh-e)
CRV	Caso 1	\$ 0,3136
	Caso 3	\$ 2,7306
	Caso 4	\$ 0,2713
	Caso 6	\$ 1,2952
	Caso 7	\$ 0,2409
	Caso 9	\$ 0,7638
ORC	Caso 1	\$ 0,2942
	Caso 3	\$ 1,8074
	Caso 4	\$ 0,2528
	Caso 6	\$ 0,9885
	Caso 7	\$ 0,2271
	Caso 9	\$ 0,6309

Fonte: O autor.

A Figura 47 compara graficamente o comportamento do LCOE para ORC e CRV a partir dos valores da tabela anterior.

Figura 47 – LCOE por local e configuração de receptor.



Fonte: O autor.

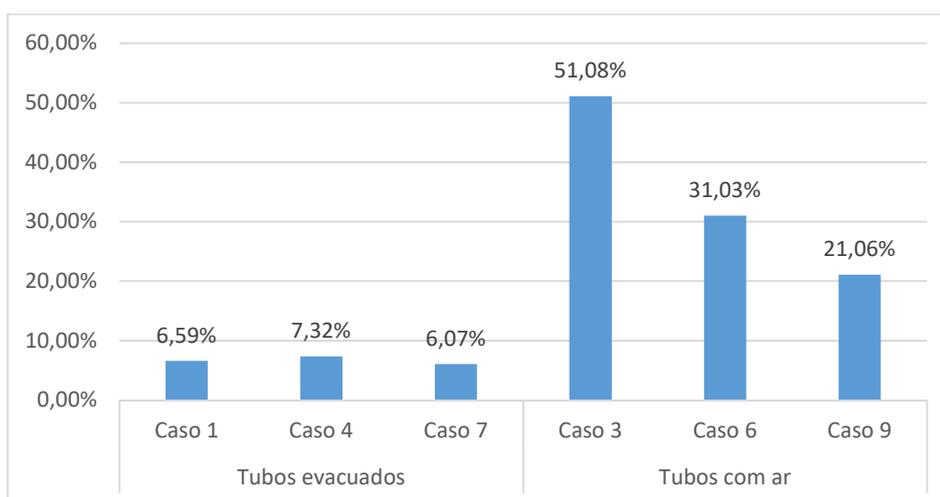
Nota-se que os tubos com envelope de vidro e não evacuados apresentam uma tendência de queda do custo com o aumento da DNI, chegando a 63,09 ¢/kWh-e em Bom Jesus da Lapa com ORC, mas ainda assim são valores altos quando se compara a outras fontes renováveis de geração elétrica. Para esses casos, é mais barato comprar energia elétrica da distribuidora para manter o funcionamento da planta, o que não faz sentido, já que a planta estaria comprando uma eletricidade mais barata para produzir uma mais cara. A IRENA (2013) compara alguns LCOE de diferentes tecnologias. Por exemplo, pequenas centrais hidroelétricas tinham custo entre 3,2 e 7 ¢/kWh-e, grandes centrais hidroelétricas ficam entre 3 e 6 ¢/kWh-e, biomassa varia entre 5 e 6 ¢/kWh-e, geotérmica entre 5 e 9 ¢/kWh-e, eólicas em terra ficam entre 8 e 9 ¢/kWh-e e fotovoltaica entre 15 e 31 ¢/kWh-e, porém esses valores para fotovoltaica têm alcançado expressivas reduções, principalmente devido aos grandes investimentos na tecnologia, tendo alcançado valores como 2,99 ¢/kWh-e em leilão de energia em Dubai, mas já atingindo comumente valores abaixo de 6 ¢/kWh-e (MICU, 2016). Já é comum a tecnologia CSP atingir valores de LCOE entre 20 e 36 ¢/kWh-e. Fazendo uma comparação com plantas reais de geração elétrica de coletores parabólicos, a planta espanhola Andasol-1, de 50 MW, tem LCOE de 35 ¢/kWh-e, Nevada Solar-1 (EUA), de 64 MW, 25 ¢/kWh-e, valor próximo ao das também americanas SEGS II a VII, de 30 MW cada, enquanto SEGS VIII e IX atingiram a marca de 20 ¢/kWh-e (IRENA, 2012).

Quando são feitas simulações com tubos evacuados, os custos obtidos se aproximam da faixa mais baixa de custo para a tecnologia CSP, ficando entre 31,36 ¢/kWh-e para Recife (CRV) e 22,71 ¢/kWh-e para Bom Jesus da Lapa (ORC), valores esses já dentro da realidade

do mercado atual, com a vantagem de utilizar temperaturas abaixo de 250°C, enquanto as plantas mais comuns demandam altas temperaturas.

É possível observar na Figura 48 a seguir as diferenças percentuais de LCOE quando se usa ORC e CRV. Para tubos receptores que atingem temperaturas mais baixas (devido a maiores perdas térmicas e menor DNI), o uso do ORC tem mais vantagem e a diferença chega a mais de 50% para Recife com tubo com ar, apesar de os valores ainda serem absurdos para geração elétrica. Para tubos com ar em Bom Jesus da Lapa a diferença é pouco maior que 20%. Já para tubos evacuados a diferença é menor, ficando entre 6 e 7,3%. É preciso notar que as temperaturas no SAM foram limitadas a 250°C para esse estudo, e ainda assim, quando se observam as temperaturas de saída do campo solar, percebe-se que esse valor não foi atingido. O ciclo Rankine a vapor é mais eficiente a temperaturas mais altas, em torno de 390°C, mas esse limite de 250°C foi necessário devido à temperatura de degradação dos fluidos orgânicos, que em geral é por volta de 300°C, e dos coletores da Soltigua, que são projetados para trabalhar a até 280°C, e certificados até 250°C (SOLTIGUA, 2017). A temperaturas mais altas o CRV tenderia a levar vantagem e atingir LCOE menor que o ORC. Como o interesse desse estudo é trabalhar com temperaturas médias e baixas, mostra-se aqui que o uso do ciclo Rankine orgânico é mais viável.

Figura 48 – Diferenças percentuais de LCOE entre ORC e CRV.



Fonte: O autor.

5.9.2.5 Influência da variação do custo dos tubos com ar no LCOE para essa configuração de receptor

A partir da parametrização dos custos dos tubos com ar, considerando-se seus custos como 50, 40 e 30% do custo do tubo evacuado, calcularam-se os LCOE para cada caso de tubos com ar (Tabela 33). Constatou-se que as diferenças ficam por volta de 2,5% quando se consideram os custos dos tubos com ar como 50% dos evacuados em comparação aos de 30%. Mais uma vez, uma diferença relativa pequena quando aplicada a grandes escalas geram economias consideráveis.

Tabela 33 – LCOE para cada caso parametrizado.

Caso		LCOE 50% (¢/kWh-t)	LCOE 40% (¢/kWh-t)	LCOE 30% (¢/kWh-t)
CRV	Caso 3 – Recife	2,7306	2,6943	2,6579
	Caso 6 – Petrolina	1,2952	1,2790	1,2628
	Caso 9 – Bom Jesus da Lapa	0,7638	0,7547	0,7456
ORC	Caso 3 – Recife	1,8074	1,7840	1,7605
	Caso 6 – Petrolina	0,9885	0,9765	0,9645
	Caso 9 – Bom Jesus da Lapa	0,6309	0,6236	0,6164

Fonte: O autor.

5.10 CASOS ALTERNATIVOS

Foram testados dois casos alternativos: um primeiro para avaliar a influência da redução do custo do campo solar no LCOH e no LCOE, e um segundo para verificar a influência em diversos parâmetros da planta ao ser variada a eficiência isentrópica da turbina a vapor do CRV de 55% para 60%.

