

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA DA FASE GASOSA DE UM FORNO ROTATIVO PARA INDÚSTRIA DE CELULOSE

MODELLING AND DYNAMIC SIMULATION OF GASEOUS PHASE OF A ROTARY KILN FOR PULP MILL

Barbara Burgarelli Alves de Aguiar¹; Marcelo Cardoso²; Esly Ferreira da Costa Júnior³

- 1 Engenheira de controle e automação. PUC-MG, 2010. Mestre em Engenharia Química - UFMG. Belo Horizonte, MG. bburgarelli@ufmg.br.
- 2 Doutor em Engenharia Química, UNICAMP, 1998. Professor da Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG. Belo Horizonte, MG. mcardoso@deq.ufmg.br.
- 3 Doutor em Engenharia Química. PEQ/COPPE/UFRJ, 2003. Professor da Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG. Belo Horizonte, MG. esly@deq.ufmg.br.

Recebido em: 19/03/2016 - Aprovado em: 02/11/2016 - Disponibilizado em: 30/11/2016

RESUMO: O forno rotativo tem sido utilizado em larga escala em vários processos unitários nas indústrias, como por exemplo: a calcinação. Este artigo apresenta o desenvolvimento da modelagem da fase gasosa para a simulação dinâmica de um forno de cal da indústria de celulose. O modelo é representado por um sistema de equações diferenciais parciais, considerando os balanços de massa e energia do processo. Esse sistema de equações é discretizado espacialmente, transformado em equações diferenciais ordinárias e resolvido pelo software MATLAB® utilizando o método de Runge-Kutta de 4ª ordem. O modelo proposto prediz o perfil de temperatura, massa específica e velocidade da fase gasosa. Essa simulação alcança o estado estacionário em 60s e o gás atinge a temperatura máxima de 1480K e a temperatura de saída de 550K. Os dados obtidos foram comparados com a literatura e pode-se observar que estão condizentes com a realidade operacional do forno.

PALAVRAS-CHAVE: Forno Rotativo. Simulação. Modelagem. Comportamento fase gasosa.

ABSTRACT: The rotary kiln has been used in large scale in several unit processes in industries such as: calcination. This paper presents the development of modeling of the gas phase to the dynamic simulation of a lime kiln in the pulp industry. The model is represented by a system of partial differential equations, considering the mass and energy balances of the process. This system of equations is discretized spatially, transformed into ordinary differential equations, and solved by MATLAB® software using the Runge-Kutta method of 4th order. The model predicts the temperature profile, density and velocity of the gas phase. This simulation achieves the steady state in 60 seconds and gas reaches the maximum temperature of 1480K and 550K outlet temperature. The data were compared with the literature, and it can be noted that are consistent with the kiln operating reality.

KEYWORDS: Rotary Kiln. Simulation. Modeling. Gas phase behavior.

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, as fábricas têm se preocupado cada vez mais com questões relacionadas ao desenvolvimento sustentável, pois os problemas ambientais estão

ficando cada vez mais nítidos e a preservação ambiental é uma pauta em ascensão.

A fábrica de celulose não é diferente e segue esse princípio possuindo uma unidade exclusiva para

recuperar os componentes químicos utilizados no processo. Além da recuperação química, a matriz energética do setor de celulose e papel é baseada principalmente em combustíveis renováveis. Segundo a BRACELPA (2014), em termos percentuais da matriz energética do setor no Brasil em 2012, o licor preto (subproduto do cozimento da madeira e, portanto, combustível renovável) respondeu por 66,2%, a biomassa respondeu por 19,0%, conforme podemos constatar na Figura 1. Dessa forma, os combustíveis renováveis responderam por 85,2% do setor e este valor só não é maior por causa do forno de cal. Isso porque, nos fornos de cal do setor no Brasil, ainda são empregados combustíveis não renováveis (principalmente gás natural e óleo combustível). Esse dado mostra que qualquer melhoria na eficiência energética do forno de cal reduzirá ainda mais a já baixa emissão de gases de efeito estufa por este importante setor industrial brasileiro.

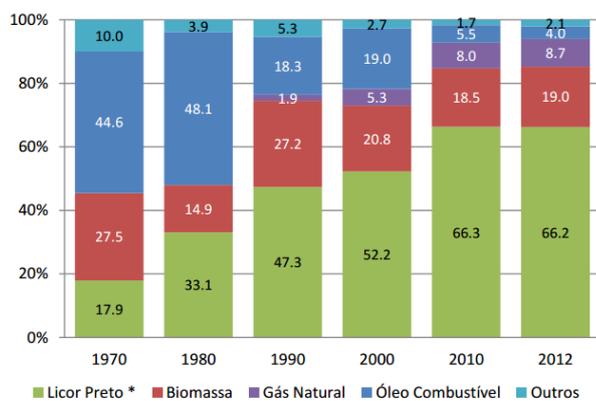


Figura 1 – Matriz energética da indústria de papel e celulose (1970-2012).

Fonte – BRACELPA, 2014.

1.1 INDÚSTRIA DE PAPEL E CELULOSE

A madeira é composta de celulose, hemiceluloses e lignina e é a principal matéria-prima na fabricação de papel e celulose (CARVALHO *et al.*, 2009).

Dentre os diversos processos de separação da celulose, o mais utilizado atualmente - em torno de

95% - é o processo denominado *Kraft*. Esse processo ocorre em meio alcalino à base de sulfeto de sódio (Na_2S) e de hidróxido de sódio (NaOH). Em uma fábrica de processo *Kraft*, pode-se observar, conforme a Figura 2, a divisão de duas unidades de processamento, onde a primeira é responsável por se obter a polpa celulósica e a segunda se propõe a recuperação e utilidades, sendo os objetivos: recuperar os compostos químicos para se obter o licor branco (Na_2S e NaOH), fornecer água, vapor, energia elétrica e ar comprimido, além de tratar os efluentes (ALMEIDA, 2006).

