

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Modelagem Computacional e Otimização de um
Ciclo Rankine Orgânico Solar com Concentrador
Cilíndrico Parabólico**

Marcel Senaubar Alves

Itajubá, Novembro de 2013

Dissertação de Mestrado	Marcel Senaubar Alves	2013
--------------------------------	------------------------------	-------------

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Marcel Senaubar Alves

**Modelagem Computacional e Otimização de um
Ciclo Rankine Orgânico Solar com Concentrador
Cilíndrico Parabólico**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica como parte
dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em
Ciências em Engenharia Mecânica.**

Área de Concentração: Conversão de Energia

Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Co-Orientador: Prof. Dr. José Carlos Escobar Palácio

Novembro de 2013

Itajubá, MG

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB_6/1700

A474m

Alves, Marcel Senaubar

Modelagem Computacional e Otimização de um Ciclo Rankine Orgânico Solar com Concentrador Cilíndrico Parabólico / Marcel Senaubar Alves. -- Itajubá, (MG) : [s.n.], 2014.
195 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora.

Coorientador: Prof. Dr. José Carlos Escobar Palácio.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Ciclo Rankine Orgânico. 2. Concentrador Cilíndrico Parabólico. 3. Fluídos orgânicos. 4. Modelagem Computacional. 5. Lógica Fuzzy. 6. LABS. I. Silva Lora, Electo Eduardo, orient. II. Palácio, José Carlos Escobar, coorient. II. Universidade Federal de Itajubá. IV. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Marcel Senaubar Alves

Modelagem Computacional e Otimização de um Ciclo Rankine Orgânico Solar com Concentrador Cilíndrico Parabólico

Dissertação aprovada por banca examinadora em 08 de novembro de 2013, conferindo ao autor o título de **Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica**.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora (Orientador)

Prof. Dr. José Carlos Escobar Palácio (Co-Orientador)

Prof. Dr. Marcelo José Pirani

Dr. Cláudio Homero Ferreira Silva

Itajubá, MG

2013

Dedicatória

A minha família, namorada e amigos.

Agradecimentos

Ao meu ilustre orientador, Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora, pelo estímulo, paciência, amizade, e conhecimento foram desse trabalho fundamental durante a fase de elaboração.

Ao meu co-orientador, Prof. Dr. José Carlos Escobar Palácio, pela competência, dedicação, paciência e amizade.

Aos Professores da Universidade Federal de Itajubá, pelo apoio e valiosas sugestões, que contribuíram para a elaboração deste trabalho. Dentre esses, em especial destaco o Prof. Dr. Osvaldo José Venturini, Prof. Dr. Marcelo José Pirani e ao Prof. Dr. Vladmir Rafael Melián Cobas.

Aos amigos e aos colegas, pelo permanente incentivo, colaboração, amizade e momentos de convívio.

Ao apoio financeiro da CAPES, através do Programa de bolsas e a CPFL pelo seu programa de desenvolvimento. Agradeço também as empresas AES e CPFL, pela oportunidade de participar de seus projetos de pesquisa e desenvolvimento.

Por derradeiro, com todo meu afeto agradeço a minha família, meu querido pai, Josias Alves, minha amada mãe Maria Aparecida, ao meu querido irmão André Alves e namorada Ana Carolina Andrade, que sempre me incentivaram na formação e no meu desenvolvimento cultural.

“A verdade é que comportamentos e esforços normais levam a resultados normais; resultados diferentes pedem comportamentos diferentes; resultados extraordinários pedem ações extraordinárias!”.

Resumo

Alves, M. S. (2013), *Modelagem Computacional e Otimização de um Ciclo Rankine Orgânico Solar com Concentrador Cilíndrico Parabólico*, Itajubá - MG, 195 p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

A energia é fundamental para qualquer ser humano, usada para satisfazer as nossas necessidades básicas, tais como transporte, alimentação e a própria manutenção da vida, portanto, a demanda mundial de energia deverá aumentar de forma contínua. A fim de minimizar o impacto negativo sobre o meio ambiente, nos últimos anos, um grande esforço tem sido feito para usar processos de conversão de energia mais eficientes e aumentar a quota de energias renováveis no mercado. Como resultado, o interesse pela recuperação de calor de baixa qualidade cresceu dramaticamente nas últimas décadas.

Entre as soluções propostas, o sistema ciclo Rankine orgânico (ORC) é o mais amplamente utilizado devido à sua simplicidade e a disponibilidade de componentes. Basicamente, o fluido de trabalho é um componente orgânico, permitindo que se ajuste a diferentes temperaturas de fontes de calor; possibilitando a geração de energia e localizada e de pequena escala. No entanto, a escolha do fluido de trabalho é de fundamental importância e tem sido o objeto de muito estudo. Este trabalho foca a otimização de fluidos de trabalho para baixa temperatura baseado em lógica *fuzzy* para uma planta ORC Solar de 5 kWe.

A primeira parte deste trabalho descreve o modelo de simulação de um sistema ORC Solar, baseado em um modelo semi-empírico, que é construído através da interligação dos submodelos dos diferentes componentes. Na segunda parte, os resultados da simulação são apresentados, a avaliação do desempenho de um ORC solar para diferentes fluidos. A terceira parte do trabalho investiga o desempenho do sistema através de uma lógica *fuzzy* para apontar a melhor faixa de temperatura de operação entre os fluidos. E a última parte conta com uma avaliação econômica contra outras tecnologias de conversão convencional.

Palavras chave: *Ciclo Rankine Orgânico, Concentrador Cilíndrico Parabólico, Fluidos Orgânicos, Modelagem Computacional, lógica fuzzy, LABS.*

Abstract

Alves, M. S. (2013), *Computational Modeling and Optimization of a Solar Organic Rankine Cycle with Parabolic Trough Collector*, Itajubá - MG, 195 p. Dissertation (Master in Energy Conversion) – Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

Energy is fundamental to any human being, used to meeting our basic needs, such as transportation, food and the own maintenance of life, therefore world energy demand is expected to increase continuously, in order to minimize the negative impact on environment, in the last few years, a large endeavors have been made to use more efficient energy conversion processes and extend the market share of renewable energies. As a result, the interest for low grade heat recovery grew dramatically in the past decades.

Among the proposed solutions, the Organic Rankine Cycle (ORC) system is the most widely used due to its simplicity and the availability of components. Basically, the working fluid is an organic component, allowing fitting different temperature heat sources; achieving a local and small scale power generation. Nevertheless, the choice of the working fluid is of crucial importance and has been the object of an abundant literature. This work is focused on outcome an optimized working fluid for low temperature based on fuzzy logic for 5 kWe Solar ORC plant.

The first part of this dissertation describes the simulation model of a Solar ORC system based on semi-empirical model, which is built by interconnecting the sub-models of the different components. In the second part, the results of the simulation are presented, evaluating the performance of a Solar ORC for different fluids. The third part of the paper investigates the performance of the system though a fuzzy logic to points out the best fluid for its temperature range among them. And the last part treats an economical evaluation against other conventional conversion technology.

Keywords: *Organic Rankine Cycle, Parabolic Trough Collector, Organic Fluids, Modeling, fuzzy logic, LABS.*

Lista de Figuras

FIGURA 1.1. CAPACIDADE DE GERAÇÃO E MALHA DE TRANSMISSÃO NO BRASIL VS. DENSIDADE DEMOGRÁFICA DO BRASIL – ADAPTADO DE (ANEEL, 2011 E IBGE, 2010).....	26
FIGURA 1.2. INSTALAÇÕES ISOLADAS VS. NECESSIDADE DE USO (PEREIRA ET AL., 2006).....	28
FIGURA 2.1. ELETRICIDADE NO MUNDO POR FONTE (2011), CONSUMO GLOBAL DE 162 PWH (REN21, 2012).....	31
FIGURA 2.2. CONSUMO DE ENERGIA PRIMÁRIA (3,16 PWH) NO ANO DE 2011 NO BRASIL (EPE, 2012).....	32
FIGURA 2.3. FORNECIMENTO DE ELETRICIDADE NO MERCADO INTERNO PELA FONTE (2011), COM UM CONSUMO GLOBAL DE 570 TWH NO BRASIL (EPE, 2012).	32
FIGURA 2.4. DEMANDA DE ENERGIA PARA AQUECIMENTO EM kWh (PEREIRA ET AL., 2006).	33
FIGURA 2.5. RETORNO DE INVESTIMENTO EM ANOS, PARA O USO DA ENERGIA SOLAR PARA O AQUECIMENTO DE ÁGUA (PEREIRA ET AL., 2006).	34
FIGURA 2.6. MÉDIA ANUAL DA RADIAÇÃO DIRETA NO MUNDO, ADAPTADO DE (TRIEB ET AL., 2009).....	35
FIGURA 2.7. BALANÇO ENERGÉTICO TERRESTRE (PEREIRA ET AL., 2006).....	36
FIGURA 2.8. MÉDIA NORMAL RADIAÇÃO SOLAR DIRETA ANUAL (PEREIRA ET AL., 2006).	37
FIGURA 2.9. CAPACIDADE OPERACIONAL INSTALADA DE SISTEMAS FV EM 2011, POR PAÍS (REN21, 2012).....	40
FIGURA 2.10. SISTEMA FOTOVOLTAICO CONECTADO À REDE (CRESESB, 2013).....	41
FIGURA 2.11. SISTEMA FOTOVOLTAICO ISOLADO (CRESESB, 2013).....	42
FIGURA 2.12. CONFIGURAÇÃO DE UM SISTEMA HÍBRIDO (CRESESB, 2013).....	42
FIGURA 2.13. USO POR TIPO DA TECNOLOGIA CSP EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA (ADAPTADO DE CSP-WORLD, 2013).....	44
FIGURA 2.14. CRESCIMENTO DA TECNOLOGIA CSP (ADAPTADO DE POWER, 2010; CSP-WORLD, 2013).	45
FIGURA 2.15. POSSÍVEIS CONFIGURAÇÕES DE ACUMULADORES TÉRMICOS (WENDEL ET AL., 2010).....	46
FIGURA 2.16. CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPOSTO (FRAIDENRAICH ET AL., 1999).	49
FIGURA 2.17. ESQUEMA DE UM COLETOR CILÍNDRICO PARABÓLICO (KALOGIROU, 2004).	50
FIGURA 2.18. EVOLUÇÃO DIÁRIA DA POTÊNCIA PARA DIA TÍPICO DE VERÃO E INVERNO (ADAPTADO DE CIEMAT, 2008).	51

FIGURA 2.19. ESQUEMA DE UM REFLETOR LINEAR DE FRESNEL (KALOGIROU, 2004).	52
FIGURA 2.20. ESQUEMA DE UM CAMPO HELIÓSTATO OU COLETOR RECEPTOR CENTRAL (KALOGIROU, 2004).....	53
FIGURA 2.21. ESQUEMA DE UM REFLETOR DE PRATO PARABÓLICO (CEMIG, 2012).	54
FIGURA 2.22. EVOLUÇÃO DO USO DA ENERGIA (EDINGER, 2000).	54
FIGURA 2.23. COMPARATIVO ENTRE MÁQUINAS TÉRMICAS EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA E TEMPERATURA (TARIQUE, 2011).	55
FIGURA 2.24. COMPORTAMENTO DAS EFICIÊNCIAS DO COLETOR SOLAR, DO CICLO ORC E EFICIÊNCIA TOTAL (QUOILIN, 2011A).	56
FIGURA 2.25. REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM CICLO RANKINE.....	59
FIGURA 2.26. USO POR APLICAÇÃO EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA INSTALADA (ADAPTADO DE ALVES, 2012A).....	61
FIGURA 2.27. ESQUEMA DE RECUPERAÇÃO DA ENERGIA NOS GASES DO ESCAPE, REPRESENTANDO UMA MELHORA NO USO DO COMBUSTÍVEL EM 15% (WEI ET AL., 2011).62	62
FIGURA 2.28. DIAGRAMA T-S DE CURVAS DE SATURAÇÃO TÍPICAS DE (ISOPENTANO) UM FLUIDO SECO (R-22) FLUIDO ÚMIDO E (R-11) FLUIDO ISENTRÓPICO (QUOILIN, 2011A).....	63
FIGURA 2.29. COMPARATIVO ENTRE CURVAS DE SATURAÇÃO PARA DIVERSOS FLUIDOS (QUOILIN, 2013).	64
FIGURA 2.30. EFICIÊNCIA DO CICLO RANKINE PELA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO (AUON, 2008).....	64
FIGURA 2.31. EXPANSORES MAIS UTILIZADOS EM SISTEMAS ORC – SENDO DA ESQUERDA PARA DIREITA: DUAS MÁQUINAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO (SCROLL E SCREW) E DUAS TURBOMÁQUINAS (RADIAL E AXIAL).	66
FIGURA 2.32. EVOLUÇÃO DO CUSTO ESPECÍFICO PELA POTÊNCIA ELÉTRICA GERADA DO SISTEMA ORC.....	71
FIGURA 2.33. PRINCIPAIS ELEMENTOS DO MÓDULO CROS (ADAPTADO DE OROSZ ET AL. 2009).	74
FIGURA 3.1. ESQUEMA DE EQUIPAMENTOS DA PLANTA CROS.	77
FIGURA 3.2. DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE FUNCIONAMENTO DO CROSD.	79
FIGURA 3.3. DIAGRAMA T-S PARA O SISTEMA CROS USANDO O R245FA A 120°C E 600 W/M ² .82	82
FIGURA 3.4. EFICIÊNCIA DE COLETORES SOLARES VS. TEMPERATURA DE OPERAÇÃO (ADAPTADO DE QU, 2008).	84
FIGURA 3.5. PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO COLETOR <i>SopoHELIOS</i> DA <i>SOPOGY</i>	84

FIGURA 3.6. EFICIÊNCIA GLOBAL DO COLETOR SOLAR EM FUNÇÃO DAS VARIAS RADIAÇÕES DE ENTRADA (W/M^2) E TEMPERATURA.....	85
FIGURA 3.7. TROCADOR DE CALOR A PLACAS E GAXETA (ADAPTADO DE KAKAÇ, 2002).....	87
FIGURA 3.8. ESQUEMA PARA O DESENVOLVIMENTO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	88
FIGURA 3.9. DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA EM UM TROCADOR DE CALOR DE CORRENTES CONTRARIA E DE PASSE ÚNICO	89
FIGURA 3.10. REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA SEQUÊNCIA DO REGIME MULTIFÁSICO E A VARIÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR AO LONGO DO ESCOAMENTO (WENDEL ET AL. 2010).	91
FIGURA 3.11. PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO TROCADOR DE PLACAS E GAXETAS DA DANFOSS.	91
FIGURA 3.12. MODELO DE UM CONDENSADOR COM TRÊS ZONAS.....	92
FIGURA 3.13. DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE FUNCIONAMENTO DO CROSE.	97
FIGURA 3.14. REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DA EFICIÊNCIA PELA VAZÃO ADIMENSIONAL DA BOMBA	103
FIGURA 3.15. REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DA EFICIÊNCIA PELA VAZÃO ADIMENSIONAL DA TURBINA.	103
FIGURA 4.1. COMPARAÇÃO ENTRE TIPOS DE RADIAÇÃO (ADAPTADO DE VIANA T. S., 2010).	111
FIGURA 4.2. PROJEÇÃO ESTEREOGRÁFICA DO POSICIONAMENTO DO SOL DURANTE O DIA EM ITAJUBÁ.....	111
FIGURA 4.3. VARIABILIDADE DA RADIAÇÃO DURANTE O ANO DE 2011 EM ITAJUBÁ ACIMA DE $300W/M^2$	113
FIGURA 4.4. DIAGRAMA SIMPLIFICADO DA METODOLOGIA DE ANÁLISE – PROCESSAMENTO....	116
FIGURA 4.5. DIAGRAMA SIMPLIFICADO DO SISTEMA CROS DESTACANDO AS VARIÁVEIS FIXAS.	117
FIGURA 4.6. RADIAÇÃO SOLAR E TEMPERATURA AMBIENTE MÉDIA AO LONGO DO DIA PARA O ANO DE 2011 EM ITAJUBÁ.....	118
FIGURA 4.7. LÓGICA FUZZY E SUA ESTRUTURAÇÃO (ADAPTADO DE COX, 1994).....	119
FIGURA 4.8. <i>ICARUS HEAT 10</i> DA <i>RACKAM</i>	124
FIGURA 5.1. COMPORTAMENTO DO NÚMERO DE COLETORES SOLARES [-], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M^2] E DA TEMPERATURA [$^{\circ}C$].....	125
FIGURA 5.2. COMPORTAMENTO DO FLUXO DE MASSA EM [KG/S] DO FLUIDO ORGÂNICO, EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M^2] E DA TEMPERATURA [$^{\circ}C$].....	126

FIGURA 5.3. COMPORTAMENTO DO NÚMERO DE PLACAS NO EVAPORADOR [-], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].....	126
FIGURA 5.4. COMPORTAMENTO DO NÚMERO DE PLACAS NO CONDENSADOR [-], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].....	126
FIGURA 5.5. COMPORTAMENTO DA EFICIÊNCIA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA [°C] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ²	127
FIGURA 5.6. CUSTO TOTAL DA PLANTA, EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].	128
FIGURA 5.7. A EFICIÊNCIA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA [°C] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ²	128
FIGURA 5.8. A EFICIÊNCIA DE CARNOT EQUIVALENTE EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA [°C] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ²	129
FIGURA 5.9. ÁREA ÚTIL DO CAMPO SOLAR EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA [°C] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ²	130
FIGURA 5.10. CUSTO DA PLANTA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA [°C] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ²	130
FIGURA 5.11. MELHOR FLUIDO DE TRABALHO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE OPERAÇÃO.	131
FIGURA 5.12. EFICIÊNCIA GLOBAL (1ª E DE CARNOT EQUIVALENTE) E A POTÊNCIA GERADA DO SISTEMA VIA MATLAB.....	132
FIGURA 5.13. COMPORTAMENTO TÉRMICO DO SISTEMA VIA MATLAB.	132
FIGURA 5.14. TEMPO DE AQUECIMENTO DO SISTEMA [MINUTOS], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].	133
FIGURA 5.15. TEMPO TOTAL DE OPERAÇÃO [HORAS], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].....	134
FIGURA 5.16. TEMPO DE SUSPENSÃO [HORAS], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].....	134
FIGURA 5.17. TEMPO EFETIVO DE OPERAÇÃO [-], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].	134
FIGURA 5.18. POTÊNCIA MÉDIA PRODUZIDA [kW], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].....	135
FIGURA 5.19. EFICIÊNCIA MÉDIA DE 1ª LEI [%], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].....	136
FIGURA 5.20. EFICIÊNCIA MÉDIA DE CARNOT EQUIVALENTE [%], EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO DE PROJETO [W/M ²] E DA TEMPERATURA [°C].	136

FIGURA 5.21. A EFICIÊNCIA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA [°C] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ² .	137
FIGURA 5.22. A EFICIÊNCIA DE CARNOT EQUIVALENTE EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA [°C] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ² .	138
FIGURA 5.23. POTÊNCIA LÍQUIDA GERADA [kW] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ² .	139
FIGURA 5.24. CUSTO ESPECÍFICO [R\$/W] PARA UMA RADIAÇÃO DE 600 W/M ² .	139
FIGURA 5.25. PONTUAÇÃO DOS FLUIDOS DE TRABALHO EM FUNÇÃO DOS INDICADORES DE DESEMPENHO.	140
FIGURA 5.26. PONTUAÇÃO DO R-245CA EM FUNÇÃO DOS CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO.	141
FIGURA 5.27. PONTUAÇÃO DO R-245FA EM FUNÇÃO DOS CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO.	142
FIGURA 5.28. COMPORTAMENTO CARACTERÍSTICO DURANTE UM ANO DE OPERAÇÃO – MÉDIA DIÁRIA.	142
FIGURA 5.29. COMPORTAMENTO DO TEMPO DURANTE UM ANO DE OPERAÇÃO – MÉDIA DIÁRIA.	143
FIGURA 5.30. COMPORTAMENTO DA EFICIÊNCIA DURANTE UM ANO DE OPERAÇÃO.	145
FIGURA 5.31. COMPORTAMENTO DA POTÊNCIA DURANTE UM ANO DE OPERAÇÃO.	146
FIGURA A-1. SISTEMA AUTÔNOMO DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA DE 4kW.	153
FIGURA A-2. ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA ORC NACIONAL.	154
FIGURA A-3. BROCHURA DA BASE REMOTA DE 2 kW DA ORMAT – DÉCADA DE 70.	155
FIGURA B-1. LOCALIZAÇÃO DO LABS NO CAMPUS UNIFEI.	156
FIGURA B-2. COLETOR SOLAR, PLANTA CROS.	157
FIGURA B-3. STIRLING DISH.	157
FIGURA B-4. MODELO EM 3D DAS FUTURAS INSTALAÇÕES DO LABS.	157
FIGURA ANEXO C 1. A) REGIÃO DE ACÚMULO DE CARGAS NA JUNÇÃO P-N; B) CAMPO ELÉTRICO RESULTANTE.	185
FIGURA ANEXO D 1. FORNALHA SOLAR DE LAVOISIER (1774) (MALAGUETA, 2012).	186
FIGURA ANEXO D 2. COLETOR PARABÓLICO DE UMA IMPRESSORA À ENERGIA SOLAR (PARIS, 1882) (MALAGUETA, 2012).	187
FIGURA ANEXO D 3. CONCENTRADOR PARABÓLICO DO CAPITÃO JOHN ERICSSON (1870) (LODI, 2011).	187
FIGURA ANEXO D 4. PLANTA DE BOMBEAMENTO DE ÁGUAS DO NILO (EGITO, 1913) (MALAGUETA, 2012).	188
FIGURA ANEXO D 5. PLANTA SOLAR DE ALMERÍA (PSA), NOS DIAS ATUAIS.	189
FIGURA ANEXO D 6. PROJETO DA DESERTEC (POWER, 2010).	191

Lista de Tabelas

TABELA 2.1. TECNOLOGIA DE CÉLULAS FOTOVOLTAICAS (SINGH, 2008).	43
TABELA 2.2. COMPARAÇÃO ENTRE TECNOLOGIAS CSP (SINGH, 2008).	47
TABELA 2.3. COLETORES DE ENERGIA SOLAR (KALOGIROU, 2004).	48
TABELA 2.4. FABRICANTES DE ORC NO MUNDO.	70
TABELA 3.1. COMO USAR DO SISTEMA DE NOMENCLATURAS.	78
TABELA 3.2. FORMATAÇÃO DOS DADOS DE SAÍDA DO SIMULADOR.	81
TABELA 3.3. EXEMPLO DE CONFIGURAÇÃO DE UM SISTEMA CROS PARA O FLUIDO R245FA A 120°C E 600 W/M ²	81
TABELA 3.4. PRINCIPAIS PARÂMETROS DE TROCADORES DE PLACAS E GAXETA (GUT, 2003). ..	88
TABELA 3.5. VALORE DE C EM FUNÇÃO DO PROCESSO E DO ESCOAMENTO DO FLUIDO.	92
TABELA 3.6. FORMATAÇÃO DE SAÍDA DO SIMULADOR	99
TABELA 3.7. EXEMPLO DE CONFIGURAÇÃO PARA O FLUIDO R245FA A 120°C E 600W/M ²	99
TABELA 3.8. FORMATAÇÃO DE SAÍDA DO SIMULADOR	99
TABELA 3.9. COMPARAÇÃO DOS DADOS DO SISTEMA CROS PARA SAITOH ET AL. (2007).	105
TABELA 3.10. COMPARAÇÃO DOS DADOS DO SISTEMA CROS PARA WANG ET AL. (2009).	106
TABELA 3.11. COMPARAÇÃO DOS DADOS DO SISTEMA CROS PARA OROSZ ET AL. (2009).	107
TABELA 3.12. COMPARAÇÃO DOS DADOS DE QUOILIN (2011A) PARA OROSZ ET AL. (2009). ..	107
TABELA 3.13. COMPARAÇÃO DOS DESVIOS ENTRE AS VALIDAÇÕES PARA SISTEMA CROS.	108
TABELA 4.1. MÉDIA DA IRRADIAÇÃO NORMAL DIRETA MENSAL EM KWH/M ² .DIA (CRESESB, 2013).	110
TABELA 4.2. PROPRIEDADES DOS FLUIDOS ANALISADOS (WIKIPÉDIA, 2013B).	115
TABELA 4.3. FAIXA DE OPERAÇÃO, PARA TEMPERATURA E PRESSÃO DOS FLUIDOS.	116
TABELA 4.4. CUSTOS ESPECÍFICOS POR EQUIPAMENTO EM UMA PLANTA CROS.	121
TABELA 4.5. EXEMPLO DE CÁLCULO DE CUSTO, PARA UMA PLANTA OPERANDO R245FA A 120 °C E 600 W/M ²	122
TABELA 5.1. RANKING DE DESEMPENHO DOS FLUIDOS.	141
TABELA 5.2. CUSTO TOTAL DE INSTALAÇÃO DE UM SISTEMA CROS (ADAPTADO DE ALVES ET AL, 2012B).	147
TABELA 5.3. CARACTERÍSTICAS DOS MÉTODOS DE CONVERSÃO UTILIZADOS.	148
TABELA 5.4. CENÁRIO ATUAL DOS MÉTODOS DE CONVERSÃO.	149
TABELA 5.5. CENÁRIO FUTURO DOS MÉTODOS DE CONVERSÃO.	149

Lista de Símbolos

Abreviação

ALT	Duração de vida na atmosfera (<i>Atmosphere Lifetime</i>);
ANEEL	Agencia Nacional de Energia Elétrica;
AT	Alta temperatura;
BT	Baixa temperatura;
BWR	Trabalho reverso – Razão entre de potência consumida da bomba sobre a potência gerada na turbina (<i>Back Work Ratio</i>);
CEPEL	Centro de Pesquisa de Energia Elétrica;
CFC	Clorofluorcarbono;
CPC	Coletores Parabólicos Compostos (<i>Compound Parabolic Collectors</i>);
CPFL	Compania Paulista de Força e Luz;
CROS	Ciclo Rankine Orgânico Solar;
CROSD	Programa dimensionador para Ciclo Rankine Orgânico Solar;
CROSE	Programa avaliador de Ciclo Rankine Orgânico Solar;
CSP	Concentradores de Energia Solar (<i>Concentrated Solar Power</i>);
DNI	Irradiação Direta Normal (<i>Direct Normal Irradiation</i>);
DOE	Departamento de Energia Americano (<i>Department of Energy</i>);
EES	<i>Engineering Equation Solver</i> ;
EPE	Empresa de Pesquisa Energética;
ETC	Coletores de tubo a vácuo (<i>Evacuated Tube Collectors</i>);
FPC	Coletores de Placas Planas (<i>Flat Plate Collectors</i>);
FV	Fotovoltaica;
GWP	Potencial para aquecimento global (<i>Global Warming Potential</i>);
H	Haloalcanos;
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos;
HFC	Coletor de Campo Helióstato (<i>Heliostat Field Collector</i>);
HFC	Hidrofluorcarbonetos;
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística;
IGV	<i>Inlet Guide Vanne</i> ;
IPCC	Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas;
LABS	Laboratório Solar da UNIFEI;

LFC	Refletor Linear de Fresnel (<i>Linear Fresnel Reflector</i>);
MCE	Motor de Combustão Externa;
MCI	Motor de Combustão Interna;
MIS	Metal – Insulator – Semiconductor;
MME	Ministério de Minas e Energia;
MTep	Tonelada equivalente de petróleo (tep) – unidade de energia definida como a quantidade de calor liberado na combustão de uma tonelada de petróleo cru, aprox.. 42 GJ.
mTG	Micro turbina a gás;
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i> ;
ODP	Potencial de destruição da camada de ozônio (<i>Ozone Depletion Prevention</i>);
OEE	Eficiência Global do Equipamento (<i>Overall Equipment Effectiveness</i>);
OMTS	Fluido orgânico Octamethyltrisiloxano;
ORC	Ciclo Rankine Orgânico (<i>Organic Rankine Cycle</i>);
PCH	Pequenas Centrais Hidrelétricas;
PDR	Refletor de Prato Parabólico (<i>Parabolic Dish Reflector</i>);
PROINFA	Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica;
PSA	Plataforma Solar de Almería;
PTC	Coletores Cilíndricos Parabólicos (<i>Parabolic Trough Collectors</i>);
RPS	Renewable Portfolio Standard;
SEGS	<i>Solar Energy Generating Systems</i> ;
SHSB	Sistema Híbrido Solar/Biomassa;
SIN	Sistema Interligado Nacional;
SSPS/DCS	<i>Small Solar Power Systems/Distributed Collector System</i> ;
Temp.	Temperatura de entrada na turbina;
We	Potência elétrica;
Wh	Potência elétrica por hora;
WHR	<i>Waste Heat Recovery</i> ;
Wp	Potência elétrica de pico máximo.

Letras Gregas

θ_c	[°]	Ângulo de aceitação.
β	[°]	Ângulo da placa – Chevron;
Δh_0	[-]	Diferença de entalpia;

Δp	[-]	Variação da pressão;
ΔT	[-]	Variação de temperatura entre as zonas do trocador de calor;
Δx	[-]	Espessura da placa do trocador de calor;
ε	[-]	Coefficiente de rugosidade do tubo;
η	[-]	Eficiência;
μ	[m ² /s]	Viscosidade média do fluido;
ρ	[kg/m ³]	Densidade do fluido;
Φ	[-]	Fator de incremento de área.

Letras Latinas

A	[m ²]	Área da superfície de contato do evaporador;
A _c	[m ²]	Área por canal,
a _{CS}	[m ²]	Área total efetiva do coletor;
A _l	[m ²]	Área da placa do trocador de calor;
A _{lp}	[m ²]	Área projetada da placa;
b	[m]	Altura do canal;
b _o	[-]	Número de ebulição;
C	[-]	Constante;
C	[W/K]	Capacidade térmica do fluido da respectiva zona do trocador de calor;
C _p	[J/kg.K]	Calor específico do fluido;
d	[m]	Diâmetro;
D _h	[m]	Diâmetro hidráulico;
f	[-]	Fator de fricção;
F _m	[kg/s]	Fluxo de massa;
G _c	[m/s]	Velocidade do escoamento dentro do canal;
G _p	[m/s]	Velocidade do escoamento no tubo de entrada do trocador de calor;
h	[kJ/kg]	Entalpia do fluido;
h	[W/m ² K]	Coefficiente de transferência de calor por convecção nos trocadores de calor;
I _S	[W/m ²]	Radiação solar;
k	[W/mK]	Condutividade térmica do fluido em questão;
k _{aço}	[W/mK]	Condutividade térmica do material;
k _p	[-]	Índice tabelado de acordo com o trocador e ângulos da placa 1,441;
L _{eff}	[-]	Comprimento efetivo;

Lh	[m]	Distância horizontal entre bocais;
Lp	[m]	Altura útil da placa;
Lv	[-]	Distância vertical entre centros dos bocais do trocador;
Lw	[m]	Largura útil;
m	[-]	Índice tabelado de acordo com o trocador e ângulos da placa 0,206;
Mc	[m ³ /s]	Fluxo por canal;
Nc	[-]	Número de canal por passe;
Np	[-]	Número total de passes;
Nt	[-]	Número total de placas;
Nu	[-]	Número de Nusselt;
p	[Bar]	Pressão na entrada;
Pr	[-]	Número de Prandtl;
q	[W]	Quantidade de calor transmitido;
Qf	[W]	Quantidade de calor necessária para evaporar ou condensar o fluido orgânico;
R	[-]	Razão dos valores de capacidade térmica;
Re	[-]	Número de Reynolds;
T	[°C]	Temperaturas do fluido;
T _m	[°C]	Temperatura média ponderada (sendo 25% de entrada e 75% da saída);
U	[W/m ² K]	Coefficiente global de transferência de calor;
w	[W]	Trabalho.

Subscrito e Sobescrito

1	Entrada;
2	Saída;
a	Quente;
b	bomba;
b	Frio;
c	Canal;
cs	Coletor Solar;
ent	entrada
ev	Evaporação;
f	Frio;
max	Máximo;

min	Mínimo;
ml	Media logarítmica;
net	Valor líquido;
p	No ponto de projeto;
p	Porta;
q	Quente;
s	Condição isentrópica do fluido;
sai	Saída;
t	turbina.

Nomenclatura do Sistema CROS

A	Água;
BWR	<i>Back Work Ratio</i> ;
F	Fluido;
FmC	Fluxo de massa no Condensador;
FmCS	Fluxo de massa no Evaporador;
FmT	Fluxo de massa no ORC;
IS	Irradiação Solar;
LOFF	Tempo que o equipamento é desligado para proteção do mesmo;
LORC	Tempo de permanência em operação do sistema ORC;
LTA	Tempo de aquecimento do sistema em segundos;
NB	Eficiência da Bomba;
NC	Eficiência do Condensador;
NCS	Eficiência do Coletor Solar;
nCS	Número de coletores solares (Sopogy);
NE	Eficiência do Evaporador;
NEA	Eficiência do sistema com cogeração;
nPC	Número de placas do condensador;
nPE	Número de placas do evaporador;
NS	Eficiência do Sistema;
NS2	Eficiência de segunda lei do Sistema;
NT	Eficiência da Turbina;
Pam	Pressão Ambiente;
PeB	Pressão de entrada na Bomba;

PeC	Pressão de entrada no Condensador – Água;
PeCO	Pressão de entrada no Condensador – ORC;
PeE	Pressão de entrada no Evaporador – Coletor;
PeEO	Pressão de entrada no Evaporador – ORC;
PeT	Pressão de entrada na Turbina;
PsB	Pressão de saída na Bomba;
PsC	Pressão de saída no Condensador – Água;
PsCO	Pressão de saída no Condensador – ORC;
PsE	Pressão de saída no Evaporador – Coletor;
PsEO	Pressão de saída no Evaporador – ORC;
PsT	Pressão de saída na Turbina;
Qin	Energia que entra;
QinCS	Energia que entra no coletor solar;
Qout	Energia dissipada;
Qr	Energia recuperada;
Tam	Temperatura Ambiente;
TeB	Temperatura de entrada da Bomba – Fluido;
TeC	Temperatura de entrada no Condensador – Água;
TeCO	Temperatura de entrada no Condensador – ORC;
TeE	Temperatura de entrada no Evaporador – Coletor;
TeEO	Temperatura de entrada no Evaporador – ORC;
TeT	Temperatura de entrada da Turbina – Fluido;
TsB	Temperatura de saída da Bomba – Fluido;
TsC	Temperatura de saída no Condensador – Água;
TsCO	Temperatura de saída no Condensador – ORC;
TsE	Temperatura de saída no Evaporador – Coletor;
TsEO	Temperatura de saída no Evaporador – ORC;
TsT	Temperatura de saída da Turbina – Fluido;
WB	Trabalho da bomba;
WT	Trabalho de eixo.

Sumário

1. Introdução.....	24
1.1. Motivações e Justificativas	25
1.2. Objetivos do trabalho	29
1.3. Conteúdo do trabalho	30
2. Fundamentação Teórica	31
2.1. O Recurso Solar	34
2.1.1. No Brasil.....	36
2.1.2. Formas de Aproveitamento	38
2.2. Conversão Direta de Energia	39
2.2.1. A Geração de Energia Elétrica	41
2.2.2. As Características Construtivas	43
2.3. Conversão Indireta da Energia.....	44
2.3.1. A Geração de Energia Elétrica	46
2.3.2. As Características Construtivas	47
2.4. Comparação entre Tecnologias Solares	56
2.5. Ciclo Rankine Orgânico (ORC).....	58
2.5.1. Princípio de Funcionamento	59
2.5.2. Principais Aplicações	60
2.5.3. Fluidos de Trabalho	62
2.5.4. Expansores.....	66
2.5.5. Otimização em Sistemas ORC	67
2.5.6. Fabricantes de Sistemas ORC	70
2.5.7. Custos	71
2.6. Ciclo Rankine Orgânico Solar	72
3. Metodologia da Modelagem Matemática.....	75
3.1. Metodologia de Simulação	76
3.2. CROSD.....	78
3.2.1. Bomba.....	82

3.2.2.	Coletor Solar.....	83
3.2.3.	Trocador de Calor (Danfoss).....	87
3.2.4.	Turbina	95
3.2.5.	Condensador e Evaporador.....	96
3.3.	CROSe	96
3.3.1.	Danfoss	100
3.3.2.	NTU	100
3.3.3.	Coletor Solar.....	101
3.3.4.	Bomba e Turbina	102
3.3.5.	Evaporador (NTUe).....	103
3.3.6.	Condensador (NTUc)	104
3.4.	Comparação	104
3.5.	Limitações.....	108
4.	Estudo de Caso	110
4.1.	Radiação Solar	110
4.2.	Fluidos	113
4.3.	Metodologia de Análise	116
4.4.	Indicadores de Desempenho	119
4.5.	CROS	123
5.	Análise de Resultados	125
5.1.	Ponto de Projeto (CROSd).....	125
5.1.1.	Avaliação do Sistema	128
5.2.	Variando a Radiação Solar (CROSe).....	131
5.2.1.	Avaliação do Sistema	137
5.3.	O Sistema CROS	140
5.3.1.	Operação Anual	142
5.3.2.	Custo de Geração.....	146
6.	Conclusões	150
6.1.	Contribuições	151
6.2.	Recomendações	152

Apêndice A – ORC Brasileiro	153
Apêndice B – Laboratório Solar da UNIFEI – LABS	156
Apêndice C – Fluxograma CROSD	158
Apêndice D – Fluxograma CROSE	165
Referências	173
Anexo A – Carta Solarimétrica	180
Anexo B – Carta Variabilidade Solar	182
Anexo C – O Efeito Fotovoltaico	184
Anexo D – A Evolução do Uso da Energia Solar	186
Anexo E – Plantas de Concentração Solar	192

1. Introdução

A energia é fundamental para os seres humanos; utilizada para satisfazer as suas necessidades básicas, tais como transporte, alimentação e a manutenção da própria vida; ao longo da história foram desenvolvidas máquinas, bens de consumo e maneiras de se viver com mais conforto, que sempre necessitam cada vez mais e mais de energia, particularmente a energia elétrica, refletindo uma relação entre a energia elétrica consumida e o grau de desenvolvimento de um país.

Atualmente, existe um consenso científico de que as mudanças climáticas são uma realidade e as suas principais causas são as atividades humanas, principalmente a queima de combustíveis fósseis. De acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC) se não forem feitas mudanças para a redução das emissões, as consequências serão catastróficas (ROUTLEDGE, 2004).

Com todos os relatórios e pressão para a redução do aquecimento global, o Protocolo de Kyoto determinou que os países industrializados signatários reduzissem em 5,2% suas emissões de carbono em relação aos níveis de 1990, no período de 2008 a 2012. Esse acordo gerou mudanças, metas regionais e nacionais para a redução das emissões. A União Europeia assumiu o compromisso de uma redução de 8%, para atingir este objetivo, e concordou também em aumentar a participação de energias renováveis em sua matriz energética de 6% para 12% até 2015 (AUON, 2008).

Energia renovável é uma solução para estes problemas ambientais. Sua utilização, associada ao uso racional e eficiente de energia, deverá ser capaz de suprir metade da demanda energética global até 2050. O relatório, “Revolução Energética – Um Caminho Sustentável para um Futuro de Energia Limpa” informa que a redução em até 50% das emissões globais de CO₂ nos próximos 43 anos é economicamente viável, e que a produção de energia renovável também é tecnicamente possível (GREENPEACE, 2005).

Pode-se dizer que quase todas as fontes de energia; como hidráulica, biomassa, eólica, combustível fóssil e energia dos oceanos são indiretamente energia solar (ANEEL, 2002). Em

outras palavras, utilizando diretamente a energia solar, de certa forma, é “pegar um atalho” para ser mais eficiente (analisando o ciclo de vida completo). A utilização de fontes de energia renovável é uma das alternativas para a diminuição dos impactos ambientais, garantindo assim o futuro e a prosperidade do setor energético de forma sustentável.

Ao examinar as opções disponíveis no mercado de energia renovável, constata-se que a energia solar é muito mais abundante, geograficamente distribuída, sem limitações em quantidade e possui um potencial muito maior que todas as outras; todavia depende de fatores climáticos. O potencial do sol para geração de energia ofusca qualquer outra fonte de energia renovável, oferecendo um montante máximo de 1367 W/m² (MENDOZA, 2012). Isso significa que cada hora a terra recebe energia térmica em uma quantidade equivalente a 21 bilhões de toneladas de carvão (LLP, 2009). O total de reservas de carvão do Brasil é de cerca de 7 bilhões de toneladas (EPE, 2012), isto mostra o potencial de aproveitamento da utilização da energia solar no mundo.

1.1. Motivações e Justificativas

O Brasil é um bom exemplo no uso de fontes renováveis, já que 88,9% do fornecimento de energia elétrica provem de fontes renováveis, principalmente da energia hidráulica; mesmo com esta incrível infraestrutura não é possível suprir toda a demanda de energia no país, seja, pela produção insuficiente, deficiências nos sistemas de transmissão e distribuição, questões geográficas, ou mesmo pelo elevado custo de produção de energia (EPE, 2012). Ainda hoje, não há energia elétrica em todo o território nacional, isso acontece no Brasil devido a dois fatores principais:

- **Dimensões territoriais** – equivalem á 8.515.767,049 km², ocupando a 5º posição no mundo;
- **Densidade demográfica** – com a quinta maior população mundial, totalizando 193.946.886 habitantes (IBGE, 2010); ocupando a 182º posição no ranking mundial de densidade demográfica.

Mesmo ocupando a posição 182º no ranking mundial, com uma das médias mundiais mais baixas, 22,43 habitantes/km². No entanto, o Brasil possui uma densidade que varia de 0,13 habitantes/km² a até 13 mil habitantes/km². O fato é que a rede de transmissão e distribuição de eletricidade, não atinge igualmente a todos os brasileiros, pois no Brasil, o processo de colonização e imigração (tanto interna como externa) proporcionou um povoamento desigual entre as regiões. Resultando em uma densidade populacional muito mais elevada nas regiões litorâneas e no centro-sul do país, como é ilustrado na Figura 1.1, onde é possível verificar os dois fatores abordados.

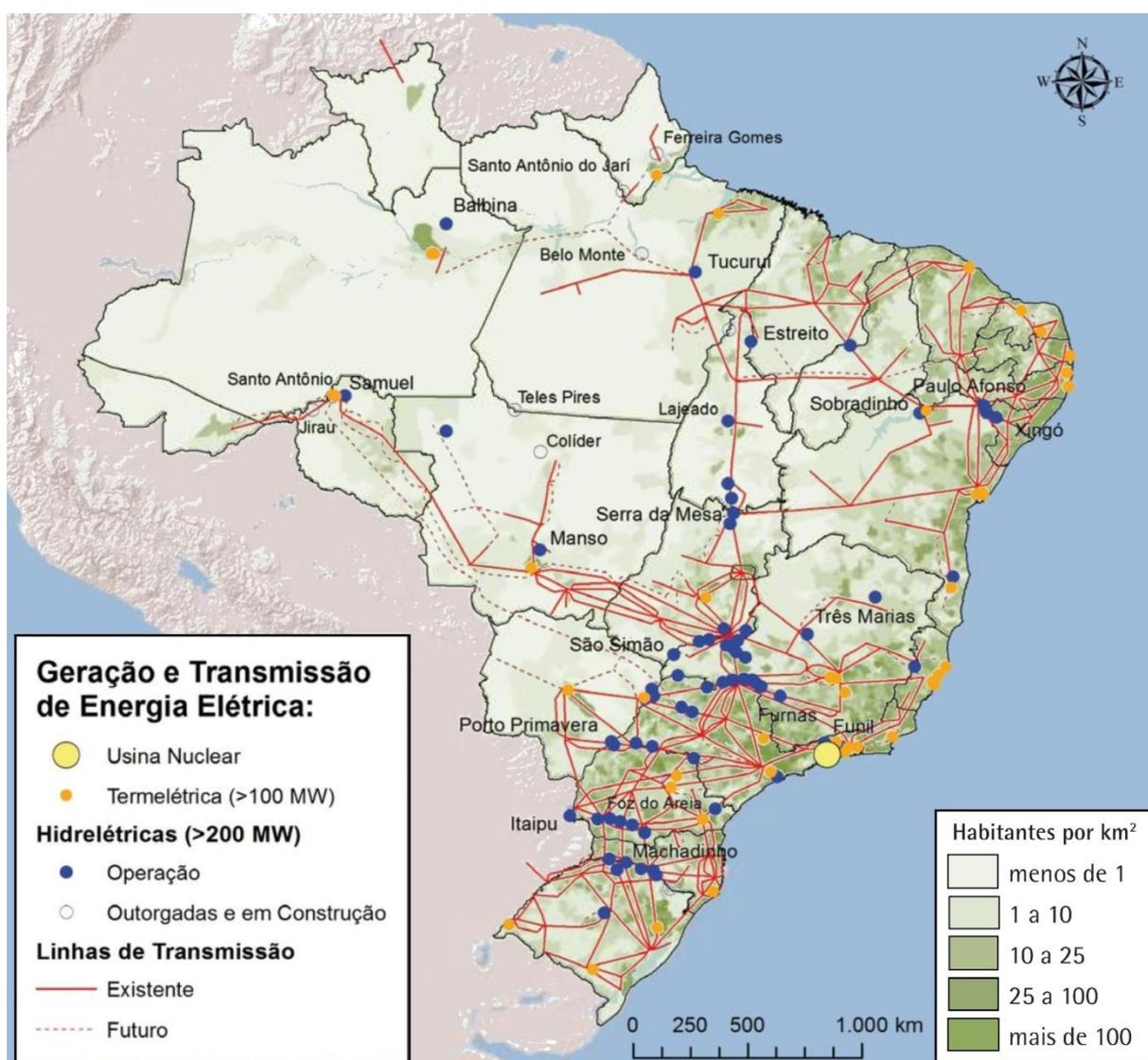


Figura 1.1. Capacidade de Geração e Malha de Transmissão no Brasil Vs. Densidade demográfica do Brasil – adaptado de (ANEEL, 2011 e IBGE, 2010)

No entanto, ainda existem muitos brasileiros que não possuem acesso à energia elétrica, com esse intuito o Governo Federal lançou em novembro de 2003 o desafio de acabar

com a exclusão elétrica no país, criando o programa federal "Luz para todos". O programa foi previsto para ser concluído em 2008, mas foi finalizado somente em 2011, retirando mais de 14,3 milhões de brasileiros da escuridão (mais de 7% da população) (MME, 2013).

Contudo, um censo realizado pelo IBGE em 2010 apontou a existência no Brasil de cerca de 600 mil casas sem eletricidade, hoje o programa continua existente, previsto para durar até 2014, sendo embutido dentro do "Plano Brasil Sem Miséria" e no "Programa Territórios da Cidadania" (MME, 2013).

O Brasil vem sofrendo mudanças em seu setor energético, com a retomada de projetos que se preocupam com os fatores ambientais e seus impactos, como exemplo o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (PROINFA), visando incentivar ainda mais a criação de matrizes energéticas a partir de fontes renováveis, sendo essas eólicas, biomassa e pequenas centrais hidrelétricas (PCH's) (MME, 2004).

A partir de outubro de 2013, empreendimentos de geração solar (na modalidade disponibilidade – cuja potência seja igual ou maior que 5MW) poderão participar de leilões de energia elétrica. Do ponto de vista técnico, a energia solar é capaz de produzir energia limpa em uma área improdutiva ou que dificilmente seria usada para qualquer outro fim de desenvolvimento econômico. Também têm uma reduzida e relativamente baixa gestão de risco e impacto ambiental, situação que acaba por ser bem diferente do que ocorre com o uso dos rios para projetos de geração hidrelétrica e nuclear. Esta é uma fonte limpa, "praticamente sem fim" que não emite resíduo, não exige desmatamento, inundações de áreas ou modificação de curso dos rios ou riscos de vazamento de radiação.

Como apresentado na Figura 1.1, existem grandes áreas sem cobertura na malha nacional de transmissão, sendo uma das áreas menos privilegiada, a região Norte do país. Atualmente em pequenas comunidades isoladas são utilizados painéis fotovoltaicos e dependendo do tamanho ou da necessidade da comunidade pode haver até mesmo um gerador a diesel, em geral tais soluções são custosas, com alto consumo de combustível e necessitam de manutenção especializada.

Na Figura 1.2 é possível observar que no Norte do país existem comunidades que necessitam de energia (quadrados verdes), enquanto vê-se que a geração de energia (círculos azuis), ainda não atinge a todos, sendo insuficiente para suprir a demanda. A coloração alaranjada da imagem representa, numa média anual, o potencial disponível para a geração diária de energia, em kWh/kWp, que pode ser esperada para a tecnologia fotovoltaica de silício amorfo em filme fino, a mesma que é empregada na região da Amazônia (PEREIRA et al., 2006).

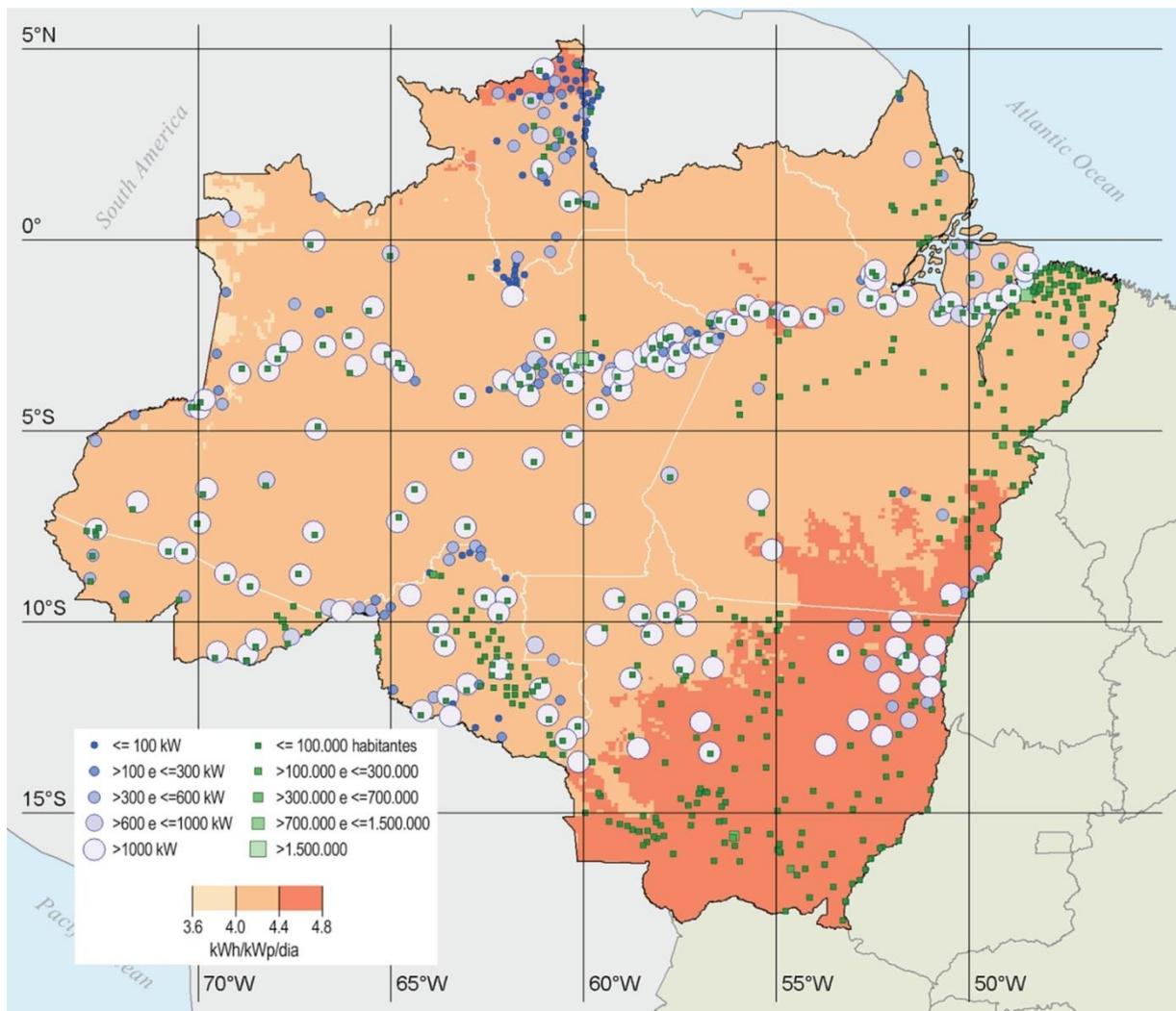


Figura 1.2. Instalações isoladas Vs. Necessidade de uso (PEREIRA et al., 2006).

A energia renovável é certamente uma solução para alguns destes problemas ambientais, e a radiação solar pode ser utilizada diretamente como fonte de energia térmica, para aquecimento de fluidos e ambientes ou para geração de potência mecânica ou elétrica; sendo essa convertida diretamente (ex. painéis fotovoltaicos) ou indiretamente (ex. ciclos de

conversão avançados) (ANEEL, 2011). Sendo assim o uso dessa tecnologia permite melhor aproveitamento dos recursos naturais:

- Reduzir emissão de poluentes;
- Descentralizar a geração de energia elétrica;
- Substituir os combustíveis fósseis;
- Mitigação das mudanças climáticas.

Análises recentes sugerem que para pequena escala e baixa concentração de energia solar, sistemas como o ciclo Rankine orgânico (ORC) com concentradores solares podem competir nos custos de geração de eletricidade com a energia fotovoltaica e até mesmo contra geradores a diesel (QUOILIN, et al., 2011b). O desenvolvimento de geradores de pequena escala, com potências inferiores a 10 kWe, conciliando tal tecnologia; pode significar uma grande economia e avanço tecnológico para projetos futuros, onde se tenha um melhor aproveitamento da energia solar. Além disso, o projeto visa facilitar a implementação do projeto experimental e sua posterior integração no Sistema Híbrido Solar/Biomassa (SHSB) a ser executado na UNIFEI.

1.2. Objetivos do trabalho

O objetivo principal desta de dissertação de mestrado é o desenvolvimento de uma ferramenta de modelagem computacional, e assim permitir o dimensionamento e a avaliação do comportamento de diversas máquinas Ciclo Rankine Orgânico Solar (CROS) de pequena escala (5 kWe) utilizando concentrador cilíndrico parabólico nas condições brasileiras, a fim de selecionar melhor projeto. Têm-se como objetivos específicos realizar:

1. Estado da arte atual – energia solar, ciclos ORC e sistemas CROS;
2. Desenvolvimento de modelagem computacional em MATLAB;
3. Teste de diferentes fluídos para sistemas CROS;
 - Operacionais até uma temperatura de 160°C.
4. Avaliação do desempenho da tecnologia para geração em condições de Itajubá;
5. Custo de geração;

1.3. Conteúdo do trabalho

Para o cumprimento dos objetivos principal e específicos, estrutura-se a dissertação da seguinte forma: no primeiro capítulo são apresentados os aspectos gerais dessa dissertação, com o intuito de demonstrar a importância desse trabalho apresentando sua motivação e justificativa, em conjunto com os objetivos principal e específicos da mesma.

No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica sobre a situação atual do uso das fontes energéticas, a radiação solar e suas formas de aproveitamento – direta e indireta – e a apresentação dos componentes inerentes a um sistema ORC; descrevendo suas principais aplicações, características técnicas e mercado atual.

No terceiro capítulo é desenvolvido o conceito dos dois modelos CROS, sendo um deles voltado para o dimensionamento e outro para a previsão do seu desempenho com variação de radiação solar. É realizada uma modelagem matemática dos componentes do sistema, sua validação e análise de suas limitações.

No quarto capítulo são introduzidas as características do estudo de caso, sendo feita uma descrição do local de instalação, abordando a radiação solar, bem como os fluidos a serem analisados, expondo suas limitações de pressão e temperatura. Também é apresentada a metodologia de análise adotada, juntamente com os parâmetros dos indicadores de desempenho. Além de uma breve descrição do sistema (real) a ser instalado no Laboratório Solar da UNIFEI (LABS).

No quinto capítulo encontram-se as análises de resultados dos modelos CROS, bem como uma análise da performance prevista para o futuro sistema a ser instalado no LABS. No sexto capítulo encontra-se a conclusão e as sugestões para trabalhos futuros.

Nos apêndices, é apresentado o desenvolvimento de uma máquina ORC nacional desenvolvida na década de 70. Apresentação dos equipamentos do laboratório solar da UNIFEI. Além disso, há os fluxogramas de todas as funções dos modelos CROS.

2. Fundamentação Teórica

Nos dias de hoje, e no século passado, o uso de combustível fóssil teve uma expansão abrupta, particularmente devida sua facilidade de armazenamento, baixo custo, e alto valor energético. Sua participação global é superior a 80,6% de toda demanda energética do planeta (Figura 2.1). Quando se trata somente da energia elétrica esse percentual cai para 79,7% (REN21, 2012).

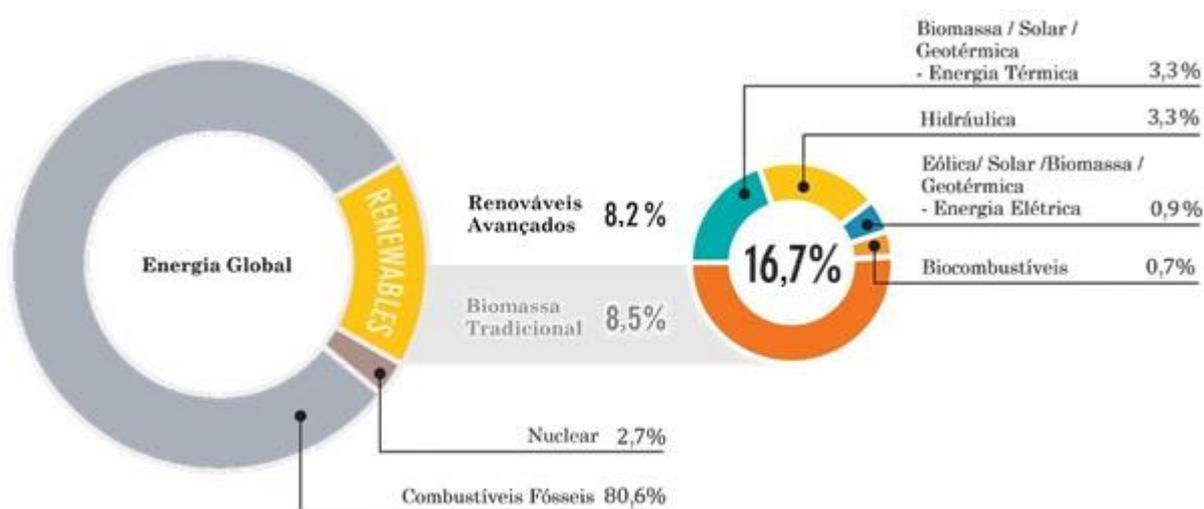


Figura 2.1. Eletricidade no mundo por fonte (2011), consumo global de 162 PWh (REN21, 2012).

O mundo tem uma matriz energética baseada principalmente no uso de combustíveis fósseis, mas isso vem mudando durante os últimos anos, por exemplo, no ano de 2011 foram instalados no planeta mais de 208 GW de novas plantas de geração elétrica, sendo que metade desse valor provém de fontes renováveis. No entanto, até agora a energia solar representa apenas uma pequena fração (inferior a 2,1%) do total da produção de energia elétrica, mesmo tendo um crescimento de 37% no ano de 2011 (REN21, 2012).

Enquanto o mundo industrializado – chamado “desenvolvido” – precisa urgentemente repensar sua estratégia energética, os países em desenvolvimento devem aprender com os erros alheios e construir suas economias em uma base sólida para um aproveitamento energético sustentável. Uma nova infraestrutura deve ser construída para permitir que isso aconteça. Nesse ponto, o Brasil serve como exemplo de sustentabilidade; já que a sua matriz

primária de energia 228,9 Mtep (3,16 PWh), 44,1% provem de fontes renováveis de energia (Figura 2.2) (EPE, 2012).

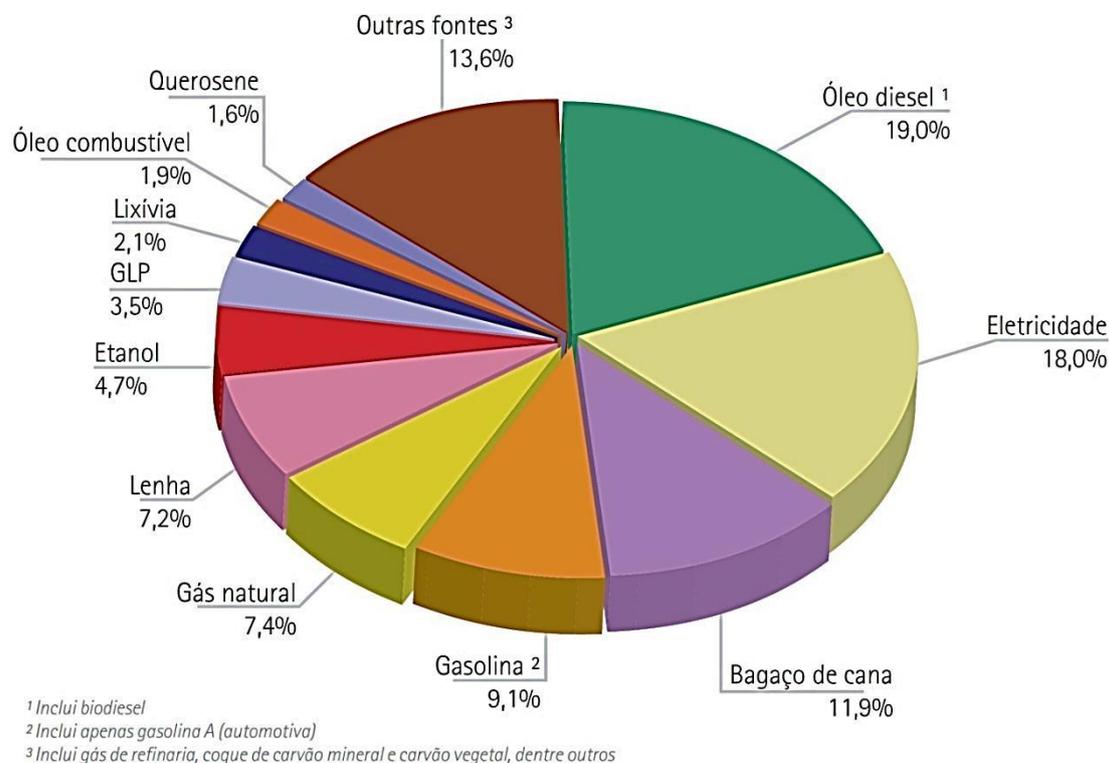


Figura 2.2. Consumo de energia primária (3,16 PWh) no ano de 2011 no Brasil (EPE, 2012).

Esse exemplo se repete quando se trata somente da energia elétrica, 41,20 Mtep (570 TWh), só que dessa vez a participação da energia renovável é superior a 88%, proveniente majoritariamente de geração hidráulica (Figura 2.3) (EPE, 2012).

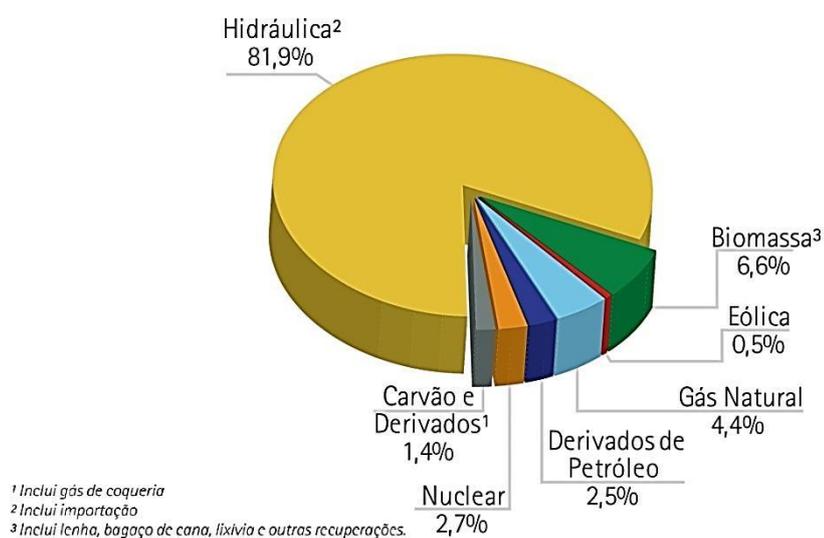


Figura 2.3. Fornecimento de eletricidade no mercado interno pela fonte (2011), com um consumo global de 570 TWh no Brasil (EPE, 2012).

