

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO RESFRIAMENTO DE UM FORNO DE CARVÃO VEGETAL UTILIZANDO UM TROCADOR DE CALOR DE TUBO DUPLO¹

Franzisko Busselmann
Thiago Parente Lima²

RESUMO

Minas Gerais é responsável por mais de 80% da produção nacional de carvão vegetal proveniente de florestas plantadas. Ao longo dos anos as empresas vêm procurando aumentar essa produção construindo fornos com capacidade cada vez maior. A etapa de resfriamento desses fornos é um entrave para o aumento da produtividade do setor. O resfriamento natural de um forno pode levar de 6 a 16 dias, dependendo da capacidade do forno. A utilização de trocadores de calor para auxiliar no processo de resfriamento é uma alternativa para acelerar e controlar o tempo de resfriamento desses fornos. O objetivo desse trabalho é simular o resfriamento de um forno retangular para a produção de carvão vegetal utilizando um trocador de calor de tubo duplo. O forno simulado possui uma capacidade de 320 m³ e é resfriado por um trocador de calor de tubo duplo ar-ar com área de troca de 360 m² e vazão de operação de 8.000 m³/h. As equações do modelo matemático foram solucionadas de forma numérica pelo Método dos Volumes Finitos. Os resultados das simulações são comparados com resultados da literatura. A utilização do trocador de calor de tubo duplo permitiu uma redução de até 51% no tempo de resfriamento do forno simulado.

Palavras-chave: Carvão vegetal. Forno. Método dos Volumes Finitos. Resfriamento.

NUMERICAL SIMULATION OF THE COOLING OF A CHARCOAL KILN USING A DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER

ABSTRACT

Minas Gerais produces more than 80% of the total charcoal national production from planted forests. Over the years, companies have been increasing their charcoal production by increasing the capacity of kilns. The cooling stage of these large kilns is a bottleneck to increasing the sector's productivity. The natural cooling of a kiln may take 6 to 16 days, depending on its capacity. The use of heat exchangers to assist in the cooling process is an alternative to accelerate and control the cooling time of these kilns. The aim of this work is to simulate the cooling of a rectangular charcoal kiln using a double pipe heat exchanger. The simulated kiln has 320 m³ of capacity and is cooled by an air-to-air double pipe heat exchanger with an area of 360 m² and flow rate of 8.000 m³/h. The equations of the

¹ **Como citar este trabalho:** BUSSELMANN, F.; LIMA, T. P. Simulação numérica do resfriamento de um forno de carvão vegetal utilizando um trocador de calor de tubo duplo. **ForScience**, Formiga, v. 11, n. 2, e01184, jul./dez. 2023. DOI: [10.29069/forscience.2023v11n2.e1184](https://doi.org/10.29069/forscience.2023v11n2.e1184).

² **Autor correspondente:** Thiago Parente Lima, e-mail: thiago.parente@ufvjm.edu.br

mathematical model were solved numerically using the Finite Volume Method. The simulation results are compared with results available in literature. The use of the double pipe heat exchanger reduced in 51% the time for cooling the simulated kiln.

Keywords: Charcoal. Kiln. Finite Volume Method. Cooling.

INTRODUÇÃO

O Brasil tem uma posição de destaque no setor de carvão vegetal, sendo o maior produtor no mundo, atingindo a marca de 6,2 milhões de toneladas produzidas em 2020. O estado de Minas Gerais é responsável por 87% dessa produção a partir florestas plantadas (IBGE, 2020), sendo fortemente impulsionado pelo setor siderúrgico que utiliza 72% de todo o carvão produzido no país em seus alto-fornos para produção do ferro gusa (EPE, 2021, p. 72).

O processo de produção de carvão vegetal pode ser compreendido de forma geral nas etapas de secagem (até 110 °C), torrefação (110 e 250 °C), carbonização (250 e 350 °C) e fixação (acima de 350 °C). É na carbonização que a decomposição da celulose e hemicelulose é intensificada, resultando na formação de gás, óleo e água dentro do forno com a consequente redução de massa do carvão. Após a última etapa, o carvão deve ser resfriado até uma temperatura em torno de 50 °C, permitindo que o forno seja aberto sem que haja uma nova ignição do carvão devido ao seu contato com o oxigênio do ar (SANTOS; HATAKEYAMA, 2012).

No decorrer dos anos, as indústrias vêm buscando formas de aumentar sua produção por meio de fornos de carvão de grande volume, com capacidades para até 2000 m³ de madeira (APERAM BIOENERGIA, 2018). Entretanto, um dos principais entraves para o aumento da produtividade desses fornos é a diminuição do seu tempo de resfriamento (RODRIGUES; JUNIOR, 2019). Os fornos são construídos de material cerâmico, o que reduz sua perda de calor para o ambiente. Esse isolamento térmico é vantajoso durante a carbonização da madeira, porém, retarda a etapa de resfriamento que acaba sendo responsável pela maior parcela de tempo na produção do carvão. Além de demorado, o processo de resfriamento natural está sujeito às condições ambientais, resultando em uma variabilidade no tempo dessa etapa que pode levar de 6 a 16 dias para um mesmo forno (SANTOS, 2013). Sendo assim, o resfriamento artificial desses fornos, com o auxílio de trocadores de calor, é uma alternativa para a redução e controle do tempo de resfriamento e aumento da produtividade do setor.