5.10.1 Caso alternativo 1: Redução do custo de todo o campo solar usando tubos com ar

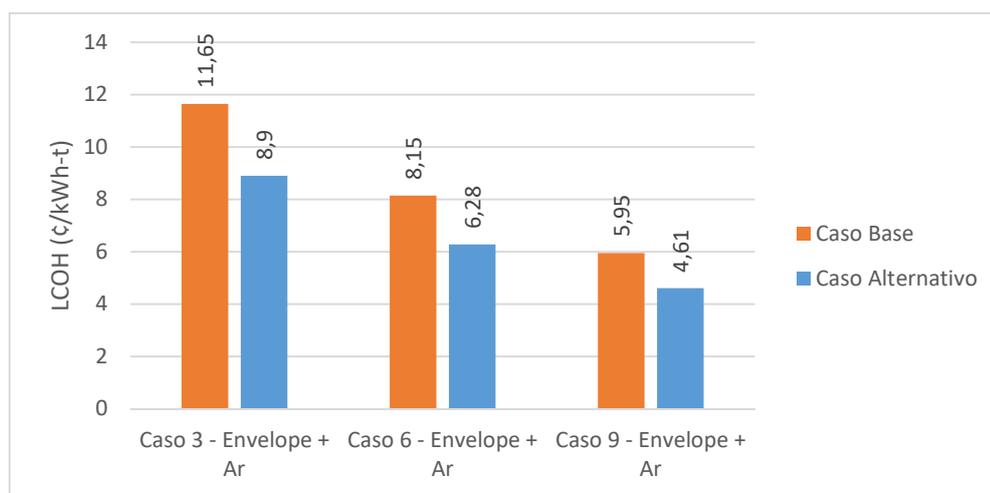
Resolveu-se avaliar LCOH e LCOE assumindo-se para os casos de receptores de tubos com ar uma redução não só do custo dos receptores, mas de todo o campo solar e a mão de obra relacionada ao campo solar. Dessa forma, considerou-se para os casos de receptores com ar como sendo 50% do custo do campo para os casos com tubos evacuados, o que fez com que o custo por m² passasse de 300,34 US\$/m² para 193,18 US\$/m². Os custos de capital por kW que foram usados como entrada do SAM podem ser vistos na Tabela 34.

Tabela 34 – Custos de capital de entrada no SAM para o caso alternativo.

Caso		Custo de Capital utilizado no SAM para o caso alternativo (US\$/kW)
CRV	Caso 3 – Recife – Ar	416,80
	Caso 6 – Petrolina – Ar	365,40
	Caso 9 – Bom Jesus da Lapa – Ar	344,54
ORC	Caso 3 – Recife – Ar	417,14
	Caso 6 – Petrolina – Ar	365,92
	Caso 9 – Bom Jesus da Lapa – Ar	345,20

Fonte: O autor.

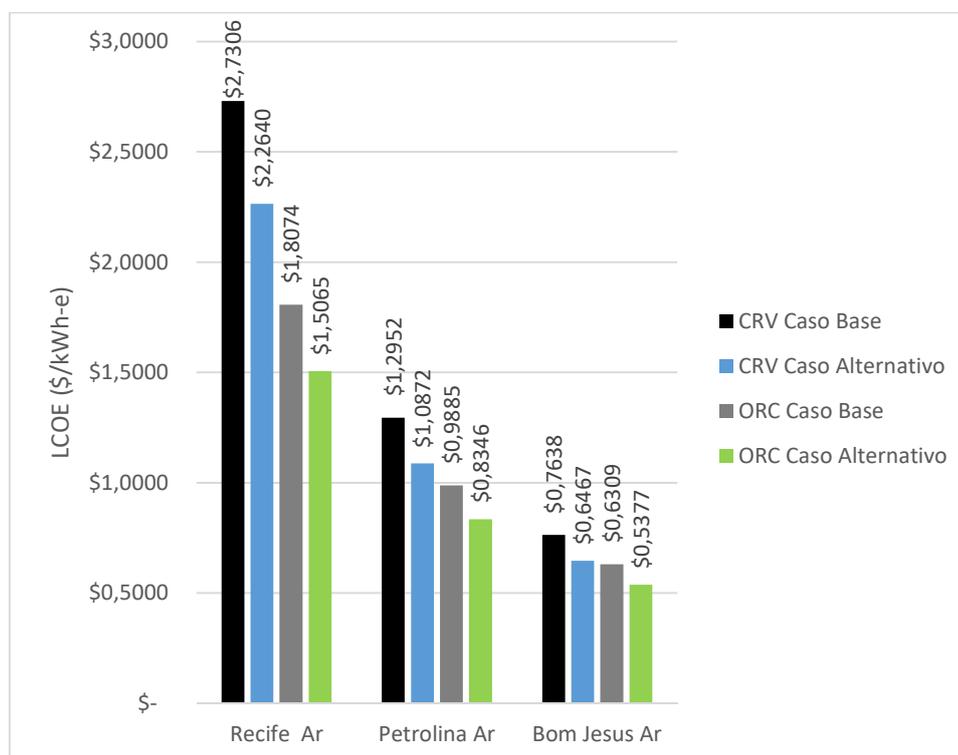
A comparação dos resultados de LCOH para o caso base e o alternativo para as plantas preparadas para a configuração com ORC pode ser vista na Figura 49. Os valores obtidos têm queda expressiva no caso alternativo, tornando o custo do calor gerado com uso de receptores com ar competitivo também para Petrolina (Caso 6).

Figura 49 – Comparação dos resultados de LCOH para o caso base e o alternativo.

Fonte: O autor.

Quando se comparam os resultados para LCOE, o caso alternativo apresenta grandes reduções tanto usando-se CRV como ORC (Figura 50). Ainda assim, os custos são altos comparados aos de plantas CSP já em operação, ficando no melhor caso em 53,77 US\$/kWh-e em Bom Jesus da Lapa. Um caminho para uma redução ainda maior é a utilização de tubos absorvedores com diâmetros menores que proporcionam diminuição das perdas térmicas devido à menor área.

Figura 50 – Comparação dos resultados de LCOE para o caso base e o alternativo com CRV e ORC.



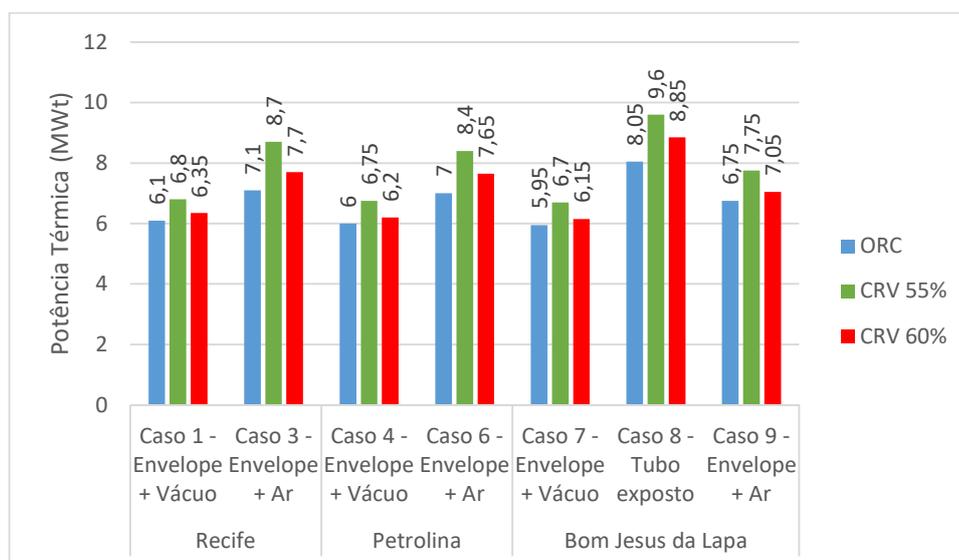
Fonte: O autor.