O uso de energia solar no Brasil, não possui atualmente uma representação, dentre os vários processos de aproveitamento da energia solar, os mais usados atualmente são o aquecimento de água e a geração fotovoltaica de energia elétrica. No Brasil, o primeiro é mais encontrado nas regiões Sul e Sudeste, devido a características climáticas, e o segundo, nas regiões Norte e Nordeste, em comunidades isoladas da rede de energia elétrica.

Pode-se até mencionar que o Brasil é um dos poucos países onde não há incentivo governamental ou recurso específico para o uso da energia solar, mesmo para o reaproveitamento de energia solar para o aquecimento de água (Figura 2.4). Em muitos países, como a Bélgica, há subsídios governamentais na ordem de até 50%. Mesmo assim, no Brasil ocorre um dos menores tempos de retorno de investimento, para aquecedores solares residenciais (Figura 2.5), sendo esse inferior a quatro anos em grande parte do país. Isso é reflexo do alto valor de energia pago e do enorme recurso solar disponível no Brasil.

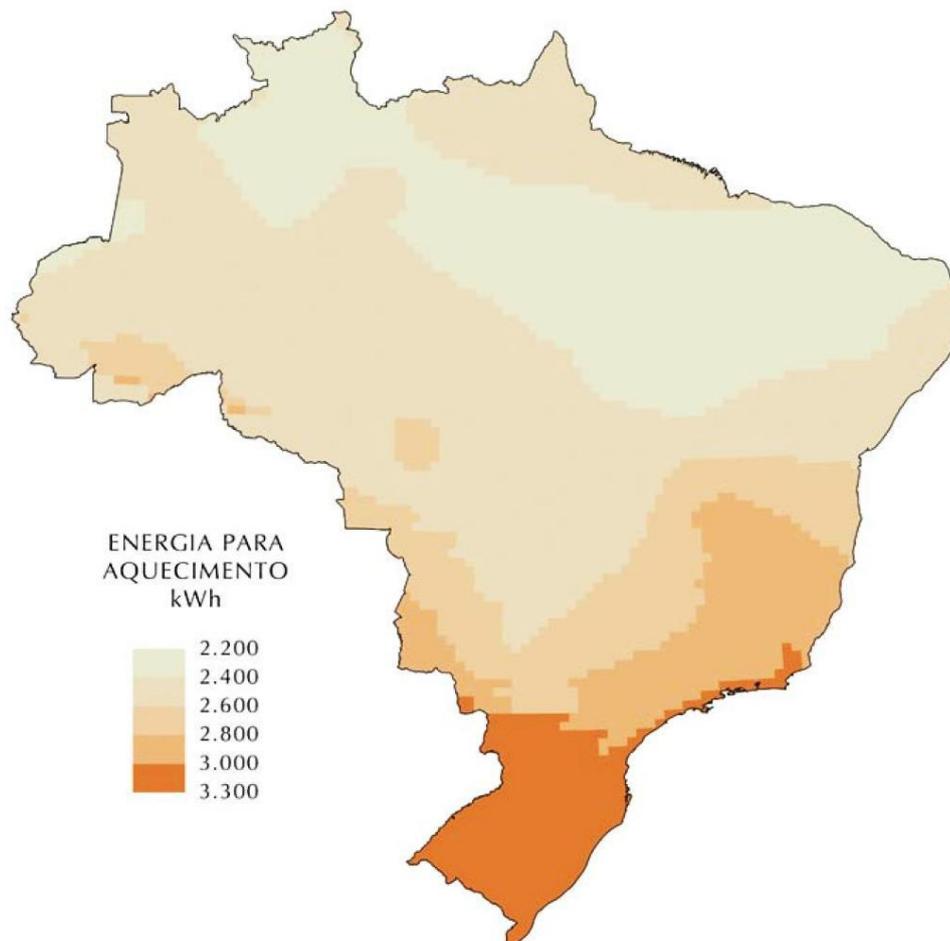


Figura 2.4. Demanda de energia para aquecimento em kWh (PEREIRA et al., 2006).

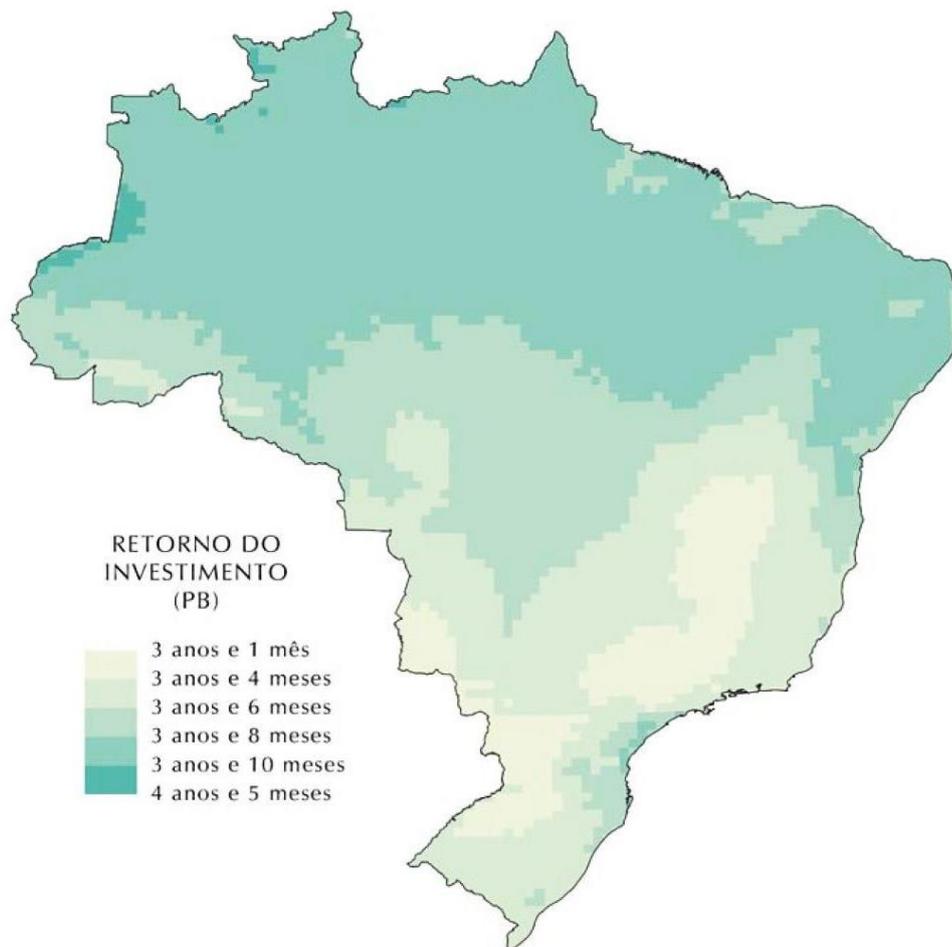


Figura 2.5. Retorno de investimento em anos, para o uso da energia solar para o aquecimento de água (PEREIRA et al., 2006).

2.1. O Recurso Solar

O Sol é a estrela mais próxima da Terra e seu núcleo tem uma temperatura aproximadamente de 15 milhões de graus Celsius, na superfície atinge uma temperatura média de 5.770 °C. O sol é constituído principalmente de átomos de hidrogênio e hélio. Irradiando para o espaço, em todas as direções, quantidades de energia elevadíssimas – radiação solar – mas só uma pequena parte atinge a superfície da Terra (MENDOZA, 2012).

A energia solar é responsável por todos os processos físicos, químicos, fenômenos biológicos e meteorológicos que ocorrem na Terra. A radiação solar é um fenômeno de natureza eletromagnética, propagando-se segundo um movimento ondulatório. A velocidade da radiação solar é de 300 000 km/s, levando cerca de oito minutos para chegar a Terra. No

entanto, à distância a que a Terra se encontra do Sol é tão grande que apenas uma ínfima parte de radiação solar atinge o limite exterior da atmosfera. O valor da constante solar é de 1367 W/m^2 quantidade de energia que recebe, por segundo, cada metro quadrado de superfície da camada superior da atmosfera.

Ao atravessar a atmosfera, a radiação solar é atenuada por processos físicos de espelhamento e absorção; que explicam essa perda da radiação solar. Para trabalhos de altas temperaturas a componente de irradiação mais importante é a componente direta, que está definida como a radiação que atinge a superfície terrestre na forma de raios do sol, sem mudanças de direção (MENDOZA, 2012). Por tal motivo, a quantidades de energia varia de lugar para lugar, havendo uma variação e uma distribuição desigual desta energia na superfície do planeta, como pode ser visto na Figura 2.6.

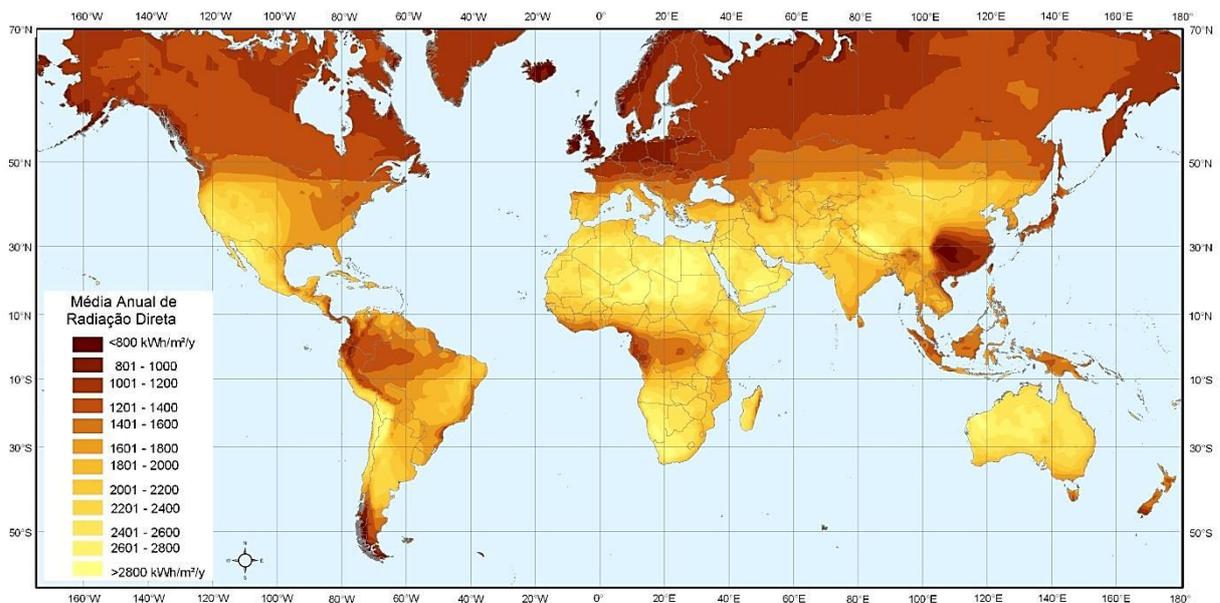


Figura 2.6. Média Anual da Radiação Direta no Mundo, adaptado de (TRIEB et al., 2009).

Existem outras componentes que são importantes para o estudo de sistemas termo solares que implicam às perdas nos sistemas como a irradiação solar refletida e a irradiação difusa causada pelo efeito das nuvens ou partículas em suspensão. Na Figura 2.7 é apresentado um diagrama simbólico dos processos de interação da radiação solar com a atmosfera terrestre, onde os valores numéricos representam a fração de energia em cada processo radiativo na atmosfera, o que leva em conta o aquecimento causado pelo efeito estufa (PEREIRA et al., 2006).

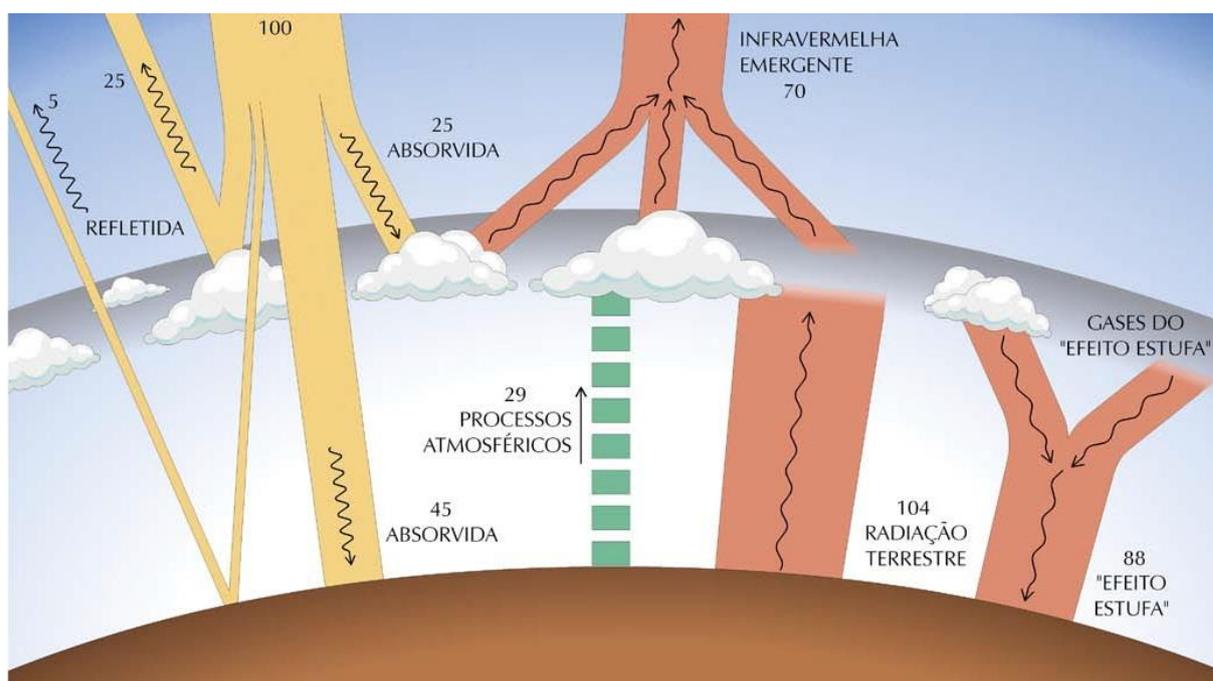


Figura 2.7. Balanço energético terrestre (PEREIRA et al., 2006).

Como visto na Figura 2.7, durante o processo de absorção intervêm o ozônio que, na estratosfera, absorve grande parte da radiação ultravioleta. As nuvens, os gases, as partículas atmosféricas e a superfície refletem cerca de 30% da radiação incidente no topo da atmosfera. Os 70% restantes são absorvidos produzindo aquecimento do sistema e causando evaporação de água (calor latente) ou convecção (calor sensível).

Já no processo de difusão intervêm os gases e partículas constituintes da atmosfera, dispersando a radiação solar. Embora esta se disperse no espaço exterior, uma parte acaba por atingir, indiretamente, a superfície terrestre, sendo essa chamada de radiação difusa. A radiação global ou a radiação total que atinge a superfície da Terra é constituída pela radiação direta, energia recebida na Terra, diretamente do Sol e pela radiação difusa (PEREIRA et al., 2006).

2.1.1. No Brasil

No Brasil, o atlas solarimétrico, apresenta uma estimativa da radiação solar incidente, resultante da interpolação e extrapolação de dados obtidos em estações solarimétricas, distribuídas em vários pontos do território nacional. Devido, porém, ao número relativamente

reduzido de estações experimentais e às variações climáticas locais e regionais, as estimativas da radiação solar acabam sendo feitas a partir de imagens de satélites (PEREIRA et al., 2006).

A Figura 2.8 mostra a média anual do total diário de radiação solar global incidente no território brasileiro, se baseando no plano inclinado. O plano possui a inclinação igual à latitude do feixe de luz incidente em consideração, não levando em conta a topografia local, essa configuração é a que possibilita a máxima captação da energia solar incidente.

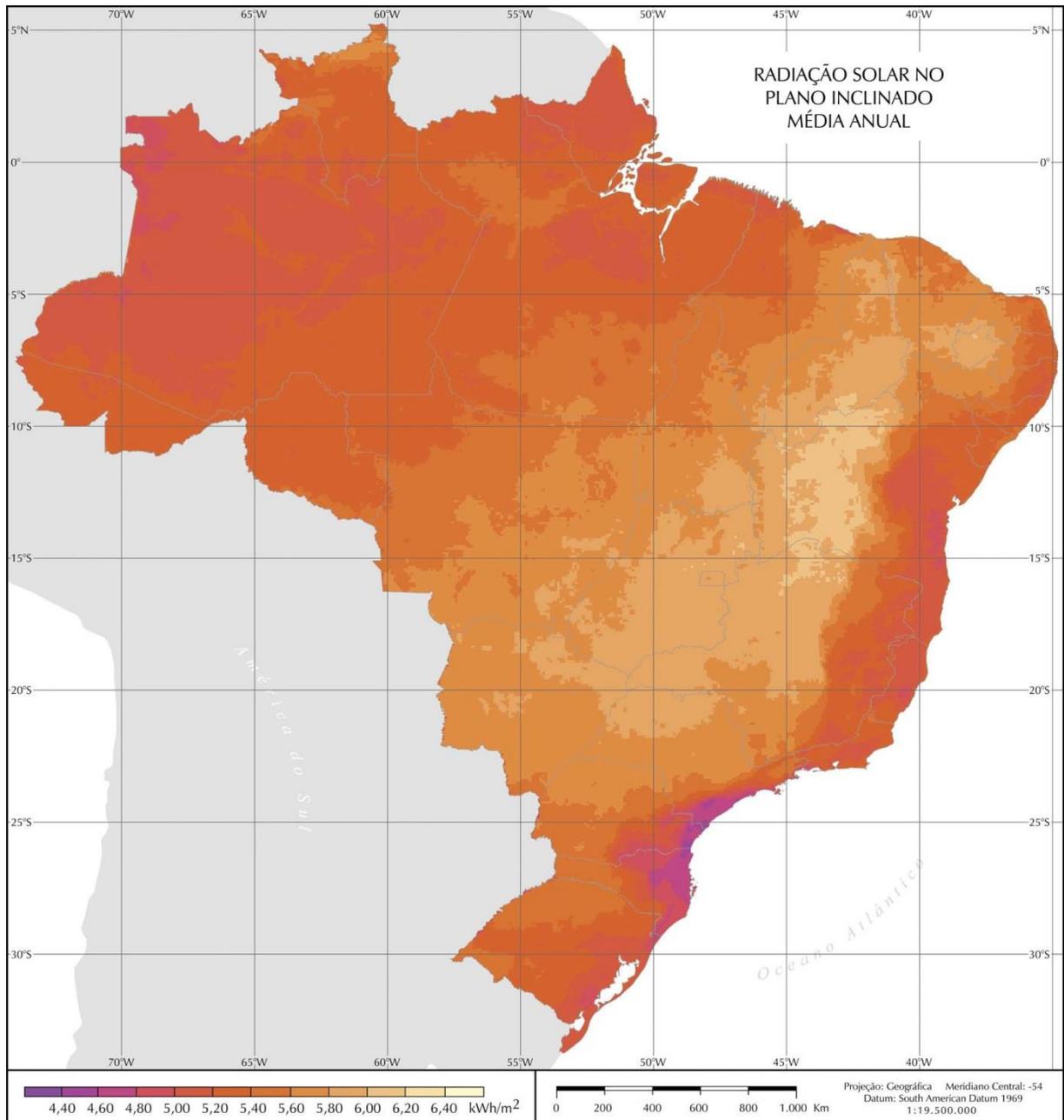


Figura 2.8. Média normal radiação solar direta anual (PEREIRA et al., 2006).

O valor máximo de irradiação global no Brasil, 6,5 kWh/m², ocorre no norte do estado da Bahia, próximo à fronteira com o estado do Piauí. Essa área apresenta um clima semiárido com baixa precipitação ao longo do ano (aproximadamente 300 mm/ano) e a média anual de cobertura de nuvens mais baixa do Brasil. A menor irradiação solar global, 4,25 kWh/m², ocorre no litoral norte de Santa Catarina, caracterizado pela ocorrência de precipitação bem distribuída ao longo do ano (PEREIRA et al., 2006).

É importante ressaltar que mesmo as regiões com menores índices de radiação apresentam grande potencial de aproveitamento energético, basta comparar a radiação do território brasileiro (4200-6700 Wh/m²) com os países da União Europeia, como Alemanha (900-1250 Wh/m²), França (900-1650 Wh/m²) e Espanha (1200-1850 Wh/m²), onde projetos para aproveitamento de recursos solares, alguns contando com fortes incentivos governamentais, são amplamente disseminados, até mesmo tidos como exemplo para o resto do mundo (PEREIRA et al., 2006).

No Anexo A são apresentados os mapas das médias sazonais da irradiação global diária. Os meses do ano foram classificados em quatro estações de modo que o período de dezembro a fevereiro refere-se ao Verão, de março a maio ao Outono, de junho a agosto ao Inverno e de setembro a novembro refere-se à Primavera. Reciprocamente no Anexo B encontra-se os mapas de variabilidade da radiação durante o ano no Brasil.

Vê-se que tais resultados são valores médios, a radiação solar, por ser uma fonte intermitente possui uma alta variabilidade. Estudos apontam que fontes eólicas operando integralmente com fontes solares podem fornecer energia de modo constante para uma rede interligada (LEW, 2010). No entanto, para condições de vento como as de Itajubá um sistema híbrido, solar-eólico não seria viável.

2.1.2. Formas de Aproveitamento

A radiação solar, a luz ou a energia térmica, pode ser aproveitada de diversas maneiras. O aproveitamento da iluminação natural e do calor para aquecimento de ambientes, denominado aquecimento solar passivo, decorre da penetração ou absorção da radiação solar nas edificações, reduzindo-se com isso, as necessidades de iluminação e aquecimento. Assim,

um melhor aproveitamento da radiação solar pode ser feito com o auxílio de técnicas mais sofisticadas de arquitetura e construção (ANEEL, 2002).

O aproveitamento térmico para aquecimento de fluidos é feito com o uso de coletores ou concentradores solares. Os coletores solares são mais usados em aplicações residenciais e comerciais (hotéis, restaurantes, clubes, hospitais etc.) para o aquecimento de água (higiene pessoal e lavagem de utensílios e ambientes). Os concentradores solares destinam-se a aplicações que requerem temperaturas mais elevadas, como a secagem de grãos e a produção de vapor. Neste último caso, pode-se gerar energia mecânica com o auxílio de uma turbina a vapor, e posteriormente, eletricidade, por meio de um gerador (Conversão indireta) (ANEEL, 2002).

A conversão direta da energia solar em energia elétrica ocorre pelos efeitos da radiação (calor e luz) sobre determinados materiais, particularmente os semicondutores. Entre esses, destacam-se os efeitos termoelétrico e fotovoltaico. O primeiro caracteriza-se pelo surgimento de uma diferença de potencial, provocada pela junção de dois metais, em condições específicas. No segundo, os fótons contidos na luz solar são convertidos em energia elétrica, por meio do uso de células solares (ANEEL, 2002).

2.2. Conversão Direta de Energia

A energia solar fotovoltaica (FV) é obtida através da conversão direta da radiação solar em eletricidade. Esse efeito consiste na diferença de potencial produzida nas extremidades da estrutura de um semicondutor, quando este absorve luz. Em 1877 foi concebido o primeiro aparato fotovoltaico desenvolvido a partir do selênio. Somente em 1954 introduziu-se a primeira célula solar moderna, fabricada em silício, que gerava 5 mW com eficiência recorde de 6% (VALLERA et. al, 2006). O efeito fotovoltaico é explicado em maiores detalhes no Anexo C.

Nas décadas de sessenta e setenta, a tecnologia foi impulsionada por aplicações aeroespaciais. No entanto, só houve real interesse em aplicações terrestres após a crise do petróleo em 1973. Por conta da crise e da ameaça de alterações climáticas, as décadas de oitenta e noventa foram marcadas por maiores investimentos e visibilidade por parte da

tecnologia fotovoltaica. Como exemplo disto, poucos anos depois, em 1978, a produção mundial de células solares era superior a 1 MWp/ano (CRESESB, 2013). Em 1982, na Califórnia, construiu-se a primeira grande central solar dos EUA, com capacidade de 1 MWp (VALLERA et. al, 2006). Atualmente a capacidade instalada de FV corresponde a 70 GW; deste total tem-se a figura 2.9 onde são representados os 10 países com maior capacidade instalada de FV, sendo que somente em 2011 foram comercializados mais de 40GW em energia FV (REN21, 2012).

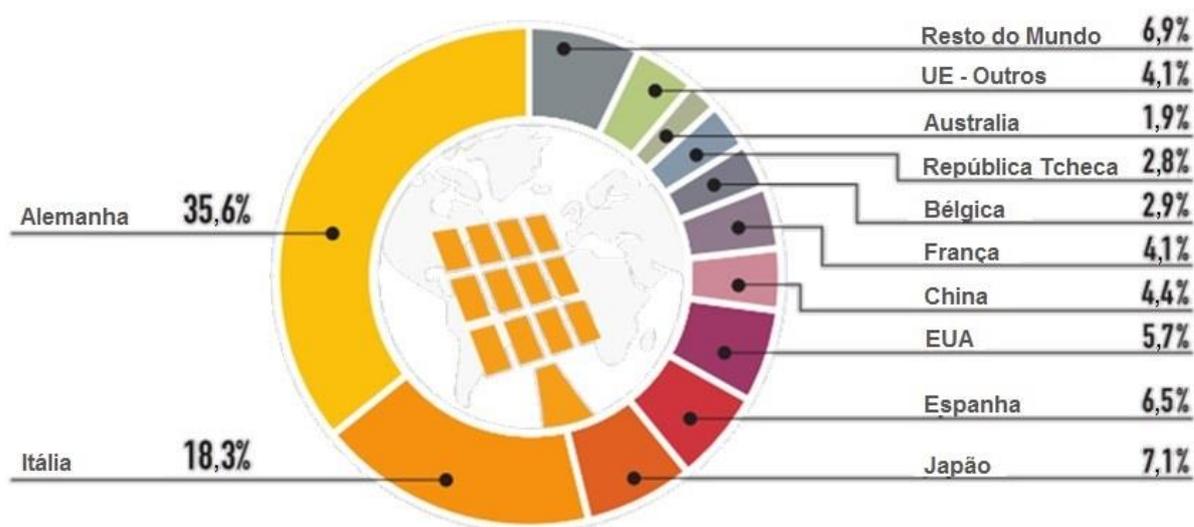


Figura 2.9. Capacidade operacional instalada de sistemas FV em 2011, por país (REN21, 2012).

No Brasil, o que pode ser considerado estímulo ao uso da energia solar fotovoltaica é a isenção de tarifas incidentes sobre equipamentos (ABINEE, 2012). Isto mostra que o país concede abertura à tecnologia, no entanto, sem criar políticas mais agressivas para sua implantação efetiva.

Alguns centros de pesquisa FV foram organizados, porém, a iniciativa destes centros não faz parte de um esforço conjunto e apoiado por políticas governamentais bem definidas e de longo prazo. Por isso, o pouco realizado, até aqui, não foi suficiente para desenvolver um mercado interno, pois a energia FV não tem sido efetivamente apoiada por políticas públicas e regulamentação estrita, muito embora o país já tenha incentivado outras fontes renováveis pelo PROINFA e possua um grande potencial para a aplicação de sistemas fotovoltaicos (JANNUZZI, 2009).

2.2.1. A Geração de Energia Elétrica

Uma planta FV funciona do seguinte modo: a radiação solar é captada por um módulo contendo várias células solares. Os módulos são fabricados em diversos tamanhos, o que interfere diretamente na potência gerada e na eficiência do módulo. Outro componente importante é o inversor de frequência, que é responsável por converter a corrente contínua, gerada pelo módulo, para alternada e é posicionado imediatamente antes do consumidor, seja a rede ou um equipamento. A bateria é o meio pelo qual se armazena a energia excedente gerada. Por fim, tem-se o controlador de carga, cuja função é proteger a bateria, regulando a entrada e saída de carga. Dentre as aplicações mais comuns estão: iluminação pública e privada, irrigação, indústria aeroespacial, campos solares para produção de energia em grande escala, eletrificação de cercas, etc.

Os sistemas FV existem em duas categorias: conectados à rede ou autônomos. Os sistemas autônomos, por sua vez, podem existir de forma isolada ou híbrida. Uma última subdivisão pode ser feita entre sistemas com ou sem armazenamento de energia. A opção por qualquer alternativa dependerá do tipo de aplicação e da disponibilidade dos recursos energéticos existentes (CRESESB, 2013). A Figura 2.10 contém, de maneira simples, um arranjo FV conectado à rede. Desta maneira, toda a energia gerada está sendo entregue à rede elétrica local.

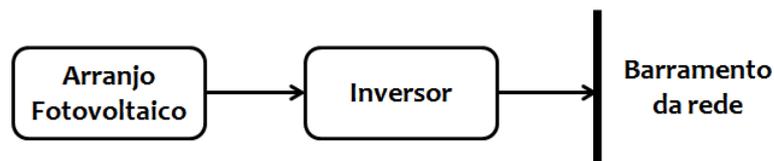


Figura 2.10. Sistema fotovoltaico conectado à rede (CRESESB, 2013).

Este tipo de arranjo engloba desde poucos quilowatts, em aplicações residenciais, até vários megawatts, em grandes plantas solares de iniciativa pública ou privada. Estes sistemas se diferenciam quanto à forma de conexão à rede, que depende fortemente da legislação local.

Já em uma situação de isolamento com relação à rede, uma fazenda, por exemplo, a necessidade de eletricidade faz com que o sistema FV seja uma boa opção. Utiliza-se então, um sistema autônomo isolado, como na Figura 2.11, que pode ou não ser adaptado a um banco de baterias, com o intuito de se armazenar energia para situações desfavoráveis de geração, seja a falta de luz solar pelo horário do dia ou má condição do tempo.



Figura 2.11. Sistema fotovoltaico isolado (CRESESB, 2013).

Um sistema de irrigação é um exemplo de projeto que, em locais com boa insolação diária e poucos dias nublados no ano, não necessitam de armazenamento, uma vez que, toda a operação pode ser realizada durante o dia (CRESESB, 2013). Já um sistema isolado, projetado para operar o ano todo, deve ser dimensionado para suprir a demanda na pior condição do ano. Deste modo, haverá excesso de produção de energia no período do ano com boas condições de geração. Esta situação pode ser otimizada com a implantação de um sistema híbrido (Figura 2.12).

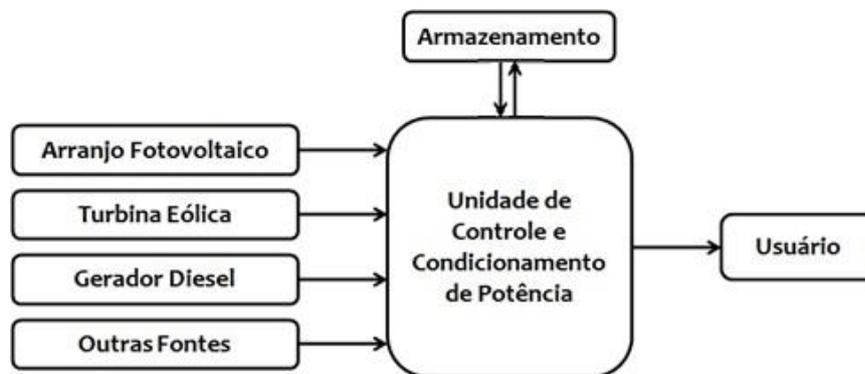


Figura 2.12. Configuração de um sistema híbrido (CRESESB, 2013).

Os painéis podem ser combinados com algumas fontes de energia, sendo as mais comuns o gerador Diesel ou turbinas eólicas. Este tipo de integração deixa o sistema mais complexo, sendo necessário algum tipo de controle capaz de compor devidamente os vários geradores, entregando a energia de forma segura e estável. A escolha da composição depende dos recursos energéticos existentes, dos recursos financeiros necessários ao investimento, do cálculo correto da potência exigida de cada fonte e da facilidade de se adquirir, instalar e dar manutenção nos equipamentos (VIANA S. F. A. C., 2010).

2.2.2. As Características Construtivas

A célula solar, já descrita, é o bloco básico de construção de um sistema de energia FV. Normalmente, ela possui poucos centímetros quadrados e produz cerca de um watt de potência. Para obter-se quantidade considerável de energia, ligam-se várias células em série e em paralelo, com uma superfície variando, comumente, de alguns centímetros a dois metros quadrados (PATEL, 1999).

O número de células em um módulo depende da tensão e da corrente desejadas. No projeto de um módulo, deve-se dar atenção ao tipo de células que se pretende unir em função das características elétricas das mesmas. A incompatibilidade destas características acaba por reduzir a eficiência dos módulos, pois as células de maior fotocorrente e fotovoltagem dissipam seu excesso de potência nas células de desempenho inferior (CRESESB, 2013).

Atualmente existem diversos tipos de células fotovoltaicas, a Tabela 2.1, apresenta os tipos de materiais mais utilizados, bem como o tipo de estrutura física, eficiência e grau de maturidade da tecnologia – sendo 1, representando uma produção em larga escala; 2, produção em pequena escala e 3, desenvolvimento piloto.

Tabela 2.1. Tecnologia de células fotovoltaicas (SINGH, 2008).

Material	Tipo de estrutura	Eficiência [%]		Grau de maturidade
		Laboratório	Comercial	
Silício	Monocristalino	24,7	14 – 18	1
Silício	Policristalino	19,8	13 – 15,5	1
MIS – camada de inversão	Monocristalino	17,9	16	2
Célula de concentração	Monocristalino	26,8	25	2
Substrato de vidro e silício	–	16,6	–	3
Silício amorfo	Filme fino	13	8	1
Silício amorfo – 2 camadas	Filme fino	13	8,8	2
Silício amorfo – 3 camadas	Filme fino	14,6	10,4	1
Gálio-Índio-Fosfato	Multijunção	30,3	21	2
Arsenieto de Gálio	–	–	–	–
Telureto de Cádmio	Filme fino	16,5	10,7	2
Di selênio de Cobre-Índio	Filme fino	18,4	12	2

2.3. Conversão Indireta da Energia

Concentradores de Energia Solar (do inglês *Concentrated Solar Power* - CSP) são o meio mais utilizado de aproveitamento de energia solar em grande escala, sendo esse um dos principais meios de conversão indireta. Utiliza-se a energia solar para aquecer um fluido e a partir dessa fonte quente, auxiliada por uma máquina térmica é capaz de gerar energia mecânica e/ou energia elétrica. No anexo D é possível encontrar um breve histórico da evolução do uso da energia solar, bem como a análise de uma possível tendência no setor.

Os primeiros CSP, para fins energéticos, apareceram a partir de 1982, a SEGS I (de 14 MW, sendo a primeira planta comercial de eletricidade do mundo), que entrou em operação em 1983. Em seguida foram implementadas mais oito plantas, as SEGS II até a IX, com capacidade variando de 30 a 80 MW cada, todas usando a tecnologia de cilindro parabólico. Já a primeira planta de torre de concentração, PS10 (Campo Helióstato), comercial do mundo entrou em operação somente em 2007, na Espanha (LODI, 2011).

Atualmente as tecnologias CSP de larga escala, são classificadas em função do tipo de coletor solar adotado, sendo quatro tipos principais: Calha parabólica, Torre de concentração, Lentes Fresnel, Prato parabólico (*Dish*). Na Figura 2.13 é possível observar o a porcentagem de cada tecnologia usada em função da potência total instalada. Existem 70 usinas instaladas, com uma capacidade de 2,4 GW, sendo que dentre essas, 60 plantas estão localizadas no EUA e na Espanha. Na Figura 2.14 é mostrado o crescimento da tecnologia do CSP nos últimos anos e sua tendência futura. A lista de todas as usinas solares pode ser vista no Anexo E (CSP-WORLD, 2013).

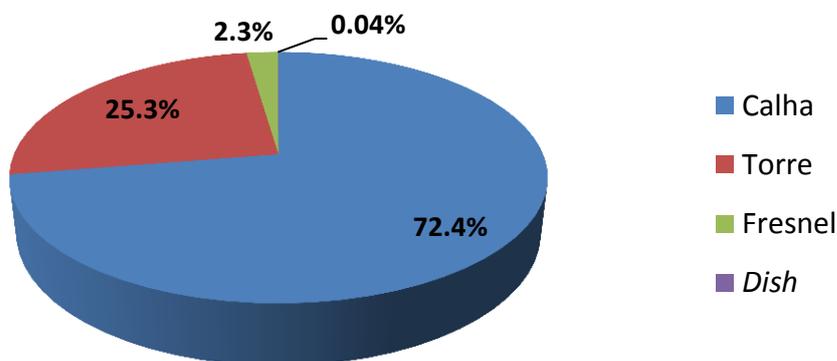


Figura 2.13. Uso por tipo da tecnologia CSP em função da potência (Adaptado de CSP-WORLD, 2013).

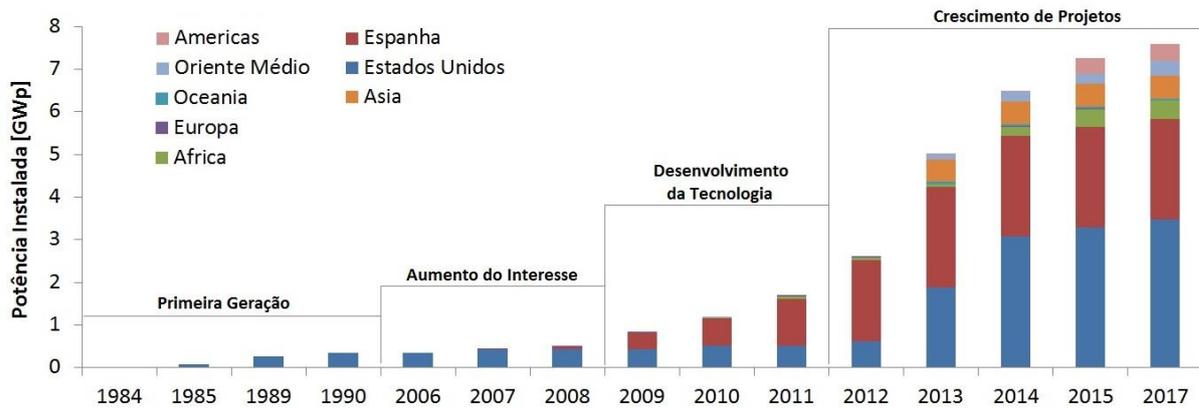


Figura 2.14. Crescimento da tecnologia CSP (adaptado de POWER, 2010; CSP-WORLD, 2013).

Está previsto para entrar em operação até o ano de 2017 mais 44 usinas, acrescentando mais 5,4 GW. Tal crescimento é devido à redução dos custos de produção, reflexo dos investimentos em desenvolvimento tecnológico durante os últimos 25 anos, que hoje em dia gira em torno de 4,2 US\$/W a 8,4 US\$/W instalado. Segundo Power (2010) existem indícios de uma redução de custos entre 75% – 84% até o ano de 2050, sendo esses custos de construção de novas plantas CSP intimamente ligados a irradiação direta normal (DNI) do lugar de instalação. O interesse nessa tecnologia também é notável nos EUA, norte da África, Oriente Médio, bem como na Índia e na China (REN21, 2012).

No Brasil, atualmente existem quatro usinas em Tauá, no Ceará, com uma capacidade total de geração de 9MW, sendo esse o maior polo gerador de energia solar, usando a tecnologia fotovoltaica no Brasil. Além disso, em grande parte dos estádios preparados para a copa do mundo, estão sendo instalados sistemas fotovoltaicos; sendo previsto mais de 25MW, em energia solar (ROVERE et al. 2011).

No sertão da Paraíba, em Coremas (que tem uma irradiação direta média anual de 5,5kWh/m².dia), está em construção a primeira usina solar (com auxílio de biomassa) de tecnologia CSP do Brasil, fornecendo uma capacidade inicial de 50MW até o final de 2015 e possivelmente expandido para 150MW, colocando o Brasil no mapa da geração de energia solar de larga escala (ÉPOCA, 2011). Além disso, em 2012 foi aprovado um projeto HélioTerm da CEPEL o qual prevê a construção de uma planta piloto de 1MW em Petrolina.

2.3.1. A Geração de Energia Elétrica

A energia solar é coletada por um conjunto de coletores solares, que transferem energia térmica à instalação principal. Dentro da tubulação dos coletores circula um fluido, que pode ser água, glicol ou algum óleo térmico para a condução de calor. Atualmente existem pesquisas para a geração direta de vapor no coletor solar, eliminando assim o uso dos trocadores de calor. O circuito dos coletores está conectado a um trocador de calor do sistema de conversão (geralmente um ciclo Rankine convencional), para onde é bombeado.

O fluido da instalação recebe a energia térmica e passa do estado líquido para o vapor saturado. Na sequência, o fluido no estado de vapor sofre expansão gerando potência de eixo na turbina, o qual por sua vez, pode acionar um gerador elétrico, produzindo energia. Saindo desta, ele passa pelo condensador, onde é resfriado ao ponto inicial e novamente bombeado ao evaporador, fechando-se o ciclo.

Além disso, a instalação pode contar com um sistema de armazenamento térmico ou aquecedores auxiliares; geralmente localizado entre os coletores solares e o sistema de conversão, necessário para garantir a estabilidade de geração do sistema. A Figura 2.15 apresenta quatro configurações básicas, ainda existe a possibilidade de juntar mais de uma configuração, como por exemplo, “A” com “B”.

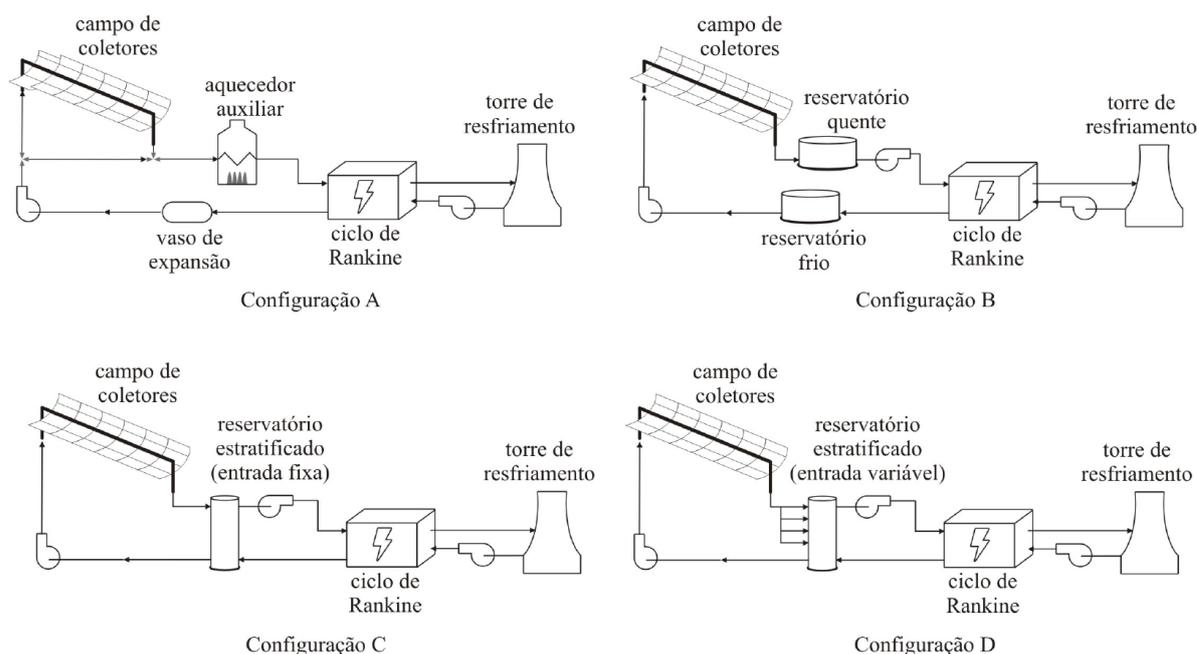


Figura 2.15. Possíveis configurações de acumuladores térmicos (WENDEL et al., 2010).

Por se tratar de uma tecnologia de larga escala, em geral, o sistema opera diretamente conectado a rede, entretanto todas podem operar de modo autônomo, todavia, *Dish Stirling* é a tecnologia com maior maturidade para operar nesse aspecto e, assim como apresentado para a conversão direta de energia, as possibilidades de trabalho em rede, isolado e híbrido são as mesmas.

2.3.2. As Características Construtivas

Os sistemas CSP, como já descritos anteriormente, possuem basicamente três componentes básicos – coletores solares, acionadores primários e sistemas auxiliares – suas características construtivas influenciam mais que para um sistema FV, especialmente quando se trata de faixa de potência. A tecnologia CSP é baseada em uma máquina térmica, sendo assim, limitada a eficiência de Carnot; por outro lado, a eficiência dos coletores solares diminui em função da temperatura. Criando assim a necessidade de vincular a temperatura de melhor operação dos coletores com a temperatura de funcionamento do acionador primário; a integração das duas tecnologias converge para um ponto de ótima eficiência e custo benefício.

A Tabela 2.2, apresenta um resumo comparativo entre os tipos de CSP – considerando todas as hipóteses de máquinas térmicas, destacando a faixa de potência (típica e a usual), eficiência e grau de maturidade da tecnologia sendo 1, representando um uso em larga escala; 2, pequeno uso e 3, desenvolvimento piloto.

Tabela 2.2. Comparação entre tecnologias CSP (SINGH, 2008).

Tecnologia CSP	Torre	<i>Dish</i>	Calha	Fresnel	Lagoa Solar	Torre de correntes ascendentes
Capacidade típica [MW]	30 – 200	0,01 – 1	10 – 200	10 – 200	0,2 – 5	30 – 200
Capacidade real [MW]	10	0,025	80	0,3	5	0,05
Eficiência [%]	10 – 28	15 – 25	10 – 23	9 – 17	1	0,7 – 1,2
Grau de maturidade	2	2	1	3	2	2

Atualmente existem inúmeras opções, tanto para coletores, como para acionadores primários. Compreender em qual faixa de temperatura e limitações em que cada sistema opera é fundamental para determinar sua integração e melhor ponto de funcionamento.

O Coletor Solar

Existem basicamente dois tipos de coletores solar: coletor não concentrador e coletor concentrador. Os coletores não concentradores utilizam a mesma área para interceptar e absorver a radiação solar, enquanto os coletores concentradores normalmente possuem superfícies refletoras côncavas para interceptar e concentrar a radiação solar em uma pequena área receptora, aumentando assim, o fluxo de radiação. A razão de concentração é definida como a área de abertura dividida pela área do receptor/absorvedor do coletor. Os coletores solares podem ser também distinguidos pelo seu movimento em relação à posição solar como coletores estacionários, ou coletores não estacionários (com rastreamento em um ou dois eixos) e também podem ser distinguidos pela sua temperatura de operação. A Tabela 2.3 apresenta diferentes tipos de coletores.

Tabela 2.3. Coletores de Energia Solar (KALOGIROU, 2004).

Movimento	Tipo de Coletor	Tipo de Absorvedor	Razão de Concentração	Faixa indicativa de temperatura do fluido (°C)
Estacionário	Coletor de Placa Plana	Plano	1	30–80
	Coletor de Tubo de Vácuo	Plano	1	50–200
	Coletor Parabólico Composto	Tubular	1–5	60–240
Rastreamento em 1 eixo	Refletor Linear de Fresnel	Tubular	10–40	60–250
	Coletor de Calha Parabólico	Tubular	15–45	60–300
	Coletor de Calha Cilíndrica	Tubular	10–50	60–300
Rastreamento em dois eixos	Refletor de Prato Parabólico	Pontual	100–1000	100–500
	Coletor de Campo Helióstato	Pontual	100–1500	150–2000

Coletores Estacionários

Coletores estacionários são normalmente empregados para aplicações que necessitam de baixas temperaturas até aproximadamente 100°C, embora novos tipos de coletores, que empregam isolamento a vácuo, podem atingir valores um pouco maiores – atualmente atingem temperaturas próximas a 200°C (KALOGIROU, 2004). Dentro desses modelos, destacam-se:

- Coletores de Placas Planas (*Flat Plate Collectors* - FPC);
- Coletores de tubo a vácuo (*Evacuated Tube Collectors* – ETC);
- Coletores Parabólicos Compostos (*Compound Parabolic Collectors* - CPC);

Os CPC, mesmo sendo estacionários, possui uma seção côncava no seu interior, o que lhes garantem até mesmo um pequeno fator de concentração como é mostrado na Figura 2.16. Um estudo conduzido no Japão usava CPC para a geração de 450 W de energia elétrica para uma residência (SAITOH, 2007). No que diz respeito à temperatura de operação o sistema é útil para a geração de energia e água quente, mas o espaço requerido e o custo específico são maiores que um pequeno sistema PTC.

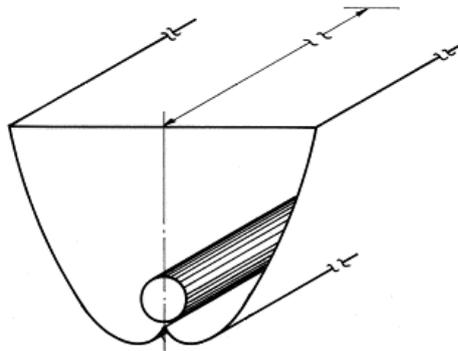


Figura 2.16. Concentrador parabólico composto (FRAIDENRAICH et al., 1999).

Coletores com Sistema de Rastreamento

As temperaturas de captação de energia podem ser aumentadas pela redução da área onde ocorrem perdas de calor, portanto, nos coletores concentradores uma grande quantidade de radiação solar é concentrada em uma área de captação relativamente pequena. Isto é feito pela interposição de um dispositivo óptico (como espelhos) entre a fonte de radiação e a superfície de absorção de energia. Coletores concentradores apresentam algumas vantagens quando comparados com o tipo convencional de placas planas. As principais vantagens são:

- O fluido de trabalho pode atingir temperaturas mais altas em comparação com um sistema de placas planas com a mesma superfície de captação;
- É possível com um sistema concentrador atingir níveis de temperatura compatíveis com determinados equipamentos térmicos;
- A eficiência térmica é maior devido à pequena área de perda de calor em relação à área do receptor;
- Superfícies refletoras são mais simples e requerem menos materiais;

- Devido à área relativamente pequena do receptor por unidade de energia solar captada, o tratamento com superfícies seletivas e o isolamento a vácuo, para reduzir perdas e melhorar a eficiência de captação, são economicamente viáveis.

Suas desvantagens são:

- Captam pouca radiação difusa, dependendo da razão de concentração;
- Há a necessidade de sistemas de rastreamento;
- As superfícies refletoras necessitam de limpeza periódica e renovação.

Coletores Cilíndricos Parabólicos (*Parabolic Trough Collectors - PTC*)

A fabricação do coletor se dá pela curvatura de uma folha reflexiva em formato parabólico (Figura 2.17). A superfície do receptor é normalmente revestida com um material de alta absorvância para radiação solar, porém, baixa emitância para a radiação térmica, para minimizar as perdas de calor. Um tubo metálico escuro é colocado ao longo da linha focal do espelho. Nele circula um fluido térmico que pode ser água, óleo ou glicol. A dimensão do tubo e a razão de concentração do espelho são determinadas pelo tamanho da imagem refletida do sol e pelas tolerâncias de fabricação do coletor. O tubo é normalmente recoberto com vidro antirreflexo, diminuindo assim as perdas de calor. Para reduzir-se ainda mais a perda, cria-se vácuo entre o tubo de vidro e o tubo metálico. A única desvantagem do vidro é que ele se torna mais uma barreira ao fluxo de irradiação (KALOGIROU, 2004).

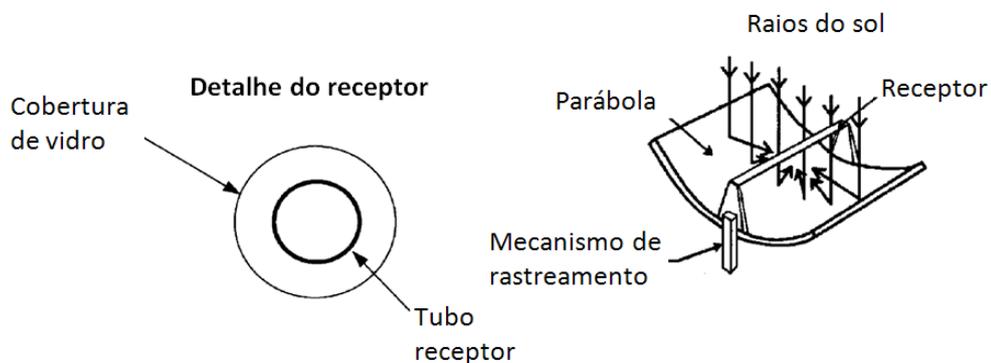


Figura 2.17. Esquema de um coletor cilíndrico parabólico (KALOGIROU, 2004).

Os coletores PTC podem ser orientados na direção Leste-Oeste, com rastreamento Norte-Sul, ou orientados na direção Norte-Sul, com rastreamento Leste-Oeste. Cada posição

tem seu pico e sua perda de eficiência em horários diferentes e opostos (Figura 2.18). A orientação Leste-Oeste atinge pico de absorção ao meio dia, enquanto a orientação norte-sul atinge seu pico em manhãs e tardes dependendo do horário. Durante o período de um ano, um campo horizontal norte-sul coleta um pouco mais de energia que um campo horizontal Leste-Oeste. Este por sua vez, coleta mais energia no inverno que o outro, o que permite uma produção mais regular durante o ano (sendo esse fato realidade para sistemas instalados para latitude superiores a 23°). Desse modo, a aplicação define o posicionamento do sistema, e o rastreamento em eixo único é suficiente para o devido aproveitamento da irradiação solar (KALOGIROU, 2004).

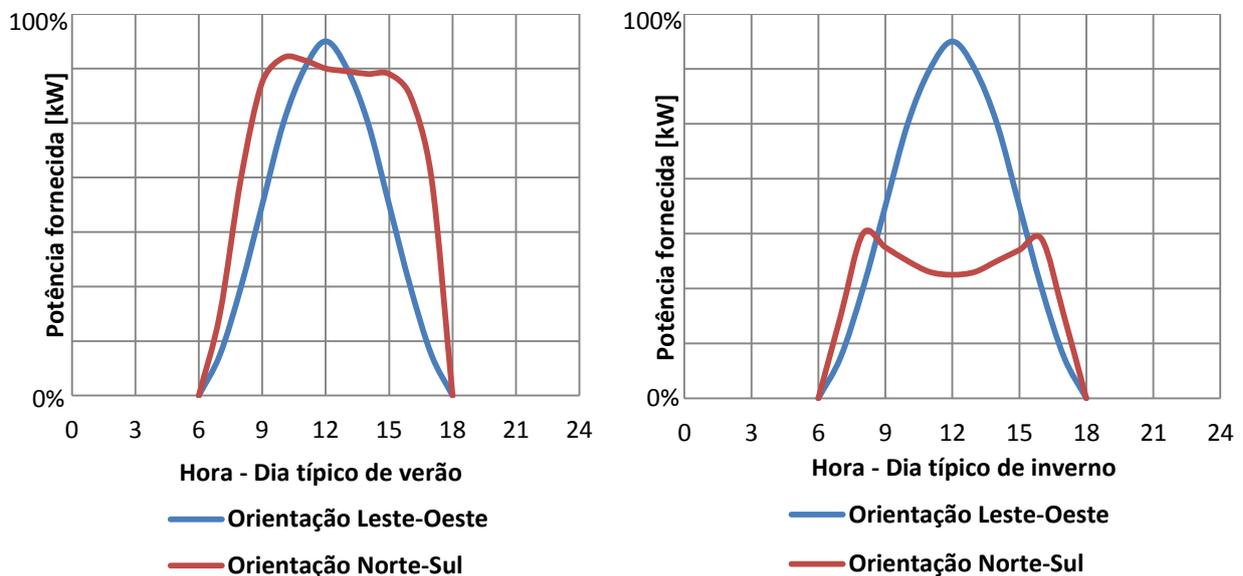


Figura 2.18. Evolução diária da potência para dia típico de verão e inverno (adaptado de CIEMAT, 2008).

Refletor Linear de Fresnel (*Linear Fresnel Reflector - LFC*)

A tecnologia do refletor linear de Fresnel baseia-se em uma série de faixas de espelhos lineares que concentram a luz em um receptor fixo, montado em uma torre linear. O refletor de Fresnel pode ser imaginado como um coletor cilíndrico parabólico dividido em várias seções ou construídos em formato linear, o que permite aos absorvedores de maiores dimensões serem construídos, apresentando como vantagem, que o absorvedor não precisa se mover. A representação de um refletor linear de Fresnel é mostrada na Figura 2.19. A maior vantagem deste tipo de sistema é que ele usa refletores planos ou curvados elasticamente, que são mais baratos se comparados aos refletores parabólicos. Além disso, eles são montados próximos ao solo, minimizando assim os requisitos estruturais (KALOGIROU, 2004).

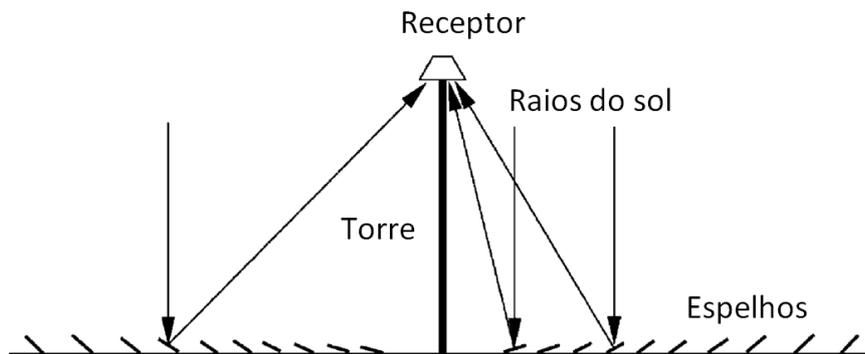


Figura 2.19. Esquema de um refletor linear de Fresnel (KALOGIROU, 2004).

Coletor de Campo Helióstato (*Heliostat Field Collector - HFC*)

Para incidência extremamente alta de energia radiante, uma multiplicidade de espelhos planos ou helióstatos, pode ser utilizada para refletir a radiação solar incidente para um alvo comum, conforme mostrado na Figura 2.20. Isto é chamado de campo helióstato ou coletor receptor central. Usando segmentos de espelho levemente côncavos nos helióstatos, grandes quantidades de energia térmica podem ser direcionadas para a cavidade de um gerador de vapor para produzir vapor a alta temperatura e pressão. A energia concentrada absorvida pelo receptor é transferida para um fluido circulante que pode ser armazenado e posteriormente utilizado para produzir potência. Os receptores centrais têm as seguintes vantagens:

- Eles captam a energia solar opticamente e a transferem para um único receptor, minimizando assim, requerimentos de transporte de energia térmica;
- Apresentam uma alta concentração de radiação solar e por isso são altamente eficientes tanto na captação de energia quanto na conversão desta energia para eletricidade;
- Capacidade de armazenar energia térmica;
- São sistemas de grande capacidade (normalmente maiores que 10MW), beneficiando-se assim de economia de escala.

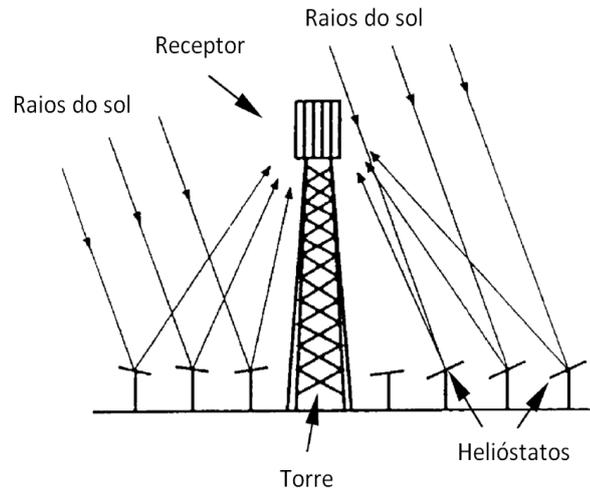


Figura 2.20. Esquema de um campo heliostato ou coletor receptor central (KALOGIROU, 2004).

Refletor de Prato Parabólico (*Parabolic Dish Reflector - PDR*)

Um refletor de prato parabólico concentra a radiação solar no ponto focal do prato, onde é colocado o receptor. A estrutura do coletor deve rastrear integralmente o sol para refletir o feixe de luz no receptor térmico. O receptor absorve a energia da radiação solar convertendo-a em energia térmica do fluido circulante. A energia térmica pode então ser convertida em eletricidade usando-se um motor-gerador acoplado diretamente no receptor ou pode ser transportada através de uma tubulação para uma central de conversão de energia do sistema. Os coletores de prato parabólico apresentam uma série de vantagens importantes:

- Por estarem sempre apontando para o sol, são os sistemas mais eficientes entre os sistemas de coletores;
- Apresentam uma alta concentração de radiação solar e são altamente eficientes na absorção de energia térmica e em sistemas de conversão de energia;
- Apresentam coletores modulares e unidades receptoras que podem funcionar de forma independente ou como parte de um sistema maior.

Geralmente utiliza-se um motor *Stirling* como receptor (Figura 2.21). Estas unidades, relativamente pequenas, podem ser usadas individualmente para suprimento de energia descentralizada, ou em arranjos que podem produzir eletricidade em larga escala. Entretanto, esses refletores não dão suporte a tanques de armazenamento térmico (KALOGIROU, 2004).

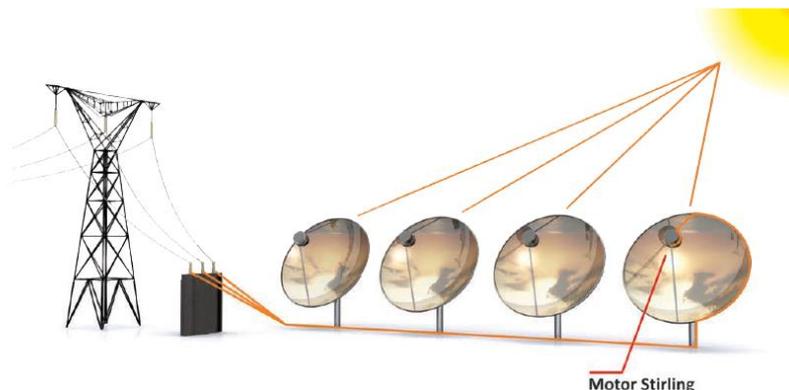


Figura 2.21. Esquema de um refletor de prato parabólico (CEMIG, 2012).

Acionador primário

Atualmente existem diversas tecnologias que possibilitam a geração de energia elétrica a partir de fontes renováveis; encontra-se em desenvolvimento e/ou se expandindo mercado a fora rapidamente. Com a “internacionalização” gradual das tarifas de energia de origem fóssil, com os custos decrescentes e a viabilização comercial de ciclos termoeletrônicos mais eficientes, é possível que ocorra no Brasil em curto prazo uma redução de custo desses sistemas, uma vez que esses tipos de sistemas ainda se encontram em nível experimental, seu custo é muito elevado, uma vez que o uso e a produção em larga escala permita que seus custos sejam reduzidos.

Há pouco tempo atrás se buscava aumentar a eficiência da conversão. Em geral, esse procedimento era feito alterando parâmetros de operação e/ou substituindo por materiais mais eficientes, mas a fonte energética sempre se manteve a mesma – combustíveis fósseis. Hoje em dia, uma busca a eficiência energética superior, conduz os esforços para a modificação da fonte energética, alterando-a para energias renováveis. Tudo isso pode ser simplificado como na Figura 2.22.