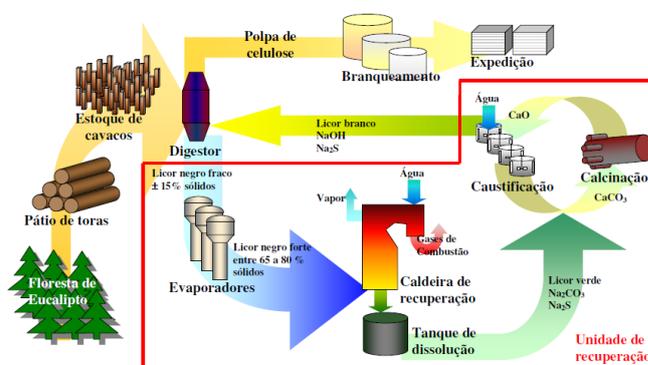
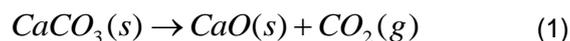


Figura 2 – Principais etapas do processo *Kraft* de produção de celulose.

Fonte – FERREIRA, 2007.

O forno de cal representa uma das etapas que mais demanda energia no processo de celulose *Kraft*, pois necessita de altas temperaturas para que ocorra a reação de calcinação, representada pela Equação 1. O forno utiliza combustíveis, como o gás natural, óleo combustível, coque de petróleo, entre outros. Como a maioria dos equipamentos de troca térmica industriais, o forno opera em baixa eficiência térmica (YLINIEMI, 1999).



O forno de cal pode ser representado pela modelagem matemática da fase gasosa, da fase sólida e da parede do forno (KARHELA, 1996; GEORGALLIS *et al.*, 2005). Os perfis de temperatura e a composição das fases são gerados a partir do balanço de massa e

energia. Assim sendo, os balanços são interdependentes.

A Figura 3 representa o perfil típico de temperatura do gás e do sólido, bem como os estágios do processo de calcinação: secagem, aquecimento, calcinação e resfriamento, apresentado por Venkatesh (1992).

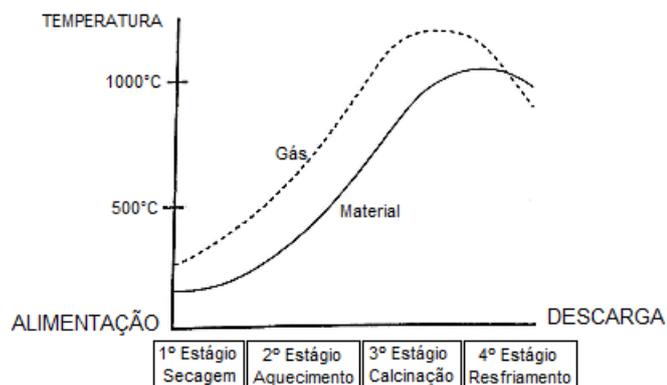


Figura 3 – Perfil de temperatura dentro do forno de cal da indústria de celulose.

Fonte – VENKATESH, 1992 (adaptada).

O forno de cal é um equipamento interessante, pois possui um tempo de resposta muito longo, dada à variação de dados de entrada como, por exemplo, a variação de vazão de combustível e a resposta da temperatura do gás de saída. Além da dificuldade de se ter sensores de temperatura que aguentem as altas temperaturas e a rotação e que descrevam o perfil de temperatura dentro do forno com precisão.

A modelagem matemática do forno de cal será de grande importância para testar as novas tecnologias que poderão ser implementadas no processo industrial *Kraft*, como a queima de lignina, gás de síntese, bio-óleo, entre outros, no forno.

A simulação de um equipamento possibilita a melhoria contínua e a otimização de uma operação existente. A otimização não só aumenta a competitividade de uma empresa, mas pode também determinar as chances de sua sobrevivência (SOUZA-SANTOS, 2010). De acordo com Bequete (1998), o principal objetivo para se desenvolver um modelo dinâmico de processo é a

melhoria ou o entendimento das operações de processos químicos.

Portanto, com a utilização da modelagem e simulação do forno, é possível otimizar o seu funcionamento e minimizar o uso de recursos não renováveis, poupando assim, os gastos desnecessários com combustíveis, além de ajudar a prolongar a vida útil do mesmo e de seus refratários.

1.2 OBJETIVO

Considerando a importância do forno de cal para o setor brasileiro de celulose e papel, este trabalho tem como objetivos apresentar o desenvolvimento de um modelo da fase gasosa presente no forno de cal, bem como sua simulação no software MATLAB®. Com a modelagem e simulação dinâmica, é possível prever o perfil de temperatura, velocidade e massa específica da fase gasosa. Essa simulação, por sua vez, auxiliará engenheiros de processo e operadores a entender melhor a dinâmica do processo e a atuar mais conscientemente.

2 PREMISSAS DO MODELO

No desenvolvimento do modelo, algumas considerações foram feitas:

- O modelo é unidimensional com escoamento na direção axial. As variações das propriedades da direção radial foram desprezíveis quando comparadas às variações na direção axial, conforme adotado em diversos trabalhos na literatura para fornos rotativos (LI; FRIDAY, 1974; MARTINS; OLIVEIRA; FRANCA, 2002);
- A pressão do ar foi assumida constante ao longo do forno. Essa consideração é bastante razoável porque a área da seção transversal de cerca de 8 m² faz com que a perda de carga na fase gasosa na direção axial do forno seja muito

pequena, tendo efeito desprezível no cálculo da massa específica, fortemente influenciada pela temperatura;

- A fase gasosa é representada por um gás ideal. Ressalta-se que o ar atmosférico a temperatura ambiente já é bem representado pela idealidade, sendo que as altas temperaturas da fase gasosa aumentam sua idealidade;
- Os balanços de massa e energia dos gases de combustão são empregados na geração das equações do modelo. Conforme será discutido posteriormente, a partir desses balanços e da consideração de pressão constante, o perfil de velocidade pode ser determinado.