5.10.2 Caso alternativo 2: Eficiência isentrópica da turbina a vapor igual a 60%

Inicialmente, como já foi visto, a eficiência isentrópica da turbina a vapor para o CRV foi definida como 55%, por se tratar de um valor menos complicado de se obter, já que as eficiências isentrópicas de turbinas a vapor para baixas temperaturas são pequenas. Decidiu-se, então, assumir essa eficiência também como 60% para avaliar a influência desse aumento.

O primeiro resultado obtido foi a diminuição da potência térmica necessária para gerar 1 MWe, consequência direta da maior eficiência. A Figura 51 compara a potência térmica demandada, caso a caso, para ORC e CRV, com turbinas com eficiência isentrópica de 55% e 60%.

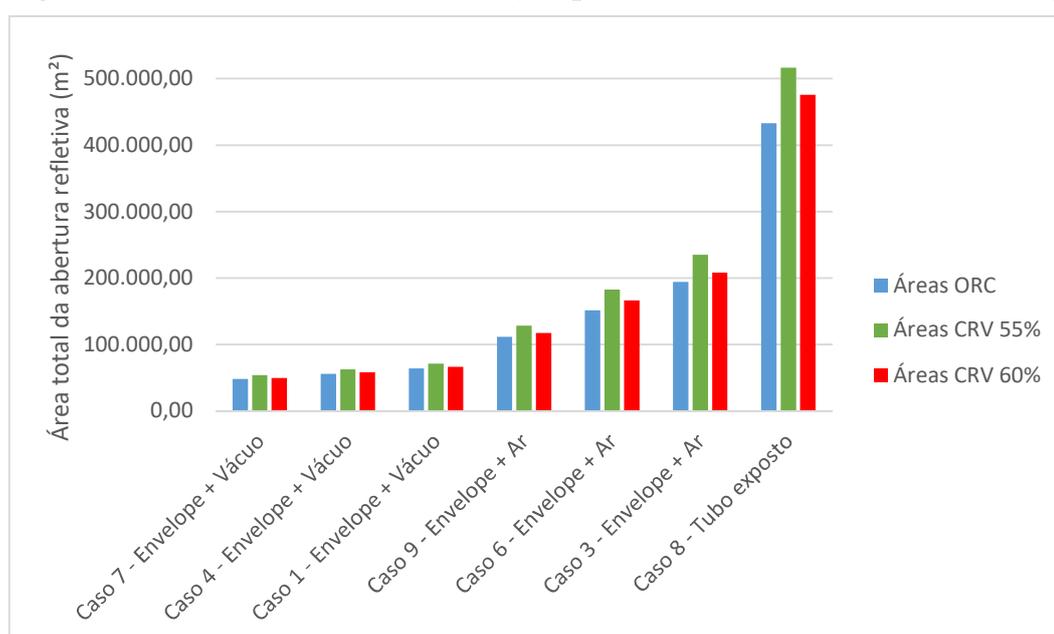
Figura 51 – Potência térmica demandada para geração de 1 MWe (comparação de ciclos).



Fonte: O autor.

Quando se comparam as áreas de abertura refletiva, o resultado é a diminuição das áreas para as plantas projetadas para CRV com as turbinas mais eficientes, com seus valores se aproximando mais daquelas projetadas para funcionar com ORC. Esse resultado é consequência do anterior, já que potência térmica demandada reduzida pode ser obtida com áreas menores. A Figura 52 apresenta esse comparativo das áreas de plantas com CRV com turbinas de eficiência isentrópica igual 55% e 60%, bem como com plantas com ORC.

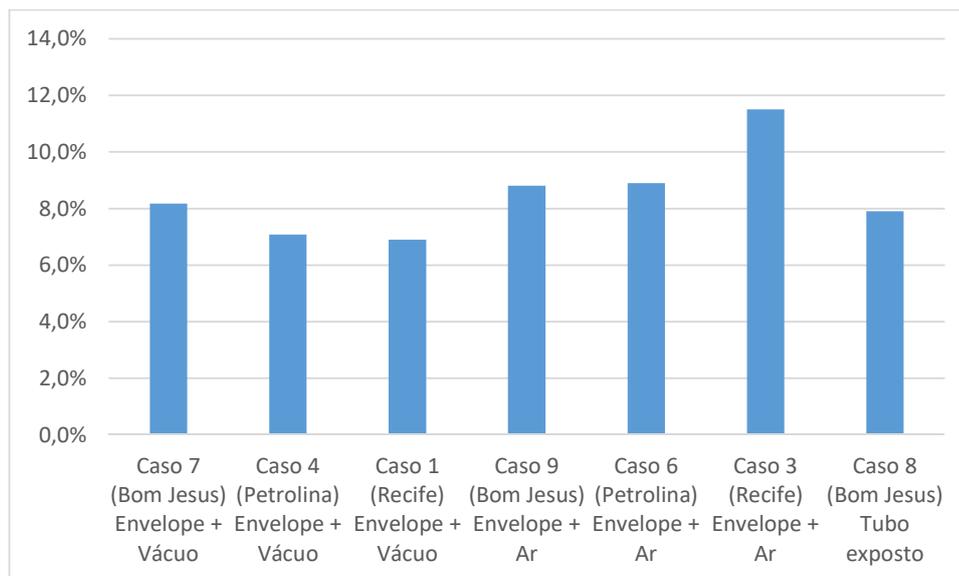
Figura 52 – Áreas de abertura refletiva (comparação de ciclos com caso alternativo).



Fonte: O autor.

Para se ter uma noção melhor da comparação das áreas, a Figura 53 apresenta as diferenças percentuais para cada caso das áreas com turbina de eficiência isentrópica de 55% e 60%, com valores variando entre pouco mais de 6% e pouco menos de 12%. Essas diferenças nas áreas impactam diretamente no custo total da planta.

Figura 53 – Diferença percentual entre áreas do campo solar ao variar a eficiência isentrópica da turbina a vapor de 55% para 60%.



Fonte: O autor.

Foi também calculado o LCOE das plantas com a turbina de maior eficiência (O LCOH não foi analisado, pois não é influenciado pelo bloco de potência e seus componentes). A produção de eletricidade bruta calculada foi a mesma, porém com consumo elétrico menor devido ao menor campo solar necessário, o que leva a uma produção elétrica líquida maior, conforme apresentado na Tabela 35.