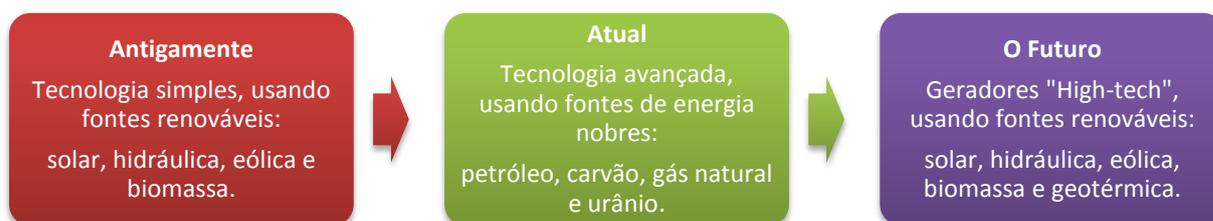


Figura 2.22. Evolução do uso da energia (EDINGER, 2000).

Os acionadores primários permitem a conversão de energia térmica, de forma eficaz, para trabalho mecânico, sendo necessária uma adequação a um ciclo termodinâmico apropriado com a faixa de temperatura da fonte de calor e a sua capacidade de geração. A Figura 2.23 faz uma comparação entre a temperatura de operação em função da potência gerada. Uma opção interessante para os processos de produção distribuída de eletricidade, aliados ou não a processos de cogeração, é o Ciclo Rankine Orgânico (ORC) acionados por coletores solares (de baixa temperatura, inferior à 300°C), sendo tecnicamente e economicamente viável (OROZCO, 2012).

Por exemplo, de acordo com o fluido orgânico utilizado, é possível realizar a recuperação de calor residual usando temperaturas tão baixas como aprox. 70 °C para gerar eletricidade. Essas temperaturas baixas se usadas em um ciclo Rankine convencional teriam uma baixa eficiência, devido aos enormes volumes de vapor necessário, gerando plantas muito volumosas e caras. Por sua vez os sistemas ORC, realmente têm maior eficiência térmica e econômica em temperaturas baixas. A possibilidade de operar em baixa temperatura possibilita ao sistema ORC ser usado em aplicações que vão desde micro geração até instalações de 5 MWe.

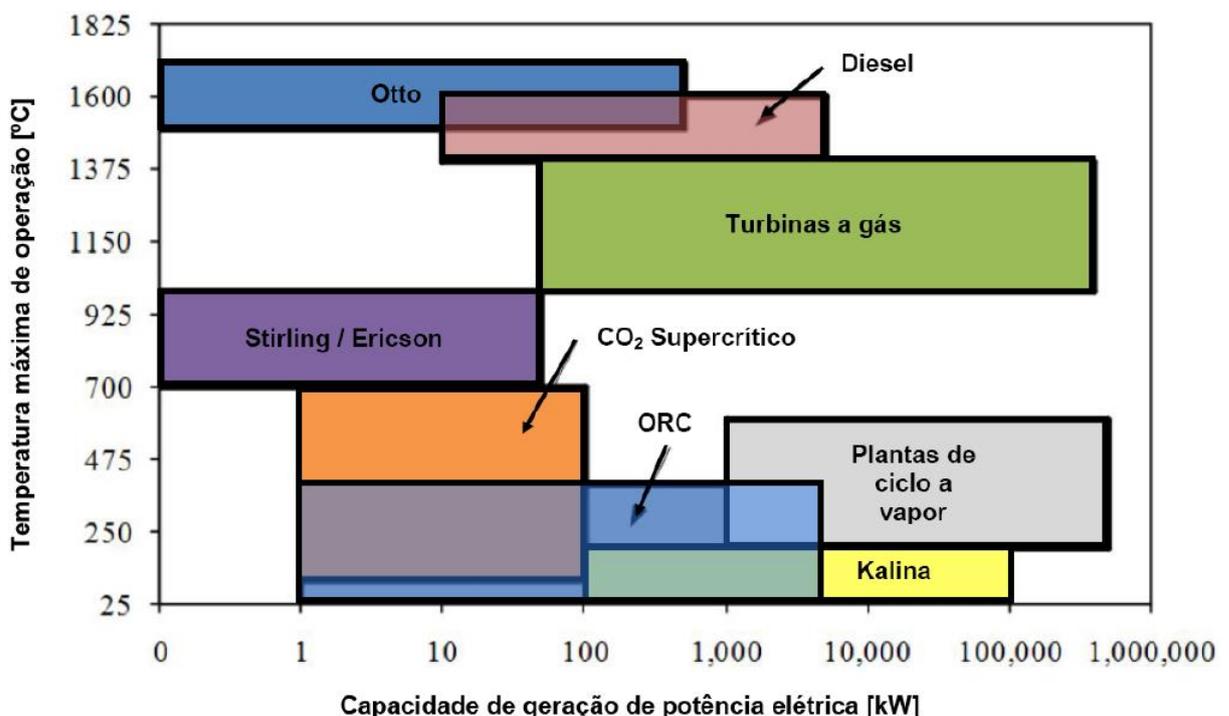


Figura 2.23. Comparativo entre máquinas térmicas em função da potência e temperatura (TARIQUE, 2011).

Sabendo que o coletor solar também tem uma limitação de temperatura baixa, a opção mais adequada para aplicação solar de pequena escala, é o sistema ORC, este sistema pode ser tecnicamente e economicamente viável, desde que seja possível conciliar custo e eficiência térmica, particularmente à compensação da eficiência térmica entre os elementos do coletor e os sistemas de geração de potência (Figura 2.24).

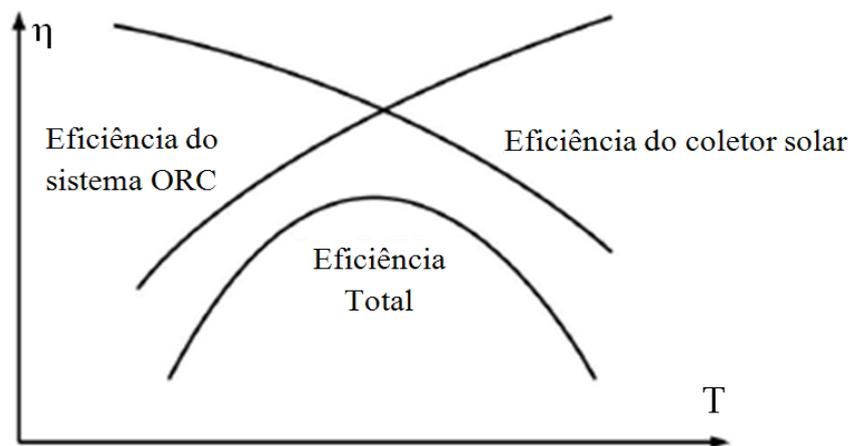


Figura 2.24. Comportamento das eficiências do coletor solar, do ciclo ORC e eficiência total (QUOILIN, 2011a).

Enquanto a eficiência termodinâmica dos ciclos de potência aumenta com a temperatura de funcionamento, nos absorvedores solares as perdas térmicas aumentam devido às perdas por convecção e radiação (QUOILIN, 2011a).

2.4. Comparação entre Tecnologias Solares

Os relatórios das principais agências de energia e associações da indústria (SINGH, 2008; LEW, 2010; IEA, 2010; POWER, 2010; EPIA, 2011), concluem que há um cenário ideal onde todos os tipos de energias renováveis irão florescer e coexistir pacificamente. Mas cada vez mais as energias renováveis estão competindo entre si, ao invés de competir contra fontes de energia convencionais; e como em qualquer outro setor, algumas tecnologias cairão em desuso. Atualmente podem-se encontrar evidências conflitantes em relação de concorrência das tecnologias de conversão de energia solar fotovoltaica (FV) e a energia solar concentrada (CSP). Essa comparação se baseia em três alicerces: tecnologia, mercado e armazenamento/regulação.

A simplicidade tecnológica de um sistema FV é comparável a um relógio de quartzo, enquanto um sistema de CSP é como um relógio mecânico. O primeiro funciona em torno da célula solar, enquanto que o último é uma combinação de diversos componentes igualmente críticos. Isto permite que a indústria de FV se concentre em resolver um problema, a eficiência da célula solar, reduzindo o custo por Watt instalado, enquanto a indústria CSP apresenta vários desafios, por exemplo, melhorar a eficiência óptica de coletores, fluidos de transferência de calor, turbinas de melhor desempenho, etc.

O mercado de energia atual está priorizando mais a tecnologia FV, pois está disponível desde pequenas escalas a até escalas maiores de geração, abrangendo assim maiores fatias de mercado, podendo ser instalado em quase toda parte – desde residencial a até usinas solares, sem mesmo se importar com a localidade, sem necessitar de grandes sistemas auxiliares. Por sua vez, a tecnologia CSP atual é voltada para o uso em larga escala (em geral, acima de 20 MW), além disso, precisa de maiores níveis de radiação solar – maiores níveis de radiação remetem a menores custos de instalação, refletindo no custo por Watt produzido – e acesso à água (para o sistema de arrefecimento). Isso significa que há mais empresas de tecnologia, investidores e políticas públicas para incentivar a tecnologia FV do que a CSP.

O armazenamento e a capacidade de regulação é hoje a grande vantagem da tecnologia CSP sobre o FV. Atualmente as plantas CSP podem armazenar energia térmica por até 16 horas, o que significa que o seu perfil de produção pode coincidir com o perfil da demanda (como qualquer outra fonte convencional de energia). Já para um sistema de FV não há um sistema de armazenamento de energia “viável”, existe a opção de uso de baterias, mas dependendo da aplicação, inviabiliza a instalação. As energias renováveis, por se tratarem de uma fonte intermitente, atingindo elevadas taxas de penetração no mercado se faz necessário à presença de sistemas capazes de regular a demanda na rede; no Brasil esse fato pode ser compensado (mas não solucionando exclusivamente) pelo uso de hidroelétricas – apesar de ser proveniente de fonte renovável, permite o armazenamento – possibilitando assim a geração de energia quando há pico de demanda, regularizando a produção com a demanda. Apesar disso, analisando o mercado internacional, há uma recente diminuição nos custos de FV e a atual incerteza do mercado de energia, favorece a instalações de FV.

Atualmente pode-se pensar em duas situações distintas:

1. A tecnologia FV prevalece com a hegemonia para a energia solar, desde que consiga resolver a questão do armazenamento.
2. A tecnologia CSP torna-se uma solução comercialmente viável para a produção em grande escala capaz de regular a demanda do sistema elétrico; e a tecnologia FV é desenvolvida, esculpindo seu próprio nicho de mercado.

De acordo com Lew (2010) a tecnologia CSP com capacidades de armazenamento de energia térmica pode ser usada como uma solução complementar para superar problemas de intermitência de outras tecnologias de fontes renovável, como painéis solares (FV), turbinas eólicas, maremotriz, etc., pois essas tecnologias são muito influenciadas pela imprevisibilidade e instabilidade das condições ambientais, colocando sua confiabilidade e credibilidade em xeque como soluções de geração de energia.

2.5. Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

Em 1883, houve os primeiros relatos de experimentos bem sucedidos com o uso de outros fluidos de trabalho em um ciclo Rankine; Frank Ofeldt desenvolveu um sistema que usava nafta¹ como fluido de trabalho em seus motores. Na época, o governo obrigava a ter uma licença para o uso de vapor d'água em motores a vapor, mas não exigiam para a nafta (TURBODEN, 2013), mas a tecnologia de ciclo Rankine orgânico, somente foi seriamente desenvolvida no século XX.

A Itália começou com experimentos na década de 30, mas estudos mais relevantes foram conduzidos após a Segunda Guerra Mundial na Rússia, EUA e Israel. Até mesmo no Brasil realizaram-se experimentos na década de 70 (Detalhes do projeto no Apêndice A). Hoje o ciclo Rankine orgânico é uma forma bem conhecida e amplamente difundida, principalmente em aplicações de produção de energia elétrica a partir de biomassa, geotérmica, recuperação de calor e energia solar.

¹ É um composto proveniente do petróleo utilizado como matéria-prima em indústrias do ramo petroquímico, na

2.5.1. Princípio de Funcionamento

O princípio do Ciclo Rankine Orgânico (*Organic Rankine Cycles* - ORC), baseia-se em um turbo-gerador trabalhando com uma turbina a vapor, para transformar energia térmica em energia mecânica e finalmente em eletricidade através de um gerador elétrico. Utiliza-se os mesmos equipamentos básicos de um ciclo a vapor convencional, ou seja, gerador de vapor, turbina, condensador e bomba. A seleção do fluido de trabalho desempenha um papel importante na implementação de um ciclo ORC e a sua escolha é determinada pela aplicação e nível de calor disponível para o ciclo (QUOILIN et al., 2013).

O ciclo Rankine orgânico é em essência um ciclo a vapor que ao invés de água como fluido de trabalho utiliza composto orgânico, por exemplo, refrigerante R245fa, iso-butano, n-pentano, n-hexano, etc. O uso de diferentes fluidos, permite o funcionamento a temperaturas mais baixas, cujos menores rendimentos podem ser compensados por menores custos de instalação e operação. Tal funcionalidade possibilita a utilizações de ciclos ORC em aplicações que vão desde micro geração (300 W) até instalações de 5 MWe.

A Figura 2.25 apresenta os estágios e transformações em um ciclo de Rankine Ideal, que são: 1-2 bombeamento reversível, 2-3 transferência de calor a pressão constante na caldeira, 3-4 expansão adiabática reversível na turbina, 4-1 transferência de calor a pressão constante no condensador.

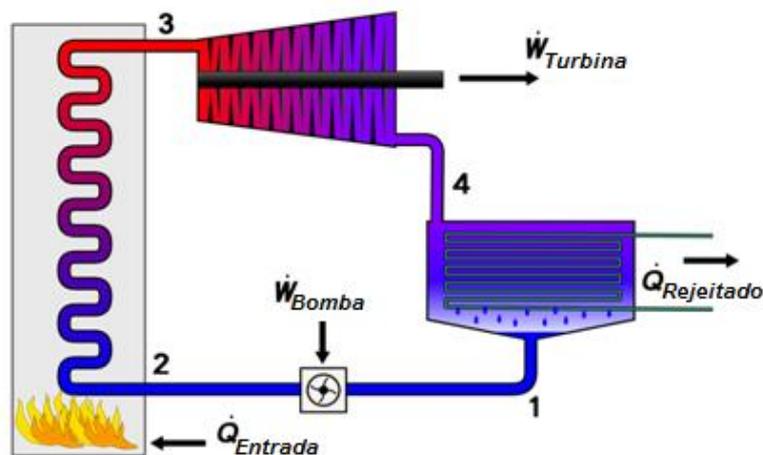


Figura 2.25. Representação esquemática de um ciclo Rankine.

O uso do fluido orgânico implica em fluxos de massa mais elevados para a mesma potência de saída. Os fluidos orgânicos são caracterizados por uma massa molecular muito maior que a água, resultando em uma diferença entálpica significativamente menor do que se comparada com água, levando a uma menor rotação da turbina, baixa pressão de operação e sem erosão das partes metálicas (CHEN, 2010).

A escolha do tipo de expensor depende fortemente das condições de funcionamento, tamanho do sistema e o tipo de fluido. Geralmente para grandes unidades ORC são adotadas turbomáquinas desenvolvidas sob medida, por outro lado, para aplicações de pequeno porte são utilizados compressores de sistemas de refrigeração adaptados para operar como expansores, raros são aqueles confeccionados sob medida (AOUN, 2008; ESPINOSA et al., 2010).

Portanto, isso os torna mais interessantes no ponto de vista de operação e segurança, principalmente para baixas potências, além de oferecerem um melhor aproveitamento de recursos energéticos, sistemas menores e a redução das emissões de CO, CO₂, NO_x e outros poluentes (devido a baixa temperatura da fonte quente), oferecendo assim, além do ganho com eficiência, uma maior vida útil e menores custos de manutenção, em se tratando de temperaturas reduzidas, inferiores a 300 °C (OROZCO, 2012).

2.5.2. Principais Aplicações

A tecnologia ORC tem diversas aplicações, isto é parcialmente explicado pela sua característica modular, podendo ser usado com poucas modificações, para o aproveitamento de diversas fontes de calor. Entre eles, os campos mais difundidos e promissores são as seguintes (Figura 2.26):

- **Recuperação de calor (WHR)** é um dos campos mais importantes para o desenvolvimento do ORC. Ele pode ser aplicado às plantas de calor e/ou energia (por exemplo, uma usina de cogeração de pequena escala ou em um aquecedor de água para uso doméstico), ou a processos industriais e agrícolas, como: a fermentação de produtos orgânicos, exaustão de gases quentes em fornos, de gases

de combustão, os gases de escape dos veículos (Figura 2.27), intercooler de um compressor, etc.

- **Biomassa** é disponível em todo o mundo e pode ser utilizada para a produção de eletricidade em pequena e média escala; apresentando um custo específico inferior se comparada com um ciclo Rankine convencional. O uso de ORC possibilita ajustar a potência do acionamento primário para a quantidade de combustível (biomassa) disponível no local (ALVES, 2012b).
- **Plantas geotérmicas** usam fontes de temperatura que variam de 50 a 350 °C. O ORC é, portanto, perfeitamente adaptado para este tipo de aplicação (ressaltando a possibilidade de uso do ciclo Kalina). No entanto, é importante ter em mente que para as fontes de energia geotérmica de baixa temperatura (tipicamente inferior a 100°C), a eficiência é muito baixa e depende fortemente da temperatura do dissipador de calor (definido pela temperatura ambiente) (RODRIGUEZ, 2013).
- **Planta solar térmica** utiliza geralmente a tecnologia de coletores cilindros parabólicos para aquecer um fluido, o qual entra no sistema como fonte primária. O ORC permite a geração de energia em capacidades mais baixas e com uma temperatura mais baixa no coletor e, portanto, possibilita uma maior eficiência em unidades de geração de energia de pequena escala descentralizadas de baixo custo.

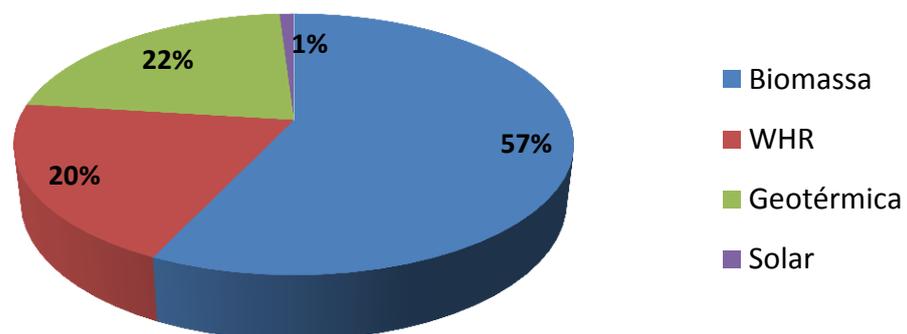


Figura 2.26. Uso por aplicação em função da potência instalada (adaptado de ALVES, 2012a).



Figura 2.27. Esquema de recuperação da energia nos gases do escape, representando uma melhora no uso do combustível em 15% (WEI et al., 2011).

2.5.3. Fluidos de Trabalho

Para as principais aplicações apresentadas, todas possuem faixa de temperatura variadas, seja ela para a fonte fria como para a fonte quente do sistema. Para cada faixa de temperatura de operação, existe um fluido que pode oferecer, não somente, uma maior eficiência de ciclo, mas também um menor custo específico de instalação. Por tal motivo, a modelização de seleção dos fluidos orgânicos, é um dos pontos cruciais para o desenvolvimento de sistemas ORC (AOUN, 2008).

A característica que distingue os fluidos orgânicos são suas propriedades termofísicas; em especial a inclinação da curva de saturação no diagrama Temperatura-Entropia. Esta inclinação pode ser negativa, isentrópica ou positiva, como mostrado na Figura 2.28. No caso de fluidos secos e isentrópicos não há necessidade de superaquecimento. Devido à expansão isentrópica teórica na turbina, no caso de fluidos úmidos, o superaquecimento deve ser aplicado a fim de evitar a criação de gotículas de líquido durante a expansão na turbina que prejudicariam as pás da turbina (SALEH, 2007).

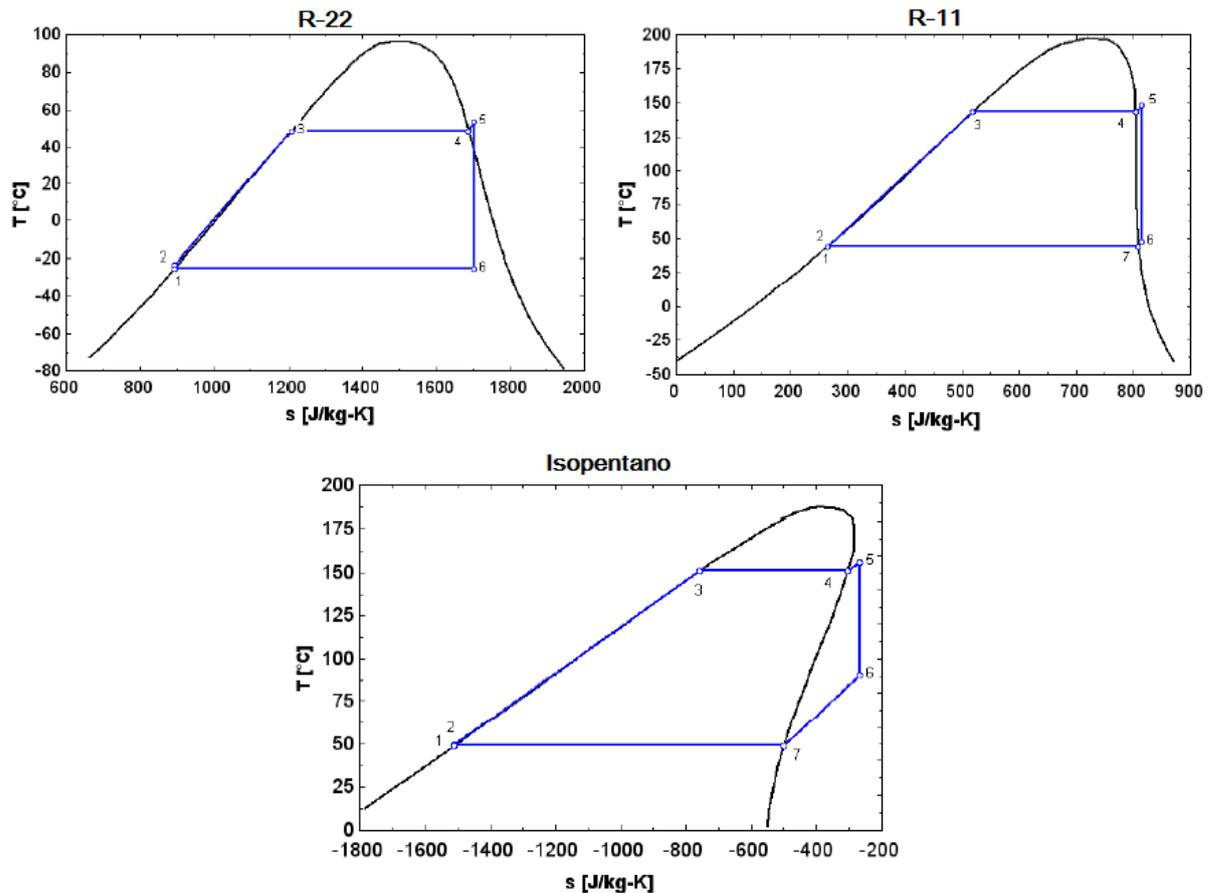


Figura 2.28. Diagrama T-s de curvas de saturação típicas de (Isopentano) um fluido seco (R-22) fluido úmido e (R-11) fluido isentrópico (QUOILIN, 2011a).

Fluidos secos mostram uma melhor eficiência térmica porque o fluido de trabalho não condensa após passar através da turbina, ao contrário do que acontece com os fluidos úmidos que produz condensado após a expansão. Isto significa que o processo de expansão na turbina termina ainda na região superaquecida; por tal motivo antes de dirigir o fluido de trabalho para o condensador, é vantajoso incorporar um recuperador de calor no ciclo. Desta forma, a temperatura média de transferência de calor para o ciclo é mais elevada, enquanto que a temperatura média de transferência de calor para o ambiente é inferior do que no caso sem recuperador de calor interno. Isto contribui para uma maior eficiência térmica do ciclo (QUOILIN, 2011a). A comparação entre fluidos secos e a fluido úmido (água) é apresentada na Figura 2.29 em um diagramas T-S.

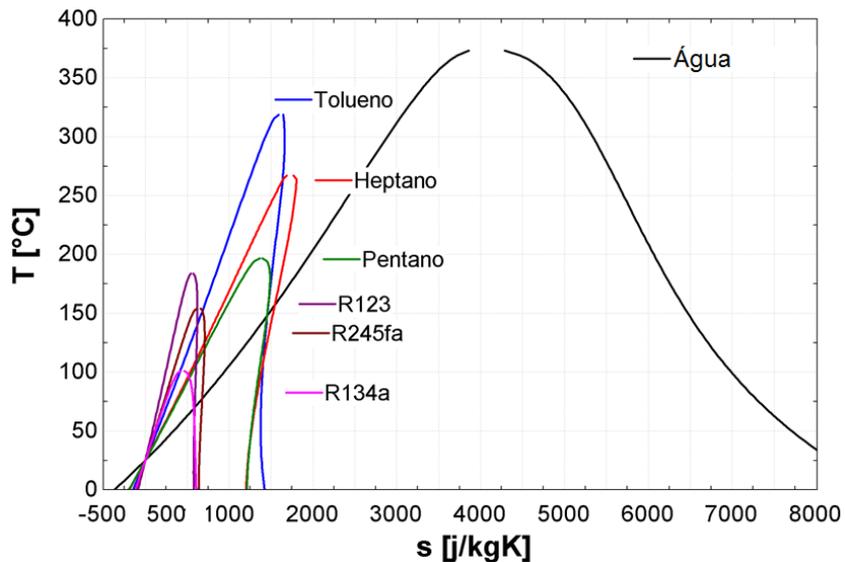


Figura 2.29. Comparativo entre curvas de saturação para diversos fluidos (QUOILIN, 2013).

Segundo Auon (2008) é possível estimar a eficiência ideal de um ciclo Rankine em função do fluido adotado e da temperatura de operação (Figura 2.29). A simulação considera como parâmetros fixos: a temperatura de condensação de 80 °C, eficiência de turbina e bomba de 100% e a temperatura de subresfriamento de 10 °C de superaquecimento de 25 °C.

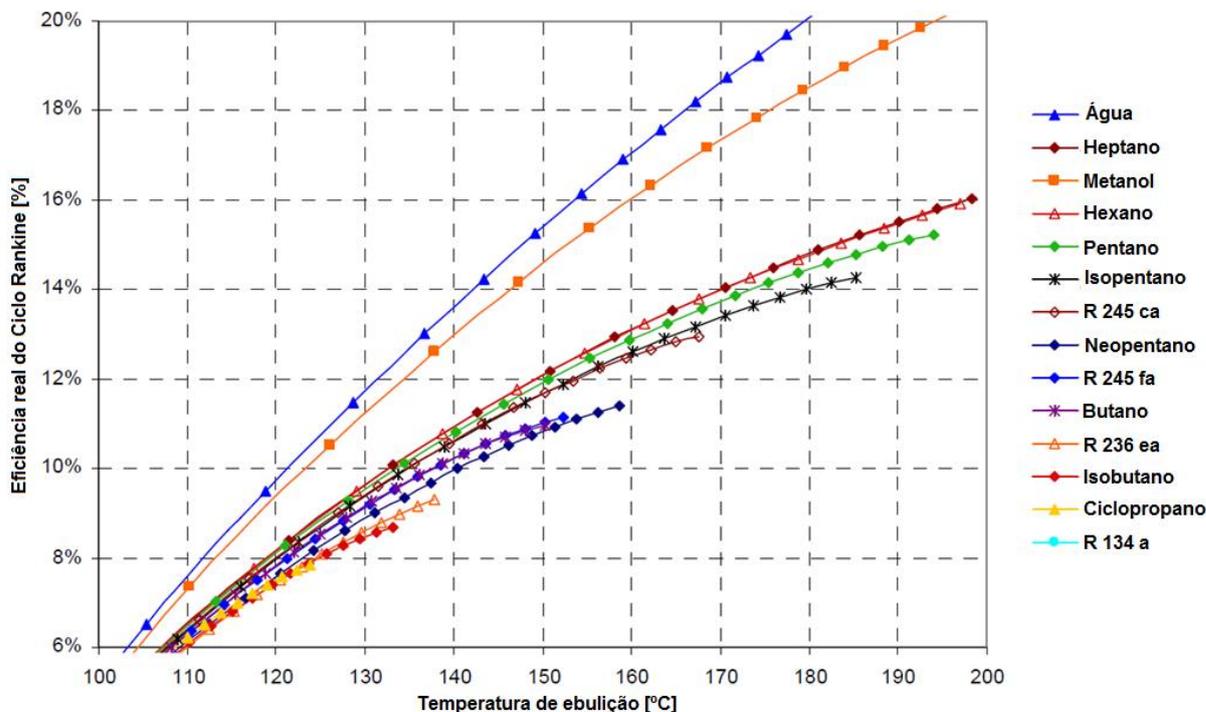


Figura 2.30. Eficiência do ciclo Rankine pela temperatura de evaporação (AUON, 2008).

Além das propriedades termofísicas existem os critérios de segurança, impacto ambiental, custo e disponibilidade que também devem ser considerados. Os parâmetros importantes são os seguintes (TARIQUE, 2011):

- **Desempenho termodinâmico:** a eficiência e/ou a potência de saída deve ser a mais elevada possível. Isto geralmente envolve baixo consumo das bombas (representado pelo valor de BWR) e elevado ponto crítico.
- **Curva de saturação positiva ou isentrópica do vapor:** Uma curva de saturação negativa (fluido úmido) leva à formação de gotas no final da expansão. O vapor deve ser superaquecido na entrada da turbina para evitar danos na mesma com queda do desempenho do ciclo.
- **Elevada densidade do vapor:** este parâmetro é de suma importância especialmente para fluidos com baixa pressão de condensação (exemplo óleos de silicone). A baixa densidade também implica equipamentos maiores (condensador e expensor).
- **Elevado calor latente de vaporização:** Um fluido de trabalho pode absorver mais calor durante a evaporação. Por conseguinte, um fluido com elevado calor latente de vaporização é preferido para aumentar a eficiência do sistema;
- **Pressões aceitáveis:** pressões elevadas; elevam investimentos e a complexidade da planta.
- **Elevada estabilidade à temperatura de operação:** diferente da água, os fluidos orgânicos podem sofrer deterioração química e decomposição a elevadas temperaturas. Lembrando que se um ORC opera com uma fonte de calor de baixa temperatura, o fluido de trabalho com baixo ponto de ebulição é preferido. No entanto, um ponto muito baixo de ebulição à pressão atmosférica pode exigir uma baixa temperatura de condensação;
- **Baixo impacto ambiental e elevado nível de segurança:** os principais parâmetros a considerar são: o potencial de contribuição à destruição da camada de ozônio (ODP), o potencial para aquecimento global (GWP), toxicidade e inflamabilidade.
- **Boa disponibilidade e baixo custo.**

2.5.4. Expansores

Em um sistema ORC, o expansor é o componente mais importante; sendo normalmente dividido em duas categorias: turbomáquinas (ex.: Radial e Axial) e máquinas de deslocamento positivo (ex.: *Scroll*, *Screw*, etc.). O desempenho e a eficiência do ciclo dependem fortemente da expansão do fluido de trabalho, sendo de grande influência as condições de operação e características da fonte de calor. Em geral, as turbomáquinas começam a apresentar um bom custo benefício a partir de 50 kW de potência, sendo dependentes do tipo de aplicação, da vazão e do tipo de fluido de trabalho, ao passo que máquinas de deslocamento positivo tem seu uso indicado – tecnicamente e economicamente – até potência de 200kW (QUOILIN et al., 2010a).

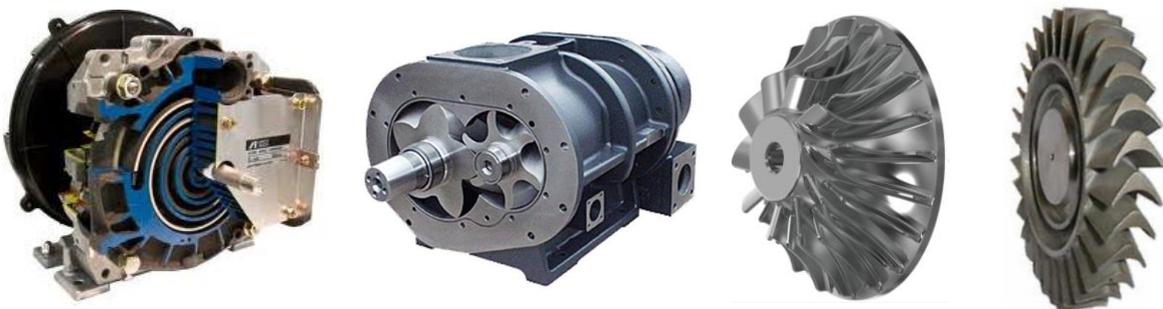


Figura 2.31. Expansores mais utilizados em sistemas ORC – sendo da esquerda para direita: duas máquinas de deslocamento positivo (*Scroll* e *Screw*) e duas turbomáquinas (*Radial* e *Axial*).

As máquinas de deslocamento positivo são geralmente compressores que trabalham em modo reverso. Algumas publicações, como Ingley et al. (2005), Declaye (2009), Quoilin (2010b) e Tarique (2011), sugerem o uso de compressores do tipo scroll com expansor de alta eficiência para sistemas ORC de pequena escala; atingindo eficiências acima de 70% com os fluidos de trabalho R-134a e R-245fa,m adotando uma relação de compressão entre três e cinco (INGLEY et al., 2005).

O uso de expansores de deslocamento positivo é vantajoso em comparação com turbomáquinas para uso em aplicações de baixas potências, pois permitem operar em baixa rotação. Além disso, os expansores do tipo scroll permite uma expansão contínua, aproximando-se mais de uma turbina do que uma máquina a pistão, que possui interrupções, movimentos acelerados e a possibilidade de calço hidráulico. Outro motivo é a facilidade na

sua manutenção em virtude da pequena quantidade de partes móveis, diminuindo assim perdas por atrito e aumentando o tempo entre intervenções (INGLEY et al., 2005).

Turbomáquinas de pequena escala, para atingir desempenho similar a uma de grande escala, tem a necessidade de uma velocidade tangencial muito mais elevada, o que torna susceptível a presença de alta resistência mecânica, maior o atrito no rolamento e, além disso, exigem redução adicional de engrenagem. Além do mais, tem-se uma relação de pressão relativamente baixa entre cada fase de expansão, enquanto as máquinas de deslocamento positivo poderiam ser construídas com uma maior relação por estágio (CHEN, 2010).

2.5.5. Otimização em Sistemas ORC

Ao otimizar um ciclo ORC, é necessário listar os graus de liberdade disponíveis no sistema e vinculá-los (pelo menos qualitativamente) com as condições de operação e controle do ciclo. Considerando um módulo ORC usando um expensor e uma bomba volumétrica, destacam-se as seguintes interações:

Fluxo de massa. A bomba é uma máquina de deslocamento positivo, impondo um fluxo de volume ao sistema; por sua vez, o fluido sendo incompressível, o fluxo de massa também é determinado pela bomba; sendo seu ajuste feito, através da modificação do volume varrido pela bomba ou variando sua rotação.

Pressão de evaporação. No caso de uma máquina de deslocamento positivo, o volume do fluido expandido em cada revolução é fixo; sendo o fluxo de volume imposto pela rotação do expensor e a vazão mássica imposta pela bomba, sendo a continuidade do sistema mantida através do controle da densidade do vapor, o controle da densidade pode ser alcançado através da variação da temperatura ou da pressão. A pressão de saída do expensor é imposta pela rotação do expensor para uma dado fluxo de massa na bomba; a redução na rotação do expensor leva a uma maior pressão de evaporação. No caso de uma turbomáquina, a relação é semelhante: a pressão é fixada pela abertura das pás guias de entrada (IGV – *Inlet Guide Vanes*), sendo que quando estas palhetas estão em sua menor abertura, maior será a pressão de evaporação.

Superaquecimento na saída do evaporador. A bomba e o expensor definem vazão e a pressão de evaporação; sendo o total de calor transferido pelo evaporador determinado pela configuração do mesmo e pela vazão e temperatura do fluxo de calor da fonte quente; sendo assim, durante sua operação, o superaquecimento é imposto pelo fluxo da fonte quente.

Temperatura de entrada no condensador. Na ausência de um recuperador, será a temperatura de saída do fluido do expensor. Esta temperatura é imposta pela eficiência do expensor e pelas perdas de calor para o ambiente.

Subresfriamento na saída do condensador. Em um ciclo ORC, a massa do fluido em estado de vapor é desprezível comparada com a do seu estado líquido. Adicionando mais fluido ao ciclo aumenta o nível de líquido nos trocadores de calor. Sendo as condições evaporação fixas, o nível do líquido no evaporador permanece constante. Neste caso, aumentando a carga de refrigerante influenciara somente o nível do líquido no condensador, aumentando a zona de subresfriamento do mesmo. O fluido, portanto, terá mais área de troca para se tornar subresfriado. Pode então concluir que a temperatura de saída do condensador é impostas pela carga de refrigerante (QUOILIN, 2010a). A maioria dos sistemas ORC comerciais, possuem um reservatório após o condensador, o qual minimiza o efeito da flutuação na carga do fluido de trabalho.

Pressão de condensação. As temperaturas de entrada e saída no condensador são impostas pelo expensor e pela carga de refrigerante, respectivamente. Sendo assim, o fluxo de calor (da fonte fria) no condensador é imposto. Sendo assim a pressão é definida pelo valor de *pinch point* do condensador (refletindo a sua efetividade) e a temperatura do fluido de arrefecimento, a redução de qualquer um dos valores reduz a pressão de condensação.

Queda de pressão. São principalmente características físicas e geométricas do trocador de calor, a qual depende da vazão.

As condições de operação/controle e o funcionamento termodinâmico do ORC podem ser definidos por quatro variáveis: a temperatura de evaporação, o superaquecimento na saída do evaporador, a temperatura de condensação e a temperatura de subresfriamento na saída do condensador. Além dessas variáveis, há parâmetros complementares, os que contam para as irreversibilidades no ciclo, como a eficiência, do expensor e da bomba, a queda de pressão e o

pinch point. Como regra geral, uma otimização para um sistema ORC deve atender os seguintes critérios:

- A pressão de condensação deve ser mantida a mais baixa possível;
- O superaquecimento na saída do evaporador deve ser o mais baixo possível;
- O subresfriamento na saída do condensador deve ser mínimo (ou nulo);
- A temperatura de evaporação ótima reflete em uma eficiência global ótima.

Consequentemente, a variável de controle principal do ciclo é a temperatura de evaporação; desde que os outros parâmetros apresentados acima devem ser mantidos o mais baixo possível. Com isso é possível determinar o grau de liberdade do sistema ORC. Evidenciando a temperatura de condensação, a qual é imposta por condições ambiente e o subresfriamento determinado pelo volume de fluido de trabalho no sistema. Geralmente estes dois parâmetros não podem ser controlados, restando assim, a temperatura de evaporação e a de superaquecimento. Estes são controlados pela bomba e pelo expensor – impondo uma dada rotação na bomba e uma vazão de entrada no expensor, é possível determinar a temperatura de evaporação e o superaquecimento do sistema.

A rotação da bomba é um parâmetro comumente controlado em um ORC, sendo o controle de fluxo de massa na turbina definido pela posição das IGV (quando presente) ou pela rotação do expensor. Dentro desse cenário é possível imaginar dois casos onde a fonte quente, que alimenta o evaporador e por sua vez controla a temperatura de evaporação, pode ter um comportamento constante ou sensível em seu gradiente de temperatura.

As fontes de calor sensível sofrem grande variação em função da sua temperatura. Geralmente são representados por sistemas WHR, os quais exploram, em quase sua totalidade, sua fonte quente, reduzindo sua disponibilidade para níveis de temperatura ambiente.

As fontes de calor constantes referem-se a uma baixa variação de temperatura da fonte térmica durante a passagem no trocador de calor. Geralmente presentes em ciclos onde é possível ter o controle, de certa forma, da fonte de energia, tais como: energia solar ou a

energia química. Portanto, para se otimizar a potência de saída e a eficiência do ciclo, basta adotar temperaturas mais altas de evaporação (em função do fluido de trabalho adotado).

No entanto em um sistema CROS com o aumento da temperatura leva a maiores perdas no coletor solar para o ambiente, mas também para uma maior eficiência no sistema de conversão. A escolha da temperatura ideal no evaporador/coletores, portanto, resulta de uma compensação entre a eficiência do coletor e a do ciclo ORC.

2.5.6. Fabricantes de Sistemas ORC

O mercado ORC está atualmente em um crescimento exponencial, muitas são as empresas com menos de 10 anos de experiência no mercado. Na Tabela 2.4, apresentam-se os principais fabricantes de sistemas ORC no mundo, com sua faixa de potência e país de origem, dentro desse cenário se destacam a Ormat (EUA) e a Turboden (Itália) os fabricantes com o maior tempo no mercado e, por consequência, de maior prestígio.

Tabela 2.4. Fabricantes de ORC no Mundo.

Empresa	País	Potência
Adoratec	Alemanha	0,3-2,4MW
GMK	Alemanha	0,5-15MW
Koehler-Ziegler	Alemanha	70-200kW
Maxxtec	Alemanha	0,6 - 2,5MW
Barber-Nichols (BNI)	EUA	0,5MW- 2MW
Electra therm	EUA	30-65kW
GE - Calnetix	EUA	125kW
Infinity Turbine	EUA	1-250kW
UTC	EUA	250kW
Enogia	França	5-25kW
ENEX	Groelândia	-
TermoCycle	Holanda	5-250kW
Ormat	Israel	4 - 400kW
Turboden	Italia	0,25-15MW
Tri-o-gen	Noruega	60-165kW
Freepower	Reino Unido	10-120kW
Cryostar	Suíça	1-15MW
Eneftech	Suíça	5-30kW

2.5.7. Custos

Os custos de módulos ORC dependem de inúmeros requisitos; dentre esses, pode-se citar: temperatura de operação (seja de evaporação ou condensação), fluxo de massa, tipo de fluido, tipo de expensor, sistema de resfriamento, sistema regenerativo, etc. Na figura 2.32, apresenta a variação, com a amplitude mínima e máxima, dos custos específicos por Watt instalado em função da potência elétrica gerada, sendo essa uma pesquisa realizada através de grupo de discussão² e orçamentos pontuais.

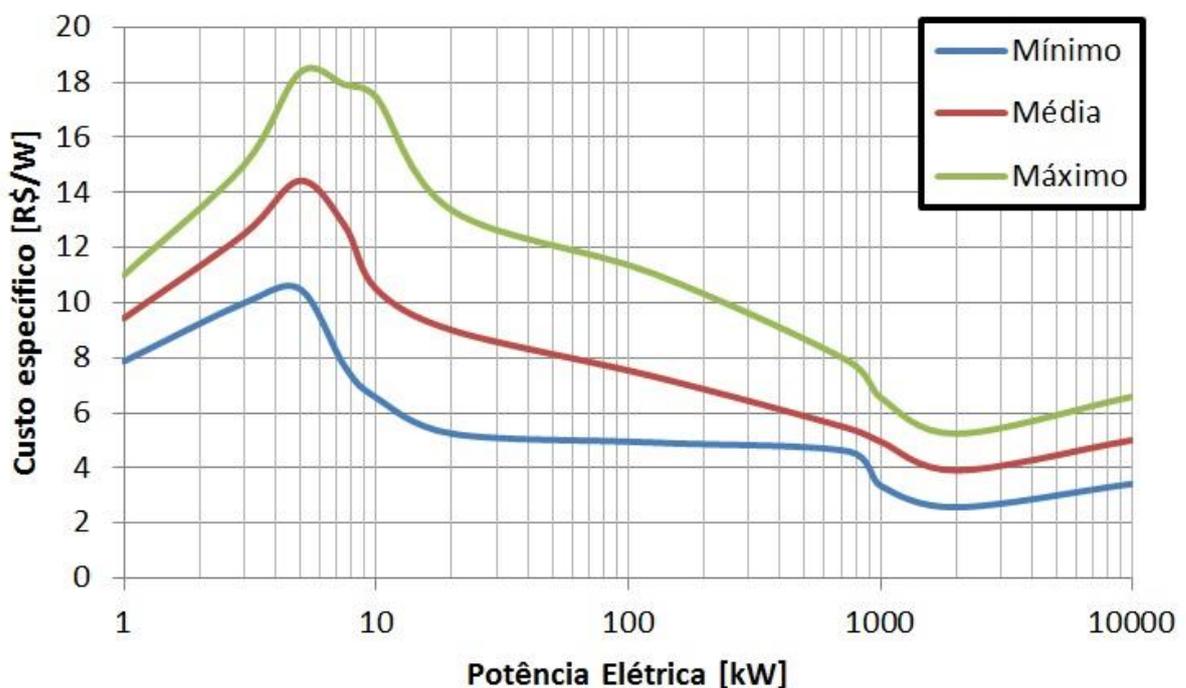


Figura 2.32. Evolução do custo específico pela potência elétrica gerada do sistema ORC.

Pode-se observar que há uma grande amplitude nos valores de custos específicos. Em especial, para sistemas de baixas potências; geralmente inferiores a 50 kW, isso devido a adoção de diferentes soluções tecnológicas. Com o aumento de potência o custo específico é reduzido em até 60%. Para soluções customizadas (*Turnkey solutions*), os custos não são os mesmos, nesse caso eles possuem uma variação não linear, de acordo com a aplicação, potência, fluido e sistema de refrigeração.

² Grupo do LINKEDIN: http://www.linkedin.com/groups/ORC-technology-specific-cost-1-2513574.S.107742065?qid=d659cc6c-7652-4c55-9947-7c469c60ab4c&trk=group_search_item_list-0-b-ttl

Atualmente é possível encontrar facilmente, máquinas com potência de 5, 10, 20, 30, 50, 60, 125, 250, 500, 750, 1000 kW. Esses módulos podem funcionar com mais de um estágio de expansão/reaquecimento, ou até mesmo operar em cascata com fluidos múltiplos. A operação em cascata se baseia no uso de um módulo operado com um fluido orgânico a alta temperatura e outro módulo de baixa temperatura, podendo haver módulos intermediários, sendo que cada um destes opera o seu próprio fluido orgânico em seu ponto ótimo.

2.6. Ciclo Rankine Orgânico Solar

Sistemas CSP têm sido implementados com as mais diversas soluções tecnológicas para coletores solares, no entanto, para o bloco de potência, a maioria das plantas utiliza um ciclo de Rankine convencional. Esta tecnologia requer uma potência mínima de alguns MWe para ser competitiva e envolve altas temperaturas no coletor.

A primeira planta solar a usar um sistema ORC como bloco de potência remete a 1966, quando a ORMAT operou com sucesso uma estação de bombeamento em Israel e no norte da África. Segundo Bronicki (1972) a planta era capaz de produzir 600 W de potência elétrica, com uma eficiência global de 6%. O sistema ORC operava com temperaturas entre de 90 a 125 °C, usando monoclorobenzeno como fluido de trabalho, utilizando uma área de coletores FPC equivalente a 43 m² (o módulo ORC utilizado é apresentado no apêndice A, sendo adaptado para um sistema solar).

Somente uma década depois foram retomados os estudos nessa área, sendo ambos teoricamente e experimentalmente, relatando uma eficiência global variando entre 2,52% e 7% (QUOILIN, 2011a). Estudos mais recentes tem como foco principal a otimização na seleção de fluidos para diferentes configurações e temperaturas de operação do ciclo (SALEH et al., 2007; AUON, 2008; WANG et al., 2009; CHEN et al., 2010; GANG et al., 2010).

Dados experimentais em relação ao desempenho de protótipos de sistemas CROS são escassos:

- Kane et al. (2003) estudou o acoplamento de coletores LFC com um ORC em cascata de 9 kWe, usando R123 e R134a como fluido de trabalho. Obtendo uma eficiência global de 7,74%, com uma eficiência de coletor de 57%;

- Saitoh et al. (2007) desenvolveu um ciclo solar com coletores CPC operados a 140 °C, usando o expansor do tipo scroll com o fluido R113, sendo capaz de produzir 450W, obtendo um eficiência global de 7%;
- Wang et al. (2009) estudou um CROS de 1,6 kWe usando um expansor de pistão com o fluido R245fa, obtendo uma eficiência global de 4,2% e 3,2%; utilizando os coletores ETC e FPC, respectivamente e operando a 80 °C; o que explica a baixa eficiência global do sistema;
- Orosz et al. (2009) desenvolveu um sistema CROS de 3 kW usando coletores PTC, também operando com um expansor do tipo scroll, usando R245fa como fluido de trabalho estando a 133 °C na entrada da turbina capaz e alcançar 6,19% de eficiência global.

Modelos detalhados de tais sistemas também são raros na literatura científica:

- Kane (2002) desenvolveu um modelo de um ORC para seu sistema, sendo utilizado para conduzir uma otimização e uma avaliação termoeconômica no sistema;
- Forristall (2003) propôs um modelo dos coletores solares validado com os dados das plantas SEGS, independentes de um bloco de potência;
- Jing et al. (2010) desenvolveu um modelo de um ciclo ORC usando R123 como trabalho fluido e acoplado para coletores CPC; tendo uma eficiência global prevista de 7,9% para uma insolação de 800 W/m² e uma temperatura de evaporação de 147 °C;
- Quoilin et al. (2011a) desenvolveu um modelo baseado no trabalho de Orosz et al. (2010) usando EES o qual foi usado para conduzir otimizações e avaliações térmicas e técnico-econômicas.

A maioria dos estudos acima mencionados mostra que a eficiência de sistemas ORC é significativamente melhorada pela inclusão de um recuperador, de ciclos em cascata ou de sistema de reaquecimento (KANE 2002, MCMAHAN, 2006, PRABHU, 2006, apud QUOILIN, 2011a). Atualmente, há apenas uma usina (comercial) ORC solar relatada na literatura técnica – a planta de 1 MWe Saguaro no Arizona, EUA. A planta usa o n-pentano como fluido de trabalho e apresenta uma eficiência global de 12,1%, para uma eficiência de coletor de 59% (QUOILIN, 2011b).

As plantas ORC solar de médio porte já estão comercialmente disponíveis, no entanto, o trabalho permanece a ser feito para pequena escala (poucos kWe), especialmente para reduzir os custos de investimento específicos e o desenvolvimento de um sistema de controle autônomo que evite a necessidade de um operador no local. Na Figura 2.33 é apresentado o um sistema CROS convencional com seus componentes principais.

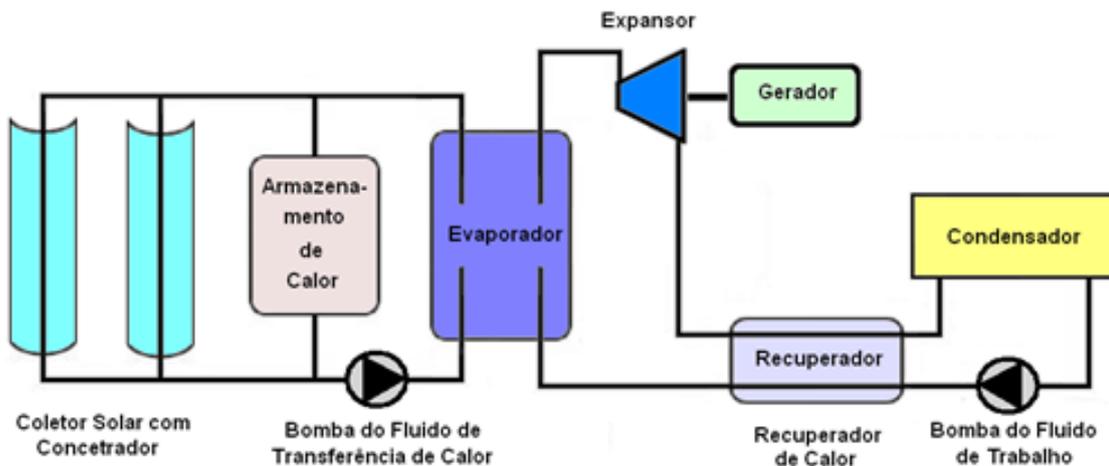


Figura 2.33. Principais elementos do módulo CROS (adaptado de OROSZ et al. 2009).

A energia solar é coletada por um conjunto de coletores cilíndricos parabólicos. Onde o fluido de transferência de calor (como a água e glicol, fluido anticongelante usado em radiadores automotivos) que circula através do sistema de coletores solares é aquecido. Nessa etapa, o fluido quente, pode ser ou não armazenado para ser utilizado quando a fonte primária, o sol, estiver coberto por nuvens ou até mesmo quando houver a necessidade de geração no período noturno. Em seguida, passa pelo evaporador, onde transfere sua energia para o fluido de trabalho do sistema ORC.

Posteriormente o fluido de trabalho do sistema ORC é expandido na turbina, onde gera potência de eixo e potência elétrica, pelo acoplamento de um gerador. Após o processo de expansão parte do calor pode ser recuperado antes de alcançar o condensador, nesta etapa só se faz viável quando operando com fluidos secos. Finalmente, o controle do sistema deve ser realizado através de um sistema autônomo que organize as entradas e saídas de energia para atender a demanda do consumidor enquanto maximiza a eficiência. O sistema solar trabalha com grandes amplitudes, sendo necessário um sistema de proteção/controlado, seja por superaquecimento (coletores) ou sobrecarga (gerador elétrico).

3. Metodologia da Modelagem Matemática

Modelagem, de forma geral, é a elaboração de um modelo para a representação de um sistema real ou imaginário usando uma linguagem, um meio, e segundo um ponto de vista. O aspecto mais importante de um modelo é a relação simplicidade versus fidelidade.

Um modelo é a representação do conhecimento e a principal ferramenta para o estudo do comportamento de sistemas complexos. Modelar é o primeiro passo para a análise de um sistema de qualquer natureza e sob qualquer aspecto. Quando o modelo é uma representação válida de um sistema, informações significativas podem ser retiradas sobre sua dinâmica ou seu desempenho.

Modelagem é um processo complexo e, em vários campos, envolve a capacidade de dedução e inferência. Com esse intuito, essa dissertação de mestrado trata em desenvolver uma ferramenta de prognósticos para modelar um Ciclo Rankine Orgânico, utilizando a luz solar como fonte de energia primária. Este trabalho está vinculado a uma das etapas de um projeto de P&D da CPFL titulado como SHSB – Sistema Híbrido Solar/Biomassa, o qual possui os seguintes objetivos:

- Estudar a dinâmica de fontes de energia renováveis intermitentes juntamente com fontes renováveis contínuas;
 - MCI, Ciclo Otto, à biomassa;
 - MCE, Ciclo *Stirling* rotativo, com fornalha;
 - MCE, Ciclo *Stirling*, com concentrador solar;
 - Ciclo Rankine Orgânico Solar (CROS).
- A abordagem de conexão de micro geração na rede de distribuição é um assunto na fronteira do conhecimento em nível mundial;
- Projeto e implementação de um sistema de integração, regulação/acumulação mecânica para geração distribuída de energia.

Para alcançar o objetivo proposto, o projeto conta com diversas frentes. Com foco nesse objetivo, as etapas a serem desenvolvidas (referente ao CROS) são as seguintes:

- Revisão bibliográfica do estado da arte da tecnologia ORC.
- Dimensionamento do sistema CROS;
- Seleção e compra do equipamento CROS (ORC + Coletores Parabólicos);
- Desenvolvimento de software para simulação da planta CROS;
- Validação do software de simulação.
- Teste em campo da planta CROS para condições tropicais;

No escopo desta dissertação de mestrado a modelagem computacional visa analisar os melhores fluidos e prever o comportamento do sistema CROS de 5 kWe operando em condições brasileiras, no caso de Itajubá que tem o clima temperado, sendo classificado como subtropical úmido de altitude. Nesse capítulo será apresentado todo o equacionamento para o desenvolvimento das ferramentas, sendo essas desenvolvidas em código MATLAB. Todavia, não será possível testar o equipamento em campo, pois o mesmo só estará operacional em 2014, no futuro *Laboratório Solar (LABS)* da UNIFEI. No Apêndice B encontra-se um breve resumo das características técnicas dos outros equipamentos presentes neste laboratório.

3.1. Metodologia de Simulação

Como primeiro passo foi necessário realizar o dimensionamento do sistema CROS. Com o objetivo de testar diferentes fluidos orgânicos para produzir uma mesma potência, implicou-se em criar uma ferramenta exclusiva para essa finalidade. Uma vez a máquina dimensionada, a segunda etapa foi desenvolver um programa para análise da variação da radiação de projeto, que permitisse a simulação para previsão de comportamento do sistema CROS. Dessa maneira têm-se dois programas:

- CROSD – Dimensionamento e análise estática do equipamento.
- CROSE – Análise da variação da radiação solar no equipamento.

Os programas são independentes, mas, todavia o programa CROSE pode ser inicializado com os dados do programa CROSD. Essa funcionalidade permite desenvolver e simular qualquer tipo de modelo ORC (desde que não tenha sistema de acumulação térmica ou regenerador); uma vez que existem poucos dados experimentais disponíveis e

consequentemente, poucos dados construtivos para essa dissertação o programa CROSD dimensiona o equipamento, transfere os dados para o CROSE para assim, realizar a análise variando a radiação de projeto. Tal funcionalidade garantirá o uso futuro do programa CROSE para a planta CROS a ser instalada no LABS.

A simulação é baseada em um sistema CROS sem a presença de um acumulador térmico e de um recuperador de calor. Na Figura 3.1 é apresentado o esquema de funcionamento da planta CROS destacando os principais equipamentos.

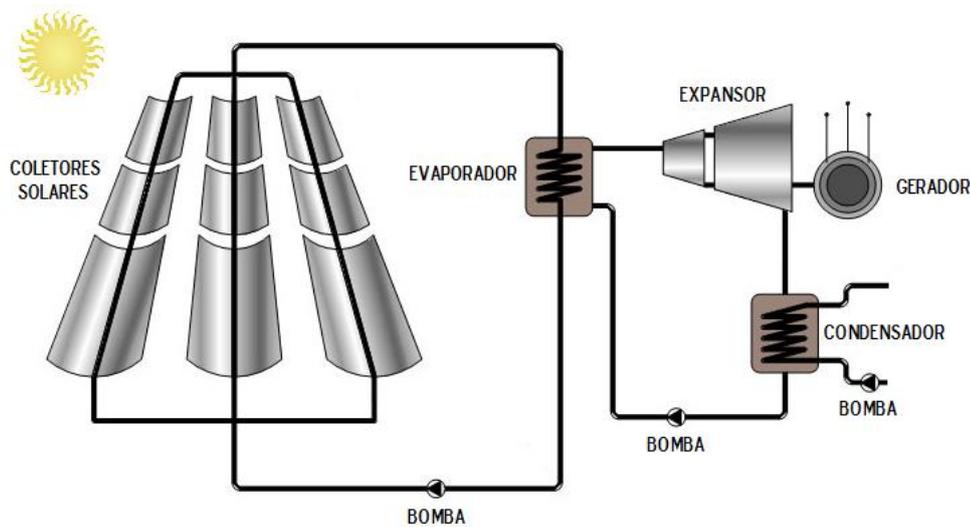
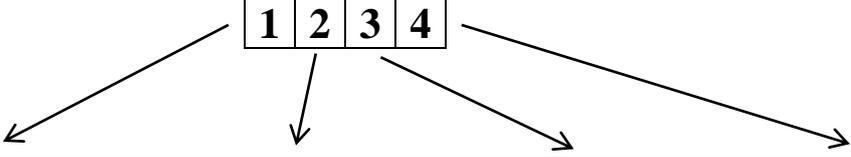


Figura 3.1. Esquema de equipamentos da planta CROS.

A fim de facilitar o uso futuro do código dos programas (CROSD e CROSE) adotou-se um sistema padronizado de nomenclaturas. Com o intuito de permitir a ampliação e modificação do sistema CROS a ser simulado, sem perder ou modificar a estrutura principal do código. Na Tabela 3.1 é apresentado o que cada letra representa em sua posição. O sistema define o uso de até quatro itens para formar um conjunto de letras, que permite descrever explicitamente o ponto ou o dado a que se referem, como exemplo:

- FmCS: Fluxo de Massa no Coletor Solar;
- TeT: Temperatura de Entrada na Turbina;
- PsB: Pressão de Saída da Bomba;
- nPE: Número de Placas no Evaporador;
- NCS: Eficiência no Coletor Solar;
- TeEO: Temperatura de Entrada no Evaporador do lado ORC.

Tabela 3.1. Como usar do sistema de nomenclaturas.



Letra	1	Letra	2	Letra	3	Letra	4
a	Área	am	Ambiente	B	Bomba	O	ORC
F	Fluxo	B	Bomba	C	Condensador	p	Projeto
l	Comprimento	CS	Coletor Solar	CS	Coletor Solar		
n	Número	e	“entrada”	E	Evaporador		
N	Eficiência	in	“entrada”	T	Turbina		
P	Pressão	m	Massa				
Q	Calor	out	“saída”				
T	Temperatura	P	Placa				
W	Trabalho	s	“saída”				
		S	Sistema				
		r	Recuperador				
		T	Turbina				

O sistema padrão facilita a implementação do código em MATLAB; entretanto o MATLAB, não é a ferramenta mais adequada para se trabalhar com simulações térmicas. Isso devido ao fato dele não possuir uma biblioteca (“oficial”) integrada de propriedades termodinâmicas para diferentes fluidos.

Existem alguns módulos/bibliotecas complementares disponíveis no mercado para MATLAB, tais como: Termolib, FluidProp, Simulis, HOT, Refprop, etc., dentre esses, será adotado o FluidProp. Dentro do FluidProp é possível utilizar cinco tipos de tabelas de referências termodinâmicas, sendo assim para padronizar o seu uso, adotou-se as tabelas de propriedades do NIST (*National Institute of Standards and Technology*).

3.2. CROSD

O programa CROSD, tem como finalidade dimensionar e modelar um sistema CROS (descrito no item 3.1) em regime permanente. Tendo em vista facilitar o controle do sistema, é levando em conta os fundamentos apresentados no item 2.5.5. É apresentado na Figura 3.2 o diagrama simplificado da estrutura utilizada no código de programação do CROSD, no

Apêndice C, se encontra o fluxograma completo do sistema, juntamente com seus sub-blocos. Nele é possível identificar três blocos principais:

- Entrada e inicialização de dados;
- Cálculo iterativo do sistema (Condensador, Bomba e Evaporador);
- Convergência e resultado final.

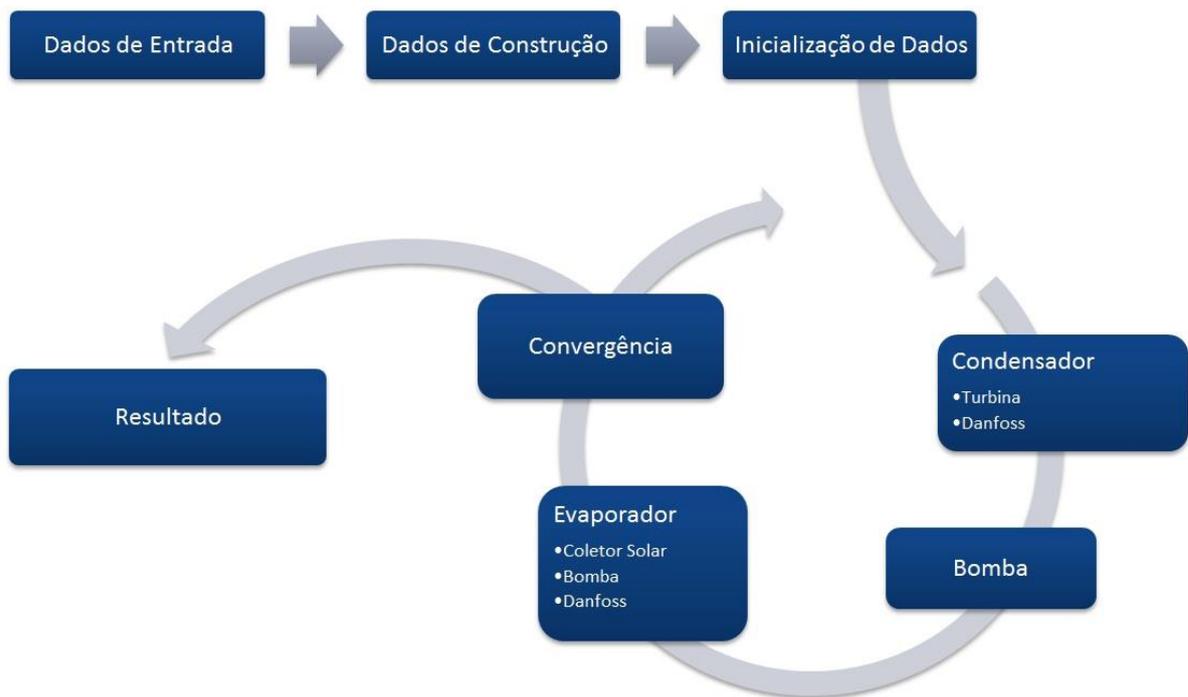


Figura 3.2. Diagrama simplificado de funcionamento do CROSD.

