



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia de Energia**

**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE
CAROÇO DE AÇAÍ E GÁS:
USO DE MALHAS CONFORMES E
NÃO-CONFORMES**

**Autores: Priscila Pires Araujo
Thiago Ferreira Gomes
Orientador: Fábio Alfaia da Cunha**

**Brasília, DF
2015**



**PRISCILA PIRES ARAUJO
THIAGO FERREIRA GOMES**

**TÍTULO: ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE CAROÇO DE AÇAÍ
E GÁS: USO DE MALHAS CONFORMES E NÃO-CONFORMES**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha

**Brasília, DF
2015**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Araujo, Priscila Pires; Gomes, Thiago Ferreira.

Título da Monografia: Estudo da transferência de calor entre caroço de açaí e gás: uso de malhas conformes e não-conformes / Priscila Pires Araujo; Thiago Ferreira Gomes. Brasília: UnB, 2015. 76 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Orientação: Fábio Alfaia da Cunha.

1. Malhas não-conformes. 2. Dinâmica dos fluidos computacional. 3. Transferência de Calor I. Cunha, Fábio Alfaia.
II. Estudo da Transferência de Calor entre Caroço de Açaí e Gás: Uso de Malhas Conformes e Não-Conformes.

CDU Classificação



**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE CAROÇO DE AÇAÍ E GÁS:
USO DE MALHAS CONFORMES E NÃO-CONFORMES**

**Priscila Pires Araujo
Thiago Ferreira Gomes**

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 30/06/2015 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha, UnB/ FGA
Orientador

Profa. Dra. Juliana Petrocchi Rodrigues, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr. Augusto César de M. Brasil, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2015

AGRADECIMENTOS – PRISCILA PIRES ARAUJO

Agradeço primeiramente a Deus, ao qual devo tudo, porque Dele, por Ele e para Ele são todas as coisas para sempre. Amém.

Ao meus pais e meu irmão, pelo apoio em todos os momentos da minha vida, por acreditar mais em mim do que eu mesma quase sempre, por suportar todas as dificuldades ao longo deste curso e me tranquilizar nos momentos mais difíceis. Vocês tem uma enorme parcela nessa conquista. Vocês tornam a vida mais fácil.

Ao nosso orientador, Fábio Alfaia da Cunha, por aceitar partilhar esse desafio conosco e prestar todo o apoio, ajuda e orientação em inúmeros momentos e nos inspirar a sermos bons profissionais como ele é. Obrigada por tudo! Devemos muito a você, pessoal e profissionalmente.

A toda família e parentes, que fizeram parte dessa trajetória direta ou indiretamente.

A todos meus amigos, por toda a motivação e parceria ao longo desses anos. Obrigada por me motivar e por suportar todas minhas crises de ansiedade. E claro, por todas as risadas.

A todos da minha igreja, do grupo Integração Universitária e todos os que oraram todos os dias por mim e pela conclusão do meu curso. Sei que esse trabalho é resultado de muito esforço, mas também da fé de vocês.

A todos os professores, colegas, amigos e funcionários da UnB que de alguma maneira contribuíram nessa longa e recompensadora jornada de graduação. Temos orgulho de nos formar nessa instituição, em especial no campus Gama, que acompanhamos o crescimento desde o início e crescemos juntamente com ela.

AGRADECIMENTOS – THIAGO FERREIRA GOMES

Quero agradecer primeiramente a Deus, que por meio dele tudo é possível.

Agradeço também a toda minha família que me deu apoio e muita paciência durante todo esse tempo que estive na faculdade, em especial a minha avó, pois com ela aprendi as minhas maiores lições de vida.

Quero também agradecer a minha namorada que sempre acreditou em mim e na maioria das vezes até muito mais que eu mesmo.

Ao nosso orientador, Fábio Alfaia da Cunha, por aceitar partilhar esse desafio conosco e prestar todo o apoio, ajuda e orientação em inúmeros momentos e nos inspirar a sermos bons profissionais como ele é. Obrigado por tudo! Devemos muito a você, pessoal e profissionalmente.

E como não poderia esquecer: meus vários amigos que conheci nessa jornada me dando apoio e companheirismo.

A todos os profissionais da UnB que me ajudaram nessa sofrida, mas gratificante jornada de graduação. Sou orgulhoso de me formar na UnB, em especial no campus Gama, que também acompanhei o crescimento desde o início e cresci com ela.

RESUMO

O cenário energético mundial encontra-se em uma fase de busca por novas fontes de energia voltadas para a sustentabilidade e aprimoramento das fontes renováveis existentes, sendo a biomassa o foco deste trabalho. O presente trabalho de conclusão de curso aborda a análise computacional fluidodinâmica (CFD) da etapa de aquecimento do caroço de açaí, com foco na transferência de calor entre o caroço de açaí e o gás com a utilização de malhas conformes e não-conformes, objetivando a comparação entre ambos os casos. Através da realização do estudo sobre simulações envolvendo transferência de calor em casos com diferentes tipos de arranjo de estruturas e pontos de contato e seus respectivos resultados é escolhida a estrutura cúbica de face centrada com pontos de contato de pontes como foco da simulação deste trabalho. Para a construção da geometria e suas respectivas zonas de contorno e suas malhas foi utilizado o software denominado Gambit® e para a posterior resolução do escoamento, pós-processamento e obtenção dos resultados dos casos construídos foi usado o software Fluent®. Na etapa de processamento dos casos, o modelo de viscosidade escolhido foi o $k-\epsilon$. Além do estudo e análises realizadas nos softwares, realizou-se o estudo de escoamento de fluidos e de transferência de calor através das equações matemáticas existentes para tais, de modo a facilitar a compreensão da análise computacional.

Palavras-chaves: Malhas não-conformes. Dinâmica dos fluidos computacional. Transferência de calor. Estruturas empacotadas. Pontos de contato.

ABSTRACT

The world energy scenario is in a search phase for new sources of energy focused on sustainability and improvement of existing renewable sources, biomass being the focus of this work. The present monography discusses the computational fluid dynamics (CFD) analysis of gasification of the drying step in the fluidized bed of acai's core, focused on heat transfer between the acai's core and gas with the use of conformal mesh and nonconformal mesh, in order to compare both cases. By thoroughly study of simulations involving heat transfer in cases with different types of packing structure and contact points and their results is chosen the face center cubic packing form with bridges contact point focused on the simulation of this work. For the construction of the geometry and their boundary areas and its meshes was used software called Gambit® and the subsequent Resolution of flow, post-processing and obtaining the results of cases constructed FLUENT® software was used. In the processing step the selected viscosity model was the k- ϵ . In addition to the study and analysis performed in softwares, the study was carried out fluid flow and heat transfer through existing mathematical equations for such so as to facilitate understanding of the computational analysis.

Keywords: Non-conformal mesh. Computational fluid dynamics. Heat transfer. Packed structures. Contact points.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Matriz Energética Mundial	13
Figura 2. Evolução da Capacidade Instalada de Energia no Brasil 2010 a 2020	15
Figura 3. Diagrama dos Processos de Conversão Energética da Biomassa	15
Figura 4. Elemento infinitesimal em coordenadas cartesianas.....	29
Figura 5. Transferência de calor infinitesimal	30
Figura 6. Relação entre os Modelos Usados em Desenvolvimento de Projetos	36
Figura 7. Comparação entre Geometria de Malha Não-Conforme e Conforme em 3D.....	39
Figura 8. Estrutura e Dimensões do Combustor	44
Figura 9. Faces Criadas	45
Figura 10. Zonas de Contorno e Interfaces	46
Figura 11. Geometria com Malhas Não-Conformes	47
Figura 12. Zoom das Malhas	47
Figura 13. Novas Interfaces Criadas	48
Figura 14. Escolha do Modelo Sparlat-Allmaras	49
Figura 15. Geometria com Malhas Conformes	50
Figura 16. Zoom das Malhas Conforme	51
Figura 17. Perfis de Variação de Temperatura em Malhas Conformes e Não-Conformes	52
Figura 18. Perfis de Variação de Velocidade em Malhas Conformes e Não-Conformes	52
Figura 19. Taxa de Calor Perdida pelas Paredes com Malhas Conformes	53
Figura 20. Taxa de Calor Perdida pelas Paredes com Malhas Não-Conformes.....	53
Figura 21. Estrutura Completa Construída	54
Figura 22. Malha da Esfera Gerada	56
Figura 23. Estrutura Malhada com Malhas Não-Conformes	57
Figura 24. Zoom na Malha do Cilindro	57
Figura 25. Zoom do Cilindro e Esfera Malhados	58
Figura 26. Esfera malhada no caso conforme	59
Figura 27. Estrutura com malha conforme	59
Figura 28. Vista lateral da malha na estrutura	60
Figura 29. Detalhe da malha no caroço de açaí	60
Figura 30. Tipos de pontos de contato	61
Figura 31. Tipos de arranjos de estruturas	62
Figura 32. Estrutura construída no Gambit	63
Figura 33. Estrutura com as malhas conformes	64
Figura 34. Estrutura com as malhas não-conformes	65
Figura 35. Coeficiente de transferência de calor em malha conforme	68
Figura 36. Coeficiente de transferência de calor malha em não-conforme	68
Figura 37. Pressão ao longo do escoamento em malha conforme	69
Figura 38. Pressão ao longo do escoamento em malha não-conforme	69
Figura 39. Intensidade de turbulência no escoamento em malha conforme	70
Figura 40. Intensidade de turbulência no escoamento em malha não-conforme	70
Figura 41. Velocidade do fluido ao longo do escoamento em malha conforme	71
Figura 42. Velocidade do fluido ao longo do escoamento em malha não-conforme	72
Figura 43. Temperatura do ar e do açaí em malha conforme	73
Figura 44. Temperatura do ar e do açaí em malha não-conforme	73
Figura 45. Taxa de transferência de calor para malha conforme e não-conforme	74

LISTA DE QUADROS

Quadro 1. Fluxo de massa em coordenadas cartesianas.....	21
Quadro 2. Fluxo da quantidade de movimento em coordenadas cartesianas	22
Quadro 3. Fluxo de calor em coordenadas cartesianas	24
Quadro 4. Equações que regem um escoamento	25
Quadro 5. Número de Reynolds para criar turbulência.....	27
Quadro 6. Propriedades térmicas do caroço de açaí	55
Quadro 7. Dimensões e propriedades da estrutura construída	63
Quadro 8. Características da malha computacional.....	66
Quadro 9. Propriedades do ar e do açaí	66
Quadro 10. Tempo de simulação e iteração	67

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	MOTIVAÇÕES E JUSTIFICATIVAS	13
1.2	OBJETIVOS	17
1.2.1	Objetivos gerais	17
1.2.2	Objetivos específicos	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	DINÂMICA DOS FLUIDOS	18
2.1.1	Introdução a dinâmica dos fluidos	18
2.1.2	Campo de aceleração do fluido	19
2.1.3	Conservação da massa	20
2.1.4	Quantidade de movimento linear	22
2.1.5	Equação diferencial da energia	23
2.1.6	Equações gerais em forma de EDO	25
2.1.7	Classificação do escoamento	25
2.1.7.1	Viscoso e não viscoso	26
2.1.7.2	Escoamento interno e externo	26
2.1.7.3	Escoamento compressível e incompressível	26
2.1.7.4	Escoamento laminar e turbulento	26
2.1.8	Número de Reynolds	26
2.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	27
2.2.1	Introdução à transferência de calor	27
2.2.2	Condução de calor	29
2.2.3	Equação geral de condução de calor	30
2.2.4	Condições iniciais de contorno	31
2.2.4.1	Condição de contorno de temperatura especificada	32
2.2.4.2	Condição de contorno de fluxo de calor especificado	32
2.2.4.3	Condição de contorno isolado	32
2.2.4.4	Condição de contorno por interface	32
2.2.4.5	Condição de contorno de convecção	32
2.2.5	Transferência de calor por convecção	33
2.2.6	Número de Nusselt	34
3	DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	35
3.1	MALHA COMPUTACIONAL	37
3.1.1	Refino de Malhas	39
3.2	MODELO DE TURBULÊNCIA SPARLAT-ALLMARAS	40
3.2.1	Equação de transporte para o modelo Spalart-Allmaras	40
3.2.2	Modelando a viscosidade turbulenta	41
3.2.3	Modelagem de produção de turbulência	41
3.2.4	Condições de parede	42
3.2.5	Modelagem da transferência de massa e da convecção de calor	42
4	METODOLOGIA	44
4.1	CASO EXEMPLO DE UM COMBUSTOR EM 2D	44
4.1.1	Malha não conforme	45
4.1.2	Malhas conformes	50
4.1.3	Resultados	52
5	AQUECIMENTO DE UM CAROÇO DE AÇAI	54
5.1	MALHA NÃO-CONFORME	55
5.2	MALHA CONFORME	58
6	ESTRUTURA COM ESFERAS EMPACOTADAS	61

7	RESULTADOS	67
7.1	NÚMERO DE ITERAÇÕES E TEMPO DE SIMULAÇÃO	67
7.2	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	67
7.3	PRESSÃO.....	68
7.4	INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA	69
7.5	VELOCIDADE DO FLUIDO	71
7.6	TEMPERATURA ESTÁTICA DO AR E DO AÇAÍ.....	72
7.7	TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	74
8	CONCLUSÃO	75
9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	76

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÕES E JUSTIFICATIVAS

O setor energético atual mundial encontra-se em fase de busca e aperfeiçoamento de novas tecnologias para a geração de energia sustentável e limpa, com o objetivo de que essas energias alternativas correspondam a uma parcela significativa da matriz energética mundial. Segundo Cortez, essa incessante busca dá-se por dois motivos principais: a redução da dependência energética mundial em relação aos países exportadores de petróleo e derivados e o agravante aumento da temperatura global devido ao efeito estufa, o que causa mudanças climáticas preocupantes.

No cenário atual, os combustíveis fósseis são responsáveis por cerca de 80% do fornecimento mundial de energia, onde o petróleo corresponde a aproximadamente 35%, o carvão 24% e o gás natural 21%. As fontes sustentáveis de energia representam aproximadamente 14% do fornecimento mundial, no qual a biomassa corresponde a 11%. O gráfico do fornecimento energético mundial de 2012 está mostrado abaixo, na Fig. (1).

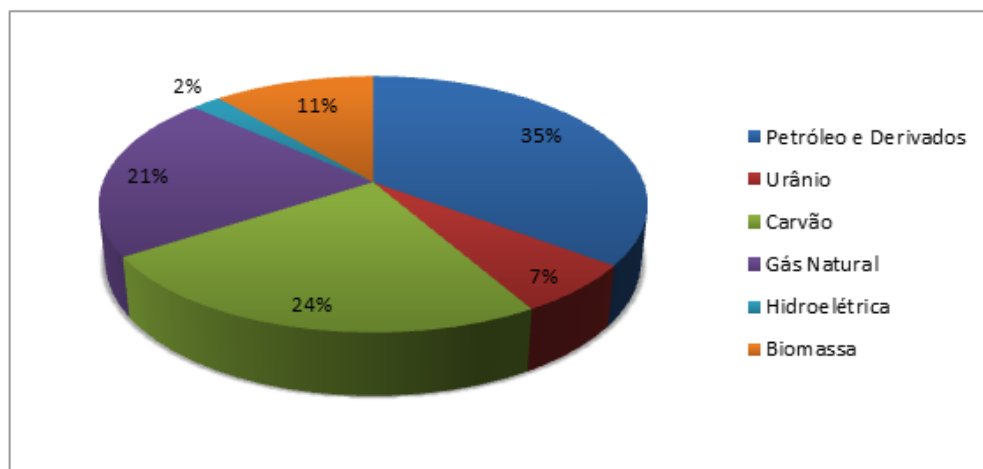


Figura 1. Matriz Energética Mundial (EME, 2012)

Com a necessidade de suprir energeticamente a população mundial e ao mesmo tempo reduzir as taxas de emissões de gases poluentes e a influência negativa do setor energético no meio ambiente, os estudos da energia elétrica gerada através da biomassa têm sido intensificados. Segundo Quaak et Al (1999), a disponibilidade da biomassa associada ao crescente estudo e investimento em tecnologias eficientes e de baixos níveis de emissão de poluentes fazem com que a biomassa torne-se uma opção promissora de combustível.

Ao analisar as tecnologias de energias renováveis existentes que já podem ser utilizadas no mercado energético, a biomassa é a única usada em processos modernos com alta eficiência capaz de suprir energeticamente tanto a produção para energia elétrica quanto o setor de transportes, segundo Cortez.

A biomassa tem como uma de suas principais vantagens o aproveitamento direto de energia, que pode ser realizado por meio da combustão em fornos e caldeiras. Embora a eficiência da biomassa ainda seja reduzida, estudos sobre tecnologias de conversão de energia mais eficientes, como a gaseificação e a pirólise, com o objetivo de aumentar a eficiência do processo e reduzir os impactos ambientais dessa alternativa de energia renovável.

A produção de energia proveniente da biomassa é favorável no Brasil, pelo fato de ser um país com ótimas condições climáticas que permitem a produção e a utilização dessa fonte de energia em larga escala.

Segundo o World Energy Outlook 2013 (WEO 13), documento com o objetivo principal a abordagem das principais questões de política energética da atualidade em todo o mundo, a demanda central de energia tende a mudar para as economias emergentes, principalmente China, Índia, Oriente Médio e o Brasil. Desse modo, estima-se que até o ano de 2035, os países emergentes corresponderão a mais de 90% do crescimento da demanda energética mundial. De acordo com esse documento, a demanda energética brasileira duplicará em vinte e dois anos, chegando a cerca de 940 TWh.

Ainda de acordo com o WEO 13, prevê-se o crescimento mundial de 45% da produção energética através das novas fontes renováveis, como solar, eólica e biomassa, sendo maior que a produção de gás natural. Segundo o Plano Decenal de Energia da IEA, abrangendo os anos de 2013 a 2022, o setor de biocombustível receberá 5% dos investimentos planejados, enquanto as fontes de energia eólica e biomassa receberão apenas 3%.

De acordo com o Plano Decenal da EPE, a capacidade instalada no Sistema Elétrico Interligado Nacional (SIN) chegará a cerca de 171 GW em dezembro de 2020, de forma que as fontes renováveis de energia sejam priorizadas, destacando-se as energias hidráulica, eólica e biomassa. Segundo a previsão desse plano, participação das hidrelétricas cairá de 75% para 67%, apesar do aumento absoluto de 22 GW nesse horizonte, entretanto a participação da geração proveniente de fontes alternativas, como a de usinas eólicas, de térmicas à biomassa e de PCH, dobrará em dez anos (de 2010 a 2020). A Figura (2) apresenta a evolução da capacidade instalada de energia no setor elétrico brasileiro de acordo com o Plano Decenal da EPE.

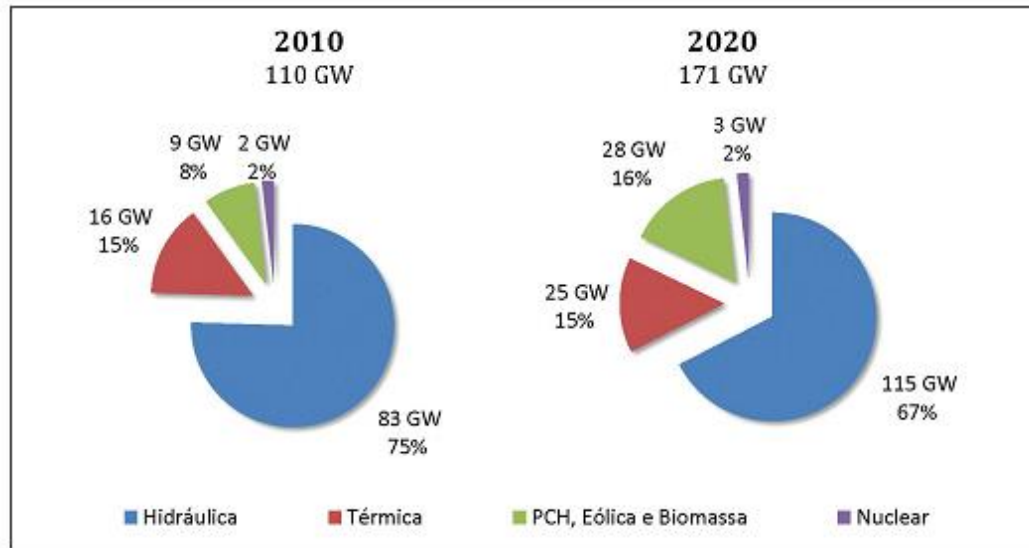


Figura 2. Evolução da Capacidade Instalada de Energia no Brasil 2010 a 2020 (EPE, 2011)

Segundo Cortez, o aproveitamento da biomassa pode ser dado através da combustão direta (com ou sem processos físicos de secagem, classificação, corte/quebra, entre outros), de processos termoquímicos (gaseificação, pirólise, liquefação e transesterificação) e de processos biológicos (digestão anaeróbia e fermentação). A Figura (3), mostrada abaixo, apresenta os tipos de processo conversão de cada tipo de biomassa em energia.