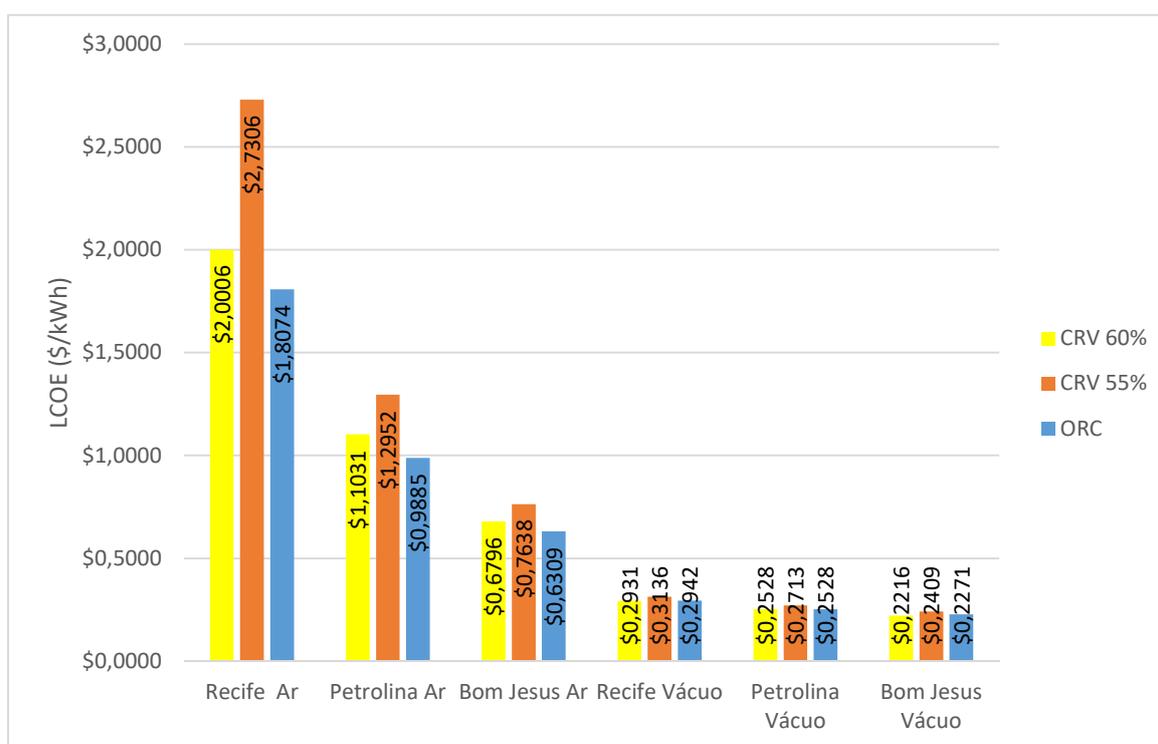
Tabela 35 – Produção anual de calor e eletricidade para o caso alternativo.

Caso	Produção Anual de Calor (MWh-t)	Produção Anual de Eletricidade Bruta (MWh-e)	Consumo elétrico anual (MWh-e)	Produção Elétrica Líquida [Produção – Consumo] (MWh-e)
Caso 1 - Envelope + Vácuo	50.017,8	3.285,0	398,6	2.886,4
Caso 3 - Envelope + Ar	40.082,6	2.190,0	1.103,2	1086,8
Caso 4 - Envelope + Vácuo	51.990,1	3.467,5	359,6	3.107,9
CRV Caso 6 - Envelope + Ar	46.732,6	2.555,0	878,7	1.676,3
Caso 7 - Envelope + Vácuo	52.340,5	3.467,5	309,3	3.158,2
Caso 8 - Tubo exposto	15.841,8	2.555,0	38.789,3	-36.234,3
Caso 9 - Envelope + Ar	45.730,9	2.646,2	639,7	2.006,5

Fonte: O autor.

Essa maior produção elétrica líquida, aliada ao menor custo total do campo solar, permitiu a obtenção de valores menores para o LCOE quando se utilizou as turbinas com maior eficiência isentrópica (Figura 54), com números mais próximos dos obtidos para ORC e até melhores nos casos de tubos com vácuo, onde as temperaturas de trabalho são um pouco maiores, fator que por si só já reduzia a vantagem do ORC sobre o CRV. Nesse estudo, o custo da nova turbina foi considerado o mesmo da turbina menos eficiente. É importante analisar também se haverá aumento muito grande do custo da turbina, já que, por ser mais eficiente, é normal esperar um custo maior, influenciando, dessa forma, no cálculo do LCOE.

Figura 54 – LCOE por local e configuração de receptor (comparação de ciclos com caso alternativo).



Fonte: O autor.

6 CONCLUSÃO

A produção combinada de eletricidade e calor de processo industrial a partir de fonte solar mostrou-se viável tanto operacionalmente como economicamente. Em sua operação, a planta forneceu a potência térmica requerida para geração de 1 MWe e para calor de processo em quase todas as situações analisadas, à exceção de quando se usou receptores de tubos expostos em Recife e Petrolina, quando praticamente toda a energia gerada era perdida para o ambiente.

Apesar de fornecer a potência requerida, a planta precisou de áreas de abertura refletiva muito grandes para os casos com receptores de tubos com ar e principalmente para o caso de tubo exposto em Bom Jesus da Lapa. As temperaturas atingidas também foram menores para esses casos, porém suficientes para as demandas da indústria leiteira.

O desempenho da planta usando o ciclo Rankine orgânico foi superior ao ciclo Rankine a vapor, com a superioridade tendendo a aumentar com a diminuição das temperaturas de saída do campo solar, ou seja, com a aplicação de receptores de maiores perdas térmicas. Como exemplos de vantagens do ORC comparado ao CRV, as áreas obtidas para plantas com CRV foram entre 10,3 e 17,4% maiores que com ORC, conseqüentemente levando também a um maior consumo de água para limpeza para os casos com CRV; o fator de capacidade máximo obtido foi 36,17% para ORC contra 35,72% para CRV; a eficiência de ciclo utilizando tubos evacuados atingiu 16,6% com ORC e 14,8% com CRV em Bom Jesus da Lapa; utilizando tubos com ar, a diferença entre as eficiências ficou ainda maior para o caso de menor DNI: 14,1% para ORC e 11,6% para CRV em Recife.

A análise econômica foi realizada para produção de calor (baseada no LCOH) e para produção de eletricidade (baseada no LCOE). Para produção de calor, a planta se mostra viável principalmente para receptores com tubos evacuados, com valores variando entre 2,52 e 3,38 ¢/kWh-t, porém também com valores próximos de ser competitivos com combustíveis fósseis para tubos com ar (entre 5,95 e 11,67 ¢/kWh-t), tendo melhores resultados com o aumento da DNI. Outro fator importante em relação ao uso de combustíveis fósseis para fornecimento térmico como, por exemplo, o gás natural, é a indisponibilidade de gasodutos na maior parte do interior do Nordeste, como em Bom Jesus da Lapa, fazendo com que plantas solares e outros recursos energéticos locais sejam as opções reais.

Quanto à produção de eletricidade, os resultados se comparam às plantas CSP atuais quando se usam receptores de tubos evacuados (entre 22,71 e 31,36 ¢/kWh-e). Os demais casos têm LCOE muito alto, sendo difícil justificar sua aplicação. O LCOE também apresenta queda

quando se usa ORC no lugar de CRV, sendo a diferença sutil para os tubos evacuados e mais clara para as demais configurações de receptores. A aplicação de turbinas a vapor mais eficientes leva a um melhor desempenho para os casos em que é utilizado CRV. Com o aumento da eficiência isentrópica de 55% para 60%, os resultados de LCOE para os casos com vácuo e com CRV são melhores que aqueles com ORC; para os demais casos, os valores são mais próximos, porém ainda com vantagem para ORC. Fica claro que a melhoria das eficiências das turbinas é uma fronteira importante para a melhoria do desempenho, tanto para sistemas com CRV, como com ORC, possibilitando uma consequente redução dos custos.

7 PERSPECTIVAS

- Realizar estudo experimental da planta de geração combinada para validação das simulações
- Estudar a viabilidade de aplicação de coletores tipo Fresnel linear, que estão com utilização em crescimento.
- Analisar outras possíveis aplicações industriais e realizar estudos de viabilidade.
- Avaliar mais locais para a planta, possivelmente em Pernambuco e em outros estados do Nordeste e estudar viabilidade.
- Testar novos tubos absorvedores de diferentes fabricantes e dimensões.
- Acrescentar armazenamento térmico para geração de horas a mais de energia.
- Integrar hibridização com biomassa/biogás para continuidade do fornecimento de energia.
- Estudar a aplicação de turbinas ORC e a vapor mais eficientes.

