ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE PAINÉIS CUSTOMIZADOS PARA RESFRIAMENTO RADIATIVO NOTURNO POR SIMULAÇÕES EM CFD

Daniel Gustavo Trento (1); Eduardo Manuel González Cruz (2); Eduardo L. Krüger (3)
(1) Arquiteto, Mestrando do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, trento.daniel@gmail.com
(2) PhD, Professor do Departamento de Engenharia Civil, edugoncruz@gmail.com
(3) PhD, Professor do Departamento de Engenharia Civil, ekruger@utfpr.edu.br
Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Departamento de Engenharia Civil, Av. Dep. Heitor de Alencar Furtado, 5000, Campo Comprido, Curitiba–PR, 81280-34, Tel.: (41) 3279-6816 - ramal 6816

RESUMO

No Brasil, grande parte do consumo de energia nos edifícios é para arrefecimento de ambientes internos, principalmente por sistemas de ar condicionado. Assim, o presente estudo procura avaliar o desempenho térmico de um painel radiante em um sistema de resfriamento radiativo noturno por meio de simulações computacionais. A circulação da água dentro das cavidades internas do painel possibilitou verificar o gradiente térmico obtido entre entrada e saída do fluido nas cavidades internas do radiador. O sistema proposto incluiu um reservatório principal (220 l), uma bomba de água, um reservatório intermediário (20 l), e um painel confeccionado a partir de oito seções de perfil comercial de alumínio extrudado adaptado. Condições atmosféricas foram coletadas em três noites em fevereiro de 2021, em Curitiba, Paraná. Monitoraram-se temperatura e umidade relativa do ar externo, e temperatura da água dentro do painel. Os dados medidos foram comparados com os resultados de equações preditivas em condições atmosféricas iguais. Em seguida, utilizaram-se simulações computacionais CFD (*computational fluid dynamics*) para prever o comportamento térmico do painel e definir o arranjo das seções que proporcionasse o melhor aproveitamento do potencial de resfriamento noturno. A comparação dos resultados dos dados medidos com os das equações e das simulações sugere que simulações CFD são viáveis para prever o desempenho do painel customizado. Ainda, concluiu-se que a eficiência do sistema depende de percurso de água curto dentro do painel.

Palavras-chave: arquitetura bioclimática, conforto térmico, sistema de resfriamento radiativo noturno, CFD.

ABSTRACT

In Brazil, energy consumption in buildings is mainly due to cooling indoor spaces, especially with the use of air conditioning systems. Thus, this study aims to evaluate the thermal performance of a radiative panel in a nocturnal radiative cooling system by means of computer simulations. The water flow inside the inner cavities of the radiator enabled the verification of the thermal gradient between the intake and outlet of the fluid. The proposed system included one 220 l water tank, a water pump, one 20 l intermediary water tank, and a custom panel made from eight sections of a standard extruded aluminum profile. Atmospheric conditions were collected in three nights in February 2021 in Curitiba, Paraná. Outside air temperature and relative humidity were monitored, as well as the temperature of the water inside the panel. The measured data was compared to the results of predictive equations under the same atmospheric conditions. Then, CFD (computational fluid dynamics) simulations were carried out to predict the panel's best thermal performance during night time. Those simulations also enabled the definition of its best sections´ arrangement for the same period. The comparison between the results from measured data, the equations and the simulations suggests that the CFD simulation is a viable tool to predict the custom panel's performance. Moreover, this study concludes that the system efficiency depends on a short water path inside the panel.

Keywords: bioclimatic architecture, thermal comfort, nocturnal radiative cooling system, CFD.

1. INTRODUÇÃO

A adequação de edifícios às variáveis ambientais deve ser adotada nas etapas iniciais de projeto para que este consiga atenuar o consumo de energia e aumentar as horas de conforto na operação (DECAY; BROWN, 2014). Quando o calor é intenso em determinados locais ou períodos do ano, podem ser necessárias estratégias de resfriamento. Estas, por sua vez, podem ser passivas (como resfriamento evaporativo e resfriamento radiativo noturno) ou ativas, como o uso de sistemas de ar condicionado.

A alternativa mais utilizada tem sido os sistemas de condicionamento de ar. No entanto, a média de consumo de ar condicionado no setor residencial cresce continuamente, segundo relatório da Empresa de Pesquisa Energética (2019). Em 12 anos, intervalo entre início e final da série, sua contribuição no consumo total de energia elétrica de edificações passou de 7% para 14%, com tendência de alta para os próximos anos.

O resfriamento radiativo noturno, objeto deste estudo, é aplicável a edifícios como alternativa aos sistemas mecânicos. Tem como princípio de funcionamento as trocas com a abóbada celeste, atuando como *heat sink*. Quando exposta ao céu noturno, na ausência da radiação solar, a superfície resfria e, geralmente, atinge temperaturas menores que a temperatura do ar.