3 MODELAGEM

Como são empregadas duas variáveis independentes (posição axial e tempo), o modelo é composto por equações diferenciais parciais (EDP). O balanço de massa para a fase gasosa, integrado em toda a área transversal do forno e diferencial na direção axial, é dado pela EDP Equação 2 (KARHELA, 1996).

$$\frac{\partial A\rho}{\partial t} + \frac{\partial A\rho v}{\partial z} = S_{Massa} \quad (2)$$

Na qual,

ρ = massa específica (kg/m³);

A = área da seção transversal (m²)

t = tempo (s);

v = velocidade (m/s);

z = comprimento na direção axial (m);

S_{Massa} = termo fonte de massa da fase gasosa (kg/(m.s)).

Ressalta-se que, como o presente trabalho se restringe à modelagem da fase gasosa, o termo fonte

de massa é nulo. Se fossem consideradas as interações entre as fases, o termo fonte de massa da fase gasosa ponderaria a massa de H₂O proveniente da etapa de secagem e a massa de CO₂ gerada na reação de calcinação (Equação 1).

O balanço de energia para a fase gasosa, integrado em toda a área transversal do forno e diferencial na direção axial, é dado pela EDP Equação 3 (KARHELA, 1996).

$$\frac{\partial A\rho h}{\partial t} + \frac{\partial A\rho v h}{\partial z} = S_{Energia} \quad (3)$$

Em que,

h = entalpia (J/kg);

$S_{Energia}$ = termo fonte de energia da fase gasosa (J/(m.s)).

O termo fonte de energia é calculado de acordo com o consumo de combustível em um determinado comprimento do forno, descontando-se sempre a perda de calor por radiação e convecção. Sem esses termos de perda de energia na forma de calor (Q_r e Q_c) atinge-se a temperatura adiabática de chama. Se fosse considerada a interação entre as fases, o termo fonte de energia consideraria também o calor de vaporização da água e a da calcinação da lama de cal (CaCO₃) dentro do forno.

A equação de estado que representa os gases ideais é dada pela Equação 4.

$$PV = nRT \quad (4)$$

Em que,

P = pressão (Pa);

V = volume (m³);

n = número de moles (mol);

R = constante universal dos gases (J/(mol.K));

T = temperatura do gás (K).

Mas, sabendo das relações das Equações 5 e 6:

$$n = \frac{m}{MM_{gás}} \quad (5)$$

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (6)$$

Em que,

m = massa (kg);

$MM_{gás}$ = massa molar do gás (kg/mol).

Pode-se substituir e reescrever a Equação 4 em função da massa específica, dada pela Equação 7.

$$\rho = \frac{PMM_{gás}}{RT} \quad (7)$$

Derivando a Equação 7 em relação ao tempo, considerando a pressão constante e aplicando a regra da cadeia para funções de várias variáveis, $\rho(T, MM_{gás})$, obtém-se a Equação 8.

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{P}{RT} \cdot \frac{dMM_{gás}}{dt} - \frac{PMM_{gás}}{RT^2} \cdot \frac{dT}{dt} \quad (8)$$

Com intuito de resolver numericamente esse sistema de EDPs (Equações 2 e 3), empregou-se o método das linhas conforme citado em Pinto e Lage (2001), ou seja, as Equações 2 e 3 foram discretizadas na direção espacial z por diferenças finitas para trás, ou *upwind* (empregado pelo fato das EDPs serem parabólicas), conforme ilustrado pela Figura 4 (SOUSA, 2009). Assim, o sistema foi transformado em um sistema de equações diferenciais ordinárias (ODEs) a ser integrado no tempo. Para a integração no tempo foi utilizada a função “ode45” do MATLAB®, que resolve sistemas de ODEs por meio do método de *Runge Kutta* de 4ª ordem.

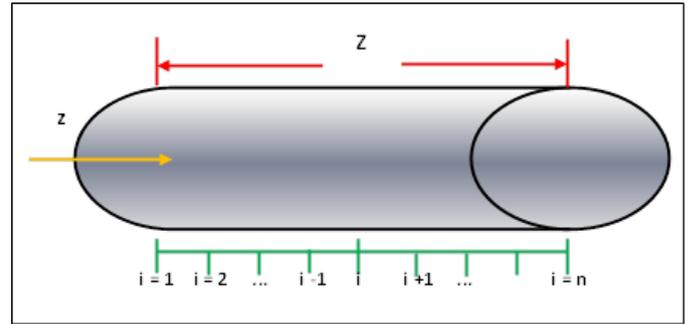


Figura 4 – Estratégias de discretização em z .
Fonte – Próprio Autor.

Considerando as premissas iniciais, discretizando *upwind* a Equação 2 em z e sendo a área transversal constante no tempo, obtém-se, após algumas manipulações, a Equação 9.

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \frac{A_{i-1}\rho_{i-1}v_{i-1} - A_i\rho_iv_i}{A_i\Delta z} + \frac{S_{Massa}}{A_i} \quad (9)$$

Entretanto, já existe uma equação para o cômputo da derivada da massa específica em cada ponto, considerando-se a Equação 8 discretizada, obtém-se a Equação 10.