REFERÊNCIAS

ABRADEE. **Tarifas de Energia**. Brasília: 2016. Disponível em: <<http://www.abradee.com.br/setor-de-distribuicao/tarifas-de-energia/tarifas-de-energia>>. Acesso em: 07 out. 2017.

ANEEL. **Consumidores da Coelba terão novas tarifas a partir de sábado (22/04)**. Brasília: 2017. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/sala-de-imprensa-exibicao-2/-/asset_publisher/zXQREz8EVIZ6/content/consumidores-da-coelba-terao-novas-tarifas-a-partir-de-sabado-22-04-/656877?inheritRedirect=false>. Acesso em: 07 out. 2017.

ANEEL. **Estrutura da TUSD**. Brasília: 2004. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/audiencia/arquivo/2004/047/contribuicao/copel-contribuicao.pdf>>. Acesso em: 07 out. 2017.

ANEEL. **Geração Distribuída – Micro e Minigeração Distribuídas**. Brasília: 2017. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/informacoes-tecnicas/-/asset_publisher/CegkWaVJWF5E/content/geracao-distribuida-introduc-1/656827?inheritRedirect=false>. Acesso em: 08 out. 2017.

ANEEL. **Nota Técnica nº 0032/2005-SRD/ANEEL (2005a)** Brasília, maio 2005.

ANEEL. **Nota Técnica nº 0033/2005-SRD/ANEEL (2005b)** Brasília, maio 2005.

ANEEL. **Resolução Normativa ANEEL nº 481/ 2012**. Brasília, abr. 2012.

ANEEL. **Resolução Normativa ANEEL nº 482/2012**. Brasília, abr. 2012.

ANEEL. **Resolução Normativa ANEEL nº 687/2015**. Brasília, 2015.

BMU. **Concentrating Solar Power Now: Clean Energy for Sustainable Development**. BMU Public Relations Division. Berlin, jul. 2012.

BNDES. **BNDES Finem - Geração de energia**. Brasília: 2017. Disponível em: <<https://www.bndes.gov.br/wps/portal/site/home/financiamento/produto/bndes-finem-energia>>. Acesso em: 07 out. 2017.

BORUNDA, M. et al. Organic Rankine Cycle coupling with a Parabolic Trough Solar Power Plant for cogeneration and industrial processes. **Renewable Energy**, Amsterdam, v. 86, p. 651-663, set. 2015.

BRASIL. Decreto nº 9.013, de 29 de março de 2017. Regulamenta a Lei nº 1.283, de 18 de dezembro de 1950, e a Lei nº 7.889, de 23 de novembro de 1989, que dispõem sobre a inspeção industrial e sanitária de produtos de origem animal. **Decretos**, Brasília, DF, 29 mar. 2017. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_Ato2015-2018/2017/Decreto/D9013.htm>. Acesso em: 05 nov. 2017.

CARVALHO, G. R. A Indústria de laticínios no Brasil: passado, presente e futuro. **Circular Técnica 102 Embrapa Gado de Leite**. Juiz de Fora, 2010.

CASARTELLI, D. et al. Power block off-design control strategies for indirect solar ORC cycles. **Energy Procedia**, Amsterdam, v. 69, p. 1120-1230, maio 2015.

CASTRO, L. B.; SOUZA, F. E. P. Cenários mundo-Brasil 2030 – insumos para o planejamento estratégico do BNDES. **Revista do BNDES**, Brasília, nº 44, p. 399-457, dez. 2015.

CELPE. **Aneel define índice de revisão das tarifas da Celpe**. Recife: 2017. Disponível em: <<http://www.celpe.com.br/Noticias/Pages/Aneel-define-índice-de-revisão-das-tarifas-da-Celpe-.aspx>>. Acesso em: 07 out. 2017.

CENTRO DE INTELIGÊNCIA DO LEITE - EMBRAPA. **Produção de Leite**: 2013 Pernambuco: Municípios [S.I.]: 2013 Disponível em: <<http://www.cileite.com.br/content/pernambuco-produção-de-leite-municípios>> Acesso em: 14 set. 2017.

CENTRO DE INTELIGÊNCIA DO LEITE - EMBRAPA. **Produção de leite e rebanho**: Estados [S.I.]: 2015. Disponível em: <http://www.cileite.com.br/cileite2/bancodedados.php?tit=producao_de_leite_e_rebanho_estados_producao&id=39>. Acesso em: 14 set. 2017

COCCO, D.; SERRA, F. Performance comparison of two-tank direct and thermocline thermal energy storage systems for 1 MWe class concentrating solar power plants. **Energy**, Amsterdam, v. 81, p. 526-536, jan. 2015.

DE PAULA, J. C. J. et al. Princípios básicos de fabricação de queijo: do histórico à salga. **Revista do Instituto de Laticínios Cândido Tostes**, Juiz de Fora, v. 367/368, p. 19-25, jun. 2009.

DEPARTAMENTO DE TESOUREARIA DOS EUA. **How To Depreciate Property**. Publication 946. Washington D.C.: fev. 2017.

DESBROSSES, N. Understanding the electrification of industrial energy consumption in Europe. **Leonardo Energy**, Brussels, 02 jul. 2012. Disponível em: <<http://www.leonardo-energy.org/blog/understanding-electrification-industrial-energy-consumption-europe>>. Acesso em: 26 abr. 2016.

DOW. Dowtherm A: Heat Transfer Fluid. **Product Technical Data**. Dow Chemical Company, Michigan: mar. 1997.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 4. ed. Hoboken: Wiley, 2013.

EMBRAPA. **Competitividade da cadeia produtiva do leite em Pernambuco**. Juiz de Fora, 2009.

EPE. **Balço Energético Nacional 2017**: Ano base 2016. Rio de Janeiro: EPE, 2017.

ENERGIA HELIOTÉRMICA. **Glossário**. Brasília: 2017. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/glossario/fator-de-capacidade>>. Acesso em: 26 out. 2017.

F-CHART. Engineering Equation Solver. Version 9.915-3D. F-Chart Software, 2015.

FERRER, E; MEHOS, M. **System Advisor Model (SAM) Case Study: Andasol-1**. Golden: [S.I.] 2013.

FISHER, U.; RING, A.; SUGARMEN, C. Solar Operated Organic Rankine Cycle Units for 0.2 go 10 MWe Systems. In: 12th Sede Boqer symposium on Solar Energy Production, 2004, Sede Boqer. **Proceedings...** Sede Boqer: 2004.

FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION. **Milk Production**. [S.I.]: 2017. Disponível em: <<http://www.fao.org/dairy-production-products/production/en/>>. Acesso em: 07 jan. 2017.

FRAIDENRAICH, N. et al. Possibilidade da tecnologia solar na oferta de energia térmica de uso industrial. **Revista pernambucana de desenvolvimento**, Recife, v. 11/2, p. 227-250, 1986.

GEORGES, E. et al. Design of a small-scale organic Rankine cycle engine used in a solar power plant. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, Oxford, v. 8, suppl. 1, p. i34-i41, maio 2013.

GHARBI, N. E. et al. A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies. **Energy Procedia**, Amsterdam, v. 6, p. 566-572, jun. 2011.

GOEBEL, O.; RHEINLÄNDER, J. Concentrated Solar Power: Fundamentals, Technology and Economics. In: CURSO DE GERAÇÃO SOLAR TERMOELÉTRICA, Módulo II, 2016, Recife. **Material Eletrônico do Curso**. Recife: UFPE, 2016.

HAJABDOLLAHI, Z. et al. Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery. **Energy**, Amsterdam, v. 63, p. 142-151, dez. 2013.

