

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

**Modelagem Matemática e Simulação Computacional do
Receptor de um Sistema Dish Stirling, com Proposições de
Modificações Geométricas Visando Diminuir as Perdas
por Transferência de Calor**

André Leandro de Souza

Itajubá, Abril de 2018

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

André Leandro de Souza

**Modelagem Matemática e Simulação Computacional do
Receptor de um Sistema Dish Stirling, com Proposições de
Modificações Geométricas Visando Diminuir as Perdas
por Transferência de Calor**

**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. Osvaldo José
Venturini**

**Co-Orientador: Prof. Dr. Vladimir Rafael
Melian Cobas**

Abril de 2018

Itajubá

SOUZA, André Leandro de

S0729m Modelagem Matemática e Simulação Computacional do Receptor de um Sistema Dish Stirling, com Proposições de Modificações Geométricas Visando Diminuir as Perdas por Transferência de Calor / André Leandro de Souza; orientador Osvaldo José Venturini; co-orientador Vladimir Rafael Melian Cobas. – Itajubá-Unifei, 2018.

167 p.

Dissertação (Mestrado – Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica) --Universidade Federal de Itajubá, 2018.

1. Dish/Stirling. 2. Simulação Computacional. 3. Modelagem Matemática. 4. Transferência de Calor. 5. Spillage. I. Venturini, Osvaldo José. II. Cobas, Vladimir Rafael Melian. III. Universidade Federal de Itajubá. IV. Modelagem Matemática e Simulação Computacional do Receptor de um Sistema Dish Stirling, com Proposições de Modificações Geométricas Visando Diminuir as Perdas por Transferência de Calor.

CDU: 043

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

André Leandro de Souza

**Modelagem Matemática e Simulação Computacional do
Receptor de um Sistema Dish Stirling, com Proposições de
Modificações Geométricas Visando Diminuir as Perdas
por Transferência de Calor**

**Dissertação aprovada por banca
examinadora em 18 de Maio de 2018,
conferindo ao autor o título de Mestre em
Ciências em Engenharia Mecânica.**

**Banca Examinadora:
Prof. Dr. Osvaldo José Venturini
Prof. Dr. Vladimir Rafael Melian Cobas
Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora
Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio
Prof. Dr. Flávio Neves Teixeira**

**Itajubá
2018**

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha mãe Benedita, minha referência, pelo amor, carinho, dedicação, paciência, compreensão, e total apoio no decorrer de toda minha formação profissional, pessoal e intelectual.

Dedico também a todos as pessoas que me incentivaram de alguma forma.

E em memória dos meus padrinhos José e Luzia, que atualmente me acompanham do Céu.

Agradecimentos

Primeiramente a DEUS por me guiar e dar forças nos momentos de dificuldade.

Ao Professor Dr. Osvaldo José Venturini, meu orientador, pela oportunidade de concluir o mestrado sob sua orientação, pela confiança, amizade, auxílio no desenvolvimento deste trabalho, e pela imensurável contribuição para meu crescimento pessoal e intelectual.

Ao Professor Dr. Vladimir Rafael Melian Cobas, meu co-orientador, pela amizade, pelo auxílio no desenvolvimento deste trabalho, e pela contribuição para meu crescimento pessoal e intelectual.

A minha mãe Benedita, minha família e minha namorada Mônica, pela paciência, compreensão, e apoio.

Aos Professores do NEST pela amizade e apoio.

Aos meus amigos do mestrado e do NEST pela amizade, apoio e contribuições, em especial ao Gaylord e ao Sebastian.

Ao Professor Dr. Sebastião Simões da Cunha Junior, pelo apoio em um momento importante no decorrer do meu mestrado.

A todos os Professores do Programa de Pós Graduação do Instituto de Engenharia Mecânica que contribuíram para minha formação.

Ao CNPq pela bolsa de estudo de 1 ano fornecida no decorrer do mestrado.

Muito Obrigado a todos!!!

Epígrafe

“Não sei como pareço aos olhos do mundo, mas eu mesmo vejo-me como um garoto que brincava na praia e se divertia em encontrar uma pedrinha mais lisa uma vez por outra, ou uma concha mais bonita do que de costume, enquanto o imenso oceano da verdade continua misterioso diante dos meus olhos”.

(Isaac Newton).

Resumo

SOUZA, A. L. (2018), *Modelagem Matemática e Simulação Computacional do Receptor de um Sistema Dish Stirling, com Proposições de Modificações Geométricas Visando Diminuir as Perdas por Transferência de Calor*, 163p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma avaliação do sistema Dish Stirling Trinum, que se encontra instalado no Laboratório de Energia Heliotérmica da Unifei. Essa avaliação é realizada utilizando análise experimental, modelagem matemática e simulação computacional. A princípio é realizada uma análise experimental para obter dados importantes para as outras etapas da avaliação. Depois é desenvolvida uma modelagem matemática com referência nos trabalhos de Caballero, 2013 e Castellanos, 2012, para avaliar as perdas por transferência de calor que ocorrem no receptor deste sistema. As perdas térmicas são avaliadas de duas maneiras, as perdas dinâmicas que ocorrem durante o funcionamento do sistema, e posteriormente são avaliadas as perdas térmicas para as diversas inclinações e velocidades do vento que o sistema pode atingir durante seu funcionamento. Em outra etapa dessa avaliação a simulação computacional com software CFD é utilizada para avaliar a velocidade do vento na região da cavidade e no entorno do receptor do sistema Trinum, considerando diferentes inclinações e velocidades do vento. Através da simulação computacional também são avaliadas as perdas por radiação e por convecção com base nas velocidades apuradas para cavidade do receptor. Com base nas avaliações das etapas anteriores são propostos e avaliados dez modelos diferentes de modificação da geometria do receptor que diminua a velocidade de ar na cavidade do receptor. Ainda utilizando a simulação computacional são avaliadas as perdas óticas por extravasamento (perdas por Spillage) para o receptor real do sistema e para os modelos propostos.

Palavras chaves: Dish/Stirling, Simulação Computacional, Modelagem Matemática, Transferência de Calor, Spillage.

Abstract

SOUZA, A. L. (2018), *Mathematical Modeling and Computational Simulation of the Receiver of a Dish Stirling System with Propositions of Geometric Modifications Aiming to Reduce Losses by Heat Transfer*, 163p. MSc. Dissertation (Masters in Energy Conversion) – Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

This paper presents an evaluation of the Dish Stirling Trinum system, which is installed in the Unifei Heliothermic Energy Laboratory. This evaluation is performed using experimental analysis, mathematical modeling and computational simulation. At first, an experimental analysis is performed to obtain important data for the other stages of the evaluation. Then a mathematical modeling is developed with reference to the works of Caballero, 2013 and Castellanos, 2012, to evaluate the heat transfer losses that occur in the receiver of this system. The thermal losses are evaluated in two ways, the dynamic losses that occur during the operation of the system, and later also the thermal losses are evaluated for the different inclinations and wind speeds that the system can attain during its operation. In another stage of this evaluation, the computational simulation is used to evaluate the wind speed in the region of the cavity and in the surroundings of the receiver of the Trinum system, considering different inclinations and wind speeds. The computational simulation also evaluates the losses by radiation and convection based on the rates obtained for the receiver cavity. Based on the evaluations of the previous steps, ten different modification models for receiver geometry are proposed and evaluated that decrease the air velocity in the receiver cavity. Still using the computational simulation, the optical losses (Spillage losses) are evaluated for the actual receiver of the system and for the proposed models.

Keywords: Dish / Stirling, Computational Simulation, Mathematical Modeling, Heat Transfer, Spillage.

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Oferta total de energia primária mundial de 1971 até 2014 por combustível (Mtoe).....	26
Figura 2.2 - Oferta total de energia primária mundial por combustível, comparativo 1973 e 2014 e consumo total (Mtoe).....	26
Figura 2.3 – Emissões Mundiais de CO ₂ pela combustão de combustível fóssil de 1971 até 2014 por combustível (Mtoe de CO ₂).....	27
Figura 2.4 - Oferta Interna de Energia Elétrica por Fonte no Brasil.	29
Figura 2.5 - Usina hidroelétrica de Itaipu localizada no Rio Paraná na divisa entre Brasil e Paraguai.	30
Figura 2.6 - Exemplo de Moinho de Vento.....	31
Figura 2.7 – Visão de alguns aerogeradores do Complexo Eólico Ventos do Araripe III.	32
Figura 2.8 - Evolução do uso de bioeletricidade no Brasil.....	33
Figura 2.9 - Potencial teórico estimado da energia oceânica na costa brasileira, separado em energia das ondas e das mares.	36
Figura 2.10 - Exemplo de aproveitamento da energia das ondas, projeto onshore no Porto de Pecém no Ceará.	38
Figura 2.11 - Exemplo do esquema de funcionamento de uma maremotriz.	38
Figura 2.12 - Exemplo Esquemático de uma Turbina para aproveitamento da energia das correntes marítimas.....	39
Figura 2.13 - Içamento de uma Turbina Oceânica sendo instalada.....	39
Figura 2.14 - Exemplo de uma Usina Geotérmica.	40
Figura 2.15 - Exemplo de aplicação para aquecimento de água de uso residencial.....	42
Figura 2.16 - Exemplo de Placa Fotovoltaica para geração de energia elétrica.....	44
Figura 2.17 - Exemplo de uma central Heliotérmica do Tipo Torre Central.	45
Figura 2.18 - Ciclo de uma planta heliotérmica híbrida, com armazenamento térmico e queima suplementar de backup	46
Figura 2.19 - Faixa espectral da energia irradiada pelo sol, com detalhamento da faixa visível ao homem.	47
Figura 2.20 - Representação do ângulo de declinação solar e sua variação ao longo do ano.	48
Figura 2.21 - Identificação dos ângulos zênite, azimute, ângulo de declinação solar e ângulo horário solar, no plano do observador.	48
Figura 2.22 - Processos radioativos que ocorrem na atmosfera terrestre.	49
Figura 2.23 - Classificação climática do Brasil.....	50
Figura 2.24 - Média anual da irradiação solar direta normal no Brasil, valores em Wh/m ² .dia.	51
Figura 2.25 - Médias mensais da irradiação solar direta normal no Brasil, valores em Wh/m ² .dia.	52
Figura 2.26 - Mapa da irradiação direta normal com destaque para região com incidência acima de 1800 kWh/m ² .dia.....	53
Figura 2.27 - Concentrador tipo Fresnel Linear.	55
Figura 2.28 - Sistema Concentrador Cilíndrico Parabólico.....	56

Figura 2.29 - Usina Heliotérmica de Torre Solar de Ivanpah Solar Electric Generating System, Primm California-EUA.	58
Figura 2.30 - Sistema Dish Stirling do projeto Distal II, Almería, Espanha.	60
Figura 2.31 – Planta Solar de Maricopa, Geração Heliotérmica com Sistemas Dish Stirling.	60
Figura 2.32 - Relação de Concentração Solar e Temperatura de operação de alguns sistemas Heliotérmicos.	61
Figura 2.33 - Esquema de funcionamento de um Forno Solar.	62
Figura 2.34 - Tipos de motores Stirling, Alfa, Beta e Gamma.	64
Figura 3.1 - Componentes do Sistema Dish Stirling Trinum.	70
Figura 3.2 - Descrição do comportamento do Dish Stirling.	71
Figura 3.3 - Detalhamento do painel do Dish Stirling Trinum.	72
Figura 3.4 - Painel hidráulico, tanque de expansão e trocador de calor do Dish Stirling Trinum.	73
Figura 3.5 - Detalhamento da área útil e diâmetro do Dish Stirling Trinum.	74
Figura 3.6 - Detalhe do ângulo de elevação do Dish Stirling.	75
Figura 3.7 - Detalhe da variação do ângulo azimute do Dish Stirling.	75
Figura 3.8 - Motor Stirling de pistão linear livre da Microgen.	76
Figura 3.9 - Características Geométricas do Receptor do sistema Dish Stirling.	77
Figura 3.10 - Software e Cabo para comunicação com a CLP do sistema Dish Stirling Trinum.	78
Figura 4.1 - Fluxograma das etapas desenvolvidas neste trabalho.	79
Figura 4.2 - Validação da modelagem matemática.	88
Figura 4.3 - Localização dos Sensores do Sistema Trinum.	90
Figura 4.4 - Variação da inclinação angular do receptor avaliada por simulação computacional.	92
Figura 4.5 - Sentido do escoamento na simulação computacional.	93
Figura 4.6 - Detalhe da malha adotada nas simulações.	94
Figura 4.7 - Pontos de controle para obtenção dos dados de velocidade dentro da cavidade do receptor.	94
Figura 4.8 - Detalhe dos tipos de malhas, grossa e normal.	95
Figura 4.9 - Detalhe da região do absorvedor do receptor.	96
Figura 4.10 - Dimensões da parábola para calcular a distância focal.	99
Figura 4.11 - Malha para simulação óptica.	100
Figura 5.1 - Geração de Energia nos dias do experimento.	102
Figura 5.2 - Temperatura do sistema de resfriamento do motor Stirling para os dias do experimento.	102
Figura 5.3 - Variação do ângulo azimute para os dias do experimento.	103
Figura 5.4 - Ângulo de elevação do sistema dish Stirling para o dia 15 junho 2016.	103
Figura 5.5 - Variação do ângulo de elevação para os dias do experimento.	104
Figura 5.6 - Variação da velocidade do vento para os dias da análise experimental.	104
Figura 5.7 - Variação da temperatura ambiente para os dias do experimento.	105
Figura 5.8 - Temperatura do receptor para os dias de experimento.	105
Figura 5.9 - Temperatura do Receptor para MMFS.	106
Figura 5.10 - Temperatura ambiente para MMFS.	107

Figura 5.11 - Variação da elevação do receptor para MMFS.....	107
Figura 5.12 - Velocidade do vento para a MMFS.....	108
Figura 5.13 - Perdas térmicas por radiação da MMFS.....	108
Figura 5.14 - Perdas por convecção natural da MMFS.....	109
Figura 5.15 - Perdas térmicas por convecção forçada na cavidade do receptor para MMFS.....	110
Figura 5.16 - Total de Perdas por convecção para a MMFS.....	110
Figura 5.17 - Perdas por condução e posteriormente por convecção ao ambiente, da MMFS.	111
Figura 5.18 - Total das perdas térmicas para a MMFS.....	111
Figura 5.19 - Perdas por radiação com relação à temperatura.....	112
Figura 5.20 - Perdas por radiação para as diferentes inclinações e velocidades.....	113
Figura 5.21 - Perdas térmicas por convecção natural para as diversas inclinações e velocidades para modelagem controlada.....	113
Figura 5.22 - Perdas térmicas por convecção forçada para as variações de inclinação e velocidade para modelagem controlada.....	114
Figura 5.23 - Perdas por convecção (natural e forçada) para as diferentes inclinações e velocidades para modelagem controlada.....	114
Figura 5.24 - Perdas por condução para as diferentes inclinações e velocidades da modelagem matemática controlada.....	115
Figura 5.25 - Perdas totais apuradas para as diferentes inclinações e velocidades pela modelagem matemática controlada.....	116
Figura 5.26 - Variação da velocidade do escoamento de ar dentro da cavidade do receptor para as diferentes inclinações e velocidades de entrada.....	117
Figura 5.27 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 0° e 16 m/s.....	118
Figura 5.28 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 10° e 16 m/s.....	118
Figura 5.29 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 20° e 16 m/s.....	119
Figura 5.30 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 30° e 16 m/s.....	119
Figura 5.31 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 40° e 16 m/s.....	120
Figura 5.32 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 50° e 16 m/s.....	120
Figura 5.33 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 60° e 16 m/s.....	121
Figura 5.34 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 70° e 16 m/s.....	121
Figura 5.35 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 80° e 16 m/s.....	122
Figura 5.36 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 90° e 16 m/s.....	122
Figura 5.37 - Modelos Propostos 01 e 02.....	123
Figura 5.38 - Modelos propostos 03 e 04.....	124
Figura 5.39 - Modelos propostos 05 e 06.....	124
Figura 5.40 - Modelos Propostos 07 e 08.....	125
Figura 5.41 - Modelos propostos 09 e 10.....	125
Figura 5.42 - Velocidade na cavidade para os 10 modelos propostos.....	126
Figura 5.43 - Perfil de velocidades para os 10 modelos propostos.....	127
Figura 5.44 - Velocidade dos 4 modelos para as inclinações de 0° a 90°.....	128
Figura 5.45 - Perdas térmicas por radiação com relação à temperatura para simulação computacional.....	129
Figura 5.46 - Perdas por radiação nas diferentes inclinações da simulação computacional.....	129

Figura 5.47 - Perdas por convecção forçada da simulação computacional.	130
Figura 5.48 - Receptor do sistema Dish Stirling com detalhe da região do absorvedor.	131
Figura 5.49 - Simulação da trajetória dos raios solares para o receptor original e foco a 2,30 m.	131
Figura 5.50 - Simulação óptica do receptor com distância focal de 2,33 m.	132
Figura 5.51 - Simulação óptica do receptor com distância focal de 2,34 m.	132
Figura 5.52 - Simulação óptica do receptor com distância focal de 2,35 m.	133
Figura 5.53 - Trajetória dos raios solares para o modelo 03 e foco de 2,30 m.	134
Figura 5.54 - Trajetória dos raios solares para o modelo 05 e foco de 2,30 m.	134
Figura 5.55 - Trajetória dos raios solares para o modelo 09 e foco de 2,30 m.	134
Figura 5.56 - Trajetória dos raios solares para o modelo 10 e foco de 2,30 m.	135
Figura 5.57 - Trajetória dos raios solares para o modelo 03 e foco de 2,35 m.	136
Figura 5.58 - Trajetória dos raios solares para o modelo 05 e foco de 2,35 m.	136
Figura 5.59 - Trajetória dos raios solares para o modelo 09 e foco de 2,35 m.	136
Figura 5.60 - Trajetória dos raios solares para o modelo 10 e foco de 2,35 m.	137
Figura Apêndice C. 1 - Perfil de pressões para a análise de escoamento de ar no receptor real com as inclinações de 0° a 30°.	155
Figura Apêndice C. 2 - Perfil de pressões para a análise de escoamento de ar no receptor real com as inclinações de 40° a 90°.	156
Figura Apêndice C. 3 - Linhas de corrente do escoamento para o receptor real nas inclinações de 0° a 90°.	157
Figura Apêndice C. 4 - Campo de vorticidade do escoamento de ar no receptor para as inclinações de 0° a 90°.	158

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Tabela da capacidade de geração de energia de acordo com a fonte energética. .28	28
Tabela 2.2 - Tabela da classificação da Biomassa de acordo com sua fonte. 34	34
Tabela 2.3 - Potencial teórico das ondas e das marés por estado. 37	37
Tabela 3.1 - Características do Motor Stirling da Microgen. 76	76
Tabela 4.1 - Dados do Sistema de Reinalter et al. (2008) para validação. 87	87
Tabela 4.2 - Porcentagem de erro admitido por Reinalter et al. (2008) e deste trabalho. 88	88
Tabela Apêndice B. 1 - Tabela das propriedades do Ar a pressão atmosférica para temperatura de 100°K a 1000° K. 153	153
Tabela Apêndice B. 2 - Tabela das propriedades do Ar a pressão atmosférica para temperatura de 100°K a 1000° K. 154	154
Tabela Anexa A. 1 - Tabela utilizada como referência para realização da tabela auxiliar para o MATLAB. 164	164
Tabela Anexa B. 1 - Valor de referência do material metálico que compõem o receptor do sistema Dish Stirling. 165	165
Tabela Anexa B. 2 - Coeficiente de transferência de Calor para o Aço Inox. 166	166
Tabela Anexa B. 3 - Coeficiente de transferência de Calor para a Fibra de Vidro. 167	167

Lista de Símbolos

Letras Latinas

$A_{a,rec}$	área da abertura do receptor	[m ²]
A_{disco}	área superficial do concentrador solar do tipo disco.	[m ²]
$A_{e,r}$	área externa do receptor	[m ²]
$A_{a,cav}$	área da abertura da cavidade do receptor	[m ²]
$A_{i,cav}$	área interna da cavidade do receptor	[m ²]
d_{abert}	diâmetro da abertura do receptor	[m]
d_{cav}	diâmetro da cavidade do receptor	[m]
D_c	diâmetro do concentrador do tipo prato parabólico	[m]
f	distância focal do concentrador	[m]
$f(\theta)$	correlação para o coeficiente de convecção em relação a inclinação	
g	aceleração da gravidade	[m/s ²]
Gr	número de Grashof	
$h_{e,r}$	coeficiente de transferência de calor por convecção natural externo	[W/m ² ×K].
$h_{i,f}$	coeficiente de transferência de calor por convecção forçada	[W/m ² ×K].
$h_{i,n}$	coeficiente de transferência de calor por convecção, interno	[W/m ² ×K]
I_{sol}	irradiação direta incidente no concentrador solar	[W/m ²]
k_{ar}	condutividade térmica do ar	[W/m ×K]
k_{ext}	condutividade térmica da carcaça do receptor (Aço Inox)	[W/m ×K]
k_{iso}	condutividade térmica do isolamento	[W/m ×K]
L_c	comprimento característico do absorvedor	[m]

L_e	comprimento característico do receptor (lado externo)	[m]
$Nu_{e,r}$	número de Nusselt local externo	
$Nu_{i,n}$	número de Nusselt local interno	
Pr	número de Prandtl	
Q_{cond}	perdas de calor por condução	[W]
Q_{conv}	perdas de calor por convecção	[W]
$Q_{i,f}$	transferência de calor por convecção forçada	[W]
$Q_{gás}$	energia recebida pelo motor Stirling através do receptor	[W]
$Q_{i,n}$	transferência de calor por convecção natural	[W]
Q_{rad}	perdas de calor por radiação	[W]
Q_{rec}	energia solar concentrada na cavidade do receptor	[W]
Re	número de Reynolds	
r_{ext}	raio externo da carcaça do receptor (3ª camada)	[m]
r_{iso}	raio externo do material de isolamento (2ª camada)	[m]
r_{abs}	raio do absorvedor (1ª camada)	[m]
T_{amb}	temperatura ambiente	[K]
T_{rec}	temperatura do Receptor	[K]
v	velocidade do vento	[m/s]

Letras Gregas

θ	ângulo de inclinação do receptor	[°]
θ_r	ângulo de borda do concentrador	[rad]
η_{op}	eficiência óptica do concentrador solar	[%]
β	coeficiente de expansão volumétrica térmica	[K ⁻¹]

ε	coeficiente de emissividade do material do receptor	
σ	constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8}$)	$[\text{W}/\text{m}^2 \times \text{K}^4]$
ν	viscosidade cinemática do ar	$[\text{m}^2/\text{s}]$
δ	ângulo de declinação solar	$[\text{°}]$
ω	ângulo horário solar	$[\text{°}]$
θ_z	ângulo zênite solar	$[\text{°}]$

Abreviaturas e Siglas

AC	Corrente Alternada
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
APE	Autoprodutora de Energia Elétrica
BIG	Banco de Informações de Geração
Bits	Digito binário de informação ou armazenagem
CAD	Computer Aided Design (Desenho assistido por Computador)
CFD	Dinâmica de Fluidos Computacionais
CLP	Comando Lógico Programável
DC	Corrente Contínua
DSG	Direct Steam Generation (geração de vapor direto)
EUA	Estados Unidos da América
GB	Giga Bytes
GEE	Gases de Efeito Estufa
GPS	Global Positioning System ou Sistema de Posicionamento Global
LEH	Laboratório de Energia Heliotérmica
MATLAB	Software utilizado para resolução de cálculos matemáticos

MB	Mega Byte
Mesh	Malha para software
MMC	Modelagem Matemática Controlada
MMFS	Modelagem matemática do funcionamento do sistema
MTEP	Milhões de toneladas equivalente de petróleo
Mtoe	Milhões de toneladas equivalente de petróleo
Offshore	longe da costa
Onshore	próximo a costa
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
PIE	Produtor Independente de Energia Elétrica
POE	Perdas óticas por extravasamento (Perdas por Spillage)
RAM	Memória de acesso randômico
REG	Usinas sujeitas a registro
RSU	Resíduo sólido urbano
SIMPLE	algoritmo para resolução das equações de navier – Stokes
Trinum	Sistema Dish Stirling instalado no laboratório da UNIFEI
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
UPS	Uninterruptable Power Supply ou Fonte de Energia Ininterrupta

Sumário

Dedicatória.....	ii
Agradecimentos.....	iii
Epígrafe.....	iv
Resumo.....	v
Abstract.....	vi
Lista de Figuras.....	vii
Lista de Tabelas.....	xi
Lista de Símbolos.....	xii
Letras Latinas.....	xii
Letras Gregas.....	xiii
Abreviaturas e Siglas.....	xiv
Sumário.....	xvi
1 INTRODUÇÃO.....	19
1.1 Motivação.....	19
1.2 Objetivo.....	21
1.2.1 Objetivo Principal.....	21
1.2.2 Objetivos Específicos.....	21
1.3 Organização do Trabalho.....	23
1.3.1 Capítulo 1.....	23
1.3.2 Capítulo 2.....	23
1.3.3 Capítulo 3.....	23
1.3.4 Capítulo 4.....	23
1.3.5 Capítulo 5.....	23
1.3.6 Capítulo 6.....	23
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	25
2.1 Energia.....	25
2.2 Energia Renovável (ou Energias Alternativas).....	28
2.2.1 Energia Hidráulica (ou Hidroelétrica).....	29
2.2.2 Energia Eólica.....	30
2.2.3 Biomassa.....	32
2.2.4 Energia Oceânica.....	35
2.2.5 Energia Geotérmica.....	40

2.2.6	Energia Solar	40
2.3	Irradiação Solar	46
2.3.1	Irradiação Solar no Brasil	50
2.4	Geração Heliotérmica (CSP-Concentrated Solar Power)	52
2.4.1	Concentradores Lineares	53
2.4.2	Concentradores Bidimensionais	56
2.5	Motor Stirling	62
2.6	Simulação Computacional em CFD	64
2.6.1	Pré-Processamento	67
2.6.2	Solucionador (ou Solver).....	68
2.6.3	Pós-Processamento	68
3	SISTEMA PESQUISADO	69
3.1	Laboratório de Energia Heliotérmica - LEH	69
3.2	Sistema Dish Stirling Trinum	69
3.2.1	Concentrador do Sistema Trinum.....	73
3.2.2	Rastreamento Solar do Sistema Trinum (Solar Tracking).....	74
3.2.3	Motor Stirling-Gerador do Sistema Trinum	76
3.2.4	Receptor.....	77
3.2.5	Sistema de Coleta de Dados	77
4	MÉTODOS DE PESQUISA	79
4.1	Modelagem Matemática	80
4.1.1	Modelagem Matemática do Receptor do Sistema Dish Stirling	80
4.1.2	Modelagem Matemática no MATLAB	86
4.1.3	Validação do modelo matemático	87
4.2	Análise experimental	89
4.3	Simulação Computacional em CFD	90
4.3.1	Simulação do Escoamento de Ar no Receptor	91
4.3.2	Simulação das Perdas Térmica por Convecção e Radiação	96
4.3.3	Proposição de Novas Geometrias	97
4.3.4	Simulação Ótica das Geometrias Normal e Modificadas.....	98
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	101
5.1	Resultados da Análise Experimental	101
5.2	Resultados da Modelagem Matemática do Funcionamento do Sistema - MMFS... 105	

5.2.1	Perdas por Radiação	108
5.2.2	Perdas por Convecção	109
5.2.3	Perdas por Condução	111
5.2.4	Perdas Totais no Receptor	111
5.3	Resultados da Modelagem Matemática Controlada - MMC	112
5.4	Resultado da Simulação Computacional em CFD	116
5.4.1	Simulação Computacional do escoamento de Ar	116
5.4.2	Simulação Computacional em CFD para as Geometrias Propostas	123
5.4.3	Simulação em CFD das Perdas Térmicas por Transferências de Calor	128
5.4.4	Simulação em CFD da Trajetória dos Raios Solares	130
5.5	Eficiência do Receptor	137
6	CONCLUSÃO	139
6.1	Considerações Finais	139
6.1.1	Considerações Finais para Análise Experimental	139
6.1.2	Considerações Finais para Modelagem Matemática	140
6.1.3	Considerações Finais para Simulação em CFD do Escoamento de Ar no Receptor.	140
6.1.4	Considerações Finais para Simulação em CFD das Geometrias Propostas	141
6.1.5	Considerações Finais para Simulação em CFD das Perdas Térmicas do Receptor	142
6.1.6	Considerações Finais para Simulação em CFD da Trajetória dos Raios Solares	142
6.2	Conclusão	143
6.3	Contribuições	145
6.4	Recomendações	145
	APÊNDICE A – Scripts do MATLAB	147
	APÊNDICE B – Tabelas Auxiliares para o MATLAB	153
	APÊNDICE C – Resultados da Simulação Computacional para o Escoamento no Receptor Real	155
7	REFERÊNCIAS	159
	ANEXO A - Propriedades Termofísicas do Ar a Pressão Atmosférica	164
	ANEXO B - Propriedades dos Sólidos que Compõem o Receptor	165

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A energia desempenha um papel importante na economia de um país fornecendo suporte a diversos setores como fabricação, mineração, transporte, comunicação e agricultura. Sabe-se que existe uma crescente demanda por energia no mundo, sendo este aumento de consumo resultado de fatores como o progresso tecnológico e o desenvolvimento dos parâmetros socioeconômicos da humanidade. Não só pela questão da demanda energética, mas também com o intuito de reduzir os efeitos do aquecimento global a comunidade científica está destinando esforços para pesquisas em energias renováveis, incluindo a energia heliotérmica.

Nos últimos 136 anos a temperatura média do planeta aumentou mais de 1° C (NASA, 2018). O efeito do aumento de temperatura pode ser visto pelas mudanças climáticas que estão ocorrendo no planeta. Essas mudanças podem levar mais de 80 milhões de pessoas a passar fome e 25% dos mamíferos e 12% das aves a correrem risco significativo de extinção (HEJAZI, 2017). A principal razão para esse aquecimento é o aumento de nível de CO₂ na atmosfera, obtidos, através da queima de combustível fóssil e por processos industriais (78%) e mudança no uso da terra (desmatamento, queimadas, decomposição da biomassa florestal, manejo de terras cultiváveis e pastagens) (IPCC, 2014). O percentual das emissões de CO₂ resultam das seguintes áreas, transporte 49%, eletricidade 30%, industrial 11%, residencial 7% e comercial 3%. Uma abordagem prática para diminuição do nível de CO₂ é a modificação da matriz energética atual (que ainda é baseada no consumo de combustíveis fósseis), substituindo em parte pelas energias renováveis (solar, eólica e biomassa) e adotando equipamentos com tecnologia moderna, para mitigar o consumo energético (como por exemplo, adotando a utilização de lâmpadas de baixo consumo - LED). Cientistas demonstraram que existe um sério risco de perturbações climáticas severas se não forem reduzidas drasticamente as emissões de CO₂, tais perturbações podem desencadear problemas de nível ecológico, econômico e social em toda a Terra. Para frear o aquecimento Global é necessária uma redução de 5% a 10% na emissão de CO₂ atual (estabilizando a quantidade de CO₂), do contrário o aquecimento (HEJAZI, 2017).

De acordo com o Tratado de Paris, as mudanças climáticas representam uma ameaça urgente e potencialmente irreversível para a humanidade e para o planeta, exigindo cooperação ampla de todos os países com vista em acelerar a redução das emissões de Gases

de Efeito Estufa – GEE. Contudo o Tratado de Paris enfatiza que o aumento da temperatura global média deve ser mantido bem abaixo de 2° C, buscando esforços para manter o aumento em 1,5° C até 2030 (diminuindo a emissão de CO₂ mundial para 40 gigatoneladas até esta data, valor estimado contando com o crescimento mundial). Reconhecendo a necessidade do acesso universal a energia sustentável pelos países em desenvolvimento, deve ocorrer a cooperação regional e internacional incluindo a sociedade civil, setor privado, instituições financeiras, cidades, autoridades subnacionais, comunidades locais e povos indígenas (UNITED NATIONS, 2015).

A busca por fontes alternativas de energia para suprir a demanda energética leva a comunidade científica mundial a pesquisar atualmente alternativas a utilização dos combustíveis fósseis, como a energia eólica, solar, oceânica, hidráulica, biomassa e a energia heliotérmica.

A geração Heliotérmica, objeto deste estudo, realiza a conversão da energia proveniente do sol em energia elétrica de maneira indireta, utilizando para isso, processos térmicos acoplados aos sistemas concentradores da energia solar. Existem diferentes tipos de sistemas heliotérmicos sendo estudadas atualmente, como o Tipo Fresnel, o Cilíndrico Parabólico, Torre Central ou Torre Solar e o de Prato Parabólico (também conhecido como Dish Stirling). Essa conversão da energia solar térmica em energia elétrica e conseguinte em energia elétrica é feita através de um processo indireto de conversão que ocorre, por exemplo, na utilização conjunta de um sistema Cilíndrico Parabólico (responsável pela concentração da energia solar térmica) com um sistema tipo ORC - Ciclo Rankine Orgânico - (responsável pela conversão da energia térmica em energia elétrica) ou utilizando um sistema do tipo Prato Parabólico (responsável pela concentração) trabalhando com um motor Stirling acoplado (responsável pela conversão da energia térmica em elétrica) - Sistema Dish/Stirling.

De acordo com o Atlas Brasileiro de Energia Solar, o Brasil se encontra em sua maior parte numa região intertropical, e possui grande potencial de aproveitamento da irradiação solar durante todo o ano. A irradiação global média anual tem boa uniformidade e apresenta um valor máximo de 6,5 kWh/m² na região norte da Bahia, onde o clima é semiárido e possui baixa precipitação ao longo do ano, e valor mínimo de 4,25 kWh/m² na região norte de Santa Catarina, onde a precipitação é bem distribuída ao longo do ano assim assegura-se ao Brasil valores de irradiação solar global superiores a de países da União Europeia, como Alemanha,

França e Espanha, onde projetos de aproveitamento da energia solar são amplamente disseminados e estudados (PEREIRA *et al.*, 2006).

O presente estudo contempla o estudo da conversão da energia proveniente do Sol em energia elétrica e se concentrará na análise do concentrador solar do tipo Disco Parabólico, especificamente na área do receptor, mais precisamente no absorvedor desse dispositivo. Sendo normalmente empregado para o acionamento de motores Stirling, este tipo de sistema heliotérmico concentra os raios solares na região focal, localizada dentro do receptor, o absorvedor, que fica diretamente acoplado a parte quente de um motor Stirling. Sabendo-se que o receptor possui inúmeras perdas por transferência de calor, o que diminui a sua eficiência, este estudo abrange a análise dessas perdas térmicas.

O sistema heliotérmico do tipo Dish Stirling estudado (Trinum), se encontra instalado no Laboratório de Energia Heliotérmica – LEH da Unifei de Itajubá é composto por um aparato concentrador de raios solares no formato de prato parabólico e tem acoplado ao seu sistema receptor um motor Stirling (com 1 kW de potência), responsável pela conversão da energia solar térmica em energia elétrica, é compacto, necessita apenas de 22,10 m² de área para sua instalação, pouco mais de 4,50 m de altura para movimentação e posicionamento e não necessita de grande quantidade de água para resfriamento (resfriamento do motor Stirling), permitindo a instalação em diferentes localidades, desde telhado de um prédio (de baixa altura), quintais até em localidades remotas como em regiões áridas.

1.2 Objetivo

1.2.1 Objetivo Principal

Este trabalho tem por objetivo principal propor alterações geométricas para o receptor do sistema Trinum, que minimizem as perdas por convecção forçada na região da cavidade do receptor do sistema Dish Stirling.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos são necessários para obtenção do objetivo principal deste trabalho.

A princípio é desenvolvido um modelo matemático com base na literatura para avaliar as transferências de calor existentes no sistema Heliotérmico pesquisado. Perdas térmicas que

ocorrem na região do receptor do sistema Dish Stirling, (perdas por radiação, por convecção natural e forçada e por condução).

Efetuar ensaios experimentais no sistema Dish Stirling Trinum, instalado no LEH – UNIFEI, e levantar dados pertinentes ao estudo da modelagem matemática como temperatura de operação do receptor, velocidade de vento no local, temperatura ambiente local além de outras condições do funcionamento do sistema.

Desenvolver um modelo matemático no software MATLAB, para avaliar e quantificar as perdas térmicas que ocorrem no receptor e quantificar as perdas por radiação, por convecção e as por condução, que posteriormente leva a perda de calor para o ambiente por convecção.

Analisar através de simulação computacional com software CFD o escoamento de ar circundante e presente na cavidade do receptor do sistema Dish Stirling, considerando os diferentes ângulos de inclinação que este equipamento pode atingir no decorrer do ano devido à variação do posicionamento do sol.

Avaliar as perdas térmicas por convecção e por radiação que ocorrem no receptor, utilizando CFD, levantando as curvas para realizar a comparação com a avaliação realizada pela modelagem matemática.

Propor algumas modificações geométricas abrangendo a região da abertura do receptor do sistema Dish Stirling em questão, a fim de minimizar a quantidade de ar que escoar na cavidade deste receptor e, por conseguinte diminuindo as perdas térmicas por convecção na região interna da cavidade.

Efetuar a análise de escoamento de ar para os modelos propostos, através da simulação computacional (CFD) com o intuito de verificar qual a melhor modificação a ser adotada em estudos posteriores.

Realizar a simulação da trajetória dos raios solares para as modificações propostas (com melhor desempenho nos testes anteriores), a fim de verificar a hipótese de perdas óticas devido à modificação geométrica da região de abertura do receptor.

1.3 Organização do Trabalho

1.3.1 Capítulo 1

Neste capítulo incluem-se a motivação para o desenvolvimento deste trabalho, o objetivo principal, e os objetivos específicos estudados ao longo deste.

1.3.2 Capítulo 2

Neste capítulo apresenta-se a fundamentação teórica pesquisada na literatura existente que serviram como alicerce para o desenvolvimento deste trabalho.

1.3.3 Capítulo 3

Este capítulo apresenta as características do laboratório onde se desenvolveu a análise experimental, os principais conceitos e as características relacionados ao sistema analisado.

1.3.4 Capítulo 4

Neste capítulo são apresentados os métodos utilizados para realizar a pesquisa das transferências de calor existente no receptor do sistema Dish Stirling, como a modelagem matemática, os métodos utilizados para processar a análise através do MATLAB, as variáveis envolvidas na análise experimental desenvolvida, e as características e métodos utilizados nas diferentes avaliações realizadas através de simulação computacional, como a simulação do escoamento de ar, a simulação térmica e a simulação da trajetória dos raios solares.

1.3.5 Capítulo 5

Este capítulo compreende a análise de todos os resultados extraídos dos diferentes estudos avaliados através deste trabalho, como os resultados da análise experimental, os resultados da modelagem matemática, os resultados da simulação computacional para o escoamento de ar, para simulação térmica e para a trajetória dos raios solares.

1.3.6 Capítulo 6

Este capítulo apresenta a conclusão e as considerações finais a cerca do estudo desenvolvido neste trabalho, ressaltando as principais características das perdas térmicas encontradas nas diferentes avaliações para o funcionamento do sistema Dish Stirling e as

avaliações feitas através de simulação computacional para o escoamento de ar, para a trajetória dos raios solares e para os modelos de modificações geométricas propostas.

Neste capítulo ainda se encontram as contribuições existentes neste trabalho, e são apresentadas as recomendações para desenvolvimento de trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Energia

A energia é um recurso básico necessário para diversos fins tanto nas áreas industriais, maiores consumidores de energia, como em áreas não industriais. Na área industrial podem ser citados setores consumidores de energia como: indústria de fabricação, agricultura, mineração e construção que consomem grande quantidade de energia no desenvolvimento de suas atividades (37% da energia no mundo) (ABDELAZIZ, SAIDUR e MEKHILEF, 2011).

O planeta Terra disponibiliza diversos recursos para produção de energia que podem ser classificados como renováveis e não renováveis. Alguns exemplos de recursos renováveis são os recursos de energia sob a forma solar, eólica, biomassa e hidráulica. Já os exemplos de recursos não renováveis ou combustíveis fósseis são petróleo, carvão e gás natural. Um tipo peculiar de fonte de energia é a energia Nuclear, cujo uso não traz impactos imediatos ao meio ambiente e em teoria é considerada uma energia ilimitada, mas traz riscos de acidentes de grande proporção e grande impacto ambiental (LEITE, 2007). Ainda no âmbito da energia nuclear, com o acidente em Chernobyl, na Ucrânia, em 1986 houve uma oposição a energia nuclear no mundo, estimulando a pesquisa por energias alternativas, o que ganhou ainda mais força após o acidente de Fukushima em 2011, devido ao impacto a saúde humana causada por esses acidentes (AQUILA *et al.*, 2017).

Usando dados da Agência Internacional de Energia (IEA-International Energy Agency), na Figura 2.1 pode-se ver a evolução da oferta de energia no mundo no intervalo de 1971 até 2014 separadas de acordo com o tipo de energia ou que o consumo energético mundial dobrou com relação ao primeiro ano analisado. Pode se verificar que as energias mais utilizadas são as de fontes como carvão, petróleo e gás natural, ficando entre as menos utilizadas as hidroelétricas e outras energias que consistem em energia eólica, solar, térmica, geotérmica e outras. Na Figura 2.2 pode ser visto o comparativo do consumo em porcentagem de energia por tipo de energia no ano de 1973 e no ano de 2014, e também o consumo total em milhões de toneladas de petróleo equivalente.

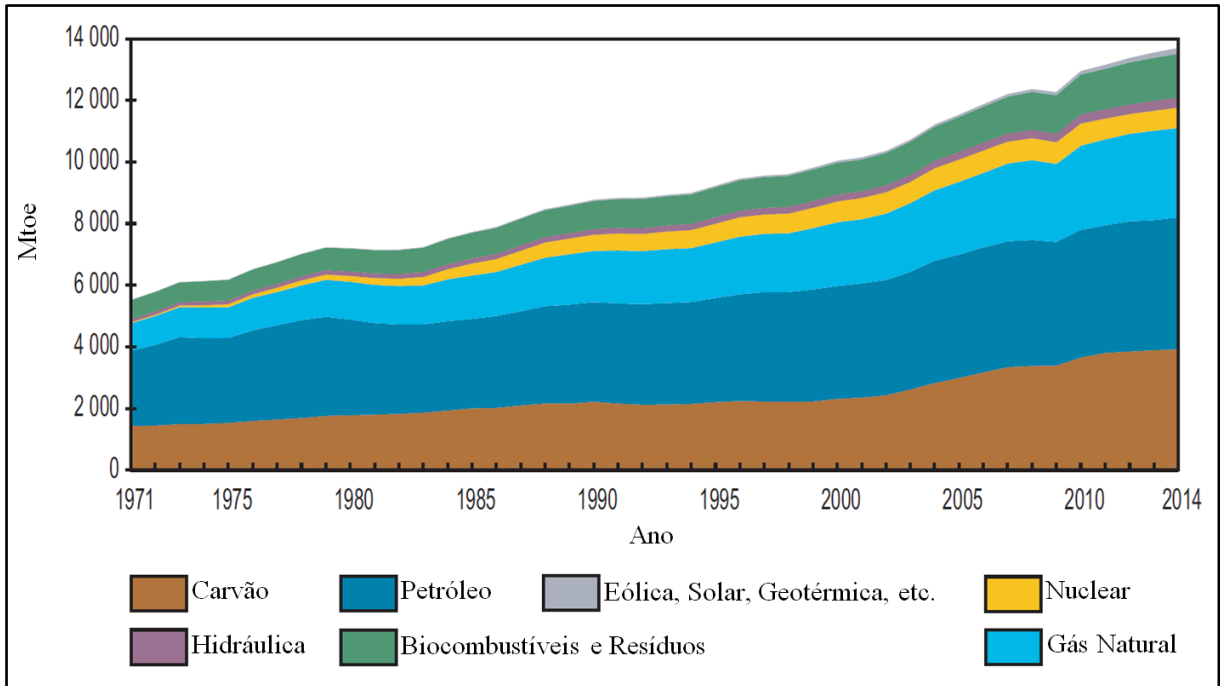


Figura 2.1 – Oferta total de energia primária mundial de 1971 até 2014 por combustível (Mtoe).
Fonte: Adaptado de (IEA, INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2016)

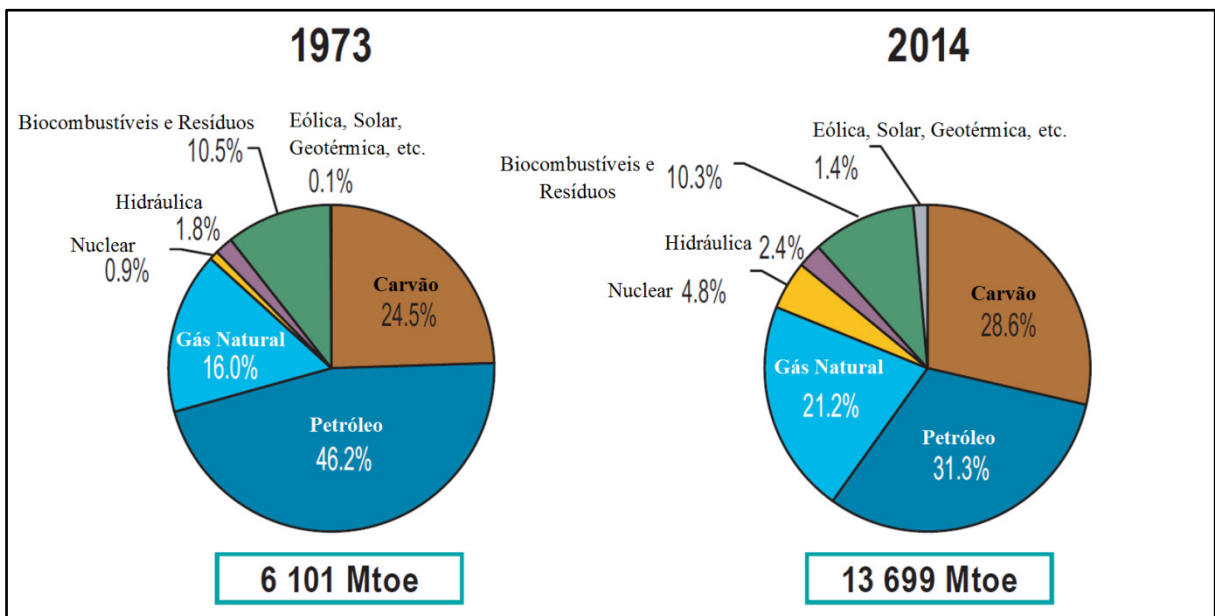


Figura 2.2 - Oferta total de energia primária mundial por combustível, comparativo 1973 e 2014 e consumo total (Mtoe).

Fonte: Adaptado de (IEA, INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2016)

A extração e utilização de combustíveis fósseis provocam danos ambientais, principalmente a liberação de CO₂ (dióxido de carbono) que ocorrem durante a queima desses combustíveis. As consequências ambientais provocadas pelos gases de efeito estufa (CO₂) são objeto de estudos e de grande preocupação atualmente (ANDERSON, HAWKINS e JONES, 2016).

O aumento do gás CO₂ na atmosfera terrestre proveniente da reação de queima dos combustíveis fósseis fez a temperatura da terra aumentar nos últimos 136 anos, provocando o aquecimento global e as mudanças climáticas vistas atualmente (HEJAZI, 2017).

Pode ser visto na Figura 2.3 as emissões mundiais de CO₂, separados por tipo de combustível que a gerou. Assim como o consumo, as emissões praticamente dobraram no período analisado.

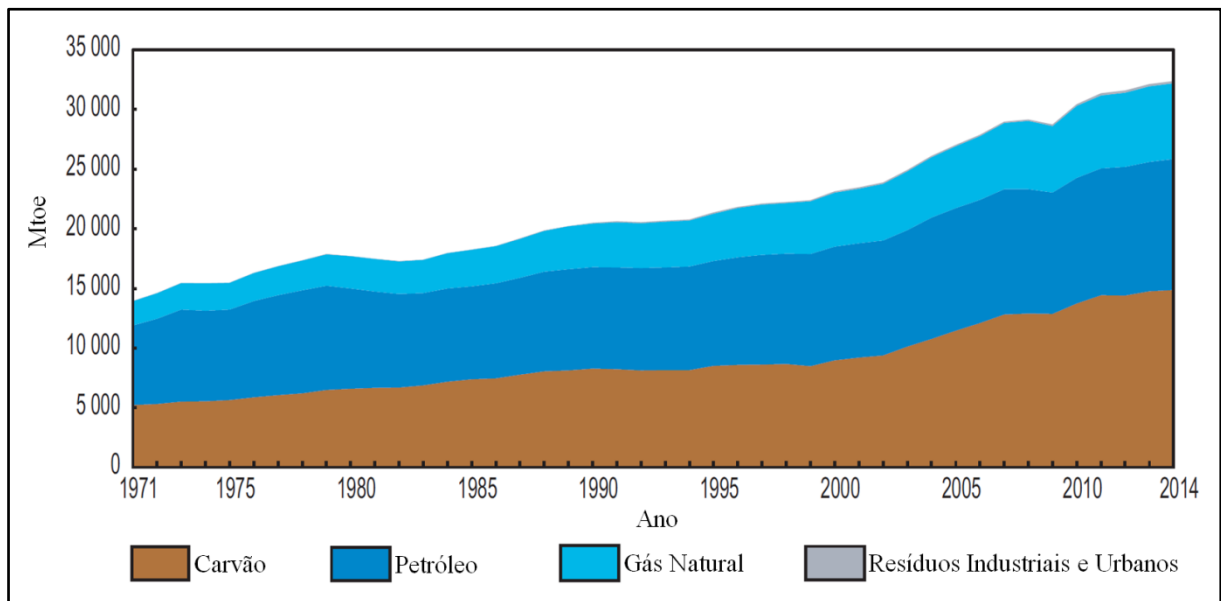


Figura 2.3 – Emissões Mundiais de CO₂ pela combustão de combustível fóssil de 1971 até 2014 por combustível (Mtoe de CO₂).

Fonte: Adaptado de (IEA, INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2016)

Os gráficos vistos anteriormente têm os valores expressos em Mtoe (million tonnes of oil equivalent, ou Milhões de toneladas equivalente de petróleo – MTEP), onde 1 Mtoe equivale a $1,163 \times 10^4$ GWh.

Segundo a ONU a alteração climática decorrente do aumento da temperatura média terrestre é uma ameaça imediata e de consequências potencialmente irreversíveis para a humanidade, portanto o tratado de Paris de 2015 que contou com a aprovação de 195 países, tem o objetivo de fortalecer a resposta global a essas mudanças climáticas, requerendo ampla cooperação dos países envolvidos no tratado para obter uma resposta eficaz e apropriada com o intuito de diminuir as emissões de gases do efeito estufa. Somente reduzindo as condições atuais de emissões de CO₂ será possível manter o aumento da temperatura média do planeta bem abaixo de 2° C, para os próximos anos (até 2030). Existe uma urgente necessidade dos países menos desenvolvidos de receberem apoio de forma financeira, tecnológica ou de capacitação promovendo o acesso universal à energia renovável (UNITED NATIONS, 2015).

Com a crescente demanda por energia, atualmente surgem diversos desafios, como a atual dependência energética de combustíveis fósseis, a segurança do sistema elétrico, a poluição do ar e a emissão de gases de efeito estufa. A utilização ampla das energias renováveis auxilia a enfrentar esses atuais desafios promovendo um desenvolvimento sustentável e uma diversificação da matriz energética (MELO, JANNUZZI e BAJAY, 2016).

De acordo com o Banco de Informações de Geração da ANEEL a Tabela 2.1 apresenta a capacidade atual de geração de energia no Brasil de acordo com a fonte de energética. No Brasil há a predominância da utilização de energia hídrica (64,45%) e em segundo a utilização de combustível fóssil (16,99%) nas termelétricas, mas já apresenta uma diversificação da matriz energética (biomassa, eólica, solar e energia das marés) com menor porcentagem.

Tabela 2.1 - Tabela da capacidade de geração de energia de acordo com a fonte energética.

Fontes de Energia	Quantidade de instalações [Unid.]	Potência Instalada [kW]	%
Fóssil	2450	28.382.607	16,99
Biomassa	557	14.779.682	8,85
Nuclear	2	1.990.000	1,19
Hídrica	1328	107.652.735	64,45
Eólica	527	12.916.439	7,73
Solar	2222	1.306.495	0,78
Undi-Elétrica (Energia das marés)	1	50	0,00003
Total	7087	167.028.008	100

Fonte: (BIG - ANEEL, 2018)

2.2 Energia Renovável (ou Energias Alternativas)

O Brasil conta com grandes fontes naturais de energia renovável como energia eólica, solar, hidráulica, oceânica além de biodiesel e etanol como fontes não naturais.

Atualmente no Brasil as fontes renováveis contribuem com 81,8% da demanda interna de eletricidade do país, contando predominantemente com uma fonte de energia hidráulica que fornece 64,5%, energia proveniente de biomassa 8,8%, as fontes eólicas com 7,7% e por último as fontes de energia solar com apenas 0,8%. Os outros 18,2% restantes da oferta de energia interna são provenientes de fontes não renováveis como gás natural 8,4% derivados de petróleo 6,2%, carvão e derivados fornecendo 2,2%, nuclear com 1,2% e outros tipos de combustíveis fósseis 0,2% como pode ser visto na Figura 2.4.

As energias renováveis podem ser do tipo, hidráulica, eólica, geotérmica, biomassa, oceânica e solar.

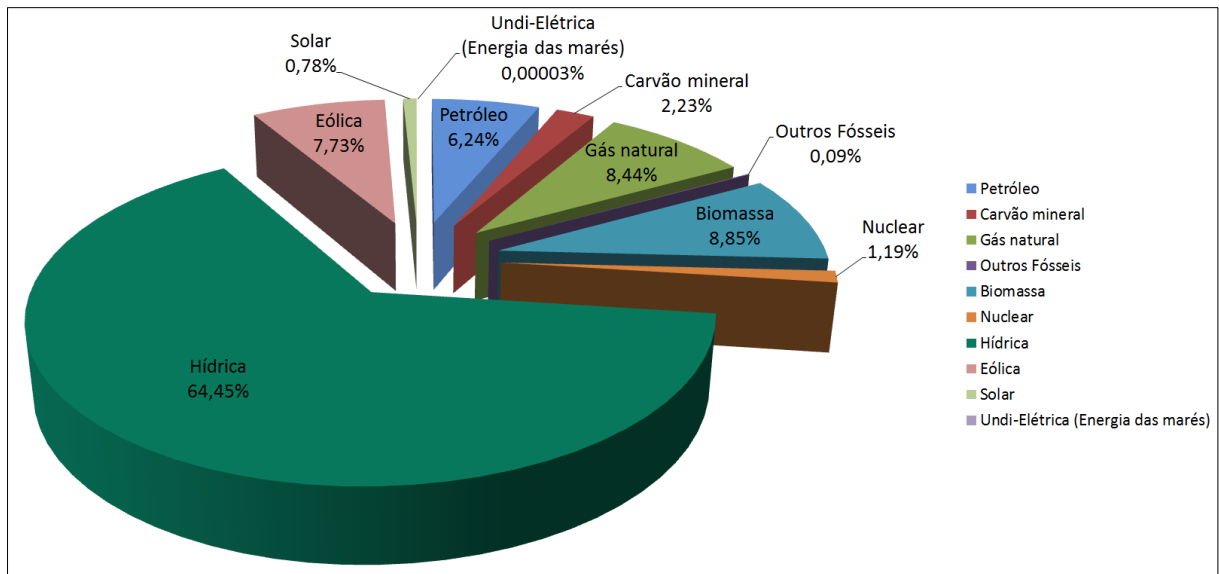


Figura 2.4 - Oferta Interna de Energia Elétrica por Fonte no Brasil.
Fonte: Adaptado de (BIG - ANEEL, 2018).

2.2.1 Energia Hidráulica (ou Hidroelétrica)

A água é uma das fontes de energia mais antigas utilizadas pelo homem. A energia cinética do movimento da água de rios pode ser utilizada para movimentar rodas d'água e moinhos que até hoje são utilizados em lugares remotos, e a energia potencial (devido a uma diferença de altura) da água armazenada em barragens é utilizada para movimentar as modernas turbinas das centrais hidrelétricas (VAUGHN, 2011).

A Política Nacional de Recursos Hídricos define como prioritário o consumo humano e animal da água, aumentando o conflito de interesses em caso de déficit de água por outros setores da economia (FERREIRA *et al.*, 2017).

