

UNIVERSIDADE DO ESTADO DO AMAZONAS – UEA
ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA – EST
CURSO DE ENGENHARIA QUÍMICA

PAULO HENRIQUE FRANÇA DE LIMA

ESTUDO DE UMA PLANTA PILOTO DE AGITAÇÃO UTILIZANDO
FLUIDO DINÂMICA COMPUTACIONAL

MANAUS

2021

PAULO HENRIQUE FRANÇA DE LIMA

**ESTUDO DE UMA PLANTA PILOTO DE AGITAÇÃO UTILIZANDO
FLUIDO DINÂMICA COMPUTACIONAL**

**Monografia apresentada ao Curso de Graduação
de Graduação em Engenharia Química da
Escola Superior de Tecnologia da Universidade
do Estado do Amazonas, para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Química.**

Orientador: Prof. Dr. Jefferson Luiz Grangeiro da Silva

MANAUS

2021

Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Sistema Integrado de Bibliotecas da Universidade do Estado do Amazonas.

L732e Lima, Paulo Henrique França de
ESTUDO DE UMA PLANTA PILOTO DE
AGITAÇÃO UTILIZANDO FLUIDO DINÂMICA
COMPUTACIONAL / Paulo Henrique França de Lima.
Manaus : [s.n], 2021.
60 f.: color.; 29 cm.

TCC - Graduação em Engenharia Química -
Universidade do Estado do Amazonas, Manaus, 2021.
Inclui bibliografia
Orientador: Silva, Jefferson Luiz Grangeiro da

1. Agitação. 2. fluidodinâmica. 3. CFD. 4. número
de potência. 5. turbulência. I. Silva, Jefferson Luiz
Grangeiro da (Orient.). II. Universidade do Estado do
Amazonas. III. ESTUDO DE UMA PLANTA PILOTO
DE AGITAÇÃO UTILIZANDO FLUIDO DINÂMICA
COMPUTACIONAL

Elaborado por Jeane Macelino Galves - CRB-11/463

PAULO HENRIQUE FRANÇA DE LIMA

**ESTUDO DE UMA PLANTA PILOTO DE AGITAÇÃO UTILIZANDO
FLUIDO DINÂMICA COMPUTACIONAL**

**Monografia de Conclusão de Curso para obtenção do título de Engenheiro, Habilitação
em Engenharia Química – Escola Superior de Tecnologia, Universidade do Estado do
Amazonas**

Banca Examinadora:

Jefferson Luiz Grangeiro da Silva.....

Prof. Dr. Jefferson Luiz Grangeiro da Silva - Orientador

Erich Potrich.....

Prof. Dr. Erich Potrich - UEAP

Regina Yanako Moriya.....

Prof. Dr. Regina Yanako Moriya - UEA

Conceito:

Manaus, 13 de dezembro de 2021

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a Deus, sem ele nada disso seria possível.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao meu orientador Prof. Dr. Jefferson Luiz Grangeiro da Silva pela paciência e apoio nesse período de elaboração do trabalho, realmente aprendi muito com nossas conversas.

Também deixo meu agradecimento ao corpo docente do curso de engenharia química o qual sempre esteve presente e me desafiando no período da graduação.

Aos meus amigos e colegas do período da graduação que sempre me ajudaram quando precisei, serei eternamente grato.

Por último, deixo agradecimento a minha família que me ajudou em certos momentos.

RESUMO

A operação de agitação de fluidos é considerada, geralmente, uma das operações mais simples dentre as operações vistas na indústria. De fato, em relação a operações, como exemplo a destilação, a agitação possui uma montagem e geometria mais simples. Entretanto, sua complexidade de projeto inviabiliza a concepção de equações que possam prever todos os fenômenos que ocorrem em seu interior, isto ocorre devido a grande quantidade de variáveis geométricas que devem ser consideradas. Análises experimentais geralmente se limitam aos parâmetros que estão disponíveis, portanto, as correlações que desses experimentos surgem, não podem ser aplicadas de maneira generalizada. As técnicas computacionais, em conjunto com o aumento da capacidade de cálculo dos processadores atuais, vêm ganhando mais espaço devido sua alta capacidade de predição de fenômenos, baixo custo e flexibilidade de elaboração de novos experimentos. Este trabalho tem como objetivo analisar a influência dos parâmetros geométricos diâmetro do impelidor, largura e ângulo da pá no consumo de potência e nos perfis de escoamento em uma planta de agitação de 50 litros, sendo utilizado como metodologia para as análises, as técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD), mais precisamente a suíte de aplicações da ANSYS, onde escolheu-se o FLUENT para montagem e resolução dos modelos computacionais. Com os resultados, observou-se que a utilização de elementos poliédricos produziu malhas com menos elementos comparado com as malhas utilizadas na literatura, entretanto, os resultados tenderam a ser concordantes com a literatura e próximos dos dados experimentais utilizados como comparativo, considerando os diferentes parâmetros geométricos testados, entretanto, os dados obtidos com correlações empíricas não apresentaram boa aproximação. Portanto, conclui-se que as técnicas computacionais foram suficientes para representar os fenômenos dentro do tanque, os parâmetros diâmetro do impelidor e largura da pá impactaram o consumo de potência (número de potência) e pouco modificaram os perfis de escoamento, o ângulo da pá impactou tanto o consumo de potência quando os perfis de fluxo, visto que, estes dois fatores são intimamente interligados. O comparativo dos resultados com as correlações empíricas, Nagata (1975) e Nishikawa (1979), teve pouco efeito, devido à baixa similaridade dos resultados obtidos por estas equações e dados experimentais.

Palavras-chave; Agitação, fluidodinâmica, CFD, número de potência, turbulência.

ABSTRACT

The fluid agitation operation is generally considered to be one of the simplest operations seen in the industry. In fact, in relation to operations, such as distillation, agitation has a simpler assembly and geometry. However, its design complexity makes it impossible to design equations that can predict all the phenomena that occur in its interior, this is due to the large amount of geometric variables that must be considered. Experimental analyzes are generally limited to the parameters that are available, so the correlations that emerge from these experiments cannot be applied generally. Computational techniques, together with the increase in the calculation capacity of current processors, have been gaining more space due to their high capacity for predicting phenomena, low cost and flexibility in the development of new experiments. This work aims to analyze the influence of geometric parameters impeller diameter, width and blade angle on power consumption and flow profiles in a 50 liter agitation plant, using fluid dynamics techniques as a methodology for the analysis. computational (CFD), more precisely the ANSYS application suite, where FLUENT was chosen for the assembly and resolution of computational models. With the results, it was observed that the use of polyhedral elements produced meshes with fewer elements compared to meshes used in the literature, however, the results tended to be in agreement with the literature and close to the experimental data used as a comparison, considering the different parameters geometrical tests, however, the data obtained with empirical correlations did not show a good approximation. Therefore, it is concluded that the computational techniques were sufficient to represent the phenomena inside the tank, the impeller diameter and blade width parameters impacted the power consumption (number of power) and little changed the flow profiles, the blade angle impacted both power consumption and flow profiles, as these two factors are closely intertwined. The comparison of the results with the empirical correlations, Nagata (1975) and Nishikawa (1979), had little effect, due to the low similarity of the results obtained by these equations and experimental data.

Key words: Agitation, fluid dynamics, CFD, power number, turbulence.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação de um sistema de agitação comumente utilizado.....	17
Figura 2 - Tampos para agitação (da esquerda para direita: Plano, Torisférico, Difusor, Ideal).	18
Figura 3 - Padrão de fluxo para impelidores de fluxo axial.....	19
Figura 4 - Padrão de fluxo para impelidores de fluxo radial.....	20
Figura 5 - Padrão de fluxo de impelidores de fluxo tangencial.....	20
Figura 6 - Relação entre o desempenho na mistura e o regime de escoamento para diversos impelidores.....	21
Figura 7 - Turbina de pás planas (Rushton).....	22
Figura 8 - Impelidor pás retas 90°.....	23
Figura 9 - Impelidor de pás inclinadas 45°.....	23
Figura 10 - Impelidor Naval.....	24
Figura 11- Impelidor Âncora.....	24
Figura 12 - Ilustração de um tanque agitado com suas dimensões.....	25
Figura 13 - Número de Bombeamento em relação ao Número de Reynolds.....	27
Figura 14 - Relação entre o Número de Potência de Reynolds para fluidos Newtonianos, para diversos tipos de impelidores.....	28
Figura 15 – Fluxograma típico do processo de modelagem CFD.....	36
Figura 16 – Representação da planta piloto com dimensões reais do tanque e um impelidor ilustrativo.....	37
Figura 17 – Definição dos domínios estacionário e rotativo.....	38
Figura 18 – Criação de Malha com o subcomponente Mesh.....	39
Figura 19 – Malha criada utilizando as configurações padrões do subcomponente Mesh.....	39
Figura 20 – Fluxo de análise dos dados obtidos das simulações.....	41
Figura 21 – Refinamento da malha na região próxima as paredes do impelidor.....	43
Figura 22 – Monitoramento do critério de convergência: RMS.....	44
Figura 23 – Monitoramento do critério de convergência: Torque.....	44
Figura 24 – Influência do diâmetro do impelidor no número de potência, considerando a largura da pá 13,30 mm.....	45
Figura 25 – Influência do diâmetro do impelidor no número de potência, considerando a largura da pá 19,00 mm.....	45

