

TESE DE DOUTORADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO
NATURAL E MISTA EM SISTEMAS FOTOVOLTAICOS:
ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E
DESEMPENHO DO SISTEMA**

Por:

EUGÊNIA CORNILS MONTEIRO DA SILVA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO
NATURAL E MISTA EM SISTEMAS FOTOVOLTAICOS:
ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E
DESEMPENHO DO SISTEMA**

EUGÊNIA CORNILS MONTEIRO DA SILVA

**ORIENTADOR: ANTONIO CESAR PINHO BRASIL JUNIOR,
DOCTEUR
TESE DE DOUTORADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS
PUBLICAÇÃO:
BRASÍLIA/DF: MARÇO – 2020**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓSGRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO
NATURAL E MISTA EM SISTEMAS FOTOVOLTAICOS:
ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E
DESEMPENHO DO SISTEMA**

**TESE SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS
MECÂNICAS DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE
BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA
OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.**

APROVADA POR:

Prof. Antonio Cesar Pinho Brasil Junior, Doutor (PhD.)
(Orientador)

Profa. Maria Laura Martins Costa, Doutora (PhD.)
(Examinador Externo)

Profa. Simone Monteiro e Silva, Doutora (PhD.)
(Examinador Externo)

Profa. Marcela Rodrigues Machado, Doutora (PhD.)
(Examinador Interno)

BRASÍLIA/DF, 20 DE MARÇO DE 2020.

FICHA CATALOGRÁFICA

CORNILS, EUGENIA MONTEIRO Transferência de calor por convecção natural e mista em sistemas fotovoltaicos: estudo do comportamento térmico e desempenho do sistema. [Distrito Federal] 2020.

xvi, 112 p. 210x297mm (PPGCM/FT/UnB, Doutora, Ciências Mecânicas, 2016).

Tese de Doutorado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas.

1. Transferência de calor 2. Sistema fotovoltaico 3. Convecção 4. Experimento fotovoltaico

I. ENM/FT/UnB

II. Brasília

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

CORNILS, E.M. Transferência de calor por convecção natural e mista em sistemas fotovoltaicos: modelagem e simulações. Tese de Doutorado em Ciências Mecânicas. Publicação ENM.DM – 2020, Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas, Universidade de Brasília – Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 112 p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR:EUGÊNIA CORNILS MONTEIRO DA SILVA

TÍTULO: Transferência de calor por convecção natural e mista em sistemas fotovoltaicos: estudo do comportamento térmico e desempenho do sistema.

GRAU: Doutora **ANO:**2020

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

EUGÊNIA CORNILS MONTEIRO DA SILVA
Condomínio Jardim Botânico VI
71680-369 Brasília – DF – Brasil.

AGRADECIMENTOS

A Deus e Nossa Senhora que me deram saúde, força e coragem para realizar esse sonho.

A minha filha Laís, que é o maior motivo para que eu sempre procure evoluir. E que sempre me incentivou para os estudos e teve que ceder tempo nossa convivência durante sua infância para que esse trabalho fosse realizado.

A minha mãe Fernanda Cornils que sempre me apoiou e incentivou incondicionalmente para os estudos independente do seu estado ou situação. Mesmo passando por todas as dificuldades no período de elaboração desse trabalho sempre esteve presente.

A meu Orientador Antonio Cesar Pinho Brasil Junior me conduziu para que eu buscasse evoluir na ciência e como estudante, que com sua inteligência me propôs o tema do doutorado na área que eu me interessava.

A todos os Professores que me conduziram a esse momento como Professor João Nildo, que me fez retornar a vida acadêmica e sempre me incentivou e apoio nos estudos; ao Professor Mario Benjamim Baptista de Siqueira, pela as aulas de Energia Solar e as trocas acadêmicas. Ao Professor Taygoara pelos ensinamentos e trocas acadêmicas.

A meu namorado Oscar Gaidos que passou horas e horas estudando comigo, escrevendo artigos e me apoiando quando eu não me julgava capaz.

A todos meus colegas do Laboratório LEA, em particular Rafael Mendes, Ramsay, Tiago Leite, Wesley, João Gabriel Gomes e Aramis Pinheiro sem eles esse trabalho seria impossível.

A minha irmã Fernanda Cornils, meu cunhado Lucas e meu sobrinho Leon.

A meu pai José Eugênio Monteiro da Silva, minha madrastra Moema e meu irmão Eric.

A CAPES pelo suporte financeiro.

Eugênia Cornils Monteiro da Silva

“...Não sabendo que era impossível, ele foi lá e fez...”

Jean Cocteau

“...Com grandes poderes vêm grandes responsabilidades...”

Stan Lee (Tio Ben)

“...Se um dia tiver que escolher entre o mundo e o amor lembre-se: se escolher o mundo ficará sem o amor, mas se escolher o amor com ele você conquistará o mundo.”

Einstein

RESUMO

TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL E MISTA EM SISTEMAS FOTOVOLTAICOS: ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E DESEMPENHO DO SISTEMA

Autora: Eugenia Cornils Monteiro da Silva

Orientador: Antonio Cesar Pinho Brasil Junior, doutor

Departamento de Engenharia Mecânica

Brasília, 20 de Março de 2020.

Esse trabalho avaliou o funcionamento de módulos fotovoltaicos levando em consideração o balanço térmico e o funcionamento elétrico. No balanço térmico foram analisadas as formas de transferência de calor como irradiância e convecção natural, mista e forçada. O problema clássico das placas inclinadas planas foi revisitado para entender o comportamento do módulo fotovoltaico e as correlações existentes utilizando números adimensionais como Grashof (Gr), Prandtl (Pr), Rayleigh (Ra), Reynolds (Re), Richardson (Ri) e Nusselt (Nu). Para isso foram desenvolvidos: bancadas experimentais, simulação numérica e o modelo matemático.

A princípio, na convecção natural foram comparados os resultados de simulação numérica e uma bancada experimental 1. Posteriormente, houve a realização de novos experimentos em uma segunda bancada aprimorada e seus resultados foram comparados a um sistema fotovoltaico em operação. Os experimentos de pequena escala obtiveram uma estimativa adequada quando comparados a correlações empíricas clássicas disponíveis na literatura e com relação a simulação numérica. Os dados da bancada aprimorada apresentaram uma correlação $R=0,9$ com o sistema instalado, sugerindo sua capacidade de prever o comportamento do desempenho térmico do sistema.

Além disso, foi desenvolvido um modelo matemático para o comportamento de módulos solares fotovoltaicos, envolvendo uma descrição detalhada do processo fotônico de conversão de energia bem como do balanço térmico e suas trocas com o ambiente. Este modelo proporciona uma estimativa precisa da temperatura do módulo, em face às condições de radiação solar incidente e climatológicas ao longo do dia. Uma avaliação de sensibilidade de parâmetros é apresentada, bem como os resultados do comportamento em diferentes condições de operação do módulo, variando-se condições de irradiância e demais parâmetros operacionais típicos para a região de Brasília.

Como resultados do trabalho está o desenvolvimento de simulações numéricas e do método experimental com resultados capazes de prever o desempenho térmico por convecção de uma usina em operação. O desenvolvimento de um modelo linearizado com potencial de previsão da temperatura dos módulos e estimativas de erro da temperatura e da potência associados a variação dos coeficientes de transferência de calor por convecção para melhoria das estimativas de geração de usinas fotovoltaicas através da estimativa do erro.

ABSTRACT

NATURAL AND MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER IN PHOTOVOLTAIC SYSTEMS: STUDY OF THERMAL BEHAVIOUR AND SYSTEM PERFORMANCE

Author: Eugênia Cornils Monteiro da Silva

Advisor: Antonio Cesar Pinho Brasil Junior, PhD.

Department: Mechanical Engineering

Brasília, 20 de Março de 2020.

This work evaluated the operation of photovoltaic modules taking into account the thermal balance and the electrical operation. The thermal balance evaluated the forms of heat transfer such as natural, mixed and forced irradiation and convection. The classic problem of flat inclined plates was used to understand the behavior of the photovoltaic module and the existing correlations using dimensionless numbers such as Grashof (Gr), Prandtl (Pr), Rayleigh (Ra), Reynolds (Re), Richardson (Ri) e Nusselt (Nu). For this they were developed: the experimental benches, the numerical simulations and the mathematical model. At first, in the natural convection, the results of numerical simulation and a preliminary experimental bench were compared. Subsequently, new experiments were performed on a second bench, and their results were compared to a photovoltaic system in operation. Small-scale experiments obtained an appropriate estimate when comparing classical empirical correlations available in the literature and in relation to numerical simulation. Improved bench data presented a correlation $R=0.9$ with the installed system, suggesting its ability to predict performance behavior.

In addition, a mathematical model was developed for the behavior of solar photovoltaic modules, involving a detailed description of the photonic energy conversion process as well as of the thermal balance and its exchanges with the environment. This model provides an accurate estimation of the module temperature, in view of the incident and climatological solar radiation conditions throughout the day. An evaluation of the sensitivity of parameters is presented, as well as the results of the behavior in different operating conditions of the module, varying irradiation conditions and other typical operational parameters for the Brasilia region.

The results of the work are the development of numerical simulations and the experimental method with results capable of predicting the thermal performance by convection of a plant in operation. The development of a linear model with potential for module temperature prediction and estimates of temperature and power error associated with variation of convection heat transfer coefficients to improve power plant generation estimates photovoltaic by estimating the error.

SUMÁRIO

| | | |
|---------|---|-----|
| 1. | INTRODUÇÃO..... | 11 |
| 1.1 | OBJETIVO..... | 14 |
| 1.1.1 | OBJETIVO GERAL..... | 14 |
| 1.1.2 | OBJETIVO ESPECÍFICOS..... | 14 |
| 1.1.3 | PUBLICAÇÕES | 15 |
| 1.2 | JUSTIFICATIVA | 16 |
| 1.3 | ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO | 17 |
| 2. | CONTEXTUALIZAÇÃO GERAL DO PROBLEMA DE PESQUISA | 18 |
| 2.1 | MODELO SISTÊMICO DE CONVERSÃO DE ENERGIA EM UM MÓDULO FOTOVOLTAÍCO..... | 18 |
| 2.1.1 | Coeficientes de troca de calor..... | 21 |
| 2.1.2 | Modelo de conversão elétrica | 36 |
| 3. | METODOLOGIA..... | 41 |
| 3.1 | MODELOS NUMÉRICOS | 42 |
| 3.1.1 | SIMULAÇÃO NUMÉRICA | 42 |
| 3.1.2 | MODELO TÉRMICO LINEARIZADO E ANÁLISE DE SENSIBILIDADE | 46 |
| 3.2 | MÉTODOS EXPERIMENTAIS | 51 |
| 3.2.1 | BANCADA EXPERIMENTAL 1 | 51 |
| 3.2.2 | BANCADA EXPERIMENTAL 2 | 55 |
| 3.2.2.1 | Experimentos de convecção natural | 55 |
| 3.2.2.2 | Experimentos de convecção forçada | 58 |
| 3.3 | SISTEMA FOTOVOLTAICO EM OPERAÇÃO..... | 61 |
| 4. | RESULTADOS E DISCUSSÕES..... | 65 |
| 4.1 | RESULTADOS NUMÉRICOS..... | 65 |
| 4.1.1 | RESULTADOS SIMULAÇÃO NUMÉRICA | 65 |
| 4.1.2 | RESULTADOS DO MODELO MATEMÁTICO..... | 71 |
| 4.2 | RESULTADOS EXPERIMENTAIS..... | 77 |
| 4.2.1 | BANCADA EXPERIMENTAL 1 | 77 |
| 4.2.2 | COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS COM SIMULAÇÃO NUMÉRICA | 78 |
| 4.2.3 | BANCADA EXPERIMENTAL 2 | 81 |
| 4.3 | ANÁLISES COMPARATIVAS ENTRE RESULTADOS..... | 87 |
| 4.3.1 | SIMULAÇÃO NUMÉRICA E BANCADA EXPERIMENTAL 2..... | 87 |
| 4.3.2 | SISTEMA EM OPERAÇÃO, SIMULAÇÃO NUMÉRICA E BANCADA EXPERIMENTAL 2..... | 90 |
| 5. | CONCLUSÕES..... | 94 |
| 5.1 | SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS..... | 96 |
| | ANEXO A: LINEARIZAÇÃO DO FATOR DE RADIAÇÃO TÉRMICA..... | 97 |
| | ANEXO B: ESTUDO DE CASO DE COMPARAÇÃO ENTRE MODELOS..... | 99 |
| | REFERÊNCIAS | 105 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 2.1 Representação das trocas de calor com o meio de um painel fotovoltaico inclinado. | 18 |
| Figura 2.2 Escoamento na camada limite próximo a placa plana vertical aquecida. Exibindo gradientes de temperatura e de velocidade de escoamento do fluido. Gomes et al. (2018)..... | 22 |
| Figura 2.3 Linhas de fluxo no escoamento formado por convecção natural para uma placa plana inclinada e para uma placa plana na horizontal. | 24 |
| Figura 2.4 Direções relativas dos movimentos de flutuação induzida e de convecção forçada, adaptado de Çengel (2009)..... | 31 |
| Figura 2.5 Regime de escoamento típico num painel com $L=1,4$ m e temperatura ambiente igual a 20°C | 36 |
| Figura 2.6 Circuito equivalente de um módulo fotovoltaico..... | 37 |
| Figura 3.1 Fluxograma de processo de realização da tese. | 42 |
| Figura 3.2 Domínio de cálculo- medidas em metros | 45 |
| Figura 3.3 Detalhes da Malha (1641849 nós e 5097537 elementos)..... | 46 |
| Figura 3.4 Estrutura do código PVdyn..... | 49 |
| Figura 3.5 Suporte para controle do ângulo da bancada. | 52 |
| Figura 3.6 Esquema do experimento na bancada experimental 1. | 53 |
| Figura 3.7 Câmara de convecção natural fechada e aberta | 54 |
| Figura 3.8 a) (a esquerda) Quadro de fixação das placas e o aquecedor flexível b) (a direita) imagem termográfica do conjunto aquecido | 55 |
| Figura 3.9 Bancada do experimento 2 exibindo estrutura de fixação do ângulo de inclinação das placas | 56 |
| Figura 3.10 Experimentos realizados na camera de convecção natural..... | 57 |
| Figura 3.11 Visualização do escoamento nos experimentos realizados na câmara de convecção natural | 57 |
| Figura 3.12 Arranjo fotovoltaico de referência | 58 |
| Figura 3.13 Experimentos realizados no túnel de vento | 60 |
| Figura 3.14 Modelo de pequena escala na camera de convecção natural e no túnel de vento. | 60 |
| Figura 3.15 Sistema Fotovoltaico em operação em Centro Universitário em Brasília..... | 61 |
| Figura 3.16 Informações sobre a placa Canadian Solar CS6P-265P, utilizada no sistema fotovoltaico do UniCEUB, com dimensões de $1,63 \times 0,98$ m. adaptado de [SOLAR MANUAL, 2016]. | 62 |
| Figura 3.17 Foto termográfica do sistema em operação do UniCEUB do lado direito (A) e esquerdo (B). Pode ser observado que o gradiente de temperatura é pequeno (ou seja, tem uma distribuição uniforme de temperatura ao longo da superfície) sobre os módulos, isso permite validar as medições das amostras de temperatura. | 62 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.18 Realização das medições de temperatura na superfície dos módulos fotovoltaicos) b) Termovisor FLIR I3..... | 63 |
| Figura 3.19 Câmera FLIR A325 para avaliação da variabilidade da temperatura na superfície dos módulos..... | 64 |
| Figura 4.1 Análise de sensibilidade – Temperatura do módulo e Potência Elétrica ($T_{\infty}=25^{\circ}\text{C}$, $G=1000\text{ W/m}^2$) | 68 |
| Figura 4.2 Visualização de níveis de temperatura e linhas do escoamento no plano médio da placa ($Ra=4.5\times 10^{10}$)..... | 69 |
| Figura 4.3 Linhas de corrente 3D sobre a placa | 69 |
| Figura 4.4 Fluxo de calor e linhas de corrente sobre a superfície superior da placa ($Ra=4.5\times 10^{10}$)..... | 70 |
| Figura 4.5 Número de Nusselt – comparação CFD x Modelo empírico..... | 71 |
| Figura 4.6 Temperatura e potência elétrica convertida do módulo KYOCERA- 200T para uma faixa de operação de $\{G, U_w\}$ com $T_a=20^{\circ}\text{C}$ | 76 |
| Figura 4.7 Temperatura e potência elétrica convertida do módulo KYOCERA- 200T para uma faixa de operação de $\{G, U_w\}$ com $T_a=40^{\circ}\text{C}$ | 76 |
| Figura 4.8 Incerteza na temperatura e potência elétrica convertida do módulo KYOCERA- 200T para uma faixa de operação de $\{G, U_w\}$ com $T_a=20^{\circ}\text{C}$ | 77 |
| Figura 4.9 Incerteza na temperatura e potência elétrica convertida do módulo KYOCERA- 200T para uma faixa de operação de $\{G, U_w\}$ com $T_a=40^{\circ}\text{C}$ | 77 |
| Figura 4.10 Valores de $Nu \times Ra \sin\phi$ para 20 V..... | 79 |
| Figura 4.11 Valores de $Nu \times Ra \sin\phi$ para 40 V..... | 79 |
| Figura 4.12 Valores de $Nu \times Ra \sin\phi$ experimentais comparados a simulação numérica para o 2D. | 80 |
| Figura 4.13 Valores de $Nu \times Ra \sin\phi$ experimentais comparados a simulação numérica para o 3D, Fonte: Adaptado de Gomes <i>et al.</i> (2017) | 81 |
| Figura 4.14 Gráfico das comparações dos valores experimentais com correlações clássicas da literatura, a temperaturas próximas a 40°C | 83 |
| Figura 4.15 Gráfico das comparações dos valores experimentais com correlações clássicas da literatura, a temperaturas próximas de 80°C | 83 |
| Figura 4.16 Avaliação de das situações de ΔT e velocidade do vento, para efeitos majoritários da convecção natural, mista ou forçada para 15° e 20° na bancada experimental... 84 | 84 |
| Figura 4.17 Avaliação das situações de ΔT e velocidade do vento, para efeitos majoritários da convecção natural, mista ou forçada para 25° e 30° na bancada experimental | 84 |
| Figura 4.18 Gráfico de Nusselt por Reynolds. Resultados experimentais realizados no túnel de vento para 15° , 20° , 25° e 30° de inclinação para tensões de 10V, 20 V, 30 V e 40 V, Balog <i>et al.</i> (2009) (—) e Çengel (2009) (—) | 85 |
| Figura 4.19 Gráfico de $Nu/ Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ por $Ri = Gr/ Re^{1/2}$, gráfico para analisar os efeitos da convecção natural, mista e forçada do experimento. | 86 |
| Figura 4.20 Gráfico comparativo de convecção mista entre simulação numérica, experimento e correlações empíricas clássicas (ÇENGEL <i>et. al.</i> , 2009) (BALOG <i>et al.</i> , 2009) .87 | 87 |

| | |
|--|-----|
| Figura 4.21 Número de Nusselt na superfície superior e inferior da placa plana : (–)Churchill e Chu (1975), (– –) Fujii e Imura (), (– • –)Souza et al. (O) Simulação numérica e (□) Experimentos na câmara de convecção natural..... | 88 |
| Figura 4.22 Visualização do plano médio dos níveis de temperatura no escoamento da convecção natural com $Ra= 3,0 \times 10^6$ | 89 |
| Figura 4.23 Caracterização da pluma 3D ara a superfície com mesma temperatura $T=30^{\circ}C$ de escoamento de convecção natural – $Ra= 3,0 \times 10^6$ | 89 |
| Figura 4.24 Visualização do escoamento de convecção natural para diferentes planos $-\beta= 45^{\circ}$ $Ra= 3,0 \times 10^6$ | 90 |
| Figura 4.25 Gráfico do número de Nu do sistema instalado, de Churchill e Chu (1975) e valores experimentais..... | 91 |
| Figura 4.26 Gráfico dos números de Nu do sistema em operação, dos resultados experimentais, simulação numérica e das correlações classificadas por Perovic <i>et al.</i> (2017)..... | 92 |
| Figura A1: Radiação de onda longa de um módulo típico com $A=1,6 \text{ m}^2$ e $T_a=20^{\circ}C$ – modelos completo e linearizado. | 98 |
| Figura B.1 Módulo KYOCERA-KC200GT e suas curvas I-V e P-V para STC (experimentos e modelo - em vermelho ponto MPP)..... | 100 |
| Figura B.2 Potência para $G=1000 \text{ W/m}^2$ com temperatura do módulo entre $20^{\circ}C$ e $80^{\circ}C$.. | 101 |
| Figura B.3 Eficiência para $G=1000 \text{ W/m}^2$ com temperatura do módulo entre $20^{\circ}C$ e $80^{\circ}C$ | 101 |
| Figura B.4 Potência com $T = 40^{\circ}C$ e irradiância entre $200\text{-}1000 \text{ W/ m}^2$ com temperatura do módulo entre $20^{\circ}C$ e $80^{\circ}C$ | 102 |
| Figura B.5 Eficiência com $T = 40^{\circ}C$ e irradiância entre $200\text{-}1000 \text{ W/m}^2$ | 102 |
| Figura B.6 Comparação entre modelos completo (Eqs. 2.68 – 2.72) e simplificado (Eqs. 2.73- 2.74) para temperatura do módulo entre $20^{\circ}C\text{-}70^{\circ}C$ e irradiância entre $200\text{-}1000 \text{ W/m}^2$ | 103 |
| Figura B.7 Nusselt na placa plana inclinada – Comparação Eq. B.1 e Relação de (CHURCHILL E CHU, 1975) (Eq. 2.61)..... | 104 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|-----|
| Tabela 2.1 Classificação de trabalhos estudados para correlações em convecção natural. Adaptado de Lim et al. (2011)..... | 26 |
| Tabela 2.2 Classificação dos trabalhos estudados em Perovic <i>et al.</i> (2017). Adaptado de Perovic et al. (2017)..... | 27 |
| Tabela 2.3 Correlações estudadas para placas verticais. Adaptado de Perovic <i>et al.</i> (2017)... | 28 |
| Tabela 2.4 Correlações estudadas para placas planas inclinadas. Adaptado de Perovic <i>et al.</i> (2017)..... | 29 |
| Tabela 2.5 Correlações estudadas para placas planas horizontais. Adaptado de Perovic et al. (2017)..... | 30 |
| Tabela 4.1 Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $T_{\infty}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 65 |
| Tabela 4.2 Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $T_{\infty}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 66 |
| Tabela 4.3 Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $T_{\infty}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 66 |
| Tabela 4.4 Balanço de energia no painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $G=1000\text{ W/m}^2$ | 67 |
| Tabela 4.5 Temperatura do módulo em diferentes condições de operação | 72 |
| Condição de vento $U_{\infty} = 0\text{ m/s}$ e $T_{\infty} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 72 |
| Tabela 4.6 Potência no módulo em diferentes condições de operação | 73 |
| Condição de vento $U_{\infty} = 0\text{ m/s}$ e $T_{\infty} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 73 |
| Tabela 4.7 Temperatura do módulo em diferentes condições de operação | 73 |
| Condição de vento $U_{\infty} = 2,0\text{ m/s}$ e $T_{\infty} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 73 |
| Tabela 4.8 Potência no módulo em diferentes condições de operação..... | 73 |
| , Condição de vento $U_{\infty} = 2,0\text{ m/s}$ e $T_{\infty} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 73 |
| Tabela 4.9 Sensibilidade de Temperatura e Potência no módulo em diferentes condições de operação. Condição de vento $U_{\infty} = 0.0\text{ m/s}$ e $T_{\infty} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 74 |
| Tabela 4.10 Sensibilidade de Temperatura e Potência no módulo em diferentes condições de operação. Condição de vento $U_{\infty} = 2.0\text{ m/s}$ e $T_{\infty} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ | 74 |
| Tabela 4.11 Médias das temperaturas ambiente e na superfície da placa, e os números de Pr, Gr e Ra para 20 Volts | 82 |
| Tabela 4.12 Médias das temperaturas ambiente e na superfície da placa, e os números de Pr, Gr e Ra para 20 Volts | 82 |
| Tabela 4.13 Médias aritméticas e desvios padrão do número de Nu do sistema em operação e dos experimentos | 90 |
| Tabela B.1 Características técnicas de módulos fotovoltaicos estudados com as condições de irradiância de 1000 W/m^2 , temperatura de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e espectro de AM 1.5..... | 99 |
| Tabela B.2 Sensibilidade da potência do módulo com a temperatura com o modelo $\eta(G, T)$ | 103 |

LISTA DE SIGLAS

NDC - Contribuição Nacional Determinada
ONU - Organização das Nações Unidas
PV - Fotovoltaico
SFCR - Sistema Fotovoltaico Conectado à Rede
CFD – Dinâmica dos Fluidos computacional
SST – Transporte da tensão de cisalhamento
ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica
NOCT – Temperatura Nominal de Operação da célula
FLIR – Marca da câmera infravermelha
STC – Condições de teste padrão
BIPV – Construção fotovoltaica integrada
UnB – Universidade de Brasília
LEA – Laboratório de energia e Ambiente – UnB
UniCEUB - Centro universitário de Brasília
2 D – bidimensional
3D - tridimensional
LES – Modelo de turbulência das grandes escalas
URANS - *Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes*
CHTC - Coeficiente de Transferência de Calor Convectivo
UK – Reino Unido
PIV – Velocímetro de imagem de partículas
FV – Fotovoltaico

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|----------------------|--|
| T_w | Temperatura na placa |
| T_∞ | Temperatura ambiente |
| C | Coeficiente de inércia |
| T | Temperatura média na placa |
| $Q_{r,sw}$ | Radiação incidente em ondas curtas |
| Q_c | Perdas convectivas |
| P_e | Potência convertida |
| m_i | Massa de cada componente do módulo |
| c_i | Calor específico dos componentes(módulo) |
| θ_i | Ângulo de incidência da radiação solar |
| θ_z | Ângulo zênite do Sol |
| I_b | Irradiância direta |
| I_d | Irradiância difusa |
| ρ_r | Coeficiente de refletividade |
| G | Irradiância |
| $(\tau\alpha)_{eff}$ | Coeficiente transmissividade-absortividade |
| σ | Constante de Stefan Boltzman |
| ε | Emissividade |
| A | Área do módulo |
| θ | Ângulo de inclinação do módulo ou placa |
| T_{sky} | Temperatura do céu |
| h | Coeficiente de troca de calor por convecção |
| u | Velocidade do fluido em x |
| u | Velocidade do fluido em y |
| β | Coeficiente de expansão térmica do fluido |
| Ra | Número de Rayleigh |
| Gr | Número de Grashof |
| Pr | Número de Prandtl |
| Re | Número de Reynolds |
| Ri | Número de Richardson |
| Nu | Número de Nusselt |
| L | Comprimento característico da placa |
| ρ | Densidade do fluido |
| ΔT | Diferença de temperatura em placa e ambiente |
| μ | Viscosidade dinâmica do fluido |
| C_p | Calor específico |
| κ | Condutividade térmica |
| $Nu(\psi)$ | Representação de Nu (Perovic et al.2017) |

| | |
|--------------|--|
| U_{∞} | Velocidade do escoamento livre |
| ν | Viscosidade cinemática do fluido |
| Nu_f | Nusselt para convecção forçada |
| Nu_n | Nusselt para convecção natural |
| U_w | Velocidade do vento |
| U_L | Coefficiente de troca ajustado |
| $U_{L,0}$ | Constante do modelo obtida por dados experimentais (Akhasassi <i>et al.</i> ,2018) |
| $U_{L,1}$ | Constante do modelo obtida por dados experimentais (Akhasassi <i>et al.</i> ,2018) |
| T_{NOCT} | Temperatura nominal de operação da célula |
| G_{NOCT} | Irradiância padrão do modelo NOCT |
| I | Corrente do módulo |
| V | Tensão no módulo |
| I_{PV} | Corrente elétrica de referência para conversão |
| I_0 | Corrente de saturação |
| R_s | Resistência equivalente do circuito em série |
| R_p | Resistência equivalente do circuito em paralelo |
| a | Fator de idealidade do diodo |
| V_T | Termo de tensão associado a temperatura |
| N_S | Número de células FV |
| K_b | Constante de Boltzmann |
| q | Carga do elétron |
| P_v | Potência elétrica |
| η | Eficiência elétrica |
| $I_{PV,n}$ | Corrente elétrica em condições nominais (STC) |
| G_n | Radiação solar em condições nominais (STC) |
| K_I | Constante do modelo que quantifica a dependência de I_{pv} com a temperatura |
| $I_{SC,n}$ | Corrente de curto circuito |
| $V_{oc,n}$ | Tensão de circuito aberto |
| K_V | Constante de temperatura do modelo |
| η_{ref} | Eficiência de referência |
| P_e | Potência elétrica no módulo |
| η_{PV} | Eficiência no modelo de Kaplani e Kaplanis (2020) |
| η_{STC} | Eficiência na STC |
| T_{PV} | Temperatura no módulo |

| | |
|-----------------|--|
| $T_{PV,STC}$ | Temperatura no módulo na STC |
| γ | Constante do modelo de Kaplani e Kaplanis (2020) |
| δ_k | Constante relacionada ao material do módulo do modelo de Kaplani e Kaplanis (2020) |
| I_T | Corrente para a temperatura do modelo de Kaplani e Kaplanis (2020) |
| $I_{T,STC}$ | Corrente na STC do modelo de Kaplani e Kaplanis (2020) |
| u_i | Campos de velocidade |
| p | Pressão |
| α | Difusividade térmica molecular |
| ν_T | Viscosidade de turbulência expressa pela hipótese de Boussinesq modificada |
| ω | Frequência associada à taxa de dissipação |
| $P1$ | Termo de produção da equação |
| k | Energia cinética da turbulência |
| δ_{i3} | Termo de variação do modelo de (Menter 1994) |
| S_{ij} | Taxa de deformação nas direções x e y |
| δ | Termo de variação ou sensibilidade |
| U_L | Coefficiente global de troca por convecção |
| a_1, a_2, a_3 | Parâmetros do modelo NOCT |

1. INTRODUÇÃO

O aumento da demanda por energia vem se consolidando como uma característica da sociedade contemporânea. Assim, a geração de eletricidade brasileira baseada em fontes tradicionais (derivados do petróleo, hidroelétricas e termoeleétricas) deve buscar no aspecto relacionado ao comprometimento com o meio ambiente uma diversificação através do uso de energias renováveis. Sendo assim, deve ser consolidada uma geração de energia alinhada aos compromissos do Brasil, expressos na Contribuição Nacional Determinada (NDC) para realização dos objetivos da Convenção-Quadro da ONU sobre mudanças no clima, no qual o Brasil se compromete a reduzir os níveis de emissões em 37%, até 2025 e de 43% até 2030 quando comparado ao nível registrado em 2005 (UNFCCC., 2015; LA ROVERE *et al.*, 2016). Mesmo que a maioria da energia do Brasil seja proveniente de fontes hidráulicas, a crise da água vem gerado um incremento nas tarifas mostrando fragilidade desse sistema (SIQUEIRA e DIAS DE VÈRAS SOUZA, 2017).

O Brasil, com imensa parte do território localizado em zonas tropicais, dispõe de uma situação privilegiada quanto a irradiância solar. O semiárido brasileiro é uma área de grande potencial produtivo para geração de energia a partir de módulos fotovoltaicos, porém nessa região são encontradas situações de altas temperaturas que reduzem a eficiência de conversão de energia através de painéis fotovoltaicos (DE OLIVEIRA BUSSON *et al.*, 2018). Porém, barreiras relativas ao desempenho de geração ainda produzem algumas dúvidas sobre o potencial e retorno econômico. Pesquisas que têm como objetivo melhorar e potencializar a eficiência de geração, levando em consideração diversos fatores do sistema produtivo, vêm se consolidando. Entre elas aquelas que têm como objeto o comportamento térmico das células dos módulos fotovoltaicos e a redução na eficiência de conversão de irradiância em energia elétrica (JUNIOR, 2016).

Para conversão da energia fotovoltaica, o painel solar é submetido à irradiância solar, porém usualmente quando ocorrem os maiores níveis de exposição são aqueles em que são alcançadas as maiores temperaturas no módulo. Assim alguns autores destacam que ao intervir na temperatura de um arranjo fotovoltaico pode haver melhoria na eficiência de geração (EVANS, 1981; ANDERSON *et al.*, 2009).

A conversão de energia solar em eletricidade nas células fotovoltaicas (FV) é um fenômeno conhecido, no qual a eficiência é reduzida com a temperatura dos módulos. Num arranjo de módulos fotovoltaicos, composto de uma série de conexões de células fotovoltaicas,

o comportamento térmico determina a temperatura de todos os componentes e consequentemente a eficiência de conversão.

Sendo assim, essa dependência da eficiência dos módulos fotovoltaicos da temperatura pode ser explicada por aspectos físicos da conversão nas células (FAN, 1986; WURFEL, 2009; DUPRÉ *et al.*, 2015). Essa pode ser modelada como o comportamento de um circuito elétrico equivalente (utilizando um ou dois diodos) onde os parâmetros do modelo variam com a temperatura (T) e com a irradiância (G) (VILLALVA *et al.*, 2009; ULAPANE *et al.*, 2011; HASAN e PARIDA, 2016). Dessa forma, uma curva típica I-V se modifica para cada condição de {G,T}. Alternativamente, se o módulo opera com um sistema de controle elétrico MPPT (seguidor do ponto de máxima potência), as relações de eficiência de conversão, expressas em termos de irradiância e temperatura do módulo, podem ser utilizadas com uma boa precisão.

Os modelos confiáveis de conversão de energia solar em módulos fotovoltaicos precisam de uma descrição adequada dos mecanismos elétricos e térmicos envolvidos. Portanto, estimativas realistas do desempenho das instalações fotovoltaicas solares podem ser obtidas utilizando modelos que integrem esses mecanismos. Uma situação crítica ocorre quando a temperatura do módulo é alta, como consequência de condições climáticas desfavoráveis na localização (alta temperatura ambiental e baixa condição de vento) ou em condições de sistemas fotovoltaicos rastreados com baixa concentração (com um alto G). Nessas situações a temperatura nas células pode atingir valores por volta de 70 °C a 90 °C, e a eficiência do módulo reduz sensivelmente. Portanto, os modelos de conversão de energia (elétrica e térmica) devem fornecer estimativas com precisão e níveis realísticos de conversão em potência, para estabelecer adequadamente a avaliação de energia gerada por uma usina fotovoltaica.

A estimativa de parâmetros de troca de calor utiliza correlações entre grandezas adimensionais como os números de Grashof (Gr), Prandtl (Pr), Rayleigh (Ra) e Nusselt (Nu) para descrever o comportamento do sistema independentemente das configurações da montagem e das dimensões do arranjo. As correlações entre esses números são objeto de estudo de diversos autores já que encontram divergência de resultados em simulações e experimentos realizados. As simulações, em geral, ocorrem em ambientes ideais e apresentam resultados

aproximados, mas dependem principalmente da utilização de softwares de simulação computacional (BOJAN *et al.*, 2017).

Alguns trabalhos (MCCOLL *et al.*, 2015; PEROVIC *et al.*, 2017) recentes delimitam o uso das correlações para cada estado de inclinação e intervalo de variação dos números adimensionais, e das configurações do escoamento (laminar, de transição e turbulento).

A descrição numérica que caracteriza a transferência de calor dos módulos com suas vizinhanças, foi formulada através do problema clássico de placas planas horizontais, inclinadas e verticais, porém quando há variações no contexto de montagem e dimensões do sistema ainda apresenta resultados divergentes em alguns estudos (LIM *et al.*, 2011; RICH, 1985).

Modelos do comportamento térmico de módulos fotovoltaicos e sua eficiência vêm sendo extensivamente explorados na literatura, utilizando modelos globalizados (*lumped models*) (JONES e UNDERWOOD, 2001; ARMSTRONG E HURLEY, 2010; LOBERA *et al.*, 2013) e a aferição de sua eficácia feita através do monitoramento em instalações ou em experimentos de laboratório (PEROVIC *et al.*, 2017; MATTEI *et al.*, 2006; AKHSASSI *et al.*, 2018). Esses modelos envolvem balanços térmicos (em estados permanentes ou transientes), levando em consideração as trocas de calor realizadas por convecção e por radiação térmica.

Classicamente os modelos globalizados empregam estimativas de transferência de calor por convecção utilizando correlações empíricas para a placa plana inclinada, em convecção natural e forçada (PEROVIC *et al.*, 2017). O coeficiente de convecção mista é obtido através da soma das potências (operação matemática) das estimativas para convecção natural e forçada (LOBERA *et al.*, 2013). A incerteza sobre o coeficiente de transferência de calor por convecção é inerente ao uso de relações empíricas gerais para as condições específicas do arranjo de módulos solares nas configurações reais de usinas. As condições de velocidade do vento e a configuração geométrica dos módulos estão distantes das condições ideais dos laboratórios, nos quais são obtidas fórmulas gerais.

Considerando esse fato, o principal objetivo desse trabalho é avaliar os coeficientes convectivos de transferência de calor em situações mais realistas (bancada experimental e usina em funcionamento) de disposição dos módulos fotovoltaicos. As simulações numéricas do escoamento do fluido e da transferência de calor foram realizadas para um arranjo do módulo em um rastreamento da geometria do sistema (arranjo com 16 módulos fotovoltaicos). De forma complementar foram realizados experimentos em pequena escala para validar os resultados numéricos em situação de convecção natural, mista e forçada. Esses experimentos foram realizados em uma câmara de convecção e no túnel de vento – com um fluxo de ar de baixa velocidade controlado, num intervalo do número de Richardson (Gr/Re^2) que varia de

convecção natural a convecção forçada. Dessa forma, a incerteza do número de Nusselt é obtida para determinar os erros da abordagem desse modelo globalizado, na previsão de eficiência de conversão de uma sistema fotovoltaico.

Dentre outros objetivos, busca comparar os resultados de desempenho térmico de uma bancada experimental do Laboratório LEA (Laboratório de energia e ambiente) da UnB (Universidade de Brasília) com um sistema de microgeração fotovoltaica conectado à rede (SFCR)(ANEEL, 2012) em funcionamento em Brasília e com simulações numéricas realizadas no *software CFD (Computational Fluid Dynamics)* da empresa ANSYS. Monitorando as variáveis físicas de temperatura, assim como variáveis elétricas de tensão e de corrente da bancada experimental foram calculados os números adimensionais (Nu, Ra, Gr e Pr), os quais permitem ter uma estimativa do desempenho térmico convectivo para a usina de microgeração.

Dentre as contribuições desse trabalho estão: a capacidade de um experimento prever resultados aproximados da transferência de calor convectivo de um SFCR (sistema fotovoltaico conectado a rede), e desse validar os modelos de correlação existentes na literatura com os resultados experimentais e da instalação fotovoltaica. E através da modelagem matemática, validada por experimento de pequena escala, fornecer uma estimativa da temperatura do módulo, em face as condições de radiação solar incidente e climatológica ao longo do dia. Além de ser apresentada uma avaliação de sensibilidade de parâmetros e estimativa dos erros.