As pesquisas sobre o uso de trocadores de calor para redução do tempo de resfriamento de fornos de carvão vegetal são poucas diante do problema. Rodrigues e Junior (2019) revisaram 172 patentes relacionadas a melhorias em fornos de carvão vegetal e constataram que 22% citam meios de se reduzir o tempo de resfriamento, porém, poucas pesquisas propõem o uso de trocadores de calor. Apesar da escassez, os resultados obtidos

com o uso de trocadores de calor para reduzir o tempo de resfriamento de fornos de carvão são promissores. Em Santos (2013) foram realizados experimentos usando um protótipo de um forno de alvenaria de carvão vegetal, equipado com um trocador de calor do tipo casco e tubo para o seu resfriamento. Com isso, obteve-se uma redução de 63% no tempo do resfriamento do forno. O mesmo protótipo foi utilizado em Gomes *et al.* (2020) para estudar o efeito do resfriamento por convecção forçada, ou resfriamento artificial, na qualidade do carvão. Oliveira *et al.* (2015) demonstraram que o resfriamento artificial, em contrapartida ao resfriamento natural, pode reduzir em até 43% o tempo de resfriamento de fornos retangulares de carvão vegetal, aumentando assim sua produtividade.

Os resultados dos trabalhos desenvolvidos sobre o tema têm sido baseados em experimentos realizados com protótipos. Estudos numéricos na área também são escassos. As simulações computacionais podem reduzir o custo dos experimentos e apontar a melhor direção a ser seguida no projeto de protótipos. Alguns estudos abordando a modelagem matemática e simulação do resfriamento natural de fornos de carvão vegetal podem ser encontrados em França e Campos (2002) e Bustos-Vanegas *et al.* (2018). Entretanto, durante o desenvolvimento desse trabalho, não foram encontrados estudos numéricos do uso de trocadores de calor para o resfriamento de fornos para produção de carvão vegetal.

O objetivo desse trabalho é avaliar o desempenho de um trocador de calor do tipo tubo duplo, ar-ar, no processo de resfriamento de fornos para produção de carvão vegetal por meio da simulação numérica do sistema forno-trocador de calor.

Esse trabalho é um recorte do trabalho de conclusão de curso desenvolvido por Busselmann (2022).

1 METODOLOGIA

Nesta seção será apresentado o dimensionamento e a modelagem matemática e numérica do sistema composto pelo forno e trocador de calor, assim como a verificação do código desenvolvido para a simulação do trocador de calor.

1.1 Dimensionamento do trocador de calor

Para auxiliar o processo de resfriamento do forno, foi definido o uso de um trocador de calor de tubo duplo pela sua simplicidade construtiva e de manutenção. O trocador simulado possui uma área de troca de 360 m². Essa é a mesma área utilizada em um protótipo de trocador de calor desenvolvido por Oliveira *et al.* (2015). Para obter essa área de troca, foram escolhidos tubos com 40 cm de diâmetro para o tubo interno do trocador e com 60 cm de diâmetro para o tubo externo, totalizando 286,5 m de comprimento de tubo. O esquema do sistema forno-trocador de calor é mostrado na Figura 1.

O sistema possui ainda dois ventiladores, sendo um deles utilizado para a circulação dos gases quentes entre o forno e o anel externo do trocador e o outro para forçar a

passagem do ar ambiente pelo tubo interno do trocador de calor. A perda de carga estimada no trocador de calor foi de 12931 Pa para o anel externo e de 938 Pa para o tubo interno do trocador de calor. No cálculo da perda de carga foram considerados o comprimento da tubulação, as curvas conectando as tubulações retilíneas e as perdas nos pontos de entrada e saída de fluido conforme [KSB \(2005\)](#). A partir do cálculo de perda de carga foram selecionados dois ventiladores centrífugos de pás radiais modelo RAA 630 do fabricante OTAM S&P Brasil, com vazão de operação de 8.000 m³/h cada ([OTAM, 2022](#)). A potência consumida pelos ventiladores é de 50,6 cv para o ventilador conectado ao anel externo do trocador e de 36,8 cv para o ventilador conectado ao tubo interno.

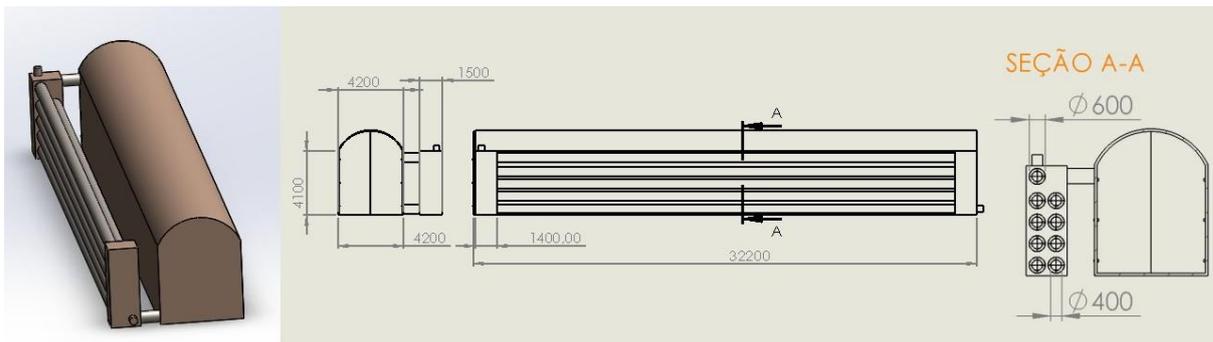


Figura 1 – Esquema do sistema forno-trocador de calor (dimensões em mm).
Fonte: Próprio autor.

1.2 Modelagem matemática do trocador de calor

As hipóteses consideradas na modelagem do trocador de calor de tubo duplo operando em contracorrente são as seguintes ([FATIMA *et al.*, 2007](#)):

- o escoamento é unidimensional;
- é considerada apenas a troca de calor por convecção entre as duas correntes de fluido;
- o coeficiente de transferência de calor por convecção é constante ao longo do tubo;
- a resistência térmica da parede do tubo interno é desprezível.