Desse modo os dados de entrada necessários para operar o programa são:

- Radiação Solar de Projeto (fixo) (W/m^2);
- Temperatura de entrada da turbina ($^{\circ}\text{C}$);
- Potência líquida (kW);
- *Pinch point* dos trocadores de calor (-);
- Fluido orgânico de trabalho (desde que esteja disponível na lista do FluidProp);
- Fluido de arrefecimento (água);
- Temperatura de entrada do fluido de arrefecimento ($^{\circ}\text{C}$);
- Pressão e Temperatura ambiente (bar e $^{\circ}\text{C}$).

O programa é desenvolvido para operar somente com esses dados de entrada, mas para dimensionar o sistema completo e minimizar o uso de valores extrapolados é necessário inserir determinados parâmetros construtivos. Estes parâmetros estão atrelados à futura planta CROS a ser instalada na UNIFEI, os quais são:

- Graus de superaquecimento do fluido orgânico, fixo e igual a +1 °C;
- Coletores Solares – Eficiência e dimensões de acordo com fornecedor – Sopogy;
- Trocadores de placas e gaxetas – Características de construção (Danfoss);
- Turbina e Bombas – No ponto de projeto a eficiência será sempre de 85%;

Com isso o programa CROSD realiza um pré-cálculo das variáveis em função dos dados de entrada (inicialização de dados); iniciando assim a rotina de cálculo iterativo do sistema, sendo cada função explanada ao longo deste capítulo. Dentro da rotina de cálculo existem três funções principais: condensador, bomba e evaporador.

O primeiro cálculo é realizado dentro da função condensador pela função turbina, a qual calcula o fluxo de massa no sistema ORC; com o fluxo de massa e a temperatura de saída da turbina a próxima etapa é o cálculo de demanda para o trocador de calor, preparando os dados para entrar na função danfoss, a qual dimensiona o condensador.

Após sair da função, condensador, há a função bomba que calcula o consumo e a temperatura de saída. Em seguida entra na função evaporador; a qual primeiramente dimensiona o coletor solar e em seguida o trocador de calor, visando atender a demanda térmica do módulo ORC; e por último o cálculo de consumo da bomba do sistema de circulação do campo solar. Para o sistema convergir os valores: F_{mT} , T_{sB} , T_{sCO} e P_{sT} devem possuir um desvio inferior a 10^{-3} .

Após a convergência, o programa retorna os dados calculados diretamente para uma planilha Excel. Com a resposta do programa CROSD, é possível caracterizar todo o sistema, operando em regime permanente. Os dados são salvos e separados em uma planilha, a qual é identificada pela radiação nominal de projeto, temperatura máxima e o nome do fluido. As informações exportadas para o Excel são as seguintes:

- Pressões de entrada e saída de equipamentos (P...);
- Temperaturas de entrada e saída de equipamentos (T...);
- Eficiência de I Lei (NS), Lei de Carnot (NS2), Cogeração (NEA) e Coletores Solares (NCS);
- Trabalho reverso (BWR);
- Quantidade de calor transferida nos elementos do sistema – Coletores (QinCS), Evaporador (Qin), Condensador (Qout) e Recuperável (Qr);
- Consumo individual de potência das bombas (WB);
- Potência Bruta gerada (WT);
- Número de placas do Evaporador (nPE)/Condensador (nPC) e Coletores Solares (nCS);
- Vazões – Coletor Solar (FmCS), Sistema ORC (FmT), Condensador (FmC).

Os dados de saída exportados para o Excel seguem uma formatação padrão, como apresentados na Tabela 3.2, a qual usa a nomenclatura padronizada para representar os pontos do sistema. A fim de facilitar a visualização e compreensão, na Tabela 3.3 é apresentado um exemplo dos dados calculados pelo programa para o fluido R245fa operando a 120 °C, com uma radiação de projeto de 600 W/m² e na Figura 3.3 apresenta-se o diagrama T-s do sistema em questão.

Tabela 3.2. Formatação dos dados de saída do simulador.

Pressão	PeCS PsB1	PsCS PeE	PsE PeB1	PeT PsEO	Pst PeCO	PsCO PeB	PsB PeEO	PeC	PsC	-	-
Temperatura	TeCS TsB1	TsCS TeE	TsE TeB1	TeT TsEO	TsT TeCO	TsCO TeB	TsB TeEO	TeC	TsC	-	-
Resposta	NS	BWR	NEA	NS2	Wt	Wb	Wb1	QinCS	Qin	Qout	Qr
Parâmetros	nPE	nPC	nCS	NCS	FmCS	FmT	FmC	-	-	-	-

Tabela 3.3. Exemplo de configuração de um sistema CROS para o fluido R245fa a 120°C e 600 W/m².

Pressão	10	9,72	8,16	18,89	3,13	2,34	18,97	2,61	1,04	-	-
Temperatura	117,57	126,30	117,55	120	59,78	32	32,77	30,00	39,48	-	-
Resposta	6,84	8,03	58,88	28,38	5,71	0,26	0,27	73,07	43,47	38,03	3,72
Parâmetros	68	74	17	59,49	1,16	0,18	0,96	-	-	-	-

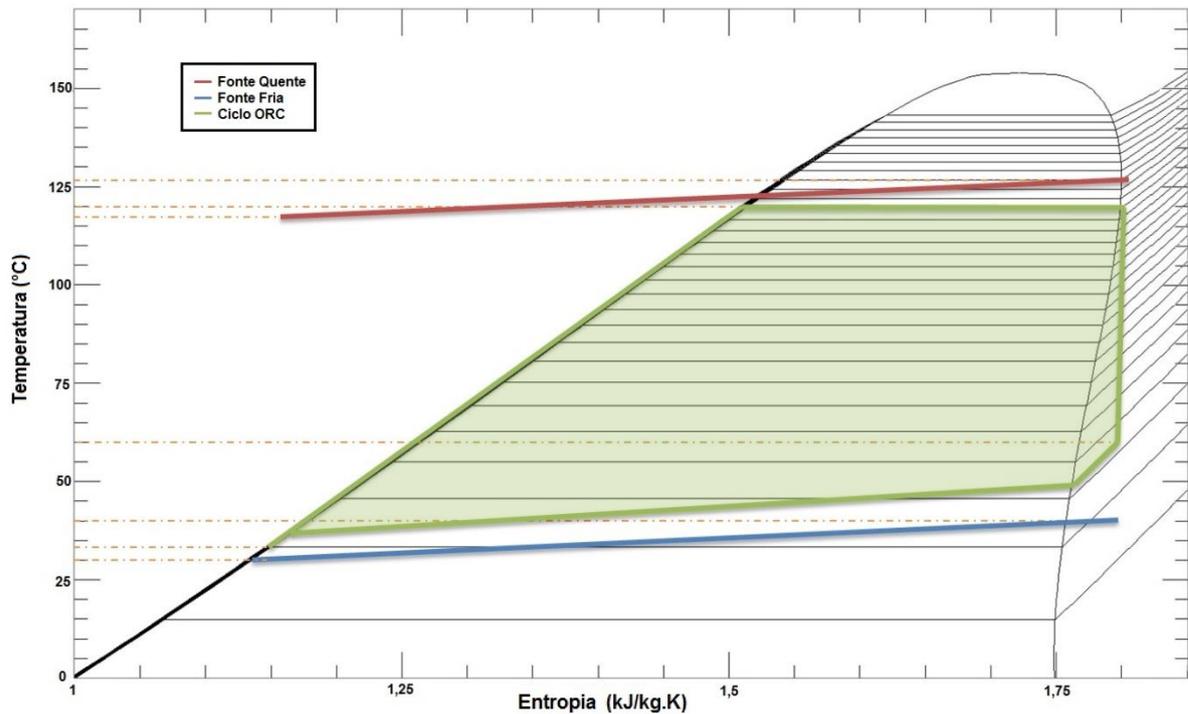


Figura 3.3. Diagrama T-s para o sistema CROS usando o R245fa a 120°C e 600 W/m².

Neste item foram apresentados os requisitos e parâmetros de entrada, metodologia de operação e os resultados do programa CROSd; no entanto é necessário, para melhor compreender, apresentar o desenvolvimento do equacionamento matemático de cada equipamento do sistema. Os equipamentos correspondem respectivamente a funções, as quais serão apresentadas na seguinte ordem:

- Bomba;
- Coletor Solar;
- Trocador de Calor (Danfoss);
- Turbina;
- Condensador;
- Evaporador.

3.2.1. Bomba

A função bomba tem como objetivo retornar a potência de consumo (WB) e a elevação de temperatura na saída de cada uma das três bombas do sistema CROS, tendo como incógnita o valor de entalpia de saída da bomba (h_2). As bombas são utilizadas no circuito do

coletor solar, no circuito do ORC e no circuito de arrefecimento, sendo que cada uma delas usa: água, fluido orgânico e água, respectivamente. A partir da hipótese de uma bomba trabalhando em regime permanente e considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial ao longo do sistema; uma compressão isentrópica ($s_1=s_2$), para um líquido incompressível que passe pela bomba, tem-se a relação 3.1, simplificando, obtém-se a equação 3.4.

$$Tds = dh - v \cdot dp \quad (3.1)$$

$$\int dh = \int_1^2 v \cdot dp \quad (3.2)$$

$$\Delta h_0 = h_{2s} - h_1 = v \cdot (p_2 - p_1) \quad (3.3)$$

$$h_{2s} = v \cdot (p_2 - p_1) + h_1 \quad (3.4)$$

A eficiência isentrópica da bomba pode ser dada pela equação 3.5.

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{v \cdot (p_2 - p_1)}{h_2 - h_1} \quad (3.5)$$

Em que h_{2s} é a entalpia do fluido para uma condição isentrópica na saída da bomba. Sendo p_1 e p_2 , respectivamente, as pressões na entrada e saída da bomba. Desta forma, a potência consumida pela bomba, pode ser determinada pela equação 3.6.

$$w_b = \frac{Fm \cdot \Delta h_0}{\eta_b} \quad (3.6)$$

Em que Δh_0 é a diferença de entalpia e η_b é o rendimento isentrópico da bomba (85%). A temperatura de saída é obtida diretamente pelo FluidProp, usando os valores de h_2 e p_2 .

3.2.2. Coletor Solar

O coletor solar é o item principal do CROS, pois o desempenho do sistema é totalmente atrelado ao desempenho do mesmo. Para o melhor aproveitamento da energia térmica é necessário estabelecer uma temperatura de trabalho e a partir desse ponto selecionar o coletor solar que melhor convém. Dentre os modelos de coletores apresentados na Tabela

2.3 do item 2.3.2, destacam-se os coletores de calha parabólica (PTC) em médias temperaturas (100 a até 175 °C), pois possuem melhor desempenho quando comparados com outros sistemas. O comportamento da eficiência dos coletores são distintos e determinantes, como é possível verificar na Figura 3.4 onde a eficiência dos coletores solares é calculada em função da temperatura de operação, considerando uma temperatura ambiente de 25 °C e uma radiação média de 800 W/m².

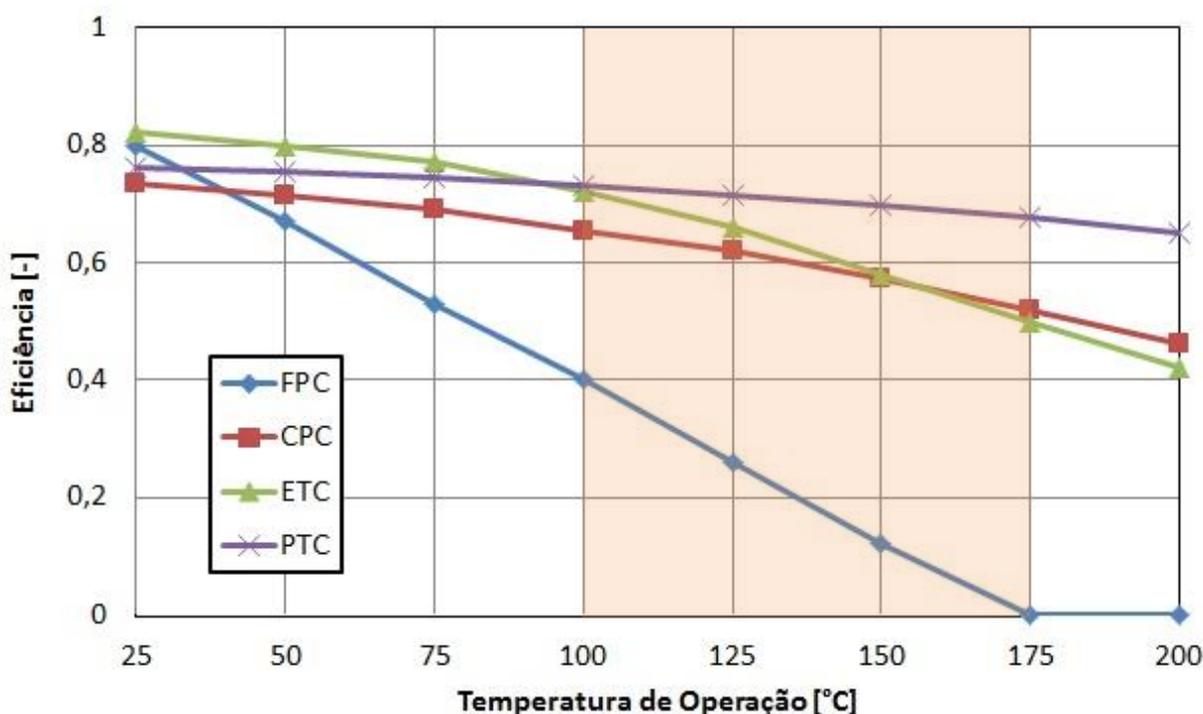


Figura 3.4. Eficiência de coletores solares Vs. Temperatura de operação (adaptado de QU, 2008).

Para o cálculo do CROSD serão adotados dados característicos e limitantes de um equipamento comercial, no caso o concentrador solar da empresa *Sopogy*. Suas principais características estão expostas na Figura 3.5.

Descrição	Valores
Comprimento (ICS)	3,67 m
Largura	2,09 m
Área total	7,67 m ²
Área total net (aCS)	7,17 m ²
Capacidade	2,23 litros
Vazão	13 até 76 litros/min
Temperaturas	50 até 326°C
Pressão	12 bar (máx.)
Peso	75 kg



Figura 3.5. Principais características do coletor *SopoHelios* da *Sopogy*.

O objetivo da função, coletor solar, é calcular quantos coletores são necessários para aquecer o fluido térmico (água) em sua temperatura ótima, sua perda de carga, a quantidade de calor que entra e a disponibilidade para o sistema. Para o cálculo (teórico) é considerado que o sol está sendo 100% coletado e concentrado em toda extensão do campo de coletores solares, explicado no item 2.3.2, esse fato não ocorre. A função realiza o cálculo de eficiência levando em conta tanto a radiação como a temperatura média, que incide no coletor. Utilizando os dados de catálogos e testes da *Sopogy*, foi possível criar uma curva ajustada ao comportamento do coletor solar através do programa *ORIGIN*, sendo regida pela equação 3.7.

$$NCS = 59,8 + 0,002 \cdot IS + (2,5164 + 0,0057 \cdot IS - 3 \cdot 10^{-6} \cdot IS^2) \cdot T_m \cdot (-2 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-4} \cdot T_m - 1 \cdot 10^{-7} \cdot T_m^2) + (-2,0458 + 0,0028 \cdot IS - 1 \cdot 10^{-6} \cdot IS^2) \cdot (T_m \cdot (-2 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-4} \cdot T_m - 1 \cdot 10^{-7} \cdot T_m^2))^2 \quad (3.7)$$

Onde IS é a radiação em, W/m^2 , e T_m é a temperatura ponderada (uma razão de temperatura, sendo 25% de entrada e 75% da saída) do fluido dentro dos coletores em, $^{\circ}C$. Com essa equação é possível visualizar o comportamento do coletor solar em qualquer amplitude de radiação e temperatura de operação (Figura 3.6).

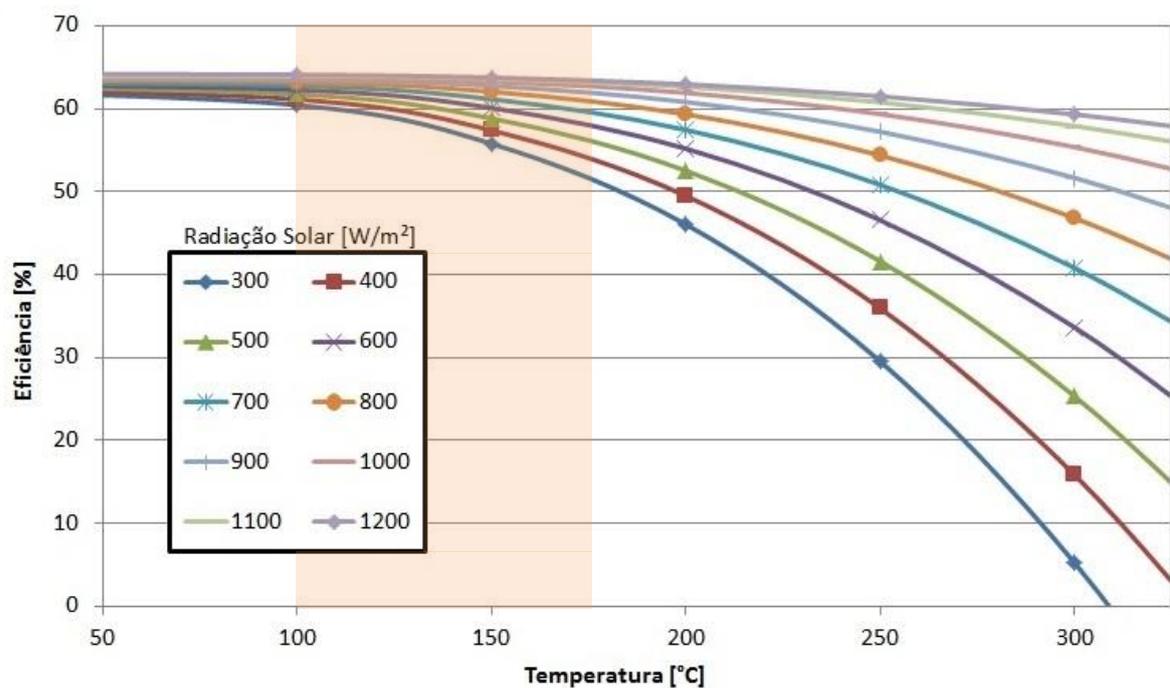


Figura 3.6. Eficiência global do coletor solar em função das varias radiações de entrada (W/m^2) e temperatura.

Após obter o valor da eficiência a função, calcula o número de coletores necessários para a operação do sistema a partir da equação (3.8), a qual é estabelecida no princípio de conservação de energia.

$$nCS = \frac{(h_2 - h_1) \cdot FmCS}{IS \cdot aCS \cdot NCS} \cdot 10^5 \quad (3.8)$$

Sendo h_1 e h_2 são, respectivamente, as entalpias da água na entrada e saída do coletor solar. aCS é a área total efetiva do coletor em m^2 , $FmCS$ é expresso em kg/s . Após a conta realizada, nCS é arredondado para o próximo número inteiro.

A segunda etapa da função é o cálculo da perda de carga dentro dos coletores. Tais informações são uteis para um dimensionamento mais rigoroso do evaporador. Para esse cálculo não são considerados curvas, cotovelos e tubulações extras. Sendo esse desenvolvido, baseado no método de Darcy-Weisbach (1845), onde é levado em conta o número de Reynolds (equação 3.9), fator de atrito turbulento (equação 3.10) sendo passeado na simplificação de Swamee-Jain (1976) e, finalmente, obtendo assim a perda de carga (equação 3.11).

$$Re = \frac{4 \cdot FmCS \cdot \rho}{\pi \cdot \mu \cdot d} \quad (3.9)$$

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot d} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3.10)$$

$$PsCS = PeCS - \frac{0,0826 \cdot f \cdot lCS \cdot nCS \cdot 1,1 \cdot FmCS^2}{d^{-5}} \cdot 10^{-7} \quad (3.11)$$

Onde, ε , é o coeficiente de rugosidade do tubo (0,0015), ρ e μ , é a densidade (kg/m^3) e a viscosidade (m^2/s) média do fluido, d , o diâmetro do tubo (0,032m) por onde passa o fluido de transferência no coletor solar e por último lCS , é o valor do comprimento do tubo (m), por onde passa o fluido de transferência de cada coletor solar. Por último é calculado a quantidade de calor que entra no coletor solar ($QinCS$), equação 3.12, e a quantidade de calor que é transferida para o sistema ORC (Qin), equação 3.13.

$$Q_{inCS} = nCS.IS.aCS.10^{-3} \quad (3.12)$$

$$Q_{in} = nCS.IS.aCS.NCS.10^{-5} \quad (3.13)$$

3.2.3. Trocador de Calor (Danfoss)

Trocadores de calor são equipamentos que transferem calor entre dois ou mais fluidos. A transferência de calor é causada pela diferença de temperatura entre os fluidos. Existem diversos tipos de trocadores de calor, os quais podem ser classificados de acordo com o processo de transferência de calor, a compacticidade, o tipo de construção, a disposição das correntes e o mecanismo de transferência de calor (KAKAÇ, 2002).

Dentre os inúmeros modelos de trocadores de calor, o trocador de placas e gaxeta, *Gasket-Plate*, exposto na Figura 3.7 é o que permite melhor modularidade e sensibilidade em função do sistema físico, se adaptando mais às necessidades do sistema CROS. Suas principais características estão à amostra na Tabela 3.4.

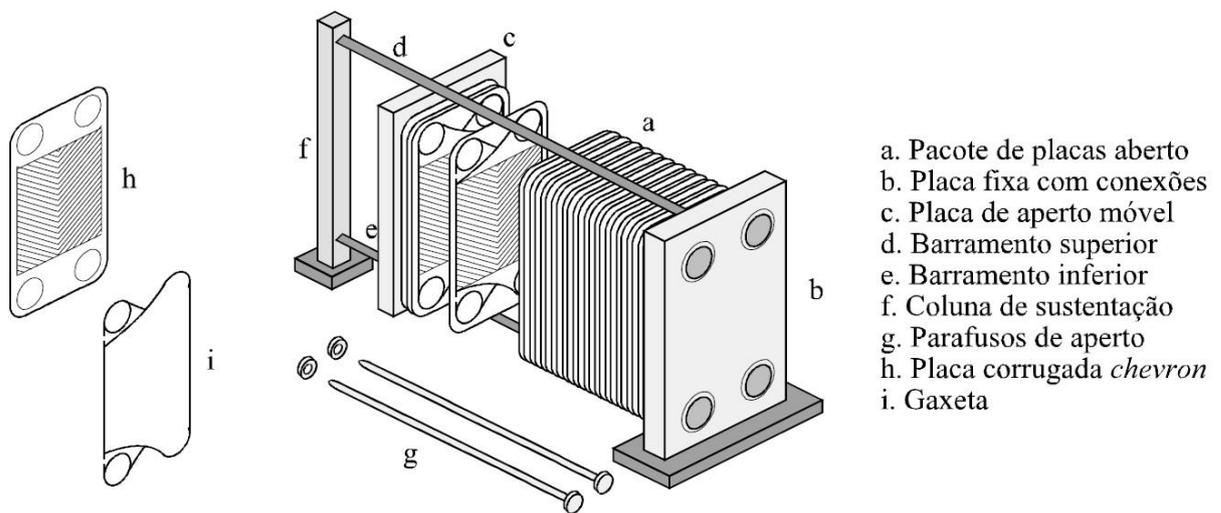


Figura 3.7. Trocador de calor a placas e gaxeta (adaptado de KAKAÇ, 2002).

Tabela 3.4. Principais parâmetros de trocadores de placas e gaxeta (GUT, 2003).

Parâmetro	Unidade	Shah (1988)	Usher (1992)	Hewitt (1994)	Kakaç (2002)
Pressão (máx.)	bar	25	20	25	30
Temperatura	°C	- 40 a 260	250	- 40 a 200	250
Vazão de líquido (máx.)	m ³ /h	2.500	2.500	2.700	3.600
Área de troca térmica (máx.)	m ²	2.500	1.500	1.200	2.200
Número de placas (máx.)	-	700	-	700	700
Coefficiente de troca térmica	W/m ² K	3.000 a 7.000	-	171 a 4.171	3.500 a 7.500

A função, danfoss, é a função principal dos trocadores de calor tendo como objetivo determinar a área do trocador, no caso o número de placas necessário para que se transfira a quantidade de calor entre os circuitos; ou seja, entre o coletor solar e o ORC (evaporador) e entre o ORC e o sistema de resfriamento (condensador), além de calcular a perda de carga interna no mesmo. Danfoss é utilizada como uma subfunção dos trocadores de calor, evaporador e condensador, os quais calculam e informam a quantidade de calor necessária para a função.

Normalmente, nos trocadores de calor, ocorre a da transferência de calor por condução e convecção. Considere a Figura 3.8, desprezando outros fluxos de calor na placa e sem perdas para o ambiente, é possível fazer uma análise simplificada da quantidade de calor transferido, q (W), e utilizando o coeficiente global de transferência de calor, U (W/m²K), os quais podem ser descritos pelas equações 3.14 e 3.15 respectivamente.

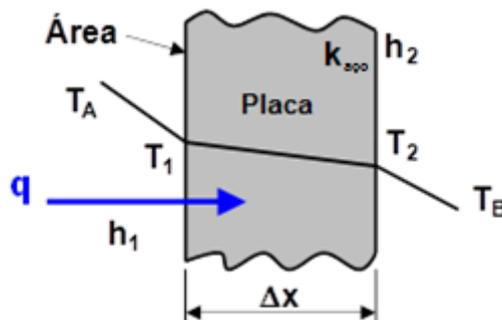


Figura 3.8. Esquema para o desenvolvimento do coeficiente global de transferência de calor.

$$q = U \cdot A \cdot (T_A - T_B) \quad (3.14)$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k_{aço}} + \frac{1}{h_2}\right)} \quad (3.15)$$

Onde A é a área da superfície de contato (m^2), $k_{aço}$ a condutividade térmica do material (W/mK) e Δx sua espessura da placa em metros. T_A e h_1 é a temperatura ($^{\circ}C$) e o coeficiente de convecção (W/m^2K) do fluido quente, respectivamente e T_B e h_2 , são analogamente e respectivamente os mesmos para o fluido frio.

A taxa de transferência de calor normalmente é a quantidade de interesse na análise térmica de trocadores de calor. Considerando o trocador de calor de passe único, exemplificado pela Figura 3.9, cuja distribuição de temperatura é apresentada na mesma figura, é evidente que a diferença de temperatura entre os fluidos, quente e frio, não é geralmente constante, pois, varia com a distância ao longo do trocador de calor.

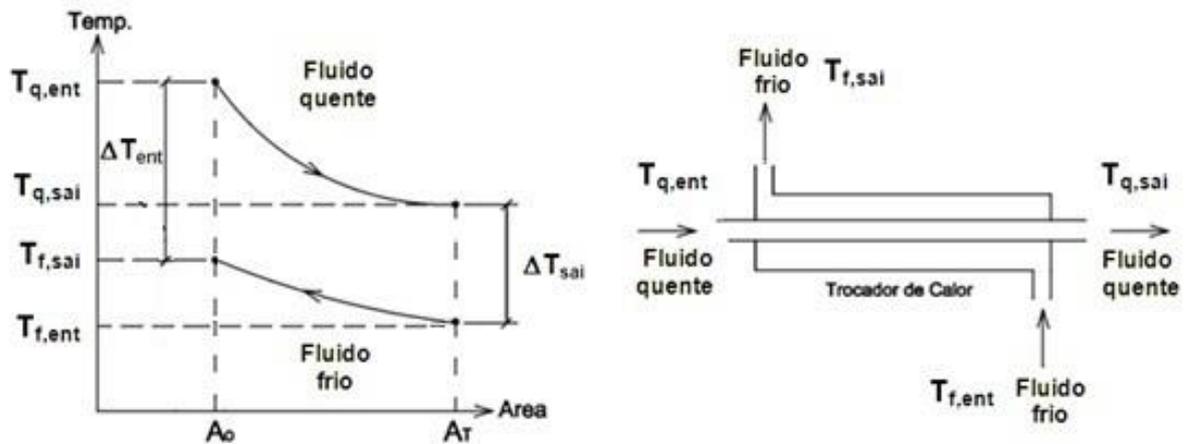


Figura 3.9. Distribuição de temperatura em um trocador de calor de correntes contraria e de passe único

Por tal motivo, a equação 3.14 passa a adotar a diferença de temperatura média logarítmica, ΔT_{ml} , resultando a equação 3.16.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (3.16)$$

Onde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{((T_{q,sai} - T_{f,ent}) - (T_{q,ent} - T_{f,sai}))}{\ln \frac{(T_{q,sai} - T_{f,ent})}{(T_{q,ent} - T_{f,sai})}} \quad (3.17)$$

Uma das características mais importantes de um trocador de calor é o cálculo do coeficiente global de transferência de calor; o qual é baseado no coeficiente de transferência de calor por convecção, h (W/m²K), a condutividade térmica da área de troca, $k_{aço}$ (W/m²K) sobre a espessura da parede, Δx (m). O número de Nusselt (Nu) é um número adimensional muito utilizado para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção, equação 3.18. Onde, k , é a condutividade térmica do fluido em questão em W/m.K e, D_h , representa o diâmetro hidráulico em metros, por onde o fluido passa.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (3.18)$$

O número de Nusselt também pode ser expresso em função do número de Reynolds (Re) e do número de Prandtl (Pr), relação conhecida como relação de Dittus-Boelter, a qual varia de acordo com o fluido e o trocador. Por tal motivo, o modelo do trocador será dividido em três zonas, a fim de dimensioná-lo de forma mais precisa, pois em ambos os processos, seja tanto durante o aquecimento ou resfriamento, o fluido passa por três fases diferentes: líquido, multifásico e vapor; o que faz com que suas equações regentes se alterem drasticamente.

Todas as fórmulas para o dimensionamento dos trocadores de calor, são baseadas no livro de trocadores de calor de Kakaç (2002). Na Figura 3.10, apresentam-se as etapas do escoamento durante o aquecimento de um fluido qualquer, o qual justifica o uso de um modelo de três zonas. Além disso, será adotado para o cálculo, dados construtivos de um equipamento comercial, no caso o trocador de placas e gaxetas modelo XGC-008 da Danfoss. Suas principais características estão expostas na Figura 3.11.

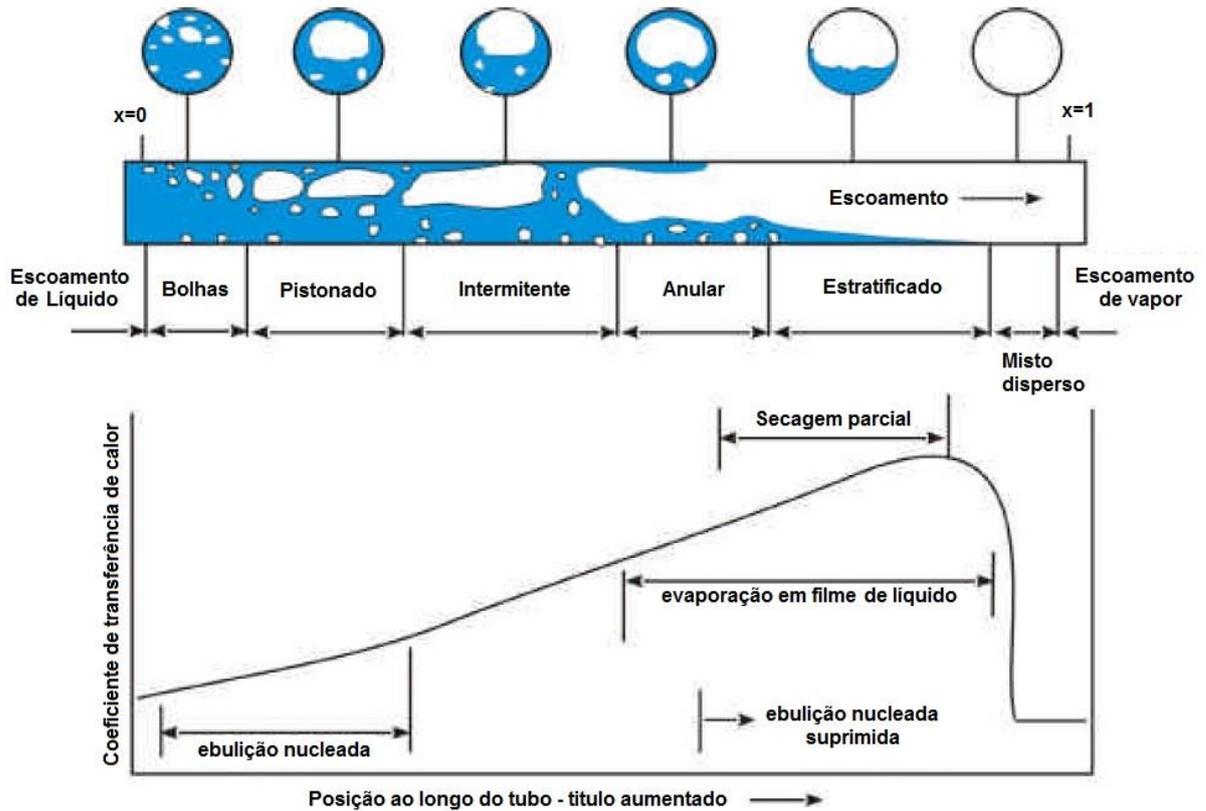


Figura 3.10. Representação esquemática da sequência do regime multifásico e a variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do escoamento (WENDEL et al. 2010).

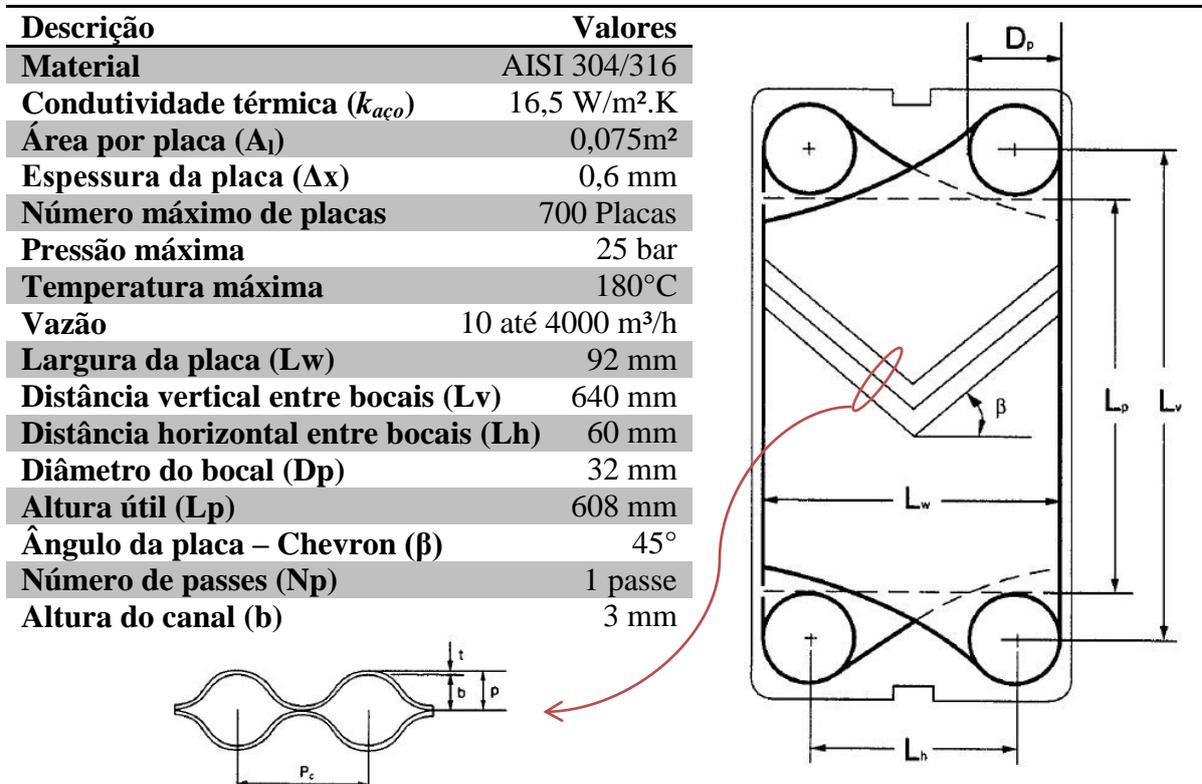


Figura 3.11. Principais características do trocador de placas e gaxetas da Danfoss.

Seja considerada a Figura 3.12 como uma representação de um condensador de três zonas: o fluido orgânico (em vermelho) entra para ser resfriado, ocorrendo mudança de fase, enquanto a água (fluido azul) resfria-o. Com isso, usando a equação 3.18 é possível evidenciar o comportamento dos coeficientes de transferência por convecção, W/m^2 . Adotando a equação 3.19 como base e adequando para cada fase do fluido dentro do trocador de calor (modificação do fator m). Toda via quando o escoamento se torna multifásico o número de Nusselt deixa de ser válido; a formulação é modificada para usar o número de ebulição (b_0) como pode ser visto na equação 3.20 sendo assim os dados podem ser simplificados na tabela 3.5.

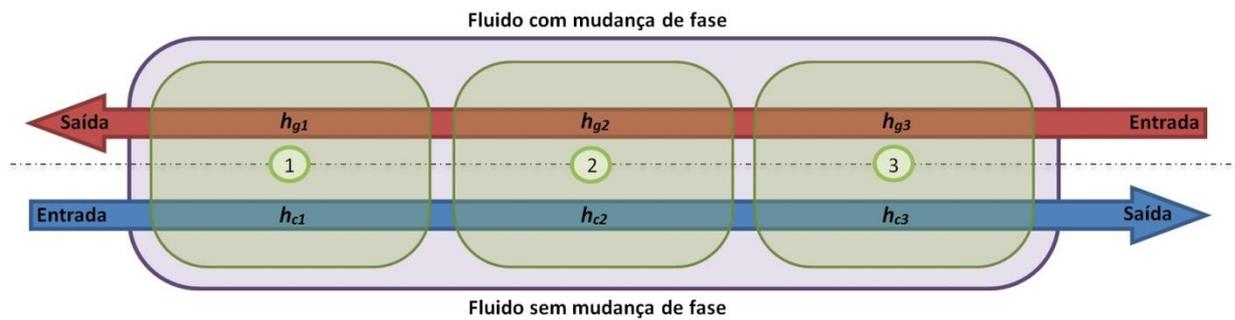


Figura 3.12. Modelo de um condensador com três zonas.

$$h_g = h_c = C \cdot Re^{0,663} \cdot Pr^{1/3} \cdot \frac{k}{D_h} \quad (3.19)$$

$$h_{g2} = C \cdot h_l \cdot b_0^{0,5} \quad (3.20)$$

Tabela 3.5. Valore de C em função do processo e do escoamento do fluido.

	1	2	3
h_g	0,3	2,453	0,11
h_c		0,2041	

Sendo que número de Reynolds (Re) é obtido da seguinte maneira:

$$Re = \frac{\rho \cdot G_c \cdot D_h}{\mu_h} \quad (3.21)$$

Em que:

$$G_c = \frac{M_c}{A_c} \quad (3.22)$$

$$M_c = \frac{Fm}{N_c} \quad (3.23)$$

$$N_c = \frac{N_t - 1}{2 \cdot N_p} \quad (3.24)$$

$$A_c = b \cdot L_w \quad (3.25)$$

Sabendo que, G_c , representa a velocidade do escoamento dentro do canal em m/s, D_h , o diâmetro hidráulico do canal em metros e μ_h , a viscosidade dinâmica do fluido em Pa.s. Na sequência, M_c , representa o vazão volumétrica por canal em m³/s e A_c , a área por canal em m², logo, Fm , é a vazão volumétrica do trocador de calor também em m³/s e N_c , é o número de canal por passe o qual é calculado usando o número total de placas, N_t , e o número total de passes, N_p . Terminando com área por canal, b , é a altura do canal e L_w , é a largura útil em metros. O número de Prandtl (Pr).

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu_h}{k} \quad (3.25)$$

Onde, C_p , é o calor específico em J/kg.K e μ_h , a viscosidade dinâmica em Pa.s e k , é a condutividade térmica do fluido em questão. O diâmetro hidráulico (D_h) é obtido da seguinte maneira:

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\Phi} \quad (3.26)$$

Em que:

$$\Phi = \frac{A_l}{A_{lp}} \quad (3.27)$$

$$A_{lp} = L_p \cdot L_w \quad (3.28)$$

Sabendo que, b , é a altura do canal em metros e Φ , é o fator de incremento de área adimensional. Na sequência, A_l , representa a área da placa em m² e A_{lp} , é a área projetada da placa, a qual pode ser calculada através da largura útil (L_w) pela altura útil da placa (L_p) ambos em metros. O cálculo do número de ebulição (b_o) a qual corresponde à ebulição/condensação

nucleada, apresentando um cálculo mais preciso, sendo esse representado pelas seguintes equações para fluido orgânico.

$$b_o = \frac{k}{G_c \cdot \left(\frac{Q_f}{Fm}\right)} \quad (3.29)$$

$$h_l = \frac{Q_f}{Fm \cdot \Delta T} \quad (3.30)$$

Onde, k , é a condutividade térmica do fluido em questão em W/mK, G_c , representa a velocidade do escoamento dentro do canal em m/s, Fm , é o fluxo de massa do trocador de calor em kg/s e Q_f , representa a quantidade de calor necessária para evaporar ou condensar o fluido orgânico.

A variação de temperatura, ΔT , esta presente, pois dentro do trocador de calor ocorre perda de carga e tal perda faz com que haja uma pequena diferença mensurável na temperatura durante o processo. No final, há três coeficientes globais de transferência de calor usando a equação 3.15. O análogo acontece com o evaporador, deixando claro que um dos fluidos não altera sua fase. O cálculo de perda de carga para trocadores de placas e gaxetas, se desenvolve em duas partes:

- Perda de carga na porta de entrada do trocador:

$$\Delta P_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \quad (3.31)$$

Em que:

$$G_p = \frac{Fm}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}} \quad (3.32)$$

- Perda de carga do escoamento dentro do sistema:

$$\Delta P_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho} \quad (3.33)$$

Em que:

$$f = \frac{k_p}{Re^m} \quad (3.34)$$

Onde, N_p , é o número total de passes, ρ , é a densidade do fluido (kg/m^3) e G_p , representa a velocidade do escoamento no tudo de entrada do trocador de calor em m/s, sendo que a perda de carga no interior do trocador de calor depende do fator de fricção, f , onde k_p e o índice m , são tabelados de acordo com o trocador e ângulos da placa (Chevron), os quais valem respectivamente: 1,441 e 0,206. O comprimento efetivo, L_{eff} , equivale a aproximadamente a distância vertical entre centros dos bocais do trocador, L_v , a velocidade do escoamento dentro do canal, G_c , em m/s e o diâmetro hidráulico do canal, D_h , em metros.

3.2.4. Turbina

A turbina representa uma função, que tem como objetivo, calcular a potência bruta gerada (WT), a temperatura na saída e o fluxo de massa na turbina (FmT); o que é por consequência o fluxo do fluido orgânico do sistema. A pressão de saída da turbina é pré-definida pela queda de pressão dentro do condensador, o qual não permite que ela seja, na entrada da bomba, inferior à pressão ambiente.

Parte-se da premissa de uma turbina que trabalha em regime permanente e considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial ao longo do sistema. Numa relação isentrópica ($s_1=s_2$), assim como foi feito para a bomba, obtém-se que a eficiência isentrópica da turbina pode ser dada pela equação 3.35

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.35)$$

Onde h_{2s} é a entalpia do fluido para uma condição isentrópica na saída da turbina e h_1 é a entalpia do fluido na entrada da turbina. Desta forma, a potência gerada e o fluxo de massa que passa pela turbina, podem ser determinados pela equação 3.36.

$$w_t = \frac{Fm. \Delta h}{\eta_t} \quad (3.36)$$

Onde Δh é a diferença de entalpia na turbina na condição sem perdas e η_t é o rendimento isentrópico da turbina (84%). A temperatura de saída é obtida diretamente pelo FluidProp, usando os valores de h_2 e p_2 .

3.2.5. Condensador e Evaporador

Ambos, condensador e evaporador, são funções mestras que controlam e pré-determinam o funcionamento de outras funções. Devido a natureza do problema, não foi possível fixar muitas variáveis, com isso, para o programa CROSD garantir sua agilidade, o sistema se otimiza a fim de buscar o melhor ponto de desempenho. As funções que os trocadores controlam são as seguintes:

- Evaporador:
 1. Bomba do Coletor Solar;
 2. Coletor Solar;
 3. Danfoss.
- Condensador:
 1. Turbina;
 2. Danfoss;

Os valores calculados são: os fluxos de massas, as entalpias, pressões e temperaturas de cada uma das zonas dos trocadores. As funções, condensador e evaporador, preparam os dados de entrada para a função Danfoss e as outras funções dependem do retorno do mesmo, criando assim a rotina principal da função. Sendo dependente do *pinch point* do trocador, geralmente, atrelado a sua eficiência.

3.3. CROSe

O programa CROSe, tem como finalidade descrever o funcionamento do sistema CROS para diferentes níveis de radiação, durante tempo determinado, sendo esse o período de um dia. Na Figura 3.13 é apresentado o diagrama simplificado do CROSe, necessário para melhor compreensão da sua estrutura e seus blocos de funcionamento sendo possível ver três

blocos principais, além disso no Apêndice D, se encontra o fluxograma completo do sistema, juntamente com seus sub-blocos.

- Inicialização e preparação de dados (Danfoss e NTU);
- Dados de radiação solar (Coletor Solar);
- Cálculo do sistema (Evaporador, Turbina, Condensador e Bomba).



Figura 3.13. Diagrama simplificado de funcionamento do CROSe.

O programa pode funcionar de duas maneiras distintas: lendo os dados do CROSD, ou operando com dados pré-fornecidos, mas como abordado CROSD será executado antes do modelo CROSe. Assim como o código anterior, o programa é feito em MATLAB, os dados termodinâmicos acessados pelo FluidProp, o qual trabalha com tabelas do NIST (*National Institute of Standards and Technology*). Os dados de entrada necessários para o programa funcionar são:

- Radiação Solar durante o período a ser analisado (W/m^2), sendo o formato de entrada a cada 10min (dados disponíveis);
- Temperatura ambiente durante o período analisado em $^{\circ}\text{C}$, no mesmo formato que a radiação solar;
- Temperatura de entrada e saída do Evaporador e Condensador;
- Pressão de entrada e saída do Evaporador e Condensador;

- Vazão dos equipamentos: FmT, FmCS, FmC;
- Número de coletores solares (nCS).

Os dados de construção fornecidos via CROSD, são preparados para o uso no programa CROSe, além disso a radiação solar e a temperatura ambiente são carregada como dados de entrada. Alcançando a função coletor solar o programa só ira prosseguir quando a radiação for superior a 300 W/m^2 , não atendendo o valor da radiação solar é atualizado com o próximo dado de entrada até atender o critério. A simulação é feita segundo a segundo, sendo cada valor de radiação solar, depois de lido, considerado constante e atualizado a cada 10 minutos simulados. Atendendo a condição, o programa entra para o cálculo do sistema CROSe, o qual diferentemente do programa CROSD, opera de maneira linear.

Isso significa que a função coletor solar fornece a quantidade de calor, à função evaporador, a qual calcula a disponibilidade real para o módulo ORC, calculando o consumo da bomba e também a de retorno para coletor solar; sendo esse valor realimentado na próxima leitura. Com o fluxo de calor transferido para o módulo ORC ele é expandido na turbina, sendo conduzido após para o condensador onde é calculada a temperatura de saída levando em conta a temperatura ambiente e por final chegando à função bomba, responsável por controlar o fluxo do sistema e finalmente são obtidos todos os pontos do sistema.

A fim de aproximar a simulação a um controle real, a função bomba controla o fluxo de massa do sistema. Dessa maneira quando a quantidade de calor na entrada do evaporador é superior à demanda de projeto a bomba aumenta seu fluxo a fim de manter estável a temperatura de superaquecimento do sistema. Todavia o fluxo de massa não pode ser aumentado indefinidamente, sendo ele limitado pela potência máxima do gerador. Além disso, há o controle de proteção dos coletores solares os quais possuem uma temperatura máxima de operação em função do fluido de transferência adotado. Em resumo a simulação se baseia nos seguintes parâmetros (controle lógico):

- Não há cálculo de perda de carga suplementar, a perda de carga é constante;
- Proteção de superaquecimento (Coletor solar e fluido orgânico);
- Proteção de excesso de carga (Turbina/Gerador);
- Radiação mínima de partida de 300 W/m^2 ;

- Taxa de aquecimento e resfriamento de fluídos;

Toda a vez que for necessário o uso desse controle o programa contabiliza o tempo em que a máquina ficou desligada, o que no capítulo 5 será chamado de tempo de suspensão. O retorno de resposta do programa é exportado diretamente para o Excel, no qual é salvo com o nome do fluído, sendo identificado pela radiação de projeto e temperatura de operação, sendo os dados os respectivos, parâmetros e dados:

- Eficiência de I Lei acumulada (NS);
- Eficiência de II lei acumulada (NS2);
- Eficiência de Cogeração acumulado (NEA);
- Trabalho reverso acumulado (BWR);
- Quantidade de calor – Total (QinT), Real (QinR) e Rejeitada (Qout);
- Potência líquida gerada (Wnet);
- Tempo de aquecimento (LTA);
- Tempo de operação (LORC);
- Tempo que a máquina desliga por medida de proteção (LOFF);

A formatação dos dados de saída do programa (para excel) usando o sistema de nomenclatura padronizado é apresentado na Tabela 3.6. Para compreender na Tabela 3.6 há exemplos com os dados para um fluído (R245fa) operando a 120 °C, com uma radiação de 600 W/m². Para que os dados da Tabela 3.7 fiquem inteligíveis, é necessário dividir os dados pelo tempo que a máquina permanece ligada, LORC (em segundos), como exposto na Tabela 3.8, sendo que os valores de LTA (em segundos) deve ser modificado para minutos e o LORC e LOFF é preciso transformar para horas.

Tabela 3.6. Formatação de saída do simulador

Resposta	NS	NS2	NEA	BWR	QinCST	QinR	Qout	Wnet	LTA	LORC	LOFF
-----------------	----	-----	-----	-----	--------	------	------	------	-----	------	------

Tabela 3.7. Exemplo de configuração para o fluído R245fa a 120°C e 600W/m²

Resposta	2186	8558	169268	298499	2334472	842679	664513	159894	1209	25808	6836
-----------------	------	------	--------	--------	---------	--------	--------	--------	------	-------	------

Tabela 3.8. Formatação de saída do simulador

Resposta	0,0847	0,3316	0,656	11,57	90,46	32,65	25,75	6,20	20,15	7,17	1,90
-----------------	--------	--------	-------	-------	-------	-------	-------	------	-------	------	------

Os dados exportados para o Excel são valores acumulados durante a operação e depois são transformados em valores médios em função do tempo de operação. Ao passo que utilizando o “*Workspace*” do MATLAB é possível trabalhar com todas as variáveis em sua amplitude total (86400 pontos), permitindo a análise de comportamento do sistema segundo a segundo, sendo possível exportar e plotar gráficos de operação, os quais serão apresentados no capítulo 5. Assim como foi apresentado para o CROSD, o funcionamento do programa CROSe, também será apresentado em etapas. O desenvolvimento da modelagem matemática das funções na seguinte ordem:

- Danfoss;
- NTU;
- Coletor Solar;
- Bomba;
- Turbina;
- Evaporador (NTUe);
- Condensador (NTUc).

3.3.1. Danfoss

Os dados de entrada para o programa CROSe são basicamente três tipos: vazão, pressão e temperatura. Para permitir a independência entre os programas CROSD e CROSe, a função Danfoss transforma os dados de entrada da função CROSe em dados de construção do trocador de calor. A função Danfoss realiza os mesmos cálculos feitos para o programa CROSD, porém seu retorno se difere, pois prepara os dados para a função NTU. Os dados preparados são feitos para cada um dos fluidos e para cada uma das três zonas do trocador de calor, sendo elas: entalpia, temperatura, área e coeficiente global de transferência de calor.

3.3.2. NTU

Durante a simulação do CROSe, as únicas variáveis conhecidas, do trocador de calor, são apenas as temperaturas de entrada, as vazões dos fluidos quente e frio e o coeficiente

global de transferência de calor (sendo esse um valor médio), sendo que a temperatura média logarítmica não pode ser determinada, pois as temperaturas de saída não são conhecidas.

Nestas situações, o cálculo pode ser significativamente simplificado usando-se o método da efetividade, ε -NTU. A função tem por objetivo calcular a efetividade dos trocadores de calor para o ponto de projeto, sendo a efetividade, ε , definida como o quociente entre a taxa real, pela taxa máxima de transferência de calor. Para os trocadores de placas e gaxetas, a efetividade pode ser expressa também como mostra a equação 3.37 (KAKAÇ, 2002).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{e^{[(1-R).NTU]} - 1}{e^{[(1-R).NTU]} - R} \quad (3.37)$$

Em que:

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (3.38)$$

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(T_{q,ent} - T_{q,sai})}{(T_{f,sai} - T_{f,ent})} \quad (3.39)$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (3.40)$$

$$C = \frac{\Delta h \cdot Fm}{\Delta T} \quad (3.41)$$

Sendo que, C_{min} , é o menor valor de capacidade térmica, C , entre os dois fluidos da respectiva zona do trocador de calor em W/K, Fm , é o fluxo de massa do trocador de calor em kg/s, Δh , a variação de entalpia em J/kg e ΔT , é a variação de temperatura entre as zonas. NTU , é o número de unidade de transferência (em inglês), A é a área da superfície de contato (m^2), U , é o coeficiente global de transferência de calor (W/m^2K). R , é a razão dos valores de capacidade térmica.

3.3.3. Coletor Solar

Desta vez, a quantidade de coletores solares já é conhecida, o seu retorno é a temperatura de saída do coletor (T_{sCS}), a eficiência (NCS) e a quantidade de calor recebida pelo coletor solar (Q_{inCS}), isso considerando que a radiação incide e é absorvida a 100%

durante a análise nos coletores. Nessas condições as equações descritas no CROSD, não se alteram, exceto a equação 3.8 onde é posto em evidência a entalpia de saída do coletor solar como mostra a equação 3.42.

$$h_2 = \frac{nCS \cdot IS \cdot aCS \cdot NCS}{FmCS \cdot 10^5} + h_1 \quad (3.42)$$

3.3.4. Bomba e Turbina

No sistema CROS, existem três bombas e elas são modeladas de duas maneiras diferentes. No primeiro modelo, sua eficiência, vazão e consumo de potência são constantes; essas são usadas para o sistema de circulação do coletor solar e o sistema de arrefecimento. No segundo modelo, sua eficiência e consumo variam em função da vazão; essa bomba é usada para o fluido orgânico. Tal funcionalidade condiz com o funcionamento real do sistema, o qual permite controlar a geração de energia, como explicado no item 2.5.5.

Em ambos os modelos, o objetivo da função é retornar o valor da temperatura de saída e o consumo específico de potência; a diferença está na eficiência. Para o primeiro modelo a eficiência é constante e igual a 85% e o cálculo do consumo é o mesmo usado pelo sistema CROSD (equação 3.6). Já para o segundo modelo a eficiência varia em função da vazão adimensional, sendo a vazão de ponto de projeto, representada por 1. O valor de eficiência pode ser calculado pela equação 3.43.

$$\eta_b = -0,6207 \cdot \left(\frac{FmT}{FmTp}\right)^2 + 1,192 \cdot \left(\frac{FmT}{FmTp}\right) + 0,2842 \quad (3.43)$$

A turbina também possui uma eficiência que varia em função da sua vazão; além disso, a função calcula a potência gerada e a temperatura de saída da mesma. A equação que a controla é adimensional e seu valor pode ser calculado pela equação 3.44.

$$\eta_t = 0,126 \cdot \left(\frac{FmT}{FmTp}\right)^3 - 0,487 \cdot \left(\frac{FmT}{FmTp}\right)^2 + 0,6117 \cdot \left(\frac{FmT}{FmTp}\right) + 0,5882 \quad (3.44)$$

Onde FmT , é a vazão que passa pelo sistema ORC em kg/s e $FmTp$, é a vazão que passa pelo sistema ORC no seu ponto de projeto em kg/s. No entanto, ambas as equações,

podem ser representadas respectivamente pelas Figuras 3.14 e 3.15 (adaptado de PANOSSO, 2003).

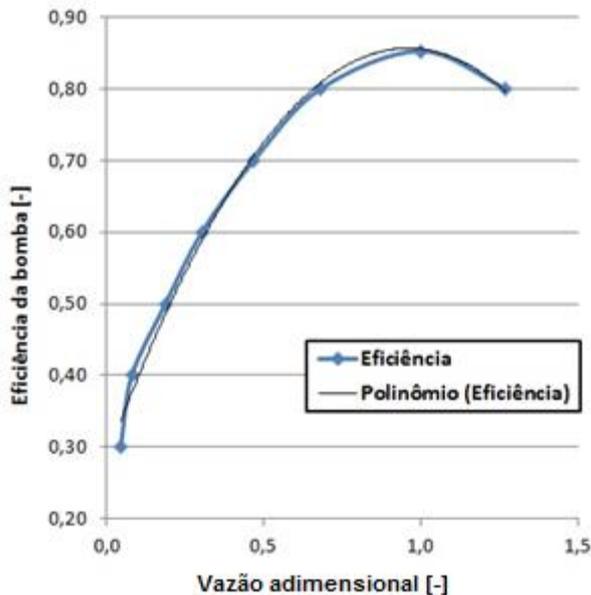


Figura 3.14. Representação gráfica da eficiência pela vazão adimensional da bomba

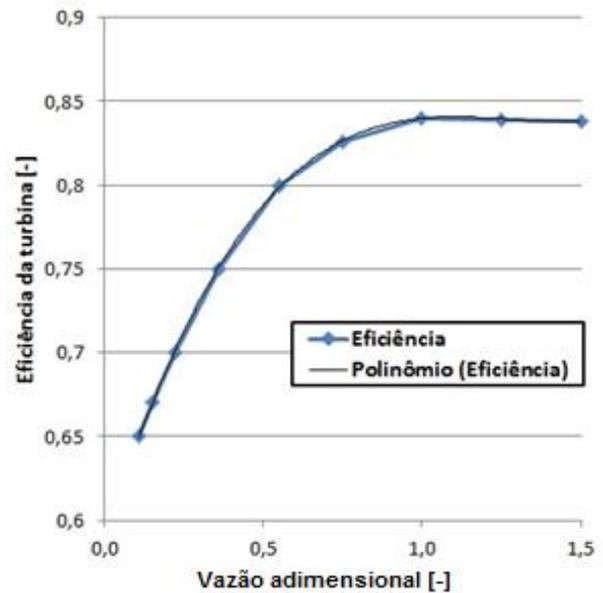


Figura 3.15. Representação gráfica da eficiência pela vazão adimensional da turbina.

3.3.5. Evaporador (NTUe)

Para usar o método da efetividade, a função NTUe (evaporador), usa os dados pré-calculados da função NTU, que representa a operação do trocador de calor no ponto de projeto, e prevê o funcionamento do equipamento fora desse ponto. O retorno da função são as temperaturas de saída (de ambos os fluidos), fluxo do fluido orgânico e a quantidade de calor trocado.

De acordo com Quoilin (2011a), o superaquecimento é prejudicial para o rendimento do ORC, e como medida de proteção do sistema (controle lógico) aumenta-se a vazão da bomba para minimizar tal perda durante a expansão na turbina, e assim, otimizar o uso da fonte quente. Tal procedimento implica em recalcular a área de troca de cada uma das três zonas, sempre respeitando a área total do trocador.

O equacionamento não difere do método da efetividade, ϵ -NTU. Realizando cálculos iterativos, o único valor fixo é a capacidade térmica, C , após isso é calculado a taxa máxima

de transferência de calor; a qual depende da diferença de temperatura entre as fontes. Se a área tiver sido modificada o NTU é recalculado assim como a efetividade, ϵ . Com isso é possível calcular a taxa real de transferência de calor, se essa for superior ao nível estabelecido de *pinch point*, a vazão de massa é recalculada, modificando a área, retornando ao começo da interação até convergir.

3.3.6. Condensador (NTUc)

Assim como o evaporador, a função NTUc (condensador), usa os dados pré-calculados da função NTU, que representa o ponto de projeto, e prevê o funcionamento do equipamento fora desse ponto. O retorno da função são as temperaturas de saída (de ambos os fluidos) e a quantidade de calor rejeitado.

O cálculo é interativo, pois se considera que a vazão no sistema de arrefecimento é fixa; significando que a quantidade de calor rejeitada se modifica durante a operação. Para que o dispositivo funcione corretamente a área de cada zona pode se modificar durante o funcionamento e assim como no evaporador, respeitando a área máxima do trocador de calor. Isso significa que o fluido pode retornar mais quente para o evaporador o que causa uma queda de eficiência durante seu funcionamento.

3.4. Comparação

A comparação do programa será baseada em experimentos e validações reais, utilizando artigos publicados, sendo estes dados comparados com os valores calculados via o programa CROSD, utilizando os dados de entrada disponíveis. Os dados serão apresentados em tabelas e separados por autor e data de publicação, evidenciando o desvio de cada análise, sendo a metodologia de análise de cada autor evidenciada. O desvio padrão é calculado considerando o valor do artigo como verdadeiro.

Na Tabela 3.9 é apresentada a comparação do programa de acordo com Saitoh et al. (2007), o qual utiliza coletores CPC e uma turbina tipo scroll com o fluido R113. Em seu experimento, foi utilizado para o sistema de resfriamento água a 20 °C e considerando a

temperatura de subresfriamento de 5 °C acima da temperatura ambiente, sendo essa de 30 °C no momento do ensaio. No entanto, algumas informações necessárias para a simulação (no programa CROSD), não são apresentadas, como eficiência da bomba, temperatura de superaquecimento e *pinch point*.

Tabela 3.9. Comparação dos dados do sistema CROS para Saitoh et al. (2007).

	SAITOH, 2007	ALVES, 2013	Desvio
Fluido	R113	R113	-
Temperatura	136 °C	136 °C	-
Potência líquida	450 W	450 W	-
Vazão do fluido de trabalho	0,016 kg/s	0,019 kg/s	23,1%
Radiação de projeto	1000 W/m ²	1000 W/m ²	-
Eficiência - ORC	12%	10,7%	10,8%
Eficiência - CROS	7%	6,58 %	6%
Área de coletores solar	5,75 m ²	7,17 m ²	24,7%
Área do evaporador	24 m ²	1,5 m ²	93,75%
Área do condensador			

Antes de analisar os desvios é necessário considerar, que Saitoh et al. (2007) gera uma potência baixa e utiliza coletores CPC (63% de eficiência), todavia o programa CROSD utiliza como menor unidade de medida um coletor PTC de 7,17 m² (61,4% de eficiência), tal fato demonstra o desvio ocorrido na área do coletor solar. Além disso, comparação entre a área do evaporador e condensador apresenta desvio relativamente alto; o qual acontece pela falta de definição de *pinch point* do sistema.

A área dos trocadores de calor é 16 vezes maior, significando a adoção de um *pinch point* extremamente baixo (o adotado para o programa CROSD é de 3 °C), refletindo em uma eficiência alta para os mesmo. Com alta eficiência nos trocadores de calor é possível atingir eficiências mais alta no ciclo, necessitando uma vazão específica menor e com eficiências mais altas nos coletores é possível obter eficiência global elevada. Além disso, não há informação no artigo que especifique se a vazão do fluido de trabalho considera o trabalho líquido ou bruto.

Wang et al. (2009), realizaram experimentos com várias proporções de mistura entre os fluidos R245fa e R152a, usando uma planta solar de 3 kW utilizando uma máquina a pistão como expensor. Além disso, adotaram dois tipos diferentes de coletores (ETC e FPC), os quais possuem eficiência mais baixa que um modelo PTC. Considerando uma temperatura de

condensação de 25°C e um *pinch point* de 5, foi possível obter a seguinte comparação entre os sistemas na Tabela 3.10.

Tabela 3.10. Comparação dos dados do sistema CROS para Wang et al. (2009).

	WANG, 2009	ALVES, 2013	Desvio
Fluido	R245fa	R245fa	-
Temperatura	80 °C	80 °C	-
Potência	3 kW	3 kW	-
Vazão do fluido de trabalho	0,128 kg/s	0,11 kg/s	14,1%
Radiação de projeto	800 W/m ²	800 W/m ²	-
Eficiência - ORC	10,4 %	10,67 %	2,6%
Eficiência - CROS	3,2% - 4,2%	6,5 %	> 50%

Como esperado, os coletores tiveram influência na eficiência do sistema CROS, alcançando erros superiores a 50%. Em compensação a análise considerando somente o módulo ORC apresentou um desvio inferior a 14,1%. Para isso foi adotado no sistema CROSd uma temperatura de superaquecimento de 1 °C, uma temperatura ambiente de 30 °C, e eficiência no expensor e na bomba de 80%.

Pesquisadores do MIT e da universidade de Liège junto com a STG international, uma organização não governamental desenvolveram uma planta CROS de 1 kW de baixo custo para regiões remotas, sendo produzida com equipamentos adaptados de aplicações para refrigeração, a qual teve sua primeira unidade instalada em 2007. Orosz et al. (2009), propuseram algumas melhorias no sistema, sendo a principal delas elevar a potência para 3 kW, a fim de garantir fornecimento de energia para uma clínica médica em Leshoto, na África. O sistema utiliza o fluido R245fa, o qual é expandido em uma turbina tipo scroll a 133 °C, tendo uma temperatura de superaquecimento inferior a 5 °C. A eficiência do expensor é de 76%, a eficiência do gerador elétrico é de 85%, a temperatura de entrada do circuito de arrefecimento é de 10 °C, temperatura ambiente de 15 °C. Os trocadores de calor possuem um *pinch point* de 8 a 10. A única informação não disponível do sistema é a eficiência da bomba, a qual foi atribuída o valor de 75%, sendo assim, possível obter a comparação entre os sistemas da Tabela 3.11.

Tabela 3.11. Comparação dos dados do sistema CROS para Orosz et al. (2009).

	OROSZ, 2009	ALVES, 2013	Desvio
Fluido	R245fa	R245fa	-
Temperatura	133 °C	133 °C	-
Potência bruta	3,73 kW	3,35 kW	10,18%
Vazão do fluido de trabalho	0,155 kg/s	0,123 kg/s	20,64%
Radiação de projeto	800 - 950 W/m ²	900 W/m ²	-
Eficiência - ORC	10,87 %	9,17%	15,63%
Eficiência - CROS	6,19 %	5,59%	9,69%
Área de coletores solar	70 m ²	64,5 m ²	7,85%
Área do evaporador	3,6 m ²	3,45 m ²	4,16%
Área do condensador			

A atribuição do valor da eficiência da bomba é a fonte dos desvios para essa comparação. A bomba influencia na potência bruta do sistema, sendo o valor adotado mais alto que o valor real de eficiência, influenciando no consumo de potência da mesma. A redução na potência bruta do sistema reduz a vazão do fluido de trabalho e por consequência a eficiência do módulo ORC. Quanto à eficiência do modelo CROS e da área de coletores solar é explicado pela diferença na eficiência do coletor solar – ambos são modelos PTC – porém o modelo de Orosz et al. (2009) possui uma eficiência de 57% enquanto o programa CROS atribui uma eficiência de 61%.

Por fim, Orosz et al. (2009) simulou o uso de um recuperador de calor, apresentando um aumento em 11,3%, fazendo a eficiência do módulo ORC subir para 12,09% e o global para 6,89%. O trabalho de Orosz foi continuado por Quoilin (2011a), abordando as diferentes aplicações para o ORC, inclusive o uso de um sistema CROS com regenerador; desenvolveu e validou seu modelo com base nos dados de Orosz et al. (2009). Por ser uma simulação computacional, Quoilin (2011a) adota uma temperatura de superaquecimento igual a 5 °C e uma temperatura de subresfriamento de 5 °C, não revelando a eficiência da bomba. Comparando o modelo de Quoilin (2011a) com o equipamento real de Orosz et al. (2009) obtém-se a Tabela 3.12.

Tabela 3.12. Comparação dos dados de Quoilin (2011a) para Orosz et al. (2009).

Temperatura [°C]	OROSZ, 2009	QUOILIN, 2011	Desvio
Coletor Solar	57%	62,7%	10%
ORC	12,09%	10,5%	13,15%
CROS	6,89%	6,58%	4,6%

Ambos analisam a mesma máquina, obtendo-se um desvio de 13%; recapitulando os desvios das validações feitas na Tabela 3.13 observa-se que o programa CROSD possui um desvio de 20%; valor considerável aceitável para uma ferramenta de dimensionamento (MENDOZA, 2012). O erro de vazão do fluido e a não adequação ao coletor solar são descartados. A escassez de dados permite validar somente o sistema CROSD. No entanto o programa CROSE funciona sobre os mesmos princípios do sistema CROSD e além disso, utiliza parâmetros de controle similares ao da planta real a ser instalada no LABS.

Tabela 3.13. Comparação dos desvios entre as validações para sistema CROS.

	SAITOH, 2007	WANG, 2009	OROSZ, 2009
Fluido	R113	R245fa	R245fa
Temperatura	136 °C	80 °C	133 °C
Radiação de projeto	1000 W/m ²	800 W/m ²	900 W/m ²
Vazão do fluido de trabalho	-	14,1%	20,64%
Eficiência - ORC	10,8%	2,6%	15,63%
Eficiência - CROS	6%	-	9,69%

3.5. Limitações

Em ambos os programas – CROSD e CROSE – existem limitações. A fim de garantir uma relação entre a simplicidade versus fidelidade dos programas foram introduzidas características construtivas de equipamentos reais; para tal, isso causa uma série de limitações (coerentes com a realidade) no uso do programa. Devido a isso cada programa possui sua limitação própria. As limitações são causadas pela soma de limitações de cada equipamento e a sua interação, sendo essas:

- Fluidos – limitado pela disponibilidade na lista do FluidProp/NIST;
- Temperatura do sistema de arrefecimento – limitada pelas características do fluido orgânico e da temperatura ambiente onde o sistema (real) está instalado;
- Trocador de calor – são limitados em pressão, temperatura, vazão e área;
- Coletores solares – são limitados em pressão, temperatura, vazão e área;
- Potência – limitada pelos equipamentos que compõem o sistema;

Isso significa para o sistema, uma temperatura máxima de operação nos coletores solares de 170 °C e uma temperatura máxima no ORC de 160 °C, a temperatura mínima de

entrada de água no sistema de arrefecimento não deve ser superior a 35 °C (fluidos e trocador de calor). A pressão máxima no ORC não pode ultrapassar o limite de 30 bar (limitada pelo trocador de calor), sendo considerada uma pressão mínima igual à pressão ambiente.

O grande fator limitante está na queda de pressão dentro dos equipamentos, o que, por sua vez, reduz a dimensão máxima da planta. Requisitos inerentes ao coletor solar (área útil) e aos trocadores de calor limitam as áreas, respectivamente em: 150 coletores e 700 placas. As restrições dimensionais interferem na potência final da planta, além disso, há interferência das propriedades do fluido orgânico e a temperatura de operação da turbina, o qual não permite o programa calcular uma potência líquida máxima superior a 30 kW. Além disso, há possíveis erros inerentes em um modelo matemático:

- Modelo – simplificações, idealizações e incerteza de dados;
- Truncatura – aproximação de um procedimento matemático para um número finito de operações aritméticas;
- Arredondamentos – representação aproximada dos números reais e de operações aritméticas.

Em ambos os programas CROS, os arredondamentos são usados com três casas decimais. O critério de convergência possui um erro relativo de 10^{-3} . Para o programa CROSD e CROSE, todos os dados termodinâmicos são extraídos do FluidProp. A velocidade de processamento varia de acordo com o fluido, o número de interações para a convergência (processo não linear) e, bem claro, a capacidade de processamento e memória do computador.

4. Estudo de Caso

Com os modelos prontos e validados, a próxima etapa, é parametrizar e otimizar os dados de entrada no sistema. O sistema CROS é uma máquina térmica sendo necessário dimensioná-la a partir de uma radiação nominal; diferentemente de um sistema fotovoltaico, que gera energia com qualquer nível de radiação. As condições climáticas adotadas coincidem com o local de instalação do *Laboratório Solar* (LABS) da UNIFEI; no caso, será a cidade de Itajubá – Minas Gerais. Além disso, há parâmetros de entrada que são dependentes entre si, e necessitam de uma análise mais criteriosa, sendo esses a radiação solar, fluido orgânico de trabalho e a temperatura máxima de operação.

4.1. Radiação Solar

O sol é uma fonte intermitente de energia, o que significa que o sistema CROS, vai operar durante a maior parte do tempo fora do seu ponto de projeto, portanto, existe dificuldade para dimensionar o equipamento, e assim prever o seu melhor desempenho e funcionalidade em condições adversas de clima. A radiação solar varia muito de localidade a localidade, como mostra na Tabela 4.1 com dados de três outras cidades, a um raio inferior a 70 km de Itajubá. A irradiação média mais baixa ocorre na época de inverno, chegando ao nível mínimo de 3,83 kWh/m².dia. O melhor cenário é normalmente durante o verão, quando há uma irradiação igual a 5,74 kWh/m².dia. Sendo que para Itajubá a média de radiação anual não passa de 4,9 kWh/m².dia.

Tabela 4.1. Média da irradiação normal direta mensal em kWh/m².dia (CRESESB, 2013).

Cidade/mês	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Aug	Set	Out	Nov	Dez
Campos do Jordão	4,75	4,83	4,64	4,00	3,83	3,33	3,97	4,28	4,33	4,97	5,06	4,81
Lorena	5,35	5,23	4,65	4,07	3,49	3,02	3,49	3,95	3,95	4,65	5,35	5,12
Passa-Quatro	5,19	5,25	5,22	4,47	4,11	3,53	3,97	4,58	4,33	5,17	5,61	5,39
Itajubá	5,21	5,74	5,25	4,94	4,12	3,83	3,94	4,48	5,15	5,37	5,60	5,24

Da Tabela 4.1 observam-se alguns efeitos do clima e da movimentação da terra, durante o ano. Contudo, uma das premissas do equipamento é a capacidade de operar durante o ano todo. Os dados de radiação média mensal, como exposto, não são suficientes para

avaliar o sistema. Sendo assim, os dados de radiação devem ser utilizados em função das horas do dia. Além disso, há uma diferença entre o tipo de radiação coletada pelo sistema, como é apresentada na Figura 4.1 uma comparação entre a radiação direta normal, global e difusa para uma localidade hipotética.

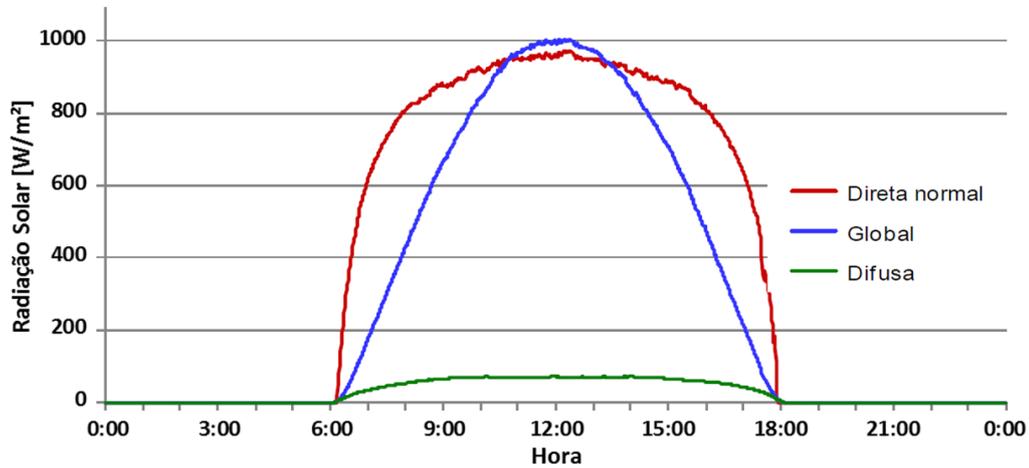


Figura 4.1. Comparação entre tipos de radiação (adaptado de VIANA T. S., 2010).

Não é somente a intensidade da radiação que varia durante o dia, mas também o posicionamento do sol no céu; a sua movimentação apresenta uma forma de toroide durante o ano. Essa movimentação do Sol pode ser observada na projeção estereográfica para a cidade de Itajubá (Figura 4.2).

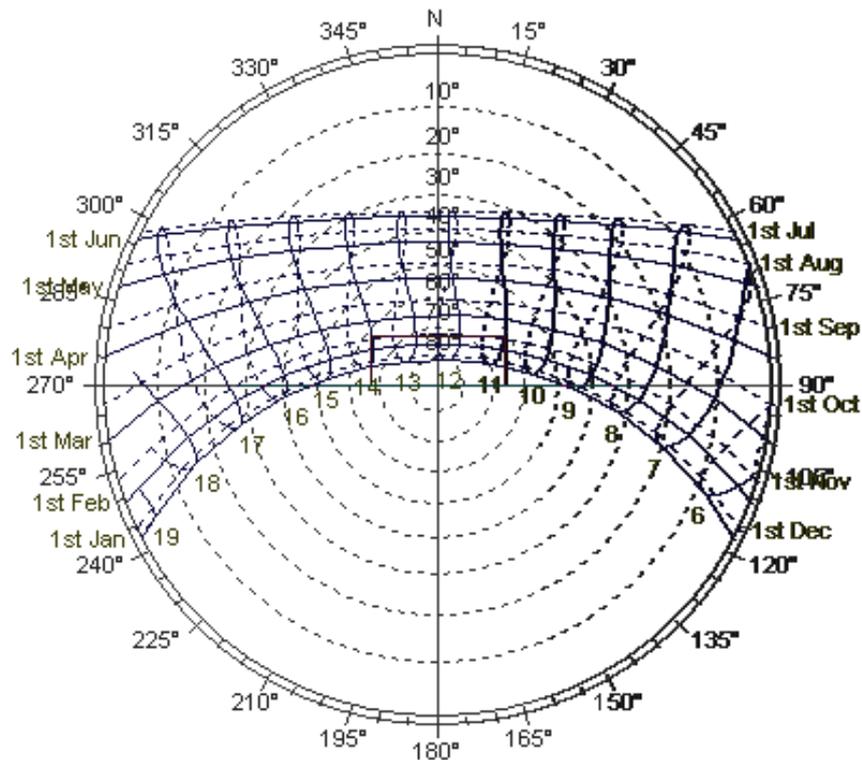


Figura 4.2. Projeção estereográfica do posicionamento do sol durante o dia em Itajubá.

Sabendo que o sistema possui somente um eixo de rastreamento, é evidente que irá ter perdas em função do horário do dia. Há duas possibilidades de alinhamento e rastreamento; como apresentado no item 2.3.2. Por ser um sistema com concentração e o mesmo, tendo como objetivo operar durante o ano todo, o sistema será alinhado no sentido Leste-Oeste, e seguirá a altura do sol (azimutal) durante o ano; isso garante que todos os dias a potência máxima absorvida será ao meio dia solar. O alinhamento Leste-Oeste, além de ser o mais indicado, devido ao uso de potência, minimiza também os efeitos de albedo. A relevância desse fator é devido à presença de edificações nos arredores, seu uso poderia ser prejudicial, refletindo os raios concentrados; tendo como única medida de segurança desligar o equipamento e assim limitando à geração de energia do sistema.

Geralmente para ter um levantamento da radiação solar característico de um local seriam necessários anos de estudos. No campus da UNIFEI existem três estações solarimétricas para radiação, sendo a mais nova instalada em abril de 2010, permite a maior coleta de dados. Os dados são coletados a cada segundo e possibilitando o armazenamento de valores médios a cada 10 minutos. Todavia a base coleta somente radiação global de superfície horizontal, sendo essa a soma dos valores de radiação difusa e direta normal. Como abordado anteriormente (capítulo 2), os sistemas CSP, operam somente usando a radiação normal direta, mas de acordo com Viana T. S., (2010) para a região de Itajubá a radiação global apresenta erro de até 5% em relação à radiação normal direta, possibilitando assim seu uso.

Utilizando dessa maneira os valores de radiação global da base solarimétrica da UNIFEI é possível apresentar um gráfico em três dimensões da variação da radiação solar em Itajubá para o ano de 2011 (Figura 4.3). Através do gráfico é possível obter informações como a duração do dia (útil), passagem de nuvens, a amplitude da radiação, etc., sendo seus eixos os respectivos:

- Dia [eixo x] – 311 dias, (existem falhas nas coletas de dados em alguns dias dos meses de Janeiro, Julho e Dezembro).
- Hora [eixo y] – A partir das 6 horas da manhã até às 19 horas.
- Radiação [eixo z] – Variando de 300 W/m² (Azul) até 1250 W/m² (Vermelho), sendo que a cor branca representa valores inferiores a 300W/m².

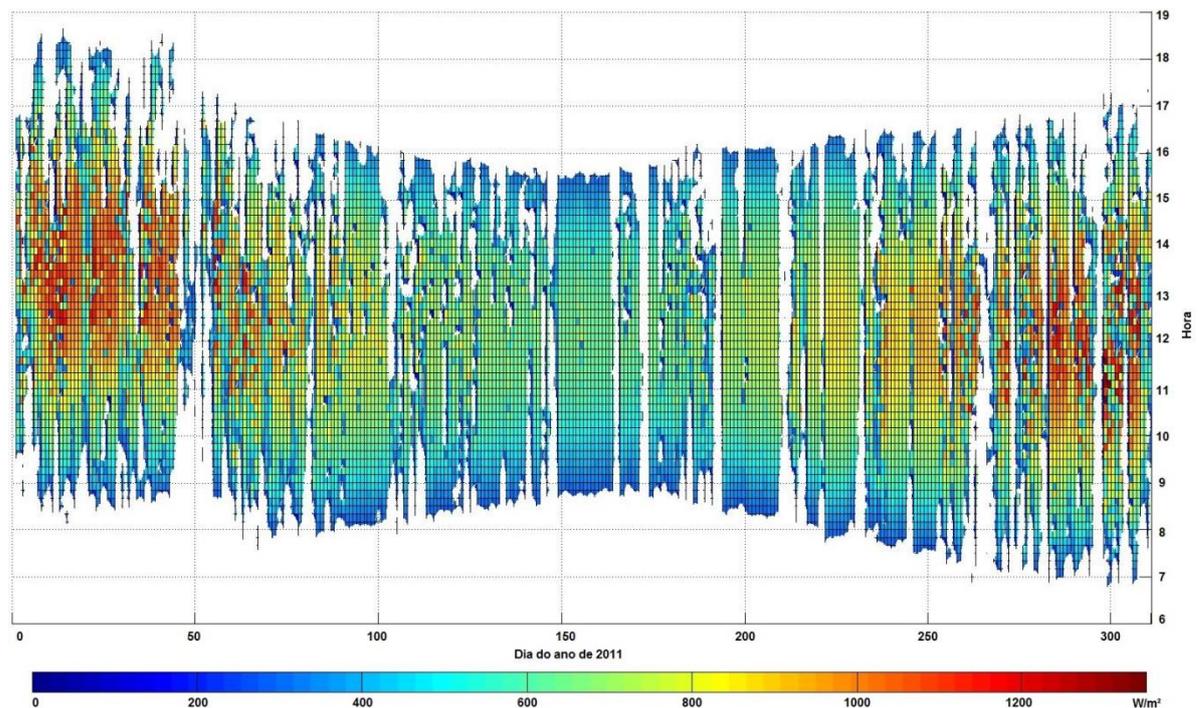


Figura 4.3. Variabilidade da radiação durante o ano de 2011 em Itajubá acima de 300W/m^2 .

4.2. Fluidos

A seleção dos fluidos orgânicos, é um dos temas mais abordados quando se trata de ciclos Rankine orgânico, são a essência do sistema. Existem inúmeros fluidos orgânicos (mais de 300 fluidos catalogados) e como já abordados, eles são complexos e perigosos; relembrando os sete critérios de escolha, tem-se:

- Desempenho termodinâmico;
- Curva de saturação positiva ou isentrópica do vapor;
- Elevada densidade do vapor;
- Pressões aceitáveis;
- Elevada estabilidade à temperatura de operação;
- Baixo impacto ambiental e elevado nível de segurança;
- Boa disponibilidade e baixo custo.

Existem hoje vários projetos que visam reduzir o uso ou até mesmo banir substâncias que se caracterizam pelo alto potencial de destruição de camada de ozônio (ODP) e do

potencial para aquecimento global (GWP), sendo os principais o protocolo de Montreal e o protocolo de Kyoto, respectivamente. Isso devido ao extensivo uso dos clorofluorcarbono (CFC), principalmente na área de refrigeração nos primórdios do século passado.

Uma das alternativas tem sido adotar o uso de hidroclorofluorcarbonetos (HCFC) e haloalcanos (H) em que nem todo o cloro ou flúor foram substituídos pelo hidrogênio. Seu impacto ambiental tem sido avaliado como sendo de apenas 10% do dos CFC. Outra alternativa, são os hidrofluorcarbonetos (HFC) que não contêm cloro e são ainda menos prejudiciais à camada de ozônio, porém apresentam alto potencial de aquecimento global, ou seja, eles contribuem para o aumento do efeito estufa.

Depois do critério ambiental e de disponibilidade, tem-se a temperatura de operação do fluido, já que por sua vez ela esbarra nos limites do condensador (temperatura ambiente) e no evaporador (temperatura de operação do coletor solar); 30°C e 160°C respectivamente para o caso estudado. A temperatura de operação varia para cada tipo de fluido, cada fluido possui um teto máximo de operação, limitado pela sua curva de saturação.

Na etapa da seleção dos fluidos, somente os fluidos com curva de saturação positiva são escolhidos. Desta maneira foram escolhidos 12 fluidos que atendem tais critérios (a título de comparação será adotado um fluido que não cumpre com as características assinaladas sendo assim tem-se 13 fluidos). Assim, na Tabela 4.2, segue a lista dos fluidos adotados com suas principais propriedades e características.

Tabela 4.2. Propriedades dos fluidos analisados (WIKIPÉDIA, 2013b).

Fluido	Saturação e Tipo	Massa molar [g/mol]	Temperatura Crítica [°C]	Temperatura de Ebulição [°C]	ALT	ODP	GWP
R-113	Seco CFC	187,38	214,06	47,59	85	0,9	6000
R-245fa	Seco HFC	134,05	154,05	14,90	7,2	0	950
R-245ca	Seco HFC	134,05	174,42	25,13	5,9	0	640
R-365mfc	Seco HFC	148,1	250	40	8,6	0	890
Butano (R-600)	Seco HC	58,12	151,98	-0,55	--	0	20
Isobutano (R-600a)	Seco HC	58,12	134,67	-11,67	--	0	20
Pentano (R-601)	Seco HC	72,15	196,55	36,06	<<1	0	11
Isopentano (R-601a)	Seco HC	72,15	187,20	27,82	--	0	--
Neopentano (R-601b)	Seco HC	72,15	160,60	9,49	--	--	--
Hexano	Seco HC	86,18	234,67	68,71	--	--	--
Isohexano	Seco HC	86,3	224,3	61	--	--	--
Ciclohexano	Seco HC	84,16	280,49	80,74	--	--	--
Benzeno	Seco HC	78,11	288,90	80,08	--	--	--

Onde, *ALT*, *ODP* e *GWP*, significam em inglês, respectivamente, duração de vida na atmosfera, potencial de destruição de ozônio e potencial de aquecimento global. Os fluidos já escolhidos foram caracterizados em função da sua faixa de temperatura de operação, a qual depende da temperatura ambiente e a pressão de operação do condensador.

Além disso, a faixa de operação leva em conta as propriedades de saturação de cada fluido, pois ao se aproximar do ponto crítico geralmente elas sofrem uma inflexão, em outras palavras isso significa, que quando expandido o fluido pode entrar em um sistema multifásico dentro da turbina, prejudicando assim seu funcionamento. Assim na Tabela 4.3 apresentam-se a faixa de temperatura e pressão de operação para cada fluido analisado no sistema CROS (obtidos pelo banco de dados da NIST).

Tabela 4.3. Faixa de operação, para temperatura e pressão dos fluidos.

Fluido	Temperatura [°C]		Pressão [bar]	
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
R-113	100	160	4,26	14,3
R-245fa	70	130	5,93	22,99
R-245ca	80	140	5,55	20,88
R-365mfc	100	160	5,73	20,0
Butano (R-600)	70	130	7,9	25,89
Isobutano (R-600a)	60	90	8,5	16,1
Pentano (R-601)	100	160	5,79	18,56
Isopentano (R-601a)	100	160	7,0	21,7
Neopentano (R-601b)	80	140	7,2	22,58
Hexano	110	160	3,0	8,9
Isohexano	110	160	3,82	10,66
Cyclohexano	120	160	2,81	6,58
Benzeno	110	140	1,75	4,62

4.3. Metodologia de Análise

O objetivo é testar diferentes fluidos e avaliar o desempenho do sistema CROS de 5 kWe em condições tropicais, através da ferramenta desenvolvida (CROSD e CROSe). Sendo possível escolher uma máquina de melhor custo benefício, além de prever seu funcionamento. A metodologia de análise é dividida em duas etapas: processamento (rotina de cálculo para CROSD e CROSe) e pós-processamento (análise e tratamento de resultados via Excel). Na Figura 4.4 é apresentado um diagrama simplificado da dependência dos programas e da sequência de execução da etapa de processamento.

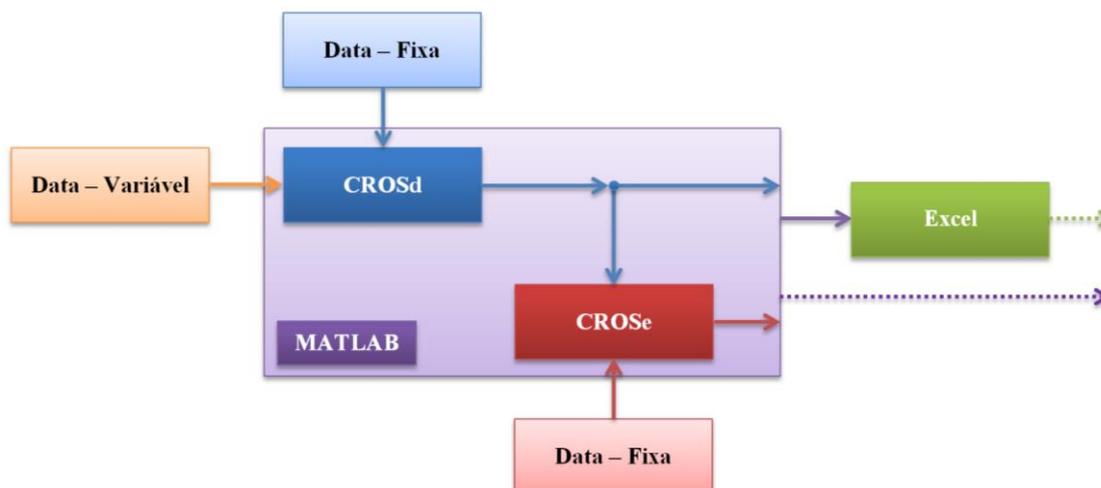


Figura 4.4. Diagrama simplificado da metodologia de análise – processamento.

Conforme apresentado no item 2.5.5, a temperatura na entrada na turbina é um dos principais parâmetros a ser otimizado em um sistema ORC, atrelada a temperatura há o fluido de trabalho e por sua vez por se tratar de um sistema do tipo CROS a radiação de projeto deve ser igualmente considerada. Esse conjunto de parâmetros é definido como “Data – Variável”.

Apresentado no capítulo 3, o programa CROSD utiliza outras variáveis para operar, o qual justifica o fato de haver duas entradas de dados. Na Figura 4.5 apresenta o diagrama simplificado do sistema CROS destacando os valores considerados como “Data – Fixa”. Depois da execução do programa CROSD, o resultado alimenta o programa CROSe e juntamente com seus próprios dados de entrada fixa, como radiação solar e da temperatura ambiente média anual ao longo do dia, para o ano de 2011, apresentados na Figura 4.6. Sendo assim possível simular o comportamento do sistema por um dia padrão e por fim os resultados são obtidos, havendo a possibilidade de ser trabalhados pelo MATLAB ou pelo Excel.

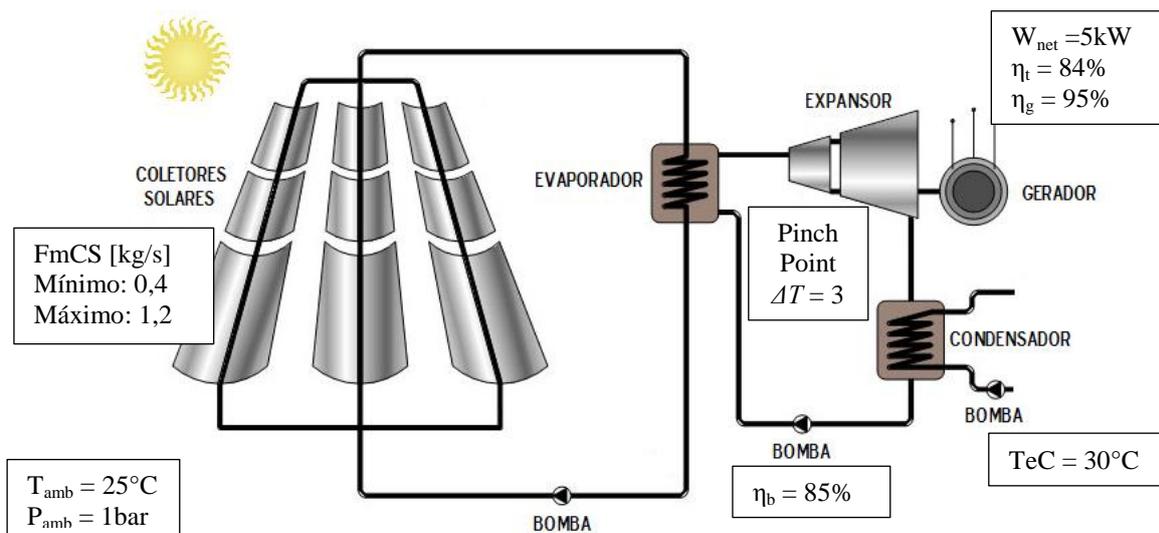


Figura 4.5. Diagrama simplificado do sistema CROS destacando as variáveis fixas.

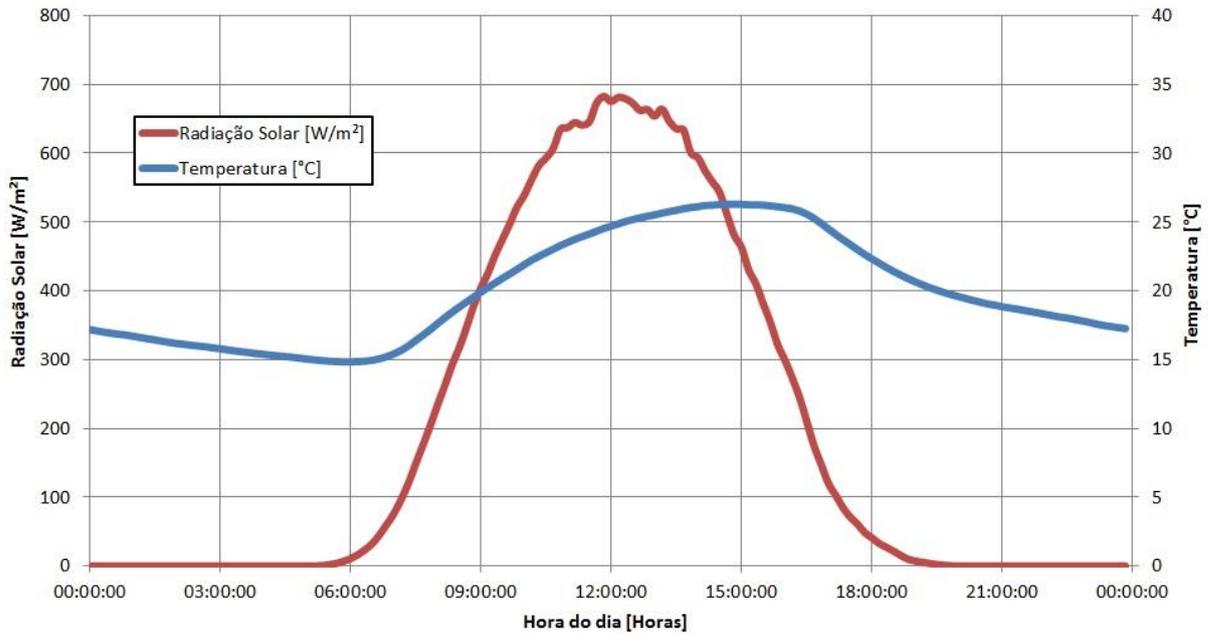


Figura 4.6. Radiação solar e Temperatura ambiente média ao longo do dia para o ano de 2011 em Itajubá.

A etapa de processamento levou ao desenvolvimento de um novo programa em MATLAB o qual é responsável por variar os dados de entrada (variáveis). Com isso transformou os programas, CROSD e CROSD em funções. Sendo assim, o processamento consiste em primeiramente selecionar um fluido de trabalho presente na Tabela 4.2; em seguida, seleciona-se como radiação nominal de projeto, 300 W/m^2 ; e com esses dois itens fixos, a temperatura de entrada na turbina é iniciada com a temperatura mínima do fluido selecionado (como descrito na Tabela 4.3); juntamente com os dados fixos é iniciado o programa CROSD, com isso obtém-se uma máquina dimensionada para uma dada radiação, temperatura e fluido de operação.

Juntamente com a resposta do CROSD, usa-se os dados de radiação solar e da temperatura ambiente diária e calcula-se o CROSe, obtendo no final o comportamento da máquina dimensionada, durante o dia padrão. Como próximo passo a temperatura de entrada na turbina é aumentada em $10 \text{ }^\circ\text{C}$, e o processo é repetido, até atingir sua temperatura máxima (descrita na Tabela 4.3). Permitindo obter o dimensionamento de máquinas para uma faixa de temperatura usando o mesmo fluido com uma radiação constante. Quando essa etapa é concluída, a radiação nominal de projeto é aumentada em 100 W/m^2 , sendo tudo novamente recalculado para a faixa de temperatura do fluido selecionado, repetindo o processo até alcançar 900 W/m^2 . Sendo o próximo passo, adotar outro fluido, repetindo o processo novamente.

Depois de todos os resultados, CROSD e CROSe, são exportados diretamente para Excel, iniciando-se assim a fase de pós-processamento. Nesta etapa é criada uma folha de resumo no Excel, no qual concentram todas as informações pertinentes do sistema CROS, como eficiência, número de coletores, número de placas nos trocadores de calor, quantidade de calor trocado entre sistemas, temperaturas e pressões de operação, vazões dos sistemas, trabalho produzido, etc., possibilitando gerar gráficos que comparam os parâmetros dimensionados e simulados. Para trabalhar o grande volume de informações utiliza-se da lógica *fuzzy*, permitindo assim obter, através de indicadores de desempenho, o melhor ponto de projeto em função da data variável.

4.4. Indicadores de Desempenho

A estrutura apresentada pela lógica *fuzzy* vai além do raciocínio booleano, pois busca atribuir graus para os elementos em questão, admitindo valores lógicos intermediários entre o FALSO (0) e o VERDADEIRO (1); como o valor médio “TALVEZ” (0,5). Este tipo de lógica engloba de certa forma conceitos estatísticos principalmente na área de inferência em busca de evidenciar o quão contido ou o quão não contido esta determinado elemento do grupo (COX, 1994; PEDRYCZ et al., 2007). A lógica *fuzzy* pode ser dividida em 3 etapas principais (Figura 4.7):

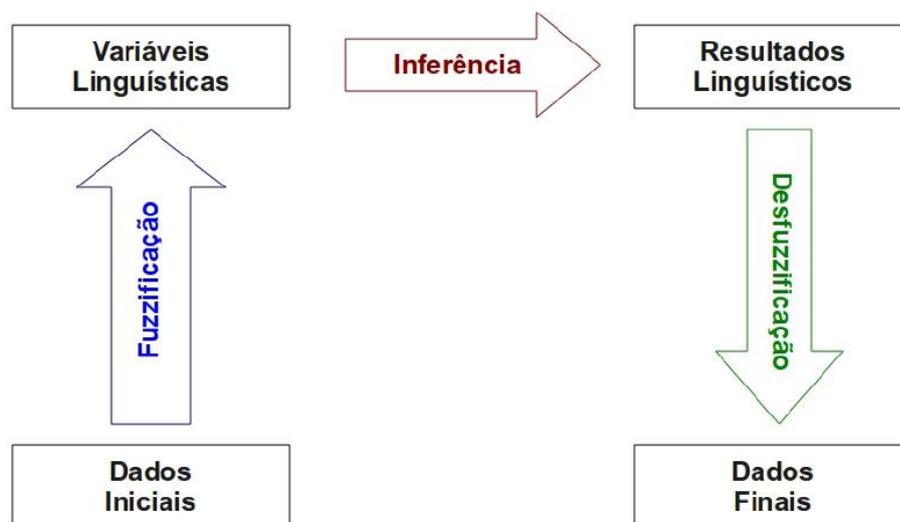


Figura 4.7. Lógica *fuzzy* e sua estruturação (adaptado de COX, 1994).

1. **Fuzzificação** – Transformação das respostas dos programas CROSD e CROSe em valores *fuzzy*, o qual é limitado entre “0” e “1”. Para isso é atribuído valor “1” para a melhor característica analisada em função de todos os fluidos para uma dada temperatura de operação e radiação de projeto fixa. Uma vez sendo selecionado o fluido que possui a melhor característica para o determinado parâmetro analisado, os dados dos outros fluidos são normalizados em função do mesmo (Equação 4.1).

$$Valor\ normalizado\ i = \frac{Valor\ para\ Fluido_i\ (Temp, Rad)}{Valor\ entre\ Fluidos\ max(Temp, Rad)} \quad (4.1)$$

2. **Inferência** – Indicadores de desempenho distintos para cada programa:

- CROSD – maior eficiência global e de Carnot equivalente, menor área ocupada e menor custo do sistema.
- CROSe – maior eficiência global e de Carnot equivalente, maior fator de uso, maior geração de potência útil e menor custo do sistema.

3. **Desfuzzificação** – Transformação do resultado fuzzy em um resultado inteligível, que consiste em retornar os melhores dimensionamentos de projetos CROS dentro da faixa estipulada.

Sendo assim, existirão dois resultados, um para o ponto de projeto (CROSD), e outro para a variação da radiação solar (CROSe), permitindo analisar o comportamento do sistema CROS e caracterizar o desempenho termodinâmico do fluido quanto a variação de radiação solar. No entanto os indicadores de desempenho possuem suas particularidades para cada programa. No CROSD, a eficiência global e a eficiência de Carnot equivalente são calculadas de acordo com as equações 4.2 e 4.3, respectivamente:

$$NS_d = \frac{(W_t - W_b - W_{b1} - W_{b2})}{Q_{inCS}} \quad (4.2)$$

$$NS2_d = \frac{NS}{1 - \left(\frac{TeC}{TsCS}\right)} \quad (4.3)$$

Sendo que W_b representa a potência gerada na turbina em kW e W_{b1} , W_{b2} , representa a potência consumida pelas bombas também em kW. Onde Q_{inCS} é a quantidade de calor que entra pelo coletor solar em kW e finalmente, T_eC e T_sCS , são respectivamente as temperaturas de entrada no condensador e saída do coletor solar, em Kelvin. Para o cálculo da área ocupada pelo sistema utiliza-se somente a área total usada pelos coletores solares, lembrando que cada coletor possui uma área unitária de 7,17 m².

Para ambos os programas, CROSD e CROSe, o cálculo do valor de custo mínimo é o mesmo, uma vez que a quantidade e o tipo de equipamento é especificado durante o dimensionamento, dependendo somente da função CROSD. Os custos são baseados em dados de equipamentos reais e para obter-se o custo estimado total da planta deve se utilizar da Equação 4.4, os custos unitários descritos na Tabela 4.4 e bem como a relação da quantidade de equipamentos necessária. Na Tabela 4.5, há um exemplo do cálculo de custo para uma planta operando o fluido R245fa a 120 °C e 600 W/m².

$$Custo = \sum_i^n (Custo\ unitário * Quantidade)_i \quad (4.4)$$

Tabela 4.4. Custos específicos por equipamento em uma planta CROS³.

Equipamento	Especificação	Preço Unitário
Bomba	Pressão até 5 bar	R\$ 1.014,00
	Pressão até 10 bar	R\$ 1.637,00
	Pressão até 15 bar	R\$ 2.058,00
	Pressão até 20 bar	R\$ 2.463,00
	Pressão até 25 bar	R\$ 2.985,00
Trocador de calor	Base	R\$ 1.344,85
	Placa	R\$ 310,35
Coletor Solar	Base	R\$ 33.567,46
	Coletor	R\$ 2.275,90
Turbina		R\$ 18.621,00
Gerador		R\$ 6.207,00
Tubos, conexões, etc.		R\$ 20.000,00

³ Valores obtidos com fornecedores ou através motor de busca de compras: <http://www.alibaba.com/>

Tabela 4.5. Exemplo de cálculo de custo, para uma planta operando R245fa a 120 °C e 600 W/m²

Equipamento	Especificação	Quantidade	Preço Unitário	Preço Total
Bomba	Pressão até 5 bar	1	R\$ 1.014,00	R\$ 1.014,00
	Pressão até 10 bar	1	R\$ 1.637,00	R\$ 1.637,00
	Pressão até 15 bar	0	R\$ 2.058,00	-
	Pressão até 20 bar	1	R\$ 2.463,00	R\$ 2.463,00
	Pressão até 25 bar	0	R\$ 2.985,00	-
Trocador de calor	Base	2	R\$ 1.344,85	R\$ 2.689,70
	Placa	142	R\$ 310,35	R\$ 44.069,70
Coletor Solar	Base	1	R\$ 33.567,46	R\$ 33.567,46
	Coletor	17	R\$ 2.275,90	R\$ 38.690,30
Turbina		1	R\$ 18.621,00	R\$ 18.621,00
Gerador		1	R\$ 6.207,00	R\$ 6.207,00
Tubos, conexões, etc.		1	R\$ 20.000,00	R\$ 20.000,00
Custo Total da Planta CROS			R\$ 168.959,16	

O uso de custo real (mesmo que estimado) permite ponderar, padronizar e demonstrar o equipamento CROS em uma base comum, facilitando assim sua comparação entre as máquinas usando fluido, temperatura e radiação de projeto diferente. Por sua vez o programa CROSe leva em conta a variação da radiação durante a operação e dessa maneira, como os dados exportados para Excel são valores acumulados, os mesmos são atrelados ao tempo de operação do sistema (LORC). O que quer dizer que a resposta do sistema é uma média em função da sua operação, como pode ser visto nas equações 4.5 e 4.6, respectivamente, a eficiência global e a eficiência de Carnot equivalente:

$$NS_e = \frac{1}{LORC} \cdot \sum_i^n (NS)_i \quad (4.5)$$

$$NS2_e = \frac{1}{LORC} \cdot \sum_i^n (NS2)_i \quad (4.6)$$

Para o fator de uso, OEE (Eficiência global de equipamento, vindo do inglês OEE – Overall Equipment Effectiveness). Sendo um valor adimensional calculado pela diferença entre o tempo real de uso do sistema pelo tempo total de produção de energia (Equação 4.7). Quando o sistema se desliga automaticamente para se proteger, o tempo decorrido é contado, durante esse período a captação de energia solar é cortada, mas ele continua produzindo até que o motivo da sobrecarga desapareça e o funcionamento do sistema, no caso o coletor solar

se reestabeleça. O equipamento permanece operacional durante um determinado período de tempo, isso devido à latência do sistema; tempo o qual o fluido dos coletores solares (no caso a água) demora a esfriar abaixo de uma temperatura crítica, a qual o sistema ORC cessaria o funcionamento.

$$OEE = \frac{(LORC - LOFF)}{(LORC)} \quad (4.7)$$

No programa CROSe, a potência gerada se modifica em função da radiação solar, atrelado ao comportamento durante a latência, o qual cria certa flutuação na potência produzida, permiti evidenciar o custo específico de produção de energia (Equação 4.8).

$$Custo\ específico = \frac{Custo}{LORC} \cdot \sum_i^n (W_{net})_i \quad (4.8)$$

Esse funcionamento poderia ser otimizado pelo uso de acumuladores (fluido térmico), sendo a energia excedente direcionada para os acumuladores, o sistema poderia operar no seu ponto de projeto por maior tempo, inclusive até mesmo com a ausência de sol; fato tal poderia ser causado pela presença de nuvem ou durante o período noturno. A presença de acumulador é um passo para tornar o sistema híbrido, uma vez que os acumuladores podem ser alimentados (aquecidos) por outra fonte externa, como biomassa, gás natural, etc.

4.5. CROS

Após mais de um ano de negociações e visitas técnicas, o sistema CROS, foi adquirido no dia 14 de junho de 2013. Uma vez que o equipamento é feito sob medida para as instalações do *Laboratório Solar (LABS)* da UNIFEI, sendo o equipamento testado antes de ser despachado para o Brasil. Neste item são apresentadas as características reais do sistema.

O coletor solar foi o único equipamento que sofreu alterações. Primeiramente seria utilizado o equipamento da *Sopogy, SopoHélios*, mas devido a instalação do LABS ficar dentro das instalações da UNIFEI e muito próximo a edificações habitáveis, poderiam surgir problemas e inconveniências com a concentração solar uma vez que o ponto focal é elevado.

Como solução foi adotado o coletor da *Rackam, Icarus heat 10*, ele possui um ponto focal menor, além disso, seu comprimento (aproximadamente 12 metros, com uma superfície de 14,5 m²) garante menor perda, tanto térmica como ótica, sendo mais eficiente e seguro. O efeito dessa alteração para o programa não foi considerado, uma vez que não se tem a curva de desempenho dos coletores para condições tropicais. Para atender as novas configurações basta modificar o comprimento (ICS) e área total útil (aCS) na função coletor solar. Na Figura 4.6 mostra-se uma fotografia do Icarus 10, no total serão 130,5 m² de área útil de coletores solares.



Figura 4.8. *Icarus heat 10* da *Rackam*.

O módulo ORC foi desenvolvido pela *ENOGIA*, uma empresa francesa. Como uma das exigências de projeto, o módulo é inteiramente aberto, aceitando troca de fluidos e parâmetros de operação. Além disso, o sistema possui uma turbina axial de reação, capaz de produzir nominalmente 5 kW, indo a até uma potência de sobrecarga de 6,5 kW. Suas limitações operacionais são a temperatura máxima de 160 °C, pressão máxima de ciclo de 25 bar. Além disso, têm-se outras duas limitações físicas, inerentes a área de troca dos trocadores de calor, evaporador e condensador, sendo essas respectivamente de 6 m² e 7,5 m². O fluido mais indicado para o trabalho é o R-245fa, mas pode ser modificado, desde que, compatível com o sistema, sendo eles R-365mfc, a família R-600 e R-601. Por operar dentro da UNIFEI, os fluidos da família R-600 e R-601 estão (inicialmente) descartados, devido sua alta inflamabilidade.

5. Análise de Resultados

Os resultados serão divididos em três etapas de análises, uma para cada programa, ponto de projeto (CROSD) e a variação da radiação solar (CROSe) e uma ultima parte para uma análise de ponto de projeto correspondente ao sistema comprado pela UNIFEI, sendo essa chamada de CROS. Para as duas primeiras etapas serão descritos os resultados e obtenção do melhor ponto de projeto. Já na última etapa serão apresentadas as análises de variabilidade anual e o custo de geração. As simulações possuem em geral o mesmo tipo de comportamento, sendo assim o fluido escolhido para apresentar os resultados de cada função será o R-245fa.

5.1. Ponto de Projeto (CROSD)

Para a análise de ponto de projeto os dados mais relevantes para o sistema são as características físicas do sistema; número de coletores solares (Figura 5.1), fluxo de massa (Figura 5.2), número de placas do evaporador (Figura 5.3) e do condensador (Figura 5.4). A análise se baseia na metodologia discutida no item 4.3.

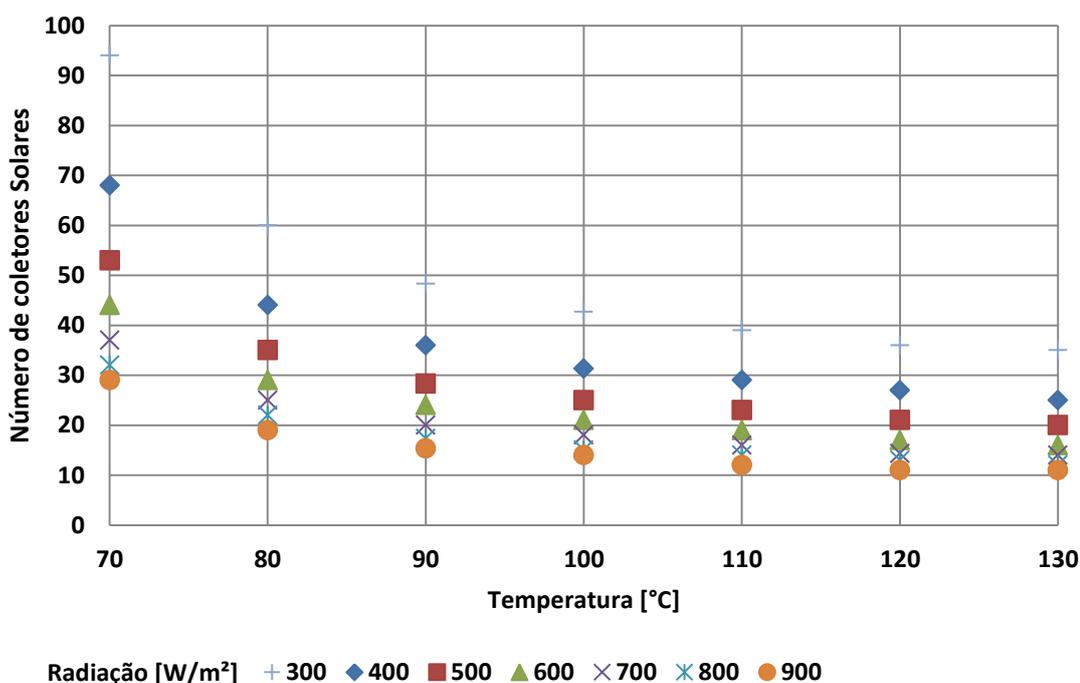


Figura 5.1. Comportamento do número de coletores solares [-], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

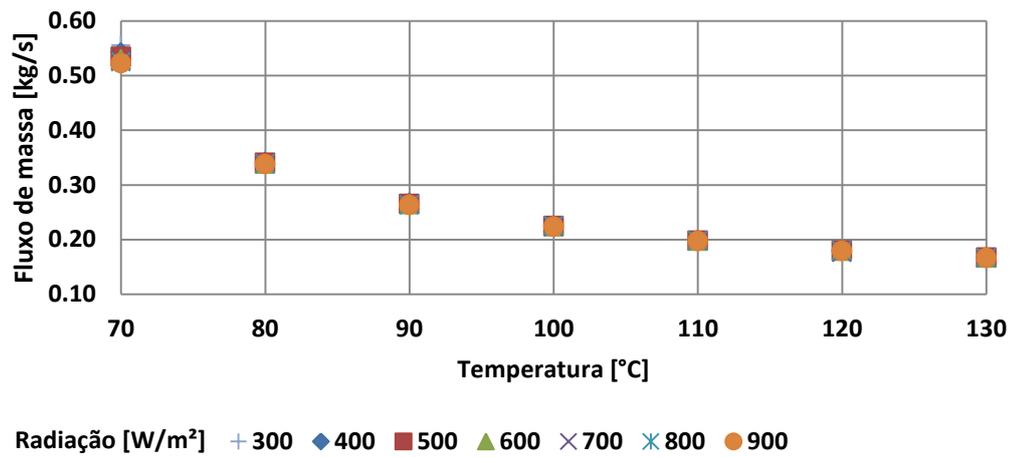


Figura 5.2. Comportamento do fluxo de massa em [kg/s] do fluido orgânico, em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

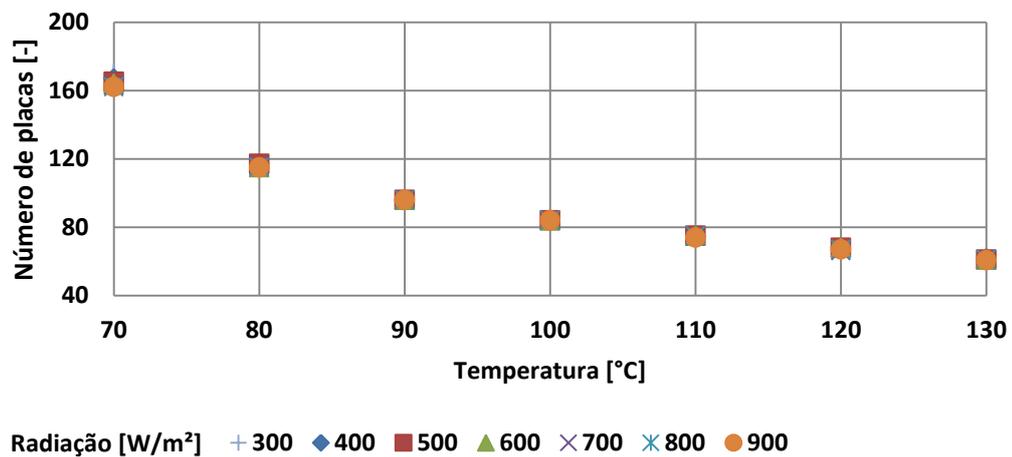


Figura 5.3. Comportamento do número de placas no evaporador [-], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

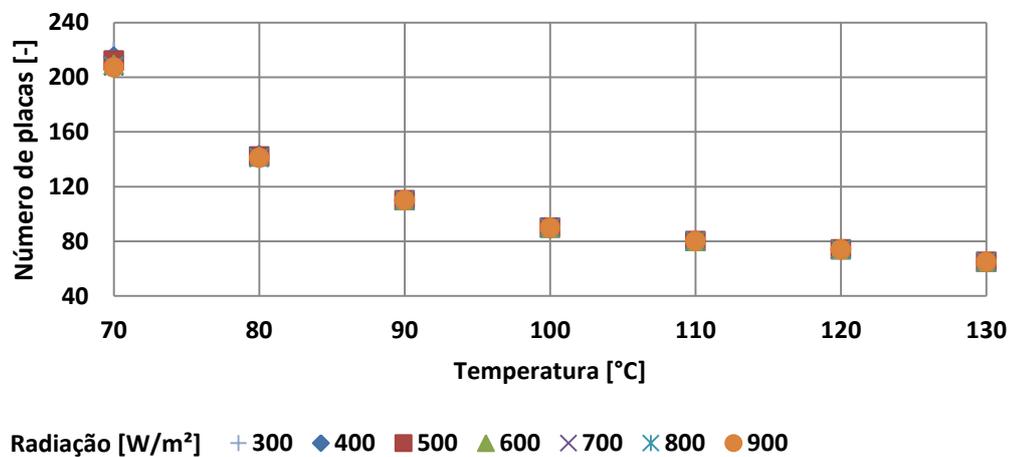


Figura 5.4. Comportamento do número de placas no condensador [-], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

Como é possível verificar, nas Figuras 5.2, 5.3 e 5.4, com o aumento da temperatura o sistema fica mais eficiente, necessitando de uma menor vazão e uma menor área de trocador de calor para gerar a mesma potência (5 kW). Sendo assim, tem-se que a escolha do nível de radiação solar não afeta os parâmetros do módulo ORC, afetando somente a quantidade de coletores solares (Figura 5.1), o que no final implicará em um maior custo específico de geração de energia.

A eficiência global do sistema depende de ambos os fatores, temperatura de operação do fluido orgânico e da radiação nominal de projeto. Como apresentado na fundamentação teórica, a eficiência do coletor solar reduz com o aumento da temperatura do fluido orgânico e a eficiência do ciclo ORC aumenta, existindo assim um ponto ótimo. Na Figura 5.5 é plotado a eficiência do coletor solar, do módulo ORC e a do sistema CROS para a radiação de projeto de 600 W/m^2 em função da temperatura de projeto de cada máquina dimensionada.

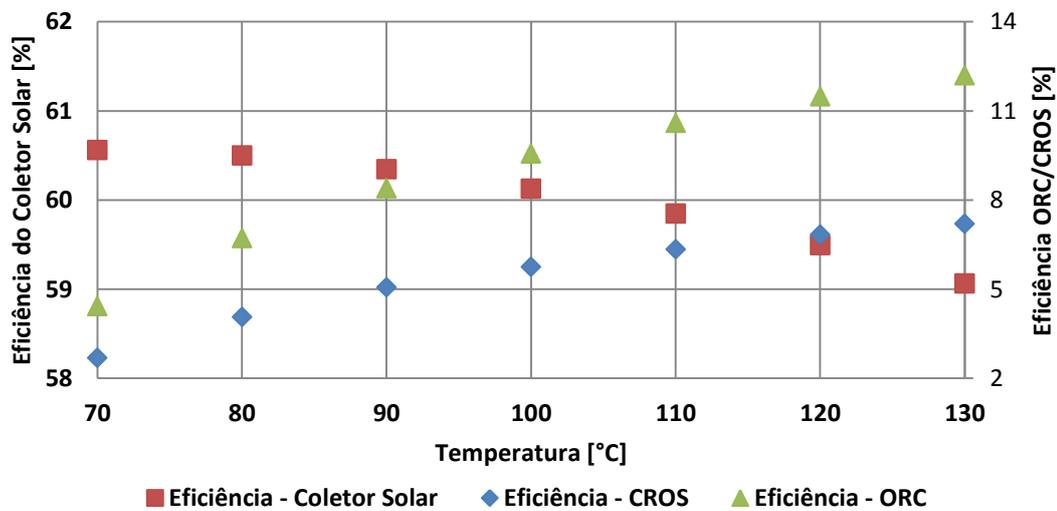


Figura 5.5. Comportamento da eficiência em função da temperatura [°C] para uma radiação de 600 W/m^2 .

A Figura 5.6, apresenta o perfil de custo total da planta CROS, sendo os equipamentos que mais influenciam no custo: os coletores e as placas dos evaporadores. O comportamento implica em um custo elevado a baixas temperaturas devido à área dos trocadores de calor, pois necessitam ser maiores para compensar a baixa exergia disponível, com a elevação da temperatura essa influência diminui. O número de coletores solares é influenciado diretamente pelo nível de radiação de projeto, quanto menor a radiação de projeto maior o número de coletores, sendo o inverso é recíproco.

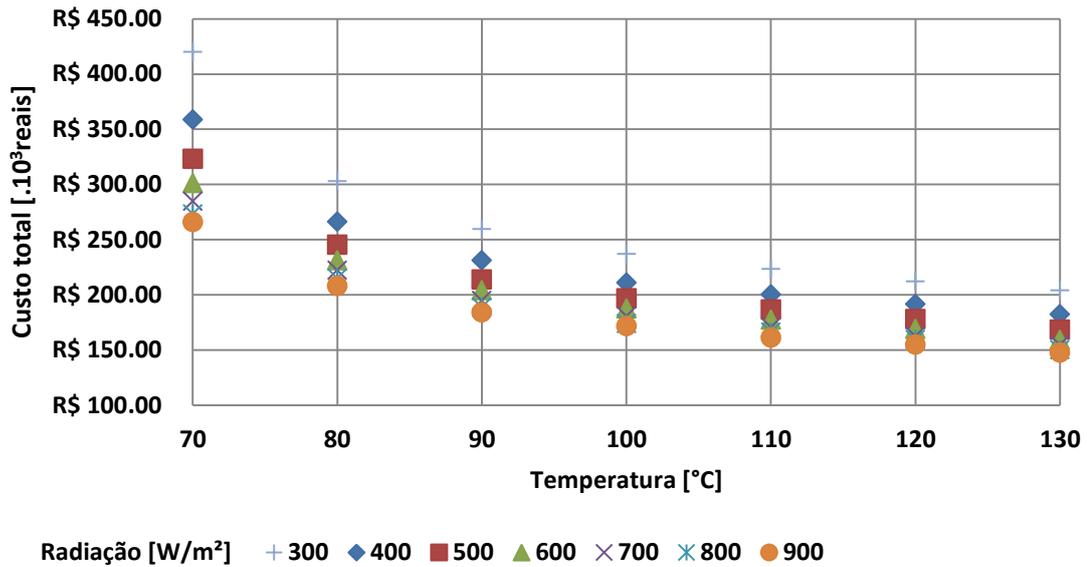


Figura 5.6. Custo total da planta, em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

5.1.1. Avaliação do Sistema

Após apresentados os resultados para o fluido R-245fa, passa-se a análise global dos outros doze fluidos. Na Figura 5.7, apresenta-se os resultados da eficiência global do sistema CROS para os treze fluidos usando uma radiação de projeto de 600 W/m², sendo cada ponto representado por uma máquina dimensionada para a temperatura em questão.

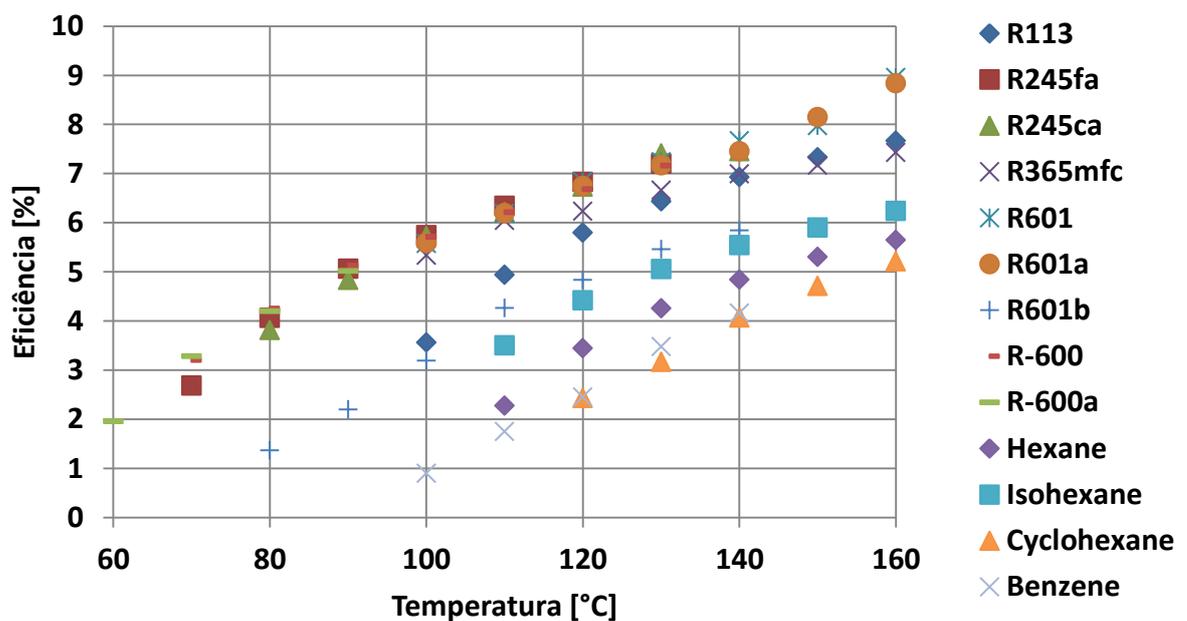


Figura 5.7. A eficiência em função da temperatura [°C] para uma radiação de 600 W/m².