Com o atual cenário energético brasileiro (dependência de hidrelétricas) e a “crise” hídrica que atinge principalmente as regiões Sul e Sudeste do país é indispensável realizar um planejamento de segurança energética. A produção de energia no Brasil pode ser bastante impactada por depender das condições climáticas. Logo para criar estratégias e adaptações do setor energético brasileiro sem impactar o desenvolvimento socioeconômico do país é imprescindível monitorar as variações climáticas e suas vulnerabilidades (LUCENA *et al.*, 2009). Como medida de segurança estratégica no contexto atual da “crise” hídrica é preciso considerar os efeitos da alteração climática que afetarão a distribuição e o potencial de

geração de energia, e promover a diversificação da matriz energética do Brasil para evitar situações semelhantes no futuro (FERREIRA *et al.*, 2017).

Atualmente 64,5% da oferta de energia elétrica no Brasil é assegurado pelas grandes centrais hidroelétricas. Na Figura 2.5 pode ser visto a usina hidroelétrica de Itaipu localizada no rio Paraná, na divisa entre Brasil e Paraguai, é uma usina binacional com potência instalada de 14.000 MW. A diversificação da matriz energética brasileira tem ganhado força nos últimos anos com novas alternativas de geração de eletricidade como geração eólica, fotovoltaica e PCH's (Pequenas Centrais Hidroelétricas).



**Figura 2.5 - Usina hidroelétrica de Itaipu localizada no Rio Paraná na divisa entre Brasil e Paraguai.
Fonte: (ITAIPU BINACIONAL).**

2.2.2 Energia Eólica

A energia Eólica nasceu da descoberta da energia contida no vento e de sua utilização através de equipamentos transformadores, como moinhos de vento (utilizados na moagem de grãos e elevação de água) e das velas de um barco. Os instrumentos precursores desta tecnologia datam de milhares de anos, já a utilização da energia contida no vento para a geração de energia elétrica é mais recente, data de fins do século XIX. A utilização dos aerogeradores tiveram seu amadurecimento nos Estados Unidos e Europa no período entre 1981 e 1990, se espalhando para o mundo em meados da década passada, chegando a ser considerada de relevante contribuição para a redução de emissões de gases do efeito estufa na década de 2010 (TOLMASQUIM, 2016).

A Figura 2.6 mostra o exemplo de um moinho de vento antigo construído em madeira, que era utilizado na época para moer grãos ou para realizar a elevação de água.



Figura 2.6 - Exemplo de Moinho de Vento.
Fonte: (MARTÍN *et al.*, 2011).

A Figura 2.7 apresenta uma imagem dos atuais aerogeradores do complexo eólico Ventos do Araripe 3, localizado na fronteira entre Piauí e Pernambuco. Este complexo conta com 156 aerogeradores e tem potencia instalada de 359 MW (PIAUI HOJE, 2017).

Atualmente China, Estados Unidos, Alemanha, Espanha e Índia são os países que mais geram energia elétrica através de aerogeradores. No Brasil, de acordo com pesquisas da Universidade Federal de Pernambuco que permitiu publicar a primeira versão do Atlas do Vento da Região Nordeste, o maior potencial eólico brasileiro se encontra nessa região do país. É importante salientar que para determinar o potencial Eólico de uma região é necessário saber o comportamento do vento (sua intensidade, velocidade e direção). (FERREIRA *et al.*, 2017). De acordo com o Atlas do Potencial Eólico Brasileiro o Brasil tem potencial de geração eólica em todas as suas região, mas o maior potencial de geração comercial está nas regiões Nordeste, Sudeste e Sul (região costeira) (AMARANTE, ZACK e SÁ, 2001).



**Figura 2.7 – Visão de alguns aerogeradores do Complexo Eólico Ventos do Araripe III.
Fonte: (PIAÚÍ HOJE, 2017).**

A produção de energia elétrica a partir da energia Eólica no Brasil chegou 12.916 MW de potência instalada ao final de 2017 segundo o Banco de Informações de Geração (BIG) da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) (BIG - ANEEL, 2018).

2.2.3 Biomassa

A biomassa como fonte de energia precede o homo sapiens. Estudos arqueológicos indicam o uso do fogo há mais de 1 milhão de anos, mas seu uso regular teve início entre 350.000 e 320.000 anos. Para a evolução humana foi essencial o aproveitamento da energia da biomassa, desde a lenha utilizada na cocção de alimentos até a utilização dos modernos biocombustíveis para geração de calor, força motriz e eletricidade. A biomassa (recurso renovável) atualmente vem sendo estudada como fonte para geração de energia elétrica, e como um recurso para a redução das emissões de GEE (SHIMELMITZ *et al.*, 2014; NUNES *et al.*, 2017).

O bagaço de cana é a principal biomassa utilizada para geração de energia elétrica no Brasil, decorrente das indústrias de etanol e açúcar, setor da indústria nacional que foi ampliada e consolidada a partir do ano de 1975, pelo Programa Nacional do Álcool (Proálcool). Trata-se de um programa pioneiro para a produção de um combustível alternativo nacional, devido ao aumento de preço do petróleo e seus derivados após a crise do petróleo em 1973 (HOFSETZ e SILVA, 2012).

A bioeletricidade (energia proveniente de biomassa) no Brasil é obtida principalmente através da cogeração em indústrias sucroenergéticas e de papel e celulose. Esse tipo de geração é usado para suprir a demanda interna da indústria e em caso de geração excedente, é comercializada em leilões ou mercado livre de curto prazo. Nas indústrias mais modernas deste segmento, existe maior valor excedente de cogeração devido a maior eficiência na cogeração e nos processos industriais, conseqüentemente levando a bioeletricidade a ter uma importante participação na matriz energética brasileira (ANEEL, 2008).

A Figura 2.8 mostra a evolução da utilização da biomassa na oferta de energia elétrica no Brasil. É possível visualizar claramente o aumento significativo da contribuição do bagaço de cana na Geração de energia elétrica.

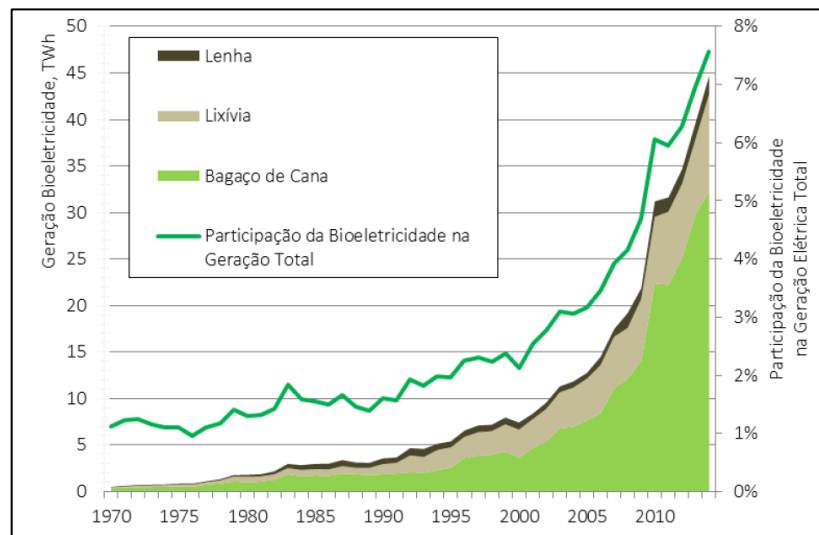


Figura 2.8 - Evolução do uso de bioeletricidade no Brasil.
Fonte: (TOLMASQUIM, 2016).

De acordo com a ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) é apresentado na Tabela 2.2 a classificação da biomassa e a porcentagem da potência instalada por cada tipo de biomassa no Brasil.

O Brasil é importante para o mercado de biomassa mundial devido a suas vastas plantações de cana de açúcar, e pela possibilidade de ampliação desse tipo de cultivo sem o risco de desmatamento. O Ministério da Agricultura Pecuária e Abastecimento do Brasil estima o potencial de expansão das culturas em 1.190.000 km², sendo 690.000 km² de savanas e 500.000 km² de pastagens a ser convertidas (WELFLE, 2017).

Tabela 2.2 - Tabela da classificação da Biomassa de acordo com sua fonte.

Origem	Tipo de Biomassa	Subdivisão (Tipo de Biomassa)	Número de Unidades	Potência Instalada [kW]	% Por Subdivisão (Biomassa)	% Por Tipo de Biomassa	% do Total Instalado
Biomassa	Florestal	Gás de Alto Forno	12	127.705	4,03	21,45	1,90
		Lenha	5	23.915	0,75		
		Resíduos Florestais	55	425.397	13,42		
		Licor Negro	18	2.550.531	80,44		
		Carvão Vegetal	8	43.197	1,36		
		Subtotal Florestal	98	3.170.745			
	Resíduos Sólidos Urbanos	Biogás - RU	20	137.635	98,08	0,95	0,08
		Carvão - RU	1	2.700	1,92		
		Subtotal RSU	21	140.335			
	Resíduos Animais	Biogás - RA	14	4.481	100	0,03	0,003
		Subtotal RA	14	4.481			
	Biocombustíveis Líquidos	Etanol	1	320	6,85	0,03	0,003
		Óleos vegetais	2	4.350	93,15		
		Subtotal BL	3	4.670			
	Agroindustriais	Bagaço de Cana de Açúcar	405	11.381.470	99,32	77,54	6,86
		Casca de Arroz	12	45.333	0,40		
		Biogás-AGR	2	948	0,01		
		Capim Elefante	2	31.700	0,28		
		Subtotal Agroindustrial	421	11.459.451			
	Total Biomassa		557	14.779.682			

Fonte: Adaptado de (BIG - ANEEL, 2018).

Uma importante fonte de resíduos de matéria prima para bioenergia é o setor agrícola brasileiro. Os resíduos florestais são utilizados em todo o país normalmente para uso doméstico e em pequena escala, a disponibilidade futura dessa bioenergia provavelmente virá de áreas de florestas controladas, com estratégias específicas de colheita e utilização desses resíduos. Ainda que não bem documentado, também existem os resíduos de madeira advindos da indústria madeireira. Estima-se que 10% dos resíduos agrícola de colheitas são reutilizados nos próprios processos agrícolas, prevê-se que esse número possa aumentar com avanços tecnológicos das colheitas a um índice de 40% por volta do ano 2050 (WELFLE, 2017).

Também podem ser aproveitados energeticamente, resíduos agrícolas e animais, que além de disponibilizar energia limpa e sustentável é economicamente atrativa para cadeia produtiva. E os Resíduos sólidos urbanos - RSU, que também possuem aproveitamento energético, através de processos como combustão direta, pirólise e gaseificação, a energia

contida no RSU pode ser transformada em eletricidade ou calor de processo (CARNEIRO *et al.*, 2013; LUZ *et al.*, 2015).

De acordo com Tolmasquim (2016), no Brasil atualmente existem 517 Termelétricas a biomassa em funcionamento, totalizando uma potência instalada de 13.938.849 kW. Essas termelétricas trabalham com os mais diversos tipos de resíduos de biomassa, como bagaço de cana, lixo, resíduos florestais, gás de alto forno a biomassa, biogás de resíduos urbanos, biogás de resíduos animais, biogás-AGR, capim elefante, carvão vegetal, casca de arroz e óleos vegetais. Essas termelétricas estão divididas em três grupos: APE – Autoprodutora de Energia Elétrica, pessoa física, jurídica ou consórcio que recebem concessão ou autorização para produzir sua própria energia elétrica de consumo, contando com um total de 94 unidades com potencial de 3.047.848 kW. PIE – Produtor Independente de Energia Elétrica, pessoa jurídica ou consórcio que recebem concessão ou autorização para produzir energia elétrica destinada ao comércio de toda ou parte da energia produzida, que conta com 234 unidades e com potencial de 10.337.289 kW. E as REG – Usinas sujeitas a Registro, são as usinas com capacidade de até 1MW para hidráulicas e até 5 MW para demais fontes, que podem gerar energia para próprio consumo ou para vender no mercado livre, com um total de 188 unidades e potencial de 552.512 kW (TOLMASQUIM, 2016).

2.2.4 Energia Oceânica

O nível atual de desenvolvimento tecnológico permite o aproveitamento da energia mecânica contida nos oceanos, energia oriunda das marés, ondas e correntes marinhas, mas o oceano também possui energia térmica com menor representatividade, com origem nos gradientes de temperatura e salinidade da água do mar, que não são aproveitadas atualmente devido à baixa qualidade e limitação tecnológica. O aproveitamento da energia mecânica do oceano está sendo estudada por diversos países para a geração de energia elétrica. Considerada limpa, tem uma distribuição mundial e alta densidade energética, além de potencialmente ter proximidade entre geração e consumo, sendo que essa fonte pode ser futuramente de grande representatividade para matriz energética global. Apesar de se encontrar em desenvolvimento gerando custos elevados, esse tipo de geração tem atraído interesse das comunidades científica e governamental (TOLMASQUIM, 2016).

Mundialmente a capacidade de geração oceânica instalada ao final de 2014 era de 534 MW, concentradas em dois grandes projetos, a estação de Rance na França com 240 MW e a usina de Sihwa na Coreia do Sul com 254 MW, do total também fazem parte um projeto

canadense de 20 MW e outro Chinês de 3,9 MW além de outros de menor porte ao redor do mundo (REN21, 2015).

Mesmo com um potencial elevado, chegando ultrapassar a demanda de energia mundial em 16.000 TWh/ano, ultimamente não houve grandes projetos relacionados a essa tecnologia, devido a sua baixa competitividade econômica. Somente dois projetos estão em destaque, um do governo do Reino Unido de atingir a capacidade de 300 MW até 2020 e outro na Dinamarca com investimentos de 3 milhões de euros iniciado em 2012 (KHAN *et al.*, 2017).

No Brasil a presença dessa tecnologia é bastante tímida, conta com um projeto de um conversor de ondas onshore (próximo a costa brasileira), instalado no porto de Pecém, no Ceará com capacidade instalada de 100 kW, e um projeto em desenvolvimento de um conversor de ondas offshore (longe da costa brasileira) a ser instalado em profundidades de até 30 metros no litoral do Rio de Janeiro (COPPE UFRJ, 2017).

A Figura 2.9 apresenta o potencial teórico estimado da região costeira do Brasil, incluindo a energia das ondas e das marés, onde, para região Norte incluído oeste do Maranhão Amapá e Pará o potencial de energia das marés totaliza 27 GW. Para as regiões Nordeste, Sudeste e Sul o valor considerando para o potencial da energia das ondas é de 87 GW, totalizando o potencial brasileiro de ondas e marés em 114 GW.

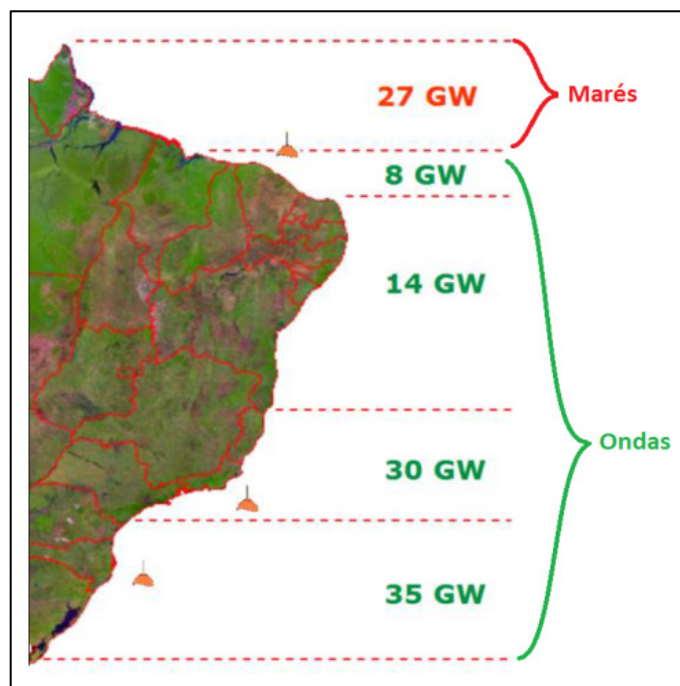


Figura 2.9 - Potencial teórico estimado da energia oceânica na costa brasileira, separado em energia das ondas e das marés.

Fonte: Adaptado de (TOLMASQUIM, 2016).

A Tabela 2.3 mostra a discriminação desse mesmo potencial teórico por estado brasileiro, onde se destaca o potencial do estado da Bahia com 14.100 MW e o do Rio Grande do Sul com 12.800 MW, identificando a relação direta com o tamanho da área costeira. Tendo em vista se tratar de um estudo teórico, deve-se considerar conservador os dados apresentados, que relacionam somente o aproveitamento da energia das ondas e das marés, não levando em contas outras formas de aproveitamento.

Tabela 2.3 - Potencial teórico das ondas e das marés por estado.

Estado	Potencial [MW]
Alagoas	3.600
Amapá	7.810
Bahia	14.100
Ceará	8.380
Espírito Santo	5.940
Maranhão	8.350
Pará	7.300
Paraíba	1.840
Pernambuco	2.940
Piauí	960
Paraná	1.510
Rio de Janeiro	9.800
Rio Grande do Norte	6.000
Rio Grande do Sul	12.800
Santa Catarina	10.900
Sergipe	2.470
São Paulo	9.600
Brasil	114.300

Fonte: (TOLMASQUIM, 2016).

A Figura 2.10 apresenta uma das formas de aproveitamento da energia das ondas no projeto do Porto de Pecém no Ceará, este projeto insere o Brasil no seleto grupo de países que estão testando a tecnologia Oceânica. Composto por dois flutuadores cada qual com seu braço mecânico que movimentados pelas ondas acionam uma bomba para pressurizar água doce e armazena-la em um acumulador, essa água pressurizada forma um jato que movimenta uma turbina que por sua vez aciona um gerador elétrico (COPPE UFRJ, 2017).

A Figura 2.11 mostra um exemplo de um esquema de uma usina maremotriz, que aproveita a energia das marés.

A Figura 2.12 apresenta o desenho de um exemplo de aproveitamento da energia das correntes marítimas, tecnologia para ser instalada no fundo do mar em locais de até 30 metros de profundidade, e a Figura 2.13 mostra a imagem do içamento de uma dessas turbinas.



Figura 2.10 - Exemplo de aproveitamento da energia das ondas, projeto onshore no Porto de Pecém no Ceará.

Fonte: (COPPE UFRJ, 2017).

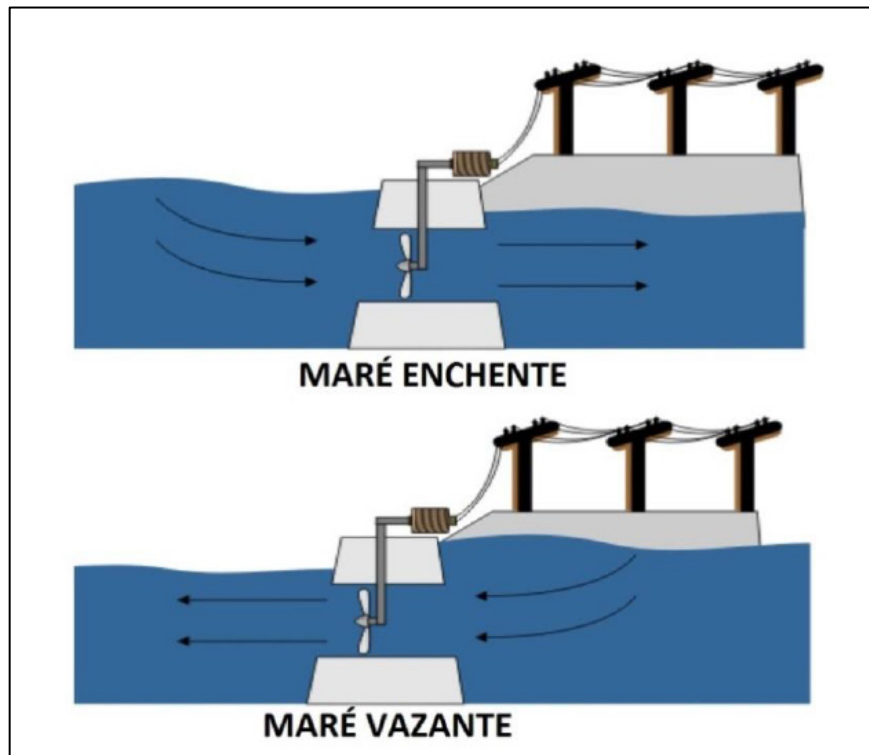


Figura 2.11 - Exemplo do esquema de funcionamento de uma maremotriz.
Fonte: (TOLMASQUIM, 2016).



Figura 2.12 - Exemplo Esquemático de uma Turbina para aproveitamento da energia das correntes marítimas.

Fonte: (ATLANTIS RESOURCES).

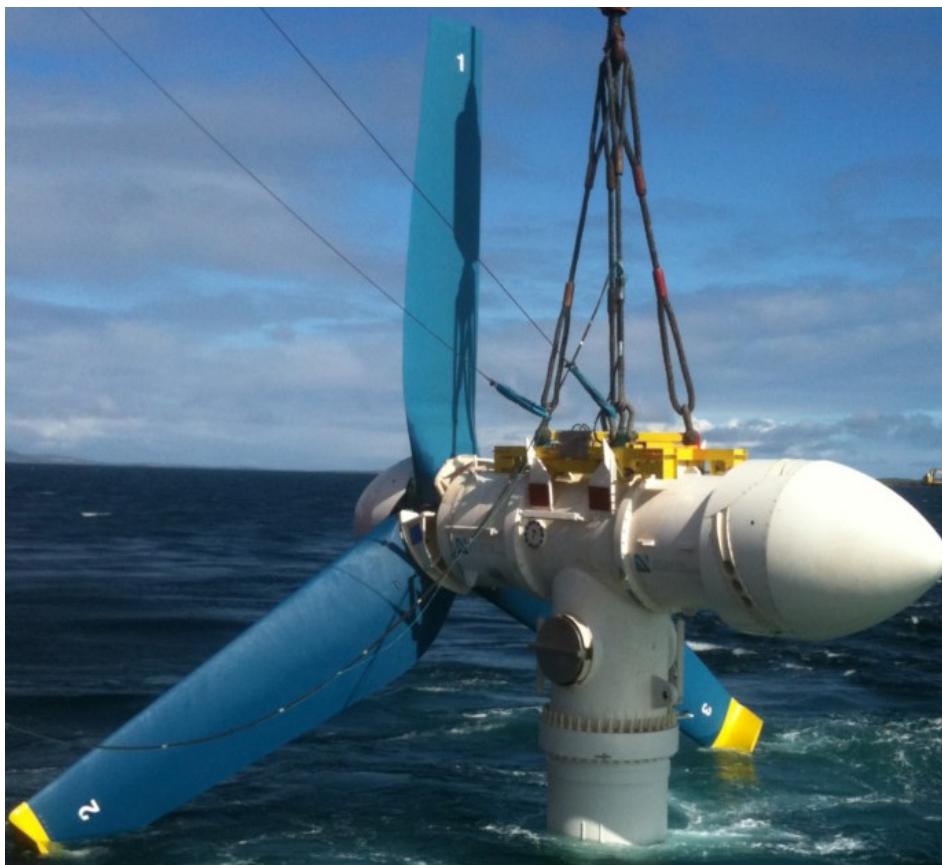


Figura 2.13 - Içamento de uma Turbina Oceânica sendo instalada.

Fonte: (ATLANTIS RESOURCES).

2.2.5 Energia Geotérmica

O Recurso Geotérmico trata-se da utilização da energia térmica armazenada, na forma de calor, em rochas da crosta terrestre a profundidades rasas, normalmente em áreas geotérmicas ativas. O aproveitamento dessa energia pode utilizar quatro tecnologias diferentes, Plantas de vapor seco direto e Plantas Flash, que utilizam o vapor gerado diretamente nas turbinas, e as plantas binárias e de ciclo combinado que utilizam trocadores de calor entre os ciclos do fluido aquecido e o fluido de trabalho que passa pela turbina. Globalmente esse recurso atingiu a capacidade instalada ao final de 2017 de 12,8 GW (IRENA, 2018; REN21, 2018).

A Figura 2.14 mostra uma usina de geração geotérmica.



Figura 2.14 - Exemplo de uma Usina Geotérmica.
Fonte: (IRENA, 2018).

2.2.6 Energia Solar

A energia proveniente do Sol vem sendo utilizada pelo homem ao longo de toda a história, por exemplo, para suprir necessidades de aquecimento, iluminação e alimentação. No entanto como fonte direta para produção de eletricidade seu uso é recente, meados do século passado. Com a finalidade de produção de energia elétrica existem duas tecnologias de geração, a fotovoltaica, que é a conversão direta da luz solar em eletricidade; e a heliotérmica, que é a geração de energia elétrica de maneira indireta utilizando sistemas concentradores da energia solar acoplados a sistemas térmicos de geração. Atualmente essas tecnologias representam uma pequena parcela da matriz energética global, mas com perspectivas muito positivas. A redução de custos destes equipamentos, a rápida expansão da capacidade instalada, o potencial de aproveitamento da energia do Sol e a não emissão de poluentes

durante a operação, as tornam as tecnologias em destaque para colaborar com a situação atual da crescente demanda por energia e da preocupação com a emissão de GEE (TOLMASQUIM, 2016).

O aproveitamento do potencial econômico da energia solar depende de fatores como: 1 – Desenvolvimento de tecnologia competitiva de conversão e armazenamento. 2 – Informações seguras sobre os dados climáticos. 3 – Informações seguras sobre a política energética do país. Assim as informações de caráter científico necessárias são o levantamento do potencial energético solar, as séries temporais de longa duração com resolução adequada para estudos de incerteza e tendências e o conhecimento sobre a variabilidade dessa fonte renovável associada a fatores naturais e antropogênicos (PEREIRA *et al.*, 2006).

A geração elétrica através da energia solar no mundo ainda é pequena, no entanto esse tipo de geração tem crescido. A capacidade solar fotovoltaica passou de 3,7 GW de potência nominal em 2004, para 402 GW ao final de 2017. Esse crescimento se deve a subsídios destinados a essa fonte energética, em 2017 foram investido cerca de 279,8 bilhões de dólares em energias e combustíveis renováveis (REN21, 2018).

Após avanços tecnológicos a energia solar passou a ser utilizada em diversas áreas, que são classificadas de acordo com a temperatura e tipo de aplicação. Para temperaturas entre a temperatura ambiente e chegando a faixa dos 100° C, podem ser realizadas aplicações como secagem, controle térmico de ambientes e aquecimento de água para uso doméstico, aplicação bem difundida no país para substituição de aquecimento elétrico ou a gás em chuveiros. Para temperaturas mais altas as aplicações são em processos industriais que trabalham com vapor, refrigeração, fornos, destacando-se a geração heliotérmica, possibilidade futura de geração elétrica em grande escala no Brasil a partir da energia solar (PEREIRA *et al.*, 2017).

A Figura 2.15 mostra uma aplicação da energia solar térmica para aquecimento de água para uso residencial. Consiste de uma placa absorvedora construída com tubos, que podem ser de cobre recoberto por uma tinta especial que promove melhor eficiência da absorção do calor, ou por tubos com envelopamento evacuado. A água a ser aquecida passa por esses tubos recebendo o calor. Também possui um reservatório frio para fornecer a água a ser aquecida e um reservatório com isolamento térmico para acondicionar a água aquecida.



Figura 2.15 - Exemplo de aplicação para aquecimento de água de uso residencial.
Fonte: (HIDREL, 2017).

2.2.6.1 Energia Solar Fotovoltaica

A geração de energia elétrica através da captação da energia solar por painéis fotovoltaicos tem aquecido o mercado solar em muitos países da Europa, na China e nos Estados Unidos. No Brasil o mercado deste segmento começou a ser impulsionado após a inserção da energia solar na matriz energética brasileira, com os leilões de energia solar, o aumento do preço da eletricidade e com a redução da geração hidroelétrica devido à crise hídrica (SAMPAIO e GONZÁLEZ, 2017).

De acordo com Tolmasquim, (2016) entre as tecnologias, fotovoltaica e heliotérmica, a tecnologia fotovoltaica conquistou 98% do mercado (dados de 2014), devido à queda dos preços desses equipamentos. A trajetória histórica dessa tecnologia tem as seguintes fases:

- 1º Fase - As células fotovoltaicas eram utilizadas em aplicações espaciais.
- 2º Fase - Em 1970 com a crise do petróleo começou a se viabilizar economicamente a utilização em áreas isoladas em conjunto com banco de baterias (sistema off-grid).
- 3º Fase - Final de 1990, alguns países estimularam a geração fotovoltaica conectada a rede (sistema on-grid), esta ação reduziu os custos desse sistema e promoveu a paridade tarifária na geração distribuída. A maioria dos países deve atingir esse estágio até o ano de 2020.

4º Fase - A energia fotovoltaica se torna competitiva com fontes convencionais de geração de energia. Estima-se que este estágio se concretize até meados da próxima década.

Pesquisas e divulgação de sistemas fotovoltaicos existem desde os anos 80, o sistema fotovoltaico revela ser um sistema maduro tecnologicamente, para o atendimento elétrico, entretanto o que prejudica uma maior inserção dessa tecnologia é a falta de conhecimento tecnológico de todos os agentes envolvidos, inclusive o consumidor. Portanto a disseminação do conhecimento a cerca dessa tecnologia se torna uma importante ferramenta para atrair investimentos nesse setor (KARAKAYA e SRIWANNAWIT, 2015).

A integração com o sistema elétrico, da geração fotovoltaica, assim como a de outras fontes intermitentes de energia, juntamente com a necessidade do sistema elétrico de estar sempre em equilíbrio, exige um aprimoramento e uma modernização na regulação do sistema elétrico, para se adaptar a esse tipo de geração (TOLMASQUIM, 2016).

A Figura 2.16 mostra placas fotovoltaicas em uma pequena unidade de geração de energia elétrica, esse sistema possui rastreamento solar em dois eixos, o que melhora sua eficiência.

No Brasil as pesquisas tiveram inicio na década de 50 com o desenvolvimento de células de silício cristalino, sendo intensificado a partir de 1970 com as pesquisas de filmes finos e com o surgimento de grupos de pesquisa e laboratórios destinados a pesquisar essa tecnologia. Só a partir da década de 90 começou a ser utilizada como solução energética para localidades afastadas da rede elétrica e em ilhas, sendo impulsionada pelo programa PRODEEM (Programa de Desenvolvimento Energético de Estados e Municípios) em 1994 e mais tarde em 2003 pelo Programa Nacional de Universalização de Acesso e Uso da Energia Elétrica. Estima-se que até 2012 já existissem cerca de 30 a 40 MW de sistemas fotovoltaicos isolados instalados no País (PINHO e GALDINO, 2014).



Figura 2.16 - Exemplo de Placa Fotovoltaica para geração de energia elétrica.
Fonte: (WISE, 2017).

Sistemas conectados a rede associados a unidades consumidoras tiveram projetos pilotos iniciados no fim dos anos 90, principalmente em universidades e centro de pesquisa. Essa modalidade de geração foi regulamentada pela ANEEL somente em 2012, com a resolução normativa N° 482/2012, e o sistema de compensação de energia elétrica. Logo após a regulamentação houve pouca adoção desses sistemas, mas segundo a ANEEL esse número aumentou ao final de 2015 atingindo 1675 sistemas conectados a rede, somando uma potência instalada de 13,4 MW. Essa regulamentação da ANEEL passou por uma revisão em 2015 que ampliou as possibilidades de micro e minigeração, aumentando o limite de potência e criando mecanismos de compartilhamento de geração, a nova resolução N° 687/2015 passou a valer a partir de março de 2016 (PINHO e GALDINO, 2014; ANEEL, 2016).

2.2.6.2 Energia Heliotérmica

A geração heliotérmica apresenta uma inércia maior na geração se comparada com a tecnologia fotovoltaica, mas em contrapartida é menos suscetível a variações da irradiação solar, e tem facilidade de funcionar com armazenamento ou outra fonte de backup, para permitir a operação após o por do sol ou para estabilizar a operação em períodos prolongados de baixa irradiação solar. Essa tecnologia não teve uma redução de custos tão acentuada como a fotovoltaica, fator esse que acaba por dificultar a sua expansão pelas matrizes energéticas. Pela localização geográfica e proximidade a linha do equador o Brasil têm incidências mais verticais dos raios solares e com pouca variação ao longo do ano, conferindo elevados índices de irradiação solar em todo o território nacional, que mesmo no inverno apresenta bons níveis

de irradiação, conferindo vantagens ao país no aproveitamento do recurso solar disponível (TOLMASQUIM, 2016).

A Figura 2.17 mostra um exemplo de uma usina de geração heliotérmica do tipo torre central.



**Figura 2.17 - Exemplo de uma central Heliotérmica do Tipo Torre Central.
Fonte: Fonte (ARCH DAILY, 2014).**

No Brasil a energia heliotérmica tem um histórico pouco expressivo com poucas iniciativas no século passado e somente com intuito de avaliar o potencial dessa tecnologia. Voltando a despertar interesse a partir de 2013, atualmente dois projetos pilotos estão em fase de implantação, uma plataforma de pesquisa no semiárido brasileiro com um projeto de 1 MW do tipo Cilíndrico Parabólico, em Petrolina – PE, e outra planta localizada no Vale do Açu – RN com um sistema de Torre Solar de 3 MW. Outras duas usinas heliotérmicas do tipo Torre Central tiveram sua construção anunciada, no âmbito do projeto SMILE (Solar-hybrid microturbine systems for cogeneration in agro-industrial electricity and heat production), uma com planta a ser construída em Pirassununga – SP e outra em Caiçara do Rio dos Ventos – RN, cada uma contando com potência de 100 kW (TOLMASQUIM, 2016).

A geração heliotérmica utiliza o armazenamento térmico como um fator para estabilizar a operação, devido às flutuações de irradiação solar, permitindo a geração de eletricidade mesmo com períodos de baixa ou nenhuma insolação, e até mesmo a noite. No caso de plantas heliotérmicas híbridas ainda é possível utilizar um combustível (biomassa ou

biocombustível, por exemplo) como fonte de energia térmica (backup) para a operação em tempo integral (DUTTA, 2017).

A Figura 2.18 ilustra o funcionamento de uma planta híbrida com armazenamento térmico e combustível de backup. Verifica-se que é necessário um excesso de energia solar para que ocorra o armazenamento térmico.

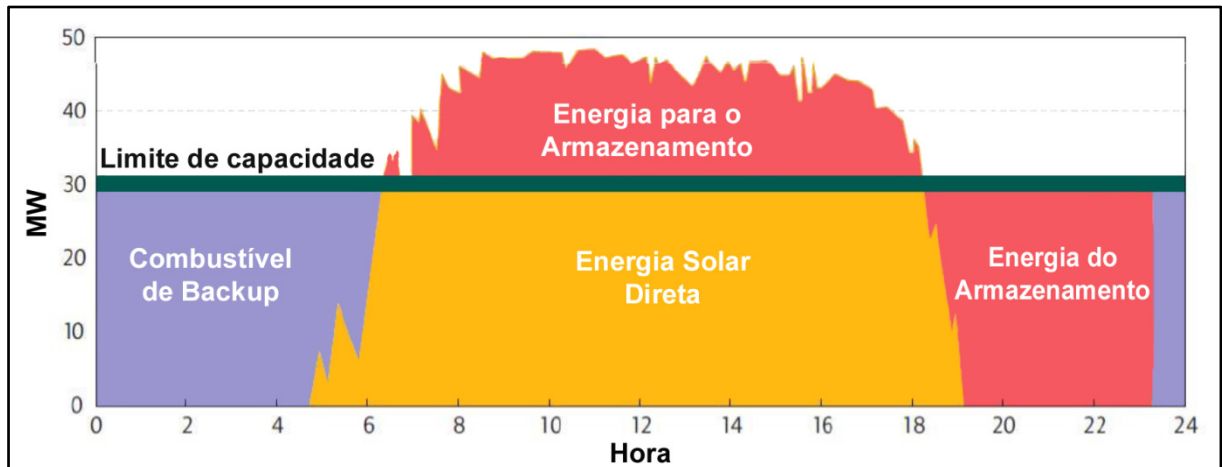


Figura 2.18 - Ciclo de uma planta heliotérmica híbrida, com armazenamento térmico e queima suplementar de backup .

Fonte: Adaptado de (TOLMASQUIM, 2016).

Identifica-se que a energia armazenada é utilizada tão logo quanto à energia solar deixa de suprir o limiar de operação da planta. Somente após ser utilizada toda a energia armazenada é que se inicia a queima do combustível de backup, mantendo a planta em operação até o amanhecer do dia seguinte.

Será abordado o tema sobre a geração de energia elétrica das Heliotérmicas com uma abrangência maior, relacionando os sistemas concentradores e suas características em um item posterior.

2.3 Irradiação Solar

O Sol, composto aproximadamente de 71% de Hidrogênio, 27% de Hélio e 2% de outros elementos, tem sua energia originada pelas reações de fusão dos átomos de Hidrogênio para formar Hélio (LIVINGSTON, 2004). O Sol irradia sua energia numa faixa espectral eletromagnética que vai do ultravioleta ao infravermelho, incluindo uma faixa visível ao homem, como pode ser visto na Figura 2.19 (PEREIRA *et al.*, 2017).

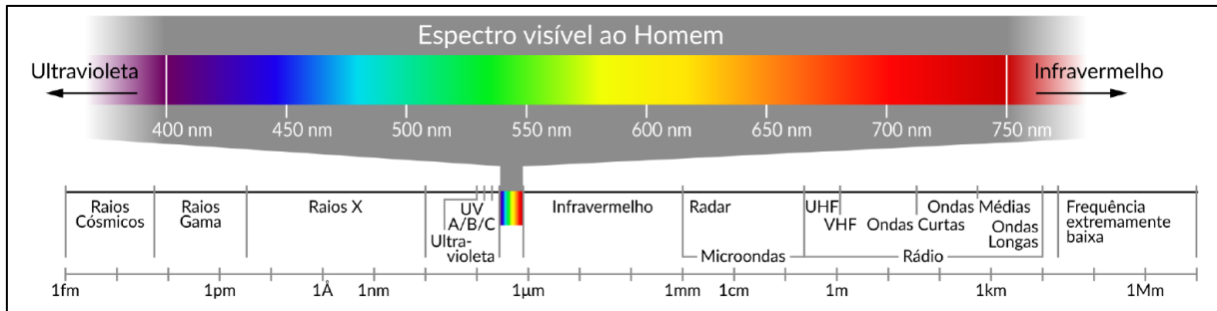


Figura 2.19 - Faixa espectral da energia irradiada pelo sol, com detalhamento da faixa visível ao homem. Fonte: (PEREIRA *et al.*, 2017).

De acordo com Pereira et al. (2017) a disponibilidade do recurso solar e sua variabilidade estão diretamente relacionadas a conceitos como:

- A posição relativa entre o Sol e a Terra que varia devido a orbita terrestre entre $1,47 \times 10^8$ km e $1,52 \times 10^8$ km da distância média, que é 150 milhões de quilômetros, por conseguinte promovendo uma oscilação da radiação solar que chega a atmosfera terrestre entre 1.325 W/m^2 e 1.412 W/m^2 ;
- A inclinação de 23,45 graus do eixo axial da Terra em relação ao plano orbital da Terra em torno do Sol, marcando o ciclo anual com quatro estações determinadas pelos solstícios (quando o Sol ilumina mais um dos hemisférios) de inverno e de verão e pelos equinócios (quando o Sol ilumina igualmente os dois hemisférios) de outono e de primavera;
- O movimento de translação e rotação, que juntamente com a inclinação da Terra, definem o ciclo diário do Sol;
- O ângulo de declinação solar (δ), ângulo formado pela inclinação do plano equatorial e o eixo Sol - Terra, que varia entre $-23^{\circ}27'$ e $+23^{\circ}27'$ ao longo do ano;
- O ângulo horário solar (ω), que corresponde ao deslocamento angular do movimento do Sol devido à rotação da terra, que varia entre -180° e $+180^{\circ}$, onde cada hora corresponde a 15° e, por convenção, esse ângulo é positivo na parte da manhã, negativo na parte da tarde e zero para meio dia;
- O ângulo zênite solar (θ_z), ângulo formado entre a vertical no ponto de observação e a linha desse ponto em direção ao Sol, que assume o valor de 90° no nascer ou pôr do Sol;

- E o ângulo azimutal do Sol que é formado entre a linha da projeção do Sol e o meridiano do observador, que varia entre -180° e $+180^\circ$, positivo no sentido horário a partir do norte geográfico, que é adotado com o 0° do Azimute Solar (PEREIRA *et al.*, 2017).

A Figura 2.20 apresenta a variação do ângulo de declinação solar (δ) ao longo do ano e a inclinação nos períodos de solstício e equinócio para o hemisfério sul.

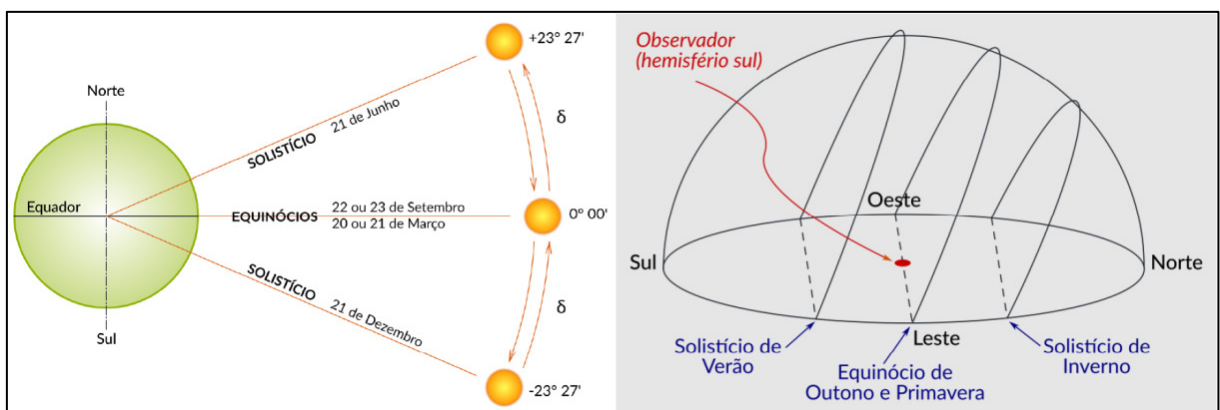


Figura 2.20 - Representação do ângulo de declinação solar e sua variação ao longo do ano.
Fonte: Adaptado de (PEREIRA *et al.*, 2017).

A partir da Figura 2.21 é possível identificar os ângulos zênite (θ_z) e azimutal com relação a um ponto de observação definido.

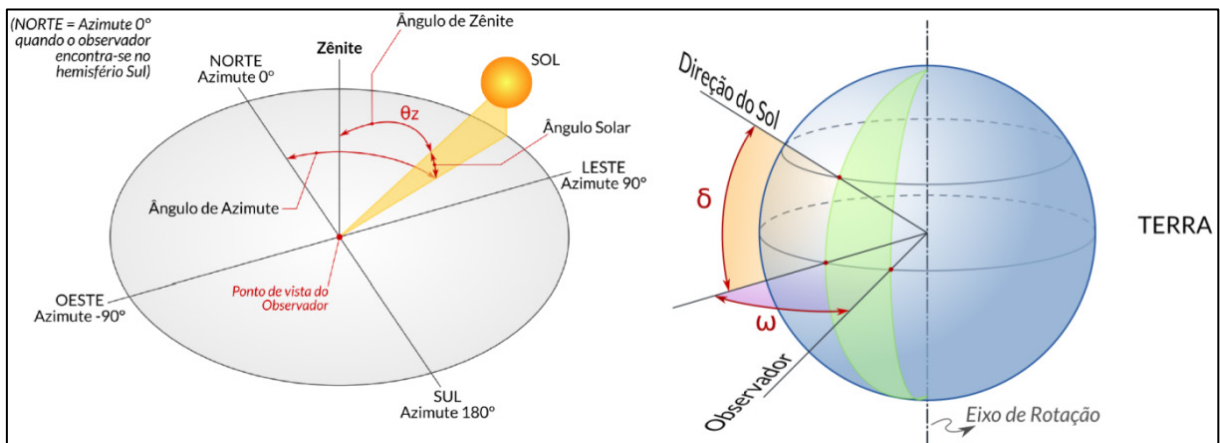


Figura 2.21 - Identificação dos ângulos zênite, azimute, ângulo de declinação solar e ângulo horário solar, no plano do observador.

Fonte: Adaptado de (PEREIRA *et al.*, 2017).

A energia emitida pelo sol para a atmosfera terrestre anualmente é de $1,5 \times 10^{11}$ kWh, o que é equivalente a 10.000 vezes o consumo mundial de energia por ano. Essa energia não pode ser aproveitada em sua integralidade, retirando-se 30% de energia refletiva de volta ao espaço e 47% absorvidos pela atmosfera e superfície do planeta, restam 23% que podem ser

aproveitados na geração de energia elétrica ou aquecimento de água (TORRES, 2012; CABALLERO, 2013).

A radiação solar ao cruzar a atmosfera da terra sofre alteração em sua intensidade, distribuição espectral e ângulo de incidência por interação com componentes atmosféricos através de processos físicos, sofrendo atenuação por absorção e espalhamento, que reduzem sua intensidade ao longo do percurso. A radiação solar que atinge o solo do planeta tem duas componentes: 1 – A radiação direta, a que atinge o solo sem sofrer alteração na sua direção ao passar pela atmosfera. 2 – A radiação difusa, que sofre alterações na direção ao passar pela atmosfera, devido à interação com partículas em suspensão ou pelo efeito de nuvens (CABALLERO, 2013; CASTELLANOS, 2012).

A Figura 2.22 apresenta os principais processos que acontecem na atmosfera terrestre que reduzem a radiação solar que chega ao solo.

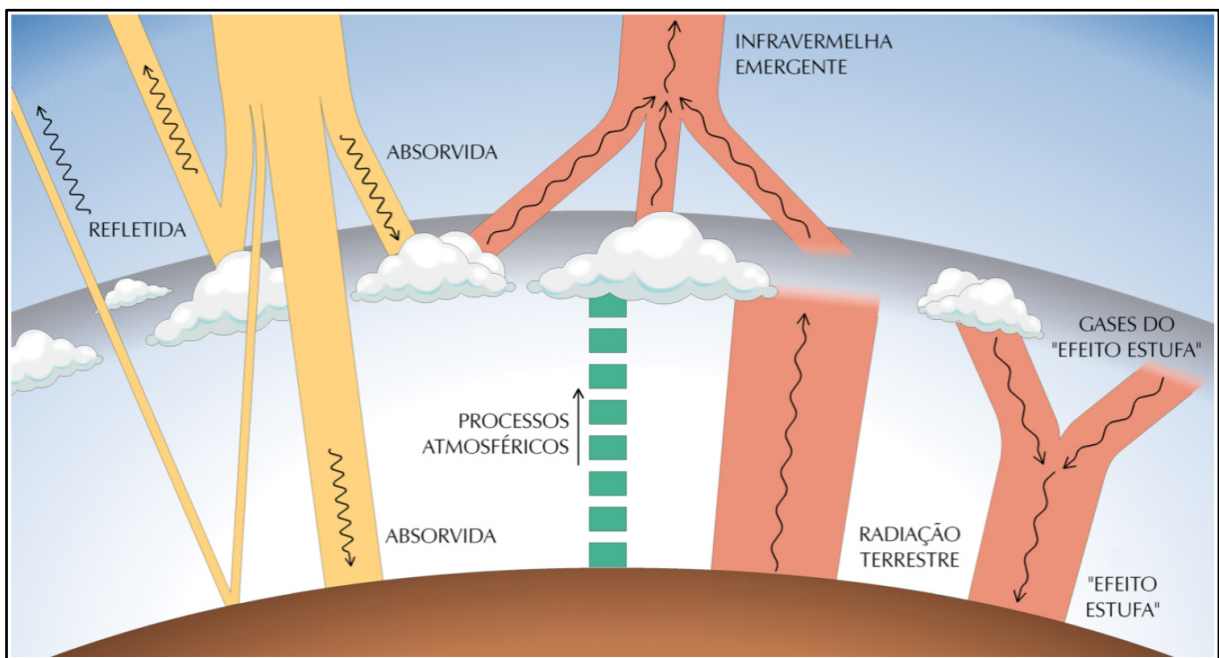


Figura 2.22 - Processos radioativos que ocorrem na atmosfera terrestre.
Fonte: Adaptada de (PEREIRA *et al.*, 2017).

A atenuação por espalhamento é produzida pela colisão das ondas eletromagnéticas com as moléculas dos gases atmosféricos e partículas em suspensão, e a atenuação por absorção ocorre pela presença de moléculas na atmosfera como o ozônio, vapor de água, oxigênio e dióxido de carbono (TRASHORRAS *et al.*, 2018).

Cerca 0,03% da atmosfera é constituída de dióxido de carbono. Responsável pelo efeito estufa ele desempenha papel importante na manutenção da temperatura do planeta, mas nos

últimos anos, observa-se a intensificação do efeito estufa, causado pelo consumo de combustíveis fósseis, desmatamentos, queimadas entre outras atividades que aumentam o percentual de CO₂ na atmosfera (PEREIRA *et al.*, 2017).

2.3.1 Irradiação Solar no Brasil

A variabilidade e disponibilidade do recurso solar estão associadas às condições de tempo e clima de uma região. Sendo o clima brasileiro bastante diversificado devido a fatores como a extensão continental, o relevo e a dinâmica das massas de ar, apresentando climas tropical, subtropical e semiárido. Contando também com um diversificado padrão de precipitação, o Brasil tem regiões com bastante precipitação como a região Amazônica e regiões com reduzida precipitação, como o semiárido nordestino, e ainda regiões de transição entre clima quente e temperado, nas regiões sudeste e sul. A Figura 2.23 identifica os climas das diferentes regiões do Brasil.

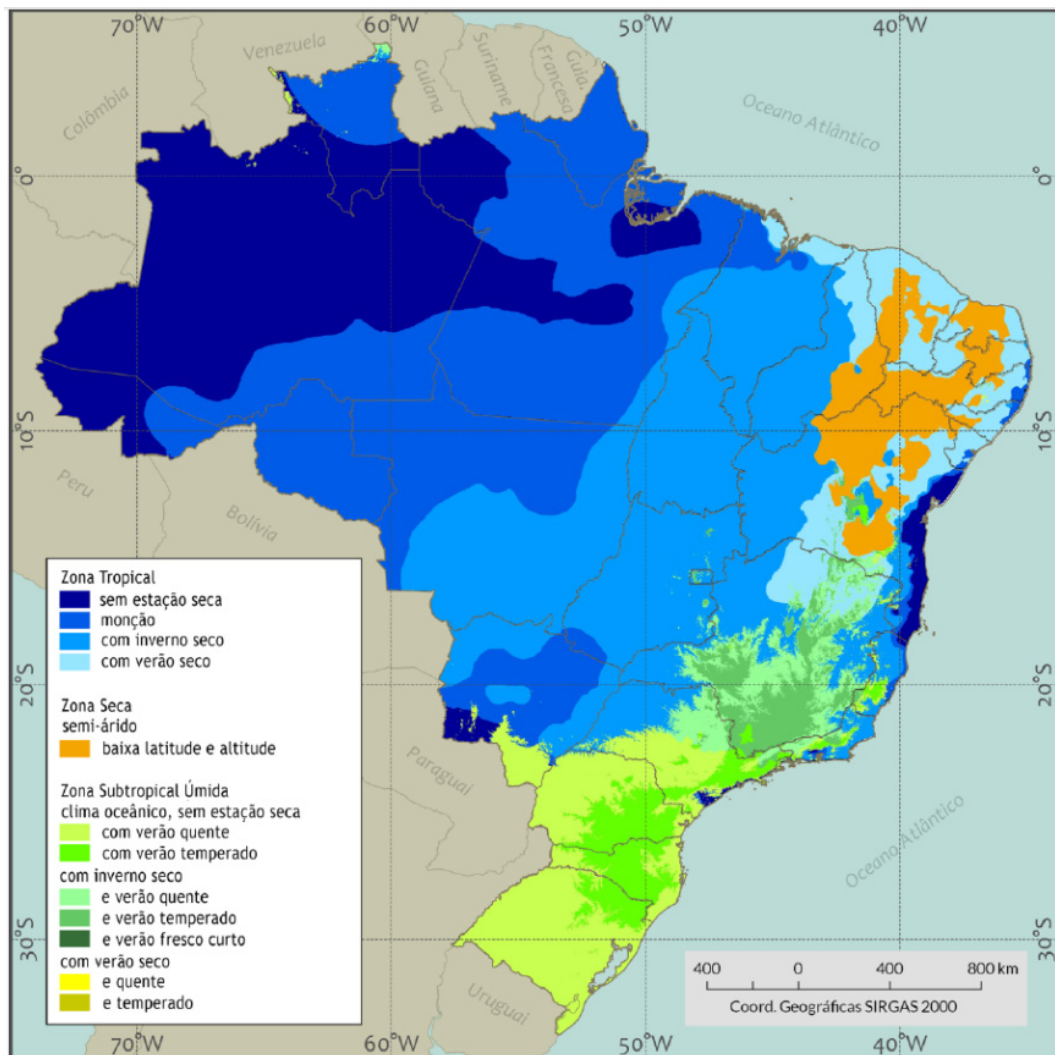


Figura 2.23 - Classificação climática do Brasil.

Fonte: Adaptado de (PEREIRA *et al.*, 2017).

É possível identificar as regiões com maiores níveis de precipitações marcadas em cores azuis com tons escuros e a região com menor nível de precipitação, marcadas em laranja, região do semiárido nordestino.

A Figura 2.24 apresenta o total diário de irradiação solar direta normal para uma média anual no Brasil. Identifica-se a região de cor mais avermelhada como a região com maior média anual de irradiação solar direta normal, cobrindo a região do semiárido nordestino, e parte da região sudeste do Brasil.

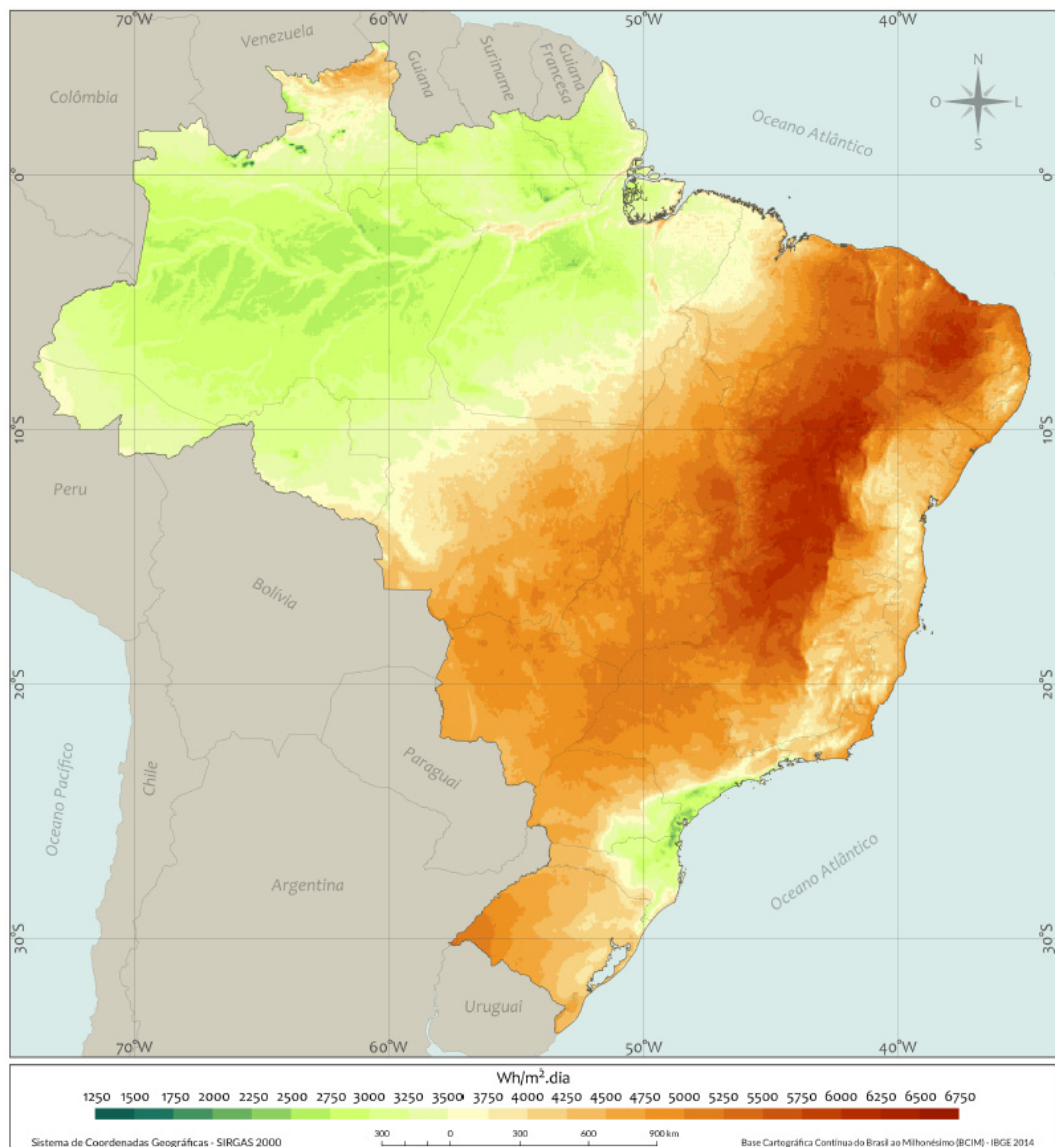


Figura 2.24 - Média anual da irradiação solar direta normal no Brasil, valores em Wh/m².dia.
Fonte: (PEREIRA *et al.*, 2017).