O modelo matemático do trocador de calor pode ser desenvolvido considerando-se o esquema da Figura 2. O trocador de calor foi subdividido, ao longo de sua extensão, em volumes de comprimento Δz . A partir de um balanço de energia em cada volume e considerando as hipóteses do modelo, é possível chegar nas Equações (1) e (2) para o cálculo das temperaturas dos fluidos no tubo interno e no anel externo do trocador, respectivamente:

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = \alpha_1 (T_2 - T_1), \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} = \alpha_2 (T_2 - T_1). \quad (2)$$

onde $\alpha = h_e A / A_i c_p \rho$, sendo h_e o coeficiente equivalente de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$), A a área de troca de calor entre os fluidos (m^2), A_i a área da seção transversal dos tubos (m^2), c_p o calor específico do fluido ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$), ρ a densidade do fluido (kg/m^3), T a temperatura do fluido (°C), t o tempo (s), z a coordenada ao longo do comprimento do trocador de calor (m) e u a velocidade média do escoamento (m/s).

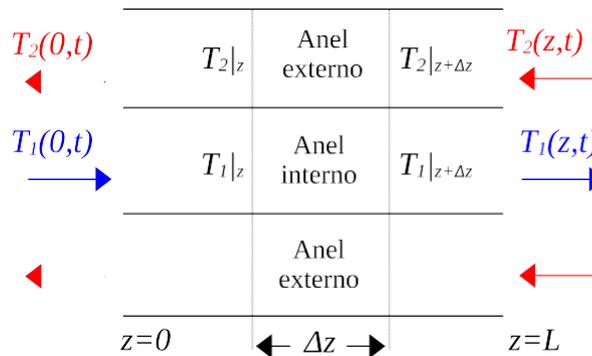


Figura 2 – Fluxos do fluido quente (2) e frio (1) no trocador de calor tubo duplo
Fonte: Adaptado de [Fatima et al. \(2007\)](#)

As Equações (1) e (2) estão sujeitas às condições iniciais e de contorno definidas nas Equações (3), (4) e (5), respectivamente:

$$T(L, t = 0) = T_{amb}, \quad (3)$$

$$T_1(z = 0, t) = T_{amb}, \quad (4)$$

$$T_2(z = L, t) = T_f \quad (5)$$

onde L é o comprimento total do trocador de calor (m), T_{amb} é a temperatura ambiente (°C) que será considerada como constante e T_f é a temperatura do forno (°C) obtida a partir do modelo matemático do forno que será apresentado posteriormente.

Ambos os fluidos foram considerados como ar seco à pressão atmosférica. O coeficiente de transferência de calor h_e foi calculado pela Equação (6), sendo h_1 e h_2 determinados pelas Equações (7)– (9) ([KAKAC; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012](#)):

$$h_e = \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2} \quad (6)$$

$$h = \frac{Nu k}{D_h} \quad (7)$$

$$Nu = \frac{0,5 f Re Pr}{1 + 8,7(0,5 f)^{0,5}(Pr - 1)} \quad (8)$$

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (9)$$

onde Nu é o número de Nusselt, D_h o diâmetro hidráulico (m), k a condutividade térmica do fluido (W/m-K), Pr o número de Prandtl e Re o número de Reynolds.

1.3 Modelagem matemática do forno

As dimensões do forno foram definidas com base nos fornos avaliados em [Oliveira et al. \(2015\)](#). A capacidade do forno é de 320 m³ de madeira com casca, possuindo 32 m de comprimento, 4 m largura, paredes com 4 m de altura e cúpula com 1,27 m de altura máxima. As paredes do forno têm 14 cm de espessura sendo composta por 10 cm de alvenaria e 4 cm de argamassa. Foi considerada uma porta com 10 cm de espessura composta por concreto armado. O rendimento médio gravimétrico considerado para o carvão vegetal é de 33%.

As hipóteses consideradas na modelagem do resfriamento do forno são as seguintes:

- foi desconsiderada a troca de calor por radiação das paredes do forno para o ambiente;
- o piso do forno é considerado uma superfície adiabática;
- a distribuição de temperatura dentro do forno é considerada uniforme;
- o gás quente que deixa o trocador de calor retorna ao forno e entra em equilíbrio térmico de forma instantânea com o ar presente no forno, assumindo uma temperatura média uniforme.

A equação para o cálculo da temperatura média do forno é obtida por meio de um balanço de energia em um volume de controle envolvendo todo o forno, resultando na Equação (10):

$$m_f c_f \frac{dT_f}{dt} = \dot{Q}_f + \dot{m}_2 c_{p2} (T_2 - T_{tc}) \quad (10)$$

onde m_f (kg) é a massa do forno, c_f (J/kg-K) é o calor específico equivalente do forno, T_f (°C) é a temperatura do gás que deixa o forno, \dot{Q}_f (W) é a taxa de calor trocado entre forno e o ambiente por convecção, \dot{m}_2 (kg/s) é a vazão mássica de fluido que entra no forno, c_{p2} (J/kg-K) é o calor específico da corrente de fluido que entra no forno e T_{tc} (°C) é a temperatura do gás

que entra no forno advindo do trocador de calor.

A taxa de calor trocado entre forno e o ambiente foi calculada pela Equação (11):

$$\dot{Q}_f = UA_f (T_{amb} - T_f), \quad (11)$$

onde U (W/m²°C) é o coeficiente global de transferência de calor, A (m²) a área da superfície externa do forno e T_{amb} a temperatura ambiente (°C).

