

ANÁLISE EM CFD DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA CAMISA DE UM DIGESTOR DE VÍSCERAS

CFD Analysis of heat transfer in the jacket of a viscera digester

Laís Caroline Centenaro¹; Marco Antônio Sampaio Ferraz de Sousa²; Cristiano Vitorino da Silva³.

¹ Laís Caroline Centenaro - Engenheira Mecânica formada pela Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões - URI Erechim.

² Marco Antônio Sampaio Ferraz de Sousa - Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Campinas - UNICAMP, Brasil; atualmente é professor do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões - URI Erechim. *E-mail*: marco@uricer.edu.br

³ Cristiano Vitorino da Silva - Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Brasil; atualmente é professor do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões - URI Erechim. *E-mail*: cristiano@uricer.edu.br

Data do recebimento: 24/01/2018 - Data do aceite: 24/05/2018

RESUMO: O presente trabalho consiste de um estudo numérico computacional em CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para uma análise em regime permanente do escoamento não isotérmico de vapor na camisa de um digestor de vísceras de 5000 litros. A modelagem numérica compreende as equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia, adotando-se as Médias de Reynolds (RANS - *Reynolds Average Navier-Stokes*). O modelo $k-\omega$ é aplicado para modelar a turbulência no escoamento. Admite-se também a técnica de volumes finitos e utiliza-se o *software* de CFD Ansys CFX como plataforma de simulação. A partir das análises dos resultados foi possível observar que o vapor se encontra irregularmente distribuído na sua configuração atual de injeção do vapor. A maior adversidade está no tubo de abastecimento de vapor, o qual dispõe de velocidades elevadas, temperaturas, pressões e energia acumulada, sendo a vazão de vapor nesta região desproporcionalmente distribuída. A partir disso, certificou-se que a disposição das entradas de vapor influencia significativamente na distribuição do vapor na camisa e também no eixo do digestor, ou seja, a configuração do modelo atual não alimenta de forma homogênea o entorno do equipamento, tornando deficitário o seu funcionamento e, assim, apontando para uma das causas do aumento no tempo de processamento e cozimento. Duas propostas de remo-

delagem da geometria de injeção foram feitas e avaliadas: uma modificando-se a inclinação dos tubos de entrada na camisa; outra duplicando os pontos de injeção. A partir dos resultados destas novas configurações, constatou-se que com pequenas modificações no remanejamento dos tubos, o vapor escoou facilmente para dentro da camisa, assim difundindo mais adequadamente o vapor, aumentando o coeficiente de transferência de calor junto à parede da camisa, indicando melhora na taxa de aquecimento.

Palavras-chave: Digestor de Visceras. Vapor. Escoamento. CFD. Transferência de Calor.

ABSTRACT: The present work consists of a computational numerical study in CFD (Computational Fluid Dynamics) for a steady-state analysis of the non-isothermal flow of steam in the jacket of a 5000-liter viscera digester. The numerical modeling comprises the equations of mass conservation, momentum and energy, adopting the Reynolds averages (RANS - Reynolds Average Navier-Stokes). The $k-\omega$ model is applied to represent the turbulence in the flow. The finite volume technique is also supported and the CFD Ansys CFX software is used as a simulation platform. From the analysis of the results it could be observed that the steam is irregularly distributed in its current configuration of steam injection. The greatest adversity is in the steam supply pipe, which has high speeds, temperatures, pressures and accumulated energy, and the steam flow in this region is disproportionately distributed. Based on that, it is ensured that the inputs and their arrangement significantly influence the distribution of vapor in the jacket and also in the digester axis, that is, the configuration of the current model does not feed homogeneously the surroundings of the equipment, making its operation deficient and thus pointing to one of the causes of increased processing and cooking time. Two remodeling proposals of the injection geometry were proposed and evaluated: one modifying the inclination of the entrance tubes in the jacket, and another duplicating the injection points. From the results of these new configurations, it is observed that with small modifications in the pipe transfer, vapor easily flows into the jacket, thus diffusing the steam more properly, increasing the coefficient of heat transfer close to the jacket wall, indicating improvement in heating rate.

Keywords: Viscera Digester. Steam. Flow. CFD. Heat Transfer.

Introdução

Com o aumento da população mundial, surge também a necessidade do incremento

da produção física relacionada a infraestrutura, energia e principalmente alimentos. Desta forma, os frigoríficos começaram a multiplicar-se e a concorrência tornou-

-se fundamental. Nos anos de 1980, com a proliferação dos conceitos de qualidade e produtividade, pela primeira vez, desde sua criação, as graxarias foram merecedoras de investimentos e treinamento da mão de obra (FERROLI, 1999).

De acordo com Ferroli et al. (2007), as fábricas de subprodutos de origem animal (também chamadas de fábricas de farinhas e óleos ou graxarias) estão associadas aos frigoríficos, com o intuito de converter os resíduos não aproveitáveis para alimentação humana em farinhas para nutrição de aves e também em óleo. Para esta finalidade, dispõe-se de uma série de equipamentos próprios como digestores, prensas, secadores, dentre outros.

A partir de 1987, com a disseminação do conceito de desenvolvimento ecologicamente sustentável, a preocupação ambiental começou a fazer parte do cotidiano das empresas e, como os frigoríficos não estavam mais localizados em áreas isoladas, as graxarias se tornaram alvo certo da legislação ambiental. O aumento populacional trouxe para próximo deles as moradias, sendo que então o mau cheiro precisava ser combatido (FERROLI, 1999). As graxarias encontradas atualmente em frigoríficos são muito diferentes das que existiram no passado, todavia, os problemas ainda perduram. Apesar de várias pesquisas buscarem meios alternativos de aproveitamento dos resíduos dos abatedouros, as graxarias continuam sendo a alternativa mais acessível.

De um modo geral, a maioria das fábricas de subproduto de origem animal necessita urgentemente de investimentos, principalmente de máquinas para agilizar o processo, pois a capacidade de abate dos frigoríficos tem aumentado consideravelmente, enquanto o setor de fabricação de farinha não acompanhou esse crescimento. Desta forma, acaba-se sobrecarregando o setor com horas extras, prejudicando a qualidade de vida dos

operários (decréscimo na higiene, acúmulo de trabalho, péssimas condições ergonômicas e de saúde), a qualidade das máquinas (pela carência de manutenção e limpeza, aliada ao uso prolongado e ininterrupto), ocasionando a perda de matéria-prima devido à obsolescência (FERROLI, 1999).

Analisando-se o processo produtivo das fábricas de subprodutos, verifica-se que os digestores são máquinas elementares envolvidas nas operações, sendo encarregadas pelo bom andamento das etapas anteriores e posteriores no fluxo de valor. Fundamentando-se neste conceito, entende-se que os empecilhos estão em sua maioria relacionados a estes equipamentos (FERROLI, 1999). Assim, torna-se de suma importância intensificar as pesquisas de otimização da utilização dos digestores, visando à eficiência dos processos e à redução do tempo de processamento das vísceras, visto o vasto crescimento deste mercado.

Seguindo nesta linha, no presente trabalho busca-se realizar as simplificações necessárias sobre a geometria 3D de um digestor em escala real, juntamente com estudos de malha computacional, que serão realizados sobre a geometria do estado atual do equipamento e também nas proposições de melhora na geometria, a fim de obter melhor custo computacional. Foram realizadas simulações do escoamento turbulento de vapor d'água na camisa do digestor por meio de análise estacionária para a condição atual de alimentação e para duas novas propostas de alteração de geometria, não considerando a condensação do vapor.

O objetivo deste trabalho é realizar uma avaliação numérica em CFD (*Computational Fluid Dynamics*) na camisa de um digestor de vísceras para a condição atual de funcionamento do equipamento e para duas alterações propostas na geometria do mesmo. O *software* comercial CFX ANSYS v. 15.0 foi dotado como plataforma de simulação. Com

este estudo desenvolvido, propõe-se obter uma análise das condições térmicas e do escoamento do vapor para a geometria atual do digestor e propor alterações nesta configuração visando ao aumento de eficiência na transferência de calor e distribuição do vapor na camisa do equipamento.

Modelagem Matemática

Para o desenvolvimento deste trabalho, por questões de simplificação, faz-se a opção pela modelagem de um escoamento monofásico, vapor, não reativo e não isotérmico, turbulento a partir das equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia, além da modelagem da turbulência presente no escoamento do vapor. O estado monofásico será utilizado para obter dados iniciais do domínio em estudo, vislumbrando o aperfeiçoamento do mesmo. A seguir, apresentam-se as equações que modelam o problema a ser resolvido pelo Método dos Volumes finitos, adotando-se a plataforma computacional Ansys CFX.

Equações de Navier-Stokes

As equações de conservação de massa e de quantidade de movimento são expressas pelas equações de Navier-Stokes. Equações as quais são deduzidas a partir de um balanço de forças sobre um volume infinitesimal de fluido, também denominado de elemento representativo de volume. Considerando-se coordenadas cartesianas, segundo Fox et al. (2001), as equações de Navier-Stokes para a análise do escoamento já com a metodologia de RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) na notação de Einstein, onde i e j variam de 1 a 3, são:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{u}_i \bar{u}'_j) \quad (2)$$

onde u , v e w são as velocidades escalares nas direções x , y e z das coordenadas cartesianas, ρ é a massa específica em $[\text{kg}/\text{m}^3]$, \bar{u}_i é o vetor velocidade média na direção i em $[\text{m}/\text{s}]$, \bar{u}_j é o vetor velocidade média na direção j em $[\text{m}/\text{s}]$, \bar{p} é a pressão termodinâmica média em $[\text{Pa}]$, δ_{ij} é a função delta de Kronecker, μ é a viscosidade dinâmica do fluido em $[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2]$, \bar{u}'_i é o vetor velocidade média flutuante na direção i em $[\text{m}/\text{s}]$ e \bar{u}'_j é o vetor velocidade média flutuante na direção j em $[\text{m}/\text{s}]$.

Devido às flutuações turbulentas no vetor velocidade, que geram um problema de fechamento, existem tensões adicionais a serem consideradas neste problema que, segundo Reynolds, podem ser resolvidas utilizando-se o conceito de viscosidade turbulenta, resolvendo o problema de fechamento do conjunto de equações. Assim, para um fluido Newtoniano, novamente na notação de Einstein:

$$-\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}, \text{ onde } i, j = 1, 2, 3, \quad (3)$$

onde μ_t é a viscosidade turbulenta em $[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2]$, não sendo uma propriedade física do fluido, mas sim do escoamento e é uma média local do nível de turbulência, variando de ponto a ponto e de escoamento para escoamento, requerendo assim uma modelagem para sua determinação, sendo que k é a energia cinética turbulenta em $[\text{m}^2/\text{s}^2]$. Neste trabalho adota-se o modelo $k-\omega$ (WILCOX, 1988) para representar o efeito da turbulência e determinar o valor local de μ_t .

Conservação de Energia

Considerando o transporte de energia devido à difusão e advecção no escoamento não isotérmico, para o regime permanente,

já com as médias de RANS, a equação da conservação da energia pode ser escrita como, também considerando-se a notação de Einstein:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{\rho U_j \bar{h}} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{k}{c_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \right) + \overline{S_h}, \text{ onde } i=j=1, 2, 3, \quad (4)$$

onde $\overline{U_j}$ é a velocidade média na direção j em [m/s], \bar{h} é a entalpia média em [kJ/kg], k é a condutividade térmica em [W/m.K], c_p é o calor específico em [kJ/kg], Pr_t é o número de Prandtl turbulento e $\overline{S_h}$ é o termo fonte do sumidouro de energia em [W/m³].

Modelo de Turbulência $k-\omega$

O modelo de turbulência $k-\omega$ utilizado neste trabalho é caracterizado por duas equações de transporte extras para representar as propriedades turbulentas do escoamento. Ele oferece, como uma de suas vantagens, o tratamento do escoamento próximo às paredes para baixos números de Reynolds, tornando-se, assim, mais robusto e preciso do que outros modelos (ANSYS, 2009). As equações para energia cinética turbulenta, k , e sua frequência turbulenta, ω em [1/s], podem ser obtidas por meio de (WILCOX, 1988):

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \left(\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta' \rho k \omega, \text{ onde } i=j=1, 2, 3, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \left(\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2, \text{ onde } i=j=1, 2, 3, \quad (6)$$

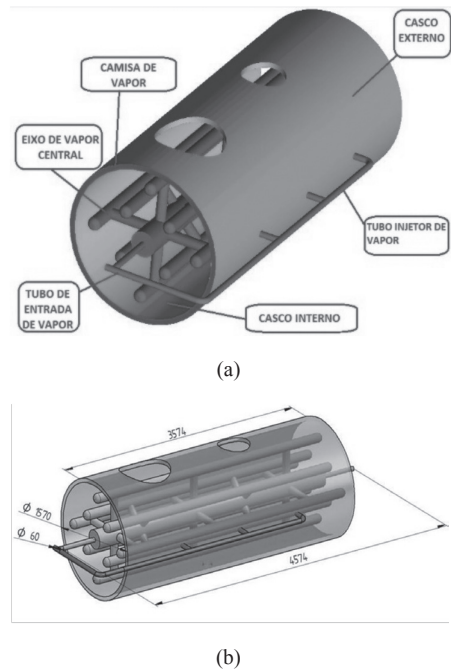
onde β' , β e α são constantes empíricas adimensionais do modelo de turbulência, nos valores de 0,09, 0,075 e 5/9 respectivamente; σ_k e σ_ω são as constantes adimensionais nos valores respectivos de 1 e 2 e U_j é a velocidade na direção j em [m/s] e U_i é a velocidade na direção i em [m/s]. Por fim, P_k é o termo que representa a taxa de produção de turbulência devido às forças viscosas em [kg/m.s³], o qual é obtido por (ANSYS, 2009):

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, \text{ onde } i=j=1, 2, 3. \quad (7)$$

Modelagem Física

O digestor de vísceras abordado neste trabalho é um equipamento com capacidade de 5000 litros, sendo composto por um eixo de vapor central, casco com paredes externa e interna (camisa de vapor) e tubos de entrada de vapor conforme exibido na Fig. 1.

Figura 1 - Geometria do digestor de vísceras: (a) partes do equipamento; (b) principais dimensões em [mm]

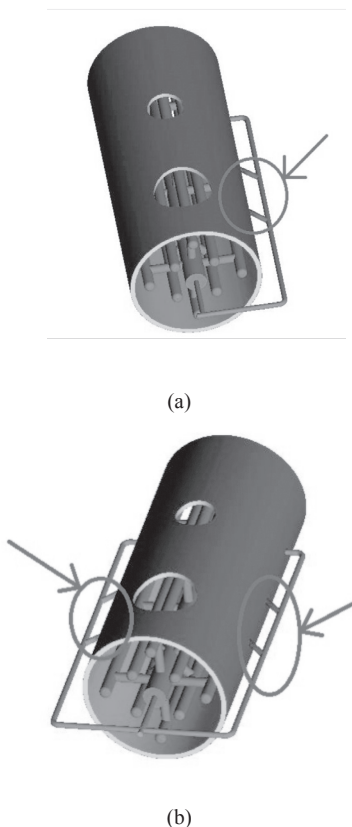


O digestor possui um casco com 3574 [mm] de comprimento e diâmetro de 1570 [mm]. O eixo possui 4574 [mm] de comprimento, um tubo central de 10 [in], 8 pás tubulares com diâmetro de 5 [in] cada, sendo que estas pás são unidas ao eixo principal por tubos (ancoramentos) de diâmetro de 4 [in]. O tubo distribuidor de vapor foi dimensionado com 5153 [mm] de desenvolvimento e com

60 [mm] de diâmetro. A entrada de vapor no eixo e na camisa apresenta um diâmetro de 60 [mm]; a saída de vapor do eixo foi modelada com um diâmetro também de 60 [mm] e a saída de vapor da camisa possui 127 [mm] de diâmetro.

Vislumbrando aperfeiçoamento nas formas de injeção de vapor na camisa do digestor de vísceras, propõem-se duas modificações na configuração geométrica atual. A primeira é alterar a inclinação dos dois primeiros tubos menores que injetam vapor para dentro da camisa de 90° para 45° (caso 2); a segunda proposição é duplicar o tubo de entrada de vapor no eixo e na camisa, já com os tubos menores inclinados, colocando-o alinhado no lado oposto da camisa externa do digestor (caso 3). Essas mudanças estão apresentadas nas Fig. 2-a e 2-b.

Figura 2 - Geometria do digestor de vísceras: (a) geometria do caso 2; (b) geometria do caso 3



Para as simulações computacionais, o digestor foi analisado em partes, sendo elas: eixo, camisa e um tubo de entrada de vapor.

Modelagem Numérica

Método dos Volumes Finitos (MVF)

O método dos volumes finitos desenvolvido por Patankar (1980) é aquele que, para obter as equações aproximadas, satisfaz a conservação das propriedades em nível de volumes elementares (MALISKA, 2004). Para a obtenção das equações aproximadas, dois métodos podem ser empregados. No primeiro, utilizado para casos simples, balanços da propriedade em questão são realizados nos volumes elementares (finitos). No segundo método, utilizado para casos mais complexos, integra-se sobre o volume elementar, em relação ao espaço e tempo, as equações na forma conservativa. Por forma conservativa, entende-se aquela na qual, na equação diferencial, os fluxos estão dentro do sinal da derivada, e na primeira integração aparecem os fluxos nas fronteiras do volume elementar, o que equivale ao balanço (MALISKA, 2004).

Para a solução do sistema de equações que modelam o escoamento de vapor no digestor, o critério de convergência empregado foi o RMS (*Root Mean Square - Raiz Quadrática Média*), o qual visa obter valores normalizados dos resíduos das equações. Nas simulações numéricas computacionais, a fim de procurar atingir uma convergência congruente para o caso atual de injeção de vapor e para os casos com mudanças geométricas, adotam-se valores inferiores a 10^{-4} , para todas as propriedades.

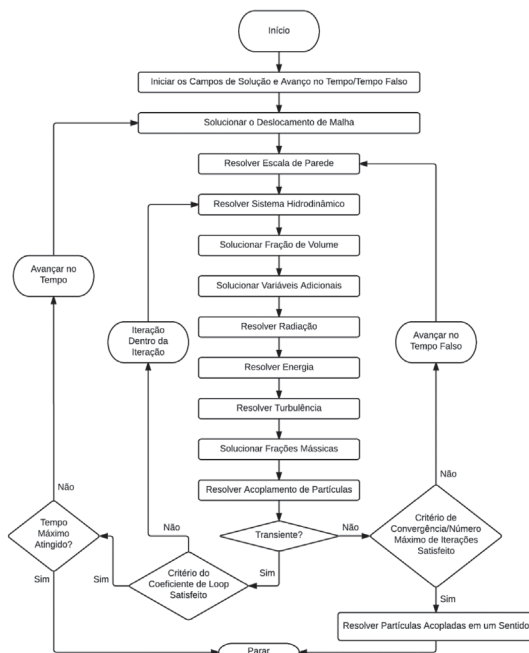
Método de Solução – ANSYS CFX

Como plataforma de simulação adota-se o *software* comercial Ansys CFX. O CFX

utiliza um método de solução para as simulações computacionais que opera segundo o fluxograma exibido na Fig. 3. A solução de cada conjunto de equações presentes no modelo computacional consiste de duas operações numéricas intensivas, geração do coeficiente, onde as equações não lineares são linearizadas e inseridas na matriz solução; e a solução da equação, onde as equações lineares são resolvidas utilizando-se o método *Algebraic Multigrid*.

O Algebraic Multigrid é um método de convergência por inversão de matrizes aprimorado. Este processo envolve a realização de iterações iniciais em uma malha fina (a malha original) e iterações posteriores em uma malha virtual mais grosseira. Os resultados obtidos são então transferidos da malha grosseira para a malha original (ANSYS, 2009).

Figura 3 - Metodologia de solução adotada pelo Ansys

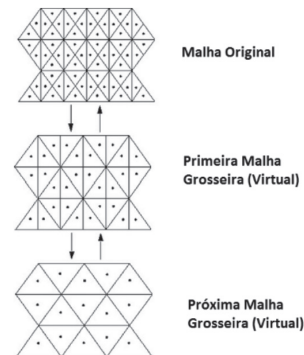


Fonte: Adaptado de ANSYS (2009)

Este método forma um sistema de equações discretas para a malha grosseira por

meio da soma das equações da malha original. Isto resulta em um engrossamento virtual do espaçamento da malha durante o curso das iterações, posteriormente refinando-a para obter uma solução mais precisa. O Ansys CFX utiliza uma implementação do método *Algebraic Multigrid*, chamada de Correção Aditiva. Isto se torna plausível pelo fato de que as equações discretas são representantes do equilíbrio das quantidades conservadas ao longo do volume de controle. As equações para a malha grosseira podem ser obtidas unindo os volumes de controle originais para criar volumes maiores, como pode-se observar na Figura 4. Assim, as equações da malha grosseira impõem requisitos de conservação ao longo de um volume maior, resultando em uma redução de erros (ANSYS, 2009).

Figura 4 - Variação dos volumes de controle da malha durante a solução de um problema no ANSYS



Fonte: Adaptado de ANSYS (2009)

Para a melhor disposição do presente trabalho, foram adotados alguns parâmetros especializados, buscando o melhor andamento da simulação e obtenção do critério de convergência proposto, garantindo assim resultados satisfatórios. Para isso, foram utilizados os parâmetros encontrados na Tab. I para índices de sub-relaxações. Por conseguinte, estima-se alguns dados para iniciar-se a simulação e para que a mesma ocorra de forma desejada, para isto, utiliza-se dos parâmetros estipulados na Tab. II.

Tabela I – Critérios de relaxação

<i>Overlap Relaxation Fluids</i>	1,0
<i>Solver Relaxation Fluids</i>	0,9
<i>Solver Relaxation Scalar</i>	1,0
<i>Model Coefficient Relaxation</i>	1,0
<i>Relax Mass</i>	0,75

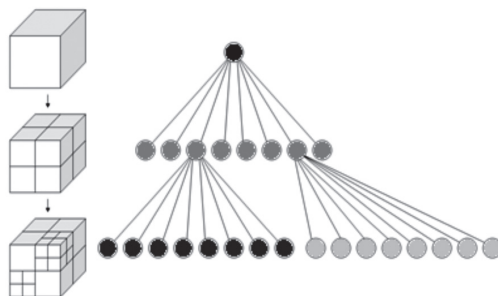
Tabela II – Configurações básicas

Esquema de advecção	<i>Upwind</i>
Esquema de interpolação para o modelo de turbulência	Primeira Ordem
Mínimo e Máximo de interações	1 a 10000
Passo de tempo (<i>Physical Timescale</i>)	0,001 [s]

Configurações de Malha

A malha do digestor de vísceras, para as três configurações geométricas, foi gerada no ICM CFD, programa integrante do pacote Ansys CFD. Inicialmente, as superfícies analisadas foram: camisa de vapor, superfície interna e externa do casco, tubo de inserção de vapor e o eixo central (por onde parte do vapor escoa).

A discretização do digestor foi realizada com a implementação de volumes tetraédricos e prismáticos sobre superfícies sólidas do domínio. O tipo de malha utilizado inicialmente foi o *Octree*, modelo que representa uma estrutura de dados em árvore, no qual cada nó interno tem exatamente oito nós vizinhos, os quais recursivamente subdividem-se em oito octantes, como pode ser observado na Fig. 5 (ANSYS, 2009). O algoritmo responsável por este modelo de geração garante refinamentos de malha onde necessário e mantém volumes maiores onde for possível, assim permitindo um esforço computacional menor para a resolução do problema. Desta forma, depois da geração no modelo *Octree*, prevendo uma melhora na qualificação e aprimoramento da malha, utilizou-se o modelo de malha Delaunay. A triangulação de Delaunay

Figura 5 - Estrutura de dados em árvore – *Octree*

Fonte: Adaptado de ANSYS (2009)

foi inserida em 1934 e, segundo Maliska Jr. (2001), para definir-se uma triangulação de Delaunay “D” de um conjunto de vértices “V” no plano, define-se primeiramente as seguintes propriedades: Qualquer círculo em tal plano é dito vazio caso este não contenha nenhum vértice de “V” no seu interior; Vértices localizados sobre a circunferência não são considerados no interior do círculo, não invalidando, portanto, o critério anterior; Sejam “u” e “v” dois vértices quaisquer de “V”. Um circuncírculo, ou círculo circunscrito, da aresta “uv” é qualquer círculo que passe pelos pontos “u” e “v”. Qualquer aresta possui infinitos circuncírculos.

A partir disto, Maliska Jr. (2001) afirma que a triangulação “D” é o grafo que respeita a seguinte regra: a aresta “uv” encontra-se na triangulação “D” se, e somente se, existe um circuncírculo vazio de “uv”. A aresta que satisfaz esta propriedade também é chamada de aresta de Delaunay. A triangulação de Delaunay desenvolve concomitantemente os seguintes parâmetros:

- a) maxmin ângulo (maximização do mínimo ângulo interno dos triângulos);
- b) minmax circuncírculo (minimização do máximo circuncírculo das arestas);

- c) minmax min-círculo de contenção (minimização do máximo mínimo-círculo de contenção das arestas).

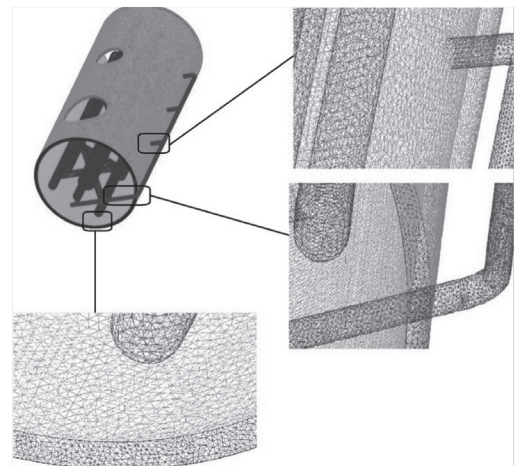
O respeito a estes três critérios no processo de geração dá origem a malhas que são adequadas para a simulação numérica. Esta triangulação possui um dual de interesse especial para a discretização de equações diferenciais utilizando o método dos volumes finitos (MALISKA JR., 2001). A triangulação de Delaunay, de um dado conjunto de pontos, conforme Maliska Jr. (2001), é única. Isto porque se obtém uma forma fechada e não ambígua para se determinar a presença ou não de uma aresta de Delaunay entre dois pontos quaisquer do conjunto de pontos fornecido. Uma rápida análise mostra que qualquer aresta pertencente ao envelope convexo de um conjunto de pontos também irá pertencer à triangulação de Delaunay de tais pontos. Da mesma forma, toda a aresta que conecta os dois vértices mais próximos é uma aresta de Delaunay. Isto porque o círculo diametral da aresta formada pelos dois vértices não engloba necessariamente nenhum outro vértice, pois este círculo tem o diâmetro igual à menor distância entre dois vértices da triangulação e, por sua vez, a aresta é Delaunay.

Os diversos algoritmos de triangulação de Delaunay disponíveis na literatura podem ser divididos em dois grandes grupos: diretos e incrementais. Os algoritmos diretos têm como característica fundamental a necessidade de saber de antemão o conjunto completo de vértices envolvidos na geração, enquanto os algoritmos incrementais precisam saber apenas sobre a triangulação atual e o novo vértice que será adicionado (MALISKA JR., 2001).

O número de volumes de controle gerados na geometria original (caso 1), na geometria com o tubo maior com a inclinação dos tubos menores (caso 2) e na geometria com a duplicação do tubo maior já com a inclinação dos

tubos menores (caso 3) são, respectivamente: 2.772.244 volumes, 2.772.477 volumes e 4.197.179 volumes. A malha pode ser melhor visualizada na Fig. 6. Em função de limitações computacionais não foi realizado teste de independência de malha para este estudo. No entanto, como a base de comparação será a mesma entre os casos, entende-se que um possível erro em relação ao refinamento da malha seja o mesmo para todos os casos e pode ser desconsiderado do ponto de vista qualitativo.

Figura 6 - Malha do digestor de vísceras gerada no software ICEM CFD



Condições de Contorno e Propriedades Físicas

Para as simulações computacionais, observando as partes do digestor, as condições de contorno prescritas para elas, conforme Tab. III, correspondem a temperaturas, tanto no eixo/tubo de entrada quanto na camisa, vazões e pressões de operação que são apresentadas na Tab. IV. O fluido utilizado no domínio é água (vapor) a 100 [°C], sendo um fluido contínuo pressão de 1 [atm], com aceleração igual a 9,81 [m/s²]. O movimento

do domínio considerou-se estacionário. As propriedades do fluido utilizado encontram-se na Tab. V.

Tabela III - Especificação das condições de contorno

Região	Tipo de condição de contorno
Paredes internas do digestor	Temp. prescrita e não deslizamento, com turbulência nula (<i>wall</i>)
Paredes externas do digestor	Fluxo convectivo e não deslizamento, com turbulência nula (<i>wall</i>)
Paredes externas do eixo	Temp. prescrita e não deslizamento, com turbulência nula (<i>wall</i>)
Tubo de injeção	Adiabático e não deslizamento, com turbulência nula
Saída	Pressão prescrita (<i>outlet</i>)
Entrada	Vazão mássica e temperatura constante (<i>Inlet</i>)

Tabela IV - Valores para as condições de contorno

Temperatura de entrada do vapor[°C]	151,11
Temperatura na superfície do eixo e camisa no interior do digestor[°C]	125
Vazão mássica de vapor na entrada [kg/s]	0,27
Pressão na saída [kPa]	490
Coefficiente de transferência de calor [W/m ² K]	10
Temperatura ambiente [°C]	25
ω na entrada	Valores médios (CFX)
k na entrada	Valores médios (CFX)

Tabela V - Propriedades do fluido

Massa Molar [kg/kmol]	18,02
Densidade [kg/m ³]	0,59837
Calor Específico [J/kg.K]	2080,1
Viscosidade Dinâmica [N.s/m ²]	1,227e-05
Condutividade Térmica [W/m.K]	0,0251

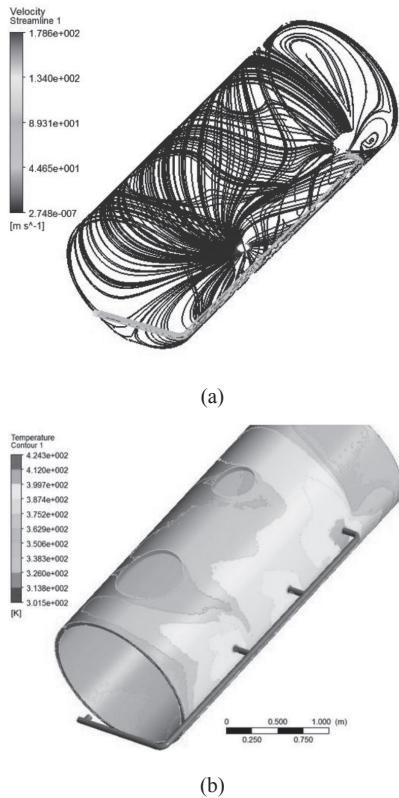
Resultados e Discussões

Este estudo se inicia analisando o estado atual do digestor com sua geometria original. Em seguida são avaliadas e comparadas as duas novas configurações geométricas propostas para o digestor, casos 2 e 3. A

partir disto, foi possível explorar os resultados obtidos e verificar suas alterações e possíveis anomalias. Assim sendo, na Fig. 7 apresentam-se os campos linhas de corrente (*Stream Lines*) com as magnitudes de velocidades obtidas, respectivamente, para o estado atual. Observa-se então que, conforme a legenda apresentada na figura, a menor velocidade encontrada é nula, sobre as superfícies sólidas, como esperado, e a maior velocidade ficou em 178,6 [m/s]. É possível também perceber que as maiores velocidades estão no tubo da entrada de vapor do eixo e da camisa, pelo fato de ser uma seção de pequena área de passagem, gerando para a vazão de operação grandes perdas de carga no escoamento. Também é possível perceber que as linhas de corrente na camisa, na região em que há a injeção de vapor pelo tubo, estão irregularmente distribuídas, acumulando a maior parte do fluxo de vapor no último ponto injetor, o que possibilita a má distribuição de vapor no restante da camisa, e por consequência do calor e carga térmica.

A Fig. 7-b exibe o campo de temperatura em torno da camisa do digestor mostrando a região onde estão concentradas as maiores e menores temperaturas. A mais alta temperatura é de 424,3 K (ou 151°C, que é a temperatura de entrada do vapor no digestor), indicando a consistência física da solução. Diante disso, percebe-se que as mais altas temperaturas estão no tubo de entrada de vapor e nas áreas próximas a essa região de entrada no interior da camisa, como esperado. Aqui já é possível constatar que a atual injeção de vapor não favorece uma distribuição homogênea de transferência de calor para o produto no interior do digestor e que é possível melhorar o desempenho térmico do equipamento. As altas temperaturas nesta região indicam a necessidade de uma camada de isolante térmico, a fim de evitar perdas para o ambiente.

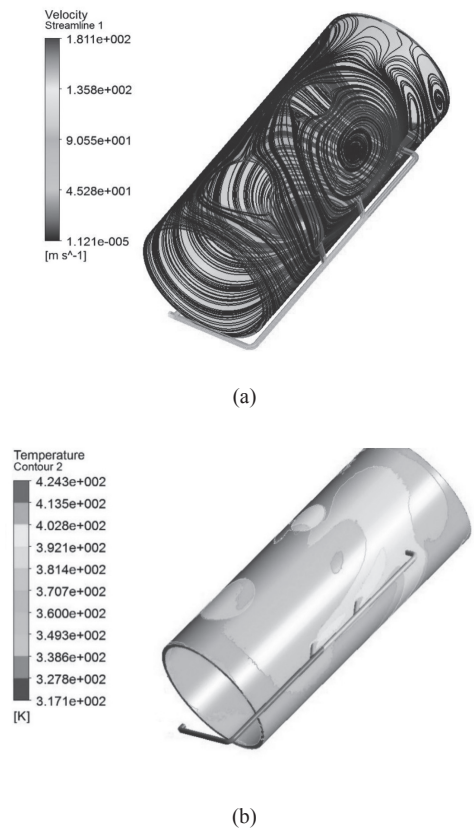
Figura 7 - Geometria Atual do digestor (caso 1): (a) Linhas de corrente do escoamento; (b) Campo de temperatura em torno da camisa do digestor



Realizadas as análises do estado atual do digestor, efetua-se a primeira mudança na geometria do digestor (caso 2), a fim de se obter novos e mais adequados resultados relativos a distribuição de temperatura e campos de linhas de corrente do escoamento. Avaliando-se as linhas de corrente sobre o casco do digestor, como pode ser visto na Fig. 8-a, consegue-se verificar uma diferença relevante de amplitude de área de vapor atingida na camisa, quando comparado ao estado atual do digestor. Percebe-se que as linhas de corrente transcorrem mais uniformemente todo o domínio (camisa), distribuindo de maneira mais homogênea o vapor. A inclinação dos dois primeiros tubos de injeção fez com que o fluxo de vapor possa entrar na camisa de maneira mais suave, diferentemente do estado atual de injeção, em que a maioria do

vapor que vai para a camisa seja pelo último ponto de injeção. Assim, pode-se observar na Fig. 8-a que as velocidades variam de zero [m/s] até 181,1 [m/s]. Com a inclinação em 45° dos tubos de injeção do vapor, observa-se que a velocidade aumentou relativamente ao caso atual do objeto em estudo. Ocorrerão maiores velocidades na entrada da camisa nos três pontos de injeção, e não mais em um só como no caso original, abrangendo maior área superficial ao longo do casco/camisa, melhorando a injeção do vapor e consequentemente a distribuição do calor e da carga térmica. Não ocorre mais recirculação nos dois primeiros pontos de injeção do vapor na camisa, diminuindo a perda de carga, facilitando a entrada e uma distribuição mais homogênea no equipamento.

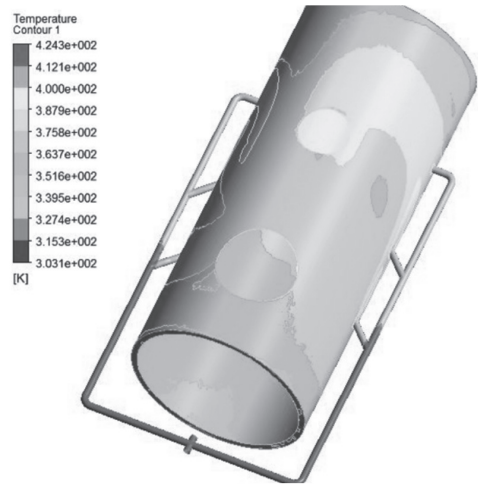
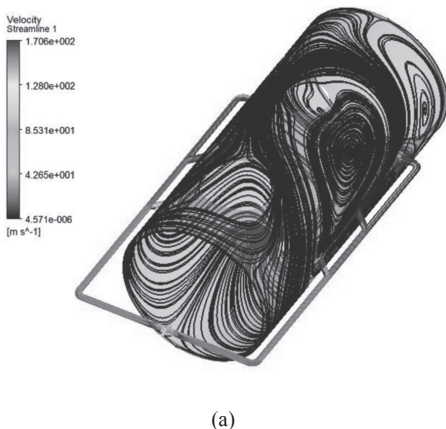
Figura 8 - Caso 2: (a) Linhas de corrente do escoamento; (b) Campo de temperatura em torno da camisa do digestor



A segunda análise se dá em torno do campo de temperaturas, como pode ser verificado na Fig. 8-b. As variações de temperatura foram pequenas dentro da camisa do digestor, permanecendo melhor distribuída a partir dos novos pontos de injeção, confirmando que a nova proposta geométrica na forma de injeção de vapor atingiu o objetivo, que é a melhoria da uniformidade de transferência de calor. Isto, conseqüentemente, melhorará o tempo de batelada e o cozimento das vísceras.

A segunda modificação na configuração geométrica do digestor consiste em duplicar de forma simétrica e oposta os tubos de injeção, mantendo-se a inclinação proposta para os tubos (caso 3). Visto isso, constata-se, a partir dos campos de linhas de corrente no digestor, observados na Figs. 9-a, que as velocidades encontradas variam de zero [m/s] sobre as superfícies sólidas a 170,6 [m/s] em algumas partes do domínio. Percebe-se então que a maior velocidade está novamente no tubo da entrada de vapor do eixo e da camisa, novamente pelo fato da sua pequena área em relação à vazão de operação. Porém, a partir da duplicação do tubo, pôde-se atentar que as linhas de corrente na camisa e na região em que há a injeção de vapor pelo tubo estão ainda mais uniformemente distribuídas, assim distribuindo mais uniformemente o vapor.

Figura 9 - Caso 2: (a) Linhas de corrente do escoamento; (b) Campo de temperatura em torno da camisa do digestor



(b)

Pode-se observar, a partir da Fig. 9-b, que o campo das temperaturas encontradas no casco estão melhor distribuídas do que no caso atual de injeção de vapor, gerando mais uniformidade na transferência de calor. Nota-se também que com os tubos inclinados e duplicados o calor será melhor distribuído devido à maior área com temperaturas mais elevadas, melhorando o cozimento das vísceras. Ainda, pode-se observar que na entrada do tubo onde está o “tê”, as temperaturas são as mais altas, isto devido à sua pequena área de vazão. Novamente recomenda-se inclusão de isolamento nesta tubulação. Entretanto, deve-se atentar para o tempo de cozimento, que, por conseguinte, será reduzido em função da melhor homogeneização das temperaturas na camisa.

A Tab. VI mostra alguns valores comparativos encontrados nas simulações realizadas. Avaliando os resultados apresentados, percebe-se que com a melhor distribuição do fluxo de vapor na camisa, devido às modificações na entrada do vapor, tem-se conseqüentemente um aumento no coeficiente de convecção junto à parede interna da camisa, indicando assim um aumento das taxas de transferência de calor do vapor para as vísceras que se encontram na parte interna do digestor (aqui

Tabela V - Dados comparativos dos três casos em estudo

Casos	Coeficiente médio de transferência de calor – h			
	Parede interna da camisa	Diferença relativa em relação ao caso atual (%)	Parede interna do eixo	Diferença relativa em relação ao caso atual (%)
	($A_s = 16,11 \text{ m}^2$) [W/m ² .K]		($A_s = 16,03 \text{ m}^2$) [W/m ² .K]	
Atual (Caso 1)	224,7	0	256,1	0
Tubos Inclinados (Caso 2)	231,1	+2,87	255,3	-0,31
Duplicação dos Tubos (Caso 3)	239,7	+6,68	257,5	+0,54

não sendo levadas em consideração para as simulações), mantendo-se praticamente inalterados os coeficientes de transferência de calor na parede interna do eixo. Portanto, através deste aumento, pode-se concluir que o tempo de bateladas diminuirá, aumentando a capacidade e rapidez na produção de farinha e óleo.

Para melhor avaliar a transferência de calor na camisa interna do digestor, a fim de melhor comparar os ganhos pelas modificações propostas, faz-se necessária a implementação de uma modelagem para o sub-produto no interior do digestor, avaliando-se assim as reais temperaturas na superfície da camisa, prevendo melhor os fluxos de calor.

Conclusões

Por meio de uma ferramenta computacional de CFD, realizou-se a modelagem e o estudo numérico de um digestor de vísceras de 5000 litros. Para a realização das simulações computacionais, foram selecionados a camisa do digestor, o eixo e a tubulação de entrada de vapor. Em todas as simulações computacionais foram obtidas convergências com resíduos abaixo de 1×10^{-4} , incluindo todas as variáveis de conservação, assim garantindo uma satisfatória precisão nos resultados. Na etapa inicial do estudo, o enfoque principal concentrou-se na avaliação dos campos de velocidade, pressão e

temperatura no escoamento para a configuração atual de injeção de vapor. Verificou-se uma deficiência na distribuição do fluxo de vapor, promovendo heterogeneidades nos fluxos de calor para o produto a ser processado no interior do equipamento, o que apontaria para uma excessiva condensação no decorrer do processo de cozimento das vísceras, tornando assim menos eficiente este processo.

Segundo os dados obtidos, os campos de maiores velocidades e temperaturas encontram-se no tubo que conduz o vapor para o eixo e para a camisa, onde há um escoamento não uniforme de vapor. Frente ao apresentado, tornou-se então importante o estudo de um redimensionamento das formas de injeção de vapor. Assim sendo, foram propostas duas novas geometrias da forma de injeção de vapor na camisa. Com isso, pôde-se observar grandes melhoras no campo de escoamento de vapor, abrangendo mais homoganeamente a dispersão de vapor na camisa. O primeiro caso, com a inclinação dos dois tubos menores, já apresentou maior homogeneização na distribuição do escoamento e temperaturas mais bem distribuídas. Contudo, com a segunda modificação proposta, a duplicação do tubos inclinados, notou-se ainda mais a homogeneização do fluxo de massa e dos campos de linhas de corrente, indicando melhoria no fluxo de calor que, conseqüentemente, resultaria numa diminuição da taxa de condensação

e diminuição do tempo de cozimento. Para ambos os casos, obteve-se um ganho em relação ao aumento do coeficiente médio de transferência de calor sobre a camisa interna do digestor, mantendo-se praticamente inalterados os valores deste coeficiente no eixo do equipamento. Deste modo, o caso que melhor

se adaptaria para o digestor em estudo é o da duplicação dos tubos de injeção na camisa, fazendo a inclinação em 45° , indicando um aumento na transferência de calor, o que pode resultar numa diminuição no tempo das bateladas.

REFERÊNCIAS

ANSYS Inc. **User's guide - CFX Solver Theory**, 2009.

FERROLI, P.C.M. **Balanceamento do sistema produtivo de farinhas e óleos: fábricas de subprodutos de origem animal**. 1999. Dissertação de Mestrado, PPGEP-UFSC, Florianópolis, 1999.

FERROLI, P. C. M.; LIBRELOTTO, L.I; FIOD NETO; FERROLI, R.H.. Método paramétrico aplicado em design de produtos, Parametric method for application in industrial design. **Revista Produção online**, v. 7, n. 3, p. 1-15, 2007.

FOX, R.W., McDONALD, A.T., PRITCHARD, P.J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 6. ed. Edição, LTC editora, 2001.

MALISKA, C.R. JR. **Geração de malhas para domínios 2,5 dimensionais usando triangulação de delaunay restrita**. Universidade Federal de Santa Catarina, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, fevereiro de 2001.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. Florianópolis: LTC, 2004.

PATANKAR, S. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Hemisphere Publishing Corporation, CRC Press, Taylor & Francis Group, 1980.

WILCOX, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. **AIAA Journal**, v. 26, n. 11, p. 1299-1310, 1988.