

Análise da eficiência térmica de um protótipo de radiador radiativo noturno

Thermal efficiency analysis of a night radiator prototype

¹Daniel Gustavo Trento,²Eduardo Leite Krüger, ³Eduardo Manuel González Cruz

¹Arquiteto, Mestrando do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da UTFPR– Universidade Tecnológica Federal do Paraná (trento.daniel@gmail.com)

²PhD, Professor do Departamento de Engenharia Civil da UTFPR– Universidade Tecnológica Federal do Paraná (ekruger@utfpr.edu.br)

³PhD Professor convidado do Departamento de Engenharia Civil da UTFPR– Universidade Tecnológica Federal do Paraná (edugoncruz@gmail.com)

RESUMO: Este artigo trata do resfriamento radiativo noturno como estratégia de arrefecimento passivo de edificações. Devido à falta de estudos sobre a eficiência de radiadores com esta finalidade, buscou-se caracterizar termicamente um protótipo de radiador a partir de três métodos com o objetivo de prever o seu desempenho térmico: (a) método analítico para quantificar o potencial teórico máximo que o resfriamento radiativo noturno atinge submetido às condições atmosféricas; (b) medição em campo durante funcionamento de um sistema piloto; e (c) método numérico por simulações computacionais em CFD; utilizando os mesmos dados ambientais coletados no experimento. Sob mesmas condições climáticas, os resultados experimentais demonstraram o resfriamento similar ao teórico, ao passo que as simulações conseguiram prever os resultados do sistema experimental. Tanto as simulações computacionais quanto as imagens termográficas mostraram uma acentuada queda de temperatura de entrada com estagnação da temperatura no restante do trajeto interno pelo radiador. Levado isto em consideração, foi simulado um arranjo de canais em paralelo, que resultou em melhoria do desempenho térmico médio noturno de até 9,6%. Além da viabilidade das simulações CFD para determinar o desempenho térmico de possíveis arranjos de radiadores, este estudo concluiu que trajetos do fluido em paralelo resultam em maior resfriamento e eficiência térmica.

Palavras Chave: Resfriamento radiativo noturno. Radiador protótipo. Resfriamento passivo. Simulação térmica em CFD.

ABSTRACT: This study focuses on nocturnal radiative cooling as a passive way of cooling buildings. Due to the lack of studies on the radiator's features that determines its efficiency, the thermal performance of a prototype radiator was characterized according to three methods: (a) the analytical method to quantify the cooling potential of a surface exposed to the local atmospheric conditions; (b) a field experiment with a pilot system; and (c) a CFD numerical method. All methods used the same environmental data collected in the field experiment as input. Experimental results showed similar behavior to the theoretical cooling achieved by the analytical method. Likewise, the simulations' results allowed the prediction of the thermal behavior of the prototype radiators. Both CFD simulations and thermal images enabled the identification of a steep decline in temperature in the initial stretch of the prototype radiator and its stagnation in the remaining water path. Thus, a parallel arrangement was simulated for the water channels and improved performance up to 9.6%. Besides showing that the CFD simulations are a viable alternative to determine the arrangement of the radiators, this study concluded that parallel oriented flow could increase the cooling rate and thermal efficiency.

Keywords: Nocturnal radiative cooling. Prototype radiator. Passive cooling. Thermal simulation in CFD.

1.INTRODUÇÃO

A adequação de edifícios às variáveis ambientais deve ser adotada nas etapas iniciais de projeto para que este consiga atenuar a demanda de energia e aumentar as horas de conforto na operação (DECAY; BROWN, 2014).

Em edifícios sujeitos a períodos de sobreaquecimento, devido ao calor do ambiente externo, requerem estratégias de resfriamento para manter as temperaturas internas dentro de limites confortáveis. Tais estratégias podem ser passivas (como ventilação natural, resfriamento evaporativo e resfriamento radiativo noturno) ou ativas, como o uso de sistemas de ar condicionado.

Na medida em que o fenômeno do aquecimento global aumenta a temperatura média do planeta, as edificações têm aumentado de forma significativa a necessidade de resfriamento ativo e estima-se que o consumo de energia a nível global para uso de sistemas de resfriamento mais que triplicou desde 1990, fazendo com que sistemas ativos mais eficientes e tecnologias de resfriamento passivas sejam de importância primária (IEA, 2020).

A participação dos sistemas de condicionamento de ar no consumo de energia elétrica no setor residencial também tem sido crescente no cenário brasileiro, segundo relatório da Empresa de Pesquisa Energética. Nos 12 anos da série reportada pelo relatório, sua contribuição no consumo total de energia elétrica de edificações passou de 7% para 14%, com tendência de alta para os anos seguintes (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2019).

O resfriamento radiativo noturno é aplicável a edifícios como alternativa aos sistemas mecânicos. Tem como princípio de funcionamento as trocas de calor com a abóbada celeste por radiação infravermelha, ocasionando uma diferença de fluxo de radiação entre superfície exposta e o céu. Quando exposta ao céu noturno, na ausência da radiação solar, a superfície resfria e, sob certas condições, pode atingir temperaturas inferiores à temperatura do ar (HOSSAIN; GU, 2016).

Uma das características do resfriamento radiativo noturno, no entanto, é sua baixa proporção de produção de energia comparado ao aquecimento por radiação solar. Enquanto o sol possui uma intensidade máxima (constante solar) de 1.366 W/m^2 (LIOU, 2002), reduzida para aproximadamente 1.000 W/m^2 após atravessar a atmosfera, o potencial de um sistema de resfriamento radiativo noturno é de 58 W/m^2 e 113 W/m^2 para um objeto emissor, entre $18 \text{ }^\circ\text{C}$ e $33 \text{ }^\circ\text{C}$ (ERIKSSON; GRANQVIST, 1982).

Assim, devido ao baixo potencial do resfriamento, um dos elementos-chave para a sua viabilidade é a sua eficiência (ETZION; ERELL, 1990). Em testes com sistemas hidrônicos (sistemas em que se emprega a água em um circuito fechado para aquecimento ou resfriamento) compostos de reservatório, bombeamento e painel radiador, foram propostas soluções para melhorar o desempenho: (a) manter o fluido em temperatura mais alta que o ar através do acoplamento do sistema à parte mais quente da edificação, resultando em contribuição da convecção para o resfriamento e evitando películas plásticas acima dos painéis (ETZION; ERELL, 1990); (b) utilizar fluidos como transporte de energia devido ao alto calor específico e alto potencial de transferência de calor (ERELL; ETZION, 1992); (c) dimensionar o sistema de bombeamento, por ser tratar de um aporte de energia ao sistema; e (d) promover a turbulência dentro dos painéis para melhoria das trocas de calor (MEIR; REKSTAD; LØVVIK, 2002). Além das soluções de (a) a (d) citadas, os protótipos de radiador para resfriamento radiativo noturno apresentaram melhor desempenho que coletores solares adaptados.

No que se refere especificamente à configuração dos painéis, dentre as conclusões do estudo de Erell e Etzion (2000), percebeu-se que as aletas dos modelos comerciais são mais eficazes para aquecimento; e um painel com menores aletas possível ou composto somente por tubos pode proporcionar melhores resultados para resfriamento. Em experimento disposto de painéis customizados, confeccionados de chapas de policarbonato alveolar, nos quais a água

tinha contato com toda superfície de resfriamento, Etzion e Erell (1999) obtiveram melhores resultados médios comparados com estudos realizados anteriormente com painéis adaptados, com média de 105.9 W/m² para uma série de seis dias. Além do melhor desempenho, o mesmo estudo foi avaliado como uma solução de baixo custo, mesma conclusão descrita por Meir, Rekstad e Løvvik (2002) em seus painéis protótipos.

A partir dos resultados dos estudos da revisão bibliográfica dos experimentos realizados com foco em resfriamento radiativo noturno, os dados foram tabulados com os parâmetros relevantes das soluções empregadas e seus resultados (Tabela 1). É possível observar que as maiores médias de resfriamento em uma noite e o maior potencial de resfriamento ocorreram com protótipos de radiadores compostos de painéis plásticos alveolares, expostos ao céu claro.

Tabela 1 – Tabela resumo dos resultados da bibliografia do potencial de resfriamento radiativo noturno.