Assim esse estudo contribui na área de sistemas fotovoltaicos através do desenvolvimento de modelos de SFCR em operação, fornecendo estimativas através de simulações numéricas validas através de métodos experimentais de pequena escala e do modelo matemático desenvolvido.

1.1 OBJETIVO

1.1.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver experimentos e simulações numéricas que produzam estimativas adequadas para descrever os desempenho térmico por convecção natural de um Sistema Fotovoltaico conectado a rede, para valores próximos de Rayleigh, número altamente dependente das características geométricas e ambiente. Desenvolver modelo matemático para prever o comportamento de módulos fotovoltaicos, envolvendo uma descrição detalhada do processo fotônico de conversão de energia bem como do balanço térmico e suas trocas com o ambiente. Avaliando a sensibilidade de parâmetros como resultados de seu comportamento para diferentes condições de operação do módulo.

1.1.2 OBJETIVO ESPECÍFICOS

Como objetivos específicos este trabalho contempla:

- Analisar e avaliar formas de prever o comportamento térmico do módulo fotovoltaico, através de experimentos e simulação numérica
- Desenvolver experimentos em pequena escala de escoamento em uma superfície aquecida plana inclinada em câmara de convecção natural e em túnel de vento, contemplando os regimes de convecção natural, mista e forçada;
- Promover intercomparações entre resultados experimentais com simulações numéricas 3D e com equações empíricas da literatura;
- Estabelecer uma intercomparação com dados de operação real de uma usina fotovoltaica;
- Desenvolver modelo matemático para prever o comportamento de módulos fotovoltaicos, envolvendo uma descrição detalhada do processo fotônico de conversão de energia bem como do balanço térmico e suas trocas com o ambiente e
- Avaliar a sensibilidade quanto à incerteza de estimativa de coeficientes de troca em relação à potência convertida e a eficiência de módulos fotovoltaicos.

1.1.3 PUBLICAÇÕES

Algumas das publicações do presente trabalho foram consolidadas ao longo do período de desenvolvimento da presente proposta de doutoramento:

- Foi aceito para publicação: CORNILS, E. M.; BRASIL JUNIOR, A. C. P. ; ROSERO, O. F. G. . Experimental Approach of Photovoltaic System in Operation for Performance Prediction of Natural Convection. IEEE Latin America Transactions **JCR**, 2020. Identificado com o número de submissão 1323.
- CRUZ, K. D. S. ; CORNILS, E. M. ; DUQUE, L. H. ; BRASIL JUNIOR, A. C. P. . Thermal Efficiency of photovoltaic sistem in University in Brasília. In: 25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 2019, Uberlândia. 25° International Congress of Mechanical Engineering, 2019.
- ROSERO, O. F. G. ; VIANA, R. R. ; CORNILS, E. M. . Micro Geração de Energia Elétrica Fotovoltaica em Brasília: Estudo de Viabilidade Econômico. In: 30° Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental (ABES 2019), 2019, Natal. 30° Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental, 2019.
- GOMES, J. G. ; CORNILS, E. M. ; OLIVEIRA, T. ; BRASIL JUNIOR, A. C. P. . Numerical and Experimental Analyses of heat transfer by natural convection on flat inclined plates. In:

COBEM, 2017, Curitiba. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 2017.

- BRASIL JUNIOR, A. P. ; PINHEIRO, L. A. R., CORNILS, E. M.: Convecção Natural em módulos fotovoltaicos In: CONEM 2016, 2016, Fortaleza. Energia e Sistemas Térmicos, 2016.

- CUNHA, F. M. C. ; MACEDO, R. P. ; DONALD, R. M. ; CORNILS, E. M. . ENERGIA SOLAR - SISTEMA TRANSIENTE DE ENERGIA SOLAR: Estudo da utilização da energia solar para o abastecimento do plano piloto. In: XIV Congresso de Ensino, Pesquisa e Extensão e Encontro de Iniciação Científica do UniCEUB: o ensino superior no século XXI: criatividade e aprendizagem, 2016, Brasília. O ensino superior no século XXI: criatividade aprendizagem, 2016.

Em elaboração:

- Assessment of convective heat transfer coefficients on solar PV modules in mixed forced-free situations: Experiments and CFD simulations.

1.2 JUSTIFICATIVA

A Agência Internacional de energia (*Internacional Energy Agency - IEA*) em 2014, fez a previsão que em 2050, 27% da matriz energética mundial será de tecnologias solares, dentre elas 16% fotovoltaica, isso indica uma tendência de crescimento no mundo com relação a sua aplicabilidade (OLIVEIRA *et al.*, 2014).

Por outro lado, Brasil, em seus compromissos internacionais expressos no NDC, tem metas claras de redução das emissões de gases de efeito estufa para 2025 e 2030, de 37% e 43%, respectivamente, referentes ao ano base de 2005. A geração fotovoltaica tem um papel importante no cumprimento destas metas e na melhoria permanente da eficiência desta tecnologia (UNFCCC, 2015).

Dentre fatores relacionados à eficiência de conversão, aqueles que tem relação na transferência de calor com o meio possuem grande impacto na eficiência global do sistema, levando a reconsiderar o posicionamento de módulos para favorecer as trocas por convecção natural e forçada com o meio ambiente em que os sistemas se encontram inseridos.

A descrição numérica que caracteriza a transferência de calor dos módulos com suas vizinhanças, mesmo tendo sido formulado através do problema clássico de placas planas horizontais, inclinadas e verticais, quando há variações no contexto de montagem e dimensões

do sistema ainda apresenta resultados divergentes em uma série de estudos apresentados (WILSON E PAUL, 2011; KIERKUS, 1967).

Alguns trabalhos recentes, já considerando a questão da aplicação na conversão fotovoltaica, vêm delimitar o uso das correlações para cada estado de inclinação e intervalo de variação dos números adimensionais, e das configurações do escoamento (laminar, de transição e turbulento), associando as informações de diversos outros estudos realizados sobre esse assunto (LIM *et al.* (2011); PEROVIC *et al.* (2017)). Para convecção mista deve ser sempre analisado qual dos dois tipos de convecção possui efeitos majoritários na transferência de calor para estimar de forma adequada o impacto que cada uma delas causa na transferência de calor do sistema (JUBAYER *et al.*, 2016).

Porém ainda existe divergência entre o ganho planejado e realizado de conversão de energia fotovoltaica, o que em muitos casos pode definir a escolha ou não desse tipo de sistema no cenário nacional.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho é organizado de forma a apresentar uma visão geral do problema no capítulo 2, baseado em uma revisão bibliográfica. Conceitos necessários para compreensão do fenômeno foram revisados e trabalhos relacionados com os assuntos apresentados.

No capítulo 3 foram apresentados os materiais e métodos utilizados para a realização de cada uma das etapas do trabalho, esses foram divididos em dois grupos numéricos e experimentais. Nos numéricos a simulação numérica em CFD e o modelo matemático foram apresentados, posteriormente os experimentos com suas etapas e as medições no sistema fotovoltaico instalado.

Os resultados são apresentados no Capítulo 4 onde é feita uma intercomparação entre os resultados, e esses são analisados em conjunto.

Finalmente no capítulo 5 são apresentadas as principais conclusões do trabalho, além de serem sugeridos temas para desenvolvimento de trabalhos futuros.

2. CONTEXTUALIZAÇÃO GERAL DO PROBLEMA DE PESQUISA

Na revisão da literatura foram consultadas e analisadas publicações sobre temas relacionados ao objetivo do trabalho como: convecção natural em placas planas inclinadas, convecção mista em placas planas inclinadas, relação da irradiância com a temperatura do painel fotovoltaico, a relação entre eficiência e temperatura do módulo e sistemas fotovoltaicos. O fenômeno a ser estudado foi descrito e posteriormente, houve uma revisão mais detalhada com o estado da arte dos tópicos.

2.1 MODELO SISTÊMICO DE CONVERSÃO DE ENERGIA EM UM MÓDULO FOTOVOLTAÍCO

A conversão de energia a partir de sistemas fotovoltaicos (FV), está relacionado com o efeito da irradiância solar nos materiais semicondutores dos painéis. Essa exposição, além de induzir a corrente elétrica, causa um incremento da temperatura nos módulos fotovoltaicos (JUNIOR, 2016).

Ao mesmo tempo que ocorre esse aumento, acontecem as trocas de calor com o meio, causando uma variação da temperatura do módulo tanto pelas trocas com o ambiente, quanto pelo processo elétrico de conversão de energia. A Figura 2.1 mostra um esquema de um módulo fotovoltaico inclinado, nele são visualizadas as trocas de calor com o meio.

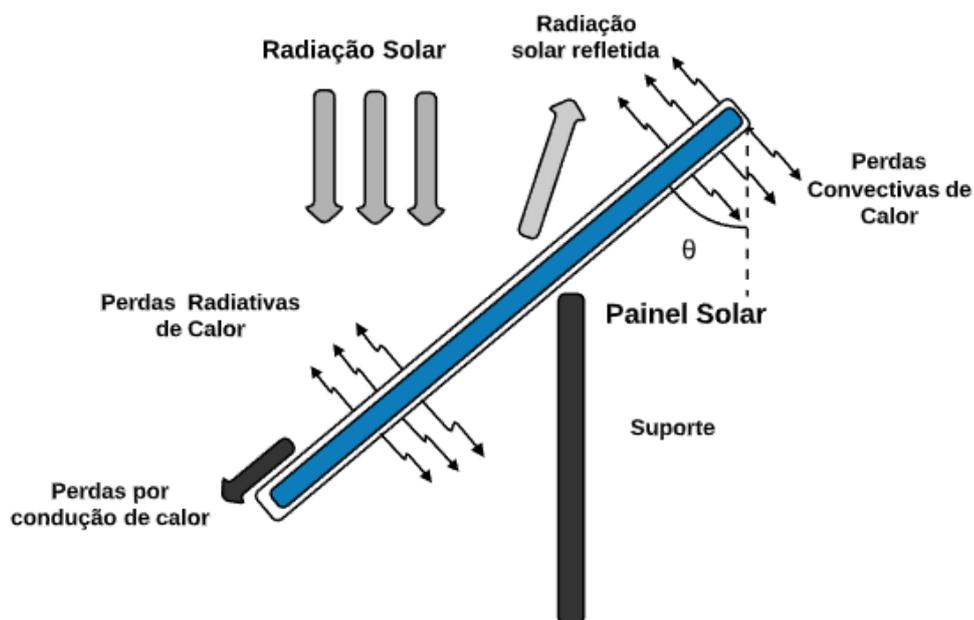


Figura 2.1 Representação das trocas de calor com o meio de um painel fotovoltaico inclinado.

Os principais mecanismos de transferência de calor estão presentes no fenômeno estudado representado pela Figura 2.1: a condução de calor, que ocorre entre o módulo e sua moldura de sustentação (*frame*); a convecção natural através do escoamento gerado pela diferença de temperatura entre a placa e o ar, a convecção forçada (na presença de vento) e as trocas por radiação.

O problema clássico de placas planas inclinadas aquecidas, bastante utilizado para descrever o fenômeno de convecção natural em painéis fotovoltaicos para situações com baixas velocidades de vento, pode ser elucidado pelo fato do fluxo ser induzido pela variação de temperatura próxima a placa cuja temperatura T_w é mantida constante e num valor superior ao da temperatura ambiente T_∞ . As velocidades desenvolvidas nesse sistema são pequenas quando comparadas à velocidade do som e quando o fluido é considerado como incompressível. Nessa situação os efeitos majoritários de transferência de calor são de convecção natural.

A modelagem matemática e a simulação de sistemas fotovoltaicos são práticas que proporcionam o desenvolvimento de prognósticos confiáveis para a estimativa da conversão de energia em usinas solares de diferentes dimensões e arranjos. A conversão da irradiância solar em eletricidade pode ser formulada pelas leis clássicas da eletrodinâmica e da transferência de calor, o que proporciona o estabelecimento de modelos matemáticos de sistemas dinâmicos, que levam em conta processos físicos que ocorrem nos diferentes componentes de uma usina solar. Isso vem sendo implementado em inúmeras ferramentas computacionais, disponibilizadas comercialmente (GIVLER E LILIENTHAL, 2005; LAMBERT, GILMAN e LILIENTHAL, 2006; MERMOUD E WITTMER, 2014) ou em regime de código aberto (ANDREWS, 2014; MNRC, 2004). Seus usos vêm sendo plenamente empregados em projetos e para o planejamento e operação de unidades de conversão fotovoltaicas, proporcionando prognósticos energéticos e econômicos para o uso da energia solar (ver também os artigos de revisão de (SINHA e CHANDEL, 2014; RAWAT, KAUSHIK E LAMBA, 2016).

A base dos modelos de conversão de energia solar envolve uma descrição matemática dos mecanismos de conversão de energia em módulos solares fotovoltaicos (e.g. BRASIL JUNIOR, 2016; KHARB, SHIMI, CHATTERJI E ANSARI, 2014; MA, YANG E LU, 2014), na qual é estabelecida uma formulação do processo de conversão considerando o comportamento de um circuito elétrico equivalente como fonte de corrente-tensão. Isto também é associado a um modelo de balanço de energia térmica, o qual determina a temperatura de operação do módulo, que por sua vez modifica as constantes do modelo do circuito equivalente.

Neste sentido, a modelagem dinâmica e não-linear do sistema elétrico e térmico é um dos objetivos do presente trabalho, onde as equações fundamentais que regem o problema são adaptadas aos comportamentos sistêmicos da conversão fotovoltaica no nível de um módulo.

Nessa etapa do trabalho, serão abordadas a formulação matemática dos modelos de conversão elétrica e de balanço de energia, que determinarão tanto a temperatura do módulo quanto a potência instantaneamente convertida. Nos resultados apresentar-se-á uma simulação em regime permanente que avalia a operação de um módulo, em face as condições de ambientais diferentes, estabelecendo uma validação do modelo e proporcionando também uma análise de coerência e erro.

Para modelar a temperatura nos arranjos de módulos fotovoltaicos é necessário estabelecer relações entre as variáveis que tem impacto na troca de calor das células com o meio. No estudo de Jones e Underwood (2001) foi desenvolvido um método numérico para a análise do comportamento térmico de módulos fotovoltaicos e os resultados desse método foram comparados a resultados experimentais realizados em Northumberland (UK), condado situado ao norte da Inglaterra, com módulos numa mesma configuração.

Para modelar a variação de calor em função dessas perdas Jones e Underwood (2001) desenvolveram relações entre variáveis do sistema. O balanço térmico leva em consideração os três tipos de transferência de calor do módulo com o meio que está inserido e a potência gerada.

$$C \frac{dT}{dt} = Q_{r,sw} - Q_{r,lw} - Q_c - P_e \quad (2.1)$$

Nesta equação, C denota o coeficiente de inércia térmica e T a temperatura média do módulo. No lado direito da equação os termos são relacionados com a radiação incidente em ondas curtas ($Q_{r,sw}$), a radiação térmica emitida em ondas longas ($Q_{r,lw}$), as perdas convectivas (Q_c) e a potência convertida P_e .

O termo de inércia térmica é calculado por meio da média ponderada a massa de cada componente do painel (vidro, células etc.). A partir de Jones & Underwood (2001) isso pode ser obtido por

$$C = \sum_i m_i c_i \quad (2.2)$$

Onde m_i é a massa de cada componente e c_i seu calor específico. Cabe observar que este termo é relevante em condições de rápida variação das condições impostas ao módulo (em particular a irradiância), as quais são caracterizadas por rampas com gradientes fortes, típicas de dias parcialmente nublados, quando a modelagem temporal envolve séries intra-diárias de alta resolução, na ordem do minuto (BRASIL JUNIOR, 2018).

A irradiância absorvida pelo painel pode ser quantificada por:

$$Q_{r,sw} = (\tau\alpha)_{eff} A \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) I_d + \left(\frac{\cos \theta_i}{\cos \theta_z} \right) I_b + \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \rho_r (I_d + I_b) = (\tau\alpha)_{eff} AG \quad (2.3)$$

Em que θ_i denota o ângulo de incidência da radiação solar no plano do painel e θ_z é o ângulo zênite da posição aparente do sol. Os diferentes termos da Eq. 2.3 envolvem as parcelas de irradiância direta e difusa na horizontal, notados respectivamente por I_b e I_d . O último termo de irradiância quantifica a parcela refletida pelo solo, cuja refletividade é quantificada pelo coeficiente ρ_r . Todas estas parcelas compõem o termo de irradiância no plano inclinado de θ notada por G , e são multiplicadas pelo coeficiente transmissividade-absortividade efetivo $(\tau\alpha)_{eff}$, quantificando assim a energia radiante incidente efetivamente absorvida pelo módulo e β é o ângulo de inclinação do painel nesse trabalho.

A parcela de radiação térmica em ondas longas que é irradiada pelo painel é quantificada por

$$Q_{r,lw} = \sigma \varepsilon A \left(\frac{1 + \cos \theta}{2} \right) (T^4 - T_{sky}^4) + \sigma \varepsilon A \left(\frac{1 - \cos \theta}{2} \right) (T^4 - T_{\infty}^4) + \sigma \varepsilon A \left(\frac{1 + \cos(\pi - \theta)}{2} \right) (T^4 - T_{sky}^4) \quad (2.4)$$

Onde as diferenças da quarta potência da temperatura (lei de Stefan-Boltzmann que envolve a constante $\sigma = 5.6704 \times 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$) são multiplicadas pelos respectivos fatores de forma em relação ao solo e ao hemisfério celestial. A troca de calor hemisférica considera a temperatura do céu, que pode ser estimada por Swinbank (1963) como:

$$T_{sky} = 0,0552 T_{\infty}^{1.5} \quad (2.5)$$

Sendo T_{∞} a temperatura ambiente, expressa em Kelvin. Ainda na Eq. 2.4, a emissividade do painel é notada por ε , com valor próximo a 1 (utiliza-se aqui $\varepsilon = 0,9$).

No que concerne a troca de calor convectiva pelas superfícies superior e inferior do módulo, esta é quantificada classicamente na forma

$$Q_c = 2hA(T - T_{\infty}) \quad (2.6)$$

No qual a determinação do coeficiente de troca h envolve relações empíricas que serão exploradas no próximo item do presente capítulo.

Nesse trabalho foram utilizadas algumas simplificações como considerar que a parte traseira e superior da placa possui a mesma temperatura, T .

2.1.1 Coeficientes de troca de calor

As temperaturas características de operação de módulos fotovoltaicos e os regimes de vento típicos ($U_w < 5 \text{ m/s}$) proporcionam os fenômenos de troca convectiva em modos típicos de

convecção natural ou mista. Neste sentido, a estimativa realística do termo de troca formulada pela equação 2.6 deve considerar o comportamento físico associado aos níveis de temperatura e velocidade do vento incidente. Logo, apresenta-se uma breve visão geral de equações empíricas que podem ser encontradas na literatura.

a) Convecção natural

Para abordar a convecção natural iremos tratar de um problema clássico de uma superfície vertical aquecida ($T > T_\infty$). A transferência de calor dessa placa para as camadas subjacentes e como nessa posição a placa está alinhada ao campo gravitacional e forças gravitacionais, um escoamento laminar no fluido viscoso é desenvolvido no sentido ascendente.

Dessa forma se desenvolve uma camada limite térmica e de velocidade próxima a placa plana aquecida como pode ser visualizado na Figura 2.2.

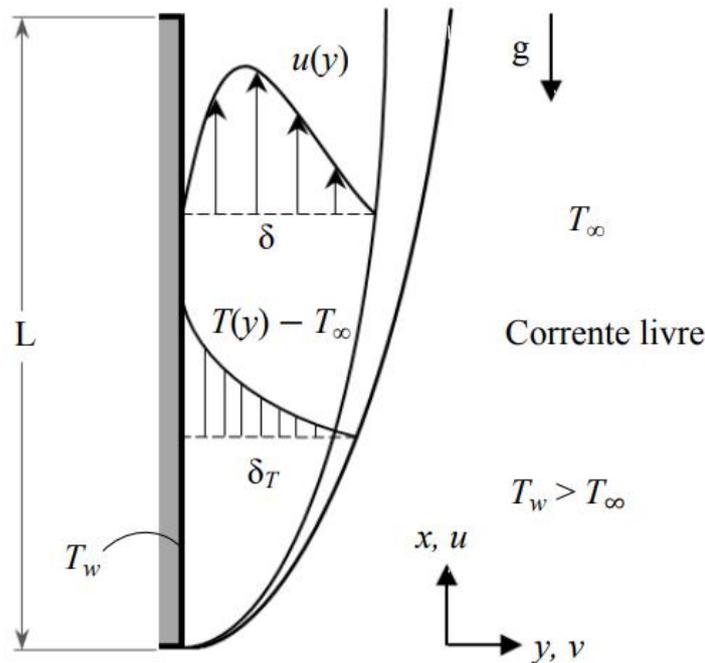


Figura 2.2 Escoamento na camada limite próxima a placa plana vertical aquecida. Exibindo gradientes de temperatura e de velocidade de escoamento do fluido. Gomes et al. (2018)

O desenvolvimento do comportamento de placas planas foi elaborado e revisado por diversos autores que serão apresentados ao longo desse texto, dentre os autores estão Churchill e Chu (1975) que desenvolveram equações empíricas baseadas em resultados experimentais com uma única correlação capaz de abranger os regimes laminares e turbulentos.

Esse autor destacou que existem uma serie de discrepâncias entre expressões propostas e resultados experimentais para problemas de convecção natural em placas planas. Essas diferenças são usualmente descritas pela variação de propriedades físicas e variações

indefinidas do ambiente, como temperatura ambiente variável, coeficiente de atrito do material em questão, regime de escoamento, entre outros.

Assim se tornou viável para autores relacionar parâmetros adimensionais, como faixas do número de Rayleigh, provenientes da teoria de camada limite, com resultados teóricos.

A partir da análise da camada limite, podemos quantificar os diferentes termos na equação de quantidade de movimento, tal como descrito na Equação 2.7 (Bejan *et al.* (1996), por exemplo), incluindo o termo de empuxo pela aproximação de Boussinesq. Essa equação é proveniente da equação de conservação de quantidade de movimento do fluido na direção vertical, para uma superfície posicionada de forma vertical com relação ao plano.

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - g\beta(T - T_\infty) \quad (2.7)$$

$\underbrace{\hspace{2em}}$
Inércia

$\underbrace{\hspace{2em}}$
Atrito

$\underbrace{\hspace{2em}}$
Empuxo

Onde u é a velocidade na direção x , v é a velocidade na direção y , g é a gravidade, T a temperatura na placa e T_∞ é a temperatura do ambiente e β é o coeficiente de expansão volumétrica.

Observando a equação é possível identificar que cada parte dessa representa fisicamente as forças que estão atuando no fluido, enquanto a inércia preserva o estado anterior do movimento do fluido, o atrito age de forma contrária ao movimento e o empuxo se relaciona com a tendência em impulsionar o movimento do fluido, pois quando esse se aquece tende a expandir e ocorre uma redução na sua massa específica fazendo com que haja um fluxo no sentido contrário da gravidade.

As grandezas adimensionais que caracterizam o escoamento em convecção natural podem ser descritas classicamente pelas Eq. 2.8, 2.9, 2.10 e 2.11.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (2.8)$$

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 g \cos \theta \Delta T \beta}{\mu^2} \quad (2.9)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\kappa} \quad (2.10)$$

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\kappa} \quad (2.11)$$

De forma que equações empíricas em geral quantificam:

$$Nu = Nu(Ra, Pr) \quad (2.12)$$

O número de Grashof é a razão entre as forças gravitacionais e as viscosas que atuam no fluido, o Rayleigh resulta do produto entre o Grashof crítico local e o Prandtl, que define a relação entre a inércia e as tensões viscosas. O número de Nu representa a razão entre o fluxo por convecção e o fluxo por condução.

No caso em que a placa é inclinada em relação ao vetor gravidade, a equação de conservação de quantidade de movimento é análoga à Eq. 2.7, a diferença é que a gravidade g é substituída por $g \cdot \cos \theta$, que representa a aceleração da gravidade transversal a placa inclinada. Esse estudo foi reproduzido por Rich (1953) *apud* Incropera (2000) e continua a ser bastante utilizado mesmo que tenha suas limitações como ser utilizado apenas para ângulos que variam entre 0° e 60° .

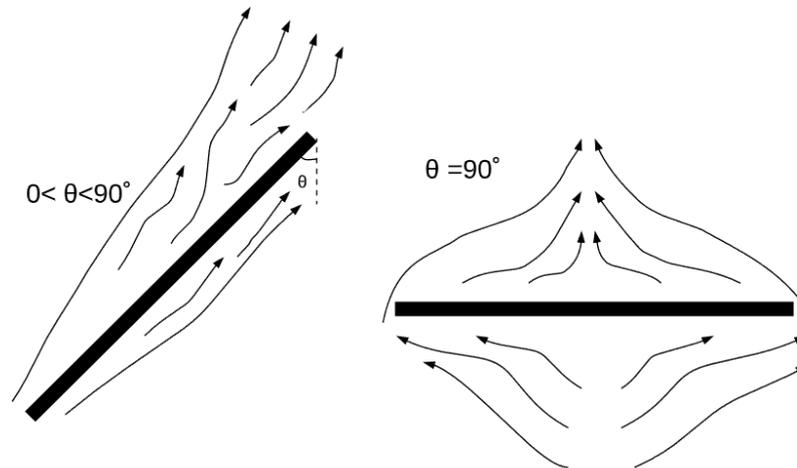


Figura 2.3 Linhas de fluxo no escoamento formado por convecção natural para uma placa plana inclinada e para uma placa plana na horizontal.

A Figura 2.3 mostra a placa plana inclinada aquecida onde ocorre o escoamento em regime de convecção natural que é um clássico problema descrito na literatura. Neste tipo de escoamento uma pluma ascendente se forma como consequência do aquecimento do fluido junto às superfícies superior e inferior da placa. A camada limite é formada nas duas superfícies aquecidas e seu comportamento instável caracteriza a transição laminar-turbulento. Os efeitos hidrodinâmicos observados são fortemente influenciados pelo número de Rayleigh (LLOYD *et al.*, 1972).

Para condições de número de Rayleigh altos, associado a diferenças de temperatura altas, a formação de plumas de temperatura verticais no meio da placa é observada. Tal fenômeno é reportado em algumas visualizações experimentais disponíveis na literatura, (FUJII E IMURA, 1972); (VLIET, 1969), e são consequência da formação de instabilidades hidrodinâmicas e térmicas na camada limite.

No desenvolvimento das correlações dos números adimensionais que caracterizam esse escoamento, Churchill e Chu (1975) sugeriram uma equação válida para todos os números de Rayleigh e Prandtl, na Eq. 2.13.

$$\overline{Nu} = \left(0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{[1+(0,437/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right)^2 \quad Ra > 10^9 \quad (2.13)$$

A Eq. 2.13 é válida para o número de Rayleigh maior do que 10^9 , e os números adimensionais utilizam a temperatura de filme como referência que é uma média entre a temperatura do módulo e do meio.

No caso de o fluido ser o ar com o número de Prandtl igual a 0,72 assim a equação se reduz a Eq. 2.14

$$\overline{Nu} = (0,825 + 0,325Ra^{1/6})^2 \quad (Pr = 0,72) \quad (2.14)$$

Dessa forma para calcular a taxa de transferência de calor no regime laminar ao longo de uma parede isotérmica deverá se utilizar a Eq. 2.15 a seguir com a correlação do número de Rayleigh em y da Eq. 2.15.

$$\overline{Nu} = 0,68 + \frac{0,67Ra^{1/4}}{[1+(0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad Ra \leq 10^9 \quad (2.15)$$

$$\overline{Nu} = 0,68 + 0,515Ra^{1/4} \quad (Pr = 0,72) \quad (2.16)$$

As equações 2.15 e 2.16, conforme Bejan *et al.* (1996), são uma alternativa quando o número de Rayleigh é muito baixo.

Para problemas nos quais o número de Prandtl está limitado a valores determinados para água e ar e a transição para regime turbulento ocorre na faixa de $Ra_y^* \sim 10^{13}$, Vliet (1969) indicam a utilização das seguintes equações:

$$Nu = 0,68Ra^{1/5} \quad (2.17)$$

$$\overline{Nu} = 0,75Ra^{1/5} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{Laminar } 10^5 < Ra_y^* < 10^{13} \quad (2.18)$$

$$Nu = 0,568Ra^{0,22} \quad (2.19)$$

$$\overline{Nu} = 0,645Ra^{0,22} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{Turbulento } 10^{13} < Ra_y^* < 10^{16} \quad (2.20)$$

Já Vliet e Ross (1975) recomendam as equações 2.21 e 2.22 para regime laminar e turbulento.

$$Nu = 0,55Ra^{1/5} \quad (\text{laminar}) \quad (2.21)$$

$$Nu = 0,17Ra^{1/4} \quad (\text{turbulento}) \quad (2.22)$$

Para escoamentos no regime turbulento, os resultados experimentais são explicados apenas pelo valor da gravidade, sem multiplicar esse valor pelo cosseno de θ .

Outros autores destacaram a importância do ângulo de inclinação da placa plana principalmente com relação a localização da transição do regime laminar para turbulento do fluido (VLIET, 1969).

No estudo de Brasil Junior (1993) foi realizado um trabalho experimental com diversos ângulos de inclinação sendo obtidas diferentes configurações de fluxo de calor. Nesse trabalho foram propostas novas relações empíricas para ângulos de inclinações negativas (com a face

para baixo), além de ratificar a utilização da correção para certos ângulos pelo cosseno do ângulo de inclinação com faces aquecidas para cima.

Alguns autores revisitaram o tema e formularam correlações para variadas inclinações, dimensões e temperaturas dos arranjos, para a definição de correlações literais mais aproximadas dos resultados observados tanto em simulações quanto em experimentos.

Dentre os autores o trabalho de Lim *et al.* (2011) analisou a transferência de calor por convecção natural em placas planas inclinadas utilizando um sistema de galvanoplastia de sulfato de cobre, utilizou inclinações na superfície superior e na superfície inferior. Os resultados da face virada para baixo foram compatíveis com Churchill e Chu (1975) de forma que g da placa vertical poderia ser substituído por $g \cdot \cos \theta$. O trabalho chegou a identificar pontos de transição do regime de escoamento de laminar para turbulento.

O mesmo autor realizou uma revisão das correlações existentes dos mais diversos autores que é apresentada na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 Classificação de trabalhos estudados para correlações em convecção natural. Adaptado de Lim *et al.* (2011)

| Autor | Inclinação | Varição de Gr, Ra | Correlação | Equação | |
|--------------------|--------------|---|---|-------------------------------------|--------|
| E. J. Le Fevre | 0° | $Gr < 10^9$ | $Nu = 0,67(GrPr)^{0,25}$ | (2.23) | |
| Fouad | 0° | $Gr > 10^9$ | $Nu = 0,31(GrPr)^{0,28}$ | (2.24) | |
| Fujii e Imura | de -90° a 0° | $Gr < 10^9$ | $Nu = 0,16[(GrPr)^{1/3} - (GrPr)^{1/3}] + 0,56(GrPr \cos \theta)^{1/4}$ | (2.25) | |
| | | $Gr > 10^9$ | $Nu = 0,13[(GrPr)^{1/3} - (GrPr)^{1/3}] + 0,56(GrPr \cos \theta)^{1/4}$ | (2.26) | |
| | de 0° a 90° | $10^5 < Ra \cdot \cos \theta < 10^9$ | $Nu = 0,56(GrPr \cos \theta)^{1/4}$ | (2.27) | |
| | para -90° | $10^8 > Ra$ | $Nu = 0,16(GrPr)^{1/3}$ | (2.28) | |
| | | $10^8 < Ra$ | $Nu = 0,13(GrPr)^{1/3}$ | (2.29) | |
| | para 90° | $10^8 < Ra < 10^{11}$ | $Nu = 0,58(GrPr)^{1/5}$ | (2.30) | |
| Al- Arabi e Sakr | de -90° a 0° | $10^5 \leq Ra \cos \theta \leq Gr_c Pr$ | $Nu = 0,54(GrPr \cos \theta)^{1/4}$ | (2.31) | |
| | | $Gr_c Pr \leq Ra \leq 10^{10}$ | $Nu = (0,1 + 0,05\theta/\pi) (GrPr)^{1/3}$ | (2.32) | |
| Vliet | de -90° a 0° | $Ra \leq 10^{16}$ | $Gr < 10^9$ | $Nu = 0,6(GrPr \cos \theta)^{0,2}$ | (2.33) |
| | | | $Gr > 10^9$ | $Nu = 0,3(GrPr \cos \theta)^{0,24}$ | (2.34) |
| Fussey e Warneford | de 0° a 90° | $Gr < 10^9$ | $Nu = 0,592(GrPr \cos \theta)^{1/5}$ | (2.35) | |
| | | $Gr > 10^9$ | $Nu = 0,889(GrPr \cos \theta)^{0,205}$ | (2.36) | |
| Mc Adams | para -90° | $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ | $Nu = 0,54(GrPr)^{1/4}$ | (2.37) | |
| | | $10^7 \leq Ra \leq 10^{11}$ | $Nu = 0,15(GrPr)^{1/3}$ | (2.38) | |
| | para +90° | $10^5 \leq Ra \leq 10^{10}$ | $Nu = 0,27(GrPr)^{1/4}$ | (2.39) | |

De forma similar o trabalho de Perovic *et al.* (2017) observou vários trabalhos tratando desse mesmo assunto e identificou novas correlações para placas planas inclinadas e para cilindros. A descrição e classificação dos trabalhos observados estão na Tabela 2.2.

Dos 11 trabalhos listados na Tabela 2.2, 8 (oito) foram realizados para placas planas, e desses 1 foi teórico, 3 experimentais e 3 numéricos. Nas placas planas apenas o teórico utilizou somente um ângulo de inclinação, sendo esse igual a 0 (zero), ou seja, a placa está na posição horizontal.

Tabela 2.2 Classificação dos trabalhos estudados em Perovic *et al.* (2017). Adaptado de Perovic et al. (2017)

| Inclinação | Objeto | L[m] | W ou D[m] | Pr [-] | Gr [-] | Análise | Referência |
|-------------------|-------------|-------|-----------|--------|-----------------|--------------|-------------------------------|
| 0 | Placa plana | 4 | 10 | 0,7 | $3,744.10^{11}$ | Teórica | Holman (1999) |
| 0,15,30, 45,60,70 | Placa plana | 0,504 | 0,2 | 0,71 | $2,39.10^6$ | Experimental | Hassan e Mohamed (1970) |
| 15,30,45,60 | Placa plana | 0,504 | 0,2 | 0,71 | $2,39.10^6$ | Numérica | Corcione <i>et al.</i> (2011) |
| 0,5, 10, ...,75 | Placa plana | - | - | 0,71 | $2,394.10^6$ | Numérica | Corcione <i>et al.</i> (2011) |
| 0,5, 10, ..., 75 | Placa plana | - | - | 7 | 14084,51 | Numérica | Corcione <i>et al.</i> (2011) |
| 0,5, 10, ..., 75 | Placa plana | - | - | 70 | 14084,57 | Numérica | Corcione <i>et al.</i> (2011) |
| 0,10, 20, ..., 90 | Placa plana | 0,1 | 0,03 | 2094 | $8,06.10^7$ | Experimental | Corcione <i>et al.</i> (2011) |
| 0,10, 20, ..., 90 | Placa plana | 0,35 | 0,03 | 2094 | $3,45.10^9$ | Experimental | Lin e Chen (2002) |
| 0 | Cilindro | 0,1 | 0,067 | 2094 | $8,06.10^7$ | Experimental | Lin e Chen (2002) |
| 0 | Cilindro | 0,25 | 0,067 | 2094 | $1,26.10^9$ | Experimental | Heo e Chung (2012) |
| 0 | Cilindro | 0,45 | 0,067 | 2094 | $7,34.10^9$ | Experimental | Heo e Chung (2012) |

Dos trabalhos realizados em placas planas (vide Tabela 2.2) apenas 1 possui o fator de forma L superior a 1 metro, nos trabalhos teóricos foram simulados ou foi realizado experimento para dimensões reduzidas quando comparadas a um arranjo solar fotovoltaico.

No desenvolvimento do seu trabalho Perovic *et al.* (2017) identificou que as correlações com o número de Nu estudadas poderiam ser representadas como descritas nas equações 2.40 e 2.41.

$$Nu(\psi) = C(\psi) \cdot (\Pi_N)^n \quad (2.40)$$

Onde:

$$\Pi_n = \frac{Ra}{1 + \frac{0,492}{Pr}} \quad (2.41)$$

Para formular o comportamento térmico dos módulos fotovoltaicos é usual utilizar as equações empíricas do escoamento para posições verticais, inclinadas e horizontais. Uma série de trabalhos apresentados nas Tabelas 2.3, 2.4 e 2.5 que analisam o comportamento de superfícies isotérmicas variando o ângulo com a normal entre 0° (vertical) e 90° (horizontal). Alguns deles experimentais e outros numéricos (Perovic *et al.*, 2017).

Tabela 2.3 Correlações estudadas para placas verticais. Adaptado de Perovic *et al.* (2017)

| $Nu(\psi)=C(\psi) \cdot (\Pi_N)^n$ | | Temperatura Constante nas placas | | Referência | Eq. | | |
|------------------------------------|---------------------|----------------------------------|----------------------|------------|------|--|--------|
| $\Pi_N=Ra/(1+0,492/Pr)$ | | $0,001 \leq Pr \leq +\infty$ | | | | | |
| Geometria | | Variação de Gr | Regime de escoamento | Correlação | | | |
| Placa | Superfície | | | C(ψ) | n | | |
| Vertical $\psi=0$ | Superfície superior | $Gr \leq Gr_{cr4}$ | Laminar | 0,67 | 0,25 | Arpaci <i>et al.</i> (1999) | (2.42) |
| | | $Gr_{cr1} \geq Gr > Gr_{cr4}$ | Transição | 0,057 | 0,33 | Black e Norris (1975); Holman (2002); Lim <i>et al.</i> (2011) | (2.43) |
| | | $Gr > Gr_{cr1}$ | Turbulento | 0,1335 | 0,33 | Holman (2002) | (2.44) |

Para placas verticais foi analisada a transferência de calor apenas na superfície superior, e o regime de escoamento foi definido pela variação do número característico de Grashof (vide Tabela 2.3). As fontes consultadas foram Arpaci *et al.* (1999), Lim *et al.* (2011), Holman (1999) e Black e Norris (1975). Na caracterização de Perovic *et al.* (2017) são utilizados os valores de Gr para agrupar de forma efetiva os grupos de regime de escoamento que apresentam

correlações variadas com relação aos números de Ra e Nu. E no caso da Tabela 2.3 que trata dos casos em que a placa está inclinada pode ser percebido que o valor de $C(\psi)$ é bastante influenciado pelo ângulo de inclinação da placa.