A Figura 2.25 mostra a irradiação solar direta normal, em médias mensais para o Brasil. Verifica-se que na região do semiárido brasileiro a irradiação solar direta normal não sofre uma variação significativa ao longo dos meses do ano, e identifica-se que a região sudeste

sofre uma variação no período entre outubro e março, com incidência de menor irradiação e entre os meses de abril a setembro com incidência de maior nível de irradiação.

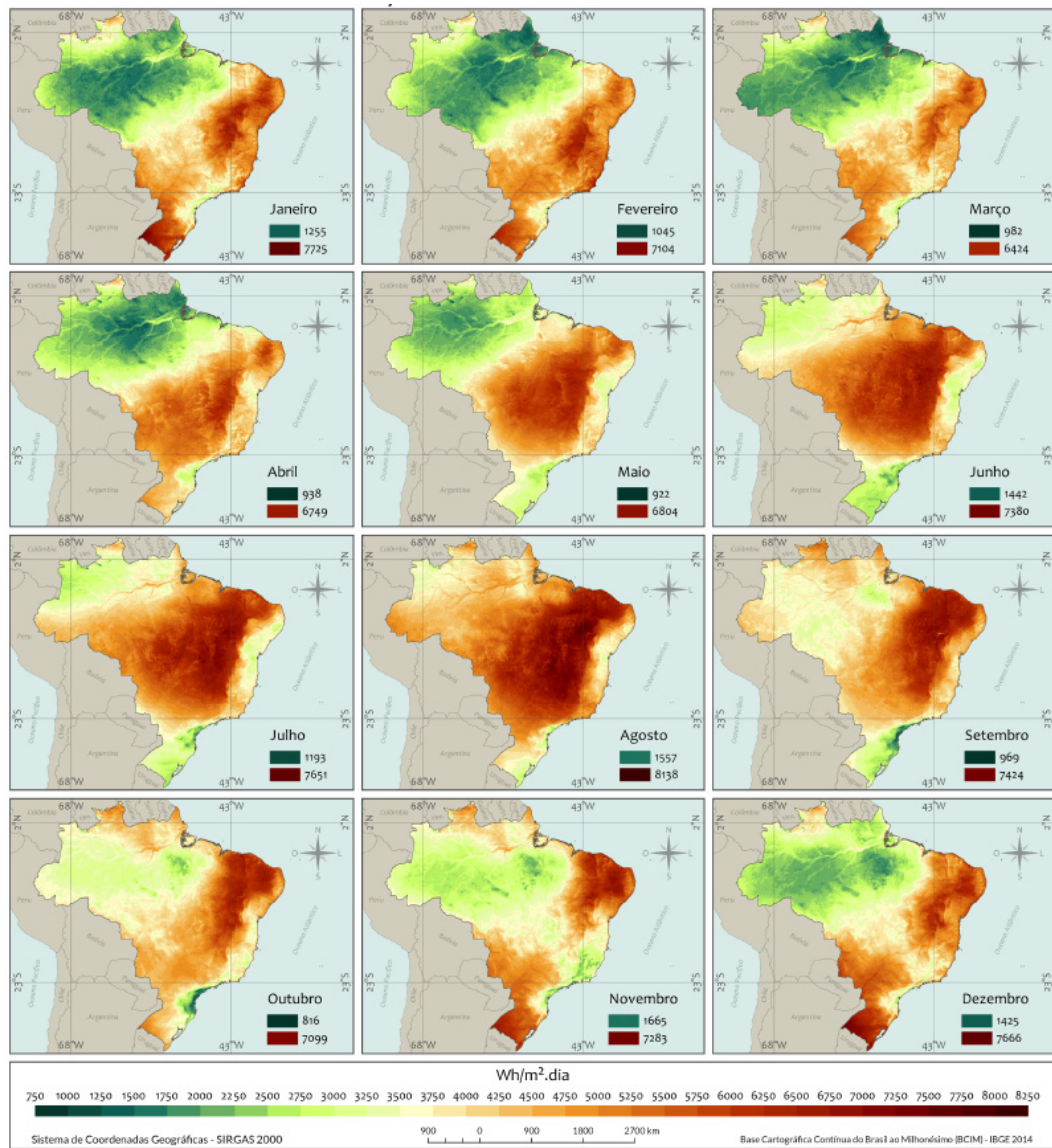


Figura 2.25 - Médias mensais da irradiação solar direta normal no Brasil, valores em Wh/m².dia.
Fonte: (PEREIRA *et al.*, 2017).

2.4 Geração Heliotérmica (CSP-Concentrated Solar Power)

A utilização da energia solar térmica para geração de energia é denominado geração heliotérmica, mundialmente é conhecida como CSP – Concentrated Solar Power. Existem diferentes tecnologias de concentração solar, entre elas as do tipo Fresnel, do tipo Torre Solar ou Torre Central, a do tipo Cilíndrico Parabólico e a do tipo Disco Stirling ou Dish Stirling.

A concentração da energia solar nesses equipamentos só acontece com a irradiação solar direta. Segundo Pereira et al. (2017), locais com uma disponibilidade de irradiação solar anual acima de 2.000 kWh/m² e que tenha baixa nebulosidade apresentam potencial para geração

heliotérmica. A Figura 2.26 mostra o mapa da irradiação solar direta normal com destaque para as áreas com incidência de irradiação acima de 1.800 kWh/m².dia, destacando-se a região do semiárido brasileiro que apresenta irradiação entre 2.200 kWh/m².dia e 2.400 kWh/m².dia.

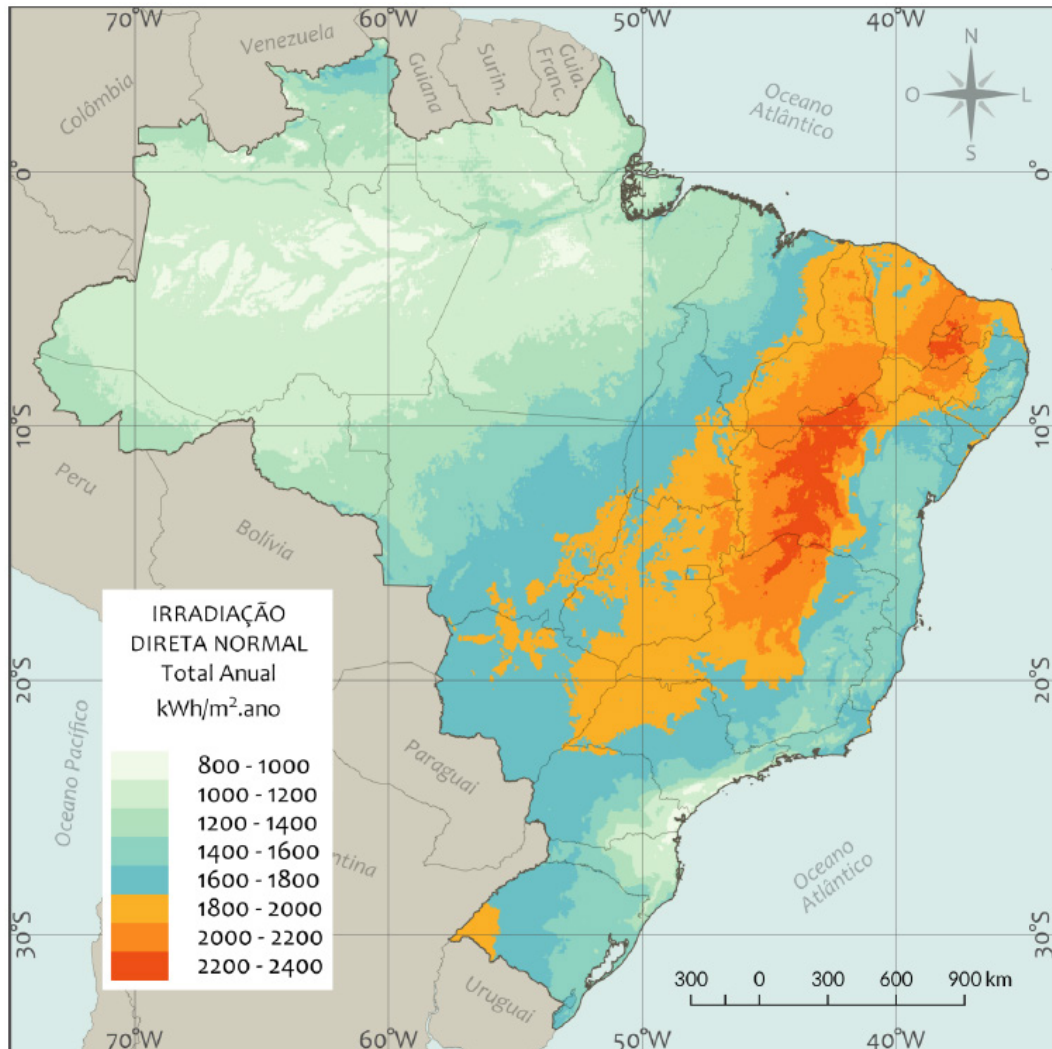


Figura 2.26 - Mapa da irradiação direta normal com destaque para região com incidência acima de 1800 kWh/m².dia.

Fonte: (PEREIRA *et al.*, 2017).

Existem dois grupos de tecnologia de captação da energia solar para sistemas de geração heliotérmica: os concentradores lineares e os bidimensionais.

2.4.1 Concentradores Lineares

Os concentradores lineares aumentam a densidade de fluxo da irradiância sobre uma região linear, onde o dispositivo absorvedor se localiza. Existem dois tipos de concentradores com essas características: os concentradores do tipo Fresnel (Linear Fresnel Collectors) e os concentradores Cilíndricos Parabólicos (Parabolic Troughs systems), sendo esse segundo modelo o mais difundido atualmente nas usinas de geração heliotérmica.

2.4.1.1 Concentrador Tipo Fresnel (Linear Fresnel Collectors)

O concentrador tipo Fresnel é constituído por uma série de espelhos concentradores retangulares com comprimento muito maior que a largura, ou espelhos ligeiramente curvados, dispostos, lado a lado horizontalmente em diferentes ângulos, que concentram a luz solar em um receptor linear fixo, localizado acima desses espelhos. O receptor consiste de um tubo revestido e isolado por material transparente e uma camada de vácuo para diminuir as perdas térmicas. Cada conjunto linear de espelhos está equipado com um sistema rastreador de um eixo, para acompanhar a movimentação do Sol ao longo do dia. Esse sistema geralmente utiliza como fluido de transferência de calor a água (ZHU e CHEN, 2018).

Para correção focal desse sistema pode ser utilizado um espelho secundário na parte superior do tubo absorvedor visando realinhar os raios solares de volta ao tubo. Também podem ser utilizados para essa correção receptores do tipo multi-tubo, sem necessitar do espelho secundário (TSEKOURAS *et al.*, 2018).

Embora tenham como uma vantagem o menor custo de fabricação e instalação em comparação com uma planta de Concentradores Cilíndricos Parabólicos, o sistema Linear Fresnel tem menor eficiência ótica, apresentando maiores perdas em horários em que o sol está baixo no horizonte, período da manhã e final da tarde, e também na época do inverno. Uma alternativa para compensar a perda de eficiência ótica nesse sistema seria aumentar as linhas de espelhos nas laterais. Outra desvantagem é o armazenamento térmico que provavelmente seja mais caro e desafiador de ser construído (SERRANO, 2017).

Atualmente a maior usina em operação utilizando essa tecnologia fica em Dhursar na região de Rajasthan na Índia com operação iniciada em novembro de 2014, tem capacidade de geração de 125 MW. Existem outras quatro em desenvolvimento na China com capacidade de 50 MW cada. E a segunda maior em operação é a de Puerto Errado 2, em Calasparra região da Murcia na Espanha, com uma capacidade de geração de 30 MW (NREL, 2016).

A Figura 2.27 mostra um sistema tipo Fresnel com seus espelhos longitudinais e sistema receptor, e um espelho superior para correção focal dos raios solares.

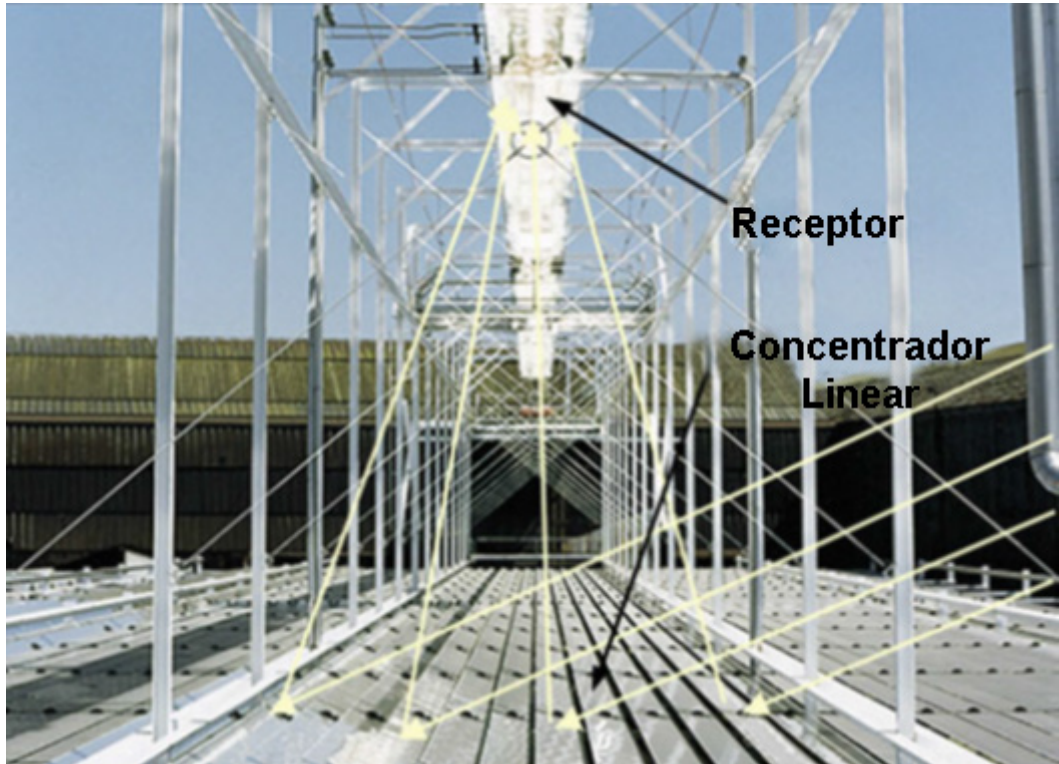


Figura 2.27 - Concentrador tipo Fresnel Linear.
Fonte: (SERRANO, 2017).

2.4.1.2 Concentrador Cilíndrico Parabólico (Parabolic Trough Systems)

Representando mais de 90% da capacidade atualmente instalada dos sistemas heliotérmicos, os sistemas Concentradores Cilíndricos Parabólicos utilizam espelhos altamente reflexivos em forma de parábola, que focalizam a luz solar em um sistema receptor linear posicionado no eixo focal da parábola do concentrador. Esses concentradores são conectados em fila que podem chegar até 100 m de comprimento. Assim como no sistema Fresnel possuem rastreamento solar em apenas um eixo, normalmente seguindo o eixo leste oeste para rastreamento (HAFEZ *et al.*, 2018).

Os espelhos desse sistema são fabricados dobrando uma folha de material reflexivo em forma de parábola para direcionar o feixe de raios solares ao ponto focal, onde está localizado o receptor. O tubo absorvedor (localizado no receptor) possui um revestimento especial para maximizar a absorção da energia, e um envelope evacuado de vidro para minimizar as perdas térmicas por convecção. O fluido de transferência de calor utilizado pode ser óleo sintético, sal fundido ou água. Após passar pelo tubo absorvedor o fluido aquecido passa por um ciclo térmico acoplado, por exemplo, um sistema ORC (Ciclo Rankine Orgânico), responsável pela conversão da energia térmica do fluido em energia elétrica, e retorna ao circuito para reutilização. O fluido aquecido também pode fornecer energia térmica, quando excedente,

para um sistema de armazenamento térmico, para ser utilizado em momentos em que não houver sol. A maior parte das plantas com Concentradores Cilíndrico Parabólico atualmente instaladas, trabalham com capacidade de geração entre 14 MW e 80 MW, com eficiências globais entre 14% a 16%, e temperatura máxima de operação de 390° C. Está sob investigação a utilização de sais fundidos (a 550° C) como fluido de transferência de calor, o que aumentaria a capacidade de armazenamento térmico e também a eficiência do sistema para cerca de 15% a 17% (SERRANO, 2017).

As três maiores plantas em operação com essa tecnologia estão instaladas nos Estados Unidos, uma com capacidade de 250 MW em Bytle – California, e as outras duas com capacidade de 280 MW instaladas, uma em Phoenix – Arizona e a outra em Harper Dry Lake – California. Essa tecnologia ainda conta com um projeto em desenvolvimento em Dubai, nos Emirados Arabes com uma capacidade pretendida de 600 MW (NREL, 2016).

A Figura 2.28 apresenta um modelo de sistema concentrador solar do tipo Cilíndrico Parabólico.



Figura 2.28 - Sistema Concentrador Cilíndrico Parabólico.
Fonte: (PEREIRA *et al.*, 2017).

2.4.2 Concentradores Bidimensionais

Os concentradores do tipo bidimensionais realizam a concentração dos feixes solares em um ponto determinado, aumentando a densidade do fluxo de irradiância e permitindo atingir temperaturas de trabalho mais altas, por conseguinte atingem melhor eficiência de conversão. Os concentradores bidimensionais são tipo Torre Solar (Solar Tower) e tipo Prato Parabólico ou Dish Stirling (PEREIRA *et al.*, 2017).

2.4.2.1 Concentradores Tipo Torre Solar (Solar Tower)

Nos sistemas do tipo Torre Solar, há um grande conjunto de espelhos controlados por computador (heliostatos) que rastreiam o Sol em dois eixos. Os heliostatos tem menor custo de produção do que os espelhos do Cilíndrico Parabólico que é fabricado com curvaturas específicas. O conjunto de heliostatos concentra a radiação solar em um único ponto no alto de uma torre localizada no centro desse conjunto de espelhos, que conduzirá o calor para o ciclo termodinâmico responsável pela geração de eletricidade (SRILAKSHMI *et al.*, 2015).

Possuindo maior fator de concentração, o sistema de Torre Solar consegue atingir temperaturas maiores, e pode utilizar como fluido de transferência de calor primário água-vapor (Geração direta de Vapor – DSG – Direct Steam Generation), óleo sintético ou sal fundido. Estuda-se a possibilidade de utilização de gás em altas temperaturas (SERRANO, 2017).

Em sistemas de Torre Solar trabalhando com um ciclo de Geração Direta de Vapor, a água condensada é bombeada até o topo da torre, onde é aquecida a cerca de 550° C. O vapor gerado na torre alimenta uma turbina a vapor convencional. Nessa configuração esse sistema não precisa de um trocador de calor entre o fluido primário e o ciclo de vapor, mas nesse caso é mais difícil realizar o armazenamento térmico (SRILAKSHMI *et al.*, 2015).

A temperatura do fluido primário de transferência de calor, dependendo da configuração adotada para o ciclo termodinâmico, pode variar de 250° C a 300° C usando vapor de água saturado, a 390° C usando óleo sintético e até 565° C utilizando sal fundido e vapor de água superaquecido. Temperaturas acima de 800° C podem ser obtidas para o caso de utilização de gases em altas temperaturas (SERRANO, 2017).

As plantas com essa tecnologia podem ser equipadas com sistema de armazenamento térmico cuja temperatura de operação está vinculada ao fluido primário. O melhor desempenho atualmente é obtido utilizando sal fundido a base de nitratos, o que permite um armazenamento eficiente e barato. Está sendo estudado o armazenamento térmico com sais a base de flúor e um sistema baseado em cerâmica (DUTTA, 2017).

As vantagens apresentadas por esse tipo de planta são a eficiência, armazenamento de calor, desempenho, capacidade de operação e custos. Uma desvantagem é que para instalação de uma grande planta é necessários milhares de espelhos controlados por computador, e tipicamente o valor desses espelhos representam 50% do custo da planta. Outra desvantagem

em grandes plantas é a perda ótica ocasionada pela maior distância entre os espelhos e o receptor (Torre), as quais podem ocorrer por desvio angular dos espelhos, imperfeições do rastreamento solar e absorção atmosférica (SERRANO, 2017).

Atualmente a maior planta heliotérmica, do tipo Torre Solar, é a de Ivanpah Solar Electric Generating System, localizada Primm no deserto da Califórnia, Estados Unidos, com capacidade de geração de 392 MW. Com essa tecnologia existem três plantas em desenvolvimento no Chile, em Copiapó com capacidade de 260 MW, em Linkana com capacidade de 390 MW e a que alcançara a capacidade de geração de 450 MW em Tamarugal (NREL, 2016).



Figura 2.29 - Usina Heliotérmica de Torre Solar de Ivanpah Solar Electric Generating System, Primm California-EUA.

Fonte: Adaptado de (ARCH DAILY, 2014).

2.4.2.2 Concentradores Tipo Prato Parabólico

O sistema do tipo Prato Parabólico consiste em um concentrador com o formato de um prato côncavo que concentra os feixes de luz solar em um receptor colocado em seu ponto focal. O sistema receptor pode ter acoplado a ele um motor Stirling ou uma microturbina dependendo da temperatura de operação. Esse tipo de tecnologia necessita de um sistema de rastreamento solar em dois eixos para acompanhar o movimento relativo do Sol ao longo do dia, de leste a oeste, e ao longo do ano de Norte a Sul. Essa tecnologia atinge fatores de concentração e temperaturas de operação muito altas. Porém ainda não está muito difundida

devido a dificuldades como custo alto em comparação ao de outras tecnologias heliotérmicas, e também dificuldades relacionadas à capacidade de armazenamento.

O Sistema Dish Stirling apresenta a maior eficiência de conversão de calor para eletricidade atingindo uma taxa de rendimento média anual de 18% a 23% maiores que os outros sistemas de energia solar. Esse sistema atinge alta eficiência, até 30%, e possui modularidade entre 1 a 50 kW permitindo aplicações desde sistemas residenciais até plantas de geração distribuída (STINE e DIVER, 1994).

De acordo com Castellanos (2012), diferente dos outros sistemas o sistema Dish Stirling não necessita de muita água para o resfriamento, permitindo assim sua aplicação em regiões com restrição de água. O sistema Dish Stirling é considerado uma tecnologia potencial para a geração heliotérmica, contando com muitos projetos de pesquisa como:

- O sistemas Vanguard da Advanco, na Califórnia EUA com potência instalada de 25 kWe;
- O sistema SBP-1984, na Arábia Saudita com 50 kWe;
- O sistema MDAC/SES, também na Califórnia, com 25 kWe;
- O sistema SBP-1989 com 9 kWe, o Projeto Distal 1 com 40 kWt (com motor Stirling de 9 kWe) e o Projeto Distal 2 com 50 kWt (com motor Stirling de 10 kWe) e o Projeto EuroDish, com 10 kWe todos em Almería Espanha;
- O sistema SIAC no Colorado EUA, com potência de 20 kWe;
- E o projeto de somente do concentrador solar parabólico da ANU, com um concentrador de 400 m² concluído em 1994 (concentrando 1500 soles) e outro de 500 m² concluído em 2008 (concentrando 2000 soles).

O fator custo poderá ser contornado com a pesquisa e desenvolvimento dessa tecnologia, tornando-a uma alternativa para geração de eletricidade através da energia solar.

A Figura 2.30 apresenta o sistema Dish Stirling do projeto Distal II, que tem uma potência instalada de 10 kW e está localizado em Almería, Espanha. E a Figura 2.31 apresenta a planta solar de Maricopa, localizada em Peoria, Arizona, planta de geração com sistemas Dish Stirling com potência instalada de 1,5 MW. Outra planta solar com sistemas Dish Stirling esta em operação em Tooele-Utah, EUA, com potência instalada de 1,5 MW (NREL, 2016).



**Figura 2.30 - Sistema Dish Stirling do projeto Distal II, Almería, Espanha.
Fonte: (SBP - SCHLAICH BERGERMANN PARTNER, 2017).**



**Figura 2.31 – Planta Solar de Maricopa, Geração Heliotérmica com Sistemas Dish Stirling.
Fonte: (VARUN e PRAKASH, 2016).**

2.4.2.3 Forno Solar

A tecnologia de Forno Solar, dentre as citadas, é a que atinge os mais altos níveis de concentração de energia atingindo mais de 10.000 kW/m². Atualmente são usados em instalações de testes para processos de altas temperaturas, como no tratamento de materiais, desenvolvimento e investigação de novos receptores solares e simulação do efeito térmico de fluxo de calor altamente concentrado.

A Figura 2.32 apresenta uma relação da razão de concentração e a temperatura de alguns sistemas heliotérmicos, destacando-se a posição do Forno Solar e do Prato Parabólico.

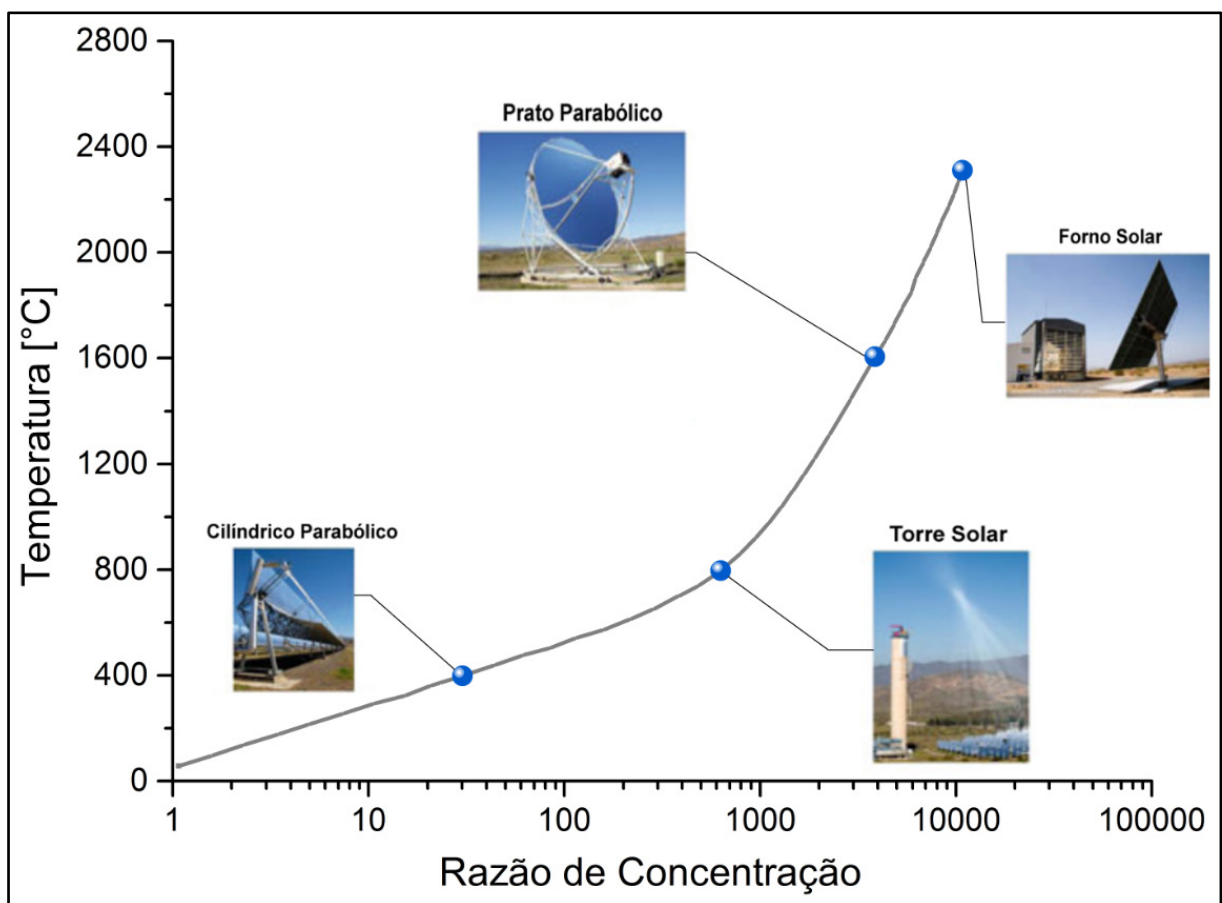


Figura 2.32 - Relação de Concentração Solar e Temperatura de operação de alguns sistemas Heliotérmicos.

Fonte: (SERRANO, 2017).

Esse sistema é composto por um sistema óptico com um ou mais heliostatos, que refletem a radiação solar em um concentrador, o sistema concentrador pode ser composto por um espelho parabólico ou por um conjunto de espelhos. A potência do forno pode ser atenuada por um obturador que controla a radiação solar recebida no concentrador. A radiação atinge a área de teste exatamente no ponto focal do concentrador.

A Figura 2.33 mostra um esquema de funcionamento de um sistema tipo Forno Solar, pode-se perceber que a radiação é refletida por um heliostato, passando por um obturador, atingindo o concentrador parabólico que direciona os feixes solares para o ponto focal da parábola, onde está a área de testes.

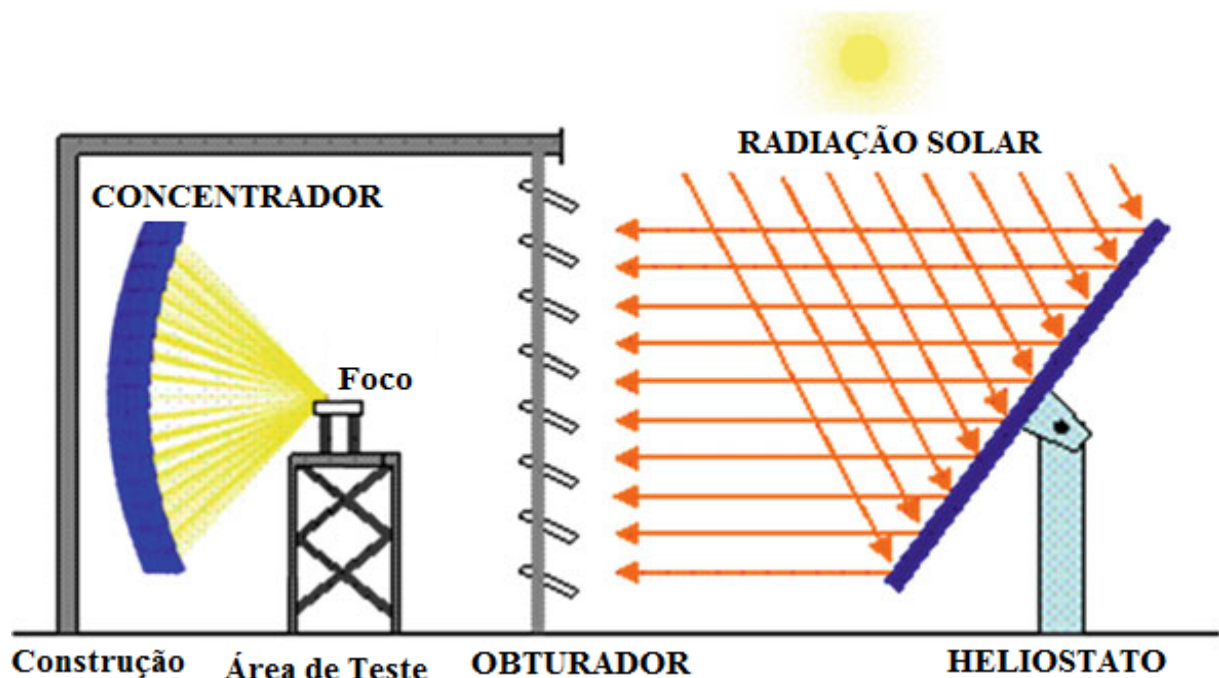


Figura 2.33 - Esquema de funcionamento de um Forno Solar.
Fonte: Adaptado de (SERRANO, 2017).

2.5 Motor Stirling

Os motores Stirling têm o princípio de funcionamento baseado na compressão e expansão de um gás. O fluido de trabalho (gás) utilizado pelo motor pode ser hidrogênio, hélio, ar ou nitrogênio. Em motores Stirling de alto desempenho o gás de trabalho pode atingir temperaturas superiores a 700°C e pressão por volta de 20 MPa. No motor Stirling são realizados dois processos isotérmicos em trocadores de calor, um quente e outro frio, permitindo assim a transformação da energia térmica em potência mecânica. Nele também existe um mecanismo recuperador de calor que, se trabalhar com poucas perdas, faz com que o calor requerido se torne menor (CABALLERO, 2013).

Os componentes do motor Stirling de acordo com Castellanos (2012) são:

1 - Trocador de Calor Frio, responsável pela dissipação do calor residual do motor Stirling;

2 - Trocadores de calor quente (ou Absorvedor), responsável por transmitir o calor para o fluido de trabalho do motor Stirling;

3 - Trocador de calor com o ar ambiente, para resfriar o fluido de resfriamento do trocador frio;

4 - Regenerador responsável pela recuperação de energia entre as duas fases do ciclo, absorve energia no processo frio e libera no processo quente;

5 - Cilindros responsáveis pela expansão e compressão

As vantagens do motor Stirling são: elevada eficiência comparado a outros ciclos na mesma faixa de temperatura e potência, sendo ideal para converter energia térmica solar em energia mecânica e posteriormente em energia elétrica; baixo ruído; ciclo de vida elevado; permite operação de forma híbrida (em período sem irradiação solar, pode trabalhar com a queima de diversos outros tipos de combustíveis como fonte de calor, álcool, gasolina, diesel, biomassa, óleo combustível e gás natural); elevada confiabilidade (CABALLERO, 2013).

E como desvantagem, ele tem resposta lenta ao aumento de carga, apresenta alto custo de fabricação e devido às pressões de trabalho exige uma vedação perfeita.

A Figura 2.34 mostra os tipos de motores Stirling mais comumente utilizados, o motor tipo Alfa, o motor tipo Beta e o motor tipo Gamma. Todos seguem o mesmo princípio de funcionamento, se diferenciando apenas pela disposição e número de pistões envolvidos na construção.

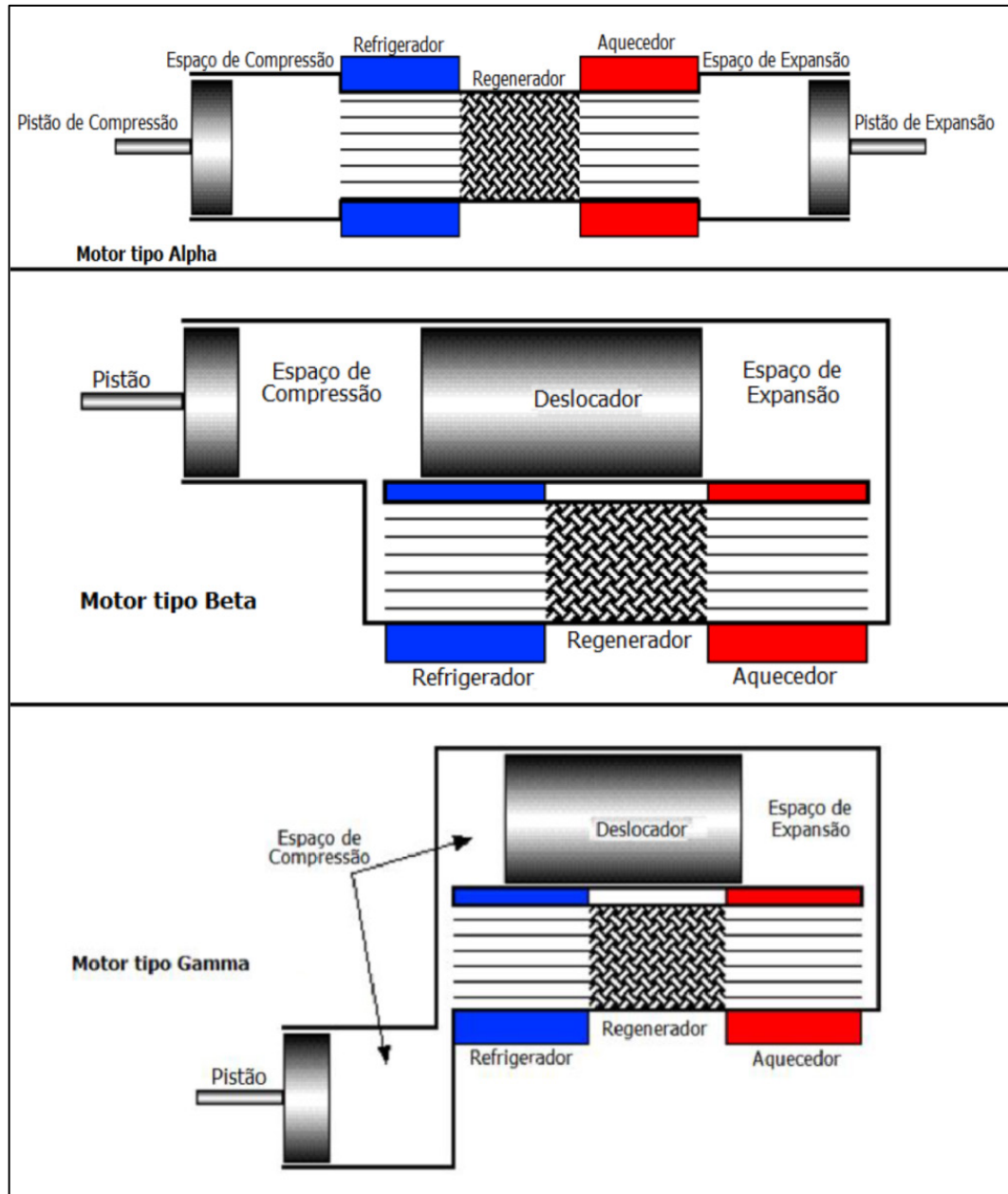


Figura 2.34 - Tipos de motores Stirling, Alfa, Beta e Gamma.
Fonte: Adaptada de (CABALLERO, 2013).

2.6 Simulação Computacional em CFD

A simulação computacional com software CFD, é uma ferramenta para analisar fenômenos envolvendo o fluxo dinâmico de fluidos, permitindo reproduzir as condições operacionais de um sistema real e permitindo analisar o desempenho deste sistema antes mesmo dele ser construído (OUYANG *et al.*, 2018).

Os pacotes computacionais baseados na Dinâmica de Fluidos Computacional - CFD podem ser utilizados para prever fenômenos como o escoamento de um fluido, transferência de calor e massa, mudança de fase, reações químicas, movimentos mecânicos e estresse e

deformação em estruturas solidas, além de outros fenômenos. Estes softwares resolvem as equações matemáticas que regem esses fenômenos utilizando-se do auxílio de um computador. Essa ferramenta é utilizada para diversas finalidades, obtendo resultados de análises importantes em novos projetos, desenvolvimento de produtos, problemas de uma instalação e otimização de condições de operação (TU *et al.*, 2013).

Diversas áreas da engenharia utilizam a simulação computacional como uma forma de minimizar o custo e o tempo na realização de projetos, para viabilizar processos de fabricação de produtos de maneira mais econômica e eficiente, e assim consequentemente reduzir a poluição gerada durante o ciclo de produção de um novo produto, promovendo a sustentabilidade e minimizando riscos a saúde humana e ao meio ambiente. De modo que a simulação computacional pode ser utilizada em áreas como, design de produtos, aerodinâmica e aeroespacial, automotiva, engenharia naval, ciências biomédicas, elétrica e eletrônica, química, engenharia civil, metalurgia, segurança nuclear, engenharia ambiental, hidrologia e oceanografia, meteorologia, esportes e geração de energia (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Em plantas heliotérmicas a análise com softwares CFD é usada para prever e analisar o comportamento de fenômenos térmico e fluido dinâmico, envolvidos no processo de geração de energia elétrica. Esta análise é reforçada através de outras técnicas como a modelagem física e a análise experimental. A análise com CFD permite detalhar processos físicos complexos como turbulência, reações químicas transferência de calor e massa e escoamentos multifásicos. Implicando em menor tempo e custo do que os despendidos pelos procedimentos experimentais, o CFD permite investigar um número maior de configurações e condições de um determinado problema. Pode também auxiliar na redução de custos adicionais que ocorrem devido ao sobre dimensionamento e sobre especificação, reduzindo riscos e aumentando a vida útil das instalações heliotérmicas (SERRANO, 2017).

Atualmente é crescente o uso da ferramenta de simulação computacional em diversas áreas da engenharia, auxiliando os engenheiros e pesquisadores na concepção de equipamentos ou instalações inovadoras e eliminando ou reduzindo os experimentos de teste e erro. Segundo Serrano (2017) as vantagens apresentadas na utilização da simulação computacional com software CFD são:

- Custo relativamente baixo, e insignificante se comparado com uma abordagem experimental;

- O tempo de realização de uma simulação é pequeno, desde segundos até alguns dias, dependendo da complexidade do problema e do recurso computacional envolvido, normalmente esse tipo de software requer um computador robusto e rápido;
- Teoricamente permite a simulação de qualquer condição física, condições que não podem ser testadas com experimentos, condições ideais ou extremas como extremos quentes ou frios, ou condições que simulem ambientes tóxicos;
- Permite isolar fenômenos específicos para estudo controlados. Possibilita estudar o comportamento de um sistema modificando um parâmetro específico;
- Permite examinar vários locais de um domínio computacional utilizando um amplo conjunto de variáveis com uma única simulação, como por exemplo, distribuição da velocidade do ar, pressão, temperatura e concentração de substâncias;
- Possui uma interface gráfica de fácil operação pelo usuário, mais tecnologicamente desenvolvida (isso para os softwares mais recentes), que permite modificar e testar diferentes configurações com maior agilidade.

De acordo com Serrano (2017) a simulação computacional também apresenta algumas desvantagens como:

- Para lidar com o problema a ser analisado, requer criatividade, conhecimento e experiência prévia para criar um modelo computacional confiável. Simplificar um modelo complexo pode influenciar a precisão dos resultados;
- A precisão dos resultados pode ser um desafio, devido à influência das condições de contorno adotadas, pois essas são baseadas em dados empíricos ou obtidas pela experiência. Em casos de análise dinâmica com variação temporal os dados normalmente não estão disponíveis na literatura ou são difíceis de avaliar.
- Resultados instáveis, sem convergência ou que não são reais podem ser apresentados se os domínios espaço tempo não forem discretizados em sistemas separados;
- Os cálculos das equações que regem os fenômenos do problema são não lineares e auto acopladas e para resolução dos sistemas de equações o CFD aplica métodos numéricos, como o método de volume finito, discretizando as equações para obter equações algébricas correspondentes, assim a aproximação numérica e o cálculo

iterativo podem apresentar instabilidade e incertezas. Para garantir a convergência dos resultados são aplicadas técnicas como a de passo de tempo falso (false-time-step) e método de fator de relaxamento (relaxation factor methods). Mesmo assim em análises complexas o critério de convergência e a estabilidade numérica são pontos de preocupação;

2.6.1 Pré-Processamento

Na etapa de pré-processamento além da criação da geometria do problema, o software CFD necessita que seja realizada a definição dos parâmetros iniciais de entrada das variáveis de controle, antes de ser realizado qualquer cálculo pelo módulo solucionador. Devem ser definidos parâmetros como o domínio da solução, os fenômenos físicos envolvidos, as propriedades dos fluidos, as condições de contorno e gerar a malha (mesh) para o domínio computacional (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Gerar a malha significa realizar a divisão do domínio computacional em subdomínios. Isso consiste em gerar pequenos volumes de controle e nós em cada canto desses volumes, que serão utilizados para realizar os cálculos. Normalmente quanto maior o número de células existentes na malha maior será a precisão da solução computacional, em contrapartida leva muito mais tempo para solucionar os cálculos. Uma malha ótima é do tipo não uniforme, ela considera um refinamento da malha em regiões complexas e com grande variação no comportamento do fluido, e uma malha mais grossa em regiões em que as variações são pequenas. Os softwares CFD's mais recentes utilizam o sistema de malha auto adaptativa, que realiza a função de refinamento em locais apropriados de maneira automática. Mesmo com esse recurso a disposição deve-se observar atentamente a qualidade da malha e o refinamento nos locais apropriados (TU *et al.*, 2013).

Com o intuito de diminuir o tempo gasto no desenvolvimento do projeto os softwares CFD's mais recentes ainda contam com uma interface CAD - Computer Aided Design (Desenho assistido por Computador) ou ferramentas para importar dados de outro software de desenho ou de um software gerador de malha. Os CFD's mais novos ainda fornecem ao usuário uma biblioteca de materiais com as propriedades específicas, dos materiais mais convencionalmente utilizados (SERRANO, 2017).

2.6.2 Solucionador (ou Solver)

O módulo solucionador do software CFD é o responsável pela resolução das equações que regem o problema analisado. São utilizadas técnicas de solução numérica para resolver essas equações como o método de diferenças finitas, método de elementos finitos, métodos espectrais, e o método de volumes finitos (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

As técnicas de discretização utilizada pelos códigos do CFD conseguem tratar os principais fenômenos de transporte, como convecção e difusão, e a taxa de variação em relação ao tempo. Como os fenômenos físicos são não lineares e complexos é necessária uma solução iterativa, por exemplo, como o algoritmo SIMPLE que é utilizado para resolver as equações de Navier-Stokes de forma iterativa e assegurar o acoplamento entre pressão e velocidade (SERRANO, 2017).

Incluso também na etapa do solucionador, o monitoramento da convergência, é a avaliação progressiva do desequilíbrio nos cálculos numéricos das equações algébricas, esse desequilíbrio mede a conservação geral das propriedades do escoamento e pode ser acompanhado dinamicamente durante a solução (TU *et al.*, 2013).

2.6.3 Pós-Processamento

O pós-processamento é a fase de análise dos resultados obtidos pela simulação. É efetuado pelo usuário para melhor visualização e estudo dos fenômenos físicos que foram identificados na solução dos problemas. Os CFD's comerciais possuem ferramentas que permitem ao usuário gerar a visualização dos resultados de diversas formas. Os resultados podem ser exibidos na forma de imagens de superfície 2D e 3D, gráficos de linhas e contornos, rastreamento de partículas, imagem da geometria da malha, vetores, linhas de corrente e resultados dinâmicos em animações, além de uma ferramenta para exportar os dados do resultado (TU *et al.*, 2013; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

3 SISTEMA PESQUISADO

3.1 Laboratório de Energia Heliotérmica - LEH

O Laboratório de Energia Heliotérmica-LEH da UNIFEI, localizado na cidade de Itajubá, conta com dois diferentes sistemas de concentração da energia solar, o sistema do tipo Cilíndrico Parabólico e do tipo Dish Stirling. No laboratório existe um sistema Cilíndrico Parabólico constituído de quatro placas, que trabalha acoplado a um sistema ORC responsável pela geração de energia elétrica. Este sistema tem uma potência instalada de 5 kW e possui um banco de baterias como sistema de armazenamento.

Também equipam esse laboratório dois equipamentos do tipo Dish Stirling de concentração solar, onde cada um deles tem um potencial instalado de 1 kW. O laboratório ainda conta com um gaseificador de biomassa (utilizando biomassa de resíduos de madeira), que utiliza para queima do gás um motor de combustão interna adaptado e com um gerador acoplado com potencia instalada de 9 kW.

3.2 Sistema Dish Stirling Trinum

O Sistema Dish Stirling Trinum que se encontra instalado no LEH e que é o objeto de estudo deste trabalho, foi fabricado pela empresa italiana Innova Applied Brilliance. Este equipamento possui um concentrador solar côncavo, recoberto por material altamente reflexivo, possui sistema de rastreamento solar em dois eixos e conta com um motor Stirling acoplado a um gerador, que confere ao sistema uma potência instalada de 1 kW.

A Figura 3.1 apresenta os componentes do sistema Dish Stirling Trinum que estão identificados numericamente na figura de 1 a 4, que são:

- 1- Espelho altamente reflexivo, onde o conjunto desses espelhos forma o concentrador parabólico;
- 2- Receptor, que conta com o absorvedor, o motor Stirling e o gerador acoplado a ele, na imagem ele aparece com uma carcaça metálica de proteção;
- 3- Motores de passo responsáveis pela elevação e rotação do sistema concentrador para realizar o acompanhamento do Sol ao longo do dia;
- 4- O suporte do sistema Dish Stirling Trinum.

O concentrador recebe a irradiação solar, concentrando-a no receptor. O receptor recebe a energia térmica concentrada e a conduz até a parte quente do motor Stirling acoplado ao receptor. O gás de trabalho do motor é aquecido e passa pelo ciclo de trabalho do motor, realizando então a transformação da energia térmica em energia mecânica. Acoplado a esse motor Stirling há um gerador que recebe a energia mecânica do motor e converte em energia elétrica. A Figura 3.2 mostra descrição do comportamento deste sistema, onde também se identificam as perdas óticas, perdas térmicas no receptor e o calor rejeitado pelo motor Stirling.



Figura 3.1 - Componentes do Sistema Dish Stirling Trinum.

O sistema Trinum ainda conta com um painel eletrônico, onde se encontra o sistema de controle por meio de um CLP, que também é responsável pelo rastreamento solar do concentrador. O sistema ainda dispõe de sensores, junto ao painel eletrônico, no receptor, no motor Stirling e no painel hidráulico do sistema, como sensores de temperatura, vazão, GPS e anemômetro.

Esses sensores permitem realizar uma análise mais detalhada das condições de funcionamento. Existem sensores de temperatura em diversos pontos, para verificar a temperatura ambiente, a temperatura de entrada e de saída da água do sistema de resfriamento do motor Stirling, também para verificar a temperatura do receptor. Possui também um anemômetro para monitorar a velocidade do vento no local. O CLP também monitora a tensão, corrente e frequência, além de monitorar o posicionamento do sistema com relação à elevação e azimute.

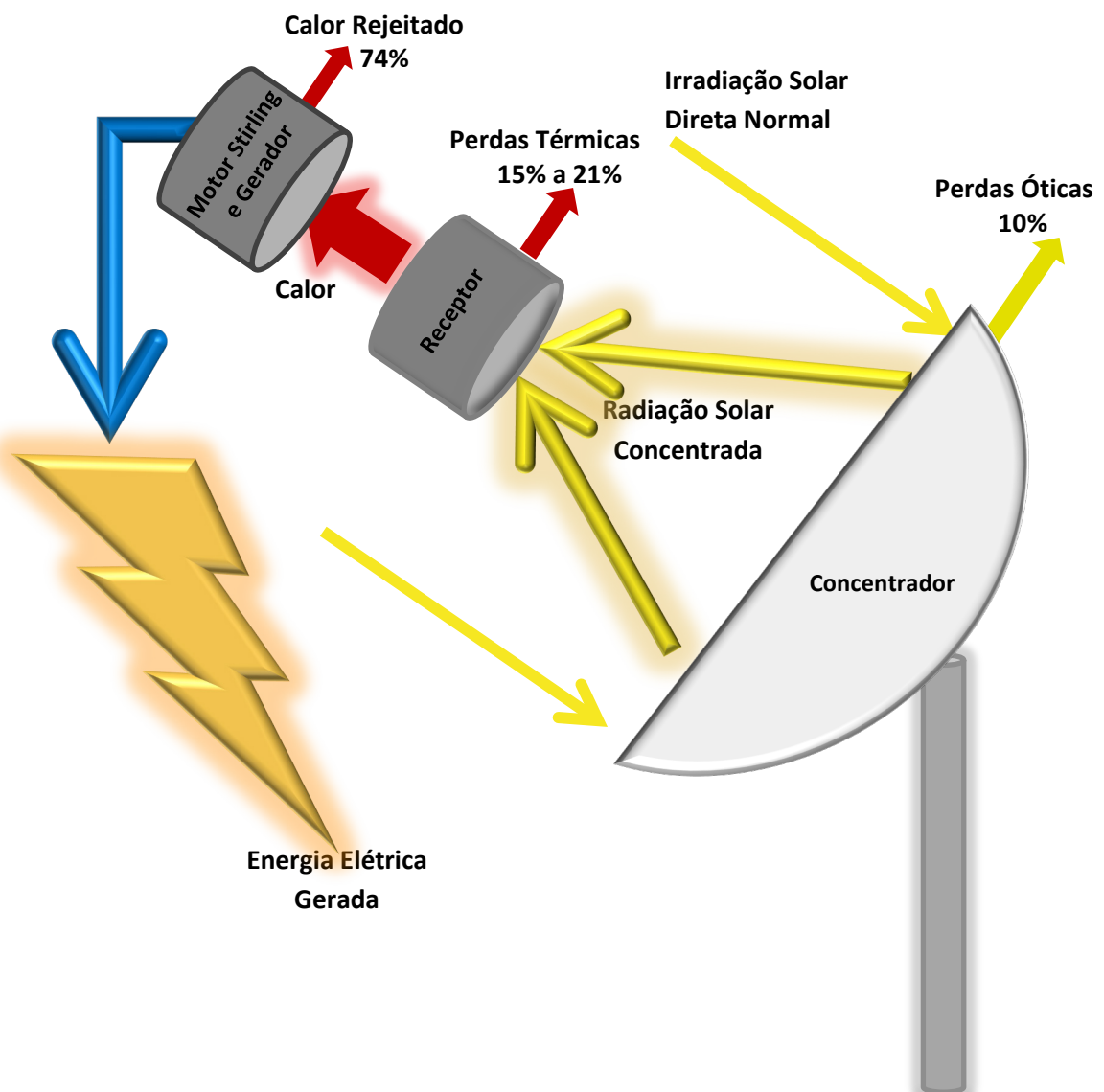


Figura 3.2 - Descrição do comportamento do Dish Stirling.

A Figura 3.3 mostra o painel de controle do sistema Trinum com todas as suas placas de controle, a CLP, unidade UPS (Uninterruptable Power Supply ou Fonte de Energia Ininterrupta), o conjunto de chave e disjuntor, bateria (faz parte da unidade UPS), entre outras placas e conectores.

O sistema ainda conta com um painel hidráulico, que pode ser visto na Figura 3.4, onde se localizam as válvulas e conexões de entrada e saída da água para o trocador de calor do motor Stirling (parte fria do motor Stirling), para o trocador de calor do sistema de resfriamento (para resfriar a água do sistema de resfriamento), uma conexão para entrada de água no sistema, a bomba para circular essa água de resfriamento e um reservatório de expansão. O sistema que resfria o motor Stirling também pode funcionar como uma fonte de energia para aquecimento de água, mas o equipamento instalado no LEH, somente direciona esta água aquecida pelo calor rejeitado pelo motor Stirling para um trocador de calor utilizado para seu resfriamento.