IEA. **Technology Roadmap: Solar Thermal Electricity**. Paris: [S.I.] 2014.

IRENA. **Renewable Power is Cost-competitive**. Bonn: 2013. Disponível em: <<https://www.irena.org/remap/REmap-FactSheet-7-Cost%20Competitive.pdf>>. Acesso em: 19 out. 2017

IRENA. **Renewable Energy Technologies: Cost Analysis Series – Concentrating Solar Power**. Abu Dhabi: jun. 2012.

JAIN, A. et al. Optimization Studies for Hybrid and Storage Designs for Parabolic Solar Trough Systems with the System Advisor Model. **Environmental Progress & Sustainable Energy**, Hoboken, v. 32, n. 4, p. 1247-1254, dez. 2013.

KALOGIROU, S. The potential of solar industrial process heat applications. **Applied Energy**, Amsterdam, v. 76, p. 337-361, 2003.

KRÜGER, D. et al. Pre-design of a mini CSP plant. **Energy Procedia**, Amsterdam, v. 69, p. 1613-1622, 2015.

KURUP, P.; TURCHI, C. Initial Investigation into the Potential of CSP Industrial Process Heat for the Southwest United States. **Technical Report**. Golden: NREL, nov. 2015.

KURUP, P.; TURCHI, C. Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model (SAM). **Technical Report**. Golden: NREL, nov. 2015.

LAPO, G. **TIR: Taxa Interna de Retorno** – A Bússola Financeira dos Projetos Imobiliários. Blog RExperts. [S.I.]: 2016. Disponível em: <<http://rexperts.com.br/tir-taxa-interna-de-retorno/>>. Acesso em: 09 out. 2017.

LEI, D.; WANG, Z.; DU, F. The Glass-to-metal Sealing Process in Parabolic Trough Solar Receivers. ISES World Congress 2007, Beijing. **Proceedings...** Beijing: ISES, 2007. p. 740-744.

LEITE BRASIL **20º ranking maiores empresas de laticínios do Brasil – 2016**. [S.I.]: 2016 Disponível em: <<http://www.leitebrasil.org.br/maiores%20laticinios%202016final.pdf>>. Acesso em: 14 set. 2017.

LODI, C. **Perspectivas para a Geração de Energia Elétrica no Brasil Utilizando a Tecnologia Solar Térmica Concentrada**. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, UFRJ, 2011.

MAITHEL, S. **Opportunities, challenges & strategies for solar energy potential in the dairy industry**. In: IRENA WORKSHOP ON “RENEWABLES DEPLOYMENT IN SMALL & MEDIUM SIZE ENTERPRISES IN THE MANUFACTURING SECTOR IN SOUTH ASIA”, 2012, Nova Deli. Material eletrônico da apresentação. Nova Deli: Shangri-La's Eros Hotel, 2012.

MATA, S. **Technical assessment and viability study of PT technology to feed a solar-cooling system**. Universitat Autònoma de Barcelona, Barcelona: [S.I.] 2015.

MCMAHAN, A. C. **Design & Optimization of Organic Rankine Cycle Solar-Thermal Powerplants**, Madison, WI: University of Wisconsin-Madison, 2006. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, Universidade de Wisconsin-Madison, 2006.

MICU, A. The price of solar keeps falling, Dubai received the lowest ever asking bid for energy. **ZME Science**. [S.I.]: 2016. Disponível em: <<https://www.zmescience.com/science/dubai-solar-cheap-55116/>>. Acesso em: 19 out. 2017.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. Tradução e revisão técnica Gisele Maria Ribeiro Vieira. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

MÜLLER, C.; RAU, C.; SCHRÜFER, J. **CSP in non-electrical application**. Brasília: Projeto Energia Heliotérmica, 2014.

NAGARAJAN, S.; BARSHILIA, H.; RAJAM, K. S. **Review of sputter deposited mid- to high- temperature solar selective coatings for Flat Plate/Evacuated tube collectors and solar thermal power generation applications.** [S.I.]: 2010. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/277327602_Review_of_sputter_deposited_mid-to_high-temperature_solar_selective_coatings_for_Flat_PlateEvacuated_tube_collectors_and_solar_thermal_power_generation_applications>. Acesso em: 05 out. 2017.

NORDNORDWEST. **Localização do Recife no Brasil.** [S.I.]: 2009. Disponível em: <https://pt.wikipedia.org/wiki/Recife#/media/File:Brazil_location_map.svg>. Acesso em: 20 out. 2017.

NREL. **Concentrating Solar Power Projects:** Saguaro Power Plant. Golden: 2017. Disponível em: <https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=24>. Acesso em: 13 out. 2017.

NREL. System Advisor Model. Version 2017.1.17. Golden: NREL, 2017.

NREL. **System Cost Data.** Golden, 2010. Disponível em: <<https://sam.nrel.gov/cost>>. Acesso em: 09 out. 2017.

ONUDI. **Energia Solar Térmica.** [S.I.], Observatório de Energias Renováveis, 2016. Disponível em: <<http://www.renenergyobservatory.org/br/programa-de-capacitacao/energia-solar-termica.html>>. Acesso em: 20 abr. 2016

OROSZ, M. S. et al. Small Scale Solar Orc System for Distributed Power. In: 29th ISES Biennial Solar World Congress, 2009, Johannesburg. **Proceedings...** Johannesburg: ISES, 2009.

PINHO, J. T.; GALDINO, M. A. **Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos.** Rio de Janeiro: GTES, 2014.

PORTO, E. **Tecnologia do Leite.** Piracicaba: 1998. Material de aula Esalq/USP Disponível em: <<http://www.esalq.usp.br/departamentos/lan/pdf/TecnologiaLeite.pdf>>. Acesso em: 07 jan. 2017

PREIBINGER, M.; HEBERLE, F.; BRÜGGEMANN, D. Advanced Organic Rankine Cycle for geothermal application. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, Oxford, v. 8, suppl. 1, p. i62-i68, maio 2013.

PRICE, H. et al. Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology. **Journal of Solar Energy Engineering**, Las Vegas, v. 124, p. 109-125, maio 2002.

QADER, M.; STÜCKRAD, S. Concentrated Solar Power. **IASS fact sheet 2/2016**. Potsdam, 2016.

QUIJERA, J. A.; ALRIOLS, M. G.; LABIDI, J. Integration of a solar thermal system in a dairy process. **Renewable Energy**, Amsterdam, v. 36, p. 1843–1853, abr. 2011.

QUOILIN, S. et al. Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. **Solar Energy**, Amsterdam, v. 85, p. 955-966, mar. 2011.

RIOGLASS. **Home**. Bruxelas: 2017. Disponível em: <<http://rioglass.com>>. Acesso em: 05 out. 2017.

ROWSHANZADEH, R. **Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies**. Estocolmo: Kungliga Tekniska Högskolan, 2010. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, Instituto Real de Tecnologia, 2010.

SARGENT & LUNDY LLC CONSULTING GROUP. Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts. **Subcontractor Report**. Golden: out. 2003.

SCHWEIGER, H. et al. The potential of solar heat in industrial processes. A state of the art review for Spain and Portugal. In: EuroSun 2000 – ISES Europe Solar Congress, 2000, Copenhagen. **Proceedings...** Copenhagen: ISES, 2000.

SEBRAE. **Cenários para o leite e derivados na Região Nordeste em 2020**. Recife: Sebrae, 2013.

SHIP PLANTS. **Solar Thermal Plants Database**. Gleisdorf: 2017. Disponível em: <<http://ship-plants.info/solar-thermal-plants>>. Acesso em: 27 out. 2017.

SIEMENS. **Siemens to decisively strengthen its position in the growth market solar thermal power**. Munique: 2009. Disponível em: <http://w5.siemens.com/web/il/en/corporate/home/press/press_releases/pages/solel_acquisitio_n.aspx>. Acesso em: 05 out. 2017.