Uma das características do resfriamento radiativo noturno é sua baixa proporção de produção de energia comparado ao aquecimento proporcionado pela radiação solar. Enquanto o sol possui uma radiação máxima (constante solar) de 1.366 W/m² (LIOU, 2002), reduzida para aproximadamente 1.000 W/m² após atravessar atmosfera, o potencial de um sistema de resfriamento radiativo é de 58 W/m² e 113 W/m² para um objeto emissor entre 18 °C e 33 °C (ERIKSSON; GRANQVIST, 1982).

Devido ao baixo potencial do resfriamento noturno, um dos elementos-chave para a sua viabilidade é a sua eficiência (ETZION; ERELL, 1990). Em testes com sistemas hidrônicos (compostos de reservatório, bombeamento e painel radiador), foram propostas soluções para melhorar o desempenho: (a) manter o fluido a uma temperatura mais alta que o ar, para que haja ganhos ao invés de perdas convectivas, por meio do acoplamento do sistema à parte mais quente da edificação, evitando assim 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) utilizar o mínimo bombeamento possível por ser um aporte de energia ao sistema; e (d) promover a turbulência dentro dos painéis para melhoria das trocas de calor (MEIR et al., 2002).

Além das soluções de (a) a (d) citadas, os painéis customizados para resfriamento radiativo apresentam melhor desempenho que os painéis solares adaptados. Entre as conclusões do estudo de Erell e Etzion (2000), percebeu-se que as aletas dos painéis comerciais são mais eficazes para aquecimento; e um painel com menores aletas possível ou composto somente por tubos pode proporcionar melhores resultados. 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 anteriores com painéis adaptados, com média de 105.9 W/m² para uma série de seis dias. Além do melhor desempenho, o mesmo estudo avaliou como custo baixo a solução, mesma conclusão descrita por Meir et al. (2002) em seus painéis customizados.

Neste contexto, o presente estudo trata do comportamento térmico dos painéis customizados confeccionados para a o experimento *Radiant-Capacitive Heating and Cooling System* (RC-HCS), a serem instalados na câmara climática de baixo custo (CBBC), localizada na Universidade Tecnológica Federal (UTFPR), em Curitiba, Paraná. O sistema consiste em uma solução para condicionamento ambiental de baixo consumo energético, para aquecimento solar para períodos de temperaturas médias do ar baixas e para resfriamento em períodos de temperaturas médias altas (GONZALEZ CRUZ et al., 2020).

2. OBJETIVO

O objetivo deste artigo é apresentar a comparação entre três modelos (experimental, teórico e simulado) para análise de desempenho térmico de um radiador protótipo que usa o potencial do resfriamento radiativo noturno para resfriar água, localizado na cidade de Curitiba, Paraná.

3. MÉTODO

Para alcançar o objetivo proposto, primeiro se desenvolveu um uma configuração experimental do sistema de resfriamento radiativo noturno para caracterizar o comportamento térmico do radiador protótipo em condições atmosféricas reais. Depois, o sistema foi avaliado segundo método teórico e, por fim, a partir de fluidodinâmica computacional (*computational fluid dynamics* - CFD).

3.1. Experimento de campo

A configuração experimental do sistema (Figura 1 (A)) foi composta em suas partes principais (Figura 1 (B)) por um painel composto de oito seções com área total de 0.7 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. Ambos 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, havia ainda uma placa metálica com intuito de estabelecer temperatura de referência, ou seja, a temperatura em que o resfriamento radiativo é igual ao convectivo (estagnação) para as condições climáticas momentâneas. Tinha dimensões de 60 x 60 cm e também era isolada na superfície inferior por camada de EPS de 5 cm (2).



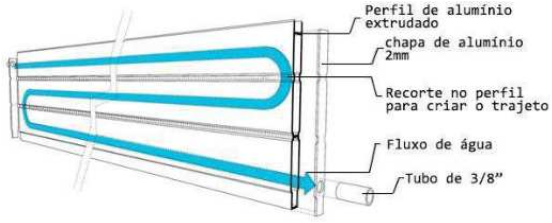
(A) **(B)**

Figura 1: Sistema experimental (A) e partes componentes do sistema (B).

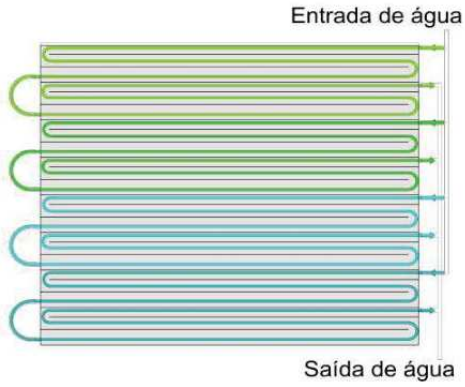
O painel foi uma adaptação de um perfil comercial de alumínio extrudado de código TMR-1381. Sua escolha se deu por atender às características de (a) ser composto por uma série de cavidades; permitir o contato integral do fluído com a superfície voltada para o céu; (b) ter paredes internas de 1 mm de espessura, conferindo boa resistência mecânica; e (c) possibilitar espessura da lâmina da água de apenas 6 mm. Como o perfil é 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 fluído dentro do painel (Figura 2(B)). Para este experimento em campo, adotou-se a configuração de 8 seções do perfil dispostas em quatro conjuntos ligados ao sistema em paralelo com dois painéis ligados em série por conjunto, conforme a disposição na Figura 2(C).