Tabela 2.4 Correlações estudadas para placas planas inclinadas. Adaptado de Perovic *et al.* (2017)

| $Nu(\psi)=C(\psi) \cdot (\Pi_N)^n$ | | Temperatura Constante nas placas | | | | Referência | Eq. | |
|--|---------------------|--|-------------------------------|---|-------------------------------------|--|--|--------|
| $\Pi_N=Ra/(1+0,492/Pr)$ | | $0,001 \leq Pr \leq +\infty$ | | | | | | |
| Geometria | | Variação de Gr | Regime de escoamento | Correlação | | | | |
| Placa | Superfície | | | $C(\psi)$ | N | | | |
| Inclinada, $0^\circ < \psi < 90^\circ$ | Superfície superior | $Gr \leq Gr_{cr4}$ para $\psi < 21,42^\circ$ ^b , $Gr \leq Gr_{cr1}$ para $21,42^\circ \leq \psi < 30^\circ$ e para $Gr \leq Gr_{cr2}$ for $\psi \geq 30^\circ$ | Laminar | $0,376 + 0,294 (\cos \psi)^{1/4}$ | 0,25 | Arpaci <i>et al.</i> (1999); Holman (2002) | (2.45) | |
| | | | | $0,616 + 0,054 (\cos \psi)^{1/4}$ | 0,25 | Arpaci <i>et al.</i> (1999); Holman (2002) | (2.46) | |
| | | | Transição | $Gr_{cr1} \geq Gr > Gr_{cr4}$ para $\psi < 21,42^\circ$ $Gr > Gr_{cr4}$ para $\psi \geq 21,42^\circ$ | $0,057 + 0,098 (\sen \psi)^{1/3}$ | 0,25 | Black e Norris (1975); Holman (2002); Lim <i>et al.</i> (2011) | (2.47) |
| | | | | Turbulento | $0,1335 + 0,0456 (\sen \psi)^{1/3}$ | 0,33 | Holman (2002) | (2.48) |
| | Superfície inferior | | $Gr \leq Gr_{cr5}$ | Laminar | $0,308 + 0,362 (\cos \psi)^{1/4}$ | 0,25 | Arpaci <i>et al.</i> (1999); Holman (2002) | (2.49) |
| | | | $Gr_{cr3} \geq Gr > Gr_{cr5}$ | Transição | $0,046 + 0,011 (\cos \psi)^{1/3}$ | 0,33 | Black e Norris (1975); Holman (2002); Lim <i>et al.</i> (2011) | (2.50) |
| $Gr > Gr_{cr3}$ | | | Turbulento | $0,036 + 0,0975 (\cos \psi)^{1/3}$ | 0,33 | Holman (2002) | (2.51) | |

Tabela 2.5 Correlações estudadas para placas planas horizontais. Adaptado de Perovic et al. (2017)

| $Nu(\psi)=C(\psi) \cdot (\Pi_N)^n$ | | Temperatura Constante nas placas | | | | Referência | Eq. |
|------------------------------------|---------------------|----------------------------------|----------------------|-------------|------|--|--------|
| $\Pi_N=Ra/(1+0,492/Pr)$ | | $0,001 \leq Pr \leq +\infty$ | | | | | |
| Geometria | | Variação de Gr | Regime de escoamento | Correlação | | | |
| Placa | Superfície | | | C(ψ) | n | | |
| Horizontal, $\psi = 90^\circ$ | Superfície superior | $Gr \leq Gr_{cr2}$ | Laminar | 0,376 | 0,25 | Arpaci <i>et al.</i> (1999); Holman (2002) | (2.52) |
| | | | | 0,616 | 0,25 | Arpaci <i>et al.</i> (1999); Holman (2002) | (2.53) |
| | | $Gr > Gr_{cr4}$ | Transição | 0,155 | 0,33 | Black e Norris (1975); Holman (2002); Lim <i>et al.</i> (2011) | (2.54) |
| | | $Gr_{cr2} < Gr \leq Gr_{cr4}$ | Turbulento | 0,1791 | 0,33 | Holman (2002) | (2.55) |
| | Superfície inferior | $Gr \leq Gr_{cr5}$ | Laminar | 0,308 | 0,25 | Arpaci <i>et al.</i> (1999); Holman (2002) | (2.56) |
| | | $Gr_{cr3} \geq Gr > Gr_{cr5}$ | Transição | 0,046 | 0,33 | Black e Norris (1975); Holman (2002); Lim <i>et al.</i> (2011) | (2.57) |
| | | $Gr > Gr_{cr3}$ | Turbulento | 0,036 | 0,33 | Holman (1999) | (2.58) |

Para a placa horizontal, a caracterização da superfície superior e inferior foram divididas em dois grupos, e cada um deles mostrou a correlação para os três regimes de escoamento do fluido.

b) Convecção mista

O regime de convecção mista caracteriza-se pelo comportamento do escoamento onde a velocidade do fluido é induzida pelo agente externo (no caso o vento incidente) e pelos efeitos de força de empuxo da convecção natural. Os regimes característicos do problema são definidos pelo número de Richardson, definido como

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (2.59)$$

Onde Re é o número de Reynolds, quantificado por

$$Re = \frac{LU_{\infty}}{\nu} \quad (2.60)$$

De forma que U_{∞} é a velocidade do escoamento livre, L é o comprimento característico da geometria e ν é a viscosidade cinemática do fluido, que é igual a viscosidade μ sobre a densidade ρ .

Para convecção mista deve ser observado qual a velocidade do vento que leva o escoamento a possuir uma convecção forçada dominante com relação a convecção natural, para que dessa forma possa ser identificado o comportamento do sistema por atuação majoritária da convecção forçada. Um conjunto de limites estabelecem as faixas de regime específico para a convecção mista

$$\frac{Gr}{Re^2} < 0,1 \quad \text{Natural é insignificante}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} > 10 \quad \text{Forçada é insignificante}$$

$$0,1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10 \quad \text{Forçada e natural são relevantes}$$

Na Figura 2.6 podem ser observadas as situações de posicionamento entre as direções relativas dos movimentos de empuxo induzido pela convecção natural e da direção do vento da convecção forçada. Quando essas duas direções estão no mesmo sentido é configurado um escoamento assistido, no qual os dois tipos de transferência de calor atuam numa mesma direção e elevam o coeficiente de transferência de calor. Quando os escoamentos são opostos a convecção natural oferece resistência à convecção forçada, e a transferência de calor é reduzida e por fim existem situações em que o movimento de empuxo de flutuação é transversal à convecção forçada, nesse caso ocorre a contribuição na transferência de calor.

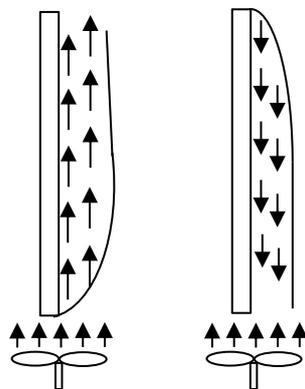


Figura 2.4 Direções relativas dos movimentos de flutuação induzida e de convecção forçada, adaptado de Çengel (2009).

Em condições de convecção forçada as equações empíricas refletem uma lei de potência em geral expressa por

$$\overline{Nu_f} = CRe^m Pr^n \quad (2.61)$$

Em condições de convecção forçada (vento incidente) (ÇENGEL, 2002), o coeficiente de troca convectiva é quantificado pela relação para placa plana, dada por:

$$Nu_f = 0,664Re^{1/2}Pr^{1/3}; \text{ para } Re \leq 2,5 \times 10^5 \quad (2.62)$$

Se $Re > 5 \times 10^5$, o escoamento sobre o módulo é turbulento sendo, portanto, indicado o uso das expressões (ÇENGEL, 2002):

$$Nu_f = (0,037Re^{4/5} - 841)Pr^{1/3}, \text{ para } 2,5 \times 10^5 < Re \leq 10^7 \quad (2.63)$$

e

$$Nu_f = 0,037Re^{4/5}Pr^{1/3}, \text{ para } Re > 10^7 \quad (2.64)$$

E alternativamente para todos os regimes em módulos solares, pode ser utilizada, como descrita em Balog *et al.* (2009), a equação:

$$Nu_f = 0,931Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (2.65)$$

Em Klimenta *et al.* (2014) *apud* Perovic *et al.* (2017) são aprofundadas as discussões a respeito das equações de convecção mista e quando podem ser observados esses fenômenos.

Em Jubayer (2016) foi realizada uma simulação em 3 dimensões de calor convectivo induzido pelo vento num painel solar montado sobre o solo utilizando uma simulação de Navier Stokes de Reynolds Averaged, com modelo de turbulência $k-\omega$ do tipo SST (*shear stress transport*). Para validar a simulação numérica foi utilizado um experimento de velocímetro de imagem de partículas (PIV) em túnel de vento. As direções do vento utilizadas foram 0° e 180° , para cada uma dessas direções foram realizadas três velocidades diferentes de vento (1, 5 e 10 m/s). Nessas simulações foram obtidas as configurações de distribuição do coeficiente de transferência de calor convectivo (CHTC) nas superfícies dos módulos solares.

Nos casos em que prevalecia a convecção natural, a configuração do coeficiente de transferência de calor era similar nas superfícies inferior e superior do painel, porém quando o número de Re era aumentado e a dominância era da convecção forçada a superfície superior (que ficava virada para a direção do vento) alcançou valores de coeficiente de troca de calor superiores a 130% do que na superfície inferior da placa (JUBAYER *et al.*, 2016).

Em condições de convecção natural (condição de vento nulo), podem ser utilizadas as equações 2.13 a 2.58, já apresentadas nesse trabalho.

Na maioria das situações reais, o regime de escoamento convectivo envolve tanto a convecção natural (dependendo das condições uma das equações apresentadas no tópico 2.2.1.1), como a convecção forçada pelo vento, (podendo ser dada pela Eq. 2.62 a 2.65). Neste sentido, uma relação para a convecção mista pode ser proposta na forma:

$$Nu = (Nu_f^n + Nu_n^n)^{1/n} \quad (2.66)$$

Nesse trabalho foi utilizado $n=3$, como em Churchill e Chu (1975) e Çengel (2009).

c) Considerações sobre a estimativa de coeficientes de transferência de calor

Considerando um dos objetivos desse trabalho como estimar a incerteza dos coeficientes de transferência de calor, o cálculo de h , utilizando as equações desenvolvidas para convecção natural em diversas condições de escoamento e temperaturas que podem ser uma fonte considerável de erro. Alguns argumentos podem ser apresentados nesse sentido.

- Em situações reais, a transição da turbulência em convecção mista em superfícies planas inclinadas é influenciada pela camada limite de cisalhamento (como na transição de escoamento forçada numa placa plana). De fato, para condições típicas de escoamento em módulos fotovoltaicos (FV), o número de Rayleigh induz a uma condição característica de um regime turbulento ($Ra > 10^9$). Por outro lado, para convecção forçada, uma velocidade típica de vento de 5 m/s pode manter o fluxo em um regime laminar ($Re < 2,5 \times 10^5$) (Figura 2.5);
- A influência mútua das fontes de instabilidade devido ao cisalhamento e o empuxo não é totalmente levada em consideração nas equações 2.62 a 2.65, considerando a não existência de uma condição própria para a transição para a turbulência. Consequentemente, a relação empírica apropriada para ser empregada para os valores de Nu_f (laminar, de transição ou turbulento) é ainda uma questão em aberto;
- Em condições atmosféricas reais a turbulência do vento é sempre observada. Assim, o uso direto da Eq. 2.62 para as condições de escoamento laminar não é tão evidente. A turbulência de fluxo livre influencia o fluxo de entrada, como é relatado na Eq. 2.62. Esse argumento é explorado em alguns trabalhos baseados em simulações LES (como o estudo para módulos verticais) (GARBRUCHT, 2017) ou para experimentos *in situ* (PEROVIC *et al.*, 2019); (BALOG *et al.*, 2009); (COLE e STURROCK, 1977), (SHARPLES e CHARLESWORTH, 1998) e (ADKINS, 2013), onde a influência de vento reais e sua turbulência são considerados;
- Uma abordagem alternativa para o coeficiente de transferência de calor para superfícies planas submetidas a condições ambientais, é o uso de equações algébricas lineares destinadas a essa finalidade, relacionando diretamente esse coeficiente a velocidade do vento (U_w), como pode ser observado na equação $h = c_1 + c_2 U_w$,
Onde c_1 e c_2 constantes adaptadas ao problema (veja as discussões em Armstrong e Hurley (2010), Akhsassi *et al.* (2018) e Langtry e Menter (2005)). Essa é uma

abordagem útil que em baixas velocidade de vento deixa um valor constante para h para qualquer temperatura nas superfícies dos módulos. Que não é realista, assim a incerteza no uso dessa equação é da ordem em torno de 20 % a 30% (ARMSTRONG E HURLEY, 2010);

- Os erros gerados pela utilização da equação $h = c_1 + c_2 U_w$ são uma discussão que tem sido claramente apontada desde os anos 70, através de experiências como de Sparrow e Tien (1977). A incerteza da estimativa de h é reportada em torno de 100%, mesmo para condições de convecção forçada em condições para módulos planos solares;
- Em seu trabalho, Akhasassi *et al.*(2018) apresentam um estudo experimental de acompanhamento da operação de uma pequena central solar de 7,2 KWp instalada no Marrocos, na qual termopares são utilizados para medição da temperatura do módulo. O trabalho discute várias questões associadas ao balanço térmico dos módulos, avaliando também os valores dos coeficientes de troca médio ao longo do registro temporal, assim como sua variância. No caso específico deste trabalho (que utiliza módulos *Sunpower* SPR com 225 Wp), o valor obtido para o coeficiente de troca é ajustado por uma relação linear com a velocidade do vento, expressa pela equação:

$$U_L = U_{L,0} + U_{L,1}U_\infty \quad (2.67)$$

onde $U_{L,0}$ e $U_{L,1}$ são constantes obtidas pelo ajuste de dados experimentais.

Cabe observar que, no presente trabalho, o módulo troca calor pelas duas superfícies, e essa formulação é ligeiramente diferente da proposta por Akhsassi *et al.*(2018) que considera no balanço térmico a troca somente pela superfície superior. Isto faz com que as constantes obtidas pelos autores devam ser divididas pela metade. Logo, com base neste trabalho, $U_{L,0} = 12,34 \text{ W/m}^2\text{-K}$ e $U_{L,1} = 3,07 \text{ W.s/m}^3\text{-K}$, o que é coerente com expressões clássicas propostas em normas e textos de uso geral (DUFFIE e BECKMAN, 2006).

$$T = T_\infty - (T_{NOCT} - 20) \frac{G}{G_{NOCT}} \quad (2.68)$$

O ajuste obtido pelos autores apresenta $R^2 = 0,7319$, os quais reportam uma coerência com outras referências bibliográficas de trabalhos experimentais. Um intervalo de confiança de $\pm 5 \text{ W/m}^2\text{-K}$ em torno do valor de U_L , majora a incerteza em relação à expressão linear proposta pela Eq. 2.67. O autor também identifica uma incerteza em relação à temperatura do módulo entre 1°C e 4°C em relação aos modelos de cálculo da temperatura utilizando o balanço linearizado (na mesma forma que será expresso nesse trabalho na Eq. 3.14), com U_L calculado pela Eq. 2.67. Coloca-se também que a expressão simplificada utilizando TNOCT subestima a temperatura do módulo em

condições de vento nulo e sobrestimam em condição de vento incidente. O valor da incerteza cresce com a irradiância.

- De forma equivalente, o trabalho de (MATTEI *et al.*, 2006) avalia a variação do coeficiente de transferência de calor global para diferentes condições de escoamento de vento incidente em um módulo solar, encontrando também uma relação próxima a Eq. 2.67. Nota-se que o espalhamento de dados experimentais em torno da tendência refletida pela Eq. 2.67 é grande, colocando uma incerteza muito alta na estimativa do coeficiente de troca.

A avaliação do uso das equações empíricas para h (como mostrado na seção do modelo globalizado), tendo em conta o contexto das últimas considerações, será explorado ao longo do texto depois dos resultados numéricos e experimentais, destacando a incerteza da modelagem empírica dos coeficientes de transferência de calor. Na figura 2.5, apresenta-se a caracterização do regime de escoamento num painel com $L=1,4$ m. Nessa figura podem ser identificadas as áreas em que cada um dos efeitos de convecção tem impactos majoritários na transferência de calor dependendo da diferença de temperatura e da velocidade do vento. Pode ser observado que baixas velocidades de vento já podem ter efeitos majoritários quando a diferença de temperatura não é muito alta ($T - T_a$).

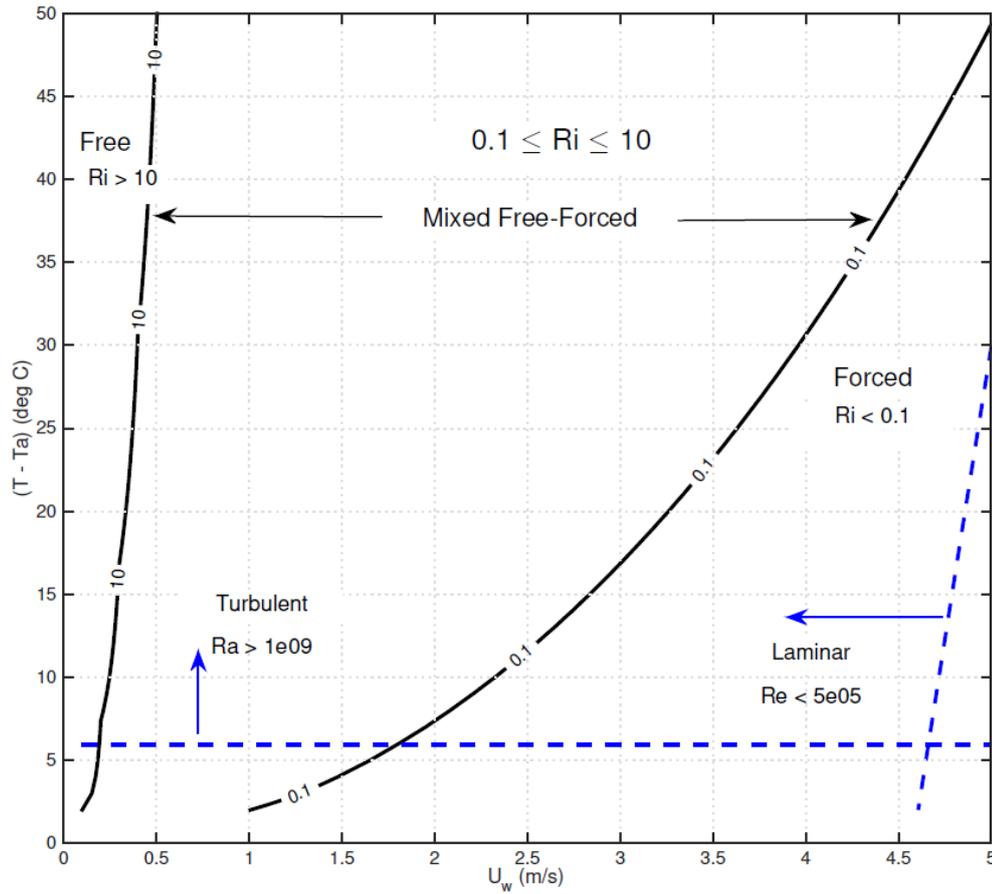


Figura 2.5 Regime de escoamento típico num painel com $L=1,4$ m e temperatura ambiente igual a 20°C .

2.1.2 Modelo de conversão elétrica

No contexto do presente trabalho, a conversão de energia radiante em eletricidade em um módulo fotovoltaico é representada pelo comportamento de um circuito equivalente com um único diodo (Fig. 2.6). Este arranjo representa, de maneira geral, o comportamento de uma matriz de células fotovoltaicas (ZILLES *et al.*, 2016). Neste sentido, classicamente a curva I-V do módulo é equacionada pela lei de Kirchhoff através da:

$$I = I_{PV} - I_0 \left[\exp\left(\frac{V + R_s I}{a V_T}\right) - 1 \right] - \frac{V + R_s I}{R_p} \quad (2.69)$$

Nesta equação I e V são a corrente e a tensão no módulo. I_{PV} e I_0 denotam as correntes elétricas de referência para a conversão fotovoltaica e de saturação, respectivamente, a ($=1-1.5$) é o fator de idealidade do diodo, R_s e R_p são as resistências equivalentes do circuito (série e paralelo). V_T é o termo de tensão associado à temperatura das N_s células conectadas em série, que é formulado por:

$$V_T = \frac{N_s K_b T}{q} \quad (2.70)$$

Em que $K_b=1,38065 \times 10^{-23}$ J/K (Constante de Boltzmann) e $q=1.60217646 \times 10^{-19}$ C (carga do elétron). Nesta equação a temperatura deve ser expressa em Kelvin. Logo, a potência elétrica e eficiência elétrica do módulo são expressas pelas equações expressas em 2.71.

$$P_v = VI; \eta = \frac{VI}{GA} \quad (2.71)$$

onde G é a irradiância no plano do painel (em W/m^2) e a sua área.

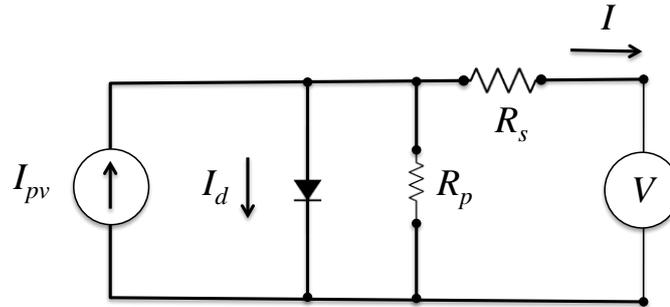


Figura 2.6 Circuito equivalente de um módulo fotovoltaico

Na Eq. 2.69, a corrente fotovoltaica I_{pv} pode ser formulada considerando sua dependência com a energia solar incidente e com a temperatura do módulo, onde se pode utilizar um modelo bi linear simples formulado por:

$$I_{PV} = (I_{PV,n} + K_I \Delta T) \frac{G}{G_n} \quad (2.72)$$

Nesta equação $I_{PV,n}$ é a corrente fotovoltaica em condições nominais (STC), $\Delta T = T - T_n$ e G_n é a radiação solar nas mesmas condições. K_I é uma constante do modelo que quantifica a dependência de I_{pv} com a temperatura. Observa-se que todas as variáveis com subscritos n relacionam-se à condição nominal normalizada, dita STC ($G_n = 1000$ W/m^2 e $T_n = 25$ $^{\circ}C$).

A correção da corrente de saturação com a temperatura é formulada pela equação proposta por (VILLALVA, GAZOLI E RUPERT FILHO, 2009), como descrito em:

$$I_0 = \frac{I_{SC,n} + K_I \Delta T}{\exp[(V_{oc,n} + K_V \Delta T) / aV_T] - 1} \quad (2.73)$$

Nesta equação $I_{sc,n}$ é a corrente de curto circuito e $V_{oc,n}$ denota a tensão de circuito aberto em condições de temperatura e irradiância nominais. Uma segunda constante de dependência da temperatura é introduzida ao modelo (K_V) cujo equacionamento é proposto por (MESSAGER e VENTRE, 2004). Esta correção de temperatura é mais precisa em condições de alta temperatura do módulo e em condições de operação próximas à condição de circuito aberto.

O modelo formulado pelas equações de 2.69 à 2.73 envolve um conjunto de sete constantes características do módulo fotovoltaico, que em geral são obtidas em testes de qualificação padronizados. O conjunto de constantes $\{I_{PV,n}, K_I, I_{sc,n}, V_{oc,n}, K_V\}$ é diretamente

disponibilizado pelas informações técnicas do fabricante dos módulos (ver Tab. 4.7 nos resultados do estudo de caso, por exemplo). Somente os valores de R_s e R_p devem ser obtidos por avaliações subsequentes, envolvendo métodos de identificação de sistemas não-lineares (e.g. HAN, WANG e CHEN, 2014; MUHAMMAD et al., 2019).

A estratégia numérica para obter os valores de $\{R_s, R_p\}$, deve utilizar algoritmos de busca não-linear para os parâmetros, considerando que a curva I-V passa pelos pontos $(I_{s0}, 0)$ e $(0, V_{oc})$, e apresenta máxima potência em condições nominais dada por P_m em V_m em STC (informações que são disponibilizadas no *datasheet* do módulo).

O modo de operação de módulos fotovoltaicos em usinas de conversão de energia solar envolve uma estratégia de manter o conjunto de painéis em condições próximas ao ponto de máxima potência (MPP). Este tipo de situação é alcançada através da eletrônica de potência embarcada nos inversores ou em caixas de junção que são conectados ao módulo, e possuem algoritmos de controle adaptativos MPPT (*maximum power point tracking*). Logo, para uma dada condição $\{G, T\}$, o sistema de eletrônica embarcada mantém os valores de I_{mpp} e V_{mpp} ótimos. Neste tipo de condição de operação, alguns modelos alternativos simplificados para a eficiência do módulo $\eta(G, T)$ podem ser utilizados com confiabilidade, representando assim o comportamento da conversão de energia em modo MPPT.

Diversos trabalhos apresentam modelos simplificados de desempenho do painel solar fotovoltaico associando sua eficiência à temperatura do módulo e à irradiância (ver DUBEY, SARVAIYA & SESHADRI, 2013) (SKOPLAKI & PALYVOS, 2009, por exemplo), ou seja, propõe-se uma modelagem paramétrica para a conversão de energia pelo módulo através de uma equação simplificada $\eta(G, T)$. Este tipo de abordagem para a estimativa de desempenho substitui o modelo completo não linear expresso pelas equações 2.69 -2.73 do modelo de conversão elétrica apresentado no item 2.2.1.1 desse trabalho.

O modelo aqui utilizado estabelece uma relação para eficiência na forma:

$$\eta(G, T) = \eta_{ref}(G) \cdot (1 + a_4 \Delta T) \quad (2.74)$$

em que η_{ref} é uma equação paramétrica, cujas constantes são obtidas pelo ajuste com a eficiência do painel à T_n , este termo pode ser descrito na forma:

$$\eta_{ref}(G) = a_1 + a_2 G + a_3 \ln(G) \quad (2.75)$$

Na Eq. 2.74: $\Delta T = T - T_n$.

Os parâmetros $\{a_1, a_2, a_3, a_4\}$ são obtidos utilizando resultados do modelo completo aplicado às características do painel. Como em geral o coeficiente a_4 é negativo, um dos

impactos da elevação da temperatura na superfície do módulo é a redução de sua eficiência de conversão.

Alguns trabalhos já vêm realizando estimativas de geração de energia fotovoltaica, Evans (1981) desenvolveu um procedimento para previsão mensal da saída de energia de um arranjo fotovoltaico restrito a convecção natural e com um sistema de rastreamento em duas dimensões.

A potência elétrica é dependente na eficiência do módulo (η) e pode ser formulada como a Eq.2.76.

$$P_e = \eta GA \quad (2.76)$$

Em que G é a irradiância por área e A a área exposta.

Em modelos lineares simples como o de Jones e Underwood (2001) (já apresentado no tópico 2.2.1.1) e para altas temperaturas a previsão T_{NOCT} falha, e esses cenários são recorrentes em situações como de sistemas de rastreamento e de regiões quentes.

Para calcular valores aproximados de eficiência é necessário fazer um balanço de calor na superfície dos módulos levando em consideração situações de pouco ou quase nenhum vento, já que esse caso representa a pior situação no que tange a troca de calor do módulo com o meio ambiente.

Outro mecanismo de troca de calor que está presente na modelagem de parâmetros e coeficientes é a irradiância que utiliza valores da temperatura ambiente e da temperatura na superfície do módulo elevadas a quarta potência.

Em estudos clássicos, uma simplificação é feita considerando a placa plana como uma superfície isotérmica, situação que pode ser refutada em constatações de estudo experimentais de Jubayer (2016) ou simulações numéricas relativas a estudos até mesmo de aletas ou dissipação de calor em superfícies planas.

Dentre as possibilidades desses temas associados é possível perceber uma lacuna na descrição mais detalhada desses fenômenos realizando e comparando as variações de calor ao longo das superfícies tridimensionais de forma experimental e comparando-as com resultados de simulações e estudos empíricos da literatura.

Conforme Anderson (2009) há uma perda na potência nominal associada ao incremento de temperatura e ela pode chegar a ser de $-0,5\% / ^\circ\text{C}$, já que a eficiência dos módulos estão, em geral, entre 6 % e 18%, essa perda poderia causar grandes impactos na geração.

Outros trabalhos como Kaplani e Kaplanis (2014) afirmam que é esperada uma faixa de redução da potência de 5% a 25% para uma irradiância de 1000 W/m^2 dependente da

temperatura do módulo fotovoltaico. Kaplani e Kaplanis (2020) desenvolvem uma equação para prever o comportamento da eficiência com a variação das temperaturas e da irradiância apresentada na Eq. 2.77.

$$\eta_{PV} = \eta_{STC} \cdot \left(1 + \gamma \cdot (T_{PV} - T_{PV,STC}) + \delta_k \cdot \ln(I_T / I_{T,STC}) \right) \quad (2.77)$$

Em que γ é igual a -0,5% e δ depende do material do módulo, para módulos de material policristalino PV é 0,11 e monocristalino 0,085.

Assim pode ser identificado que existem uma série de equações para determinar a eficiência de painéis fora de suas condições de operação padrão (STC). Porém, a necessidade de desenvolver estudos regionais levando em consideração características particulares para estimar a eficiência de geração para cada configuração de usina de forma adequada ainda é necessária, para além de testar modelos, garantir estimativas de desempenho realistas de usinas fotovoltaicas.

3. METODOLOGIA

Para analisar as formas de prever o comportamento térmico do módulo fotovoltaico, foi realizada uma contextualização do problema, abordando o modelo de conversão de energia em módulos fotovoltaicos. Uma revisão mais detalhada sobre os coeficientes de troca de calor de convecção natural, mista e forçada, e as correlações entre os números adimensionais que caracterizam do escoamento foi elaborada. Posteriormente, as estimativas dos coeficientes de transferência de calor e suas limitações foram abordadas. O modelo de conversão elétrica foi descrito e algumas considerações sobre a eficiência relacionada a temperatura foram apresentadas.

Foram desenvolvidas duas bancadas e nelas foram realizados experimentos de convecção natural (câmara de convecção natural) e forçada (túnel de vento). Os resultados foram comparados com correlações empíricas e com a simulação numérica com mesmas dimensões.

E foi desenvolvido um modelo matemático para previsão do comportamento dos módulos fotovoltaicos, levando em consideração tanto o modelo de conversão elétrica quanto o balanço térmico e suas trocas com o meio ambiente. Uma análise da sensibilidade dos valores de temperatura e potência com relação à variação do coeficiente h foi desenvolvida.

Os resultados dos experimentos, da simulação numérica, das correlações empíricas e do modelo matemático foram comparados com os dados de uma usina fotovoltaica em operação.

E foi avaliada a sensibilidade com relação à incerteza das estimativas de coeficientes de troca de calor com relação a temperatura e a potência convertida nos módulos fotovoltaicos.

As metodologias de realização das etapas do trabalho serão apresentadas detalhadamente ao longo dos próximos tópicos. A figura 3.1 apresenta um fluxograma resumido das etapas de realização do trabalho.

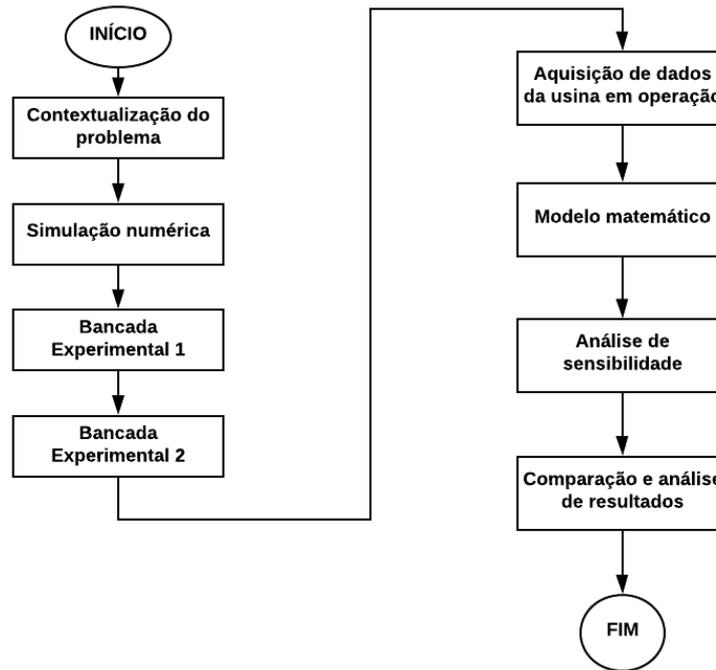


Figura 3.1 Fluxograma de processo de realização da tese.

3.1 MODELOS NUMÉRICOS

Uma simulação numérica em CFD foi realizada e posteriormente um modelo numérico foi descrito.

3.1.1 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para avaliar os coeficientes de transferência de calor convectivo, em regime de convecção natural, podem ser conduzidas simulações numéricas para um escoamento 3D (3 dimensões) sobre uma geometria de painéis fotovoltaicos a temperatura constante. Assim, para o escoamento do ar (classificado como fluido newtoniano incompressível) será considerado o termo de força de flutuação de Boussinesq, nessa modelagem da turbulência, a descrição do escoamento médio foi formulada pelas equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia (MENTER, 1994, MENTER *et al.*, 2003):

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \nu_T) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - g \beta_T (T - T_\infty) \delta_{i3} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\alpha + \sigma_T \nu_T) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (3.3)$$

Nestas equações os campos de velocidade, pressão e temperatura $\{u_i, p, T\}$ são definidos na média de Reynolds, onde ν e α denotam a viscosidade e difusividade térmica moleculares do ar e g é a aceleração da gravidade. No contexto do fechamento em primeira ordem do modelo de turbulência, introduz-se a viscosidade de turbulência ν_T expressa pela hipótese de Boussinesq modificada, que é formulada do modelo SST- $k\omega$ (Shear Stress Transport) e dada pela Eq. 3.4 (MENTER, 1994, MENTER *et al.*, 2003).

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, F_2 S)} \quad (3.4)$$

Nesta equação k é a energia cinética de turbulência e ω a frequência associada à taxa de dissipação formuladas por equações de transporte adicionais dadas nas equações 3.5 e 3.6.

$$\left(\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P1 - \beta^* \omega k \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\nu + \sigma_{\omega 1} \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha S^2 - \beta_1 \nu \omega^2 + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (3.6)$$

O termo de produção P1 nestas equações é quantificado por:

$$P1 = \nu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow P = \max(P, 10\beta^* k \omega) \quad (3.7)$$

Onde $F1$ é definido pela Eq. 3.8.

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3.8)$$

Com:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (3.9)$$

As outras constantes são todas oriundas dos modelos de $k-\epsilon$ e de $k-\omega$, com alguns ajustes, com valores: $\beta^*=0,09$, $\alpha_1=0,44$, $\beta_1=3/40$, $\sigma_{k1}=0,85$, $\sigma_{\omega 1}=0,5$; $\alpha_2=5/9$, $\beta_2=0,0828$; $\sigma_{k2}=1$ e $\sigma_{\omega 2}=0,856$ (MENTER, 1994, MENTER *et al.*, 2003).

Lembra-se ainda que é utilizado o invariante do tensor taxa de deformação $S = (S_{ij}, S_{ij})/2$ determinado na Eq. 3.10. E ainda a função de adequação da hipótese de Boussinesq F_2 , dada pela Eq. 3.11.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.10)$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right)^2 \right] \right\} \quad (3.11)$$

O modelo de escoamento turbulento apresentado pelas equações (3.1) -(3.11) pode ser resolvido pelas técnicas numéricas atuais da CFD (*Computational Fluid Dynamics*), aplicadas ao conjunto de equações diferenciais parciais apresentadas.

No sentido de avaliar os coeficientes de transferência de calor convectivo, em regime de convecção natural, um estudo de simulação numérica foi conduzido para o escoamento turbulento 3D sobre uma geometria de conjunto de módulos fotovoltaicos a temperatura constante.

Para a simulação numérica preliminar foi usada a equação empírica para condições de vento nulo (convecção natural) para placas inclinadas, proposta por Churchill & Chu (1975), descrita na Eq. 2.13. Esta equação será utilizada como base comparativa para os valores obtidos na simulação numérica por CFD. A potência elétrica do módulo é formulada pela Eq. 2.75 e a eficiência (η) pela Eq. 2.73, para o comportamento elétrico do painel nas condições de referência são adotadas como $T_{ref}=25^{\circ}\text{C}$ e $G_{ref}=1000\text{ W/m}^2$.

A implementação dessa simulação foi inserida na ferramenta comercial SST- $k\omega$ ANSYS-CFX 14. Desta maneira, os resultados da simulação numérica envolvem a obtenção dos campos de temperatura no escoamento, permitindo calcular as trocas de calor nas superfícies inferior e superior do módulo.

O modelo dinâmico dado na Eq. 2.1 e complementado pelos modelos de seus termos Eq. 2.2 a Eq. 2.4, as equações de Nu de Churchill e Chu (1975) e equações de potência e eficiência já apresentadas (Eq. 2.74 e Eq.2.76), expressa a evolução transiente da temperatura do módulo para condições impostas de radiação incidente $G(t)$ e temperatura ambiente $T_{\infty}(t)$. Um algoritmo incremental simples tipo Euler pode ser utilizado, com passos de tempo da ordem de 0,5 segundos, proporcionando um modelo robusto para estimativa de temperatura e potência elétrica convertida.

Um modelo de equilíbrio pode ser considerado, utilizando na Eq. 2.1 considerando $C=0$. Para esta condição, um método de solução de equações não lineares foi utilizado (e.g. Matlab fsolve).

Classicamente, na literatura de módulos solares fotovoltaicos, a temperatura do módulo é determinada pelo modelo NOCT (DUFFIE E BECKMAN, 2013). Este modelo simplificado expressa a temperatura do módulo apresentado na Eq. 2.68.

Nesta equação, como já explicado T_{NOCT} é a temperatura nominal de operação da célula, que é dada nos catálogos dos módulos comerciais. Esta expressão é calibrada nas condições de baixa velocidade do vento (inferior a 1 m/s) e $G_{NOCT}=800\text{ W/m}^2$. Este é um modelo simples que não representa fisicamente os fenômenos complexos de transferência de calor. Nota-se, no

entanto, que a Eq. 2.74 de eficiência, dependente de parâmetros, é extensivamente utilizada no projeto de sistemas fotovoltaicos assim como nas normas de referência IEC 61215 e IEC 61646.

Para a simulação numérica do problema, considera-se um domínio composto por uma placa inclinada, com dimensões típicas de módulos em arranjo de sistemas de rastreamento. As dimensões características do domínio geométrico do problema são apresentadas na Figura 3.2.