Figura 26 – Influência do diâmetro do impelidor no número de potência, considerando a largura da pá 28,50 mm.....	46
Figura 27 – Comparativo entre os números de potência obtidos pelas correlações de Nagata e Nishikawa, por CFD e experimentalmente ($w = 19 \text{ mm}$ e 60°).....	47
Figura 28 – Perfis de velocidade de impelidores com diâmetros diferentes ($w = 19 \text{ mm}$ e 60°)	47
Figura 29 – Número de potência em função da largura da pá de um impelidor de 45° com diferentes diâmetros (D/T).....	49
Figura 30 – Perfis de velocidade de impelidores com diferentes larguras (D/T = 0,33 e 45°)..	49
Figura 31 – Número de potência em função da largura da pá de um impelidor de 45° com diferentes ângulos.....	50
Figura 32 – Comparativos dos dados obtidos com CFD, experimentalmente e Correlações empíricas.....	50
Figura 33 – Número de potência em função do ângulo da pá em impelidores com diferentes diâmetros ($w = 19,00 \text{ mm}$).....	51
Figura 34 – Número de potência em função do ângulo da pá em impelidores com diferentes larguras de pá (D/T = 0,33).....	52
Figura 35 – Perfis de velocidade de impelidores com diferentes ângulos (D/T = 0,33 e $w = 19,00 \text{ mm}$).....	52
Figura 36 Comparativo do número de potência obtido por CFD, experimentalmente e correlações empíricas (D/T = 0,33 e $w = 19,00$).....	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Processos de agitação, mistura e dispersão.....	17
Tabela 2 – Parâmetros geométricos utilizados para os impelidores.....	37

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SIMBOLOS

A	Coeficiente Geométrico de Nagata (1975)
B	Coeficiente Geométrico de Nagata (1975)
B' ou w_B	Largura das chicanas
C	Distância entre o impelidor e o fundo do tanque (<i>clearance</i>)
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
D	Diâmetro do Impelidor
H	Altura do Tanque
T	Diâmetro do tanque
MRF	<i>Multiple Reference Frames</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
N	Velocidade de Rotação
NFr	Número de Froude
NRe	Número de Reynolds
NP	Número de Potência
P	Potência transferida do impelidor para o fluido
p	Coeficiente Geométrico de Nagata (1975)
R_c	Constante empírica da correlação de Nagata (1975)
R_θ	Constante empírica da correlação de Nagata (1975)
RMS	<i>Root Mean Square</i>
T_m	Torque médio
w ou w_i	Largura da pá do impelidor
Z	Nível do líquido
ρ	Densidade do fluido
μ	Viscosidade do fluido
α_1	Constante do modelo SST
α_2	Constante do modelo SST
β_1	Constante do modelo SST
β_2	Constante do modelo SST
δk	Constante do modelo SST
δk_1	Constante do modelo SST
δk_2	Constante do modelo SST

$\delta w1$	Constante do modelo SST
$\delta w2$	Constante do modelo SST
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, m^2/s^3
τw	Tensão de cisalhamento na parede
θ	Angulação da pá do impelidor
μ	Viscosidade dinâmica, $kg/m\ s$
μt	Viscosidade turbulenta
ν	Viscosidade cinemática, m^2/s
σ_k	Constante do modelo SST
σ_n	Constante do modelo SST

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
2 REVISÃO DA LITERATURA	16
2.1 AGITAÇÃO.....	16
2.2 SISTEMAS DE AGITAÇÃO.....	17
2.3 TANQUES OU VASOS DE PRESSÃO.....	18
2.3.1 Tempo.....	18
2.4 CHICANAS.....	18
2.5 IMPELIDORES.....	19
2.5.1 Classificação dos impelidores.....	19
2.5.2 Tipos de impelidores.....	21
2.6 RELAÇÕES GEOMÉTRICAS EM UM SISTEMA DE AGITAÇÃO.....	25
2.7 NÚMEROS ADIMENSIONAIS.....	26
2.8 CORRELAÇÕES DE NAGATA.....	28
2.9 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL.....	30
2.9.1 Equações fundamentais.....	31
2.9.2 Modelo de turbulência $k - \varepsilon$	31
2.9.3 Modelo de turbulência $k-\omega$	32
2.9.4 Modelo de turbulência SST.....	33
2.9.5 Malhas.....	34
3 MATERIAL E MÉTODOS	36
3.1 IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA.....	36
3.1.1 Aspectos geométricos.....	38
3.1.2 Geração da malha.....	38
3.1.3 Definição do modelo.....	40
3.2 SOLVER.....	40
3.3 PÓS PROCESSAMENTO.....	41
3.4 OBTENÇÃO DOS NÚMEROS DE POTÊNCIA E DAS CURVAS DE POTÊNCIA.....	41
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	43
4.1 QUALIDADE DAS MALHAS PRODUZIDAS.....	43
4.2 CONVERGÊNCIA E MONITORAMENTO DA SOLUÇÃO.....	43
4.3 INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO.....	45
4.4 INFLUÊNCIA DA LARGURA.....	48
4.5 INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DAS PÁS.....	51
5 CONCLUSÃO	55
6 PERSPECTIVAS	56
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	57

1 INTRODUÇÃO

A agitação, ou mistura, é uma das operações mais comuns na indústria, estando presente em diversos ramos industriais como o de alimentos, farmacêutico, tratamento de efluente entre outros, sendo ainda considerado simples do ponto geométrico em relação a outras operações, mas é complexo quando considerado alguns fatores que mudam a configuração interna do processo, como o regime de escoamento na faixa de transição, e a utilização de fluidos não newtonianos, e etc. (JUNIOR, 2015)

A mistura é um processo que envolve duas ou mais substâncias miscíveis ou não para que ocorra a homogeneização ou transformação em um produto, enquanto a agitação promove o escoamento de somente um fluido para que este permaneça uniformizado. (RAZUK, 1992).

Os estudos referentes a agitação geralmente são realizados em um Tanque Agitado, que é composto por um tanque, geralmente cilíndrico, um motor, responsável rotação de um eixo, e um ou mais impelidores ligados ao eixo, podendo incluir ou não chicanas nos experimentos, que são responsáveis por interromper o fluxo e causar turbulência, afim de melhorar o processo de agitação ou mistura. (SOUZA, 2006)

A descrição de um processo de mistura deve considerar alguns aspectos importantes, como a geometria dos impelidores e do tanque, propriedades do fluido, a velocidade de rotação e a força gravitacional. No entanto, ainda não se tem uma teoria padrão que possa medir o desempenho de um tanque de agitação de forma generalizada, pois em cada processo os aspectos citados mudam de forma a torná-lo único. (SILVA, 200?)

Os métodos utilizados para descrever os sistemas de agitação foram melhorados nos últimos anos, os antigos equipamentos mediam o torque dos motores e possuíam alguns erros associados as suas medições fazendo com que muitos dados obtidos não fossem aceitos. Atualmente, há alguns tipos de medidores mais robustos que utilizam sinais elétricos para medição de potência e torquímetros que medem o torque e posteriormente transformado em potência. (SILVA, 2019)

O uso de técnicas computacionais para escoamento de fluidos já era comum, por volta de 1960, pela indústria aeronáutica para o aperfeiçoamento de aeronaves, posteriormente, essas técnicas vieram a ser usadas pela indústria com o mesmo propósito. Entretanto, no campo da agitação, essas técnicas vieram a ser implementadas um pouco mais tarde e, embora com certas limitações, obteve bons resultados, sendo concordantes com os resultados experimentais. (AUGUSTO, 2014; JUNIOR, 2015)

Atualmente, a Fluidodinâmica Computacional (CFD) já poupa as indústrias de custos adicionais com o *scale-up* de suas plantas ou de novos projetos e evita desperdícios de matéria-prima, energia e financeiro com projetos mal adaptados. (JUNIOR, 2015)

O estudo de potência é um importante meio utilizado no projeto de agitadores, pois estes fornecem informações do desempenho de diferentes impelidores em diferentes regiões de escoamento. No entanto, para cada mudança na geometria do tanque agitado, deve-se realizar novos experimentos para se avaliar padrões de fluxo, potência envolvida, regime de escoamento, entre outros. Em vista dessa questão, este trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo de simulação dinâmica para uma planta piloto de 50 litros utilizando a técnica de fluidodinâmica computacional. Os objetivos específicos são:

- a) Analisar a influência do ângulo dos impelidores nos perfis de fluxo;
- b) Analisar a influência da largura das pás nos perfis de fluxo;
- c) Analisar a influência do diâmetro dos impelidores nos perfis de fluxo;
- d) Estimar a potência envolvida em cada uma das configurações testadas;
- e) Comparar o número de potência obtido nas simulações com dados experimentais e calculados pelas correlações de NAGATA e NISHIKAWA.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 AGITAÇÃO

A operação de agitação, à primeira vista, pode ser considerada como uma das etapas mais simples em uma indústria, de fato, não há grande dificuldade em entender seu funcionamento, sendo, também, muito utilizada em vários tipos de processos com as mais variadas funções, como, dispersar um soluto em um solvente, misturar dois líquidos miscíveis, proporcionar uma melhor transferência de calor, entre outras (FOUST *et al*, 1982; MCCABE, HARRIOTT e SMITH, 1998).

O conceito básico de agitação consiste na indução de um fluxo mais ou menos regular em um fluido. No entanto, para Razuk, em 1992, a agitação só é assim definida quando se está trabalhando com uma só substância, caso contrário, com duas ou mais, esta operação é denominada mistura.

Os primeiros estudos, segundo a literatura, a respeito de alguns conceitos relacionados a agitação datam de 1855 com as pesquisas de Thomson sobre o comportamento do atrito gerado em discos rotativos por um fluido. Posteriormente, os estudos de Rushton, em 1950, trouxeram uma série de grupos adimensionais, entre eles, o número de potência, que é amplamente utilizado no projeto de agitadores, pois relaciona o consumo de potência, o tipo de impelidor e a velocidade de rotação aplicada no processo. Além destes trabalhos, as publicações de Uhl e Gray, em 1966, e Nagata, em 1975, merecem destaque por suas sólidas pesquisas experimentais (CHAPPLE *et al*, 2002; SOUZA, 2006).