(A)



(B)



(C)

Figura 2: Fechamento com solda TIG (A), vista explodida do painel (B) e arranjo experimental dos painéis com 8 seções, com 4 conjuntos em parelelo formados por 2 seções em série cada (C).

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 de água intermitente, visto que o bombeamento tinha maior capacidade que os fluxos adotados para os painéis; módulo *real time clock* (RTC), para controlar os horários de funcionamento do sistema; válvula solenóide para ativação do sistema; e módulo *data logger* (HW-125).

As condições meteorológicas de temperatura e umidade do ar (S-THB-M00x), velocidade do vento (S-WCA-M003) além da temperatura da placa de referência (S-TMB-M00x) e temperatura do reservatório principal de água (S-TMB-M00x) foram monitoradas por meio de estação meteorológica HOBO.

Os dados coletados no experimento foram temperatura de entrada da água nos painéis (Tin), temperatura de saída da água (Tout), temperatura da água no reservatório principal (Tres), temperatura da placa de referência (Tref), temperatura do ar (Tdb), velocidade do vento (Uw) e temperatura de orvalho (Tdp), calculado pela estação meteorológica automaticamente com os dados de temperatura do ar e umidade relativa. A freqüência de coleta dos dados foi a cada minuto e os dados foram interpolados para evitar distorções por mudanças das condições climáticas bruscas 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 para o céu. O clima local é predominantemente mesotérmico com verão fresco (Cfb), segundo a classificação de Köppen-Geiger.

A série de testes teve início no dia 09 de fevereiro e seu final no dia 12 de fevereiro de 2021, com horário de funcionamento das 18:00 h até as 7:00 h.

3.2. Definição do potencial de resfriamento radiativo noturno teórico

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

$$\varepsilon_{Sky} = 0.77+0.0038\ T_{db} \quad \text{Equação 1}$$

Onde:
ε_{sky} = Emissividade do céu claro;
T_{dp} = Temperatura do ponto de orvalho °C.

Seguido da correção da emissividade do céu considerando a nebulosidade, pelo modelo de Martin & Berdahl (1984) com a equação 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;
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 por Berdahl e Fromberg (1982), e com o resultado da temperatura do céu na equação 5, dos mesmos autores.

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

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

Onde:
T_{sky} = Temperatura do céu em K;
ε_{sky} = Emissividade do céu;
T_{db} = Temperatura de bulbo seco em K;
R_{rad} = Taxa de resfriamento em W/m^2;
ε_r = Emissividade da superfície;
σ = Constante de Stephan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} W/m^2K^4$);
T_r = Temperatura da superfície em K.

Para atingir o balanço total do resfriamento, o efeito da convecção do vento deve ser adicionado ao resfriamento radiativo. Assim, adotou-se para a convecção um modelo desenvolvido por Hagishima & Tanimoto (2003) (Equação 6) para uma superfície horizontal de cobertura, semelhante ao painel.

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

Com:
h_c = Coeficiente de transferência térmica em W/m^2K;
Uw = Velocidade do vento em m/s.

Por fim, definiu-se o resfriamento teórico total (Rteórico), pela equação 7.

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

Com:
$R_{teórico}$= Resfriamento neto em W/m^2;
h_c = Coeficiente de transferência térmica do vento em W/m^2K;
T_r = Temperatura da superfície;
T_{db} = Temperatura do ar.

O experimento não contou com equipamentos capazes de medir a nebulosidade. A solução adotada foi deduzi-la a partir da temperatura de referência da placa metálica (Tref), que é a temperatura de estagnação para as condições climáticas momentâneas. Ou seja, o resfriamento total (equação 7) igual a zero. Como existem todas as outras variáveis necessárias ao método analítico, foi possível determinar a nebulosidade em décimos para que o $R_{teórico}$ fosse nulo.

3.4. 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/m^2;
$\dot{m}$ = 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 m^2.

3.3. Simulações em CFD

As simulações de CFD foram computadas pelo *software* SOLIDWORKS, módulo *flowsimulation* com base no método de elementos finitos. O *software* 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).