Nesta geometria, uma malha tetraédrica é construída, contendo 1.641.849 nós e 5.097.537 elementos, com refinamento prismático adequado próximo à parede no sentido de manter baixos valores de y^+ . Estes refinamentos são compatíveis com qualidade de malhas que permitem a descrição precisa dos campos em regiões de forte gradiente de velocidade e temperatura na proximidade da superfície do módulo. Detalhes da discretização espacial do problema são ilustrados na Figura 3.2.

As condições de contorno aplicadas ao domínio têm as seguintes características:

- Parede isotérmica para as superfícies do módulo, com temperatura especificada (entre 40-70°C) e condições hidrodinâmicas de parede (velocidade nula e campo $k-\omega$ compatíveis com o modelo SST em condições de baixo número de Reynolds);
- Superfícies de afluxo lateral, com temperatura ambiente especificada;
- Fundo com parede com deslizamento livre e fluxo normal nulo;
- Plano superior com fluxo livre.

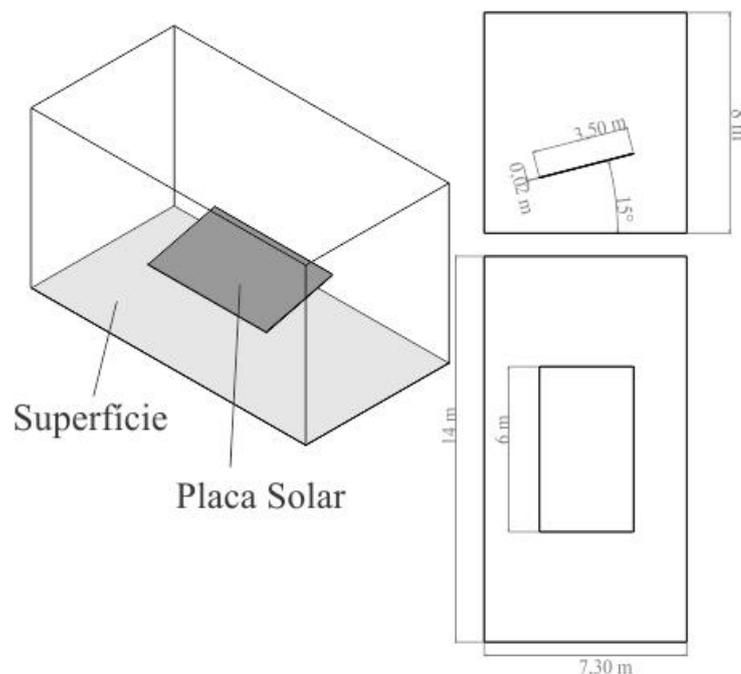


Figura 3.2 Domínio de cálculo- medidas em metros

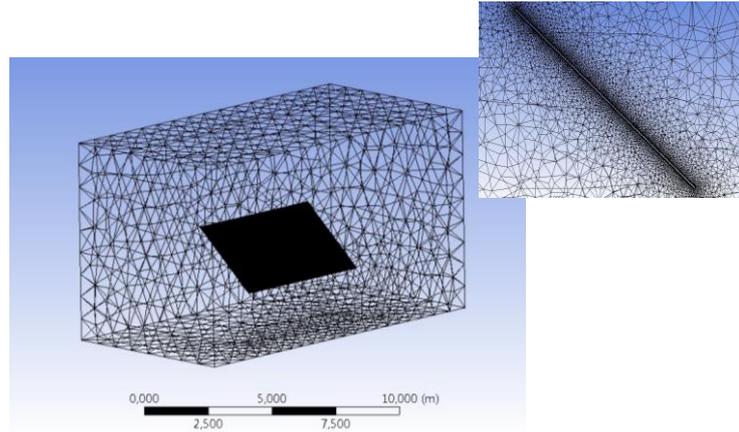


Figura 3.3 Detalhes da Malha (1641849 nós e 5097537 elementos)

A escolha da malha foi realizada através de um estudo de redução do resíduo e aderência dos resultados alcançados, além de um tempo de processamento adequado.

3.1.2 MODELO TÉRMICO LINEARIZADO E ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

O modelo de transferência de calor, previamente apresentado, pode ser modificado a partir de uma linearização dos termos de radiação. Neste sentido, a partir do modelo completo para $Q_{r,lw}$, explicitado pela Eq. 2.4, propõe-se uma aproximação linearizada formulada pela Eq. 3.12. No anexo A.1 essa linearização é explicada de forma detalhada.

$$Q_c = 2h_r A(T - T_\infty) \quad (3.12)$$

Onde h_r é o coeficiente de troca por radiação, que pode ser considerado constante em uma primeira aproximação. Considerando, portanto, um regime permanente e as equações 2.1, 2.4 e 2.6, bem como o valor da potência expresso pela eficiência do módulo (Eq. 2.76), obtém-se a Eq. 3.13.

$$0 = Q_{r,sw} - Q_{r,lw} - Q_c - P = GA(\tau\alpha)_{eff} - 2h_f A(T - T_\infty) - 2hA(T - T_\infty) - GA\eta_{ref}[1 + a_1(T - T_n)] \quad (3.13)$$

A partir disso pode-se escrever uma equação fechada para a temperatura do módulo proposta nesse trabalho por:

$$T = \frac{G[(\tau\alpha)_{eff} - \eta_{ref}(1 - a_1 T_n)] + 2T_\infty h_r + 2hT_a}{2(h + h_r) + G\eta_{ref}a_1} \quad (3.14)$$

Na Eq. 3.15 introduz-se o coeficiente global de troca apresentado na Eq. 3.14.

$$U_L = h_r + h \quad (3.15)$$

Nota-se, no entanto, que a Eq. 3.14 ainda apresenta um comportamento não-linear para com a temperatura do módulo, tendo em vista que o coeficiente de troca convectiva h , e mesmo h_r , são ainda dependentes da própria temperatura devido ao modo de convecção natural e da

linearização do termo de quarta potência da equação de Stefan-Boltzmann. Logo, embora este modelo linearizado seja utilizado no presente trabalho para fins de comparação, a estratégia de modelagem aqui sugerida centra-se na utilização direta e mais precisa do modelo térmico não-linear completo, formulado pelas equações 2.1 -2.4. O modelo proposto na Eq. 3.14 será principalmente utilizado para a análise de sensibilidade da relação da temperatura do módulo ($\delta T/\delta U_L$).

Neste sentido, o coeficiente global de troca, U_L , incorpora as parcelas convectivas e radiativas cujas incertezas de sua determinação podem ser majoradas por $U_L \pm 0,5$.

Esta incerteza é inerente ao estabelecimento e uso de equações empíricas para o número de Nusselt, que carregam uma generalização de uma dada configuração (escoamento em placa plana inclinada). Em geral, as condições ideais de escoamento não são plenamente verificadas nas situações reais de instalação de um painel solar. Neste sentido, é natural que as estimativas de Nu carreguem uma incerteza própria associada à natureza da estimativa de parâmetros de transferência de calor dados pelas equações 2.16 -2.65. Isto se propaga para a incerteza na estimativa da temperatura do módulo e por consequência o erro relacionado à potência de conversão, apresentado na Eq. 2.74.

A partir da Eq. 2.76 é proposta uma avaliação da sensibilidade da eficiência em relação à estimativa de temperatura do módulo. Logo, para avaliar a tendência de sensibilidade ($\delta\eta/\delta T$), e consequentemente ($\delta P/\delta T$), utiliza-se a igualdade

$$\delta\eta^2 = \left(\frac{\partial\eta}{\partial T}\right)^2 \delta T^2 \quad (3.16)$$

A partir da derivada da Eq. 2.74 e eficiência obtém-se a Eq. 3.17.

$$\delta\eta^2 = (\eta_{ref} \cdot a_4)^2 \delta T^2 \quad (3.17)$$

Assim portanto, a potência de conversão pode ser escrita na forma da Eq. 3.18.

$$\delta P^2 = (A \cdot G \cdot \eta_{ref} \cdot a_4)^2 \delta T^2 \quad (3.18)$$

Considerando que a ordem de magnitude do fator de propagação da incerteza pode ser majorada em $(AG\eta_{ref}a_4) \sim O(10^{-1} - 10^0)$, a Eq. 3.18 proporciona uma incerteza estimada para a potência entre 0.1-1W para cada °C de incerteza na temperatura do módulo.

Logo, propagando a incerteza do coeficiente U_L para a temperatura do módulo, tem-se a Eq. 3.19.

$$\delta T^2 = \left(\frac{\partial T}{\partial U_L}\right)^2 \delta U_L^2 \quad (3.19)$$

A partir da derivação da Eq. 3.14, é obtida a Eq. 3.20.

$$\delta T^2 = \left(\frac{T_\infty}{U_L + G\eta_{ref}a_4} - \frac{G[(\tau\alpha)_{eff} - \eta_{ref}(1 - a_4T_n)] + T_\infty U_L}{(U_L + G\eta_{ref}a_4)^2} \right)^2 \delta U_L^2 \quad (3.20)$$

Considerando que $(G\eta_{ref}a_4) \sim O(10^{-1})$ e $(\eta_{ref}a_4T_n) \sim O(10^{-3})$ a Eq. 3.20 pode ser aproximada pela Eq. 3.21.

$$\delta T^2 \cong \left(\frac{G[(\tau\alpha)_{eff} - \eta_{ref}]}{U^2} \right)^2 \delta U_L^2 \quad (3.21)$$

Tendo em vista que os valores das diferentes variáveis podem ser majorados como $G \sim O(10^3)$, $[(\tau\alpha)_{eff} - \eta_{ref}] \sim O(10^{-1})$ e $U \sim O(10^1)$, pode-se estimar a propagação de incerteza na ordem da Eq. 3.22.

$$\delta T^2 = (10^0)^2 \delta U_L^2 \quad (3.22)$$

Complementando com as magnitudes dos erros dados nas Eq. 3.21, temos a Eq. 3.23.

$$O(T_a) \sim O(T_\infty) \sim 10^1; O(h) \sim O(h_r) \sim 10^1; O(G\eta_{ref}a_1) \sim 10^0 \quad (3.23)$$

Assim a Eq. 3.23 pode estimar o erro da temperatura do módulo relacionada à propagação da incerteza do coeficiente de transferência de calor h . E a Eq. 3.25 o erro da potência com relação a temperatura.

$$\frac{\delta T}{\delta h} \sim 1 \text{ } ^\circ\text{C}/(\text{W}/\text{m}^2 - \text{K}), \quad (3.24)$$

$$\frac{\delta P_e}{\delta T} \sim 1 \text{ (W/ } ^\circ\text{C)}, \quad (3.25)$$

A partir da Eq. 3.25 pode-se obter uma estimativa da propagação de incerteza para a potência na ordem de $\frac{\delta P}{\delta U_L} \sim 0,1 - 1 \text{ W}/(\text{W}/\text{m}^2\text{-K})$.

Assim, ao resolver a Eq. 2.4 do modelo globalizado para a condição do estado estacionário, permite uma estimativa da temperatura do módulo, sua incerteza e conseqüentemente a incerteza da potência. No Apêndice B foi realizado um estudo de caso utilizando dados dos módulos KYOCERA -KC200GT com suas características técnicas e seus modelos adjuntos para a eficiência. A partir da próxima seção são apresentados os modelos e a plataforma utilizada para resolução do modelo formulado no trabalho.

- Plataforma do código PVdyn

No sentido de implantar uma plataforma de simulação numérica do comportamento de módulos fotovoltaicos, um conjunto de funções foram programadas no *software* Matlab©, cuja estrutura lógica é apresentada na figura 3.4. O código PVdyn utiliza como dados de entrada as condições ambientais $\{G, U_\infty, T_\infty\}$ ao longo do tempo (um dia, por exemplo), bem como os dados

operacionais do módulo fotovoltaico disponíveis no *datasheet* do fabricante. O programa permite a simulação do comportamento do painel através do cálculo da potência convertida e da sua temperatura de operação, utilizando o modelo em regime permanente ou em comportamento dinâmico.

Os métodos numéricos para solução de equações não-lineares (Matlab fzeros) e de integração temporal, permitem a obtenção da evolução dinâmica de $\{P, T_m, \eta\}$, com baixos níveis de erros numéricos.

Os dados das condições de operação podem ser inseridos como vetores numéricos (representando uma medição em campo) ou ainda pode utilizar uma base de dados de estações solarimétricas (INPE-SONDA, por exemplo) ou de modelos sintéticos para irradiância intra-diária.

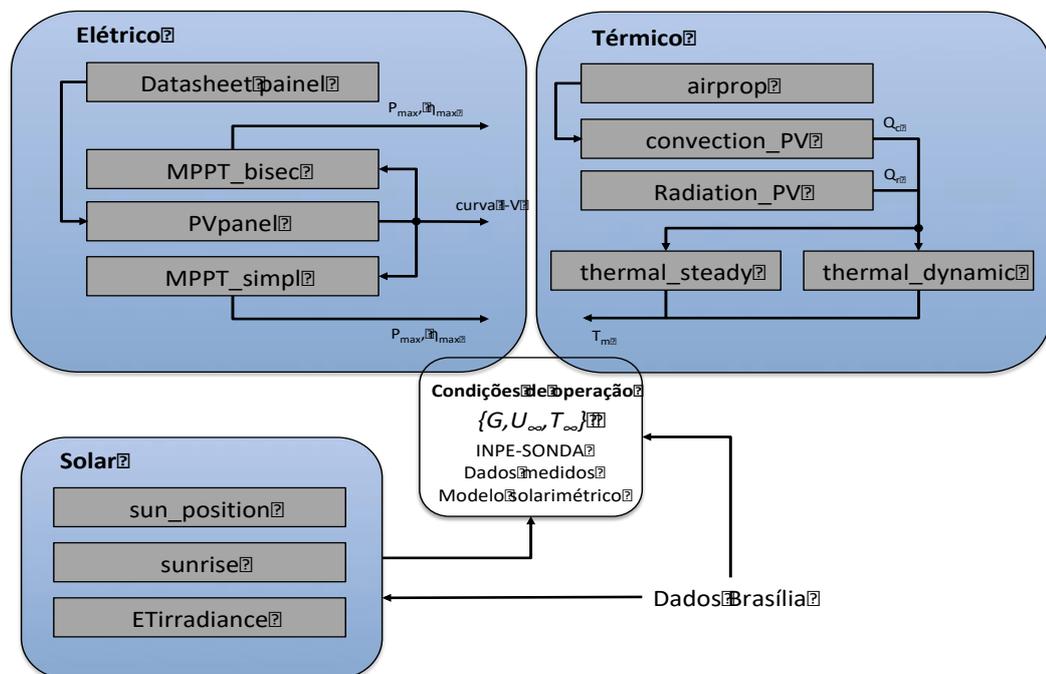


Figura 3.4 Estrutura do código PVdyn

As funções desenvolvidas para o código representam o equacionamento dos modelos elétrico e térmico, associadas à cálculos adicionais necessários para sua implementação, com interface de entrada e saída de dados. Trata-se de um código de pesquisa que necessita um conhecimento adjunto para uso da plataforma Matlab©.

Para o modelo elétrico o seguinte conjunto de funções foi desenvolvido:

- **PVpanel** – Obtenção da curva I-V através da solução da equação não-linear, considerando condições de entrada dadas pela Temperatura do módulo e da irradiância. O modelo utiliza como dados adicionais os valores disponibilizados no *datasheet* do

fabricante $\{I_{PV,n}, K_I, I_{sc,n}, V_{oc,n}, K_v\}$ e os valores das resistências elétricas características $\{R_s, R_p\}$;

- **MPPT_bisec** – A partir da curva I-V e P-V, um algoritmo de busca de máximo valor baseado no método de bissecção é implementado, obtendo assim, para uma dada temperatura e irradiância os valores de operação em modo MPPT $\{P_{max}, I_{max}, V_{max}\}$;
- **MPPT_simpl** – Esta função alternativa calcula os valores de operação em modo MPPT, utilizando o modelo simplificado descrito pelas equações 2.74 e 2.75 . Como opção, ela também encontra os valores das constantes $\{a_1, a_2, a_3, a_4\}$. Esta implementação é bem mais rápida em termos computacionais que a função anterior.

Para o modelo térmico as seguintes funções representam o equacionamento apresentado na seção que explica sobre o balanço térmico com seu modelo detalhado.

- **airprop** – Calcula as propriedades termofísicas do ar para uma dada condição de temperatura ambiente e de pressão atmosférica;
- **convection_PV** – Calcula o calor dissipado e o coeficiente de troca por convecção, considerando o regime de convecção misto (natural+forçada);
- **radiation_PV** – Calcula o calor dissipado e o coeficiente linearizado de troca por radiação, considerando os fatores de forma da emissão em ondas longas pelas superfícies superior e inferior do painel;
- **thermal_steady** – Obtém-se a temperatura de operação do módulo através da solução do problema não-linear associado ao balanço térmico considerando regime permanente;
- **thermal_dynamic** – Obtém-se a temperatura de operação em um intervalo de tempo Δt , através da integração do modelo dinâmica utilizando o método de Euler.

Os diferentes conjuntos de funções são interconectados pelo modelo integrado elétrico-térmico, tendo em vista a interdependência entre a conversão fotônica e a temperatura do módulo.

Um conjunto de funções adicionais associadas à estimativa da irradiância são implementadas

- **sun_position** – cálculo da posição relativa do sol, dada pelos ângulos zênite e azimute;
- **sunrise** – Calcula a hora do nascente e poente solar. Isto é utilizado para a definição do período de cálculo do modelo ao longo de um dia;
- **ETirradiance** – calcula, para uma dada hora, o valor da irradiância extraterrestre;
- **read_sonda** – Leitura de dados dos arquivos da base de dados INPE-SONDA para um mês;
- **extract_sonda** – Extrai os dados de irradiância (global, direta e difusa), velocidade do vento e temperatura ambiente, para um dia, entre o poente e o nascente. Esta função

também calcula o valor da irradiância no plano inclinado do painel;

- **model_dailyKT** – Obtém uma curva sintética para um dia, entre o poente e o nascente, para irradiância em plano inclinado, considerando o modelo de índice de transparência atmosférica médio.

Todo este conjunto de funções proporciona uma interface com diferentes tipos de dados, utilizando condições específicas de sítio de instalação do sistema fotovoltaico (no caso deste trabalho para Brasília).

A partir do desenvolvimento dessa metodologia foram realizadas duas aplicações que serão apresentadas nos resultados.

Foram comparados os resultados de três modelos distintos determinação da temperatura do módulo em regime permanente: O modelo NOCT (Eq. 2.67), o modelo completo não-linear (Eq. 2.2-2.4) e o modelo linearizado (Eq. 3.14).

O módulo foi submetido à faixa de irradiância entre 200-1000 W/m² com temperatura ambiente em 30 °C. A instalação do módulo é padrão, isto é, na condição de inclinação equivalente à latitude. Considera-se também as condições de vento nulo e com 2 m/s. A partir da temperatura obtida pelos modelos térmicos, a potência foi calculada pela estimativa de eficiência do módulo dada pelas equações 2.74 e 2.75. Posteriormente foi realizada uma análise de sensibilidade.

Num segundo momento, os dados do módulo fotovoltaico comercial KYOCERA - 200T foram utilizados, com sua operação mapeada para as temperaturas de $T_a=20$ °C e $T_a=40$ °C. E seus resultados foram apresentados.

3.2 METODOS EXPERIMENTAIS

Foram montadas duas bancadas experimentais nesse trabalho. Suas metodologias serão apresentadas nos tópicos seguintes.

3.2.1 BANCADA EXPERIMENTAL 1

Essa bancada foi desenvolvida para analisar isoladamente o aspecto de troca de calor com o meio através de um balanço de energia, suas dimensões foram baseadas proporcionalmente às dimensões de módulos fotovoltaicos do projeto Jaíba Solar, projeto de Pesquisa e Desenvolvimento aprovado na ANEEL (FRONTIN *et al.*, 2017)

A bancada experimental desenvolvida apresentada na Figura 3.5 é composta por duas placas planas metálicas unidas utilizando pasta térmica e uma película flexível que gerava calor distribuído homogêaneamente pela superfície.

Um ímã foi utilizado para conectar a placa da superfície inferior à bancada de acrílico, para reduzir as perdas de energia térmica por condução de calor na placa entre o ímã e a placa inferior, foi inserido um isolante de Neoprene de dimensões bastante reduzidas entre o ímã e a placa inferior para evitar que houvesse uma grande área isolada, com pouca troca de calor com o meio e que assim houvesse menos troca por condução e mais trocas por convecção natural dentro da câmara.

Um dos objetivos da bancada foi posicionar as placas com o controle adequado do ângulo ocorrendo o mínimo possível de intervenção no fluxo do fluido, que seria gerado na superfície da placa para a ocorrência de troca de calor com o meio, já que em estudos realizados foi constatada para placas aquecidas a presença de uma pluma de ar quente percorrendo a placa e fluindo para cima (PINHEIRO *et al.*, 2016).

O sistema de aquisição de dados foi realizado com um Arduino, 2 termopares do tipo K, 1 sensor de corrente, 1 sensor de tensão (divisor resistivo), 1 giroscópio e 1 sensor do tipo DS18B20 para medir temperatura ambiente.

Os sensores de temperatura foram calibrados em um banho térmico e com tabelas dos sistemas de calibração do laboratório LEA/UnB, já que métodos adequados de calibração garantem a confiabilidade das medições realizadas (DINIZ *et al.*, 2017).

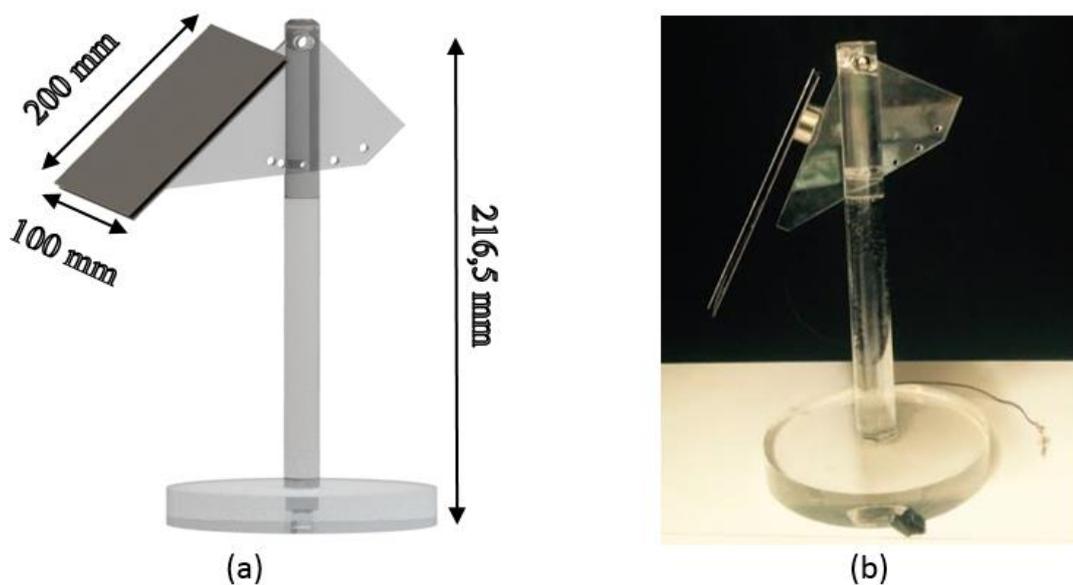


Figura 3.5 Suporte para controle do ângulo da bancada.

Para isolar o funcionamento do sistema e ter controle das outras variáveis que pudessem afetar os resultados, foi utilizada uma câmara de convecção natural com o intuito de evitar a incidência de vento durante a realização dos experimentos (Fig. 3.7).

Esses sensores foram escolhidos pois forneciam os dados necessários para calcular o coeficiente de convecção natural, conforme as simplificações realizadas no experimento.

Para realizar a câmara foi utilizada uma cabine com isolamento térmico em duas das paredes laterais e foi inserido dois tapumes com fixadores, o de trás utilizou pregos e o da frente grampos de carpinteiro e um visor de vidro refratário.

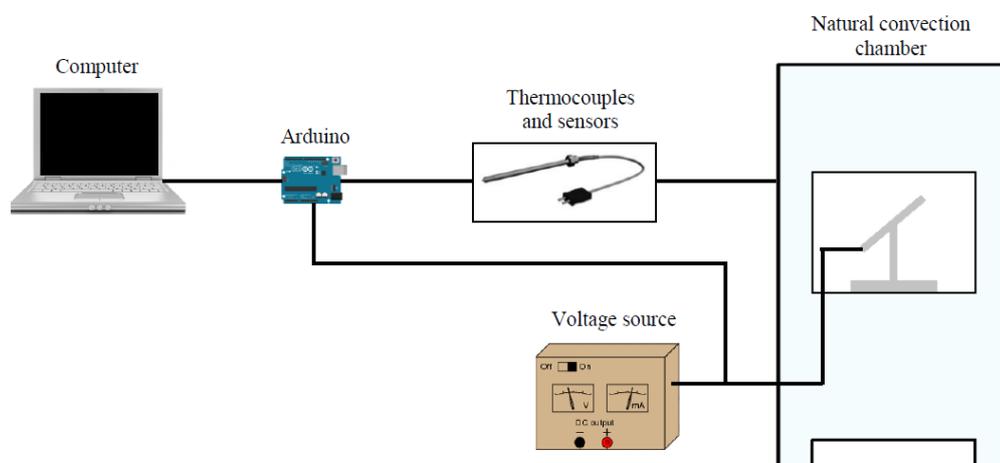


Figura 3.6 Esquema da bancada experimental 1.

Sobre a prateleira foi colocado o sistema de aquisição de dados a uma distância que não era afetado pela temperatura e que através do cabo era conectado ao computador que possui o programa do Arduino para aquisição dos dados relevantes para o experimento (Figura 3.6).

A Câmara de convecção natural possui uma cabine com as seguintes dimensões: 2,32 m de altura, 1 m de comprimento e 1,15 m de profundidade, e é isolada pelas paredes, e possui um visor de vidro refratário (Figura 3.7).

A partir dos valores do coeficiente de convecção (h_{conv}), os números de Nu e Ra do problema eram calculados e comparados para verificar a sua aderência aos valores teóricos



Figura 3.7 Câmara de convecção natural fechada e aberta

Para comparar resultados com correlações empíricas clássicas entre os números adimensionais de Rayleigh e Nusselt foram consultados artigos com estudos numéricos, simulações, experimentos e esses resultados foram comparados.

Antes de dar início às medições de temperatura do módulo, esperava-se sua estabilização com a variação máxima de 1 °C referente a temperatura ambiente. O tempo de estabilização da temperatura do módulo era em torno de 30 minutos e após a estabilização os valores eram utilizados para calcular o valor do h (coeficiente de transferência de calor por convecção).

Para calcular o h foi considerado que dentro da câmara de convecção natural a única energia cedida para o meio era da fonte de tensão para o módulo, que tinha dois componentes de energia: $Q_{convecção}$ (Calor por convecção natural) e $Q_{irradiação}$ (Calor irradiado pelo módulo aquecido). Assim como está exibido nas equações 3.26, 3.27 e 3.28, e a partir dessa definição é montada a equação para determinar o valor experimental do coeficiente de convecção natural h .

$$Pot = Q_{convecção} + Q_{irradiação} \quad (3.26)$$

$$U \cdot i = h_{convecção} 2A(T_w - T_{amb}) + \sigma \in 2A(T_w^4 - T_{amb}^4) \quad (3.27)$$

$$h_{convecção} = \frac{U \cdot i - \sigma \in 2A(T_w^4 - T_{amb}^4)}{2A(T_w - T_{amb})} \quad (3.28)$$

A partir da Eq. 3.28, os valores dos números adimensionais do problema eram calculados e comparados para verificar a sua aderência aos valores teóricos. Essa metodologia de cálculo também foi utilizada no segundo aparato experimental.

O segundo aparato experimental (Bancada 2) foi desenvolvido para controle do ângulo, para reduzir as trocas por condução entre o frame e a placa e para fixar o ângulo de inclinação do conjunto das placas e o aquecedor flexível nos ensaios realizados dentro do túnel de vento. Foram realizados experimentos dentro da câmara de convecção natural e no túnel de vento para situações de convecção mista.

3.2.2 BANCADA EXPERIMENTAL 2

Para a bancada experimental 2 foram utilizadas as mesmas placas metálicas comprimindo o aquecedor flexível do aparato anterior, porém foi realizada uma nova estrutura mais robusta para fixação do conjunto na câmara de convecção natural e no interior do túnel de vento para a fixação do ângulo de inclinação ainda na ocorrência de ventos (vide figuras 3.9 e 3.14).

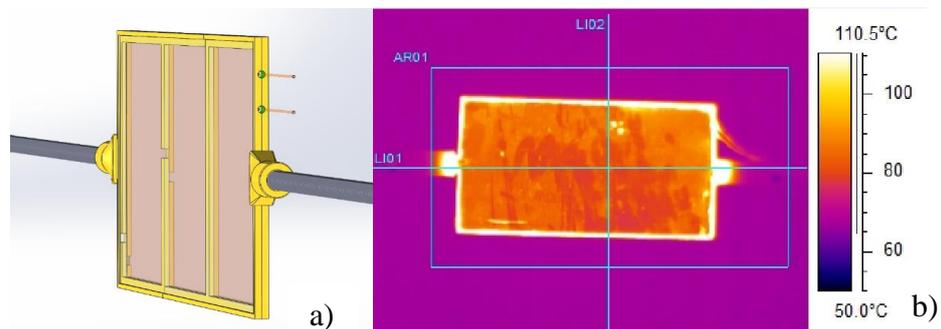


Figura 3.8 a) Quadro de fixação das placas e o aquecedor flexível b) imagem termográfica do conjunto aquecido

3.2.2.1 Experimentos de convecção natural

Foram realizados experimentos para os ângulos de 30°, 35°, 40°, 45°, 50°, 55°, 60°, 65°, 70°, 75°, 80° e 85°, nas voltagens de 20 Volts e 40 Volts para simular diferentes configurações de temperatura na superfície da placa.

Para comparar os valores experimentais as correlações empíricas como de Churchill e Chu (1975) foi necessário realizar interpolação para achar os valores das propriedades do ar na temperatura ambiente.

A estrutura é mostrada na Figura 3.9 em sua vista frontal e em perspectiva dentro da mesma câmara de convecção natural.

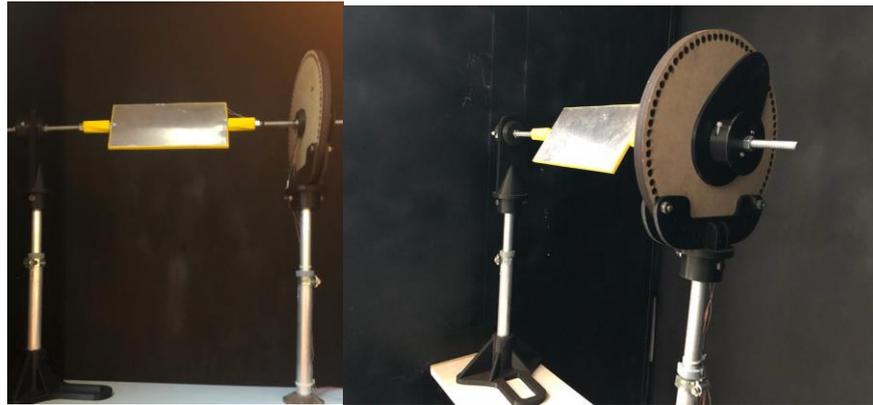


Figura 3.9 Bancada do experimento 2 exibindo estrutura de fixação do ângulo de inclinação das placas

Esse modelo de pequena escala foi montado primeiro dentro da câmara de convecção natural, essa é isolada termicamente e com superfícies internas pintadas de preto ($\epsilon=0,98$). A câmara promovia um espaço adequado para manter e otimizar as condições para experimentos de pequena escala de convecção natural. A temperatura na câmara era monitorada em diferentes pontos com sensor de temperatura ambiente com um erro de $\pm 0,2$ °C.

Todos os dados experimentais foram registrados através de um *datalogger* Arduino, para assegurar as condições de estado permanente no mecanismo de transferência de calor durante a realização dos experimentos no modelo de pequena escala.

Essa configuração experimental permitiu a determinação do coeficiente de transferência de calor para condição de convecção natural. O procedimento experimental consistiu em definir diferentes valores para potência elétrica para manutenção de diferentes níveis de temperatura na placa (30°C - 80°C), sempre monitorando esses valores para mantê-los em condições de estado permanente. Os experimentos foram realizados para diferentes ângulos de inclinação (10°-60°) e o coeficiente de convecção natural foi calculado através do balanço térmico do sistema. A Figura 3.10 tem o esquema de montagem dos experimentos de convecção natural.

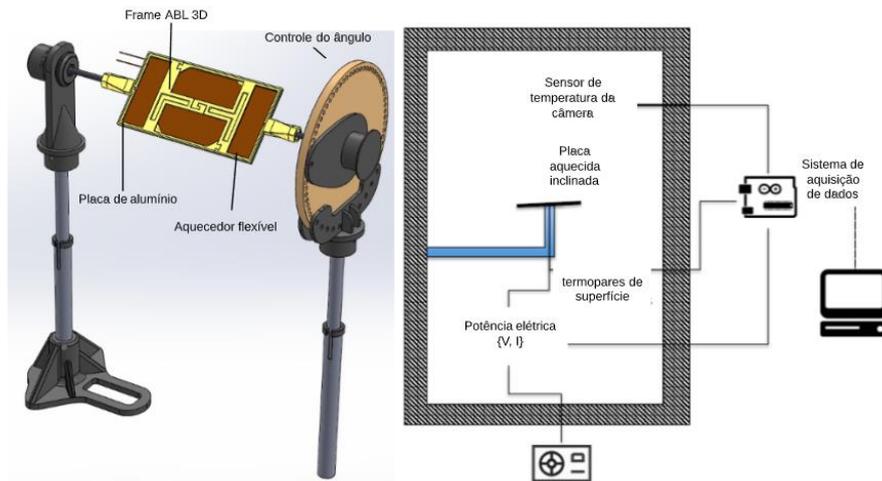


Figura 3.10 Experimentos realizados na camera de convecção natural

- **Visualização do escoamento:** A fim de ilustrar alguns efeitos da convecção natural nos experimentos realizados na câmara, algumas visualizações foram realizadas. Para a visualização, o volume da câmara foi preenchido com fumaça gerada por um incenso sólido em combustão. Um laser de diodo de 1000 mW criou um plano que cortava o escoamento na superfície superior da placa como ilustrado na figura 3.11 Uma câmara CMOS POINT GRAY Blackfly B/W registrou o contraste dos filamentos do escoamento da fumaça. Nesse experimento qualitativo foram identificadas plumas no escoamento permitindo a reprodução da estrutura do escoamento reproduzido pela simulação numérica.

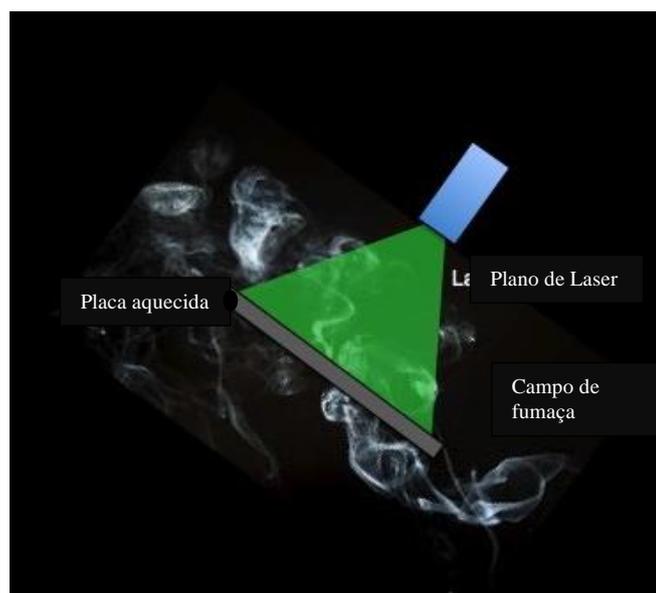


Figura 3.11 Visualização do escoamento nos experimentos realizados na câmara de convecção natural

A avaliação da transferência calor em módulos fotovoltaicos foi avaliada aqui utilizando os resultados de um experimento de pequena escala e a simulação numérica já apresentada (CFD). A geometria de referência do presente estudo é composta por um arranjo de 16 módulos dispostos como ilustrado na figura 3.12. Nesse arranjo, β é o ângulo de inclinação e suas dimensões são $2L \times L$. Para a situação real, o lado do arranjo possui $L=2$ m.

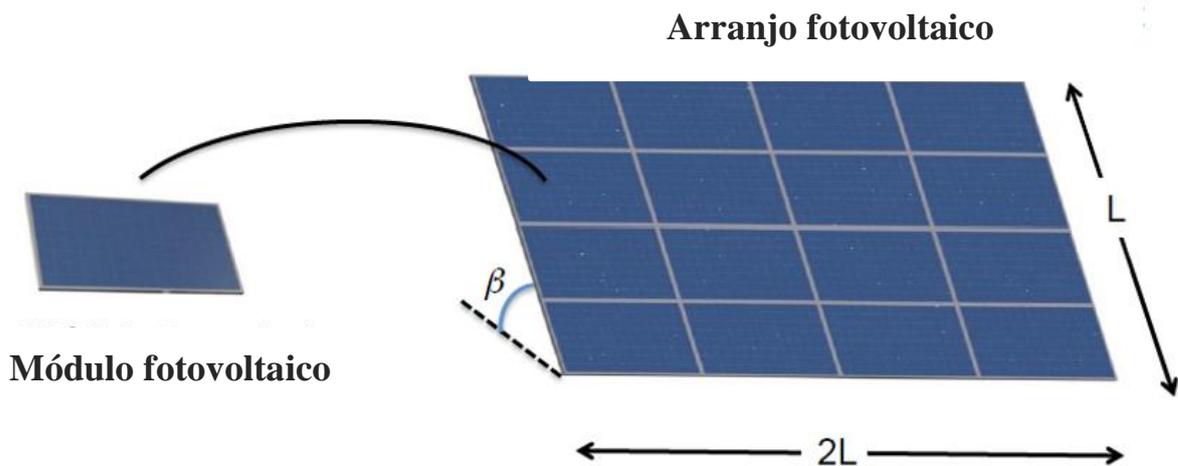


Figura 3.12 Arranjo fotovoltaico de referência

Um experimento de pequena escala foi realizado com o controle da temperatura na superfície do módulo, com uma razão de escala de 1:20. A abordagem experimental avalia o coeficiente de transferência de calor com o modelo aquecido numa câmara de convecção natural e com uma baixa velocidade de vento num túnel (será apresentado no próximo tópico). Essas configurações experimentais permitiram caracterizar situações de convecção natural e forçada.

Os resultados experimentais foram comparados com as simulações numéricas de uma mesma escala, utilizando modelos de baixa turbulência de Reynolds. Os valores numéricos adequados discretizados foram alcançados pela análise da convergência de malha através da comparação dos resultados experimentais, considerando condições equivalentes.

Levando em consideração a aderência dos resultados numéricos, novas simulações em um sistema fotovoltaico em escala real foram realizadas com os mesmos parâmetros numéricos.

3.2.2.2 Experimentos de convecção forçada

O mesmo modelo de pequena escala foi inserido no túnel de vento na seção de teste para realizar experimentos de convecção mista e forçada (veja figuras 3.12 e 3.13). Os experimentos do túnel de vento foram realizados para condições de baixa velocidade de vento (0,1-3.5 m/s)

que são similares em muitos casos reais. Nesses experimentos, a velocidade do vento e a temperatura foram medidas com sensores que obtiveram erros inferiores a $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ e $\pm 0,02\text{m/s}$.

As instalações do túnel de vento utilizadas no presente experimentos são de túnel de escoamento aberto de 10 kW, com a seção de teste de 1,2 m x 1,2 m x 1,8m. O escoamento do ar é controlado por um inversor elétrico que mantém a velocidade de rotação de um ventilador de túnel num valor específico. O túnel foi calibrado para condições de baixa velocidade de vento utilizando medidas da velocidade do ar fornecidas pela anemômetro GILL Wind Master ultrasonic anemômetro com uma resolução de 0,01 m/s. A turbulência na seção de teste é menor que 0,5%.

O coeficiente de transferência de calor no experimento aquecido foi calculado a partir do balanço térmico no modelo de pequena escala utilizado, como já explicado em outras sessões desse trabalho. Utilizando a Eq. 3.28.

Foram realizados experimentos para os ângulos de 15° , 20° , 25° e 30° , nas tensões de 20 Volts e 40 Volts para simular diferentes configurações de temperatura na superfície da placa. E para cada ângulo e tensão, foram realizados experimentos com 3 a 4 velocidades do vento variando entre 0 m/s a 3,25 m/s. Assim, foram realizados 94 experimentos cada um com um tempo de estabilização inicial de 20 minutos e posteriormente era adquiridos dados durante no mínimo 20 minutos.

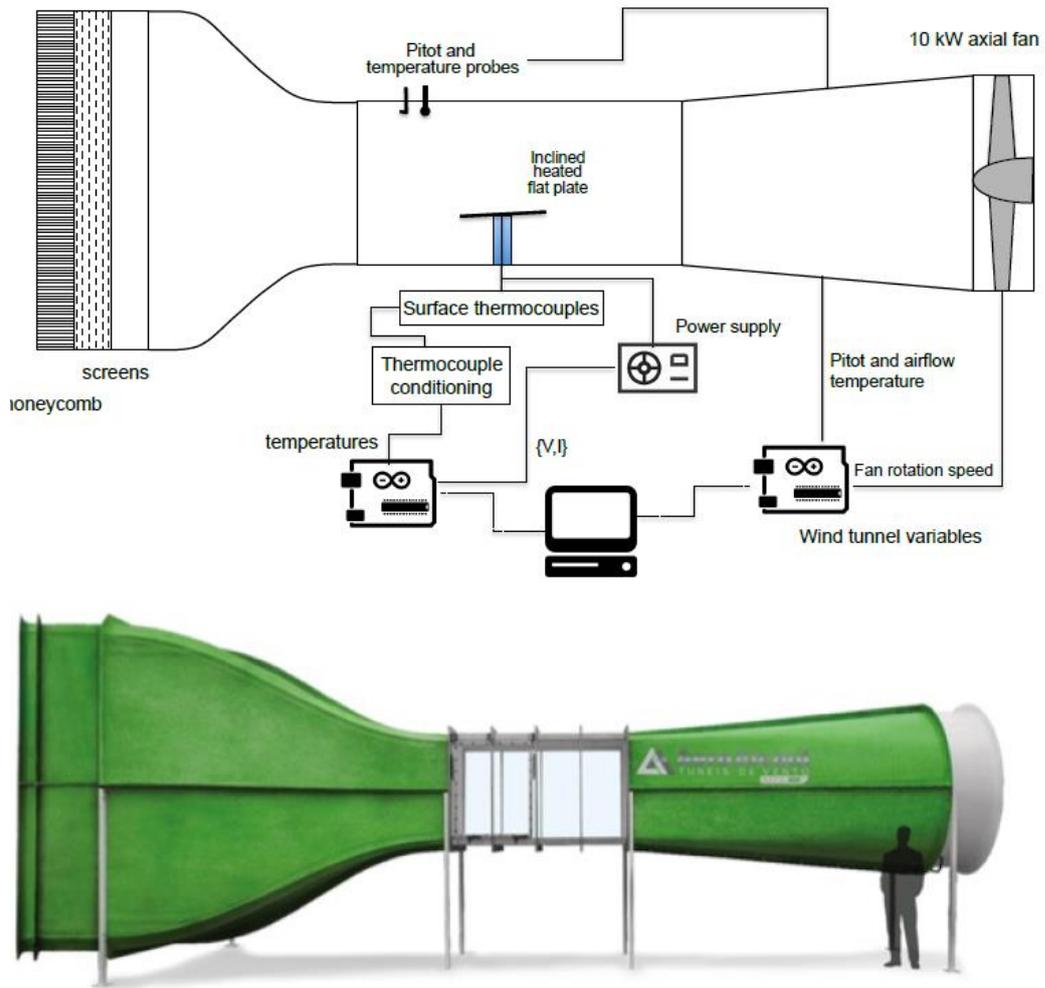


Figura 3.13 Experimentos realizados no túnel de vento

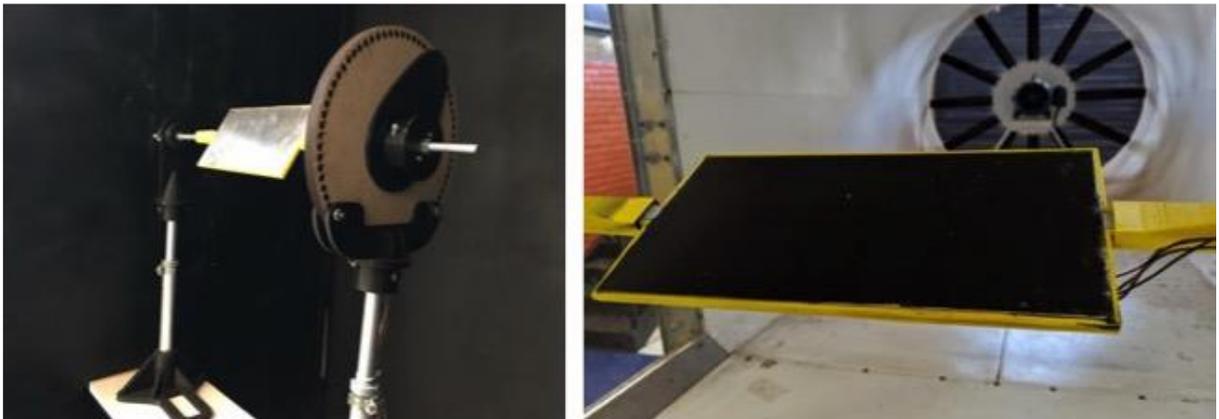


Figura 3.14 Modelo de pequena escala na camera de convecção natural e no túnel de vento

3.3 SISTEMA FOTOVOLTAICO EM OPERAÇÃO

O objetivo principal dessa etapa foi comparar os resultados de experimentos no Laboratório LEA (Laboratório de Energia e Meio Ambiente) da UnB (Universidade de Brasília) com um sistema fotovoltaico em operação na Universidade UniCEUB de Brasília e estabelecer a correlação entre os resultados dos dois sistemas, e avaliar a relação dos resultados encontrados.

Os resultados da bancada experimental foram comparados com um Sistema Fotovoltaico Conectado à Rede (SFCR) instalado e em operação no UniCEUB localizado na capital federal Brasília, no Distrito Federal localizado na latitude de $15,77^\circ$ Sul e $47,89^\circ$ Oeste e com a altitude de 1.130 m apresentando clima tropical com estação seca exibido na Fig. 3.14.

O sistema possui 152 módulos fotovoltaicos instalados cada um de 265 W, 2 inversores de frequência e com uma potência instalada de 38,76 kWp. A usina consegue abastecer completamente o bloco 5 da universidade e parcialmente o bloco 8, dois blocos com salas de aulas e laboratórios de informática e salas de reuniões.



Figura 3.15 Sistema Fotovoltaico em operação em Centro Universitário em Brasília

Foram feitos registros fotográficos para documentar as imagens da disposição do sistema solar fotovoltaico. Os dados de temperatura foram colhidos dos módulos que abastecem o bloco 8 (indicados pelas setas na Fig. 3.14), eles estão dispostos em duas partes, uma na esquerda e outro na direita. A inclinação dos dois conjuntos é aproximadamente de 3° .

Foram realizadas visitas a esse sistema em dias de baixa ocorrência de ventos, para aquisição de imagens termográficas e valores de temperatura foram utilizados o termovisor FLIR I3 e a câmera FLIR A325 com a leitura do software ThermaCAMResearcher Professional 2.10.

Nas visitas foram registrados valores de temperatura ambiente (registrada no sistema), potência imediata gerada (no inversor), temperatura dos módulos (média de 10 medições em cada um dos lados) e irradiância (utilizando o piranômetro - Hukseflux LP02).

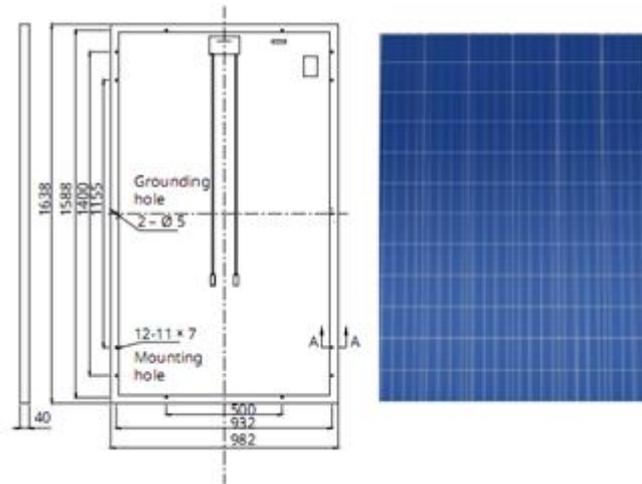


Figura 3.16 Informações sobre a placa Canadian Solar CS6P-265P, utilizada no sistema fotovoltaico do UniCEUB, com dimensões de 1,63 x 0,98 m. adaptado de [SOLAR MANUAL, 2016].

Os módulos eram da Canadian Solar do modelo CS6P-265 P, com uma eficiência em condições de laboratório de 16,47% e dimensões conforme Fig. 3.15.

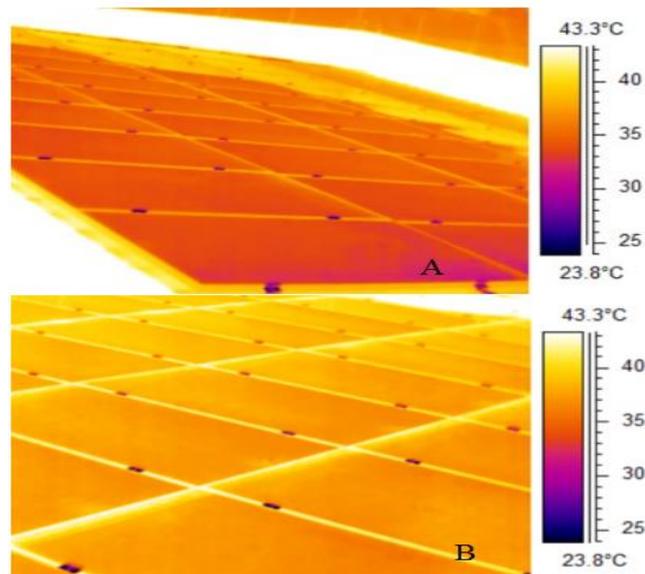


Figura 3.17 Foto termográfica do sistema em operação do UniCEUB do lado direito (A) e esquerdo (B). Pode ser observado que o gradiente de temperatura é pequeno (ou seja, tem uma distribuição uniforme de temperatura ao longo da superfície) sobre os módulos, isso permite validar as medições das amostras de temperatura.

Pode ser constatado que o grupo do lado direito (ver figura 3.16) está menos quente quando comparado ao do lado esquerdo, já que a posição do sol no momento da imagem estava com seus raios incidindo perpendicularmente à superfície do grupo esquerdo de módulos.

Porém na imagem termográfica não houve variação relevante de temperatura sobre os módulos, assim a técnica de captar de forma aleatória medições e gerar uma média pode ser utilizada para gerar uma estimativa adequada de resultados de temperatura média.

Para comparar os resultados desses dois sistemas houve a necessidade de utilizar os valores de Nu, Ra, Gr e Pr, já que as dimensões entre os sistemas eram bem diferentes.

Os valores do coeficiente de convecção (h) foram calculados para o SFCR conforme a metodologia apresentada em Jones e Underwood (2001) por se tratar de um outro sistema em operação, utilizando a diferença entre a temperatura do ambiente e do módulo fotovoltaico nos momentos das medições. E para calcular os números adimensionais foram utilizadas interpolação dos valores das propriedades do fluido para temperatura ambiente local.

Foram feitos registros fotográficos para documentar as imagens da disposição do sistema solar fotovoltaico. Os módulos foram dispostos em duas partes, no telhado da direita a inclinação do telhado encontrada foi de $3,5^\circ$ e da esquerda de 3° ambas inclinações foram analisadas com referência ao plano horizontal.

Foram realizadas 5 visitas ao sistema do UniCEUB e para aquisição de imagens termográficas e valores de temperatura foram utilizados o termovisor FLIR I3 (Figura 3.17) e câmera FLIR A325 com a leitura do software ThermoCAM Researcher Professional 2.10 (Figura 3.18), todos os equipamento possuíam laudo de calibração válidos.



Figura 3.18 Realização das medições de temperatura na superfície dos módulos fotovoltaicos (a esquerda) e Termovisor FLIR I3 (imagem central e a direita)



Figura 3.19 Câmera FLIR A325 para avaliação da variabilidade da temperatura na superfície dos módulos

Os resultados do sistema instalado foram comparados aos resultados da bancada experimental 2 para a situação de convecção natural, já que as medições foram realizadas em dias com baixa ocorrência de vento.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse capítulo são apresentados os resultados numéricos e experimentais, O modelo numérico para previsão da temperatura do módulo em regime permanente e é efetuada uma análise de sensibilidade. Os dados obtidos nos experimentos, nas correlações empíricas clássicas, na simulação numérica e no sistema em operação são analisados.

4.1 RESULTADOS NUMÉRICOS

Esse tópico será composto dos resultados da simulação numérica e do modelo matemático desenvolvido, nos tópicos 4.1.1 e 4.1.2.

4.1.1 RESULTADOS SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Nesta seção os resultados obtidos pelo modelo integral de balanço térmico são discutidos. E é desenvolvida uma análise de sensibilidade nos valores de temperatura do módulo e da potência elétrica, face às incertezas associadas à estimativa do coeficiente de transferência de calor. Observar-se-á também a diferença de valores da temperatura do módulo utilizando o modelo simplificado (modelo NOCT) expresso pela Eq. 2.68. Para estes resultados, são utilizadas as características de conversão elétrica do painel solar fotovoltaico de células de silício policristalino KYOCERA 200GT (potência nominal de 200 W com $a_1=0,0571$, $a_2=0,0$, $a_3=0,0141$ e $a_4=-0,0049$). Nestas simulações considera-se ainda uma condição de regime permanente e ângulo de inclinação do módulo de 15° (próximo a latitude local em Brasília).

Tabela 4.1 Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT
 $T_\infty=25^\circ\text{C}$

| | | Temperatura Ambiente 25°C | | | |
|-----------------|---------------------------------|---------------------------|------|-------|-------|
| Modelo Completo | Irradiância (W/m ²) | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| | Temperatura (°C) | 29,4 | 40,7 | 50,7 | 57,0 |
| | Potência elétrica (W) | 35,6 | 89,9 | 139,2 | 169,0 |
| | Eficiência (%) | 12,7 | 12,8 | 12,4 | 12,0 |
| Modelo NOCT | Irradiância (W/m ²) | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| | Temperatura (°C) | 31,7 | 41,8 | 52,6 | 58,7 |
| | Potência elétrica (W) | 35,2 | 89,4 | 138,2 | 167,3 |
| | Eficiência (%) | 12,5 | 12,7 | 12,2 | 11,9 |

Nas Tabelas 4.1 a 4.3 apresenta-se um resumo dos resultados de temperatura, potência do módulo e eficiência para radiações incidentes variando na faixa de 200-1000 W/m²,

considerando temperaturas ambiente variando de 25 °C – 40 °C. São utilizados neste cálculo tanto o modelo completo (Eq. 2.1) quanto o modelo simplificado NOCT (Eq. 2.67).

Tabela 4.2 Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $T_{\infty}=30\text{ °C}$

| | | Temperatura Ambiente 30°C | | | |
|-----------------|---------------------------------|---------------------------|------|-------|-------|
| Modelo Completo | Irradiância (W/m ²) | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| | Temperatura (°C) | 34,7 | 45,7 | 55,5 | 61,6 |
| | Potência elétrica (W) | 34,6 | 87,4 | 135,4 | 164,5 |
| | Eficiência (%) | 12,3 | 12,4 | 12,0 | 11,6 |
| Modelo NOCT | Irradiância (W/m ²) | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| | Temperatura (°C) | 36,7 | 46,9 | 57,0 | 63,8 |
| | Potência elétrica (W) | 34,2 | 89,9 | 134,3 | 162,4 |
| | Eficiência (%) | 12,1 | 12,3 | 11,9 | 11,5 |

Tabela 4.3 Modelo integral para comportamento do painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $T_{\infty}=40\text{ °C}$

| | | Temperatura Ambiente 40°C | | | |
|-----------------|---------------------------------|---------------------------|------|-------|-------|
| Modelo Completo | Irradiância (W/m ²) | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| | Temperatura (°C) | 45,6 | 56 | 65,3 | 71,2 |
| | Potência elétrica (W) | 32,4 | 82,4 | 127,8 | 155,2 |
| | Eficiência (%) | 11,6 | 11,8 | 11,3 | 11,0 |
| Modelo NOCT | Irradiância (W/m ²) | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| | Temperatura (°C) | 46,8 | 56,9 | 67,0 | 73,8 |
| | Potência elétrica (W) | 32,2 | 81,9 | 126,5 | 152,8 |
| | Eficiência (%) | 11,4 | 11,6 | 11,2 | 10,8 |

Estas simulações demonstram que a diferença média em termos de eficiência do módulo para uso da formulação simplificada NOCT é pequena (~1%). No entanto, para condições mais extremas, onde a temperatura ambiente é alta, observa-se uma maior diferença (~2%). A linearização embutida no modelo simplificado NOCT é calibrada por ensaios em condições controladas em laboratório e em ensaios de campo com velocidades baixas de vento. Para tais condições, temos duas premissas básicas que validam esta formulação simples que também são observadas no presente estudo: i) Trocas convectivas predominante por convecção natural com coeficiente de transferência de calor praticamente constante; ii) Faixa de diferença de

temperatura ($T_w - T_\infty$) onde a troca de calor por radiação pode ser linearizada. Tendo em vista tais argumentos, os resultados apresentados nas Tabelas 4.1-4.3 demonstram que o modelo NOCT pode ser aplicável para a estimativa de temperatura do módulo para essa aplicação, desde que as condições (i) e (ii) sejam verificadas, sempre em regime permanente.

Outros resultados (BRASIL JUNIOR, 2016) demonstram que esta diferença é bem mais acentuada quando se considera o efeito dinâmico ($C \neq 0$), onde a temperatura do módulo pode apresentar diferenças entre 5 °C - 10 °C, em intervalos de tempo de 60 minutos com variações rápidas da rampa de irradiância.

A Tabela 4.4 apresenta valores dos fluxos de calor para $G=1000 \text{ W/m}^2$ e diferentes temperaturas ambientes. Observa-se que as parcelas convectivas variam sutilmente com a diferença de temperatura entre o módulo e o ambiente. Conforme a temperatura ambiente é mais alta, o fluxo convectivo é menor, resfriando menos o módulo através deste modo. Nota-se que a convecção natural como mecanismo de troca representa somente a metade da troca por radiação térmica. Observa-se também que uma mudança muito sutil do coeficiente de transferência de calor é observada.

Tabela 4.4 Balanço de energia no painel fotovoltaico KYOCERA 200GT $G=1000 \text{ W/m}^2$

| Temp. Ambiente (°C) | 25 | 30 | 40 |
|--|-------|-------|-------|
| Coeficiente Transferência de calor convectivo ($\text{W/m}^2\text{-K}$) | 2,91 | 2,88 | 2,83 |
| Convecção (W) | 288,7 | 282,5 | 272,5 |
| Radiação (W) | 670,9 | 681,6 | 700,9 |
| Potencia Elétrica (W) | 169,0 | 164,5 | 155,0 |

Os resultados da análise de sensibilidade são apresentados na Figura 4.1. Nesta figura a influência de uma variação percentual no coeficiente de troca de calor na temperatura do módulo e na potência elétrica são apresentados. Esta variação demonstra que o sistema responde de forma muito pouco sensível. Para a temperatura, erros da ordem de 20% até 50% no valor de h , induzem somente estimativas da temperatura do módulo majoradas em 4 °C. Para a potência elétrica esta mesma incerteza reflete-se em uma variação de somente 2,3%. Tais resultados demonstram pouca dependência dos resultados para potência elétrica em relação ao valor do coeficiente de troca convectiva em torno dos valores previstos pela equação empírica 2.13 (CHURCHILL E CHU, 1975) ou seja, nestas condições operacionais o erro na determinação de h induz de forma prática, pouca diferença na estimativa de potência elétrica convertida pelas células.

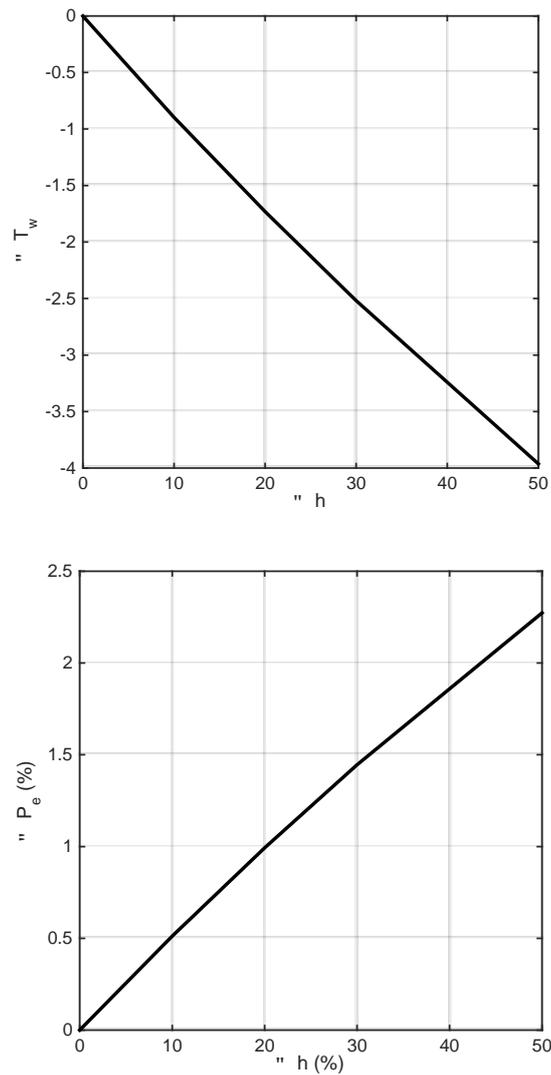


Figura 4.1 Análise de sensibilidade – Temperatura do módulo e Potência Elétrica ($T_\infty=25$ °C, $G=1000$ W/m²)

A) Simulação numérica– Características do escoamento

No escoamento em regime de convecção natural sobre uma placa plana inclinada ocorre a formação de uma pluma ascendente como já foi descrito na Revisão da descrição do fenômeno. Esse comportamento é observado na visualização numérica do campo de temperatura no plano da secção média da placa, baseada nos resultados obtidos no presente trabalho, apresentados na Figura 4.2.

Os resultados obtidos pela simulação CFD corroboram as diferentes observações do fenômeno publicadas na literatura. Na Fig. 4.2 é apresentada a visualização das linhas de corrente, na mesma vista lateral da placa. Demontram-se os diferentes efeitos da hidrodinâmica do escoamento para um número de Rayleigh típico.

No presente caso, o comprimento finito da placa na dimensão de sua largura, estabelece um comportamento tridimensional do escoamento, ilustrado pelas linhas de corrente 3D da Fig. 4.3. Este comportamento apresenta uma topologia de fluxo de ar oriunda de diferentes direções do domínio, quebrando a condição 2D do escoamento classicamente descrito na literatura.

Isto também é observado na visualização do fluxo de calor distribuído na superfície superior da placa mostradas na Fig. 4.4 pode ser observada uma distribuição do fluxo de calor não uniforme, gerando linhas de corrente de iso-valores, características de topologias complexas 3D. Este comportamento é mais acentuado junto ao bordo de ataque da placa e nas bordas laterais. Estas estruturas proporcionam comportamentos hidrodinâmicos que dinamizam as instabilidades e formação de plumas intermediárias.

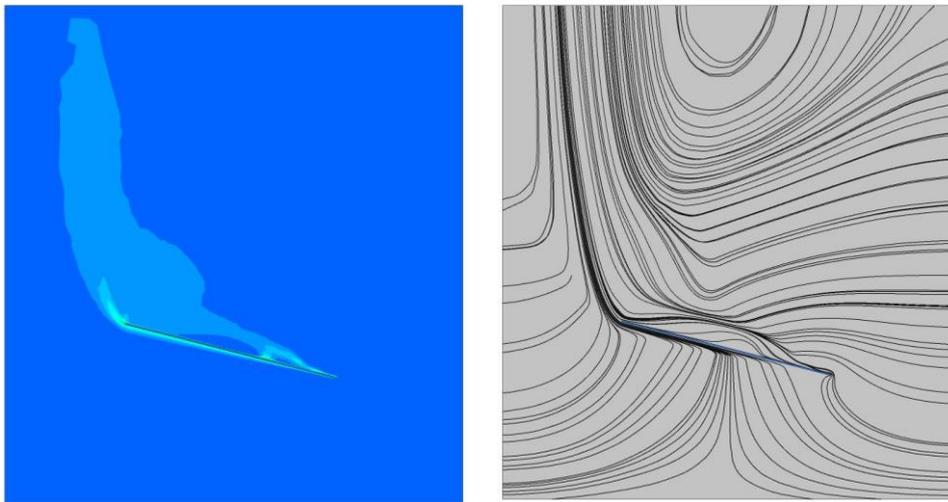


Figura 4.2 Visualização de níveis de temperatura e linhas do escoamento no plano médio da placa ($Ra=4.5 \times 10^{10}$)

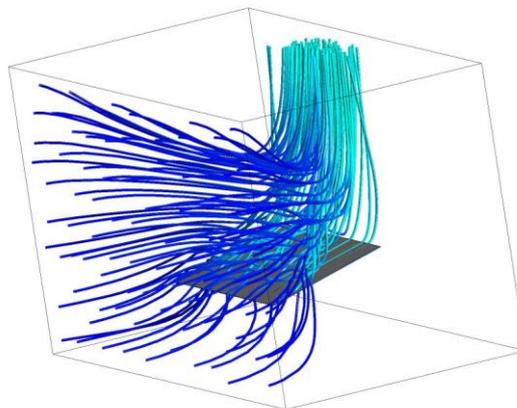


Figura 4.3 Linhas de corrente 3D sobre a placa

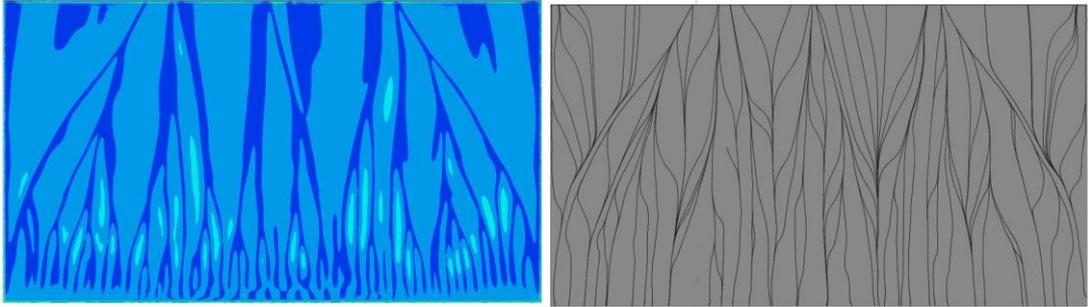


Figura 4.4 Fluxo de calor e linhas de corrente sobre a superfície superior da placa ($Ra=4.5 \times 10^{10}$)

A Figura 4.5 apresenta os gráficos de coeficientes de trocas convectivas obtidos para diferentes números de Rayleigh, para as superfícies superior e inferior da placa. Observa-se que para a superfície superior o Número de Nusselt é mais alto que na superfície inferior. Isto ocorre devido aos fenômenos hidrodinâmicos que proporcionam uma maior mistura das regiões mais aquecidas junto às superfícies isotérmicas, com regiões externas da camada limite térmica. Na parte superior, esta mistura é aumentada com a emissão de plumas verticais ao longo da placa, enquanto na parte inferior, o fenômeno de difusão clássica de camada limite é o único mecanismo de transporte de energia na direção normal da superfície da placa.

Os dados de Nusselt dessa simulação CFD são comparados com as estimativas dadas pela equação empírica de Churchill & Chu (1975) – Eq. 2.13. Uma boa aderência de resultados é observada para os valores da superfície superior e inferior, como também pelo valor médio aplicado no modelo simplificado. Com base na avaliação de sensibilidade apresentada nos gráficos da Fig. 4.5, uma curva de confiabilidade da equação empírica (Eq. 2.13) é sobreposta aos resultados (incerteza de $\pm 15\%$). Observa-se que equação empírica (Eq. 2.13) é capaz de prever de forma confiável o coeficiente médio da placa, de forma a garantir previsões de temperatura do módulo e de potência de forma realista e coerente, principalmente o coeficiente médio, para toda a faixa de Rayleigh.

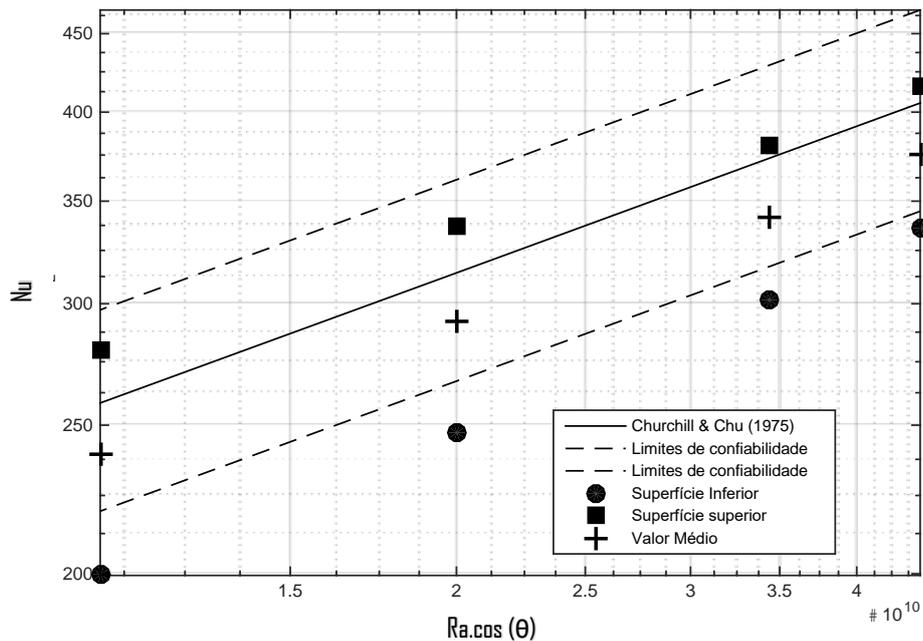


Figura 4.5 Número de Nusselt – comparação CFD x Modelo empírico (CHURCHILL e CHU, 1975)

4.1.2 RESULTADOS DO MODELO MATEMÁTICO

Serão apresentadas duas aplicações do modelo desenvolvido, uma realizando a comparação entre os modelos NOCT, modelo completo não-linear e o modelo linearizado proposto nesse trabalho. E a outra aplicando o modelo não-linear globalizado para condição permanente para estimar a temperatura do módulo (T) e a potência elétrica convertida (P). E nessa segunda aplicação para estimar as incertezas dos resultados (T e P) o valor do coeficiente h foi acrescido de $1 \text{ W/m}^2\text{K}$ e os valores foram recalculados para obter a sensibilidade da temperatura e da potência com relação ao coeficiente h.

A) Temperatura e potência de um módulo em regime permanente – Aplicação 1

Três diferentes modelos para determinação da temperatura do módulo são utilizados para uma comparação de seus comportamentos em regime permanente: O modelo NOCT (Eq. 2.67), o modelo completo não-linear (Eq. 2.1-2.6 e Eq. 2.62 a 2.66) e o modelo linearizado (Eq. 3.14).

O módulo é submetido à faixa de irradiância entre $200\text{-}1000 \text{ W/m}^2$ com temperatura ambiente em $30 \text{ }^\circ\text{C}$. A instalação do módulo é padrão, isto é, na condição de inclinação equivalente à latitude. Considera-se também as condições de vento nulo e com 2 m/s . A partir da temperatura obtida pelos modelos térmicos, a potência é calculada pela estimativa de eficiência do módulo dada pelas equações 2.74 e 2.75.

As tabelas 4.5 -4.8 apresentam os valores da Temperatura e da Potência do módulo para as diferentes condições de teste, utilizando os diferentes modelos. Nota-se inicialmente que o modelo linearizado proporciona uma boa aproximação da temperatura do módulo para com erros inferiores à 1°C em relação ao modelo completo, tanto em condição de vento nulo quanto a 2 m/s. Estes resultados demonstram que a representatividade do modelo linearizado pode ser assegurada. Cabe, no entanto, observar que o esforço computacional relacionado ao tempo de processamento dos resultados para a solução da equação do modelo linearizado desenvolvido nesse trabalho (Eq. 3.14), considerando $U_L=U_L(T)$, é o mesmo que para o modelo completo. Logo, nenhum ganho adjunto é observado, indicando, portanto, uma preferência pelo uso do modelo completo envolvendo os termos com quarta potência da temperatura.

A temperatura do módulo estimada pelo modelo simplificado NOCT apresenta resultados razoáveis para valores de irradiância altos (próximos à condição de $G = 800 \text{ W/m}^2$). Isto é verificado principalmente para as condições de vento nulo (sob as quais as condições NOCT são adequadas). Por outro lado, os valores de temperatura e potência para condições de vento a 2 m/s com o modelo NOCT divergem consideravelmente dos resultados obtidos com o modelo completo, principalmente em condições de baixa irradiância.

Neste sentido, o uso direto do modelo simplificado NOCT em condições reais de variabilidade dinâmica da irradiância ao longo de um dia não é aconselhado. Indica-se este tipo de estimativa em caso de estudos de estimativa de energia convertida baseados em médias diárias. Nesta situação, o NOCT proporciona uma primeira estimativa para estudos preliminares de viabilidade de sistemas fotovoltaicos. Isto é corroborado pela literatura e manuais de códigos para estudos energéticos de sistemas solares (e.g. DUFFIE e BECKMAN, 2006; MNRC, 2004). Uma maior precisão da estimativa de valores de energia convertida deve envolver o uso de modelos mais elaborados, que considere o real espectro de operação do sistema fotovoltaico em diferentes faixas de vento incidente e radiação solar.

Tabela 4.5 Temperatura do módulo em diferentes condições de operação

| | Condição de vento $U_\infty = 0 \text{ m/s}$ e $T_\infty = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ | | | |
|---|---|------|------|------|
| | Irradiância $G \text{ (W/m}^2\text{)}$ | | | |
| | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| T ($^\circ\text{C}$) – Modelo completo | 34,8 | 46,2 | 56,3 | 62,6 |
| T ($^\circ\text{C}$) – Modelo linearizado | 34,3 | 46,3 | 56,9 | 63,3 |
| T ($^\circ\text{C}$) – Modelo NOCT | 36,8 | 46,9 | 57,0 | 63,8 |

Tabela 4.6 Potência no módulo em diferentes condições de operação

| | Condição de vento $U_{\infty} = 0$ m/s e $T_{\infty} = 30$ °C | | | |
|----------------------------|---|------|-------|-------|
| | Irradiância G (W/m ²) | | | |
| | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| P (W) – Modelo Completo | 34,6 | 87,2 | 134,8 | 163,5 |
| P (W) – Modelo linearizado | 34,8 | 87,6 | 135,2 | 163,5 |
| P (W) – Modelo NOCT | 34,2 | 86,9 | 134,3 | 162,4 |

Tabela 4.7 Temperatura do módulo em diferentes condições de operação

| | Condição de vento $U_{\infty} = 2,0$ m/s e $T_{\infty} = 30$ °C | | | |
|-----------------------------|---|------|------|------|
| | Irradiância G (W/m ²) | | | |
| | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| T (°C) – Modelo completo | 33,4 | 42,6 | 51,4 | 57,0 |
| T (°C) – Modelo linearizado | 33,6 | 42,8 | 52,0 | 57,6 |
| T (°C) – Modelo NOCT | 36,7 | 46,8 | 57,5 | 63,7 |

Tabela 4.8 Potência no módulo em diferentes condições de operação

| | Condição de vento $U_{\infty} = 2,0$ m/s e $T_{\infty} = 30$ °C | | | |
|----------------------------|---|------|-------|-------|
| | Irradiância G (W/m ²) | | | |
| | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| P (W) – Modelo completo | 34,8 | 89,0 | 138,7 | 169,0 |
| P (W) – Modelo linearizado | 35,0 | 89,3 | 139,0 | 168,9 |
| P (W) – Modelo NOCT | 34,2 | 86,9 | 134,3 | 162,4 |

- Avaliação da sensibilidade

Um novo conjunto de simulações em regime permanente foi realizado com o objetivo avaliar a sensibilidade do valor de previsão da temperatura e da potência do módulo, tendo em vista a incerteza de determinação de h e, portanto, de U_L . Para isso, uma modificação de U_L com aumento incremental de 1 W/m²-K é imposto artificialmente. Com este novo valor de U_L , avalia-se novamente o resultado do modelo completo obtendo-se a temperatura do módulo e sua potência. O objetivo é calcular as sensibilidades $\delta T/\delta U_L$ e $\delta P/\delta U_L$.

Estes cálculos foram efetuados para irradiância entre 200-1000 W/m², com vento nulo e a 2,0 m/s, com $T_{\infty} = 30$ °C. As tabelas 4.9 e 4.10 apresentam os resultados para o valor das sensibilidades $\delta T/\delta U_L$ e $\delta P/\delta U_L$.

Observa-se que as simulações corroboram com a estimativa da ordem de magnitude dadas pelas equações 3.24 e 3.25. Lembra-se que estas estimativas são dependentes do valor da irradiância sobre o módulo, o que é observado nos resultados.

O valor em torno de 2 W para cada incerteza de 1 W/m²-K nos coeficientes de troca é preocupante. Isso porque o uso de equações empíricas dos coeficientes de troca (Nu), tais como expressas nas Eqs. 2.62-2.66, apresentam uma incerteza inerente associada às diferenças entre as condições ideais onde elas se aplicam plenamente, comparativamente às configurações reais encontradas na instalação e operação do painel. Neste sentido, é natural que incertezas no coeficiente de troca U_L sejam sempre verificadas, o que, como as tabelas de resultado indicam, induzem naturalmente um erro na estimativa da potência convertida pelo módulo.

Nota-se também que nas condições com vento incidente, o fator de sensibilidade é ligeiramente menor do que na condição de vento nulo (somente convecção natural). Em geral a tendência dos valores de incerteza é verificada para ambas as situações.

Tabela 4.9 Sensibilidade de Temperatura e Potência no módulo em diferentes condições de operação. Condição de vento $U_\infty = 0.0$ m/s e $T_\infty = 30^\circ\text{C}$

| | Irradiância G (W/m ²) | | | |
|---|-----------------------------------|------|------|------|
| | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| $\delta T/\delta U_L$ (°C/W/m ² K) | 0,54 | 1,55 | 2,32 | 2,74 |
| $\delta P/\delta U_L$ (W/W/m ² K) | 0,11 | 0,77 | 1,81 | 2,66 |

Tabela 4.10 Sensibilidade de Temperatura e Potência no módulo em diferentes condições de operação. Condição de vento $U_\infty = 2.0$ m/s e $T_\infty = 30^\circ\text{C}$

| | Irradiância G (W/m ²) | | | |
|---|-----------------------------------|------|------|------|
| | 200 | 500 | 800 | 1000 |
| $\delta T/\delta U_L$ (°C/W/m ² K) | 0,29 | 1,00 | 1,68 | 2,07 |
| $\delta P/\delta U_L$ (W/W/m ² K) | 0,06 | 0,52 | 1,32 | 2,00 |

Este resultado indica que se torna necessário a utilização de correlações empíricas do coeficiente de troca que proporcionem boa previsibilidade. O importante neste caso é proporcionar faixas de erro na estimativa final da potência convertida que permita uma boa avaliação e sua faixa de incerteza associada. Isto é importante para o dimensionamento e estudos energéticos e econômicos de sistemas fotovoltaicos.

Referências bibliográficas que tratam da questão da sensibilidade como Akhsassi *et al.* (2018) foram abordadas na revisão bibliográfica e da mesma forma que esse trabalho

identificaram uma incerteza com relação a temperatura do módulo quando comparados aos valores obtidos pelo balanço linearizado e que essa incerteza crescia com o valor da irradiância assim como nesse trabalho (Tabela 4.10.).

Outro exemplo, já apresentado foi o trabalho de Mattei *et al.* (2006) que identificou um espalhamento grande dos dados em torno da equação desenvolvida em seu trabalho, e essa era similar à equação utilizada no trabalho de Akhsassi *et al.* (2018).

O principal problema desta formulação é que em condição de vento nulo, os mecanismos de troca envolvem somente convecção natural e radiação. Em ambos os casos, existe uma dependência relativamente forte de U_L com a própria temperatura do módulo, cujos resultados foram obtidos com o modelo detalhado implementado no código PVdyn, utilizando a velocidade do vento nula.

- Temperatura e potência de um módulo em regime permanente – Aplicação 2

Num segundo momento, os dados de o KYOCERA-200T módulo fotovoltaico comercial foram utilizados, com sua operação mapeada para as temperaturas de $T_a=20\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_a=40\text{ }^\circ\text{C}$. Foi realizado o estudo para velocidades de vento variadas. E seus resultados foram apresentados nas figuras de 4.6 a 4.7.

A figura 4.6 mostra uma faixa de temperatura entre $30\text{ }^\circ\text{C}$ e $55\text{ }^\circ\text{C}$ produzindo 40 a 170 W, e na figura 4.7 para temperatura ambientais baixas e de $50\text{ }^\circ\text{C}$ a $70\text{ }^\circ\text{C}$ produzindo 40 a 150 W para temperatura de $T_a=40\text{ }^\circ\text{C}$. Os mais baixos níveis de conversão de energia com as mais altas temperaturas do módulo podem ser claramente identificados nos dois mapas de operação.

Para obter a incerteza dos resultados para T e P em termo das variações do coeficiente de transferência de calor, uma nova simulação foi realizada e depois os resultados foram apresentados na figura 4.8 e 4.9, esse foi realizado modificando o valor de h adicionando $1\text{ W/m}^2\text{-K}$ e calculando novamente para obter os valores de T e P. dessa foram, os valores de $(\delta T/\delta h)$ e $(\delta P/\delta h)$ puderam ser obtidos.

Os valores máximos de incerteza foram observados para a condição de baixa velocidade do vento e alta irradiância, esses foram próximos de $3\text{ }^\circ\text{C/W.m}^2\text{-K}$ e $3\text{ W/W.m}^2\text{-K}$, para a temperatura mais alta do ambiente e para a potência para a maior irradiância respectivamente. Nos dois casos foi apresentada uma incerteza próxima de 1,4% relativa à conversão em potência.

Todos esses resultados preliminares são compatíveis com as magnitudes estimadas nas equações 3.24 e 3.25, de erro de temperatura com relação ao h , e de erro de potência com relação a temperatura.

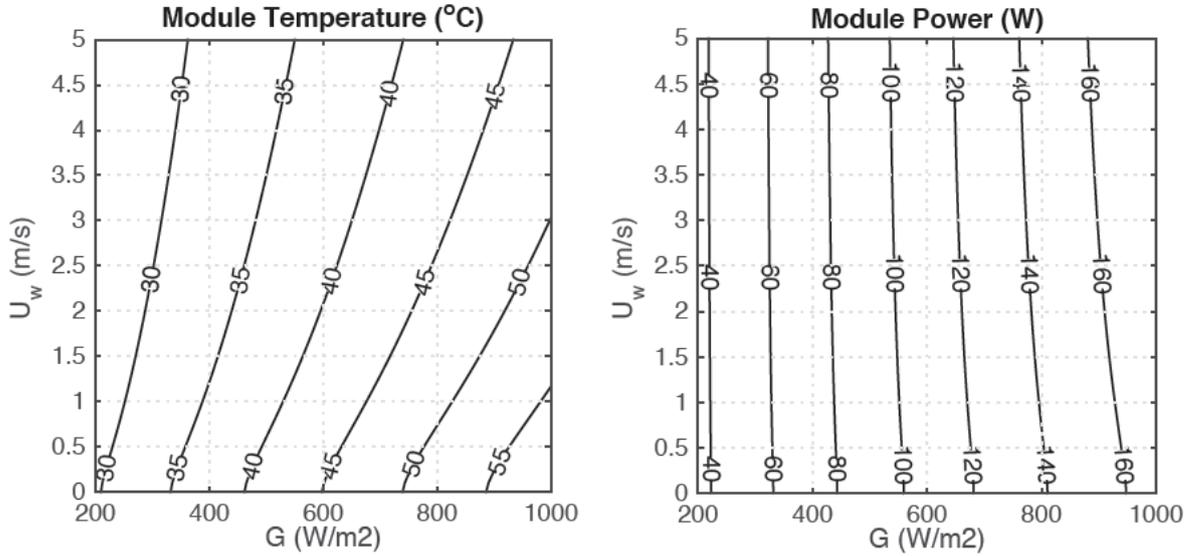


Figura 4.6 Temperatura e potência elétrica convertida do módulo KYOCERA- 200T para uma faixa de operação de $\{G, U_w\}$ com $T_a=20^\circ\text{C}$.

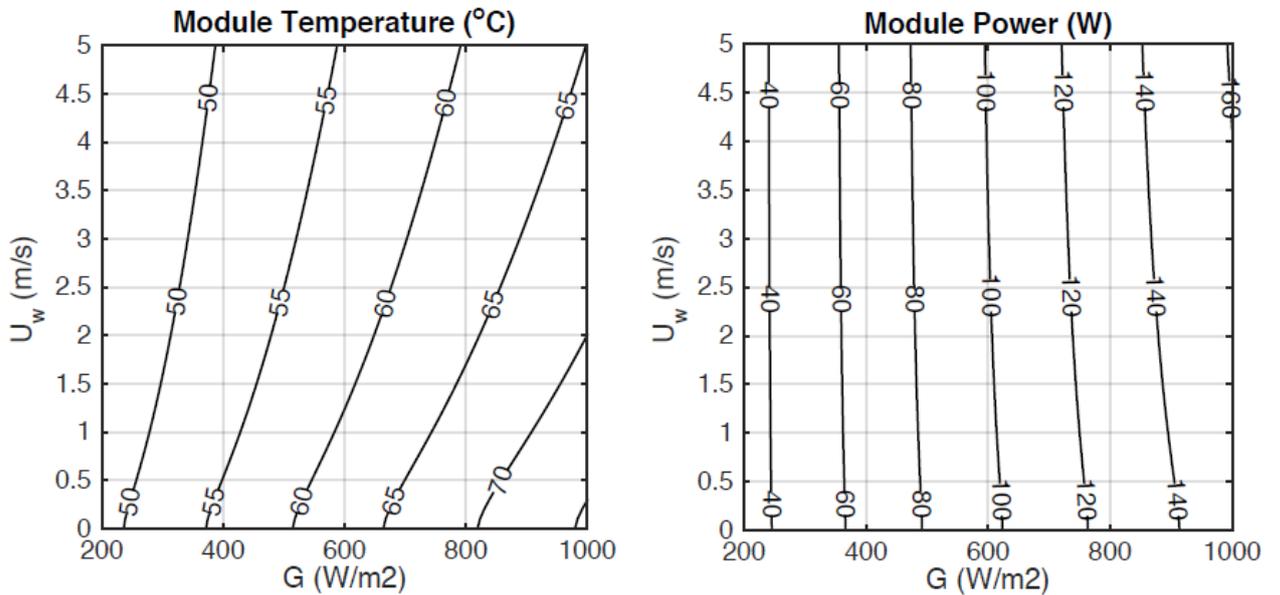


Figura 4.7 Temperatura e potência elétrica convertida do módulo KYOCERA- 200T para uma faixa de operação de $\{G, U_w\}$ com $T_a=40^\circ\text{C}$

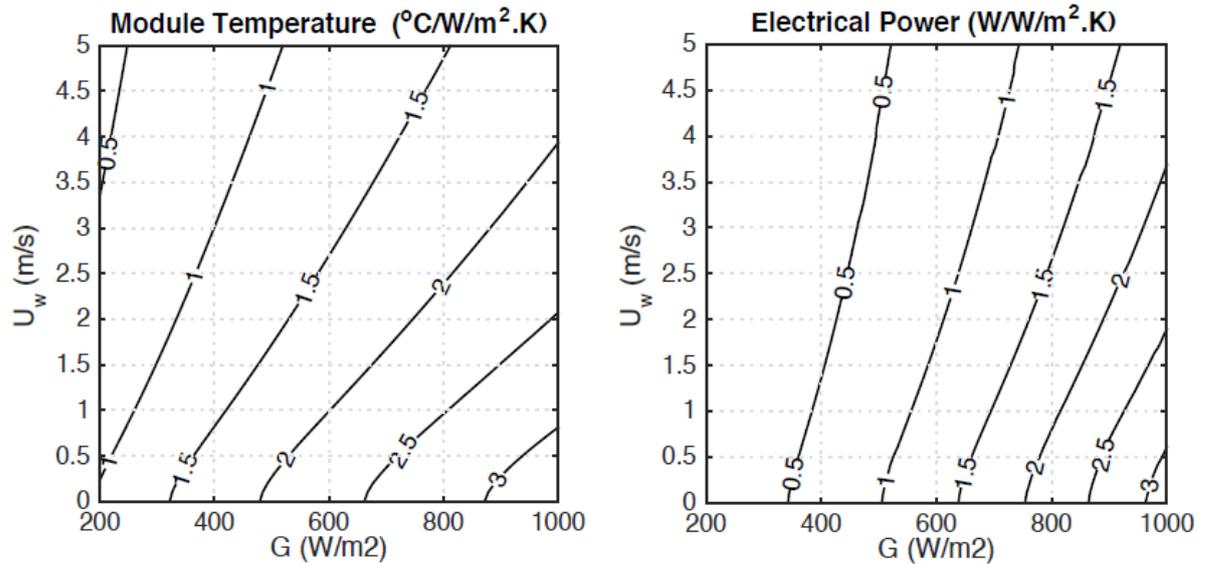


Figura 4.8 Incerteza na temperatura e potência elétrica convertida do módulo KYOCERA- 200T para uma faixa de operação de $\{G, U_w\}$ com $T_a=20^\circ\text{C}$

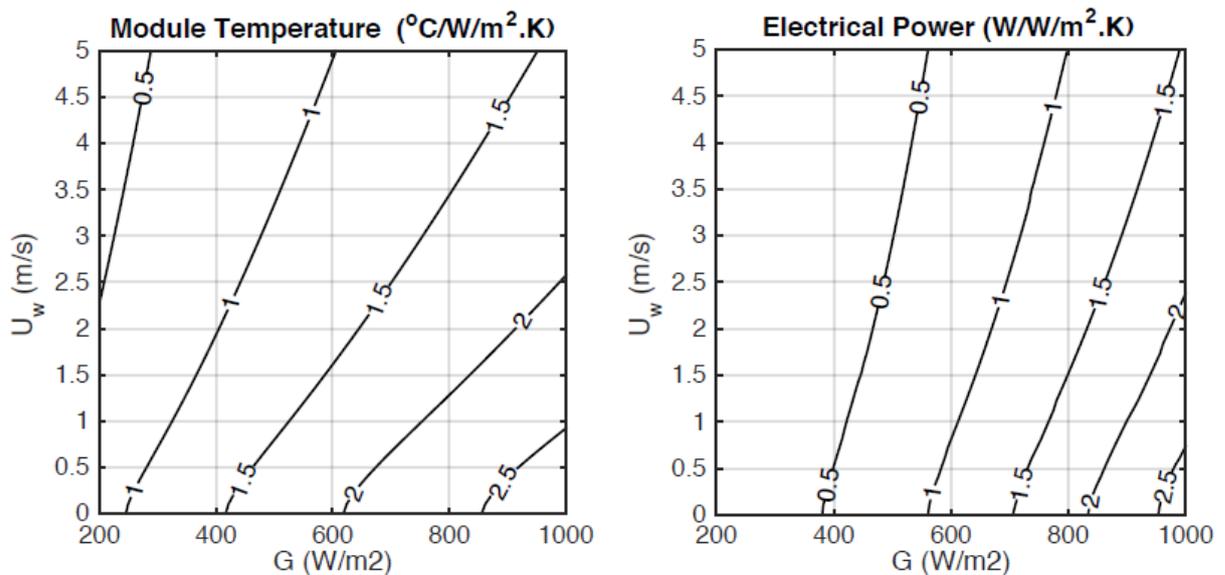


Figura 4.9 Incerteza na temperatura e potência elétrica convertida do módulo KYOCERA- 200T para uma faixa de operação de $\{G, U_w\}$ com $T_a=40^\circ\text{C}$

4.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados das duas bancadas experimentais são apresentados nos tópicos a seguir.

4.2.1 BANCADA EXPERIMENTAL 1

Os experimentos com a bancada experimental 1 foram realizados para avaliar os valores conforme as correlações empíricas clássicas, e com os resultados de uma simulação realizada

no CFD e, por fim, para analisar os resultados de temperatura para a placa plana inclinada e suas correlações de alguns autores clássicos (CHURCHIL e CHU(1975), VLIET E ROSS(1975)) e comparar com o resultado de correlações para convecção natural mais atuais que vem sendo desenvolvidas como Perovic *et. al.*(2017) e Lim *et al.* (2011).

Para sugerir novas correlações entre os números adimensionais de Rayleigh e Nusselt artigos foram comparados com simulações e experimentos.

Antes de dar início às medições de temperatura do módulo, esperava-se sua estabilização com a variação máxima de 1° C referente à temperatura ambiente. O tempo de estabilização da temperatura do módulo era em torno de 30 minutos e após a estabilização os valores eram utilizados para calcular o valor do h.

Para calcular o h foi considerado que dentro da câmara de convecção natural a única energia cedida para o meio era da fonte de tensão para o módulo, que tinha dois componentes de energia: $Q_{convecção}$ (Calor por convecção natural) e $Q_{irradiação}$ (Calor irradiado pelo módulo aquecido).

4.2.2 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS COM SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Nessa seção, será realizada uma análise dos resultados preliminares obtidos no experimento. Estes resultados serão comparados com os da literatura e com uma simulação CFD realizada no mesmo laboratório por Gomes *et al.* (2017).

Na maior parte dos experimentos pode ser identificada uma correção no comportamento dos valores do coeficiente de troca de calor das correlações empíricas com os resultados experimentais. Esse fato sugere que o experimento é capaz de reproduzir comportamentos similares à física do problema.

Ao longo da realização do trabalho outras validações do experimento foram necessárias.

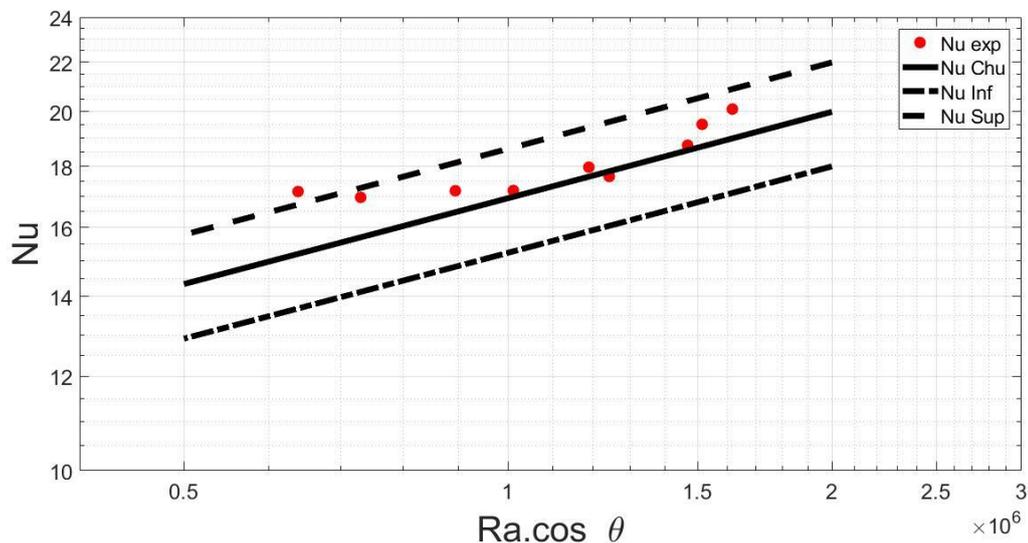


Figura 4.10 Valores de Nu x Ra senφ para 20 V

Para analisar a relação linear entre as variáveis, pode ser utilizado o coeficiente de correlação R, ele consegue estimar a mudança de uma variável em relação a outra. Já o coeficiente de determinação chamado de R^2 é o quadrado do coeficiente de correlação e é utilizado para evitar que a distância do intervalo entre os valores interfira no resultado (MONTEGOMERY *et al.*, 2000).

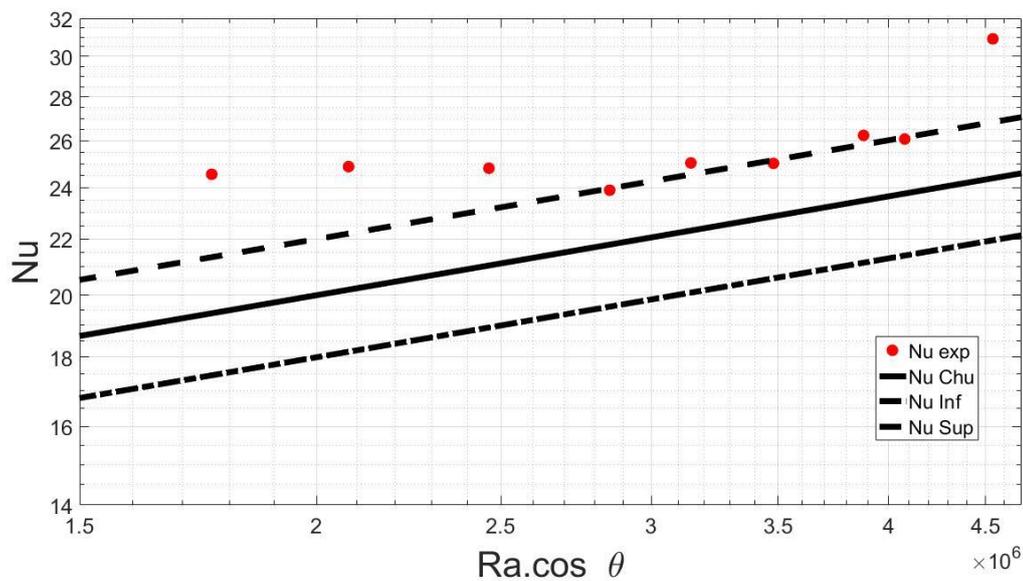


Figura 4.11 Valores de Nu x Ra senφ para 40 V

Para os valores do experimento realizado a 20 volts, a estatística de correlação dos valores de $h_{\text{experimental}}$ e h_{chu} o valor de R foi de 0,88, e para 40 V de 0,68. Mostrando que houve uma aderência melhor para temperaturas menores. E assim como consta na literatura para inclinação acima de 60° houve valores fora da faixa de 10% de variação exibida no gráfico, como especificado em Churchill e Chu (1975) (vide Figuras 4.10 e 4.11)

Os valores experimentais dessa primeira bancada foram comparados aos resultados de uma simulação numérica realizada por Gomes *et al.* (2017) (vide Figuras 4.12 e 4.13). Os resultados mostraram uma proximidade entre a simulação da bancada experimental 1 e os valores de Churchill e Chu (1975). Validando tanto a bancada, como o método de comparação para as próximas etapas do trabalho.

Nas Figuras 4.12 e 4.13, os resultados experimentais desse trabalho são representados por quadrados verdes, e os da simulação numérica do trabalho de Gomes *et al.* (2017) são representados para superfície superior por losangos ciano, e a superfície inferior por bolas amarelas.

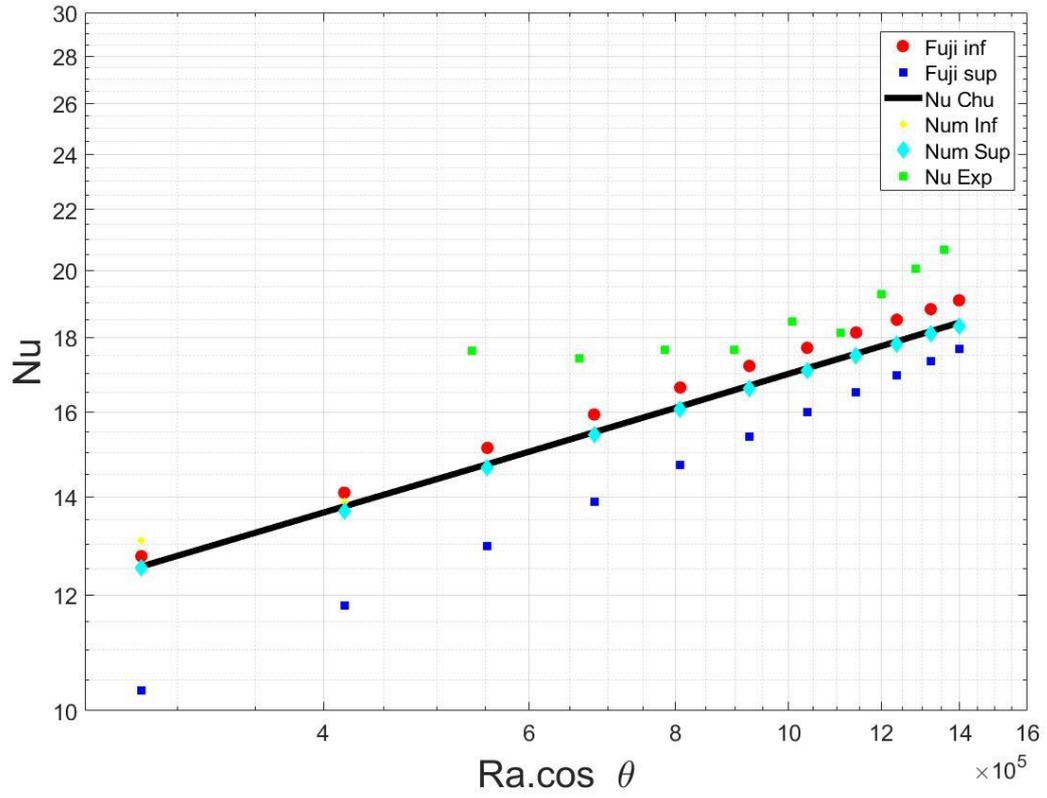


Figura 4.12 Valores de $Nu \times Ra \sin \phi$ experimentais comparados a simulação numérica para o 2D.

Fonte: Adaptado de Gomes *et al.* (2017)

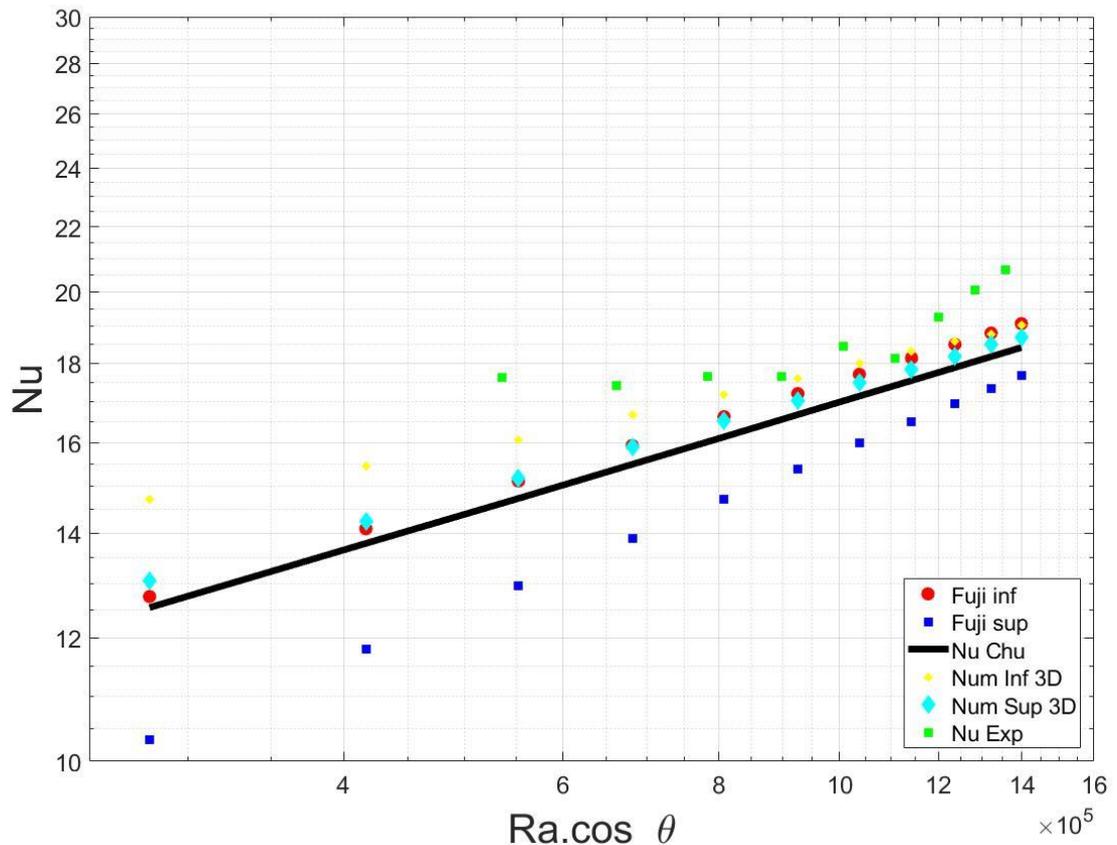


Figura 4.13 Valores de $Nu \times Ra \sin \phi$ experimentais comparados a simulação numérica para o 3D, Fonte: Adaptado de Gomes *et al.* (2017)

O segundo aparato experimental (Bancada 2) foi desenvolvido para controle do ângulo, para reduzir as trocas por condução entre o *frame* e a placa e para suportar os ensaios realizados dentro do túnel de vento. Foram realizados experimentos dentro da câmara de convecção natural e no túnel de vento para situações de convecção mista.

4.2.3 BANCADA EXPERIMENTAL 2

Para essa bancada foram realizados experimentos tanto na câmara de convecção natural quanto no túnel de vento. Seus resultados são apresentados a seguir.

A) Convecção Natural

Os experimentos de convecção natural da segunda bancada mostraram uma aderência as equações empíricas desenvolvidas para convecção natural.

Foram realizados experimentos para os ângulos de 30° , 35° , 40° , 45° , 50° , 55° , 60° , 65° , 70° , 75° , 80° e 85° , nas tensões de 20 Volts e 40 Volts para simular diferentes configurações de temperatura na superfície da placa.

As tabelas 4.11 e 4.12 apresentam os valores das inclinações ($^\circ$), temperatura ambiental média (K), temperatura na placa (K), os números de Pr, Gr e Ra.

Tabela 4.11 Médias das temperaturas ambiente e na superfície da placa, e os números de Pr, Gr e Ra para **20 Volts**

| θ (°) | T_w média (K) | T_{amb} média (K) | Pr | Gr | Ra |
|--------------|-----------------|---------------------|------|------------|------------|
| 30 | 317,47 | 293,95 | 0,71 | 2426628,49 | 2426628,49 |
| 35 | 321,21 | 299,99 | 0,71 | 1932730,45 | 1932730,45 |
| 40 | 318,57 | 299,93 | 0,71 | 1618287,76 | 1618287,76 |
| 45 | 315,10 | 297,25 | 0,71 | 1493305,22 | 1493305,22 |
| 50 | 315,47 | 297,38 | 0,71 | 1371116,69 | 1371116,69 |
| 55 | 317,27 | 299,68 | 0,71 | 1156161,21 | 1156161,21 |
| 60 | 319,32 | 299,43 | 0,71 | 1125451,99 | 1125451,99 |
| 65 | 319,94 | 298,33 | 0,71 | 1036694,80 | 1036694,80 |
| 70 | 320,72 | 300,01 | 0,71 | 790074,59 | 790074,59 |
| 75 | 318,46 | 299,22 | 0,71 | 567886,05 | 567886,05 |
| 80 | 319,41 | 299,50 | 0,71 | 390765,73 | 390765,73 |
| 85 | 319,42 | 299,50 | 0,71 | 196250,48 | 196250,48 |

Tabela 4.12 Médias das temperaturas ambiente e na superfície da placa, e os números de Pr, Gr e Ra para **40 Volts**

| θ (°) | T_w média (K) | T_{amb} média (K) | Pr | Gr | Ra |
|--------------|-----------------|---------------------|------|------------|------------|
| 30 | 361,12 | 293,95 | 0,70 | 5100881,56 | 3585633,87 |
| 35 | 370,38 | 302,05 | 0,70 | 4345978,76 | 3050255,93 |
| 40 | 367,44 | 300,56 | 0,70 | 4103476,68 | 2881169,93 |
| 45 | 367,95 | 300,27 | 0,70 | 3827011,07 | 2687001,00 |
| 50 | 370,57 | 303,59 | 0,70 | 3302664,67 | 2317649,42 |
| 55 | 372,96 | 303,56 | 0,70 | 3003771,78 | 2107473,46 |
| 60 | 368,27 | 298,64 | 0,70 | 2809733,44 | 1972982,56 |
| 65 | 369,17 | 302,66 | 0,70 | 2191715,61 | 1538351,52 |
| 70 | 366,04 | 297,83 | 0,70 | 1923182,27 | 1350815,29 |
| 75 | 365,67 | 296,09 | 0,70 | 1506791,16 | 1058547,95 |
| 80 | 364,68 | 294,29 | 0,70 | 1042895,46 | 732836,60 |
| 85 | 368,71 | 301,51 | 0,70 | 461865,89 | 324226,00 |

Os valores dos números adimensionais das Tabelas 4.11 e 4.12 mostram que as correlações que podem ser utilizadas dependendo em geral das faixas em que se encontram.

Utilizando o balanço energético para estimar o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção h , e utilizando a Eq. 2.11 (relaciona o número de Nusselt com o h), foram calculados os valores de Nu experimentais, esses valores são comparados a valores de Nu de estudos empíricos que desenvolveram variadas correlações dependendo de sua inclinação e do regime do escoamento. As correlações clássicas empíricas utilizadas para comparação nesse

trabalho foram de Churchill e Chu (1975), Vliet (1975) Fujii e Imura (1972). São apresentadas nos gráficos 4.14 e 4.15.

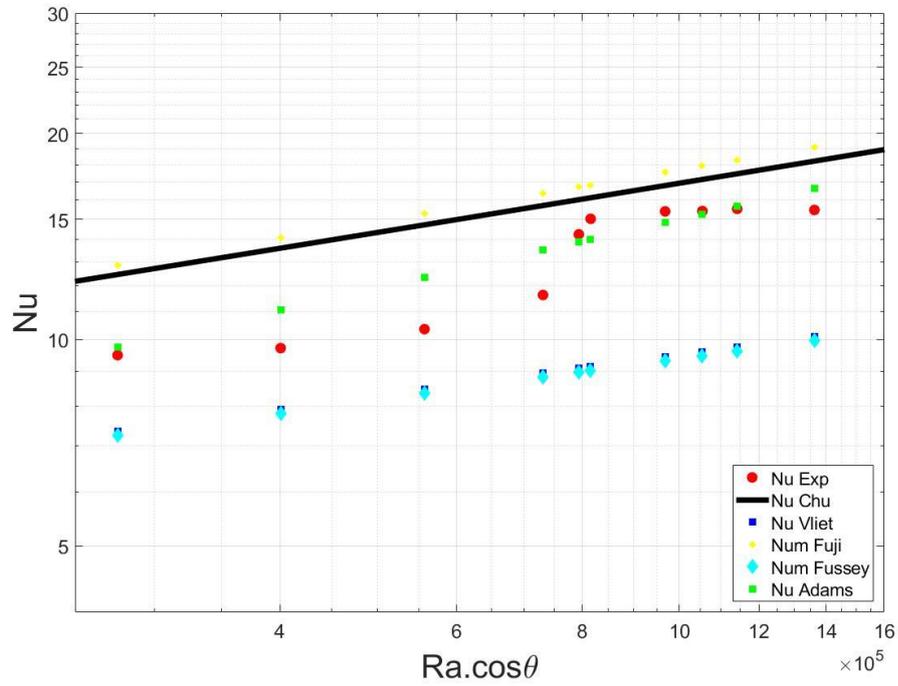


Figura 4.14 Gráfico das comparações dos valores experimentais com correlações clássicas da literatura, a temperaturas próximas a 40 °C.

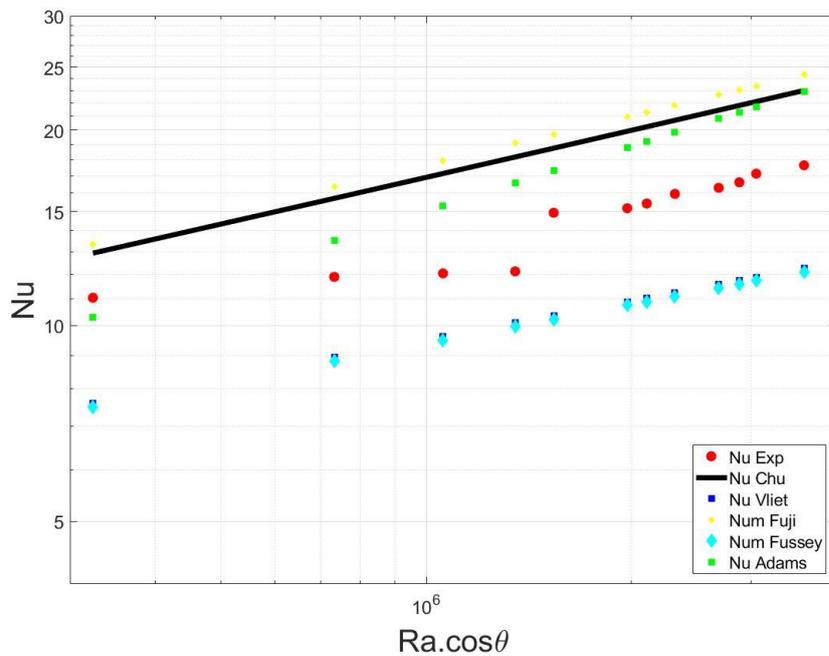


Figura 4.15 Gráfico das comparações dos valores experimentais com correlações clássicas da literatura, a temperaturas próximas de 80 °C.

Como pode ser observado no gráfico os valores experimentais estão bastante próximos das correlações empíricas clássicas selecionadas.

Pode ser constatado que valores experimentais são inferiores a correlação de Churchill e Chu (1975) usualmente utilizada como referência por outros trabalhos. Esse fato pode ser atribuído a perdas que não foram contabilizadas no modelo como condução de calor com o suporte da placa (*frame*) ou mesmo pelos erros inerentes aos instrumentos de medição.

B) Convecção Mista e forçada

No túnel de vento foram realizados experimentos para a bancada experimental, para as inclinações de 15°, 20°, 25° e 30° em cada uma das inclinações a tensão fornecida e para o aquecedor flexível que foi de 10 V, 20 V, 30 V e 40 V, em cada uma dessas tensões, houve a variação da velocidade do vento numa faixa de 0 a 3,25 m/s.

Antes da realização dos experimentos, uma análise permitiu avaliar para quais condições de vento os efeitos majoritários seriam da convecção natural, forçada ou mista, essa avaliação está disponível nas figuras 4.16 e 4.17.

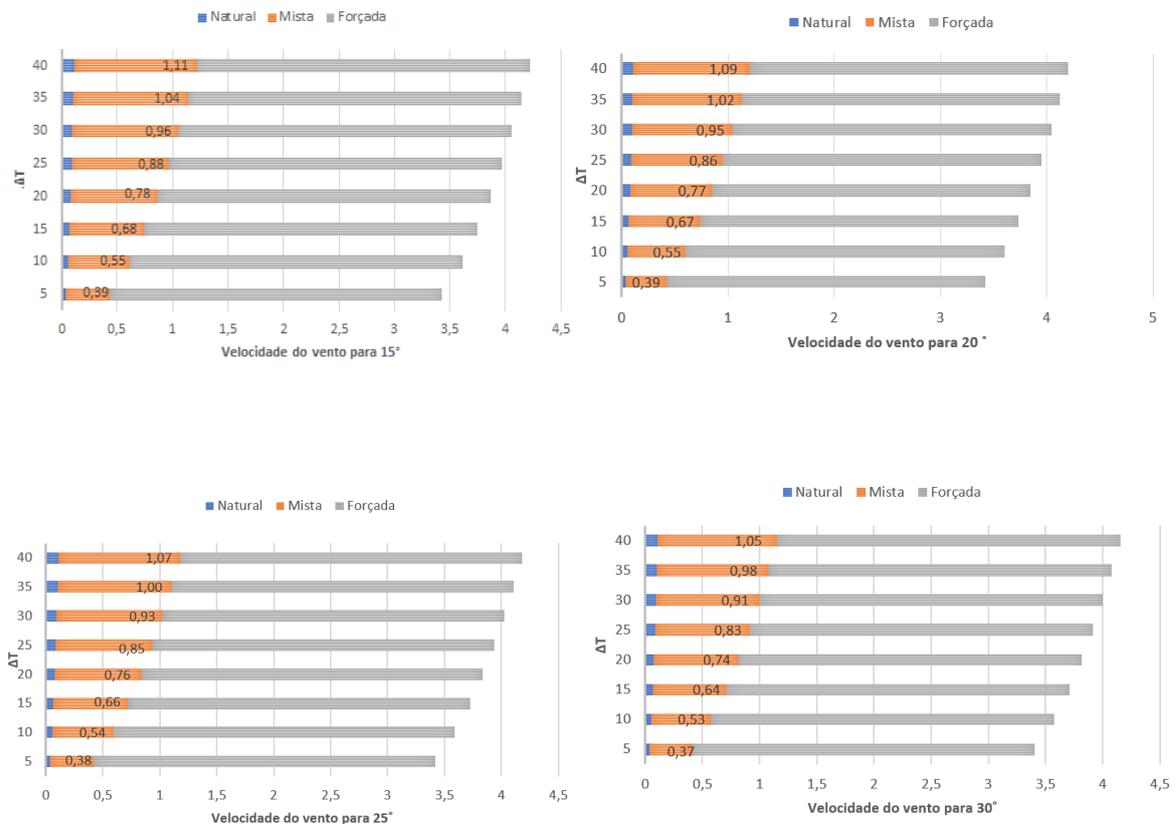


Figura 4.16 Avaliação das situações de ΔT e velocidade do vento, para efeitos majoritários da convecção natural, mista ou forçada para 15°, 20°, 25° e 30° na bancada experimental.

Na Figura 4.16 pode ser observado que as velocidades de vento para efeitos majoritários da convecção natural ocorrem para velocidade inferiores a 0,1 m/s, assim o objetivo dessa etapa do trabalho foi avaliar situações com impactos gerados no escoamento em convecção mista e forçada.

Para o ângulo de 15° velocidades até 1,1 m/s tinham efeitos mais impactantes de convecção mista e o cálculo do número de Nusselt (Nu) deveria levar em consideração os dois tipos de convecção.

Dos 98 experimentos realizados apenas 10 casos foram considerados com impactos majoritários de convecção mista, o restante os impactos maiores eram causados pela convecção forçada, e assim utilizaram a Eq. 2.62 ($Nu = 0,664 \cdot Re^{1/2} Pr^{1/3}$) para calcular o número de Nu.

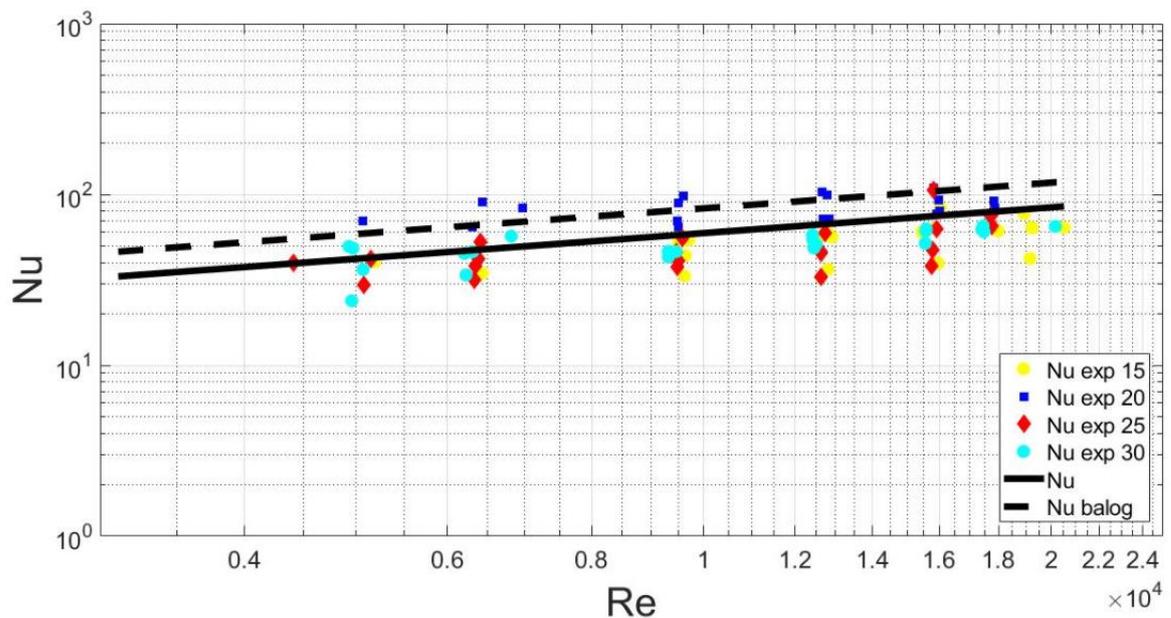


Figura 4.17 Gráfico de Nusselt por Reynolds utilizado para caracterizar o desempenho térmico do escoamento de convecção forçada. Resultados experimentais realizados no túnel de vento para 15°, 20°, 25° e 30° de inclinação para tensões de 10V, 20 V, 30 V e 40 V, Balog et al. (2009) (---) e Çengel (2009) (—)

Na figura 4.17 é apresentado o gráfico de Nusselt versus Reynolds, nele estão os pontos experimentais realizados com a bancada no túnel de vento para os ângulos de inclinação de 15°, 20°, 25° e 30°, com velocidades de vento variando de 0,5 m/s a 3,25 m/s, para cada valor de tensão fornecida para o aquecedor flexível (10, 20, 30 e 40 Volts).

Os dados experimentais foram aproximados dos valores clássicos, e seguiram a sequência lógica de quanto maior a velocidade maior o número de Reynolds. Pode ser observado que os grupos de dados apresentam o aumento da temperatura e na maioria pode ser identificado um

número de Nusselt maior para diferenças de temperatura maiores (ΔT) entre o meio (T_{amb}) e a superfície da placa (T_w). A inclinação de 20° obteve valores maiores do número de Nusselt, sugerindo que essa inclinação favoreceu o resfriamento da placa através do escoamento do ar ao redor da placa. Como se o posicionamento relativo entre os escoamentos causados por convecção natural e forçada fossem favorecidos nessa inclinação.

Para análise dos impactos majoritários de convecção mista ou forçada foi realizado o gráfico da figura 4.18, nesse podem ser observado valores experimentais calculados para as condições ambientais.

E foi sugerida uma correlação mais adequada para o experimento realizado, presente na Eq. 4.18, já que para os dados só ocorrem situações de convecção mista ou forçada.

$$Nu = 0,5286Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (4.19)$$

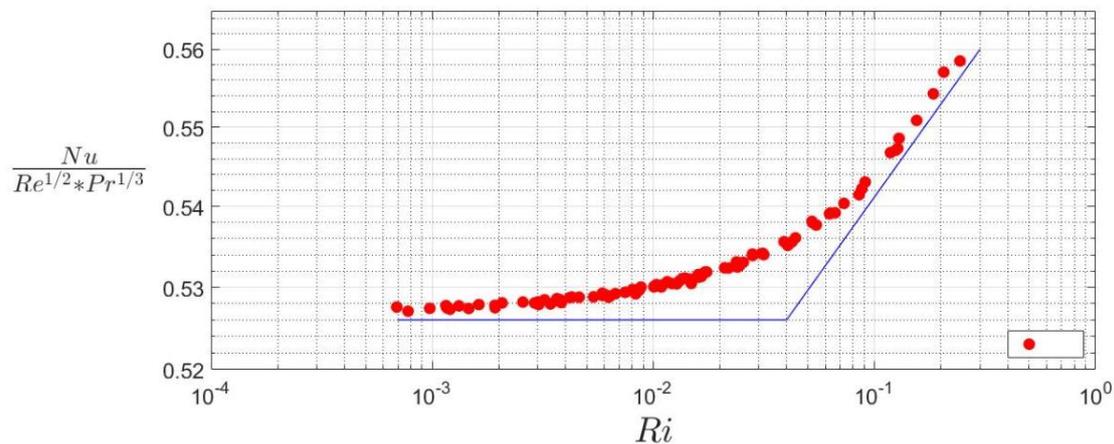


Figura 4.18 Gráfico de $Nu / Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ por $Ri = Gr / Re^{1/2}$, gráfico para analisar os efeitos da convecção natural, mista e forçada do experimento.

Na figura 4.18 pode se observado que a maioria dos experimentos tiveram efeitos majoritários causados pela convecção forçada e sendo assim, para o experimento pode ser identificado que para uma baixa velocidade de vento, e os efeitos majoritários de resfriamento por convecção estão mais relacionados com a velocidade do vento e o posicionamento relativo dos arranjo do que a inclinação para favorecimento da convecção natural. Não podendo esquecer que nesse sentido os efeitos ainda mais relevantes num sistema fotovoltaico são provenientes de uma exposição adequada à irradiância solar.

Na figura 4.18 a linha horizontal ao eixo do x representa as situações em que o efeitos majoritários são de convecção forçada, a partir de um valor próximo de 0,1 os valores

experimentais começam a apresentar uma tendência ascendente esse comportamento mostra as situações onde os efeitos da convecção natural passam a ter impactos no cálculo do Nu.

A Figura 4.19 apresenta os dados para o ângulo de inclinação de 15° do módulo, em velocidades de vento variando entre 0,5 m/s a 4 m/s. Os dados do experimento realizado no túnel de vento, as simulação numérica e os resultados empíricos da Eq. 2.62 e Eq. 2.65 (BALOG *et al.*, 2009) apresentam-se no gráfico. Pode ser observado que para esses dados a correlação de Balog *et al.* (2009) apresentou valores mais compatíveis com os resultados tanto da simulação quanto do experimento, indicando uma similaridade de métodos experimentais utilizados.

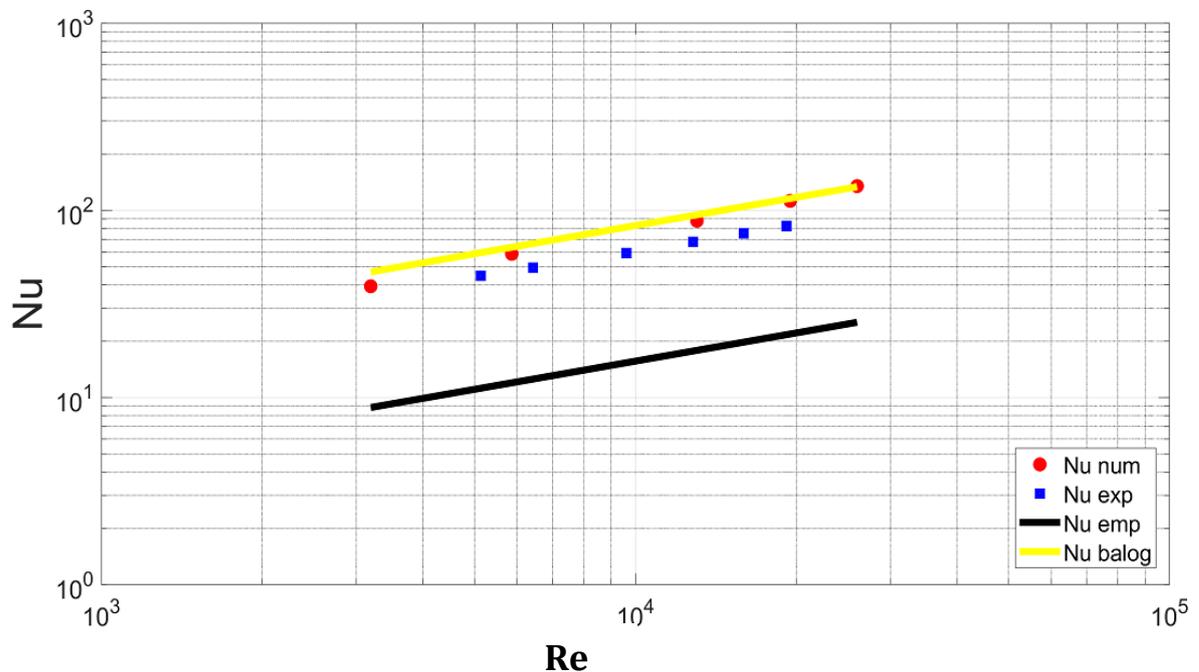


Figura 4.19 Gráfico comparativo de convecção mista entre simulação numérica, experimento e correlações empíricas clássicas ($Nu \times Ra \cdot \cos\theta$) para o ângulo de inclinação de 15° do módulo, em velocidades de vento variando entre 0,5 m/s a 4 m/s. (ÇENGEL *et al.*, 2009) (BALOG *et al.*, 2009).

4.3 ANÁLISES COMPARATIVAS ENTRE RESULTADOS

Nesse tópico serão realizadas as análises comparativas entre os resultados da simulação numéricas e a bancada experimental.

4.3.1 SIMULAÇÃO NUMÉRICA E BANCADA EXPERIMENTAL 2

A simulação numérica e o experimento de pequena escala foram comparados, considerando as mesmas condições para a convecção natural na câmara e os experimentos no túnel de vento.

O objetivo dessas simulações era validar os resultados numéricos, permitindo uma abordagem metodologica confiável.

- Escoamento da convecção natural: Nas condições de convecção natural o parâmetro ($Ra \cdot \cos\theta$) encontra-se na faixa de 4×10^4 a 4×10^6 . Isso pode ser considerado como um escoamento laminar, mas, em algumas situações, as instabilidades das estrutura em 3D na superfície superior foram observadas (como discutido Fujii e Imura (1972)).

Na figura 4.20 o número de Nusselt para resultados numéricos e experimentais foram comparados a Churchill e Chu (1975) (Eq. 2.13) e outras relações empíricas Fujii e Imura (1972) e Souza e Brasil Junior (1993). O valor médio (média aritmética) para h na superfície superior e inferior foi considerado. O gráfico da figura 4.28 apresenta uma proximidade entre os valores da bancada de convecção natural e sua aderência aos resultados empíricos (CHURCHILL e CHU, 1975) para o número de Nusselt.

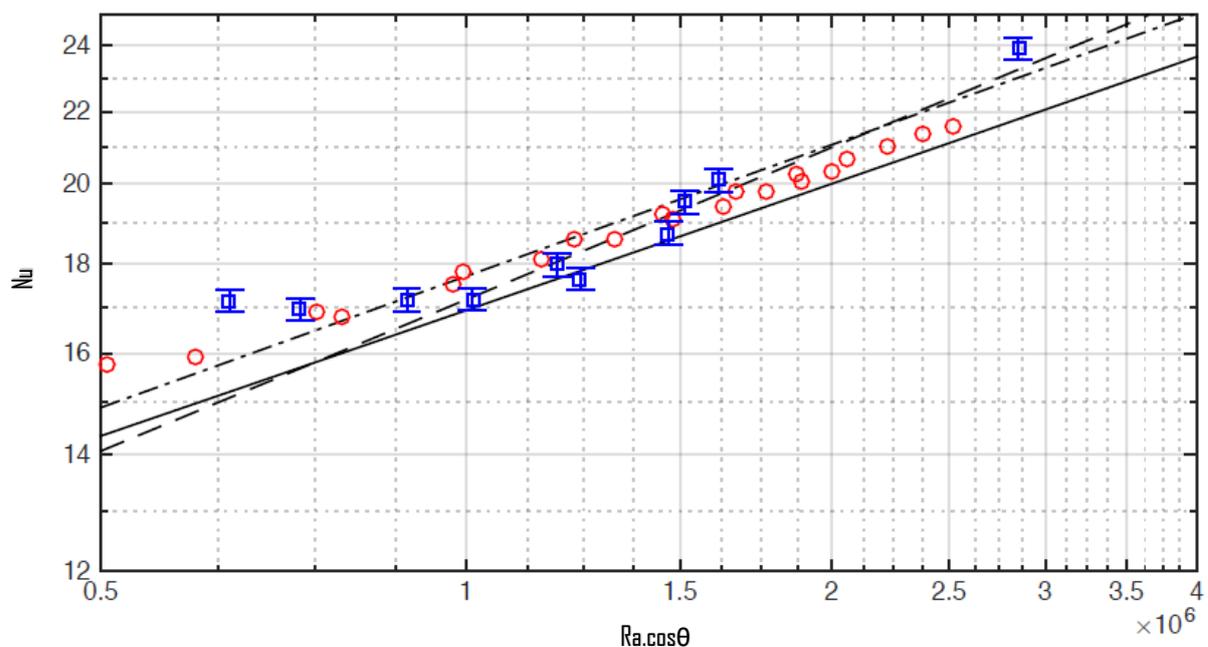


Figura 4.20 Número de Nusselt na superfície superior e inferior da placa plana : (—)Churchill e Chu (1975), (- -) Fujii e Imura (1972), (- • -)Souza et al. (1993), (○) Simulação numérica e (□) Experimentos na câmara de convecção natural

Na figura 4.21 a visualização do campo de temperatura no plano central da placa plana apresentada, com diferentes inclinações. Qualquer padrão de fluxo associado às condições da camada limite foram observadas. Por outro lado, a simulação numérica é capaz de prever estruturas complexas em 3D (3 dimensões) próximas às bordas da placa. Isso pode ser verificado pela pluma na visualização 3D do nível da temperatura, presente na figura 4.22. Os padrões 3D complexos na superfície do módulo foram propriamente identificados, o que foi auxiliado pela visualização qualitativa do escoamento utilizando fumaça (traçado na figura

4.23). Todas essas estruturas 3D podem ser capturadas utilizando a discretização numérica apropriada e modelando, sempre considerando o tempo de evolução do fluido. Escoamento utilizando métodos numéricos não-permanentes com pequenos passos de tempo, a maioria em condições de pequenos ângulos de inclinação.

Os resultados numéricos obtidos aqui, para pequena escala, são capazes de descrever características físicas do escoamento, em regime estacionário ou transiente, assim como valores realistas para a média do coeficiente de transferência de calor, isso é compatível também a observação de tendências empíricas na literatura e as observações experimentais.

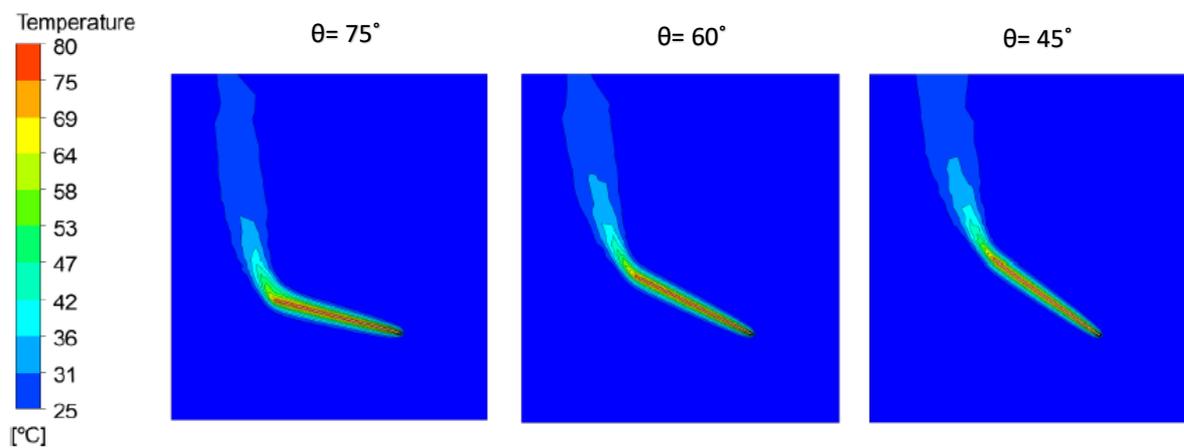


Figura 4.21 Visualização do plano médio dos níveis de temperatura no escoamento da convecção natural com $Ra = 3,0 \times 10^6$

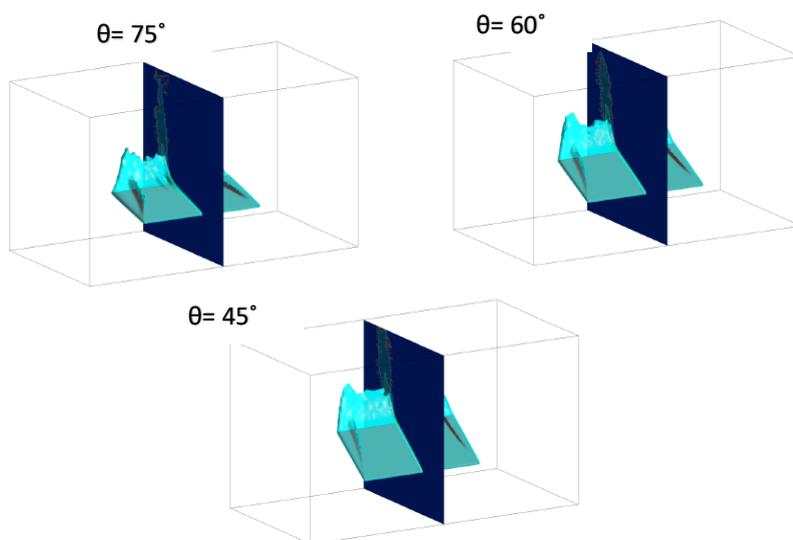


Figura 4.22 Caracterização da pluma 3D para a superfície com mesma temperatura $T = 30^\circ\text{C}$ de escoamento de convecção natural – $Ra = 3,0 \times 10^6$

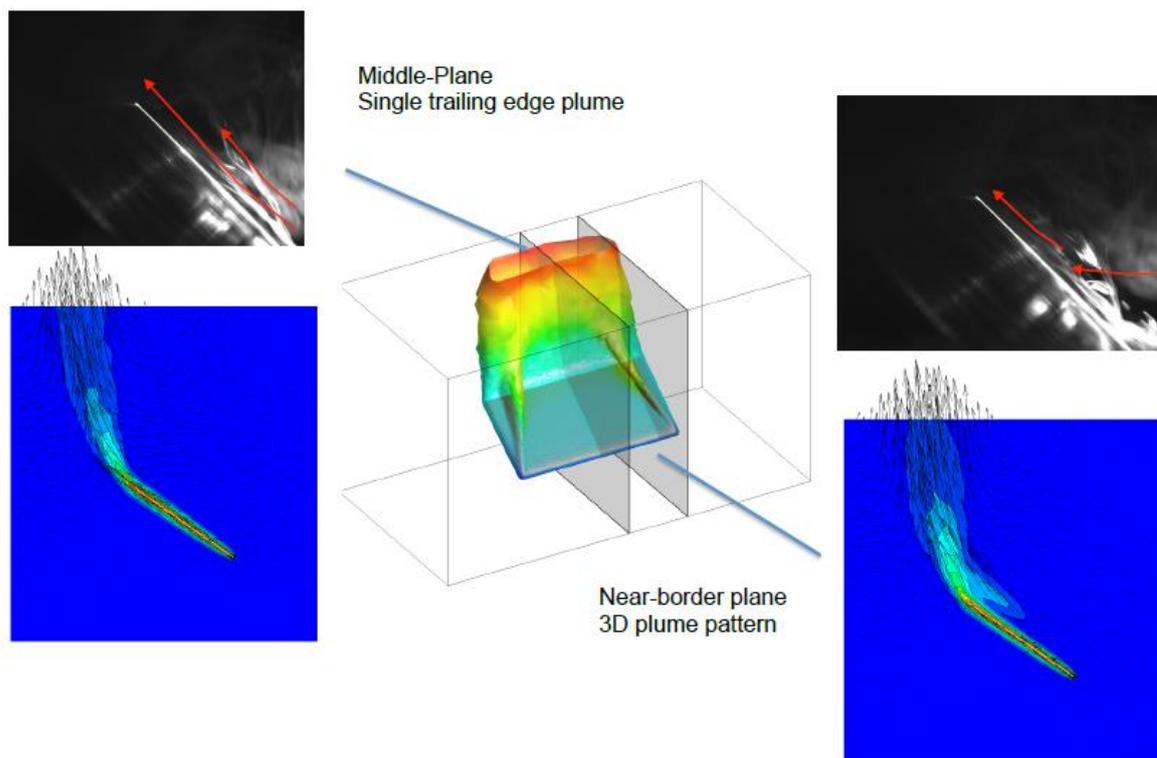


Figura 4.23 Visualização do escoamento de convecção natural para diferentes planos $-\beta=45^\circ$ $Ra=3,0 \times 10^6$

Sendo assim é apresentada a necessidade já relatada nesse trabalho de uma avaliação mais detalhada do posicionamento de um sistema fotovoltaico de forma a favorecer as trocas térmicas e ainda a exposição adequada à irradiância solar.

4.3.2 SISTEMA EM OPERAÇÃO, SIMULAÇÃO NUMÉRICA E BANCADA EXPERIMENTAL 2

As medições realizadas no sistema instalado e em funcionamento do UniCEUB foram comparadas com resultados empíricos clássicos e com os resultados da bancada experimental 2. A tabela 4.13 mostra as médias aritméticas e desvio padrão desses valores.

Tabela 4.13 Médias aritméticas e desvios padrão do número de Nu do sistema em operação e dos experimentos

| Sistema | $Nu_{\text{médio}}$ | Desvio Padrão |
|--------------|---------------------|---------------|
| Instalado | 15,55 | 2,96 |
| Experimental | 18,91 | 1,55 |

O método experimental para avaliar as características do escoamento foi validado através dos resultados, melhorias foram obtidas com resultados mais aproximados da literatura (CHURCHILL e CHU, 1975).

Na Figura 4.24 são apresentados os dados dos experimentos realizados, as correlações Churchill e Chu (1975) e os resultados do sistema em operação, esses ficaram dentro de uma faixa de 10% de erro.

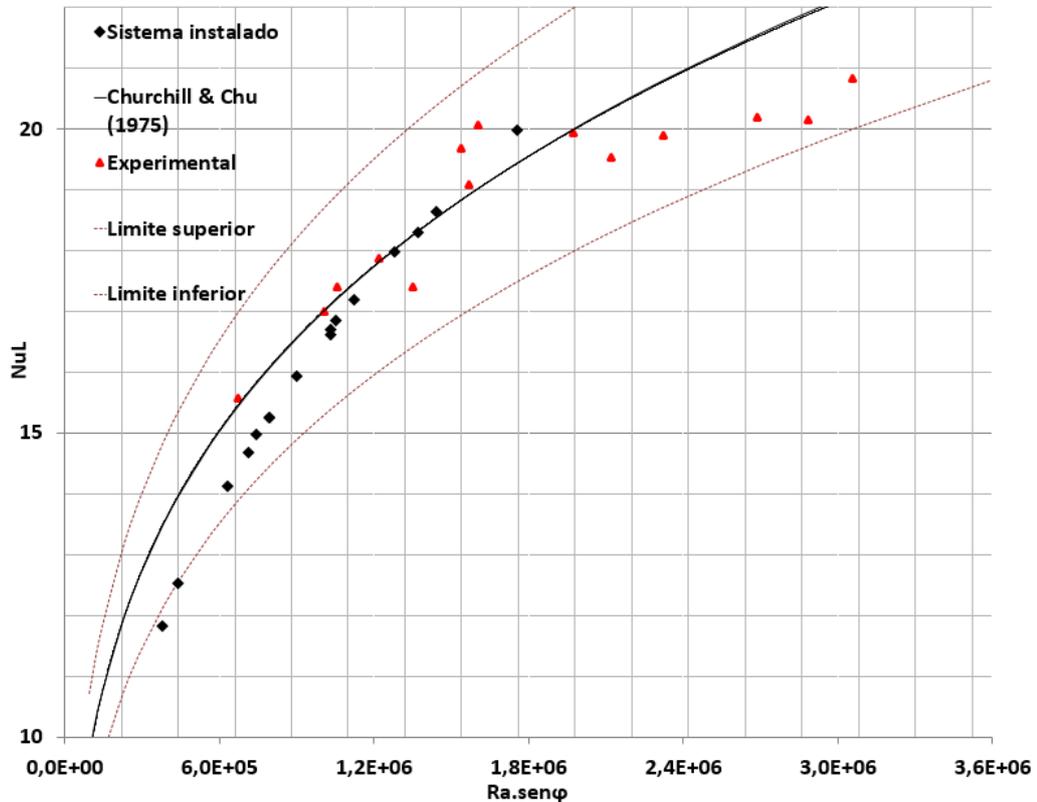


Figura 4.24 Gráfico do número de Nu do sistema instalado, de Churchill e Chu (1975) e valores experimentais

O sistema instalado apresentou resultados de um número de Nusselt inferior aos empíricos de Churchill e Chu (1975) e ao da bancada experimental 2 na maioria dos casos. Isso pode ser atribuído as simplificações que foram utilizadas no modelo e as condições ideais dentro do laboratório. A existência de pouco vento e trocas por condução com a moldura (*frame*) dos módulos além das perdas no inversor e nos sistemas elétricos podem ser fatores que contribuíram para esse resultado.

Para desenvolver o estudo os dados foram comparados com o estudo de Perovic *et al.* (2017) como pode ser visualizado na Fig.4.25.

Para os valores que não estavam presentes nas medições foi utilizada a regressão de potência, pois em comparação com as outras apresentou o menor erro quadrático de 0,092, enquanto a linear apresentou um erro quadrático de 10,50 e a logarítmica de 3,95. A Eq. 4.2 foi a regressão de potência que relacionou o Nu do sistema instalado com o $Ra.\cos\theta$, e obteve um R (coeficiente de correlação) de 0,99.

$$Nu = 0,158.(Ra_y \cos\theta)^{0,3362} \quad (4.2)$$

Assim a correlação estabelecida na Eq. 4.2 pode ser utilizada para outros experimentos ou sistemas similares. Já que as correlações entre Ra e Nu possuem formato de uma expressão de potência, como em Perovic *et al.* (2017) e Kierkus (1968).

A correlação entre os valores do sistema instalado com Perovic *et al.* (2017) e Churchill e Chu (1975) foi a maior de 0,99, validando as correlações empíricas existentes e com o experimento foi 0,97. Esse valor indica a capacidade de previsão de dados do método experimental utilizado nesse trabalho.

Os números adimensionais que caracterizam o escoamento são definidos a partir da configuração do escoamento, de suas características geométricas e condições de temperatura. A correlação entre os valores foi sempre superior a 0,90 mostrando uma aderência entre os resultados.

As modelagens matemáticas e realização de experimentos podem gerar assim resultados para estimativas de conversão de energia em usinas solares.

Nesse estudo os resultados para a bancada experimental e o sistema instalado foram próximos entre si e entre os resultados empíricos existentes na literatura. As correlações entre os valores experimentais, do sistema instalados e das correlações empíricas clássicas foram todas superiores a 0,90.

Experimentos realizados localmente podem oferecer estimativas mais adequadas que simulações computacionais realizadas para esse estudo.

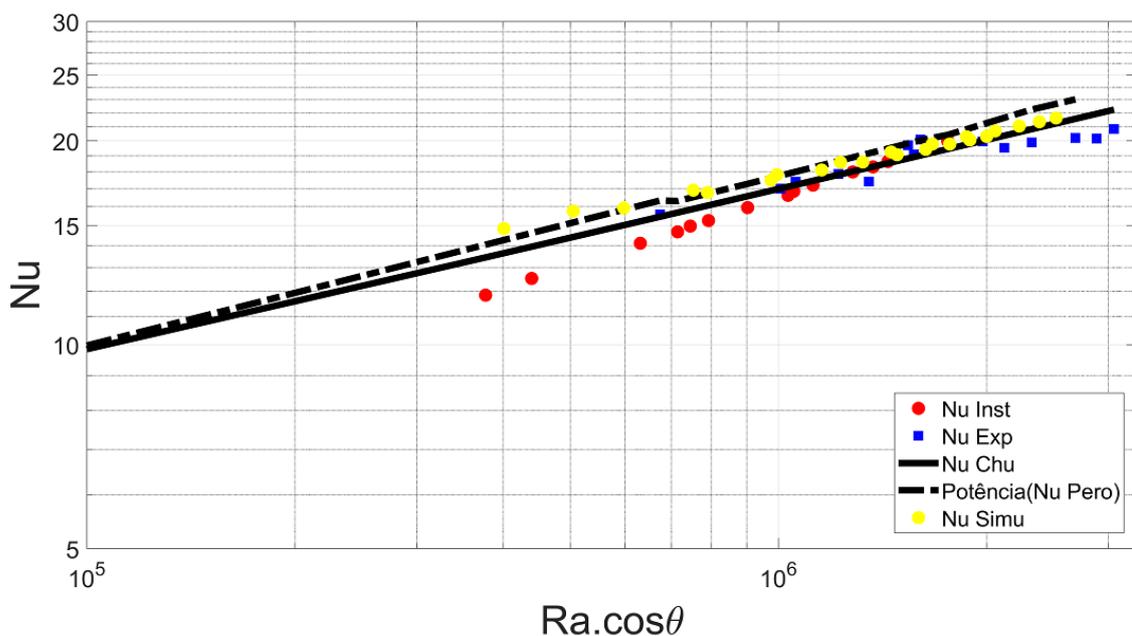


Figura 4.25 Gráfico dos números de Nu do sistema em operação, dos resultados experimentais, simulação numérica e das correlações classificadas por Perovic *et al.*(2017).

A figura 4.25 apresenta um gráfico com os valores do sistema instalado, os valores experimentais para convecção forçada, da simulação numérica, das correlações de Churchill e Chu (1975) e de Perovic *et al.* (20170). Pode ser observado que os resultados experimentais apresentaram maior proximidade dos resultados do sistema instalado, sugerindo para esse caso desenvolvido numa região próxima entre experimento e medições do sistema instalado uma maior capacidade de previsão.

5. CONCLUSÕES

Para melhorar o desempenho de conversão de energia nos módulos fotovoltaicos devem ser avaliados cuidadosamente seu posicionamento e as condições ambientais locais, já que a exposição à irradiância solar é essencial, porém o incremento de temperatura pode levar à redução em sua eficiência.

O modelo sistêmico de conversão de energia em um módulo fotovoltaico foi avaliado nesse trabalho através de um balanço térmico levando em consideração os três tipos de transferência de calor do módulo com o meio que está inserido e a potência gerada. Foi realizada uma revisão bibliográfica de correlações empíricas existentes para convecção natural, mista e forçada.

A simulação numérica apresentou resultados próximos às correlações empíricas clássicas da literatura (CHURCHILL e CHU, 1975) e forneceu visualizações compatíveis com o fenômeno apresentado em convecção natural. E teve seus resultados validados por experimentos de pequena escala (bancada 1 e bancada 2) através do uso de números adimensionais utilizados para a descrição do fenômeno. Na bancada experimental 1, os ângulos de inclinação com a horizontal foram de 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 35°, 40°, 45°, 50°, 55° e 60°. Seus resultados apresentaram uma diferença relativa da simulação de Gomes *et al.* (2017) máxima de 15%.

Já bancada 2 foram realizados experimentos para os ângulos de 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 35°, 40°, 45°, 50°, 55°, 60°, 65°, 70°, 75° e 80° c, nas tensões de 20 Volts e 40 Volts para simular diferentes configurações de temperatura na superfície da placa que são similares a temperaturas reais em módulos fotovoltaicos, o resultados ficaram dentro de uma faixa de 10% limites superiores e inferiores quando comparados a Churchil e Chu (1975).

Nessa mesma bancada, para os experimentos de convecção forçada, foram realizados experimentos para os ângulos de 15°, 20°, 25° e 30°, nas tensões de 20 Volts e 40 Volts para simular diferentes configurações de temperatura na superfície da placa, e para cada ângulo e tensão, foram realizados experimentos com 3 a 4 velocidades do vento variando entre 0 m/s a 3,25 m/s. Seus resultados foram comparados a correlações clássicas empíricas e uma parte delas a simulação numérica com velocidade de vento de 2 m/s. Para a convecção forçada foi sugerida uma nova correlação empírica para o experimento realizado.

Foi desenvolvido um estudo sobre os efeitos majoritários de convecção natural, mista ou forçada para velocidades variadas no túnel de vento e para o experimento em questão, e seus estudos foram confirmados pelos dados desses experimentos. Apenas 10 dos resultados tiveram

efeitos majoritários de convecção mista, constatando assim que para o experimento até mesmo em baixas velocidades de vento ($> 1,5$ m/s) os efeitos majoritários eram de convecção forçada.

Foi desenvolvido e avaliado um modelo matemático para estimar o comportamento dos módulos fotovoltaicos, envolvendo o processo de conversão de energia, bem como o balanço térmico e suas trocas com o ambiente, além de avaliar a sensibilidade de parâmetros como resultados de seu comportamento para diferentes condições de operação do módulo.

A metodologia utilizada no desenvolvimento do modelo foi validar a simulação numérica CFD em pequena escala comparando seus valores com os dados da bancada experimental 2 inserida na câmara de convecção natural, posteriormente o modelo foi utilizado para avaliar sistemas fotovoltaicos de escala real com sua análise de sensibilidade.

Durante a análise do fenômeno ficou indicada a necessidade de estimativas mais adequadas para o coeficiente de transferência de calor por convecção h , por sua grande variabilidade diante de uma série de configurações geométricas e condições ambientais. Para isso foi desenvolvida uma análise de sensibilidade da temperatura e da potência com relação ao coeficiente h , calculando os erros obtidos nas estimativas desse trabalho, esse estudo apresentou resultados significativos, destacando a necessidade do estudo mais elaborado do valor de h , antes de gerar estimativas de potência e eficiência em sistemas instalados, tão utilizados em estudos de viabilidade de implantação de sistemas fotovoltaicos.

As modelagens matemáticas e realização de experimentos geram resultados para estimativas de conversão de uma usina solar em operação em Brasília. Nesse estudo os resultados para a bancada experimental 2, simulação numérica e o sistema instalado foram próximos entre si e entre os resultados empíricos existentes na literatura. As correlações entre os valores experimentais, do sistema instalados e das correlações empíricas clássicas foram todas superiores a 0,90. Foi sugerida uma correlação para a convecção natural na usina em operação submetida a baixas velocidades de vento.

Assim os experimentos e a simulação numérica produziram estimativas adequadas para descrever o desempenho térmico por convecção natural do SFCR, principalmente para valores similares do número de Ra , esse altamente dependente das condições do escoamento como características geométricas e ambientais.

Portanto a partir desse trabalho, as análises futuras relativas ao posicionamento do módulo com relação a sua inclinação podem ser utilizadas para estimar as trocas de calor por convecção natural, reduzindo a temperatura do módulo e melhorando sua eficiência de conversão de energia.

O uso de experimento de pequena escala para a validação de uma simulação numérica de mesma escala e posteriormente o estudo comparativo com o sistemas fotovoltaico em operação obteve resultados aproximados com altas correlações.

Assim os objetivos do trabalho foram alcançados e partir dele podem ser realizados novos estudos.

5.1 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

- A comparação de valores do modelo para convecção forçada em regimes permanente com sistemas fotovoltaicos em operação com vento.
- Comparação do modelo matemático, simulações e experimentos com configurações variadas de usinas fotovoltaicas.
- Análise do modelo matemático e sua aplicabilidade para estimativas de eficiência e potência a longo prazo e com a análise do erro.
- Definição de um fator de correção de inclinação dos painéis devido as condições locais que favoreçam as trocas convectivas do sistema.

ANEXO A: LINEARIZAÇÃO DO FATOR DE RADIAÇÃO TÉRMICA

A linearização do termo de Stefan – Boltzmann dado na Eq.2.4 não é necessária para resolução do problema de valor inicial formulado na Eq. 2.1. A maioria dos métodos numéricos não apresentam nenhuma dificuldade de integrar o problema com o termo de quarta ordem descrito na Eq. 2.4. Porém, a formulação linear é empregada aqui para estimar a magnitude de erro na formulação globalizada, simplificando a análise.

Sendo assim, do termo de radiação térmica pode ser escrito de forma alternativa com na Eq. A.1

$$Q_{r,lw} = 2Ah_r(T - T_\infty) \quad (\text{A.1})$$

Onde o coeficiente de transferência de calor pode ser expresso pela Eq. A.2.

$$h_r = 4\sigma\varepsilon(T + T_\infty)(T^2 + T_\infty^2) \quad (\text{A.2})$$

Aqui a temperatura ambiente média de referência T_∞ é considerada como mostra a Eq. A.3.

$$T_\infty = \frac{1}{2}(T_a + T_{sky}) \quad (\text{A.3})$$

Na figura T, a comparação entre as equações lineares e não-lineares são apresentadas, para características típicas de um módulo fotovoltaico (PV) e o ângulo de inclinação considerado $\beta=15^\circ$. A temperatura do módulo varia numa faixa de $22^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}$ e a temperatura ambiente é mantida em 20°C . A emissividade considerada para a superfície do módulo é igual a 0,9.

Para h_r calculado nas condições de temperatura do módulo ocorreu uma aderência das estimativas do calor dissipado calculado na equação completa de Stefan – Boltzmann. Se o valor médio do coeficiente de transferência, $h_r = 5,65\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ é utilizado, o modelo linear possui uma pequena diferença do modelo completo, com o $R^2=0,972$. Então, para a estimativa de magnitude do erro presente no trabalho, o modelo linear proposto pelas equações A. 1 A.3 poderá ser definitivamente empregado.

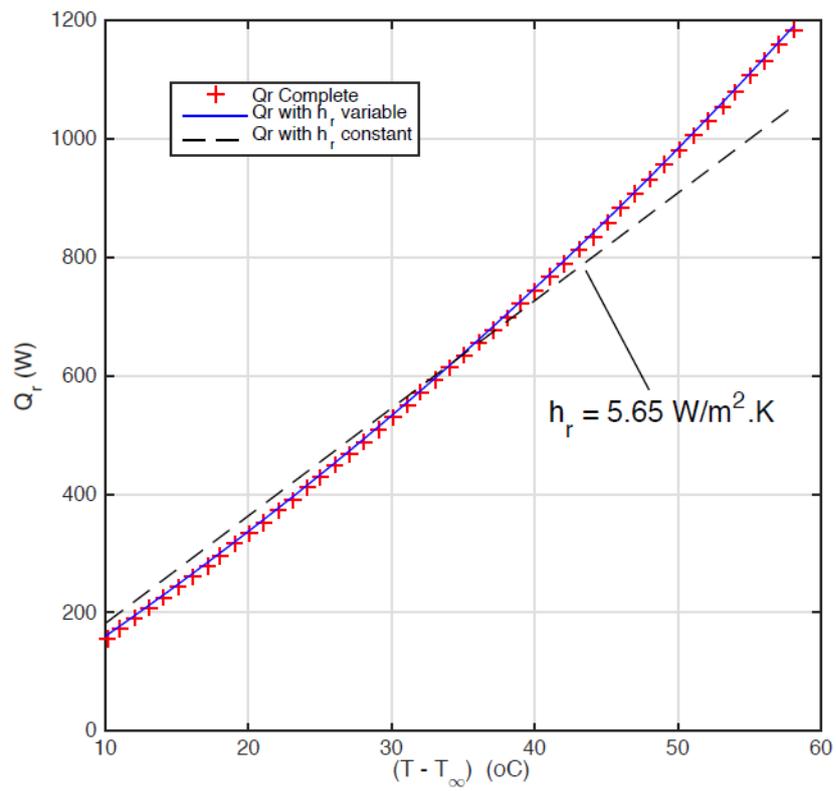


Figura A1: Radiação de onda longa de um módulo típico com $A=1,6 \text{ m}^2$ e $T_a=20^\circ\text{C}$ – modelos completo e linearizado.

ANEXO B: ESTUDO DE CASO DE COMPARAÇÃO ENTRE MODELOS

Nesse anexo, utilizar-se-á o módulo fotovoltaico KYOCERA-KC200GT como estudo de caso, cujas características técnicas são apresentadas na tabela B.1. Este módulo apresenta resistências elétricas equivalentes à $R_s = 0,22 \Omega$ e $R_p = 415,4 \Omega$ e curvas I-V e P-V são apresentadas na figura B.1, onde destaca-se o ponto de potência máxima (MPP). Uma intercomparação entre modelo e resultados experimentais, disponibilizados pelo fabricante, é apresentada na figura B.1 ressaltando uma boa aderência entre o modelo e os valores medidos.

Tabela B.1 Características técnicas de módulos fotovoltaicos estudados com as condições de irradiância de 1000 W/m^2 , temperatura de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e espectro de AM 1.5.

| KYOCERA KC200GT | |
|---|--------------------------|
| <i>Tecnologia</i> | <i>Si Policristalino</i> |
| <i>Máxima potência - $P_{max,e}$</i> | <i>200 W</i> |
| <i>Máxima tensão em MPP - V_{mp}</i> | <i>26,3V</i> |
| <i>Corrente em MPP - I_{mp}</i> | <i>7,61 A</i> |
| <i>Tensão de circuito aberto - $V_{oc,n}$</i> | <i>32,9 V</i> |
| <i>Corrente de curto circuito - $I_{sc,n}$</i> | <i>8,21 A</i> |
| <i>Número de células - N_s</i> | <i>54</i> |
| <i>Coefficiente de Temperatura para tensão - K_V</i> | <i>-0,123 V/°C</i> |
| <i>Coefficiente de Temperatura para corrente - K_I</i> | <i>0,00318 A/°C</i> |

Nota-se que, dada uma condição de operação $\{G, T, V\}$, a solução da equação não-linear do modelo (Eq. 2.69), adicionada às demais formulações complementares do sistema (Eqs. 2.69-2.73), proporcionam um resultado de saída da corrente de operação I (tópico 2.1.1). Isto pode ser obtido diretamente por um algoritmo de solução de equações não lineares (função `fzero` do Matlab©, por exemplo). Exibido na Figura B.1.

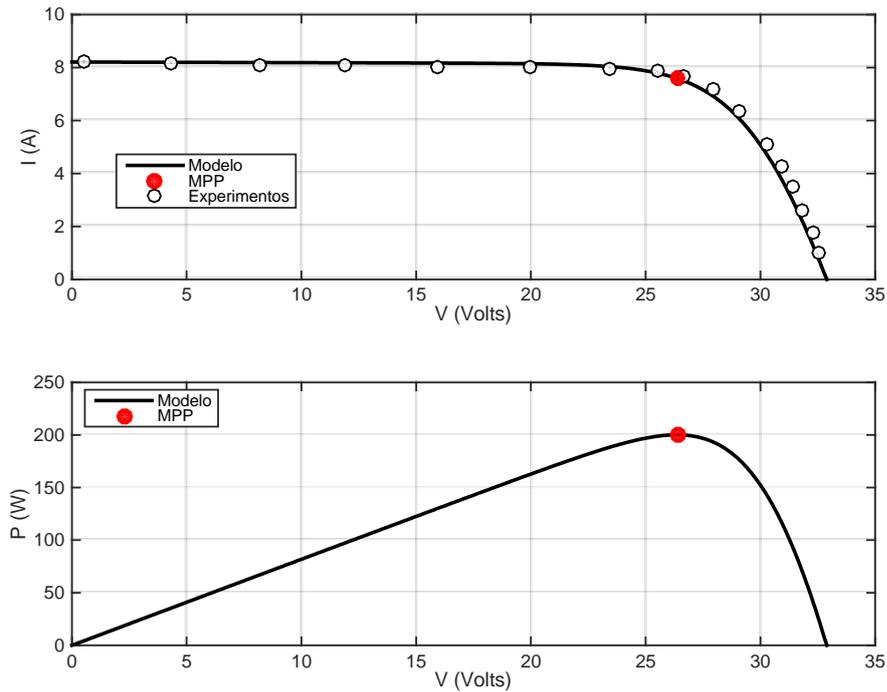


Figura B.1 Módulo KYOCERA-KC200GT e suas curvas I-V e P-V para STC (experimentos e modelo - em vermelho ponto MPP)

O modelo aqui utilizado estabelece uma relação para eficiência na forma representada na Eq. 2.74 ($\eta(G, T)$).

Em que $\Delta T = T - T_n$ e η_{ref} é uma equação paramétrica, cujas constantes são obtidas pelo ajuste com a eficiência do painel à T_n , exprimindo este termo na forma da Eq. 2.75 ($\eta(G)$).

Para o módulo KYOCERA, o ajuste converge para as constantes $\{0,0571, -1,286e-05, 0,0141, -0,0049\}$, obtidas a partir dos valores de MPP ilustrado nas figuras B.2 e B.3. A comparação entre o modelo completo e o simplificado é apresentada na figura B.4. Nota-se que a estimativa de erro com $R=0,9946$ para a eficiência e $R=0,9999$ para a potência demonstram uma boa representatividade do modelo simplificado proposto, utilizando as equações 3.24 e 3.25, para com o equacionamento completo da curva V-P. De forma complementar $\{T_n, G_n\}$ denotam a irradiância nominal e temperatura, respectivamente de 25°C e 100W/m^2 .

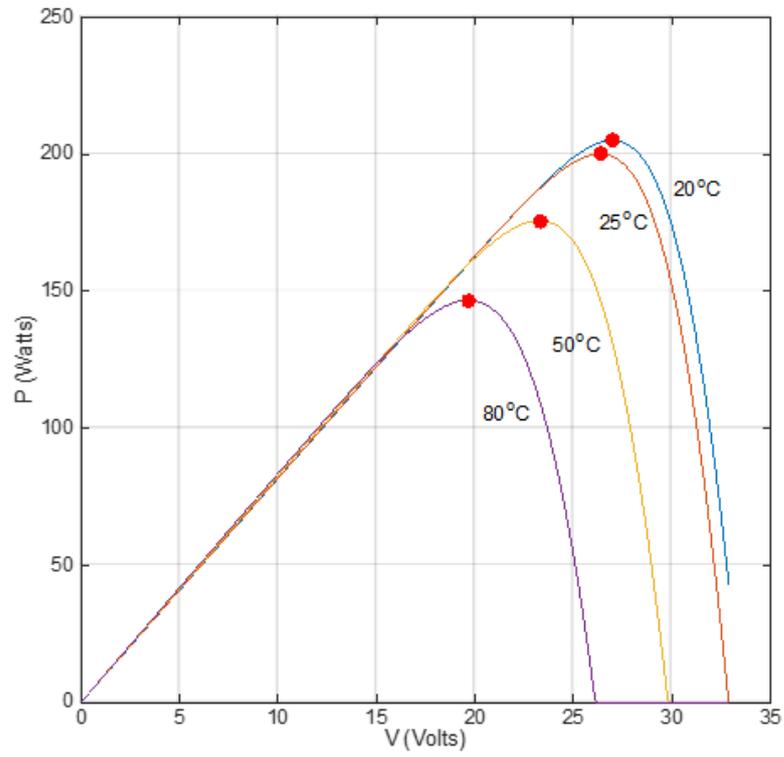


Figura B.2 Potência para $G=1000 \text{ W/m}^2$ com temperatura do módulo entre $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e $80 \text{ }^\circ\text{C}$

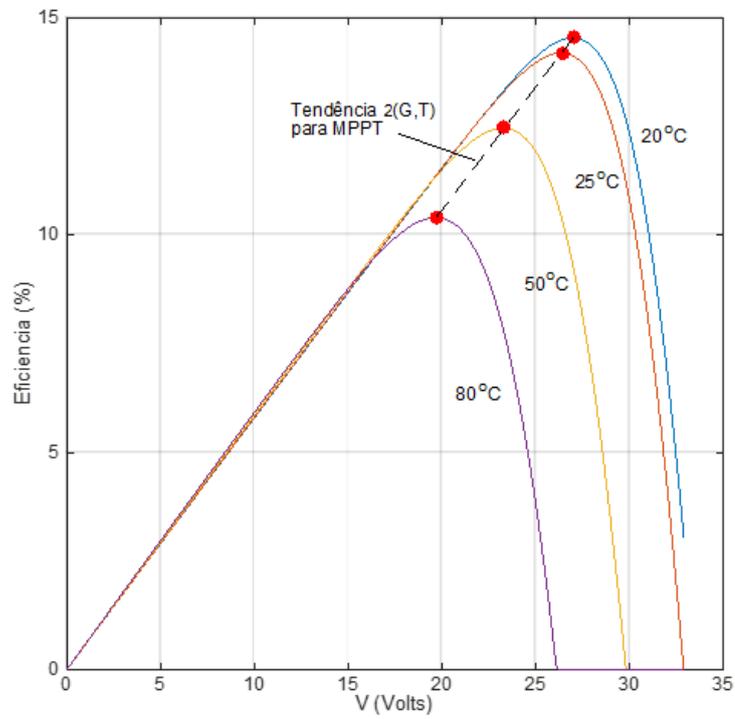


Figura B.3 Eficiência para $G=1000 \text{ W/m}^2$ com temperatura do módulo entre $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e $80 \text{ }^\circ\text{C}$

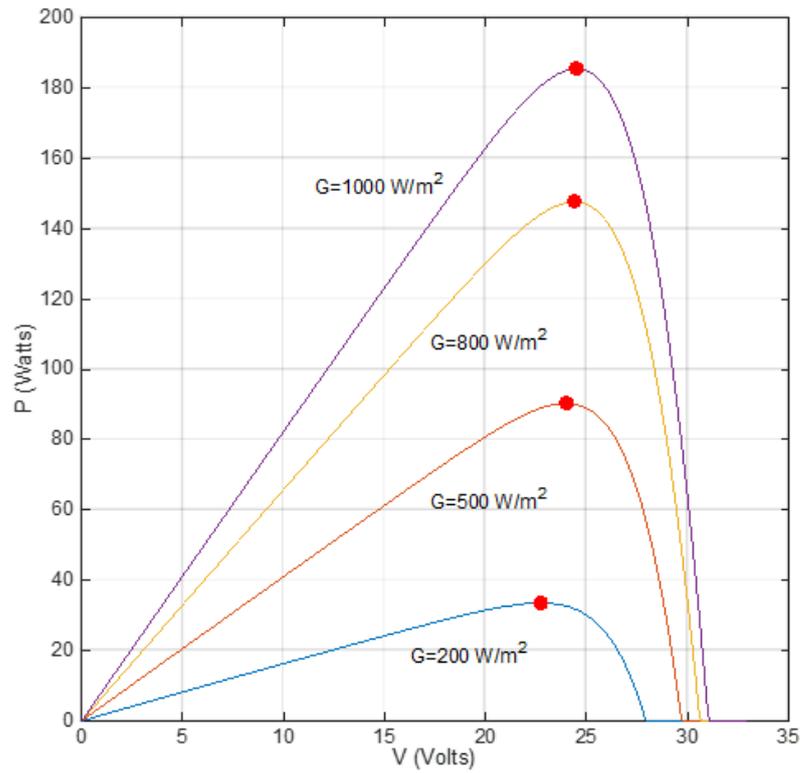


Figura B.4 Potência com $T = 40^\circ\text{C}$ e irradiância entre 200-1000 W/m^2 com temperatura do módulo entre 20°C e 80°C

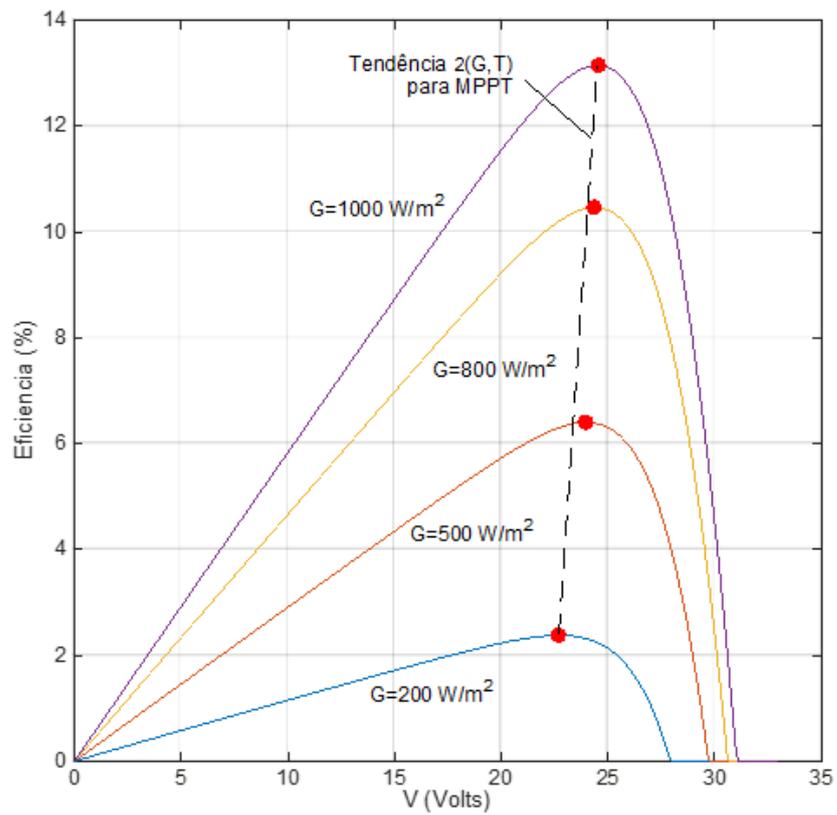


Figura B.5 Eficiência com $T = 40^\circ\text{C}$ e irradiância entre 200-1000 W/m^2

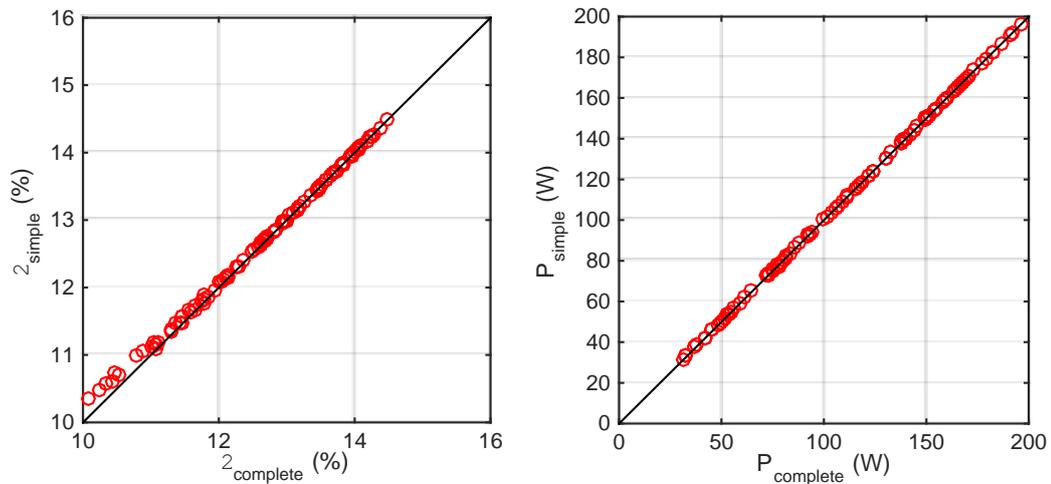


Figura B.6 Comparação entre modelos completo (Eqs. 2.68 – 2.72) e simplificado (Eqs. 2.73-2.74) para temperatura do módulo entre 20°C-70°C e irradiância entre 200-1000 W/m².

A incerteza para a eficiência do módulo e potência foram estimadas após o modelo elétrico de conversão (tópico 2.1.1), levando em consideração a dependência da temperatura do módulo.

A estimativa de potência tem um erro (Eq. 3.25) na ordem de 1 W a cada °C de incerteza na temperatura do módulo.

A análise de incerteza com a temperatura do módulo foi alcançada usando as condições de estado estacionário no balanço térmico (tópico 3.1.2).

Com base nesta formulação, a tabela B.2 apresenta os valores de sensibilidade da potência (em W/ °C) calculadas para diferentes condições de operação do módulo {G, T}. Nota-se que os valores são pequenos e inferiores à 1 W para cada incerteza associada à variação de 1 °C, corroborando com a avaliação preliminar da ordem de magnitude da incerteza. Este erro significa 0,5% da potência nominal do módulo.

Tabela B.2 Sensibilidade da potência do módulo com a temperatura com o modelo η (G, T).

| | G (W/m ²) | | | | |
|---------------------------------|-----------------------|--------|--------|--------|--------|
| | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 |
| $\delta P / \delta T$ (W/°C) | 0,1779 | 0,3757 | 0,7770 | 0,9752 | 0,9752 |

Em condições de convecção natural (condição de vento nulo), utiliza-se a relação empírica para o ar dada pela Eq. B.1.

$$Nu_n = 0,11(Ra \cdot \text{sen}\beta)^{1/3} \quad (\text{B.1})$$

A relação da Eq. B.1 adequa-se às condições típicas de módulos fotovoltaicos e é

consistente com a relação empírica proposta por (CHURCHILL E CHU, 1975), tal como pode ser observado na figura B.7, com coeficiente de correlação $R = 0,998$.

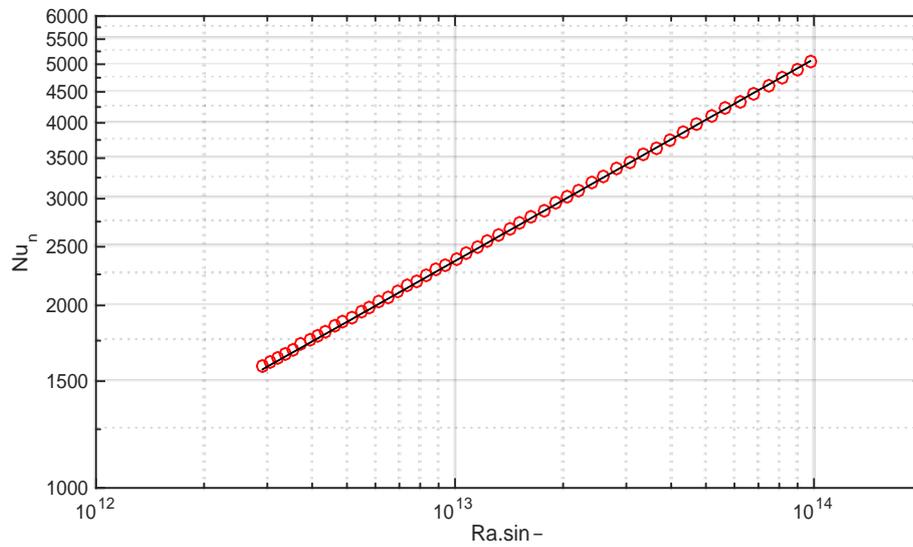


Figura B.7 Nusselt na placa plana inclinada – Comparação Eq. B.1 e Relação de (CHURCHILL E CHU, 1975) (Eq. 2.61).

REFERÊNCIAS

- ADKINS, Deborah A. Wind convection coefficient correlations for CPV modules. In: 2013 IEEE 39th Photovoltaic Specialists Conference (PVSC). IEEE, 2013. p. 3421-3425.
- AKHSASSI, M. et al. Experimental investigation and modeling of the thermal behavior of a solar PV module. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, v. 180, p. 271-279, 2018.
- ANDERSON, Timothy N. et al. Performance of a building integrated photovoltaic/thermal (BIPVT) solar collector. *Solar Energy*, v. 83, n. 4, p. 445-455, 2009.
- ANDREWS, Robert W. et al. Introduction to the open source PV LIB for python Photovoltaic system modelling package. In: 2014 IEEE 40th photovoltaic specialist conference (PVSC). IEEE, 2014. p. 0170-0174.
- ARMSTRONG, S.; HURLEY, W. G. A thermal model for photovoltaic panels under varying atmospheric conditions. *Applied Thermal Engineering*, v. 30, n. 11-12, p. 1488-1495, 2010.
- ARPACI, Vedat S.; KAO, Shu-Hsin; SELAMET, Ahmet. Introduction to heat transfer. Prentice Hall, 1999.
- BALOG, Robert S.; KUAI, Yingying; UHRHAN, Greg. A photovoltaic module thermal model using observed insolation and meteorological data to support a long life, highly reliable module-integrated inverter design by predicting expected operating temperature. In: 2009 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition. IEEE, 2009. p. 3343-3349.
- BEJAN, Adrian; DE JESUS ZERBINI, Euryale Jorge Godoy; SIMÕES, Ricardo Santilli Ekman. Transferência de calor. Edgard Blucher, 1996.
- BLACK, W. Z.; NORRIS, Jack K. The thermal structure of free convection turbulence from inclined isothermal surfaces and its influence on heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 18, n. 1, p. 43-50, 1975.
- BRASIL JUNIOR, A, C, P, Convecção Natural Em Superfícies Planas Inclínadas, In: COBEM 93, BRASILIA, 1993.
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. Transferência de Calor e Massa. AMGH Editora, 2009.
- CHURCHILL, Stuart W.; CHU, Humbert HS. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International journal of heat and mass transfer*, v. 18, n. 11, p. 1323-1329, 1975.
- COLE, R. J.; STURROCK, N. S. The convective heat exchange at the external surface of buildings. *Building and Environment*, v. 12, n. 4, p. 207-214, 1977.

- COP21, UNFCC. Adoption of the Paris Agreement, Decision 1/CP.21, 2016.
- CORCIONE, Massimo; HABIB, Emanuele; CAMPO, Antonio. Natural convection from inclined plates to gases and liquids when both sides are uniformly heated at the same temperature. *International journal of thermal sciences*, v. 50, n. 8, p. 1405-1416, 2011.
- DE OLIVEIRA BUSSON, B.; DIAS, P. H. F.; DUPONT, I. M.; CAMPOS, P. H. M., DE CARVALHO, P. C. M. e BARROSO, E. A. Q. Validação de Modelos de comportamento térmico de painéis fotovoltaicos para o semiárido brasileiro, *Cong. Brasileiro de Energia Solar*, Gramado -RS, 2018.
- DINIZ, A. C., DE ALMEIDA M. E.; VIANNA, J. N. S., OLIVEIRA, A. B., FABRO, A. T. Methodology for estimating measurement uncertainty in the dynamic calibration of industrial temperature sensors. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 39, n. 3, p. 1053-1060, 2017.
- DUBEY, Swapnil; SARVAIYA, Jatin Narotam; SESHADRI, Bharath. Temperature dependent photovoltaic (PV) efficiency and its effect on PV production in the world—a review. *Energy Procedia*, v. 33, p. 311-321, 2013.
- DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons, 2013.
- DUPRÉ, Olivier; VAILLON, Rodolphe; GREEN, Martin A. Physics of the temperature coefficients of solar cells. *Solar energy materials and solar cells*, v. 140, p. 92-100, 2015.
- DURBIN, Paul A. Some recent developments in turbulence closure modeling. *Annual Review of Fluid Mechanics*, v. 50, p. 77-103, 2018.
- EVANS, D. L. Simplified method for predicting photovoltaic array output. *Solar energy*, v. 27, n. 6, p. 555-560, 1981.
- FAN, John CC. Theoretical temperature dependence of solar cell parameters. *Solar cells*, v. 17, n. 2-3, p. 309-315, 1986.
- FUJII, Tetsu; IMURA, Hideaki. Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 15, n. 4, p. 755-767, 1972.
- FRONTIN, Sérgio de Oliveira et al. *Usina fotovoltaica Jaíba Solar—Planejamento e Engenharia*. Brasília, Teixeira Gráfica e Editora Ltda, p. 532, 2017.
- GARBRECHT, Oliver; KABELAC, Stephan; KNEER, Reinhold. Large eddy simulation of three-dimensional mixed convection on a vertical plate. *Lehrstuhl für Wärme-und Stoffübertragung*, 2017.

- GIVLER, Todd; LILIENTHAL, Peter. Using HOMER Software, NREL's Micropower Optimization Model, to Explore the Role of Gen-sets in Small Solar Power Systems; Case Study: Sri Lanka. National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US), 2005.
- GOMES, J. G.; CORNILS, E.; OLIVEIRA, T.; BRASIL JUNIOR, A. C. P. Numerical and experimental analyses of heat transfer by natural convection on flat inclined plates. In: 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 2017, Curitiba. COBEM 2017, 2017.
- HASAN, Md Asif; PARIDA, Sambit K. An overview of solar photovoltaic panel modeling based on analytical and experimental viewpoint. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 60, p. 75-83, 2016.
- HOLMAN, Jack Philip. *Heat Transfer-Si Units-Sie*. Tata McGraw-Hill Education, 1999.
- INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L. *Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa*. Grupo Gen-LTC, 2000.
- JONES, A. D.; UNDERWOOD, C. P. A thermal model for photovoltaic systems. *Solar energy*, v. 70, n. 4, p. 349-359, 2001.
- JUBAYER, Chowdhury Mohammad; SIDDIQUI, Kamran; HANGAN, Horia. CFD analysis of convective heat transfer from ground mounted solar panels. *Solar Energy*, v. 133, p. 556-566, 2016.
- JUNIOR, A. C. P. B. Dynamical modeling and simulation of pv-solar pannels. *Revista Brasileira de Energia Solar*, v. 7, n. 1, p. 16-23, 2016.
- KAPLANI, E.; KAPLANIS, S. Thermal modelling and experimental assessment of the dependence of PV module temperature on wind velocity and direction, module orientation and inclination. *Solar Energy*, v. 107, p. 443-460, 2014.
- KAPLANIS, S.; KAPLANI, E. On the relationship factor between the PV module temperature and the solar radiation on it for various BIPV configurations. In: *AIP Conference Proceedings*. American Institute of Physics, 2014. p. 341-347.
- KAPLANI, Eleni; KAPLANIS, Socrates. PV module temperature prediction at any environmental conditions and mounting configurations. In: *Renewable Energy and Sustainable Buildings*. Springer, Cham, 2020. p. 921-933.
- KHARB, Ravinder Kumar et al. Modeling of solar PV module and maximum power point tracking using ANFIS. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 33, p. 602-612, 2014.

- KIERKUS, Witold T. An analysis of laminar free convection flow and heat transfer about an inclined isothermal plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 11, n. 2, p. 241-253, 1968.
- KING, David L.; KRATOCHVIL, Jay A.; BOYSON, William E. Temperature coefficients for PV modules and arrays: measurement methods, difficulties, and results. In: *Conference Record of the Twenty Sixth IEEE Photovoltaic Specialists Conference-1997*. IEEE, 1997. p. 1183-1186.
- KLIMENTA, D. O. et al. Analytical and Numerical Modeling of the Effect of the Tilt Angle on Natural Convection from ETCs and PV Panels. *Университетский научный журнал*, n. 10, p. 148-161, 2014.
- LANGTRY, Robin; MENTER, Florian. Transition modeling for general CFD applications in aeronautics. In: *43rd AIAA aerospace sciences meeting and exhibit*. 2005. p. 522.
- LA ROVERE, Emilio Lèbre. Low-carbon development pathways in Brazil and 'Climate Clubs'. *Wiley Interdisciplinary Reviews: Climate Change*, v. 8, n. 1, p. e439, 2017.
- LAMBERT, Tom; GILMAN, Paul; LILIENTHAL, Peter. Micropower system modeling with HOMER. *Integration of alternative sources of energy*, v. 1, n. 1, p. 379-385, 2006.
- LIM, Chul-Kyu; HEO, Jeong-Hwan; CHUNG, Bum-Jin. Natural convection heat transfer on inclined plates. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, v. 35, n. 7, p. 701-708, 2011.
- LIN, Ming-Han; CHEN, Chin-Tai. Numerical study of thermal instability in mixed convection flow over horizontal and inclined surfaces. *International journal of heat and mass transfer*, v. 45, n. 8, p. 1595-1603, 2002.
- LLOYD, J. R.; SPARROW, E. M.; ECKERT, E. R. G. Laminar, transition and turbulent natural convection adjacent to inclined and vertical surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 15, n. 3, p. 457-473, 1972.
- LOBERA, Diego Torres; VALKEALAHTI, Seppo. Dynamic thermal model of solar PV systems under varying climatic conditions. *Solar energy*, v. 93, p. 183-194, 2013.
- MA, Tao; YANG, Hongxing; LU, Lin. Solar photovoltaic system modeling and performance prediction. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 36, p. 304-315, 2014.
- MANGENI, Gavin et al. Photovoltaic module cell temperature measurements using linear interpolation technique. In: *2017 IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference (I2MTC)*. IEEE, 2017. p. 1-6.
- MATTEI, Michel et al. Calculation of the polycrystalline PV module temperature using a simple method of energy balance. *Renewable energy*, v. 31, n. 4, p. 553-567, 2006.

- MCCOLL, Stuart J.; RODGERS, Peter; EVELOY, Valerie. Thermal management of solar photovoltaics modules for enhanced power generation. *Renewable Energy*, v. 82, p. 14-20, 2015.
- MENTER, Florian R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*, v. 32, n. 8, p. 1598-1605, 1994.
- MENTER, Florian R.; KUNTZ, Martin; LANGTRY, Robin. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Turbulence, heat and mass transfer*, v. 4, n. 1, p. 625-632, 2003.
- MERMOUD, André; WITTMER, Bruno. PVSYST user's manual. Switzerland, January, 2014.
- MESSAGER, R. e VENTRE, J. Photovoltaic systems engineering. CRC Press, 2004.
- MNRC., Rescreen Photovoltaic Project Analysis, 2004.
- MONTGOMERY, Douglas C.; RUNGER, George C.; CALADO, Verônica. Estatística Aplicada E Probabilidade Para Engenheiros. Grupo Gen-LTC, 2000.
- RESOLUÇÃO NORMATIVA, Nº. 482/2012. Estabelece as condições gerais para o acesso de microgeração e minigeração distribuída aos sistemas de distribuição de energia elétrica, o sistema de compensação de energia elétrica, e dá outras providências. Brasília, DF, ANEEL, Federal Distrito, Brasil, 2012.
- PEROVIĆ, Bojan D. et al. Modeling the effect of the inclination angle on natural convection from a flat plate: the case of a photovoltaic module. *Thermal Science*, v. 21, n. 2, p. 925-938, 2017.
- PINHEIRO, L, A, BRASIL JUNIOR, A, C, P, ; SILVA, E, C, M., Convecção natural em painéis fotovoltaicos, In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2016.
- RAWAT, Rahul; KAUSHIK, S. C.; LAMBA, Ravita. A review on modeling, design methodology and size optimization of photovoltaic based water pumping, standalone and grid connected system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 57, p. 1506-1519, 2016.
- RICH, B. R. An investigation of heat transfer from an inclined flat plate in free convection. *Trans. ASME*, v. 75, p. 489-499, 1953
- SCHOTT, T, Operation temperatures of PV modules, In 6Th PV Solar Energy Conference, 1985.
- SCHOTT, T. Operation temperatures of pv modules: a theoretical and experimental approach. In: EC Photovoltaic solar energy conference. 6. 1985. p. 392-396.
- SHARPLES, S.; CHARLESWORTH, P. S. Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector. *Solar Energy*, v. 62, n. 2, p. 69-77, 1998.

- SINHA, Sunanda; CHANDEL, S. S. Review of software tools for hybrid renewable energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 32, p. 192-205, 2014.
- SIQUEIRA, M.; Dias de Vêras Sousa, P. H. Comparison of a Hybrid CSP-Biomass Power Plant Performance into two Different Climate Conditions in 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, Curitiba- PR, 2017.
- SKOPLAKI, Elisa; PALYVOS, John A. On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations. *Solar energy*, v. 83, n. 5, p. 614-624, 2009.
- SOLAR MANUAL, C. User Manual of CS6P-260|265P-SD. March 2016.
- SPARROW, Ephraim M.; TIEN, K. K. Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate—application to solar collectors. 1977.
- SWINBANK, W. CQJR. Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, v. 89, n. 381, p. 339-348, 1963.
- TAMIZHMANI, Govindasamy, et al. Photovoltaic module thermal/wind performance: long-term monitoring and model development for energy rating. In: NCPV and Solar Program Review Meeting Proceedings, 24-26 March 2003, Denver, Colorado (CD-ROM). National Renewable Energy Lab., Golden, CO.(US), 2003.
- ULAPANE, Nalika NB et al. Extraction of parameters for simulating photovoltaic panels. In: 2011 6th International Conference on Industrial and Information Systems. IEEE, 2011. p. 539-544.
- UNFCCC. Adoption of the Paris Agreement. Report No. FCCC/CP/2015/L.9/Rev.1, acessado em <http://unfccc.int/resource/docs/2015/cop21/eng/109r01.pdf> (UNFCCC, 2015)
- VILLALVA, Marcelo Gradella; GAZOLI, Jonas Rafael; RUPPERT FILHO, Ernesto. Comprehensive approach to modeling and simulation of photovoltaic arrays. *IEEE Transactions on power electronics*, v. 24, n. 5, p. 1198-1208, 2009.
- VLIET, G. C.; ROSS, D. C. Turbulent natural convection on upward and downward facing inclined constant heat flux surfaces. 1975.
- VLIET, Gary C. Natural convection local heat transfer on constant-heat-flux inclined surfaces. 1969.
- WILSON, Michael J.; PAUL, Manosh C. Effect of mounting geometry on convection occurring under a photovoltaic panel and the corresponding efficiency using CFD. *Solar Energy*, v. 85, n. 10, p. 2540-2550, 2011.
- WÜRFEL, Peter; WÜRFEL, Uli. *Physics of solar cells: from basic principles to advanced concepts*. John Wiley & Sons, 2016

ZILLES, Roberto et al. Sistemas fotovoltaicos conectados à rede elétrica. Oficina de Textos, 2016.