SOARES, J.; OLIVEIRA, A. Numerical Simulation of a Hybrid Concentrated Solar Power/Biomass Mini Power Plant. In: 14th International Conference on Sustainable Energy Technologies, 2015, Nottingham. **Proceedings...** Nottingham: WSSET, 2015.

SOLARGIS. **Solar resource free maps.** Bratislava: 2016. Disponível em: <<http://solargis.com/products/maps-and-gis-data/free/download/brazil>>. Acesso em: 05 out. 2017.

SOLTIGUA. **A new horizon for solar energy.** Gambettola: 2017. Disponível em: <<http://www.soltigua.com/download/>>. Acesso em: 19 out. 2017.

SOLTIGUA. **PTMx Brochure.** Gambettola: 2017. Disponível em: <<http://www.soltigua.com/ptmx-introduction/>>. Acesso em: 05 out. 2017.

SORIA, R. **Cenários de Geração de Eletricidade a Partir de Geradores Heliotérmicos no Brasil: A Influência do Armazenamento de Calor e da Híbridação.** Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011. Originalmente apresentada como dissertação de mestrado, UFRJ, 2011.

STETTENHEIM, J. **Advanced Low-Cost Receiver for Parabolic Trough Solar Power – Design for Manufacturing.** CSP Program Summit 2016. San Diego, 2016.

STINE, W.B.; GEYER, M. **Power from the Sun.** [S.I.]: 2001. Disponível em: <<http://www.powerfromthesun.net/book.html>>. Acesso em: 04 jan. 2018.

TURISMO NO RECIFE. **Clima e Temperatura.** Recife: 2017. Disponível em: <<http://www.turismonorecife.com.br/pt-br/informacoes-importantes/clima-e-temperatura>>. Acesso em: 20 out. 2017.

U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. **International Energy Outlook 2013,** Washington, DC: U.S. Department of Energy, 2013.

VALOR. Dairy sector shifts strategy in face of lower supplies. **Valor International: Briefs,** Rio de Janeiro: maio 2016. Disponível em: <<http://www.valor.com.br/international/news/4560907/dairy-sector-shifts-strategy-face-lower-supplies>>. Acesso em: 14 set. 2017.

VANSLAMBROUCK, B. et al. Efficiency comparison between the steam cycle and the organic rankine cycle for small-scale power generation. In: Renewable Energy World Conference & Expo North America, 2012, Long Beach. **Proceedings...** Long Beach, 2012.

WAGNER, M. J.; GILMAN, P. Technical Manual for the SAM Physical Trough Model. **Technical Report**. Golden: NREL, jun. 2011.

WEATHERBASE. **Petrolina, Pernambuco.** [S.I.]: 2017.
<<http://www.weatherbase.com/weather/weather-summary.php3?s=38928&cityname=Petrolina%2C+Pernambuco%2C+Brazil&units=>>>.
Acesso em: 21 out. 2017.

WEATHERBASE **Recife, Pernambuco.** [S.I.]: 2017.
<<http://www.weatherbase.com/weather/weather-summary.php3?s=99828&cityname=Recife%2C+Pernambuco%2C+Brazil&units=>>>. Acesso em: 21 out. 2017.

ZOLFAGHARI, M. et al. **Comparative costs analysis for the selected innovative solar technologies**. Barcelona: UAB – BEG/INCERS Research Group, 2015.

APÊNDICE A – ALGORITMO UTILIZADO NO EES

Comentários e explicações estão em azul, entre chaves ou aspas, e estão apenas no algoritmo do CRV para não ficar repetitivo, já que seriam os mesmos para o ORC.

a) Para Ciclo Rankine a Vapor

```

Function teste(Qo;Tea) {função iterativa para obter temperatura de evaporação – Tev – a
partir da energia térmica fornecida pelo campo solar}
Tev=50 {temperatura de evaporação – chute inicial, ponto de partida}
Repeat
  P:= P_sat(Water;T=Tev) {pressão de saturação}
  E:=2,20*Cp(Water;T=Tea;P=P)*(Tev-Tea)+2,20*Enthalpy_vaporization(Water;T=Tev)
  {equação fundamental da calorimetria – calor sensível e calor latente}
  Tev:=Tev+1 {iteração de 1 em 1 grau da Tev}
  IF (Tev>214) Then E:=1 {para essa Tev: já atingiu a energia máxima fornecida? Se sim,
pare, caso contrário continue até atingir ou chegar a Tev limite}
  IF (E >=Qo) Then E:=1 {critério de parada – quando a potência térmica E é maior ou igual
à do campo solar já considerando a eficiência do trocador}
Until (E=1)

teste := Tev
end

"Dados de entrada"
Tea=T1

Q_camposolar=6800 {valor que será buscado para ser utilizado no SAM, sendo 1/3 do valor
de pico}
Qo=n_troc*Q_camposolar {eficiência do trocador de calor influencia a energia recebida pelo
ciclo}
n = teste(Qo;Tea) {valor obtido da função inicial}

"Ciclo Rankine"
"Dados de Entrada"

Tev=n {valor obtido da função inicial}

T3=Tev+(Qo-(ma*Cp(Water;T=Tea;P=P3)*(Tev-
Tea)+ma*Enthalpy_vaporization(Water;T=Tev)))/(ma*Cp(Water;T=Tev+1;P=P3))
{temperatura e superaquecimento}
P1=8 {pressão após o condensador}
ma=2,20 {vazão mássica}
ni_t=0,55 {eficiência isentrópica da turbina}
n_troc=0,85 {eficiência do trocador de calor}
n_bomba=0,80 {eficiência isentrópica da bomba}
n_gerador=0,95 {eficiência do gerador}
"Solução utilizando pressões, entalpias, entropias e temperaturas para cada ponto do ciclo"

```

```

P3=P_sat(Water;T=Tev)
P2=P3
P1=P4
h1=ENTHALPY(Water;X=0;P=P1)
T1=T_SAT(Water;P=P1)
h3=ENTHALPY(Water;X=1;P=P3)
s3=ENTROPY(Water;X=1;P=P3)
s4=s3
h4=ENTHALPY(Water;S=s4;P=P4)
h4=x_4*ENTHALPY(Water;X=1;P=P4)+(1-x_4)*ENTHALPY(Water;X=0;P=P4)
s1=ENTROPY(Water;P=P1;X=0)
s2=s1
T2=Temperature(Water;P=P2;S=s2)
T4=Temperature(Water;P=P4;S=s4)

```

"Bomba;"

```

vol=1/DENSITY(Water;X=0;P=P1)
h1=h2+vol*(P1-P2)
wb=(h1-h2)*ma/n_bomba {trabalho da bomba}

```

"Turbina"

```

wt=ni_t*(h3-h4)*ma {trabalho da turbina}
wliq=wt-ABS(wb) {trabalho líquido}

```

"Caldeira"

```

qcald=(h3-h2)*ma {calor da caldeira – ou gerador de vapor – já considerando o calor
recebido após as perdas no trocador}

```

"Condensador"

```

qcond=(h1-h4)*ma

```

"Rendimento do ciclo"

```

n_t=(wt-ABS(wb))/qcald
n_carnot=1-(T1+273,15)/(T3+273,15)

```

"Rendimento campo solar-ciclo (apenas gerando trabalho na turbina)"

```

n_campo_turbina=(wt-ABS(wb))/(qcald/n_troc)

```

"Rendimento total solar-elétrico"

```

n_campo_eletricidade=n_gerador*(wt-ABS(wb))/(qcald/n_troc)