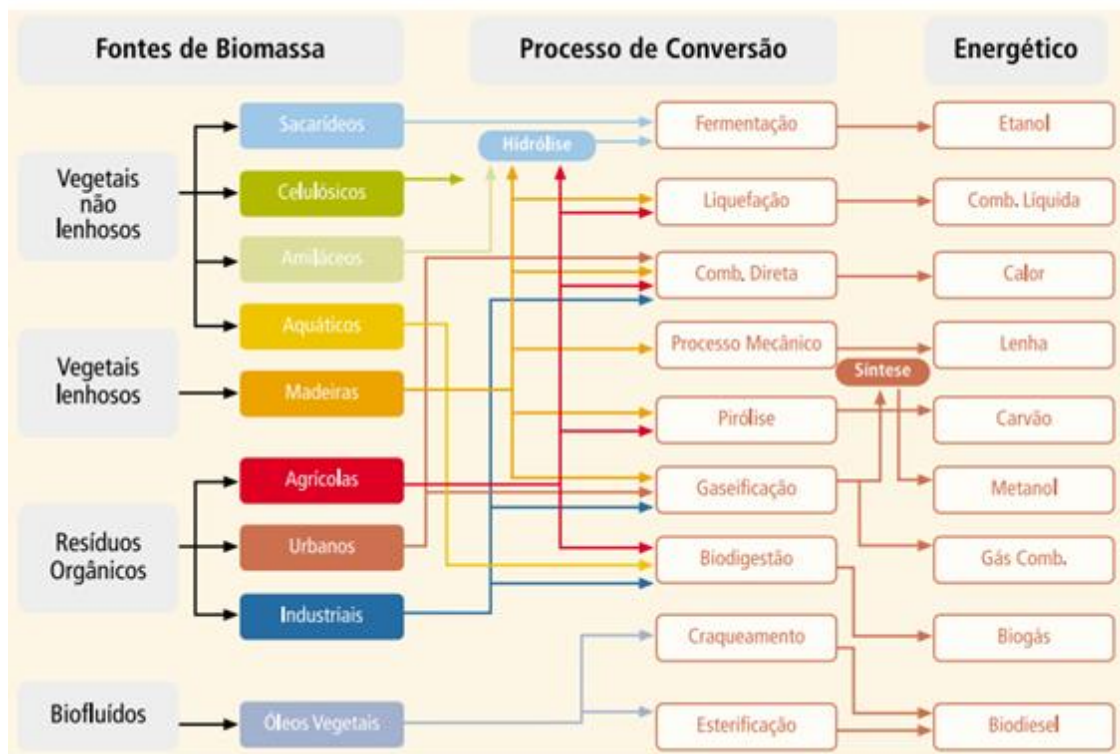


Figura 3. Diagrama dos Processos de Conversão Energética da Biomassa (MME, 1982)

Segundo Dornburg e Faaij (2010), a eficiência elétrica de sistemas de produção de energia através da biomassa diminui grandemente para baixas potências, tanto em sistemas com combustão e ciclo a vapor quanto em sistemas que utilizam o processo da gaseificação. Contudo, ao comparar os sistemas que fazem uso dos processos de conversão de combustão e ciclo a vapor aos sistemas que utilizam a gaseificação, este último processo apresenta uma maior eficiência, mesmo para baixas potências.

Sendo assim, o processo escolhido para o caso tratado é a gaseificação em leito fluidizado e a etapa desse processo que será estudada e abordada no presente trabalho é o aquecimento da biomassa, de maneira mais específica, o aquecimento do caroço de açaí, onde ocorre a evaporação da umidade presente na biomassa utilizada no processo. É um processo fundamental, pois o excesso a umidade contida na biomassa torna caro o transporte, dificulta o armazenamento e reduz o poder calorífico da mesma.

Dessa maneira, a simulação computacional fluidodinâmica envolvendo o processo de aquecimento do caroço de açaí é de significativa utilidade e praticidade para o estudo dessa etapa fundamental na gaseificação da biomassa, uma vez que os estudos e investimentos em energias renováveis tende a aumentar de forma notória nos próximos anos.

Para a realização da simulação em questão tornou-se necessário o estudo da dinâmica dos fluidos computacional, dando uma especial atenção para a etapa de construção e de refinamento de malhas computacionais, sendo essa uma das etapas mais importantes da simulação. Buscando novas formas mais eficientes, com menor custo e menor tempo de analisar computacionalmente a etapa de aquecimento do caroço de açaí, o presente trabalho aborda a comparação do uso de malhas conformes e malhas não-conformes na criação da geometria do caso. Além disso, é fundamental na etapa do processamento, pós-processamento e análise dos resultados do caso computacional o estudo de equações matemáticas de dinâmica dos fluidos e transferência de calor, como a de conservação da massa, quantidade de movimento, equação diferencial da energia, primeira lei da termodinâmica, equação geral de condução de calor, número de Reynolds, entre outras.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivos gerais

O objetivo geral do trabalho em questão trata-se da realização de simulações computacionais envolvendo dinâmica dos fluidos e transferência de calor para avaliar o processo de aquecimento de biomassa do caroço de açaí em leito fluidizado, incluindo comparações entre o uso de malhas conformes e malhas não-conformes sobre suas vantagens relacionadas a aproximação do real e menores gastos de tempo.

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são listados a seguir:

- Abordar a importância das energias provenientes de fontes renováveis, especificamente a biomassa;
- Mostrar a relevância e o uso da dinâmica dos fluidos computacional para casos de engenharia envolvendo escoamento de fluidos e transferência de calor;
- Levantar as equações matemáticas englobadas na simulação computacional a ser realizada;
- Abordar as malhas computacionais e sua relevância na construção de uma geometria na simulação;
- Simular computacionalmente a gaseificação da biomassa, especificamente o processo de aquecimento de esferas representando caroço de açaí;
- Construir estruturas com diferentes tipos de empacotamento e pontos de contato entre as esferas e compará-las;
- Analisar e processar no software FLUENT a geometria construída;
- Demonstrar os resultados e comparar o caso construído com o uso de malhas conformes e malhas não-conformes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 DINÂMICA DOS FLUIDOS

2.1.1 Introdução a dinâmica dos fluidos

Segundo White (2011), a mecânica dos fluidos é o estudo dos fluidos em movimento ou em repouso, seja o fluido em seu estado líquido ou gasoso. As aplicações de estudos vão desde escoamento em tubulações a turbinas. Desta forma se faz necessário que haja uma maneira de interpretar diversos fenômenos reais e procurar equaliza-los afim que se possa estudá-los e otimizá-los.

As duas maiores dificuldades para tal análise são a geometria de um objeto e a viscosidade do fluido. As equações básicas do movimento dos fluidos são muitas das vezes complexas de se resolver analiticamente dependendo da geometria do problema e suas condições de contorno que regem o problema.

A ação da viscosidade dentro de um problema é muito importante visto que essa determina uma série de parâmetros que informa qual é o estado do escoamento. Em problemas onde a modelagem é feita de forma simplificada a viscosidade do fluido pode ser considerado constante ao longo do escoamento, o que não é válido para problemas onde é necessária uma análise completa do fluido ao longo do escoamento, como é o caso do ar que passa por uma turbina de jato, pois para uma dada velocidade o ar se comprime fazendo assim que sua viscosidade mude constantemente. Técnicas computacionais são ideais para resolver diversos tipos de problemas com escoamento em geometrias complexas e com problemas onde pode haver compressibilidade do fluido ao longo do escoamento tais como: escoamento dentro de turbinas e motores.

Para se analisar o movimento de um fluido é possível escolher por dois caminhos de análise: procurar uma estimativa dos efeitos globais sobre uma região finita, ou seja, em um volume de controle ou detalhar ponto a ponto dentro de um padrão de escoamento, analisando uma região infinitesimal do escoamento, ou seja, fazer uma análise de pequena escala ou análise diferencial.

Para fazer uma análise diferencial de um escoamento é necessário aplicar as quatro leis básicas de conservação a um volume de controle infinitamente pequeno. Sendo assim, são necessárias equações diferenciais básicas dos movimentos dos fluidos para resolução de problemas com escoamento e também a utilização de condições de contorno apropriadas.

Há três modos básicos de abordagem de um problema de escoamento de um fluido, sendo estes modos:

- Volume de controle ou análise integral;
- Sistema infinitesimal ou análise diferencial;
- Estudo experimental ou análise dimensional.

Para resolver um problema de escoamento sempre devem-se satisfazer os seguintes parâmetros:

- Conservação da massa;
- Quantidade de movimento linear;
- Primeira lei da termodinâmica;
- Uma relação de estado como $\rho = \rho(\rho, T)$.

2.1.2 Campo de aceleração do fluido

Ainda segundo White (2011), para iniciar a análise de fluido deve-se primeiro definir a velocidade do fluido no escoamento. Dessa forma, estabelecendo que a forma vetorial cartesiana de um campo de velocidade varia no espaço e no tempo temos:

$$V(r, t) = iu(x, y, z, t) + jv(x, y, z, t) + kw(x, y, z, t) \quad (1)$$

Onde:

V = velocidade da partícula;

u = velocidade da partícula no eixo x;

v = velocidade da partícula no eixo y;

w = velocidade da partícula no eixo z.

Segundo White (2011), a velocidade é a variável mais importante na mecânica dos fluidos, pois o conhecimento do campo vetorial de velocidade é essencial para a resolução de problemas de escoamento. Existem duas visões distintas para a análise do problema: a primeira é chamada de euliana, onde se fixa um ponto e “observa” o escoamento ao longo do tempo e segunda trata-se da análise lagrangiana, que por sua vez é bem diferente, pois esta segue a posição móvel das partículas do escoamento de forma individual.

Derivando o vetor velocidade ao longo do tempo tem-se como resultado a aceleração de uma partícula, como pode ser observado com a equação a seguir:

$$a = \frac{dV}{dt} = i \frac{du}{dt} + j \frac{dv}{dt} + k \frac{dw}{dt} \quad (2)$$

Onde:

a = aceleração da partícula;

Cada uma das variáveis u , v e w está sobre função de x , y , z e t . Aplicando a regra da cadeia para resolver a derivada temporal escalar em apenas um dos termos tem-se:

$$\frac{du(x,y,z,t)}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{dz}{dt} \quad (3)$$

Por definição tem-se que dx/dt é igual a componente u , de forma análoga $dy/dt=v$, $dz/dt=w$. Com isso a equação acima pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \quad (4)$$

De forma exatamente similar, as equações podem ser feita onde se substitui u por v ou w , onde du/dt é substituído por dv/dt ou dw/dt .

Se forem agrupadas as expressões das derivadas temporais de cada uma das componentes do vetor aceleração é obtida a seguinte expressão:

$$a = \frac{\partial V}{\partial t} + \left(u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z} \right) \quad (5)$$

O operador nlapla pode ser definido como:

$$\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z} \quad (6)$$

Com o uso do operador nlapla no vetor aceleração o mesmo se resume em:

$$a = \frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla)V \quad (7)$$

O termo $\partial V/\partial t$ é chamado de aceleração total, como esse termo é dependente do tempo caso o escoamento seja permanente ele vale zero. Os três termos entre parênteses são chamados de aceleração convectiva, que aparece quando a partícula se desloca para regiões com velocidade variável no espaço.

2.1.3 Conservação da massa

Para o volume de controle infinitesimal fixo, quando este pode ser expresso em termos de dx , dy e dz é que se mostra eficaz para o estudo para solucionar problemas fluido mecânicos. Feito isso é possível se considerar que para cada lado o elemento se torna praticamente unidimensional, logo a equação a seguir do balanço de massa pode ser expressa da seguinte forma:

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial T} dV + \sum_i (\rho_i A_i V_i) - \sum_l (\rho_l A_l V_l) = 0 \quad (8)$$

Onde:

ρ = massa específica do fluido;

A equação mostra que todo fluxo de massa que entra é igual o fluxo de massa que sai, mesmo quando se considera a variação da massa específica do fluido ao longo do escoamento.

O elemento é tão pequeno que a integral de volume pode ser escrita na forma diferencial:

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial T} dV \approx \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (9)$$

Considerando a conservação de massa temos que se ρu for conhecido na face esquerda do elemento infinitesimal, o valor desse produto na face direita será $\rho u + \partial \rho u / \partial x$.

De forma análoga a ideia de fluxo de massa aplicada às faces da direção x (esquerda e direita), pode ser aplicada na direção y (inferior e superior) e em z (atrás e frente).

O quadro abaixo mostra a listagem dos seis fluxos em cada uma das faces.

Quadro 1. Fluxo de massa em coordenadas cartesianas (AUTORES)

Face	Fluxo de massa na entrada	Fluxo de massa na saída
X	$\rho u dy dz$	$\left[\rho u + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) dx \right] dy dz$
Y	$\rho v dx dz$	$\left[\rho v + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) dy \right] dx dz$
Z	$\rho w dx dy$	$\left[\rho w + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) dz \right] dx dy$

Ao aplicar os termos do quadro na equação do somatório tem-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) dx dy dz = 0 \quad (10)$$

O volume elementar se cancela em cada um dos termos restando apenas:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \quad (11)$$

A equação acima é chamada de *equação da continuidade* porque ela não requer nenhuma hipótese exceto que a massa específica e a velocidade seja funções contínuas.

Aplicando o operador nãpla novamente e equação da continuidade pode ser resumida da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) \equiv \nabla \cdot (\rho V) \quad (12)$$

Logo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (13)$$

2.1.4 Quantidade de movimento linear

Usando o conceito de volume de controle infinitesimal elementar a relação da quantidade de movimento linear é:

$$\Sigma F = \frac{\partial \rho}{\partial t} \int_{VC} V \rho dV + \Sigma_i (\rho_i A_i V_i)_{sai} - \Sigma_l (\rho_l A_l V_l)_{entra} = 0 \quad (14)$$

Onde:

F=forças que atuam no fluido

Considerando que o elemento de volume é tão pequeno que pode ser desconsiderado e expressão se reduz a um termo diferencial:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V dV) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho V) dx dy dz \quad (15)$$

O quadro abaixo mostra o fluxo da quantidade de movimento nas seis faces do elemento infinitesimal.

Quadro 2. Fluxo da quantidade de movimento em coordenadas cartesianas (AUTORES)

Face	Fluxo de massa na entrada	Fluxo de massa na saída
X	$\rho u V dy dz$	$\left[\rho u V + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u V) dx \right] dy dz$
Y	$\rho v V dx dz$	$\left[\rho v V + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v V) dy \right] dx dz$
Z	$\rho w V dx dy$	$\left[\rho w V + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w V) dz \right] dx dy$

Aplicando os termos acima nas duas equações dessa seção obtemos:

$$\Sigma F = dx dy dz \left[\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u V) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v V) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w V) \right] \quad (16)$$

O termo em colchetes pode ser escrito da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u V) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v V) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w V) = V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) \right] + \rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z} \right) \quad (17)$$

Dessa forma é possível observar que o termo do lado esquerdo que está entre colchetes é a equação da continuidade, logo a mesma é igual a zero. Observando melhor o termo do lado direito entre parênteses, que é conhecido como aceleração total de uma partícula, é possível escrevê-lo da seguinte forma:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z} = \frac{dV}{dt} \quad (18)$$

Agora a equação da força pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\Sigma F = \frac{\partial}{\partial t}(\rho V) dx dy dz \quad (19)$$

2.1.5 Equação diferencial da energia

Aplicando a primeira lei da termodinâmica em um volume de controle fixo por onde passa um escoamento qualquer, tem-se:

$$\dot{Q} - \dot{W}_e - \dot{W}_s = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} e \rho dV \right) + \int \left(e + \frac{p}{\rho} \right) \rho (V \cdot n) dA \quad (20)$$

Onde:

\dot{Q} = Balanço entre o calor que sai e o calor q entra no sistema;

\dot{W}_e = Trabalho que entra no sistema;

\dot{W}_s = Trabalho que sai do sistema;

e = Energia específica no sistema.

Como não pode haver um eixo infinitesimal entrando no volume de controle $W_e=0$ e, assim como foi feito para descrever a equação do movimento linear, a equação acima toma a seguinte forma:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = \left(\rho \frac{de}{dt} + V \cdot \nabla p + p \nabla \cdot V \right) dx dy dz \quad (21)$$

Utilizando a lei de Fourier que será mais detalhada adiante tem-se:

$$q = -k \nabla T \quad (22)$$

Onde:

q = fluxo de calor;

k = condutividade térmica;

∇T = gradiente de temperatura.

Logo o fluxo de calor passando em cada um dos eixos pode ser observado no quadro a seguir:

Quadro 3. Fluxo de calor em coordenadas cartesianas (AUTORES)

Faces	Fluxo de calor de entrada	Fluxo de calor de saída
X	$qx \, dy \, dz$	$\left[qx + \frac{\partial}{\partial x}(qx)dx \right] dy \, dz$
Y	$qy \, dx \, dz$	$\left[qy + \frac{\partial}{\partial y}(qy)dy \right] dx \, dz$
Z	$qz \, dx \, dy$	$\left[qz + \frac{\partial}{\partial z}(qz)dz \right] dx \, dy$

Fazendo o balanço dos termos que entram menos os que saem tem-se:

$$\dot{Q} = - \left[\frac{\partial}{\partial x}(qx) + \frac{\partial}{\partial y}(qy) + \frac{\partial}{\partial z}(qz) \right] dx \, dy \, dz = \nabla \cdot (k\nabla T) dx dy dz \quad (23)$$

O trabalho realizado pelas tensões viscosas é igual ao produto do componente da tensão, pelo seu correspondente componente de velocidade e pela área da face de cada elemento, logo pode ser escrita como:

$$\dot{W}_v = - \left[\frac{\partial}{\partial x}(u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y}(u\tau_{yx} + v\tau_{yy} + w\tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z}(u\tau_{zx} + v\tau_{zy} + w\tau_{zz}) \right] dx \, dy \, dz \quad (24)$$

Onde:

\dot{W}_v = Trabalho realizado pelas tensões viscosas;

τ_{ij} = Tensão de cisalhamento nas componentes i e j.

A equação acima pode ser resumida para melhor visualização na seguinte forma:

$$\dot{W}_v = -\nabla \cdot (\mathbf{V} \cdot \nabla \tau_{ij}) dx dy dz \quad (25)$$

Utilizando a equação do trabalho das tensões viscosas e do calor líquido adicionado ao elemento da equação diferencial geral da energia temos:

$$\rho \frac{de}{dt} + \mathbf{V} \cdot \nabla p + p \nabla \cdot \mathbf{V} = \nabla \cdot (k\nabla T) dx dy dz + \nabla \cdot (\mathbf{V} \cdot \nabla \tau_{ij}) dx dy dz \quad (26)$$

Onde:

k = Condutividade térmica do material.

Se considerar que o um termo do trabalho viscoso pode escrito em função da função de dissipação viscosa, S , tem-se:

$$\nabla \cdot (\mathbf{V} \cdot \nabla \tau_{ij}) = \nabla \cdot (\mathbf{V} \cdot \nabla \tau_{ij}) + S \quad (27)$$

Substituindo as equações na equação da energia temos a equação diferencial geral da energia:

$$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} + p(\nabla \cdot \mathbf{V}) = \nabla \cdot (\mathbf{V} \cdot \nabla \tau_{ij}) + S \quad (28)$$

Onde:

S = função de dissipação viscosa.

Essa equação é válida para fluidos newtonianos sob condições gerais de escoamento não permanente, compressível, viscoso e com condução de calor, desde que se despreze a transferência de calor por radiação e as fontes internas de geração de calor que podem ocorrer no sistema.

2.1.6 Equações gerais em forma de EDO

Há três equações básicas que devem ser respeitadas para que um problema de escoamento seja resolvido, que são mostradas no Quadro (4).

Quadro 4. Equações que regem um escoamento (AUTORES)

Continuidade	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0$
Quantidade de movimento	$\rho \frac{d\mathbf{V}}{dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij}$
Energia	$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} + p(\nabla \cdot \mathbf{V}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S$

2.1.7 Classificação do escoamento

Çengel (2011) mostra em sua maneira que classificar o tipo de escoamento é fundamental para a prática da resolução de problemas. A seguir será mostrado como Çengel classifica um escoamento com base em suas propriedades inerente do fluido quanto ao escoamento:

2.1.7.1 Viscoso e não viscoso

A viscosidade é denominada como a resistência interna ao escoamento. Os escoamentos em que os efeitos do atrito são significativos são chamados de escoamentos viscosos, logo problemas onde os efeitos de atrito do fluido com a superfície não são significativos são chamados de não viscosos.

2.1.7.2 Escoamento interno e externo

O escoamento do fluido sobre uma superfície, como uma placa, fio ou esfera, é chamado de escoamento externo, porém quando o fluido pode passar dentro de uma estrutura como um tubo ou duto é dito que o escoamento é interno.

2.1.7.3 Escoamento compressível e incompressível

O que determina se um escoamento é compressível ou incompressível varia de acordo com o nível de variação da densidade do fluido durante o período que o mesmo escoar. O fluido é classificado como incompressível quando sua densidade permanece constante ou praticamente constante durante o período de escoamento do contrário ele é compressível. A compressibilidade de um fluido pode ser influenciada pelo seu estado sólido, líquido e gasoso e a velocidade que o fluido escoar.

2.1.7.4 Escoamento laminar e turbulento

É dito que o escoamento é laminar quando o movimento do fluido é altamente ordenado, como é o caso de um óleo percorrendo uma longa tubulação. Porém, quando o movimento do fluido durante o escoamento toma características desordenadas o escoamento passa a ser turbulento e estando entre laminar e turbulento é chamado de regime de transição. Para determinar de forma pragmática se um escoamento é laminar ou não é possível calcular o número de Reynolds.

2.1.8 Número de Reynolds

Segundo Çengel (2008), nenhum escoamento pode se tornar de laminar para turbulento de forma instantânea, antes ele passa por uma zona de transição, que pode ter um curto ou elevado período de tempo, dependendo das propriedades do fluido.

Essa transição depende principalmente da geometria da superfície, rugosidade superficial da mesma e da velocidade do escoamento, da temperatura de superfície e tipo de fluido. Após vários experimentos, o engenheiro Osborne Reynolds (1842-1912) descobriu que o regime de escoamento depende principalmente da relação entre as forças inerciais e as forças viscosas do fluido, essa relação é chamada de número de Reynolds.

O número de Reynold é um número adimensional que relaciona forças de inércia do fluido com forças viscosas para o escoamento interno em um tubo circular, como pode observado na equação a seguir:

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (29)$$

Onde:

V = velocidade a montante;

L_c = comprimento característico da geometria;

ρ = densidade do fluido;

μ = viscosidade cinemática do fluido.

O quadro a seguir mostra o estado do escoamento do fluido conforme o aumento do número de Reynolds, segundo Çengel, em situações práticas.

Quadro 5. Número de Reynolds para criar turbulência (Çengel, 2008)

Número de Reynolds	Estado do escoamento
$Re \leq 2300$	Escoamento laminar
$2300 \leq Re \leq 4000$	Escoamento de transição
$Re \geq 4000$	Escoamento turbulento

2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

2.2.1 Introdução à transferência de calor

Çengel (2008) diz que a transferência de calor tem direção e magnitude. A taxa de condução de calor na direção específica é proporcional ao gradiente de temperatura, que é a variação de temperatura com distância na mesma direção. A condução de calor em um meio no mundo real ocorre sempre tridimensional dependente do tempo e da temperatura no meio, que varia com posição e com tempo, $T=T(x, y, z, t)$. A condução de calor em um meio é considerada permanente quando a temperatura não varia com o tempo, e é dita não permanente ou transiente quando varia. A condução de calor em um meio é considerada

unidimensional quando a condução é significativa em dimensão única e desprezível na outras duas, bidimensional quando a condução na terceira dimensão é desprezível e tridimensional quando a condução em todas as três dimensões é significativa.

Sempre que existir um gradiente de temperatura dentro de um sistema ou que dois sistemas a diferentes temperaturas forem colocados em contato haverá transferência de energia. O processo pelo qual a energia é transportada é conhecido por transferência de calor. O calor não pode ser medido ou observado diretamente, porém os feitos que ele produz são susceptíveis de observação e medição.

A transferência de calor pode ser definida como a transmissão de energia de uma região a outra resultante de uma diferença de temperatura entre elas. Especificamente apenas condução e radiação são formas de mecanismos de transferência de calor, pois esses dependem apenas de existência de uma diferença de temperatura para operar. Já a convecção não atende somente a diferença de temperatura para opera a mesma também depende do transporte mecânico de massa para que possa transporta energia. Entretanto, como a convecção também realiza transmissão de energia de regiões de temperatura mais alta para regiões de temperatura mais baixa, ela também foi aceita como um tipo de transferência de calor de forma generalizada.

Ainda segundo Çengel (2008), há dois meios de classificar um sistema onde há transferência de calor, esses são: permanentes (também chamados de regime permanente), ou transientes (que podem ser chamados de não permanentes). O termo permanente implica que não há variação em nenhum ponto no meio ao longo do tempo, enquanto transiente implica na variação ao longo do tempo ou dependência do tempo. Portanto, para uma transferência de calor permanente o fluxo de calor se mantém inalterado ao longo do tempo durante a transferência de calor permanente através do meio, embora ambas as quantidade possa variar de uma posição para outra. Já na transferência de calor transiente a temperatura normalmente varia com o tempo e coma a posição. No caso específico de variação apenas com o tempo e não com a posição, a temperatura do meio varia uniformemente como o tempo, e esses sistemas de transferência de calor são denominados sistemas aglomerados.

De forma real a grande maioria dos fenômenos analisados que envolvem transferência de calor é de natureza transiente, mas geralmente são consideradas condições de regime permanente na análise, tendo em vista processos permanentes no fenômeno, para que assim os mesmo sejam mais fáceis de analisar e ainda fornecem respostas bem perto do real.

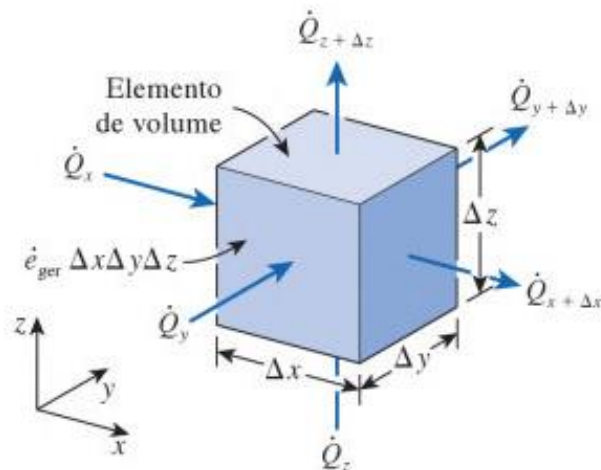


Figura 4. Elemento infinitesimal em coordenadas cartesianas (Çengel, 2012)

Como já mencionado, os sistemas de transferência de calor podem também ser classificados como unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais, dependendo da magnitude relativa das taxas de transferência de calor em diferentes direções e do nível de exatidão desejada. Considerando o caso mais geral, a transferência de calor é tridimensional, logo a temperatura varia ao longo de todas as três direções principais no meio durante o processo de transferência de calor. Em muitos casos tanto a distribuição da temperatura ao longo do meio em um determinado momento quanto a taxa de transferência de calor em qualquer posição podem ser descritas pelo conjunto de três coordenadas, essas coordenadas dependem do sistema de orientação utilizados, podendo ser estes cartesiano, cilíndrico ou esférico. Quaisquer sistemas de orientação chegam ao mesmo resultado, entretanto geralmente se escolhe o sistema que mais facilita a interpretação do problema e que mostra o resultado de melhor compreensão.

Para que seja possível analisar um problema de transferência de calor é necessário saber a relação que a taxa em que o calor é transferido de uma região para outra.

2.2.2 Condução de calor

O matemático e físico Jean Baptiste Joseph Fourier teve um papel importante para a solução de problemas de transferência de calor, estabelecendo uma equação diferencial parcial que rege a difusão de calor, em homenagem a seu trabalho a equação que descreve a condução de calor levou seu nome. A lei de Fourier da condução térmica expressa como se dá a taxa de condução de calor, sendo essa dependente de um gradiente de temperatura entre dois pontos, uma área normal em direção a transferência de calor e da condutividade térmica, que é a medida da capacidade do material ou meio conduzir calor.

$$\dot{Q} = -kA * \frac{\partial T}{\partial n} \quad (30)$$

Onde:

k = condutividade térmica;

A = área;

$\partial T/\partial n$ = gradiente de temperatura em qualquer direção.

Como o calor é conduzido no sentido da diminuição da temperatura, o gradiente de temperatura é negativo quando o calor é conduzido na direção positiva do sistema de coordenada, sendo assim o sinal negativo assegura que a transferência de calor na direção positiva seja um valor positivo.

A Figura (5) mostra um esquema da transferência de calor por um elemento infinitesimal em coordenadas retangulares.

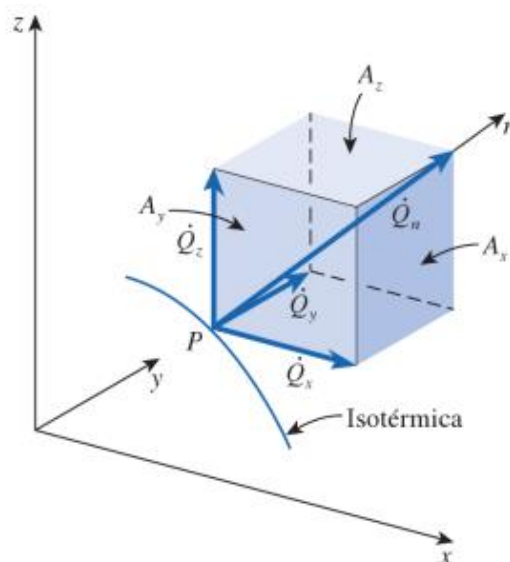


Figura 5. Transferência de calor infinitesimal. (Çengel, 2012)

2.2.3 Equação geral de condução de calor

Para melhor compreensão do fenômeno da condução de calor, este pode ser expresso de forma mais geral, ou seja, multidimensional.

Considerando um elemento infinitesimal retangular como na Fig. (4) e assumindo que a densidade do corpo ρ e o seu calor específico é c . Logo, o balanço de energia durante o um intervalo de tempo, Δt , pode ser expresso como:

$$\dot{Q}_x + \dot{Q}_y + \dot{Q}_z - \dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_{y+\Delta y} - \dot{Q}_{z+\Delta z} + \dot{E}_{ger,elem} = \frac{\Delta E_{elem}}{\Delta t} \quad (31)$$

A mudança na quantidade de energia do elemento e a taxa de geração de calor dentro dele podem ser expressas como:

$$\Delta E_{elem} = E_{t+\Delta t} - E_t = mc(T_{t+\Delta t} - T_t) = \rho c \Delta x \Delta y \Delta z (T_{t+\Delta t} - T_t) \quad (32)$$

$$\dot{E}_{ger,elem} = \dot{e}_{ger} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (33)$$

Substituindo a última equação obtida na equação (31) e dividindo todos os termos por $\Delta x \Delta y \Delta z$, obtem-se:

$$-\frac{1}{\Delta y \Delta z} \frac{\dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_x}{\Delta x} - \frac{1}{\Delta x \Delta z} \frac{\dot{Q}_{y+\Delta y} - \dot{Q}_y}{\Delta y} - \frac{1}{\Delta x \Delta y} \frac{\dot{Q}_{z+\Delta z} - \dot{Q}_z}{\Delta z} + \dot{e}_{ger} = \rho c \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \quad (34)$$

As áreas de transferência de calor no elemento para condução de calor nas direções x, y, e z são $A_x = \Delta y \Delta z$, $A_y = \Delta x \Delta z$ e $A_z = \Delta x \Delta y$, respectivamente, tomando o limite como $\Delta x, \Delta y, \Delta z, \text{ e } \Delta t \rightarrow 0$, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{ger} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (35)$$

Logo, a equação acima representa a forma mais genérica da transferência de calor por condução levando em conta a energia gerada pelo sistema, o regime transitório e com condutividade térmica variável em cada componente.

2.2.4 Condições iniciais de contorno

As equações de condução de calor descritas anteriormente foram desenvolvidas usando o balanço de energia do elemento diferencial dentro do meio e permaneceram as mesmas independentes, não incorporando nenhuma informação relacionada as condições na superfície, como temperatura ou fluxo de calor. Para que haja uma correta descrição de uma problemática a ser solucionada se faz necessário usar expressões matemáticas que descrevem as condições térmicas nas fronteiras, essas expressões são chamadas de condições de contorno.

Para descrever completamente o problema de transferência de calor, as condições de contorno devem ser fornecidas para cada direção do sistema de coordenadas na qual a transferência de calor é significativa.

As condições de contorno de modo geral são: temperatura específica, fluxo de calor especificado, contorno isolado, simétrica térmica, interface e condições de contorno devido a convecção e radiação.

Como a natureza desse trabalho é simular o aquecimento do caroço de açaí em um reator as condições de contorno de simetria e radiação não serão aprofundadas, pois não impactam na problemática do trabalho.

2.2.4.1 Condição de contorno de temperatura especificada

Especifica as condições térmicas na superfície por meio da medida de temperatura para que haja transferência de calor. As temperaturas especificadas podem ser constantes ou podem variar com o tempo.

2.2.4.2 Condição de contorno de fluxo de calor especificado

O fluxo de calor em um meio pode ser expresso pela lei de Fourier para condução como já demonstrado anteriormente.

2.2.4.3 Condição de contorno isolado

O isolamento reduz a transferência de calor. Em casos reais essa transferência nunca chega a zero, porém em casos em que o isolamento existe pode-se dizer que a transferência de calor por uma superfície é nula, então temos a seguinte condição:

$$0 = -kA * \frac{\partial T(0,t)}{\partial n} \quad (36)$$

2.2.4.4 Condição de contorno por interface

É baseada nos seguintes requisitos: dois corpos em contato devem ter a mesma temperatura na área de contato e a interface não pode armazenar energia. Com isso, o fluxo de calor entre os lados da interface deve ser o mesmo, logo pode-se expressar essa condição como:

$$-k_1 A_1 * \frac{\partial T(n_0,t)}{\partial n} = -k_2 A_2 * \frac{\partial T(n_0,t)}{\partial n} \quad (36)$$

2.2.4.5 Condição de contorno de convecção

A maioria das superfícies nas quais ocorre transferência de calor está exposta a um meio e a uma temperatura especificada. A condição de contorno de convecção é baseada no

balanço de energia na superfície, que diz que a convecção de calor de uma determinada superfície em uma determinada direção é igual a condução de calor na mesma superfície e na mesma direção. As equações a seguir podem expressar melhor isso:

$$-k_1 A_1 * \frac{\partial T(n,0,t)}{\partial n} = h_1 [T_{\infty 1} - T(0, t)] \quad (37)$$

$$-k_1 A_1 * \frac{\partial T(n,0,t)}{\partial n} = h_2 [T(L, t) - T_{\infty 2}] \quad (38)$$

Onde:

H = coeficiente de transferência de calor por convecção;

T_{∞} = temperatura nos meios vizinhos.

2.2.5 Transferência de calor por convecção

A convecção se difere principalmente da condução, pois para a convecção além de um meio para que haja transferência de calor também é necessário que esse meio esteja em movimento, portanto como a transferência de calor por convecção depende que o fluido esteja em movimento, quanto maior for a velocidade do fluido mais elevada a taxa de transferência de calor por convecção.

A transferência de calor por convecção depende principalmente das propriedades do fluido, como viscosidade dinâmica, condutividade térmica, densidade, calor específico e velocidade do fluido. Ela também depende da geometria e da rugosidade da superfície sólida por onde o calor flui, assim também depende do tipo de escoamento, podendo ser ele, laminar ou turbulento.

Mesmo com muitos fatores interferindo na taxa de transferência de calor por convecção a mesma pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_{\infty}) \quad (39)$$

Onde:

h = coeficiente de transferência de calor por convecção;

A_s = área de transferência de calor;

T_s = temperatura da superfície;

T_{∞} = temperatura do fluido suficiente longe da superfície.

2.2.6 Número de Nusselt

Assim como Reynolds criou uma equação adimensional, Wilhelm Nusselt também fez. Porém Nusselt, para realizar tal feito tomou a razão entre as equações de fluxo de calor por unidade de área de superfície por convecção de calor e condução de calor. O resultado pode ser observado na equação seguinte.

$$\frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k} = Nu \quad (40)$$

Onde:

L = espessura de uma camada de um fluido.

O número de Nusselt representa o aumento da transferência de calor através da camada de fluido como resultado da convecção em relação a condução do mesmo fluido em toda a camada. Portanto, quanto maior for o número de Nusselt, mais eficaz será a convecção. Portanto o número de Nusselt é conhecido como o coeficiente adimensional de transferência de calor por convecção.

3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

O estudo da dinâmica dos fluidos é feito há séculos por meio de experimentos práticos, porém há alguns fatores que limitam tais ensaios, como os elevados custos e tempo gastos para suas realizações. Devido a essas limitações, os testes normalmente são feitos em alguns importantes pontos da região estudada, o que leva muitas vezes a resultados não satisfatórios. Como solução, surge em meados dos anos 50, o conjunto técnicas computacionais para o estudo da dinâmica dos fluidos através dos modelos numéricos, denominado CFD - Dinâmica dos Fluidos Computacional, segundo Fortuna (2000).

O uso da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) torna-se cada vez mais viável no ramo de simulação de escoamentos com ou sem transferência de calor devido ao fato do grande avanço tecnológico com o surgimento de computadores rápidos e com elevada capacidade de armazenamento. Segundo Maliska (1995), a tendência é que a quantidade de pesquisadores e adeptos a simulação numérica cresça significativamente nos próximos anos por causa da sua simples aplicação e sua versatilidade na aplicação de inúmeros problemas na área da engenharia.

De acordo com Fortuna (2000), a dinâmica dos fluidos computacional trata-se do ramo da computação científica responsável pelo estudo de métodos computacionais para simulação de situações que abrangem os fluidos em movimento, tanto ao redor de um corpo como dentro de tubulações. Grande parte dos problemas de engenharia utiliza esse estudo, por motivos de ser uma solução prática, e muitas vezes a única solução para obter dados sobre o escoamento. Normalmente, os dados obtidos são as distribuições de velocidade, pressão e temperatura na região de escoamento.

Há três métodos disponíveis para o desenvolvimento de um projeto, são essas: métodos numéricos, experimentos práticos em laboratório e métodos analíticos. A utilização do CFD não limita o uso das outras técnicas, pelo contrário, os métodos se complementam, principalmente em um estudo que envolva escoamento de fluidos, onde as três técnicas são utilizadas.

Os métodos teóricos são formados pela união dos métodos numéricos e analíticos, diferenciando-se um do outro pela complexidade das equações de cada um pode abranger. Os métodos analíticos são comumente aplicados a problemas nos quais a geometria e as condições de contorno são simples. Uma das vantagens da técnica analítica é a possibilidade de obter-se a solução do problema em forma fechada, o que demanda pequenos tempos de

computação. Entre suas desvantagens, pode-se citar a restrição a problemas simples e lineares na maioria dos casos.

O método experimental em laboratório tem como vantagem ser o mais realista entre os três. Entretanto, esse método apresenta diversas desvantagens em casos de problemas de engenharia envolvendo escoamento de fluidos e transferência de calor. Como grande desvantagem, tem-se que na maioria dos casos o fenômeno estudado não pode ser reproduzido em laboratório devido ao elevado grau de periculosidade e instabilidade. Além disso, os custos para a realização dos experimentos são elevados, há dificuldades de medição, erros associados e problemas de escala. Contudo, em casos em que não há modelos matemáticos estabelecidos e a complexidade das geometrias é elevada, a realização dos ensaios em laboratórios é a única solução.

Os métodos numéricos têm como significativa vantagem a possibilidade de resolver problemas complexos com condições de contorno gerais, apresentando resultados em um curto intervalo de tempo. Com a utilização da simulação numérica, tanto o tempo como o custo do projeto pode ser reduzido. O objetivo do CFD é diminuir o número de experimentos e estudar problemas que não poderiam ser reproduzidos em laboratório, integrando os três métodos de desenvolvimento de problemas de engenharia. Com o uso do CFD, a utilização do laboratório se dá apenas para experiências finais de ajuste e teste do equipamento, deixando de ser algo repetitivo. A utilização das técnicas de simulação numérica computacional, como o CFD, contribui fortemente para o desenvolvimento de uma etapa na engenharia, onde a simulação numérica desempenha um papel decisivo nos custos e na qualidade dos projetos, juntamente com as técnicas experimentais, segundo Maliska (2004).

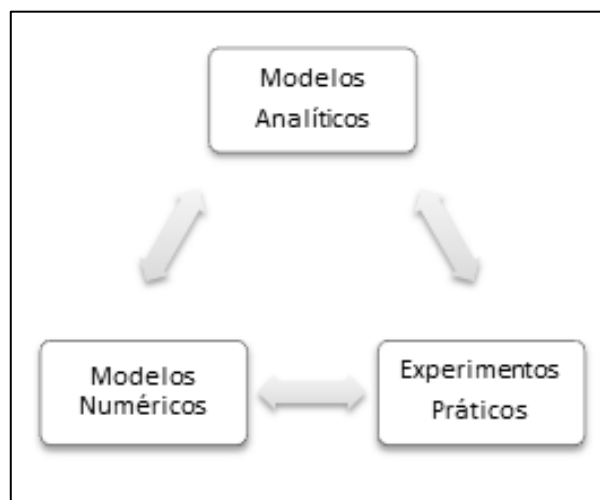


Figura 6. Relação entre os Modelos Usados em Desenvolvimento de Projetos (Autores)

O CFD possui um alto grau de complexidade e para aplica-lo ao trabalho presente deve ser feito um estudo elaborado, uma vez que são estudados conceitos de dinâmica dos fluidos, transferência de calor, equações diferenciais, métodos numéricos, malhas computacionais, equações de energia e movimento, derivação e integração numérica, modelos de turbulências, entre outros conhecimentos necessários para a simulação.

Em âmbito atual, a área de flexibilidade de malhas tem sido uma das mais importantes e significantes áreas de avanço em dinâmica dos fluidos computacional. Os softwares de CFD atuais possibilitam refinamentos de malhas detalhados em regiões específicas do domínio de determinado campo de escoamento.

A simulação numérica e computacional de problemas de engenharia envolvendo escoamento de fluidos com ou sem transferência de calor é fundamental para o estudo desses fenômenos que se encontram presentes na maioria dos processos de produção de energia.

No presente trabalho, será utilizada dinâmica dos fluidos computacional para simular o processo de aquecimento do caroço de açaí dentro de um gaseificador para a geração de energia proveniente desta biomassa. A citada simulação computacional requer a aplicação de escoamento de fluidos com transferência de calor entre o caroço do açaí e o fluido ar. O software utilizado para a geração da geometria deste caso, suas malhas e zonas de condições de contorno foi o Gambit, enquanto o software usado para a resolução dos casos, imposição dos perfis de velocidade, temperatura e pós-processamento foi o Fluent.

A proposta principal deste trabalho é realizar tais simulações com malhas refinadas e detalhas em regiões específicas e, além disso, realizar-se-á a comparação entre o mesmo caso simulado com a utilização de malhas conformes e malhas não-conformes, que serão descritas posteriormente.

3.1 MALHA COMPUTACIONAL

De acordo com Kovalev (2005), malhas computacionais dizem respeito basicamente à representação do plano físico estudado na simulação computacional. Elas são formadas por linhas e pontos, onde os pontos são definidos pela intercessão das linhas e orientam o cálculo para a aplicação do modelo matemático utilizado. Em outras palavras, os elementos de uma malha ligam-se uns aos outros, mas as malhas não se cruzam umas com as outras e essas cobrem a totalidade do domínio a ser analisado em cada caso.

A construção da malha no desenvolvimento da simulação numérica de dinâmica dos fluidos computacional é de grande importância, uma vez que uma malha bem construída e refinada proporciona uma solução mais eficiente e simplificada. Dessa maneira, a qualidade

da malha computacional influencia diretamente a qualidade da análise. Essa etapa na análise fluidodinâmica computacional é frequentemente apontada com a mais importante e a que requer maior tempo para sua realização.

Ainda segundo Kovalev (2005), a problemática da geração de malhas computacionais deu-se início como um pré-requisito para a simulação numérica de fenômenos físicos. Com o desenvolvimento dos novos computadores e o aumento de simulações computacionais utilizando diferentes métodos, como diferenças finitas, volumes finitos e método de elementos finitos, a definição e refinamento espacial surgiram como questões de grande importância.

A geração das malhas em simulações computacionais para análises numéricas tem se tornado um desafio presente em grande parte dos casos, uma vez que os requisitos a serem atendidos são muitas vezes conflitantes. Ao mesmo tempo em que todos os requisitos dos métodos numéricos do caso a ser simulado devem ser atendidos durante sua construção, como restrições sobre elementos admitidos na malha, qualidade da malha ou conectividade entre os elementos da malha, há também o requisito definido de que as ferramentas da malha devem ser eficazes no tratamento da classe mais ampla possível de geometrias.

Neste trabalho será abordada a comparação de construção e resultado de dois tipos de malhas computacionais, a malha conforme e a não-conforme. Uma malha não-conforme é a malha em que os vértices de alguns elementos da mesma aparecem na aresta de outro elemento, entretanto não são vértices deste. Para o conceito de malha não-conforme, é utilizado também o conceito de vértice restrito, sendo definido como um vértice de um polígono que faz parte do lado de um polígono vizinho, mas não é vértice deste. Em simulações computacionais, esse tipo de vértice surge quando certo elemento é dividido durante um refinamento e o seu vizinho não. De maneira análoga, uma malha conforme diz respeito a malha na qual os vértices dos elementos aparecem na aresta de outro elemento e são vértices deste.

A Figura (7) mostra o uso de malha não-conforme e conforme, onde a geometria da esquerda da figura foi construída com as malhas não-conformes e a da esquerda com malhas conformes. Como pode ser observado, na malha não-conforme foram utilizados elementos tetraédricos de segundo ordem e elementos hexaédricos de primeira ordem, enquanto a malha conforme é constituída por elementos hexaédricos com malhas idênticas em áreas de alta tensão.

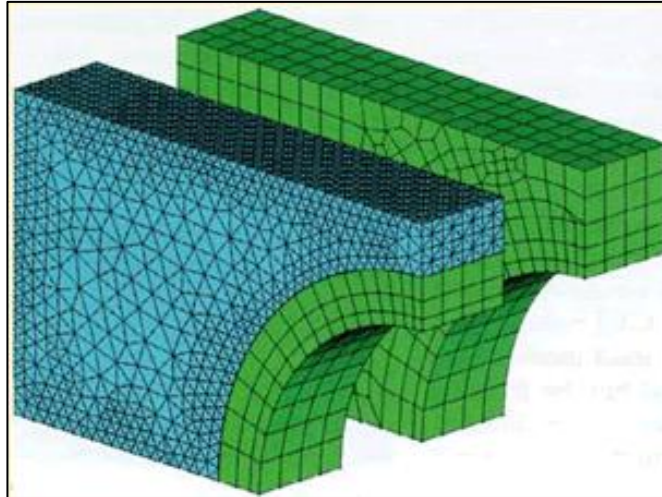


Figura 7. Comparação entre Geometria de Malha Não-Conforme e Conforme em 3D (DESKENG, 2008)

Segundo Swenson et al, em análises numéricas feitas com ambos tipos de malhas computacionais, as vantagens da utilização de malhas conformes foram ofuscadas pelo significativo aumento da complexidade e dos custos de computação, uma vez que a construção das malhas levam horas em vez de minutos.

Em âmbito de comparação, a opção de utilizar-se malhas não-conformes como alternativa para uma menor complexidade e tempo de simulação pode ter impactos positivos notórios sobre o resultado final da simulação computacional ou não, uma vez que tal impacto proveniente da escolha das malhas é altamente específica para cada caso.

Segundo Konalev, o crescimento da análise e projetos de métodos numéricos, juntamente com o desenvolvimento de fenômeno simulados e o aumento constante da complexidade das geometrias construídas nas simulações provocam o crescimento da demanda por ferramentas de geração de malha automática eficientes. A construção de malhas computacionais torna-se fundamental nos softwares atuais da área de fluidodinâmica computacional e a redução de seu custo e tempo no desenvolvimento de análises numéricas é de grande importância. Sendo assim, a automação de ferramentas de geração de malhas deve evoluir cada vez mais nos próximos anos.

3.1.1 Refino de Malhas

Como já dito neste trabalho, os resultados obtidos pelos modelos simulados através de softwares de análise fluidodinâmica e sua similaridade com os resultados provenientes de experimentos reais realizados em laboratórios depende diretamente do tamanho e formato da

malha construída computacionalmente. Assim, o refino de malhas computacionais tem sido empregado frequentemente em casos de dinâmicas dos fluidos computacionais.

De acordo com Çengel, quanto mais refinada é uma malha os resultados da simulação tendem a uma maior precisão, de forma a atingir uma semelhança esperada dos resultados experimentais, com a condição de que seja usado um modelo que descreve os fenômenos presentes em cada uma das problemáticas abordadas. Apesar dessa grande vantagem, o refino de malhas computacionais exige um maior esforço computacional e tempo de simulação, em alguns casos.

Em relação à região de refino de determinada malha devem ser observados os parâmetros de interesse da mesma, uma vez que em certos casos não se faz necessário o refino por igual ao longo de toda a malha. O refino da malha pode ser dado em cantos ou ao longo de um eixo de coordenadas, dependendo das variáveis de interesse para cada caso simulado.

3.2 MODELO DE TURBULÊNCIA SPARLAT-ALLMARAS

O manual do software Ansys explica como o modelo Spalart-Allmaras, logo, toda as deduções dessa seção são retirados do manual.

O modelo Spalart mostra uma equação relativamente simples que resolve uma equação de transporte modelado para o redemoinho cinemática (turbulento) viscosidade. Esta incorpora uma classe relativamente nova de modelos de uma equação em que não é necessário calcular a escala do comprimento em relação à espessura da camada de cisalhamento locais.

O modelo Spalart-Allmaras ainda é relativamente novo, e nenhuma reivindicação é feita em relação a sua adequação a todos os tipos de fluxos complexos de engenharia.

O modelo de Spalart-Allmaras foi desenvolvido especificamente para aplicações aeroespaciais envolvendo escoamentos com paredes e com gradientes de pressão adversos. A derivação do mesmo envolve empiricismo, hipóteses heurísticas, e argumentos de análise dimensional.

3.2.1 Equação de transporte para o modelo Spalart-Allmaras

A variável transportada no modelo Spalart-Allmaras, $\tilde{\nu}$, é idêntica à viscosidade cinemática turbulenta, exceto na região próxima da parede (viscoso-afetado). A equação de transporte para $\tilde{\nu}$ é:

$$\frac{\partial y}{\partial x}(\rho\tilde{v}) + \frac{\partial y}{\partial x}(\rho\tilde{v}u_i) = G_v + \frac{\partial y}{\sigma_{\tilde{v}}}\left\{\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu + \rho\tilde{v})\frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j}\right] + C_{b2}\rho\left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2\right\} - Y_v + S_{\tilde{v}} \quad (41)$$

3.2.2 Modelando a viscosidade turbulenta

A viscosidade turbilhonar é definida como:

$$v_t = \tilde{v}f_{v1} \quad (42)$$

Onde f_{v1} é uma função de amortecimento para a viscosidade, que permite representar de forma mais realista a região próxima à parede, dada por:

$$f_{v1} = \frac{x^3}{x^3 + C_{v1}^3} \quad (43)$$

$$x = \frac{\tilde{v}}{\nu} \quad (44)$$

3.2.3 Modelagem de produção de turbulência

Na Equação 45, G_v é o termo de produção. Dacles-Mariani *et al* (1995) combinam os efeitos dos tensores de rotação e de cisalhamento na definição da produção de v_t , de forma a evitar a superestimar a viscosidade turbulenta em regiões onde a turbulência excede o cisalhamento. G_v é então baseado numa modificação da magnitude de turbulência Ω de forma a manter as características da região logarítmica, onde Ω_{ij} é o tensor taxa de rotação média:

$$G_v = C_{b1}\tilde{\Omega}\tilde{v} \quad (45)$$

$$\tilde{\Omega} = \Omega + \frac{\tilde{v}}{k^2 d^2} f_{v2} + C_{prod} \quad (46)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \quad (47)$$

$$\Omega = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (48)$$

O termo de destruição Y_v é dado por:

$$Y_u = C_{w1}f_w\left(\frac{\tilde{v}}{d}\right)^2$$

(49)

$$f_w = g\left(\frac{1+C_{w3}^6}{g^6+C_{w3}^6}\right)^{1/6} \quad (50)$$

$$g = r + C_{w2}(r^6 - r)$$

$$r = \frac{\tilde{v}}{\tilde{\Omega}k^2 d^2} \quad (51)$$

As constantes empíricas do modelo são:

$$C_{b1}=0.1355;$$

$$C_{b2}=0.622;$$

$$Cw1 = \kappa^2 + (1 + Cb2) / \sigma v^2;$$

$$Cb1 + 1 + Cb;$$

$$Cw2 = 0.3;$$

$$Cw3 = 2.0;$$

$$Cv1 = 7.1;$$

$$\sigma v = 2/3;$$

$$k = 0.41.$$

3.2.4 Condições de parede

Nas paredes, a viscosidade cinemática turbulenta modificada, v , é ajustada a zero.

Quando a malha fina é suficiente para resolver a subcamada laminar, a tensão de cisalhamento é obtida a partir da relação tensão-deformação laminar:

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (52)$$

Se a malha for muito grossa para resolver a subcamada laminar, presume-se que o centro de gravidade da célula-parede adjacente cai dentro da região logarítmica da camada limite, logo temos:

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln E \left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu} \right) \quad (53)$$

Onde:

u = velocidade paralela na parede;

u_τ = velocidade de cisalhamento;

y = distância a partir da parede;

k = constante de von Karman = 0,4187;

E = constante no valor de 9,793.

3.2.5 Modelagem da transferência de massa e da convecção de calor

No Fluent, o transporte de calor turbulento é modelado utilizando o conceito de analogia de Reynolds à transferência de momento turbulenta. A equação de energia "modelada" é, assim, dada pela seguinte equação:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{\mu_t c_p}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (54)$$

K = condutividade térmica;

E = energia total;

τ_{ij} = tensor de tensões.

O termo envolvendo τ_{ij} representa o aquecimento viscoso, e é sempre calculado em os agentes de resolução à base de densidade.

Transferência de massa turbulenta é tratada da mesma forma, com um número de Schmidt turbulento padrão de 0,7.

As condições de contorno de parede para o transporte escalar são tratadas de forma análoga à força, usando o apropriado "lei da parede".

4 METODOLOGIA

4.1 CASO EXEMPLO DE UM COMBUSTOR EM 2D

Com o objetivo de esclarecer como é feita uma simulação computacional de dinâmica dos fluidos envolvendo escoamento de fluidos e transferência de calor, é mostrado a seguir o caso de um combustor em 2D, envolvendo desde a criação da geometria, das malhas e zonas de contorno no GAMBIT® até a resolução do escoamento turbulento e pós-processamento no software FLUENT®.

De modo análogo a proposta do trabalho, realizar-se-ão dois casos com a mesma estrutura e mesmas condições de contorno, sendo modificado apenas o tipo de malha, visando a comparação entre os resultados obtidos no caso com malhas conformes e não conformes na simulação da transferência de calor de um fluido para paredes sólidas.

Em ambos os casos o fluido entra no domínio a 3,86 m/s, com uma temperatura de 493 K. A temperatura externa da parede é constante e igual a 300 K e a pressão na superfície de saída é ambiente, igual a 101325 Pa.

Na figura a seguir é mostrada a estrutura e todas as dimensões do combustor do caso a ser simulado, em milímetros, além do ponto de origem da estrutura.

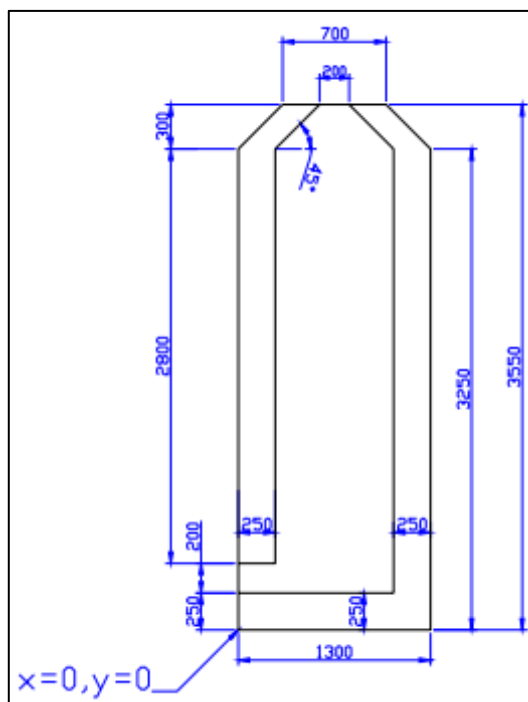


Figura 8. Estrutura e Dimensões do Combustor (AUTORES)

4.1.1 Malha não conforme

Após ser construída a geometria da estrutura com as dimensões determinadas anteriormente, criar-se-á as faces da estrutura do combustor. São então criadas as faces 1, 2 e 3 e posteriormente a segunda face deverá ser copiada, originando a face 4 e apagando a face 2. Tais faces criadas são mostradas na Figura (9), sendo representadas pelos seus respectivos números.

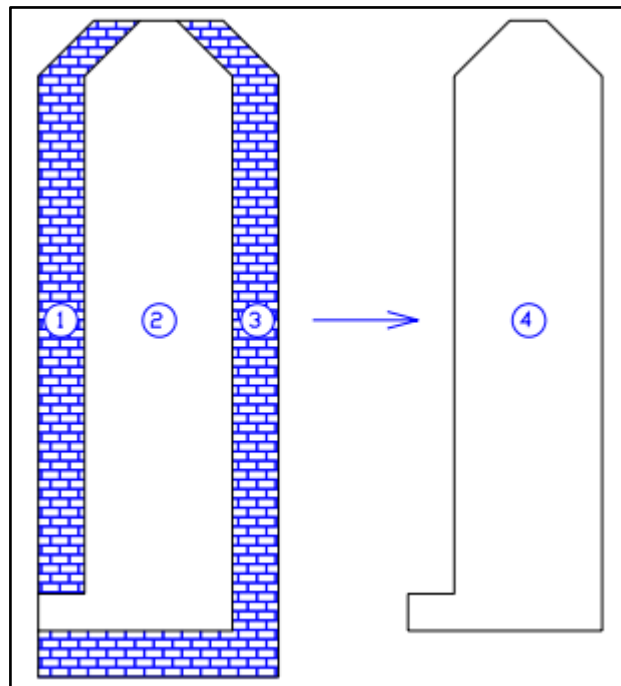


Figura 9. Faces Criadas (AUTORES)

Após a criação das faces, serão construídas as zonas de condição de contorno, tais qual velocidade de entrada, pressão de saída e parede, juntamente com as interfaces da estrutura, denominadas it1, it2, it3 e i4. Tais zonas de condição de contorno e interfaces são representadas na Figura (10).

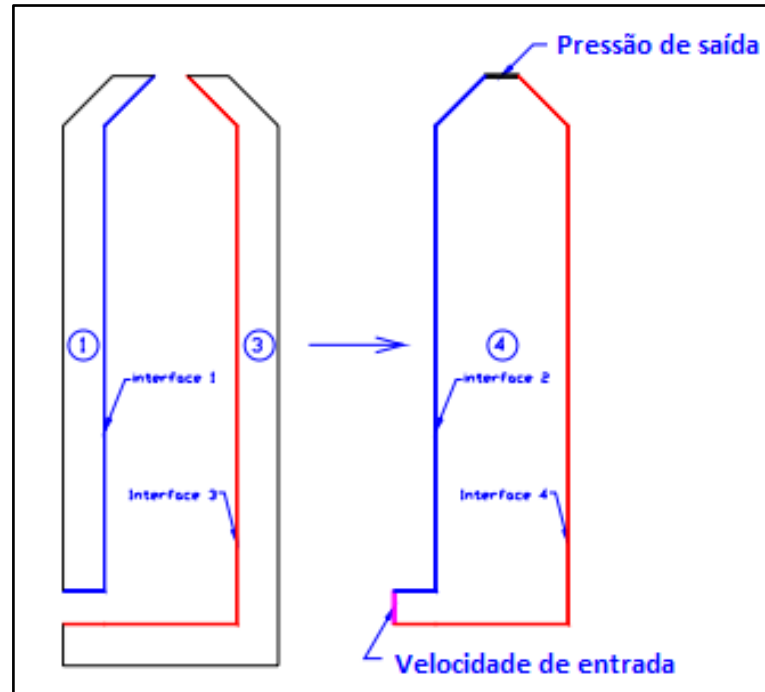


Figura 10. Zonas de Contorno e Interfaces (AUTORES)

O passo seguinte trata-se de, como supracitado neste trabalho, uma das etapas mais importantes da simulação computacional de dinâmica dos fluidos, a criação das malhas. Como no presente caso a abordagem diz a respeito de malhas não-conformes, as faces 1 e 3 são malhadas de uma forma e a malha 4 de maneira diferente. Assim, escolhe-se para as faces 1 e 3 malhas de elementos quadrangulares de tamanho de 40 mm. Já a face 4 é malhada com elementos quadrangulares de tamanho igual a 20 mm. Além da construção das malhas, deve-se estabelecer o tipo de cada uma das fases existentes. Assim, as fases 1 e 3 são especificadas como sólido e a face 4 como líquido.

A Figura (11) mostra o resultado final da simulação realizada no software GAMBIT, apresentando a geometria inteiramente malhada com suas zonas de contorno estabelecidas.

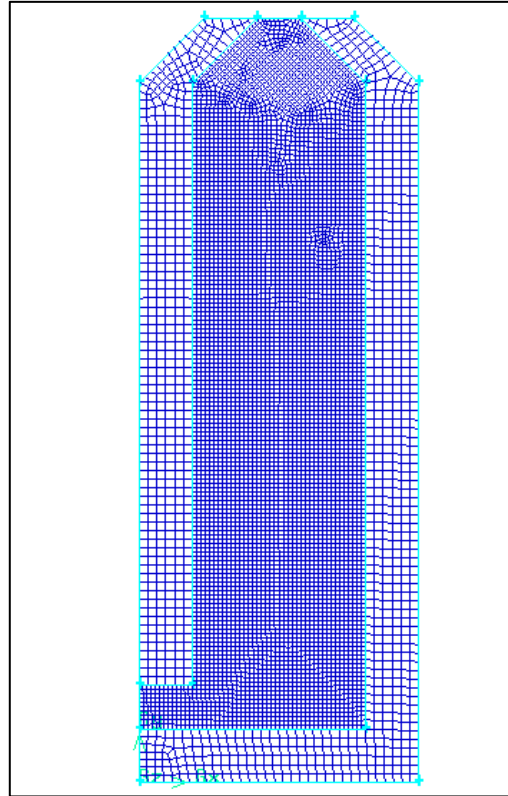


Figura 11. Geometria com Malhas Não-Conformes (AUTORES)

De modo a esclarecer o uso de malhas não-conformes neste caso analisado, a figura a seguir é mostrada a partir do zoom dado nas paredes das faces 4 e 3, onde pode ser claramente visto os vértices das duas malhas e a maneira como eles se relacionam.

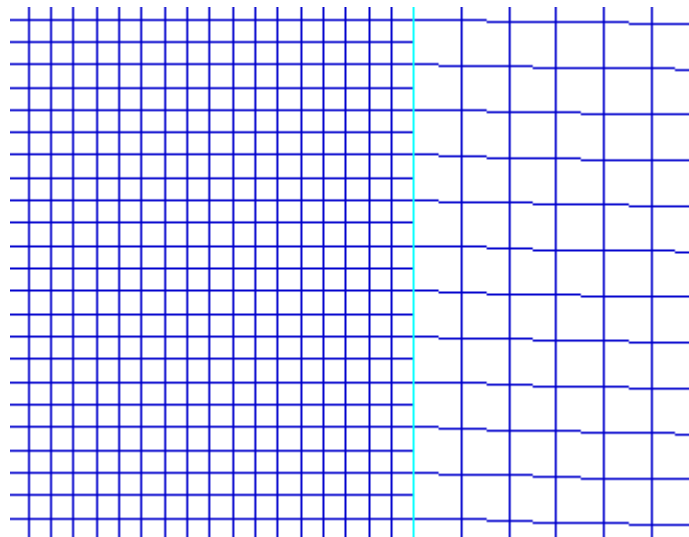


Figura 12. Zoom das Malhas (AUTORES)

Concluída a etapa de criação da geometria e zonas de condição de contorno no GAMBIT, o caso deve ser analisado e processado no FLUENT. Para isso, o caso é aberto e lido nesse software.

O passo inicial para o processamento desse caso no FLUENT trata-se da conexão das interfaces, criando duas interfaces: uma it12 que conecta as interfaces 1 e 2 e outra it34 que conecta as interfaces 3 e 4. Essa etapa pode ser vista na Fig. (13), com as duas novas interfaces criadas.

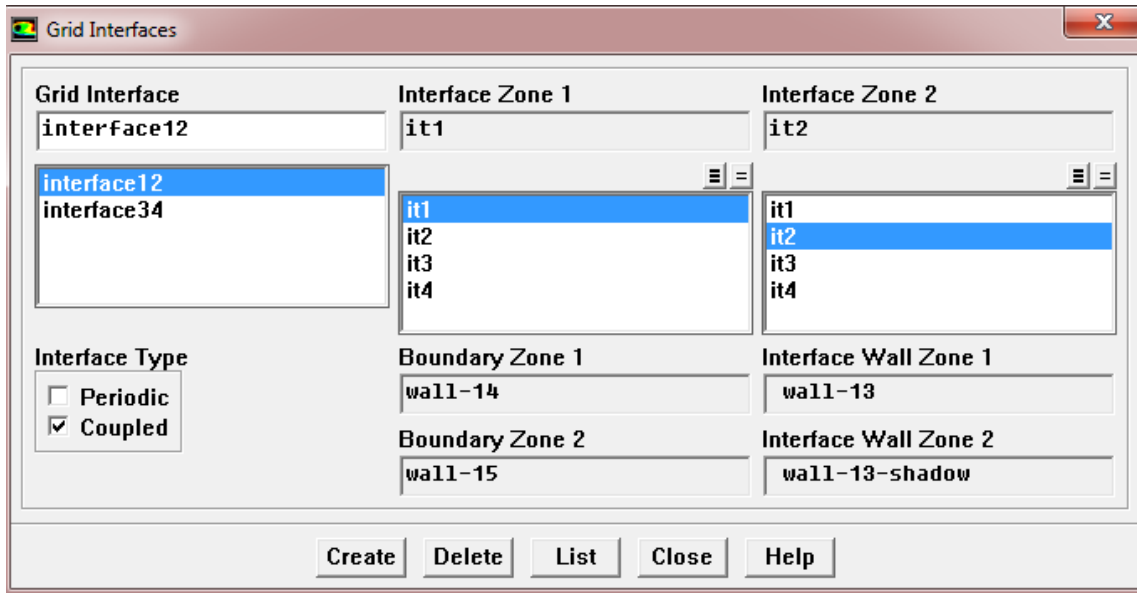


Figura 13. Novas Interfaces Criadas (AUTORES)

Com isso, o passo posterior é a ativação da equação de energia, que é de fundamental importância para a resolução deste caso. Para ativar tal equação, basta selecionar em modelos o modelo de energia e assim, o processamento desse caso pode ser realizado com sucesso. Com a equação da energia ativada, deve-se selecionar o modelo de turbulência, e o escolhido para esse exemplo é o mesmo a ser utilizado no caso da simulação computacional tema deste projeto, o caso já mencionado e discutido em seções anterior Sparlat-Allmaras. A figura (14) mostra essa etapa de seleção do modelo de turbulência e suas características para esse caso.

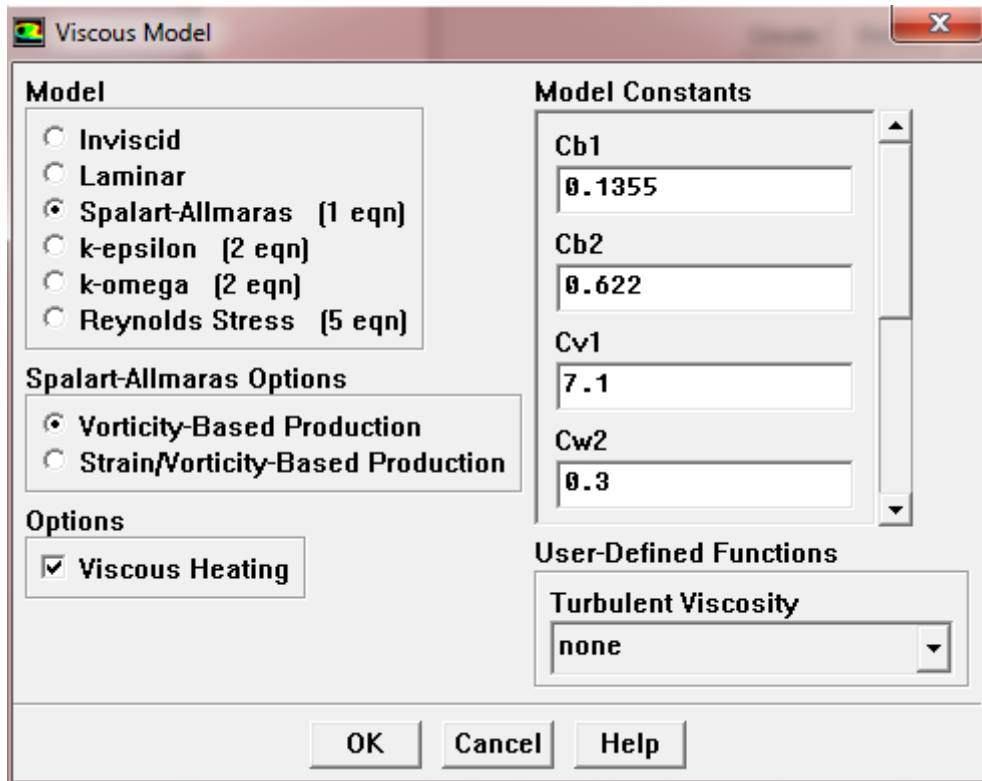


Figura 14. Escolha do Modelo Spalart-Allmaras (AUTORES)

A próxima etapa é a determinação dos materiais do fluido e do sólido presentes neste caso. Como já mencionado anteriormente, as paredes representadas pelas faces 1 e 3 são sólidas e nessa etapa o material selecionado para as mesmas é o alumínio, com densidade constante igual a 2719 kg/m^3 , calor específico a pressão constante de 871 J/Kg.K e condutividade térmica igual a 2 W/m.K . O material selecionado para a face 4, na qual representa um fluido, é o ar. Neste caso, o ar é tratado como um gás ideal incompressível com calor específico a pressão constante igual a $1006,43 \text{ J/Kg.K}$, condutividade térmica de $0,0242 \text{ W/m.K}$ e viscosidade de $1,1894\text{e-}5 \text{ kg/m.s}$.

Além de especificar os materiais, deve ser feita a entrada das condições de contorno já mencionadas no início da descrição do presente caso. Assim, as condições de contorno de magnitude e temperatura da velocidade de entrada, temperatura externa da parede e magnitude e temperatura da pressão de saída devem ser inseridas.

Feito isso, resta resolver o caso através do comando `solve > iterate`, para ser feita a iteração do mesmo. Com a iteração, as análises desejadas para este caso são feitas e os resultados são coletados, a serem mostrados posteriormente no presente trabalho juntamente com os resultados para o caso com malhas conformes.

4.1.2 Malhas conformes

Para a construção da geometria com malhas conformes o processo é mais simplificado do que o anteriormente descrito para malhas não-conformes. Com a estrutura construída, resta apenas malhar as faces, não sendo necessário nesse caso a criação de interfaces.

Assim, neste caso de malhas conformes as faces são ligadas umas as outras através de linhas comuns e todas elas são malhadas com o mesmo tempo de elementos quadrangulares, de 40 mm. Com todas as faces malhas, a Fig. (15) mostra o estado da estrutura feita.

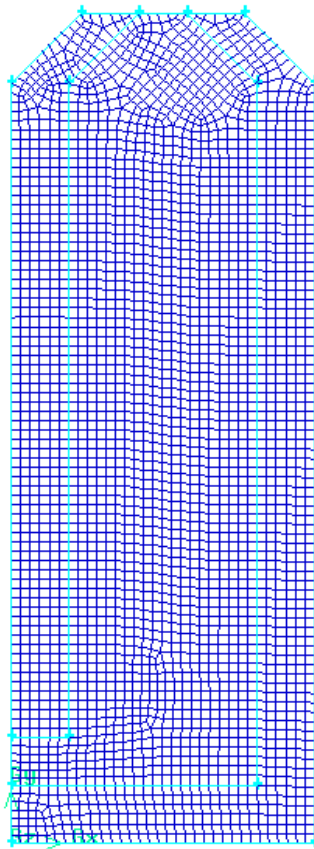


Figura 15. Geometria com Malhas Conformes (AUTORES)

De maneira análoga ao feito na seção anterior, mostra-se a figura a seguir obtida a partir do zoom dado nas paredes, onde pode ser claramente visto os vértices das duas malhas e a maneira como eles se relacionam.

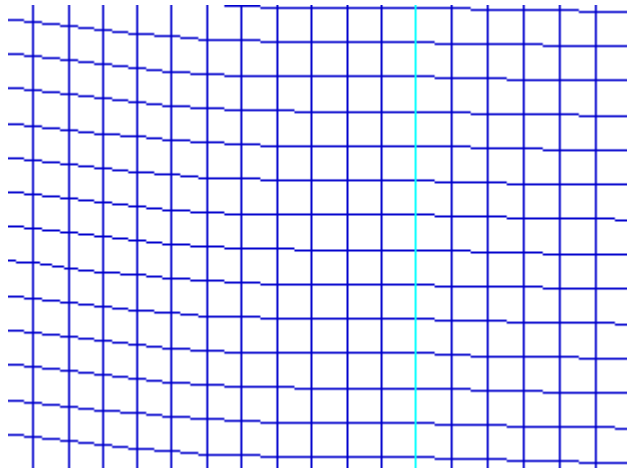


Figura 16. Zoom das Malhas Conforme (AUTORES)

Semelhantemente ao que foi realizado no caso de malhas não-conformes, o atual caso analisado é aberto no software FLUENT para ser realizado seu processamento e obtenção dos resultados desejados nesta simulação. O tratamento do caso no FLUENT é mais simples comparado ao caso anterior, uma vez que não há a presença de interfaces. Como realizado no caso demonstrado anteriormente, realiza-se a escolha do modelo de energia e viscosidade, além a entrada das propriedades dos materiais do sólido e do fluido, além das condições de contorno para a velocidade de entrada, pressão de saída e parede. Todos os valores aqui inseridos neste caso são iguais aos já apresentados para o caso de malhas não-conformes. Assim, o caso é submetido a iteração para ser possível a realização das análises e coleta dos resultados do presente caso.

4.1.3 Resultados

4.1.3.1 Perfil de variação de temperatura

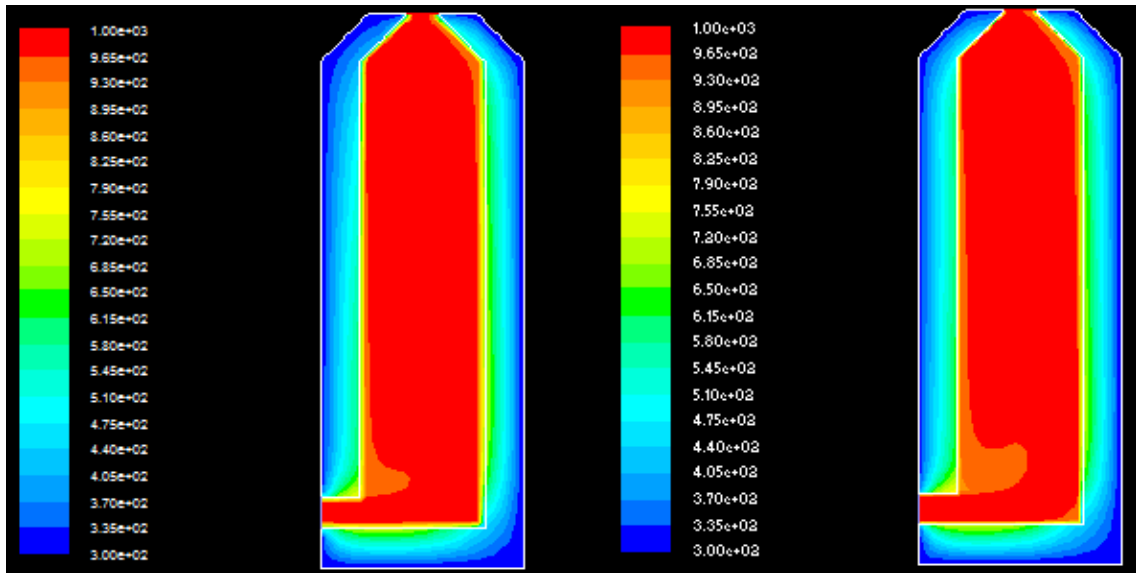


Figura 17. Perfis de Variação de Temperatura em Malhas Conformes e Não-Conformes (AUTORES)

4.1.3.2 Perfil de variação de velocidade

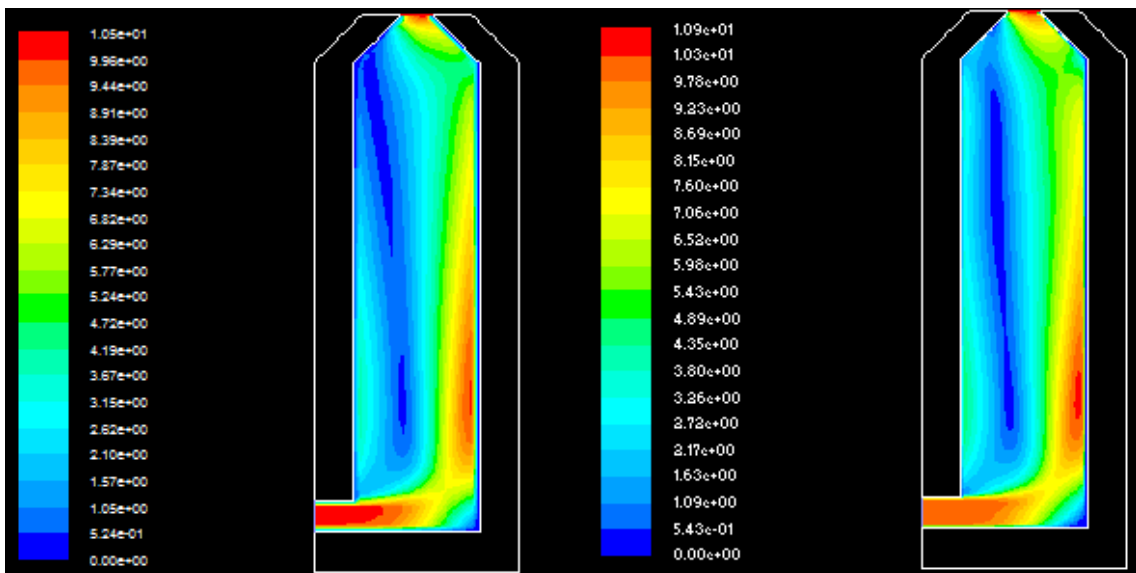


Figura 18. Perfis de Variação de Velocidade em Malhas Conformes e Não-Conformes (AUTORES)

4.1.3.3 Taxa de perda de calor

Total Heat Transfer Rate	(w)
wall	-22181.951
Net	-22181.951

Figura 19. Taxa de Calor Perdida pelas Paredes com Malhas Conformes (AUTORES)

Total Heat Transfer Rate	(w)
wall	-24355.009
Net	-24355.009

Figura 20. Taxa de Calor Perdida pelas Paredes com Malhas Não-Conformes (AUTORES)

5 AQUECIMENTO DE UM CAROÇO DE AÇAÍ

Uma etapa do caso a ser construído e analisado a seguir neste trabalho trata-se da simulação computacional em 3D do aquecimento do caroço de açaí.

Como supracitado, a simulação é realizada através do uso de dois softwares. Primeiramente, a geometria do reator é construída no software GAMBIT. Por geometria, engloba-se a construção da estrutura do reator e de um caroço de açaí no centro, a geração das malhas e a criação das zonas de contorno. Dentre essas atividades realizadas no GAMBIT, a atenção do trabalho é voltada para uma etapa cuja boa elaboração é crucial para a obtenção de resultados satisfatórios, a geração das malhas. Sendo assim, o trabalho em questão busca o aperfeiçoamento em relação a construção de malhas em simulações computacionais, propondo a comparação entre os resultados obtidos no caso ao utilizar-se malhas conformes e malhas não conformes.

A fase realizada fazendo-se uso do software FLUENT trata-se da fase de resolução do escoamento e pós-processamento, onde os modelos de energia e de viscosidade, as propriedades dos materiais e as condições de contorno são impostos para enfim coletar-se os resultados para a futura análise. No caso específico do aquecimento do caroço de açaí, o modelo de viscosidade escolhido foi o Sparlat-Allmaras e as condições de contorno e os materiais serão mostrados posteriormente.

Em ambos os casos as dimensões do cilindro construído de forma a representar o reator possui altura igual a 1,5 metros e raio de 0,075 metros. De acordo com estudos e ensaios realizados por Cruz et al (2010), o diâmetro médio de um caroço de açaí utilizado foi igual a 1,03 centímetros. A seguir, na Fig. (20) é mostrada a estrutura do reator juntamente com o caroço do açaí em seu interior construída em ambos os casos.

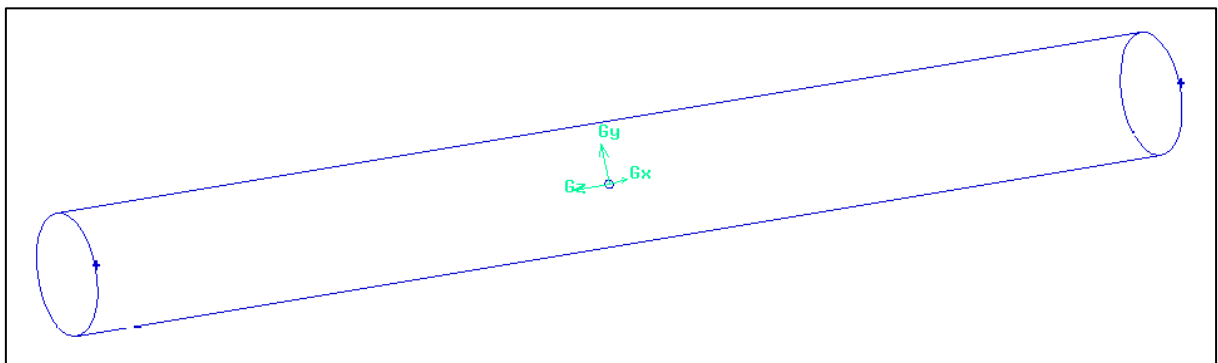


Figura 21. Estrutura Completa Construída (AUTORES)

Sobre as condições de contorno, o fluido entra no domínio a 3,86 m/s, com uma temperatura de 493 K. A temperatura externa da parede é constante e igual a 300 K e a pressão na superfície de saída é igual a pressão ambiente, de 101325 Pa.

O quadro a seguir mostra as propriedades térmicas para a simulação do caroço de açaí segundo Seye:

Quadro 6. Propriedades térmicas do caroço de açaí (Seye)

Propriedade	Valor
Massa específica (kg/m ³)	540,60
Calor específico (J/kg.K)	3320
Condutividade térmica (W/m.K)	0,6182

Sendo assim, a seguir são retratados os dois casos construídos, suas especificações e os resultados obtidos em ambos, juntamente com a comparação entre esses.

5.1 MALHA NÃO-CONFORME

Para a geração do caso de aquecimento do caroço de açaí utilizando-se malhas não-conformes, posteriormente a construção da estrutura básica mostrada na figura 20 deve-se copiar o volume da esfera para fora do cilindro e subtrair o volume da esfera centrada no cilindro com o volume do cilindro para que haja a criação das interfaces compostas pela parede da nova esfera criada e o contorno da esfera subtraída de dentro do cilindro.

O seguinte passo trata-se do passo mais importante dessa análise no GAMBIT, a construção das malhas. Como o caso presente aborda malhas não-conformes, a malha do cilindro e da esfera serão compostas de elementos com tamanhos diferentes.

Primeiramente, construiu-se a malha do caroço de açaí, representado pela esfera de raio igual a 0,515 centímetros. Os parâmetros utilizados para a geração dessa malha são elementos tetraédricos híbridos e espaçamento de 0,0009 metros, gerando assim uma malha com 5686 volumes. A malha da esfera pode ser vista na Fig. (21), logo abaixo.

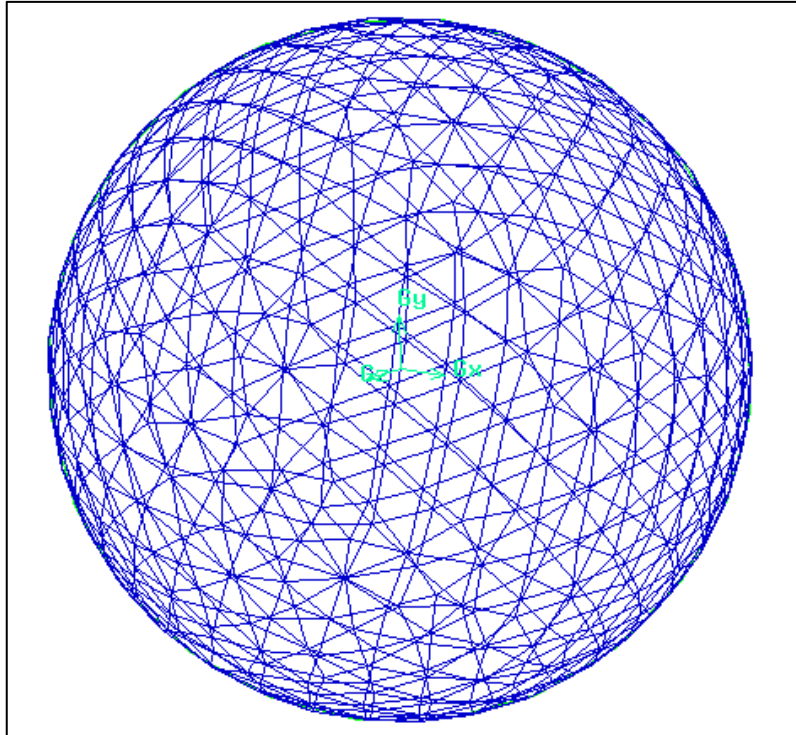


Figura 22. Malha da Esfera Gerada (AUTORES)

O passo seguinte trata-se da construção da malha do cilindro, que representa a malha do fluido. Como o caso abordado é referente ao uso de malhas não-conformes, os elementos dessa segunda malha devem ser de tamanhos diferentes da primeira. Porém, com o objetivo de aperfeiçoar os resultados a serem obtidos nessa simulação e economizar tempo durante o processamento da mesma, usou-se na construção dessa malha uma função de crescimento de elementos para refinar a malha. Tal função de crescimento é dada a partir do volume esférico até as paredes do cilindro, tendo tamanho inicial de 0,001 metros, taxa de crescimento igual a 1,2 e tamanho máximo que será alcançado nas paredes do cilindro igual a 0,1 metros. A Figura (22) mostra a geometria completa com suas respectivas malhas construídas, originando uma estrutura com malhas não-conformes, devido a presença das interfaces.

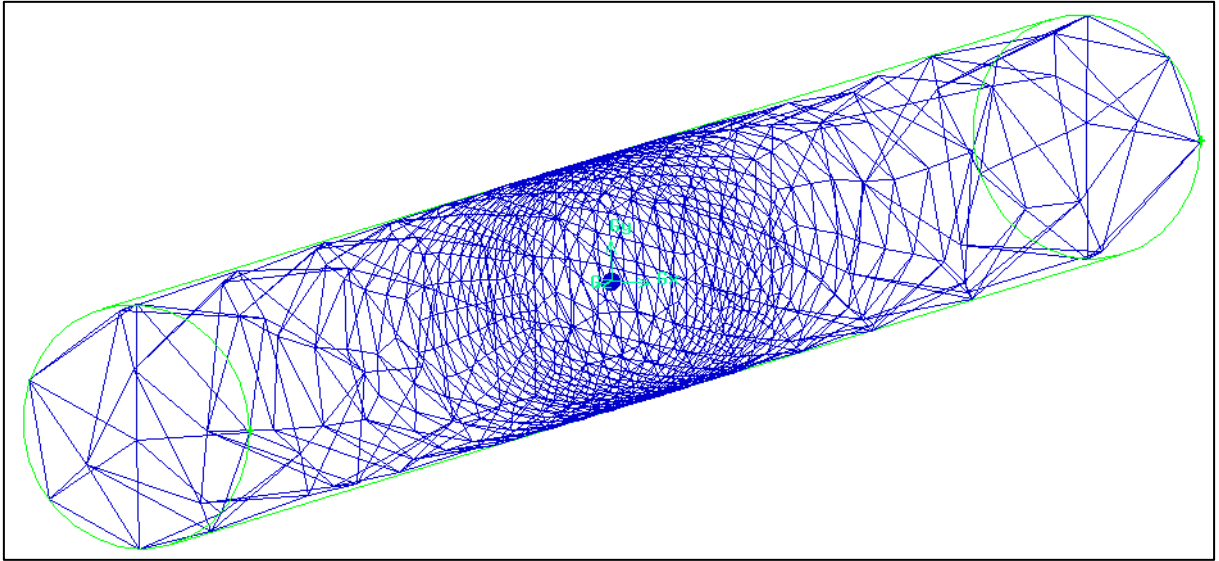


Figura 23. Estrutura Malhada com Malhas Não-Conformes (AUTORES)

A Figura (23) abaixo mostra de maneira mais aproximada e detalhada a malha do cilindro, originada através da função de crescimento citada anteriormente.

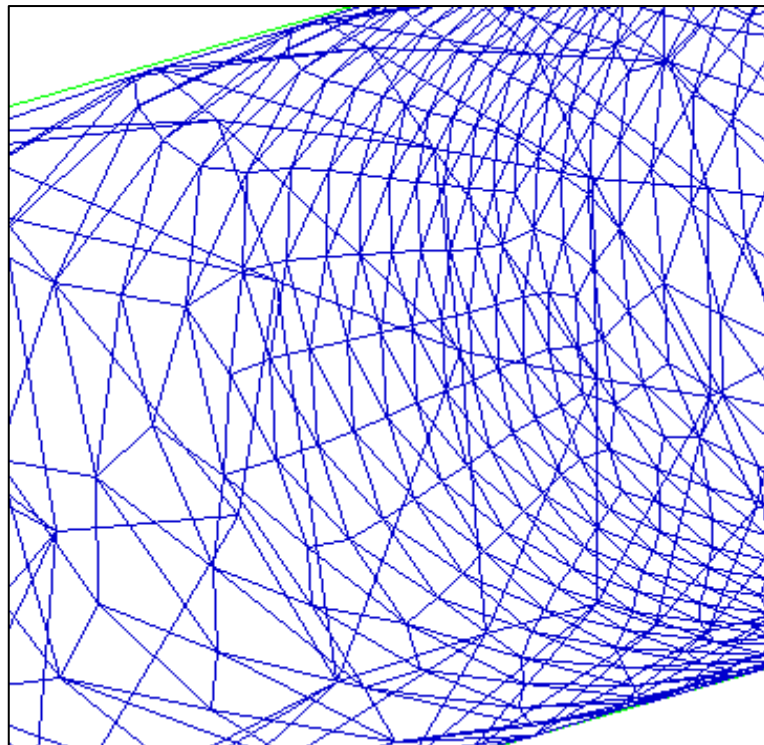


Figura 24. Zoom na Malha do Cilindro (AUTORES)

A Figura (24) mostrada abaixo representa um zoom da estrutura malha mostrando tanto a malha do cilindro com a esfera.

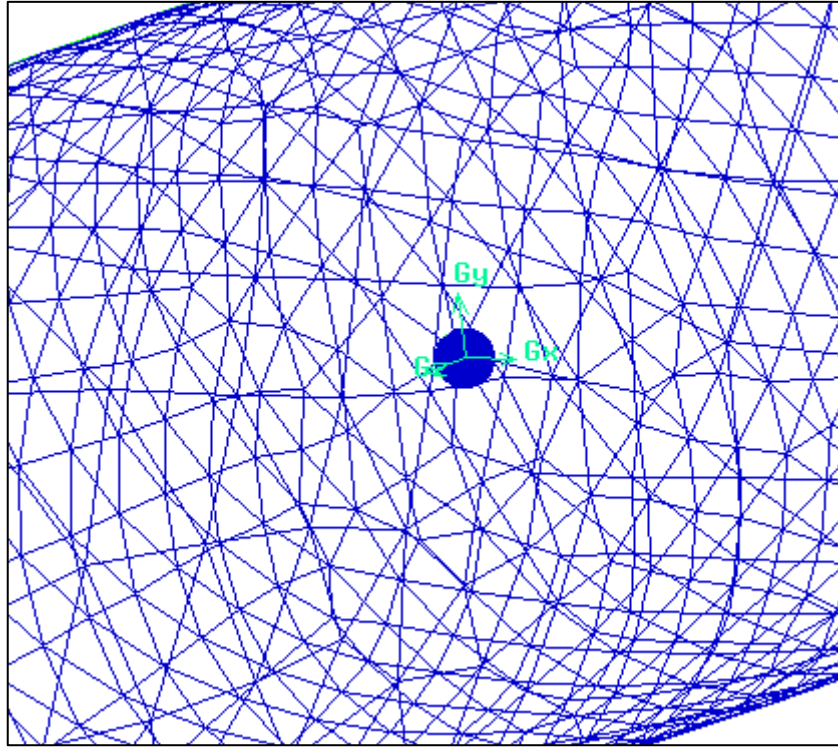


Figura 25. Zoom do Cilindro e Esfera Malhados (AUTORES)

5.2 MALHA CONFORME

Os parâmetros estabelecidos para a construção da geometria neste caso são idênticos ao caso anterior diferenciando. Logo a única diferença desse caso para o anterior é na construção da malha da esfera, que representa o sólido. A malha do fluido se mantém a mesma, com mesmo espaçamento e fator de crescimento.

Os parâmetros utilizados para a geração dessa malha da esfera nesse caso são elementos tetraédricos híbridos com espaçamento de 0,01 metros e ignorando quaisquer funções de tamanho, gerando assim uma malha com 20 volumes. A malha gerada para a esfera nesse caso conforme está mostrada na Fig. (25).

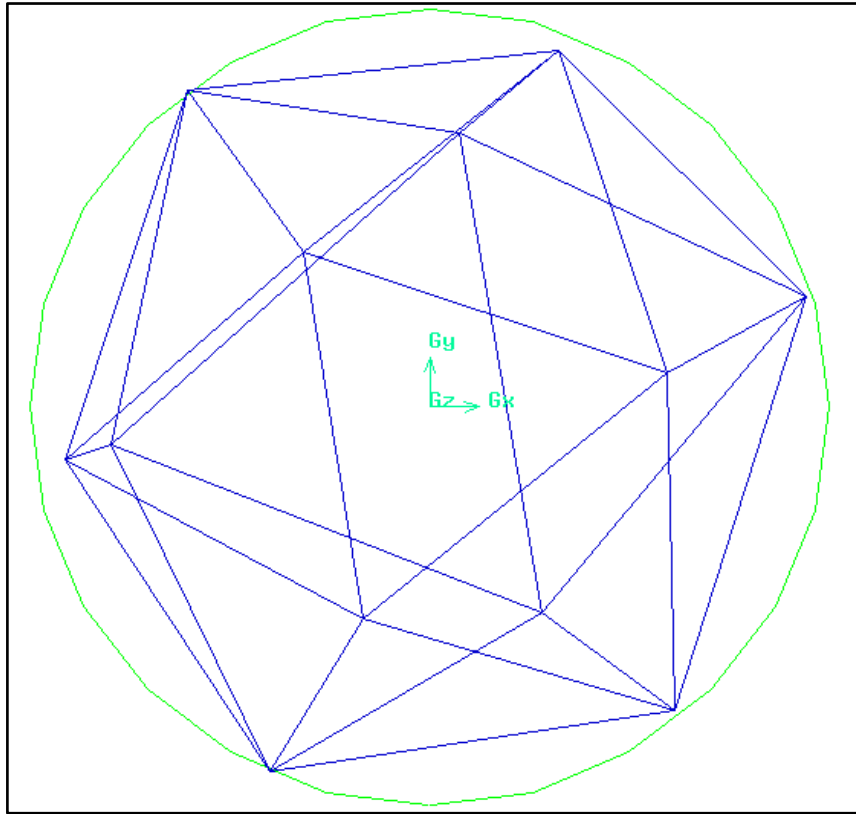


Figura 26. Esfera malhada no caso conforme. (AUTORES)

As Figuras (26), (27) e (28) apresentam a estrutura com malhas conformes e alguns detalhes e vistas das mesmas. Pode-se reparar que a diferença entra a estrutura com malhas conformes e malhas não-conformes não são tão visíveis na estrutura como um todo, sendo nesse caso diferenciadas visualmente pela malha da esfera, uma vez que a malha do fluido deve permanecer a mesma para os dois casos. A principal diferença na construção dos casos está na presença das interfaces no caso de malhas não-conformes.

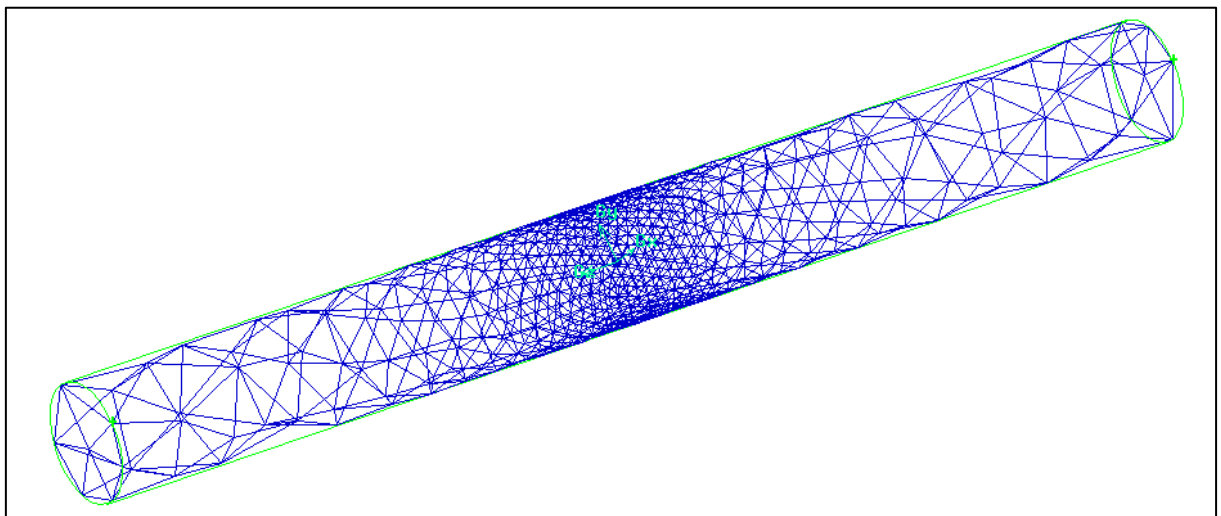


Figura 27. Estrutura com malha conforme. (AUTORES)

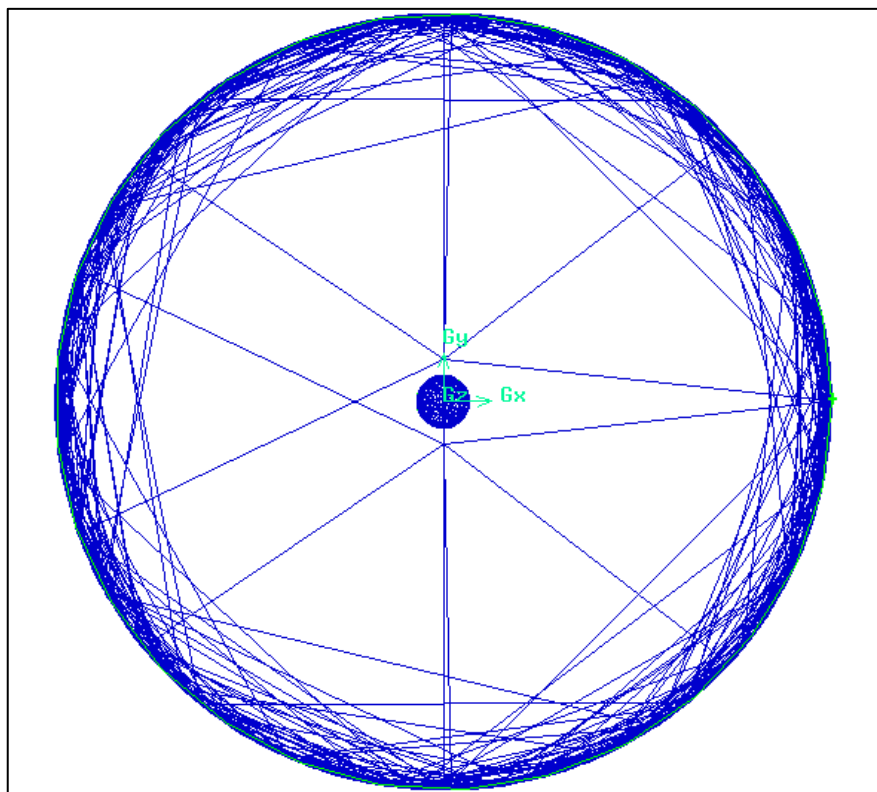


Figura 28. Vista lateral da malha na estrutura (AUTORES)

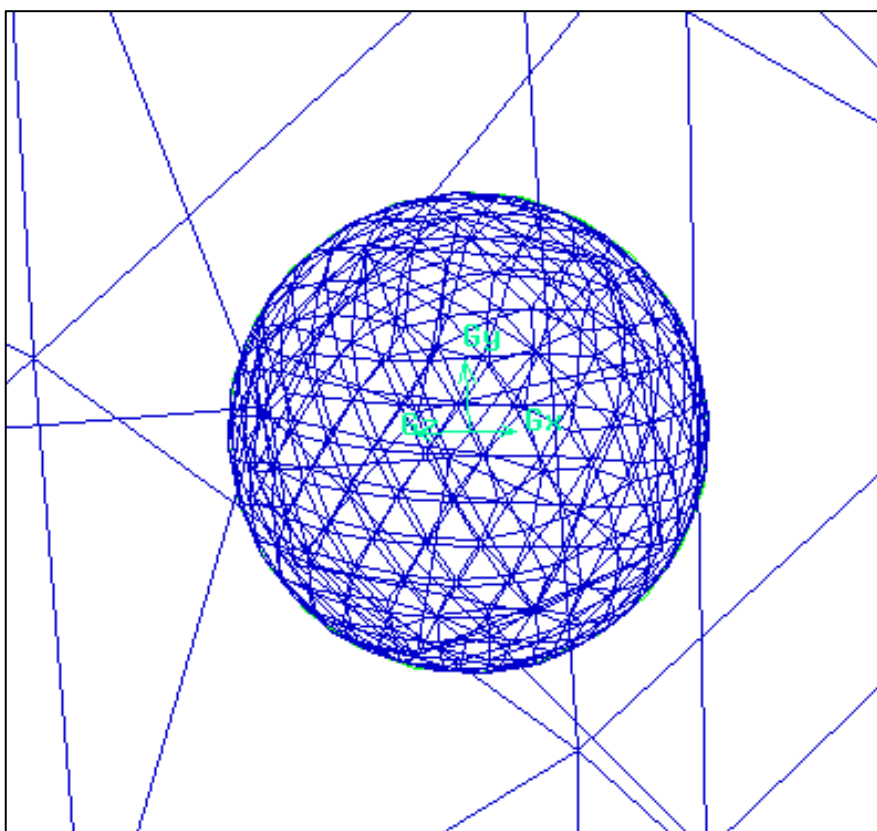


Figura 29. Detalhe da malha no caroço de açúcar. (AUTORES)

6 ESTRUTURA COM ESFERAS EMPACOTADAS

Como já dito, apesar da facilidade causada pelo uso das técnicas de CFD nos casos atuais de engenharia, a construção de malhas computacionais com a qualidade esperada para a geração de resultados condizentes com os apresentados pelos experimentos físicos é um grande desafio. Visto que a maior dificuldade apresenta-se nas áreas de contato entre duas partículas ou entre partículas e paredes, essas áreas serão abordadas de maneira a apresentar soluções para maximizar a qualidade dos resultados do presente trabalho.

Existem alguns estudos sobre a modificação dos pontos de contato na construção de uma estrutura computacional, como os de Nijemeisland e Dixon (2001, 2004) e Bai et al. (2009) onde os pontos de contatos são inexistentes e em seus lugares há um pequeno espaço entre as estruturas. Há outros estudos que citam soluções como a substituição das áreas de contato por sobreposições entre as partículas, pontes cilíndricas e achatamento das partículas. Sendo assim, serão abordados quatro tipos principais de formas de contato entre as esferas na simulação: gaps (lacunas), overlaps (sobreposições), bridges (pontes) e caps (bonés). A Figura (29) apresenta os quatro tipos de contato entre estruturas que serão abordados no trabalho.

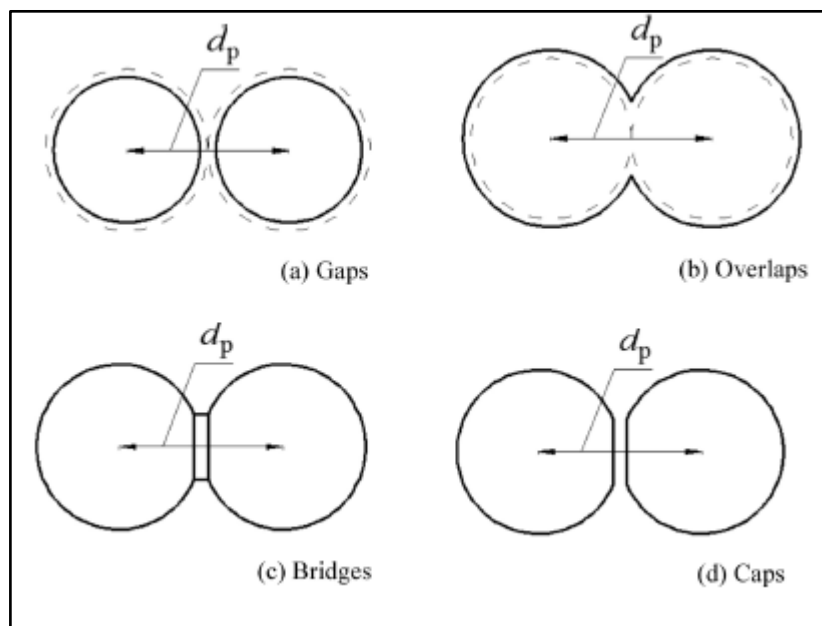


Figura 30. Tipos de pontos de contato. (Yang et al, 2014)

Segundo os estudos numéricos e experimentais realizados por Yang et al. (2010) sobre empacotamento de estruturas em simulações computacionais na área de fluidodinâmica, há uma notável diferença entre os resultados obtidos em estruturas empacotadas e estruturas construídas de forma aleatória, sendo comprovada a maior eficiência de resultados comparados aos experimentais nas simulações com estruturas empacotadas. Essa diferença

deve-se à redução da queda de pressão nos leitos de estruturas adequadamente empacotadas tendo como consequência o melhor desempenho na transferência de calor.

Em Yang et al. (2014) encontra-se o estudo de simulações computacionais das quatro formas de contato entre estruturas mostradas anteriormente. Além dos tipos de contato, o artigo apresenta três tipos de arranjos de estruturas que serão também abordados no presente trabalho, são esses: cúbico simples (CS), cúbico de corpo centrado (CCC) e cúbico de face centrada (CFC), apresentadas na Fig. (30).

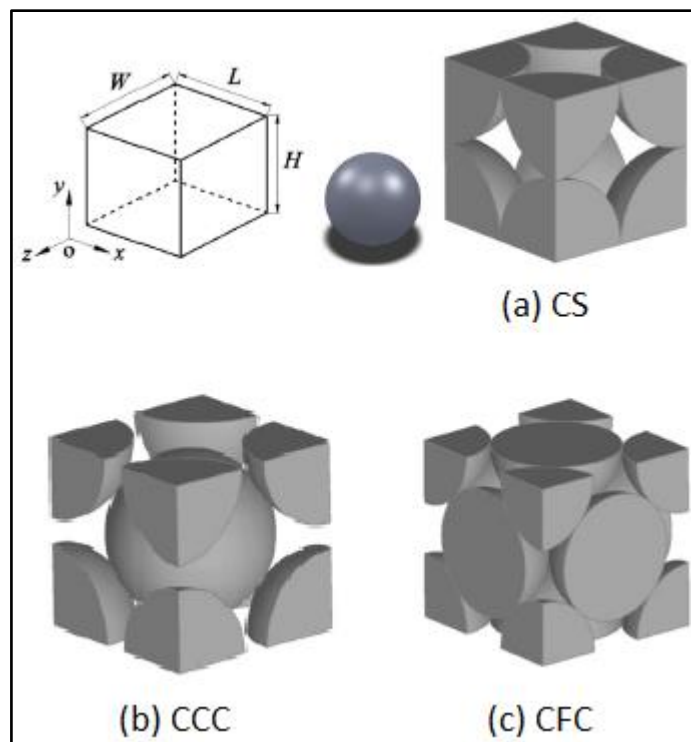


Figura 31. Tipos de arranjos de estruturas. (Yang et al, 2014)

No estudo realizado por Yang et al (2014), foram realizadas simulações envolvendo transferência de calor em estruturas com os quatro tipos de pontos de contato para cada um dos três arranjos citados. As características macroscópicas e locais do fluxo de transferência de calor foram avaliadas a partir dos resultados das simulações realizadas e dos gradientes de variação de velocidade e temperatura, além do número de Nulset. Ao comparar os resultados entre os quatro tipos de pontos de contatos das estruturas, concluiu-se que o tipo em que apresenta resultados satisfatórios e próximos a teoria em qualquer tipo de arranjo é o bridge, ou ponte, sendo adequado tanto em relação aos gradientes de pressão, velocidade e temperatura como para o cálculo do número de Nulset. Entre os arranjos simulados no artigo, o que apresenta resultados mais próximos aos teóricos esperados é o cúbico de face centrada com esferas.

Baseado na estrutura e nos resultados obtidos por Yang et al (2014), o presente trabalho apresentará a simulação da geometria de arranjo cúbico de face centrada e com pontos de contatos entre as esferas de pontes e seus resultados.

Para a construção da geometria, definição das áreas de contorno e construção das malhas da presente simulação foi utilizado o software Gambit. Devido à simetria do caso, apenas uma estrutura com as dimensões $G(x) \times H(y) \times W(z)$ é determinada como o domínio do caso e construída. As dimensões, a porosidade (ϕ), o diâmetro das esferas (d_p) e o diâmetro hidráulico (d_h) estão apresentados no Quadro (7) abaixo.

Quadro 7. Dimensões e propriedades da estrutura construída. (AUTORES)

G (x)	H (y)	W (z)	Φ	Dp	Dh
16.97 mm	16.97 mm	16.97 mm	0.259	12 mm	2.81 mm

Além das propriedades acima mostradas, o caso em questão analisado neste trabalho apresenta um tamanho das pontes que unem as esferas iguais a 16% d_p . A estrutura construída no Gambit com esses parâmetros é mostrada na Fig. (31).

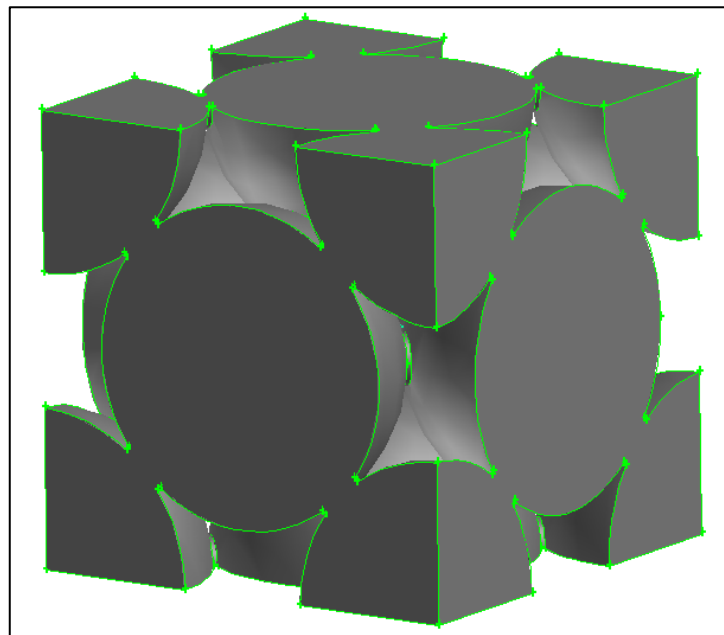


Figura 32. Estrutura construída no Gambit®. (AUTORES)

Além da construção da geometria, o software Gambit foi utilizado para a determinação das zonas de entrada de fluxo de massa, saída de pressão, parede das esferas e para a construção das malhas. As Figuras (32) e (33) apresentam as estruturas com as malhas conforme e não-conforme, respectivamente.

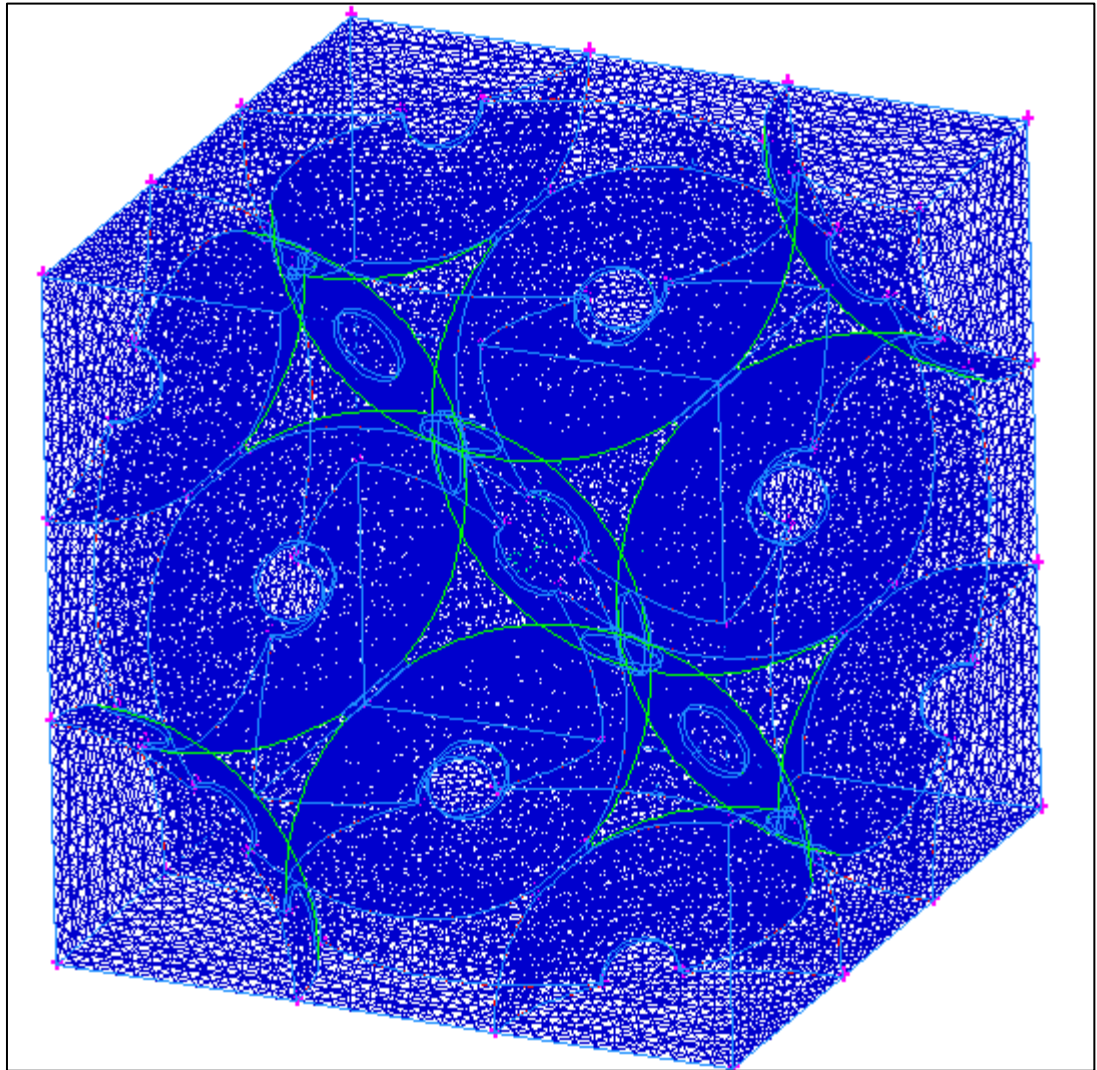


Figura 33. Estrutura com as malhas conformes. (AUTORES)

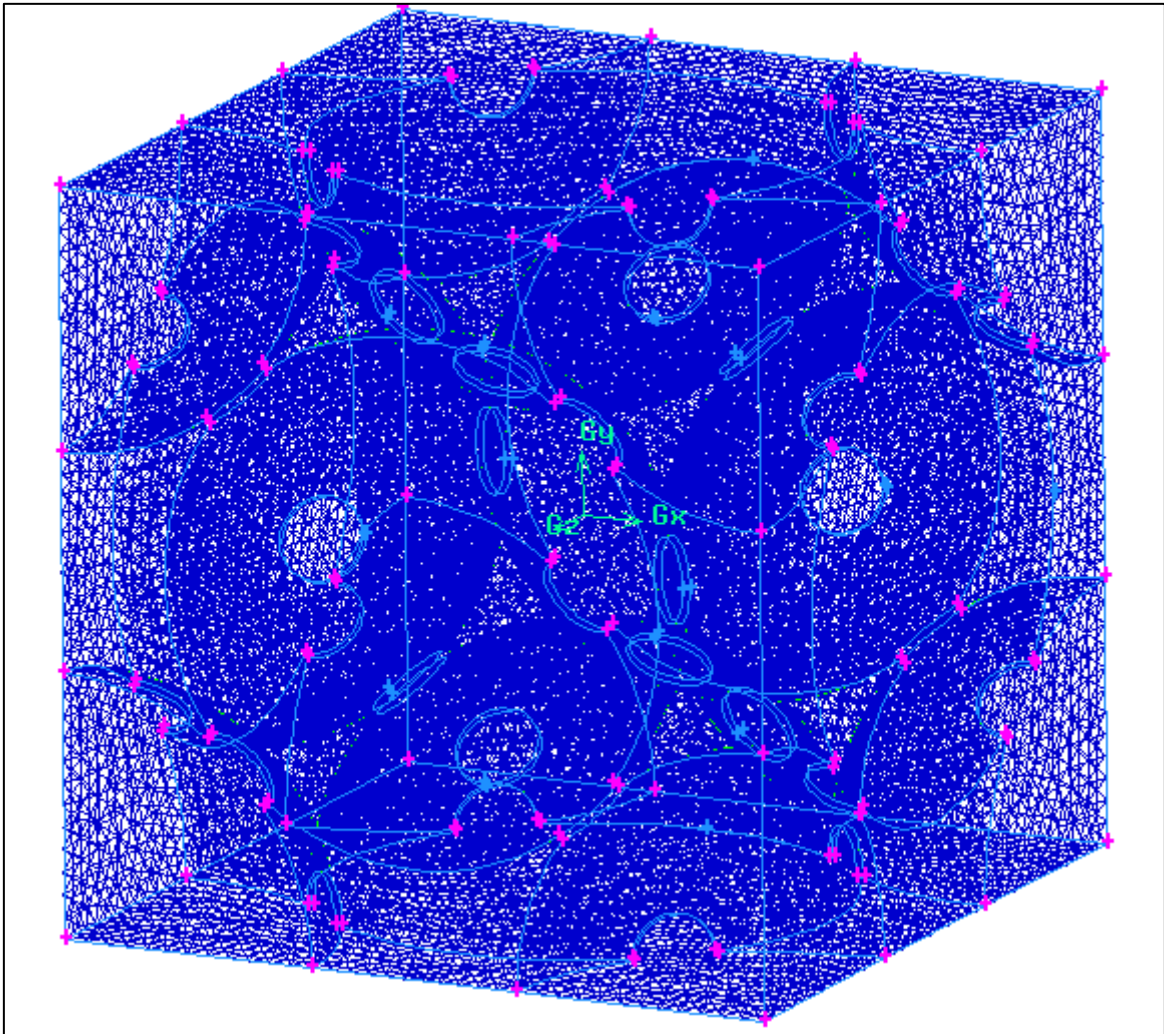


Figura 34. Estrutura com as malhas não-conformes. (AUTORES)

Para que seja possível o programa Fluent analisar as estruturas criadas no Gambit é necessária a criação de pequenos volumes em cada uma das estruturas, todos esses pequenos volumes juntos são chamados de malha. Para que seja possível a análise das diferenças causadas pela criação das estruturas conforme e não conforme as malhas criadas para as duas estruturas tem que ser exatamente iguais, para assim garantir que a análise de uma estrutura não tenha “vantagem” em relação a outra.

Para que fosse possível a concepção desse trabalho foi necessário construir uma estrutura de malha conforme e não conforme. Para a construção da malha conforme foi imposto que superfícies do corpo sólido da simulação que entram em contato com o fluido recebem um atributo de parede, porém para a construção da malha não conforme as paredes do sólido que entram em contato com fluido assim com as áreas do fluido que entram em contato com o sólido são condicionadas como interfaces, gerando assim duas interfaces. A interação das malhas devido a essas interfaces caracteriza a malha não conforme.

O quadro a seguir mostra as características da malha criada para a estrutura conforme e não conforme.

Quadro 8. Características da malha computacional. (AUTORES)

Formato da malha	Tetraédrica/Híbrida
Tipo	T/grid
Espaçamento	0,5
Número de volumes do sólido	203335
Número de volumes do fluido	70761

Após a criação no Gambit, a estrutura é processada no software Fluent. Nessa simulação, o Fluent é utilizado para a seleção e ativação do modelo de energia, modelo de turbulência, materiais e valores das condições de contorno, com o objetivo de resolver o caso e analisar os resultados de transferência de calor através dos dados obtidos na simulação. Os processamentos no Fluent para os casos de malhas conforme e não-conformes são feitos a partir das mesmas condições de contorno, materiais e outras propriedades citadas anteriormente.

Para esse passo da simulação, o modelo de turbulência selecionado é o Sparlat-Allmaras e os materiais selecionados para tratam-se do ar para o fluido e açaí para as esferas sólidas. As propriedades desses materiais são mostradas no Quadro (9) abaixo.

Quadro 9. Propriedades do ar e do açaí. (AUTORES)

Material	Densidade (kg/m ³)	Cp (J/Kg.K)	K (W/m.K)
Ar	1,225	1006,43	0,0242
Açaí	540,6	3320	0,6182

Após a especificação do modelo de turbulência e os materiais é realizada a entrada dos valores das condições de contorno para definir o caso. Sendo assim, a entrada do fluxo de massa é igual a $5,5 \cdot 10^{-5}$ kg/s a pressão ambiente e temperatura de 312 K. A pressão de saída é também igual a pressão ambiente (101325 Pa) e a temperatura é de 300 K, que também é a temperatura das paredes. O passo seguinte trata-se da resolução do caso através das iterações até que haja a conversão para a coleta dos resultados e análises dos mesmos.

7 RESULTADOS

Após a construção das estruturas foram estabelecidas as seguintes condições de contorno:

- Fluxo mássico de $0,000055 \text{ m}^3/\text{s}$ na direção x.
- Pressão de saída 101325 Pa.

Para que fosse possível analisar fielmente o tempo de simulação foram realizadas as simulações da malha conforme e não-conforme, onde somente o programa Fluent estava operando.

7.1 NÚMERO DE ITERAÇÕES E TEMPO DE SIMULAÇÃO

A simulação feita na malha não-conforme foi mais rápida que a simulação da malha conforme. Já a malha conforme teve que realizar um esforço computacional menor, ou seja, teve que realizar um número menor de iterações para que os resultados convirjam. O quadro a seguir mostra os resultados de tempo de simulação e número de iterações para cada tipo de malha.

Quadro 10. Tempo de simulação e iteração (AUTORES)

	Tempo de simulação	Numero de iterações
Malha conforme	00:12:43	184
Malha não-conforme	00:10:10	203

7.2 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os resultados obtidos na malha conforme e não-conforme mostram em uma vista em diagonal de toda a estrutura onde o coeficiente de transferência de calor pode observado em uma camada que se encontra entre o ar e caroço de açaí. Os resultados mostram que na região em volta onde há a “ponte” há um aumento do coeficiente oque era esperado visto que a “ponte” é construída com o objetivo de melhorar a transferência de calor entre ar e o açaí sendo assim validando o objetivo da construção da célula dentro do reator com a “ponte”. Ambas malhas, conforme e não-conforme, obtiveram os mesmos resultados apenas diferenciando pela intensidade onde do aumento do coeficiente em algumas regiões. As figuras a seguir mostram os resultados obtidos pela malha conforme e não-conforme, respectivamente, em um plano cortado no eixo que é o eixo direcional por onde ocorre o escoamento.

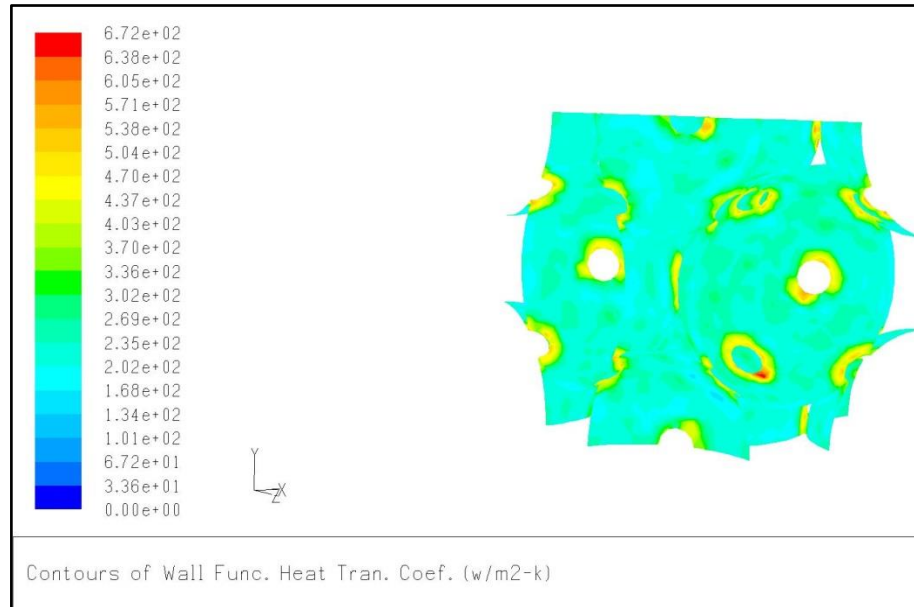


Figura 35. Coeficiente de transferência de calor em malha conforme. (AUTORES)

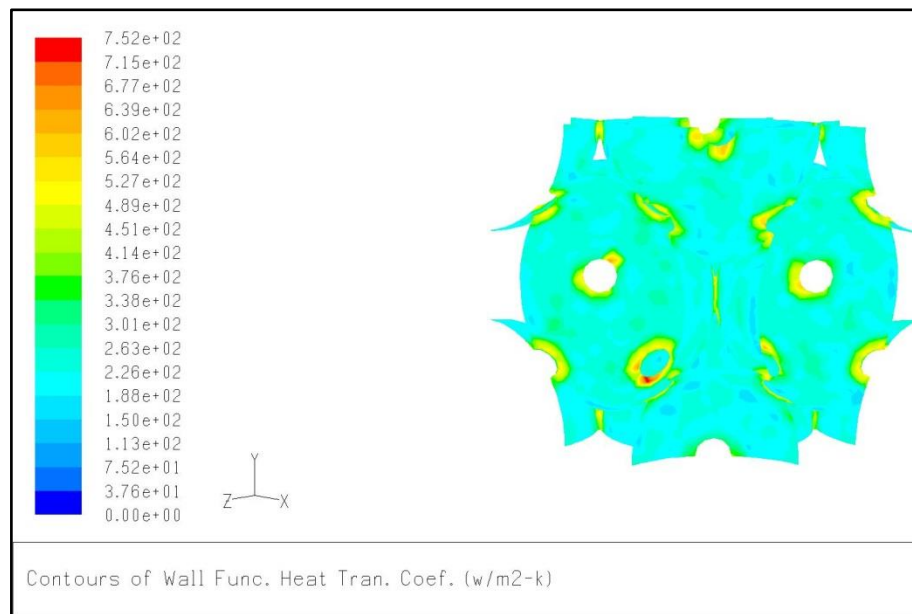


Figura 36. Coeficiente de transferência de calor malha em não-conforme. (AUTORES)

7.3 PRESSÃO

Os resultados obtidos na malha conforme e não-conforme mostram um gradiente de pressão ao longo da estrutura onde o escoamento se dá na direção do eixo “x”. A simulação com malha conforme apresentou um resultado ligeiramente maior, mas obteve comportamento muito semelhante com o da simulação com malha não-conforme o que está de acordo com a literatura, pois para que o fluido escorra pela estrutura ele deve ir da zona de maior pressão para zona de menor pressão e também conforme o fluido passar pelo reator como um todo ele perderia pressão pelo atrito entre o ar, a parede do reator e os caroços de

açai. Devido as limitações do programa Fluent não foi possível ver melhor a variação de pressão ao longo da escala de cores. As figuras a seguir mostram os resultados obtidos pela malha conforme e não-conforme, respectivamente.