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \frac{P}{RT_i} \cdot \frac{dMM_{gás}}{dt} - \frac{PMM_{gás}}{RT_i^2} \cdot \frac{dT_i}{dt} \quad (10)$$

Como já há uma equação para o cômputo da derivada da massa específica no ponto i (Equação 10), a Equação 9 só pode ser satisfeita se for empregada para o cálculo da velocidade em cada ponto i (Equação 11).

$$v_i = \frac{1}{A_i\rho_i} \left(A_{i-1}\rho_{i-1}v_{i-1} - A_i\Delta z \frac{d\rho_i}{dt} + \Delta z \cdot S_{Massa} \right) \quad (11)$$

Considerando as premissas iniciais, discretizando *upwind* a Equação 3 em z e sendo a área transversal constante no tempo, obtém-se, após algumas manipulações, a Equação 12.

$$\frac{dh_i\rho_i}{dt} = \frac{A_{i-1}\rho_{i-1}v_{i-1}h_{i-1} - A_i\rho_iv_ih_i}{A_i\Delta z} + \frac{S_{Energia}}{A_i} \quad (12)$$

A diferencial da entalpia é por definição dada pela Equação 13 (SMITH; VAN NESS; ABBOTT, 2007).

$$dh_i = c_p dT_i \quad (13)$$

Em que,

$$c_p = \text{capacidade calorífica específica [J/(kg.K)]}.$$

Manipulando-se a Equação 12, usando a regra do produto para o termo do lado esquerdo da equação e substituindo-se a Equação 13, pode-se obter a Equação 14.

$$\rho_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} + h_i \frac{d\rho_i}{dt} = \frac{A_{i-1} \rho_{i-1} v_{i-1} h_{i-1} - A_i \rho_i v_i h_i}{A_i \Delta z} + \frac{S_{Energia}}{A_i} \quad (14)$$

Substituindo a Equação 11 na Equação 14 e manipulando as variáveis, pode-se obter a variação da temperatura no tempo, representada pela Equação 15.

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{A_i \rho_i c_{pi}} \left[A_{i-1} \rho_{i-1} v_{i-1} \left(\frac{h_{i-1} - h_i}{\Delta z} \right) + S_{Energia} - h_i \cdot S_{Massa} \right] \quad (15)$$

A entalpia do sistema é calculada pela Equação 16 e a capacidade calorífica pela Equação 17 (NIST, 2016). Ambas estão representadas por um polinômio em função da temperatura e do inverso da temperatura e as constantes, que poderão mudar com o aumento de temperatura de operação do sistema, estão indicadas na Tabela 1, separadas por espécies. As seguintes espécies estão presentes no gás: CH₄, O₂, N₂, H₂O e CO₂.

$$h_i = aT + b \frac{T^2}{2} + c \frac{T^3}{3} + d \frac{T^4}{4} - \frac{e}{T} + f - h \quad (16)$$

$$c_{pi} = \left(a + bT + cT^2 + dT^3 + \frac{e}{T^2} \right) \quad (17)$$

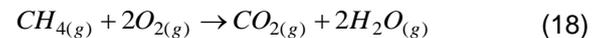
Tabela 1

Constantes para h_i e c_{pi} do gás.

	a	b	c	d	e	f	h
CO ₂	24,99	55,19	-33,69	7,95	-0,14	-403,61	-393,52
<1200K							
CO ₂	58,17	2,72	-0,49	0,04	-6,45	-425,92	-393,52
>1200K							
H ₂ O	30,09	6,83	6,79	-2,53	0,08	-250,88	-241,83
<1700K							
H ₂ O	41,96	8,62	-1,49	0,09	-11,16	-272,18	-241,83
>1700K							
N ₂	26,09	8,22	-1,98	0,16	0,04	-7,99	0
O ₂	29,66	6,14	-1,19	0,09	-0,22	-9,86	0
CH ₄	-0,70	108,48	-42,52	5,86	0,68	-76,84	-74,87
< 1300K							
CH ₄	85,81	11,26	-2,11	0,14	-26,42	-153,53	-74,87
> 1300K							

Fonte – NIST, 2016.

Foi considerado o gás natural como o principal combustível a ser incinerado no queimador respeitando a seguinte reação de queima, representada pela relação Equação 18.



Observa-se na Equação 18 que o número de moles não se altera com a reação, por isso a massa molar dos gases não se altera na presente análise.

A taxa de queima do combustível foi considerada linear ao longo de z, chegando até um z limite conhecido (z_{limite}), onde todo metano foi consumido, fazendo-se assim, um controle do tamanho da chama.

Na simulação foi criada uma variável chamada "Rendimento" a qual foi inserida no balanço de massa para indicar o rendimento da queima. Esse rendimento é dado pelas Equação 19 e Equação 20.

$$Rendimento_i = \frac{z_i}{z_{limite}} \rightarrow z_i \leq z_{limite} \quad (19)$$

$$Rendimento_i = 1 \rightarrow z_i > z_{limite} \quad (20)$$

O balanço de massa em moles é dado pelas relações da Equação 21 à Equação 26.

$$n_{CH_{4i}} = n_{eCH_4} \cdot (1 - Rendimento) \quad (21)$$

$$n_{eO_{2i}} = (1 + fatexc) \cdot \left(\frac{2}{1}\right) n_{eCH_4} \quad (22)$$

$$n_{O_{2i}} = n_{eO_{2i}} - 2 \cdot n_{eCH_4} \cdot Rendimento_i \quad (23)$$

$$n_{N_2} = \left(\frac{79}{21}\right) n_{eO_{2i}} \quad (24)$$

$$n_{CO_{2i}} = n_{eCO_{2i}} + \left(\frac{1}{1}\right) n_{eCH_4} \cdot Rendimento_i \quad (25)$$

$$n_{H_2O_i} = n_{eH_2O_i} + \left(\frac{2}{1}\right) n_{eCH_4} \cdot Rendimento_i \quad (26)$$

Na qual,

n = Fluxo molar de cada espécie (mol/s);

n_e = Fluxo molar de cada espécie na entrada do forno (mol/s).

A variável *fatexc* representa o valor de ar em excesso, que pode variar de 0 a 20%. Nesse modelo esse fator foi considerado igual a zero e a quantidade de ar para realizar a combustão foi calculada utilizando a relação estequiométrica.

A massa molar do gás foi calculada por meio da média ponderada entre os componentes do gás, apresentada pela Equação 27.

$$MM_{gás} = \frac{\sum_i n_i \cdot MM_i}{\sum_i n_i} \quad (27)$$

As frações de cada componente foram calculadas para auxiliar no cálculo do c_p , nas Equação 28 a Equação 33.

$$n_{total} = n_{O_2} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{N_2} + n_{CH_4} \quad (28)$$

$$y_{CH_4} = \frac{n_{CH_4}}{n_{total}} \quad (29)$$

$$y_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{total}} \quad (30)$$

$$y_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{total}} \quad (31)$$

$$y_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{total}} \quad (32)$$

$$y_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{total}} \quad (33)$$

O c_p do gás é calculado pela soma da multiplicação das frações (Equação 28 a Equação 33) de cada componente pelo seu respectivo valor de c_p , calculado através do polinômio dado pela Equação 17 e representado pela Equação 34.

$$c_p = \sum_{j=1}^n y_j c_{pj} \quad (34)$$

Embora neste trabalho apenas a fase gasosa tenha sido modelada, estimaram-se as perdas de calor do gás para a fase sólida e para as paredes do forno, considerando-se os mecanismos de radiação e de convecção, representadas pelas Equação 35 e Equação 36, respectivamente (HOTTEL *et al.*, 2008).

$$Q_{r,i} = A_{r,i} \varepsilon \sigma (T_a^4 - T_i^4) \quad (35)$$

Em que,

$Q_{r,i}$ = fluxo de calor cedido pela fase gasosa ao ambiente no ponto i do forno por radiação (J/(K⁴.s));

$A_{r,i}$ = área de troca por radiação (m²);

ε = emissividade (0 ≤ ε ≤ 1);

σ = constante de Stefan-Boltzmann (5,67.10⁻⁸ J/(K⁴.s.m²));

T_a = temperatura ambiente (K).

$$Q_{c,i} = A_{c,i}U(T_a - T_i) \tag{36}$$

Em que,

$Q_{c,i}$ = fluxo de calor cedido pela fase gasosa ao ambiente no ponto i do forno por convecção (J/(K.s));

$A_{c,i}$ = área de troca por convecção (m²);

U = coeficiente global de transferência de calor.

Os fatores $A_{r,i}\epsilon\sigma$ e $A_{c,i}U$ foram ajustados para que a temperatura máxima de entrada no forno não ultrapassasse a 1200°C e para que a temperatura de saída do gás ficasse em torno de 300°C, conforme dados apresentados na literatura por Venkatesh (1992).

O fator fonte de energia foi calculado de acordo com a energia liberada pela queima do metano, representada pelas relações na Equação 37 e na Equação 38.

$$S_{Energia} = \left(\frac{n_{eCH_4} \cdot PCI \cdot MM_{CH_4}}{zt} \right) - Q_{r,i} - Q_{c,i} \tag{37}$$

quando

$$z_i \leq z_{limite}$$

$$S_{Energia} = 0 - Q_{r,i} - Q_{c,i} \tag{38}$$

quando

$$z_i > z_{limite}$$

Em que,

PCI = poder calorífico inferior do gás natural (MJ/kg).

Os dados do gás natural são especificados por Lundqvist (2009) e apresentados na Tabela 2.

Tabela 2

Dados do gás natural.

	PCI	Temperatura Adiabática de Chama
Combustível Gás Natural	MJ/kg 50	°C 2053

Fonte – LUNDQVIST, 2009 (modificado).

4 SIMULAÇÃO

Os parâmetros utilizados na simulação estão especificados na Tabela 3. O valor inicial utilizado para a temperatura é 298,15K.

Tabela 3

Parâmetros utilizados na simulação.

Constantes	Valor	Unidade
A	8	m ²
r	1,8	m
Z	100	m
$MM_{gás}$	0,0277	kg/mol
T_R	278,15	K
T_a	298,15	K
R	8,314	(J/(mol.K))
P	101325	Pa
PCI	50.10 ⁶	J/kg
S_{Massa}	0	kg/(m.s)
$A_r \cdot \epsilon \cdot \sigma$	9,4.10 ⁻⁸	J/(K ⁴ .s)
$A_c \cdot U$	108	J/(K.s)
z_{limite}	30	m
*	0,8	m ³ /s
m		
Nz	101	-

Fonte – Próprio autor.

Em que,

*

m = vazão de alimentação do gás natural (m³/s);

Nz = número de pontos empregados na discretização.

5 RESULTADOS

Inicialmente o modelo foi simulado para o caso adiabático, ou seja, sem transferência de calor para o meio. Na Figura 5 pode-se observar a evolução temporal dos perfis axiais de temperatura da fase gasosa no forno.

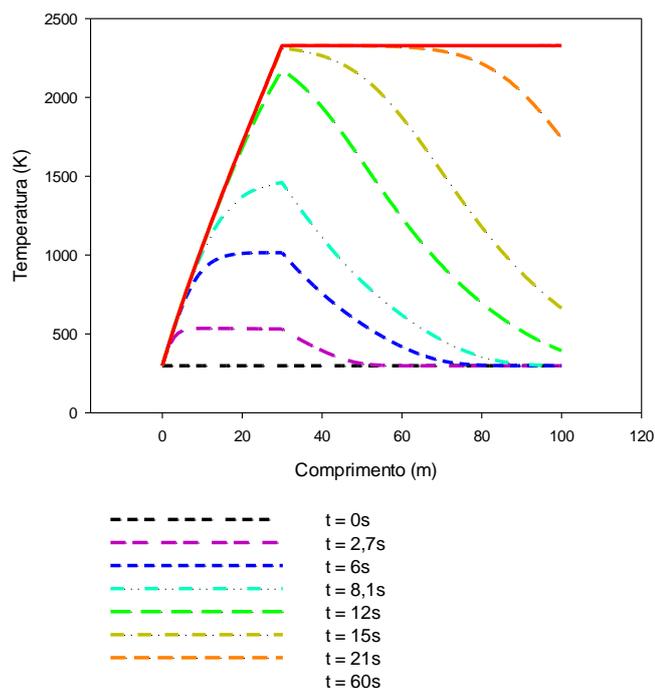


Figura 5 – Evolução temporal dos perfis axiais de temperatura do gás no forno para o caso adiabático.
Fonte – Próprio autor.

Verifica-se nessa Figura 5 que, conforme esperado, a temperatura da fase gasosa aumenta com a posição axial enquanto ocorre a combustão. Observa-se também que, para efeitos práticos, a condição de regime permanente já foi alcançada em 60 segundos de operação do forno. Ressalta-se que, em regime permanente, a temperatura alcançada pelo gás ao final da zona de combustão equivale à temperatura adiabática de chama, 2053°C (2326 K), reportada na literatura (LUNDQVIST, 2009). Esse fato confirma que o balanço de energia no forno foi fechado, indicando também a convergência da malha empregada na discretização.

Após a análise para o caso adiabático, simulou-se a fase gasosa considerando as perdas de calor para o meio. Os resultados são apresentados nas Figuras 6, 7 e 8, que apresentam a evolução temporal dos perfis de temperatura, massa específica e velocidade do gás, respectivamente.

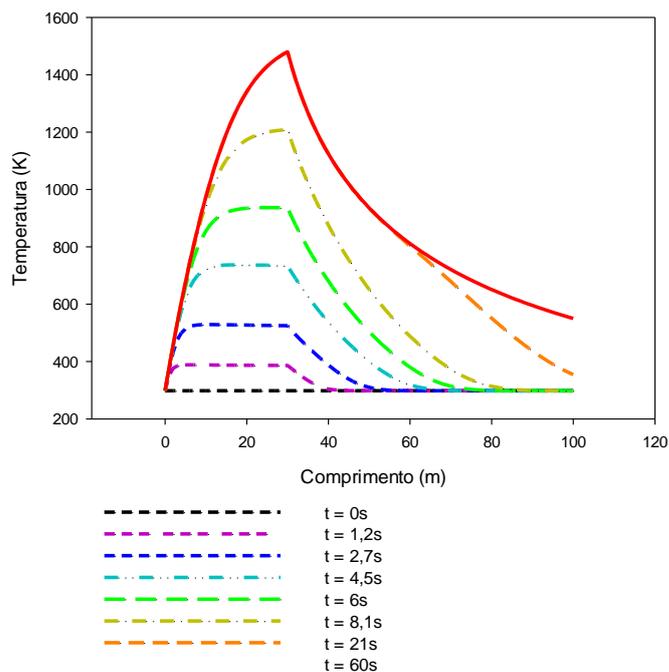


Figura 6 – Evolução temporal dos perfis axiais de temperatura do gás no forno considerando-se as perdas de calor.
Fonte – Próprio autor.

Quando as perdas de calor são consideradas, o perfil axial de temperatura, na Figura 6, é monotonicamente crescente até o ponto no qual a combustão se encerra ($z_{\text{limite}} = 30\text{m}$). Pode-se observar também que a derivada da temperatura com a posição axial diminui à medida em que o valor da temperatura aumenta. Isto era esperado porque as perdas de calor aumentam com o aumento da temperatura. Nota-se também, que o forno é aquecido gradualmente e a temperatura aumenta até atingir o regime permanente.

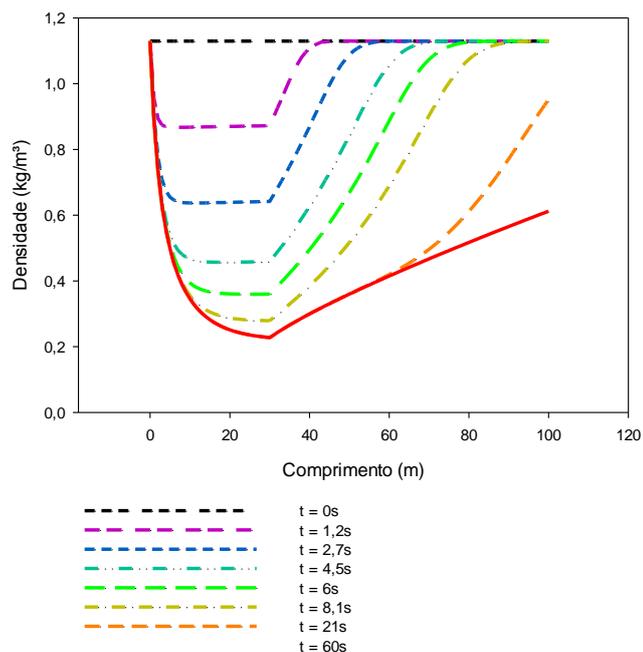


Figura 7 – Gráfico da massa específica do gás em regime transiente.

Fonte – Próprio autor.

A massa específica do gás, representada pela Figura 7, apresenta um forte decréscimo com o aumento da temperatura e, após o z limite, aumenta com a diminuição da temperatura. Portanto, no ponto em que a temperatura é máxima, nas proximidades do z limite, a massa específica da fase gasosa atinge o seu valor mínimo.

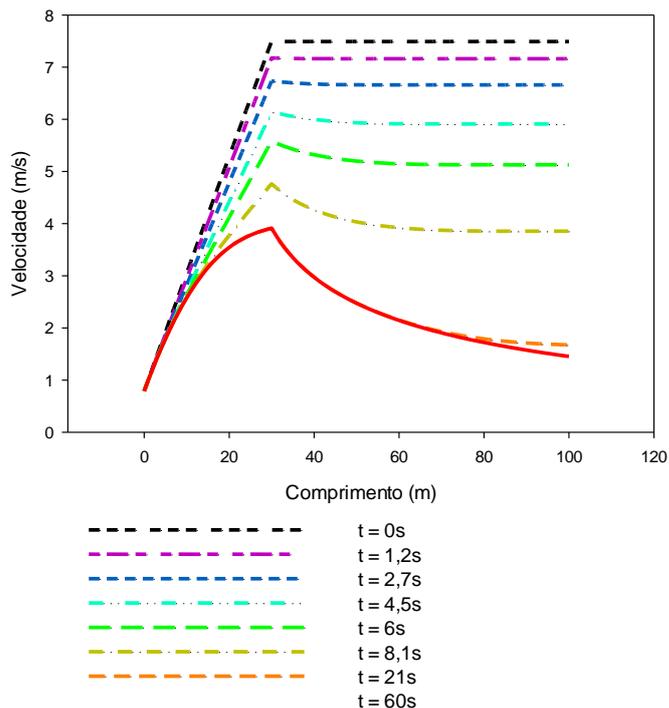


Figura 8 – Evolução temporal dos perfis axiais de velocidade do gás no forno considerando-se as perdas de calor.

Fonte – Próprio autor.

O perfil de velocidade, representada pela Figura 8, em princípio, aumenta com a diminuição da massa específica para expulsar todo o gás presente no forno e, logo após, começa a diminuir com o decréscimo da temperatura. Portanto, o perfil de velocidade na parte inicial do forno, no comprimento de 0 a 30 m, apresenta o comportamento de rampa com uma velocidade inicial de 0,78m/s e final de 7,49 m/s. Essa variação deve-se à alteração da temperatura influenciada pela variação do c_p do gás. O c_p do gás modifica-se com a variação da fração dos componentes do gás devido à queima do gás natural e à variável “*Rendimento*”. A variação da temperatura altera a densidade, que influencia a velocidade do gás. Após esse comportamento de rampa, a velocidade se mantém constante em 7,49 m/s. Com o aumento da temperatura e a diminuição da densidade, a velocidade diminui até entrar em regime estacionário no tempo de 60 segundos, apresentando o pico de velocidade na posição de 30 m.

Nos gráficos das Figuras 9, 10 e 11 estão representados os perfis de temperatura, massa específica e velocidade do gás, respectivamente, todos no estado estacionário e no tempo igual a 60 segundos.

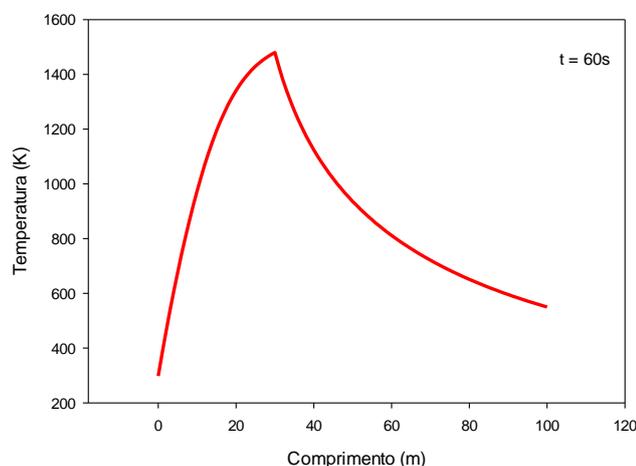


Figura 9 – Gráfico da temperatura do gás em regime estacionário.

Fonte – Próprio autor.

Na Figura 9, observa-se o perfil de temperatura dentro do forno em regime permanente. Até ao z limite, foram constatados a queima do combustível e o aumento de temperatura. Ressalta-se que os parâmetros $A_{r,\epsilon,\sigma}$ e $A_{c,U}$ foram ajustados para que o valor máximo da temperatura e o valor da temperatura do gás na saída do forno correspondessem a 1480K e 550K. Esses parâmetros, quando ajustados em valores muito baixos, elevam o pico de temperatura que ocorre na posição de 30 m e a temperatura de saída do forno. Quando muito altos, diminuem as temperaturas do forno.

Em comparação com a Figura 3, reportada na literatura por Venkatesh (1992), o perfil de temperatura do gás se assemelha com o perfil apresentado na Figura 9, mesmo que o perfil gerado seja obtido somente pela modelagem da fase gasosa. O pico de temperatura na Figura 3 se aproxima de 1200°C (~1400K) e a temperatura de saída de 300°C (573,15K). A diferença das curvas do perfil de temperatura após o pico se deve ao fato da

simplificação do modelo de transferência de calor, representado pelas Equação 35 e Equação 36.

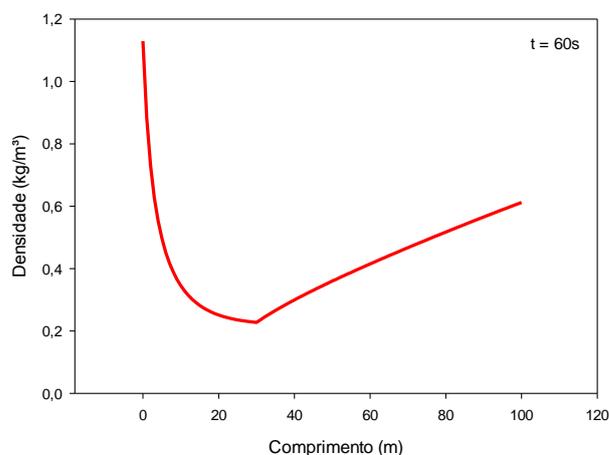


Figura 10 – Gráfico da massa específica do gás em regime estacionário.

Fonte – Próprio autor.

A massa específica em regime permanente (Figura 10) apresenta uma queda rápida passando de 1,15 para 0,2 kg/m³ devido ao aumento rápido da temperatura. Depois ocorre um acréscimo mais suave devido à diminuição da temperatura, terminando em 0,6 kg/m³.