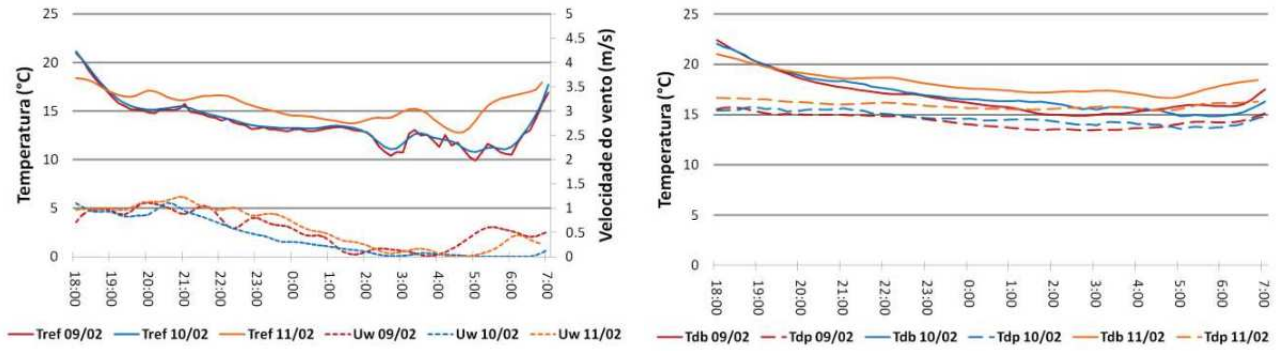
Os índices empíricos que precisam ser empregados no *software* são K e ε, oriundos do modelo K-epsilon - respectivamente a energia cinética da turbulência e taxa de dissipação da energia cinética da turbulência. Os valores adotados foram K=1 e ε=1.3, propostos pelos autores do modelo, Launder e Sharma (1974), em revisão aos índices propostos pelos mesmos autores originalmente.

Foram realizadas simulações para cada dia da série de dados, na modalidade *Steady simulation* a cada meia hora do tempo físico, totalizando 27 simulações por noite de experimento. O modelo geométrico utilizado para simulações foi fidedigno à realidade em dimensões e materiais. As condições iniciais do sistema foram equivalentes às colhidas no tempo físico do experimento. Para o fluído externo (ar), foi adotada a temperatura do ar e velocidade do vento. Para o fluído interno (água), a temperatura de entrada da água. O fluxo se manteve constante, igual ao utilizado no experimento. Por simplificação (visto que o *software* não computa fatores atmosféricos como, por exemplo, quantidade de água precipitável), o

resfriamento foi dado como um fluxo negativo de energia uniformemente distribuído na superfície exposta ao ambiente, equivalente ao efeito do resfriamento radiativo do experimento em W/m².

4. 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 (Figura 3), com baixa nebulosidade e baixa velocidade do vento (Uw), principalmente entre 1:00 h e 4:00 h (Figura 3(A)). A maior diferença entre a temperatura do ar (Tdb) inicial e mínina noturna foi de 7.5 °C, temperatura de orvalho (Tdp) com mínima de 13.4 °C no dia 09/02. A segunda maior diferença foi em 10/02, de Tdb inicial 7.2 °C e Tdp mínima de 13.5 °C. Por fim, na noite de 11/02, a redução de temperatura do ar foi de 4.34 °C, com Tdp mínima de 15.4 °C (Figura 3 (B)). Tais condições refletiram na temperatura de referência (Figura 3(A)), demonstrando maior potencial de resfriamento radiativo noturno para noite de 09/02 e menor para a noite de 11/02.



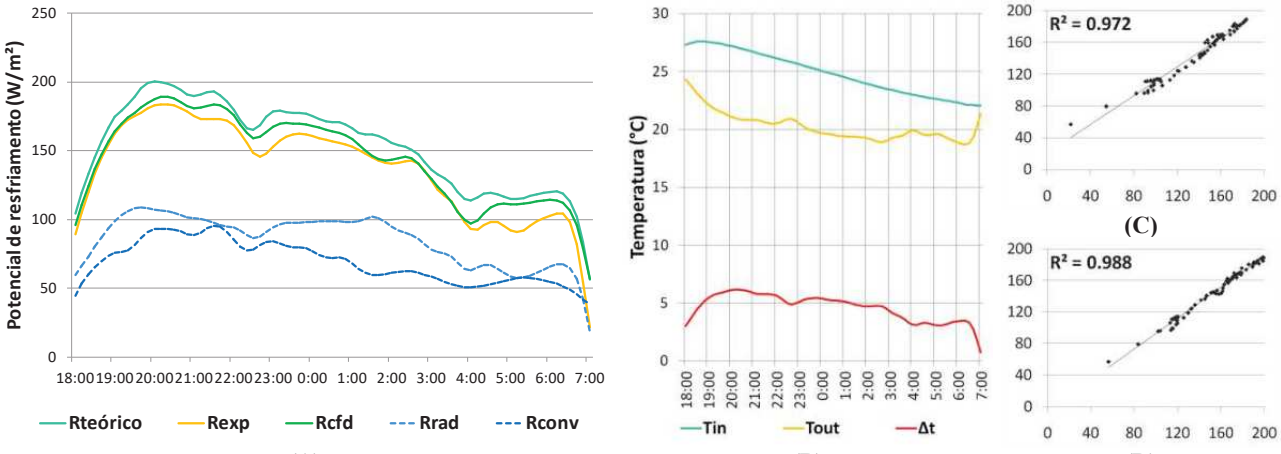
(A) (B)