O coeficiente global de transferência de calor foi determinado pela Equação (12) a partir do circuito de resistências térmicas mostrado na Figura 3.

$$\frac{1}{UA_f} = \frac{1}{R_1+R_2+R_3} + \frac{1}{R_4+R_5} + \frac{1}{R_6+R_7+R_8} \quad (12)$$

onde, R_1 e R_2 são as resistências térmicas à condução na parede composta por alvenaria (al) e argamassa (arg), R_3 é a resistência à convecção natural entre as superfícies laterais do forno e o ambiente, R_4 é a resistência térmica à condução na porta (por), composta por concreto armado (co), R_5 é a resistência térmica por convecção forçada entre a superfície da porta e o ar ambiente, R_6 e R_7 são as resistências térmicas por condução dos materiais da cúpula (cup), composta por alvenaria e argamassa e R_8 é a resistência por convecção forçada entre a superfície da cúpula e o ar ambiente.

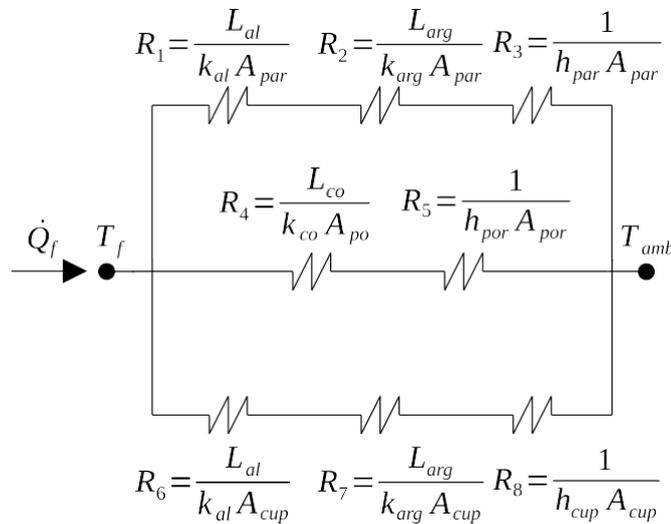


Figura 3 – Circuito térmico equivalente do forno
Fonte: Próprio autor.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção na parede e porta foram determinados pela Equação (13), com as respectivas alturas da parede lateral e porta, enquanto o coeficiente de transferência de calor por convecção na cúpula foi determinado pela Equação (14) (CAMPOS, 2000):

$$h_{par,por} = 0,138 \frac{k_{amb}}{H_{par,por}} Gr^{0,36} (Pr^{0,175} - 0,55), \quad (13)$$

$$h_{cup} = 0,10 \frac{k_{amb}}{D_{cup}} Ra^{1/3}, \quad (14)$$

onde $H_{par,por}$ é a altura da parede lateral ou da porta (m), D_{cup} é o diâmetro da cúpula (m), Gr e Ra são os números de Grashof e Rayleigh, definidos pelas Equações (15) e (16):

$$Gr = \frac{g(T_f - T_{amb})H_{par,por}^3}{\nu^2}, \quad (15)$$

$$Ra = PrGr. \quad (16)$$

A capacidade térmica do forno, $m_f c_f$, utilizada na Equação (10), foi determinada pela Equação (17), considerando os materiais constituintes do forno e incluindo também a massa de carvão vegetal:

$$m_f c_f = m_{arg} c_{arg} + m_{alv} c_{alv} + m_{co} c_{co} + m_{cv} c_{cv}, \quad (17)$$

onde m e c são a massa (kg) e o calor específico (J/kg-K) de cada material.

As propriedades termo físicas dos materiais do forno e do carvão vegetal são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades termo físicas dos materiais do forno e do carvão vegetal

Material	Densidade aparente, ρ (kg/ms)	Condutividade térmica, k (W/mK)	Calor específico, c (J/kgK)
Argamassa (arg)	2000	1,15	1000
Concreto (co)	2400	1,75	1000
Alvenaria (alv)	1600	0,9	920
Carvão (cv)	350	0,1524	963

Fonte: Elaborada pelo autor com base em [ABNT \(2003\)](#) e [Campos \(2000\)](#).

1.4 Solução numérica

A solução numérica das Equações (1) e (2) foi obtida pelo Método dos Volumes Finitos (MVF), aplicando o esquema totalmente implícito no termo transiente e o esquema *upwind* no termo advectivo das equações ([VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007](#)). A presença das temperaturas T_1 e T_2 em ambas as Equações (1) e (2) produz um sistema de equações algébricas acopladas após processo de discretização pelo MVF. O sistema de equações algébricas foi organizado em uma matriz do tipo $A \cdot x = b$ e sua solução obtida de forma simples pelo software Octave por meio do comando *backslash*: $x = A \backslash b$. Na sequência da solução das Equações (1) e (2), a temperatura do forno foi obtida pela solução numérica da Equação (10). A Equação (10) foi discretizada aplicando-se o esquema de explícito no seu termo transiente, resultando em uma única equação algébrica solucionada de forma direta.

No trocador de calor, foi utilizada uma malha uniforme com 100 volumes para cada tubo e um passo de tempo de 60 s. Simulações preliminares demonstraram que o aumento no número de volumes da malha ou a redução do passo de tempo não afetam os resultados de forma significativa.

1.5 Verificação do código

O código para a solução numérica das Equações (1) e (2) do trocador de calor foi verificado comparando-se seus resultados com a solução analítica de um trocador de calor de mesma dimensão. As características do trocador de calor utilizado na verificação do código são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Dados do trocador de calor utilizado na verificação do código.