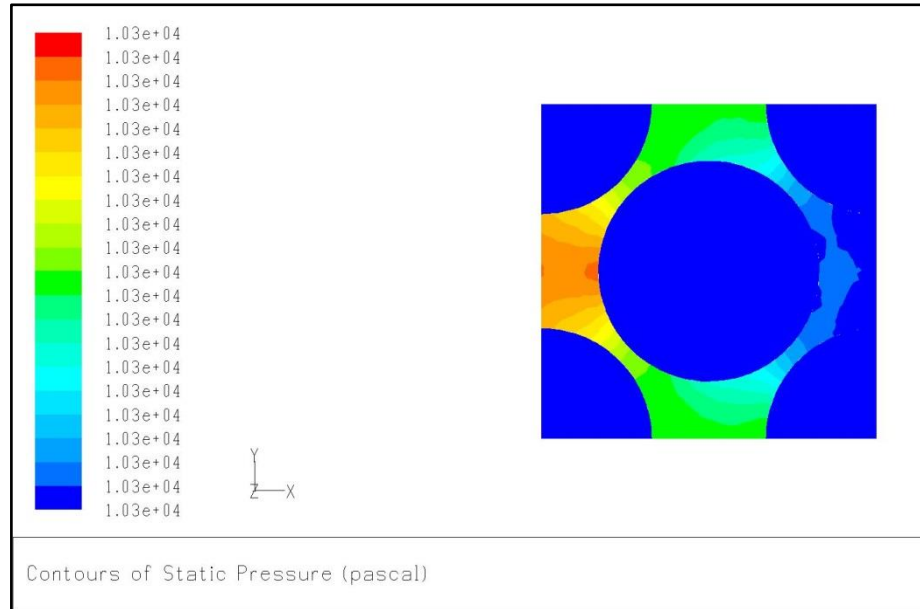


Figura 37. Pressão ao longo do escoamento em malha conforme. (AUTORES)

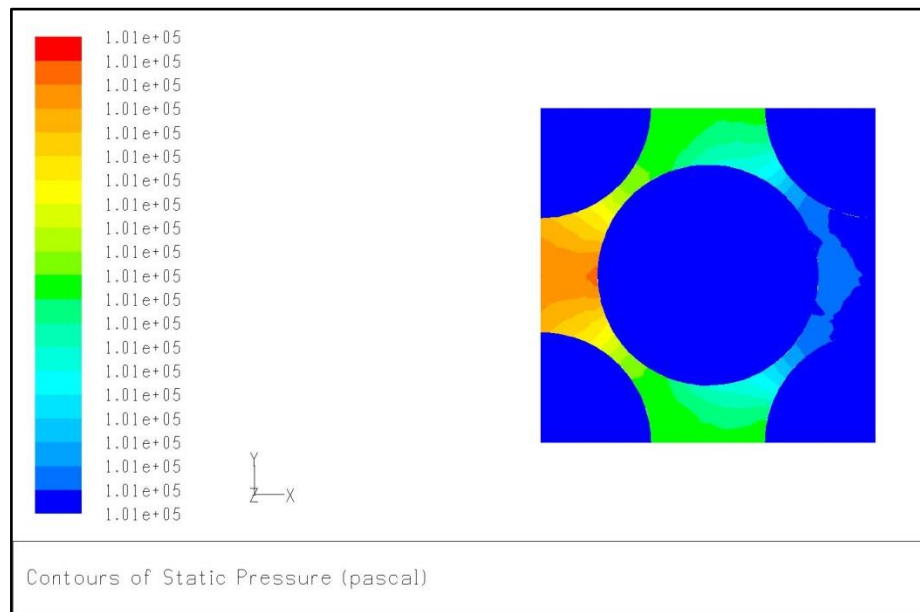


Figura 38. Pressão ao longo do escoamento em malha não-conforme. (AUTORES)

7.4 INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA

Os resultados da simulação feita com malha conforme e não-conforme, no escoamento que ocorre na direção do eixo “x”, mostram que quando o escoamento passa um espaço estreito a intensidade de turbulência aumenta assim como ela diminui quando passa por locais

com mais espaço. Como não há um grande espaço entre os caroços de açaí e também como não há o uso de grandes velocidades isso acaba por não ocasionar um grande aumento na intensidade de turbulência do ar. Apesar de resultados muito parecidos entre as simulações e possível perceber que o resultado obtido com malha não-conforme se mostra maior que o em malha conforme. O objetivo de se avaliar essa variável é que quanto maior a intensidade de turbulência maior será a transferência de calor entre ar e açaí visto que a quanto maior a turbulência maior ser[á a transferência de calor entre o ar e o açaí, As figuras a seguir mostram os resultados obtidos pela malha conforme e não-conforme, respectivamente.

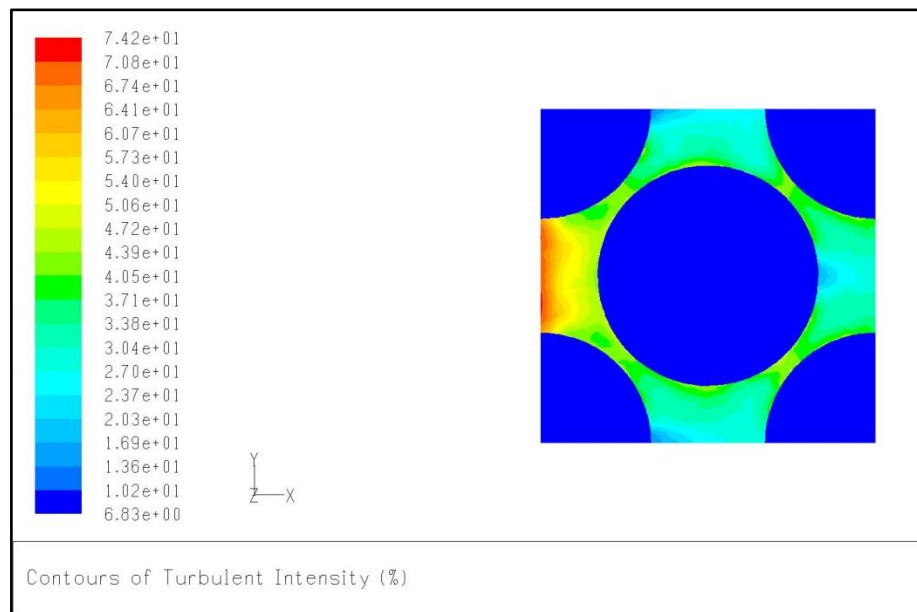


Figura 39. Intensidade de turbulência no escoamento em malha conforme. (AUTORES)

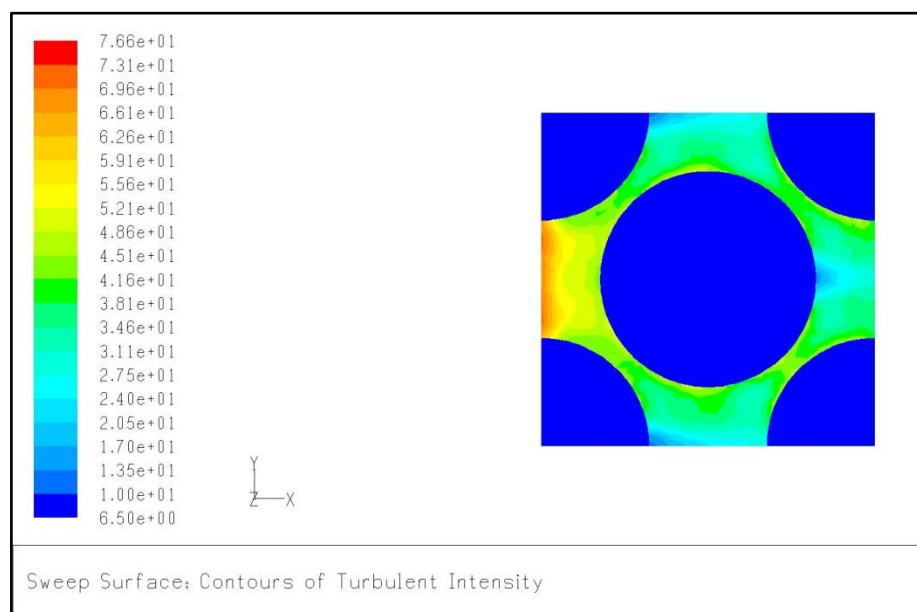


Figura 40. Intensidade de turbulência no escoamento em malha não-conforme. (AUTORES)

7.5 VELOCIDADE DO FLUIDO

Com o escoamento ao longo do eixo "x" obtivemos os resultados da velocidade do escoamento do ar quente, para a secagem do caroço de açaí, onde os resultados condizem com a literatura pois há uma aumento de velocidade do ar quando este passar por espaços mais estreitos e diminui quando vai para espaços mais abertos. Assim nos resultados anteriores a simulação com malha conforme obteve um resultado ligeiramente maior que o da simulação feito com malha não-conforme, isso pode visto observando a escala de cada um dos gráficos. As figuras a seguir mostram os resultados obtidos pela malha conforme e não-conforme, respectivamente.

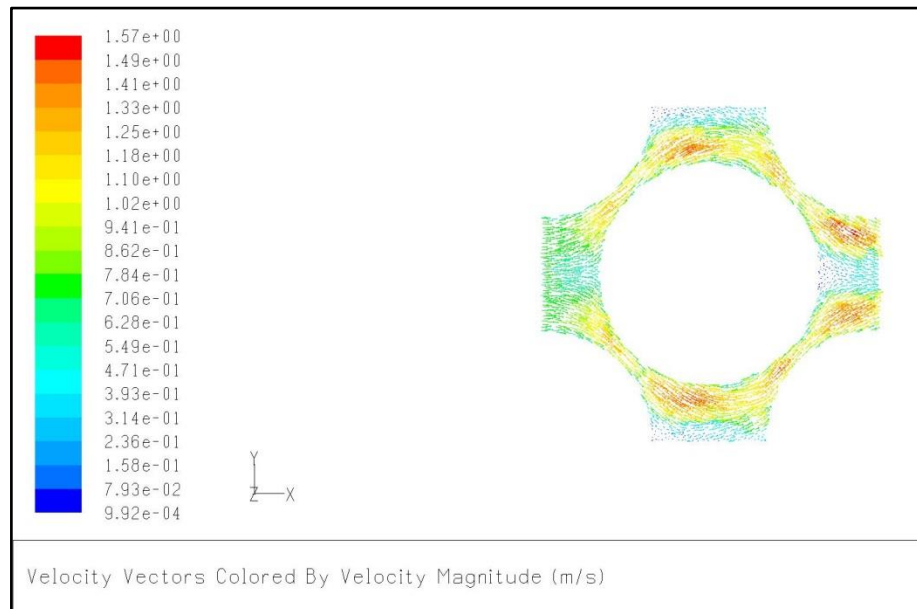


Figura 41. Velocidade do fluido ao longo do escoamento em malha conforme. (AUTORES)

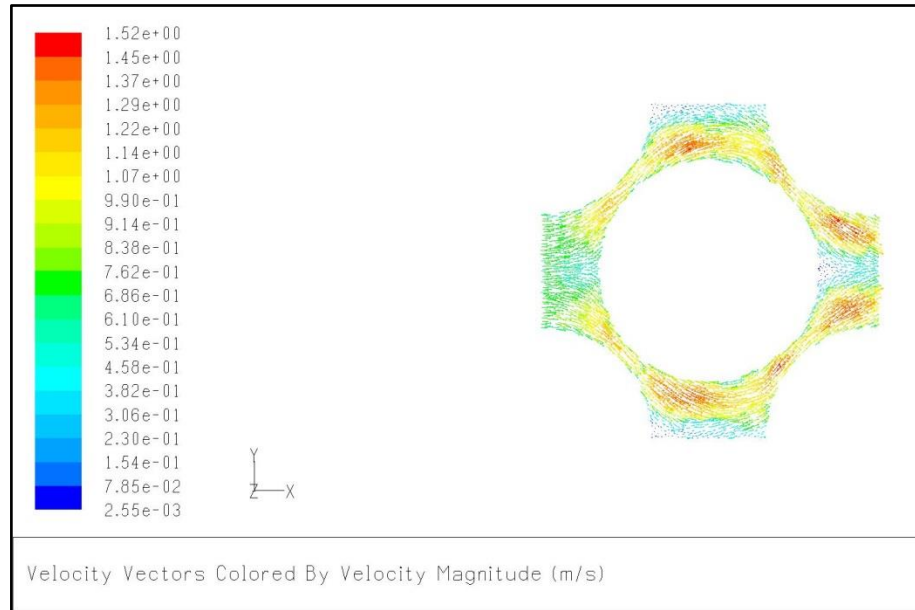


Figura 42. Velocidade do fluido ao longo do escoamento em malha não-conforme. (AUTORES)

7.6 TEMPERATURA ESTÁTICA DO AR E DO AÇAÍ

Com relação à temperatura, o escoamento ocorrendo no eixo “x”, as duas simulações tiveram diferenças significativas em relação aos seus resultados. Enquanto a malha conforme mostra que ar fica com temperatura menor que a do açaí durante todo o escoamento, a malha não-conforme mostra que o ar só tem queda de temperatura nas regiões onde ele entra em contato com o açaí. Logo podemos perceber que para o regime estável e permanente em que a simulação foi feita resultado obtido com a simulação feita com a malha não-conforme está de acordo com o esperado mostrando que há apenas perda de calor do ar quente para o caroço de açaí nas proximidades entre o fluido e o ar, podendo-se notar também a diminuição da temperatura nas “pontes” feitas para melhorar a transferência de calor o ar e o caroço de açaí ao passo que a simulação feita com malha conforme não conseguiu prever o resultado real entre a interação da transferência de calor entre o ar e o caroço de açaí. Esse resultado mostra a superioridade do uso da malha não-conforme em relação a malha conforme para o objetivo do estudo deste trabalho pois apenas a simulação feita com malha não-conforme pode prevê o fenômeno o mais real possível. As figuras a seguir mostram os resultados obtidos pela malha conforme e não-conforme, respectivamente.

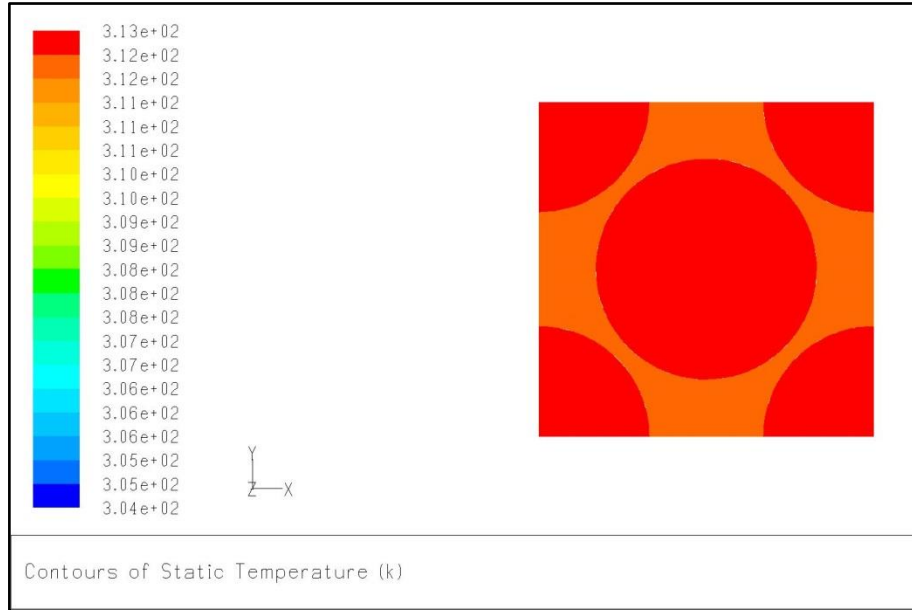


Figura 43. Temperatura do ar e do açaí em malha conforme. (AUTORES)

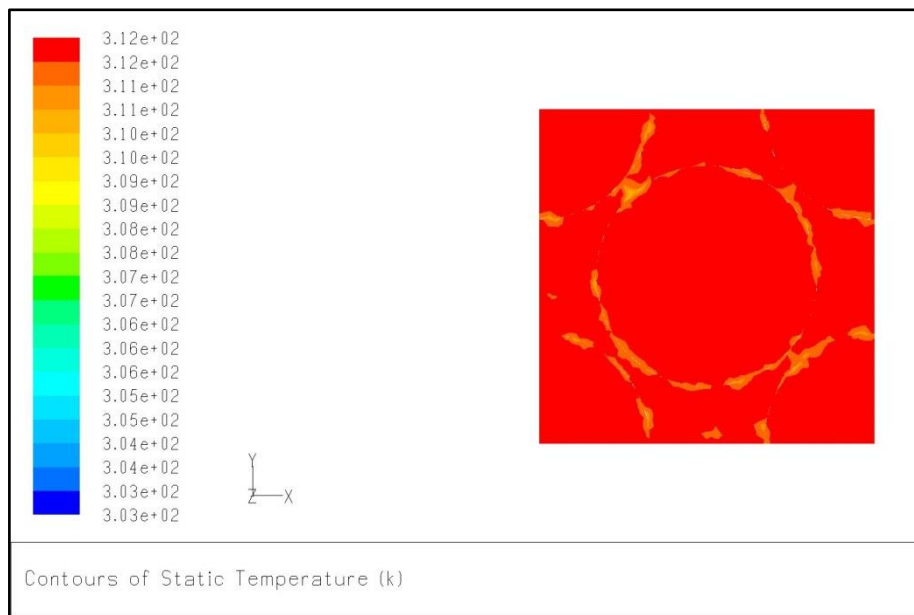


Figura 44. Temperatura do ar e do açaí em malha não-conforme. (AUTORES)

7.7 TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Ao término das simulações pode-se ver a taxa de transferência de calor entre o fluido, que no caso deste trabalho foi o ar, e a parede do caroço de açaí, tanto para a simulação feita na malha conforme e não-conforme. Este resultado mostra que caso apenas quisesse saber a taxa de transferência de calor entre o ar quente que flui e o caroço de açaí não haveria diferença entre o uso de malha conforme ou não-conforme. A figura a seguir mostra o resultado obtido pela malha conforme e não-conforme.

Total Heat Transfer Rate	(w)
wall-12	0.00025829315
wall-12-shadow	-0.0002572611
Net	1.0320509e-06

Figura 45. Resultado da taxa de transferencia de calor para malha conforme e não conforme.
(AUTORES)

8 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo principal analisar computacionalmente o aquecimento do caroço de açaí por um fluxo de ar quente tendo o foco na transferência de calor entre o caroço de açaí e o ar com a utilização de malhas conformes e não-conformes, objetivando a comparação entre ambos os casos.

Como esperado, com base na literatura, a malha não-conforme obteve convergência dos cálculos mais rápido que a malha conforme, apesar do número maior de iterações. Os resultados obtidos pelas malhas conforme e não-conforme não diferenciaram de forma significativa, entretanto o único resultado onde houve uma diferença significativa foi o da temperatura, onde na malha não-conforme a temperatura se manteve constante durante todo escoamento ao passo que na malha conforme a temperatura do ar só não é igual a temperatura do açaí nas zonas onde o ar quente encontra o açaí. Isso ocorre devido a perda de temperatura do ar para o açaí até o ponto que o sistema vai entrar em equilíbrio térmico.

Em relação ao tempo de simulação, a malha não-conforme foi 20% mais rápida, o que correspondeu a apenas 2 minutos de economia no tempo de simulação. Porém, em caso de uma simulação onde mais componentes da simulação sejam adicionados como mais caroços de açaí, transferência de calor entre o fluido e as paredes do reator, perda de massa do açaí conforme o aquecimento ocorre e assim por diante. Logo, uma simulação utilizando malha não-conforme pode economizar de horas a até mesmo meses de cálculos de simulação.

Como recomendação final, sugere-se que em caso de simulações onde os fatores acima sejam utilizados tais como a consideração de perda de massa do açaí devido ao processo de secagem entre os outros seja utilizado a malha não-conforme devido a economia do tempo de simulação.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANEEL, “Biomassa”, Disponível em: <[http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/05-Biomassa\(2\).pdf](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/05-Biomassa(2).pdf)>, acessado em 20 set de 2014.
- Bai, H., Theuerkauf, J., Gillis, P.A., Witt, P.M., 2009. “A coupled DEM and CFD simulation of flow field and pressure drop in fixed bed reactor with randomly packed catalyst particles.” *Ind. Eng. Chem. Res.* 48, 4060–4074.
- Basu, P., 2010, “Biomass Gasification and Pyrolysis: Practical Design and Theory”, Burlington, Elsevier.
- CENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M., 2008, “Mecânica dos Fluidos”, Grupo A Educação.
- Çengel, Yunus. “Transferencia de calor e massa. Uma abordagem pratica.” AMGH, 2012
- Cortez, L.A.B; Lora, E.E.S.; Gomez, E.O., 2008, “Biomassa para energia”, Ed. UNICAMP, Campinas, São Paulo.
- Cruz, R et al., 2010, “Determination of the Pressure Loss Through a Gasifier With Porous Fixed Bed Encit”.
- de Melo, Braulio Almeida. 2008. “Avaliação Computacional de um Sistema de Gaseificação em leito Fluidizado utilizando o software CSFB.” Diss. UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ.
- Dornburg, V. a. F., A., 2001, "Efficiency and economy of wood-fired biomass energy systems in relation to scale regarding heat and power generation using combustion and gasification technologies." *Biomass & Bioenergy*, 21(2): 91-108.
- EPE, Empresa de Pesquisa Energética, 2011, “Plano Decenal de Expansão de Energia 2020” EPE, Brasília: MME/EPE.
- Fortuna, A. O., 2000, “Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos.”, Editora da Universidade de São Paulo, São Carlos, São Paulo, 432 p.
- HALL, D. O.; SCRASE, J. I. 1998. “Will biomass be the Environmentally friendly fuel of the future?”. *Biomass and Bioenergy*, v. 15, p. 357-367.
- IEA, “World Energy Outlook 2013”, Disponível em <<http://www.worldenergyoutlook.org/publications/weo-2013/>>, acessado em 22 de set de 2014.
- Kovalev, Konstantin, 2005, “Unstructured hexahedral non-conformal mesh generation.” Tese de Doutorado. Vrije Universiteit, Brussel, Belgium.
- Maliska, C.R., 2004, “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”. Ed. LCT, Rio de Janeiro.
- Modelagem matemática do modelo de turbulência Sparalat-Almaras, Disponiivel em <<http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/node468.htm>>, acessado em 10 de nov de 2014.
- Nijemeisland, M., Dixon, A.G., 2004. “CFD study of fluid flow and wall heat transferin a fixed bed of spheres.” *AIChE J.* 50, 906–921.

Quaak, P., H. Knoef, and H.E. Stassen, 1999, "Energy from biomass: a review of combustion and gasification technologies". Washington, D.C.: World Bank. xvii, 78 p.

Seye, Omar et al, "Caracterização do caroço de açaí como insumo para geração de eletricidade via gaseificação"

Swenson, Darrell et al., 2010, "The effect of non-conformal finite element boundaries on electrical monodomain and bidomain simulations." In: Computing in Cardiology, IEEE, p. 97-100.

Yang, Jian et al. 2010. "Computational study of forced convective heat transfer in structured packed beds with spherical or ellipsoidal particles." Chem. Eng. Sci. 65, 726–738.

Yang, Jian et al. 2012. "Experimental analysis of forced convective heat transfer in novel structured packed beds of particles." Chemical engineering science, 71, 126-137.

Yang, Jian et al. 2014. "On contact point modifications for forced convective heat transfer analysis in a structured packed bed of spheres." Nuclear Engineering and Design, 270, 21-33.