Apesar das extensas pesquisas sobre os fenômenos ligados a agitação, ainda não se tem um método único ou equação generalizada, que possa indicar de forma definitiva todas as características necessárias de um agitador para determinado processo. Este fato está relacionado a grande flexibilidade dos sistemas de agitação, tornando-se um problema extremamente complexo, quando não se tem dados suficientes sobre as variáveis do agitador e as propriedades do fluido processado (OLDSHUE e SPRAGUE, 1974).

Os sistemas de agitação podem ter formas e conter componentes variados, sendo a configuração mais adequada determinada pelo tipo de aplicação a qual esta operação se destina, sendo sistema composto por um tanque, impelidores e chicanas o mais comumente utilizado. Na Tabela 1, classificou-se em cinco tipos de aplicações os processos que tem relação com a agitação, também constam os processos físicos e os processos químicos relacionados as estas aplicações (JUNIOR, 2015).

Tabela 1 Processos de agitação, mistura e dispersão.

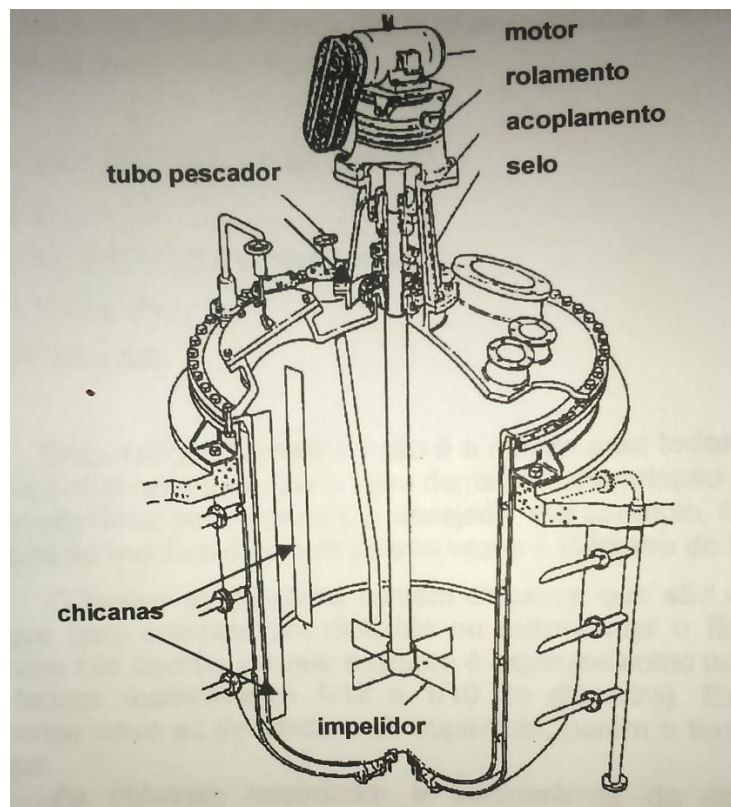
Aplicação	Processamento Físico	Processamento Químico
Líquido-sólido	Suspensão	Dissolução
Líquido-gás	Dispersão	Absorção
Líquidos imiscíveis	Emulsão	Extração
Líquidos miscíveis	Mistura	Reação
Movimentação de fluido	Bombeamento	Transferência de calor

Fonte: JUNIOR (2015)

2.2 SISTEMAS DE AGITAÇÃO

A composição de um equipamento de agitação e seu dimensionamento são de grande importância, pois são essas características que definirão a interação entre os fluidos, a intensidade e existência de turbulência no sistema, entre outros fatores importantes que determinarão a eficiência desse sistema. Normalmente, esses sistemas são compostos por um tanque cilíndrico, um ou mais impelidores, um motor e normalmente chicanas, como pode ser visto na figura 1 (JUNIOR, 2015; SOUZA, 2006).

Figura 1 Representação de um sistema de agitação comumente utilizado.



Fonte: CENKINSKI *et al* (2001)

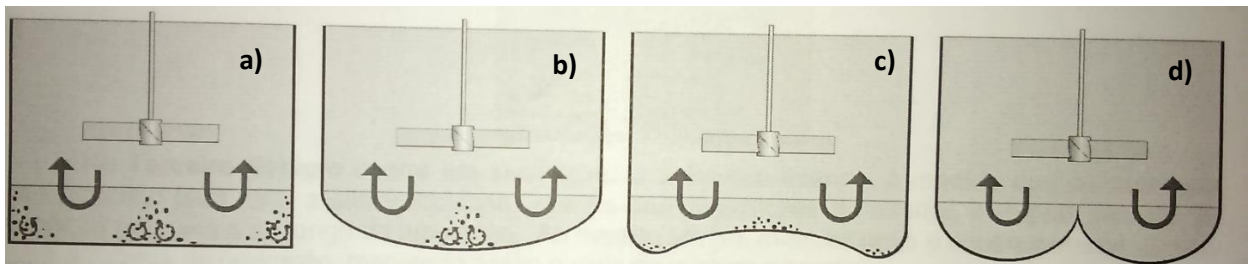
2.3 TANQUES OU VASOS DE PRESSÃO

O tanque é o compartimento que armazenará o fluido e onde o processo irá ocorrer. Normalmente, é instalado na posição vertical, pois facilita o processo de agitação, sendo necessário apenas um impelidor ou uma série de impelidores no mesmo eixo para que todo fluido agitado, e possui o formato esférico, que permite um comportamento mais homogêneo do fluido, no entanto, há casos onde o tanque possui o formato retangular. Tanto em tanques quanto em vasos pressurizados, há também, além da parte cilíndrica, os tampos que fecham hermeticamente o compartimento (BARBOSA, 2004; SILVA, 200?).

2.3.1 Tampos

Os tampos, ou calotas, são responsáveis por suportar a carga proveniente do interior do tanque ou vaso pressurizado, além disso, sua geometria deve favorecer o fluxo gerado pelo impelidor, evitando zonas mortas. O tampo abaulado, ou torisférico, é o mais comumente utilizado, pois favorece a eliminação de zonas mortas nas laterais do fundo do tanque, como pode ser observado na Figura 2 (BARBOSA, 2004; SOUZA, 2006).

Figura 2 Tampos para agitação (Plano (a), Toro esférico (b), Difusor (c), Ideal (d))



Fonte: SILVA (200?)

Outras geometrias também são capazes de minimizar ou eliminar zonas mortas, como, por exemplo, o tampo difusor que minimiza tanto nas laterais quanto no centro do fundo do tanque. O tampo ideal consegue eliminar todas as zonas mortas, no entanto, sua fabricação é complexa e o escoamento ao fim do processo pode ser um problema, portanto, não apresenta um melhor custo-benefício em relação aos outros (SILVA, 200?).

2.4 CHICANAS

As chicanas, também chamadas de defletores ou ainda de quebra-ondas, são chapas metálicas fixadas na parede do tanque na direção vertical. Essas chapas tem a função de redirecionar o fluxo, transformando os fluxos tangenciais em fluxo radial ou axial, com o objetivo de evitar a formação de um vórtice no centro do tanque, maximizar a transferência de potência para o fluido, entre outros (BARBOSA, 2004; SOUZA, 2006).

2.5 IMPELIDORES

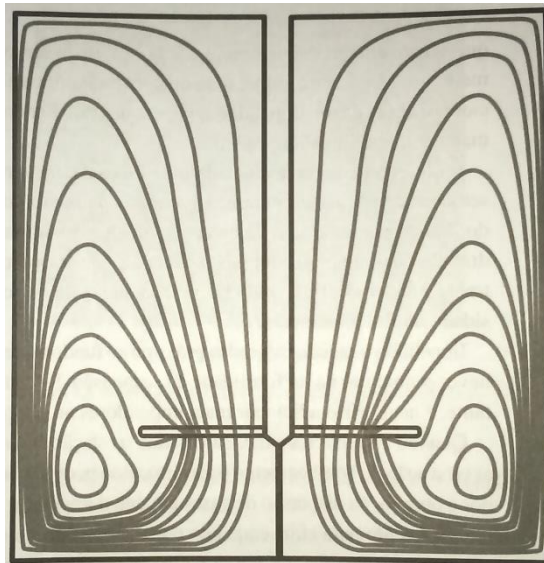
Os impelidores são os componentes responsáveis por promover o fluxo em um fluido e, geralmente, estão fixados a um eixo de rotação, possuem geometria e dimensões variadas, podendo ser classificados quanto ao regime de fluxo, laminar ou turbulento, ou quanto ao padrão de fluxo gerado, tangencial, axial ou radial (JUNIOR, 2015).

2.5.1 Classificação dos impelidores

Os impelidores podem ser classificados quanto ao padrão de fluxo que geram, ou seja, impelidores de fluxo axial, impelidores de fluxo radial e impelidores de fluxo tangencial (JUNIOR, 2015; SOUZA, 2006).

Impelidores de fluxo axial tendem a promover um fluxo, em sua maior parte, paralelo ao eixo de rotação, geralmente, em direção ao fundo do tanque. São os impelidores aplicados na maioria dos processos agitados, pois consomem pouca potência, não são tão agressivos e abrangem todo o volume do tanque em um único estágio, figura 3 (SPOGIS, 2002).

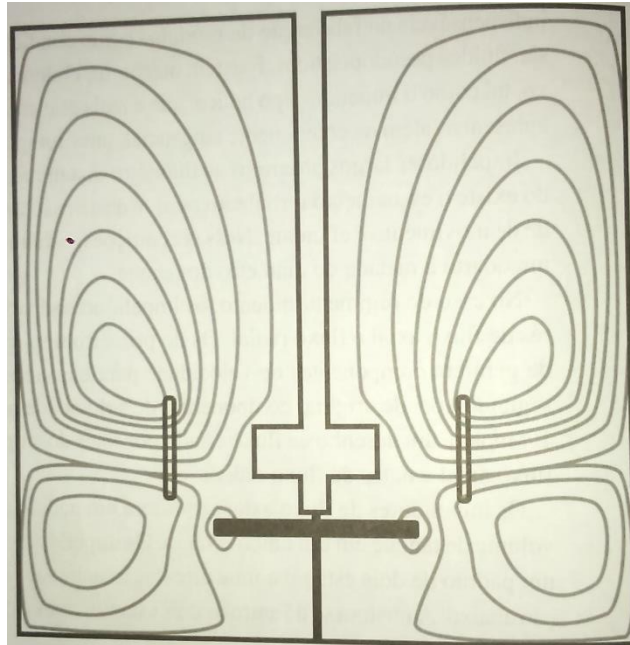
Figura 3 Padrão de fluxo para impelidores de fluxo axial.



Fonte: JUNIOR (2015)

Impelidores de fluxo radial empurram o fluido contra a parede do tanque na horizontal, ou seja, fluxo paralelo ao eixo de rotação, gerando dois estágios, sendo um estágio acima do impelidor e outro estágio abaixo, Figura 4. São impelidores que consomem mais potência, tem maior capacidade dispersiva, e são mais agressivos aos produtos (JUNIOR, 2015; SPOGIS, 2002).

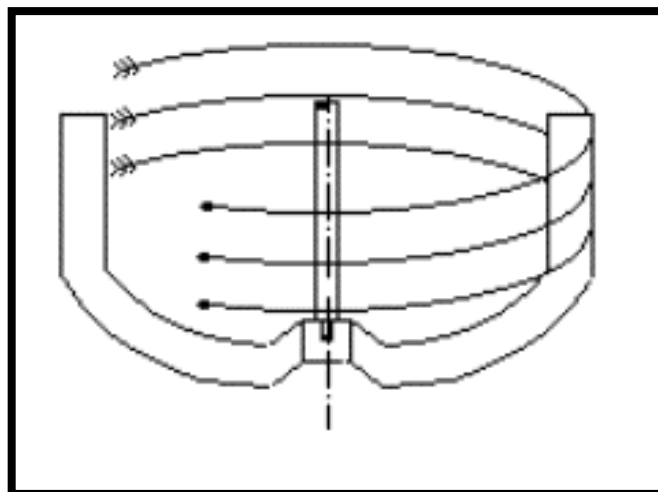
Figura 4 Padrão de fluxo para impelidores de fluxo radial.



Fonte: JUNIOR (2015)

Impelidores de fluxo tangencial são caracterizados por impulsionar o fluido ao redor da parede do tanque, não tendo significativa produção de movimentos axiais ou radiais. Estes impelidores, geralmente, são utilizados para agitação ou mistura de fluidos altamente viscosos, geralmente acima de 50000 cP, levando-os a trabalhar, em sua maior parte, no regime laminar. Devido suas características geométricas e as condições de operação, esses impelidores tendem a um maior consumo de energia e, portanto, necessitam de um maior investimento (SPOGIS, 2002).

Figura 5 Padrão de fluxo de impelidores de fluxo tangencial.



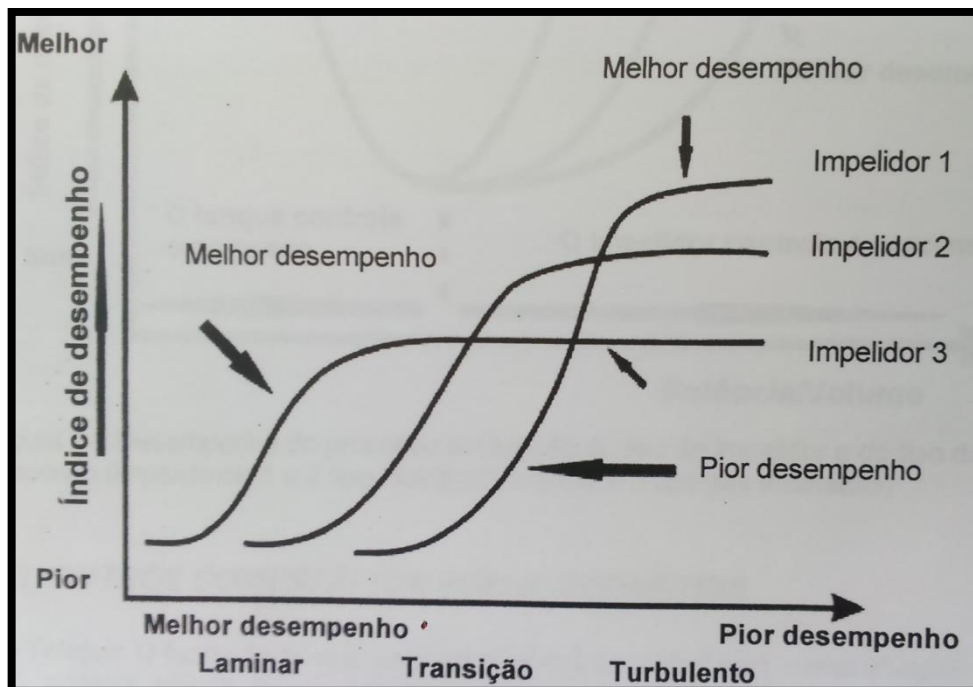
FONTE: SPOGIS (2002)

2.5.2 Tipos de impelidores

Os impelidores podem ter geometria e dimensões variadas, podendo haver impelidores extremamente semelhantes e impelidores sem relação alguma. No entanto, a configuração é definida de acordo com a finalidade do sistema de agitação, levando em consideração as dimensões do tanque e as propriedades do fluido. Entre os impelidores mais conhecidos e usados na indústria estão o tipo Turbina de pás planas (Rushton), pás retas ou pás retas inclinadas, naval e o tipo âncora (BARBOSA, 2004; JUNIOR, 2015; SOUZA 2006).

O impelidor mais adequado nem sempre é fácil de se determinar mesmo sabendo seu objetivo. Cekinski (2001) mostra que impelidores de diferentes tipos podem apresentar bons índices de desempenho em diferentes regimes de escoamento. Na figura 6, é apresentado uma comparação de desempenho entre dois impelidores do tipo *fluidfoil* (impelidor 1 e 2) e um impelidor tipo pás inclinadas (impelidor 3), onde, no regime turbulento, os impelidores 1 e 2 apresentaram bom desempenho, no regime de transição, o impelidor tipo pás inclinadas apresentou melhor desempenho e, no regime laminar, nenhum apresentou desempenho satisfatório.

Figura 6 Relação entre o desempenho na mistura e o regime de escoamento para diversos impelidores.

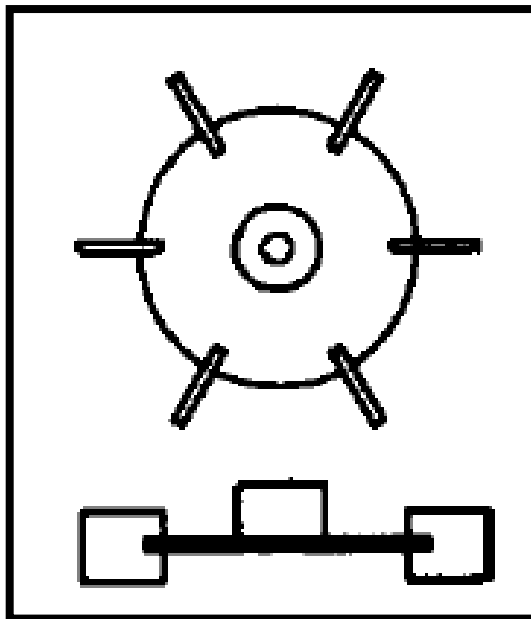


Fonte: CEKINSKI *et al* (2001)

- **Tipo Turbina de pás planas (Rushton)**

O impelidor tipo turbina de pás planas foi o impelidor mais utilizado até meados da década de 1980, sendo criado por volta de 1950, tendo sido substituído posteriormente por turbinas mais eficientes. É composto por um disco deitado sendo fixado, geralmente, 6 pás planas equidistantes, ocupando somente a parte mais externa do disco, Figura 7, tendo padrões de fluxo estritamente radiais e tangenciais (JUNIOR, 2015; SILVA, 200?).

Figura 7 Turbina de pás planas (Rushton)



Fonte: BATES, FONDY e FENIC (1966)

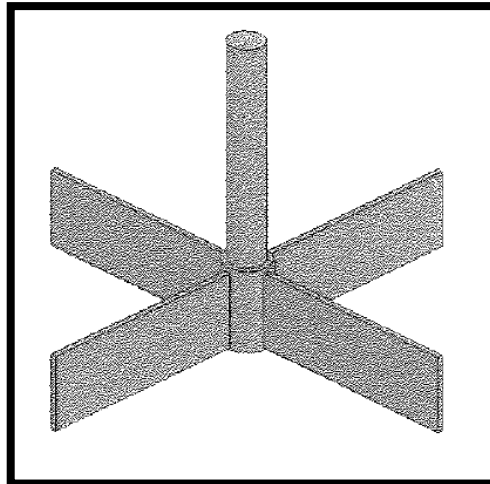
As relações de dimensões mais utilizadas, com base no diâmetro externo do impelidor (D), são:

- Diâmetro do disco (d_d): $2/3.D$
- Comprimento da pá (L): $1/4.D$
- Largura da pá (w): $1/5.D$

- **Tipos pás retas ou pás retas inclinadas**

Os impelidores do tipo pás retas é bastante similar com os impelidores do tipo turbina de pás planas, embora não haja a presença do disco, este tipo gera padrões de fluxo predominantemente radial, figura 8 (BARBOSA, 2004).

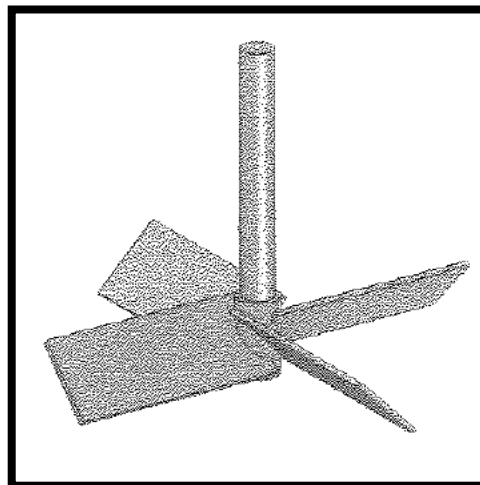
Figura 8 Impelidor pás retas 90°.



Fonte: BARBOSA (2004)

Os impelidores de pás retas inclinadas são semelhantes aos impelidores de pás retas, diferindo no ângulo das pás, figura 9. A mudança no ângulo modifica o padrão de fluxo de radial para predominantemente axial, entretanto, o componente radial ainda continua. Souza e Razuk, em 1996, relatam que impelidores de pás retas inclinadas a 45° são de uso, praticamente, universal, pois possuem uma ação suave, que geralmente é desejável para a maioria dos produtos (BARBOSA, 2004; SOUZA, 2006).

Figura 9 Impelidor de pás inclinadas 45°



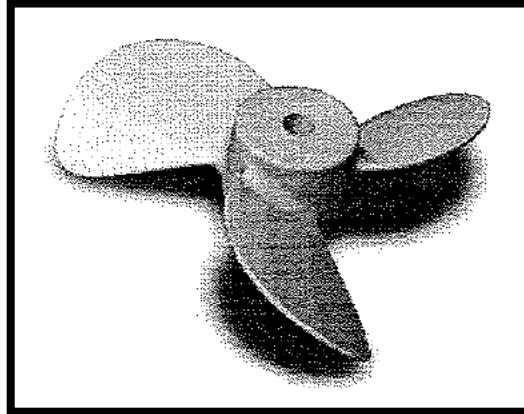
Fonte: BARBOSA (2004)

• Tipo Naval

O impelidor naval, como o nome, já indica, tem a forma de uma hélice naval, conta, geralmente, com três pás e gera um padrão de fluxo predominantemente axial, figura 10. Esses impelidores devem ser fixados em eixos-árvores verticais descentrado e com uma certa inclinação em relação a vertical. Geralmente, são utilizados para mistura de fluidos pouco

viscosos, abaixo de 3000 cP, uniformização de temperaturas, preparo de emulsões, entre outras funções (SILVA, 200?).

Figura 10 Impelidor Naval

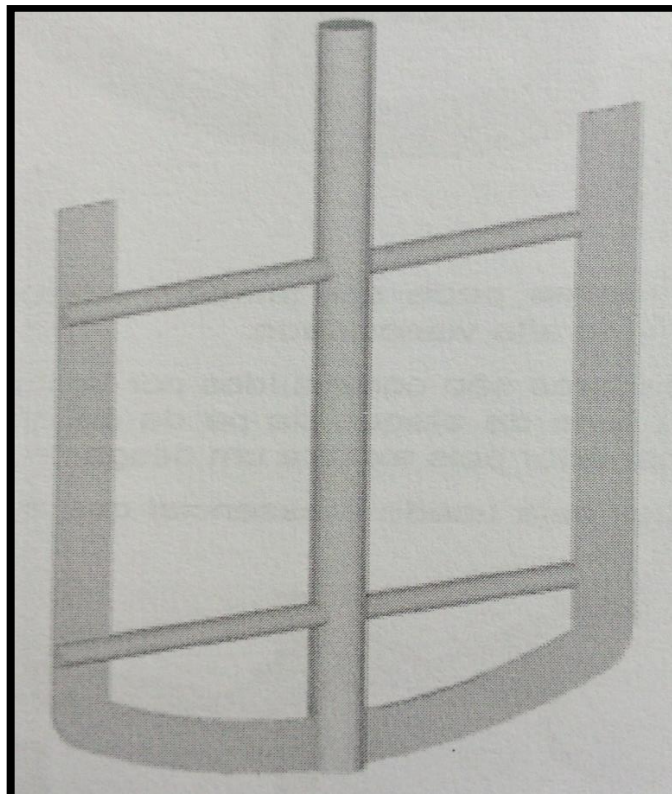


Fonte: BARBOSA (2004)

- **Tipo Âncora**

O impelidor âncora, representado na figura 11, gera um padrão de fluxo tangencial e, geralmente, sua geometria acompanha a geometria do tanque, tendo seu diâmetro próximo do diâmetro do tanque, não sendo necessário a utilização de chicanas, pois operam a baixas rotação, em sua maior parte, 10 a 60 rpm, e com fluidos de alta viscosidade, variando entre 5000 e 50000 cP (BARBOSA, 2004; SILVA, 200?).

Figura 11 Impelidor Âncora.



Fonte: SILVA (200?)

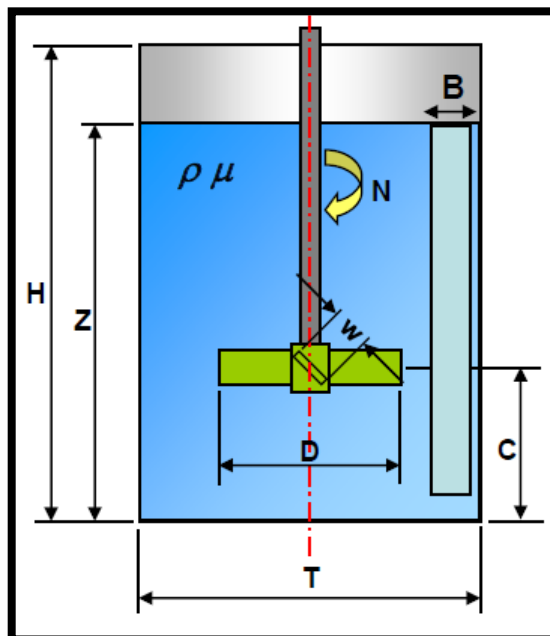
2.6 RELAÇÕES GEOMÉTRICAS EM UM SISTEMA DE AGITAÇÃO

O projeto de um sistema de agitação deve passar por duas fases de dimensionamento: o dimensionamento do processo e o dimensionamento do equipamento. Na primeira fase, deve ser identificado o objetivo do processo, os fenômenos envolvidos e as propriedades das substâncias que serão processadas. Na segunda fase, as configurações relacionadas ao sistema de agitação, como as dimensões e as geometrias dos componentes, são avaliadas para selecionar a que melhor atende os requisitos definidos na primeira fase (SOUZA, 2006).

As dimensões características, Figura 12, de um sistema de agitação podem ser denominadas por diversas letras, entretanto, algumas são comuns, sendo:

- Altura do tanque – H;
- Nível do líquido – Z;
- Diâmetro interno do tanque – T;
- Diâmetro do impelidor – D;
- Distância entre o impelidor e o fundo do tanque (*clearance*) – C;
- Largura do impelidor – w ou w_i ;
- Largura das chicanas – B ou w_B ;

Figura 12 Ilustração de um tanque agitado com suas dimensões.



Fonte: SOUZA (200?)

Além destas dimensões, podem ser consideradas o número de impelidores e chicanas importantes informações a serem consideradas. As relações entre estas medidas são muito

importantes quando se pretende obter maiores desempenhos na operação, pois, estas razões mudam de acordo com a aplicação do processo e do fluido utilizado (JUNIOR, 2015).

As relações mais utilizadas são:

$D/T =$ de $1/4$ a $1/2$, sendo $1/3$ a mais comum

$Z/T = 1$

$C/T =$ de $1/6$ a $1/2$, sendo $1/3$ a mais comum

$B/T =$ de $1/10$ a $1/12$

$w/D =$ de $1/4$ a $1/6$

Essas proporções nem sempre são as melhores, pois estas podem mudar de acordo com a aplicação da agitação. Na figura 1, há a presença de chicanas, que são barreiras metálicas que distorcem o fluxo nas proximidades da parede do tanque, aumentam a transferência de potência para o fluido e diminuem a entrada de ar no sistema de mistura, causado pela formação do vórtice na superfície (JUNIOR, 2015).

2.7 NÚMEROS ADIMENSIONAIS

Os números adimensionais são utilizados para se obter informações sobre parâmetros importantes como, consumo de energia, capacidade de bombeamento, entre outros. Mas também, estes podem ser utilizados para se aumentar a escala de um projeto. Alguns destes números são: (SILVA, 2002)

a) Número de Froude: é responsável por relacionar as forças inerciais e as forças gravitacionais, sendo representado pela seguinte equação 1:

$$N_{Fr} = \frac{DN^2}{g} \quad (1)$$

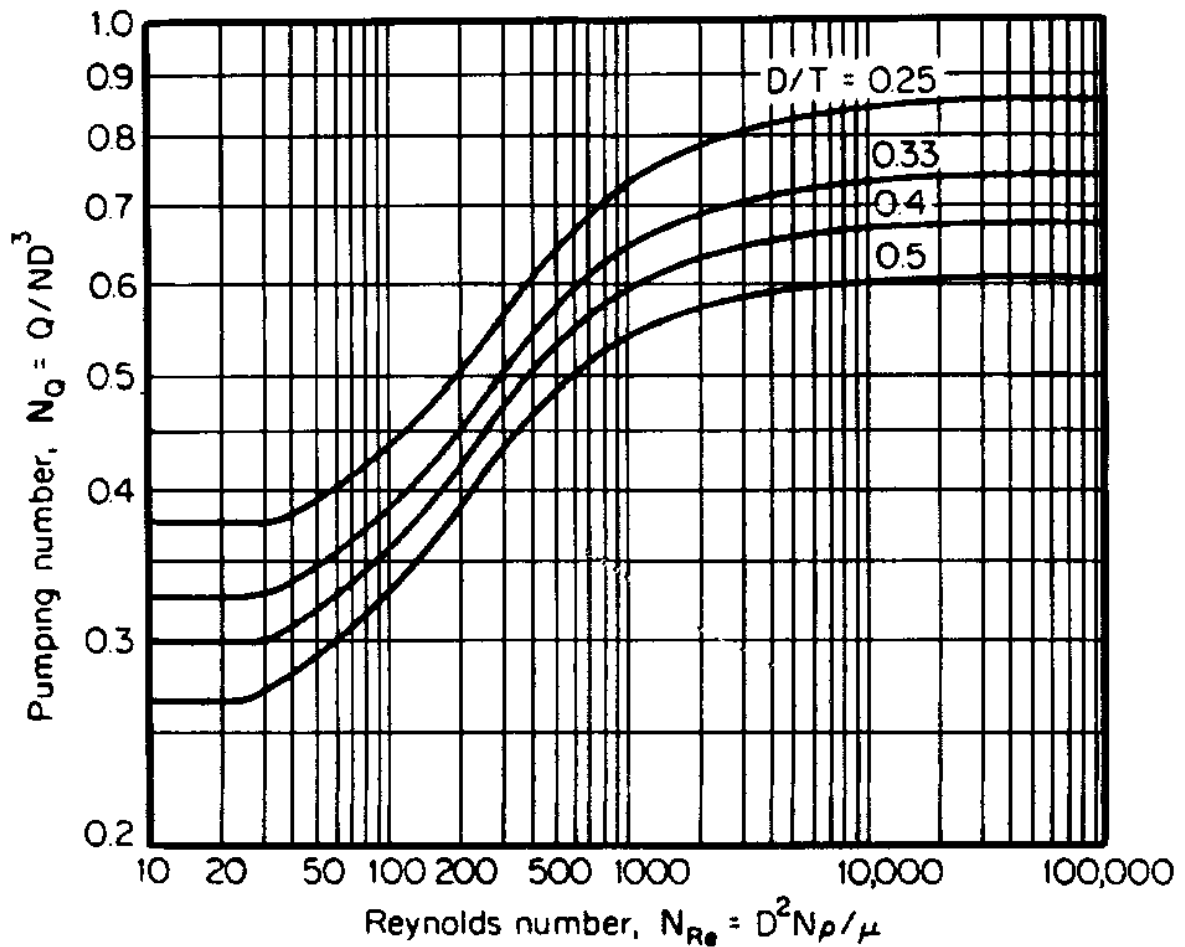
Sendo, N a velocidade de rotação (SILVA, 2002?);

b) Número de Reynolds: relaciona as forças inerciais e as forças viscosas, é muito utilizado pois através de seus resultados é possível determinar o regime de escoamento, sendo, para valores menores de 10, regime laminar, e, para valores maiores 10000, regime turbulento, a região entre esse intervalo é denominado transição. A equação clássica do número de Reynolds é $N_{Re} = \rho vD/\mu$, onde L é um comprimento característico e v é a velocidade característica. No entanto, na agitação, D é o diâmetro do impelidor e v é a velocidade na borda do impelidor πND , portanto, a equação de Reynolds passa a ser (JUNIOR, 2015):

$$N_{Re} = \frac{\rho ND^2}{\mu} \quad (2)$$

c) O número de bombeamento (N_q) é um número adimensional que possui grande importância na seleção e definição de um sistema de agitação. Seu valor está em função do tipo de impelidor, da relação diâmetro do impelidor pelo diâmetro do tanque (D/T) e o número de Reynolds. Este valor normalmente é obtido através de dados disponíveis nas literaturas. As curvas mostradas na figura 13 referem-se ao impelidor de alta eficiência, para diversos valores de D/T (BARBOSA, 2004).

Figura 13 Número de Bombeamento em relação ao Número de Reynolds.



Fonte: DICKEY (1984)

Além do gráfico apresentado por BARBOSA (2004), há também uma equação que define o número de bombeamento (JUNIOR, 2015).

$$N_q = \frac{Q}{ND^3} \quad (3)$$

d) Número de Potência: é o coeficiente de arraste nos sistemas com agitação, este relaciona a potência, massa específica, rotação e diâmetro do impelidor, na seguinte equação, para o regime turbulento:

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (4)$$

Para o regime laminar

$$N_p = \frac{P}{\mu N^2 D^3} \quad (5)$$

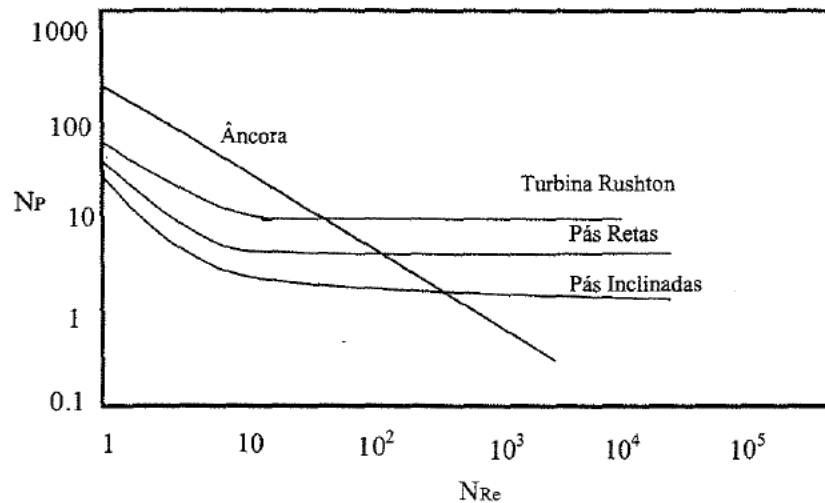
Ao se aplicar a análise dimensional em um tanque agitado, obtêm-se a seguinte equação para o escoamento turbulento:

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D^5} = K \left(\frac{\rho N D^2}{\mu} \right)^a \left(\frac{N^2 D}{g} \right)^b \left(\frac{T}{D} \right)^c \left(\frac{C}{D} \right)^d \left(\frac{H}{D} \right)^e \quad (6)$$

Sendo K uma constante, o primeiro grupo adimensional o número de Reynolds, o segundo grupo adimensional o número de Froude e os demais são parâmetros geométricos com seus coeficientes de ajuste (a, b, c, d, e) (JUNIOR, 2015).

O número de potência, assim como o número de bombeamento, também pode ser relacionado com o número de Reynolds, Figura 14.

Figura 14 Relação entre o Número de Potência de Reynolds para fluidos Newtonianos, para diversos tipos de impelidores.



Fonte: SILVA (2002)

2.8 CORRELAÇÕES DE NAGATA (1975)

Nagata, em 1975, publicou um extenso trabalho sobre as operações de agitação e mistura onde relacionou os parâmetros geométricos de diversos tipos de impelidores, tanques com ou sem chicanas, e a potência consumida, obtendo correlações que relacionavam todas essas variáveis (SILVA, 2002).

Dentre as correlações mostradas por Nagata (1975), pode-se destacar quatro que geralmente são mais utilizadas:

- Correlação para impelidores pás retas em tanques sem chicanas:

$$N_p = \frac{A}{R_e} + B \left(\frac{10^3 + 1,2R_e^{0,66}}{10^3 + 3,2R_e^{0,66}} \right)^p \left(\frac{H}{T} \right)^{\left(0,35 + \frac{w}{T}\right)} (\text{sen}\theta)^{1,2} \quad (7)$$

- Correlação para impelidores pás retas inclinadas em tanques sem chicanas:

$$N_p = \frac{A}{R_e} + B \left(\frac{10^3 + 1,2R_e^{0,66}}{10^3 + 3,2R_e^{0,66}} \right)^p \left(\frac{H}{T} \right)^{\left(0,35 + \frac{w}{T}\right)} (\text{sen}\theta)^{1,2} \quad (8)$$

Onde

$$A = 14 + \frac{w}{T} \left\{ 670 \left(\frac{D}{T} - 0,6 \right)^2 + 185 \right\}$$

$$B = 10^{\left[1,3 - 4 \left(\frac{w}{T} - 0,5 \right)^2 - 1,14 \left(\frac{D}{T} \right) \right]}$$

$$p = 1,1 + 4 \left(\frac{w}{T} \right) - 2,5 \left(\frac{D}{T} - 0,5 \right)^2 - 7 \left(\frac{w}{T} \right)^4$$

- Correlação para impelidores pás retas em tanques com chicanas:

$$N_{P_{\max}} = \frac{A}{R_c} + B \left(\frac{H}{T} \right)^{\left(0,35 + \frac{w}{T}\right)} \quad (9)$$

Onde

$$R_c = \frac{25}{\frac{w}{T}} \left(\frac{D}{T} - 0,4 \right)^2 + \left(\frac{\frac{w}{T}}{0,11 \left(\frac{w}{T} \right) - 0,0048} \right)$$

- Correlação para impelidores pás retas inclinadas em tanques com chicanas:

$$N_{P_{\max}} = \frac{A}{R_\theta} + B \left(\frac{10^3 + 1,2R_\theta^{0,66}}{10^3 + 3,2R_\theta^{0,66}} \right)^p \left(\frac{H}{T} \right)^{\left(0,35 + \frac{w}{T}\right)} (\text{sen}\theta)^{1,2} \quad (10)$$

Onde

$$R_\theta = 10^{4(1-\text{sen}\theta)} R_c$$

Rc e R_θ são, agora, números de Reynolds de transição.

Embora Nagata (1975) tenha proposto correlações para tanques com chicanas, equações 9 e 10, estas não consideram o número de chicanas e a largura das mesmas. Então, uma nova correlação foi proposta, por Nagata (1975), para o cálculo de um novo número de potência

levando em consideração estes dois fatores e o número de potência calculado pelas primeiras correlações (SOPHIA, 2010).

$$N_{pm} = N_p - \left(1 - 2,9 \left(\frac{B'}{T}\right)^{1,2} n_b\right)^2 (N_p - N_{p\infty}) \quad (11)$$

Onde,

B' é a largura da chicana,

N_b é número de chicanas,

$$N_{p\infty} = B' \left(\frac{0,6}{1,6}\right)^p$$

Com base nas correlações de Nagata, Nishikawa, em 1979, propôs uma nova correlação para o cálculo do número de potência para impelidores de pás retas inclinadas. (SOPHIA, 2010)

$$N_{pNI} = N_p - \left(1 - 2,9 \left(\frac{B'}{T}\right)^{1,2} n_b\right)^4 (N_p - N_{p\infty}) \quad (12)$$

Onde,

N_p é número de potência obtido pelas correlações de Nagata (1975).

2.9 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

A Fluidodinâmica Computacional (CFD) é um conjunto de técnicas e ferramentas que utilizam os princípios de conservação de massa, quantidade de movimento e energia para simulação numérica de sistemas envolvendo o movimento de fluidos, sendo em forma de escoamento ou agitação. (AUGUSTO, 2014)

O avanço nos estudos, referentes a agitação de fluidos aliado aos avanços tecnológicos, possibilitou o desenvolvimento de técnicas computacionais apropriadas que possibilitam um novo tipo de abordagem para o estudo mais profundo de sistemas mais complexos ou de aumento de escala de forma econômica e ágil, sem que haja comprometimento nos resultados obtidos. (JUNIOR *et al*, 2015)

Um dos primeiros trabalhos que pode ser mencionado sobre o uso dessa abordagem em tanque agitados é de DeSouza e Pike (1972), que demonstraram resultados teóricos condizentes com os experimentais, através de um modelo bidimensional. Posteriormente Harvey e Greaves (1982), apresentaram um novo modelo, $k - \varepsilon$, onde, também, apresentaram boa concordância entre os resultados experimentais e teóricos.

Os modelos de turbulência que podem ser utilizados em CFD estão classificados como: Simulação Numérica Direta (DNS), Simulação de Grande Vórtice (LES) e Navier-Stokes com

Média de Reynolds (RANS). O alto custo computacional das abordagens DNS e LES limitam seu uso a equipamentos de escala reduzida e números de Reynolds baixos. (PRADA, 2015)

2.9.1 Equações fundamentais

Os métodos computacionais devem seguir os princípios conservativos e, portanto, se utilizam das equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, sendo ultimo mais utilizado para a operação de agitação e mistura, quando considerado alguns fatores, como operação isotérmica e com apenas um fluido. A seguir têm-se as equações de conservação de quantidade movimento. (SPOGIS, 2002)

Na direção radial

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \cdot \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \cdot \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = \\ = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_r) \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (13)$$

Na direção angular

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_\theta \cdot u_r}{r} + u_z \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = \\ = -\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

Na direção Axial

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \cdot \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \cdot \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \cdot \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = \\ = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho \cdot g + \mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (15)$$

2.9.2 Modelo de turbulência $k - \varepsilon$

Este é um dos modelos mais utilizados e importantes em modelagem de tanques de mistura para simular o efeito da turbulência, devido à alta estabilidade, robustez numérica e boa capacidade de predição em escoamentos desenvolvidos a altos números de Reynolds. Este modelo é considerado semiempírico e utiliza duas equações para determinar os tensores de Reynolds. (PRADA, 2015)

No modelo $k - \epsilon$, a viscosidade turbulenta μ_t é definida como uma função da energia cinética turbulenta, $\mu_t = f(k)$ e de sua taxa de dissipação de turbulência, ϵ . A viscosidade turbulenta é dada pela equação 16, em que C_μ é uma constante determinada empiricamente (PRADA, 2015).

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (16)$$

As equações de transporte a serem determinadas para a dissipação da energia cinética turbulenta ϵ e a energia cinética turbulenta k são dadas por:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (17)$$

$$\frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \epsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (18)$$

Onde,

$C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, σ_k e σ_ϵ são constantes determinadas empiricamente e,

P_k representa a produção de turbulência devido às forças viscosas.

O modelo $k - \epsilon$ tem como base a análise estatística, sendo necessário ajustes nas constantes do modelo para satisfazer cada tipo de escoamento. A implementação das equações Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) é simples, já que são similares aos casos laminares. Porém, no caso do uso de equações de dois parâmetros, como o modelo $k - \epsilon$, duas equações extras devem ser resolvidas. As equações de turbulência $k - \epsilon$ apresentam um problema de escala de tempo, que se apresenta menor que a escala do campo médio de velocidade, fazendo com que o sistema não linear gerado seja bem mais rígido que o sistema de resolução da conservação de momento, mesmo para métodos como o método dos volumes finitos e método dos elementos finitos. Por isso, deve-se primeiro resolver o sistema de conservação de momento com um campo aproximado e, depois, inicia-se a solução da equação de turbulência de forma iterativa. A pouca flexibilidade do sistema devido ao acoplamento entre a equação $k - \epsilon$ que representa a turbulência e as equações que determinam as velocidades, frequentemente causa a não convergência no sistema de resolução para grandes passos de tempo, necessitando a utilização de pequenos passos de tempo (SPOGIS, 2002).

2.9.3 Modelo de turbulência $k-\omega$

Proposto inicialmente por Wilcox (1988), o modelo de turbulência $k-\omega$, possui uma vantagem, em relação ao modelo $k - \epsilon$, na formulação no tratamento do escoamento próximo à parede (baixos números de Reynolds). O tratamento automático de parede desenvolvido neste modelo facilita a criação de malhas na parede, sendo mais flexível em comparação com outros

modelos de turbulência. Este modelo baseia-se na utilização da taxa de dissipação específica e da energia cinética turbulenta como parâmetros de definição para o cálculo da viscosidade turbulenta.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (19)$$

A formulação do modelo soluciona duas equações de transporte, uma para a taxa de dissipação específica ω , e a outra para a energia cinética turbulenta k . O tensor tensão é calculado a partir do conceito de viscosidade de turbilhão, a densidade ρ e o vetor velocidade v são tratados como quantidades conhecidas retiradas das equações de Navier-Stokes. As constantes β' , α , β , σ_k e σ_ω são determinadas empiricamente e o termo P_k representa a produção de turbulência devido às forças viscosas (PRADA, 2015).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (20)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (21)$$

2.9.4 Modelo de turbulência SST

O modelo SST combina as vantagens dos modelos k - ε e k - ω , aliando a boa resolução modelo k - ω nas regiões próximas a parede e a precisão do modelo k - ε nas zonas de livre fluxo.. Sua formulação é baseada em funções de ajuste (blending functions) na qual se garante uma seleção apropriada das zonas k - ε e k - ω sem que seja necessária a interação do usuário (SOPHIA, 2010).

Conforme proposto por Menter (2003), o modelo resolve duas equações diferenciais de conservação, fornecida pelas equações 22 e 23. (CACHONI, 2018)

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (22)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (23)$$

Onde F_1 é uma função de ajuste dada pela equação 24:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 v}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (24)$$

E

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (25)$$

Sendo y a distância até a parede mais próxima.