Parâmetro	Valor
Comp. dos tubos	40 m
Diâmetro do tubo interno	0,40 m
Diâmetro do tubo externo	0,60 m
Temperatura de entrada, T_1	20°C
Temperatura de entrada, T_2	300°C
Vazão de ar pelos tubos	0,5 m ³ /s

Fonte: Elaborada pelo autor.

A simulação do trocador de calor foi realizada em regime transiente até que o perfil de temperaturas ao longo do trocador atingisse o regime permanente. O perfil de temperatura obtido em regime permanente ao longo do trocador de calor foi comparado com o perfil obtido pelo método ϵ -NUT (BERGMAN *et al.*, 2011). A comparação dos resultados é mostrada na Figura 4. Na Figura 4 é possível observar que para o trocador com as características mostradas na Tabela 2, o perfil de temperatura calculado pelo código atinge o regime permanente em 40 s, corroborando com o perfil de temperatura calculado pelo método ϵ -NUT.

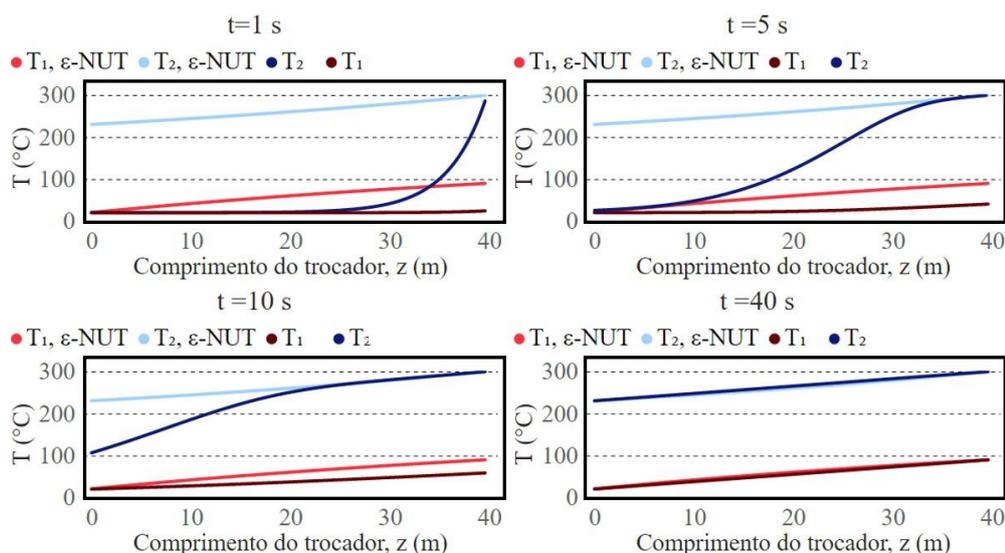


Figura 4 – Perfis de temperatura ao longo do comprimento do trocador em diferentes instantes de tempo, previstos pelo modelo numérico e calculados pelo método ϵ -NUT.

Fonte: Próprio autor.

2 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nessa seção serão apresentados os resultados da simulação do sistema forno-trocador de calor com as características apresentadas nas seções 2.1, 2.2 e 2.3. O trocador de calor simulado possui a mesma área de troca do trocador utilizado em Oliveira *et al.* (2015). Da mesma forma, o forno simulado possui o mesmo volume, rendimento gravimétrico, dimensões e características construtivas reportadas no referido trabalho. Assim, o tempo de resfriamento obtido pela simulação será comparado com os resultados experimentais obtidos por Oliveira *et al.* (2015).

Os trocadores de calor utilizados em Oliveira *et al.* (2015), chamados de Modelo 2 e 3, consistem em um conjunto de tubos metálicos em que parte dos tubos está imersa em tanques com água. Um ventilador é utilizado para fazer os gases quentes circularem saindo do forno, passando pela tubulação metálica e retornando ao forno. Nessa configuração, o calor dos gases quentes é trocado com o ar ambiente, na região da tubulação aérea, e com a água dos tanques, na região da tubulação imersa em água. A água dos tanques é resfriada por um sistema de torres de resfriamento. As áreas de troca de calor dos trocadores Modelo 2 e 3 são mostradas na Tabela 3.

Tabela 3 – Dados dos trocadores de calor Modelo 2 e 3

Trocador de calor	Área da tubulação imersa em água (m ²)	Área da tubulação aérea (m ²)	Área total (m ²)
Modelo 2	35	90	125
Modelo 3	330	30	360

Fonte: Adaptado de Oliveira *et al.* (2015).

A Figura 5 mostra as curvas de resfriamento do forno simuladas com e sem o trocador de calor de tubo duplo. Na mesma figura são apresentados os resultados experimentais das curvas de resfriamento do forno com e sem o trocador de calor Modelo 2.