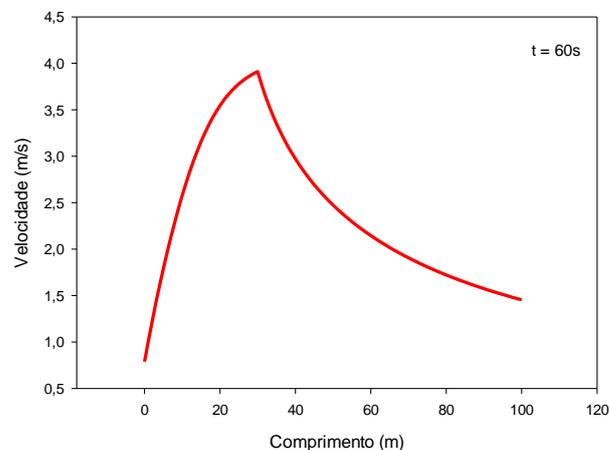


Figura 11 – Gráfico da velocidade do gás em regime estacionário.

Fonte – Próprio autor.

A Figura 11 mostra o comportamento da velocidade em estado estacionário. Pode-se observar que a velocidade do gás aumenta com o aumento da temperatura. Isso ocorre para compensar, no balanço de massa, a diminuição da massa específica, atingindo 4m/s. Logo após, a velocidade diminui junto à temperatura do gás e com o aumento da massa

específica, saindo do forno com velocidade de 1,5 m/s.

6 CONCLUSÃO

Neste trabalho, realizou-se a modelagem dinâmica da fase gasosa no forno de cal de uma fábrica de celulose. Os resultados da simulação da condição adiabática estão de acordo com os dados da literatura e isso valida a modelagem da fase gasosa. A simulação, considerando as perdas de calor por radiação e convecção, apresentou resultados fisicamente coerentes para os perfis axiais de temperatura.

Os resultados obtidos podem ajudar na tomada de decisão sobre a inserção de novas tecnologias e operação do forno, assim como na definição de parâmetros de projeto, por exemplo, na especificação de refratários.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES pelo apoio financeiro.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA, G.M.. **Detecção de Situações anormais em Caldeiras de recuperação química**. 2006. f.236. Tese (Engenharia Química) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2006.

BEQUETE, B. W. Process Dynamics: Modeling, Analysis and Simulation. **Prentice Hall international Series in the Physical and Chemical Engineering Sciences**. 1ªed. New Jersey: Prentice Hall PTR, 1998. Seção 1 – Process Modeling. ISBN 0-13-206889-3.

BRACELPA. **Associação Brasileira de Celulose e Papel** – Dados do Setor, Março, 2014. Disponível em <
http://bracelpa.org.br/bra2/sites/default/files/estatistica_s/booklet.pdf>. Acesso em: 16 de Março, 2016.

CARVALHO, W. *et al.* Uma Visão sobre a estrutura, composição e biodegradação da madeira. **Quim. Nova**. São Paulo, 29, Outubro de 2009. Vol. 32, No. 8, pp. 2191-2195.

FERREIRA, D. J. O. **Análise do escoamento de gases em uma caldeira de recuperação química via fluidodinâmica computacional**. 2007. f 180. Dissertação de mestrado – Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.

GEORGALLIS, M. *et al.* Modelling the Rotary Lime Kiln. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, Canadá. April 2005. Volume 83. pp. 212-223.

GREEN, R.P., HOUGH, G.. **Chemical recovery in the Alkaline Pulping Processes**. Chapter 8 escrito por VENKATESH, V. Lime Reburning: The Rotary Lime Kiln. 3ª Edição. Tappi Pr, 1º de Junho, 1992. ISBN-10: 0898522552; ISBN-13: 978-0898522556

HOTTEL, H.C. *et al.* **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. Oitava Edição. USA: McGraw-Hill eBooks, 2008. Section 5. 5-16 HEAT AND MASS TRANSFER. ISBN 0-07-151128-8.

KARHELA, T.. **Dynamic Simulation Model of Rotary Lime Kiln**. 1996. f.105. Dissertação (Engenharia Elétrica) - Tampere University of Technology, Tampere, FI. 1996.

LI, K. W., FRIDAY, J. R.. Simulation of Coke Calciners. **Carbon**, Ponca City, 29, Outubro de 1973. Vol. 12, pp. 225–231.

LUNDQVIST, P. **Mass and Energy Balances over the Lime Kiln in a Kraft Pulp Mill**. 2009. f 79. Dissertação (Engenharia Química) - Uppsala University, Stockholm. 2009.

MARTINS, M.A., OLIVEIRA, L.S., FRANCA, A.S.. Modelling and Simulation of limestone calcination in Rotary kilns – Part 1: pilot kiln. **ZKG International**, Hannover/German, 16, Abril de 2002. Volume 55. No. 4/2002, pp. 76-87.

NIST LIVRO DE QUÍMICA NA WEB. **Base de dados de Referência padrão do NIST**. USA: U.S. Secretary of Commerce, 2016. Disponível em <
<http://www.nist.gov/>>. Acesso em: 16 de Março, 2016.

PINTO, J. C.; LAGE, P. L. C. **Métodos matemáticos em problemas de engenharia química** – Série Escola Piloto em Engenharia Química: COPPE/UFRJ: Rio de Janeiro: Editora E - papers, 2001.

SMITH, J.M., VAN NESS, H.C., E ABBOTT, M.M.. **Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química**. Sétima Edição. Rio de Janeiro: LTC, 2007. ISBN 0-07-310445-0

SOUSA, N. de. **Métodos de diferenças finitas: conceitos e interpretações**. Dissertação de mestrado. UNICAMP. 2009.

SOUZA-SANTOS, M. L. **Solid Fuels Combustion and Gasification - Modeling, Simulation, and Equipment Operations**. Segunda Edição. Boca Raton, FL: CRC Press, 2010. ISBN 978-1-4200-4749-3.. 2010.

YLINIEMI, L. **Advanced Control of Rotary Dryer**. 1999. f.114. Dissertação (Departamento de Engenharia de Processos) – University of Oulu, FIN. Oulu. 31 May, 1999.