A tendência da Figura 5.7 se repete para outros níveis de radiação de projeto. A partir desse gráfico podem-se inferir os fluidos mais eficientes para uma dada faixa de temperatura de operação, sendo que esses fluidos se aproximam a uma linha de tendência. Os fluidos que garantem a maior eficiência ao sistema são em ordem, em função das suas respectivas temperaturas de operação: R-600a, R-600, R-245fa, R-245ca, R-601 e R-601a.

Outra eficiência também analisada é a eficiência de Carnot equivalente, na verdade os pontos representam o quão próximo está à eficiência real do sistema à eficiência ideal de Carnot. Exposta na Figura 5.8, apresenta igualmente a mesma tendência de comportamento que a curva da Figura 5.7, todavia, os dados de eficiência de Carnot equivalente apresentam um teto de aproveitamento máximo, sendo esse inferior a 30%.

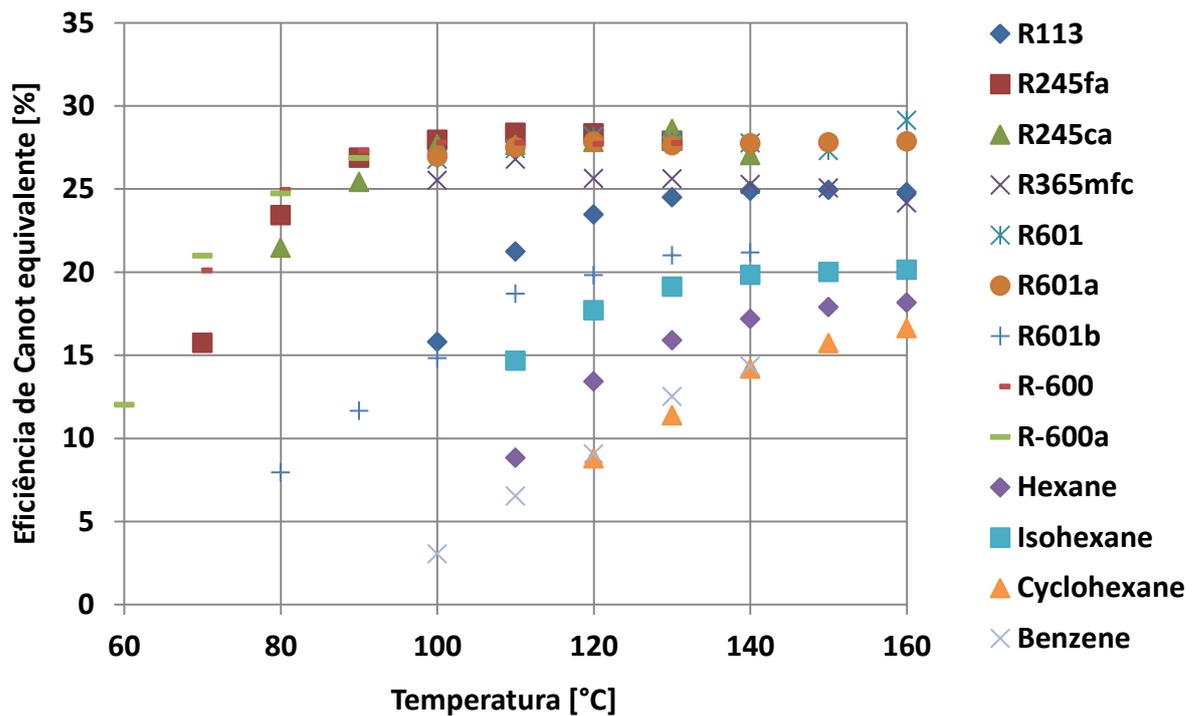


Figura 5.8. A eficiência de Carnot equivalente em função da temperatura [°C] para uma radiação de 600 W/m².

Na Figura 5.9 é apresentada a variação da área útil do campo solar a qual tende a uma área e 100 m²; na Figura 5.10 é apresentado o custo total da planta, em ambas as figuras (5.9 e 5.10) os fluidos que apresentam melhor desempenho se mantêm os mesmos.

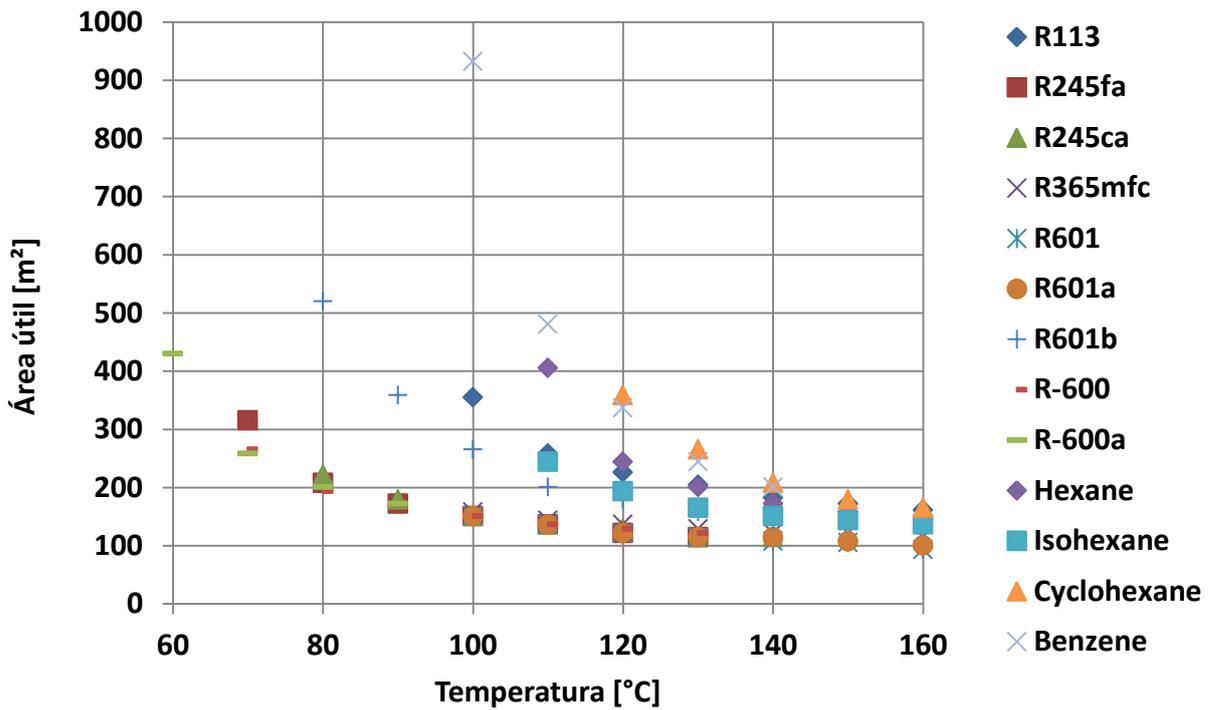


Figura 5.9. Área útil do campo solar em função da temperatura [°C] para uma radiação de 600 W/m².

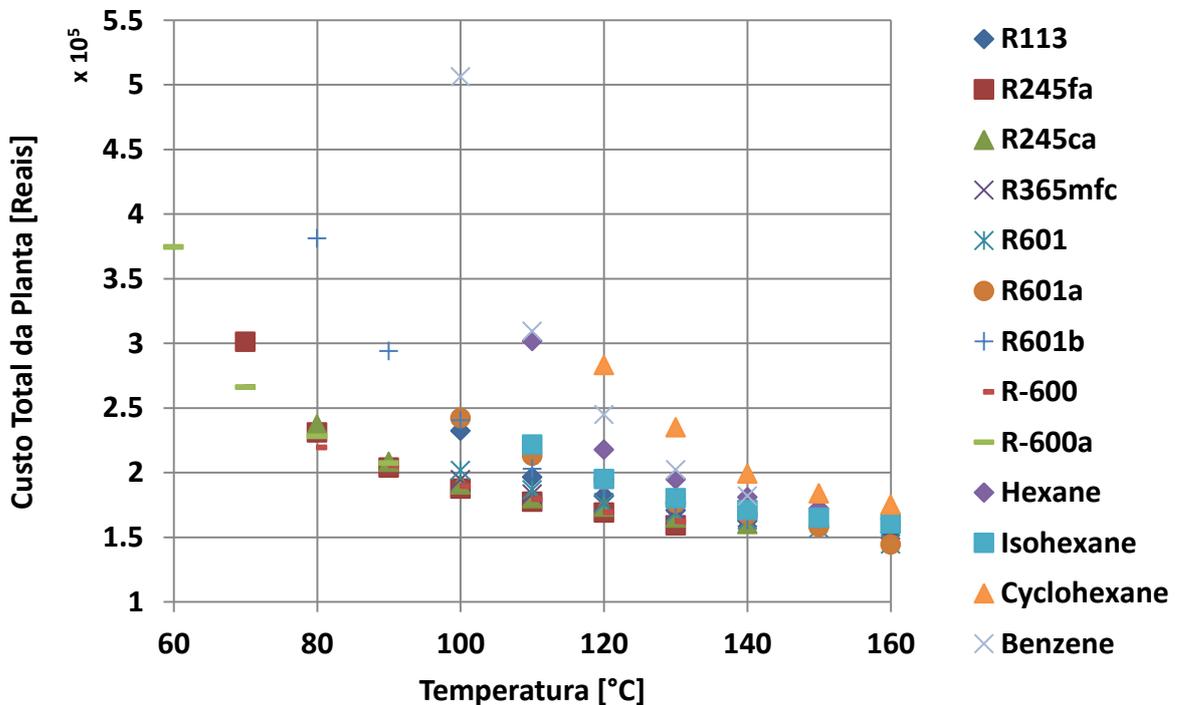


Figura 5.10. Custo da planta em função da temperatura [°C] para uma radiação de 600 W/m².

Aplicando a lógica *fuzzy*, a qual foi tratada no item 4.4 e utilizando os resultados expostos nas Figuras 5.7, 5.8, 5.9 e 5.10 é possível evidenciar os fluidos com melhor

desempenho em função de uma faixa de temperatura de operação do sistema. A Figura 5.11 representa a conclusão da segunda etapa da lógica *fuzzy* (antes de iniciar a desfuzzyficação) onde o maior valor, “um”, representado em verde escuro indica a convergência dos melhores critérios para tal ponto de projeto, ao passo que quanto mais próximo à zero a coloração modifica para amarelo até se tornar branca, representando os equipamentos menos indicados, além disso, há duas metodologias de interpretação:

1. Seleciona-se a temperatura de operação do sistema, em seguida é avaliando os índices mais altos, na mesma linha, seleciona-se o fluido de trabalho de melhor desempenho;
2. A partir de um fluido de trabalho verifica-se a qual temperatura de trabalho o fluido recebe a melhor pontuação, permitindo assim selecionar as melhores condições de operação.

Temp.	R113	R245fa	R245ca	R365mfc	R601	R601a	R601b	R-600	R-600a	Hexane	Isohexane	Cyclohexane	Benzene
60	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,00
70	0,00	0,43	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,91	0,99	0,00	0,00	0,00	0,00
80	0,00	0,80	0,64	0,00	0,00	0,00	0,02	1,00	0,92	0,00	0,00	0,00	0,00
90	0,00	0,99	0,84	0,00	0,00	0,00	0,06	0,93	0,93	0,00	0,00	0,00	0,00
100	0,18	1,00	0,96	0,75	0,82	0,71	0,13	0,95	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
110	0,41	1,00	0,94	0,82	0,87	0,78	0,26	0,91	0,00	0,02	0,12	0,00	0,01
120	0,55	0,99	0,91	0,70	0,93	0,83	0,31	0,90	0,00	0,09	0,22	0,02	0,03
130	0,59	0,92	0,96	0,68	0,88	0,83	0,37	0,89	0,00	0,15	0,27	0,05	0,07
140	0,71	0,00	0,90	0,74	0,96	0,90	0,42	0,00	0,00	0,21	0,34	0,11	0,13
150	0,72	0,00	0,00	0,68	0,95	0,96	0,00	0,00	0,00	0,25	0,36	0,16	0,00
160	0,59	0,00	0,00	0,53	0,98	0,91	0,00	0,00	0,00	0,22	0,29	0,16	0,00
170	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Figura 5.11. Melhor fluido de trabalho em função da temperatura de operação.

5.2. Variando a Radiação Solar (CROSe)

Após simular os fluidos usando o programa CROSD, cada máquina dimensionada é testada para uma variação da radiação solar. Como apresentado no capítulo 4, o teste considerará um período de 24 horas de um dia hipotético, o qual utiliza os dados da radiação média anual de Itajubá do ano de 2011. Nesse programa os dados podem ser analisados de duas maneiras: pelo Excel (média global do dia) e pelo MATLAB (análise ponto a ponto).

Primeiramente serão apresentados os dados gerados via MATLAB. As diferenças desses gráficos estão na possibilidade de visualizar a variação do comportamento completo do sistema CROS durante as 24 horas de operação. Dentro das possibilidades de gráficos, destaca-se a eficiência global do sistema (1ª e de Carnot equivalente), a potência gerada pelo

sistema, expostos na Figura 5.12, e o comportamento térmico do sistema, na Figura 5.13. Ressaltando que as condições nominais da planta analisada são:

- Fluido de trabalho: R245fa;
- Radiação nominal: 600 W/m^2 ;
- Temperatura de ponto de projeto do ciclo: $120 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Eficiência de projeto: 6,83% (1ª lei) e 28,38% (Carnot equivalente);
- Potência líquida de projeto: 5,71 kW.

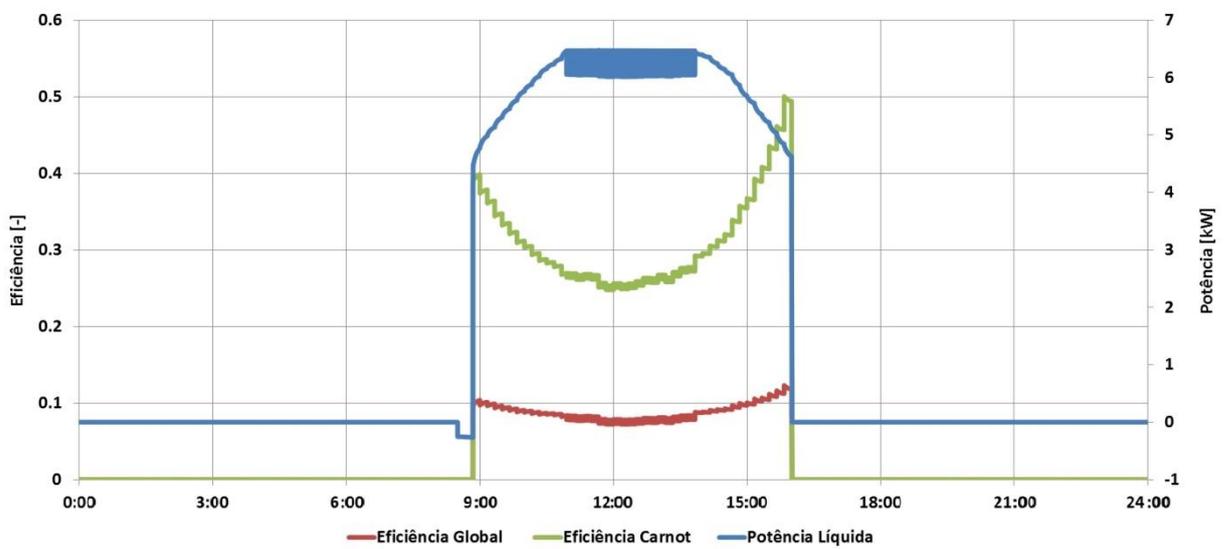


Figura 5.12. Eficiência global (1ª e de Carnot equivalente) e a potência gerada do sistema via MATLAB.

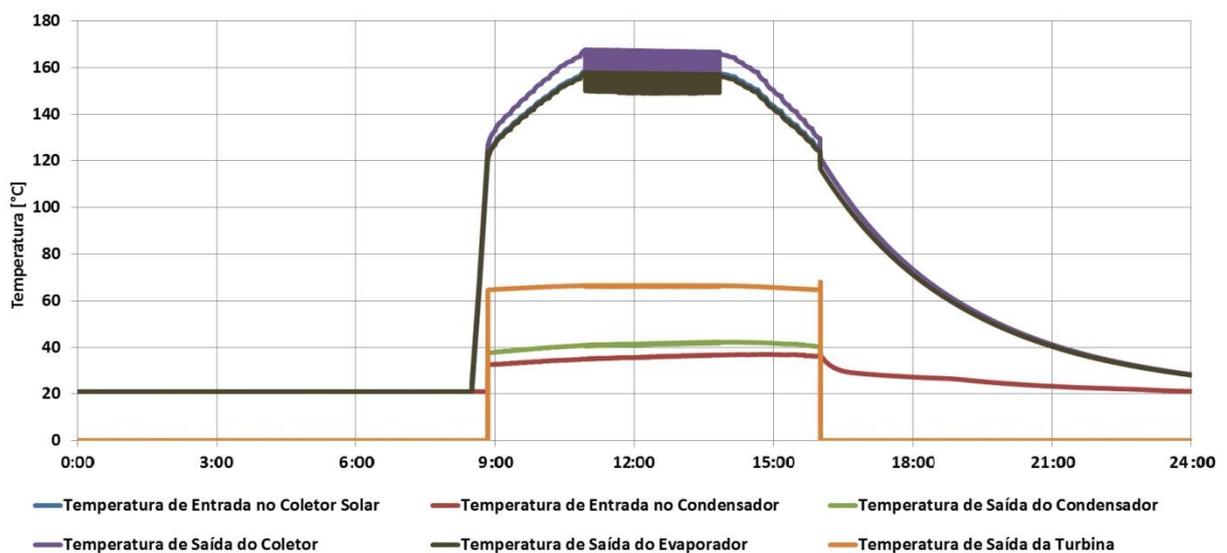


Figura 5.13. Comportamento térmico do sistema via MATLAB.

Na Figura 5.12 destaca-se o comportamento da eficiência, a qual apresenta uma forma em parábola, tendo seu ponto mínimo próximo ao meio-dia, horário com maior radiação solar. Isso acontece devido a uma taxa de radiação solar superior à radiação nominal de projeto fazendo com que a eficiência diminua, mesmo que o sistema esteja produzindo mais. Antes de desligar, o equipamento, apresenta um aumento na eficiência, devido à latência do fluido no sistema. Na Figura 5.13 o comportamento térmico evidencia o tempo de aquecimento do sistema e demonstra a baixa oscilação na temperatura de saída da turbina, assim como no sistema de arrefecimento.

Além disso, é possível verificar nos gráficos (Figura 5.12 e 5.13) a partir de certa temperatura ou potência os coletores solares são desativados, para se protegerem de temperaturas muito altas evitando sobrecarga e superaquecimento, causando uma intermitência durante o intervalo aproximado entre as 11 h e 14 h. Um controle mais fino e/ou um sistema de acumulação térmica poderiam mitigar tais efeitos, além de possibilitar o prolongamento do tempo de funcionamento do sistema (o que o sistema fotovoltaico, por exemplo, não permite), aumentando a eficiência global do equipamento (ALVES, 2013).

Para o Excel, são exportados valores acumulados, como já apresentados anteriormente no capítulo 3. Sendo assim, um dos valores mais importantes para os gráficos provenientes do Excel é o tempo total de operação. Existem quatro medidas diferentes, sendo elas: tempo de aquecimento para partida (Figura 5.14), tempo total de operação (Figura 5.15), tempo de suspensão (Figura 5.16) e o tempo efetivo de operação ou OEE (Figura 5.17).

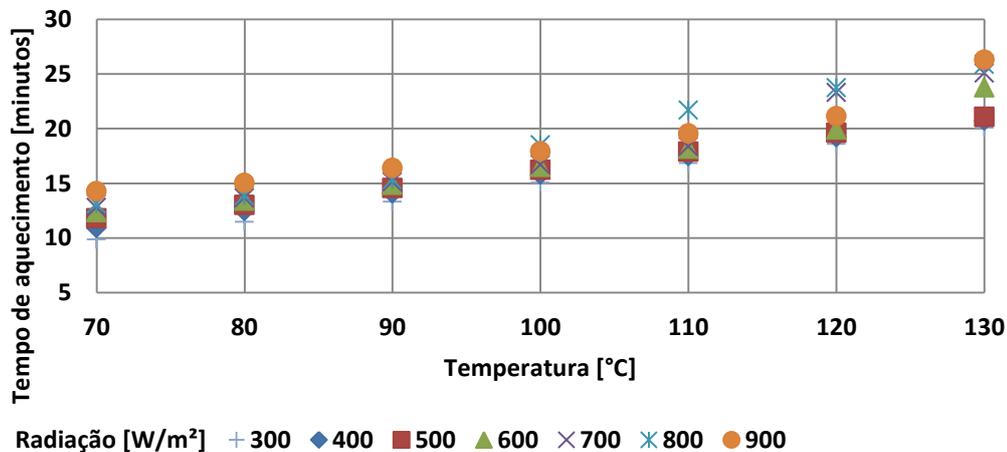


Figura 5.14. Tempo de aquecimento do sistema [minutos], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

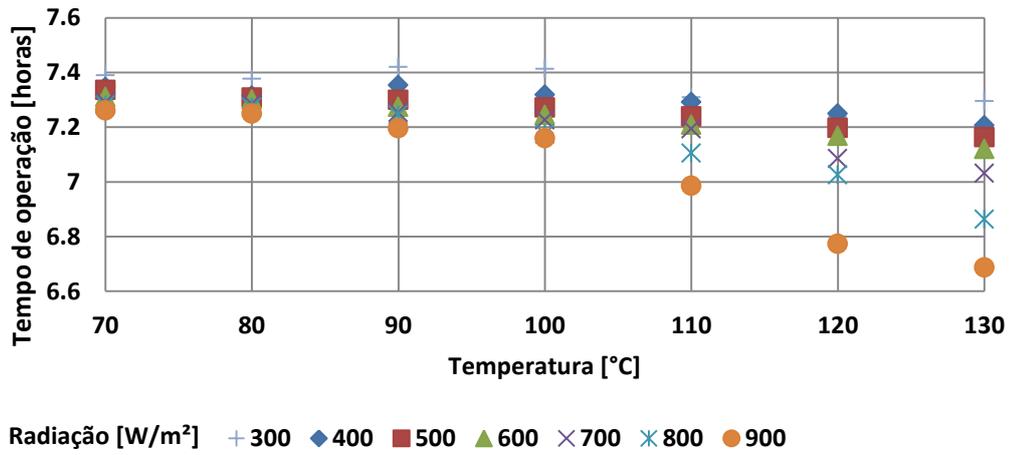


Figura 5.15. Tempo total de operação [horas], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

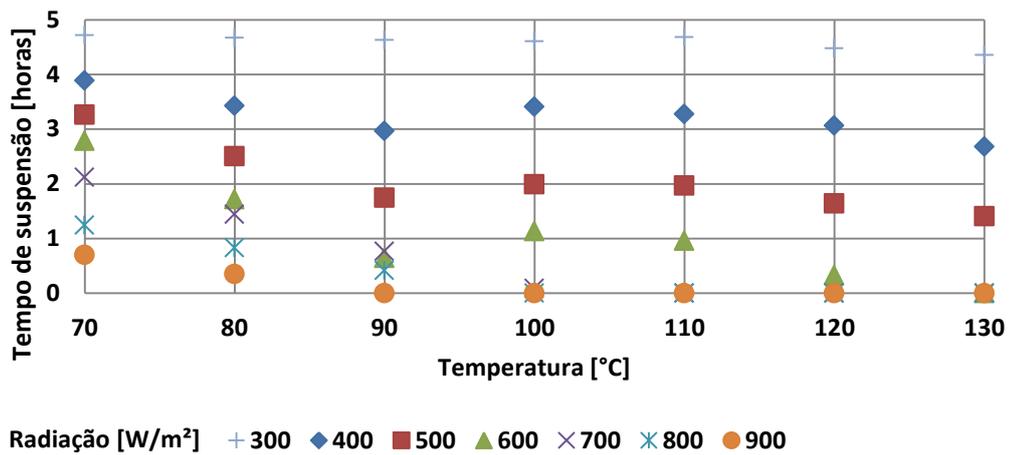


Figura 5.16. Tempo de suspensão [horas], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

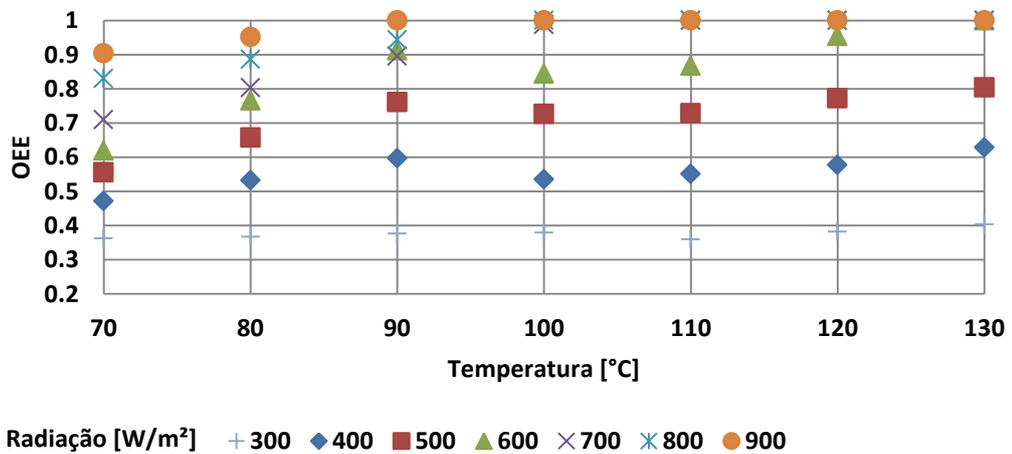


Figura 5.17. Tempo efetivo de operação [-], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

O tempo de partida (Figura 5.14) apresenta um comportamento linear; uma vez que é clara a dependência do tempo de aquecimento em função da temperatura máxima do ciclo. Para a Figura 5.15, o tempo de operação do sistema, possui também um comportamento linear, mas é fortemente afetado pela radiação nominal de projeto, no qual é possível observar que acima de 600 W/m^2 , o tempo total de operação começa a reduzir, devido às condições climáticas de Itajubá (considerando uma radiação média).

O tempo de suspensão (Figura 5.16) é uma variável que exprime em horas, a quantidade de tempo (ou quantas vezes) o sistema entrou em modo de proteção, seja por sobrecarga na turbina ou por superaquecimento do coletor solar. O gráfico mostra a dependência da radiação nominal de projeto pelo número de horas que o sistema de proteção (lógica do programa CROSe) entrou em operação, sendo quanto menor o número de horas mais eficiente será o sistema. Sendo assim, a razão entre o tempo de suspensão e o tempo total de operação, fornece o valor da eficiência global do equipamento (OEE), tendo como valor máximo um, como pode ser visto na Figura 5.17.

Os valores acumulados das eficiências e potência são divididos pelo tempo total de operação, obtendo assim um valor médio destes parâmetros. Sendo assim, na Figura 5.18 tem-se a potência média produzida a qual em geral permanece estável e pouco acima de 5 kW . As figuras 5.19 e 5.20 mostram a eficiência de 1^{a} e Carnot equivalente, respectivamente.

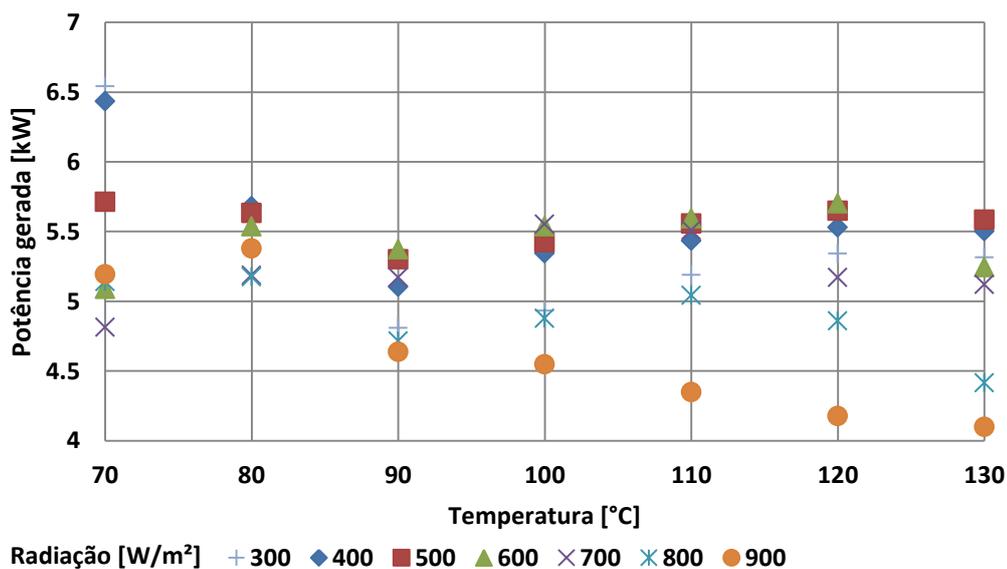


Figura 5.18. Potência média produzida [kW], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

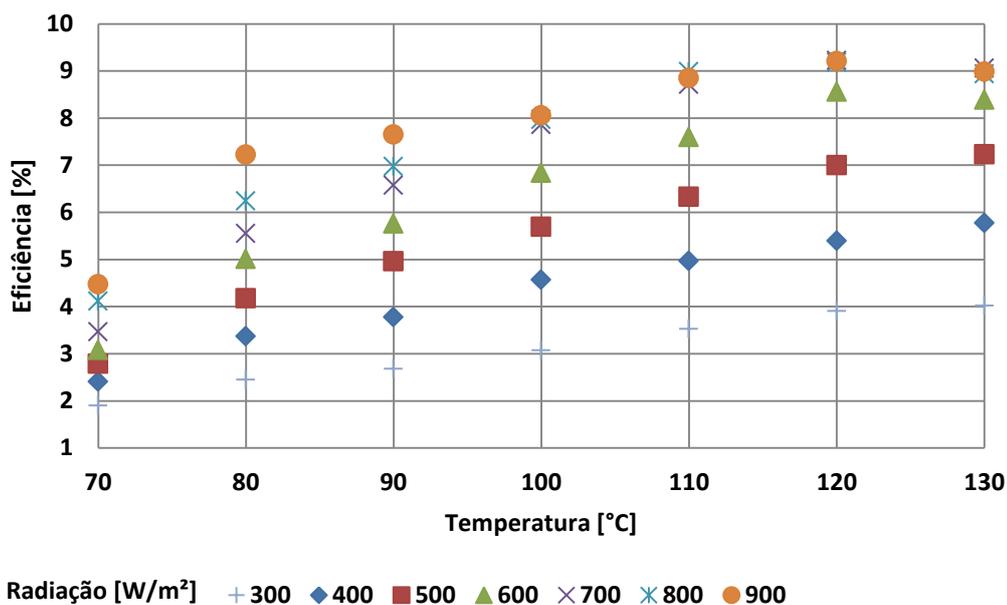


Figura 5.19. Eficiência média de 1ª lei [%], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

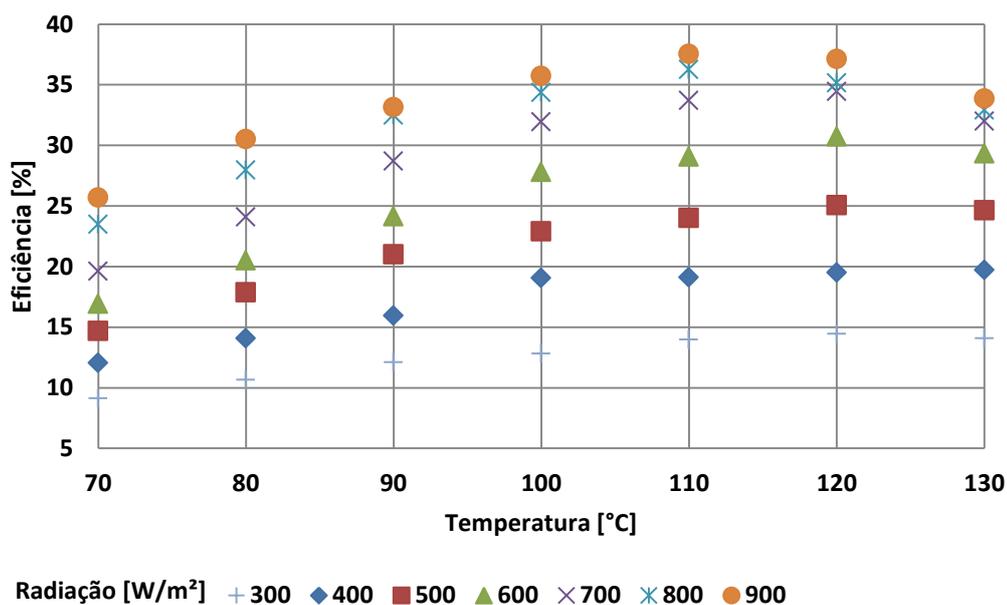


Figura 5.20. Eficiência média de Carnot equivalente [%], em função da radiação de projeto [W/m²] e da temperatura [°C].

Diferentemente da análise estática, a análise com variação da radiação solar apresenta uma variação na produção de energia a qual é expressa pela Figura 5.18, onde é possível observar certa tendência em manter a produção de energia entre 5 e 5,5 kW. Outra tendência inerente ao gráfico é a redução da produção de energia com o aumento da radiação nominal de projeto, devido ao fato dos coletores solares estarem subdimensionados em função da

radiação analisada. Para a Figura 5.19, a eficiência de 1^olei sofre um pequeno aumento em comparação com a análise estática, tendo uma variação inferior a 15%. Por outro lado, a análise da variação da radiação solar apresenta um ponto de desempenho ótimo em função da radiação nominal de projeto e da temperatura de operação, sendo mais bem evidenciada na Figura 5.20, onde é apresentada a eficiência de Carnot equivalente; variando entre 110 °C a 130 °C em função da radiação nominal de projeto.

5.2.1. Avaliação do Sistema

Como foi possível observar o comportamento da eficiência (Figura 5.19 e 5.20) é muito mais estável que o comportamento da potência (Figura 5.18), isso ocorre devido à variação na densidade do fluido orgânico durante a expansão na turbina. O cálculo da potência (ou trabalho) é o produto entre a massa e a variação da entalpia específica. Com a variação da temperatura esses parâmetros variam de acordo com a capacidade térmica do fluido em questão. Cada fluido orgânico possui sua propriedade térmica e conseqüentemente um comportamento e um desempenho próprio, inerente ao sistema. Sendo verificável também para os outros fluidos, como nas Figuras 5.21 a 5.24, para uma radiação de 600 W/m².

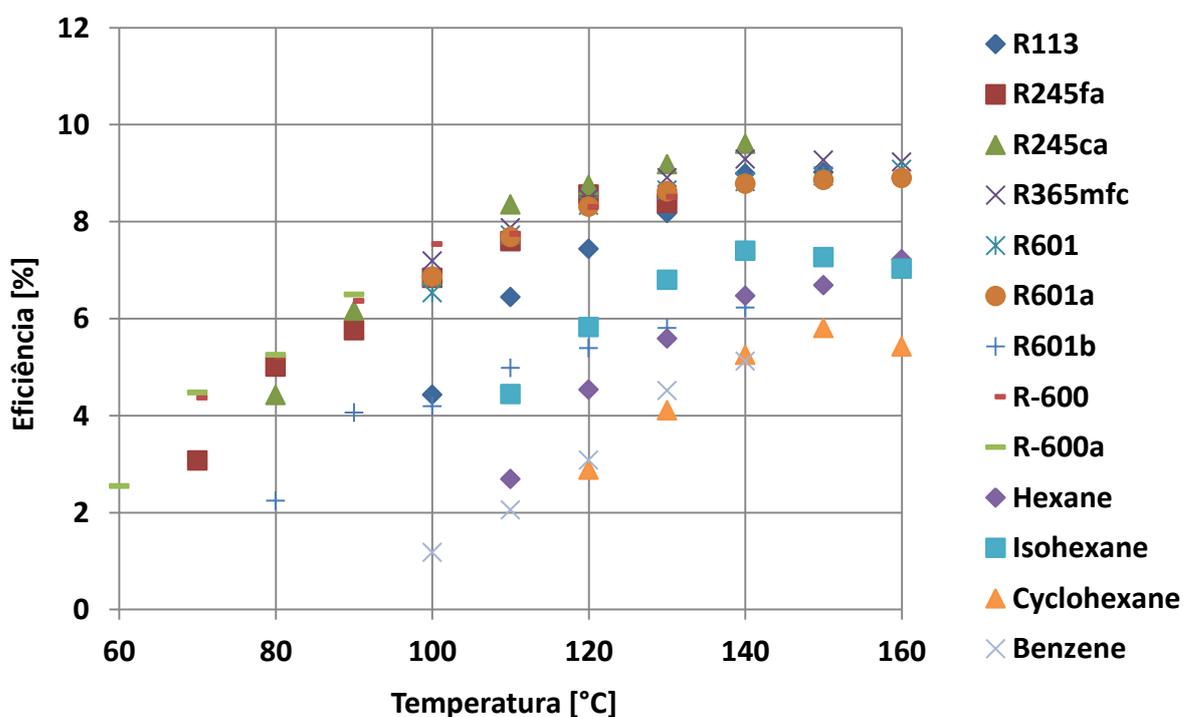


Figura 5.21. A eficiência em função da temperatura [°C] para uma radiação de 600 W/m².

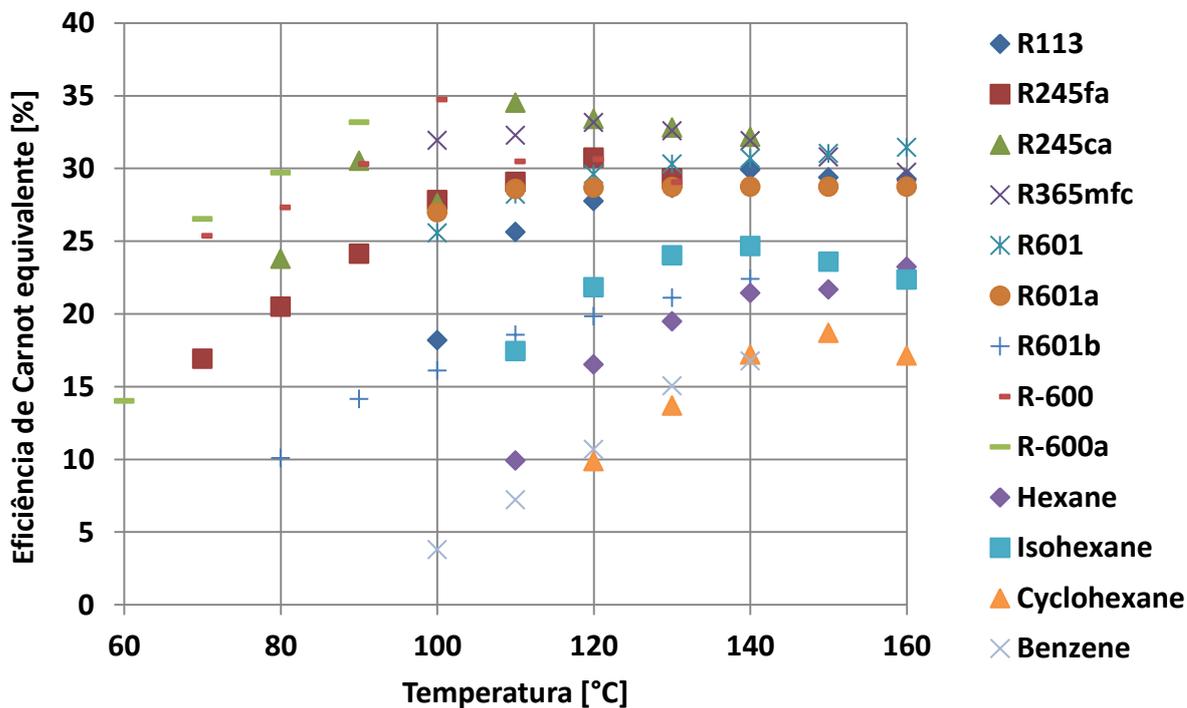


Figura 5.22. A eficiência de Carnot equivalente em função da temperatura [°C] para uma radiação de 600 W/m².

A eficiência (Figura 5.21) apresentou pequenas inflexões apontando pontos de eficiência ótima quando comparados com a análise feita pelo programa CROSD. Até mesmo a eficiência de Carnot equivalente (Figura 5.22) apresenta pequenas inflexões, as quais estão geralmente presentes entre as temperaturas de 100°C a 140°C, sendo essas superiores a 30%. Os fluidos que apresentam melhores desempenhos na análise no ponto de projeto continuam os mesmos para a análise de variação de radiação de projeto.

Na Figura 5.23 é apresentada a potência líquida gerada em função da temperatura de projeto para uma radiação de 600 W/m². Em geral se mantém estável entre 5 e 6 kW; todavia o comportamento para cada fluido é potencialmente diferente. Além disso, o programa CROSe possui uma lógica de controle; a qual pode controlar a vazão da bomba e a entrada de radiação solar, o que permite indiretamente afeta a potência produzida. Com a variação de potência produzida é possível obter custos específicos do equipamento por Watt produzido (Figura 5.24).

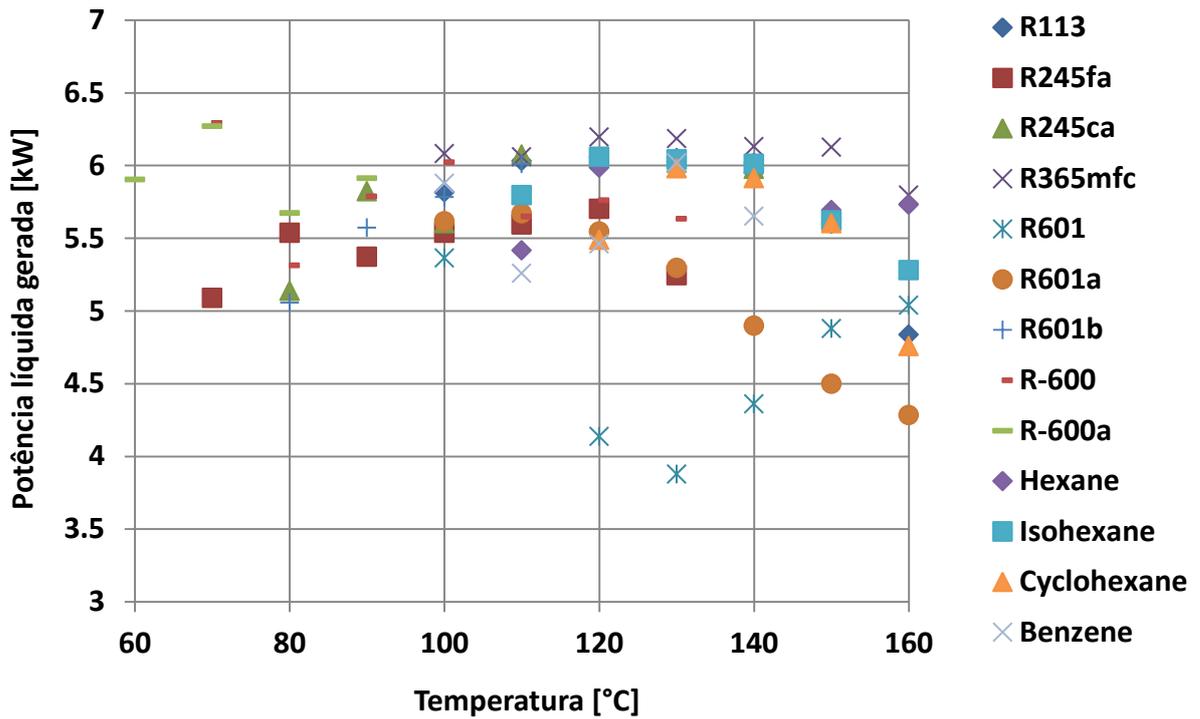


Figura 5.23. Potência líquida gerada [kW] para uma radiação de 600 W/m².

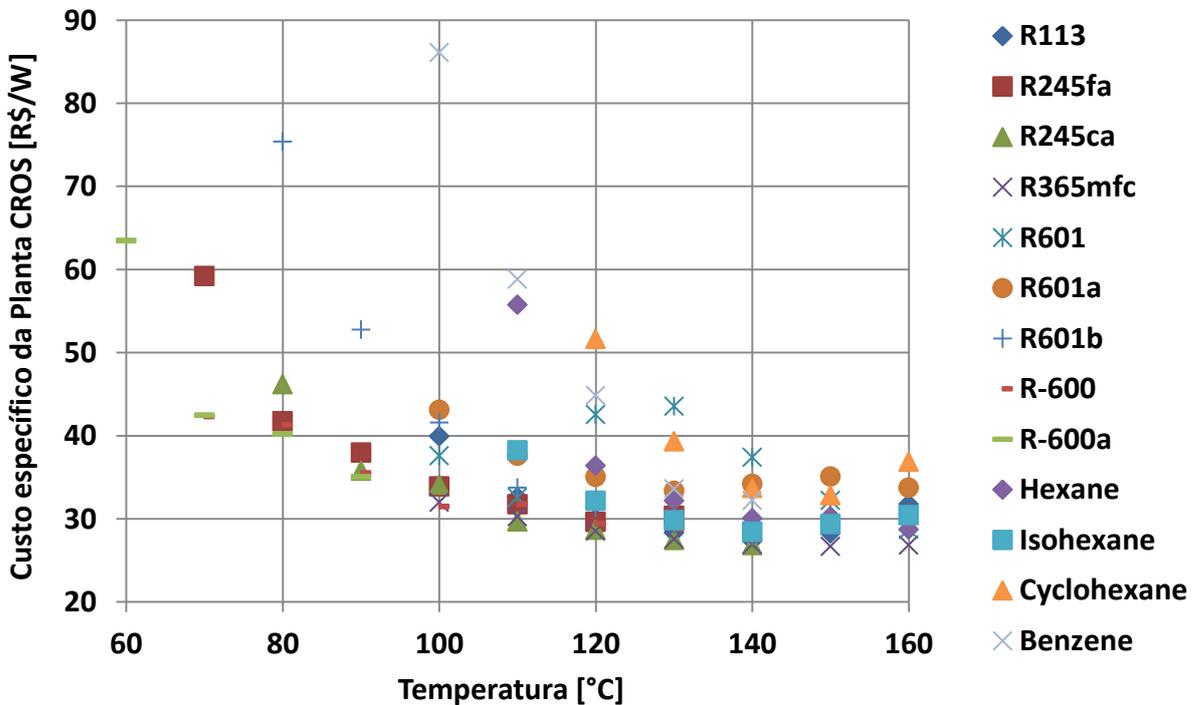


Figura 5.24. Custo específico [R\$/W] para uma radiação de 600 W/m².

A Figura 5.24, demonstra que a máquina de menor custo específico em função da potência esta entre uma temperatura de 130 a 150°C. Sendo assim, como apresentado para o

programa CROSD, também é possível evidenciar os melhores fluidos de trabalho em função da temperatura de operação do sistema variação da radiação solar (Figura 5.25). Analogamente, onde o maior valor, um, (verde escuro) indica a convergência dos melhores critérios para tal ponto de projeto, ao passo que quanto mais próximo à zero (branco) é pior.

Temp.	R113	R245fa	R245ca	R365mfc	R601	R601a	R601b	R-600	R-600a	Hexane	Isohexane	Cyclohexane	Benzene
60	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,00
70	0,00	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,68	0,72	0,00	0,00	0,00	0,00
80	0,00	0,52	0,43	0,00	0,00	0,00	0,03	0,54	0,52	0,00	0,00	0,00	0,00
90	0,00	0,55	0,51	0,00	0,00	0,00	0,08	0,53	0,62	0,00	0,00	0,00	0,00
100	0,10	0,50	0,41	0,53	0,38	0,37	0,09	0,54	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
110	0,33	0,61	0,67	0,64	0,55	0,50	0,17	0,58	0,00	0,02	0,09	0,00	0,01
120	0,45	0,64	0,73	0,59	0,58	0,49	0,20	0,61	0,00	0,07	0,17	0,01	0,02
130	0,51	0,59	0,76	0,61	0,55	0,52	0,24	0,49	0,00	0,13	0,24	0,04	0,07
140	0,64	0,00	0,79	0,69	0,61	0,56	0,31	0,00	0,00	0,20	0,31	0,11	0,11
150	0,61	0,00	0,00	0,71	0,66	0,60	0,00	0,00	0,00	0,22	0,31	0,16	0,00
160	0,49	0,00	0,00	0,57	0,68	0,61	0,00	0,00	0,00	0,25	0,26	0,13	0,00
170	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Figura 5.25. Pontuação dos fluidos de trabalho em função dos indicadores de desempenho.

5.3. O Sistema CROS

Após a comparação, realizada em etapas, é possível perceber que os fluidos de melhor desempenho para o ponto de projeto não necessariamente serão os fluidos de melhor desempenho variando a radiação solar. Por isso na Tabela 5.1 tem-se um ranking de fluido pela temperatura de operação de melhor desempenho entre os programas, comparando os três melhores fluidos. A fim de tornar uma análise mais visual, a cor preta indica que não houve mudança nos fluidos e tão pouco no ranking, cor azul indica mudança na posição do ranking e a cor vermelha indica entrada de outro fluido no ranking.

Tabela 5.1. Ranking de desempenho dos fluidos.

Temp.	CROSD			CROSe		
	1°	2°	3°	1°	2°	3°
60	R-600a	R-600a	R-600a	R-600a	R-600a	R-600a
70	R-600a	R-600	R-245fa	R-600a	R-600	R-245fa
80	R-600	R-600a	R-245fa	R-600	R-600a	R-245fa
90	R-245fa	R-600	R-600a	R-600a	R-245fa	R-600
100	R-245fa	R-245ca	R-600	R-600	R-365mfc	R-245fa
110	R-245fa	R-245ca	R-600	R-245ca	R-365mfc	R-245fa
120	R-245fa	R-601	R-245ca	R-245ca	R-245fa	R-365mfc
130	R-245ca	R-245fa	R-600	R-245ca	R-365mfc	R-245fa
140	R-601	R-245ca	R-601a	R-245ca	R-365mfc	R-113
150	R-601a	R-601	R-113	R-365mfc	R-601	R-113
160	R-601	R-601a	R-113	R-601	R-601a	R-365mfc

Após análise da Tabela 5.1 e das pontuações das Figuras 5.11 e 5.25 constata-se que a melhor escolha, para as condições de Itajubá seria adotar o fluido R-245ca operando a 140 °C, no entanto para selecionar a radiação de projeto é necessário analisar individualmente o fluido. Aplicando a lógica *fuzzy* e mantendo os mesmos indicadores de desempenho do CROSe, mas utilizando somente os dados de um único fluido para diversas radiações é possível obter a melhor radiação de projeto, exemplificado na Figura 5.26, sendo esse valor de 500 W/m².

Temp.	R245ca						
	300	400	500	600	700	800	900
80	0,12	0,10	0,08	0,07	0,07	0,11	0,14
90	0,20	0,20	0,17	0,20	0,22	0,20	0,20
100	0,31	0,27	0,25	0,26	0,25	0,31	0,27
110	0,41	0,52	0,47	0,54	0,54	0,50	0,63
120	0,74	0,68	0,66	0,62	0,63	0,84	0,68
130	0,80	0,84	0,84	0,81	0,72	0,88	0,81
140	0,90	0,93	0,95	0,92	0,82	0,74	0,68

Figura 5.26. Pontuação do R-245ca em função dos critérios de avaliação.

Todavia, o sistema CROS adquirido pela UNIFEI é desenvolvido para operar como o fluido de trabalho R-245fa (R365mfc e família R601), não sendo testada ainda com o fluido R-245ca. Dessa maneira, as análises a seguir utilizam o fluido R-245fa operando a 130°C adotando uma radiação de projeto de 500 W/m², justificada pela Figura 5.27.

	R245fa						
Temp.	300	400	500	600	700	800	900
70	0,05	0,04	0,03	0,02	0,03	0,05	0,06
80	0,13	0,12	0,13	0,11	0,12	0,18	0,25
90	0,21	0,22	0,28	0,24	0,28	0,32	0,36
100	0,32	0,37	0,42	0,38	0,52	0,54	0,48
110	0,47	0,48	0,58	0,54	0,73	0,74	0,65
120	0,67	0,64	0,83	0,85	0,87	0,79	0,73
130	0,76	0,86	0,96	0,86	0,84	0,75	0,67

Figura 5.27. Pontuação do R-245fa em função dos critérios de avaliação.

5.3.1. Operação Anual

Para a média anual, o ponto de projeto de melhor desempenho é de 500 W/m²; mas o fato não representa sua operação durante a totalidade do ano. O clima temperado, subtropical úmido de altitude, apresenta quatro estações bem definidas: um verão relativamente quente, com grande incidência de chuvas, um outono com temperaturas gradativamente mais baixas com o passar dos dias, um inverno frio, e uma primavera, com temperaturas gradativamente mais altas com o passar dos dias. Dessa maneira conduziu-se uma análise anual utilizando o programa CROSe. Na Figura 5.28 estão expostos três dados; eficiências de primeira e Carnot equivalente e a potência, todos representam a média diária durante o ano, lembrando que o ano usado como referencia para a coleta possui falhas em janeiro, julho e dezembro, apresentando somente 311 dias.

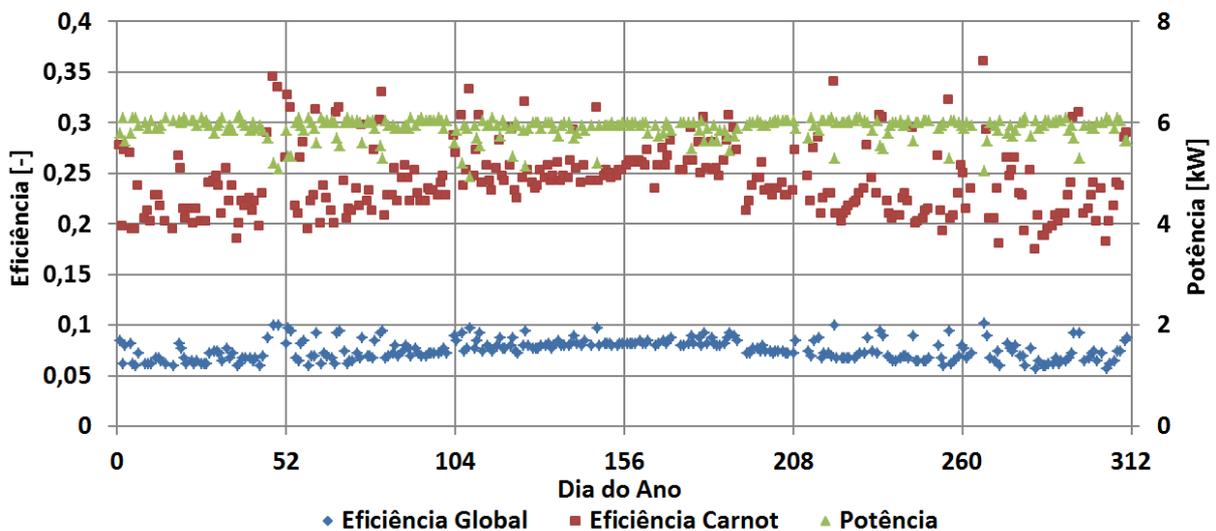


Figura 5.28. Comportamento característico durante um ano de operação – média diária.

Pela Figura 5.28 é possível visualizar, que durante o inverno a eficiência é mais alta, isso devido a maior permanência do sistema operando próximo ao seu ponto de projeto. O recíproco acontece durante o período de verão, onde a eficiência é mais baixa devido à alta amplitude da radiação solar comparada com a radiação nominal de projeto. Fato tal poderia ser aperfeiçoado com o uso de acumuladores térmicos, tal como abordado previamente. Mesmo assim, devido ao controle do sistema, a geração de energia é sempre constante durante seu tempo de operação, que é variável em função da duração do dia. Na Figura 5.29 é apresentado o tempo de partida, operação, permanência de suspensão (desligado) e a eficiência global do equipamento (OEE).

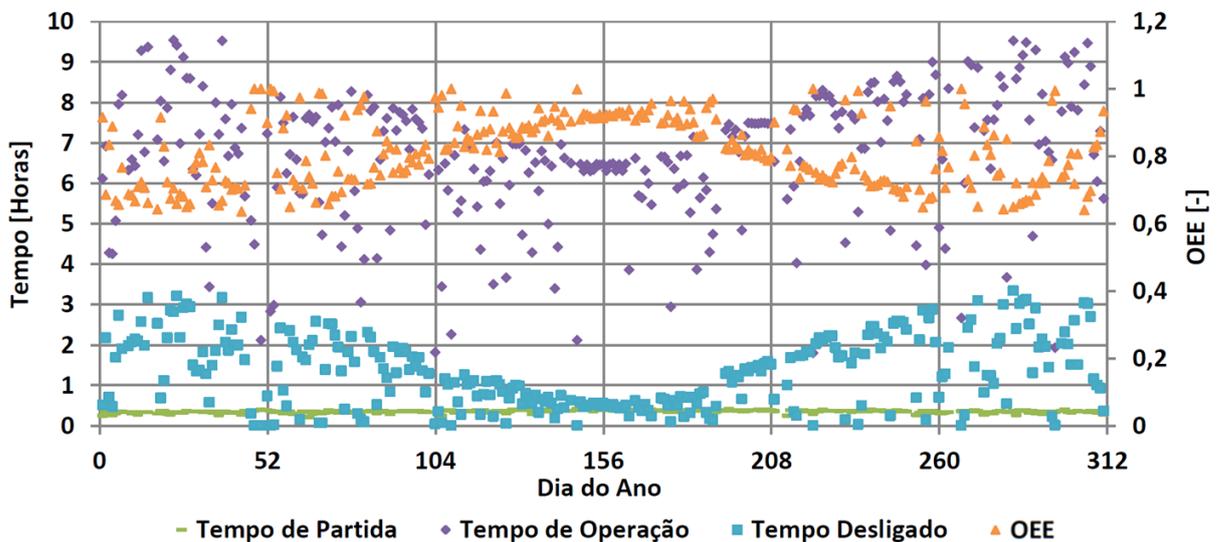


Figura 5.29. Comportamento do tempo durante um ano de operação – média diária.

A Figura 5.29, apresenta para o tempo de partida uma baixa variação, sendo inferior a 25 minutos. O tempo de operação possui uma alta variação devido às condições meteorológicas, mas é possível perceber um comportamento senoidal. O fato ocorre devido às estações do ano, as quais variam da duração do dia durante o ano, dias mais curtos no inverno e mais longos durante o verão.

Para as condições meteorológicas de 2011 em Itajubá, existiram dias onde a disponibilidade de radiação foi capaz de gerar energia variando de 2 horas a até quase 10 horas. O tempo desligado possui o mesmo comportamento que o antecessor, mas não varia bruscamente, ficando dentro de uma escala inferior a 4 horas de suspensão, sendo seu valor mais alto durante o período de verão, devido à amplitude de radiação versus a radiação nominal de projeto.

Por sua vez a eficiência global do equipamento, por ser uma razão entre o tempo real em que o sistema opera, pelo tempo total de operação, possui um comportamento inverso aos dados apresentados anteriormente. O sistema varia de uma taxa mínima de 60% a até 100% do rendimento total. É notável a queda do OEE durante o verão, devido há uma maior incidência de radiação solar, tal fato pode ser modificado com o uso de um sistema de acumulação térmica, o OEE poderia ser superior a 100% durante o ano, o qual permitiria o uso do sistema mesmo sem a presença do sol, o mesmo vale para o uso de um sistema híbrido; no caso a avaliação do sistema deverá ser outra.

Com o uso dos dados das Figuras 5.28 e 5.29 é possível levantar os seguintes dados médios a respeito do sistema:

- Operacional por 284 dias do total de 311 (91,32%);
- Eficiência média de 7,43%;
- Potência média de 5,36 kW;
- Tempo de funcionamento médio de 6,08 horas por dia;
- Fator de uso médio anual de 27,74%;
- Fator de uso em função das horas disponíveis de sol de 74,45%.

As informações são valiosas para uma futura análise econômica, além disso, há a possibilidade de trabalhar esses valores diretamente via MATLAB, a diferença está na possibilidade de obter o perfil instantâneo de funcionamento do sistema. A Figura 5.37 apresenta em um gráfico de três dimensões com o comportamento da eficiência durante os dias do ano, sendo sua resolução uma média dos dados a cada cinco minutos, os quais seus eixos são os respectivos:

- Dia [eixo x] – 311 dias, (existem falhas nas coletas de dados em alguns dias dos meses de Janeiro, Julho e Dezembro).
- Hora [eixo y] – A partir das 6 horas da manhã até às 19 horas.
- Eficiência [eixo z] – Variando de 2% (Azul) até 18% (Vermelho).

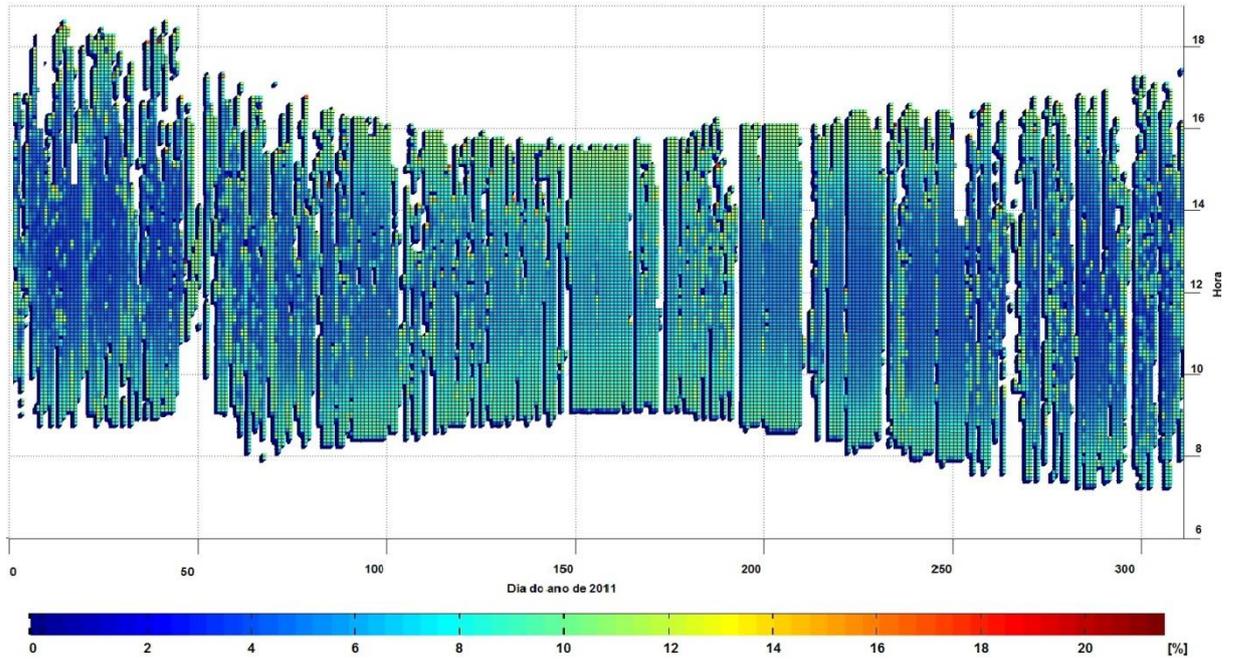


Figura 5.30. Comportamento da eficiência durante um ano de operação.

Por meio da Figura 5.30 é possível verificar que diferentemente dos valores de média, os quais estão na faixa de 5% a 10%, o sistema real varia de 2% á até 18%. Isto pode representar um desvio de até 55%. Possível também identificar que o sistema possui uma eficiência e uma estabilidade maior durante a época de inverno devido ao dimensionamento do sistema ser feito para 500 W/m^2 e a baixa incidência de nuvens no período.

A geração de potência é um fator que pode variar a cada instante de funcionamento do sistema, o que não é representado adequadamente pela média. Na Figura 5.31 é apresentado um gráfico em três dimensões do mesmo gênero que o da Figura 5.30, somente o eixo Z que se modifica para a potência. O mesmo varia de $-0,7 \text{ kW}$ (Azul) até $6,5 \text{ kW}$ (Vermelho).