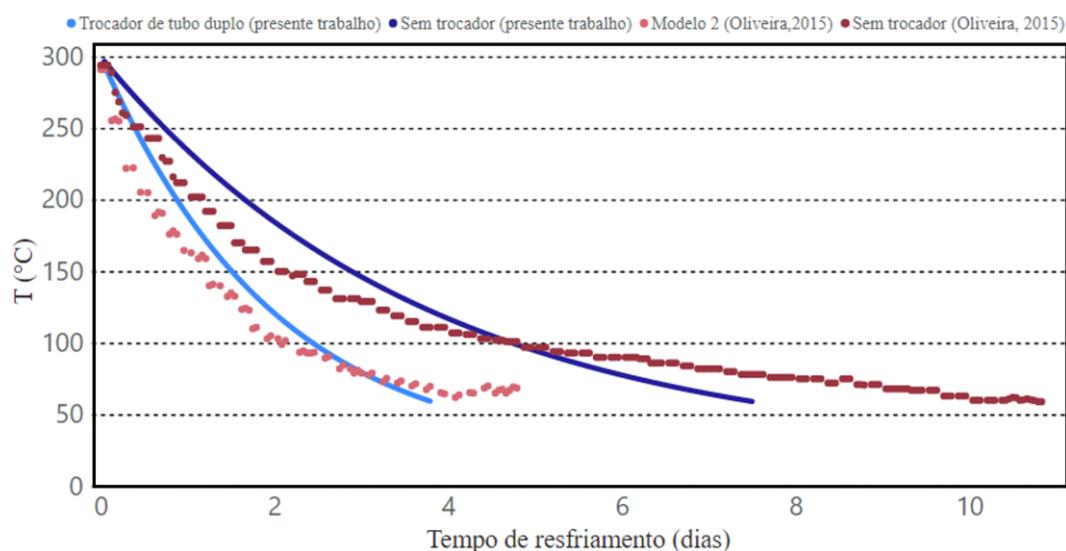


Figura 5 – Curvas de resfriamento do forno simuladas e experimentais, com e sem o trocador de calor.
 Fonte: Próprio autor e Oliveira *et al.* (2015)

Na Tabela 4 são apresentados o tempo de resfriamento do forno simulado com e sem trocador de calor, assim como os tempos de resfriamento experimentais dos demais trocadores avaliados. Para o cálculo dos tempos mostrados na Tabela 4, foi considerada uma temperatura final do forno de 60°C.

Tabela 4 – Tempo de resfriamento de fornos com e sem trocador de calor

	Modelo 2 Média	Mín.	Modelo 3 Média	Máx	Presente trabalho
Forno sem trocador de calor (dias)	8	6,8	10,2	16,6	7,4
Forno com trocador de calor (dias)	5	5,8	8,9	13,1	3,8
Redução no tempo de resfriamento (%)	38	15	13	21	51

Fonte: Elaborada pelo autor com base em Oliveira *et al.* (2015)

O tempo de resfriamento do forno simulado sem o uso trocador de calor foi menor do que o tempo médio obtido pelos experimentos apresentados em Oliveira *et al.* (2015). Entretanto, considerando a variabilidade observada nos resultados experimentais de tempos de resfriamento (Tabela 4) e a simplicidade do modelo, o resultado do modelo simulado é considerado satisfatório. O modelo do forno pode ainda ser aprimorado a partir da inclusão das trocas de calor por radiação com o ambiente e do forno com o piso, essas últimas se mostraram significativas em Bustos-Vanegas *et al.* (2018). O objetivo de se ter

um modelo simplificado é reduzir o seu custo computacional, permitindo a obtenção de resultados em poucos minutos em um computador pessoal. A simplificação do modelo também permite que estudos paramétricos sejam realizados de forma rápida e a partir de modificações simples no código computacional. Com isso pretende-se acelerar a tomada de decisões nas fases iniciais de desenvolvimento de um sistema de resfriamento de fornos utilizando trocadores de calor.

O tempo de resfriamento simulado com a utilização do trocador de calor de tubo duplo foi significativamente inferior aos tempos de resfriamento observados para os trocadores de calor Modelo 2 e 3 (Tabela 4). Esses resultados apontam que o trocador de tubo duplo pode ser uma alternativa mais interessante se comparada aos modelos utilizados em Oliveira *et al.* (2015), principalmente em relação ao Modelo 3, que foi construído com a mesma área de troca que o trocador de calor de tubo duplo simulado nesse trabalho. O sistema com trocador de tubo duplo ar-ar ainda apresenta vantagens econômicas e operacionais por se tratar de um equipamento de construção simples e dispensar a necessidade de um sistema auxiliar composto por bombas e torres de resfriamento.

2.1 Estudo paramétrico

Uma vez desenvolvido um modelo do sistema forno-trocador de calor é possível avaliar a sensibilidade de alguns dos parâmetros de simulação no tempo total de resfriamento do forno. Nesta seção será apresentado um estudo paramétrico onde foram avaliadas a influência de diferentes vazões, áreas de troca e temperatura ambiente no tempo de resfriamento do forno. As Figuras 6, 7 e 8 mostram, respectivamente, as curvas de resfriamento obtidas para as diferentes vazões, áreas de troca e temperatura ambiente simuladas. Nessas curvas, com exceção do parâmetro estudado, as demais características do trocador de calor foram mantidas constantes. Na Tabela 5 são apresentados os tempos de resfriamento e a sua variação quando comparada ao caso base que produziu as curvas da Figura 5.

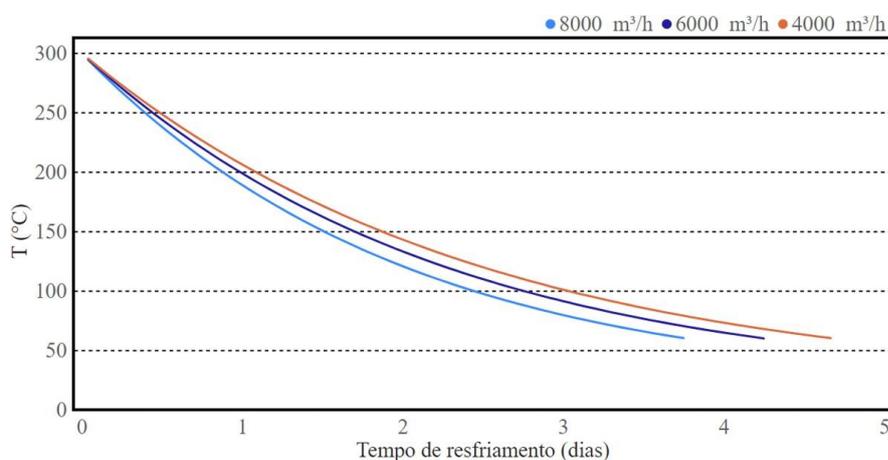


Figura 6 – Curvas de resfriamento simuladas para diferentes vazões de ar.