```

b) Para Ciclo Rankine Orgânico

Function teste(Qo;Tea)

Tev=100

Repeat

P:= p_sat(Toluene;T=Tev)

E:=8,4*cp(Toluene;T=Tea;P=P)*(Tev-Tea)+8,4*enthalpy_vaporization(Toluene;T=Tev)

```

Tev:=Tev+1
If (Tev>196) Then E:=1
If (E >=Qo) Then E:=1
Until (E=1)

```

```

teste := Tev
End

```

"Dados de entrada"

```
Tea=T1
```

```

Q_camposolar=6100
Qo=n_troc*Q_camposolar
n = teste(Qo;Tea)

```

"Ciclo Rankine"

"Dados de Entrada"

```

Tev=n
T3=Tev+(Qo-(ma*cp(Toluene;T=Tea;P=P3)*(Tev-
Tea)+ma*enthalpy_vaporization(Toluene;T=Tev)))/(ma*cp(Toluene;T=Tev+1;P=P3))
P1=8
ma=8,4
ni_t=0,75
n_troc=0,85
n_bomba=0,80
n_gerador=0,95
c=cp(Toluene;T=T3;P=P3)

```

"Solucao"

```

P3=p_sat(Toluene;T=Tev)
P2=P3
P1=P4
h1=enthalpy(Toluene;x=0;P=P1)
T1=t_sat(Toluene;P=P1)
h3=enthalpy(Toluene;x=1;P=P3)
s3=entropy(Toluene;x=1;P=P3)
s4=s3
h4=enthalpy(Toluene;s=s4;P=P4)
h4=x_4*enthalpy(Toluene;x=1;P=P4)+(1-x_4)*enthalpy(Toluene;x=0;P=P4)
s1=entropy(Toluene;P=P1;x=0)
s2=s1
T2=temperature(Toluene;P=P2;s=s2)
T4=temperature(Toluene;P=P4;s=s4)
x2=quality(Toluene;T=T2;h=h2)

```

"Bomba;"

$$\text{vol}=1/\text{density}(\text{Toluene};x=0;P=P1)$$

$$h1=h2+\text{vol}*(P1-P2)$$

$$\text{wb}=(h1-h2)*\text{ma}/n_bomba$$

"Turbina"

$$\text{wt}=\text{ni_t}*(h3-h4)*\text{ma}$$

$$\text{wliq}=\text{wt}-\text{abs}(\text{wb})$$

"Caldeira"

$$\text{qcald}=(h3-h2)*\text{ma}$$

"Condensador"

$$\text{qcond}=(h1-h4)*\text{ma}$$

"Rendimento do ciclo"

$$n_t=(\text{wt}-\text{abs}(\text{wb}))/\text{qcald}$$

$$n_carnot=1-(T1+273,15)/(T3+273,15)$$

"Rendimento campo solar-ciclo (apenas gerando trabalho na turbina)"

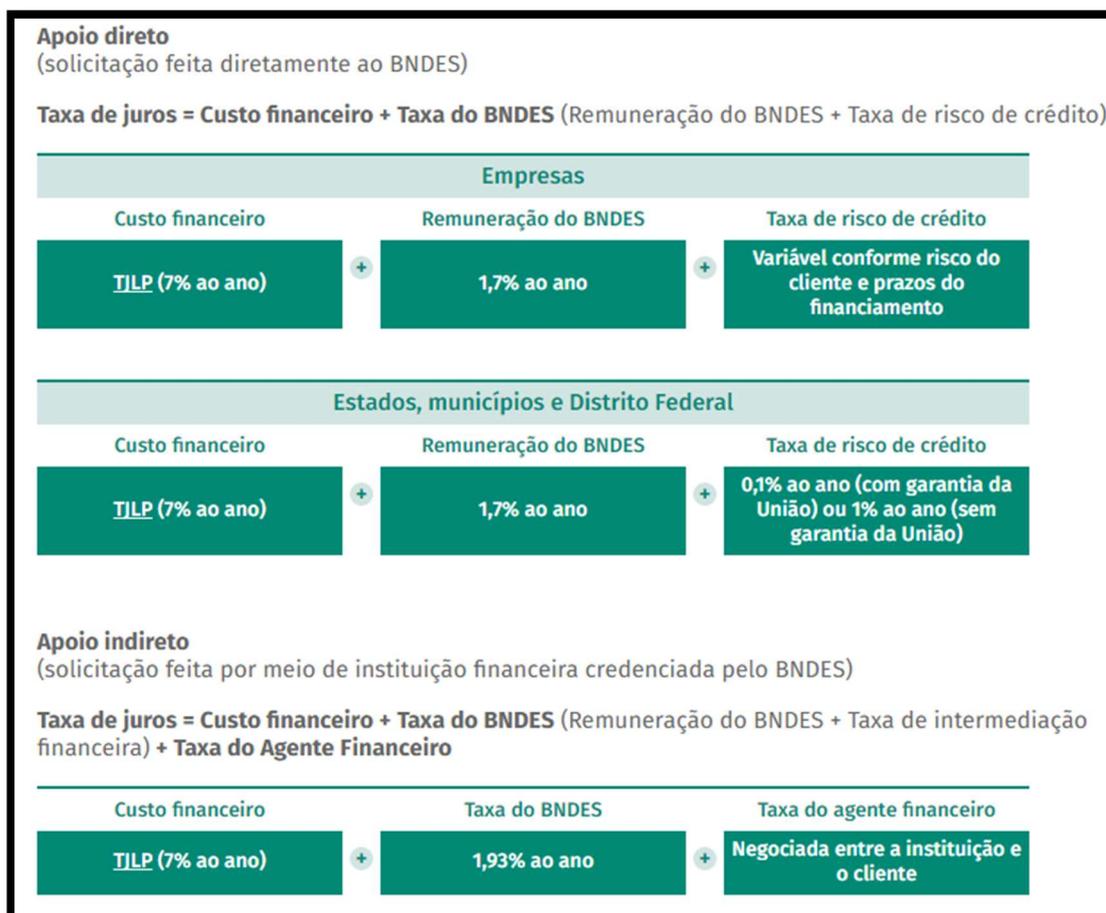
$$n_campo_turbina=(\text{wt}-\text{abs}(\text{wb}))/(\text{qcald}/n_troc)$$

"Rendimento total solar-elétrico"

$$n_campo_eletricidade=n_gerador*(\text{wt}-\text{abs}(\text{wb}))/(\text{qcald}/n_troc)$$

ANEXO A – TAXAS DE JUROS E RISCO DE CRÉDITO DO BNDES FINEM – GERAÇÃO DE ENERGIA.

Taxas de juros do BNDES para apoio direto e indireto.



Fonte: BNDES (2017).

Taxas de risco de crédito

Operações	Taxa de risco de crédito
Operações garantidas por fiança bancária	0,5% ao ano
Operações com Estados, Distrito Federal e Municípios	1,0% ao ano
Operações em que o risco de crédito seja assumido pela União	0,1% ao ano
Operações indiretas	Risco de crédito é coberto pela remuneração da instituição financeira credenciada

Fonte: BNDES (2017).

ANEXO B – VARIÁVEIS MACROECONÔMICAS (MÉDIA 2016-2030).

Variáveis macroeconômicas selecionadas para cada cenário – Média 2016-2030.

	“Sonho meu”	“Deixa a vida me levar”	“Apesar de você”	“O mundo é um moinho”
Taxa Selic (% ao ano)	6,1	9,6	7,8	12,8
Taxa de câmbio nominal (R\$/US\$)	3,85	3,54	5,02	6,48
Taxas de inflação (%) IPCA (dez./dez.)	3,9	7,0	4,1	10,1

Fonte: CASTRO; SOUZA (2015)