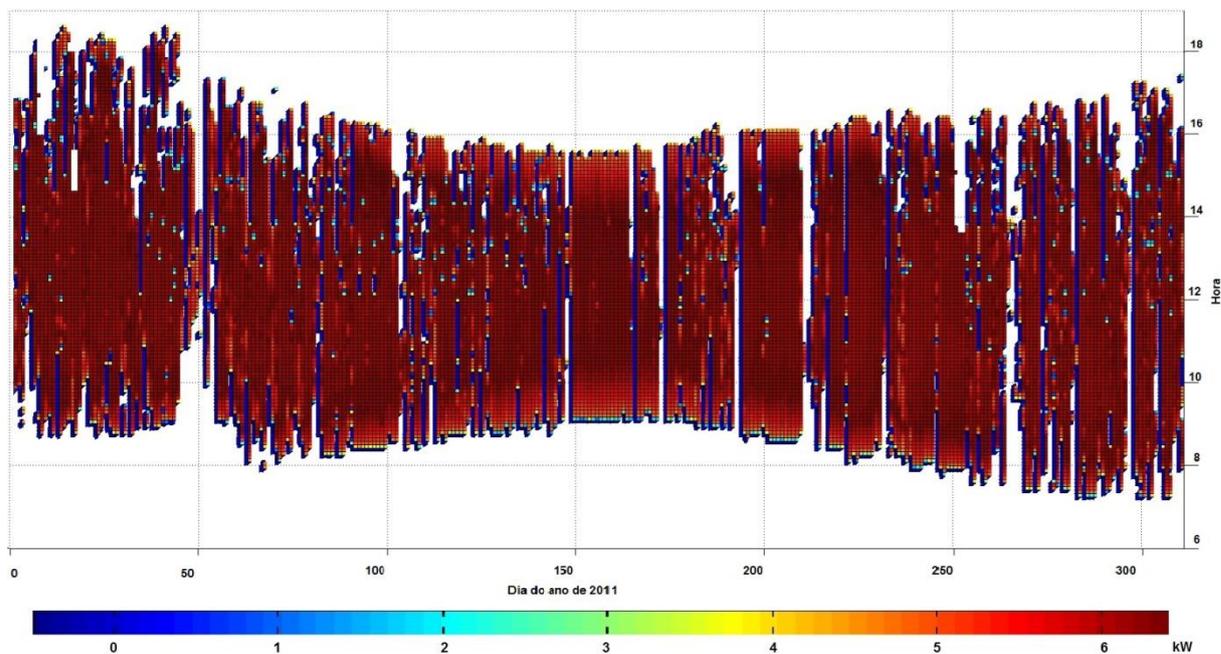


Figura 5.31. Comportamento da potência durante um ano de operação.

A Figura 5.38, mostra que a geração de energia é praticamente constante durante o dia. Sendo que sua variação na potência é visível durante o procedimento de inicialização do sistema e quando há uma queda no fornecimento de energia solar durante o dia. Quando o sistema interrompe a produção é possível notar a queda na produção de energia ocorrida na máquina.

5.3.2. Custo de Geração

Em sua maioria, os equipamentos renováveis não são “ligar e usar” e não são mais baratos que um sistema que usa derivados do petróleo como fonte primária. Equipamentos de pequena potência de geração têm sido utilizados para atender comunidades isoladas; quando os locais o acesso é restrito ou simplesmente inacessível durante certas épocas do ano, dificultando assim a chegada de derivados do petróleo ou possuindo um alto valor agregado, nesse caso, o uso de fonte renovável acaba sendo mais “prática”.

O fato é que sistemas solares, como o CROS, permite a integração (em um mesmo equipamento) de outras fontes; em especial à biomassa (as quais geralmente se encontram em uma alta disponibilidade nessas regiões), elevando o seu fator de uso a níveis compatíveis à de motores Diesel. Diferentemente do sistema fotovoltaico onde é necessário o uso de baterias, que em geral, possuem vida útil de dois anos, e não permite o uso integrado de outras

fontes, o que cria a necessidade de se ter outro equipamento e assim, custos adicionais. O sistema CROS, nada mais é que um Ciclo Rankine modificado, sua robustez comprovada durante séculos remete a um uso seguro e confiável. Seu grande diferencial, versus o sistema fotovoltaico, está nos coletores solares, os quais permitem serem fabricados no local com mão de obra pouco qualificada. Além disso, o sistema CROS pode funcionar de maneira híbrida, o que funcionaria como um “economizador” para o sistema de biomassa.

É possível ter instalações de 1MWel (ORC movido a biomassa), vendendo energia à 0,14 €/kWh, o que convertendo em real seria cerca de 0,441 R\$/kWh (adotando 1€ à R\$ 3,15 – novembro de 2013) com um “Payback time” de 8 anos (TURBODEN, 2013). Ao se tratar de um equipamento menor seus custos são ampliados devido a sua manufatura mais precisa e taxas de importação específica elevada. Há pouca disponibilidade de fabricantes especializados em baixa potência o que só agrava o problema. Considerando a importação de um equipamento tipo CROS e CROS Híbrido para o Brasil, esse tipo de maquinário passa por uma série de barreiras alfandegárias. Na tabela 5.3 tem-se o custo completo de um sistema desde sua compra, importação, infraestrutura e instalação (ALVES et al, 2012b).

Tabela 5.2. Custo total de instalação de um sistema CROS (adaptado de ALVES et al, 2012b).

	Descrição	CROS	CROS Híbrido
Sistema	Módulo CROS	R\$ 168.959,16	R\$ 168.959,16
	Caldeira para biomassa (valor estimado)	-	R\$ 43.322,86
Importação	Importação dos equipamentos	R\$ 67.583,66	R\$ 84.912,81
	Transporte marítimo	R\$ 5.000,00	R\$ 5.000,00
	Seguro	R\$ 8.447,96	R\$ 10.614,10
	Serviço de importação	R\$ 4.000,00	R\$ 4.000,00
Projeto	Projeto básico	R\$ 5.415,36	R\$ 5.415,36
	Projeto executivo e obras civis	R\$ 60.357,03	R\$ 60.357,03
	Registros e licenças ambientais	R\$ 24.106,03	R\$ 24.106,03
Instalação	Conexão com a rede	R\$ 51.445,90	R\$ 51.445,90
	Instalação e montagem dos equipamentos	R\$ 67.421,20	R\$ 67.421,20
Custo de investimento Total		R\$ 462.736,30	R\$ 525.554,45

Resultando cerca de R\$ 86.331,40/kW instalado para a planta CROS e R\$ 98.051,20/kW para a planta CROS híbrido, sem contar que o sistema necessita de uma manutenção anual, será adotado mais um custo de 1% referente ao valor do investimento total, ou seja, cerca de R\$ 5 mil reais para tal.

Em ordem de investimento, R\$ 1.780,00/kW é o custo de instalação (licitação inicial) de Belo Monte (usina hidroelétrica no rio Xingu, no Pará), sendo que seu custo de venda de energia elétrica (incluindo a transmissão) é inferior a 0,08 R\$/kWh (EPE, 2012). A fim de realizar uma análise econômica, para assim, obter os custos da energia de cada sistema, com o objetivo de comparar outros métodos de conversão, serão adotados os seguintes critérios em comum:

- Vida útil do equipamento de 15 anos;
- Compra do equipamento sem empréstimo;
- Retorno zero (mínimo);
- OEE reflete ao uso anual;
- Custo da manutenção é anual de 1% do custo de investimento total.

Desta forma é possível obter o custo mínimo de venda de energia (sem lucro ou imposto). As tecnologias a serem analisadas são: a fotovoltaica (FV), com e sem o uso de bateria, motor de combustão interna (Diesel) e micro turbina a gás (mTG). Na Tabela 5.4 é possível encontrar os valores utilizados para os cálculos de cada tecnologia a ser analisada (ALVES et al, 2012a).

Tabela 5.3. Características dos métodos de conversão utilizados⁴.

	FV	FV + Bateria	Diesel	mTG
Custo	R\$ 37.770,00	R\$ 37.770,00	R\$ 3.000,00	R\$ 40.000,00
Custo de periféricos	-	R\$ 42.672,00	-	R\$ 10.000,00
Potência nominal	6,6 kWp	6,6 kWp	5 kW	5 kW
Consumo de combustível	-	-	1,6 litros/hora	1 m ³ /hora
Custo do combustível	-	-	R\$ 3,00 /litro	R\$ 2,00 /m ³
Disponibilidade no mercado	Sim	Sim	Sim	Parcial

Para o sistema fotovoltaico com bateria, há oito kits de baterias para operar o sistema, as quais precisam ser trocadas a cada 2 anos. Para a micro turbina a gás o custo adicional se refere ao abrigo para a sua instalação. Para o sistema tipo CROS só há o custo de investimento, já para o sistema híbrido há o custo da biomassa a ser acrescido. Em geral devido à alta disponibilidade de biomassa em regiões isoladas, como no norte do país, o seu custo pode tender a zero, desde que a demanda seja compatível. Chega-se assim, a dois

⁴ Valores obtidos através motor de busca de compras: <http://www.alibaba.com/>

cenários: um deles remete a atualidade, o qual há a necessidade de importar a tecnologia e o outro a uma previsão futura das tecnologias (5 ou mais anos), uma vez que apresentarem desenvolvimento a nível nacional. Os cenários podem ser conferidos respectivamente nas Tabelas 5.5 e 5.6.

Tabela 5.4. Cenário atual dos métodos de conversão.

Cenário Atual	CROS	CROS Híbrido	FV	FV + Bateria	Diesel
OEE	28%	>85%	33%	>33%*	>85%
Custo específico do kW instalado	R\$ 86.331,40	R\$ 98.051,20	R\$ 7.046,64	R\$ 15.007,84	R\$ 559,70
Participação do custo de combustível na energia	-	0%	-	-	99,01%
Custo por kWh gerado	R\$ 2,73	R\$ 1,01	R\$ 0,19	R\$ 2,90	R\$ 0,92

Tabela 5.5. Cenário futuro dos métodos de conversão.

Cenário Futuro	CROS	CROS Híbrido	mTG
OEE	28%	85%	85%
Custo específico do kW instalado	R\$ 31.522,23	R\$ 39.604,85	R\$ 9.328,36
Participação do custo de combustível na energia	-	0%	76,98%
Custo por kWh gerado	R\$ 1,00	R\$ 0,41	R\$ 0,62

Por meio do cenário atual (Tabela 5.5) é possível confirmar que o custo de um sistema CROS híbrido (solar com complemento de biomassa) é mais econômico que um sistema fotovoltaico usando baterias, o mesmo que é usado atualmente nas regiões isoladas. Mesmo assim com o custo atual, prejudicado devido à falta de um desenvolvimento nacional, reflete a um alto custo tornando a tecnologia inviável quando comparada a um motor de combustão interna (Diesel). Em um cenário futuro (Tabela 5.6), é possível esperar uma redução superior a 60% no custo do sistema tipo CROS (OROSZ, 2009), isso devido à propagação do desenvolvimento e produção em larga escala. Quando isso ocorrer e considerando que os preços de combustíveis continuem subindo, o uso dos sistemas CROS híbrido, para regiões isoladas, será a solução mais econômica e mais sustentável que o uso de motores de combustão interna (Diesel). O sistema CROS, usando unicamente energia solar para condições climáticas semelhantes à de Itajubá não é viável. A mudança para localidades com maior grau de insolação, como o nordeste do país, pode representar uma redução enorme no custo específico da máquina, além da possibilidade de operar a uma eficiência mais alta e estável que o sistema demonstrado aqui.

6. Conclusões

O objetivo dessa dissertação é apresentar um sistema eficaz, capaz de:

- Reduzir emissão de poluentes;
- Descentralizar a geração de energia elétrica;
- Substituir os combustíveis fósseis;
- Mitigação das mudanças climáticas.

A inexistência de um sistema CROS operando em condições tropicais, leva ao desenvolvimento da modelagem computacional; engloba o seu dimensionamento, como também a análise previa do seu comportamento durante operação. Sendo assim, são examinados os efeitos dos parâmetros sobre o desempenho termodinâmico para o sistema CROS. A otimizações dos parâmetros dos sistemas ORC são realizados com 13 fluidos de trabalho diferentes, por meio de uma lógica *fuzzy*.

Os módulos ORC analisados possuem eficiências iniciando em 3,5% para 60 °C; até 15% quando operado a temperatura de 160 °C. Quando o módulo ORC é conectado aos coletores parabólicos, tornando assim o sistema CROS, a eficiência é reduzida, em até 40%.

O fato de o sistema depender de uma irradiação nominal afeta drasticamente o número de coletores solares em uso, resultando em um maior custo de instalação. O módulo de ORC só depende do fluido orgânico, da temperatura operação, e potência de uso, não sofrendo alterações em função da irradiação nominal, concluindo que os sistemas quando instalados em zonas de maior incidência de irradiação ter um custo de instalação específica mais baixa que remete a um custo de produção de energia mais competitivo. Também implica que estes resultados são válidos para diferentes fontes de calor, quando adotado o mesmo intervalo de temperatura de operação.

Devido ao uso de fluidos orgânicos o sistema fica atrelado ao seu desempenho térmico, tal comportamento sugere, portanto, a possibilidade de obter o melhor desempenho numa gama limitada de temperaturas entre os fluidos pré-selecionados. Dentro dos 13 fluidos

aqui abordados, o que mais se destacam: R245fa, R245ca, R365mfc, a família butano (R600 e R600a) e pentano (R601, R601a).

Através de parâmetros técnicos e econômicos, usando a lógica *Fuzzy* é possível definir o melhor ponto de projeto para a região de Itajubá:

- Radiação nominal de 500 W/m²;
- O uso do R245ca como fluido trabalho;
- Temperatura de operação máxima de 140 °C.

Análises anuais, sejam médias ou instantâneas, sugerem que há a possibilidade de otimizar o sistema CROS, no caso, o uso de um sistema de acumulação térmica. Apesar de tudo, o sistema CROS é inviável frente a outras tecnologias atuais – R\$ 1,01/kWh a até R\$ 2,71/kWh. Fato tal pode ser explicado pela presença somente de soluções internacionais o que acarreta um aumento no custo da tecnologia. Mesmo assim, é possível vislumbrar um cenário futuro no Brasil, aliado com praticas de incentivo o sistema possa ser praticado com valores mais baixos e assim tornando-os mais acessíveis que as opções tecnológicas atuais – R\$ 0,41/kWh a até R\$ 1,00/kWh – como sistemas fotovoltaicos (com baterias) – R\$ 2,90/kWh – e motores a combustão interna – R\$ 0,92/kWh.

6.1. Contribuições

As contribuições principais da dissertação envolvem os seguintes itens:

- Estudo climático da região de Itajubá;
 - Modelagem de carta solar em três dimensões;
 - Estudo de viabilidade de sistemas renováveis para a região;
- Desenvolvimento de modelos matemáticos avançados:
 - Programa de dimensionamento de sistemas CROS;
 - Programa de avaliação e previsão do desempenho de sistemas CROS;
- Nova metodologia de seleção de fluidos orgânicos para sistemas CROS;
- Análise do comportamento global e anual de um sistema térmico solar;
- Análise técnico-econômica do sistema CROS frente outras tecnologias;
- Início ao desenvolvimento do Laboratório Solar da UNIFEI (LABS).

6.2. Recomendações

Houve grande dificuldade na elaboração dessa dissertação, por ser a primeira no Brasil a tratar de um sistema ORC solar, apelidado de CROS. Com esse intuito, a dissertação poderá servir como base para futuros desenvolvimentos, os quais se destacam:

- Doutorado:
 - Estudo avançado de acumuladores térmicos e sistemas híbridos, desenvolvidos por meio de simulações e otimizações;
 - Análise dinâmica do sistema real, desenvolvida por meio de testes e validações em equipamentos reais;
- Mestrado:
 - Desenvolvimento de um modelo computacional para operar sistema em níveis de fluido orgânicos supercríticos;
 - Estudo de viabilidade para uso de sistemas CROS em cascata, o qual utiliza ciclos de alta e baixa temperaturas;
 - Aprofundamento dos estudos em sistemas híbridos – Solar/Biomassa;
 - Desenvolvimento de um modelo computacional usando sistema de recuperação e otimizando o sistema de aquecimento (particionado);
- Iniciação científica:
 - Estudo e modelagem dos coletores solares em função da variação da posição solar durante o dia/ano considerando somente 1 eixo de rastreamento;
 - Desenvolvimento de recuperador de calor para o ciclo CROS;
 - Modificação de variáveis de controle e sensibilidade para diversos fluidos;

Apêndice A – ORC Brasileiro

Durante a ditadura militar, teve início o programa Proálcool, até então isso não é uma novidade; a novidade está no desenvolvimento paralelo de outras tecnologias (não somente o motor de combustão interna veicular). Na década de 70 teve a necessidade de aumentar a infraestrutura de telecomunicações do país. O desenvolvimento de tal projeto ficou incumbido ao CTA, hoje conhecido como DCTA (Departamento de Ciência e Tecnologia Aeroespacial), localizado na cidade de São José dos Campos – SP. O Projeto tratava-se de uma base de telecomunicação avançada da Embratel, para localidades remotas.

O consumo energético dessa base provinha de um gerador movido a álcool. A grande diferença era seu acionador primário, o qual operava usando um ciclo ORC. Foram produzidos três máquinas diferentes, as quais usavam o mesmo fluido de trabalho, mas um embargo na compra do fluido orgânico (Dowtherm A) inviabilizou a continuação do projeto. O ciclo foi projetado para operar a contrapressão e condensar a uma temperatura de 50°C, obtendo uma temperatura máxima de ciclo de 260°C, sendo capaz de gerar (bruto) até 9 kW. Na Figura A-1 é possível ver a máquina completa e o seu estado deterioração (foto de 2011). Na Figura A-2 é possível ver o esquema completo da máquina.



Figura A-1. Sistema autônomo de geração de energia elétrica de 4kW.

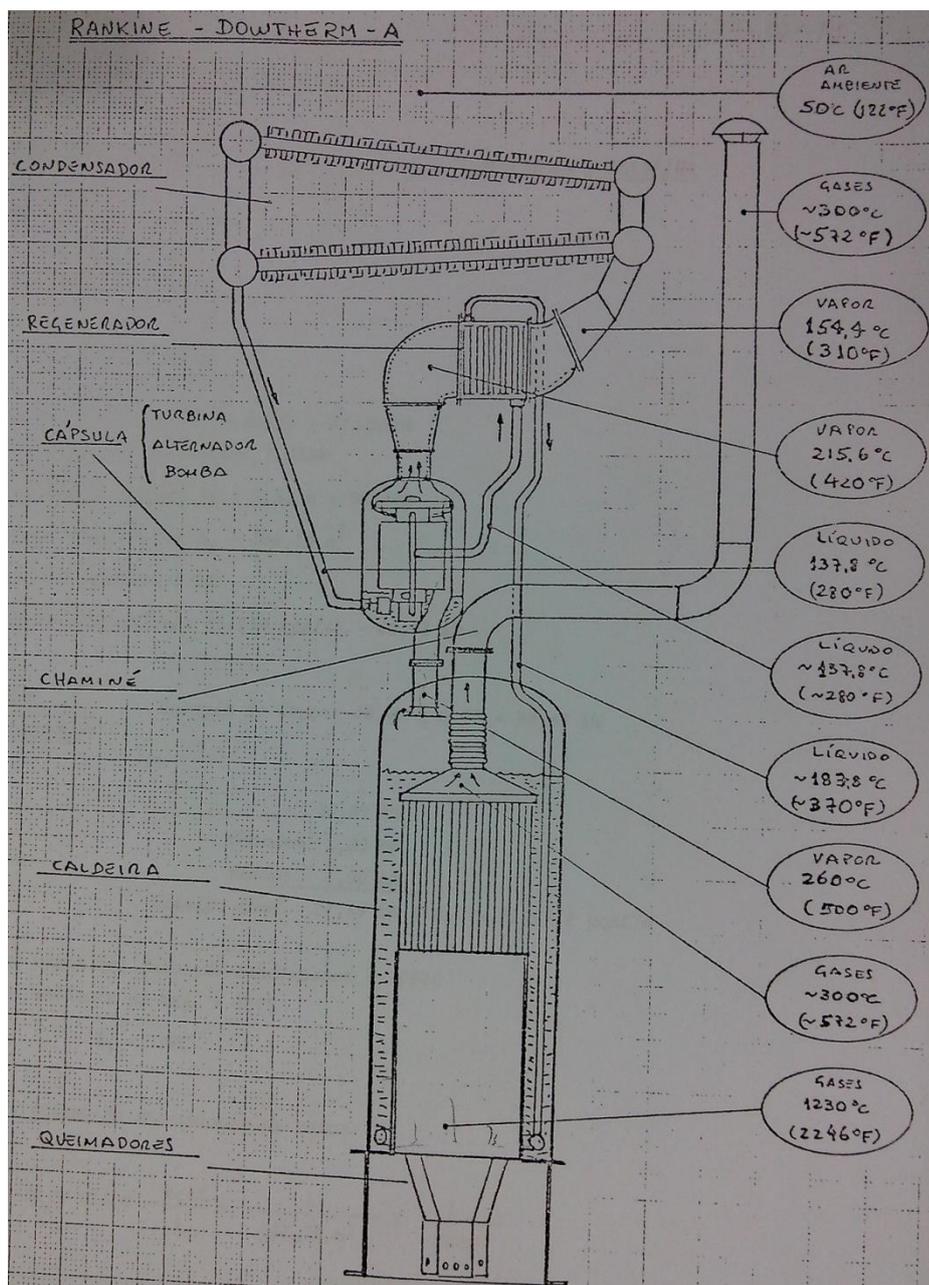


Figura A-2. Esquema de funcionamento do sistema ORC nacional.

A decisão de desenvolvimento ocorreu logo após um embargo Americano da importação de equipamentos ORMAT (chamados de *Remote Power Solutions*), tais equipamentos eram capazes de gerar de 400 W a até 4 kW; os mesmo usados por Bronicki (1972). Somente após uma demonstração da máquina de desenvolvimento nacional, as quais passaram por mais de 700 horas de funcionamento e mais de 200 inicializações para testes; foi possível a importação de duas máquinas para testes.

O projeto foi suspenso em 1982, restando somente uma máquina ORC movida a álcool (não operacional – Figura A-1), além disso, as duas máquinas importadas da ORMAT encontram-se na UNESP (Campus da FEG - Guaratinguetá) e na UNIFEI, ambas sem condição de uso. Na Figura A-3 há um foto da brochura original, com a máquina em questão, destacando como seria a sua aplicação.



Figura A-3. Brochura da base remota de 2 kW da ORMAT – Década de 70.

Apêndice B – Laboratório Solar da UNIFEI – LABS

As instalações atuais do NEST não comportam mais novos maquinários, o que leva a uma expansão. Sendo essa chamada de Laboratório Solar da UNIFEI – LABS. Sendo instalado no morro da agonia (dentro da UNIFEI), o local conta com uma área de 3200 m², mas em sua primeira fase, ocupará somente 600 m². Na Figura B-1 é exposto à vista aérea do campus, aonde é possível ver sua localização exata, marcada pelo retângulo vermelho.

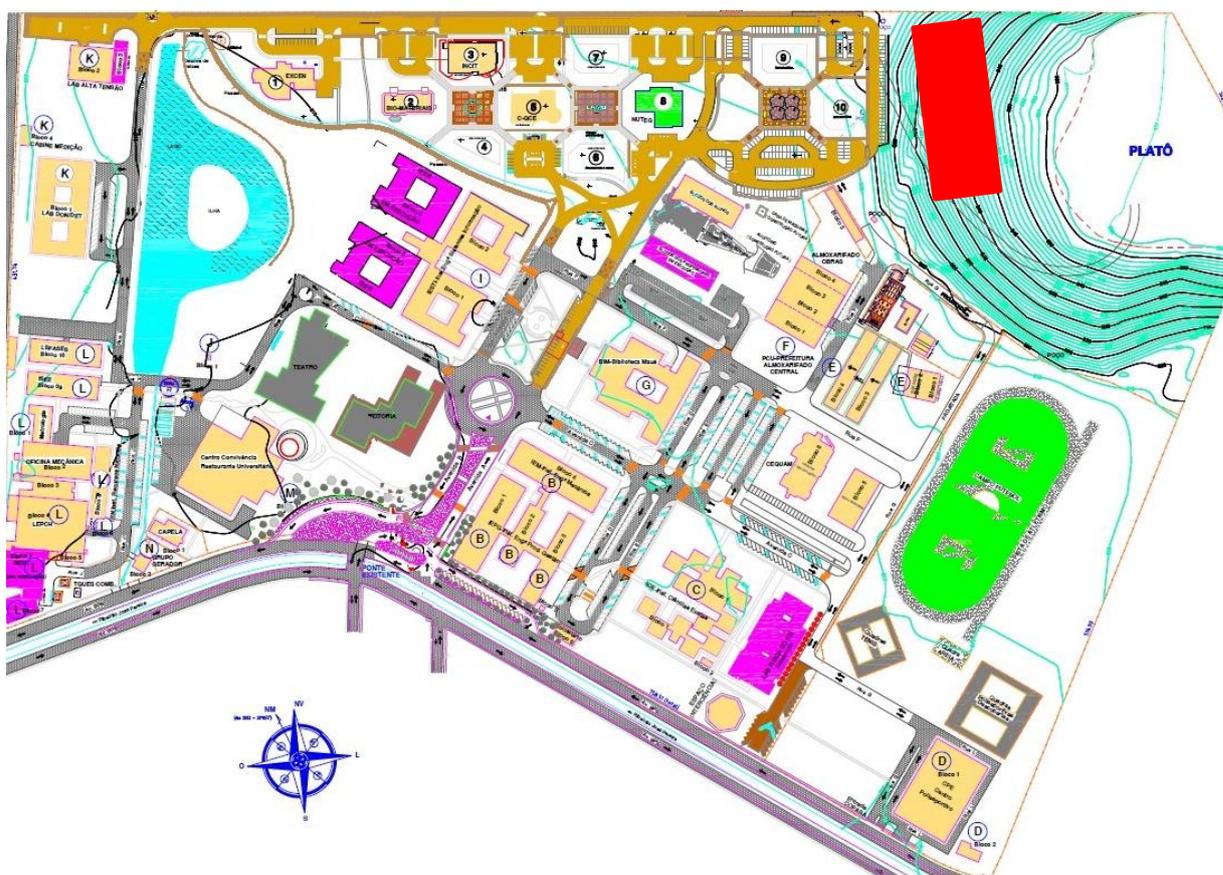


Figura B-1. Localização do LABS no campus UNIFEI.

O LABS abrigará primeiramente dois projetos, sendo estes instalados em etapas:

- Sistema Híbrido Solar/Biomassa (SHSB) – CPFL;
- Sistema de Refrigeração Solar – CEMIG;

Na primeira fase o projeto a ser instalado será o Sistema Híbrido Solar/Biomassa, o qual conta com dois *Dish Stirling*, um sistema CROS, um gaseificador e um *Stirling* rotativo movido à biomassa. Na Figura B-2 e B-3, é possível ver os modelos dos coletores solares e o

sistema *dish Stirling* a serem instalados respectivamente. Na Figura B-3 é possível ver um modelo em 3D, das futuras instalações do LABS; sendo a previsão de entrega da primeira fase será até o final do ano de 2014.



Figura B-2. Coletor Solar, planta CROS.

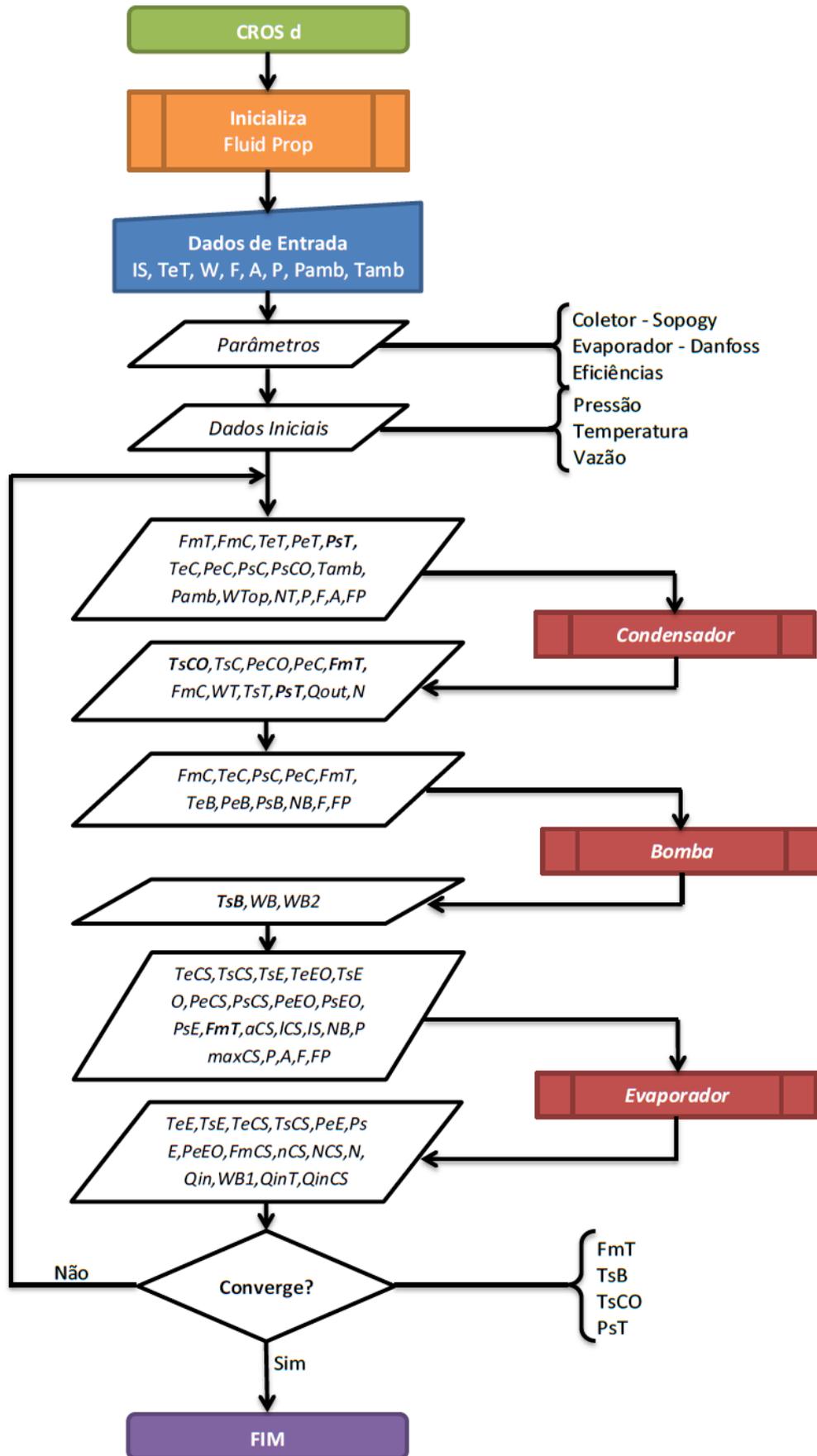


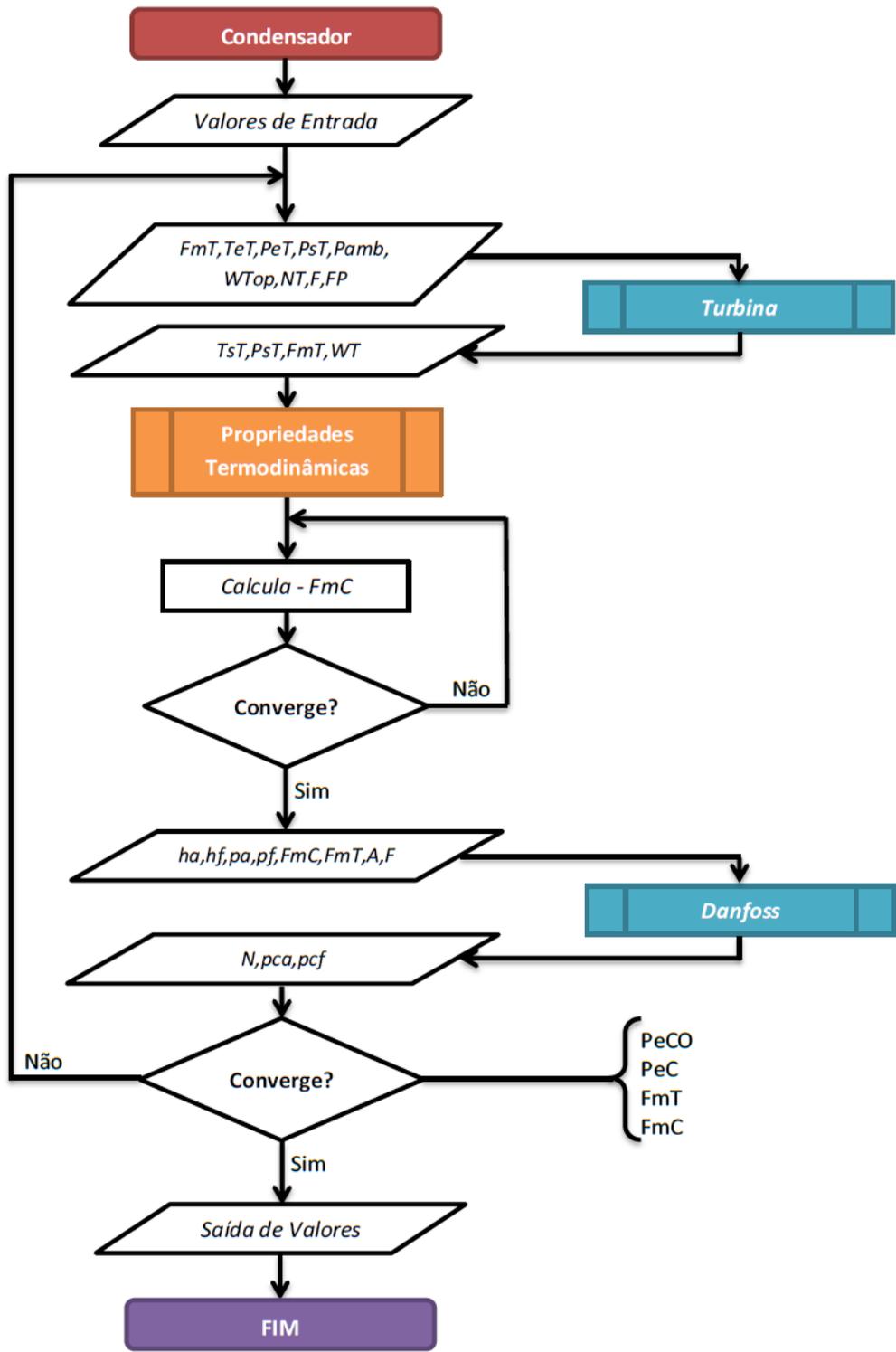
Figura B-3. Stirling Dish.

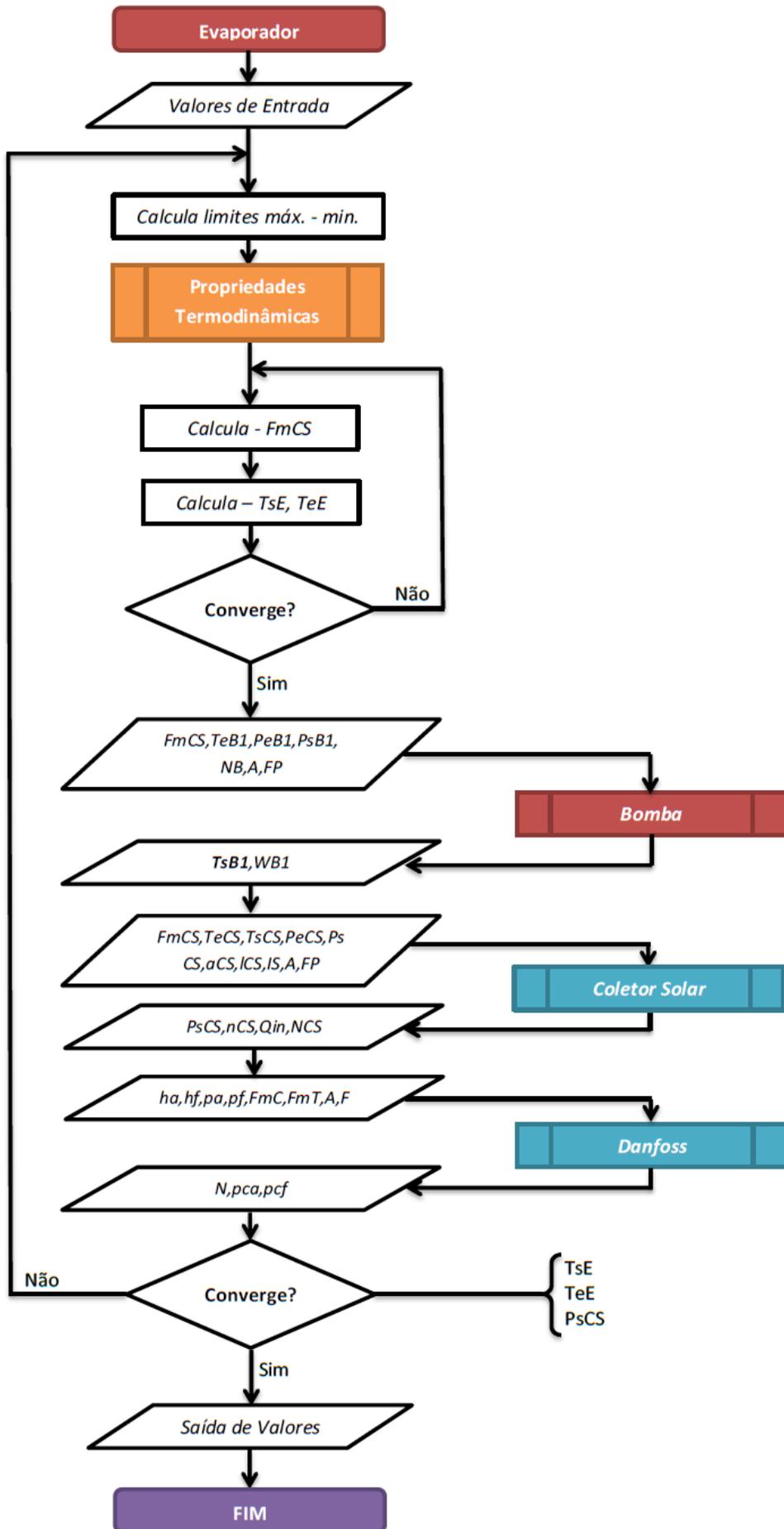


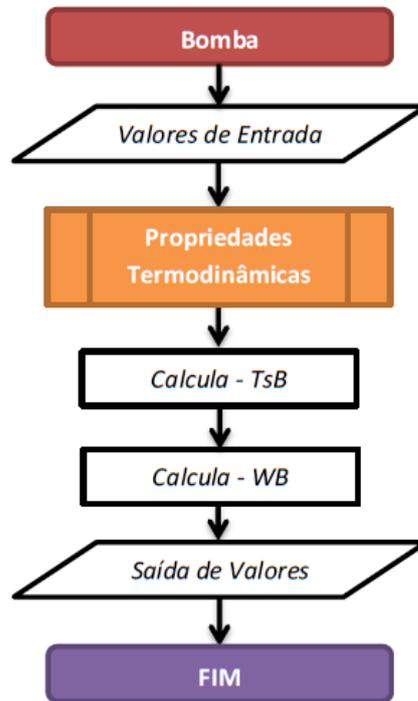
Figura B-4. Modelo em 3D das futuras instalações do LABS.

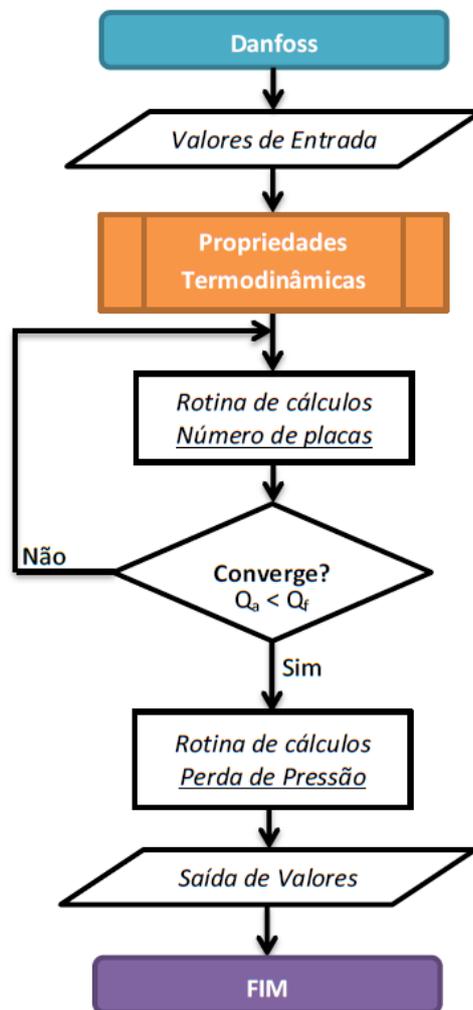
Apêndice C – Fluxograma CROSD

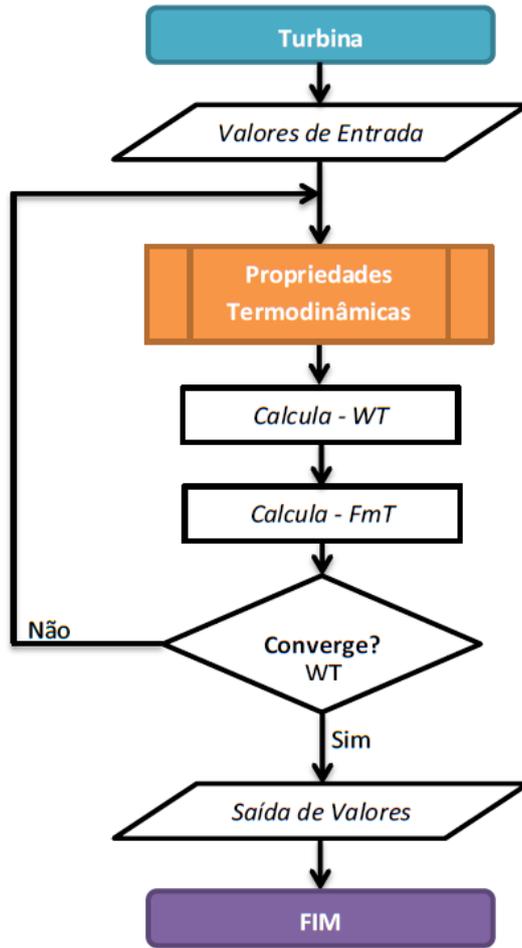


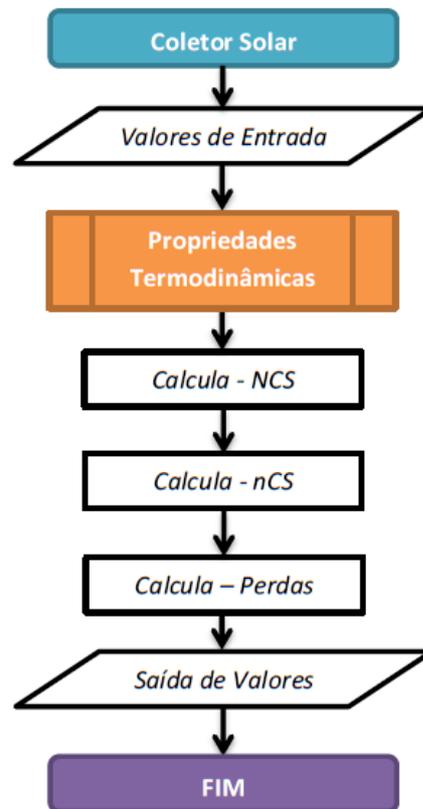




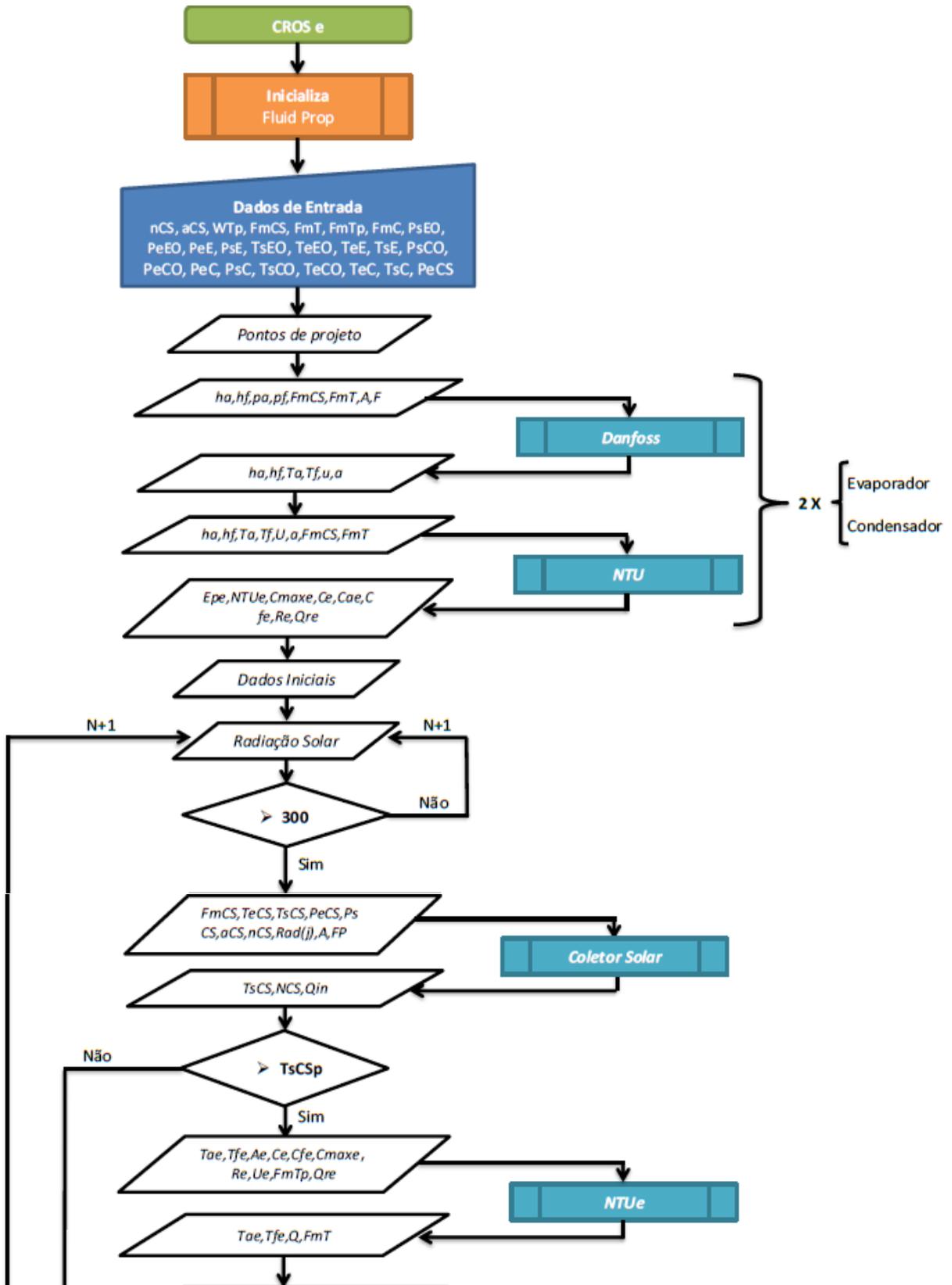






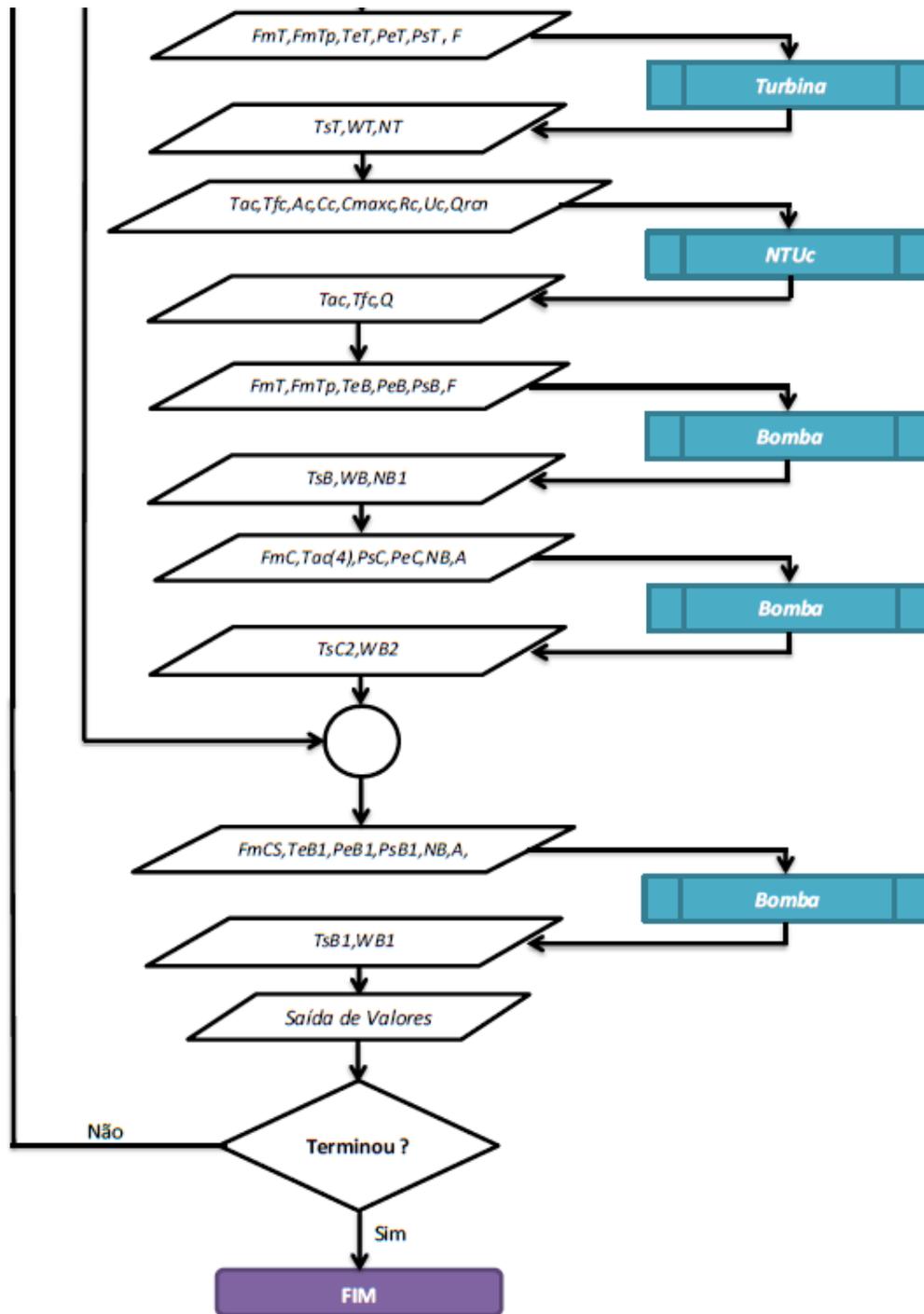


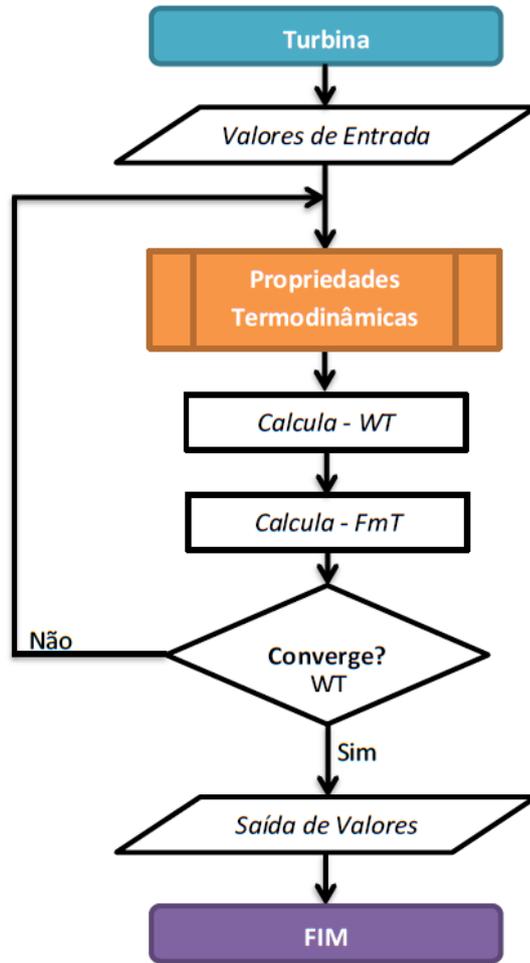
Apêndice D – Fluxograma CROSe

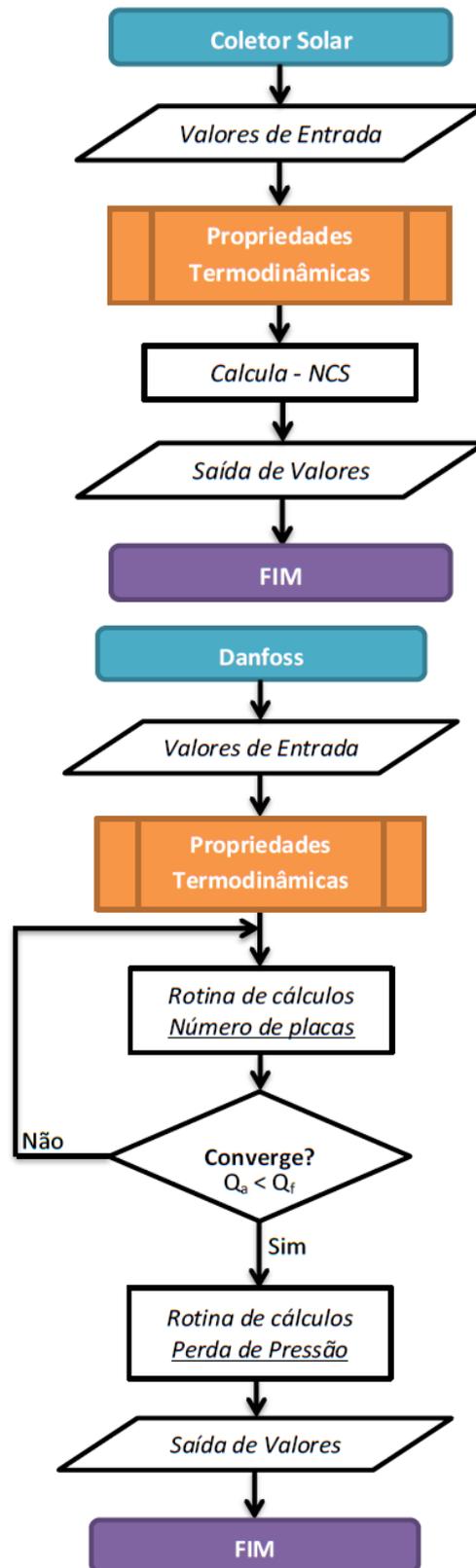


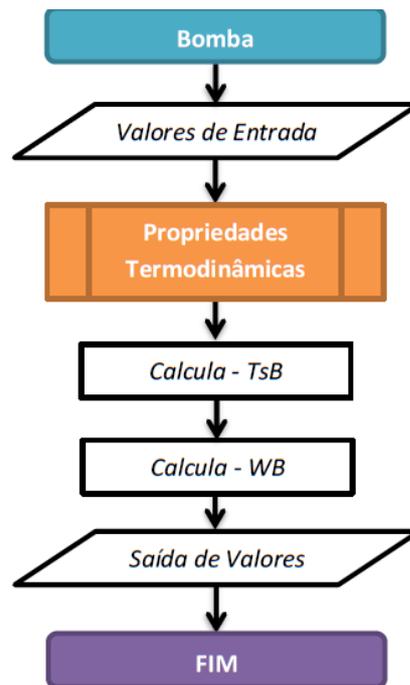
Continua!

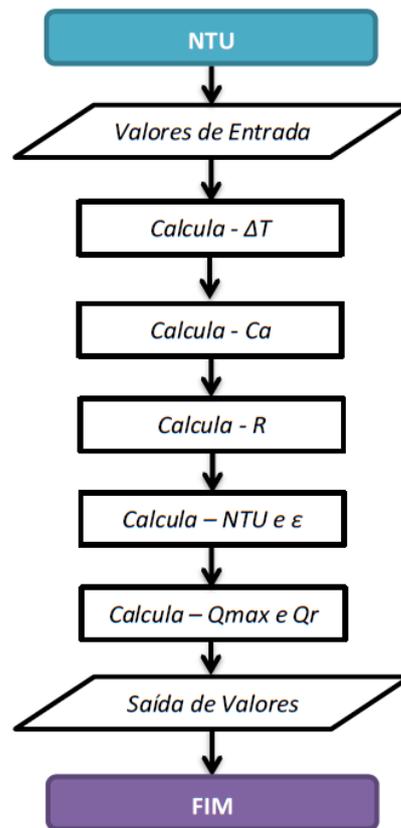
Continuação!

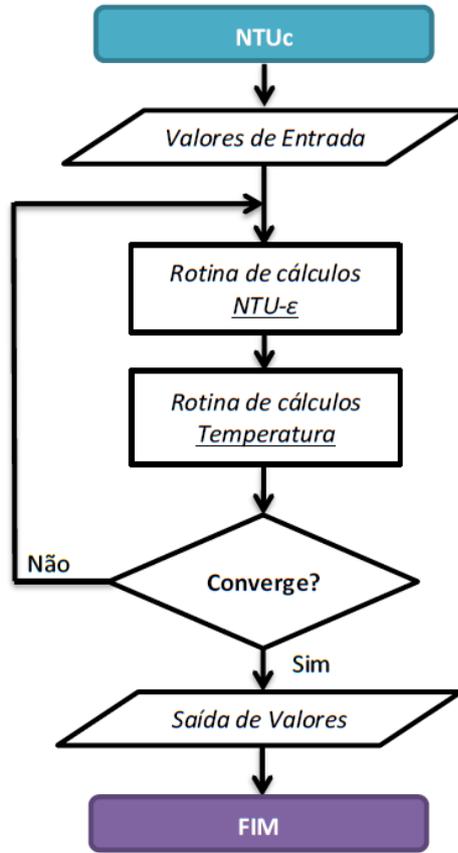


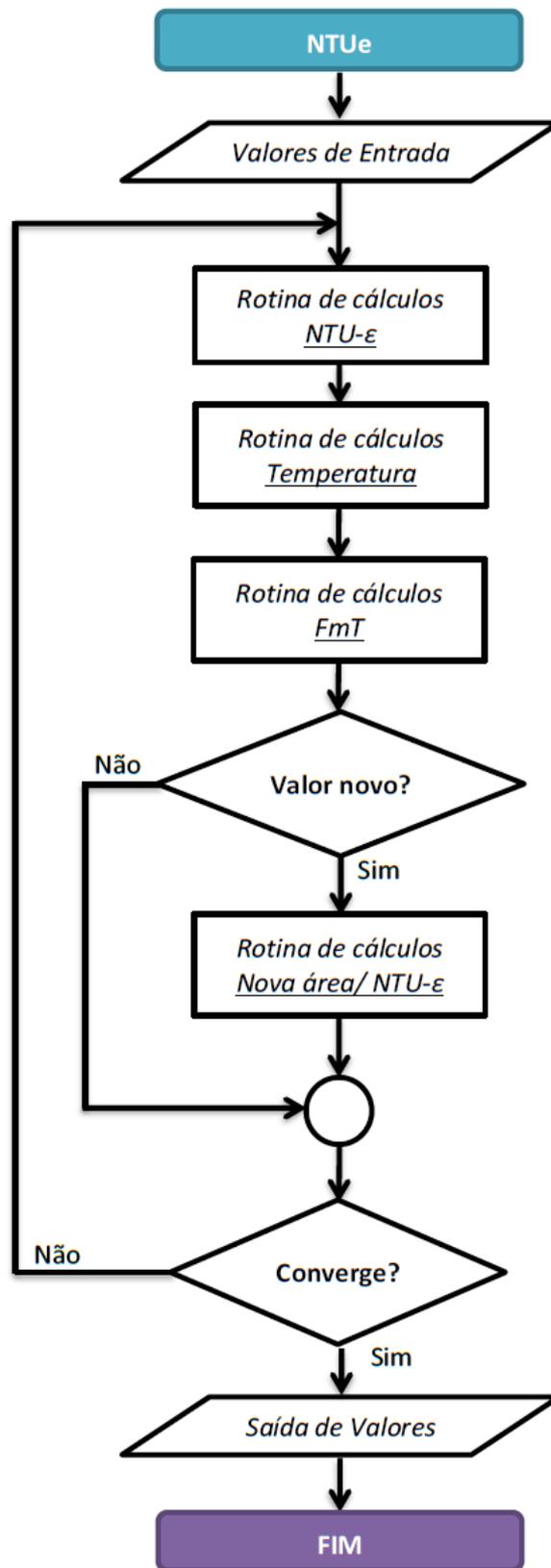












Referências

- ABINEE (2012). Propostas para Inserção da Energia Solar Fotovoltaica na Matriz Elétrica Brasileira. Junho, 2012.
- ALVES, M. S.; EDUARDO, E.; LORA, S.; CARLOS, J.; PALACIO, E., (2012a). Sizing and parametric study of a 10kWel Solar Organic Rankine Cycle for Brazilian conditions. VII National Congress of Mechanical Engineering.
- ALVES, M. S.; LORA, E.; VENTURINI, O.; PALACIO, J., (2012b): Technical-economical evaluation of 1MWel Organic Rankine Cycle using eucalyptus wood from energy forests in Brazil. World Renewable Energy Forum, p. 1-8, 2012.
- ALVES, M. S.; EDUARDO, E.; LORA, S.; CARLOS, J.; PALACIO, E., (2013). CROS - Ciclo Rankine Orgânico Solar -. IX Congresso sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural.
- ANEEL, (2002). Atlas da Energia Solar. Disponível em: < <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/Atlas/download.htm> >. Acesso em 20 setembro 2011.
- ANEEL, (2011). Relatório ANEEL 2011. Disponível em: < http://www.aneel.gov.br/biblioteca/downloads/livros/Relatorio_Aneel_2011.pdf >. Acesso em 20 abril 2012.
- AOUN, B. (2008). Micro-Cogeneration pour les batiments residentiels fonctionnant avec des energies renouvelables. 13 de novembro 2008. 186p. Tese – Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- BRONICKI, L. Y. (1972), – “The Ormat Rankine Power Unit”, 7th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, page 327 – 334
- CALLISTER, W. D. JR. (2007) Materials science engineering: an introduction. J. Wiley & Sons, 2007.
- CEMIG (2012). Atlas Solarimétrico de Minas Gerais (2012). Belo horizonte, Brasil: CEMIG, disponível em: < <http://www.atlassolarimetricomg.com.br/> >
- CIEMAT. (2008). *Sistemas Solares Térmicos de Concentración*. Madrid, España: Ciemat, 1-417 p.
- CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K., (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 14, n. 9, p. 3059-3067. Elsevier Ltd.
- CRESESB (2013) - Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio Brito. Disponível em: < <http://www.cresesb.cepel.br/> >

- CSP-WORLD (2013). CSP World Map. Disponível em: <<http://www.csp-world.com/cspworldmap>>. Acesso em: 1 abril 2013.
- DECLAYE, S. (2009). Design, optimization and modeling of an organic Rankine cycle for waste heat recovery, (June). Disponível em: < http://www.labohtap.ulg.ac.be/cmsms/uploads/File/TFE_SD090623.pdf >
- EARL COX; “The Fuzzy Systems Handbook : a Practitioner's Guide to Building, Using and Maintaining Fuzzy Systems”; Professional, 1994 ; ISBN 0-12-194270-8
- ECODEBATE, (2013). Consórcio Desertec: Usinas solares e eólicas no Saara vão abastecer até 20% da Europa. Disponível em: <<http://www.ecodebate.com.br/2012/01/13/consorcio-desertecusinas-solares-e-eolicas-no-saara-vaio-abastecer-ate-20-da-europa/>>. Acesso em: 1 abril 2013.
- EDINGER, R.; KAUL, S, (2000). Humankind’s detour toward sustainability: past, present, and future of renewable energies and electric power generation. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 4, n. 3, p. 295-313.
- EPE, (2012). Balanço Energético Nacional 2012. Empresa de pesquisa energética. Disponível em: <www.epe.gov.br>. Data de acesso 6 março 2013.
- EPIA, (2011). Solar Photovoltaics: Competing In The Energy Sector. Bruxélas, Bélgica. 2011.
- ÉPOCA, (2011). Energia extraída do sol da caatinga. Disponível em: <<http://revistaepoca.globo.com/Ciencia-e-tecnologia/noticia/2011/09/energia-extraida-do-solda-caatinga.html>>. Acesso em: 1 abril 2013.
- ESPINOSA, N.; TILMAN, L.; LEMORT, V.; QUOILIN, S.; LOMBARD, B., (2010). Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling. , p. 1-10.
- FRAIDENRAICH, N., LIMA, R. C. F., TIBA. C. E BARBOSA, E. M. (1999). Simulation Model of a CPC Collector With Temperature-dependent Heat Loss Coefficient. Nuclear Energy Department, Federal University of Pernambuco, Pernambuco, v. 65, Ed. 2. 1 February 1999.
- FORRISTALL, R. (2003). Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver, (October).
- GANG, P., JING, L., JIE, J. (2010) Working Fluid Selection for Low Temperature Solar Thermal Power Generation with Two-stage Collectors and Heat Storage Units. University of Science and Technology of China, Hefei City, p. 429-444. Solar Collectors and Panels, Theory and Applications. Outubro, 2010.

- GREENPEACE, (2005). Energy Revolution: Pathway to a clean future for the Netherlands. Disponível em: < <http://www.greenpeace.org/international/en/publications/reports/energy-revolution-a-sustainab/>>. Acesso em: 6 março 2013.
- GUT, J. A. W.; PINTO, J. M., (2003) Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 46, n. 14, p. 2571-2585.
- IBGE, (2010). Censo Demográfico. Disponível em: <<http://www.ibge.gov.br/home/>>. Acesso em: 18 março 2013.
- IEA (International Energy Agency). Technology Roadmap - Concentrating Solar Power. OECD/IEA, Paris, 2010.
- JING, L., GANG, P., & JIE, J. (2010). Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine Cycle in different areas. *Applied Energy*, 87(11), 3355–3365. doi:10.1016/j.apenergy.2010.05.013
- JANNUZZI, G. M., P. H. M. SANT'ANA, E R. D. M. GOMES. (2009). Oportunidades para a Difusão de Tecnologias de Energia Limpas: Subsídios para a Participação Nacional na Conferência de Mudança do Clima. Brasília: CGEE - Centro de Gestão e Estudos Estratégicos.
- INGLEY, H. A., REED, R. E GOSWAMI, D. Y. (2005). Optimization of a Scroll Expander Applied to an Ammonia/Water Combined Cycle System for Hydrogen Production. Proceedings of the ISES Solar World Congress, August, Orlando, FL. Paper No. 1645. 2005.
- KAKAÇ, S.; PRAMUANJAROENKIJ, A.; LIU, H., (2002) Heat exchangers: selection, rating, and thermal design.
- KALOGIROU, S. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*, v. 30, p. 231-295, 2004.
- KANE, E. H. (2002). Integration et optimisation thermoeconomique & environomique de centrales thermiques solaires hybrides. PhD Thesis, Laboratoire d'Energétique Industrielle, Ecole polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse.
- KANE, M., LARRAIN, D., FAVRAT, D., & ALLANI, Y. (2003). Small hybrid solar power system. *Energy*, 28(14), 1427-1443. doi:16/S0360-5442(03)00127-0
- LEMORT, V., CUEVAS, C., LEBRUN, J., TEODORE, I. V. E QUOILIN, S. (2007) Development and experimental validation of an organic Rankine cycle Model. *Heat Set 2007*.

- LEW, D.; PIWKO, R. 2010 Western wind and solar integration study. National Renewable Energy Laboratories. n. May, 2010. Disponível em: <<https://livabilitysummit.com/IssueCommPresentations/Lew11-18-10.pdf>>.
- LLP, P. (2009). Solar Potential Delivering on Earth's. The climate group, Price Water House Coopers.
- LODI, C. (2011). Perspectivas para a geração de energia elétrica no Brasil utilizando a tecnologia solar térmica concentrada. p. 142, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Disponível em: <http://objdig.ufrj.br/60/teses/coppe_m/CristianeLodi.pdf>.
- MALAGUETA, D. C. (2012). Tutorial de Geração Heliotérmica. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br/content.php?cid=tutorial_heliotermica>. Acesso em: 1 de abril 2013.
- MCMAHAN, A. C. (2006). Design & Optimization of Organic Rankine Cycle Solar-Thermal Powerplants. Master's Thesis, University of Wisconsin-Madison.
- MENDOZA, S. L. C., (2012). Modelagem de sistema de geração de eletricidade a partir de energia solar utilizando pratos parabólicos e motores Stirling (Dish/Stirling). Dissertação. Universidade Federal de Itajubá, 2012.
- MME, (2004). Programa de incentivo as fontes alternativas de energia elétrica. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/programas/proinfa/galerias/arquivos/apresentacao/PROINF AANEXO1- InstitucionalMME.pdf>>. Acesso em: 18 março 2013.
- MME, (2013). Programa Luz para Todos, Ministério de Minas e Energia. Disponível em: <http://luzparatodos.mme.gov.br/luzparatodos/Asp/o_programa.asp>. Acesso em: 18 março 2013.
- OROSZ, M.; MUELLER, A.; QUOILIN, S.; HEMOND, H. (2009) Small scale solar ORC system for distributed power. , v. 1, n. 3. Disponível em: <<http://orbi.ulg.ac.be/handle/2268/24847>>. Acesso em: 20/8/2013.
- OROSZ, M.; QUOILIN, S.; HEMOND, H. (2010) SORCE: A design tool for solar organic Rankine cycle systems in distributed generation applications. Disponível em: <<http://orbi.ulg.ac.be/handle/2268/73580>>. Acesso em: 25/9/2013.
- OROZCO, D. J. R. ; ESCOBAR, J. C. P. ; RENÓ, M. L. G. ; SANTOS, J. J. C. S. ; LORA, E. E. S. ; LEME. M. M. V. ; VENTURINI, O. J.. Análise da viabilidade econômica da utilização do Ciclo Rankine Orgânico para a geração de eletricidade a partir de biomassa utilizando o método de Monte-Carlo. Em: VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica- CONEM 2012, p. 1-10, 2012.
- PANOSSO, G., (2003) Métodos de simulação para ciclos de Rankine. Dissertação, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

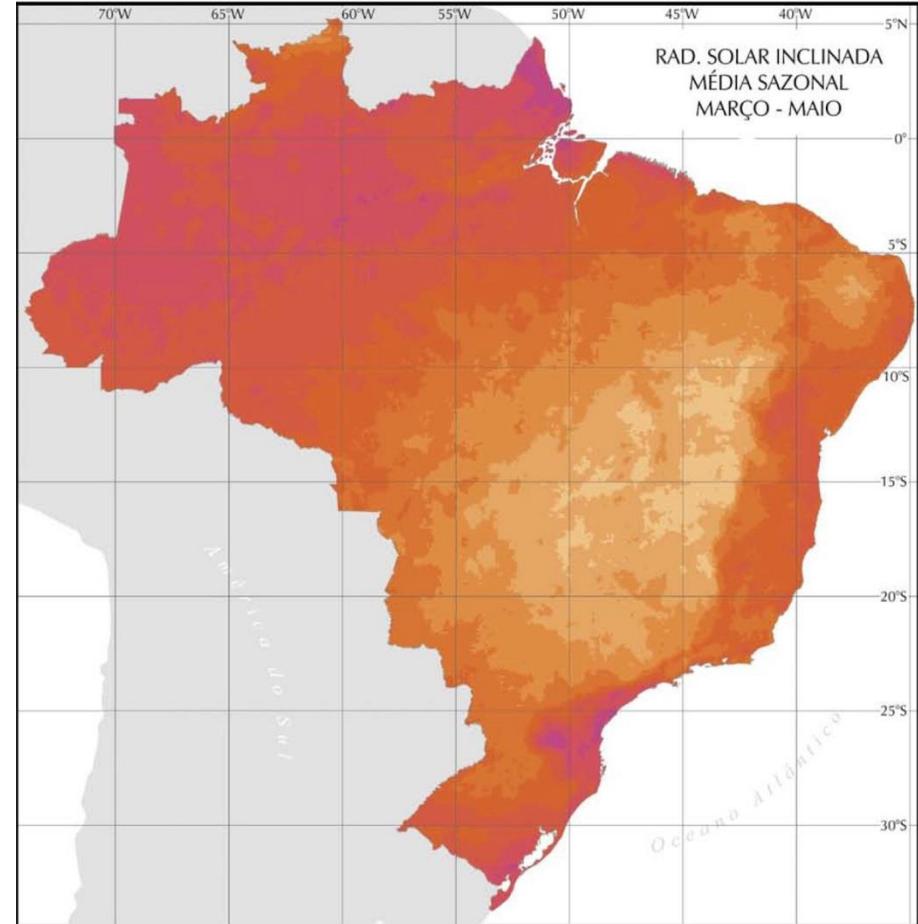
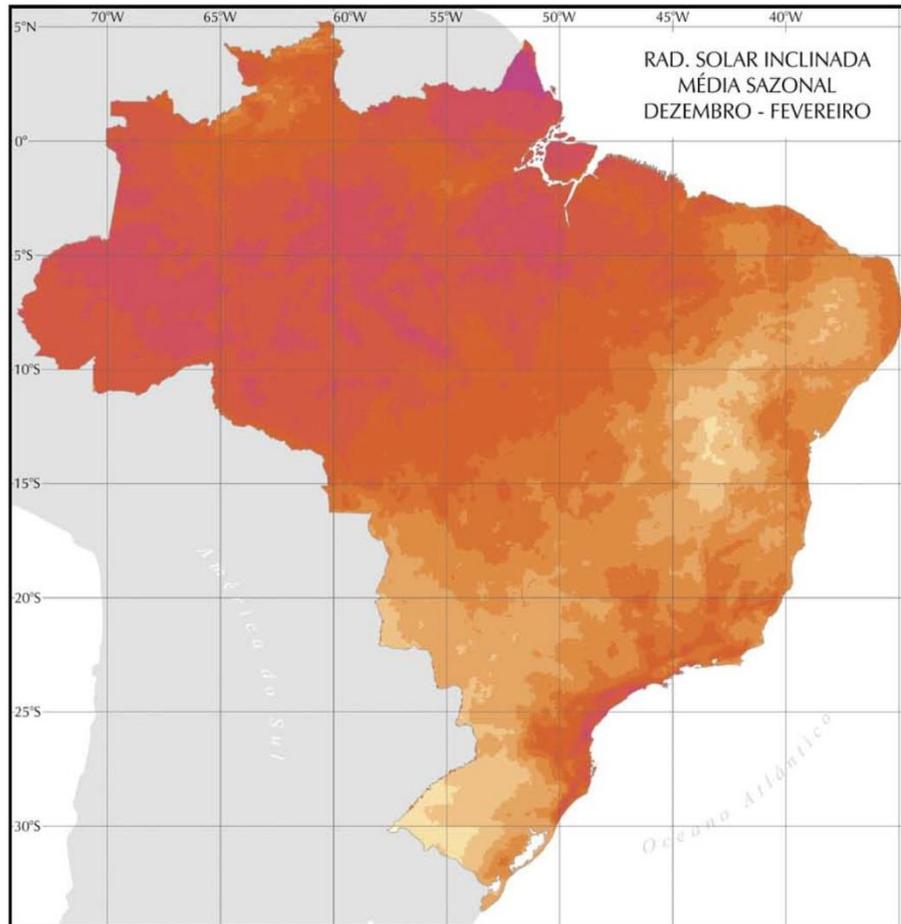
- PATEL, M. R. (1999). Wind and Solar Power Systems.
- PEDRYCZ, W.; GOMIDE, F.; “Fuzzy Systems Engineering : Toward Human-Centric Computing”; Wiley/IEEE Press, 2007 ; ISBN 978-0-471-78857-7
- PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; ABREU, S. L. DE; RÜTHER, R. (2006). Atlas Brasileiro de Energia Solar. Divisão de Clima e Meio Ambiente – DMA.
- POWER, C. S., (2010). Technology Roadmap: Concentrating Solar Power. OECD Publishing. Disponível em: <http://www.oecd-ilibrary.org/energy/technology-roadmap-concentrating-solar-power_9789264088139-en>.
- QU, M., (2008). Model based design and performance analysis of solar absorption cooling and heating system. Tese, Carnegie Mellon University.
- QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; LEMORT, V., (2010a). Expansion machine and fluid selection for the Organic rankine cycle. Conference on Heat Transfer. Julho.
- QUOILIN, S.; LEMORT, V.; LEBRUN, J., (2010b). Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander. Applied Energy, v. 87, n. 4, p. 1260-1268, 2010. Elsevier Ltd.
- QUOILIN, S., (2011a). Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications. University of Liège.
- QUOILIN, S.; OROSZ, M.; HEMOND, H.; LEMORT, V. (2011b). Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. Solar Energy, v. 85, n. 5, p. 955-966. Elsevier Ltd.
- QUOILIN, S.; BROEK, M. VAN DEN; DECLAYE, S.; DEWALLEF, P.; LEMORT, V., (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 22, p. 168-186, 2013.
- REN21, (2012). Renewables 2012: Global Status Report. Disponível em: <www.ren21.net>.
- RODRÍGUEZ, C. E. C. ; Palacios ; Venturini ; LORA, Electo Eduardo Silva ; COBAS, Vladimir Melián ; SANTOS, D. M. ; DOTTO, F. R. L. ; GIALLUCA, V. (2013). Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering*, v. 52, p. 109-119, 2013.
- ROUTLEDGE. 16 Years of Scientific Assessment in Support of the Climate Convention. Assessment, v. 89, Dezembro, p. 765-777, 2004. Disponível em: <<http://www.ipcc.ch/about/anniversarybrochure.pdf>>.
- ROVERE, E. L. LA; VALLE, C. DO; PEREIRA, A.; POPPE, M. K. (2011). Projeto “a carta do sol”. Universidade Federal do Rio de Janeiro.

- SAITOH, T.; YAMADA, N.; WAKASHIMA, S. (2007). Solar Rankine cycle system using scroll expander. *Journal of environment and engineering*. Vol. 2, No 4.
- SALEH, B.; KOGLBAUER, G.; WENDLAND, M.; Ã, J. F.; FISCHER, J. (2007) Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, v. 32, n. 7, p. 1210-1221. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544206001812>>. Acesso em: 14/2/2013.
- SILVA, M. R. (2008). Silício - Estudo de Suas Características e do Seu Parâmetro de Rede Utilizando o Programa WIEN2K. ENEGEP 2008.
- SINGH, R. (2008). Renewable Energy: technology, economics and environment. (M. Kaltschmitt, W. Streicher, & A. Wiese, Eds.) *Journal of Resources, Energy and Development*. Springer. Disponível em: <<http://medcontent.metapress.com/index/A65RM03P4874243N.pdf>>. Acesso em: 30/9/2013.
- TARIQUE, M. A., (2011). Experimental investigation of scroll based organic Rankine systems. University of Ontario Institute of Technology. Disponível em: <<https://ir.library.uoit.ca/handle/10155/155>>.
- TRIEB, D. F.; HOYER-KLICK, C.; SCHILLINGS, D. C., (2009). Global Concentrating Solar Power Potentials. Disponível em: <<http://www.dlr.de/tt/Portaldata/41/Resources/dokumente/institut/system/projects/reaccess/ssedni60.jpg>>.
- TURBODEN, (2013). ORGANIC RANKINE CYCLE. Disponível em: <<http://www.turboden.eu/en/rankine/rankine-history.php>>.
- VALLERA, A. E BRITO, M. C. (2006). Meio Século de História Fotovoltaica. *Gazeta de Física, Coimbra*, v. 29, n. 1 & 2, p. 10-15, janeiro. 2006.
- VIANA, S. F. A. C. (2010). Modelação de Micro-Sistemas Híbridos Fotovoltaicos/Eólicos para produção descentralizada. Junho 2010.
- VIANA, T. S., (2010). Potencial de Geração de Energia Elétrica com Sistemas Fotovoltaicos com Concentrador no Brasil. 127p. Tese (Doutorado) – Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- WANG, X. D.; ZHAO, L. (2009). Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy*, v. 83, n. 5, p. 605-613. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2008.10.006>>.
- WEI, M.; FANG, J.; MA, C.; DANISH, S., (2011). Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system. *Science China Technological*, v. 54, n. 10, p. 2746-2753.
- WENDEL, M., COLLE, S., CARDEMIL, J. M., & MILLER, F. M. (2010). Metodologia para simulação transiente de uma pequena central heliotérmica.

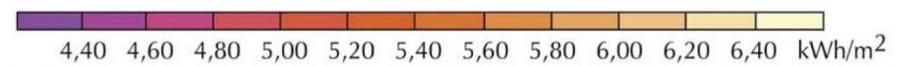
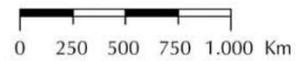
WIKIPÉDIA (2013a). Radiação Solar. Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Radiação_solar>.

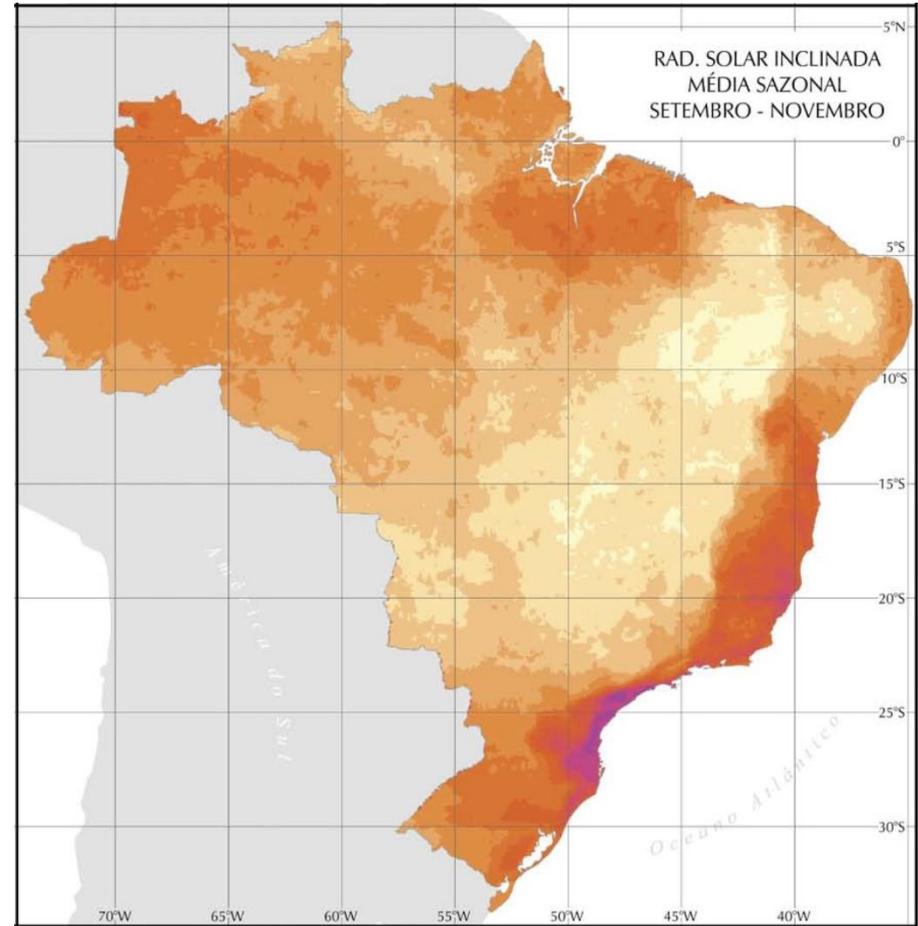
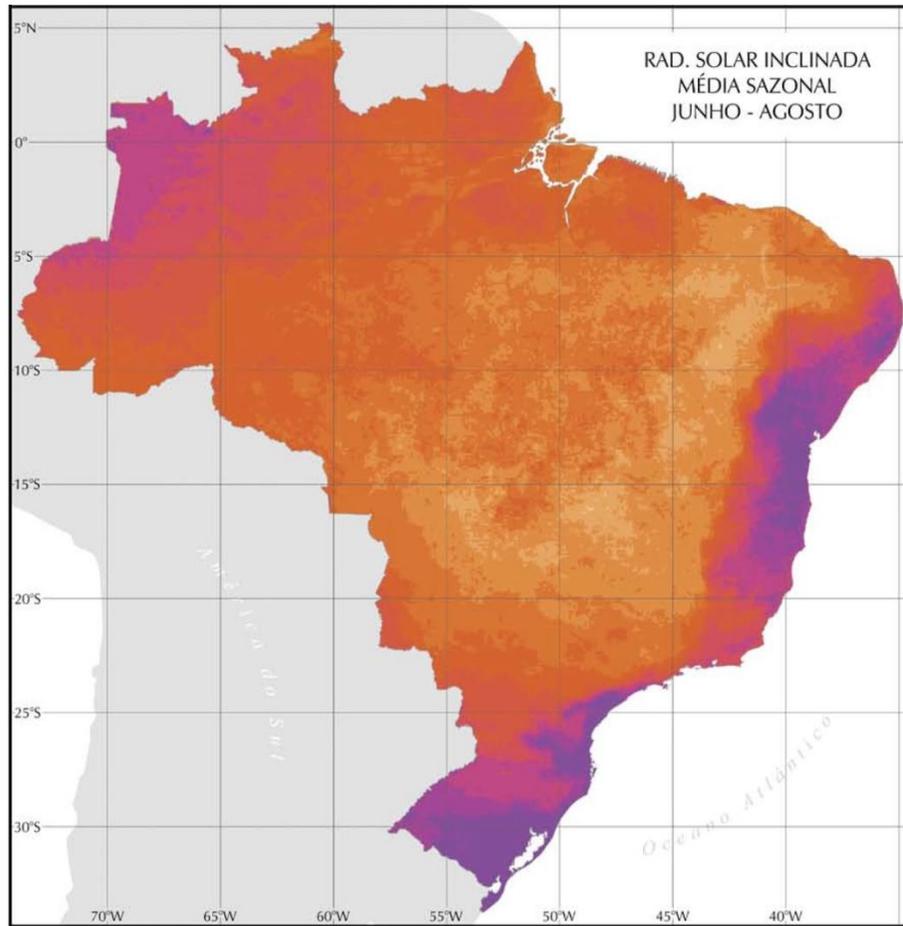
WIKIPÉDIA (2013b). List of Refrigerants. Disponível em: <http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_refrigerants>. Acesso em: 18 março 2013.

Anexo A – Carta Solarimétrica

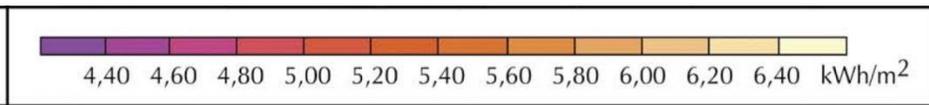


Projeção: Geográfica Meridiano Central: -54
Datum: South American Datum 1969
1:39.500.000

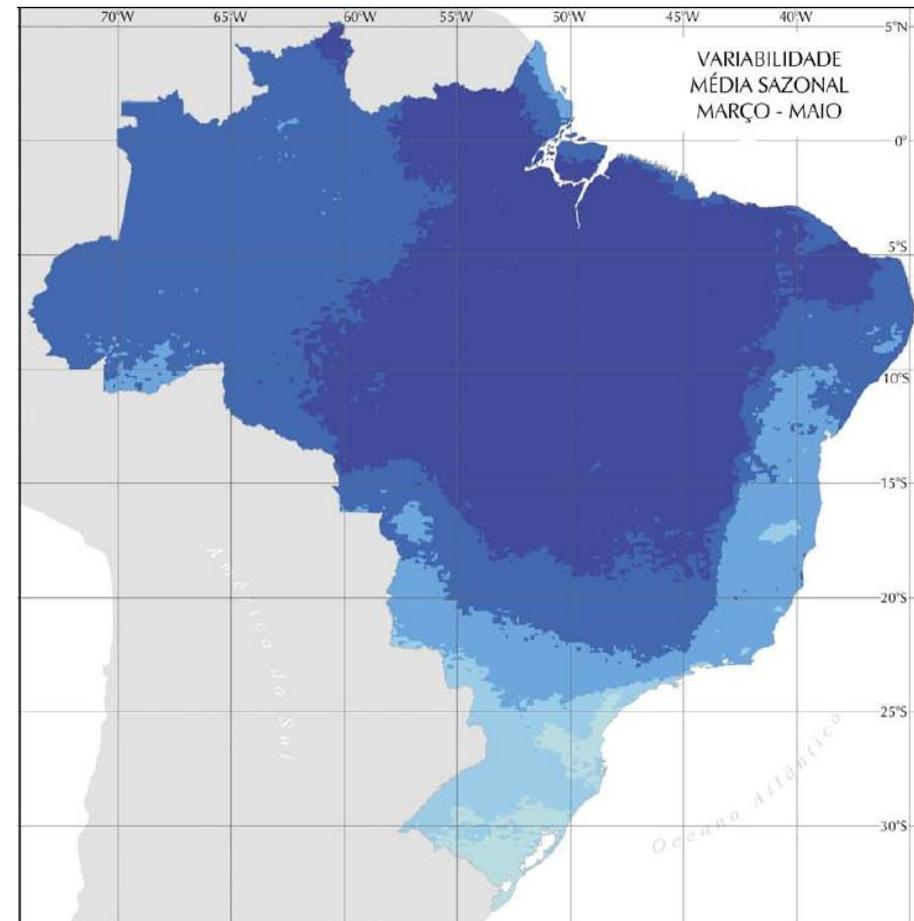




Projeção: Geográfica Meridiano Central: -54
Datum: South American Datum 1969
1:39.500.000



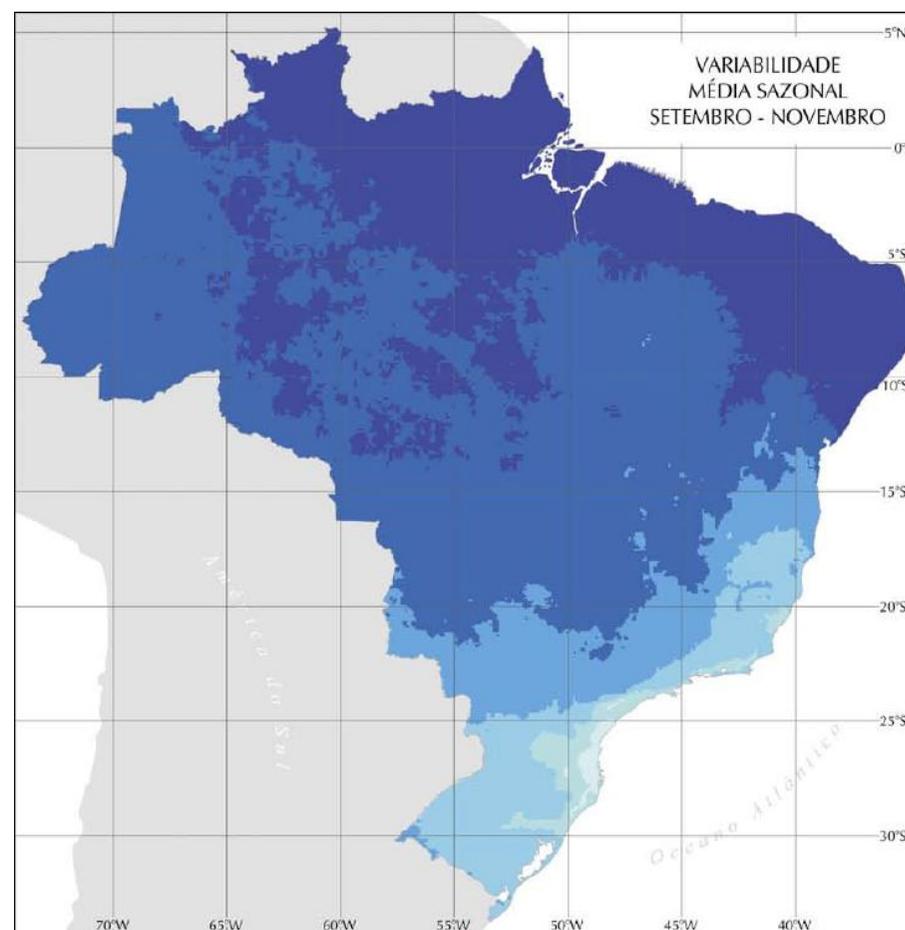
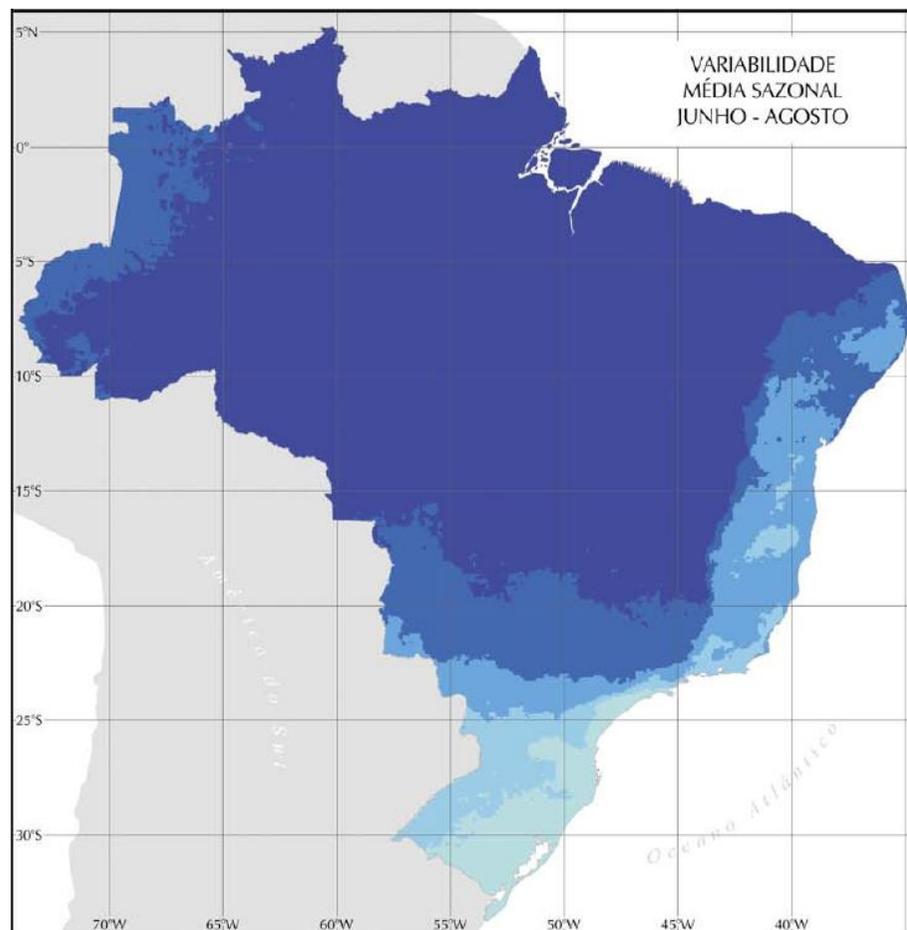
Anexo B – Carta Variabilidade Solar



Projeção: Geográfica Meridiano Central: -54
Datum: South American Datum 1969
1:39.500.000

0 250 500 750 1.000 Km

0,25 0,30 0,35 0,40 0,45



Projeção: Geográfica Meridiano Central: -54
Datum: South American Datum 1969
1:39.500.000

0 250 500 750 1.000 Km

0,25 0,30 0,35 0,40 0,45

Anexo C – O Efeito Fotovoltaico

A primeira célula fotovoltaica, construída na segunda metade do século XIX, era feita de selênio e revestida por uma película de ouro. Hoje elas são feitas de silício, elemento que faz parte dos materiais semicondutores. Estes são assim chamados, pois possuem resistência elétrica maior que os condutores e menor que os isolantes. As propriedades elétricas desses materiais são extremamente sensíveis à presença de impurezas. Quando essas propriedades são ditadas pelo estado puro do semicondutor ele é chamado de intrínseco. Por outro lado, quando as características elétricas são regidas por um átomo de impureza o material é chamado de extrínseco (CALLISTER, 2007).

A zero Kelvin de temperatura, os semicondutores intrínsecos são caracterizados por possuírem uma banda de valência totalmente preenchida por elétrons e uma banda de condução totalmente vazia, (CALLISTER, 2007). A distância entre bandas é chamada zona proibida e será tratada como gap. De acordo com Silva (2008), nos elementos condutores não há gap, nos semicondutores ele varia entre 0 a 5 eV e nos isolantes o gap é maior que 5 eV.

Na aplicação fotovoltaica, é fundamental que o material da célula seja capaz de ser excitado eletricamente pela exposição a um fóton. Se este possuir energia térmica suficiente para superar o gap, os elétrons serão energizados e passarão à banda de condução. Este efeito é obtido com o uso do silício, que é o semicondutor mais usado atualmente. Seu átomo possui quatro elétrons na camada de valência, que, quando ligados aos átomos adjacentes, formam uma rede cristalina pura. No entanto, para que o efeito desejado seja satisfatório, é necessário aperfeiçoar o comportamento elétrico do material pela adição de um elemento impuro, tornando o semicondutor extrínseco. A esta adição se dá o nome de dopagem.

Na dopagem com fósforo, quatro dos seus cinco elétrons da camada de valência se estabilizam e um se liga fracamente ao átomo. Este artifício é desejável, pois com uma pequena quantidade de energia, o átomo excedente passa da banda de valência à banda de condução. Um elemento doador de elétrons, como o fósforo ou o arsênio, é chamado de dopante-n. Se, por outro lado, o elemento dopante for o boro, com três elétrons de valência, haverá déficit de elétrons entre as ligações boro-silício. Este déficit de elétrons é denominado buraco ou lacuna e permite que, com pouca energia, um elétron de um sítio vizinho ocupe esta

posição, fazendo com que a posição da lacuna se desloque. Um elemento dopante receptor de elétrons, como o boro ou gálio, é denominado dopante-p (CRESESB, 2013).

Por meio das técnicas de dopagem é possível se fabricar uma célula FV moderna. Sua montagem se dá pelo contato entre duas matrizes semicondutoras dopadas por impurezas diferentes, uma por um dopante-p e outra por um dopante-n, formando o que se chama de junção p-n. O que ocorre na junção é a movimentação de elétrons, que passam do lado sobrecarregado n, para o lado cheio de lacunas p. Esse movimento gera uma polarização oposta nos dois lados e estas cargas aprisionadas originam um campo elétrico permanente que dificulta a passagem de mais elétrons de um lado para o outro. Quando este campo atinge o equilíbrio, ele bloqueia a migração de elétrons (CRESESB, 2013).

A variação da intensidade do campo na junção é mostrada na Figura C 1. Quando uma junção p-n é exposta a luz, novos pares elétron-lacuna são formados. Se este fenômeno ocorre nas regiões onde o campo elétrico é diferente de zero, as cargas são aceleradas e formam uma corrente através da junção. À diferença de potencial originada pelo deslocamento das cargas se dá o nome de Efeito Fotovoltaico (CRESESB, 2013).

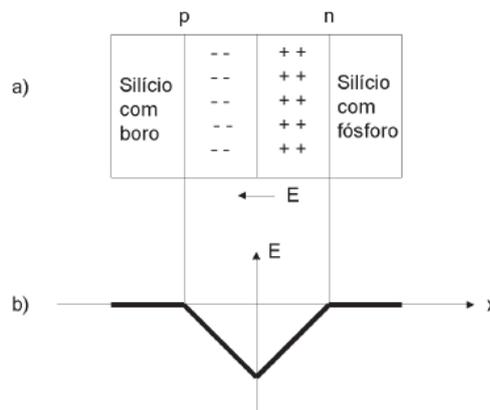


Figura Anexo C 1. a) Região de acúmulo de cargas na junção p-n; b) Campo elétrico resultante.

Anexo D – A Evolução do Uso da Energia Solar

O uso da energia solar em grande porte é antigo, embora não comprovado se diz que Arquimedes (282 a 212 a.C.), teria queimado a frota romana na Baía de Syracuse (hoje pertencente a Itália) concentrando raios solares em um foco a ponto de aquece-los até pegarem fogo. O aparelho usado por Arquimedes foi descrito como um vidro composto por 24 espelhos que convergiam para um único ponto focal. Existem, relatos de que durante o período Bizantino, Proclus repetiu o suposto experimento de Arquimedes e queimou a frota inimiga em Constantinopla (LODI, 2011).

Já no século XVIII, na Europa e no Oriente Médio, começou a serem desenvolvidas fornalhas solares, cuja aplicação era a fundição de metais, principalmente ferro e cobre. Uma das primeiras aplicações em larga escala foi a fornalha solar desenvolvida por Lavoisier em 1774 (Figura Anexo D1). Esta fornalha possuía uma lente de 1,32 m e outra secundária de 0,2 m e foi capaz de atingir temperaturas de 1.750°C (LODI, 2011).

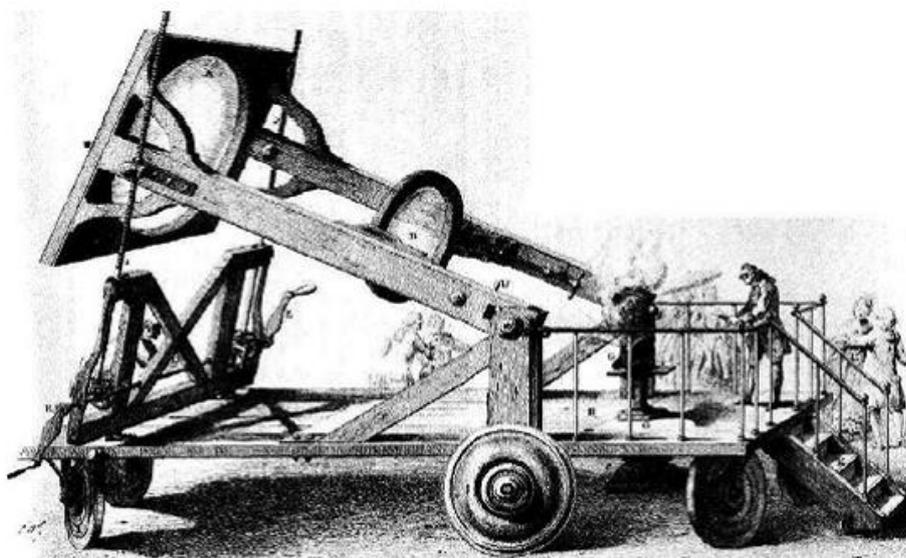


Figura Anexo D 1. Fornalha solar de Lavoisier (1774) (MALAGUETA, 2012).

Durante o século XIX surgiram as primeiras tentativas de gerar vapor (à baixa pressão) a partir da radiação solar. As primeiras máquinas a vapor movidas à energia solar teriam sido construídas por Augusto Mouchot de 1864 a 1878 na Europa e norte da África. Uma de suas máquinas, uma impressora movida à energia solar foi apresentada em uma exposição internacional em Paris em 1882 e imprimia 500 cópias por hora (Figura Anexo D

2), mas foi considerada pelo governo francês cara demais para ser fabricada em larga escala (LODI, 2011).

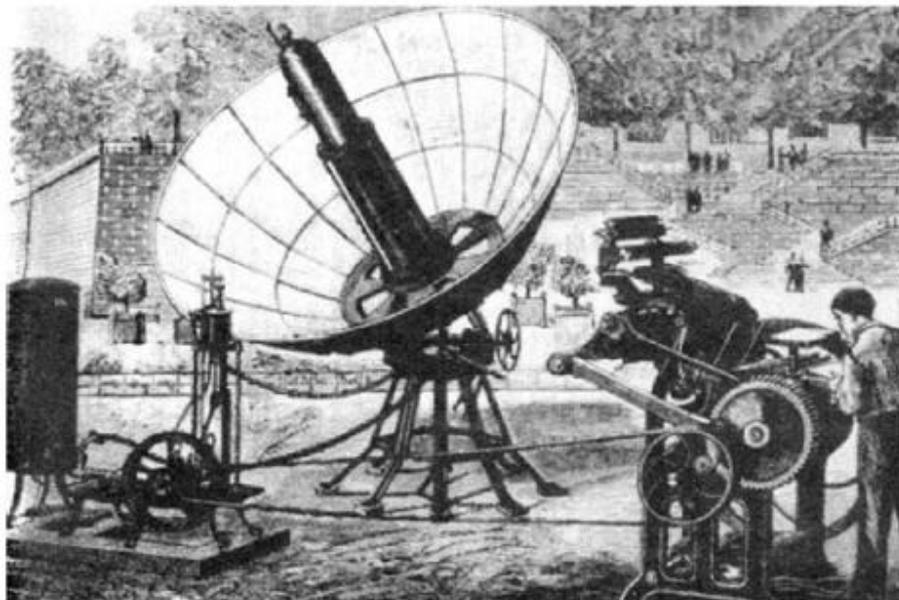


Figura Anexo D 2. Coletor parabólico de uma impressora à energia solar (Paris, 1882) (MALAGUETA, 2012).

O desenvolvimento de novos sistemas teve continuidade nos EUA, onde um engenheiro, Capitão John Ericsson, construiu o primeiro motor a vapor movido diretamente à energia solar. O Capitão construiu ao todo oito sistemas de aquecimento direto de água ou ar como fluidos de trabalho com cilindros-parabólicos (Figura Anexo D 3) (LODI, 2011).

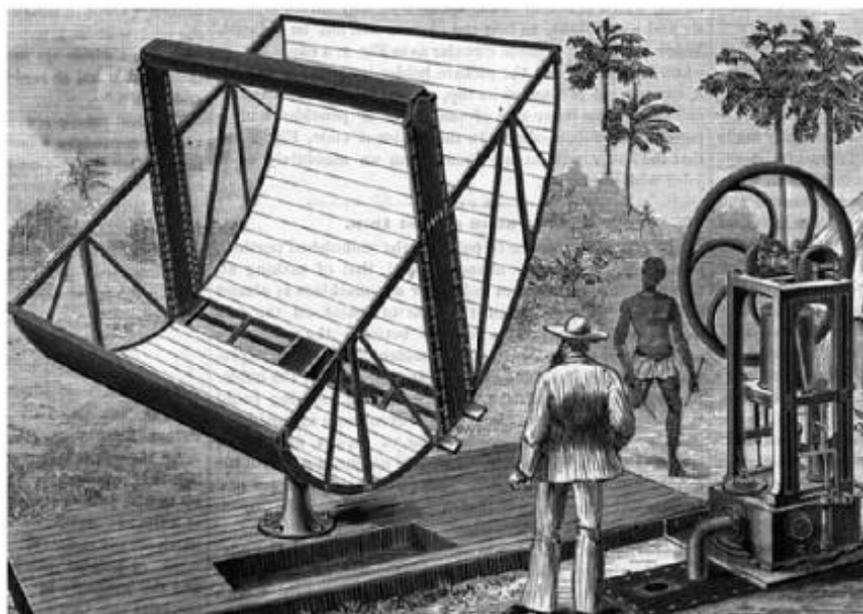


Figura Anexo D 3. Concentrador parabólico do Capitão John Ericsson (1870) (LODI, 2011).

O século XX apresentou uma continuidade na evolução do uso da energia solar em concentradores. Em 1901, instalou-se um coletor solar para bombeamento de água em uma fazenda da Califórnia. O sistema consistia de uma estrutura similar a um guarda-chuva invertido, composto por 1788 espelhos alinhados em sua parte interna. Os raios do sol eram concentrados em uma caldeira localizada em seu ponto focal. Na caldeira, a água era vaporizada e utilizada para operar uma bomba centrífuga (MALAGUETA, 2012).

Em 1912, Frank Shuman e Charles Vernon Boys construíram uma planta de bombeamento de água próximo ao Rio Nilo, no Egito (na época a maior do mundo), o campo solar da planta ocupava cerca de 1.200 m², era composta por cilindros parabólicos de 62 m de comprimento e 4,5 m de largura, a água era aquecida até virar vapor diretamente nos receptores e operava uma bomba com vazão máxima de 22,7 m³ de água por minuto (Figura Anexo D 4). Frank Shuman, inventor e empresário americano, é considerado como um visionário da energia solar e pioneiro da geração de energia em grande escala proveniente de energia solar (LODI, 2011).

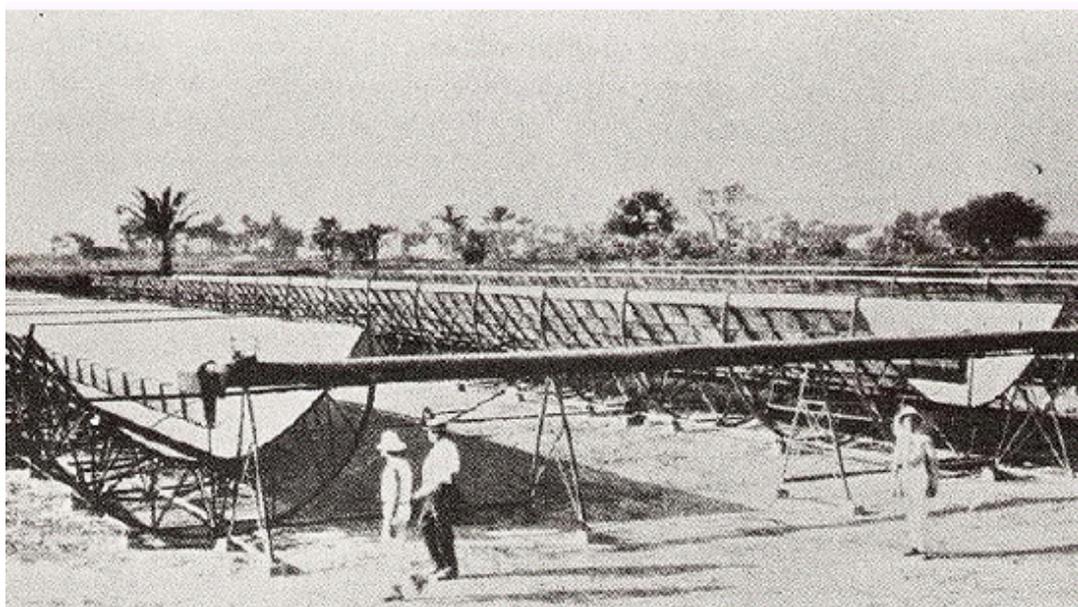


Figura Anexo D 4. Planta de bombeamento de águas do Nilo (Egito, 1913) (MALAGUETA, 2012).

Apesar do projeto ter sido bem sucedido, a planta foi desativada em 1915 em função da 1ª Guerra Mundial. Ademais, após a guerra, grandes descobertas de campos de petróleo no

Oriente Médio e na Venezuela, contribuíram para a expansão do setor petrolífero e em paralelo para um esquecimento da energia solar (LODI, 2011).

Durante a década de 1970, ocorreram o primeiro e o segundo choques do petróleo, em 1973 e 1978 respectivamente, essa crise de abastecimento estimulou no mundo o incentivo de diversas fontes alternativas de energia, coordenados pelo Departamento de Energia Americano (DOE) o desenvolvimento dos atuais modelos de coletores solares começou nesta época. Na Europa os grandes investimentos em P&D no setor também surgiram na mesma década. A Plataforma Solar de Almería (PSA), hoje é o maior centro de P&D em concentradores solares da Europa e situa-se no Deserto de Tabernas, em Almería na Espanha (Figura Anexo D 5).

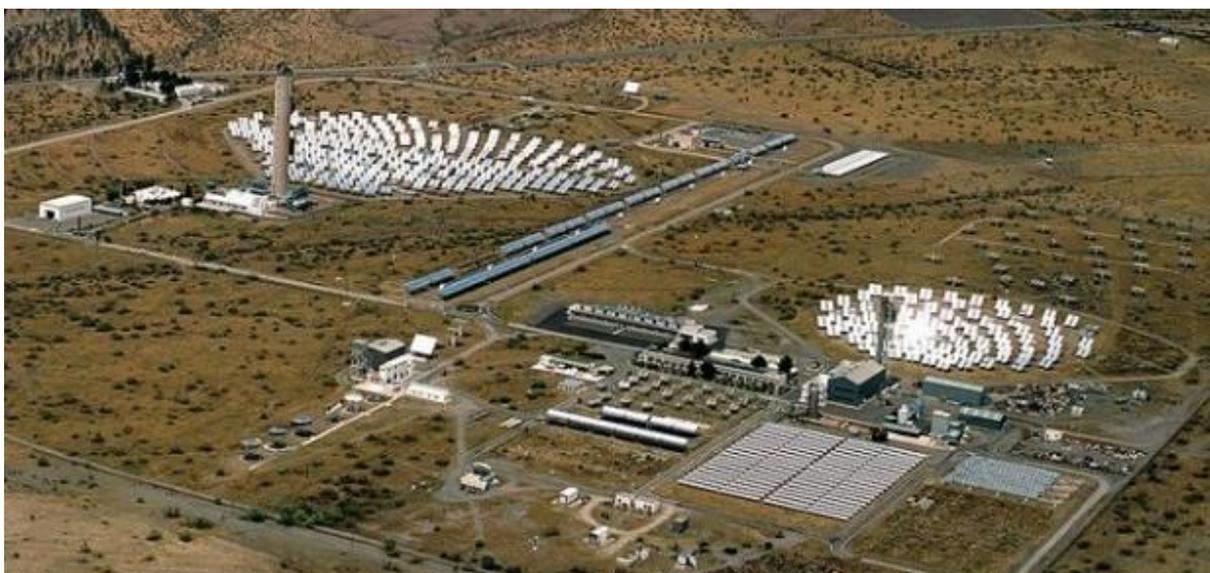


Figura Anexo D 5. Planta Solar de Almería (PSA), nos dias atuais.

A primeira planta solar comercial foi instalada no Novo México, EUA em 1979 pelo laboratório Sandia (*Sandia National Laboratory*), a qual era composta por coletores cilindro parabólicos que atingiam temperaturas de até 500°C e utilizava inicialmente o calor para processos industriais. Já na Europa em 1981, foi instalada a primeira instalação de produção de energia elétrica proveniente unicamente energia solar térmica, através do projeto de demonstração chamado SSPS/DCS (*Small Solar Power Systems/Distributed Collector System*) constituído de dois campos solares de cilindro parabólicos com uma área de absorção de 7.602 m² (LODI, 2011).

Em 1986, o excesso de capacidade ociosa da indústria petrolífera levou ao contrachoque do petróleo, quando o preço do barril de petróleo despencou para menos de US\$ 10 (KALOGIROU, 2004). A abundância de petróleo barato diminuiu o investimento e o ritmo de desenvolvimento de diversas fontes alternativas de energia, entrando assim em um período de baixo desenvolvimento.

Os Estados Unidos na década de 1990 apresentaram uma queda de investimentos no setor, permanecendo por certo tempo em decadência, este cenário só voltou a ficar favorável à energia solar com a adoção de novas políticas de incentivo em diversos Estados do país, a partir do ano 2000. O *Renewable Portfolio Standard* (RPS) é um modelo que se baseia em um mecanismo econômico no qual é determinada uma cota de energia renovável (ou de uma fonte específica) e assim o equilíbrio de mercado levaria ao preço de equilíbrio (LODI, 2011).

Na Espanha não foi diferente, às leis de incentivo espanholas foram iniciadas em 1998 a partir do Decreto Real, o qual propôs os procedimentos administrativos e as condições para beneficiar plantas de energias renováveis e fontes alternativas, que passaram a receber tarifação diferenciada e acima do valor de mercado como forma de incentivo. O conhecimento adquirido em P&D ao longo destes anos e o aprimoramento da tecnologia, bem como incentivos econômicos, contribuem para que EUA e Espanha sejam hoje em dia, referências no setor de energia solar térmica de alta potência (LODI, 2011).

Tendência

A Europa busca nos desertos um caminho para suprir sua demanda energética. Em 2011, a Espanha começou a maior usina solar no mundo, instalada numa das regiões mais áridas do país. Mas o mais ambicioso projeto europeu está em curso na África, no Deserto do Saara. O consórcio *Desertec*, formado por 50 empresas alemãs, começou a construir em 2012 uma usina de energia solar colossal. A idéia é construir usinas solares em várias partes do Saara para atender de 15% a 20% das necessidades europeias (Figura Anexo D 6) (POWER, 2010).

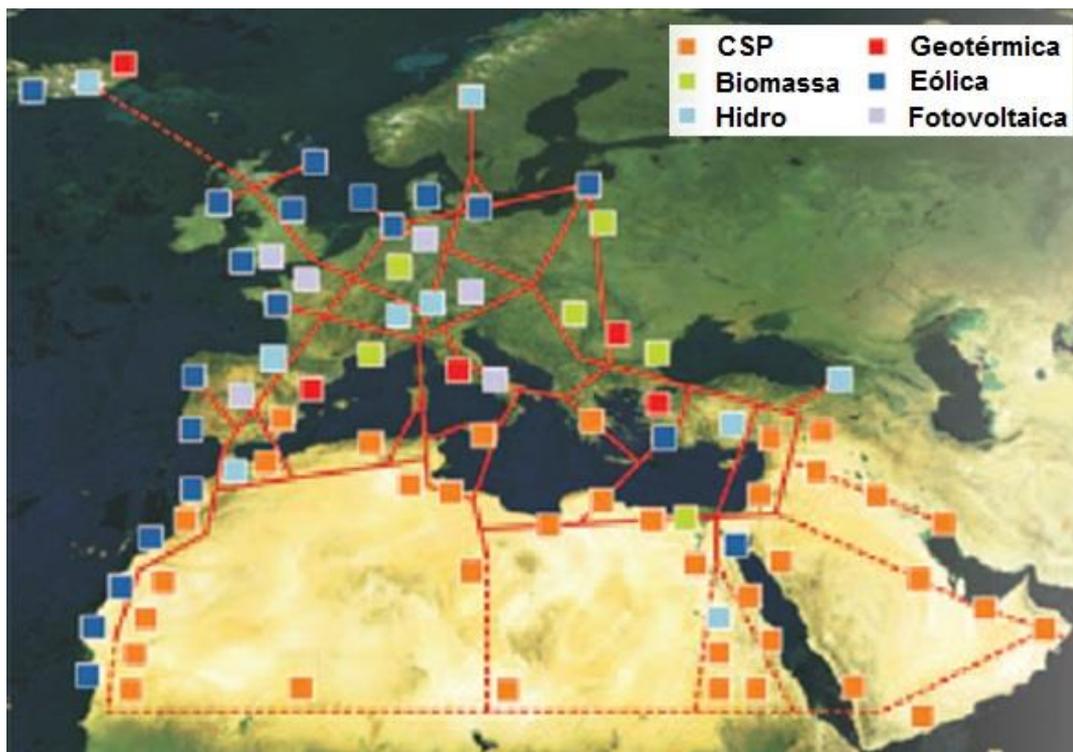


Figura Anexo D 6. Projeto da Desertec (POWER, 2010).

A primeira usina, que ocupará uma área de 12 km², fornecerá 500 MW de energia para a Europa a partir de 2014. Estão previstos investimentos na ordem de 2 bilhões de euros. Ao todo, o projeto, que prevê a construção de mais usinas no Marrocos, Egito, Argélia e outros países, deverá custar 400 bilhões de euros, sendo 50 bilhões só nas linhas de transmissão.

O projeto Desertec é a opção do futuro de uma Europa sem energia atômica. Por enquanto, apenas a Alemanha decidiu, por lei, abandonar o uso da energia nuclear, depois da catástrofe de Fukushima no Japão. Isso ainda em um prazo de cerca de dez anos, mas as alternativas renováveis são vistas como o futuro de todo o continente. Atualmente, 80% da energia da França vêm de centrais atômicas (ECODEBATE, 2013).

Atualmente, os custos da energia solar e eólica, são muito mais altos do que nuclear, hidrelétrica ou de usinas de carvão. Um quilowatt-hora de energia hidrelétrica custa seis centavos de euro, já a mesma quantidade de energia solar custa 40 centavos de euro; no começo essa forma de energia renovável vai depender dos subsídios públicos, mas a disposição do governo alemão em dar subsídios para o projeto Desertec é grande, mesmo com a crise do euro (ECODEBATE, 2013).

Anexo E – Plantas de Concentração Solar

Plantas de Concentração Solar - Em Funcionamento

Projeto	Pais	Potência	Tecnologia	Completada
Maricopa Solar Project	EUA	1,5	Prato	2010
Augustin Fresnel 1	França	0,25	Fresnel	2012
Kimberlina Solar Thermal Power Plant	EUA	5	Fresnel	2008
Puerto Errado 1 Thermosolar Power Plant (PE1)	Espanha	1,4	Fresnel	2009
Puerto Errado 2 Thermosolar Power Plant (PE2)	Espanha	30	Fresnel	2012
Acme Solar Thermal Torre	Índia	2,5	Torre	2012
Beijing Badaling Solar Torre	China	1,5	Torre	2012
Gemasolar Thermosolar Plant	Espanha	19,9	Torre	2011
Jülich Solar Torre	Alemanha	1,5	Torre	2008
Planta Solar 10 (PS10)	Espanha	11	Torre	2007
Planta Solar 20 (PS20)	Espanha	20	Torre	2009
Sierra SunTorre (Sierra)	EUA	5	Torre	2009
Andasol-1 (AS-1)	Espanha	49,9	Calha	2008
Andasol-2 (AS-2)	Espanha	49,9	Calha	2009
Andasol-3 (AS-3)	Espanha	50	Calha	2011
Archimede	Itália	4,72	Calha	2010
Arcosol 50 (Valle 1)	Espanha	49,9	Calha	2011
Aste 1A	Espanha	50	Calha	2012
Aste 1B	Espanha	50	Calha	2012
Astexol II	Espanha	50	Calha	2012
Borges Termosolar	Espanha	22,5	Calha	2012
Colorado Integrated Solar Project (Cameo)	EUA	2	Calha	2010
Extresol-1 (EX-1)	Espanha	50	Calha	2010
Extresol-2 (EX-2)	Espanha	49,9	Calha	2010
Extresol-3 (EX-3)	Espanha	50	Calha	2012
Helioenergy 1	Espanha	50	Calha	2011
Helioenergy 2	Espanha	50	Calha	2012
Helios I (Helios I)	Espanha	50	Calha	2012
Helios II (Helios II)	Espanha	50	Calha	2012
Holaniku at Keahole Point	EUA	2	Calha	2010
Ibersol Ciudad Real (Puertollano)	Espanha	50	Calha	2009
ISCC Hassi R'mel (ISCC Hassi R'mel)	Argelia	25	Calha	2011
ISCC Kuraymat (ISCC Kuraymat)	Egito	20	Calha	2011
ISCC Marrocos (ISCC Marrocos)	Marrocos	20	Calha	2010

La Africana	Espanha	50	Calha	2012
La Dehesa	Espanha	49,9	Calha	2011
La Florida	Espanha	50	Calha	2010
La Risca (Alvarado I)	Espanha	50	Calha	2009
Lebrija 1 (LE-1)	Espanha	50	Calha	2011
Majadas I	Espanha	50	Calha	2010
Manchasol-1 (MS-1)	Espanha	49,9	Calha	2011
Manchasol-2 (MS-2)	Espanha	50	Calha	2011
Martin Next Generation Solar Energy Center (MNGSEC)	EUA	75	Calha	2010
Morón	Espanha	50	Calha	2012
Nevada Solar One (NSO)	EUA	72	Calha	2007
Olivenza 1	Espanha	50	Calha	2012
Orellana	Espanha	50	Calha	2012
Palma del Río I	Espanha	50	Calha	2011
Palma del Río II	Espanha	50	Calha	2010
Saguaro Power Plant	EUA	1	Calha	2006
Solaben 3	Espanha	50	Calha	2012
Solacor 1	Espanha	50	Calha	2012
Solacor 2	Espanha	50	Calha	2012
Solar Electric Generating Station I (SEGS I)	EUA	13,8	Calha	1984
Solar Electric Generating Station II (SEGS II)	EUA	30	Calha	1985
Solar Electric Generating Station III (SEGS III)	EUA	30	Calha	1985
Solar Electric Generating Station IV (SEGS IV)	EUA	30	Calha	1989
Solar Electric Generating Station V (SEGS V)	EUA	30	Calha	1989
Solar Electric Generating Station VI (SEGS VI)	EUA	30	Calha	1989
Solar Electric Generating Station VII (SEGS VII)	EUA	30	Calha	1989
Solar Electric Generating Station VIII (SEGS VIII)	EUA	80	Calha	1989
Solar Electric Generating Station IX (SEGS IX)	EUA	80	Calha	1990
Solnova 1	Espanha	50	Calha	2009
Solnova 3	Espanha	50	Calha	2009
Solnova 4	Espanha	50	Calha	2009
Termesol 50 (Valle 2)	Espanha	49,9	Calha	2011
Thai Solar Energy 1 (TSE1)	Tailândia	5	Calha	2012
Yazd ISCC	Iran	17	Calha	2010

Plantas de Concentração Solar - Em Finalização

Projeto	País	Potência	Tecnologia	Completada
Tooele Army Depot	EUA	1,5	Prato	2013
Dhursar	Índia	100	Fresnel	2013
Kogan Creek Solar Boost (Kogan Creek)	Austrália	44	Fresnel	2013
Gaskell Sun Torre (Gaskell)	EUA	105	Torre	2013
Ivanpah Solar Electric Generating Station (ISEGS)	EUA	370	Torre	2013
Supcon Solar Project	China	50	Torre	2013
Abengoa Mojave Solar Project	EUA	250	Calha	2013
Abhijeet Solar Project	Índia	50	Calha	2013
Airlight Energy Ait Baha Plant	Marrocos	3	Calha	2013
Agua Prieta II	México	14	Calha	2013
Arenales	Espanha	50	Calha	2013
Caceres	Espanha	50	Calha	2013
Casablanca	Espanha	50	Calha	2013
Diwakar	Índia	100	Calha	2013
Enerstar (Villena)	Espanha	50	Calha	2013
Godawari Solar Project	Índia	50	Calha	2013
Gujarat Solar One	Índia	25	Calha	2013
Guzmán	Espanha	50	Calha	2012
KVK Energy Solar Project	Índia	100	Calha	2013
Megha Solar Plant	Índia	50	Calha	2013
Ouarzazate (Phase I)	Marrocos	160	Calha	2015
Shams 1	Emirados Árabes	100	Calha	2013
Solaben 1	Espanha	50	Calha	2013
Solaben 2	Espanha	50	Calha	2013
Solaben 6	Espanha	50	Calha	2013
Solana Generating Station (Solana)	EUA	280	Calha	2013
Termosol 1	Espanha	50	Calha	2013
Termosol 2	Espanha	50	Calha	2013

Plantas de Concentração Solar - Em Construção

Projeto	Pais	Potência	Tecnologia	Completada
Ashalim power station	Israel	121	Torre	2017
BrightSource Coyote Springs 1 (Coyote Springs 1)	EUA	200	Torre	2014
BrightSource Coyote Springs 2 (Coyote Springs 2)	EUA	200	Torre	2015
BrightSource PG&E 5	EUA	200	Torre	2016
BrightSource PG&E 6	EUA	200	Torre	2016
BrightSource PG&E 7	EUA	200	Torre	2017
Crescent Dunes Solar Energy Project (Tonopah)	EUA	110	Torre	2013
Khi Solar One	África do Sul	50	Torre	2014
Rice Solar Energy Project (RSEP)	EUA	150	Torre	2013
Bokpoort	África do Sul	50	Calha	2015
Genesis Solar Energy Project	EUA	250	Calha	2014
KaXu Solar One	África do Sul	100	Calha	2014
NextEra Beacon Solar Energy Project (Beacon)	EUA	250	Calha	2014
Palen Solar Power Project	EUA	500	Calha	2014
Palmdale Hybrid Power Plant (PHPP)	EUA	50	Calha	2013
Pedro de Valdivia	Chile	360	Calha	2015
Shneur Solar Thermal Power Plant	Israel	120	Calha	2014
Victorville 2 Hybrid Power Plant	EUA	50	Calha	2013

*Potência é expressa em megawatt CSP-WORLD, 2013.