	Fluxo do fluido [kg/s m ²]	Condição de céu	Material seletivo	Superfície radiativa	Cobertura de Polietileno	Potencial de resfriamento [W/m ²]	
						Média diária	Máxima horária
Michell & Biggs (1979)	-	Céu claro	Não	Teto com tinta branca	Sim	22	-
	-	Céu claro	Sim	Teto com Tedlar	Sim	29	-
Eriksson & Granqvist (1982)	-	Céu claro	Sim	Alumínio com camada de SiO	Sim	-	80
Ito & Miura (1989)	0,003 a 0,015	Céu claro (verão)	Não	Radiador comercial adaptado	Sim	40 a 60	-
	0,003 a 0,015	Céu claro (inverno)	Não	Radiador comercial adaptado	Sim	60 a 80	-
Etzion & Erell (1990)	0,0085	Céu claro	Não	Radiador comercial adaptado (Branco)	Não	31,9	43,3
	0,055	Céu claro	Não	Radiador comercial adaptado (Branco)	Não	55,8	79,1
Erell & Etzion (1992)	0,005 a 0,045	Céu claro	Não	Radiador comercial adaptado (Branco)	Não	59 a 105	-
Hamza et al. (1995)	0,0021	Céu claro	Não	Radiador protótipo	Sim	32,9	-
Etzion e Erell (1999)	0,011	Céu claro	Não	Radiador protótipo	Não	91 a 106	-
González-Cruz (1997)	-	Céu claro	Não	Teto reservatório	Sim	15,95	17,17
Meir, Rekstad e Løvvik (2002)	0,033	Céu claro	Não	Radiador protótipo	Não	-	110 a 175
	0,033	Céu nublado	Não	Radiador protótipo	Não	-	10 a 75
Hu et al. (2016)	0,011	Céu claro	Sim	Radiador protótipo	Sim	50,3	
	0,011	Céu nublado	Sim	Radiador protótipo	Sim	23,4	

Contudo, os estudos realizados não focam na influência das características dos radiadores que proporcionaram diferença no desempenho para resfriamento radiativo noturno, e neste sentido, existe pouca compreensão dos fatores críticos para que haja melhor aproveitamento do fenômeno do resfriamento radiativo noturno. A configuração das cavidades internas e seu arranjo nos painéis (seja em série ou em paralelo) não foram abordados em nenhum dos estudos citados.

Simulações com softwares de CFD (Computational Fluid Dynamics) podem auxiliar neste aspecto de caracterização do desempenho térmico dos radiadores, por ter capacidade de reproduzir, em ambiente virtual, situações que ocorrem na realidade com precisão suficiente para validação dos dados gerados (KORRES et al., 2019; KUO et al., 2019; YU et al., 2020). Desta maneira, o número de soluções e cenários que podem ser analisados pode ser consideravelmente maior, pois não dependem de construção de protótipos, mão de obra, materiais ou condições ambientais específicas. As simulações computacionais permitem, portanto, explorar problemas específicos de termodinâmica e aperfeiçoar soluções em que exista a interação de fluidos com elementos sólidos.

Neste contexto, o objetivo deste artigo é estudar a influência do arranjo das cavidades internas no desempenho térmico de um protótipo de radiador através da comparação entre três modelos - experimental, teórico e simulado por CFD, utilizado para o resfriamento radiativo noturno para arrefecer água contida em reservatório, localizado na cidade de Curitiba-PR,

Brasil. Como objetivo secundário, pretende comparar os resultados dos três modelos para testar as simulações CFD como alternativa rápida para a avaliação de sistemas similares.

2. MATERIAIS E MÉTODO

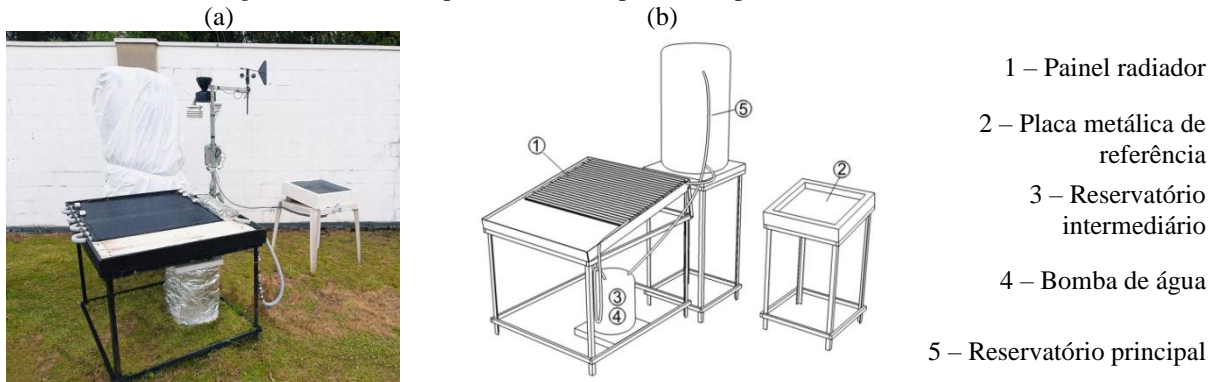
Para alcançar o objetivo proposto, inicialmente se desenvolveu uma configuração experimental do sistema de resfriamento radiativo noturno para caracterizar o comportamento térmico do protótipo de radiador em condições atmosféricas reais. Em seguida, o sistema foi avaliado segundo método teórico e, por fim, a partir de simulações computacionais (CFD). Em uma etapa posterior, foram feitas imagens infravermelhas para possibilitar uma comparação entre as temperaturas superficiais do experimento físico e dos resultados simulados.

2.1 Experimento de campo

A configuração experimental do sistema (Figura 1 (a)) foi composta em suas partes principais (Figura 1 (b)), quais sejam: painel radiador composto por seções modulares com área total de 0.78 m², isolado da base por camada de EPS de 5 cm (1), reservatório intermediário de 20 l (3), bomba de água modelo Sarlo-better 1000C (4) e reservatório principal de capacidade máxima de 220 l (5). Ambos os reservatórios possuíam dupla camada isolante de lã de PET e camada de lâmina aluminizada para minimizar as trocas de calor por radiação.

Ao lado do sistema, foi posicionada uma placa metálica, com dimensões de 60 cm x 60 cm com isolamento térmico na superfície inferior por camada de EPS de 5 cm (2). Seu intuito foi estabelecer temperatura de referência, ou seja, a temperatura na qual que as perdas por resfriamento radiativo se igualam aos ganhos por convecção (temperatura de estagnação) para as condições climáticas momentâneas.

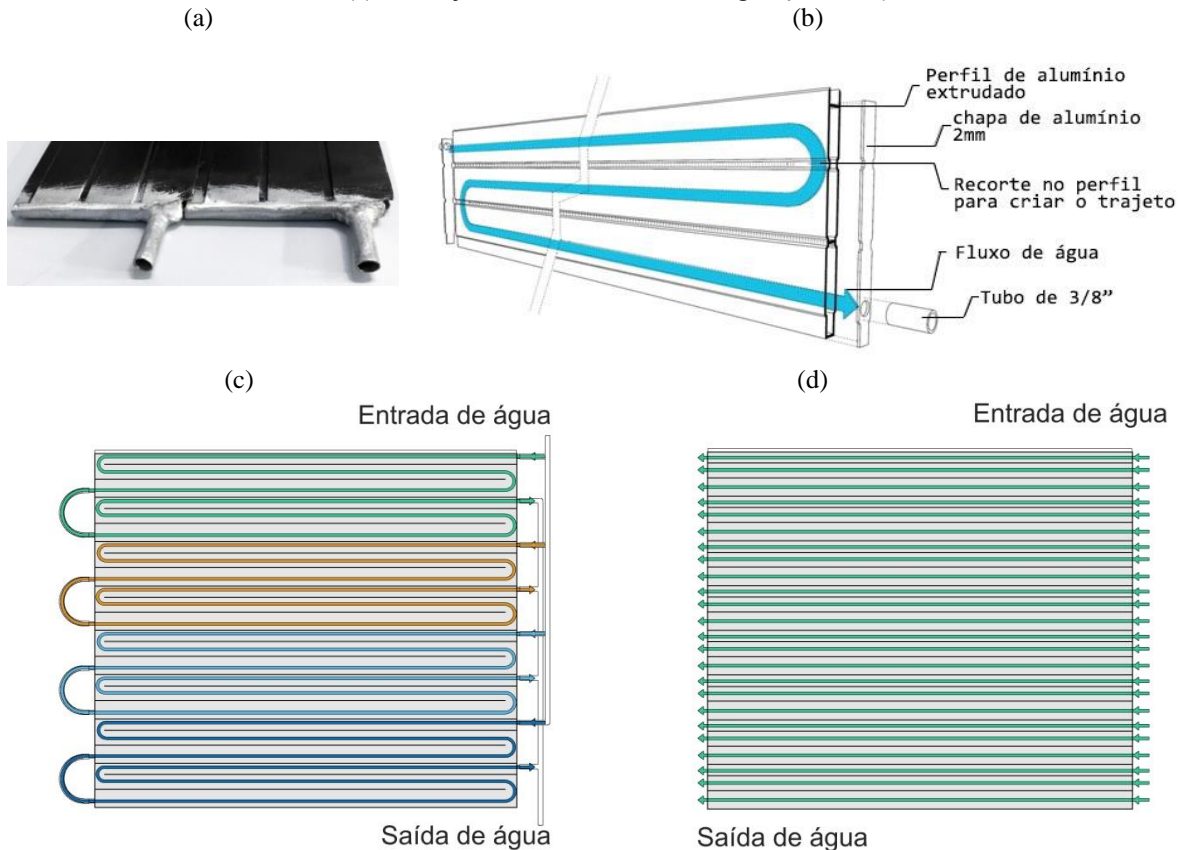
Figura 1– Sistema experimental (a) e partes componentes do sistema (b).



O radiador foi composto de oito seções adaptadas de um perfil comercial extrudado para serralheria de alumínio utilizado originalmente para confecção de portões da linha búzios, de código comercial TMR-1381 (Figura 2(b)) na cor preta, com dimensões totais de 108 mm de altura x 10 mm de largura x 6000 mm de comprimento. Sua escolha se deu por atender às características de (a) externamente formar uma superfície quase contínua exposta ao céu e internamente ser composto por uma série de cavidades que permitiam o contato integral do fluido com a superfície voltada para o céu; (b) material de alta condutividade térmica e com espessura das paredes internas de 1 mm, conferindo boa resistência mecânica; (c) possibilitar espessura da lâmina da água de apenas 6 mm; e (d) ser uma solução de baixo custo e facilmente replicável. Como o perfil era aberto nas extremidades, foram executados fechamentos com chapa de alumínio e solda TIG (Figura 2(a)) e, internamente, foram abertas passagens entre os canais para criar um circuito do fluido dentro do painel (Figura 2(b)). Para este estudo, adotou-

se a configuração “A” com as seções conectadas em série a cada dois perfis, conforme a disposição na Figura 2(c) e a configuração “B” com todas as cavidades do radiador com ligações em paralelo (Figura 2(d)), utilizado somente nas simulações computacionais para aperfeiçoamento do protótipo de radiador.

Figura 2 – Fechamento com solda TIG (a), vista explodida do painel (b), arranjo do radiador com a configuração “A” (c) e arranjo do radiador com a configuração “B” (d).



O sistema foi controlado por plataforma Arduino, na qual foram conectados sensores de temperatura modelo 18B20 (calibrados e com erro máximo de 0.2 °C); sensor de nível de água para auxiliar no bombeamento intermitente de água, uma vez que a capacidade da bomba era maior que os fluxos adotados para os painéis; módulo real time clock (RTC), para controlar os horários de funcionamento do sistema; válvula solenoide para ativação do sistema; e módulo datalogger (HW-125). As condições meteorológicas de temperatura e umidade do ar foram monitoradas por meio de estação meteorológica HOBO, na qual estavam conectados sensor de temperatura e umidade do ar (S-THB-M00x), anemômetro (S-WCA-M003), sensor de temperatura para placa de referência (S-TMB-M00x) e sensor de temperatura do reservatório principal de água (S-TMB-M00x).

Os dados coletados no experimento foram temperatura de entrada da água nos painéis (T_{in}), temperatura de saída da água (T_{out}), temperatura da água no reservatório principal (T_{res}), temperatura da placa de referência (T_{ref}), temperatura do ar (T_{ar}), velocidade do vento (U_v) e temperatura de ponto de orvalho (T_{po}), calculado pela estação meteorológica automaticamente com os dados de temperatura do ar e umidade relativa. A frequência de coleta dos dados foi a cada minuto e os dados foram interpolados para evitar distorções por mudanças bruscas das condições climáticas, como rajadas de vento.

O sistema proposto foi posicionado na cobertura da UTFPR (25°26'33,6"S e 49°21'14,14"W e altitude aproximada de 953 metros acima do nível do mar), onde não havia obstruções relevantes para o céu. O clima local é predominantemente mesotérmico com verão fresco (Cfb), segundo a classificação de Köppen-Geiger. A série experimental ocorreu no intervalo dos dias 09 de fevereiro e 12 de fevereiro de 2021, com horário de funcionamento das 18:00 h até as 6:00 h.

2.2 Definição do potencial de resfriamento radiativo noturno teórico

A definição do potencial de resfriamento máximo é iniciada pela emissividade do céu claro por meio da equação 1, por Berger et al. (1984).

$$\varepsilon_{\text{ceu}} = 0.77 + 0.0038T_{\text{po}} \quad \text{Equação 1}$$

Onde:

ε_{ceu} = Emissividade do céu claro; e,

T_{po} = Temperatura do ponto de orvalho °C.

A seguir, faz-se necessário proceder à correção da emissividade do céu considerando a nebulosidade, pelo modelo de Martin e Berdahl (1984), com as equações 2 e 3. Neste modelo, é necessário saber a base das nuvens em quilômetros (km), consultada na rede de Meteorologia do Comando da Aeronáutica (Redemet).

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + (1 - \varepsilon_0) C \quad \text{Equação 2}$$

$$C = N \varepsilon_c \Gamma \quad \text{Equação 3}$$

Onde:

ε_0 = Emissividade do céu claro;

C = Quantidade de emissão infravermelha das nuvens;

N = Nebulosidade em décimos;

ε_c = Emissividade das nuvens; e,

Γ = Fator de temperatura de base das nuvens.

Chegou-se então ao resultado do resfriamento radiativo (Rrad) a partir da temperatura do céu e da sua emissividade na equação 4, dada por Berdahl e Fromberg (1982), e com o resultado da temperatura do céu na equação 5, segundo os mesmos autores.

$$T_{\text{ceu}} = \varepsilon_{\text{ceu}}^{(1/4)} T_{\text{ar}} \quad \text{Equação 4}$$

$$R_{\text{rad}} = \varepsilon_r \sigma (T_r^4 - T_{\text{ceu}}^4) \quad \text{Equação 5}$$

Onde:

T_{ceu} = Temperatura do céu em K;

ε_{ceu} = Emissividade do céu;

T_{ar} = Temperatura de bulbo seco em K;

R_{rad} = Potencial de resfriamento em W/m^2 ;

ϵ_r = Emissividade da superfície;

σ = Constante de Stephan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$); e,

T_r = Temperatura da superfície em K.

Além da nebulosidade, a taxa de resfriamento é influenciada pelo efeito da convecção do ar. Foi utilizado modelo analítico proposto por Hagishima e Tanimoto (2003), o qual partiu de medições do efeito da convecção pelos ventos na edificação em 16 pontos simultâneos. Com os dados das medições em campo, chegaram a equações preditivas distintas para as superfícies verticais e horizontais de cobertura. A equação 6 permite calcular o efeito da convecção em superfícies planas horizontais, equivalentes à posição dos radiadores.

$$h_c = 6.42 + 3.96U_v \quad \text{Equação 6}$$

Com:

h_c = Coeficiente de transferência térmica em $W/m^2 K$; e,

U_v = Velocidade do vento em m/s.

Por fim, definiu-se o resfriamento teórico total ($R_{teórico}$), pela equação 7.

$$R_{teórico} = R + (h_c (T_r - T_{ar})) \quad \text{Equação 7}$$

Com:

$R_{teórico}$ = Potencial de resfriamento líquido em W/m^2 ;

h_c = Coeficiente de transferência térmica do vento em $W/m^2 K$;

T_r = Temperatura da superfície do radiador; e,

T_{ar} = Temperatura do ar.

O experimento não contou com equipamentos capazes de medir a nebulosidade. A solução adotada foi deduzi-la por meio de equações. Foi possível determiná-la com base na temperatura de referência da placa metálica (T_{ref}), temperatura superficial na qual os ganhos convectivos se igualam ao resfriamento radiativo, resultando em zero na equação 7.

Para isso, utilizam-se as demais condições climáticas registradas para determinado momento nas equações e empregando a temperatura de referência (T_{ref}) como temperatura da superfície do radiador na equação 5. Ajusta-se então o valor do índice de nebulosidade para que o resultado da equação 7 seja igual a 0 (temperatura de estagnação).

2.3 Definição do resfriamento do experimento

A quantidade de energia retirada da água pelo radiador protótipo devido ao resfriamento noturno foi definida pela equação básica do estudo da calorimetria (equação 8), tomando como

variáveis a temperatura de entrada do painel, a temperatura de saída e a massa de água decorrente do fluxo estimado.

$$R_{exp} = \dot{m}c\Delta t/A \quad \text{Equação 8}$$

Onde:

R_{exp} = Potencial de resfriamento em W/m²;

\dot{m} = Fluxo da água em kg/s;

c = Calor específico da água em J/kg.K;

Δt = Diferença de temperatura em °C;

A = Área de painel em m².

2.4 Simulações numéricas em CFD

As simulações de CFD foram realizadas no software *Solidworks*, módulo *Flowsimulation*. Para a modelagem do fluxo turbulento, o modelo k-ε foi adotado para o processo de simulações. As equações que regem a continuidade, momento, energia, k e ε no modelo computacional são apresentadas conforme discretização por Ambekar et al (2016) com base nas equações de equações 9 a 18. Com a aplicação destas equações é possível descrever fluxos laminares e turbulentos e a transição de um caso para outro é possível quando necessário. Maiores detalhes da formulação e dos termos considerados nas equações podem ser encontrados no guia de referência do *software* (SOLIDWORKS, 2012).

Continuidade:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad \text{Equação 9}$$

Momento:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial P}{\partial x_i} \quad \text{Equação 10}$$

Energia:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i t) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial t}{\partial x_i} \frac{k}{C_p} \right) \quad \text{Equação 11}$$

Energia cinética da turbulência:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) + \frac{\partial \rho k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k \quad \text{Equação 12}$$

Dissipação de energia da turbulência:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) + \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + S_\varepsilon \quad \text{Equação 13}$$

Onde as variáveis S_k e S_ε são definidas por:

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B \quad \text{Equação 14}$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad \text{Equação 15}$$

Com P_B sendo a geração de turbulência pelas forças de empuxo e descritos por:

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad \text{Equação 16}$$

Com:

g_i sendo o componente da força de aceleração da gravidade na direção, e x_i , a constante $\sigma_B = 0.9$.

Para $P_B > 0$, a constante C_B adota-se o valor igual 1, caso contrário aplicam-se as equações 17 e 18:

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_\mu} \right)^3 \quad \text{Equação 17}$$

$$f_2 = 1 - \exp \left(-R_T^2 \right) \quad \text{Equação 18}$$

As constantes C_μ , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ são definidas empiricamente. No *Flow simulation*, os valores utilizados por definição do software são: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ e $C_{\varepsilon 2} = 1.92$.

As constantes de energia cinética da turbulência e a taxa de dissipação da energia cinética da turbulência do modelo k- ε foram $\sigma_k = 1$ e $\sigma_\varepsilon = 1.3$ respectivamente, valores definidos pelos autores do modelo, Launder e Sharma (1974), em revisão dos índices propostos pelos mesmos autores originalmente.

O software também permite calcular transferências de calor simultâneas em meios sólidos e fluidos, considerando trocas de calor por radiação (caso selecionado), convecção e condução entre corpos. Caso o sólido seja composto, ocorrem trocas por condução a partir da resistência térmica entre as diferentes camadas. A troca de energia entre um meio sólido e fluido é calculada pelo fluxo de calor na direção normal da interface sólido-fluido, tomando em consideração a temperatura superficial do sólido e a característica da camada limite do fluido, caso necessário (SOLIDWORKS, 2012).

As condições de iniciais para a série de simulações foram determinadas pelos dados coletados no experimento físico e foram realizadas na modalidade de regime permanente a frequência a cada 30 minutos, totalizando 27 simulações para o período de uma noite. O modelo geométrico utilizado para simulações foi fidedigno à realidade em dimensões e materiais. Para o fluido externo (ar), foi adotada a temperatura do ar (T_{ar}) e velocidade do vento momentânea

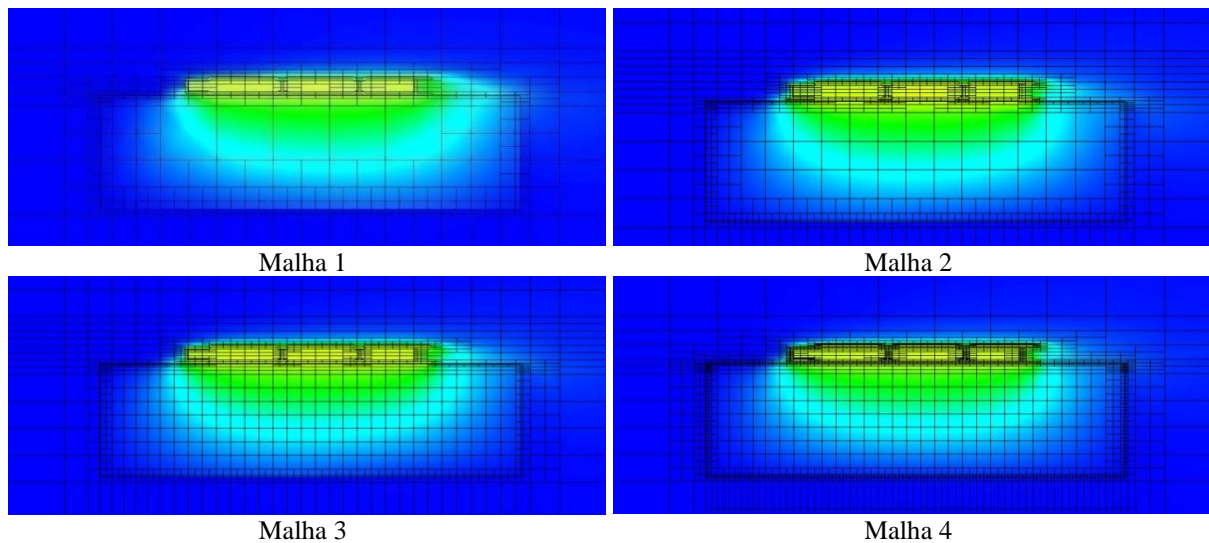
(Uv). Para entrada de água no radiador (Inlet) adotou-se a temperatura de entrada da água (Tin). e fluxo foi o mesmo utilizado no experimento, mantido constante. Por simplificação, o resfriamento foi dado como um fluxo negativo de energia uniformemente distribuído na superfície exposta, equivalente ao efeito do resfriamento radiativo do experimento em W/m² (Rrad). Para a saída da água do radiador (Outlet) adotou-se a pressão atmosférica.

2.5 Análise de sensibilidade da malha da geometria no Solidworks

Com a finalidade de garantir que o modelo gerado nas simulações em CFD fosse viável, foi necessária a verificação dos resultados da simulação, com os mesmos parâmetros, mas com a densidade de pontos ou células diferentes. Este estudo de sensibilidade foi realizado com o aumento progressivo da densidade até que a diferença entre resultados entre uma solução e outra não apresentasse um erro significativo para o experimento.

A série de simulações desta pesquisa contou com a análise da malha, na qual foram utilizados dados de condições ambientais de um momento aleatório da série de medições – especificamente, o horário da 01h, entre os dias 9 e 10/02/2021. As condições neste momento foram; Uv de 3,25 m/s, Tar de 15,68 °C, potencial de resfriamento noturno (Rrad) de 97,88 W/m² e Tin de 24,51 °C. Foram executadas as simulações com quatro densidades de malha diferentes entre 0,029×10⁶ e 0,74×10⁶ células (Figura 3), com os resultados das simulações dispostos na Tabela 2.

Figura 3 Diferentes densidades da malha para simulação.



A Malha 3 foi a selecionada para as simulações deste estudo, por resultar em diferença no critério “SG Tout” (*SurfaceGoal*, que corresponde ao critério de convergência da solução no software) referente a temperatura média de saída da água do radiador. Os resultados tiveram diferença irrelevante em relação à Malha 4, de maior densidade, mas com tempo de simulação inferior.

Tabela 2 – Densidade das malhas e resultados das simulações computacionais.

	Divisão das malhas			
	Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4
Células totais	29849	138286	181515	749371
Células de fluidos	17570	74689	96157	409840
Células de sólidos	12279	63597	85357	339531
Células de fluidos em contato com sólidos	9052	35628	53442	212226
SG Fluxo médio de calor [W/m ²]	-101,77	-102,94	-103,20	-103,34
SG T _{out} (fluido) [°C]	19,49	19,37	19,34	19,33
Taxa de fluxo de massa [Kg/s m ²]	0.0066	0.0066	0.0066	0.0066

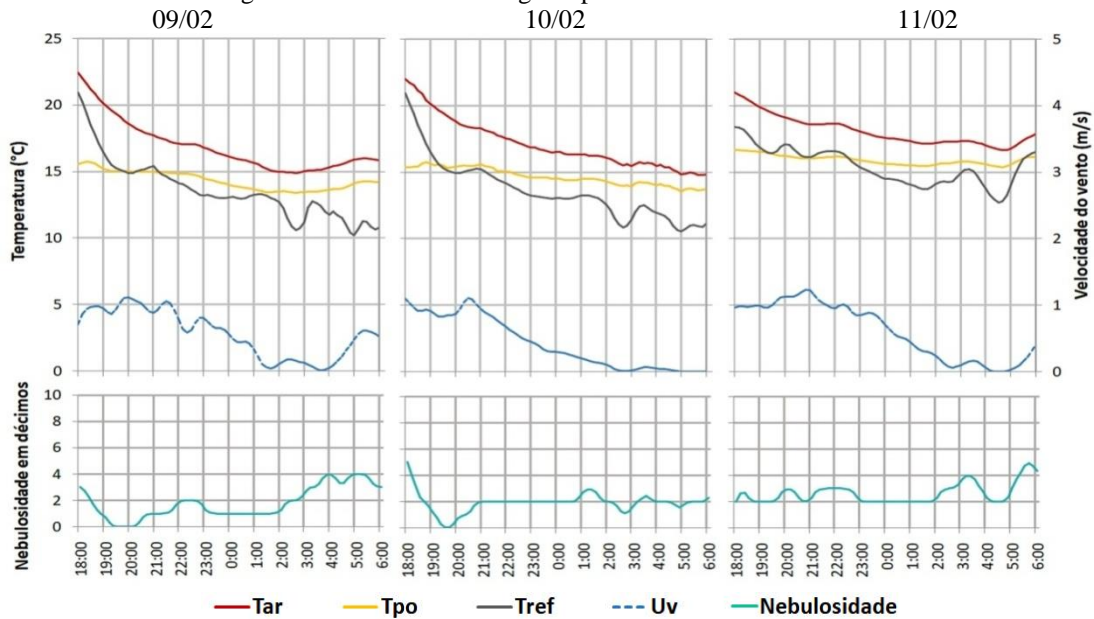
2.6 Registro de imagens infravermelhas

Para análise da progressão da temperatura nos radiadores, realizou-se uma medição da temperatura superficial dos radiadores radiativos com uma câmera termográfica FLIR, série E60 com resolução de 320×240 pixels. As medições foram executadas de duas maneiras: à distância, permitindo registrar as temperaturas na totalidade de um módulo completo de radiadores da configuração “A”; e próximo à superfície dos radiadores, a cada fração de 30 cm do trajeto, possibilitando traçar o gradiente de temperatura ao longo do percurso do fluido.

3. RESULTADOS

Todos os resultados têm como base a série experimental no período noturno entre 09/02/2021 e 12/02/2021. As condições climáticas foram similares para as três noites (**Erro! Fonte de referência não encontrada.**), com baixa nebulosidade estimada e Uv (velocidade do vento) máxima em torno de 1 m/s, baixando a valores próximos a 0 m/s entre 1:00 h e 4:00 h. No dia 09/02, houve a maior depressão de Tar entre temperaturas inicial e mínima noturna de 7.5 °C e Tpo mínima de 13.4 °C. Em 10/02, a depressão de Tar foi de 7.2 °C e com Tpo mínima de 13.5 °C. Por fim, na noite de 11/02, a depressão de Tar foi de 4.34 °C, com Tpo mínima de 15.4 °C. Tais condições refletiram na Tref, demonstrando maior potencial de resfriamento radiativo noturno para a noite de 09/02 e menor para a noite de 11/02.

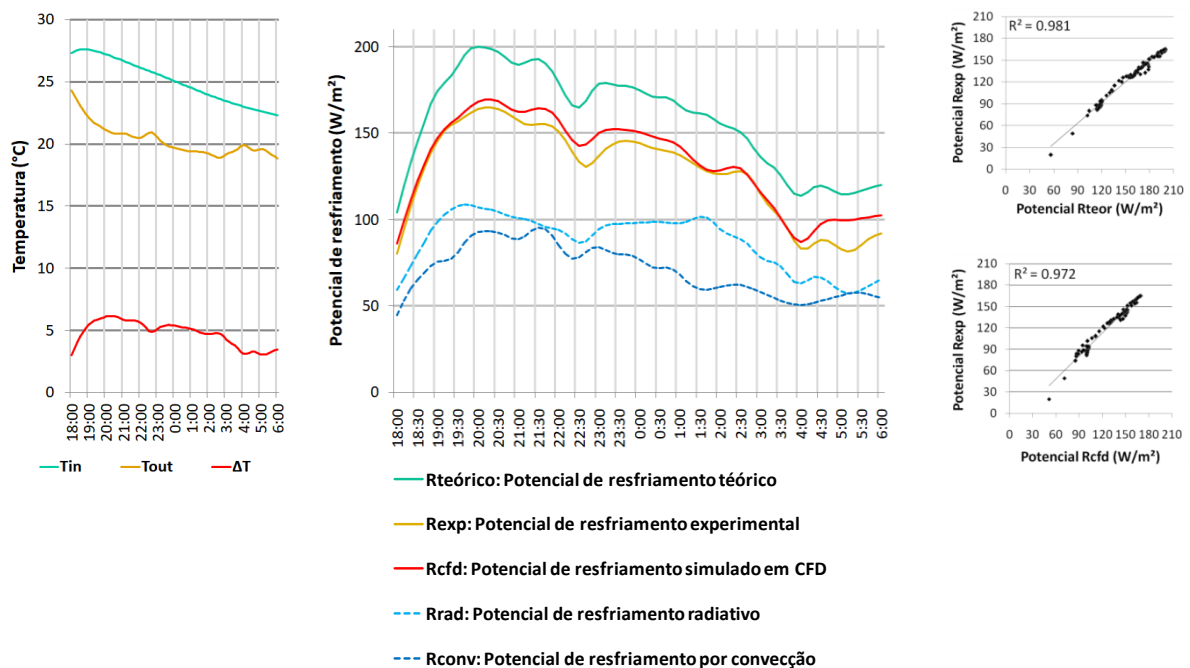
Figura 4 – Dados meteorológicos para a série e nebulosidade estimada.



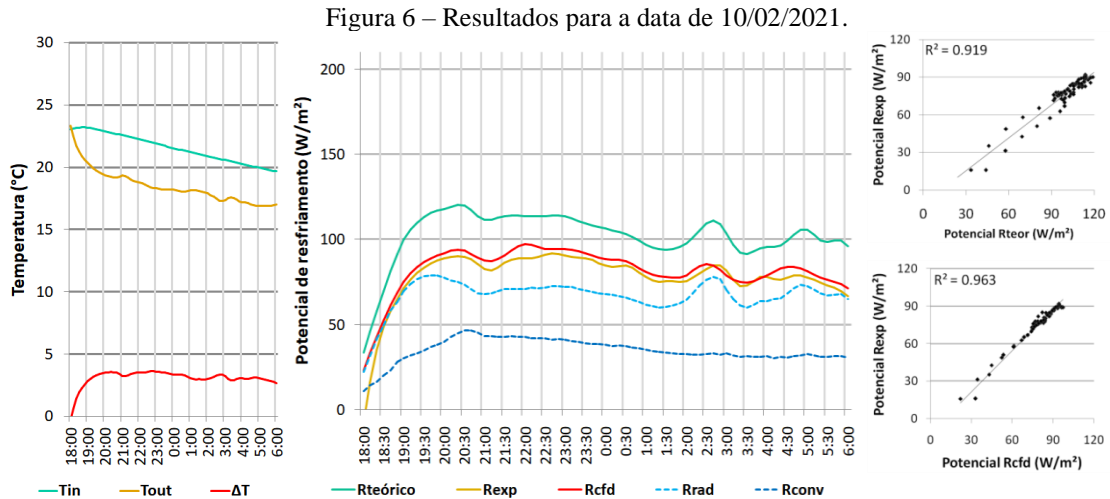
3.1 Potencial do resfriamento experimental, resfriamento radiativo teórico e simulado em CFD

Nos resultados de 09/02, a temperatura da água no reservatório iniciou com 27.3 °C, 4.9 °C acima da Tar (Figura 5 (à esquerda)), tal temperatura decorre do início do experimento após manutenção no sistema, com presença de sol, resultando em aumento da temperatura inicial do reservatório. O fluxo de água nesta data foi de 18 l/h. O potencial de resfriamento radiativo teórico atingiu 200 W/m² (Figura 5 (ao centro)), dentro dos limites teóricos de Eriksson & Granqvist (1982). Este potencial, o maior da série, decorre da temperatura inicial do reservatório principal acima da Tar e pela contribuição do resfriamento convectivo, proporcionalmente alto, dentre outros fatores meteorológicos. A reprodução dos resultados em simulação CFD apresentou índice R²= 0.981 (Figura 5 (a direita acima)) e resultados teóricos apresentaram índice R²= 0.972 (Figura 5 (a direita abaixo)) quando correlacionados aos resultados coletados no experimento.

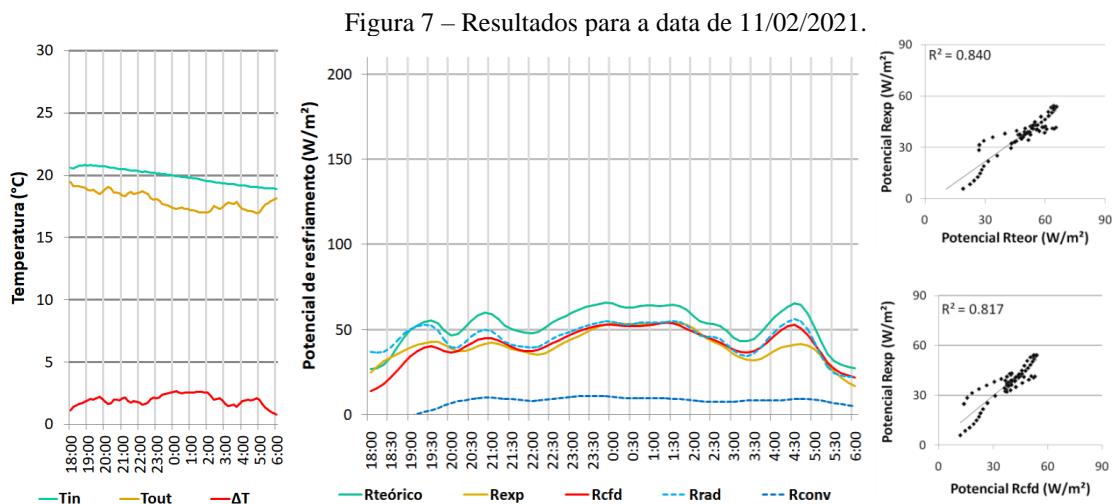
Figura 5 – Resultados para a data de 09/02/2021.



Nos resultados de 10/02, a temperatura do reservatório iniciou com 23.1 °C, 1.03 °C acima da Tar (Figura 6 (a esquerda)). O fluxo de água nesta data foi de 17 l/h. Como mostra a (Figura 6 (ao centro)), o potencial de resfriamento teórico máximo foi de 120.4 W/m². A correlação entre resultados simulados e do experimento apresentou índice R²= 0.963 (Figura 6 (a direita acima)) e a correlação entre resultados teóricos e do experimento apresentou índice de R²= 0.919 (Figura 6 (a direita abaixo)).



Os resultados para a data de 11/02 demonstram que a temperatura do reservatório iniciou com 20.6 °C e 0.3 °C abaixo da Tar (Figura 7 (a esquerda)). O fluxo de água nesta data foi de 14 l/h. A temperatura da água do reservatório já estava mais baixa que no início das seções dos dias anteriores (Figura 7 (ao centro)), com temperatura próxima da temperatura do ar. Assim, com as condições ambientais menos favoráveis ao resfriamento radiativo noturno, foi a data com menor potencial de resfriamento médio para a série. Houve pouca contribuição do resfriamento convectivo, e como consequência, as variações nas condições de resfriamento radiativo criaram mudanças repentinas nas taxas de resfriamento do experimento. Mesmo nesta situação menos favorável, os resultados das simulações em CFD tiveram a capacidade de acompanhar os resultados do experimento, apresentando correlação entre si de $R^2 = 0.817$ (Figura 7 (a direita acima)). A correlação entre resultados teóricos e resultados do experimento apresentou $R^2 = 0.84$ (Figura 7 (a direita abaixo)). Esta menor correlação deveu-se ao comportamento do experimento a partir das 3:00h, quando este não seguiu o mesmo comportamento apresentado nos dados teóricos ou simulados.



Para um potencial de resfriamento convectivo apresentar parcelas representativas em relação ao potencial de resfriamento teórico, é necessário um Δt significativo entre a temperatura da água no reservatório e, consequentemente, da temperatura superficial dos radiadores, e a temperatura do ar. Por exemplo, em 09/02 no início do funcionamento do

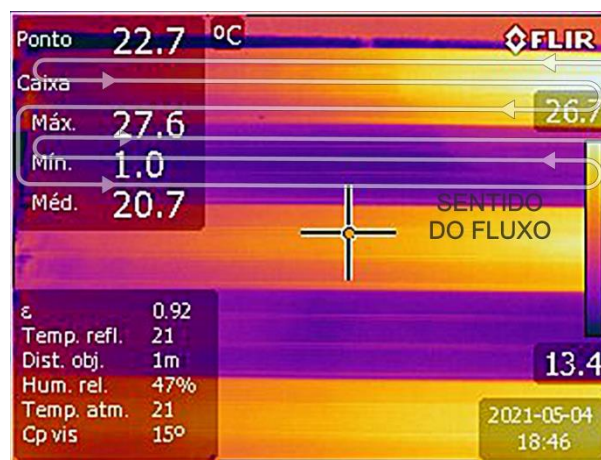
experimento a temperatura do ar foi de 22.4 °C e a temperatura do fluido de 27.3 °C, totalizando um Δt 4.9 °C. A média do potencial de resfriamento convectivo teórico foi de 68.7 W/m². Para a noite de 11/02, no início de funcionamento do experimento, a temperatura do ar foi de 20.9 °C e a temperatura do fluido de 20.6 °C (Δt -0.3 °C). A média do potencial de resfriamento convectivo teórico foi de 6.86 W/m². A condição do vento para ambos os casos foi similar, tanto para velocidade quanto distribuição no período.

3.2 Análise comparativa entre resultados em CFD e resultados de temperatura superficial dos radiadores radiativos em campo

Os dados gerados pelas simulações em CFD tiveram uma etapa adicional de validação. Foi constatado nos resultados que a transferência de calor ocorria de forma intensa na primeira seção do radiador, ao passo que na segunda seção existiam pontos de estagnação de temperatura ou até mesmo de aquecimento da água. Assim, capturaram-se as temperaturas superficiais dos radiadores por meio de câmera termográfica para verificação de sua progressão ao longo do percurso dos radiadores. Para a verificação das temperaturas superficiais, o sistema foi posto em funcionamento no dia 05/04/2021, e após sua estabilização, houve o registro termográfico dos radiadores à cada 30 centímetros do trajeto, ilustrado pela

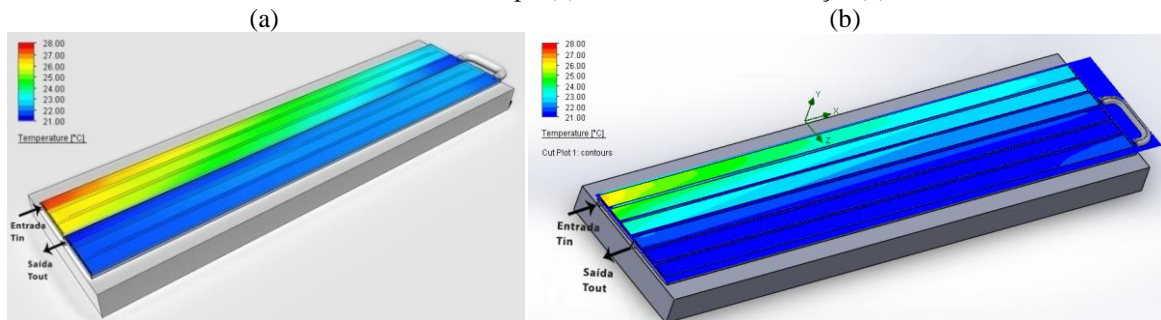
Figura .

Figura 8 – Termografia do sistema em funcionamento em 05/04/2021 com a configuração “A” e ilustração da trajetória do fluido.



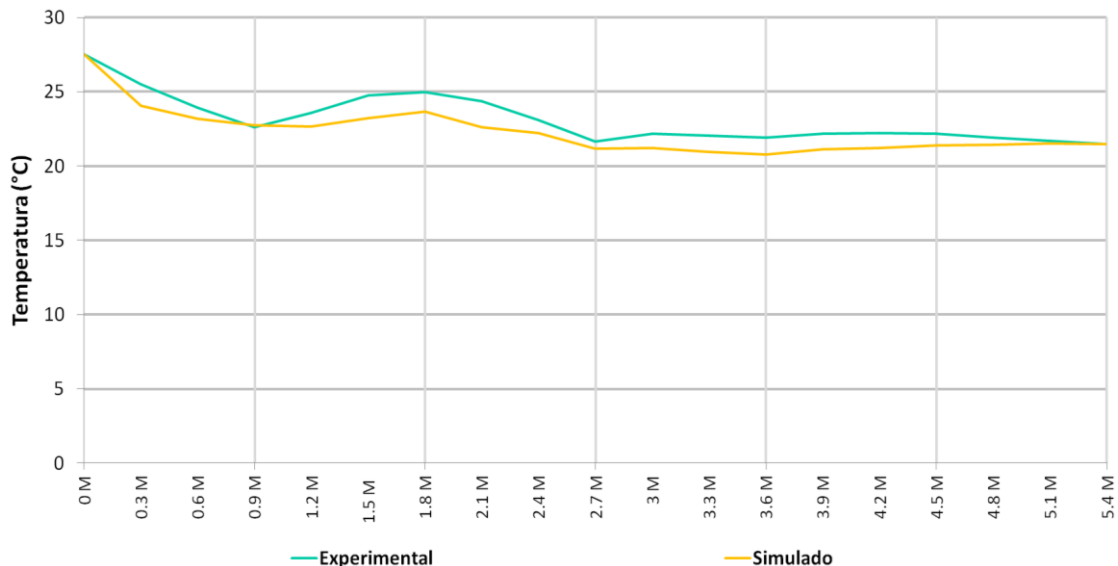
Além da medição com a câmera termográfica, foi simulado em CFD um cenário para comparação com as condições ambientais momentâneas. Para esta simulação adotou-se: temperatura do ar de 19°C; temperatura T_{in} de 27,5 °C; velocidade do vento irrelevante (considerada zero) e potência de resfriamento radiativo noturno de aproximadamente 85 W/m² (definido pelo método analítico). O resultado das medições infravermelhas e o resultado temperaturas superficiais pela simulação do radiador tiveram tratamento para apresentar a mesma escala de cor (Figura 9).

Figura 9 – Gradiente de temperatura da água em °C ao longo de seu trajeto no módulo do radiador para resultados de campo (a) e resultados de simulação(b).



Além da representação gráfica das temperaturas superficiais ao longo do percurso, foi elaborado um gráfico com a temperatura do fluido em função da distância percorrida para sobreposição dos resultados da simulação e medição de campo (Figura 10).

Figura 10 – Temperatura superficial da água ao longo do percurso dentro dos radiadores, conforme resultados de campo e por simulação CFD



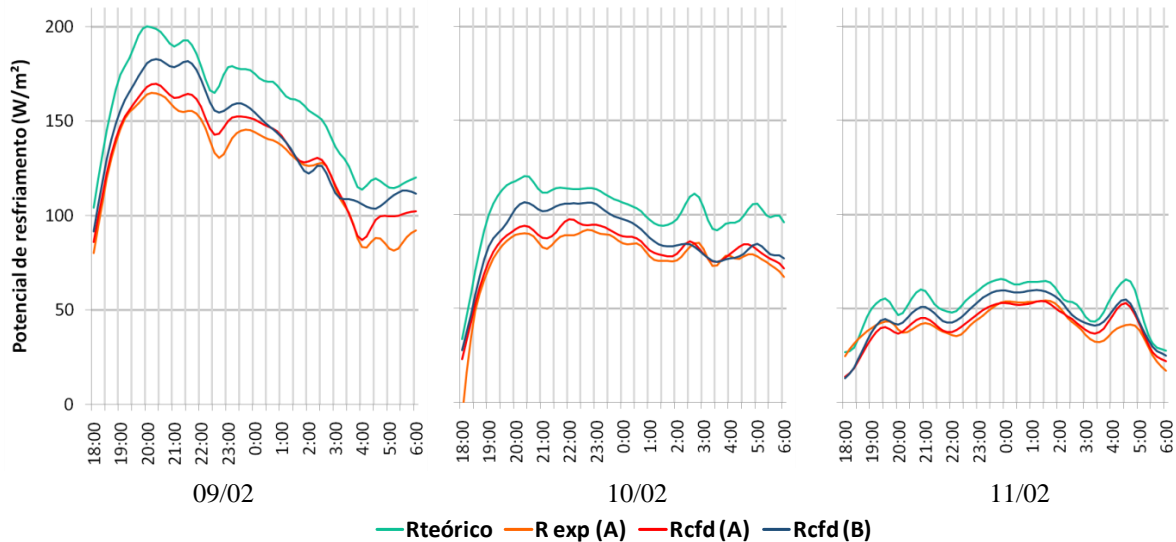
Nota-se que as mudanças das temperaturas superficiais ocorrem de forma mais acentuada no experimento de campo, porém o comportamento sugerido pelos resultados das simulações foi confirmado. A queda de temperatura ao longo do trajeto não é linear, ocorrendo resfriamento de forma mais acentuada na primeira seção e estagnação ou leve aquecimento do fluido na segunda seção em série. Além deste primeiro fator, ainda ocorrem trocas intensas pelas paredes do perfil que dividem as cavidades, e como consequência destas trocas, o fluido varia sua temperatura a cada seção, podendo ser outro fator para perda de desempenho.

3.3 Simulações em CFD para protótipo de radiador com desenho modificado (Configuração “B”)

Constatada a pouca contribuição de um segundo radiador do conjunto ao resfriamento radiativo noturno no sistema, foram então executadas novas simulações com o arranjo da configuração “B”, com os oito radiadores ligados de maneira independente e seus canais internos com fluxos em paralelo.

A simulação teve os mesmos parâmetros utilizados na primeira série de simulações para o período das três noites. Os resultados presentes na Figura 11 demonstram que seu comportamento teve melhor desempenho, se aproximando do resfriamento teórico. Com esta configuração, as médias dos resultados foram de 5,4%, 6,8% e 9,3% maiores que a configuração “A” para as datas de 09, 10 e 11/02 respectivamente.

Figura 11 – Potencial de resfriamento por simulações em CFD da configuração “B”.



O potencial horário médio de resfriamento radiativo noturno é resumido na Tabela 3.

Tabela 3 – Resultados de resfriamento médio das simulações em CFD entre as noites de 09 a 12/02.

	Data		
	09 a 10/02	10 a 11/02	11 a 12/02
Resfriamento médio experimental para configuração “A” [W/m ²]	125,0	76,4	38,9
Resfriamento médio simulado para configuração “A” [W/m ²]	131,7	80,5	40,0
Resfriamento médio simulado para configuração “B” [W/m ²]	139,2	86,4	44,1

4. CONCLUSÃO

O presente estudo permitiu concluir que, com as equações empregadas, pode-se determinar o comportamento do resfriamento radiativo noturno com base nas variáveis coletadas de temperatura do ar, umidade relativa, velocidade do vento e temperatura de referência de uma placa metálica em posição similar aos radiadores para resfriamento. A nebulosidade pode ser estimada pelos dados de altura das nuvens e pela temperatura de referência.

O uso de soluções numéricas em CFD no software Solidworks demonstrou ser uma ferramenta viável para prever o desempenho do protótipo de radiador, utilizando como entrada de dados as condições meteorológicas de temperatura do ar, velocidade do vento, temperatura da água do reservatório, características dos materiais utilizados no experimento e potencial de resfriamento. Apesar da simplificação do resfriamento radiativo noturno como uma taxa

constante de arrefecimento da superfície a partir do resfriamento radiativo teórico, a correlação de dados foi alta.

Mediante análise dos dados das simulações computacionais e fotografias infravermelhas, sugerem-se trajetos com fluido no mesmo sentido para o aumento da eficiência do sistema, evitando-se assim, trocas de calor do fluido em sentidos opostos com diferença de temperatura entre si.

Assim, as simulações em CFD demonstraram ter potencial também para comparação de arranjos de radiadores, pois conseguem simular mais de um cenário com as mesmas condições ambientais. Para tal comparação em experimentos reais, seria necessária mais de uma de configuração funcionando ao mesmo tempo ou uma abordagem estatística para tratamento dos resultados.

A pesquisa teve medições em campo com predominância de céu claro. Logo, é sugerida a continuidade deste trabalho com diferentes condições de nebulosidade com o objetivo de verificar se a correlação entre resultados experimentais, teóricos e simulados se mantém no mesmo patamar.

O presente estudo é parte de um experimento no qual os radiadores também são expostos a radiação solar para que se tornem coletores solares com a função de aquecimento de edificações, armazenando energia em reservatórios de água na forma de calor (GONZÁLEZ-CRUZ et al. 2022). Para a utilização dos painéis na modalidade de aquecimento também é sugerido continuidade do estudo com as simulações em CFD para aperfeiçoamento do sistema, mais especificamente a relação entre radiação incidente e fluxo de fluido interno para melhor aproveitamento da energia solar.

5. REFERÊNCIAS

AMBEKAR, A. S.; SIVAKUMAR, R.; ANANTHARAMAN, N.; VIVEKENANDAN, M. CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations. **Applied Thermal Engineering**, v.108, p. 999 -1007, 2016.

BERDAHL, P.; FROMBERG, R. The thermal radiance of clear skies. **Solar Energy**, v. 29, n. 4, p. 299–314, 1982.

BERGER, X.; BURIOT, D.; GARNIER, F. About the equivalent radiative temperature for clear skies. **Solar Energy**, v. 32, n. 6, p. 725–733, 1984.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Relatório Síntese. BEN 2019, ano base 2018. p. 67, 2019.

ERELL, E.; ETZION, Y. A Radiative Cooling System Using Water as a Heat Exchange Medium. **Architectural Science Review**, v. 35, n. 2, p. 39–49, 1992.

ERELL, E.; ETZION, Y. Radiative cooling of buildings with flat-plate solar collectors. **Building and Environment**, v. 35, n. 4, p. 297–305, 2000.

ERIKSSON, T. S.; GRANQVIST, C. G. Radiative cooling computed for model atmospheres. **Applied Optics**, v. 21, n. 23, p. 43-81, 1982.

ETZION, Y.; ERELL, E. a Hybrid Radiative-Convective Cooling System for Hot-Arid Zones. **Clean and Safe Energy Forever**, n. December 1990, p. 477–481, 1990.

ETZION, Y.; ERELL, E. Low-Cost Long-Wave Radiators for Passive Cooling of Buildings. *Architectural Science Review*, v. 42, n. 2, p. 79–85, 1999.

GONZÁLEZ-CRUZ, E. M. **Étude de Matériaux et de Techniques du Bâtiment Pour la Conception Architecturale Bioclimatique en Climat Chaud et Humide**, Paris, 1997. 363 f. Tese (Doutorado em especialidade energética) - Ecole des Mines de Paris, Paris, 1997.

GONZALEZ-CRUZ, E., KRÜGER, E., CARRARO, F., MORAES DE BEM, G., MOREIRA DE ABREU, A., TRENTO, D. Implementação de um sistema de aquecimento e resfriamento radiante-capacitivo (RC-HCS) em uma câmara climática. In: ENCONTRO NACIONAL DE TECNOLOGIA DO AMBIENTE CONSTRUÍDO, 19., 2022, Canela. **Anais...** Porto Alegre: ANTAC, 2022.

HAGISHIMA, A.; TANIMOTO, J. Field measurements for estimating the convective heat transfer coefficient at building surfaces. *Building and Environment*, v. 38, n. 7, p. 873–881, 2003.

HAMZA, A.; TAHA, I. M. S.; ISMAIL, I. M. Cooling of water flowing through a night sky radiator. *Solar Energy*, v. 55, n. 4, p. 235–253, 1995.

HOSSAIN MM, GU M. Radiative Cooling: Principles, Progress, and Potentials. *Advanced Science*, DOI: 10.1002/advs.201500360, 2016.

HU, M. et al. Field test and preliminary analysis of a combined diurnal solar heating and nocturnal radiative cooling system. *Applied Energy*, v. 179, p. 899–908, 2016.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, **Space Cooling**, IEA, Paris, 2022. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/space-cooling>>, Acesso em: 23 mar 2023.

ITO, S.; MIURA, N. Studies of radiative cooling systems for storing thermal energy1. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, v. 111, n. 3, p. 251–256, 1989.

KORRES, D. N. et al. Experimental, numerical and analytical investigation of a U-type evacuated tube collectors' array. *Renewable Energy*, v. 135, p. 218–231, 2019.

KUO, C. F. J. et al. The photovoltaic-thermal system parameter optimization design and practical verification. *Energy Conversion and Management*, v. 180, p. 358–371, 2019.

LAUNDER, B. E.; SHARMA, B. I. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. *Letters in Heat and Mass Transfer*, v. 1, n. 2, p. 131–137, 1974.

KUO-NAN LIOU. **An introduction to atmospheric radiation**. Amsterdam: Academic Press, 2010.

BROWN, G. Z.; DEKAY, M. **Sun, wind, and light: architectural design strategies**. Hoboken: Wiley, 2013.

MARTIN, M.; BERDAHL, P. CHARACTERISTICS OF INFRARED SKY RADIATION IN THE UNITED STATES. *Solar Energy*, v. 33, n. 3, p. 321–336, 1984.

MEIR, M. G.; REKSTAD, J. B.; LØVVIK, O. M. A study of a polymer-based radiative cooling system. *Solar Energy*, v. 73, n. 6, p. 403–417, 2002.

MICHELL, D.; BIGGS, K. L. Radiation cooling of buildings at night. *Applied Energy*, v. 5, n. 4, p. 263–275, 1979.

SOLIDWORKS. *Solidworks Flow simulation 2012 Technical Reference*, 2012.

YU, J. et al. Thermal performance evaluation and optimal design of building roof with outer-layer shape-stabilized PCM. *Renewable Energy*, v. 145, p. 2538–2549, 2020.

YU, Y.; WANG, L. Solid sorption heat pipe coupled with direct air cooling technology for thermal control of rack level in internet data centers: Design and numerical simulation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 145, p. 118714, 2019.



O conteúdo deste trabalho pode ser usado sob os termos da licença Creative Commons Attribution 4.0. Qualquer outra distribuição deste trabalho deve manter a atribuição ao(s) autor(es) e o título do trabalho, citação da revista e DOI.