Figura 3: Velocidade do vento (uw) e temperatura de referência (tref) (A); e temperatura do ar (tdb) e de orvalho (tdp) (B) para a série de dias entre 9 e 11/02/202

4.1. Potencial do resfriamento experimental, do resfriamento radiativo noturno teórico e simulado em CFD

Nos resultados para a data de 09/02 apresentado na Figura 4 (B), a temperatura da água no reservatório iniciou com 27.3 °C, 4.9 °C acima da Tdb (Figura 3 (B)). O fluxo de água nesta data foi de 18 l/h. O potencial de resfriamento experimental foi alto se comparadas aos resultados dos trabalhos da revisão bibliográfica, mas é possível observar que ficou dentro dos limites teóricos de Eriksson & Granqvist (1982). Isto decorre da contribuição do resfriamento convectivo proporcionalmente alta, e o principal fator foi a temperatura do reservatório principal (Figura 4 (A)).

A reprodução dos resultados em simulação CFD apresentou correlação alta tanto com os resultados experimentais (Figura 4 (C)) quanto com os resultados das equações (modelo teórico) (Figura 4 (D)).



(A) (B) (C) (D)

Figura 4: Resultado do potencial de resfriamento experimental, do potencial de resfriamento na simulação em CFD e potencial de resfriamento teórico em 09/02 (A); temperatura da água na entrada e saída do radiador no experimento de campo e ΔT entre elas (B); correlação entre resultados experimentais e resultados de CFD (C); e correlação entre resultados teóricos e resultados de CFD (D).

Nos resultados para a data de 10/02, apresentados na Figura 5 (B), a temperatura do reservatório iniciou com 23.1 °C, 1.03 °C acima da Tdb (Figura 3(B)). O fluxo de água nesta data foi de 17 l/h. Como mostra a Figura 5 (A), o potencial de resfriamento teórico teve pico de 120.4 W/m², e neste período, experimental e simulado em CFD foram 108.3 W/m² e 109.3 W/m², respectivamente. Essa aproximação ou afastamento do experimento com os resultados teóricos não tem relação direta com o resfriamento radiativo ou convectivo, porém as simulações em CFD conseguiram seguir o mesmo comportamento ocorrido na realidade (Figura 5 (A)), com correlação alta (C) e (D)).

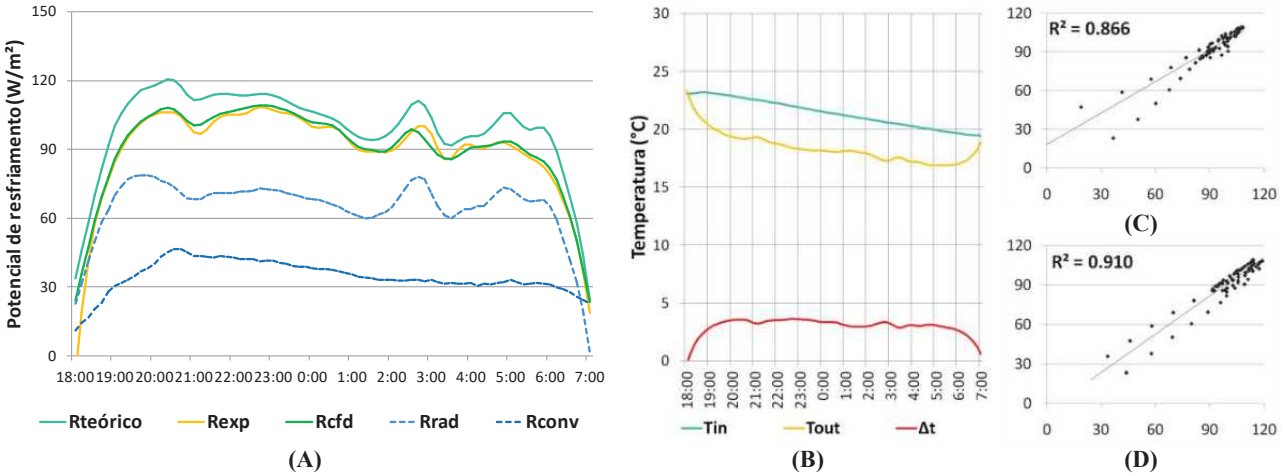


Figura 5: Resultado do potencial de resfriamento experimental, do potencial de resfriamento na simulação em CFD e potencial de resfriamento teórico em 10/02 (A); temperatura da água na entrada e saída do radiador no experimento de campo e ΔT entre elas (B); correlação entre resultados experimentais e resultados de CFD (C); e correlação entre resultados teóricos e resultados de CFD (D).