Fonte: Próprio autor.

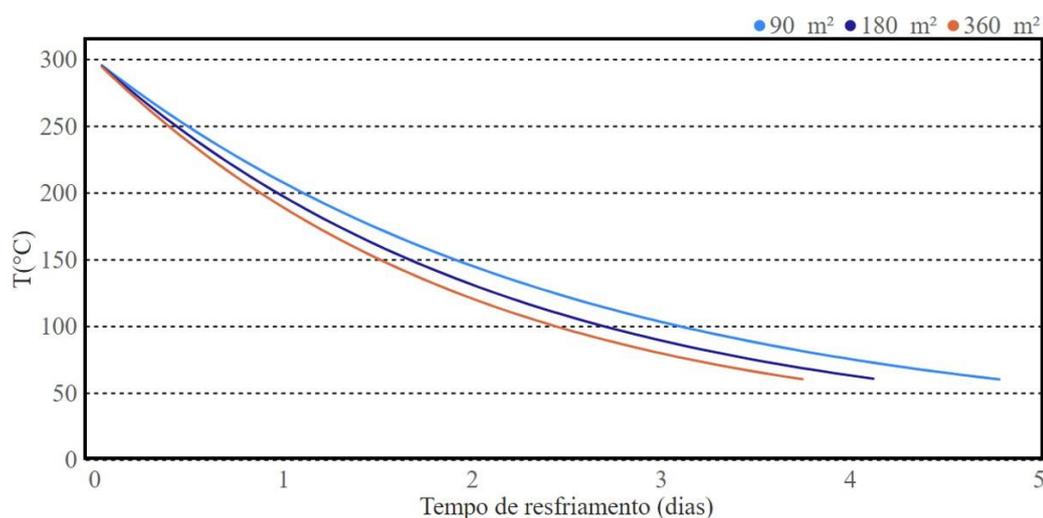


Figura 7 – Curvas de resfriamento simuladas para diferentes áreas de troca.
Fonte: Próprio autor.

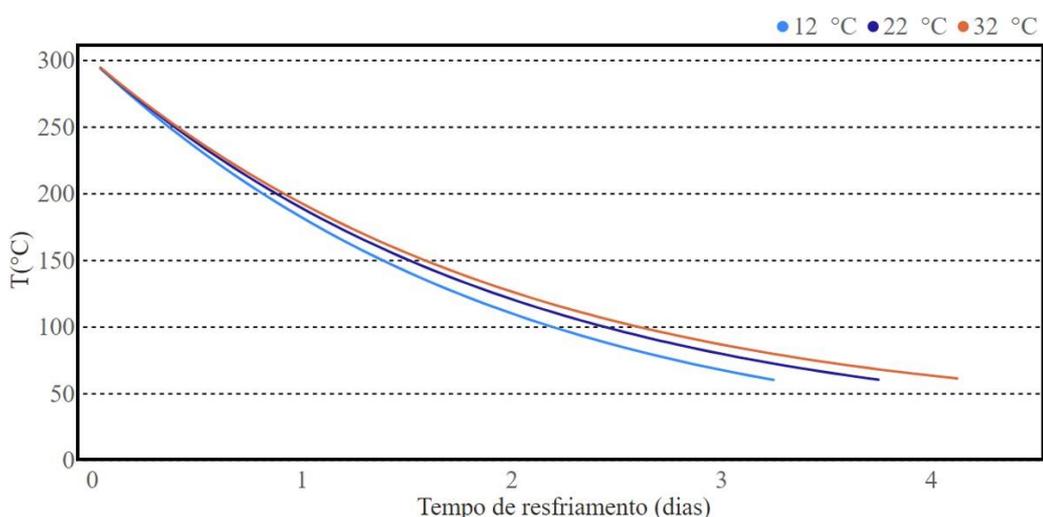


Figura 8 – Curvas de resfriamento simuladas para diferentes temperaturas ambiente.
Fonte: Próprio autor.

Considerando os parâmetros estudados, a vazão demonstrou ser o parâmetro de maior sensibilidade no projeto. A vazão está diretamente relacionada aos coeficientes de troca de calor por convecção do trocador. Uma redução de 50% na vazão de ar resulta em um aumento de 24% no tempo de resfriamento do forno. Assim, o operador do trocador deve estar atento e verificar se as vazões de projeto foram de fato atendidas após a sua execução. A vazão deve ser também monitorada ao longo das manutenções no trocador. O aumento na perda de carga do sistema, provocado pelo excesso de sujeira nos trocadores, por exemplo, pode reduzir a vazão de operação dos ventiladores reduzindo o desempenho do trocador.

A redução da área de troca, também em 50%, resulta em um aumento no tempo de resfriamento de 11%. A área de troca é um parâmetro fixo de projeto, no entanto, ao longo da operação do trocador de calor é esperada a deposição de fuligem sobre as paredes internas de seus tubos, o que tem um efeito semelhante a redução da área de troca na operação do trocador (ARAÚJO, 2002, p. 49).

A temperatura ambiente mostrou ser um parâmetro de menor influência que os demais no tempo de resfriamento. Um aumento de 20°C na temperatura ambiente resulta em um aumento de 11% no tempo de resfriamento do forno. Nas simulações, a temperatura ambiente foi considerada como constante.