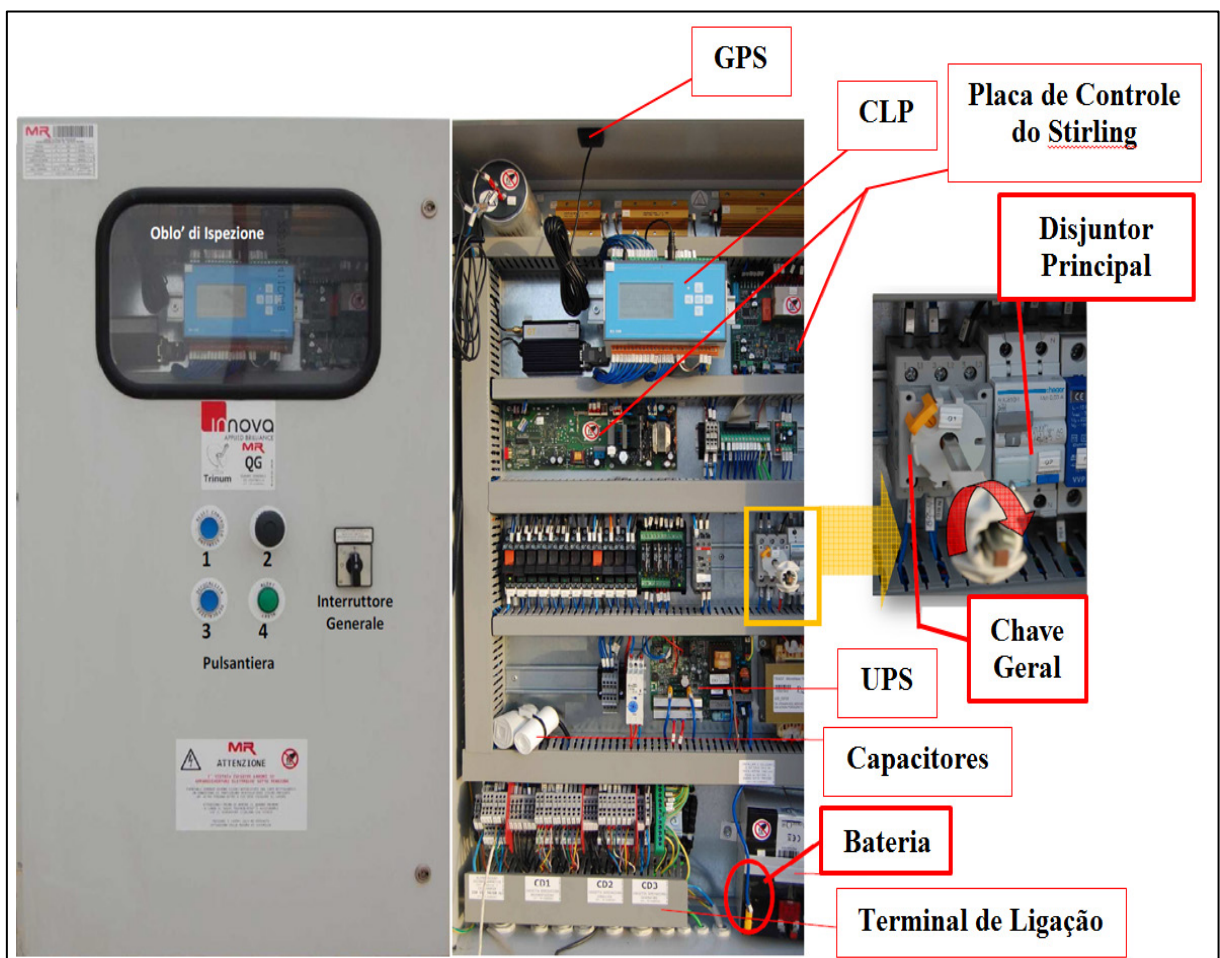


Figura 3.3 - Detalhamento do painel do Dish Stirling Trinum.
Fonte: adaptado de (INNOVA, APPLIED BRILLIANCE, 2014).



Figura 3.4 - Painel hidráulico, tanque de expansão e trocador de calor do Dish Stirling Trinum.
Fonte: (INNOVA, APPLIED BRILLIANCE, 2014).

3.2.1 Concentrador do Sistema Trinum

Os espelhos do concentrador são feitos com material altamente reflexivo, fabricado com multicamadas de alumínio, conferindo ao aparato concentrador uma eficiência ótica de aproximadamente 90%. Ele tem um diâmetro total de 3,75m, o que confere uma área útil de concentração de 9,58m², o diâmetro e a área útil podem ser visto na Figura 3.5.

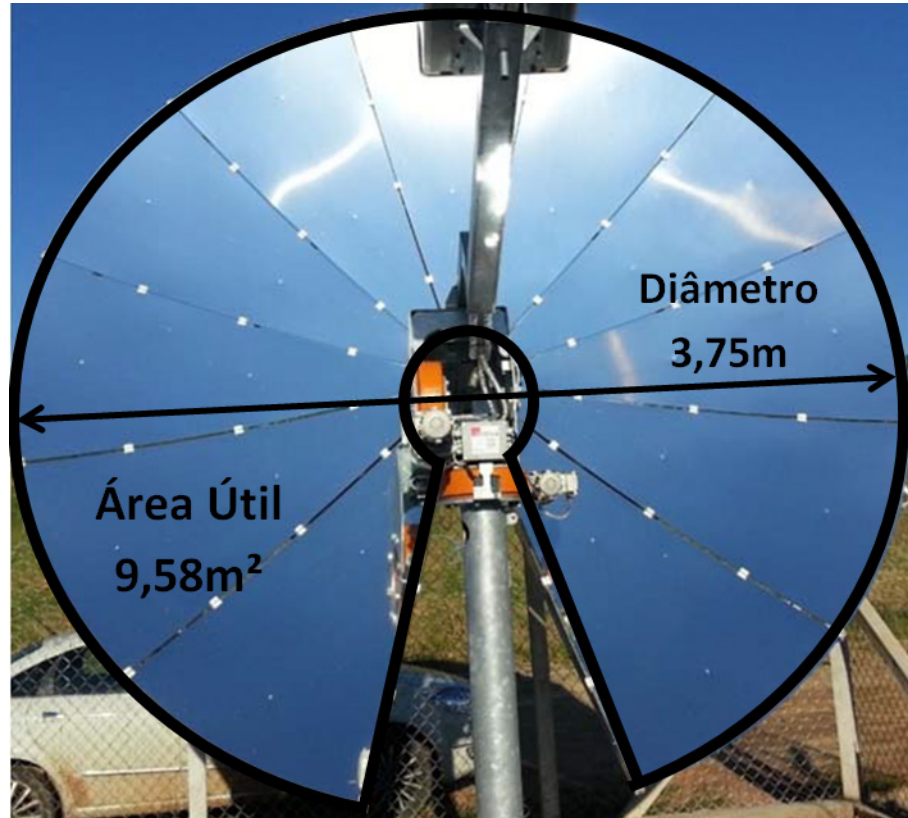


Figura 3.5 - Detalhamento da área útil e diâmetro do Dish Stirling Trinum.

3.2.2 Rastreamento Solar do Sistema Trinum (Solar Tracking)

O rastreamento solar desse sistema é composto por dois motores instalados no suporte do concentrador. O sistema computadorizado comandado por CLP (Comando Lógico Programável), um sensor GPS (Global Positioning System ou Sistema de Posicionamento Global), além de monitorar os ângulos, azimute e zênite do concentrador.

Através do GPS o sistema computadorizado identifica o posicionamento do aparelho com relação à latitude e longitude no globo terrestre, então são realizados cálculos (que estão programados na CLP) de acordo com o dia do ano e a hora, para determinar o correto posicionamento do concentrador com relação ao ângulo zênite e azimute, para realizar o acompanhamento solar. Para determinar o horário do nascer do sol também são realizados cálculos pela CLP, baseando-se nos mesmos dados de posicionamento.

A Figura 3.6 mostra a variação angular de elevação do Dish Stirling. Em -90° ele está fechado, posição de repouso do equipamento, quando não está em funcionamento. Na imagem a esquerda mostra a posição de acompanhamento do Sol (lembrando que para cada época do ano e localização geográfica o sistema adota um ângulo de inclinação calcula pelo CLP), a posição $+90^\circ$ é a posição máxima de elevação.

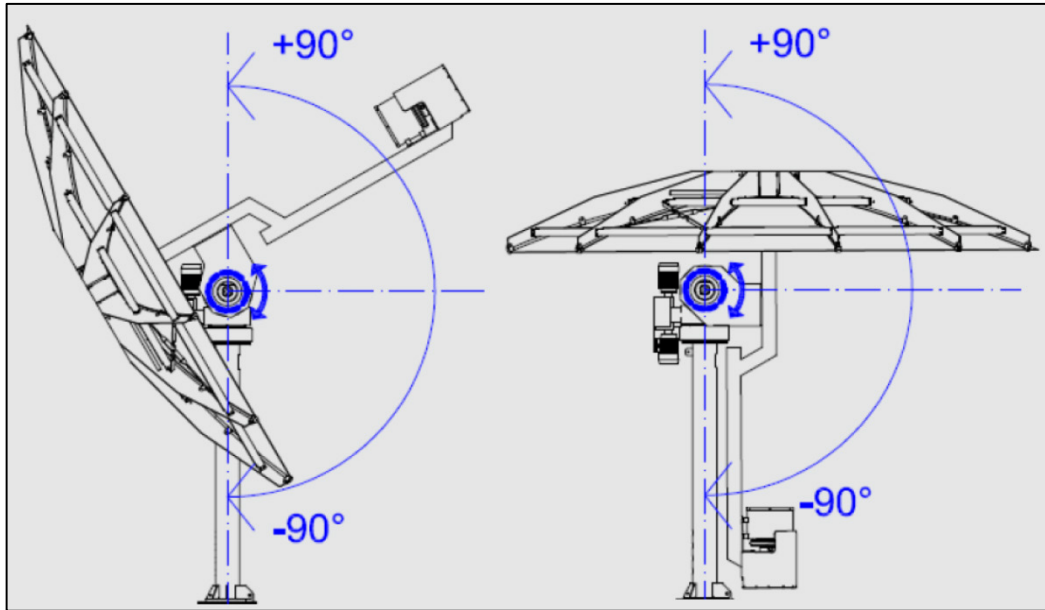


Figura 3.6 - Detalhe do ângulo de elevação do Dish Stirling.
Fonte: (LANGONE, 2015).

Na Figura 3.7 pode-se ver a variação de amplitude do sistema Dish Stirling, que proporciona o acompanhamento solar ao longo do dia. Nesse caso, a ponta da seta na imagem deve apontar para o 0° azimute, ou seja, o norte geográfico. O sistema atinge sua amplitude máxima para o lado positivo do azimute em $+110^\circ$ e sua amplitude máxima para o lado do azimute negativo em -110° .

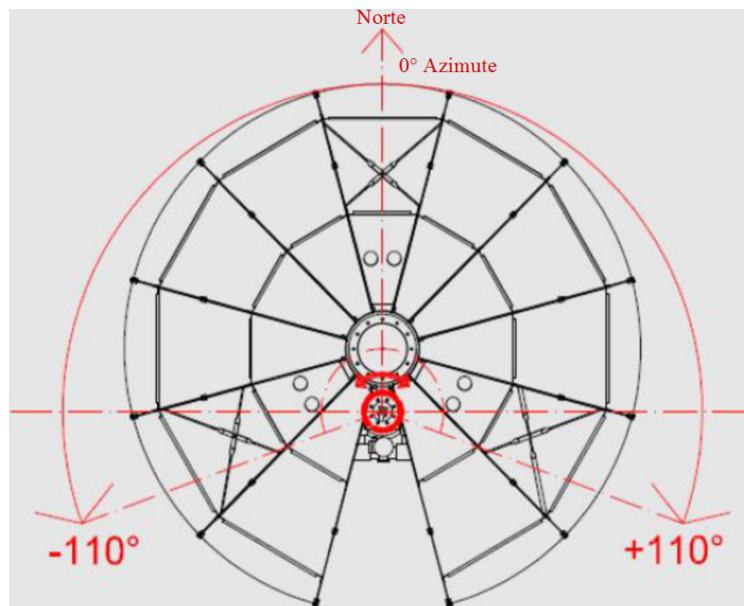


Figura 3.7 - Detalhe da variação do ângulo azimute do Dish Stirling.
Fonte: (LANGONE, 2015).

3.2.3 Motor Stirling-Gerador do Sistema Trinum

O Motor Stirling do sistema Trinum é do tipo pistão linear livre (Free Piston Engine Generator) modelo DM 1.2S, fabricado pela empresa Microgen Engine Corporation. A fabricante do motor Stirling atualmente tem dois modelos desses motores que se diferem apenas pela frequência de operação, um a 50 Hz e outro a 60 Hz, sendo as demais características idênticas, como pode ser visto na Tabela 3.1. Esse tipo de motor tem a vantagem de emitir muito pouco ruído, como pode ser observado na tabela de suas características, não necessita de manutenção se a vedação do mesmo se mantiver intacta, tem vida útil longa e peso de aproximadamente 50 kg, o que é um diferencial para questão de dimensionamento da estrutura do sistema.

Tabela 3.1 - Características do Motor Stirling da Microgen.

Características do Linear Free Piston Engine Generator	
Potência elétrica máxima de saída	1.050 W
Tensão de saída	Nominal-230 V, Min-186 V, Máx-264 V
Frequência	50 Hz ou 60 Hz
Peso	49 kg
Dimensões	450 mm x 300 mm (diâmetro)
Ruído a 1 metro	52,5 dB e 45 dB (com a carcaça)
Eficiência	26%
Vida Útil	50.000 horas

Fonte: (MICROGEN ENGINE CORPORATION, 2015).

A Figura 3.8 apresenta um desenho em corte do motor de pistão linear livre, onde pode ser visto o trocador de calor da parte quente e da parte fria do motor Stirling.

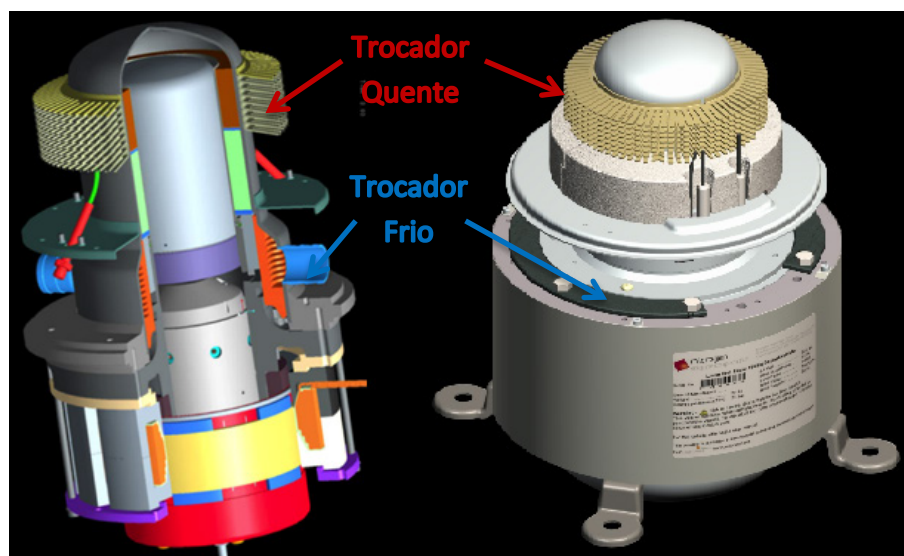


Figura 3.8 - Motor Stirling de pistão linear livre da Microgen.
Fonte: (MICROGEN ENGINE CORPORATION, 2015).

3.2.4 Receptor

O receptor do sistema Dish Stirling Trinum é construído com um núcleo de aço, envolto por uma camada de material isolante térmico de lã de vidro, e recoberto por uma 1ª carcaça de aço inoxidável, e uma 2ª carcaça de alumínio somente para proteção externa do conjunto Receptor-Motor Stirling-Gerador. Pode-se observar na Figura 3.9 como é a construção interna do receptor e suas dimensões reais.

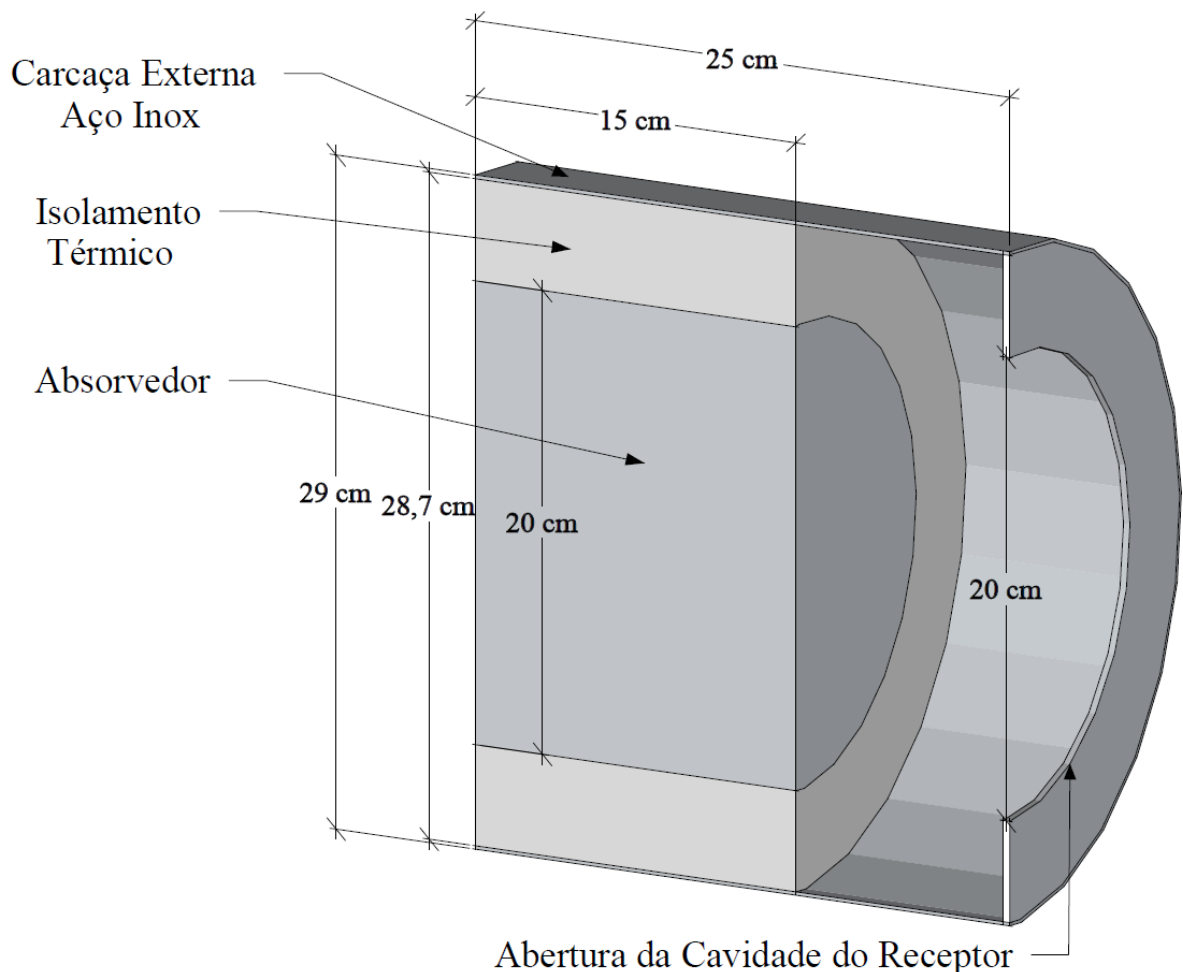


Figura 3.9 - Características Geométricas do Receptor do sistema Dish Stirling.
Fonte: (SOUZA *et al.*, 2016).

3.2.5 Sistema de Coleta de Dados

O Sistema Dish Stirling Trinum possui uma porta de comunicação para que possa ser realizada a coleta de dados. Esses dados ficam armazenados na memória interna do dispositivo CLP, e também em um cartão de memória que pode ser inserido nessa unidade. Essa porta possui sistema de comunicação serial RS 232, funcionando com um cabo que em um lado possui pino jack e do outro, conexão serial RS 232, tipo fêmea. Assim permitindo a comunicação entre o dispositivo CLP e um computador, através de um software específico

disponibilizado pelo fabricante do sistema Trinum. A Figura 3.10 mostra a interface principal do software e o cabo de comunicação.

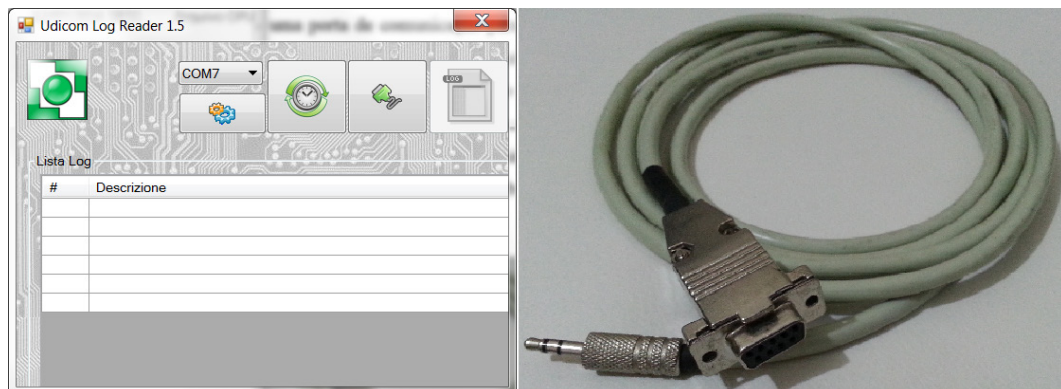


Figura 3.10 - Software e Cabo para comunicação com a CLP do sistema Dish Stirling Trinum.

Através do software é possível realizar algumas configurações para o correto funcionamento do equipamento (como configuração de latitude e longitude, hora local, etc), e monitorar por meio de gráficos o comportamento instantâneo de alguns dados como potência, corrente, tensão, frequência entre outros. Os dados armazenados no CLP do sistema são, data, hora, velocidade do vento, temperatura do receptor, temperatura do sistema de resfriamento do motor Stirling (temperatura de entrada e de saída desse sistema), vazão de água no sistema de resfriamento, temperatura ambiente, potência, tensão, corrente, azimute, elevação entre outros dados. O armazenamento desses dados permite um acompanhamento constante do funcionamento do sistema e a identificação de possíveis falhas que venham a ocorrer durante o funcionamento.

4 MÉTODOS DE PESQUISA

Este capítulo apresenta os métodos de pesquisas desenvolvidos para realizar a avaliação das perdas térmicas, do escoamento de ar e da trajetória dos raios solares para o sistema Dish Stirling Trinum, instalado no LEH-UNIFEI de Itajubá cujas características dimensionais se encontram descritas na Figura 3.9. Também são apresentados os métodos para análise dos modelos de geometrias propostos.

Com a finalidade de atingir o objetivo principal proposto neste estudo foram realizadas diversas etapas lógicas (objetivos específicos) que estão descritas no fluxograma da Figura 4.1.

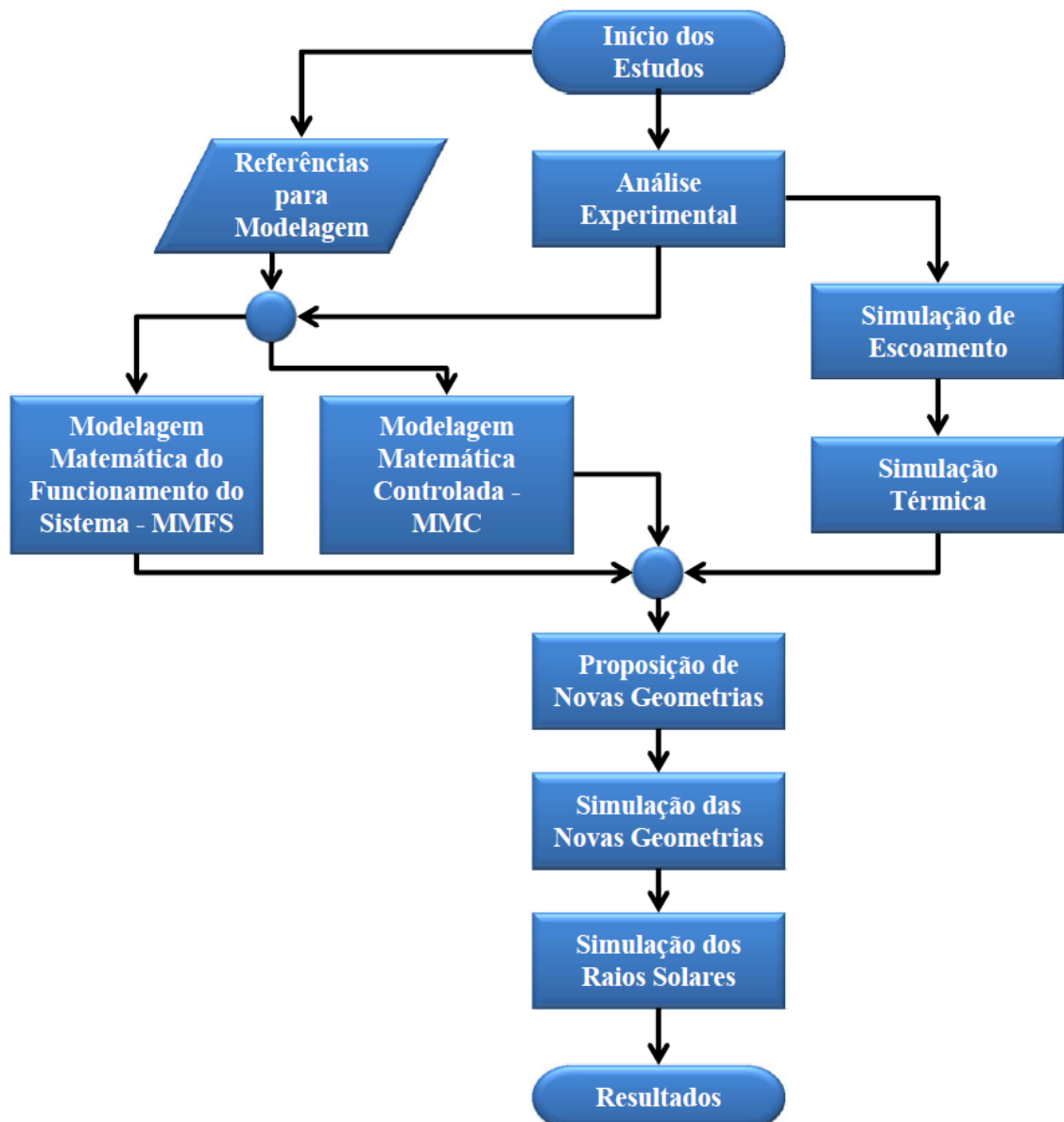


Figura 4.1 - Fluxograma das etapas desenvolvidas neste trabalho.

4.1 Modelagem Matemática

Um modelo matemático é a expressão matemática formal das relações dos componentes de um modelo, sendo que podem existir vários tipos de modelos matemáticos, como estocástico ou determinístico, estático, dinâmico, entre outros. O modelo estático (modelo utilizado neste trabalho) é chamado assim por considerar parâmetros médios para calcular o resultado dentro de um intervalo de tempo. O modelo dinâmico considera o comportamento das variáveis ao longo do tempo, servindo como objeto de estudo para determinar o comportamento do sistema envolvido (CASTELLANOS, 2012. 143 p.).

Segundo Castellanos (2012) as características estruturais de um modelo são:

- Entradas: são as variáveis que sofrem variação ao longo do tempo como no caso deste trabalho a temperatura ambiente, velocidade do vento, irradiação solar;
- Saídas: são os dados gerados pelo processo do cálculo realizado através do modelo;
- Variáveis de estado: corresponde a energia armazenada nos componentes do sistema;
- Parâmetros: são as variáveis que não mudam no período de simulação, como refletividade, emissividade e as configurações geométricas;
- Constantes: são as magnitudes físicas que não variam como a constante de Stefan Boltzman.

4.1.1 Modelagem Matemática do Receptor do Sistema Dish Stirling

O modelo matemático desenvolvido contempla o equacionamento das perdas por transferência de calor existente no receptor do sistema Dish Stirling, perdas por radiação, convecção e as perdas por condução, que conseqüentemente levam a perda de calor para o ambiente por convecção. A modelagem foi desenvolvida com base nas seguintes hipóteses: volume de controle fixo ao redor do receptor, regime permanente, temperatura constante e escoamento laminar, que permitiram o desenvolvimento de um algoritmo de programação para analisar essas perdas. Foi utilizado como ferramenta para realização dos cálculos dessa modelagem o software MATLAB.

De acordo com Castellanos et al. (2013) a energia útil total transmitida para o gás de trabalho do motor Stirling pode ser calculada através de (4.1):

$$\dot{Q}_{gás} = \dot{Q}_{rec} - (\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad}) \quad [\text{W}] \quad (4.1)$$

Onde:

$\dot{Q}_{gás}$: potência recebida pelo motor Stirling através do receptor, [W].

\dot{Q}_{rec} : potência solar concentrada na cavidade do receptor, [W].

\dot{Q}_{cond} : perdas de calor por condução, [W].

\dot{Q}_{conv} : perdas de calor por convecção, [W].

\dot{Q}_{rad} : perdas de calor por radiação, [W].

O montante de energia que chega até o receptor através do concentrador do tipo disco parabólico pode ser quantificado através de (4.2), conforme indicado por Castellanos (2012).

$$\dot{Q}_{rec} = (\eta_{op} \times A_{disco} \times I_{sol}) \quad [\text{W}] \quad (4.2)$$

Onde:

η_{op} : é a eficiência óptica do concentrador solar [%].

A_{disco} : é a área útil do concentrador solar do tipo disco [m²].

I_{sol} : é a irradiação direta incidente no concentrador solar [W/m²].

4.1.1.1 Perdas Térmicas por Radiação

Nem toda a energia concentrada através do disco parabólico no receptor é utilizada para a conversão em energia mecânica, pois muitas são as perdas de calor existentes no receptor, as quais serão analisadas a seguir.

Começando por quantificar as perdas por radiação do coletor através de (4.3), de acordo com Pavlovic e Penot (1991).

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \times \sigma \times A_{a,rec} \times (T_{rec}^4 - T_{amb}^4) \quad [\text{W}] \quad (4.3)$$

Onde:

ε : é a emissividade do material do receptor.

σ : é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,667 \times 10^{-8}$ [W/m² × K⁴]).

$A_{a,rec}$: área de abertura do receptor [m²].

T_{rec} : é a temperatura na cavidade do receptor [K].

T_{amb} : é a temperatura ambiente ao redor do receptor [K].

4.1.1.2 Perdas Térmicas por Convecção

Não somente existem as perdas que ocorrem por radiação, mas também as perdas de calor que ocorrem por convecção. Para realizar a análise das perdas por convecção é necessário levar em conta qual tipo de convecção é predominante: convecção natural ou forçada.

Portanto, segundo Incropera et al. (2013), para realizar a análise de qual tipo de transferência de calor por convecção é predominante, é necessário verificar a relação Gr/Re^2 . Assim se a relação $Gr/Re^2 \ll 1$, a convecção natural pode ser desprezada, mas se pelo contrário a relação $Gr/Re^2 \gg 1$, a convecção forçada pode ser desconsiderada dos cálculos. Devem-se considerar os dois tipos de convecção, natural e forçada, se a relação $Gr/Re^2 \approx 1$.

Assim, para verificar essa relação é necessário calcular o número de Reynolds (Re), através de (4.4), conforme indicado por Jilte et al. (2014).

$$Re = \frac{v \times L_c}{\nu} \quad (4.4)$$

Onde:

v : é a velocidade do ar que escoia nas proximidades do receptor [m/s].

L_c : é o comprimento característico (da cavidade do receptor) [m].

ν : é a viscosidade cinemática do ar [m²/s].

E para calcular o número de Grashof (Gr) pode-se utilizar (4.5), segundo Pavlovic e Penot (1991):

$$Gr = \frac{g \times \beta \times (T_{rec} - T_{amb}) \times L_c^3}{\nu^2} \quad (4.5)$$

Onde:

g : é a aceleração da gravidade [m/s^2].

β : é o coeficiente de expansão volumétrica térmica [K^{-1}].

Para realizar o cálculo da convecção (Q_{conv}) que ocorre no receptor utiliza-se (4.6), como indicado por Castellanos et al. (2013):

$$\dot{Q}_{conv} = (\dot{Q}_{i,n} + \dot{Q}_{i,f}) \quad [W] \quad (4.6)$$

Onde:

$\dot{Q}_{i,n}$: transferência de calor por convecção natural que ocorre na parte interna da cavidade do receptor [W].

$\dot{Q}_{i,f}$: transferência de calor por convecção forçada que ocorre na parte externa da cavidade do receptor [W].

Assim, para se calcular $Q_{i,n}$, a perda por convecção na cavidade do receptor utiliza-se (4.7), de acordo com Prakash et al. (2009):

$$\dot{Q}_{i,n} = h_{i,n} \times A_{i,cav} \times (T_{rec} - T_{amb}) \quad [W] \quad (4.7)$$

Onde:

$h_{i,n}$: é o coeficiente de transferência de calor por convecção, da parte interna do receptor [$W/m^2 \times K$].

$A_{i,cav}$: é a área interna da cavidade do receptor (absorvedor) [m^2].

A Equação (4.8) é utilizada para encontrar o valor de $h_{i,n}$ segundo Prakash et al. (2009):

$$h_{i,n} = \frac{Nu_{i,n} \times k_{ar}}{L_c} \quad [W/m^2 \times K] \quad (4.8)$$

Onde:

k_{ar} : é a condutividade térmica do ar [$W/m \times K$].

$Nu_{i,n}$: é o número de Nusselt local.

Segundo McDonald (1995), o número de Nusselt para a convecção natural pode ser calculado através da correlação mostrada em (4.9), onde o expoente m pode ser calculado por (4.10):

$$Nu_{i,n} = 0,088 \times Gr^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{T_{rec}}{T_{amb}}\right)^{0,18} \times \cos(\theta)^{2,47} \times \left(\frac{d_{abert}}{d_{cav}}\right)^m \quad (4.9)$$

$$m = 1,12 - 0,982 \times \left(\frac{d_{abert}}{d_{cav}}\right) \quad (4.10)$$

Onde:

d_{abert} : é o diâmetro da abertura do receptor [m].

d_{cav} : é o diâmetro da cavidade do receptor [m].

θ : é o ângulo de inclinação da cavidade [°].

De acordo com Caballero et al. (2014), as perdas por convecção forçada na cavidade do receptor podem ser calculadas por (4.11):

$$\dot{Q}_{i,f} = h_{i,f} \times A_{a,cav} \times (T_{rec} - T_{amb}) \quad [\text{W}] \quad (4.11)$$

Onde:

$A_{a,cav}$: é a área de abertura da cavidade do receptor [m²].

O coeficiente de transferência de calor por convecção forçada $h_{e,f}$, no receptor pode ser obtido através de (4.12), (CABALLERO *et al.*, 2014):

$$h_{i,f} = f(\theta) \times v^{1,401} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \times \text{K}] \quad (4.12)$$

E $f(\theta)$ é o coeficiente relacionado à inclinação do receptor, onde θ é o ângulo dessa inclinação e pode ser obtido de acordo com Caballero et al. (2014), usando (4.13):

$$f(\theta) = 0,163 + (0,749 \times \text{sen}(\theta)) - (0,502 \times \text{sen}(2 \times \theta)) + (0,327 \times \text{sen}(3 \times \theta)) \quad (4.13)$$

4.1.1.3 Perdas Térmicas por Condução

Por fim as perdas de calor que ocorrem por condução e posteriormente ao ambiente por convecção, de acordo com Çengel e Ghajar (2012.), podem ser obtidas através da relação de

cilindros multicamadas, que considera os valores das resistências térmicas das camadas através de (4.14):

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_{rec} - T_{amb}}{\frac{\ln\left(\frac{r_{iso}}{r_{abs}}\right)}{2 \times \pi \times L_e \times k_{iso}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{iso}}\right)}{2 \times \pi \times L_e \times k_{ext}} + \frac{1}{h_{e,r} \times A_{e,r}}} \quad [\text{W}] \quad (4.14)$$

Onde:

r_{abs} : é o raio do absorvedor (cilindro mais interno, 1ª camada) [m].

r_{iso} : é o raio externo do material de isolamento (2ª camada) [m].

r_{ext} : é o raio da parte externa do coletor (3ª camada, aço inox externo) [m].

L_e : é o comprimento característico do receptor (lado externo do receptor) [m].

$A_{e,r}$: é a área externa do receptor [m²].

k_{iso} : é a condutividade térmica do isolamento [W/m × K].

k_{ext} : é a condutividade térmica da parte externa do receptor (Aço Inox) [W/m × K].

$h_{e,r}$: é o coeficiente de transferência de calor por convecção da parte externa da cavidade [W/m²×K].

Para se obter o coeficiente de convecção natural ($h_{e,c}$) da carcaça externa do receptor, de acordo com Caballero et al. (2014), utiliza-se a Eq. (4.15):

$$h_{e,r} = \frac{(Nu_{e,r} \times k_{ar})}{L_e} \quad [\text{W/m}^2 \times \text{K}] \quad (4.15)$$

Onde:

k_{ar} : é a condutividade térmica do ar [W/m × K].

$Nu_{e,r}$: é o número de Nusselt local externo (lado externo do receptor).

Segundo Hussain et al. (2016), o número de Nusselt, para o caso considerado neste trabalho, pode ser obtido pela correlação dada por (4.16), válida para número de Prandtl $Pr \geq 0,6$ (o valor para o número de Prandtl é apresentado no APÊNDICE B – Tabelas Auxiliares para o MATLAB).

$$Nu_{e,r} = \left(0,664 \times Re^{\frac{1}{2}} \times Pr^{\frac{1}{3}}\right) \quad (4.16)$$

4.1.2 Modelagem Matemática no MATLAB

O equacionamento que representa o modelo matemático foi traduzido para um script de programação a ser utilizado no software MATLAB, para resolução do sistema de equações resultante. Dois scripts foram desenvolvidos para avaliar o comportamento das perdas térmicas do receptor, de modos diferentes, o primeiro computando os cálculos dinâmicos, e o segundo os cálculos com variáveis controladas.

4.1.2.1 Modelagem Matemática do Funcionamento do Sistema - MMFS

A modelagem matemática do funcionamento do sistema (MMFS) compreende a resolução das equações que descrevem o comportamento das perdas térmicas que ocorrem no receptor do sistema, durante o seu funcionamento ao longo do dia. Tomando como ponto de partida para as variáveis de entrada desse equacionamento os dados levantados a partir da análise experimental para as condições de funcionamento do sistema Dish Stirling Trinum. Essas variáveis são: temperatura ambiente, temperatura do receptor, velocidade do vento e elevação do receptor.

4.1.2.2 Modelagem Matemática Controlada - MMC

Os cálculos da modelagem matemática controlada são efetuados a partir das mesmas variáveis de entrada da MMFS, mas com valores predefinidos para essas variáveis. Deste modo os valores das variáveis de entrada são controlados de acordo com a necessidade da avaliação a ser realizada. Permitindo avaliar as perdas térmicas para todas as inclinações e velocidades do vento que o sistema possa vir a atingir.

Para a avaliação realizada neste trabalho foram definidos os valores para as variáveis de entrada:

- Temperatura ambiente de 20° C para todas as simulações matemáticas;
- Velocidade do vento fixa para cada caso analisado pela simulação matemática, avaliando os campos de velocidade de 1, 5, 10, 15 e 16 m/s;
- A elevação do receptor fixa para cada caso, mas avaliando para as inclinações de 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80° e 90°;

- Somente a variável temperatura do receptor varia em todos os casos analisados pelas simulações matemáticas de 20° C a 500° C.

4.1.2.3 Tabelas Auxiliares Para o MATLAB

O algoritmo desenvolvido no MATLAB, que realiza os cálculos relativos ao modelo matemático, precisa dos dados de algumas variáveis envolvidas nos equacionamentos do modelo que são tabeladas na literatura, e variam em função da temperatura. As variáveis são: viscosidade cinemática do ar; condutividade térmica do ar; número de Prandtl; densidade do ar; viscosidade dinâmica e difusividade térmica. Essas variáveis podem ser encontradas em tabelas no APÊNDICE B interpoladas para as temperaturas necessárias para os cálculos e têm como referência a tabela no ANEXO A de Bergman et al. (2011).

Para realizar os cálculos de maneira dinâmica o MATLAB precisa que os dados dessas variáveis estejam em um arquivo que permita a comunicação através do algoritmo. Assim, adotou-se a utilização do Excel para inserção desses dados tabelados no algoritmo de cálculo de maneira a simplificá-lo. A tabela do Excel pode ser encontrada no APÊNDICE B.

4.1.3 Validação do modelo matemático

O modelo matemático utilizado neste trabalho tem como referência os trabalhos de Caballero et al. (2017); Castellanos (2012), modelos já validados através de dados disponíveis na literatura. Neste trabalho não foi possível realizar a validação de modo experimental, devido à falta de alguns equipamentos no laboratório como a estação solarimétrica e o piranômetro. Os recursos para aquisição destes equipamentos não foram liberados pela agência de fomento.

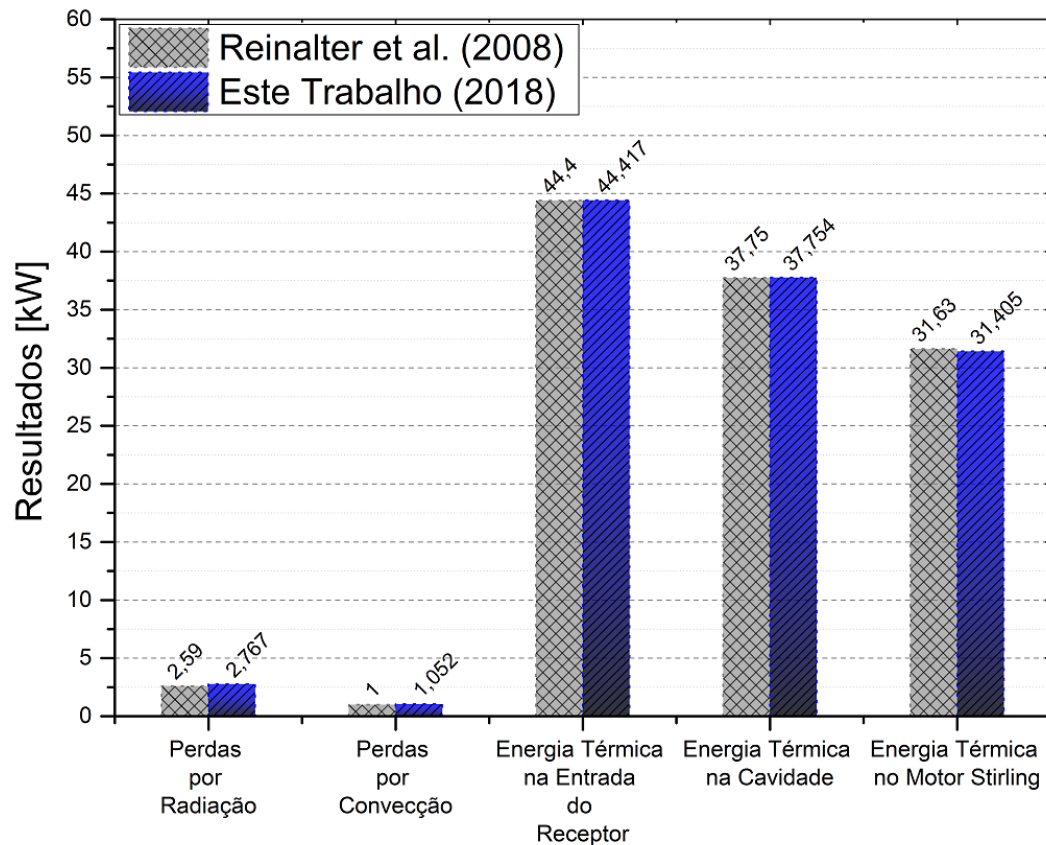
Assim foi realizada uma validação parcial com base em dados experimentais disponíveis na literatura científica, tendo sido utilizado como referência o trabalho de Reinalter et al. (2008) vide Tabela 4.1. E na Figura 4.2 pode-se ver a comparação dos dados calculados através da modelagem matemática desenvolvida neste trabalho e os dados calculados por Reinalter et al. (2008).

Tabela 4.1 - Dados do Sistema de Reinalter et al. (2008) para validação.

Dados do sistema de Reinalter et al. (2008)	
Diâmetro do Concentrador	8,5 [m]
Área Útil do Concentrador	53[m ²]
Refletividade do Concentrador	92,5%

Diâmetro da Abertura	0,095 [m]
Diâmetro da Cavidade	0,130 [m]
Temperatura do Receptor	850 [°C]
Temperatura Ambiente	-5 [°C]
Velocidade do Vento	1 [m/s]
Emissividade do Material do Receptor	0,889

Fonte: (REINALTER et al., 2008).



Dados Comparados

Figura 4.2 - Validação da modelagem matemática.

A Tabela 4.2 apresenta a porcentagem de erro admitida por Reinalter et al. (2008), e a porcentagem de erro verificada neste trabalho.

Tabela 4.2 - Porcentagem de erro admitido por Reinalter et al. (2008) e deste trabalho.

Dados Validados	Reinalter et al. (2008) [kW]	Erro admitido por Reinalter et al. (2008) [%]	Este Trabalho (2018) [kW]	Erro na Validação deste Trabalho (2018) [%]
Perdas por Radiação	2,59	± 16	2,77	+ 6,40
Perdas por Convecção	1,00	± 25	1,05	+ 4,94
Energia Térmica na Entrada do Receptor	44,40	± 1,9	44,42	+ 0,04
Energia Térmica na Cavidade	37,75	± 3,1	37,75	+ 0,01
Energia Térmica no Motor Stirling	31,63	± 4,3	31,41	+ 0,72

De modo que os valores encontrados para as perdas térmicas por radiação, por convecção, e a energia térmica que chega ao receptor, a cavidade e ao motor Stirling ficam dentro da porcentagem de erro citada por Reinalter et al.(2008), que neste caso é de 6,39% pra as perdas por radiação, 4,94% para as perdas por convecção, 0,04% para energia térmica que chega a entrada do receptor, 0,01% para energia térmica dentro da cavidade do receptor e 0,71% para energia que chega ao motor Stirling.

4.2 Análise experimental

A análise experimental tem como função obter os dados do comportamento dinâmico do sistema Dish Stirling. A análise experimental realizada no LEH consistiu em analisar o comportamento do sistema Dish Stirling em funcionamento, num dia típico para região de Itajubá – Minas Gerais, com boas condições meteorológicas. Pois uma das características pertinentes a um bom funcionamento desse sistema envolve variáveis locais como nível de irradiação solar direta, temperatura ambiente e velocidade do vento.

A coleta dos dados dessa análise se dá pela obtenção dos dados dos diversos sensores presente no sistema Trinum, e que são armazenados no dispositivo CLP do Dish Stirling. Os dados mais relevantes para este estudo obtidos através da análise experimental, extraídos do sistema são, velocidade do vento, temperatura ambiente, temperatura do absorvedor e a elevação do receptor. Esses dados serviram como variáveis de entrada para a simulação do modelo matemático no software MATLAB.

Existem outros dados que podem ser obtidos do sistema, mas que não são relevantes para os cálculos das transferências de calor que ocorrem no receptor, mas servem para identificar particularidades do funcionamento do sistema, como:

- Data e hora;
- Energia gerada acumulada (kWh);
- Temperaturas do sistema de resfriamento do motor Stirling, temperatura de entrada e de saída (° C);
- Vazão do fluido do sistema de resfriamento (l/min);
- Tensão (V), corrente (A), frequência (Hz) e energia gerada (W);

- Código de erro (para identificar caso ocorra alguma anomalia no funcionamento do sistema);
- Elevação e ângulo azimute do receptor ($^{\circ}$).

A Figura 4.3 mostra a localização dos sensores da temperatura do sistema de resfriamento, e o sensor de vazão deste sistema, juntamente com a bomba de circulação do fluido (água), e os sensores de elevação e azimute que estão, nos próprios motores de passo que controlam a movimentação do sistema. O sensor de temperatura do receptor se localiza na região interna da carcaça do receptor, sem possibilidade de mostrar sua localização através de foto.

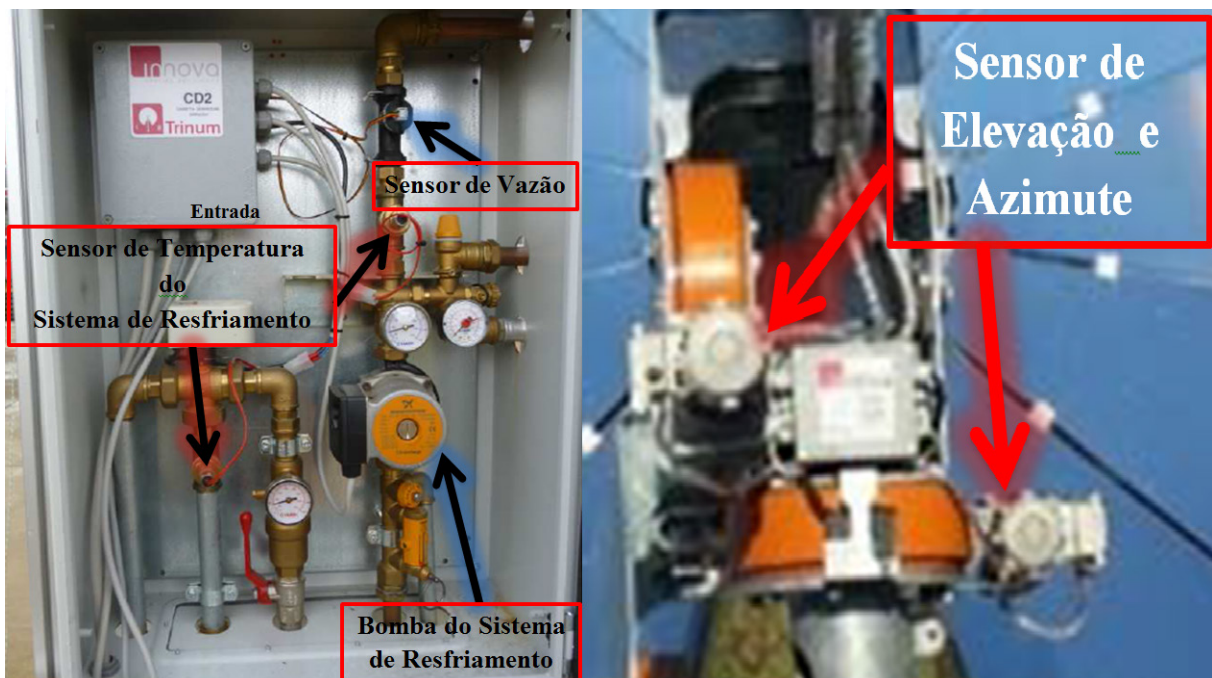


Figura 4.3 - Localização dos Sensores do Sistema Trinum.

4.3 Simulação Computacional em CFD

A simulação computacional para avaliar o comportamento do sistema Dish Stirling foi realizada se utilizando do software Comsol Multiphysics. Esse software conta com diversos módulos, para as mais variadas análises, como por exemplo, os módulos de CFD, Ótica dos Raios, AC/DC, Acústico, Baterias e Células Combustíveis, Reações Químicas, Eletroquímica, Eletrodeposição, Fadiga, Transferência de Calor, Microfluidos, Fluxo Molecular, Escoamento em Tubos, Trajetória de Partículas, Mecânica Estrutural entre outros. Devido a sua robustez exige para um perfeito funcionamento um computador compatível com suas funções. Como exemplo os requisitos mínimos de hardware para o funcionamento que a fabricante do

software recomenda é de pelo menos 4 GB de memória RAM para cada núcleo de processador (os computadores mais novos têm 4 núcleos de processamento o que exigiria 16 GB no total), além de placa gráfica com memória dedicada de pelo menos 512 MB e processadores mais modernos com tecnologia de 64 bits.

Mesmo com toda essa robustez alguns módulos do software funcionam em computadores com um hardware que esteja fora das especificações dos requisitos, ocorre que o tempo de simulação é inversamente proporcional ao hardware utilizado. Portanto se o hardware tem especificação aquém da exigida pelo software, o tempo de simulação aumenta consideravelmente.

Os módulos utilizados neste trabalho foram CFD, Transferência de Calor e Ótica dos Raios.

O módulo CFD é utilizado para prever e projetar o fluxo de fluidos em sistemas fechados e abertos, que incluem a modelagem de fluxos estacionários e em função do tempo, para domínios bidimensionais e tridimensionais, definindo um problema de escoamento em função de variáveis como, velocidade, pressão e viscosidade. O módulo de Transferência de Calor é utilizado para estudar a influência do aquecimento e resfriamento em dispositivos e processos, analisando para condições estacionárias ou transitórias, de sistemas de coordenadas 1D simétrico, 2D e 3D. O módulo, Ótica dos Raios é utilizado para modelar a propagação de ondas eletromagnéticas através do domínio, calculando a trajetória dos raios incidentes no domínio que são liberados a partir de uma superfície ou um conjunto de coordenadas, computando também a trajetória dos raios refletidos e refratados nas fronteiras entre meios do domínio (COMSOL, 2017).

A simulação permitiu avaliar diversos comportamentos do sistema Dish Stirling, tais como, o escoamento de ar circundante e dentro da cavidade do receptor, as perdas térmicas por radiação e por convecção forçada no receptor e ainda a avaliação da trajetória dos raios solares, que são refletidos pelo concentrador e atingem o ponto focal do receptor.

4.3.1 Simulação do Escoamento de Ar no Receptor

A simulação do escoamento de ar no receptor compreende a avaliação da velocidade do ar que circula na região interna da cavidade do receptor. Realizaram-se simulações respeitando as dimensões geométricas do receptor do sistema instalado no LEH-UNIFEI, avaliando o escoamento de ar na cavidade nos diferentes ângulos que ele pode assumir ao

longo do seu funcionamento, devido ao seu posicionamento para acompanhamento do Sol, e para diferentes valores da variável velocidade do vento.

Avaliaram-se as posições angulares do receptor desde 0° , variando de 10° para cada simulação, até 90° de inclinação vide Figura 4.4, tomando como referência para 0° o eixo horizontal. Para cada inclinação foram analisados as velocidades do vento variando de 1 m/s até 16 m/s (sendo que foram simulados para as velocidades de 1, 2, 3, 4, 5, 10, 15 e 16 m/s). A avaliação até a velocidade de 16 m/s está relacionada à velocidade máxima em que o sistema Dish Stirling se mantém em funcionamento devido a questões de segurança, que é de 60 km/h, aproximadamente 16,6 m/s.

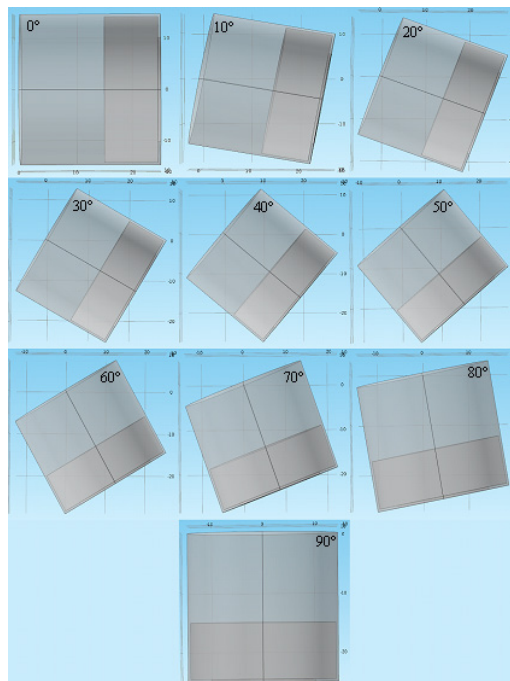


Figura 4.4 - Variação da inclinação angular do receptor avaliada por simulação computacional.

Variáveis envolvidas na simulação que se mantiveram constantes para todos os casos:

- Foi utilizada a simulação em função do tempo (avaliação da variável velocidade do escoamento na cavidade ao longo do tempo). Determinando um tempo de 5 minutos (300 segundos) de análise, e aquisição dos dados do resultado a cada 20 segundos;
- As propriedades do fluido (ar), como densidade e viscosidade dinâmica, são obtidas automaticamente com a utilização da biblioteca de materiais do software Comsol Multiphysics;
- Temperatura ambiente adotada 20°C (293,15 K), tomado como referência da média da temperatura ambiente obtida pela análise experimental;

- Pressão atmosférica de 1 atm, para que os resultados não diverjam dos calculados na modelagem matemática que utiliza dados de referência a pressão atmosférica;
- Eixo do sentido do escoamento, adotado eixo x, atingindo o receptor pela parte traseira, vide Figura 4.5;
- Escoamento compressível;
- Condição de velocidade zero nas paredes do receptor;
- Convergência com tolerância absoluta de 0,05%;
- Identificação das faces do VC como regiões simétricas, exceto entrada e saída do fluido.

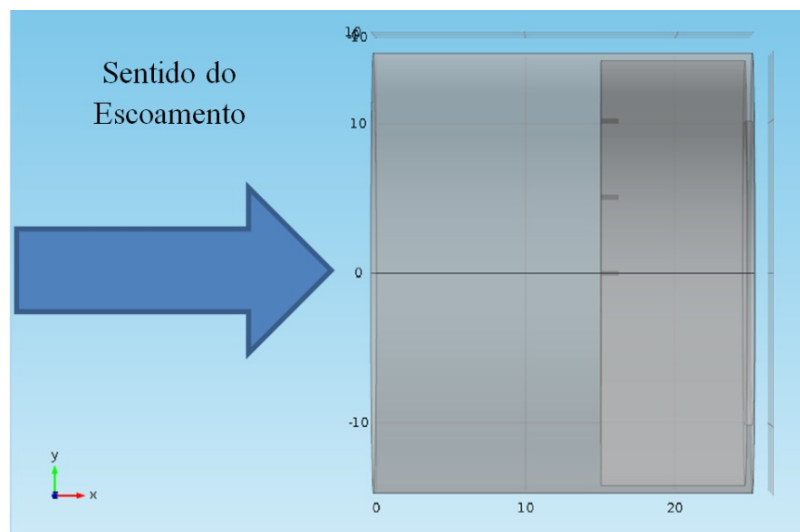


Figura 4.5 - Sentido do escoamento na simulação computacional.

Questões limitantes para as simulações devido ao hardware envolvido:

- A Malha adotada para as simulações é gerada de maneira automática pelo software, sob condição controlada pelo tipo de fenômeno do problema analisado, do tipo grossa, com refinamento nas arestas do receptor, vide Figura 4.6.
- O critério de convergência adotado. Para utilização de um critério de convergência menor era necessário um tipo de malha mais fina, que por sua vez exige mais poder de processamento e memória para a solução.
- Tamanho do volume de controle (VC) ao redor do receptor, com dimensões de 1,5 m x 0,8 m x 0,8 m.

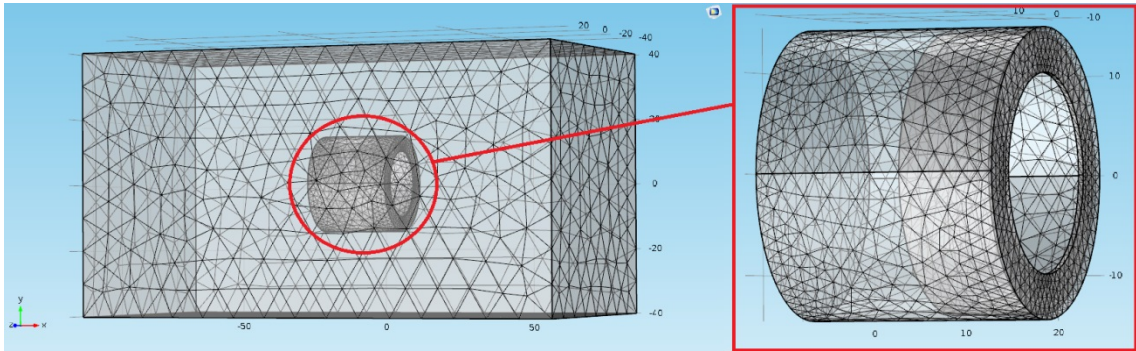


Figura 4.6 - Detalhe da malha adotada nas simulações.

O critério de convergência com precisão menor que 0,05%, exige uma malha com granulação mais fina para que exista a convergência dos valores calculados com essa precisão menor, exigindo assim maior quantidade de memória RAM para o processamento. O que infelizmente não pode ser efetuado.

4.3.1.1 Pontos de Controle para Obtenção dos Valores da Velocidade na Cavidade do Receptor.

Foram inseridos alguns pontos de controle em locais específicos próximos a região do absorvedor, dentro da cavidade do receptor, para permitir a obtenção dos dados da velocidade do ar dentro da cavidade, originados pelo resultado da simulação computacional. Foram distribuídos três colunas de 5 pontos cada uma, distantes uma da outra em 5 cm. A primeira coluna no ponto central do absorvedor e as outras na direção da borda. A segunda a 5 cm do centro e a terceira a 10 cm, ficando posicionada na borda do absorvedor do receptor. Em cada coluna a distância de um ponto a outro é de 2 mm. A disposição das colunas no receptor pode ser vista na Figura 4.7.

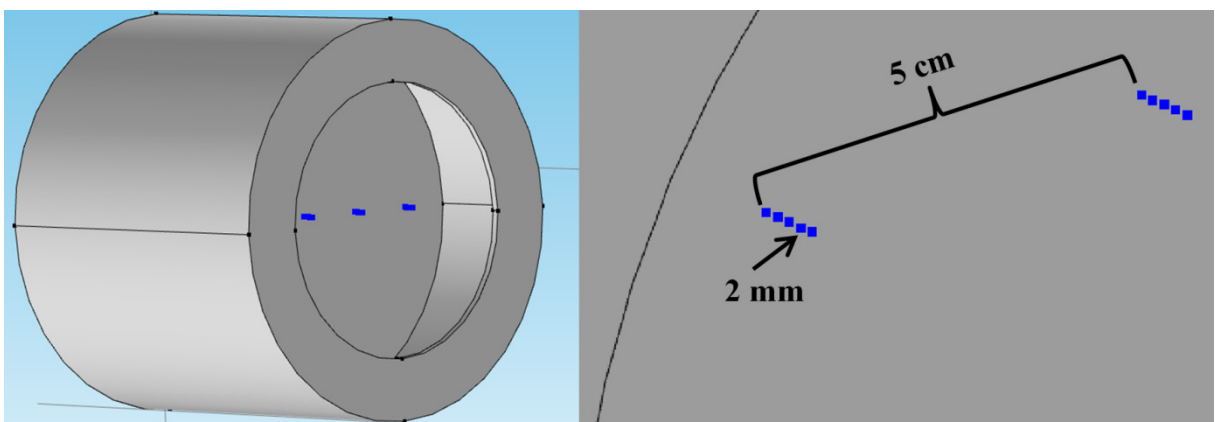


Figura 4.7 - Pontos de controle para obtenção dos dados de velocidade dentro da cavidade do receptor.

4.3.1.2 A Malha Definida para a Simulação

A malha para realizar as simulações foi determinada a partir de alguns testes, e adotou-se a do tipo grossa devido à limitação de hardware do computador utilizado, essa malha é gerada de maneira automática pelo software e considera para sua construção o tipo de fenômeno do problema envolvido na análise a ser realizada, isto é se a análise é de escoamento, térmica, e também os módulos adicionados e funções selecionadas pelo usuário, como por exemplo, se o escoamento é compressível ou incompressível e se considera modelo de turbulência ou não. A malha gerada automaticamente só permite optar entre alguns tipos diferentes do tamanho do elemento da malha como, por exemplo, fina, normal e grossa. O refinamento nas regiões das arestas das superfícies dos domínios e áreas de contatos entre domínios diferentes, também é gerado automaticamente pelo software. Para as análises de simulação do escoamento de ar realizadas foi adotada a malha do tipo grossa, sendo a mais indicada devido às limitações existentes.

Para determinar o tipo de malha a ser adotada e o tamanho do volume de controle, realizou-se testes em quatro simulações diferentes, duas simulações com o tipo de malha grossa e variando o VC de 1,2 m x 0,6 m x 0,6 m para 1,5 m x 0,8 m x 0,8 m, e outras duas com o tipo de malha normal e variando o VC da mesma maneira. Os testes foram realizados para a posição de 10° de inclinação do receptor e uma velocidade de entrada no VC de 1 m/s. Para ambos os tipos de malha há um refinamento nas regiões de arestas da geometria do receptor, como pode ser visto na Figura 4.8.

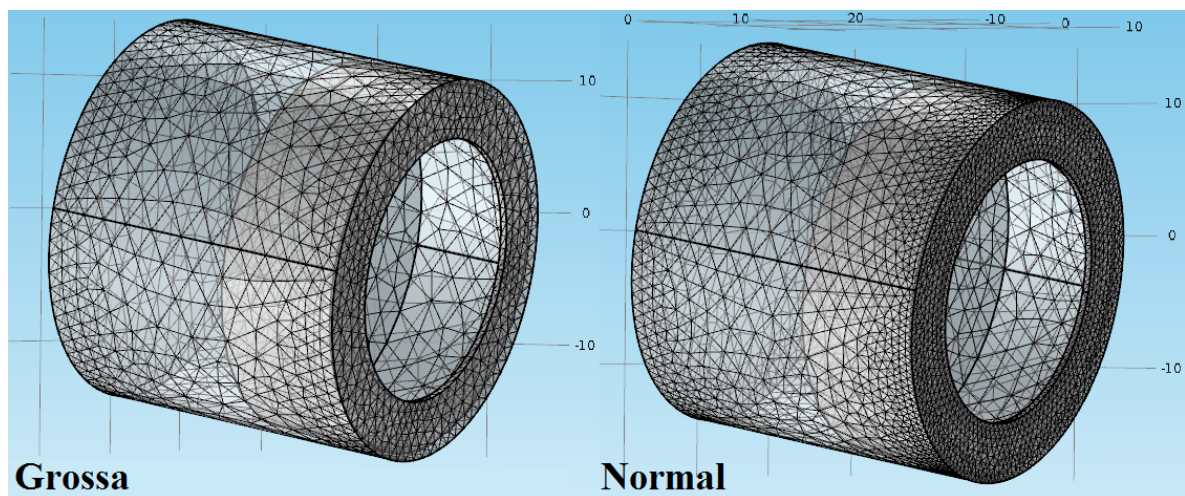


Figura 4.8 - Detalhe dos tipos de malhas, grossa e normal.

Os testes com a malha do tipo grossa e variando o volume de controle, apresentaram uma diferença no tempo de simulação entre os dois testes de aproximadamente 1 hora, e os testes

variando o tipo de malha entre a grossa e a normal resultaram em um aumento de aproximadamente 5 horas no tempo de simulação, para cada caso. Como foi necessária a realização de 80 simulações somente para identificação dos dados relativos à velocidade do ar na cavidade do receptor para as diferentes inclinações, optou-se por utilizar a malha do tipo grossa e um VC de 1,5 m x 0,8 m x 0,8 m. O tamanho de cada elemento de malha também é determinado de maneira automática.

A malha consiste de 69.837 elementos no domínio do volume de controle, 4.235 elementos na região de fronteira e 496 elementos de arestas, apresentando uma pequena variação no número de elementos de acordo com a inclinação a ser analisada.

4.3.2 Simulação das Perdas Térmica por Convecção e Radiação

As simulações das perdas térmicas não foram realizadas em conjunto com as de escoamento de ar (apesar da possibilidade do software realizar essa simulação) devido às limitações do hardware. Essa situação foi contornada realizando a análise do escoamento de ar para levantar os dados da velocidade de ar na cavidade, seguida das simulações de transferência de calor, utilizando-se os dados da velocidade do escoamento como variáveis de entrada para realização da simulação das perdas por convecção no receptor.

A simulação das transferências de calor por radiação e por convecção foi norteada para analisar os dados referentes à região na qual ocorrem as maiores perdas térmicas, identificada pelo estudo da modelagem matemática, a região do absorvedor do receptor, que pode ser visto na Figura 4.9.

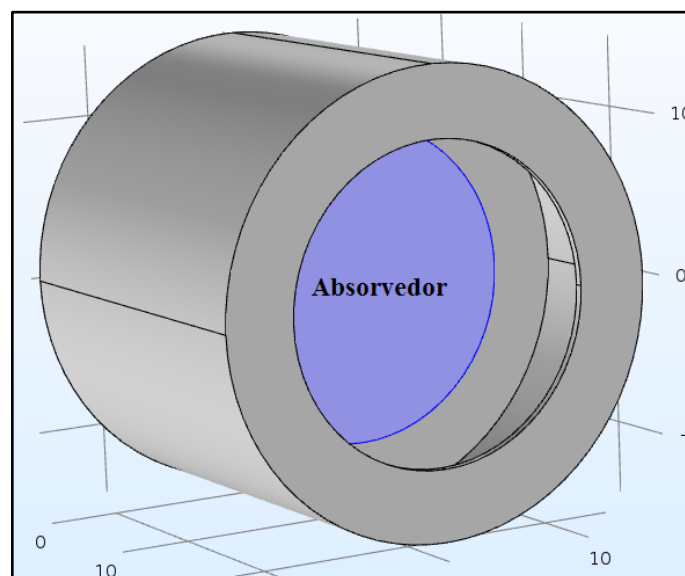


Figura 4.9 - Detalhe da região do absorvedor do receptor.

Variáveis envolvidas na simulação das transferências de calor:

- Temperatura de operação do receptor, obtida através da análise experimental, permitindo a utilização como variável de entrada para simulação computacional das transferências de calor;
- Temperatura ambiente de 20° C (293,15 K);
- Velocidade do escoamento de ar na cavidade do receptor, obtida pela simulação do escoamento de ar;
- Adotaram-se as dimensões geométricas da região focal do receptor, tanto para as transferências de calor por radiação quanto as por convecção;
- Propriedades físicas dos materiais, obtida automaticamente através da biblioteca de materiais do Comsol Multiphysics;
- Para as transferências de calor por radiação foram utilizados valores tabelados de referência, para as propriedades de emissividade das superfícies envolvidas;
- A configuração do software utiliza o módulo de convecção forçada externa, com coeficiente de transferência de calor médio, tal coeficiente calculado pelo software de acordo com as propriedades dos materiais da biblioteca;

A Malha gerada para as simulações das perdas térmicas é do mesmo tipo utilizada nas simulações de escoamento de ar. Com tamanho dos elementos de malha tipo grossa, com refinamento nas arestas dos domínios e tamanho dos elementos da malha gerados automaticamente pelo software. A quantidade de elementos de malha gerados para este estudo foi de 24.931 elementos no domínio do volume de controle, 9.310 elementos na região de fronteira e 688 elementos de arestas.

4.3.3 Proposição de Novas Geometrias

As simulações de escoamento de ar e de transferência de calor serviram como alicerce para a proposição de uma modificação geométrica para a região da abertura da cavidade do receptor do sistema Dish Stirling. Essa modificação foi detalhadamente analisada de maneira que pudesse ser adicionada ao receptor original sem modificar suas características a não ser a geometria da abertura da cavidade.

As modificações geométricas do receptor que foram propostas tem o intuito de diminuir as perdas existentes por convecção forçada, visto que, a intenção é modificar a região de entrada do ar para cavidade do receptor, diminuindo o escoamento interno de ar e, por conseguinte, diminuindo as perdas que ocorrem por convecção forçada nessa região.

Realizou-se a simulação de escoamento de ar para os 10 modelos propostos, seguindo os mesmos critérios de avaliação utilizados para o receptor original. Mas para a condição de velocidade de entrada no volume de controle de 15 m/s e a inclinação de 0° (o caso analisado no receptor original que apresentou as maiores velocidades na parte interna da cavidade).

A malha gerada para este estudo segue o mesmo método de geração utilizado para gerar a malha no estudo do receptor original. Contando com elementos de domínio variando entre 61.537 e 77,932, elementos das regiões de fronteiras variando de 4.960 a 5.518 e elementos de arestas de 636 a 748. Essa variação se dá pelas diferentes geometrias analisadas e pela variação na inclinação.

4.3.4 Simulação Ótica das Geometrias Normal e Modificadas

Após a proposição dos novos modelos para a geometria da abertura da cavidade levantou-se a hipótese de perdas óticas, devido a possível obstrução que as modificações pudessem causar na trajetória dos raios solares vindos do concentrador parabólico. De acordo com García, Burisch e Sanchez (2015) a energia direcionada ao receptor que não atinge a área de absorção do receptor é denominada de perda ótica por extravasamento – POE (do inglês perda por spillage), essa perda influencia a eficiência do sistema diminuindo a energia que chega a região de absorção. Assim, para otimizar a eficiência de conversão da energia solar em energia térmica, a energia concentrada deve atingir a superfície do absorvedor de maneira integral.

Deste modo realizou-se a simulação ótica da trajetória dos raios solares para o sistema Dish Stirling, destacando-se nessa simulação a região da modificação geométrica para a abertura da cavidade (geométricas propostas), o ponto focal e a área de absorção do receptor atingida pela radiação solar.

Antes de se iniciar as simulações óticas foi necessário identificar algumas variáveis relacionadas à ótica de concentração solar, como por exemplo, o ponto focal e o ângulo de borda do receptor do tipo prato parabólico. Logo, segundo Castellanos (2012), para se determinar o ponto focal é necessário conhecer algumas dimensões do paraboloide de

revolução (Prato Parabólico). A Figura 4.10 apresenta as dimensões que estão envolvidas no cálculo da distância focal.

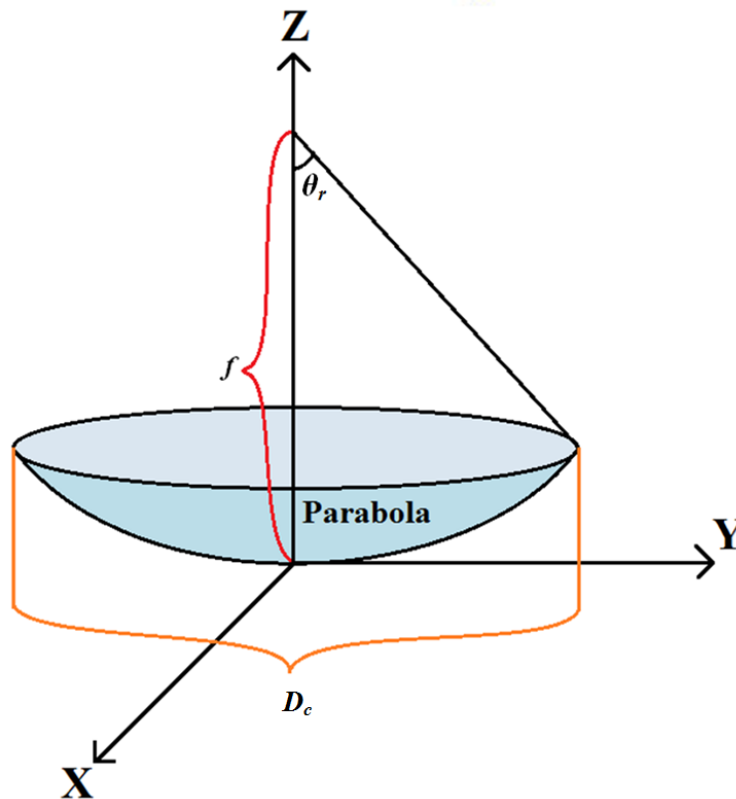


Figura 4.10 - Dimensões da parábola para calcular a distância focal.
Fonte: adaptado de (CASTELLANOS, 2012. 143 p.).

Onde:

θ_r : é o ângulo de borda em radianos, ângulo formado entre o eixo central da parábola e a reta formada entre a borda da parábola e o eixo da parábola, no ponto focal;

D_c : é o diâmetro da parábola, no caso do sistema Dish Stirling Trinum é igual a 3,75 m;

f : é a distância focal, que através de medições in loco verificou-se ser de 2,30 m.

Segundo Castellanos (2012) é possível calcular o ângulo de borda em função do diâmetro e da distância focal através da equação (4.17).

$$\theta_r = \tan^{-1} \left(\frac{8f/D_c}{((16(f/D_c)^2) - 1)} \right) \quad (4.17)$$

Desse modo calculou-se o ângulo de borda para o sistema em questão, encontrando o valor de 44,35 rad.

Os dados obtidos e calculados foram utilizados como variáveis de entrada para a simulação ótica do sistema Dish Stirling.

Assim as variáveis envolvidas nessa simulação são:

- Diâmetro do concentrador;
- Ângulo de borda da parábola do concentrador;
- Distancia focal;
- Eficiência ótica do concentrador que é de 90% de acordo com Innova, Applied Brilliance (2014), o fabricante do equipamento.

A malha utilizada na simulação ótica é determinada de maneira automática pelo software com base no tipo de fenômeno analisado, com tamanho dos elementos ajustados para extremamente fino para a região da parábola do concentrador, e para a região de refinamento (absorvedor) com tamanho dos elementos da malha definidos pelo usuário, do tipo triangular contendo tamanho máximo de cada elemento de 5×10^{-4} m e tamanho mínimo de 2×10^{-4} m. A malha para o prato parabólico e para o receptor, com o detalhe da região de refinamento da malha, pode ser visto na Figura 4.11. A quantidade dos elementos da malha foi de 323.016 para a região de fronteira e de 1.652 elementos de arestas.

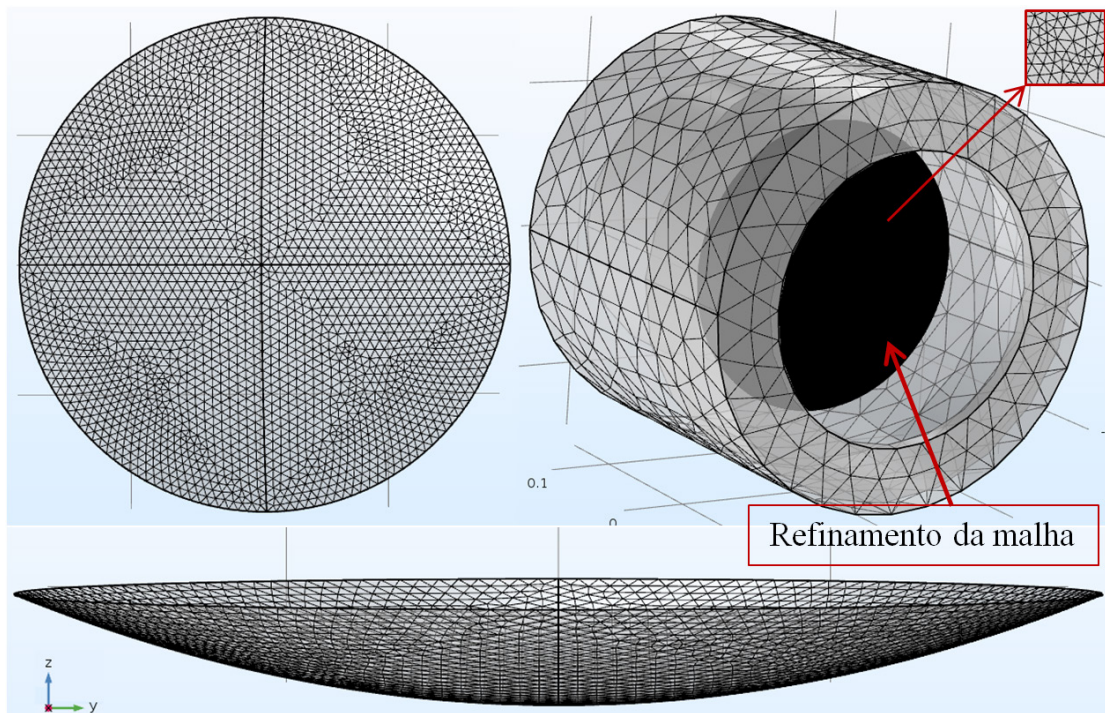


Figura 4.11 - Malha para simulação ótica.

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados de todos os procedimentos realizados durante este trabalho, salientando os resultados da análise experimental, da modelagem matemática, do funcionamento do sistema (MMFS) e controlada (MMC), e das diferentes avaliações através de simulação computacional realizadas.

5.1 Resultados da Análise Experimental

A análise experimental permitiu obter as curvas relacionadas a cada um dos sensores distribuídos pelo sistema Dish Stirling. Permitindo avaliar seu comportamento, e identificando as oscilações características de alguns casos, que serão mencionados. Os dados obtidos foram imprescindíveis para realização das análises deste trabalho. Os dados mais relevantes para as análises desenvolvidos são a temperatura do receptor, temperatura ambiente, velocidade do vento e elevação do receptor, que ocorrem durante o período de funcionamento do sistema.

As curvas que serão apresentadas foram obtidas a partir dos experimentos realizados no LEH, nos dias 15, 16, 17, 18, 19, 20, do mês de junho de 2016. A Figura 5.1 apresenta o comportamento da geração de energia elétrica alcançada pelo sistema durante os dias de experimento. Nesta figura podem ser visto que o comportamento do sistema durante a geração de energia elétrica para os dias 15, 16 e 17 se mantiveram mais estáveis, com apenas alguns períodos de oscilação na potência gerada. Já a geração para os dias 18, 19 e 20 apresenta nitidamente um grande número de oscilações ao longo de todo o dia. O comportamento mais estável é o comportamento normal do sistema, já o comportamento visto para os dias 18, 19 e 20 foi ocasionado por um aquecimento anormal da água de resfriamento do motor Stirling – parte fria, acima dos 60° C, e por segurança, nesse caso, o sistema Dish Stirling, move o concentrador para que a radiação solar não atinja o receptor, permitindo o resfriamento do sistema como um todo (posição fora de foco). A Figura 5.2 apresenta a temperatura do sistema de resfriamento, para os dias 15, 16 e 17 se mantendo abaixo de 60° C, e com pontos acima de 60° C para os experimentos dos dias 18, 19 e 20, justamente nos períodos que coincidem com as oscilações na geração de energia.

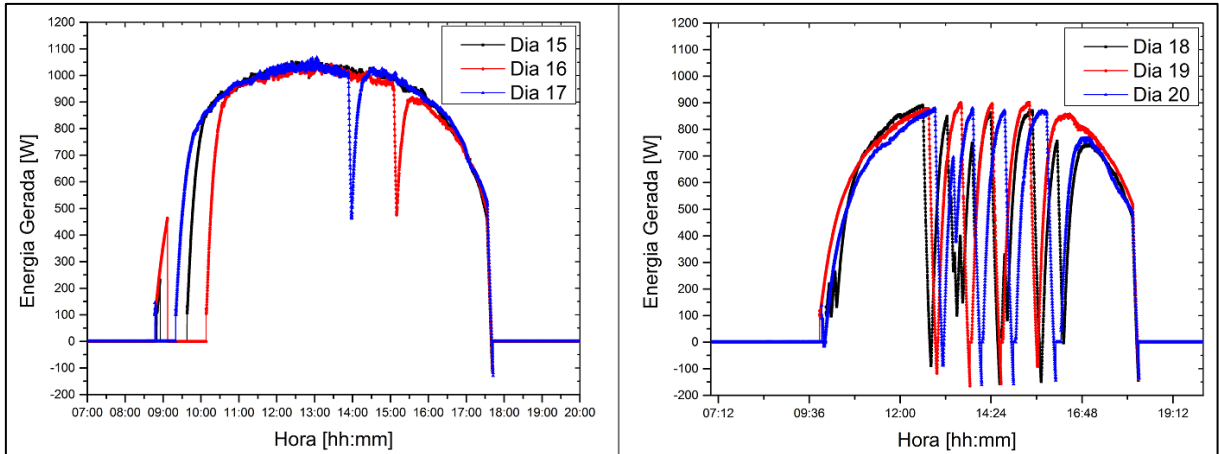


Figura 5.1 - Geração de Energia nos dias do experimento.

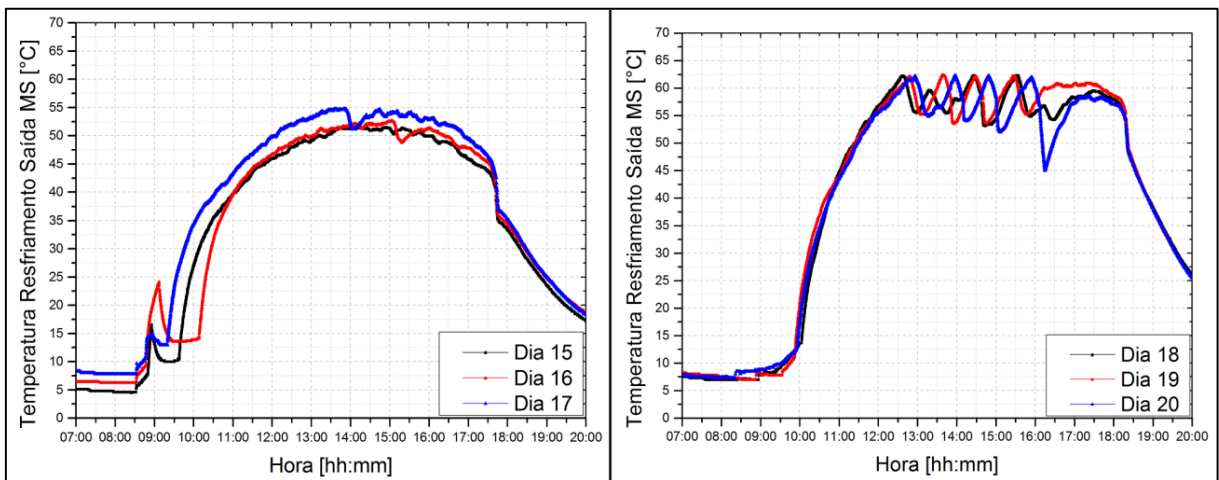


Figura 5.2 - Temperatura do sistema de resfriamento do motor Stirling para os dias do experimento.

O posicionamento fora de foco do concentrador pode ser identificado na Figura 5.3, que mostra a variação do ângulo azimute durante o acompanhamento solar realizado pelo sistema. As oscilações do ângulo azimute ocorrem no mesmo intervalo de tempo que as oscilações de temperatura do sistema de resfriamento do sistema Dish Stirling para os dias 18, 19 e 20, reforçando a existência nesses instantes de uma movimentação anômala do sistema.

As oscilações vistas para os dias 15, 16 e 17 decorrem da perda do sinal da antena GPS do sistema, visto que durante os dias do experimento esta se localizava dentro do painel de operação. Esse comportamento ocorre de forma esporádica e a análise dos dados dos outros sensores não indicou nenhum comportamento anômalo que justifique a movimentação, como os que ocorrem nos casos de proteção do sistema. Para resolver o problema de perda de sinal do GPS, sua antena deve ser posicionada fora do painel de operação durante o período de funcionamento do sistema.

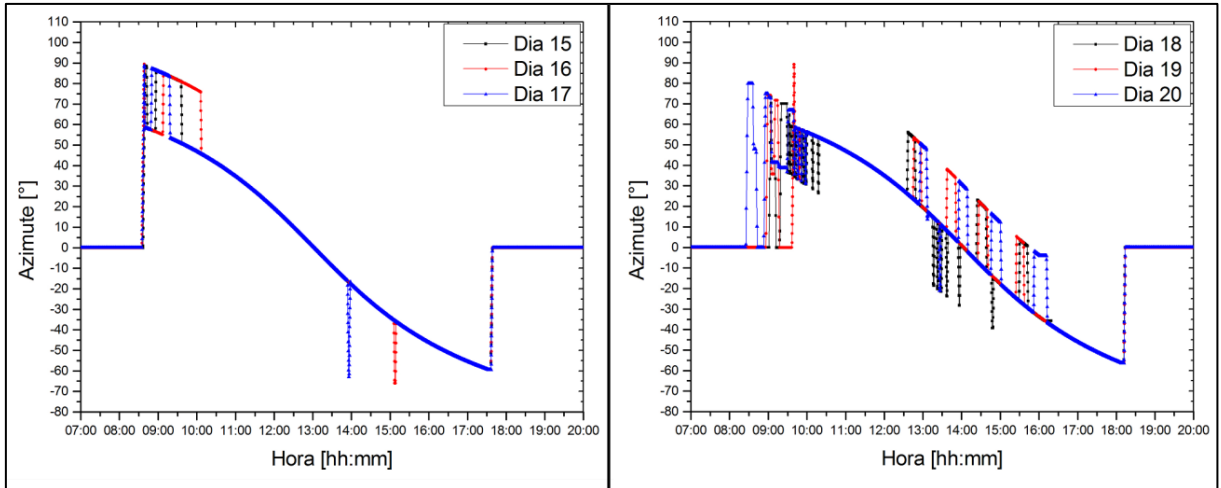


Figura 5.3 - Variação do ângulo azimute para os dias do experimento.

A proteção existente no sistema Dish Stirling, inclui o monitoramento da temperatura máxima do receptor, velocidade máxima do vento, temperatura máxima do sistema de resfriamento do motor Stirling e vazão mínima de água no sistema de resfriamento.

A Figura 5.4 mostra a variação do ângulo de elevação do sistema ao longo de um dia sem ocorrência de oscilações, seja por motivos de proteção do sistema ou por perda do sinal GPS. Ressalta-se que a variação angular da elevação do receptor também se altera ao longo do ano com a inclinação solar.

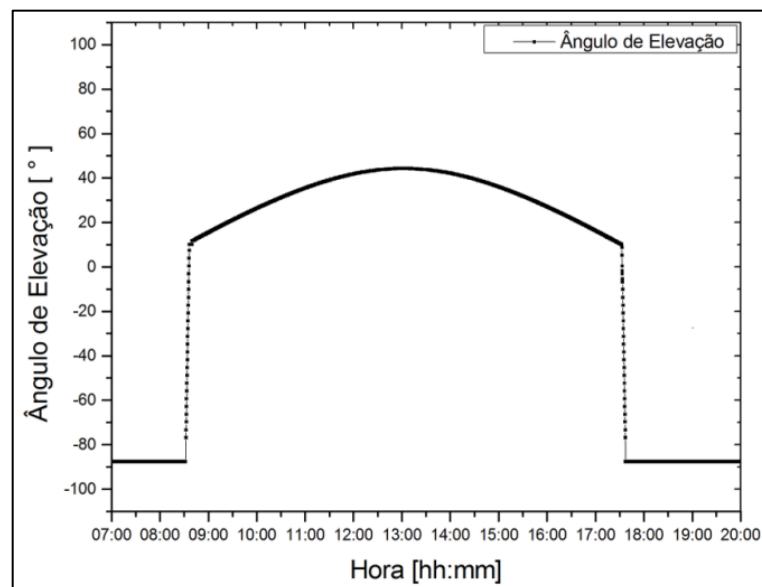


Figura 5.4 - Ângulo de elevação do sistema dish Stirling para o dia 15 junho 2016

A elevação para esse dia característico apresenta variação entre 10° e 44° durante o período de funcionamento do sistema.

Na Figura 5.5 podem ser observadas as oscilações no ângulo de elevação devido à proteção do sistema ou pela hipótese da falha do sinal GPS, para os dias do experimento. Analisando a Figura 5.5 em conjunto com a Figura 5.3, identifica-se que ocorre o movimento do sistema nos seus dois eixos de rastreamento para que se dirija a posição fora de foco.

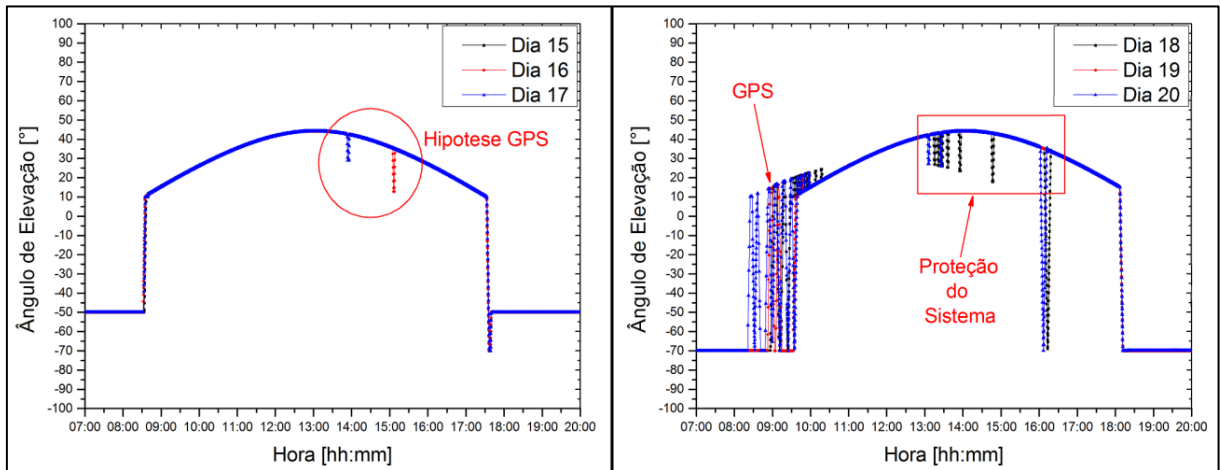


Figura 5.5 - Variação do ângulo de elevação para os dias do experimento.

Os dados relacionados à velocidade do vento são importantes também para a modelagem matemática. Assim na Figura 5.6 são apresentadas as variações da velocidade do vento para os dias da análise experimental, onde pode ser verificado que o vento oscila bastante ao longo do dia, na maior parte do tempo se mantém entre 2 e 8 m/s. Os valores da velocidade do vento são essenciais para calcular as perdas por convecção.

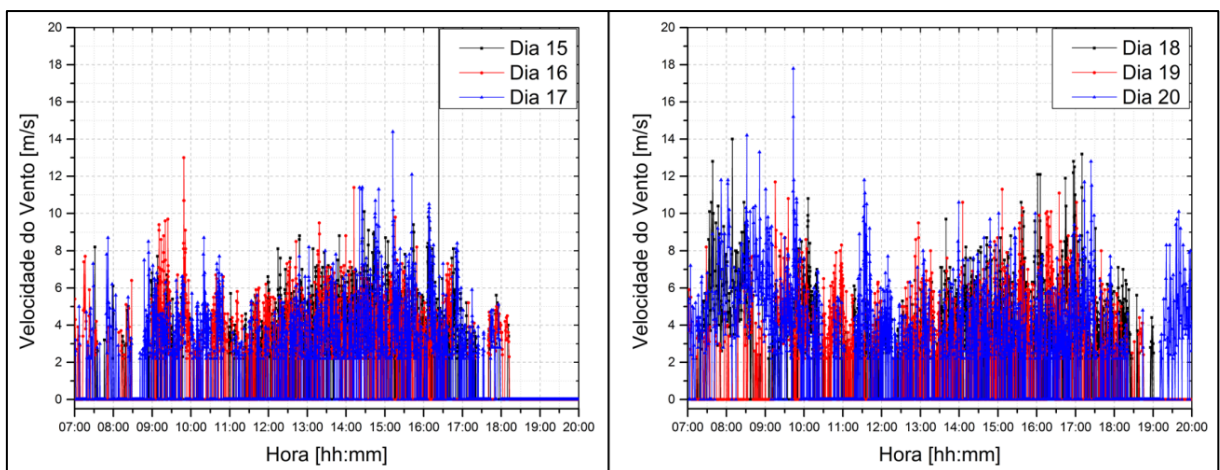


Figura 5.6 - Variação da velocidade do vento para os dias da análise experimental.

Outras duas curvas importantes obtidas auxiliam os cálculos da modelagem matemática, a curva da temperatura ambiente e a curva da temperatura do receptor. A curva da temperatura ambiente pode ser vista na Figura 5.7 e da temperatura do receptor na Figura 5.8. Pode se

visualizar que a temperatura ambiente fica entre 5°C e 15°C para as primeiras horas da manhã e entre 20°C e 32°C para as horas mais quentes do dia, entre 12 e 17 horas.

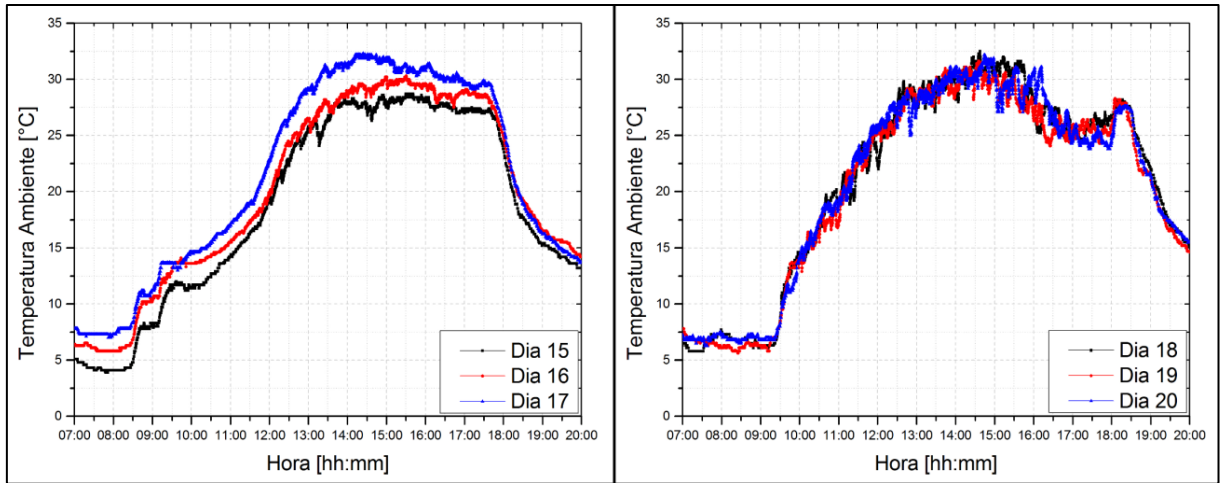


Figura 5.7 - Variação da temperatura ambiente para os dias do experimento.

A temperatura do receptor para os dias 15, 16 e 17 apresenta a variações somente no início do dia e em alguns momentos esporádicos devido à hipótese de perda do sinal do GPS, e para os dias 18, 19 e 20 mostra variações correspondentes à movimentação para deixá-lo fora de foco, devido a atuação da proteção pelo aquecimento do sistema de resfriamento.

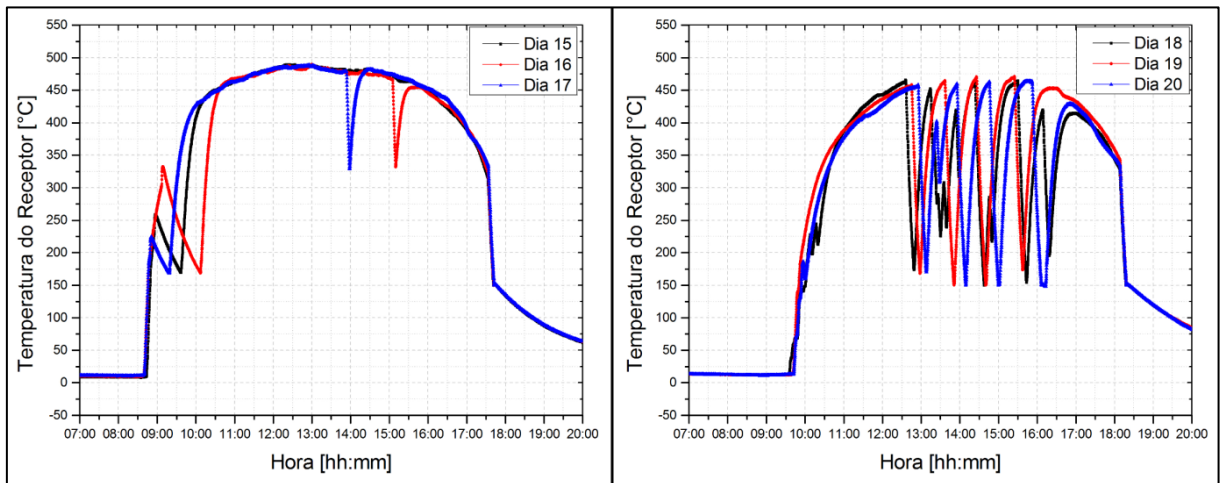


Figura 5.8 - Temperatura do receptor para os dias de experimento.

5.2 Resultados da Modelagem Matemática do Funcionamento do Sistema - MMFS

A MMFS foi determinante para se avaliar o comportamento das perdas térmicas por radiação, convecção e condução (que posteriormente perdem calor ao ambiente) durante o funcionamento do sistema ao longo do dia. Os dados do sistema Dish Stirling adotados para realização dos cálculos da MMFS foram os que se apresentaram mais estáveis dentro de todos

os parâmetros avaliados na análise experimental, sendo que esses dados foram os do dia 15 de junho de 2016. Foram adotados os dados da velocidade do vento, temperatura ambiente, elevação do receptor e temperatura do receptor, da análise experimental desse dia, como variáveis de entrada para realizar os cálculos da modelagem matemática. Deste modo serão mostradas as perdas que ocorrem no receptor do sistema Dish Stirling de maneira dinâmica, respeitando os dados de entrada.

A

Figura 5.9 apresenta a variação de temperatura do receptor, que tem no início da operação um valor próximo de 23°C , que é um pouco acima da temperatura ambiente local, e atingindo uma temperatura máxima no período do meio do dia de $489,5^{\circ}\text{C}$, não ultrapassando o limite de temperatura do modo de proteção do sistema, assegurando o funcionamento do sistema sem interrupções.

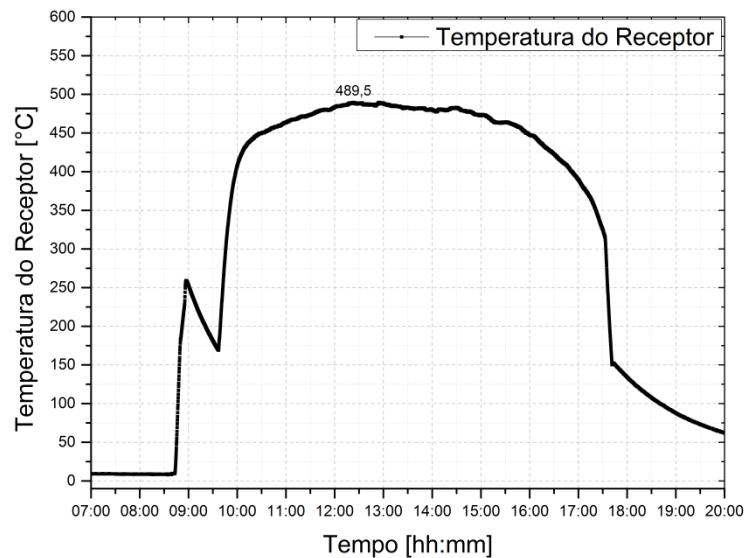


Figura 5.9 - Temperatura do Receptor para MMFS.

A Figura 5.10 mostra a variação de temperatura ambiente local, que no início da operação do sistema está por volta dos 7°C e atinge uma temperatura máxima de $28,7^{\circ}\text{C}$ por volta das 15:30 horas.

A variação da elevação durante o período de funcionamento do sistema é apresentada na Figura 5.11, com inclinação de 10° no início da operação e atingindo o ponto máximo de elevação para esse dia de $44,27^{\circ}$ as 13:00 horas (12:00 horas horário solar, o relógio do CLP do sistema se encontra adiantado em 1 hora, pois a mudança do horário de verão para o

horário solar não é realizada de maneira automática pelo CLP do sistema e até a data dos testes não tínhamos em mãos o cabo de comunicação com o CLP).

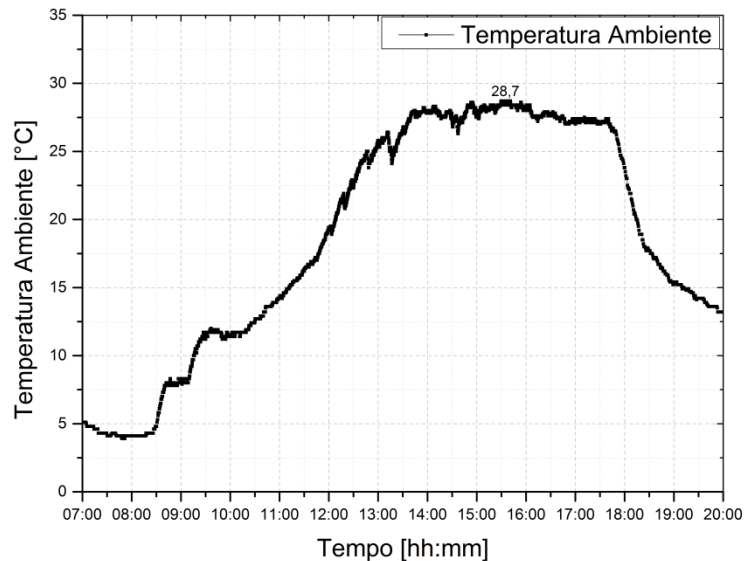


Figura 5.10 - Temperatura ambiente para MMFS.

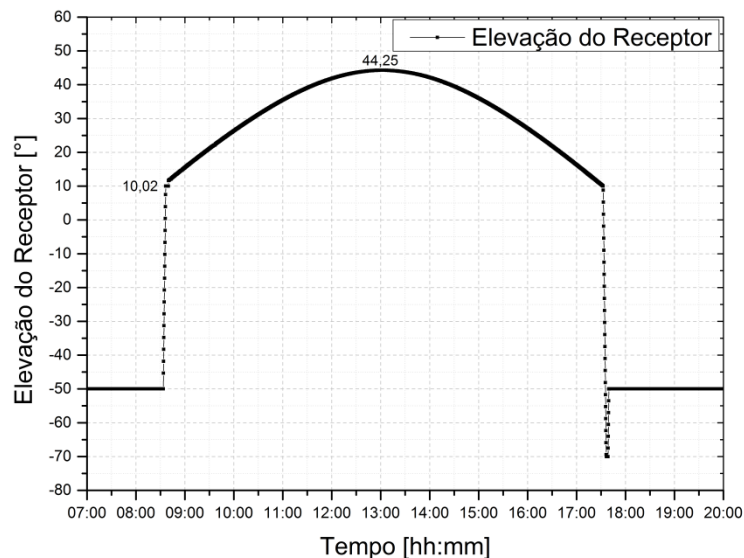


Figura 5.11 - Variação da elevação do receptor para MMFS.

A velocidade do vento sofre constante oscilação ao longo de todo o período de funcionamento, como pode ser visto na Figura 5.12, que tem períodos com velocidade 0 m/s, e pontos de velocidade máxima em alguns instantes de tempo de 10,10 m/s.

Os dados apresentados até aqui foram utilizados para calcular as perdas por transferência de calor que ocorrem no receptor. Estas perdas foram calculadas com o auxílio de um script de programação desenvolvido em MATLAB, que exhibe como resultado as perdas térmicas

por radiação, convecção natural e forçada, e as perdas por condução, de maneira dinâmica, de acordo com o funcionamento do sistema.

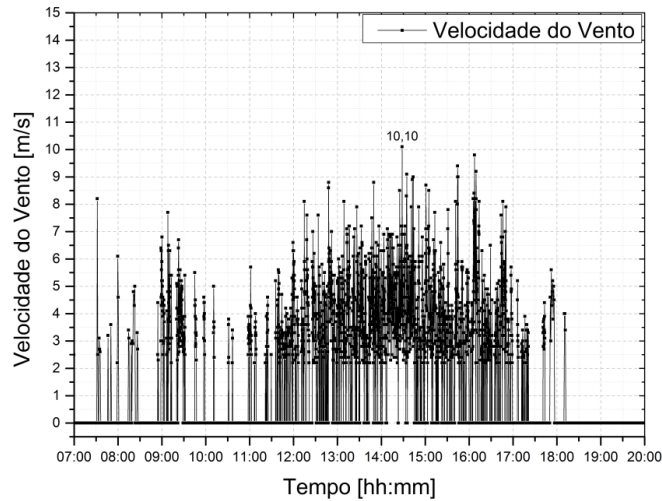


Figura 5.12 - Velocidade do vento para a MMFS.

5.2.1 Perdas por Radiação

Como as perdas por radiação têm relação com as temperaturas ambiente e do receptor, com a constante de emissividade e a área analisada, e como as duas últimas não variam, ela apresenta uma curva análoga à curva da temperatura do receptor. Pode ser vista na Figura 5.13 que as perdas máximas atingidas durante o período de funcionamento acontecem justamente no período de maior temperatura do receptor, chegando a um valor máximo de 391,1 W. Pode-se visualizar que a variação de temperatura no início do funcionamento devido ao posicionamento do receptor, também reflete nas perdas por radiação do sistema (período entre 09:00 e 09:30 horas).

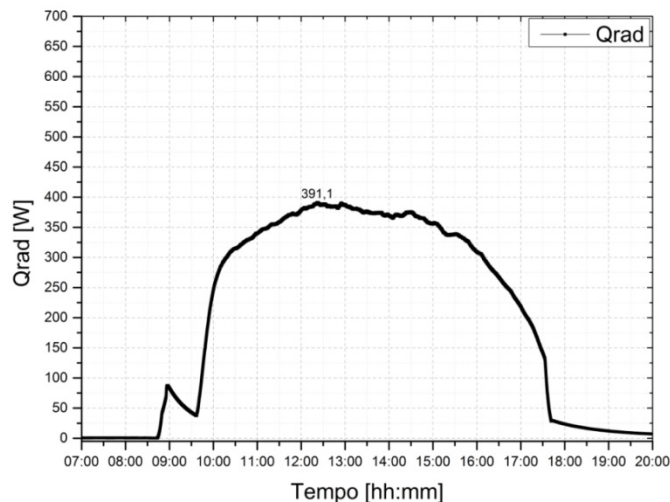


Figura 5.13 - Perdas térmicas por radiação da MMFS.

5.2.2 Perdas por Convecção

No cálculo das perdas por convecção são consideradas as perdas que ocorrem por convecção natural dentro da cavidade do receptor e as que ocorrem por convecção forçada na mesma região, quando existe a presença de vento (velocidade do vento maior que zero). A soma dessas duas perdas térmicas determina as perdas totais por convecção.

As perdas térmicas por convecção natural que ocorrem na cavidade do receptor podem ser vista na Figura 5.14, com uma curva característica. As maiores perdas ocorrem quando a elevação do receptor é menor, no início e final do período de operação do sistema, e no período de maior elevação apresenta menores perdas. No período inicial, entre 08:00 e 11:00 horas, apresenta uma perda máxima (primeiro pico) de 58,24 W. Na região do vale da curva, onde a elevação é maior, apresenta uma perda mínima de 37,47 W. Na região do segundo pico ocorre a perda máxima de 59,72 W, compreendendo o período entre 16:00 e 18:00 horas.

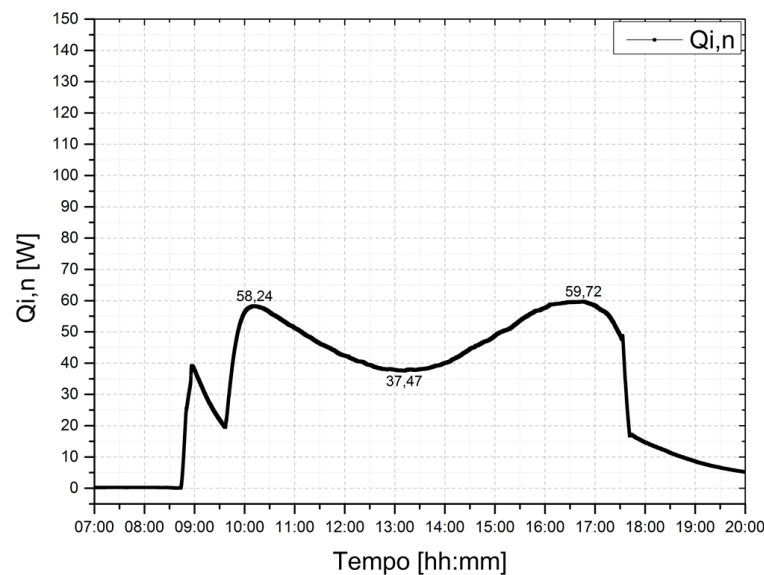


Figura 5.14 - Perdas por convecção natural da MMFS.

As perdas máximas ocorrem com uma inclinação de 0° e as menores com uma inclinação de 90° , devido à existência de uma zona de estagnação com ar em alta temperatura, que aumenta junto com o aumento da inclinação. É como se um plano horizontal cortasse o receptor de modo que a região dentro do receptor acima desse plano seria a região estagnada e a região abaixo desse plano a região de convecção. Explicando assim o comportamento da região de vale da curva das perdas por convecção natural (JILTE, KEDARE e NAYAK, 2013).

As perdas por convecção forçada na região da cavidade do receptor acompanham a variação da velocidade do vento. Pode ser visto na Figura 5.15, que as maiores perdas estão intrinsicamente relacionadas aos instantes de maiores velocidades do vento. A perda mínima ocorre quando não existe vento (velocidade do vento igual à zero), e a máxima perda térmica, de 157,59 W, ocorre no ponto de maior velocidade.

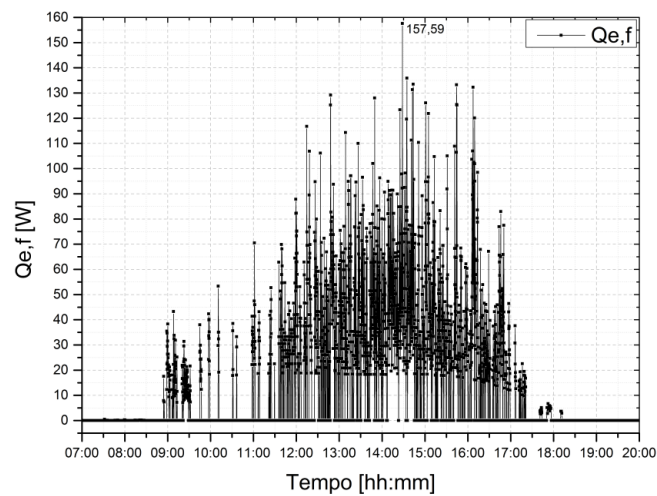


Figura 5.15 - Perdas térmicas por convecção forçada na cavidade do receptor para MMFS.

As perdas totais por convecção podem ser vistas na Figura 5.16, onde a soma das perdas por convecção natural e forçada resultam numa perda máxima de 201,7 W. Verificam-se as características das duas perdas, a por convecção natural que acompanha o ângulo de elevação do receptor, e a por convecção forçada que acompanha a velocidade do vento.

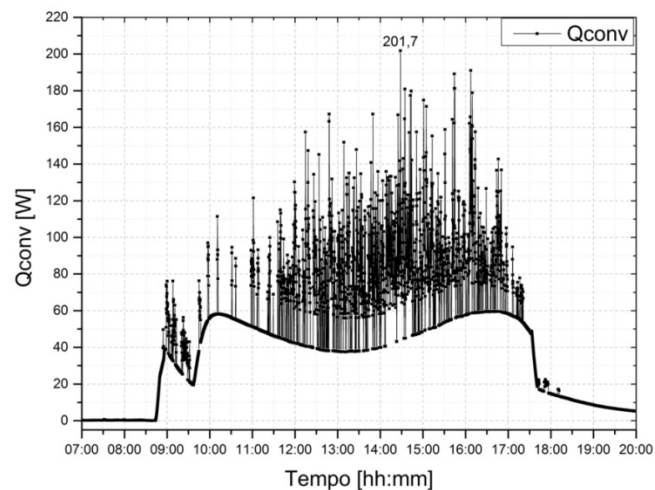


Figura 5.16 - Total de Perdas por convecção para a MMFS.

5.2.3 Perdas por Condução

As perdas por condução se dão através da transferência do calor pelas camadas que compõem o receptor, até que esse seja transferido para o ar ambiente que circunda a área externa do receptor. Ao redor do núcleo do receptor (absorvedor) existe uma camada de isolamento térmico e, posteriormente a essa, uma camada de aço inox formando a carcaça do receptor. O calor que chega até a parte externa da carcaça de aço inox é perdido por convecção ao ambiente. A Figura 5.17 mostra essas perdas durante o período de funcionamento, sendo a máxima perda de 62,67 W.

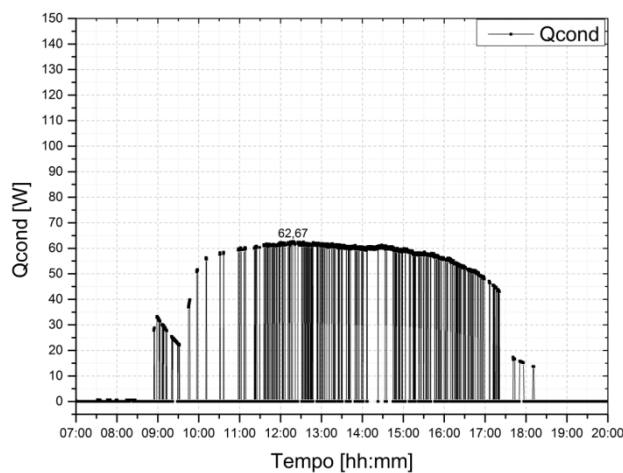


Figura 5.17 - Perdas por condução e posteriormente por convecção ao ambiente, da MMFS.

5.2.4 Perdas Totais no Receptor

As perdas totais do sistema Dish Stirling apuradas através do MATLAB se dá pela soma das perdas por condução, convecção forçada e natural, e as perdas por radiação. Pode ser visto na Figura 5.18 as perdas totais do sistema, sendo o valor máximo de 638,0 W.

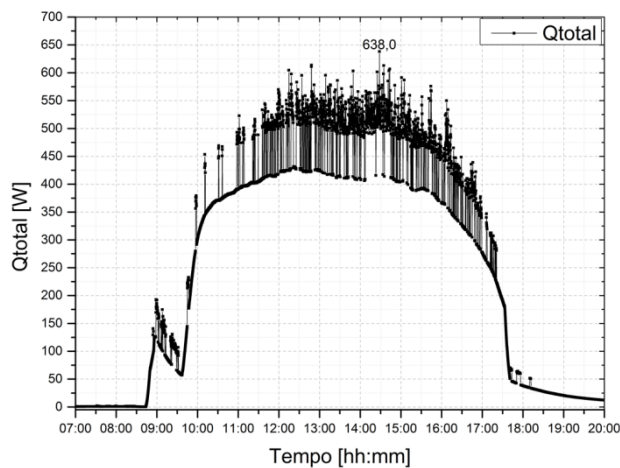


Figura 5.18 - Total das perdas térmicas para a MMFS.

5.3 Resultados da Modelagem Matemática Controlada - MMC

A MMC foi efetuada para avaliar o comportamento das perdas térmicas para as diversas posições de inclinação do receptor e para as velocidades do vento de 1, 5, 10, 15 e 16 m/s, mantendo a temperatura ambiente fixa em 20° C. E variando somente a temperatura do receptor entre a temperatura ambiente e a temperatura máxima de operação do sistema.

Assim pode-se verificar que as perdas por radiação se comportam acompanhando a variação de temperatura, pois os demais parâmetros envolvidos em seu cálculo não variam para esse caso. Como pode ser visto na Figura 5.19, as perdas por radiação da região do absorvedor atinge seu ponto máximo de 417,4 W, a uma temperatura de 500° C.

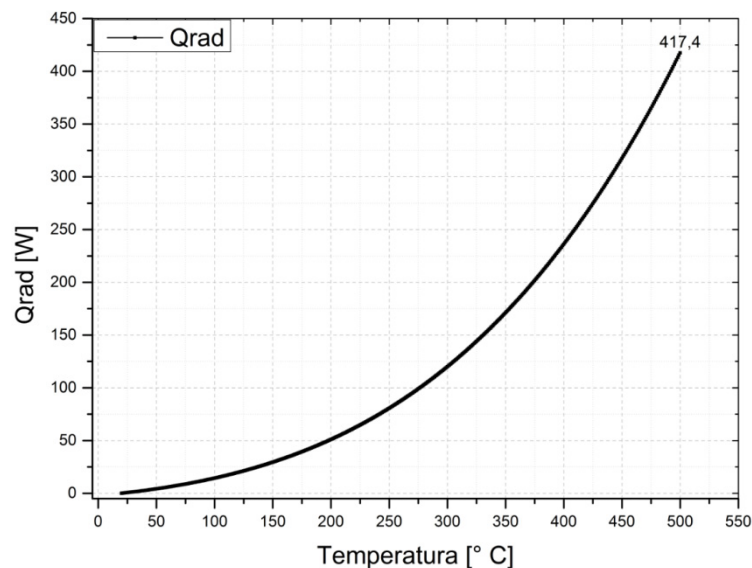


Figura 5.19 - Perdas por radiação com relação à temperatura.

Outra avaliação das perdas por radiação realizada se deu para o ponto máximo de temperatura atingida pelo receptor, considerando todas as velocidades e inclinações possíveis de serem alcançadas pelo sistema. As perdas por radiação se mantêm constantes (como era esperado) para todas as inclinações e todas as variações de velocidade, como pode ser visto na Figura 5.20.

As perdas térmicas por convecção natural variam em relação à inclinação, mas não com relação à velocidade. A Figura 5.21 apresenta a variação dessa perda térmica, para todas as inclinações e velocidades avaliadas, atingindo um valor máximo de perda de 91,2 W para uma inclinação de 0° e perda mínima próxima de 0 W para a inclinação de 90°.

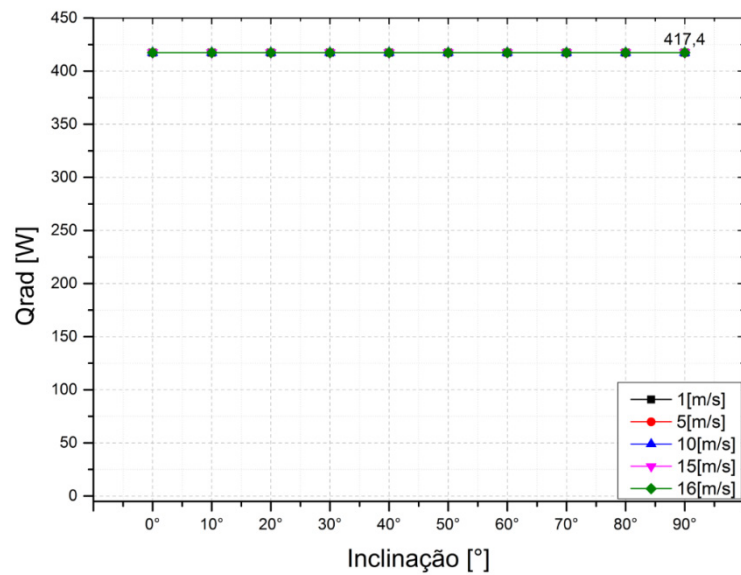


Figura 5.20 - Perdas por radiação para as diferentes inclinações e velocidades.

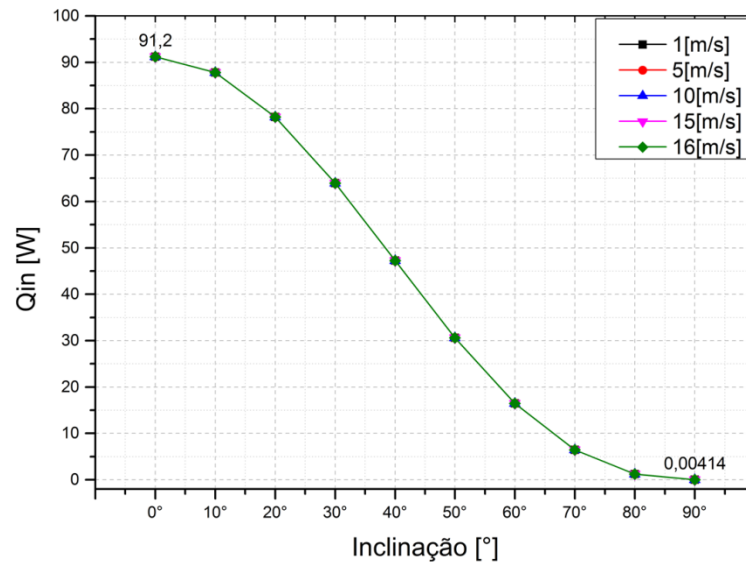


Figura 5.21 - Perdas térmicas por convecção natural para as diversas inclinações e velocidades para modelagem controlada.

Para as perdas térmicas por convecção forçada ocorre variação tanto em relação à inclinação como em relação à velocidade. A Figura 5.22 apresenta as perdas térmicas por convecção forçada, que atinge um valor máximo de 416,8 W para a maior velocidade de vento 16 m/s e para a inclinação de 90°. Para todas as velocidades avaliadas o maior valor das perdas térmicas é para a inclinação de 90° do receptor, sendo que para velocidade de 1 m/s atinge 8,6 W, para velocidade de 5 m/s atinge 81,7 W, para a velocidade de 10 m/s atinge 215,7 W e para a velocidade de 15 m/s atinge 380,7 W.

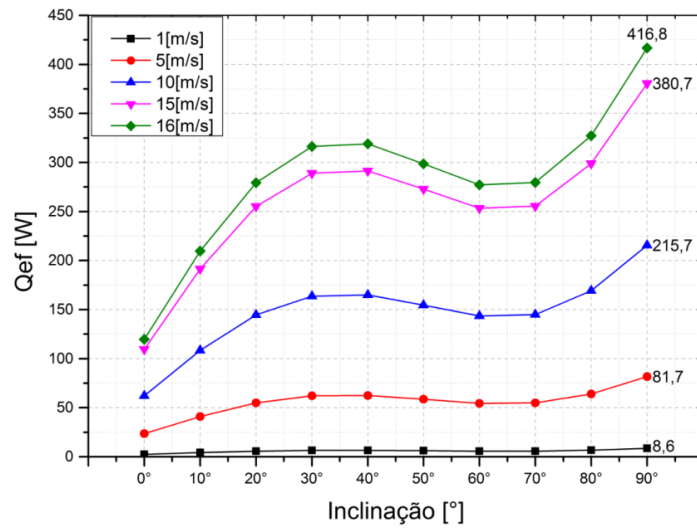


Figura 5.22 - Perdas térmicas por convecção forçada para as variações de inclinação e velocidade para modelagem controlada.

As somas das perdas por convecção natural e forçada resultam nas perdas por convecção apresentadas na Figura 5.23, onde se verifica que os valores máximos para as velocidades de 15 e 16 m/s ocorrem para a inclinação de 90°, para a velocidade de 10 m/s ocorre para a inclinação de 30° atingindo 227,7 W, para a velocidade de 5 m/s ocorre para a inclinação de 20° atingindo 133,0 W, e para a velocidade de 1 m/s ocorre na inclinação de 0° atingindo 93,67 W.

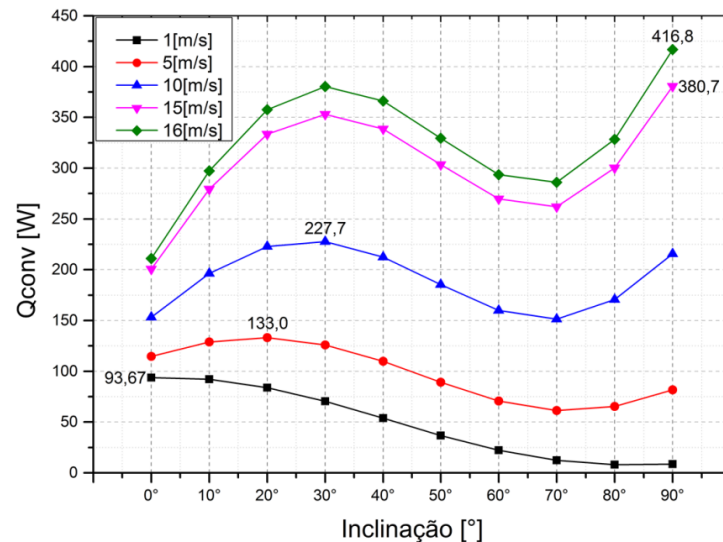


Figura 5.23 - Perdas por convecção (natural e forçada) para as diferentes inclinações e velocidades para modelagem controlada.

O comportamento das curvas para as perdas por convecção (natural e forçada somadas) apresentam comportamento característico das duas perdas. Sendo que nas inclinações e mais baixas as perdas por convecção natural são maiores devido a zona de estagnação do ar quente

ser menor, influenciando mais nas perdas por convecção. Para as inclinações e velocidades maiores predomina a influência das perdas por convecção forçada.

A Figura 5.24 apresenta as perdas por condução da análise controlada, onde se verifica que as perdas variam somente com relação a velocidade do escoamento, e atingem uma perda mínima de 61,95 W para a velocidade de 1 m/s e uma perda máxima de 65,24 W para a velocidade de 16 m/s.

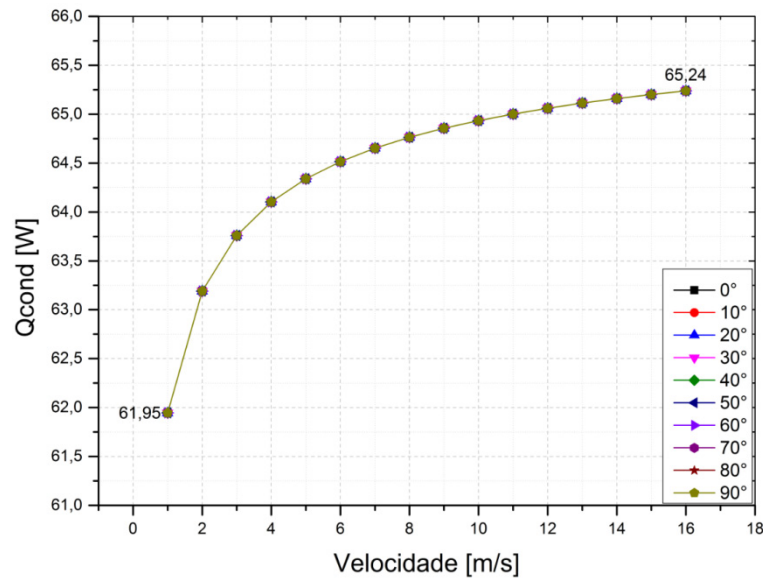


Figura 5.24 - Perdas por condução para as diferentes inclinações e velocidades da modelagem matemática controlada.

A Figura 5.25 apresenta as perdas totais apuradas através da análise da modelagem matemática controlada. Sendo que verifica-se o mesmo comportamento da influência das perdas por convecção. E atingindo perdas máximas de 899,40 W, para a inclinação de 90° e velocidade de 16 m/s. Para a velocidade de 15 m/s atinge a perda máxima é de 863,30 W, também para a inclinação de 90°. Respectivamente para as velocidades de 10 m/s, 5 m/s e 1 m/s, atingem as perdas máximas de 710 W, 614,70 W e 573 W, para os respectivos ângulos de inclinação de 30°, 20° e 10°.

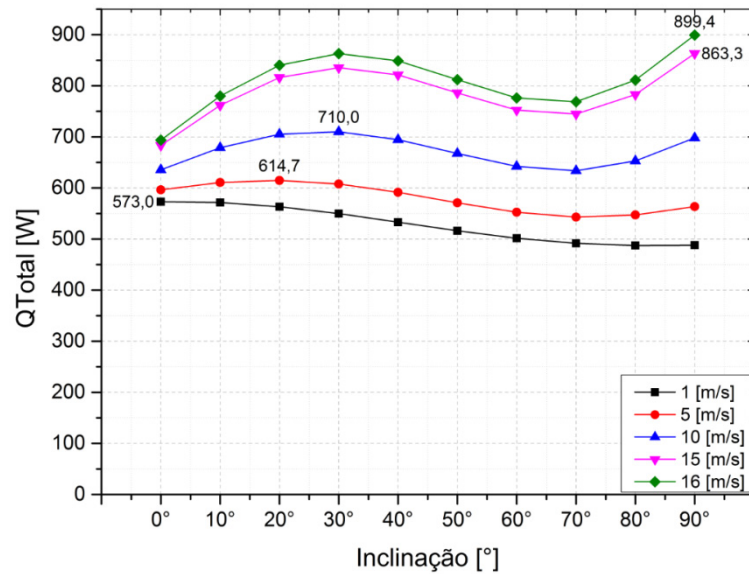


Figura 5.25 - Perdas totais apuradas para as diferentes inclinações e velocidades pela modelagem matemática controlada.

5.4 Resultado da Simulação Computacional em CFD

Após avaliação dos resultados anteriores, buscou-se avaliar em detalhes o comportamento do escoamento de ar na parte interna da cavidade do receptor do sistema Dish Stirling, bem como as transferências de calor por radiação e por convecção forçada, e a análise óptica da trajetória dos raios solares do concentrador até o receptor do sistema.

5.4.1 Simulação Computacional do Escoamento de Ar

A simulação do escoamento de ar compreendeu a análise do escoamento na região interna da cavidade do receptor em todos os ângulos de inclinação que o receptor pode contrair ao longo do seu funcionamento (0°, 10°, 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80° e 90°), e para as velocidades de escoamento de ar que o sistema pode experimentar, até o limite de segurança de 60 km/h (velocidades analisadas de 1, 2, 3, 4, 5, 10, 15 e 16 m/s). As curvas da Figura 5.26, utilizam os valores de velocidade obtidos através dos pontos de controle inseridos na cavidade do receptor próximo ao absorvedor (detalhe dos pontos de controle vide Figura 4.7).

Desde modo a Figura 5.26 apresenta a variação do comportamento do escoamento dentro da cavidade de acordo com a inclinação do receptor e a velocidade de entrada adotada para o volume de controle da simulação.

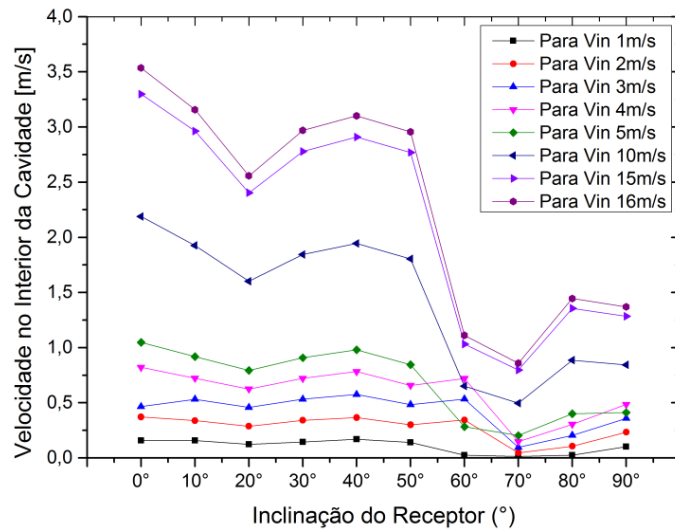


Figura 5.26 - Variação da velocidade do escoamento de ar dentro da cavidade do receptor para as diferentes inclinações e velocidades de entrada.

Vê-se que as maiores velocidades na região interna da cavidade acontecem quando as inclinações do receptor se encontram nos ângulos mais baixos, e conforme a inclinação do receptor aumenta a velocidade diminui. Sendo a inclinação de 70° a que atinge os menores valores para as velocidades dentro da cavidade, para todas as velocidades de entrada analisadas, e a posição de 0° de inclinação a que atinge os maiores valores.

As imagens dos próximos itens dessa simulação apresentam o perfil de velocidades dentro da cavidade do receptor e em seu entorno, para a condição de velocidade de entrada de 16 m/s. A cor azul mais escura identifica as zonas de menor velocidade de escoamento e as zonas em vermelho indicam maior velocidade do escoamento.

A Figura 5.27 mostra o perfil de velocidades para a inclinação de 0°, sendo essa a que atinge as maiores velocidades na região interna da cavidade do receptor, de 3,54 m/s para a condição de escoamento de entrada de 16 m/s.

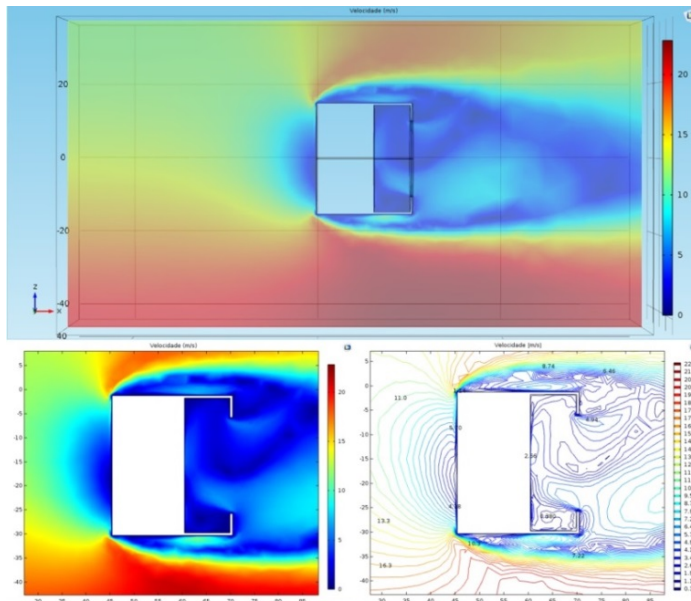


Figura 5.27 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 0° e 16 m/s.

A Figura 5.28 mostra o perfil de velocidades para a inclinação de 10° com velocidade de entrada de 16 m/s, apresentando velocidades menores do que a inclinação de 0° para todas as velocidades de entrada, exceto a velocidade de 3 m/s, quando atinge 0,53 m/s, ligeiramente maior que na inclinação anterior, e para o caso de 16 m/s de velocidade de entrada chega ao valor de 3,15 m/s.

A Figura 5.29 exhibe o perfil de velocidades para a inclinação de 20° com velocidade de entrada de 16 m/s, para essa inclinação a velocidade da cavidade ainda continua a apresentar queda com relação aos valores das inclinações anteriores, para todas as velocidades de entrada, e atinge o valor 2,55 m/s para o caso de 16 m/s.

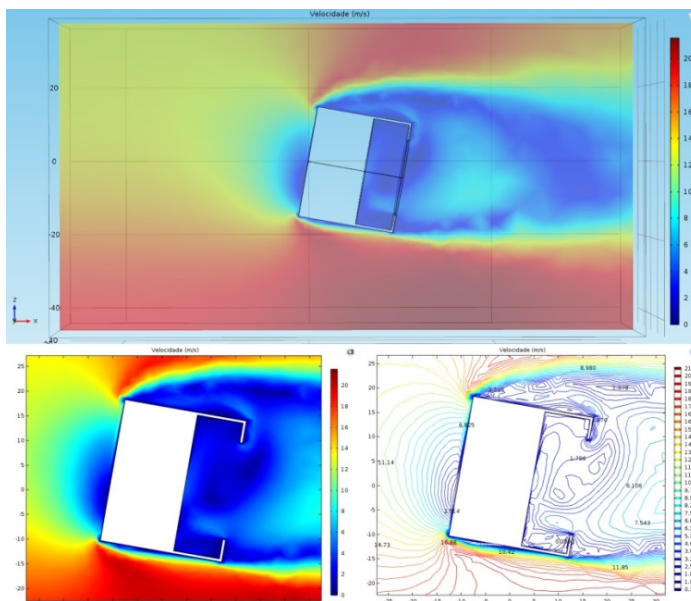


Figura 5.28 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 10° e 16 m/s.

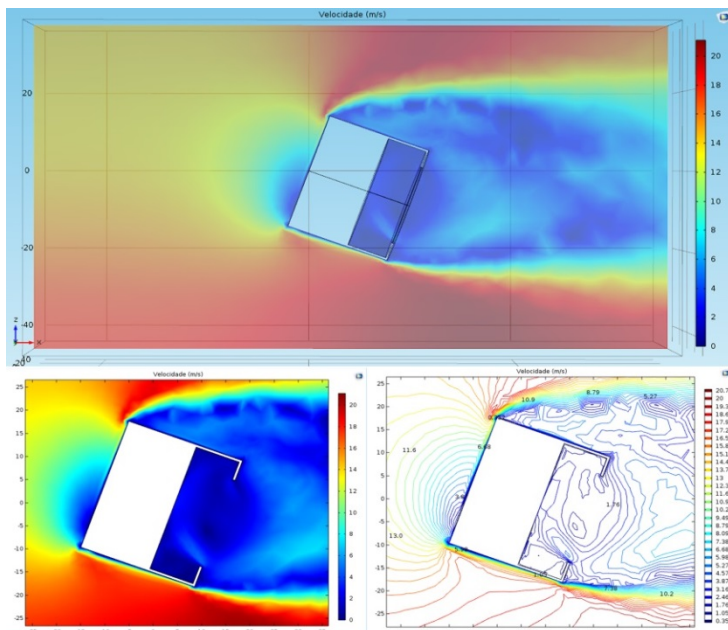


Figura 5.29 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 20° e 16 m/s.

A Figura 5.30 apresenta o perfil de velocidades para a inclinação de 30° com velocidade de entrada de 16 m/s. Neste caso o comportamento se inverte voltando a subir. Isso ocorre devido ao formato e à inclinação do receptor, que geram uma zona de turbulência, próximo à abertura da cavidade, permitindo assim, maior entrada de ar na cavidade. Isso ocorre para todos os casos de velocidade de entrada no volume de controle, e atinge um valor máximo de 2,97 m/s dentro da cavidade para o caso de 16 m/s de velocidade de entrada.

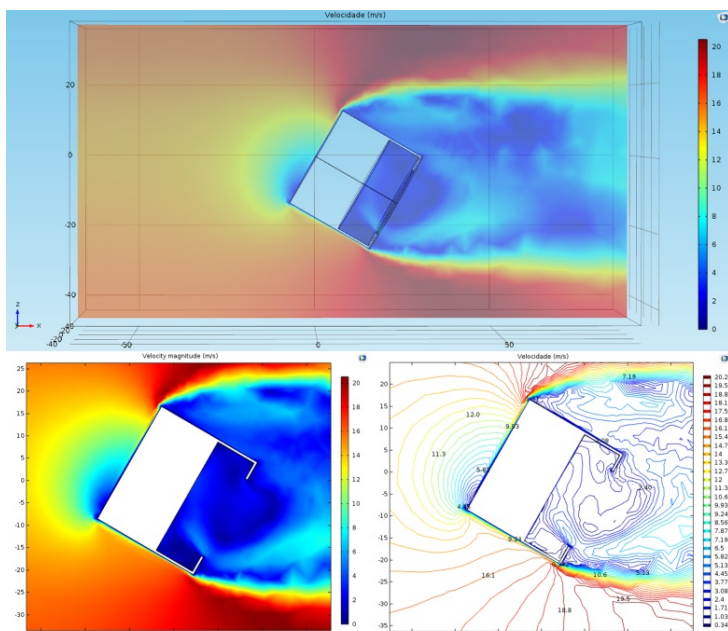


Figura 5.30 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 30° e 16 m/s.

A Figura 5.31 apresenta o perfil de velocidades para a inclinação de 40° e velocidade de entrada de 16 m/s, continuando com o aumento em todos os casos de velocidade de entrada, e

atinge 3,10 m/s. Após essa inclinação o comportamento se inverte novamente (se torna descendente). A zona de turbulência começa a ficar mais distante da região da abertura da cavidade do receptor levando a diminuição da entrada de ar na cavidade.

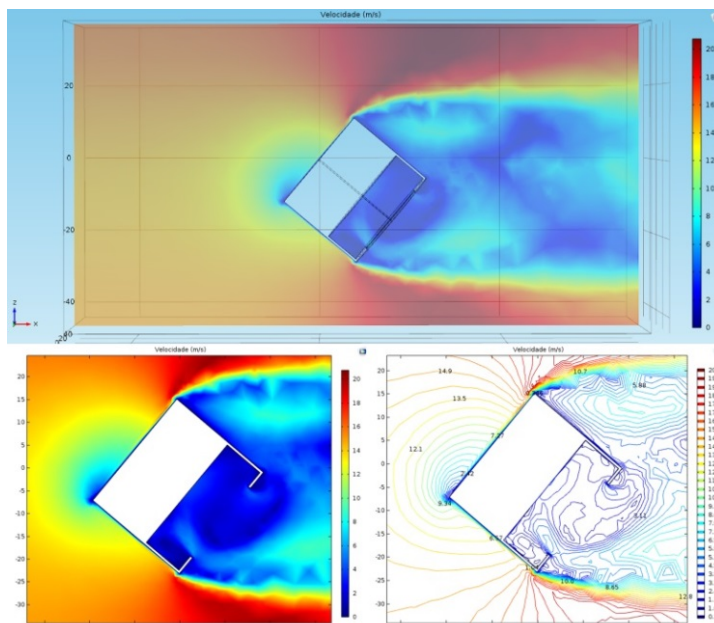


Figura 5.31 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 40° e 16 m/s.

A Figura 5.32 mostra o perfil de velocidades para a inclinação de 50° e velocidade de entrada de 16 m/s, a partir dessa inclinação o comportamento da velocidade é descendente até a inclinação de 70° . Para o caso da Figura 5.32 a velocidade dentro da cavidade é de 2,95 m/s.

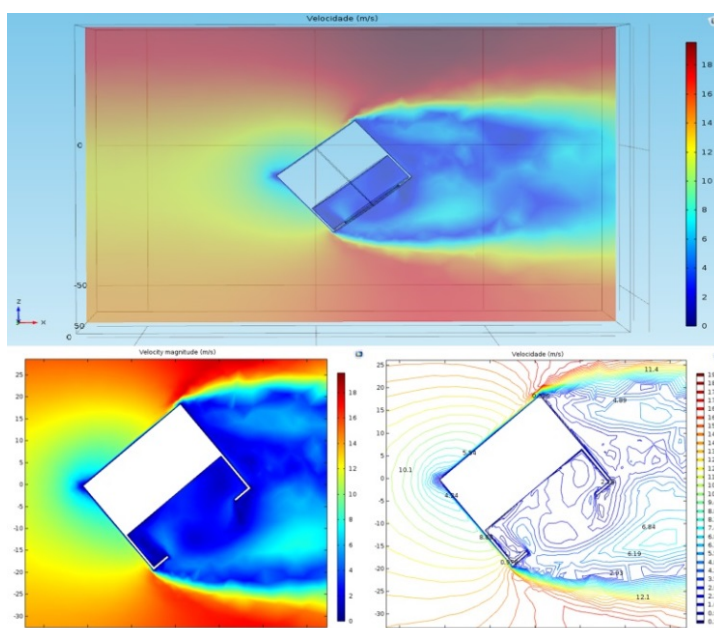


Figura 5.32 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 50° e 16 m/s.

Pode ser visto na Figura 5.33 o perfil de velocidades para a inclinação de 60° e velocidade de entrada de 16 m/s, para esse caso a velocidade na cavidade é de 1,11 m/s.

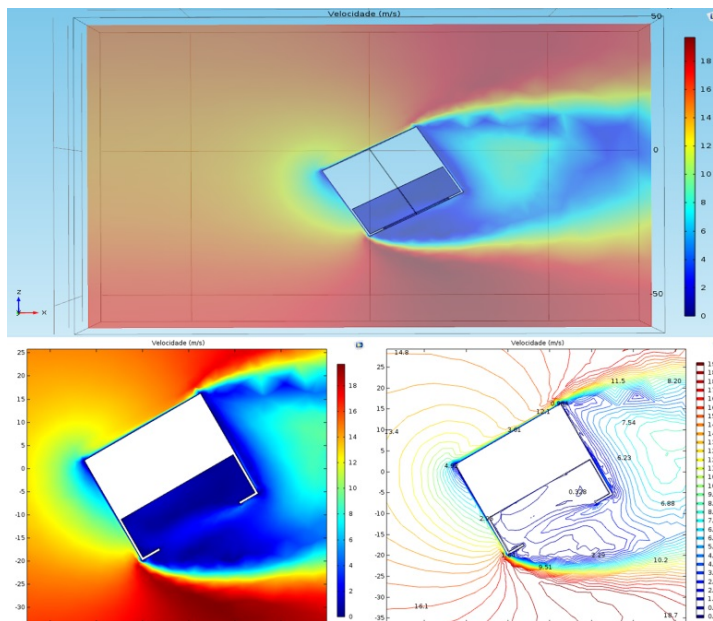


Figura 5.33 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 60° e 16 m/s.

É apresentado na Figura 5.34 o perfil de velocidades para a inclinação de 70° e velocidade de entrada de 16 m/s. Ainda prevalece a queda da velocidade na cavidade, sendo a velocidade para este caso de 0,85 m/s. Essa inclinação em particular é a que apresenta o menor valor de velocidade na cavidade para todas as velocidades de entrada analisadas.

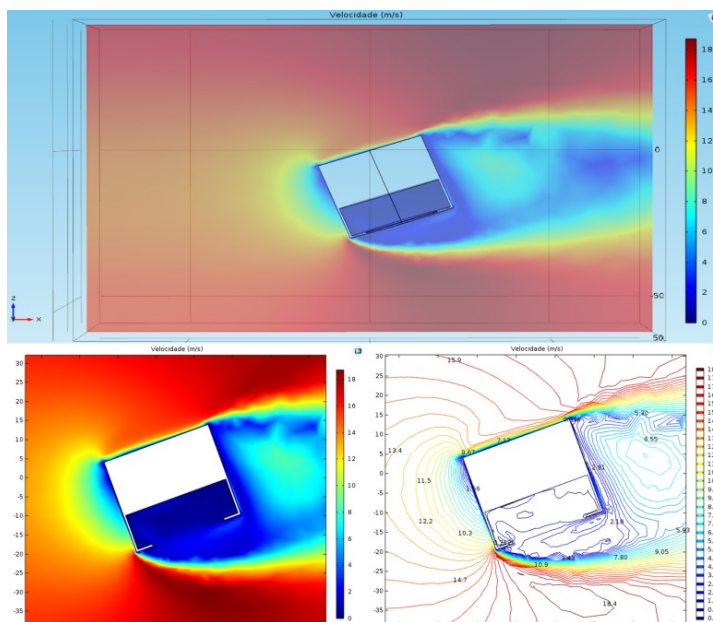


Figura 5.34 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 70° e 16 m/s.

A Figura 5.35 exibe o perfil de velocidades para a inclinação de 80° e velocidade de entrada de 16 m/s, voltando a apresentar um comportamento de aumento do valor da velocidade, sendo que para esse caso chega a 1,44 m/s. Nesse caso o valor da velocidade

aumenta devido a uma pequena zona de recirculação presente na região da abertura da cavidade (lateral direita da abertura da cavidade na Figura 5.35, azul mais claro).

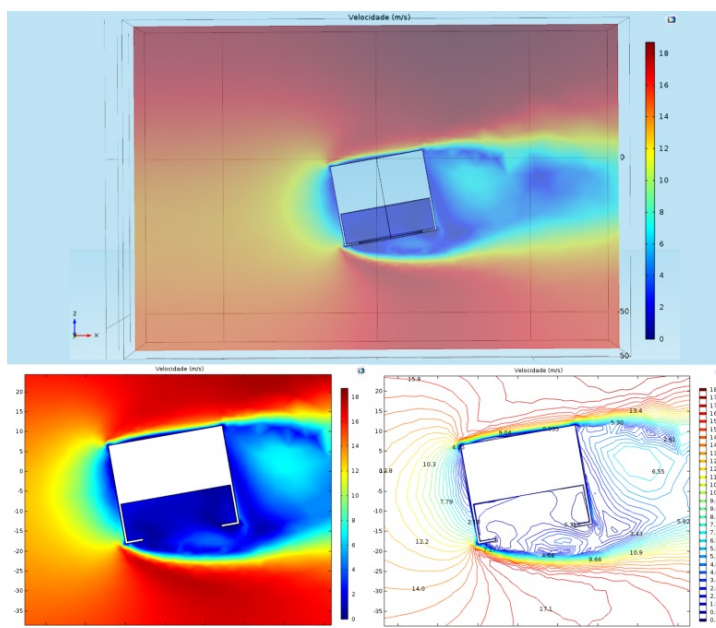


Figura 5.35 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 80° e 16 m/s.

A Figura 5.36 mostra o perfil de velocidades para a inclinação de 90° e velocidade de entrada de 16 m/s. Para esse caso a velocidade na cavidade é de 1,37 m/s.

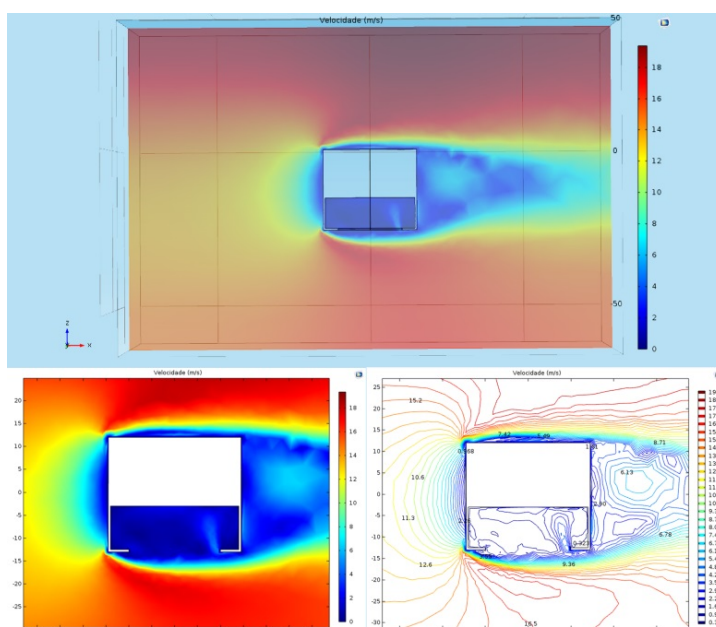


Figura 5.36 - Perfil de velocidades da simulação para inclinação de 90° e 16 m/s.

A partir dos resultados apresentados é possível observar que para as inclinações menores do que 50° existe uma zona de recirculação de ar na borda inferior da abertura do receptor (lado direito da imagem) devido à inclinação do mesmo. Para as inclinações de 80° e 90° a região de recirculação no escoamento reaparece (na parte direita da abertura da cavidade, na

imagem vista de frente), com menor intensidade. Pode ser visto mais claramente as regiões de turbulência e de recirculação de ar na Figura Apêndice C.3 que apresenta as linhas de corrente e na Figura Apêndice C.4, que apresenta os campos de vorticidade presente nesse escoamento.

5.4.2 Simulação Computacional em CFD para as Geometrias Propostas

As formas geométricas adotadas foram pensadas com o intuito de suavizar as zonas de recirculação do escoamento e distanciar as zonas de turbulência da região da abertura da cavidade.

As análises anteriores orientaram a proposição de 10 modelos diferentes para alteração geométrica da região da abertura da cavidade do receptor. O objetivo dessa modificação é diminuir o escoamento de ar na região interna da cavidade, e com isso reduzir as perdas térmicas por convecção forçada ali presentes. Todos os modelos propostos contam com uma prolongação da região da abertura da cavidade de 0,10 m e têm formas geométricas básicas (de fácil construção), para que possam ser facilmente acopladas ao receptor original sem modificar as características deste.

A Figura 5.37 apresenta os modelos 01, que é somente um prolongamento da geometria original e o modelo 02 que além de prolongar a geometria em 0,10 m utiliza uma forma cônica (fechando para o centro da abertura). Para o modelo 01 foi pensado no prolongamento para distanciar a turbulência da região da cavidade onde se encontra o absorvedor. Para o modelo 02 foi pensado em utilizar uma forma cônica para diminuir a velocidade na região da abertura da cavidade do receptor.

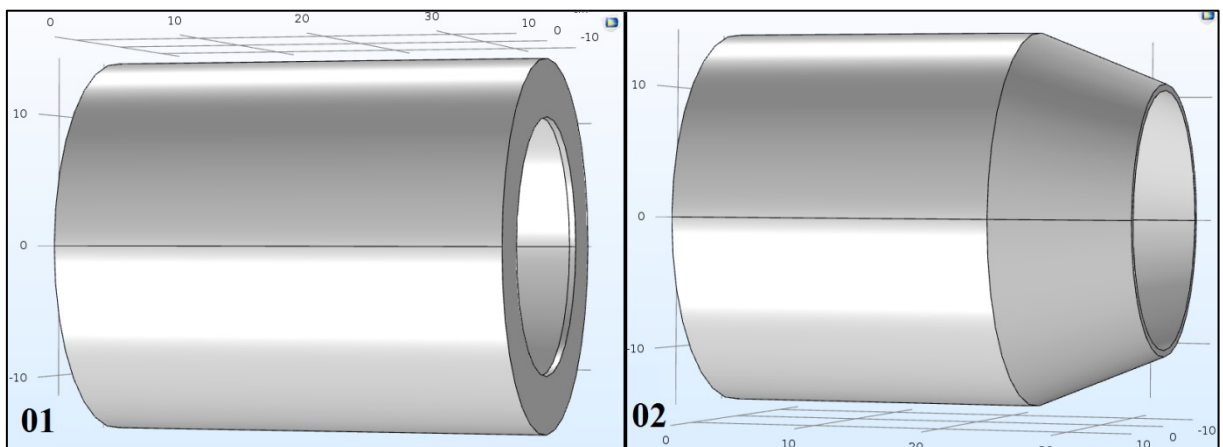


Figura 5.37 - Modelos Propostos 01 e 02.

Na Figura 5.38 podem ser vistos os modelos 03 e 04, onde no modelo 03 utilizou-se uma forma cônica (abrindo para fora do centro da abertura) com a intenção de distanciar a zona de turbulência da região da entrada da cavidade. O modelo 04 utiliza o prolongamento e uma região arredondada com 0,10 m, com a intenção de suavizar a turbulência e a recirculação do escoamento nas regiões próximas à abertura da cavidade.

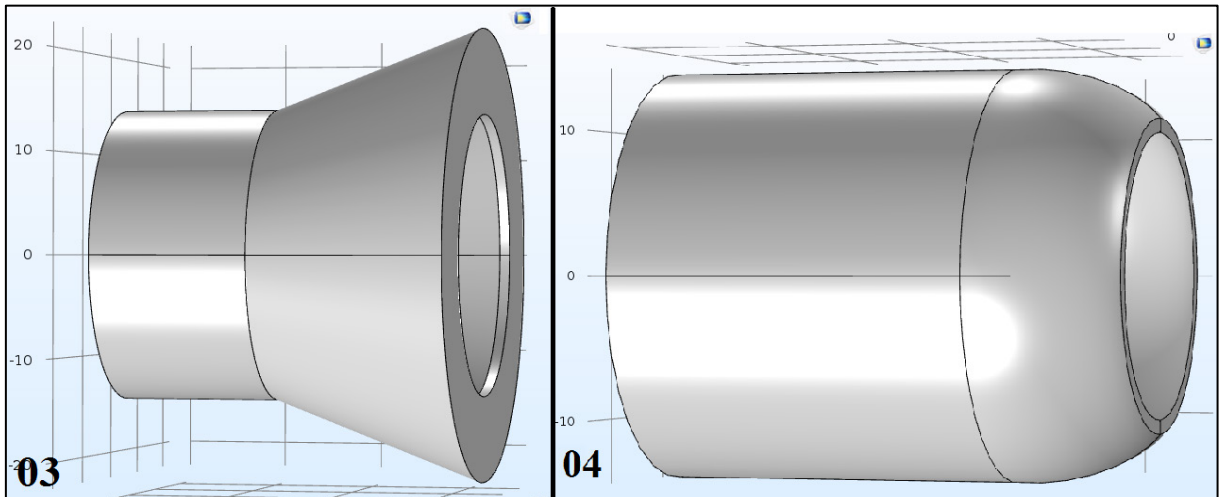


Figura 5.38 - Modelos propostos 03 e 04.

Os modelos 05 e 06 vistos na Figura 5.39, têm o prolongamento de 0,10 m e, o modelo 05 conta com duas formas cônicas, uma primeira abrindo e uma segunda fechando (em relação ao centro da abertura) com a intenção (da primeira forma cônica) de afastar a região de turbulência da abertura da cavidade e (segunda forma cônica fechando para o centro do receptor) com a intenção de diminuir a velocidade próxima à abertura do receptor. E o modelo 06 que utiliza uma região cônica fechando (para o centro da abertura) com dimensão de 0,05 m (para área cônica) como alternativa para diminuir a velocidade do escoamento na região da abertura do receptor.

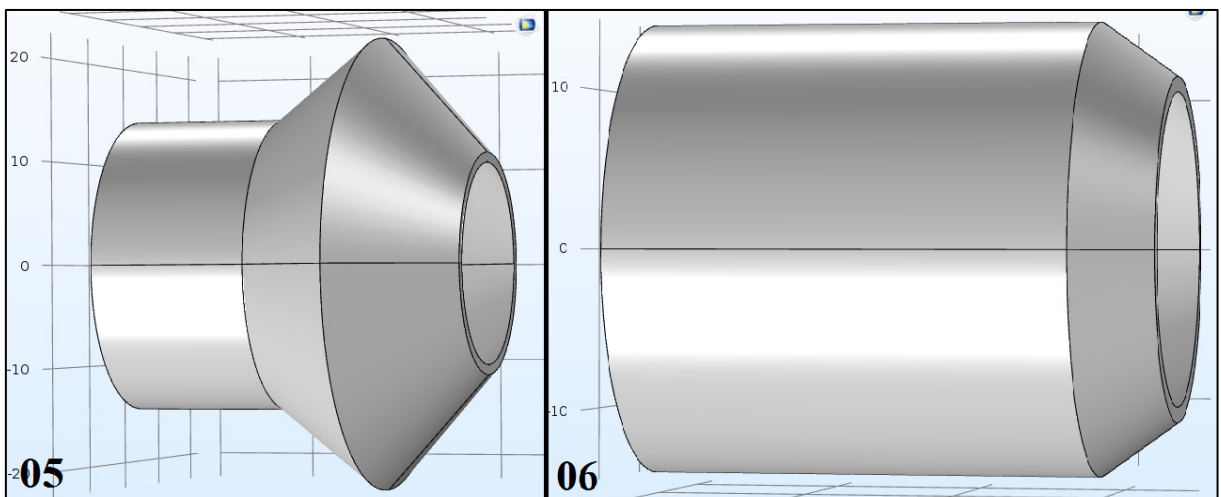


Figura 5.39 - Modelos propostos 05 e 06.

A Figura 5.40 apresentam os modelos 07 e 08, com geometrias arredondadas, o modelo 07 com região de 0,05 m do prolongamento arredondado, com a intenção de suavizar a turbulência na região da abertura do receptor. E o modelo 08 com uma forma parecida a um toróide, com dimensão de 0,10 m, com a intenção de afastar e suavizar a turbulência na região próxima a abertura do receptor.

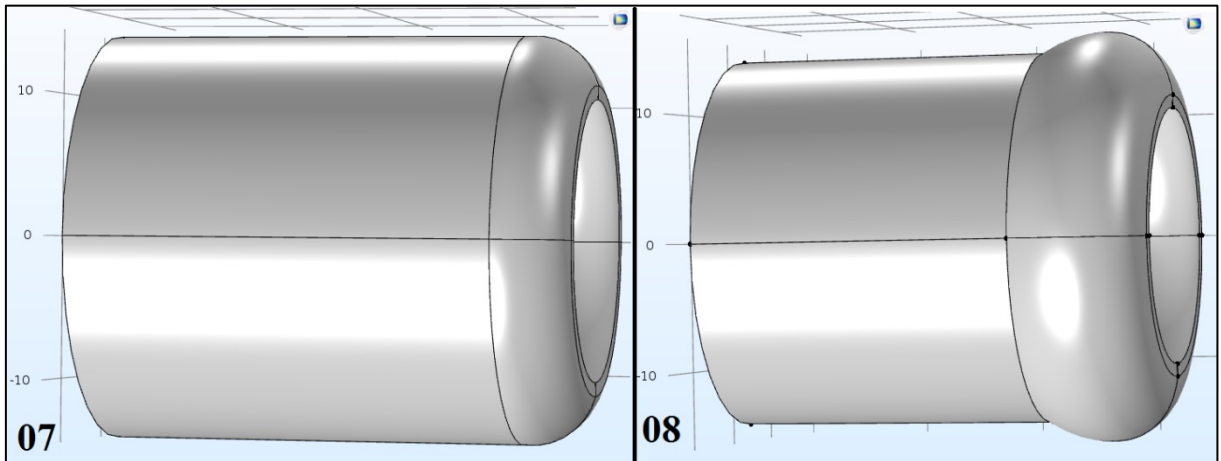


Figura 5.40 - Modelos Propostos 07 e 08.

Podem ser vistos os modelos 09 e 10 na Figura 5.41, sendo que o modelo 09 utiliza uma forma parecida a um toróide em toda a dimensão do prolongamento (0,20 m) com a intenção de ampliar o efeito de suavização da turbulência na região da abertura da cavidade. E o modelo 10 que apresenta a mistura de uma forma cônica e uma parte arredondada, com a intenção de afastar a região de turbulência e suavizar o escoamento na abertura do receptor.

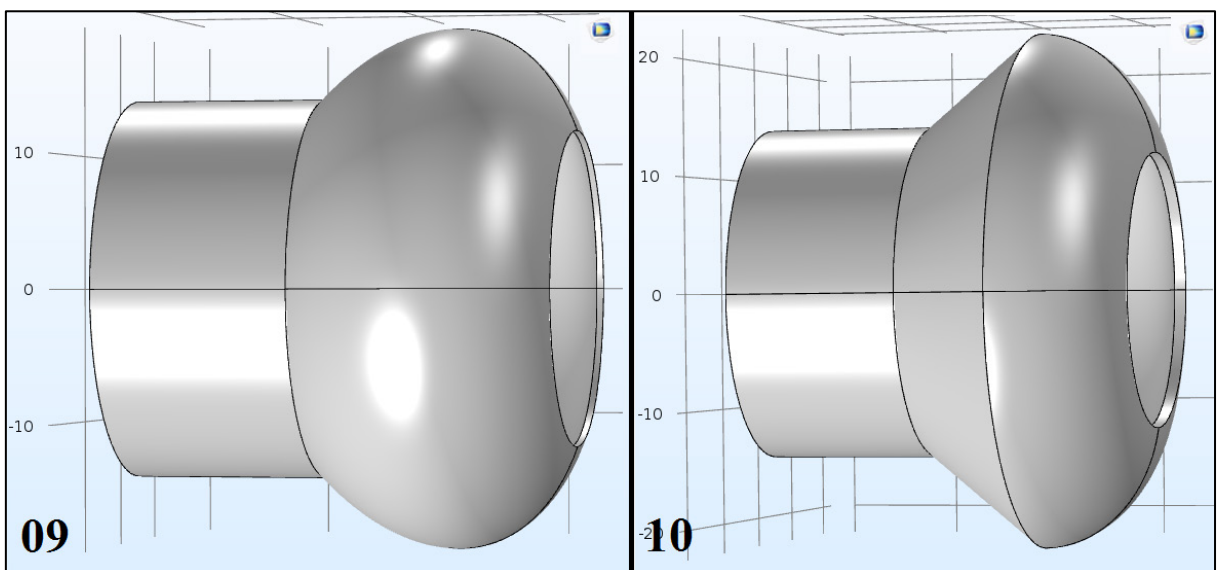


Figura 5.41 - Modelos propostos 09 e 10.

Utilizando os mesmos pontos de controle utilizados nas análises do receptor original, para obter os valores da velocidade do ar no interior da cavidade, foi realizada uma primeira

análise com os 10 modelos propostos, avaliando quais modelos apresentaram menor velocidade na região interna da cavidade, para a condição de 0° de inclinação e velocidade de entrada no volume de controle de 16 m/s. Uma segunda análise mais detalhada foi realizada somente para os 4 modelos que obtiveram os menores valores para essa velocidade.

A Figura 5.43, mostra o perfil de velocidade da primeira análise para os 10 modelos diferentes propostos. Foram selecionados para segunda análise os 4 modelos com menor velocidade que são vistos na Figura 5.42.

Os quatro modelos selecionados, em ordem de menor velocidade, foram 09, 03, 10 e 05, que apresentaram as velocidades de 0,35 m/s, 0,62 m/s, 0,72 m/s, 0,84 m/s, respectivamente como pode ser visto na Figura 5.42. Deste modo a segunda análise contemplou a avaliação desses modelos para as inclinações de 0° até 90° , adotando a velocidade de entrada de 15 m/s, permitindo avaliar as curvas nessas inclinações, que podem ser vista na Figura 5.44. Vê-se que as curvas para os 4 modelos apresentam o mesmo comportamento característico da menor velocidade presente na inclinação de 70° , uma região com velocidade maiores para os ângulos de inclinação mais baixos e velocidades mais baixas para os ângulos de 80° e 90° se comparados com os ângulos menores.

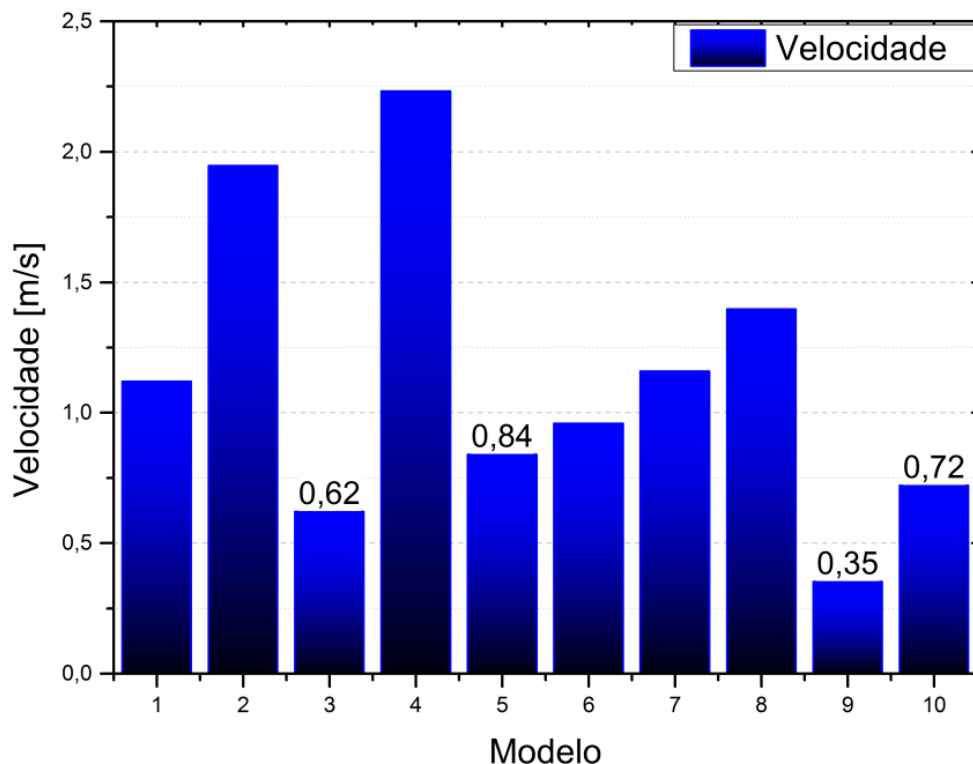


Figura 5.42 - Velocidade na cavidade para os 10 modelos propostos.

O modelo 9 mesmo apresentando uma anormalidade na sua curva em comparação com os outros modelos, pode ser considerado o que obteve os menores valores para velocidade, seguido do modelo 3. Os modelos 5 e 10 apresentaram as maiores velocidades.

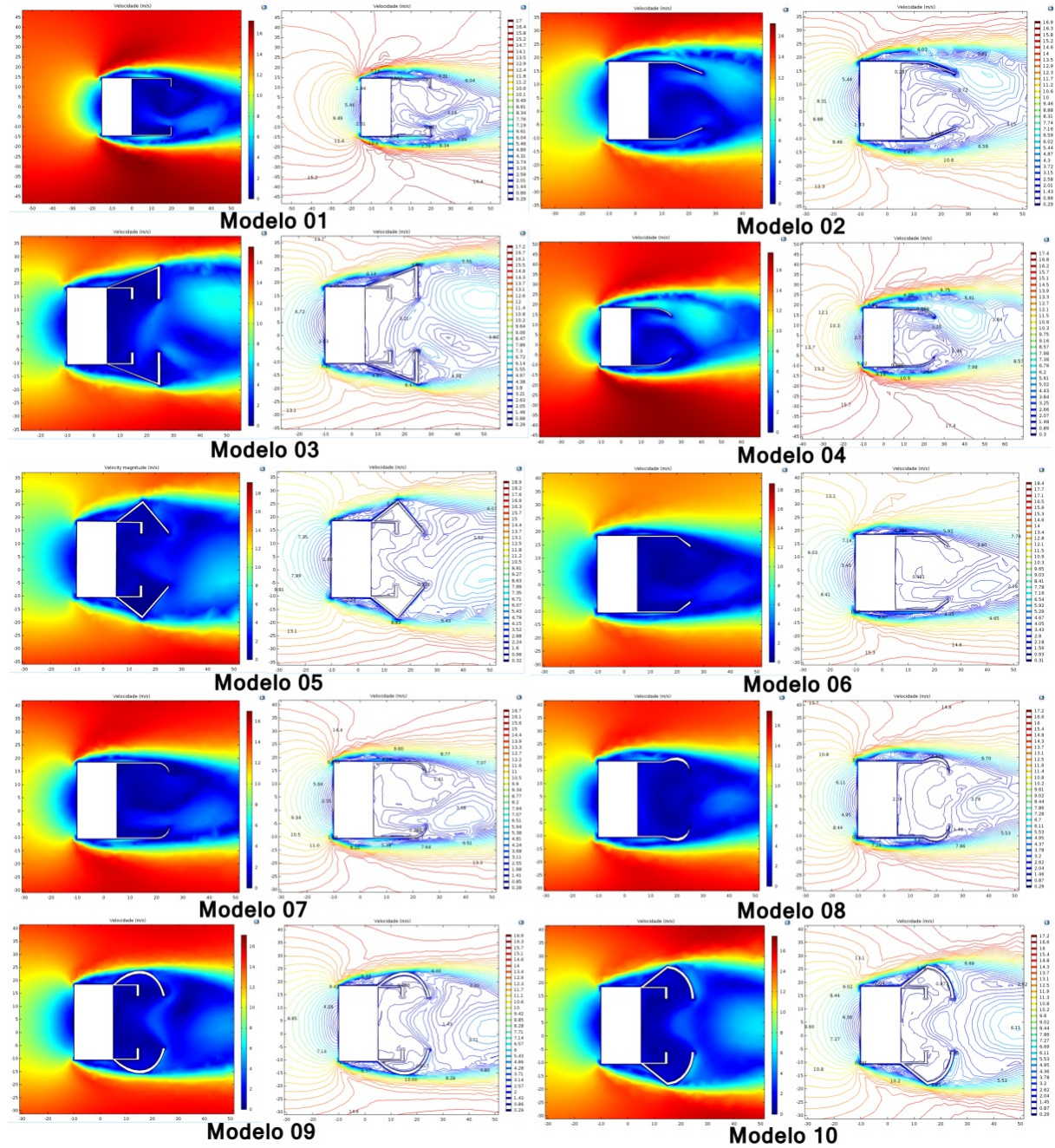


Figura 5.43 - Perfil de velocidades para os 10 modelos propostos.

As maiores velocidades identificadas para os modelos 03 e 05 foram na inclinação de 20° e para os modelos 09 e 10 para a inclinação de 30° .

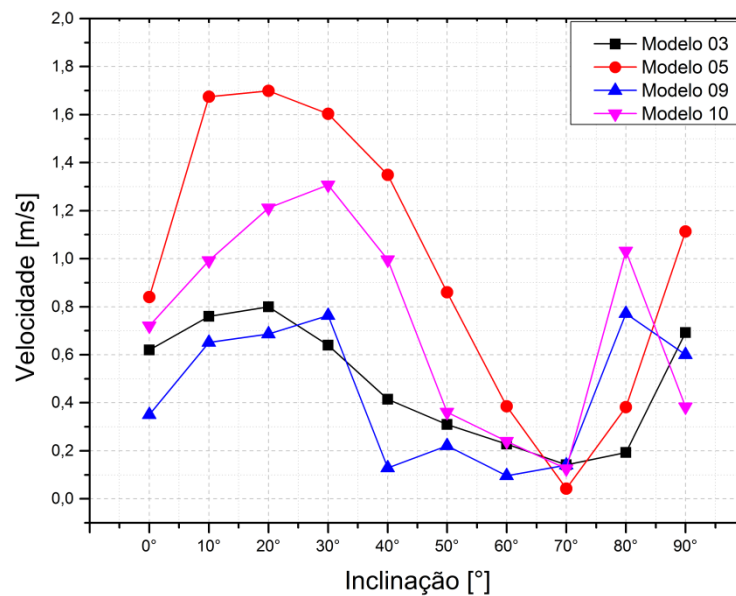


Figura 5.44 - Velocidade dos 4 modelos para as inclinações de 0° a 90°.

5.4.3 Simulação em CFD das Perdas Térmicas por Transferências de Calor

A simulação das transferências de calor para o receptor do sistema Dish Stirling contemplou somente as transferências, por convecção forçada e por radiação, devido à existência de algumas limitações no software, relacionadas às funções do seu módulo de transferência de calor.

Essa limitação foi contornada se utilizando da funcionalidade do software para calcular as perdas térmicas para uma placa plana. E se utilizando dos valores da velocidade do escoamento obtidas também pela simulação. Deste modo permitindo levantar curvas relevantes para a avaliação do comportamento dessa perda térmica no receptor. Também foram avaliadas as perdas por radiação.

Os seguintes critérios foram aplicados para as variáveis envolvidas na simulação. Velocidade do vento variando de acordo com os valores apurados na simulação do escoamento de ar (para o cálculo da convecção forçada), temperatura ambiente fixa em 20° C, realizando a variação apenas da temperatura do receptor, variando entre 20° C e 500° C.

Do mesmo modo como ocorre na modelagem matemática a variação das perdas por radiação acompanham a variação da temperatura do receptor, como pode ser visto na Figura 5.45. De modo que atinge o valor máximo de 415,6 W para a temperatura de 500° C.

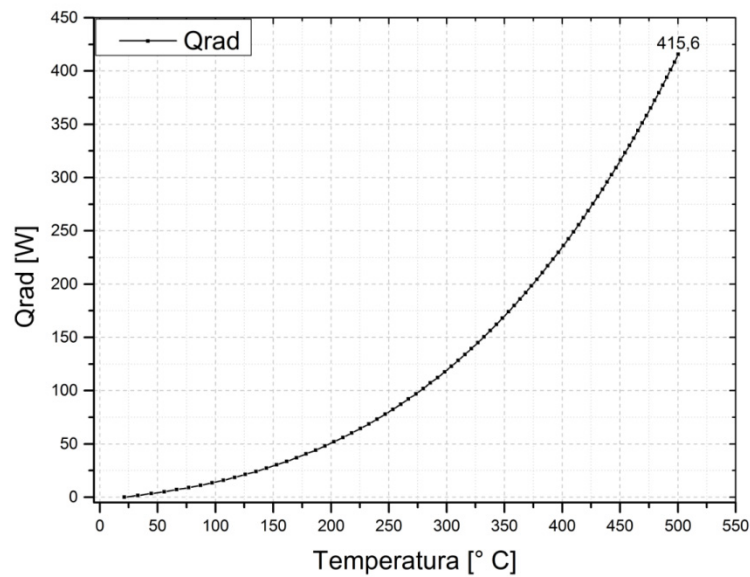


Figura 5.45 - Perdas térmicas por radiação com relação à temperatura para simulação computacional.

Na Figura 5.46, pode ser visto a perda máxima por radiação (de 415,6 W) para a temperatura de 500° C, nas diversas inclinações e diferentes velocidades avaliadas. Confirmando que a perda por radiação não varia, se mantendo constante para todos os ângulos de inclinação e velocidades.

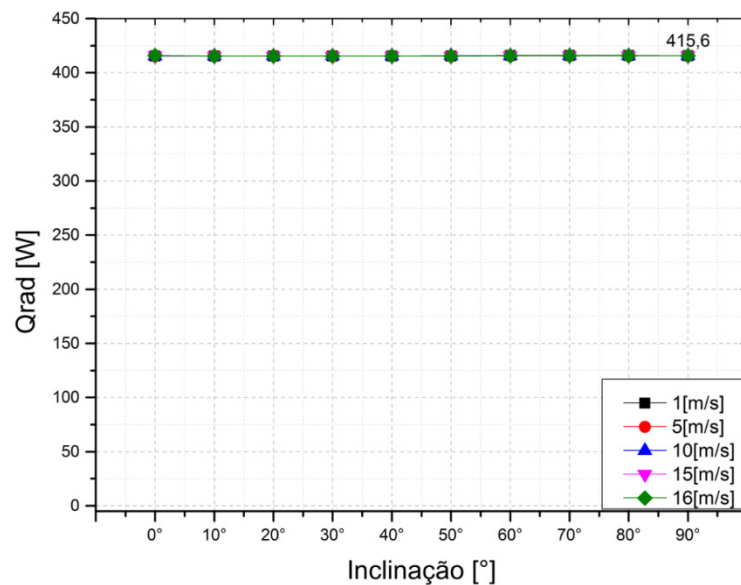


Figura 5.46 - Perdas por radiação nas diferentes inclinações da simulação computacional.

A Figura 5.47 apresenta as perdas máximas por convecção para a temperatura de 500° C, levando em consideração a inclinação do receptor.

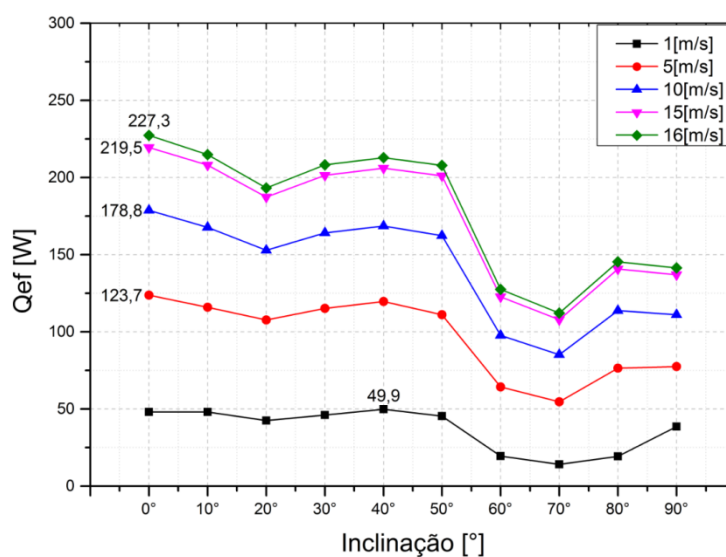


Figura 5.47 - Perdas por convecção forçada da simulação computacional.

Verifica-se que as curvas das perdas máximas por convecção forçada, apuradas na simulação computacional, apresentam um comportamento parecido com o identificado na modelagem matemática. Com divergência para as inclinações mais baixas e mais altas. Essa divergência se dá uma vez que a modelagem matemática apura seus resultados da convecção forçada a partir de uma correlação empírica, e a simulação computacional com base na velocidade do escoamento.

5.4.4 Simulação em CFD da Trajetória dos Raios Solares

A Simulação óptica da trajetória dos raios solares foi abordada pela hipótese de POE, que poderia ser causada pela modificação geométrica proposta para o receptor. Deste modo foi analisado em primeiro lugar o modelo original do receptor e posteriormente os 4 modelos que apresentaram melhores desempenho na avaliação do escoamento de ar. Através da análise do receptor original foi possível observar que a posição focal atual do receptor pode causar POE.

Pode-se verificar na Figura 5.48 que o receptor apresenta marcas de superaquecimento no metal da região central do absorvedor, e algumas marcas na região da superfície da abertura da cavidade do receptor, identificando que a energia concentrada atinge o absorvedor na sua região central resultando na marca observada.

De acordo com Stine e Diver (1994), o foco normalmente é colocado na abertura da cavidade do receptor para que o fluxo de irradiação altamente concentrado entre pela cavidade e se espalha, cobrindo a maior área possível do absorvedor, esse espalhamento reduz a taxa de energia por unidade de área, evitando o stress do metal do absorvedor por superaquecimento.



Figura 5.48 - Receptor do sistema Dish Stirling com detalhe da região do absorvedor.

A partir da simulação realizada foi possível identificar que na posição atual o receptor do Dish Stirling apresenta POE, onde 6,53% da energia direcionada ao absorvedor atinge a região da superfície da abertura da cavidade, como pode ser visto na Figura 5.49. Evidenciando que os raios solares direcionados pelo concentrador para o absorvedor do receptor são interceptados pela superfície externa da abertura da cavidade, bloqueando parte dos raios solares que deveriam chegar até o absorvedor. De acordo com Stine e Diver (1994) os níveis de POE's são de até 12% aproximadamente. Vê-se que a energia concentrada atinge o absorvedor na sua região central, igualmente ao que acontece no absorvedor real visualizado na Figura 5.48 (região identificada com superaquecimento no metal).

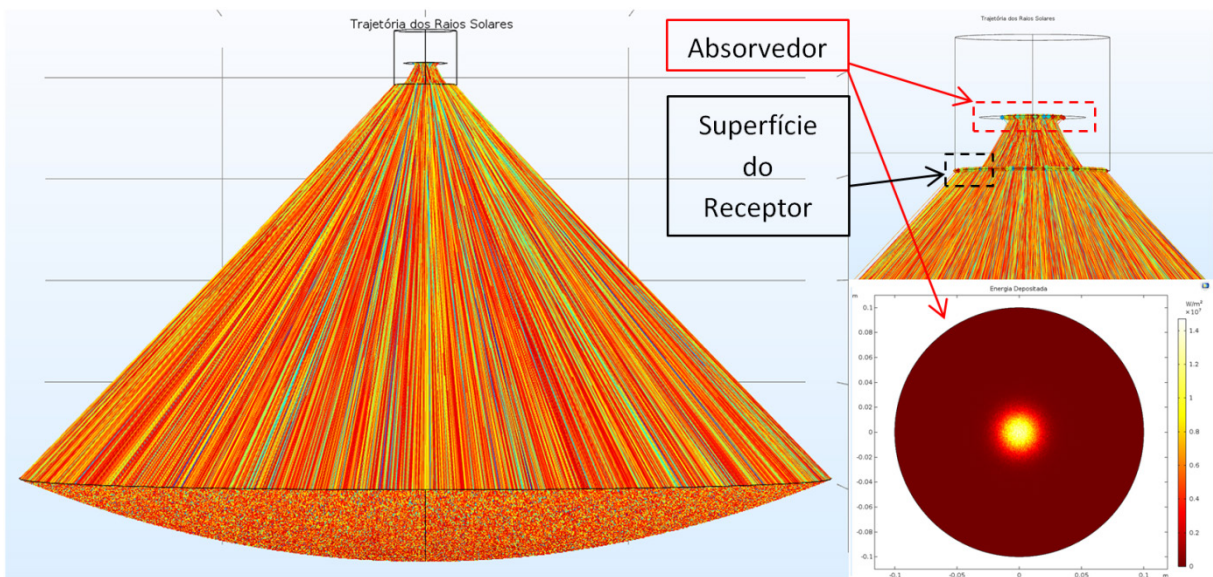


Figura 5.49 - Simulação da trajetória dos raios solares para o receptor original e foco a 2,30 m.

Desta forma foi realizada a simulação para analisar um posicionamento focal que evitasse as POE's no receptor e levasse à melhor distribuição da energia na área do absorvedor, evitando o superaquecimento da região central do absorvedor. Foram realizadas simulações para avaliar qual a distância focal se adaptaria melhor para evitar essas perdas, considerando distâncias focais do receptor de 2,33 m, 2,34 m e 2,35 m. Foi adotado o deslocamento do receptor aumentando a distância focal, devido às perdas já existentes com interceptação dos raios solares pela região da superfície da abertura da cavidade.

A Figura 5.50 mostra a simulação para o posicionamento focal de 2,33 m. Percebe-se que existem ainda POE's e a energia está concentrada no centro do absorvedor.

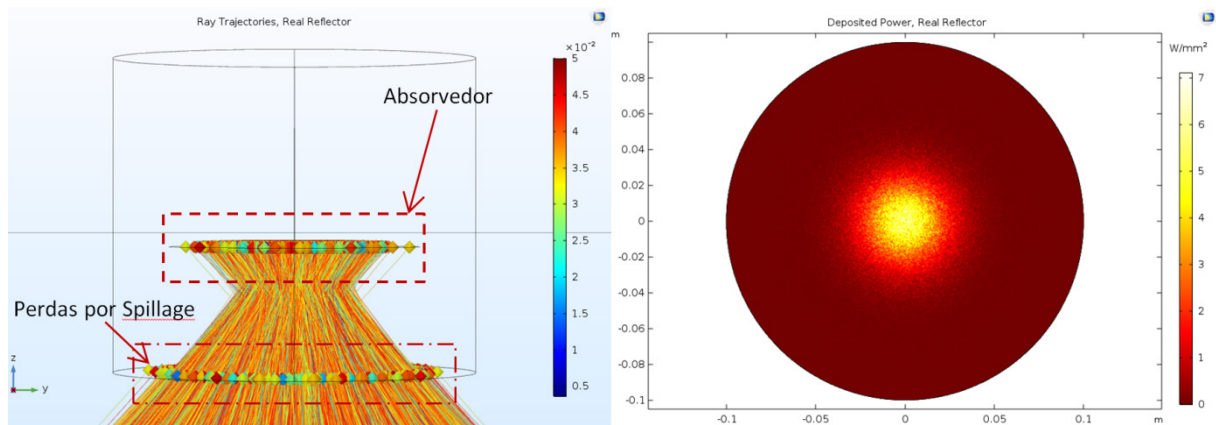


Figura 5.50 - Simulação óptica do receptor com distância focal de 2,33 m.

A Figura 5.51 apresenta a simulação para o posicionamento do foco a 2,34 m, onde se nota que ainda existem POE's, mas em menor intensidade, e a concentração da energia ainda se apresenta na região central, abrangendo uma área um pouco maior que a posição avaliada para o foco a 2,33 m.

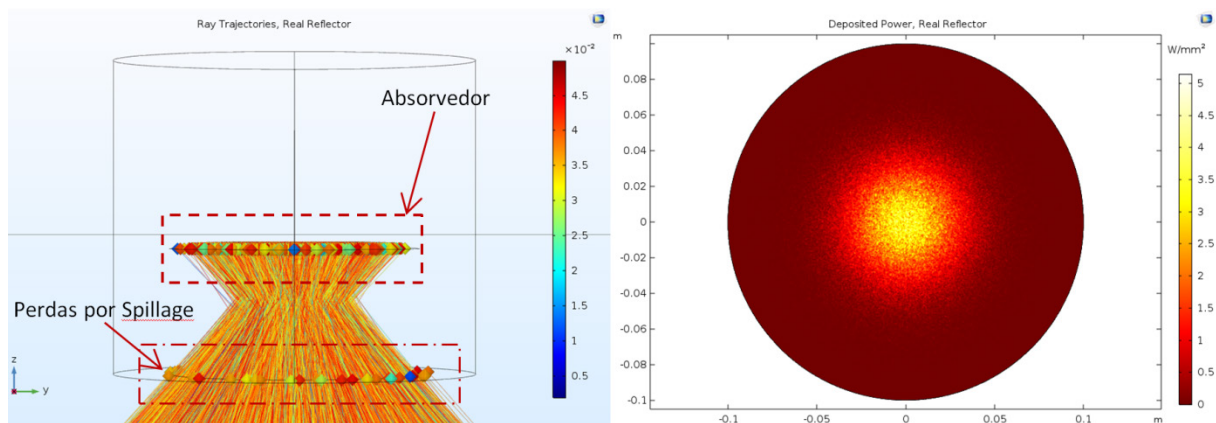


Figura 5.51 - Simulação óptica do receptor com distância focal de 2,34 m.

Pode ser visto na Figura 5.52 a simulação óptica para a distância focal de 2,35 m, que as POE's são mínimas, e a energia solar concentrada cobre uma área maior do absorvedor do

receptor, melhorando o espalhamento do fluxo de energia e diminuindo o superaquecimento da região central do absorvedor.

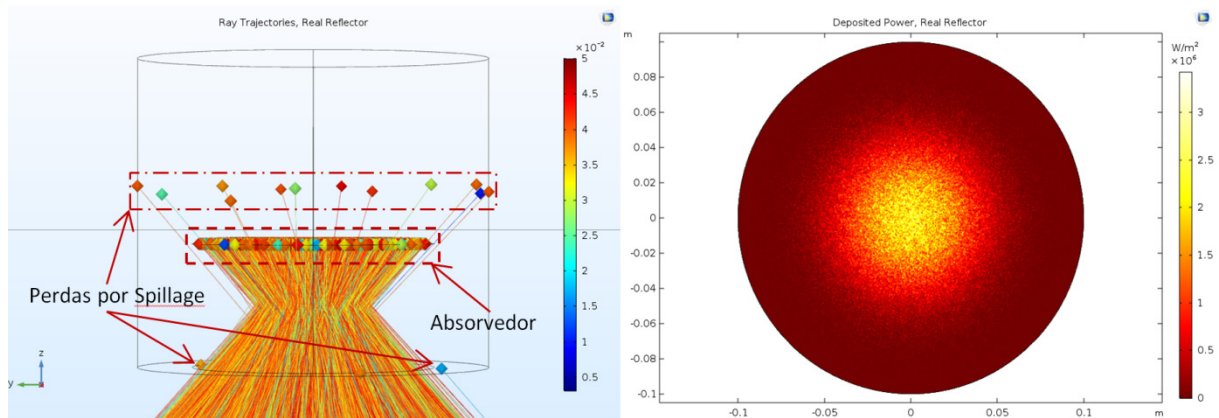


Figura 5.52 - Simulação óptica do receptor com distância focal de 2,35 m.

A avaliação do reposicionamento do receptor com relação à distância focal pela simulação óptica evidencia que, entre as modificações do posicionamento focal estudadas, a que melhor evita as POE's que atingem a área externa da superfície da abertura da cavidade, e melhor distribui a energia concentrada na superfície do absorvedor é a distância focal analisada de 2,35 m, apresentando 0,01% de POE somente alguns raios extravasam a região do absorvedor, atingindo a superfície do isolamento térmico, e 99,99% da energia atinge o absorvedor.

Deste modo a distância focal de 2,35 m foi utilizada para avaliar o estudo das POE's para os 4 modelos de geometrias propostas com melhor desempenho.

5.4.4.1 Simulação Computacional da Trajetória dos Raios Solares para os Modelos Propostos.

A simulação óptica para os modelos propostos abrange apenas os quatro modelos com melhor avaliação na simulação de escoamento de ar. A hipótese de ocorrência de POE para os quatro modelos foi confirmada para a distância focal original de 2,30 m, do mesmo modo que foi identificada para o receptor original.

A Figura 5.53 mostra a análise da trajetória dos raios solares para o modelo 03, para uma distancia focal de 2,30 m, onde se identifica a região de POE, na superfície da abertura da cavidade, essas perdas chegam a 66,37%. É verificado que 33,63% da energia concentrada atingem o absorvedor na sua parte central.

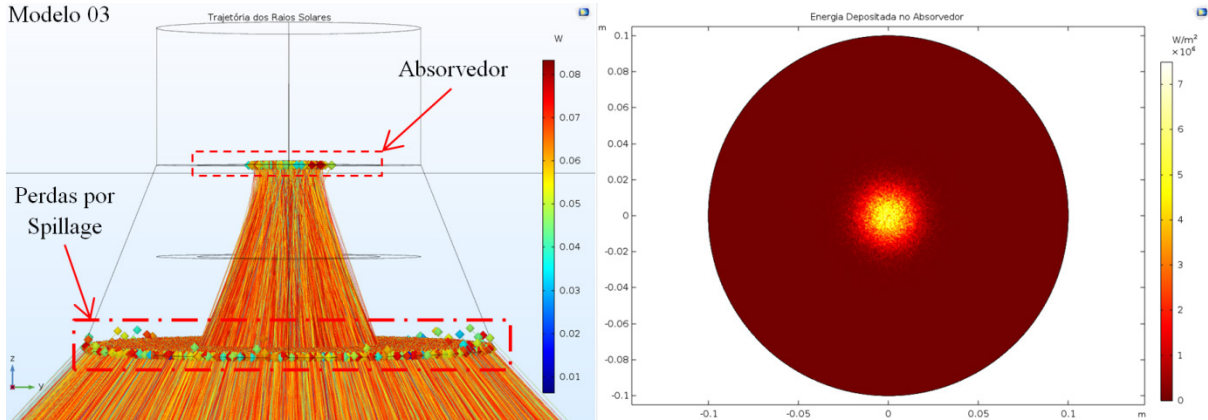


Figura 5.53 - Trajetória dos raios solares para o modelo 03 e foco de 2,30 m.

Na Figura 5.54 pode ser visto também a existência das POE's na região da abertura da cavidade, para o modelo 05 avaliado para a distância focal de 2,30 m. Identificando 66,48% de POE's, e 33,52% de energia chegando ao absorvedor.

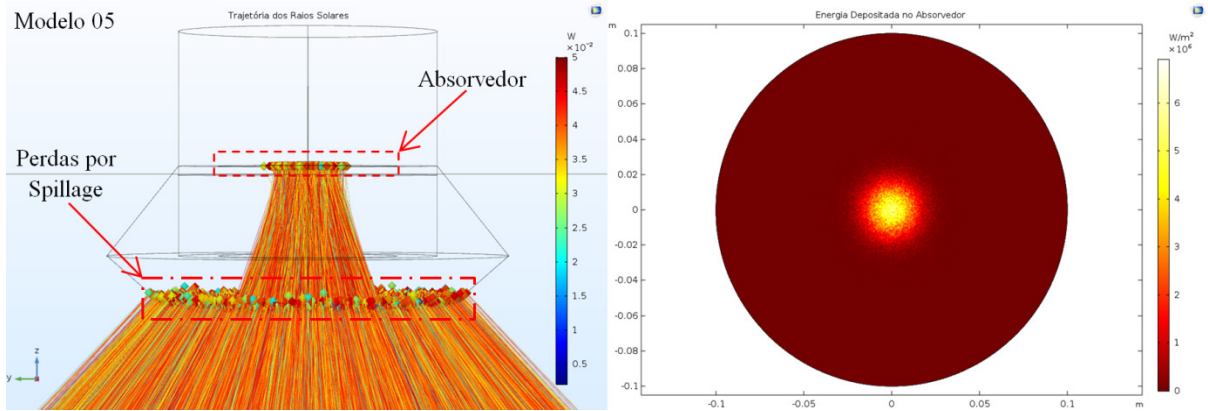


Figura 5.54 - Trajetória dos raios solares para o modelo 05 e foco de 2,30 m.

Pode-se ver na Figura 5.55 a ocorrência das POE's na região da abertura e parte da lateral arredondada do aparato de modificação proposto, para o modelo 09 avaliado para a distância focal de 2,30 m. Onde se verificam as maiores POE's, de 77,66%, somente 22,34% da energia chega até o absorvedor.

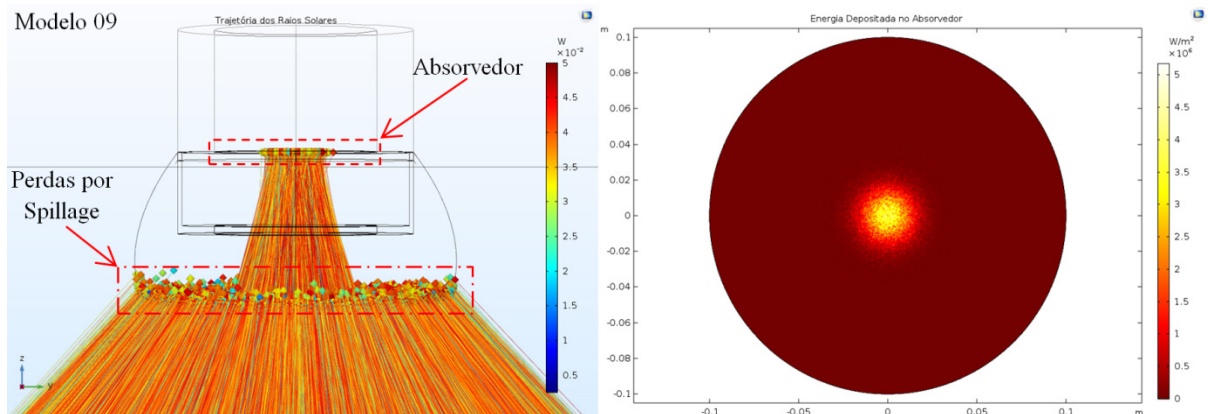


Figura 5.55 - Trajetória dos raios solares para o modelo 09 e foco de 2,30 m.

Para o modelo 10 com distância focal de 2,30 m também são identificadas POE's, num total de 66,48% como pode ser visto na Figura 5.56, atingindo a região da abertura da cavidade. O absorvedor recebe somente 33,52% da energia concentrada.

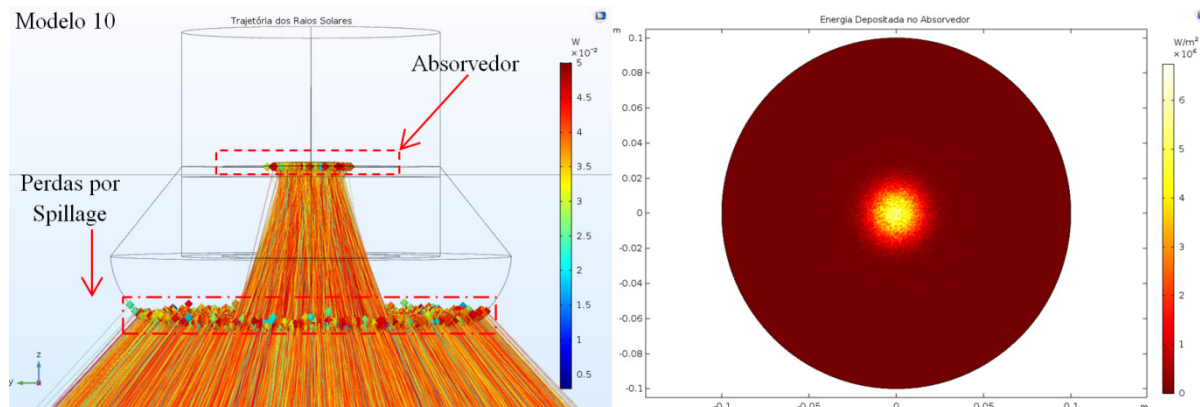


Figura 5.56 - Trajetória dos raios solares para o modelo 10 e foco de 2,30 m.

Os quatro modelos foram reanalisados para uma distância focal de 2,35 m, constatando-se nessa avaliação a ocorrência de POE em menor grau, mas ainda persistentes. Foram então realizadas modificações no diâmetro da abertura da cavidade dos modelos, mas mantendo o design proposto, para verificar a possibilidade da não ocorrência dessas perdas.

Foram avaliados diâmetros da abertura dos aparatos, maiores que 0,20 m para cada um dos modelos individualmente. Foi verificada a possibilidade da modificação na abertura da cavidade de maneira a diminuir as POE's, determinando o diâmetro da abertura de 0,30 m para o modelo 05 e para os demais modelos o diâmetro de 0,38 m.

Na Figura 5.57, que mostra os resultados da simulação para o modelo 03 com distancia focal de 2,35 m e diâmetro da abertura de 0,38 m, pode-se verificar que as POE's são ínfimas, somente alguns raios são identificados ultrapassando a área do absorvedor e interceptando a região da superfície do isolamento térmico. Pode-se ver apenas um raio interceptando a superfície externa da abertura da cavidade. As POE para o modelo 03 é de 0,01%, ou seja, 99,99% da energia atinge o absorvedor, igualmente a análise do receptor real do sistema Trinum.

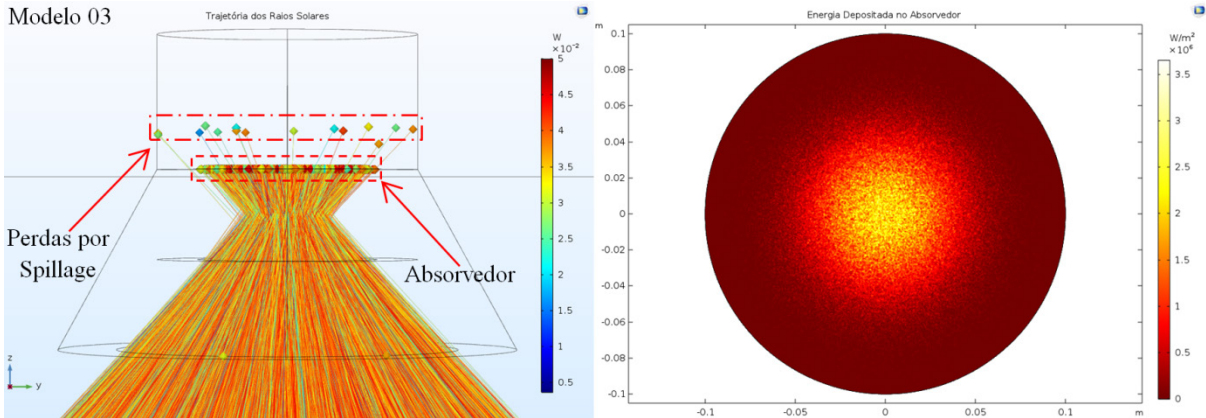


Figura 5.57 - Trajetória dos raios solares para o modelo 03 e foco de 2,35 m.

O modelo 05 avaliado para a distância focal de 2,35 m e diâmetro da abertura 0,30 m, pode ser visto na Figura 5.58, apresentando poucos raios ultrapassando a área do absorvedor e interceptando a superfície da abertura. Para o modelo 05 as POE's são de 0,03% (99,97% de energia atinge o absorvedor).

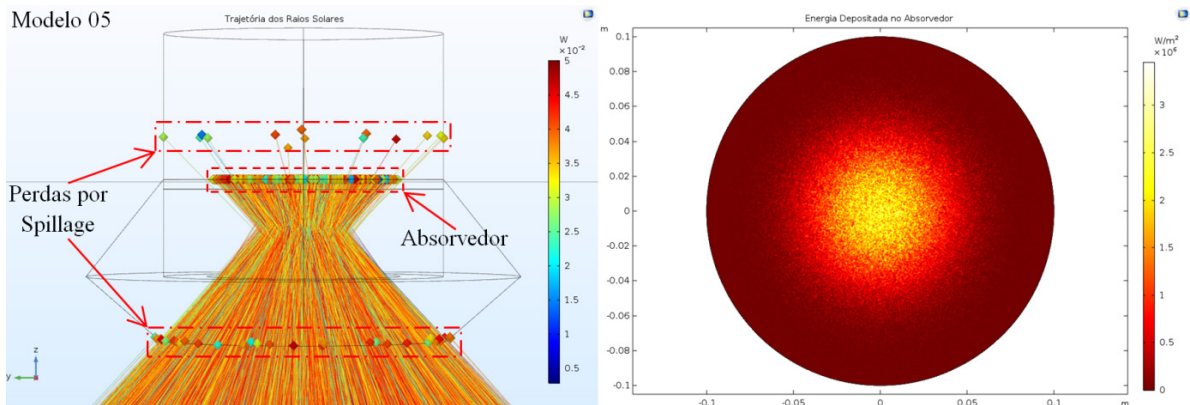


Figura 5.58 - Trajetória dos raios solares para o modelo 05 e foco de 2,35 m.

Avaliado para a distância focal de 2,35 m e com o diâmetro da abertura de 0,38 m o modelo 09, visto na Figura 5.59, apresenta apenas alguns raios interceptados pela superfície de abertura e ultrapassando a área de absorção.

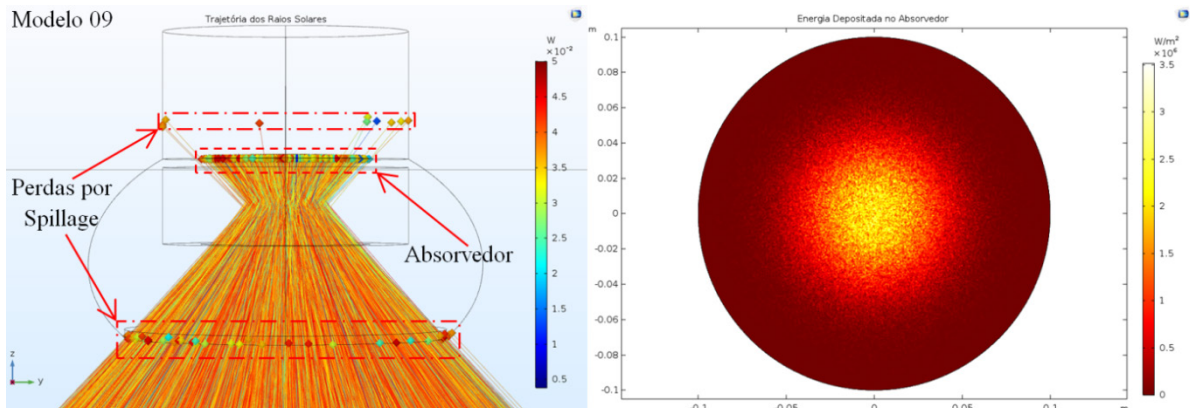


Figura 5.59 - Trajetória dos raios solares para o modelo 09 e foco de 2,35 m.

De todos os modelos avaliados para a distância focal de 2,35 m, o modelo 09 foi o que apresentou maior POE, de 0,04% (99,96% da energia atinge o absorvedor desse modelo).

A avaliação do modelo 10 para a distância focal de 2,35 m e diâmetro de abertura de 0,38 m, conta com poucos raios interceptados pela superfície externa e extravasando a área de absorção, como pode ser visto na Figura 5.60. Onde 99,99% da energia atinge o absorvedor, apresentando apenas 0,01% de POE, analogamente a avaliação para o receptor real.

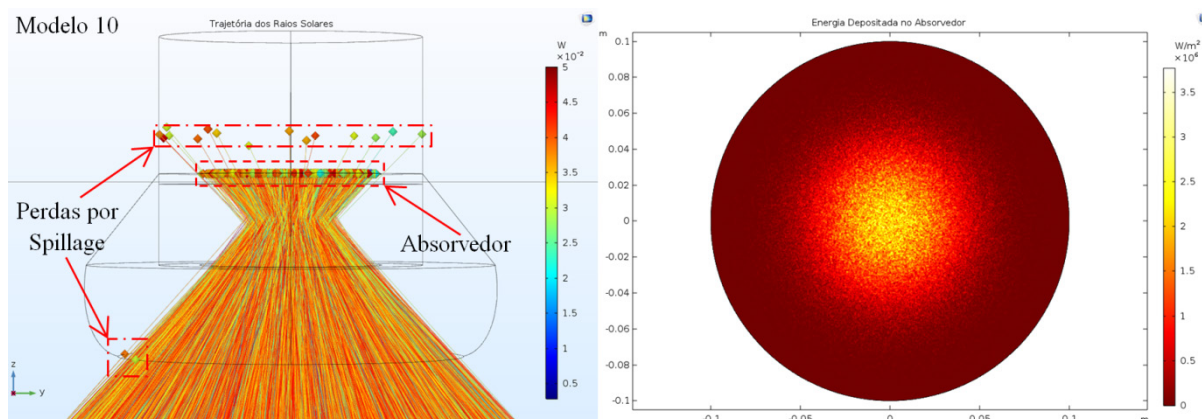


Figura 5.60 - Trajetória dos raios solares para o modelo 10 e foco de 2,35 m.

A concentração da energia na área de absorção avaliada para simulação dos quatro modelos a uma distância focal de 2,35 m, com as modificações no diâmetro da abertura, se apresentou analogamente inalterada, conforme visto também para a simulação do receptor original a mesma distância focal. A partir da avaliação das POE's os modelos 03 e 10 foram identificados como os que apresentaram melhores resultados para a distância focal de 2,35 m apresentando apenas 0,01% de POE. Os modelos 05 e 09 apresentaram respectivamente 0,03% e 0,04%.

5.5 Eficiência do Receptor

Para realizar o cálculo da eficiência do receptor foi adotado o valor para a radiação solar de 750 W/m^2 , (dados históricos de radiação solar no Brasil para o dia 15 de junho de 2016 de acordo com NASA - Aeronet, 2018) e calculado para a máxima e mínima perda térmica do receptor identificada através da modelagem matemática controlada. Identificando uma máxima eficiência de 85,92% quando ocorrem as menores perdas térmicas no receptor e uma eficiência mínima de 79,55% quando ocorrem as maiores perda térmica no receptor original.

Para os modelos propostos e considerando a correção do posicionamento focal do receptor, foi calculada a eficiência mínima para os modelos 03 e 09 (os modelos com melhor desempenho) na condição de máxima perda térmica, 90° de inclinação e 16 m/s de velocidade

do vento, identificando que nesse caso a eficiência mínima para o modelo 03 é 90,94% e para o modelo 09 é 90,73%. Devido à pequena diferença entre os valores de eficiência encontrados para os dois modelos (03 e 09), deve-se realizar um estudo mais detalhado sobre os dois modelos a fim de determinar qual apresenta o melhor desempenho geral.

6 CONCLUSÃO

Este capítulo apresenta as considerações finais e a conclusão obtidas a partir dos estudos realizados neste trabalho, os quais compreendem a análise dos dados obtidos com os experimentos realizados, bem como os resultados obtidos a partir da modelagem matemática e da simulação computacional em CFD, do escoamento de ar e da transferência de calor no receptor do sistema Dish-Stirling Trinum, e ainda a simulação da trajetória dos raios solares que incidem sobre o concentrador solar do tipo prato parabólico e são concentrados no receptor.

6.1 Considerações Finais

6.1.1 Considerações Finais para Análise Experimental

Foram realizados diversos testes experimentais em diferentes meses do ano, dos quais os dados para construir as curvas apresentadas neste trabalho foram extraídos. Foram apresentados e avaliados em detalhes os testes dos dias 15, 16, 17, 18, 19 e 20 do mês de junho de 2016, por apresentarem algumas características peculiares ao funcionamento do sistema Trinum analisado.

Através da análise desses dados foi possível identificar diversos fatores que influem no funcionamento do sistema, como, por exemplo, as oscilações causadas pelo aumento da temperatura da água de resfriamento do motor Stirling, que causam a movimentação para fora de foco do receptor. Essa oscilação do sistema foi identificada através da análise em conjunto das curvas referentes à temperatura do sistema de resfriamento, da elevação e do ângulo azimute. Bem como o caso da perda de sinal da antena GPS, identificado através da observação de todos os dados do sistema e verificando que nenhum critério de segurança do sistema foi atingido naquele instante de tempo.

Findados os testes as curvas apontaram valores máximos de temperatura do receptor de $489,5^{\circ}\text{C}$, temperatura ambiente com valor de $28,7^{\circ}\text{C}$, e velocidade do vento de $10,10\text{ m/s}$, com valor máximo da elevação do receptor de $44,25^{\circ}$. Estes valores foram obtidos para os testes realizados no dia 15 de junho de 2016, o qual foi adotado como referência para análise matemática e simulação efetuada.

6.1.2 Considerações Finais para Modelagem Matemática

Foram avaliadas 51 condições, usando o modelo computacional desenvolvido em MATLAB, as quais viabilizaram analisar de modo dinâmico e de modo controlado, o comportamento das perdas térmicas do receptor do sistema Dish Stirling Trinum. Considerando inclinações variando de 0° a 90° e velocidade do ar de 1 a 16 m/s, foi possível mensurar as perdas térmicas que mais influenciam o desempenho do sistema.

Deste modo a investigação através da modelagem matemática do funcionamento do sistema (MMFS) encontrou os valores máximos de 391,10 W para as perdas por radiação, 59,72 W para as perdas por convecção natural, 157,59 W para convecção forçada, totalizando as perdas por convecção em 201,70 W, e 62,67 W pelas perdas por condução, gerando uma perda total máxima de 638 W para o dia 15 de junho de 2016. A modelagem matemática controlada (MMC) identificou valores máximos de 417,40 W para perdas por radiação, independente da inclinação ou da velocidade analisada, 91,20 W por convecção natural para a inclinação de 0° e próximo de 0 W para inclinação de 90° , e 416,75 W para convecção forçada com uma inclinação de 90° e velocidade 16 m/s, e 64,52 W por condução para a velocidade de 16 m/s e independente da inclinação, totalizando um valor máximo de 899,40 W, para a perda térmica que o receptor pode atingir com uma inclinação de 90° e velocidade de vento de 16 m/s.

6.1.3 Considerações Finais para Simulação em CFD do Escoamento de Ar no Receptor.

Com um total de 80 simulações efetuadas, a avaliação do escoamento de ar no entorno e na cavidade do receptor do sistema Dish Stirling revelou a existência de uma circulação de ar na região interna da cavidade, tal que, reforça as perdas por convecção forçada do sistema.

O maior valor da velocidade do ar na cavidade do receptor (3,54 m/s) constatada nas avaliações foi para inclinação de 0° do receptor. Uma variação decrescente nos valores da velocidade do ar na cavidade pode ser observada, enquanto os ângulos se elevam até a inclinação de 20° , a partir dessa inclinação tem-se um comportamento crescente da velocidade até a inclinação de 40° , a partir da qual, outra vez ela se torna decrescente, até a inclinação de 70° . Nesse ponto de inclinação são identificados os menores valores para a velocidade do escoamento de ar na cavidade. Ao passar dos 70° de inclinação a variação da velocidade volta a ser crescente, até a inclinação de 90° . O escoamento dentro da cavidade do

receptor apresenta esse comportamento devido a uma zona de turbulência presente próximo a abertura da cavidade do receptor. Essa zona turbulenta promove uma recirculação no escoamento. E a intensidade da velocidade na cavidade está relacionada distância dessa zona de turbulência, que se aproxima e se distancia da abertura dependendo da inclinação do receptor.

O menor valor da velocidade dentro da cavidade foi identificado para a inclinação de 70° do receptor, para todos os casos avaliados, independente da velocidade de entrada no volume de controle da simulação. Já o maior valor para as velocidades de entrada de 1 m/s e 3 m/s acontecem na inclinação de 40° , e para as demais velocidades na inclinação de 0° . Os valores máximos encontrado para as velocidades na cavidade de acordo com a velocidade de entrada no volume de controle de 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s, 10 m/s, 15 m/s e 16 m/s, são respectivamente de 0,17 m/s, 0,37 m/s, 0,58 m/s, 0,82 m/s, 1,05 m/s, 2,19 m/s, 3,30 m/s e 3,54 m/s.

6.1.4 Considerações Finais para Simulação em CFD das Geometrias Propostas

Contemplando a princípio 10 simulações, uma para cada modelo diferente de geometria proposta, e avaliando para o caso com inclinação de 0° e velocidade do ar na entrada do volume de controle de 16 m/s, foram identificados os 4 modelos (geometrias propostas) que apresentaram menor velocidade na cavidade. Como a finalidade das modificações foi minimizar a velocidade do escoamento de ar na cavidade do receptor, somente os 4 modelos com melhor desempenho foram avaliados para outros casos de inclinação, para uma velocidade de entrada de 15 m/s.

Explorando os valores da velocidade na cavidade para o caso analisado da inclinação de 0° e velocidade de entrada no volume de controle de 16 m/s encontram-se os valores de 0,35 m/s, 0,62 m/s, 0,72 m/s, e 0,84 m/s respectivamente para os modelos 09, 03, 10 e 05, identificados como os de melhor desempenho para indagação proposta. Confirmando, assim a existência de uma geometria alternativa (proposta) que leva a menores valores da velocidade do ar na cavidade do receptor do que os obtidos para a geometria original, visto que para a geometria original o valor da velocidade é de 3,54 m/s, para o mesmo caso analisado.

A segunda análise das geometrias propostas constatou que os 4 modelos com melhor desempenho, exibiram velocidades do ar menores que o da geometria real em todas as

inclinações, para a velocidade de entrada de 15 m/s. Reafirmando assim, a viabilidade das geometrias propostas, de diminuir as perdas por convecção forçada que ocorrem através da cavidade do receptor. Os modelos 09 e 03 foram os que apresentaram melhor desempenho nessa avaliação de escoamento de ar.

6.1.5 Considerações Finais para Simulação em CFD das Perdas Térmicas do Receptor

A investigação das perdas térmicas por convecção forçada e por radiação através da simulação computacional em CFD totalizaram 50 casos, assegurando a identificação da concordância da tendência das curvas geradas pelos dados obtidos na simulação em comparação ao computados para a velocidade de escoamento na região interna da cavidade do receptor. Apresentando as maiores perdas justamente nas inclinações que ocorrem as maiores velocidades. Foram identificados os valores máximos para as perdas térmicas, computados para uma temperatura do receptor de 500° C, de 415,6 W para as perdas térmicas por radiação, independente da inclinação ou velocidade de escoamento, e perdas máximas por convecção forçada de 227,3 W para inclinação de 0° e velocidade de escoamento de 16 m/s.

Admitindo a existência de uma discrepância entre as perdas térmicas avaliadas pela modelagem matemática e pela simulação, devido à modelagem matemática utilizar um equacionamento obtido por correlação empírica, e o software utilizar o equacionamento para placa plana, o comportamento das curvas para as duas análises se apresenta semelhante para inclinações entre 20° e 80°, e discordam para as inclinações de 0° 10° e 90°.

6.1.6 Considerações Finais para Simulação em CFD da Trajetória dos Raios Solares

Foram avaliadas, mediante simulação 20 condições distintas para a trajetória dos raios solares, com o propósito de investigar a existência de perdas óticas por extravasamento - POE. Avaliou-se o receptor real e os modelos propostos 03, 05, 09 e 10. Constatou-se a existência de perdas óticas para o receptor real e para os 4 modelos, para a distância focal real que é de 2,30 m. Presumindo-se uma distância focal ideal para minimizar ao máximo as POE, foram então avaliadas as distâncias de 2,33 m, 2,34 m e 2,35 m para a posição focal do receptor real, identificando essa última como a melhor distância focal, para minimizar as POE's. A conjectura da ocorrência de POE's para os modelos propostos foi confirmada mesmo para a distância focal de 2,35 m. Despertando a necessidade de redimensionar o

diâmetro de abertura dos modelos propostos, para 0,30 m no modelo 05 e 0,38 m para os demais modelos. Completando a análise com essa alteração no diâmetro para uma distância focal de 2,35 m, detectou-se que as POE's se reduzem ao mínimo, como no caso do receptor real. Findado as avaliações, fica evidente a possibilidade de modificar a geometria da abertura da cavidade do receptor, de forma que não se tenha a ocorrência de POE.

6.2 Conclusão

Através da modelagem matemática conclui-se que para as velocidades de vento maiores que 10 m/s (15 m/s e 16 m/s) as maiores perdas térmicas ocorrem na inclinação de 90° e para velocidade do vento de 10 m/s e menores (5 m/s e 1 m/s), as perdas ocorrem nas inclinações abaixo de 40° (30°, 20° e 0° respectivamente). Dentre as perdas térmicas examinadas, as que ocorrem por radiação foram identificadas como as que mais impactam o desempenho do sistema, seguida pelas perdas por convecção (forçada e natural, somadas) e por último as perdas por condução. Das perdas acumuladas ao longo do dia (15 junho de 2016) analisado, as perdas por radiação representam 75,12%, as perdas por convecção 17,44% e as perdas por condução 7,44%.

Com a simulação computacional em CFD para o receptor original conclui-se que a velocidade no interior da cavidade do receptor apresenta um comportamento característico, determinado por uma zona de turbulência presente no escoamento na região posterior ao receptor, que provoca uma recirculação do fluido para dentro da cavidade com maior ou menor intensidade dependendo da inclinação em que o receptor se encontra. A recirculação de ar provocado pela região de turbulência gera maiores valores para a velocidade do ar na cavidade do receptor, nas condições onde há maior velocidade do vento na entrada do volume de controle e menor ângulo de inclinação do receptor.

Para a simulação em CFD das perdas térmicas foi possível concluir que as perdas por convecção apresentam uma mesma tendência nas curvas e as perdas por radiação se apresentam iguais às identificadas através da modelagem matemática controlada. Se diferindo em questão de valores devido ao equacionamento utilizado em cada caso.

A simulação computacional em CFD para as geometrias propostas permitiu concluir que dos dez modelos propostos, dois apresentaram um melhor comportamento para a função especificada de diminuir as perdas por convecção forçada na região interna da cavidade do receptor, o modelo 03 e o modelo 09.

Através da simulação da trajetória dos raios solares conclui-se que a configuração atual do sistema Dish Stirling Trinum apresenta perdas óticas por extravasamento (POE) de 6,53% que podem ser diminuídas a 0,01% com o reposicionamento do receptor para uma distância focal de 2,35m. E que é possível à utilização de uma modificação geométrica na região da abertura da cavidade do receptor mantendo os valores mínimos de POE's.

Conclui-se neste trabalho que existe a possibilidade de efetuar uma modificação geométrica na abertura da cavidade do receptor, de forma que proporcione melhor rendimento do sistema Dish Stirling, através da diminuição das perdas térmicas por convecção forçada e das POE's. Dentre as modificações geométricas propostas a que gerou melhor resultado para avaliação de escoamento de ar foi o modelo 09 (mas sua curva apresentou oscilações para alguns ângulos), mas ele apresentou menor rendimento nos testes da trajetória dos raios solares, de modo que o modelo 03 apresentou melhor rendimento para os testes de perdas óticas por extravasamento e foi o segundo melhor para avaliação do escoamento de ar apresentando uma curva mais estável. Com relação à eficiência o modelo 03 apresenta uma eficiência mínima de 90,85% e o modelo 09 de 90,64% aproximadamente 11% maior que a do receptor original, já considerando a correção do posicionamento focal do receptor. Identificando assim que existe a possibilidade de utilização de uma modificação geométrica que minimize as perdas por convecção forçada.

6.3 Contribuições

Com o presente trabalho efetiva-se a contribuição de apresentar um modelo matemático que possibilite estudar as transferências de calor que ocorrem no receptor de um sistema Dish Stirling e avaliar o comportamento das perdas térmicas existentes no absorvedor do sistema Dish Stirling real, de modo dinâmico, e de maneira controlada, para cada caso particular de inclinação e velocidade do vento. Mediante a avaliação do escoamento do ar no entorno e na cavidade do receptor do sistema, foram identificadas as inclinações que podem impactar em maior grau nas perdas térmicas por convecção. Através da simulação óptica contribuiu-se com a identificação de perdas por extravasamento no receptor real, decorrentes da distância focal que este se encontra, permitindo propor a modificação da distância focal. Por último, foram propostas e avaliadas modificações geométricas da região da abertura do receptor de forma a minorar as perdas térmicas por convecção forçada no receptor do sistema Dish Stirling.

6.4 Recomendações

Como sugestões para trabalhos futuros orienta-se realizar as seguintes pesquisas:

- Analisar o escoamento de ar na cavidade do receptor do sistema Dish Stirling tomando como direção de entrada para o escoamento outras direções que não a analisada nesse trabalho.
- Analisar tecnologias para minimizar as perdas térmicas por radiação, visto que essa é a de maior impacto na eficiência do receptor.
- Avaliar de forma mais detalhada os modelos propostos com melhor desempenho (03 e 09), identificando velocidade no interior da cavidade e perdas térmicas para estes, em diferentes casos de inclinação e velocidade do vento.
- Mensurar detalhadamente a energia recebida pelo absorvedor e a proporcionalidade do aquecimento do mesmo, relacionando um comparativo entre a posição focal original e a verificada neste trabalho com mínimas perdas por extravasamento. Avaliando a relação da intensidade energética pela área de absorção.
- Pesquisar a viabilidade de manter o receptor do sistema Dish Stirling fixo, na inclinação de 70° (que apresenta menor velocidade de escoamento), e movimentar somente o sistema concentrador (Prato Parabólico).

- Realizar o estudo de simulação computacional em CFD do escoamento de ar para o receptor do sistema Dish Stirling considerando uma malha mais refinada (necessário hardware robusto).
- Avaliar o impacto destas perdas, na potência e na eficiência global do sistema.
- Realizar a validação do modelo matemático de modo experimental.

APÊNDICE A – Scripts do MATLAB

Scripts para MMFS

Script desenvolvido em MATLAB para calcular as perdas térmicas no receptor do sistema Dish Stirling através do equacionamento da modelagem matemática do funcionamento do sistema, para condição de análise dinâmica das perdas ao longo do dia.

```
% % % CALCULO DAS TRANSFERÊNCIAS DE CALOR NO RECEPTOR DO DISH/STIRLING.
% % % MODELAGEM MATEMÁTICA DO FUNCIONAMENTO DO SISTEMA.
% % % André Leandro de Souza
% % % UNIFEI - ITAJUBÁ - MG
% % % LIMPANDO AS VARIÁVEIS
clear all;
% % % LIMPANDO A TELA
clc;

% ***** %
%                               IMPORTANDO ARQUIVO DO EXCEL %
% _____ %
% % Aquisição dos dados da Tabela com os Dados do CLP Stirling
dados = '15062016.xlsx';
% % % Aquisição dos dados da tabela das propriedades termo físicas do AR a
% % % 1 ATM
prop = 'TabPropAR.xlsx';
% % % Loop Referente ao numero de dados da tabela do CLP Stirling
loop = 4644;

% ***** %
%                               INICIALIZAÇÃO DE VARIÁVEIS %
% _____ %
% % % Emissividade da superfície do absorvedor Tabela Incropera.
epsilon = 0.67;
% % % Constante de Stefan-Boltzmann
sigma = 5.667*10^-8;
% % % Diâmetro do receptor do Dish Stirling
d=20/100;
% % % Raio do Receptor
r=d/2;
% % % Área do Receptor
Arec = pi*(r^2);
% % % Temperatura do receptor adquirir do excel
Tr = xlsread(dados, 'F:F')+273;
% % % Valor da temperatura ambiente a ser adquirido do arquivo do excel
Tamb = xlsread(dados, 'K:K')+273;
% % % Valor da elevação do receptor
TetaD = xlsread(dados, 'T:T');
% % % IMPORTANDO DADOS PARA O VETOR DE VELOCIDADE DO VENTO INSTANTANEA
Vvent = (xlsread(dados, 'D:D'));

% % % Dados retirados da Tabela A.4 (Propriedades termofísicas de gases à
% % % pressão atmosférica) Incropera.
% % % Viscosidade cinemática
visc = xlsread(prop, 'E:E');
% % % coeficiente de transferencia de calor por condução
k = xlsread(prop, 'F:F');
```

```

% % % Numero de Prandtl
Pr = xlsread(prop, 'H:H');
% % % difusividade térmica
alpha = xlsread(prop, 'G:G');

% % % Dados das dimensões do coletor
% % % Diametro de abertura
dabert = 0.2;
% % % Diametro da cavidade do receptor
dcav = 0.287;
% % % Área interna da cavidade do receptor
Aincav = (pi * ((0.2/2)^2));
% % % Comprimento característico da abertura do receptor
L = 0.2;
% % % Coeficiente geometrico para calcular NuL.
m = (1.12 - (0.98*(dabert/L)));

% ***** %
%                               PERDAS POR RADIAÇÃO NO RECEPTOR %
% ----- %
for i = 1:loop
    % % % Calculando a perda por radiação no receptor do Dish Stirling.
    Quadrec(i) = epsilon * sigma * Arec * ((Tr(i)^4)-(Tamb(i)^4));
end
% ----- %

% ***** %
%                               PERDAS POR CONVECÇÃO NO RECEPTOR %
% ----- %
for j = 1:loop
    % % % Temperatura média (Temperatura de Filme)
    Tf(j) = (Tamb(j)+Tr(j))/2;
    Tcav(j) = (((11/16)*Tr(j)) + ((3/16)*Tamb(j)));
    Beta1 (j) = 1/Tcav(j);
end

for i=1:loop
    % % % Adequando o indice ind de acordo com a temperatura
    % % % para acessar os dados da tabela A4.
    if Tf(i) < 100
        ind = 2;
    else
        for j = 1:Tf(i)
            if j > (Tf(i)-1) && j < (Tf(i)+1)
                ind = j;
            else
                if j == (Tf(i))
                    ind= j;
                else
                    ind= 1;
                end
            end
        end
        ind
    end
    ind1(i) = ind;

    % % % AJUSTANDO OS DADOS DA ELEVAÇÃO
    if TetaD(i) < 0
        teta(i)=0;
    else

```

```

        teta(i)=TetaD(i);
end

% % % CALCULANDO BETA
Beta(i) = 1/Tf(i);
% % % Reynolds e Grashof para verificar convecção Forçada ou Natural
Re(i) = (Vvent(i)*0.2)/(visc(indl(i)));
Gr(i) = (((9.81)*(Beta(i))*(Tf(i))*(0.2^3))/((visc(indl(i)))));
Verif(i) = (Gr(i)/(Re(i)^2));
% % %
% % % Teste para convecção natural interna no receptor
% % % Convecção natural interna no receptor
GrL(i) = (((9.81)*Beta(i)*(Tr(i)-Tamb(i))*(L^3))/(visc(indl(i))^2));
NuL(i) = (0.088*(GrL(i)^(1/3))*((Tr(i)/Tamb(i))^0.18)*
        (cosd(teta(i))^(2.47))*((dabert/dcav)^m));
hin(i) = ((NuL(i)*k(indl(i)))/dabert);
Qin(i) = hin(i)*Aincav*(Tr(i)-Tamb(i));
% % %
% % % CONVECÇÃO FORÇADA NA CAVIDADE PARA FORA DO RECEPTOR
Fteta = (0.163+((0.749*sind(teta(i)))-(0.502*sind(2*teta(i)))+
        (0.327*sind(3*teta(i)))));
Aecav = (pi*(0.1^2));
hef(i) = fteta*(Vvent(i)^1.401);
Qef(i) = hef(i)*Aecav*(Tr(i)-Tamb(i));
% % %
% % % Nusselt e Coeficiente para calcular a transferencia por condução
Nuef(i) = (0.664*(Re(i)^(1/2))*(Pr(indl(i))^(1/3)));
hef1(i) = ((Nuef(i)*k(indl(i)))/0.25);
% % %
end

% ***** %
%                                     PERDAS POR CONDUÇÃO NO RECEPTOR %
%
% % % Características do Receptor
L=0.20;
Lic=0.1;
kic=401;
Aic=(pi*(0.2/2)^2)+(2*pi*(0.2/2)*0.15);
Liso=0.087;
kiso=0.046;
Aiso=(2*pi*(0.287/2)*0.15);
Laco=0.003;
Aaco=((2*pi*(0.29/2)*0.25));
Aec=(0.25*2*pi*((0.29/2)));
R1=(0.189/2);
R2=(0.287/2);
R3=(0.29/2);
kaco=14.9;
% % % CALCULANDO A PERDA POR CONDUÇÃO
for i = 1:loop
% % % CALCULANDO AS PERDAS POR CONDUÇÃO NA PARTE EXTERNA DO COLETOR
QcondC(i) = ((Tr(i)-Tamb(i))/(((log(R2/R1))/(2*pi*L*kiso))+
        ((log(R3/R2))/(2*pi*L*kaco))+1/(hef1(i)*Aec)));
% % %
end
% ----- %

```

Scripts para Modelagem Matemática Controlada

Script desenvolvido em MATLAB para calcular as perdas térmicas no receptor do sistema Dish Stirling através do equacionamento da modelagem matemática, para as condições específicas analisadas através dos testes com as variáveis controladas.

```

% % % CALCULO DAS TRANSFERÊNCIAS DE CALOR NO RECEPTOR DO DISH STIRLING.
% % % MODELAGEM MATEMÁTICA CONTROLADA
% % % André Leandro de Souza
% % % UNIFEI - ITAJUBÁ - MG
% % % LIMPANDO AS VARIÁVEIS
clear all;
% % % LIMPANDO A TELA
clc;
% % % Numero de repetições Relacionado a Temperatura máxima para p calculo
loop = 850;
% % % Angulo de Inclinação do Receptor (modificado a cada teste)
teta = 0;
% ***** %
% IMPORTANDO ARQUIVO EXCEL %
%
% ----- %
% % % Importando Tabela do Excel com os dados para calculo
% % % como Temperatura do Receptor, Velocidade do AR
dados = 'TempReceptor.xlsx';
% % % Importando Tabela com as propriedades do ar para latm Incropera
prop = 'TabPropAR.xlsx';
% ***** %
% ADQUIRINDO DADOS DO EXCEL PARA CADA VARIÁVEL RESPECTIVA %
%
% ----- %
% % % Tr é a temperatura na face do receptor
Tr = xlsread(dados,'A:A')+293.15;
% % % Tamb é a temperatura do ambiente
Tamb = xlsread(dados,'B:B')+273.15;
% % % Velocidade do Vento
Vvent = xlsread(dados,'C:C');
% % % Viscosidade cinemática
visc = xlsread(prop,'E:E');
% % % Coeficiente de transferência de calor
k = xlsread(prop,'F:F');
% % % Número de Prandtl
Pr = xlsread(prop,'H:H');
% % % Difusividade térmica
alpha = xlsread(prop,'G:G');
% % % Densidade do AR
Rho = xlsread(prop,'B:B');
% % % Viscosidade dinâmica
Mi = xlsread(prop,'D:D');
% ***** %
% DIMENSÕES CARACTERISTICAS DA GEOMETRIA DO RECEPTOR %
%
% ----- %
% % % Diametro do Receptor e da Abertura do Dish Stirling
drec=20/100;
% % % Raio do Receptor e da Abertura
rrec=drec/2;
% % % Área do receptor (cavidade)
Arec = pi*(rrec^2);
% % % Área do Isolamento Termico de Fibra de Vidro
AGlass = ((pi*(0.14^2))-(pi*(0.10^2)));

```

```

% % % Área da carcaça do receptor (lado Interno)
AiShell = (2*pi*0.14*0.10);
% % % Diametro de abertura
Dabert = 0.2;
% % % Diametro da cavidade do receptor parte interna
Dcav = 0.287;
% % % Comprimento caracteristico da abertura do receptor
L = 0.2;
% % % COMPRIMENTO CARACTERISTICO DO RECEPTOR (RAIO)
Lc = 0.1;
% % % Coeficiente geometrico para calcular NuL.
m = (1.12 - (0.98*(Dabert/Dcav)));
% ***** %
%          COEFICIENTES ENVOLVIDOS NO CALCULO DAS PERDAS POR RADIAÇÃO          %
% _____ %
% % % Constante de Stefan-Boltzmann
sigma = 5.667*10^-8;
% % % Emissividade da superfície do absorvedor.
epsilonRec = 0.67;
% % % Emissividade para a fibra de Vidro.
epsilonGlass = 0.4;
% % % Emissividade para a Carcaça do Receptor Tabela fica entre
% % % 0.35 p/ T=500°C e 0.45 p/ T=700°C
epsilonShell = 0.45;
% ***** %
%          PERDAS POR RADIAÇÃO NO RECEPTOR          %
% _____ %
for i = 1:loop
% % % Calculando a perda por radiação no receptor do Dish Stirling.
QrRec(i) = epsilonRec * sigma * Arec * ((Tr(i)^4)-(Tamb(i)^4));
QrIso(i) = epsilonGlass * sigma * AGlass * ((Tr(i)^4)-(Tamb(i)^4));
QrShell(i) = epsilonShell * sigma * AiShell * ((Tr(i)^4)-(Tamb(i)^4));
end
% ***** %
%          PERDAS POR CONVECÇÃO NO RECEPTOR          %
% _____ %
for i=1:loop
% % % Tf é a temperatura de filme, Temperatura média.
Tf(i) = (Tamb(i)+Tr(i))/2;
% % % If para determinar o ind1 que serve para verificar
% % % a viscosidade de acordo com a temperatura.
if Tf(i) < 100
ind = 2;
else
for j = 1:Tf(i)
if j > (Tf(i)-1) && j < (Tf(i)+1)
ind = j;
else
if j == (Tf(i))
ind= j;
else
ind= 1;
end
end
end
% % % Indice da temperatura de filme para detrmnar Visc e Pr.
ind1(i) = ind;
% % % Calculando Beta para Calcular Grasholf.
Beta(i) = 1/Tf(i);
% % % Calculando Número de Reynolds.

```

```

Re(i) = ((Vvent(i))*0.2)/(visc(indl(i)));
% % % Calculando Número de Grashof.
Gr(i) = (((9.81)*(Beta(i))*((Tr(i))-(Tamb(i)))*(Lc)^3)/
        ((visc(indl(i)))^2));
% % % Verificação de convecção Forçada ou Natural.
Verif(i) = (Gr(i)/((Re(i))^2));
% % % Calculando Número de Rayleigh.
Ra(i) = (Gr(i) * Pr(indl(i)));
% ***** %
%          Convecção natural e Forçada Na Cavityade %
% ----- %
% % % Diametro da abertura do Receptor.
Darec = 0.20;
% % % Comprimento Caracteristico da Abertura do Receptor.
Lcrec = sqrt(0.10^2*pi);
% % % Variavel auxiliar para Número de Nusselt.
m = (1.12-(0.982*(Darec/Lcrec)));
% % % Calculando Número de Nusselt para Conv. Natural c/ inclinação.
Nuin(i) = 0.088 * ((Gr(i))^(1/3))*(((Tr(i))/(Tamb(i)))^0.18)*
          ((cosd(teta))^2.47)*(((Darec)/(Lcrec))^m);
% % % Coeficiente de convecção natural na cavidade inclinada.
Hin(i) = ((Nuin(i)*k(indl(i)))/Dabert);
% % % Calculo da perdas por convecção natural interna
QinRec(i) = Hin(i)*Arec*(Tr(i)-Tamb(i));
QinIso(i) = Hin(i)*AGlass*(Tr(i)-Tamb(i));
QinShell(i) = Hin(i)*AiShell*(Tr(i)-Tamb(i));
% % % Convecção Forçada considerando a inclinação do Receptor.
Fteta (i) = ((0.1634)+(0.7498*(sind(teta)))-(0.502*(sind(2*teta)))+
            (0.3278*(sind(3*teta))));
% % % Coeficiente de Convecção forçada na cavidade inclinada.
Hif(i) = ((Fteta(i))*((Vvent(i))^1.401));
% % % Calculo das perdas por convecção forçada na cavidade inclinada.
QifRec(i) = Hif(i) * Arec * (Tr(i)-Tamb(i));
QifIso(i) = Hif(i) * AGlass * (Tr(i)-Tamb(i));
QifShell(i) = Hif(i) * AiShell * (Tr(i)-Tamb(i));
TR(i)=Tr(i);
end
% ***** %
%          PERDAS POR CONDUÇÃO/CONVECÇÃO NO RECEPTOR ext %
% ----- %
% % % Caracteristicas do Receptor
L = 0.20;
Rrec = (0.20/2);
Riso = (0.28/2);
Rshell = (0.29/2);
kiso = 0.046;
kaco = 14.9;
Aer=(0.25*2*pi*((0.29/2)));
for i = 1:loop
    Nuef(i)=(0.664*(Re(i)^(1/2))*(Pr(indl(i))^(1/3)));
    HeA(i)=((Nuef(i)*k(indl(i)))/0.25);
    QcondA(i) = ((Tr(i)-Tamb(i))/(((log(Riso/Rrec))/(2*pi*L*kiso))+
        ((log(Rshell/Riso))/(2*pi*L*kaco))+1/(HeA(i)*Aer)));
end
% ***** %
% ----- %
% ***** %

```

APÊNDICE B – Tabelas Auxiliares para o MATLAB

Tabela Interpolada das Propriedades do Ar

A tabela das propriedades do ar de acordo com a temperatura tem seus valores interpolados para as temperaturas de 100 K até 1000 K, valores necessários para os cálculos da modelagem matemática através do MATLAB. Por questão de espaço os valores exibidos na tabela estão reduzidos a um exemplo, pois a tabela completa consumiria 16 páginas.

Tabela Apêndice B. 1 - Tabela das propriedades do Ar a pressão atmosférica para temperatura de 100°K a 1000° K.

T [K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg.K]	μ [N.s/m ²]	ν [m ² /s]	k [W/m.K]	α [m ² /s]	Pr
273	1,287382	1,006460	1,71E-05	1,35E-05	0,024140	1,89E-05	0,714020
274	1,282716	1,006480	1,72E-05	1,36E-05	0,024220	1,91E-05	0,713760
275	1,278050	1,006500	1,72E-05	1,37E-05	0,024300	1,92E-05	0,713500
276	1,273384	1,006520	1,73E-05	1,38E-05	0,024380	1,93E-05	0,713240
277	1,268718	1,006540	1,73E-05	1,38E-05	0,024460	1,95E-05	0,712980
300	1,161400	1,007000	1,85E-05	1,59E-05	0,026300	2,25E-05	0,707000
301	1,158072	1,007040	1,85E-05	1,60E-05	0,026374	2,26E-05	0,706860
302	1,154744	1,007080	1,86E-05	1,61E-05	0,026448	2,28E-05	0,706720
303	1,151416	1,007120	1,86E-05	1,62E-05	0,026522	2,29E-05	0,706580
400	0,871100	1,014000	2,30E-05	2,64E-05	0,033800	3,83E-05	0,690000
401	0,869158	1,014140	2,31E-05	2,65E-05	0,033870	3,85E-05	0,689920
402	0,867216	1,014280	2,31E-05	2,66E-05	0,033940	3,87E-05	0,689840
403	0,865274	1,014420	2,31E-05	2,68E-05	0,034010	3,88E-05	0,689760
500	0,696400	1,030000	2,70E-05	3,88E-05	0,040700	5,67E-05	0,684000
501	0,695130	1,030200	2,70E-05	3,89E-05	0,040764	5,69E-05	0,683980
502	0,693860	1,030400	2,71E-05	3,91E-05	0,040828	5,71E-05	0,683960
503	0,692590	1,030600	2,71E-05	3,92E-05	0,040892	5,73E-05	0,683940
600	0,580400	1,051000	3,06E-05	5,27E-05	0,046900	7,69E-05	0,685000
601	0,579504	1,051240	3,06E-05	5,28E-05	0,046956	7,71E-05	0,685100
602	0,578608	1,051480	3,06E-05	5,30E-05	0,047012	7,73E-05	0,685200
603	0,577712	1,051720	3,07E-05	5,31E-05	0,047068	7,75E-05	0,685300
770	0,452740	1,091800	3,61E-05	7,98E-05	0,055860	1,13E-04	0,704800
771	0,452162	1,092040	3,61E-05	8,00E-05	0,055908	1,14E-04	0,704940
772	0,451584	1,092280	3,61E-05	8,01E-05	0,055956	1,14E-04	0,705080
773	0,451006	1,092520	3,62E-05	8,03E-05	0,056004	1,14E-04	0,705220
800	0,435400	1,099000	3,70E-05	8,49E-05	0,057300	1,20E-04	0,709000
801	0,434886	1,099220	3,70E-05	8,51E-05	0,057346	1,20E-04	0,709140
802	0,434372	1,099440	3,70E-05	8,53E-05	0,057392	1,20E-04	0,709280
997	0,349304	1,140400	4,24E-05	1,21E-04	0,066556	1,67E-04	0,725820
998	0,348936	1,140600	4,24E-05	1,22E-04	0,066604	1,67E-04	0,725880
999	0,348568	1,140800	4,24E-05	1,22E-04	0,066652	1,68E-04	0,725940
1000	0,348200	1,141000	4,24E-05	1,22E-04	0,066700	1,68E-04	0,726000

Tabela das Variáveis Controladas

A tabela das variáveis controladas é utilizada para inserir as variáveis de entrada para os cálculos no script do MATLAB. As variáveis devem ser alteradas anteriormente a cada teste realizado. Essa é uma tabela de exemplo, pois ela completa possui os valores de temperatura de 0° C a 1500° C, num total de 10 páginas.

Tabela Apêndice B. 2 - Tabela das propriedades do Ar a pressão atmosférica para temperatura de 100°K a 1000° K.

<i>T</i> [°C]	<i>Tamb</i> [°C]	<i>Vvent</i> [m/s]	<i>T</i> [°C]	<i>Tamb</i> [°C]	<i>Vvent</i> [m/s]	<i>T</i> [°C]	<i>Tamb</i> [°C]	<i>Vvent</i> [m/s]
0	20	16	51	20	16	102	20	16
1	20	16	52	20	16	103	20	16
2	20	16	53	20	16	104	20	16
3	20	16	54	20	16	105	20	16
4	20	16	55	20	16	106	20	16
5	20	16	56	20	16	107	20	16
6	20	16	57	20	16	108	20	16
7	20	16	58	20	16	109	20	16
8	20	16	59	20	16	110	20	16
9	20	16	60	20	16	111	20	16
10	20	16	61	20	16	112	20	16
11	20	16	62	20	16	113	20	16
12	20	16	63	20	16	114	20	16
13	20	16	64	20	16	115	20	16
14	20	16	65	20	16	116	20	16
15	20	16	66	20	16	117	20	16
16	20	16	67	20	16	118	20	16
17	20	16	68	20	16	119	20	16
18	20	16	69	20	16	120	20	16
19	20	16	70	20	16	121	20	16
20	20	16	71	20	16	122	20	16
21	20	16	72	20	16	123	20	16
22	20	16	73	20	16	124	20	16
23	20	16	74	20	16	125	20	16
24	20	16	75	20	16	126	20	16
25	20	16	76	20	16	127	20	16
26	20	16	77	20	16	128	20	16
27	20	16	78	20	16	129	20	16
28	20	16	79	20	16	130	20	16
29	20	16	80	20	16	131	20	16
30	20	16	81	20	16	132	20	16
31	20	16	82	20	16	133	20	16
32	20	16	83	20	16	134	20	16

APÊNDICE C – Resultados da Simulação Computacional para o Escoamento no Receptor Real.

A Figura Apêndice C. 1 e a Figura Apêndice C. 2 apresentam os perfis de pressão para o escoamento de ar da simulado para o receptor real, do sistema Dish Stirling. A Figura Apêndice C. 3 mostra as linhas de corrente e a Figura Apêndice C. 4 os campos de vorticidade para esse mesmo escoamento de ar.

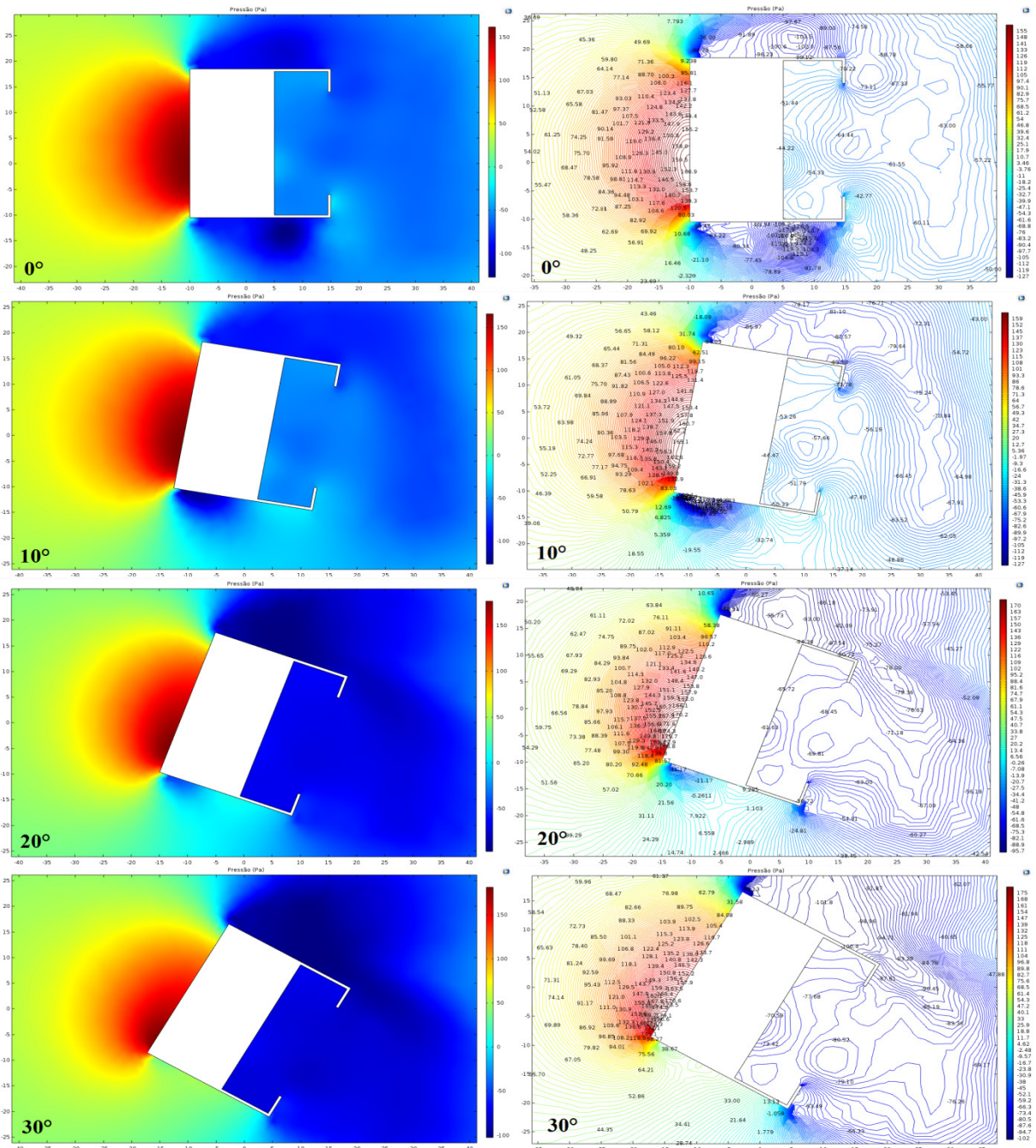


Figura Apêndice C. 1 - Perfil de pressões para a análise de escoamento de ar no receptor real com as inclinações de 0° a 30°.

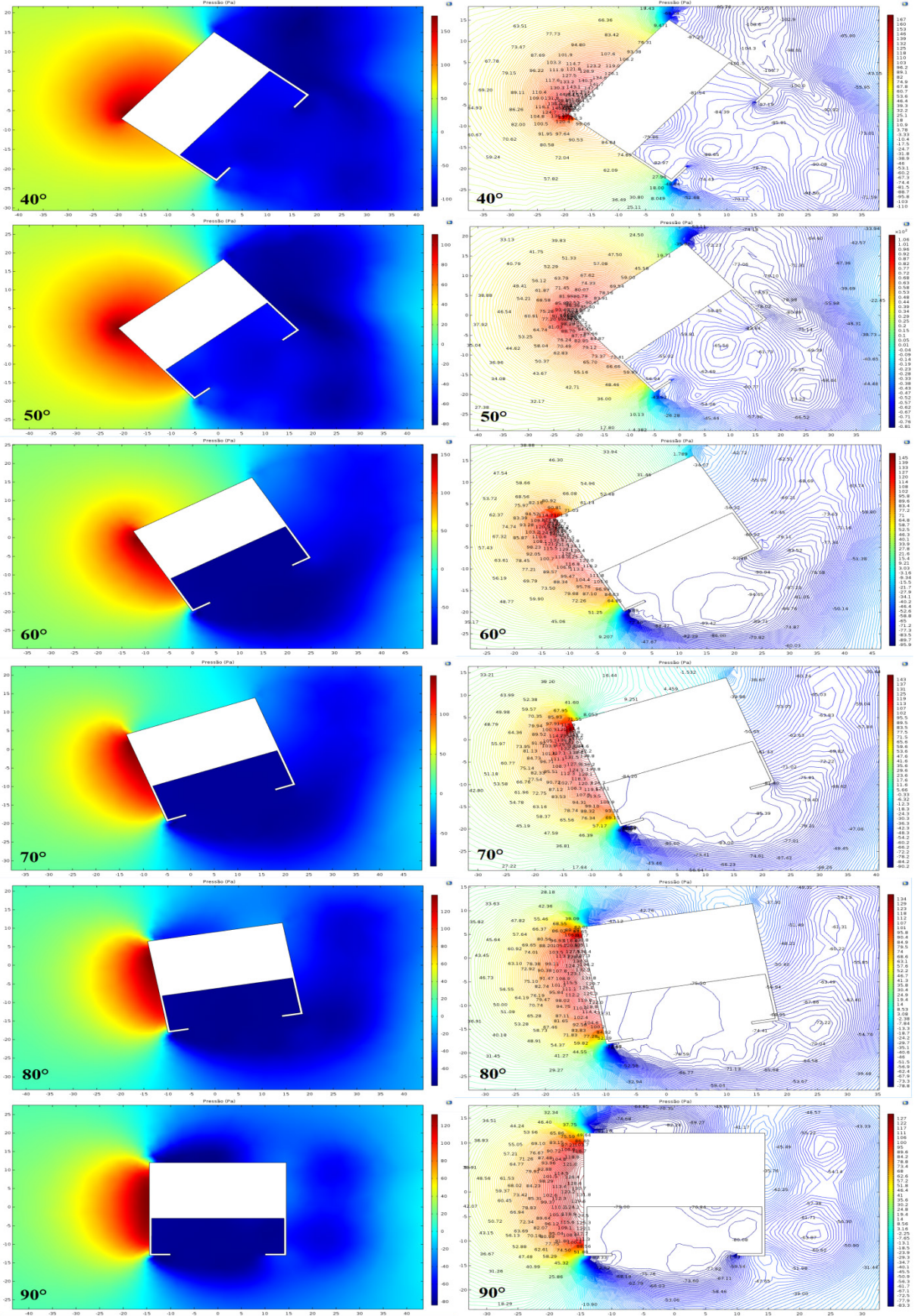


Figura Apêndice C. 2 - Perfil de pressões para a análise de escoamento de ar no receptor real com as inclinações de 40° a 90°.

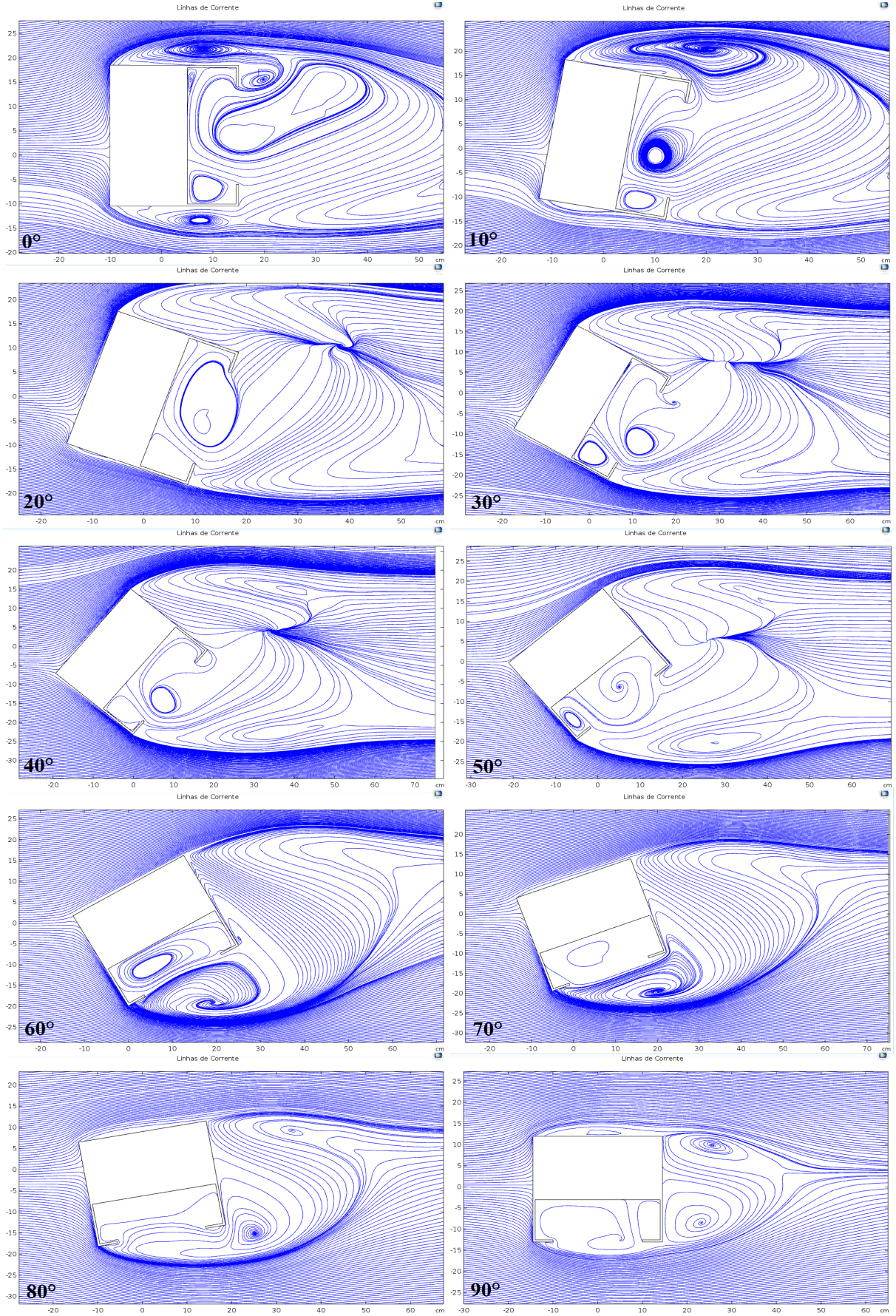


Figura Apêndice C. 3 - Linhas de corrente do escoamento para o receptor real nas inclinações de 0° a 90°.

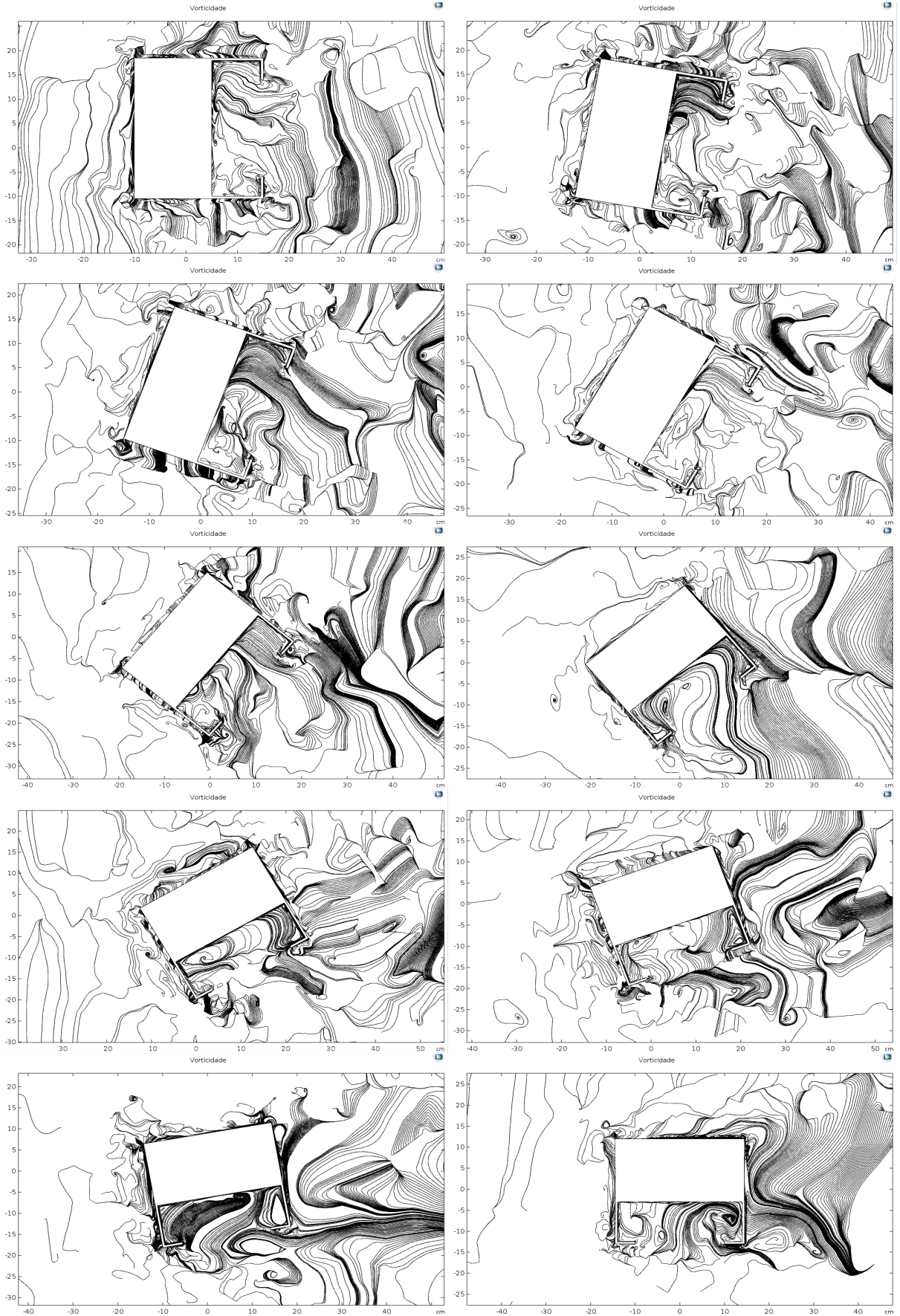


Figura Apêndice C. 4 - Campo de vorticidade do escoamento de ar no receptor para as inclinações de 0° a 90° .

7 REFERÊNCIAS

- ABDELAZIZ, E. A.; SAIDUR, R.; MEKHILEF, S. A review on energy saving strategies in industrial sector. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, p. 150-168, 2011.
- AMARANTE, O. A. C. D.; ZACK, M. B. E. J.; SÁ, A. L. D. **Atlas Do Potencial Eólico Brasileiro**. Brasília: Cresesb/Cepel, 2001. 45 p.
- ANDERSON, T. R.; HAWKINS, E.; JONES, P. D. CO₂, the greenhouse effect and global warming: from the pioneering work of Arrhenius and Callendar to today's Earth System Models. **Endeavour**, v. 40, n. 3, p. 178-187, Setembro 2016.
- ANEEL, AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**. 3^a. ed. Brasília: Aneel, 2008. 236 p.
- ANNEEL, AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Micro e minigeração distribuída: sistema de compensação de energia elétrica**. Brasília: ANEEL, 2016. 31 p.
- AQUILA, G. et al. An overview of incentive policies for the expansion of renewable energy generation in electricity power systems and the Brazilian experience. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, p. 1090-1098, 2017.
- ARCH DAILY. **ARCH DAILY - Notícias - Ivanpah Solar Power Facility - uma impressionante "fazenda solar" no deserto do Mojave**, 2014. Disponível em: <<https://www.archdaily.com.br/br/01-169866/ivanpah-solar-power-facility-uma-impressionante-fazenda-solar-no-deserto-do-mojave>>. Acesso em: 08 mar. 2018.
- ATLANTIS RESOURCES. **Atlantis Resources - Turbines & Engineering Services - Technology History**. Disponível em: <<https://www.atlantisresourcesltd.com/services/turbines/history/>>. Acesso em: 11 mar. 2018.
- BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7^a. ed. New York: John Wiley & Sons, 2011.
- BIG - ANEEL. **Aneel - BIG - Banco de Informações de Geração - Fontes de Energia**, 2018. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/Combustivel.cfm>>. Acesso em: 11 jun. 2018.
- CABALLERO, G. E. C. Estudo e Modelagem dos Componentes de um Sistema Dish Stirling Visando à Otimização da Potência e a Eficiência do Sistema. **Dissertação (Mestrado) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá**, Itajubá - MG, Novembro 2013. 158 p.
- CABALLERO, G. E. C. et al. Análisis de un sistema de Dish Stirling trabajando con receptor DIR y con receptor Heat Pipe. **Convención Internacional de Ciencias Técnicas.**, Santiago de Cuba, Cuba., 2014. vol. 1, pp. 1-6.
- CABALLERO, G. E. C. et al. Optimization of a Dish Stirling system working with DIR-type receiver using multi-objective techniques. **Applied Energy**, v. 204, p. 271-286, 2017.
- CARNEIRO, T. F. et al. Biorefinery study of availability of agriculture residues and wastes for integrated biorefineries in Brazil. **Resources, Conservation and Recycling**, v. 77, p. 78-88, Agosto 2013.
- CASTELLANOS, L. S. M. Modelagem de Sistemas de Geração de Eletricidade a Partir de Energia Solar Utilizando Pratos Parabólicos e Motores Stirling (Dish/Stirling). **Dissertação**

(Mestrado) - Instituto de Engenharia de Energia, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá - MG, 2012. 143 p.

CASTELLANOS, L. S. M. et al. Modeling of a Cavity Receiver of a Solar Dish / Stirling System. **22nd International Congress of Mechanical Engineering - COBEM**, Ribeirão Preto-SP, 2013. 714-724.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**. Porto Alegre-RS, Brasil.: AMGH Editora Ltda., 2012.

COMSOL. **Consol Multiphysics - Documentation**, 2017. Disponível em: <<https://br.comsol.com/documentation>>. Acesso em: 14 Março 2018.

COPPE UFRJ. **Coppe UFRJ - Projetos e Pesquisas - A Energia que vem do Mar - Usina de Ondas**, 2017. Disponível em: <<http://www.coppenario20.coppe.ufrj.br/?p=805>>. Acesso em: 11 mar. 2018.

DUTTA, P. High temperature solar receiver and thermal storage systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 124, p. 624-632, Setembro 2017.

EPE, EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balço Energético Nacional 2017 - Ano Base 2016**. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética - EPE, 2017. 292 p.

FERREIRA, V. R. et al. A foundation for the strategic long-term planing of the renewable energy sector in Brazil: Hydroelectric and wind energy in the face of climate change scenarios. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 72, p. 1124-1137, 2017.

GARCÍA, L.; BURISCH, M.; SANCHEZ, M. Spillage estimation in a heliostats field for solar field optimization. **Energy Procedia**, p. 1269-1276, 2015.

HAFEZ, A. Z. et al. Design analysis of solar parabolic trough thermal collectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, p. 1215-1260, Fevereiro 2018.

HEJAZI, R. Nuclear energy: Sense or nonsense for enviromental challenges. **International Journal of Sustainable Built Environment.**, v. 6, n. 2, p. 693-700, dez. 2017.

HIDREL. **Hidrel - Hidráulica & Elétrica - Dicas - Boas Práticas com Aquecedor Solar**, 2017. Disponível em: <<http://www.hidrel.net.br/7-boas-praticas-com-aquecedor-solar/>>. Acesso em: 11 mar. 2018.

HOFSETZ, K.; SILVA, M. A. Brazilian sugarcane bagasse: Energy and non-energy consumption. **Biomass and Bioenergy**, v. 46, p. 564-573, Novembro 2012.

HUSSAIN, T. et al. Study of heat transfer through a cavity receiver for a solar powered advanced Stirling engine generator. **Applied Thermal Engineering**, v. 104, p. 751-757, Julho 2016.

IEA, INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key World Energy Statistics**. Paris. 2016.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro - RJ, Brasil: LTC, 2013.

INNOVA, APPLIED BRILLIANCE. **Trinum Solar Dish System Cogenerative e Thermal Modules - Technical Manual for Installation and Use**. Pescara - PE - Italia. 2014.

IPCC. **Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. IPCC. Geneva, Switzerland, p. 151. 2014.

IRENA. **Renewable Power Generation Cost in 2017**. Abu Dhabi. 2018.

- ITAIPU BINACIONAL. Itaipu Binacional. www.itaipu.gov.br. Disponível em: <<https://www.itaipu.gov.br/capa-energia>>. Acesso em: 11 mar. 2018.
- JILTE, R. D.; KEDARE, S. B.; NAYAK, J. K. Natural Convection and Radiation Heat Loss from Open Cavities of Different Shapes and Sizes Used with Dish Concentrator. **Mechanical Engineering Research**, v. 3, p. 25-43, Janeiro 2013.
- JILTE, R. D.; KEDARE, S. B.; NAYAK, J. K. Investigation on Convective Heat Losses from Solar Cavities under Wind Conditions. **Energy Procedia**, v. 57, p. 437-446, 2014.
- KARAKAYA, E.; SRIWANNAWIT, P. Barriers to the adoption of photovoltaic systems: The state of the art. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 49, p. 60-66, Setembro 2015.
- KHAN, N. et al. Review of ocean tidal, wave and thermal energy technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 72, p. 590-604, Maio 2017.
- LANGONE, N. Analisi Sperimentale di un Sistema Microgenerativo Dish Stirling. **Corso di Laurea in - Ingegneria Energetica, Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione, Politecnico Di Milano, Milano, MI, Italia, 2015. 98 p.**
- LEITE, A. D. **A energia do Brasil**. 2ª ed rev. atual. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2007. 2ª reimpressão.
- LIVINGSTON, W. Sun, Energy from. **Encyclopedia of Energy**, v. 5, p. 777-788, 2004.
- LUCENA, A. F. P. D. et al. The vulnerability of renewable energy to climate change in Brazil. **Energy Policy**, v. 37, p. 879-889, 2009.
- LUZ, F. C. et al. Techno-economic analysis of municipal solid waste gasification for electricity generation in Brazil. **Energy Conversion and Management**, v. 103, p. 321-337, Outubro 2015.
- MANGILI, P. V. et al. Eco-efficiency evaluation of acetone-methanol separation processes using computational simulation. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 123, p. 100-110, Janeiro 2018.
- MARTÍN, E. P. et al. Graphic study and geovisualization of the old windmills of La Mancha (Spain). **Applies Geography**, v. 31, n. 3, p. 941-949, Julho 2011.
- MCDONALD, C. G. **Heat loss from an open cavity**. Pomona - CA, United States of America. 1995.
- MELO, C. A. D.; JANNUZZI, G. D. M.; BAJAY, S. V. Nonconventional renewable energy governance in Brazil: Lessons to learn the German experience. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, p. 222-234, 2016.
- MICROGEN ENGINE CORPORATION. **Microgen Engine Corporation - Products - Engines**, 2015. Disponível em: <<http://www.microgen-engine.com/products/engines/>>. Acesso em: 11 mar. 2018.
- NASA - AERONET. **NASA - Aeronet - AeroSol Robotic Network - Solar Flux - Data**, 2018. Disponível em: <<https://solrad-net.gsfc.nasa.gov/data.html>>. Acesso em: 19 abr. 2018.
- NASA. **Nasa - Climate Changes - Evidences**, 2018. Disponível em: <<https://climate.nasa.gov/evidence/>>. Acesso em: 20 abr. 2018.
- NREL - NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY. **NREL - National Renewable Energy Laboratory - CSP - Solarpace - Linear Fresnel**, 2016. Disponível em: <https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_technology.cfm>. Acesso em: 17 abr. 2018.

- NUNES, L. J. R.; MATIAS, J. C. O.; CATALÃO, J. P. S. Biomass in the generation of electricity in Portugal: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 71, p. 373-378, Maio 2017.
- OROZCO, D. J. R. et al. Avaliação do Comportamento de Microturbinas Operando com Biodiesel Sebo Bovino e Diesel de Cana-de-Açúcar (Farnesano). **II CONGRESSO IBEROAMERICANO DE EMPREENDEDORISMO, ENERGIA, MEIO AMBIENTE E TECNOLOGIA – CIEEMAT 2016**, Angra dos Reis - Rio de Janeiro - Brasil, 2016.
- OUYANG, Y. et al. CFD analyses of liquid flow characteristics in a rotor-stator reactor. **Chemical Engineering Research and Design**, p. In press, Accepted Manuscript, Abril 2018.
- PAVLOVIC, M. D.; PENOT, F. Experiments in the Mixed Convection Regime in an Isothermal Open Cubic Cavity. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 4, n. 6, p. 648-655, 1991.
- PEREIRA, E. B. et al. **Atlas Brasileiro de Energia Solar**. 1^a. ed. São José dos Campos: INPE, 2006.
- PEREIRA, E. B. et al. **Atlas Brasileiro de Energia Solar**. 2^a. ed. São José dos Campos - SP: INPE, 2017. 88 p.
- PEREIRA, M. G. et al. The renewable energy market in Brazil: Current status and potential. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 6, p. 3786-3802, Agosto 2012.
- PIAUI HOJE. **Piauí Hoje - Home - Geral - Piauí ganhou nove parques eólicos na Chapada do Araripe**, 2017. Disponível em: <<http://piauihoje.com/noticias/piaui-ganhou-nove-parques-eolicos-na-chapada-do-araripe/>>. Acesso em: 11 mar. 2018.
- PINHO, J. T.; GALDINO, M. A. **Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos**. Rio de Janeiro: CEPREL-CRESESB, 2014. 530 p.
- PRAKASH, M.; KEDARE, S. B.; NAYAK, J. K. Investigations on heat losses from a solar cavity receiver. **Solar Energy**, v. 83, n. 2, p. 157-170, Fevereiro 2009.
- REINALTER, W. et al. Detailed Performance Analysis of 10kW Dish/Stirling System. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 130, p. 6, Fevereiro 2008.
- REN21. **Renewables 2015 Global Status Report**. Paris, p. 251. 2015.
- REN21. **Renewable 2018 Global Status Report**. Paris, p. 325. 2018.
- SAMPAIO, P. G. V.; GONZÁLEZ, M. O. A. Photovoltaic solar energy: Conceptual framework. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 74, p. 590 - 601, Julho 2017.
- SBP - SCHLAICH BERGERMANN PARTNER. **SBP - Schlaich Bergermann Partner-Projects - Keys - Dish / Stirling**, 2017. Disponível em: <<https://www.sbp.de/en/project/10-kw-dishstirling-distal-ii/>>. Acesso em: 11 mar. 2018.
- SERRANO, M. I. R. **Green Energy and Technology - Concentrating Solar Thermal Technologies - Analysis and Optimisation by CFD Modelling**. Lucerna: Springer, 2017.
- SHIMELMITZ, R. et al. 'Fire at will': The emergence of habitual fire use 350,000 years ago. **Journal of Human Evolution**, v. 77, p. 196-203, December 2014.
- SOUZA, A. L. D. et al. HEAT TRANSFER MODELING IN RECEIVER/ABSORBER OF A DISH/STIRLING. **16th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2016**, Vitória, Novembro 2016.

SRILAKSHMI, G. et al. Challenges and opportunities for Solar Tower technology in India. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 45, p. 698-709, Maio 2015.

STINE, W. B.; DIVER, R. B. **A Compendium of Solar Dish/Stirling technology**. Pomona: Sandia National Laboratories, 1994. 104 p.

TOLMASQUIM, M. T. **Energia Renovável - Hidráulica, Biomassa, Eólica, Solar, Oceânica**. Rio de Janeiro - RJ: EPE - Empresa de Pesquisa Energética., 2016. 452 p.

TORRES, R. C. Energia solar fotovoltaica como fonte alternativa de geração de energia elétrica em edificações residenciais. **Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo**, São Carlos, 2012. 164 p.

TRASHORRAS, A. J. G. et al. Attenuation processes of solar radiation. Application to the quantification of direct and diffuse solar irradiances on horizontal surfaces in Mexico by means of an overall atmospheric transmittance. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 81, p. 93-106, Janeiro 2018.

TSEKOURAS, P.; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K. Optical and thermal investigation of a linear Fresnel collector with trapezoidal cavity receiver. **Applied Thermal Engineering**, v. 135, p. 379-388, Maio 2018.

TU, J.; YEOH, G. H.; LIU, C. **Computacional Fluid Dynamics - A Practical Approach**. 2^a. ed. Boston: Butterworth-Heinemann Elsevier, 2013.

UNITED NATIONS. **Report of the Conference of the Parties on its twenty-first session, held in Paris from 30 November to 13 December 2015**. Framework Convention on Climate Change. Paris: [s.n.]. 2015. p. 36.

VARUN, P.; PRAKASH, K. Effective multi-objective optimization of Stirling engine systems. **Applied Thermal Engineering**, n. 108, p. 261 - 276, 2016.

VAUGHN, N. **Introduction To Renewable Energy**. Boca Raton, US: CRC Press - Taylor&Francis Group, 2011.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. 2^a. ed. Londres: Pearson Education, 2007.

WELFLE, A. Balancing growing global bioenergy resource demands - Brazil's biomass potencial and the availability of resource for trade. **Biomass and Bioenergy**, v. 105, p. 83-95, Outubro 2017.

WISE. **Wise - Energia Inteligente - Energia Solar - Quais as Formas de Pagamento de Um Sistema Fotovoltaico na Wise?**, 2017. Disponível em: <<https://energiawise.com.br/quais-as-formas-de-pagamento-de-um-sistema-fotovoltaico-na-wise/>>. Acesso em: 11 mar. 2018.

ZHU, J.; CHEN, Z. Optical design of compact linear fresnel reflector systems. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 176, p. 239-250, Março 2018.

ANEXO A - Propriedades Termo Físicas do Ar a Pressão Atmosférica

A Tabela Anexa A.1 apresenta as propriedades termo físicas do ar a pressão atmosférica, de acordo com a temperatura.

Tabela Anexa A. 1 - Tabela utilizada como referência para realização da tabela auxiliar para o MATLAB.

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $\mathcal{M} = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667

Fonte: (BERGMAN *et al.*, 2011).

ANEXO B - Propriedades dos Sólidos que Compõem o Receptor.

A Tabela Anexa B. 1 apresenta a emissividade do Aço Inox, material que compõe o absorvedor do receptor do sistema Dish Stirling.

Tabela Anexa B. 1 - Valor de referência do material metálico que compõem o receptor do sistema Dish Stirling.

<i>Metallic Solids and Their Oxides^a</i>		Emissivity, ϵ_n or ϵ_s , at Various Temperatures (K)										
Description/Composition		100	200	300	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum												
Highly polished, film	(h)	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06						
Foil, bright	(h)	0.06	0.06	0.07								
Anodized	(h)			0.82	0.76							
Chromium												
Polished or plated	(n)	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14						
Copper												
Highly polished	(h)			0.03	0.03	0.04	0.04	0.04				
Stably oxidized	(h)					0.50	0.58	0.80				
Gold												
Highly polished or film	(h)	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06				
Foil, bright	(h)	0.06	0.07	0.07								
Molybdenum												
Polished	(h)					0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.21	0.26
Shot-blasted, rough	(h)					0.25	0.28	0.31	0.35	0.42		
Stably oxidized	(h)					0.80	0.82					
Nickel												
Polished	(h)					0.09	0.11	0.14	0.17			
Stably oxidized	(h)					0.40	0.49	0.57				
Platinum												
Polished	(h)						0.10	0.13	0.15	0.18		
Silver												
Polished	(h)			0.02	0.02	0.03	0.05	0.08				
Stainless steels												
Typical, polished	(n)			0.17	0.17	0.19	0.23	0.30				
Typical, cleaned	(n)			0.22	0.22	0.24	0.28	0.35				
Typical, lightly oxidized	(n)						0.33	0.40				
Typical, highly oxidized	(n)						0.67	0.70	0.76			
AISI 347, stably oxidized	(n)					0.87	0.88	0.89	0.90			
Tantalum												
Polished	(h)								0.11	0.17	0.23	0.28
Tungsten												
Polished	(h)							0.10	0.13	0.18	0.25	0.29

Fonte: (BERGMAN *et al.*, 2011).

A Tabela Anexa B. 2 apresenta o coeficiente de transferência de calor para o aço inox.

Tabela Anexa B. 2 - Coeficiente de transferência de Calor para o Aço Inox.

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K			
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)
Gold	1336	19300	129	317	127
Iridium	2720	22500	130	147	50.3
Iron					
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7
Stainless steels					
AISI 302		8055	480	15.1	3.91
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95
AISI 316		8238	468	13.4	3.48
AISI 347		7978	480	14.2	3.71
Lead	601	11340	129	35.3	24.1
Magnesium	923	1740	1024	156	87.6
Molybdenum	2894	10240	251	138	53.7
Nickel					
Pure	1728	8900	444	90.7	23.0
Nichrome (80% Ni, 20% Cr)	1672	8400	420	12	3.4
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1665	8510	439	11.7	3.1
Niobium	2741	8570	265	53.7	23.6
Palladium	1827	12020	244	71.8	24.5

Fonte: (BERGMAN et al., 2011).

A Tabela Anexa B. 3 apresenta o coeficiente de transferência de calor para fibra de vidro, material que compõe o isolamento térmico do receptor do sistema Dish Stirling.

Tabela Anexa B. 3 - Coeficiente de transferência de Calor para a Fibra de Vidro.

<i>Insulating Materials and Systems</i>			
Description/Composition	Typical Properties at 300 K		
	Density, ρ (kg/m ³)	Thermal Conductivity, k (W/m·K)	Specic Heat, c_p (J/kg·K)
Blanket and Batt			
Glass fiber, paper faced	16	0.046	—
	28	0.038	—
	40	0.035	—
Glass fiber, coated; duct liner	32	0.038	835
Board and Slab			
Cellular glass	145	0.058	1000
Glass fiber, organic bonded	105	0.036	795
Polystyrene, expanded			
Extruded (R-12)	55	0.027	1210
Molded beads	16	0.040	1210
Mineral fiberboard; roofing material	265	0.049	—
Wood, shredded/cemented	350	0.087	1590
Cork	120	0.039	1800
Loose Fill			
Cork, granulated	160	0.045	—
Diatomaceous silica, coarse	350	0.069	—
Powder	400	0.091	—
Diatomaceous silica, fine powder	200	0.052	—
	275	0.061	—
Glass fiber, poured or blown	16	0.043	835
Vermiculite, flakes	80	0.068	835
	160	0.063	1000

Fonte: (BERGMAN *et al.*, 2011).