Os resultados para a data de 11/02, apresentados na Figura 6 (A), mostram que a temperatura do reservatório iniciou com 20.6 °C, 0.3 °C abaixo da Tdb (Figura 3(B)). 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 6 (B)), com temperatura próxima da temperatura do ar. Assim, com as condições ambientais menos favoráveis ao resfriamento radiativo noturno, foi o dia que apresentou menor potencial de resfriamento médio para a série. Houve pouca contribuição do resfriamento convectivo, e como conseqüência, 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 CFD acompanharam os resultados do experimento e das equações (Figura 6 (A)), e mantiveram correlação alta (Figura 6 (C) e (D)).

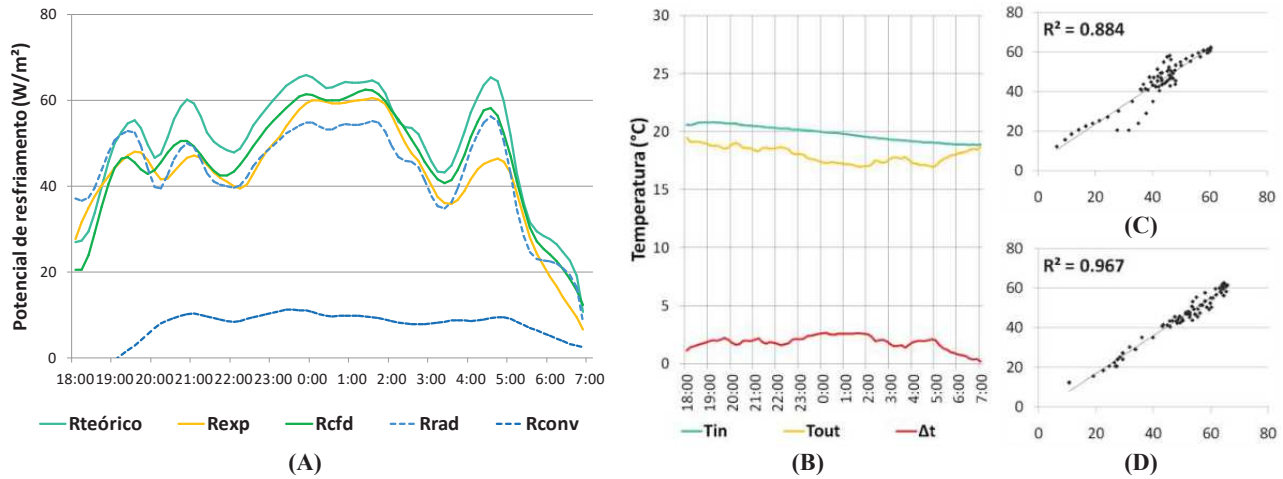


Figura 6: Resultado do potencial de resfriamento experimental, do potencial de resfriamento na simulação em CFD e potencial de resfriamento teórico em 11/02 (A); temperatura da água na entrada e saída do radiador e diferença horária entre elas (B); correlação entre resultados experimentais e resultados de CFD (C); e correlação entre resultados teóricos e resultados de CFD (D).

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 a temperatura do ar. Por exemplo, em 09/02, a temperatura do ar foi de 22.4 °C e temperatura do fluído de 27.3 °C no início do funcionamento do experimento, 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, a temperatura do ar foi de 20.9 °C e a temperatura do fluído de 20.6 °C no início de funcionamento do experimento (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.

Considerando a série entre as datas de 09 e 11/02/21, alcançaram-se os valores médios da Tabela 1 correspondente ao potencial de resfriamento total (radiativo e convectivo) por meio de cálculos teóricos, simulados em CFD e do experimento de campo, sob mesmas condições atmosféricas.

Tabela 1– média noturna de potencial de resfriamento teórico, potencial de resfriamento experimental e potencial de resfriamento por simulações em CFD, entre 9 e 11/02/2021.

Data	Média do potencial de resfriamento máximo teórico (Rteórico) [W/m²]	Média do potencial de resfriamento experimento em campo (Rexp) [W/m²]	Média do potencial de resfriamento CFD (Rcfd) [W/m²]
09/02/2021	153.6	137.4	144.9
10/02/2021	99.1	89.0	90.5
11/02/2021	50.48	43.30	46.01

4.3. Análise da transferência de calor nas simulações de CFD

Para examinar as taxas de transferência de calor da simulação, foram extraídos os resultados das 21:00 h da noite entre 11 e 12/02, por apresentar um sistema já estável no terceiro dia de funcionamento. Para esta hora, o potencial de resfriamento teórico foi de 60 W/m². O potencial de resfriamento do sistema experimental foi de 48 W/m² e a simulação, por sua vez, resultou em 49 W/m². A temperatura interna no conjunto das duas seções do perfil adaptado teve sua Tin de 20.48 °C. e Tout de 18.30 °C, totalizando um ΔT de -2.13 °C.

As taxas de transferência da superfície superior (voltada para o céu) para o fluido foram normalizadas, sendo 1 o maior fluxo de calor e 0 o menor (Figura 7). Nota-se que a transferência foi muito efetiva no primeiro canal da primeira seção do conjunto, onde termina com a transferência de calor de apenas 30% comparado com o ponto inicial. No restante da primeira seção, apesar da transferência mais baixa, ainda ocorre resfriamento da água. Entretanto, na segunda seção do conjunto, não existe potencial de resfriamento do fluido para que justifique um percurso maior para resfriamento.

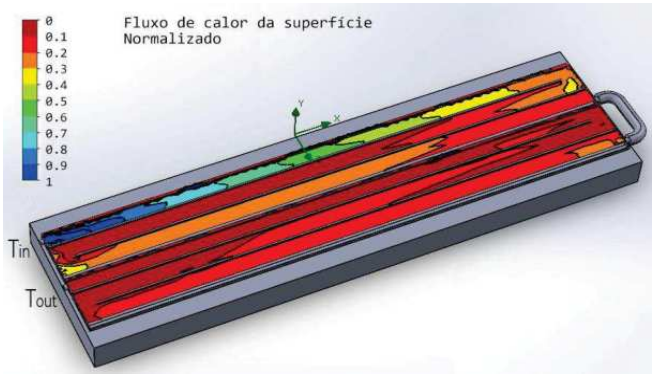


Figura 7: Resultado do fluxo de calor da superfície para o fluxo da simulação em CFD.

4.4. Simulações para melhoria de desempenho do arranjo de painéis

Levando em consideração a análise de transferência de calor dos painéis durante o trajeto da água, a qual demonstra o baixo potencial do segundo painel em série na configuração inicial (Figura 1(C)), foi executada uma nova série de simulações em CFD, com o objetivo de verificar se a hipótese de um trajeto mais curto do percurso da água resultaria em melhores taxas de resfriamento. Nesta segunda etapa de simulações, configuraram-se oito seções do painel radiador, todas conectadas em paralelo. O novo modelo geométrico, ilustrado pela Figura 8, foi submetido aos mesmos parâmetros das simulações iniciais

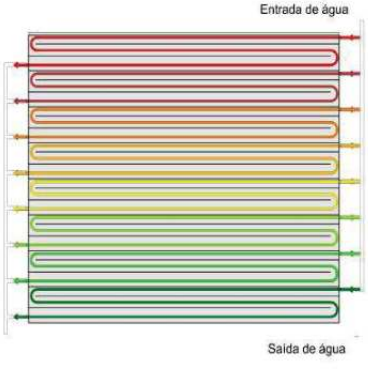


Figura 8: arranjo experimental dos painéis com 8 seções em paralelo.

Como mostra a Figura 9, as simulações do radiador com 8 seções em paralelo tiveram melhora em sua taxa de resfriamento comparada à solução inicial, da primeira etapa (4 conjuntos paralelos de 2 seções em série cada). Os resultados se aproximaram do resfriamento teórico, traduzido em melhor eficiência térmica do sistema. Sua eficiência média calculada passou de 94.1% para 96.4% para 09/02, de 90.9% para 96% para 10/02 e 90.6% para 94.5% para 11/02.