Tabela 5 – Tempo de resfriamento de fornos com e sem trocador de calor

	Valor	Tempo de resfriamento (dias)	Variação
Vazão (m ³ /h)	8000	3,8	-
	6000	4,3	+13%
	4000	4,7	+24%
Área de troca (m ²)	360	3,8	-
	180	4,2	+11%
	60	4,8	+26%
Temperatura ambiente (°C)	12	3,3	-13%
	22	3,8	-
	32	4,2	+11%

Fonte: elaborada pelo autor.

4 CONCLUSÃO

Esse trabalho apresentou os resultados da simulação do resfriamento de um forno de cavão vegetal utilizando um trocador de calor de tubo duplo. O modelo simplificado de resfriamento do forno, sem o uso do trocador, apresentou resultados satisfatórios, prevendo o tempo de resfriamento do forno em um intervalo de tempo condizente com dados experimentais disponíveis na literatura. O uso do trocador de tubo duplo no resfriamento do forno reduziu seu tempo de resfriamento em até 51%, o que demonstra um excelente potencial para aplicação desse tipo de trocador no resfriamento de fornos de produção de carvão vegetal. Trabalhos futuros devem apresentar um refinamento dos modelos matemáticos do forno e trocador a fim de aumentar a confiabilidade dos modelos.

REFERÊNCIAS

APERAM BIOENERGIA. Maior forno do mundo e tecnologia que reduz a emissão de fumaça? Temos! **Folha Florestal**, Aperam BioEnergia, v. 47, p. 4–5, 2018. Disponível em: <https://aperambioenergia.com.br/comunicacao/informativos/folha-florestal/>. Acesso em: 9 maio 2022.

ARAÚJO, E. C. C. **Trocadores de calor**. São Carlos: EdUFSCAR, 2002.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220-2**: Desempenho térmico de edificações - parte 2. Rio de Janeiro, 2003.

BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2011.

BUSSELMANN, F. **Simulação numérica do resfriamento de fornos de carvão vegetal utilizando trocadores de calor de tubo duplo**. 2022. 47 f. Monografia (Bel. em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri, Diamantina, 2022.

BUSTOS-VANEGAS, J. D. et al. Thermal inertia effects of the structural elements in heat losses during the charcoal production in brick kilns. **Fuel**, Elsevier, v. 226, p. 508–515, 2018.

CAMPOS, M. B. **Modelagem matemática com validação experimental do resfriamento de leito de carvão vegetal em forno retangular industrial**. 2000. 116 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2000.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2021: Ano base 2020**. 2021. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2021>. Acesso em: 02 maio 2022.

FATIMA, H. et al. Transient behaviour of a double pipe heat exchanger. **INDIAN CHEMICAL ENGINEER**, INDIAN INSTITUTE OF CHEMICAL ENGINEERS, v. 49, n. 2, p. 113, 2007.

FRANÇA, G. A. C.; CAMPOS, M. B. Análise teórica e experimental do resfriamento de carvão vegetal em forno retangular. In: 4º ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 2002, Campinas. **Anais...** Campinas: SciELO Brasil, 2002. Disponível em: http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC0000000022002000100017&lng=en&nrm=abn. Acesso em: 3 maio 2022.

GOMES, A. F. et al. Qualidade do carvão vegetal submetido a diferentes taxas de resfriamento com trocador de calor. **Ciência Florestal**, SciELO Brasil, v. 30, p. 677–687, 2020.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **PEVS - Produção da Extração Vegetal e da Silvicultura**. 2020. Disponível em: <https://www.ibge.gov.br/estatisticas/economicas/agricultura-e-pecuaria/9105-producao-da-extracao-vegetal-e-da-silvicultura.html?edicao=31773&t=sobre>. Acesso em: 02 maio 2022.

KAKAC, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers**: selection, rating, and thermal design. 3. ed. [S.l.]: CRC press, 2012.

KSB AKTIENGESELLSCHAFT. **Selecting centrifugal pumps**: Technical information. Frankenthal, 2005.

OLIVEIRA, A. C. et al. Resfriamento artificial em fornos retangulares para a produção de

carvão vegetal. **Revista Árvore**, SciELO Brasil, v. 39, p. 769–778, 2015.

OTAM S&P BRASIL. **Vortex 4.0**. 2022. Disponível em: <https://solerpalau.com.br/index.php/home/ferramentasselecao>. Acesso em: 25 out. 2022.

RODRIGUES, T.; JUNIOR, A. B. Technological prospecting in the production of charcoal: A patent study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 111, p. 170–183, 2019.

SANTOS, I. da Silva dos. **Resfriamento artificial de carvão vegetal em fornos de alvenaria**. 2013. 98 f. Tese (Doctor Scientiae) — Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2013.

SANTOS, S. d. F. d. O. M.; HATAKEYAMA, K. Processo sustentável de produção de carvão vegetal quanto aos aspectos: ambiental, econômico, social e cultural. **Production**, SciELO Brasil, v. 22, p. 309–321, 2012.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. [S.l.]: Pearson education, 2007.

DADOS DOS AUTORES

Thiago Parente Lima

E-mail: thiago.parente@ufvjm.edu.br

Currículo Lattes: <http://lattes.cnpq.br/0351523541967126>

Professor na Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri. Doutor em Engenharia Mecânica.

Franzisko Busselmann

E-mail: franzisko.busselmann@ufvjm.edu.br

Currículo Lattes: <http://lattes.cnpq.br/7856391346865317>

Engenheiro Mecânico pela Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri.