



**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 NÃO-CONFORMES**

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

**Brasília, DF  
2014**



**PRISCILA PIRES ARAUJO  
THIAGO FERREIRA GOMES**

**TÍTULO: ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE CAROÇO DE AÇAÍ  
E GÁS: USO DE MALHAS 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  
2014**

## **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 não-conformes / Priscila Pires Araujo; Thiago Ferreira Gomes. Brasília: UnB, 2014. 67 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília  
Faculdade do Gama, Brasília, 2014. 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 Não-Conformes.

CDU Classificação



**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE CAROÇO DE AÇAÍ E GÁS:  
USO DE MALHAS 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 27/11/2014 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  
2014

## **AGRADECIMENTOS**

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

Aos nossos pais e irmãos, pelo apoio em todos os momentos da minha vida, por acreditar mais em nós do que nós mesmos, por suportar todas as dificuldades ao longo deste trabalho e nos tranquilizar nos momentos mais difíceis. 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 assim como ele é.

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

A todos nossos amigos, que aguentaram nossas crises bipolares por causa da UnB todos esses anos e sempre nos motivaram a seguir em frente, vocês são parte fundamental disso.

A todos os professores, colegas, amigos e funcionários da UnB que de alguma maneira contribuíram nessa longa e recompensadora jornada de graduação acadêmica.

## 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 secagem da gaseificação em leito fluidizado 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. Para a construção da geometria do reator e do caroço de açaí 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 Sparlat-Allmaras. 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.

## **ABSTRACT**

The global energy scenery is in a phase of searching for new energy sources aiming at sustainability and enhancement of existing renewable sources, where biomass is the focus of this work. This course conclusion work addresses the computational fluid dynamic analysis (CFD) of the drying stage in the gasification fluidized bed of açai seed, focusing on the heat transfer between the gas and açai seed using conformal and nonconformal meshes, order to compare both cases. For the construction of the reactor and açai geometry and their respective areas of contour and meshes the software called Gambit® was used and the subsequent resolution of the flow, post-processing and obtaining the results of the cases was constructed using the software FLUENT®. In the processing step of the cases, the viscosity model chosen was the Sparlat-Allmaras. In addition to the study and analysis performed in softwares, was carried out the study of fluid dynamic and heat transfer through existing mathematical equations, in order to facilitate understanding of the computational analysis.

**Keywords:** Nonconformal mesh. Computation Fluid Dynamic. Heat Transfer.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Matriz Energética Mundial .....	1
Figura 2. Evolução da Capacidade Instalada de Energia no Brasil 2010 a 2020 .....	3
Figura 3. Diagrama dos Processos de Conversão Energética da Biomassa .....	4
Figura 4. Elemento infinitesimal em coordenadas cartesianas.....	18
Figura 5. Transferencia de calor infinitesimal.....	19
Figura 6. Relação entre os Modelos Usados em Desenvolvimento de Projetos.....	25
Figura 7. Comparação entre Geometria de Malha Não-Conforme e Conforme .....	28
Figura 8. Estrutura e Dimensões do Combustor.....	33
Figura 9. Faces Criadas .....	34
Figura 10. Zonas de Contorno e Interfaces.....	35
Figura 11. Geometria com Malhas Não-Conformes .....	36
Figura 12. Zoom das Malhas .....	36
Figura 13. Novas Interfaces Criadas.....	37
Figura 14. Escolha do Modelo Sparlat-Allmaras .....	38
Figura 15. Geometria com Malhas Conformes .....	39
Figura 16. Perfis de Variação de Temperatura em Malhas Conformes e Não-Conformes .....	40
Figura 17. Perfis de Variação de Velocidade em Malhas Conformes e Não-Conformes .....	41
Figura 18. Taxa de Calor Perdida pelas Paredes com Malhas Conformes.....	41
Figura 19. Taxa de Calor Perdida pelas Paredes com Malhas Não-Conformes .....	41
Figura 20. Estrutura Completa Construída.....	43
Figura 21. Malha da Esfera Gerada .....	44
Figura 22. Estrutura Malhada com Malhas Não-Conformes.....	45
Figura 23. Zoom na Malha do Cilindro .....	46
Figura 24. Zoom do Cilindro e Esfera Malhados .....	47
Figura 25. Reator com malha conforme .....	48
Figura 26. Reator e açai com malha conforme.....	48
Figura 27. Vista lateral da malha na estrutura .....	48
Figura 28. Detalhe da malha no caroço de açai.....	49
Figura 29. Perfil de temperatura ao longo do reator: malha não conforme.....	50
Figura 30. Perfil de velocidade ao longo do reator: malha não conforme.....	51
Figura 31. Temperatura ao longo do reator: malha conforme .....	51
Figura 32. Perfil de velocidade: malha conforme.....	52
Figura 33. Perfil de turbulência para malha conforme .....	53
Figura 34. Taxa de transferência de calor.....	53



## LISTA DE QUADROS

Quadro 1. Fluxo de massa em coordenadas cartesianas.....	10
Quadro 2. Fluxo da quantidade de movimento em coordenadas cartesianas .....	11
Quadro 3. Fluxo de calor em coordenadas cartesianas.....	13
Quadro 4. Equações que regem um escoamento .....	14
Quadro 5. Número de Reynolds para criar turbulência .....	16
Quadro 6. Propriedades térmicas do caroço de açaí .....	43
Quadro 7. Malha não-conforme: prós e contras .....	54
Quadro 8. Malha conforme: prós e contras .....	54

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivações e justificativas .....	1
1.2	Objetivos.....	6
1.2.1	Objetivos gerais .....	6
1.2.2	Objetivos específicos .....	6
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>7</b>
2.1	Dinâmica dos fluidos .....	7
2.1.1	Introdução a dinâmica dos fluidos.....	7
2.1.2	Campo de aceleração do fluido .....	8
2.1.3	Conservação da massa .....	9
2.1.4	Quantidade de movimento linear.....	11
2.1.5	Equação diferencial da energia.....	12
2.1.6	Equações gerais em forma de EDO.....	14
2.1.7	Classificação do escoamento .....	14
2.1.8	Numero de Reynolds .....	15
2.2	Transferência de calor .....	16
2.2.1	Introdução a transferência de calor.....	16
2.2.2	Condução de calor .....	18
2.2.3	Equação geral de condução de calor.....	19
2.2.4	Condições iniciais de contorno.....	20
2.2.5	Transferência de calor por convecção .....	22
2.2.6	Número de Nusselt .....	23
<b>3</b>	<b>CFD.....</b>	<b>24</b>
3.1	Malha computacional .....	26
3.1.1	Refino de Malhas.....	28
3.2	Modelo de turbulência Spalart-Allmaras.....	29
3.2.1	Equação de transporte para o modelo Spalart-Allmaras .....	29
3.2.2	Modelando a viscosidade turbulenta .....	30
3.2.3	Modelagem de produção de turbulência.....	30
3.2.4	O termo de destruição $Y_\nu$ .....	30
3.2.5	Condições de parede.....	31
3.2.6	Modelagem da transferência de massa e da convecção de calor.....	32

<b>4</b>	<b>MODELAGEM COMPUTACIONAL .....</b>	<b>33</b>
4.1	Caso exemplo de um combustor 2D.....	33
4.1.1	Malha não-conforme.....	34
4.1.2	Malhas conformes .....	39
4.1.3	Resultados.....	40
<b>5</b>	<b>SECAGEM DO CAROÇO DE AÇAÍ .....</b>	<b>42</b>
5.1	Malha não-conforme.....	43
5.2	Malha conforme.....	47
<b>6</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>50</b>
6.1	Malha não-conforme.....	50
6.2	Malha conforme.....	51
6.3	Análise dos resultados .....	53
<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES.....</b>	<b>55</b>
<b>8</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>56</b>

# 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, no gráfico 1.

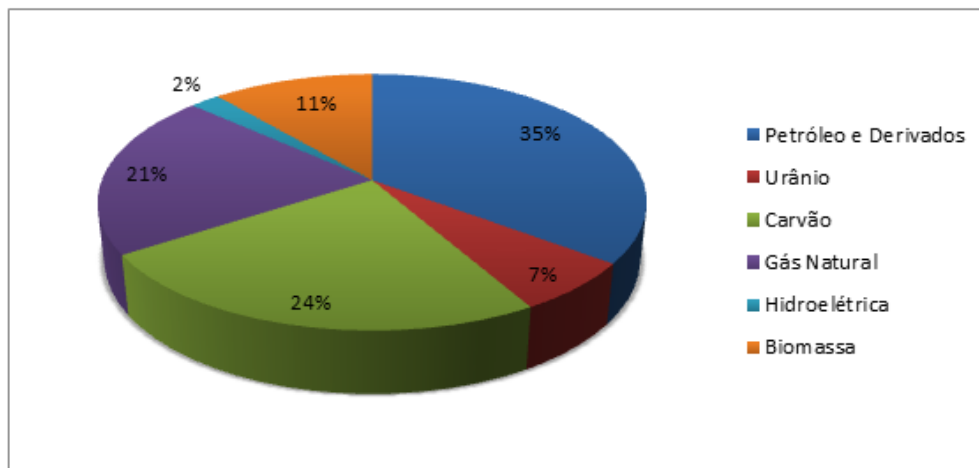


Figura 1. Matriz Energética Mundial (EME, 2012)

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.

Segundo Basu (2010), a biomassa trata-se de todo material orgânico não fóssil e biodegradável derivado de plantas, animais ou microrganismos, incluindo os produtos, subprodutos, resíduos e restos provenientes da agricultura, floresta e indústrias afins, além das frações orgânicas não fósseis e biodegradáveis dos resíduos industriais e urbanos. A biomassa é formada pela interação entre CO<sub>2</sub>, água, ar, solo, luz solar e plantas ou animais.

Segundo a ANEEL, do ponto de vista energético, biomassa é todo recurso renovável proveniente de matéria orgânica (de origem animal e vegetal) que pode ser usada na geração de energia. Assim como a energia hidráulica e outras fontes renováveis, a biomassa é uma forma indireta de energia solar. A energia solar é transformada em energia química, através da fotossíntese, base dos processos biológicos de todos os seres vivos.

Para Cortez, a biomassa tem origem em resíduos sólidos urbanos – animais, vegetais, industriais e florestais – e, voltada para fins energéticos, abrange a utilização desses vários resíduos para a geração de fontes alternativas de energia.

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 abaixo apresenta a evolução da capacidade instalada de energia no setor elétrico brasileiro de acordo com o Plano Decenal da EPE.

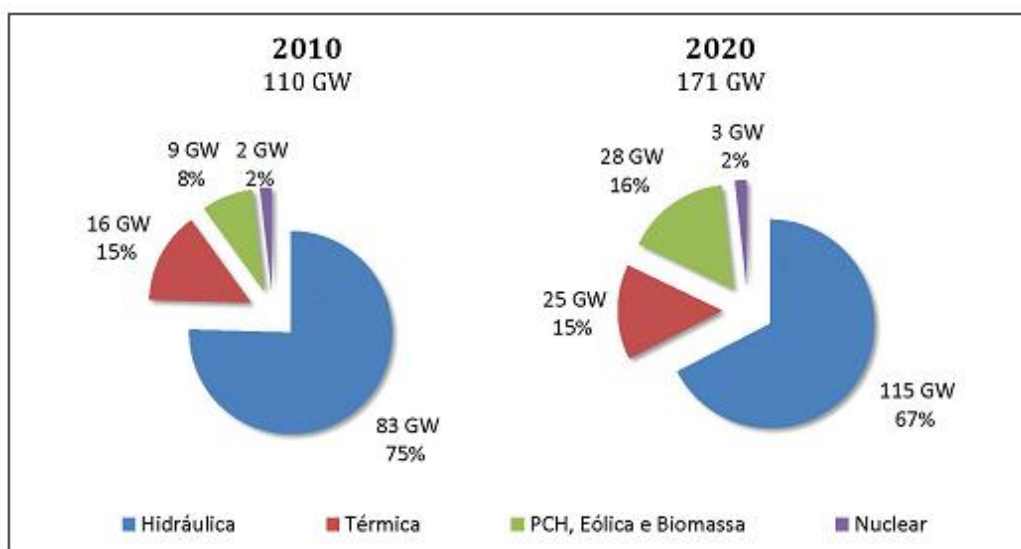


Figura 2. Evolução da Capacidade Instalada de Energia no Brasil 2010 a 2020 (EPE, 2011)

Pesquisas da IEA estimam que seja necessário um investimento de aproximadamente US\$ 90 bilhões de dólares por ano para o Brasil fazer parte da liderança energética mundial, onde dois terços desse investimento devem ser para a área de óleo. Entretanto, segundo o relatório Revolução Energética, do Greenpeace, o Brasil economizaria cerca de US\$ 12 bilhões de dólares por ano até 2050 se o gasto com combustíveis fósseis para térmicas fosse redirecionado para as fontes de energia renováveis, como a biomassa.

As principais biomassas produzidas no Brasil são originadas de resíduos vegetais, resíduos sólidos urbanos, resíduos industriais, resíduos animais e resíduos florestais.

Entretanto, a biomassa produzida a partir de resíduos vegetais tem crescido de maneira significativa no país e corresponde a uma importante parcela da matriz energética brasileira. Como exemplo, tem-se a produção de etanol a partir da cana-de-açúcar, o carvão vegetal proveniente de plantações de eucalipto e a co-geração de eletricidade do bagaço de cana. A biomassa tratada no presente trabalho é proveniente de resíduo vegetal, na qual será analisada a seguir.

Os resíduos vegetais são gerados no campo, resultantes dos trabalhos da colheita dos produtos agrícolas. O Brasil é um potencial produtor agrícola e esse setor teve um notável crescimento nos últimos anos no país, além do conseqüente crescimento da área plantada. Uma grande quantidade de resíduos produzidos pela atividade agrícola no país é transformada em energia e inserida na matriz energética brasileira. Entretanto, uma considerável parcela ainda não é aproveitada energeticamente, sendo destinada ao uso e, ração animal e na área medicinal e de fertilizantes.

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 2, mostrada abaixo, apresenta os tipos de processo conversão de cada tipo de biomassa em energia.

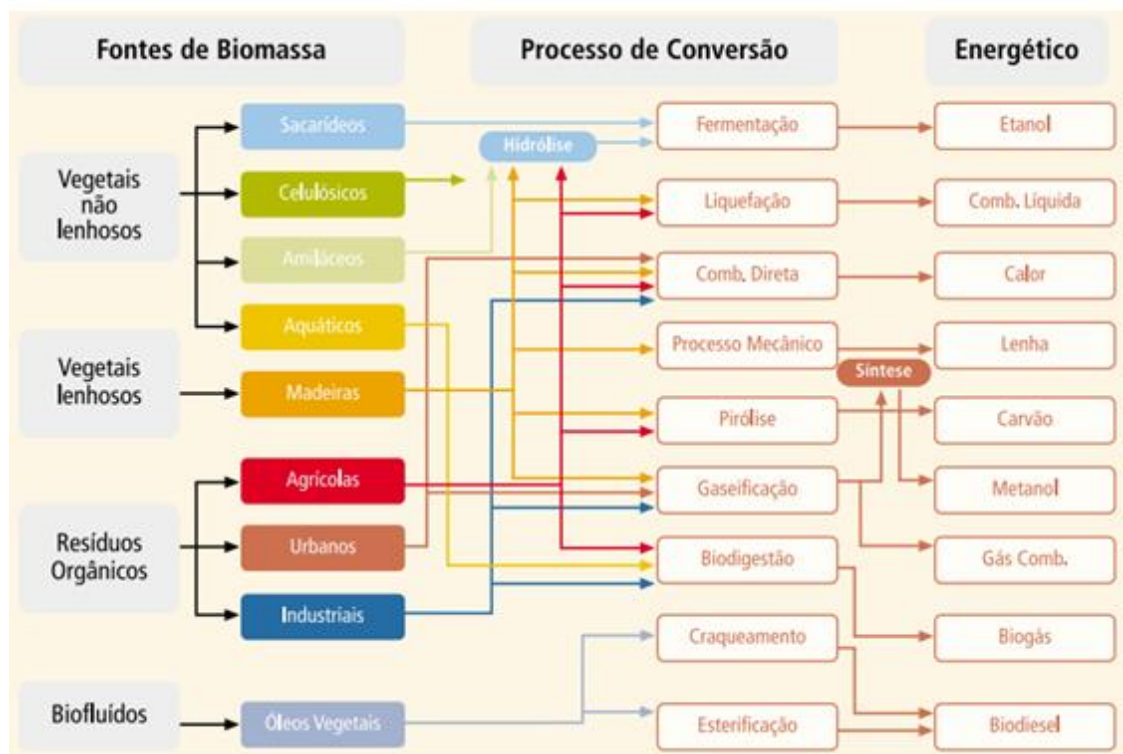


Figura 3. Diagrama dos Processos de Conversão Energética da Biomassa (MME, 1982)

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.

De acordo com a ANEEL, a gaseificação é o processo de conversão de combustíveis sólidos em gasoso através de reações termoquímicas, envolvendo vapor e ar, ou oxigênio, em quantidades inferiores as estequiométricas, para com isso gerar uma mistura de gases combustíveis, porém esse gás tem que ser tratado de modo a atender os requisitos de sua aplicação final.

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 a secagem da biomassa, de maneira mais específica, a secagem do caroço de açaí. A secagem trata-se da etapa inicial do processo de gaseificação, 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 secagem 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 secagem 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 secagem da gaseificação 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 secagem de um caroço de açaí;
- Construir a geometria do reator utilizado na secagem e do caroço de açaí no software GAMBIT;
- 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 estuda-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 serie 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, porem 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 que são: 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 movimento 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 deve satisfazer as 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

(Id. White 238-256) Para iniciarmos a análise de fluido começamos por definir a velocidade do fluido no escoamento, estabelecendo que a forma vetorial cartesiana de um campo de velocidade que 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 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 de para análise do problema a primeira é chamada de eurliana onde se fixa um ponto e “observa” o escoamento das ao longo do tempo a analise lagrangiana por sua vez é bem diferente pois este segue a posição móvel das partículas do escoamento de forma individual.

Derivando o vetor velocidade ao longo do tempo temos 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

Para 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 temos:

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

Por definição temos 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 equações podem ser feita onde se substitui  $u$  por  $v$  ou  $w$ , onde  $du/dt$  é substituído por  $dv/dt$  ou  $dw/dt$ .

Se for agrupado as expressões das derivada temporal de cada uma das componentes do vetor aceleração é obtido 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 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, o 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:

$\rho$  = é a 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  $\rho u$  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 as 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

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 da tabela na equação do somatório temos:

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

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:

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

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

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 2 equações dessa seção obtemos:

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

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, temos:

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

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  $\dot{W}_e=0$  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 temos:

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

q=fluxo de calor

k=condutividade térmica

$\nabla T$  =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

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 temos:

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

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

$\tau_{ij}$ =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 a 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 trabalho viscoso pode escrito em função da função de dissipação viscosa, S, temos:

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

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 bastante gerais de escoamento não permanente, compressível, viscoso e com condução de calor, desde que se despreze a transferência de calor por radiação e as fonte interna s 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 elas são:

Quadro 4. Equações que regem um escoamento

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

Na obra (Çengel, 2011, pg 9-11) mostra em sua maneira que classificar o tipo de escoamento é fundamental para a pratica da resolução de problemas, logo a seguir será mostrado como Çengel classifica um escoamento com base em suas propriedade inerente do fluido quanto do escoamento:

- 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.

- Escoamento interno e externo

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

- Escoamento compressível e incompressível

O que denomina 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.

- Escoamento laminar e turbulento

É dito que o escoamento 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, o estado 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 torna de laminar para turbulento de forma instantânea antes ele passa por uma zona de transição, essa zona pode ter um curto ou elevado período de tempo para que um fluido passe de laminar para turbulento, 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 Reynolds 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

$\rho$ =densidade do fluido

$\mu$ = viscosidade cinemática do fluido

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

Quadro 5. Número de Reynolds para criar turbulência

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

Cengel 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 distancia 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, dizemos que ela é 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 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.

Segundo Çengel, 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 transportar energia. Porém 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, 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 quantidades possam variar de uma posição para outra. Já a transferência de calor transiente a temperatura normalmente varia com o tempo e com a posição. No caso específico de variação apenas com o tempo e não com a posição, a temperatura do meio varia uniformemente com 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 considerados condições de regime permanente na análise, tendo em vista processos permanentes no fenômeno, para que assim os mesmos sejam mais fáceis de analisar e ainda fornecem respostas bem perto do real.

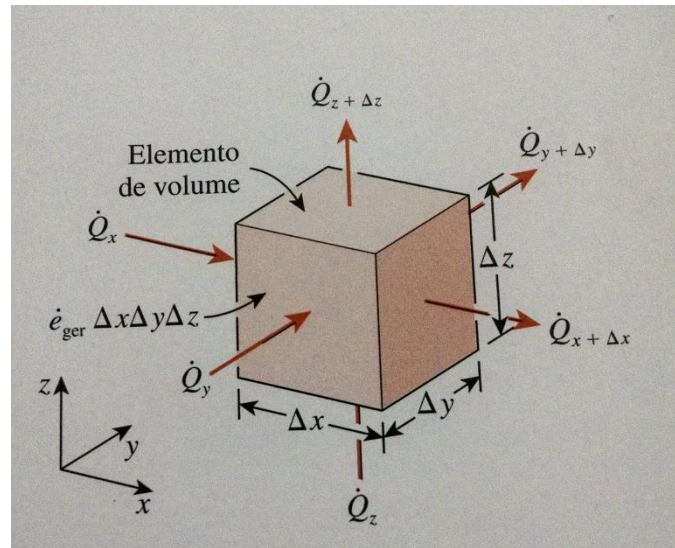


Figura 4. Elemento infinitesimal em coordenadas cartesianas (Çengel, 2012)

Como já foi 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 que o calor 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, a mesma depende 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:

$k$  é a condutividade térmica

$A$  é a área

$\partial T/\partial n$  é o gradiente de temperatura em qualquer direção

Como o calor é conduzido no sentido da diminuição da temperatura, portanto 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 a seguir mostra um esquema da transferência de calor por um elemento infinitesimal em coordenadas retangulares.

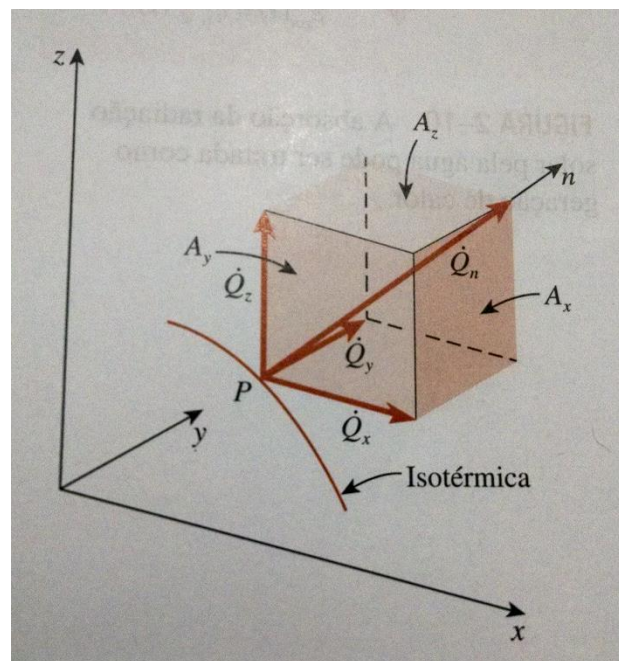


Figura 5. Transferencia de calor infinitesimal (Çengel, 2012)

### 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 figura-4 e assumindo que a densidade do corpo  $\rho$  e o seu calor específico é  $c$ .

Logo o balanço de energia durante o um intervalo de tempo  $\Delta t$  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  $\Delta x \Delta y \Delta z$ , obtemos:

$$-\frac{1}{\Delta y \Delta z} \frac{\dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_x}{\Delta x} - \frac{1}{\Delta x \Delta z} \frac{\dot{Q}_{y+\Delta y} - \dot{Q}_y}{\Delta y} - \frac{1}{\Delta x \Delta y} \frac{\dot{Q}_{z+\Delta z} - \dot{Q}_z}{\Delta z} + \dot{e}_{ger} = \rho c \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \quad (33)$$

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  $\Delta x, \Delta y, \Delta z, \text{ e } \Delta t \rightarrow 0$  temos:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{ger} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (34)$$

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 independentemente 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 a secagem 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.

- 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.

$$T(0,t)=T1$$

$$T(L,t)=T2$$

- 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.

- Condição de contorno isolado

O isolamento reduz a transferência de calor, em casos reais essa transferência nunca chega a zero, porem em casos que o isolamento essa bem feito pode se dizer que a transferência de calor por uma superfície é nula então temos a seguinte condição:

$$0 = -kA * \frac{\partial T(0,t)}{\partial n} \quad (35)$$

- 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 podemos expressar essa condição como:

$$-k_1A_1 * \frac{\partial T(n_0,t)}{\partial n} = -k_2A_2 * \frac{\partial T(n_0,t)}{\partial n} \quad (36)$$

- 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 convecção de calor de uma determinada superfície em uma determinada direção é igual condução de calor na mesma superfície e na mesma direção. A equação a seguir pode 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

$T_{\infty}$ =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

$T_{\infty}$ =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. CFD

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).

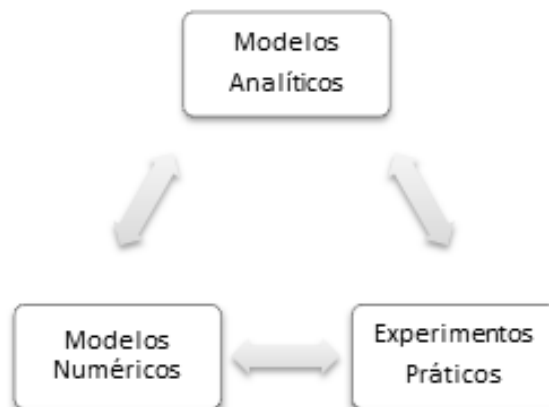


Figura 6. Relação entre os Modelos Usados em Desenvolvimento de Projetos (Autores)

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 secagem 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, utilizado na secagem. 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 detalhes 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 como 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 seguinte figura 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.

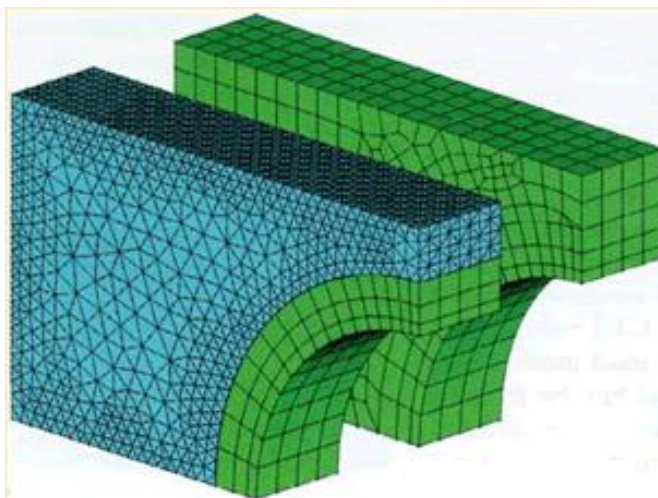


Figura 7. Comparação entre Geometria de Malha Não-Conforme e Conforme em 3D (DESKENG, 2008)

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 Spalart-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  $\Omega$  de forma a manter as características da região logarítmica, onde  $\Omega_{ij}$  é o tensor taxa de rotação média:

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

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

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

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

### 3.2.4 O termo de destruição $Y_v$ é dado por:

$$Y_u = C_{w1}f_w \left( \frac{\tilde{v}}{d} \right)^2 \quad (49)$$

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

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

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

As constantes empíricas do modelo são:

$$Cb1=0.1355;$$

$$Cb2=0.622;$$

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

$$Cb1 + 1 + Cb;$$

$$Cw2=0.3;$$

$$Cw3=2.0;$$

$$Cv1=7.1;$$

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

$$k=0.41.$$

### 3.2.5 Condições de parede

Nas paredes, a viscosidade cinemática turbulenta modificada,  $\tilde{v}$ , 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

$u_\tau$ =velocidade de cisalhamento

$y$ =distancia a parti da parede

$k$ =constante de von Karman 0,4187

$E$ =constante no valor 9,793

### 3.2.6 Modelagem da transferência de massa e da convecção de calor

No Fluyente, 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

$\tau_{ij}$ =é o tensor de tensões

O termo envolvendo  $\tau_{ij}$  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. MODELAGEM COMPUTACIONAL

### 4.1 Caso exemplo de um combustor 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.

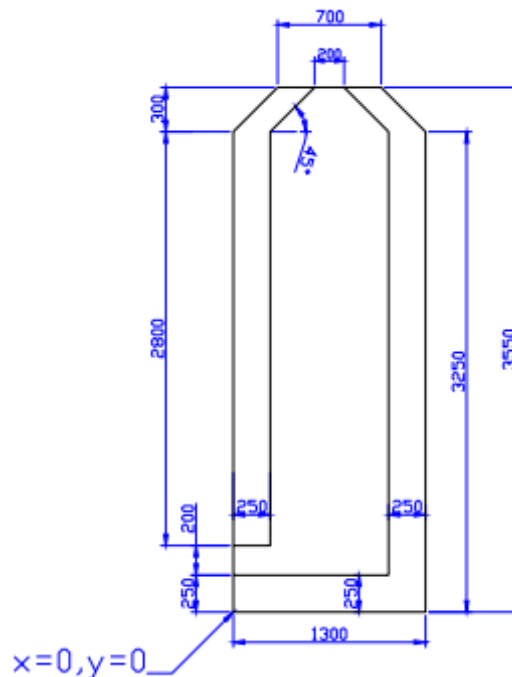


Figura 8. Estrutura e Dimensões do Combustor (AUTORES)

#### 4.1.1 Malha não conforme

Após ser construída a geometria da estrutura com as dimensões predeterminadas 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 abaixo, sendo representadas pelos seus respectivos números.

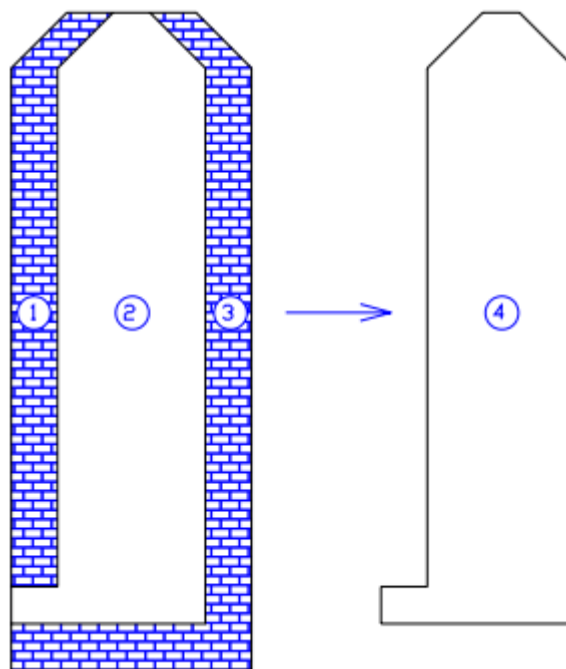


Figura 9. Faces Criadas (AUTORES)

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 abaixo.

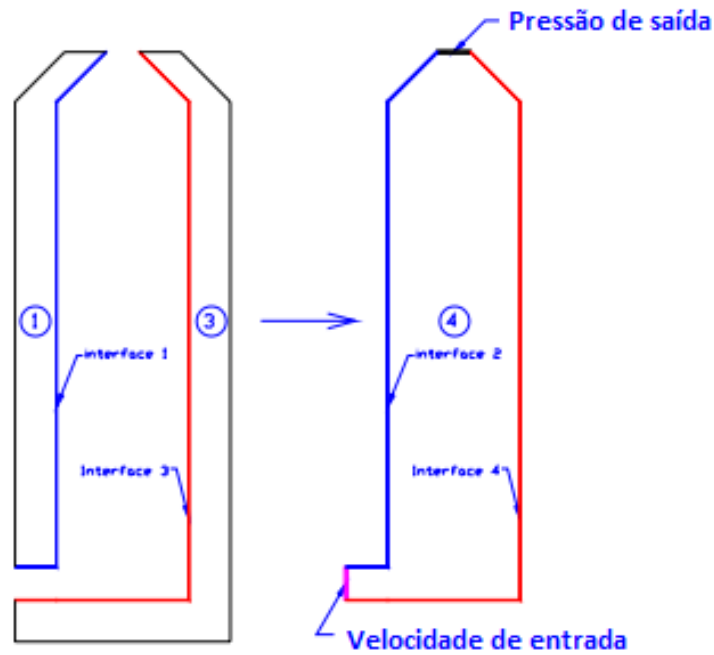


Figura 10. Zonas de Contorno e Interfaces (AUTORES)

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 9 abaixo mostra o resultado final da simulação realizada no software GAMBIT, apresentando a geometria inteiramente malhada com suas zonas de contorno estabelecidas.

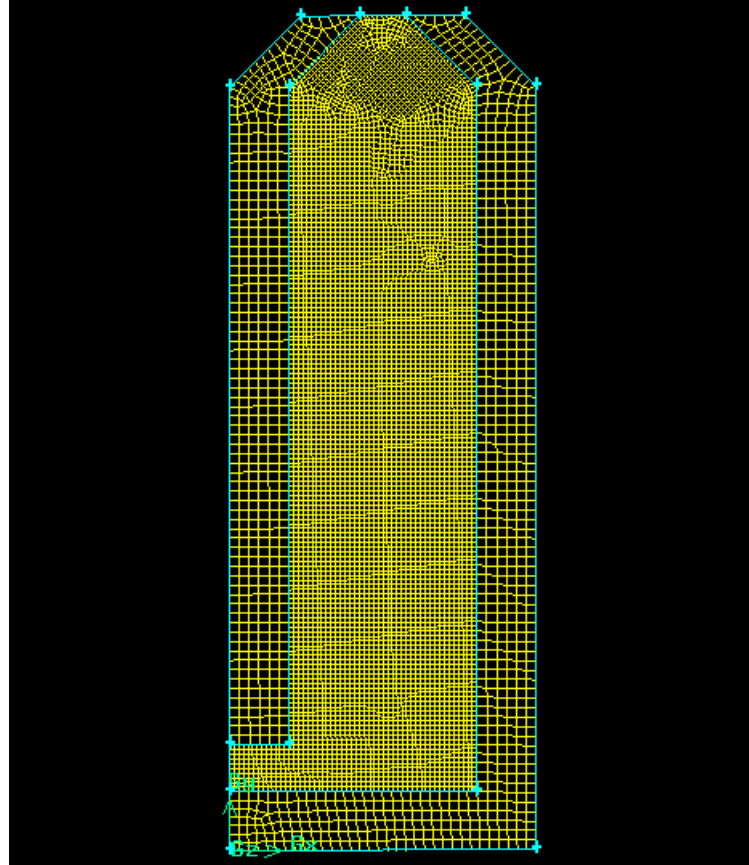


Figura 11. Geometria com Malhas Não-Conformes (AUTORES)

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.

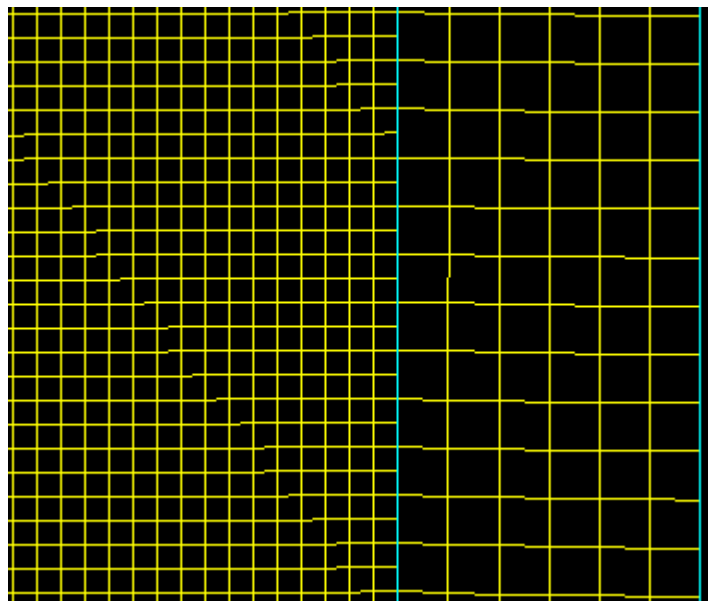


Figura 12. Zoom das Malhas (AUTORES)

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 figura abaixo, com as duas novas interfaces criadas.

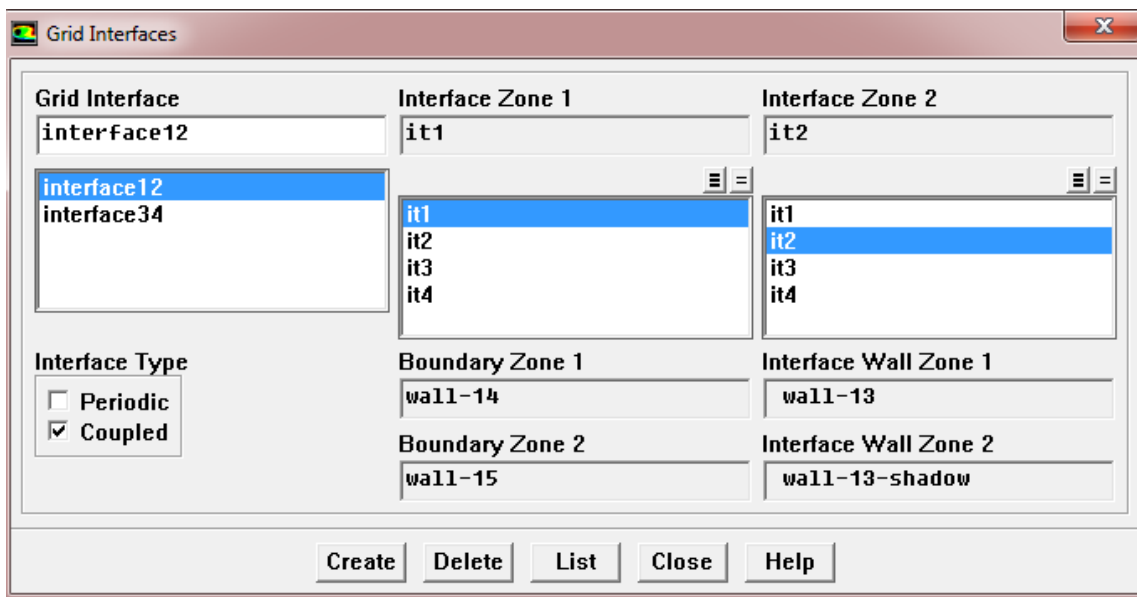


Figura 13. Novas Interfaces Criadas (AUTORES)

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 caso 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 abaixo mostra essa etapa de seleção do modelo de turbulência e suas características para esse caso.



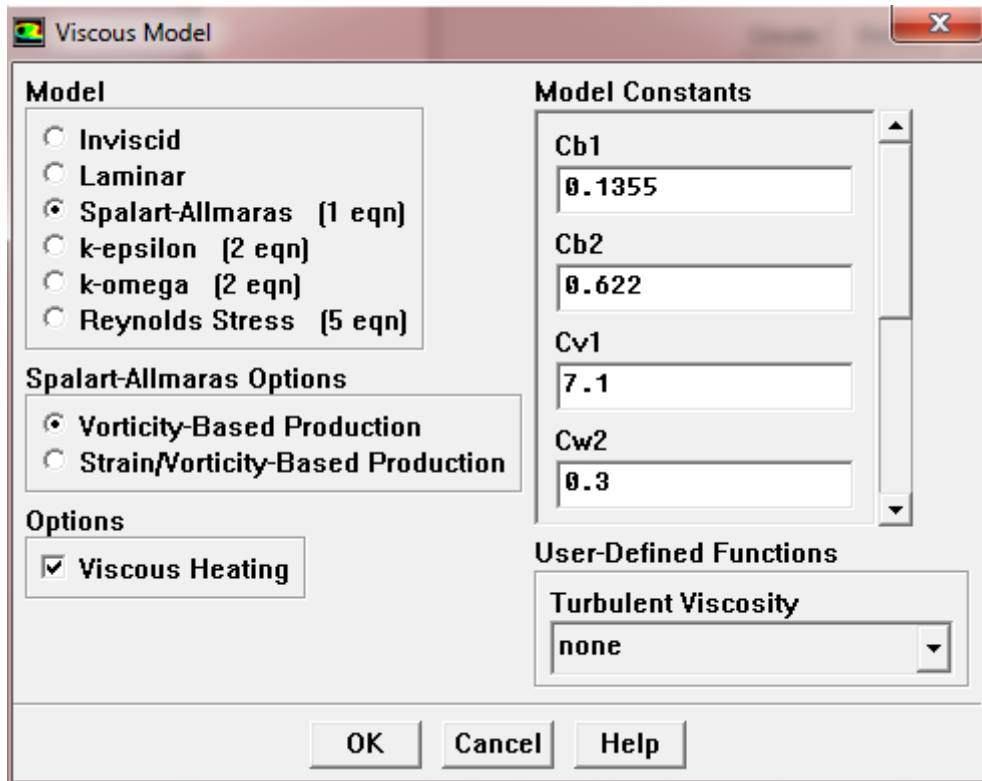


Figura 14. Escolha do Modelo Spalart-Allmaras (AUTORES)

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  $2719 \text{ kg/m}^3$ , calor específico a pressão constante de  $871 \text{ J/Kg.K}$  e condutividade térmica igual a  $2 \text{ W/m.K}$ . 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  $1,1894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ .

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 figura abaixo mostra o estado da estrutura feita.

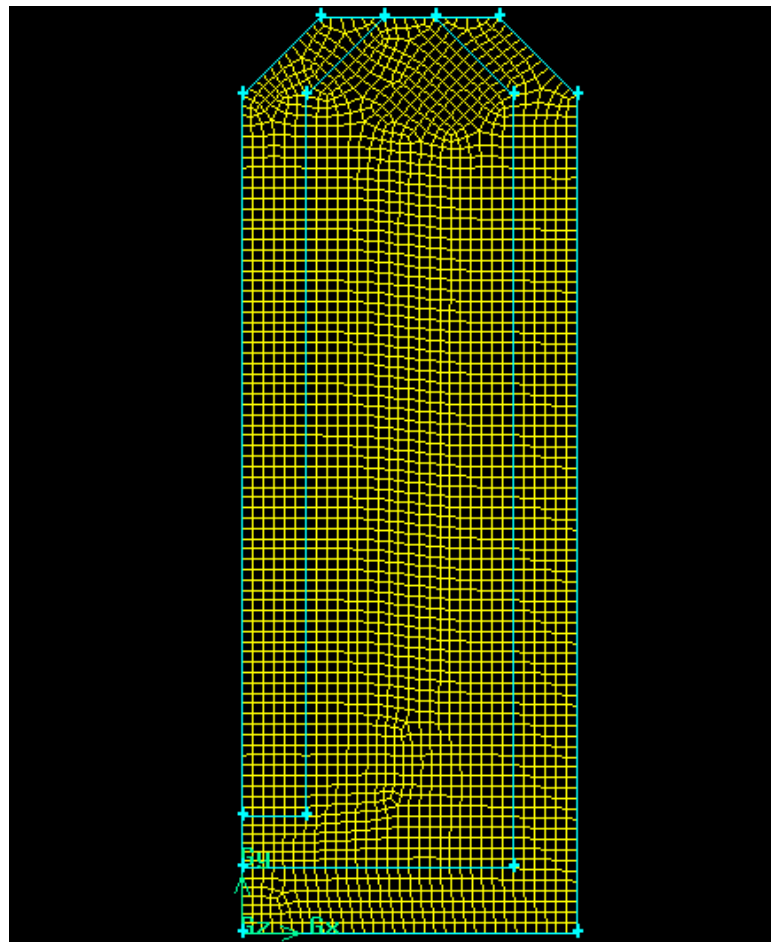


Figura 15. Geometria com Malhas Conformes (AUTORES)

De maneira análoga ao feito na seção anterior, mostra-se 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.

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

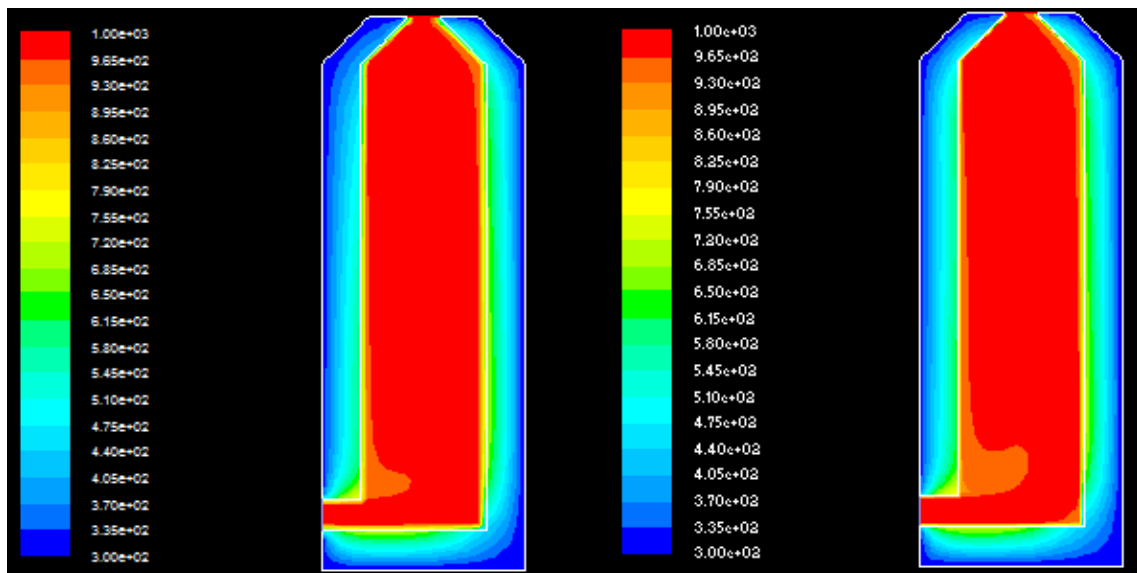


Figura 16. Perfis de Variação de Temperatura em Malhas Conformes e Não-Conformes (AUTORES)

4.1.3.2 Perfil de variação de velocidade

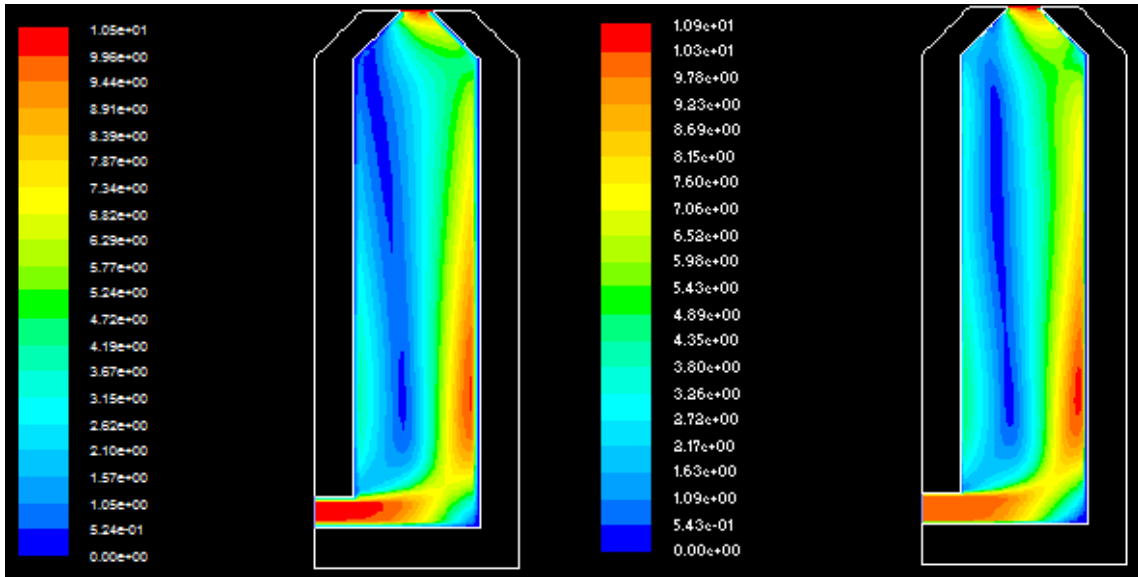


Figura 17. Perfis de Variação de Velocidade em Malhas Conformes e Não-Conformes (AUTORES)

4.1.3.3 Taxa de perda de calor

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

Figura 18. Taxa de Calor Perdida pelas Paredes com Malhas Conformes (AUTORES)

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

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

## 5. SECAGEM DO CAROÇO DE AÇAÍ

O caso a ser construído e analisado a seguir neste trabalho trata-se da simulação computacional em 3D da etapa de secagem no processo da gaseificação de biomassa, especificamente do caroço de açaí, sendo esse o caso central do presente trabalho.

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 da secagem 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 figura 20 é mostrada a estrutura do reator juntamente com o caroço do açaí em seu interior construída em ambos os casos.

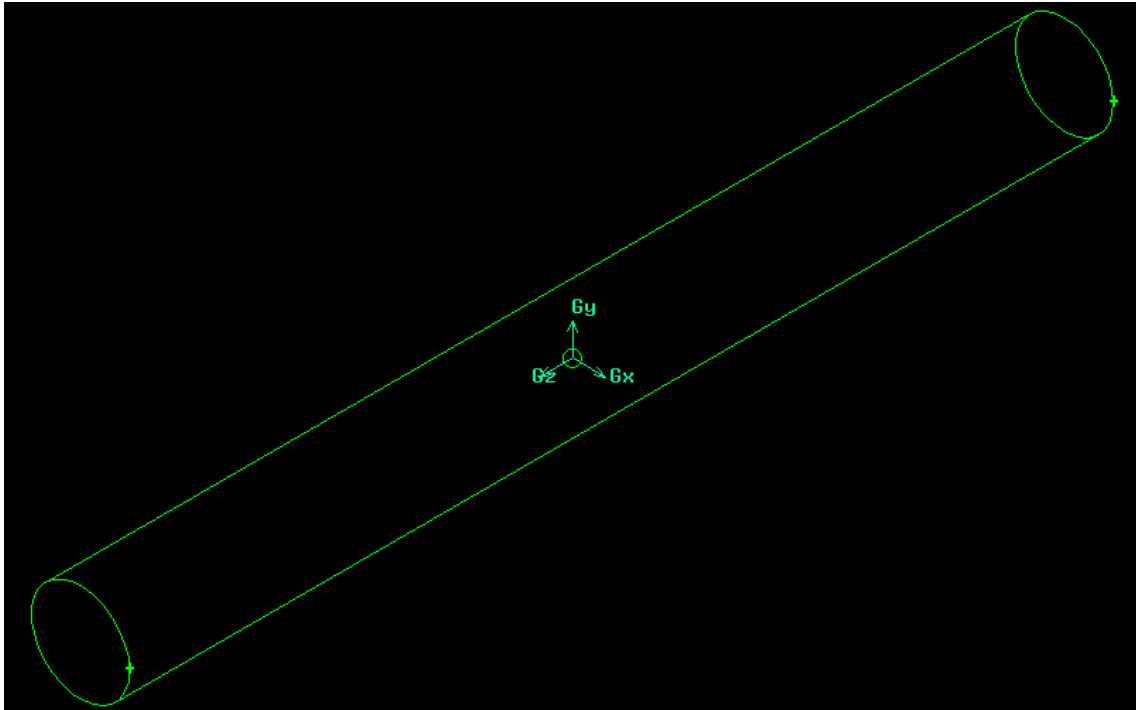


Figura 20. Estrutura Completa Construída (AUTORES)

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 <sup>3</sup> )	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 secagem do caroço de açaí utilizando-se malhas não-conformes, posteriormente a construção da estrutura básica mostrada na figura X 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 são 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 5944 volumes. A malha da esfera pode ser vista na figura 19, logo abaixo.

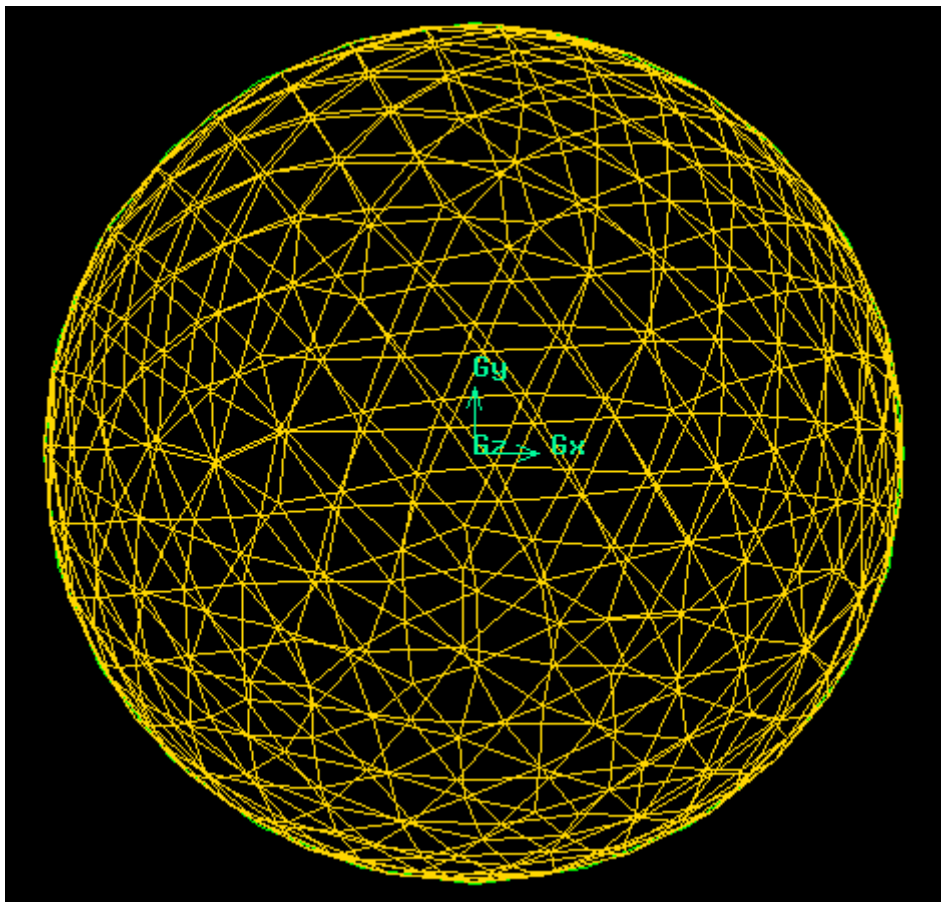


Figura 21. Malha da Esfera Gerada (AUTORES)

O passo seguinte trata-se da construção da malha do cilindro, sendo essa mais elaborada que a da esfera. 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.

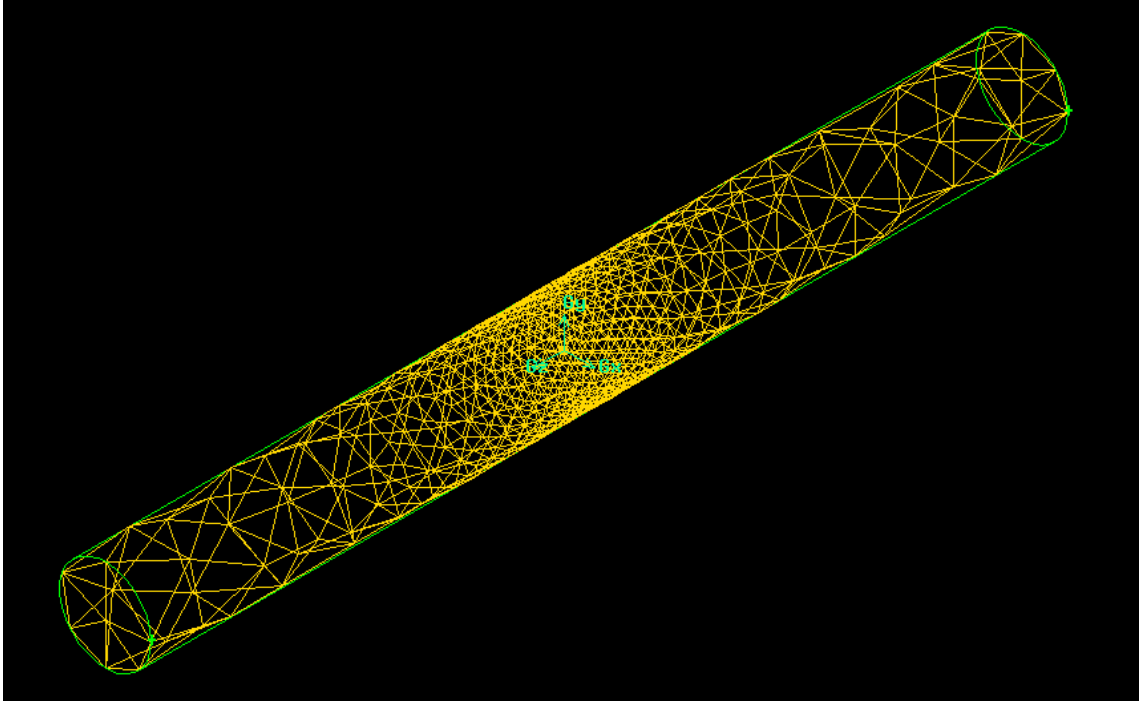


Figura 22. Estrutura Malhada com Malhas Não-Conformes (AUTORES)

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



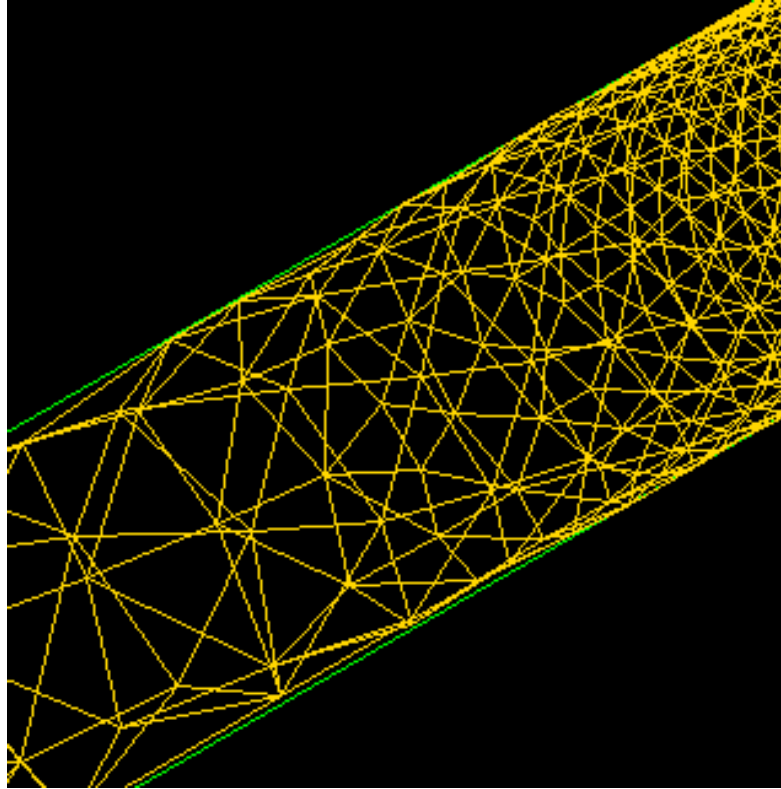


Figura 23. Zoom na Malha do Cilindro (AUTORES)

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

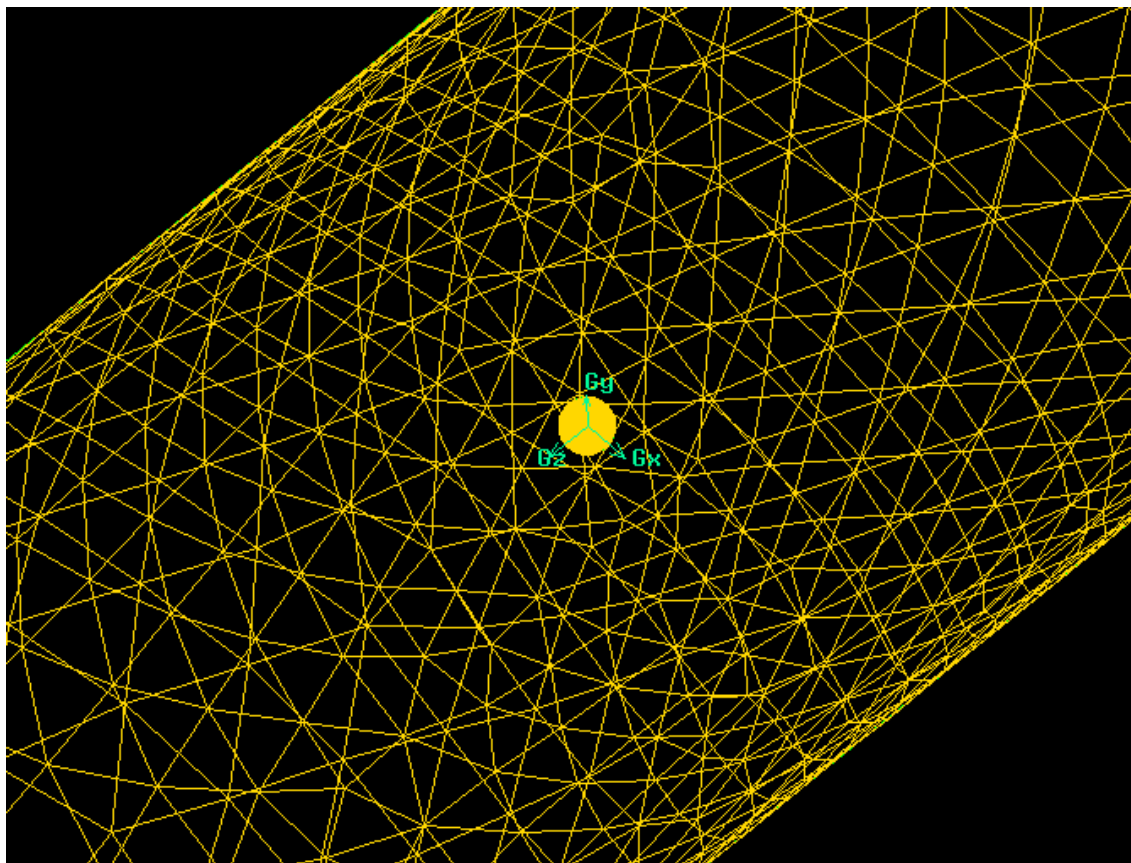


Figura 24. Zoom do Cilindro e Esfera Malhados (AUTORES)

## 5.2 Malha conforme

O objetivo deste tipo de simulação é criar elementos de tamanhos iguais para que assim a interação entre as duas malhas que compõem o sistema seja facilitada no momento de simular os escoamento. A característica dessa malha também é um nível maior de exatidão para com valores de velocidade e transferência de calor ao longo do cilindro, visto que esse tem mais volumes que o caso de malhas não conformes.

Os parâmetros usados para a construção da geometria neste caso são idênticos ao caso anterior diferenciando. Logo a principal diferença desse caso para o anterior é na construção da malha.

Os parâmetros utilizados para a geração dessa malha são elementos tetraédricos híbridos com espaçamento de 0,01 metros e ignorando quaisquer funções de tamanho, gerando assim uma malha com 20 volumes para a esfera e 167535 volumes para o corpo

cilíndrico. As figuras a seguir mostram detalhes da malha criada.

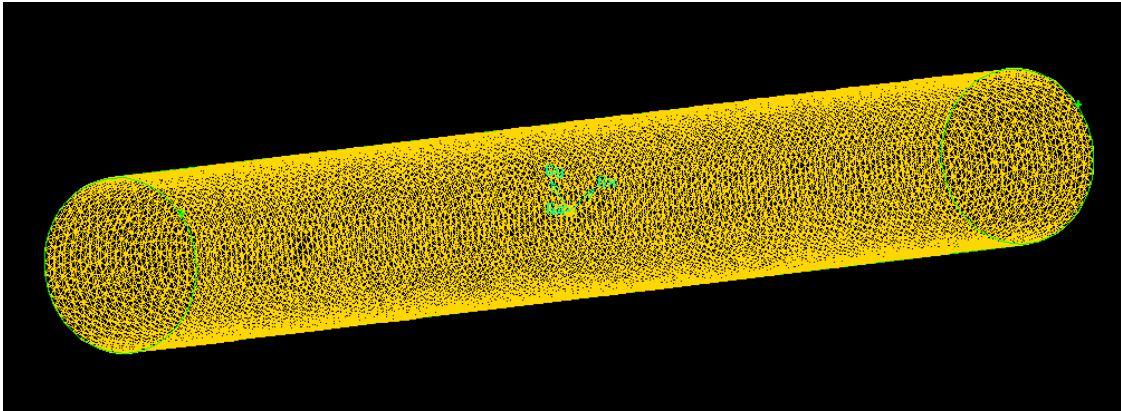


Figura 25. Reator com malha conforme (AUTORES)

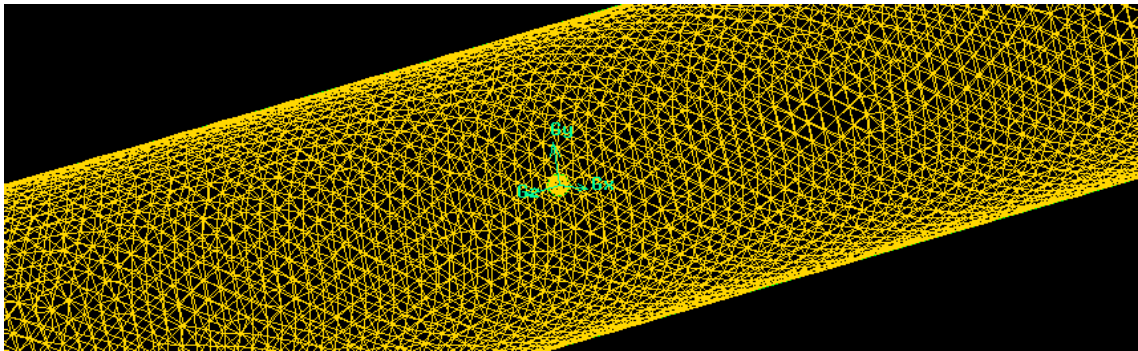


Figura 26. Reator e açai com malha conforme (AUTORES)

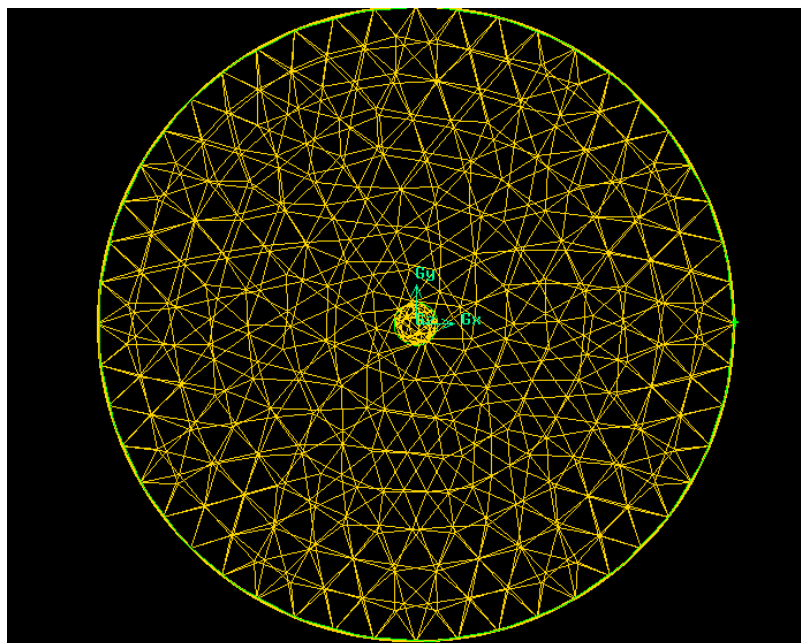


Figura 27. Vista lateral da malha na estrutura (AUTORES)

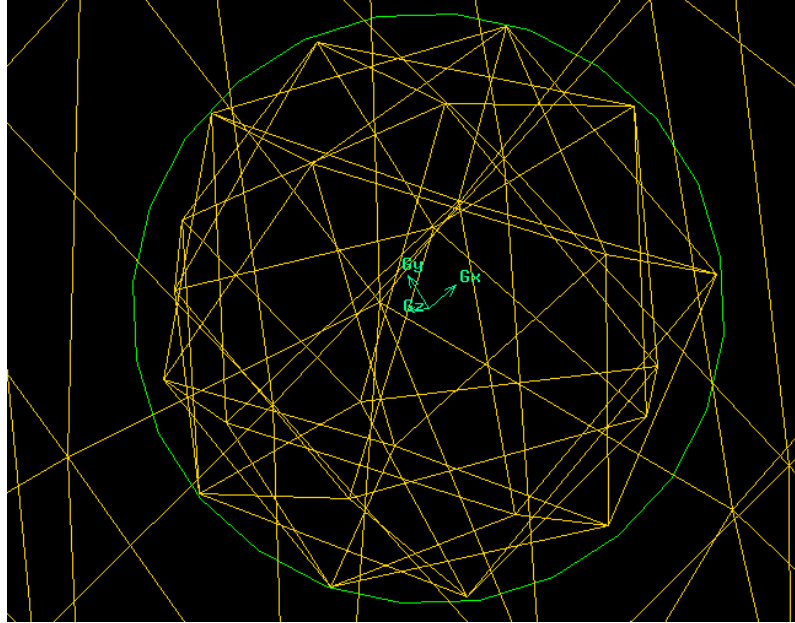


Figura 28. Detalhe da malha no caroço de açai (AUTORES)

## 6. RESULTADOS

Os resultados obtidos através da aplicação das condições de contorno já mencionadas anteriormente no trabalho em questão para os casos utilizando-se malhas não-conformes e malha conforme são mostrados a seguir nessa seção.

### 6.1 Malhas não-conformes

No caso construído com a utilização de malhas não-conformes e função de crescimento para refinamento da malha, o pós-processamento do mesmo no software Fluent® foi dado com um número de 125 iterações para o problema de refluxo da malha ser resolvido. Após as 125 iterações obtiveram-se os perfis de temperatura e de velocidade para o caso construído, que são mostrados nas figuras a seguir.

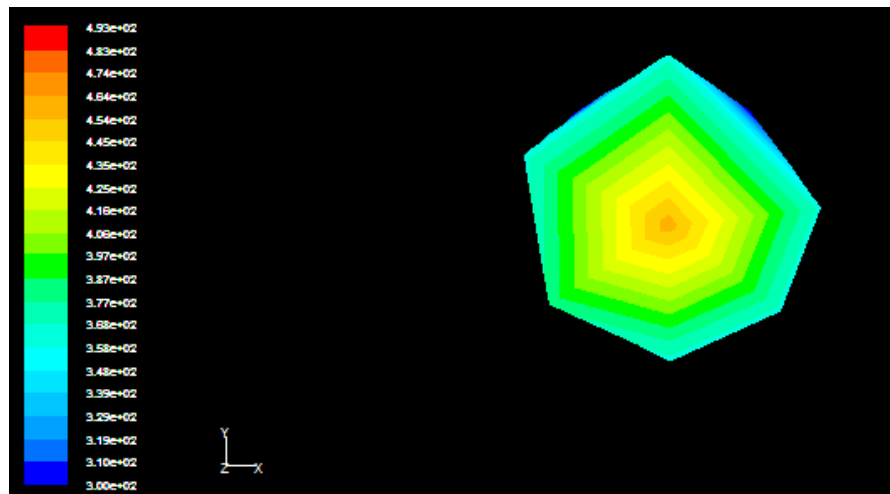


Figura 29. Perfil de temperatura ao longo do reator: malha não conforme (AUTORES)

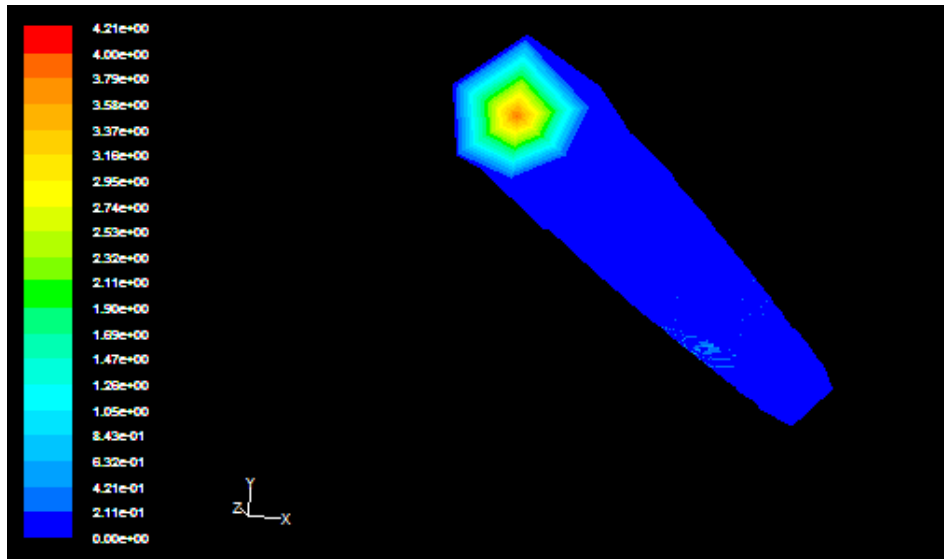


Figura 30. Perfil de velocidade ao longo do reator: malha não conforme (AUTORES)

## 6.2 Malha conforme

O número de interações necessárias para que os resultados das interações fossem com 1% de diferença entre uma interação e outra foi de 634, sendo que o programa demorou 420 interações para resolver o problema de refluxo na malha.

As figuras a seguir mostram os resultados da simulação para essa malha:

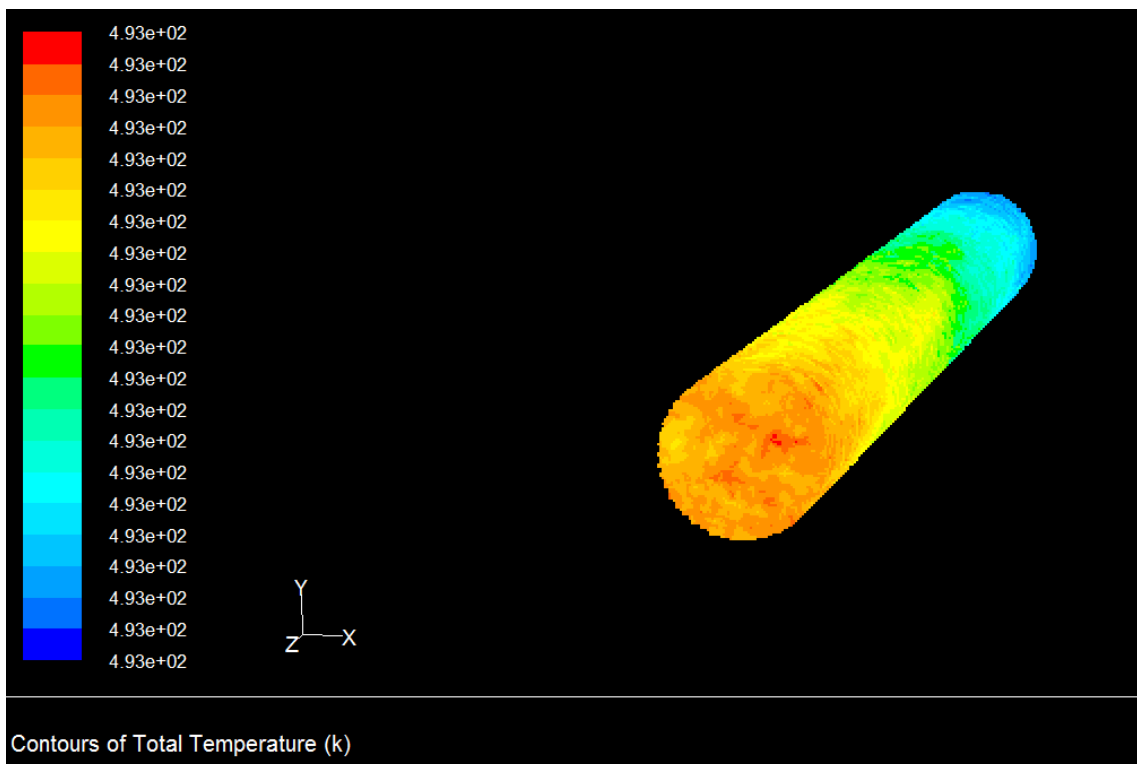


Figura 31. Temperatura ao longo do reator: malha conforme

Apesar do gráfico mostrar claramente que há um aumento de temperatura entre a entrada e saída do sistema, isso ocorre pois a escala do programa não é muito precisa.

Procurando nos dados quadrados pelo programa obtivemos que a temperatura da entrada e da saída valem respectivamente 492,9999 K e 493,0015.

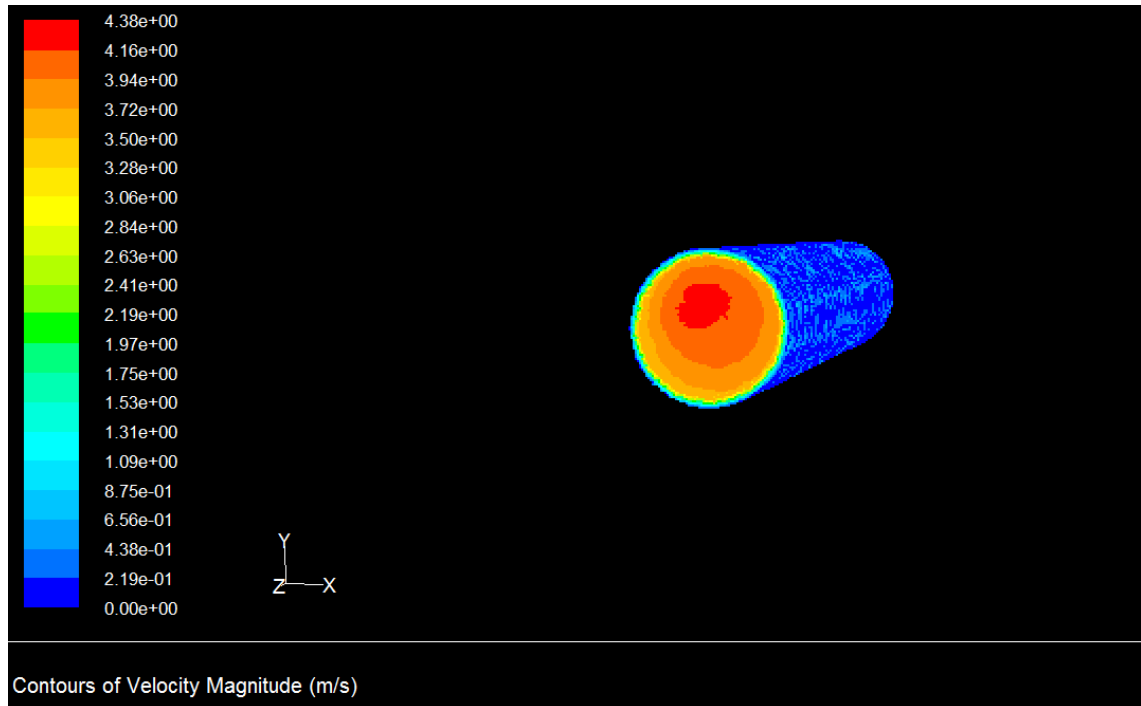


Figura 32. Perfil de velocidade: malha conforme (AUTORES)

Como pode ser observado na parte superior do cilindro na figura 30 a um acentuado campo de velocidade devido a turbulência gerada dentro da estrutura. A figura a seguir mostra a magnitude desse perfil de turbulência.

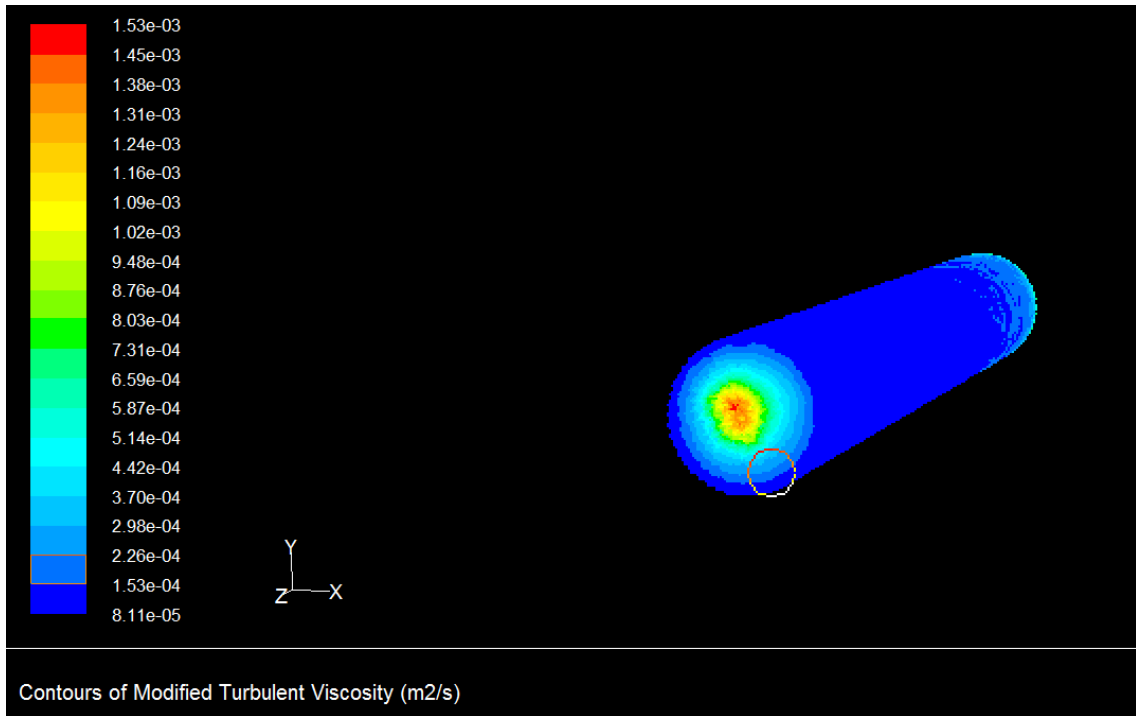


Figura 33. Perfil de turbulência para malha conforme (AUTORES)

No centro da figura há turbulência de ordem cinco vezes maior que nas paredes, logo é possível notar que a turbulência é gerada pelo caroço de açaí.

Total Heat Transfer Rate	(w)
wall.3	-2187.9602
Net	-2187.9602

Figura 34. Taxa de transferência de calor (AUTORES)

### 6.3 Análise dos resultados

Utilizando os dados gerados pela simulação, foi constatado o tempo de simulação foram: 25 minutos para o caso em que se utilizou malhas não-conformes e de 87 minutos para a malha conforme.

Como pode ser observado no quadro abaixo, a malha conforme tem as seguintes vantagens e desvantagens em relação a malha não-conforme.



Quadro 7. Malha não-conforme: prós e contras (AUTORES)

Vantagens	Desvantagens
Mais precisa	Requer computador mais potente
Permite verificar mais detalhes	Mais demorada
Fácil construção	Pode gerar estruturas com pouca malha
Verificar mais fenômenos	Pode gera estruturas com excesso de malha
	Elevado tempo de análise computacional

De forma análoga a malha-não conforme apresenta suas vantagens e desvantagens em relação a malha conforme o quadro a seguir.

Quadro 8. Malha conforme: prós e contras (AUTORES)

Vantagens	Desvantagens
Rápida para chegar a um resultado	Difícil construção
Requer menor esforço computacional	Pode ser que não mostre fenômenos relevantes
Possibilidade de dar detalhamento a áreas específicas desejadas	Problemas de interface

Os dois modelos de malhas obtiveram o mesmo resultado quando analisada taxa de transferência de calor, como pode ser visto na figura 34, logo para o regime permanente tanto a malha conforme e não conforme obtiveram o mesmo resultado, porém a malha não conforme obteve o resultado mais rápido.

Se tratando da figura 34 vemos valores negativos, isso ocorre pois ele mostra o quanto que o caroço de açaí absorve calor do meio e assim seca logo o meio perde energia, por isso o valores negativo pois a figura 34 mostra o quanto de energia o fluido perde para o solido.

## 7. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Com base nos resultados encontrados na simulação, concluímos que o tempo de simulação da malha não-conforme foi cerca de 3,5 vezes mais rápida que simulação com malha conforme, sendo que os tempos de simulação respectivamente foram: 25 minutos para a malha não-conforme e de 87 minutos para a conforme.

Observando os resultados obtidos nos dois tipos de simulação, tivemos que não há necessidade de criar uma malha muito refinada com muitos elementos ao longo de toda a estrutura quando o fenômeno de interesse a ser analisado é pontual em uma determinada parte dessa estrutura, logo, a simulação da secagem de um único caroço de açaí com 0,00515 cm de diâmetro no centro de um reator cilíndrico com 0,75 cm de diâmetro ao longo de 150 cm de comprimento não se faz necessário que a malha seja detalhada em toda a estrutura mais detalhada apenas em volta da região em torno do caroço.

Como resultado da simulação foi possível observar a turbulência que o caroço causa ao fluido mostrando que o modelo Spalart-Allmaras foi eficaz em verificar a turbulência no escoamento. Portanto o objetivo principal do trabalho foi alcançado, pois com o modelo de escoamento proposto assim como suas condições de contorno, geometria, modelo de turbulência, foram satisfatórias para determinar as condições ideais de construção de malha para a análise de mais caroços dentro do gaseificador.

Como sugestão para continuação do trabalho a simulação será refeita novamente comparando novamente a dois tipos de malhas porem agora as malhas terão sua distinção focada no caroço de açaí, pois este é o objeto principal do estudo, e para reforçar essa necessidade de melhor foco no caroço de açaí o gaseificador cilíndrico terá vários caroços de açaí ao longo de todo gaseificador e será analisada a transferência de calor em todos os caroços no mesmo, para assim ter uma ideia real de como funciona o processo secagem do caroço de açaí.

## 8. 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.
- 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”.
- 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.
- 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 Spalart-Almaras, Disponível em <<http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/node468.htm>>, acessado em 10 de nov de 2014
- 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.