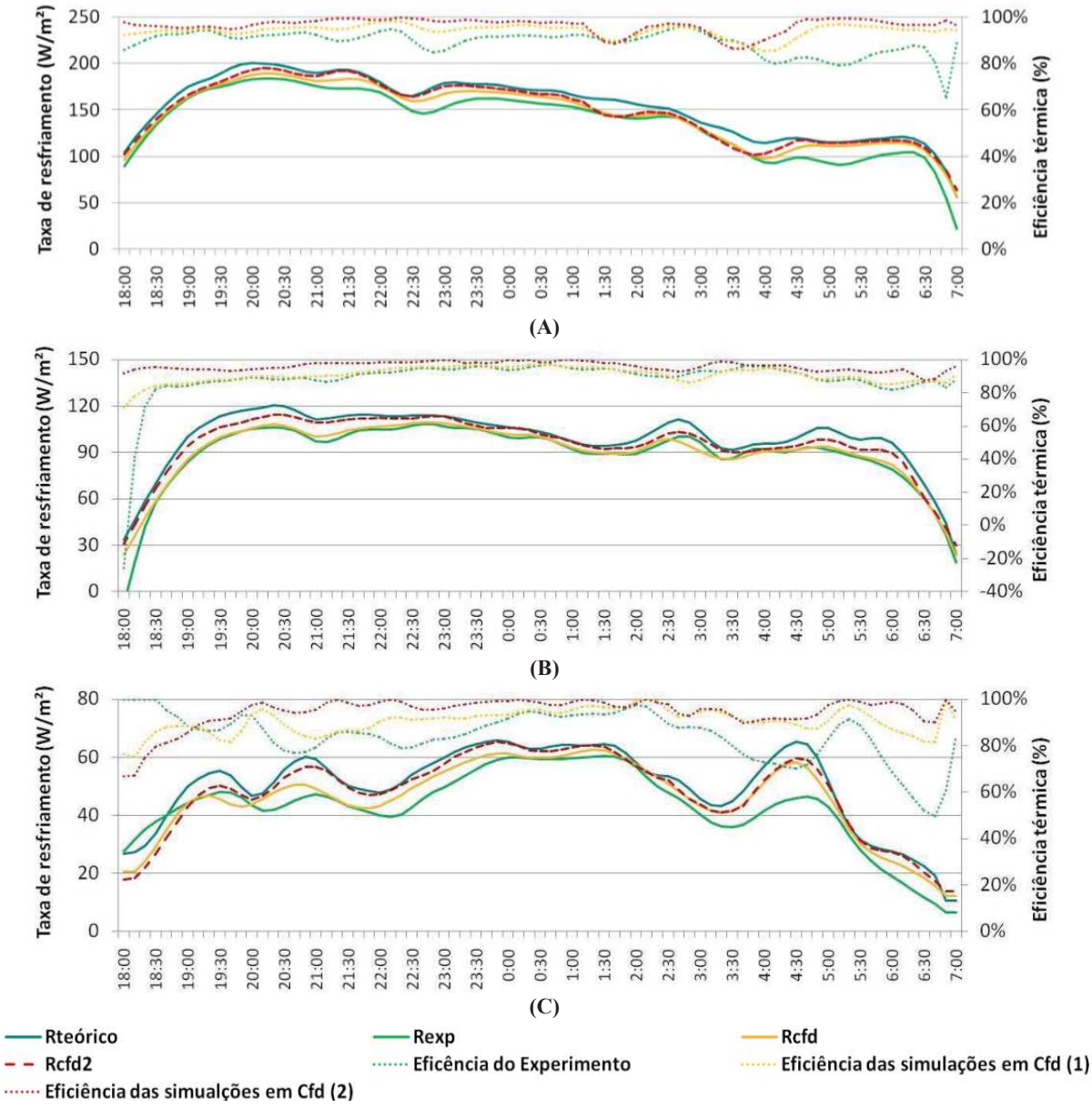


Figura 9: Resultado dos potenciais de resfriamento teórico, experimental e simulado em CFD na etapa 1 (CFD 1) e na segunda etapa (CFD 2) e suas eficiências em 09/02 (A), 10/02 (B) e 11/02 (C).

É importante observar os resultados das simulações em CFD apresentaram valores de resfriamento acima do experimento de campo. No ambiente virtual da simulação, as condições de funcionamento são ideais e as variáveis não sofrem nenhum tipo de influência além do estipulado. Espera-se que, com o arranjo de todos os painéis radiadores em série, apresentem mesmo comportamento em campo, com taxas abaixo do simulado na segunda série de simulações, porém com eficiência maior que experimento de campo com a configuração inicial.

5. CONCLUSÕES

Para avaliar experimentos de campo sob mesmas condições, a comparação entre duas soluções exigiria seu funcionamento simultâneo ou um período longo de coleta de dados para tratamento estatístico das variáveis determinantes do desempenho do sistema. A vantagem de comparar situações mediante simulações é a possibilidade de submeter diferentes configurações do sistema às mesmas variáveis e o com período

computacional curto. As simulações em CFD demonstraram, a partir das correlações com os resultados experimentais e teóricos, que conseguem prever o comportamento térmico do radiador customizado para resfriamento radiativo noturno e são, portanto, ferramentas viáveis para economia de tempo e recursos.

Nas simulações, observou-se que, durante o percurso da água, o potencial de resfriamento decresce rapidamente, sugerindo que painéis com trajetos mais curtos podem ter uma eficiência mais próxima do máximo teórico. Assim, o dimensionamento de um sistema com melhor eficiência térmica dos painéis pode resultar em menor área para atender uma carga térmica prevista, diminuindo a utilização de recursos para execução de um sistema de resfriamento radiativo noturno.

Como próxima fase da pesquisa, o arranjo em paralelo será construído para comparação com simulações CFD sob mesmas condições atmosféricas. Espera-se que mesmo com o fato dos resultados das simulações apresentarem valores maiores que a realidade, as diferenças entre o desempenho dos dois arranjos testados na simulação se mantenham em experimento real.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/>. .

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. 4381, 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.

GONZALEZ CRUZ, E. M.; KRÜGER, E.; FERNANDES, L. C.; TRENTO, D. G. RESULTADOS PRELIMINARES DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO RADIANTE CAPACITIVO. , , n. December, 2020.

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.

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.

LIOU, K. N. **An Introduction to Atmospheric Radiation**. Google eBook, 2002.

MARK DECAY AND G.Z.BROWN. **Mark DeKay, G. Z. Brown-Sun, Wind, and Light_ Architectural Design Strategies-Wiley (2014)**. 2014.

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.

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