2.9.5 Malhas

Uma malha adequada é fundamental para uma simulação numérica, sendo o controle mais efetivo para erros de discretização. A malha que se baseia em dividir todo o volume de estudo em células menores, de forma que a solução das variáveis de interesse (velocidade, pressão e etc.) ocorra nos *nodes* (nós) que existem entre as células. A qualidade dos resultados depende fortemente da malha construída, sendo que, em geral, um maior número de células corresponde a uma solução mais precisa do problema, devido ao seu refinamento. Em contrapartida, uma malha mais densa ou bastante refinada tem um custo computacional mais elevado por envolver maior tempo para a simulação. (AUGUSTO, 2014)

A construção da malha é uma etapa complexa e alguns códigos comerciais têm seus próprios algoritmos para construção da malha computacional, de forma a facilitar sua criação, porém isso não exige a necessidade que o usuário tem de conhecer e analisar a qualidade da malha. (AUGUSTO, 2014)

De acordo com a topologia, a malha pode ser classificada como estruturada, onde são constituídas por famílias 36 de linhas de forma que os membros de uma mesma família não se cruzam entre si e se cruzam com membros de outra família apenas uma vez. Pode ser classificada também como malha não-estruturada a qual é composta por elementos triangulares e quadriláteros, em duas dimensões, ou tetraédricas e hexaédricas, em três dimensões, sendo empregada em geometrias mais complexas. E finalmente, como malhas híbridas as quais são aquelas que combinam as malhas estruturadas e não estruturadas. Elas são excelentes quando é necessário um detalhamento maior em certas regiões, onde podem ser construídas malhas não-estruturadas. Nos demais locais nos quais não é preciso uma análise detalhada do escoamento, pode-se utilizar uma malha estruturada, poupando recursos computacionais. (AUGUSTO, 2014)

Elementos tetraédricos se conformam facilmente a geometrias complexas e, em códigos comerciais, podem ser gerados com algoritmos automáticos. As malhas com elementos hexaédricos frequentemente necessitam de adaptações geométricas ou construção manual da malha, o que pode aumentar consideravelmente o tempo de pré-processamento de uma análise. Por esse motivo, malhas tetraédricas são predominantes em aplicações industriais. Entretanto, malhas hexaédricas necessitam de menor poder computacional durante a solução que uma malha tetraédrica equivalente. Sendo assim, é comumente mais rápido completar uma simulação com malha hexaédrica. (SILVA, 2016)

A diferença de acurácia entre os dois tipos de malha foi, no passado, um argumento restritivo ao uso de malhas tetraédricas. Porém atualmente, os softwares comerciais têm algoritmos robustos o suficiente para resolver malhas não estruturadas com precisão, tornando a escolha do tipo de elemento dependente do tipo de fenômeno modelado. (SILVA, 2016)

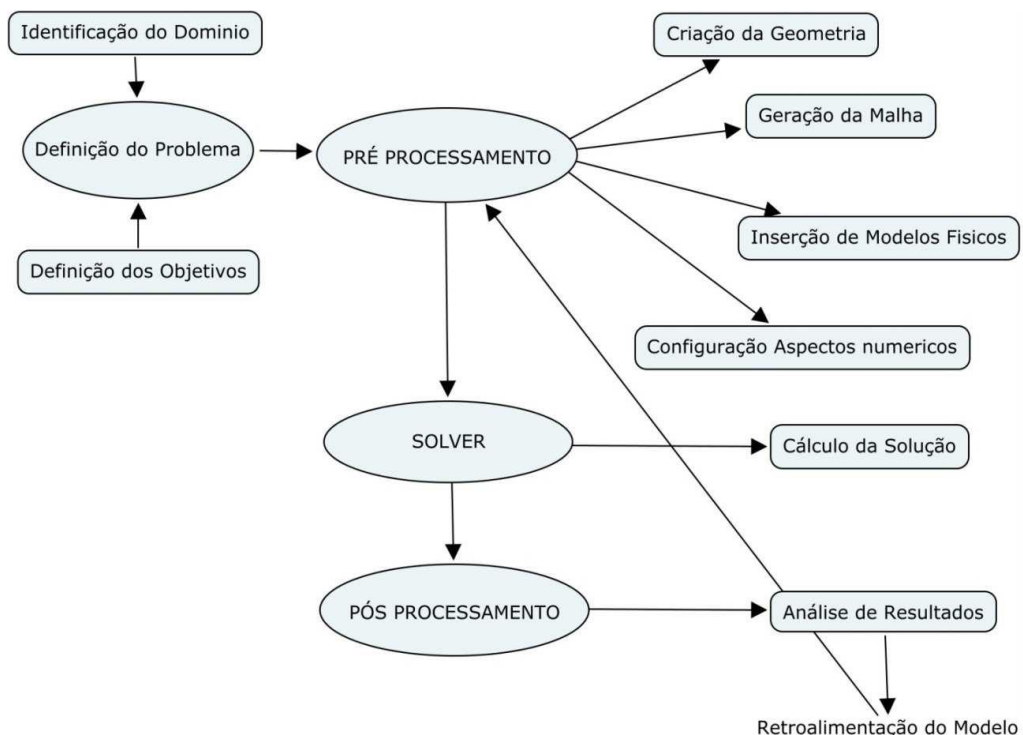
3 MATERIAL E MÉTODOS

Conforme citado por Castro, em 2011, e Prada, em 2015, a modelagem computacional deve seguir etapas que são fundamentais, Figura 15, sendo estas:

- **Definição do problema;**
- **Pré-processamento;**
- **Solver ou Solução numérica do problema;**
- **Pós processamento.**

Sendo definido na primeira etapa o problema a ser simulado, bem como o domínio a ser utilizado, e os objetivos a serem alcançados. A etapa de pré-processamento consiste na criação das geometrias, os domínios associados, a preparação e refino das malhas, definição dos modelos e condições de contorno mais se adaptam aos fenômenos estudados. A terceira etapa é caracterizada pela resolução numérica do modelo computacional proposto e a última etapa consiste na visualização dos resultados, gráficos ou numéricos.

Figura 15 - Fluxograma típico do processo de modelagem CFD.



Fonte: VERGEL (2013)

3.1 IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA

A análise terá como objetivo simular diferentes configurações geométricas em uma planta piloto de agitação, tendo um tanque de mistura consistente num tanque cilíndrico de diâmetro $T = 380$ mm de fundo toroesférico ASME 10% com 4 chicanas verticais igualmente

espaçadas. A velocidade de rotação de referência será de 500 rpm com uma direção de fluxo axial descendente. Todas as simulações foram feitas baseadas em um escoamento monofásico utilizando a água como fluido em regime totalmente turbulento.

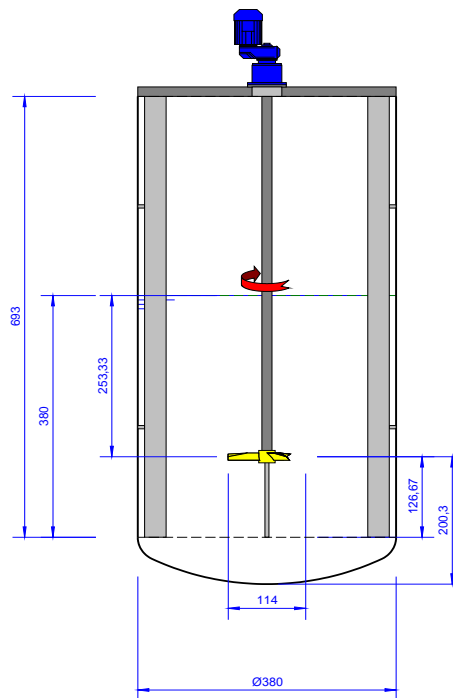
Os impelidores utilizados no estudo são do tipo pás retas e pás retas inclinadas tendo parâmetros geométricos diferentes, conforme a Tabela 2, sendo variados o diâmetro do impelidor (D) conforme proporções definidas, ângulo e largura da pá.

Tabela 2 - Parâmetros geométricos utilizados para os impelidores.

D/T	Largura (mm)	Ângulo
0,25	13,30	30°
0,33	19,00	45°
0,40	28,50	60°
0,45		90°
0,55		
0,70		

O dimensionamento do tanque de agitação foi baseado conforme as dimensões da planta de agitação e mistura cedidas pelo professor doutor Jefferson Luiz Granjeiro da Silva. (SILVA, 2019)

Figura 16 Representação da planta piloto com dimensões reais do tanque e um impelidor ilustrativo.

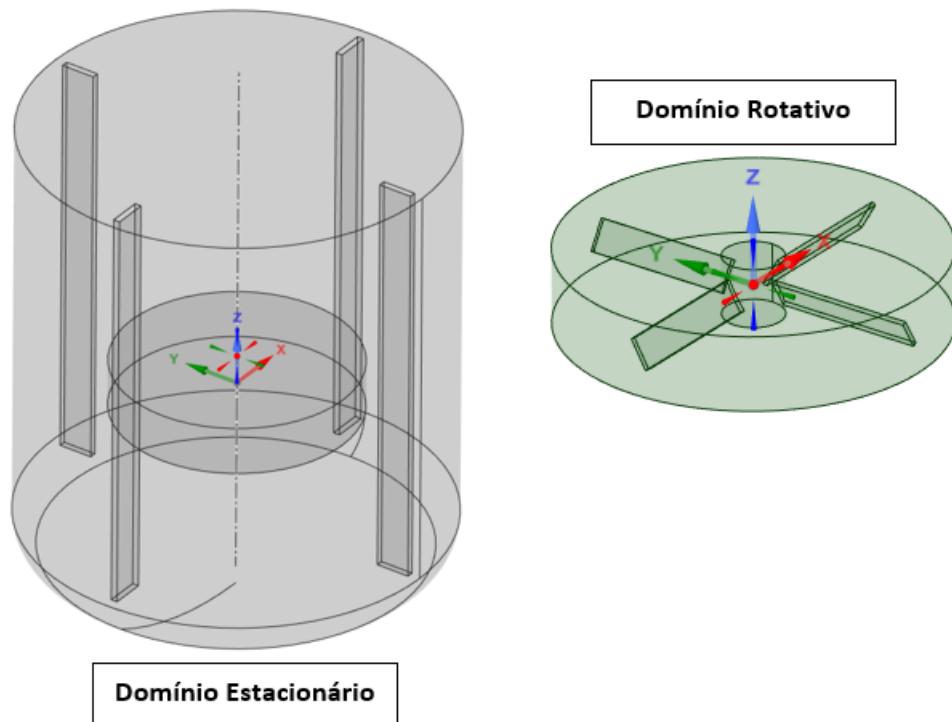


Fonte: SILVA (2019)

3.1.1 Aspectos geométricos

Nesta primeira etapa, a criação das geometrias foi feita utilizando o software de modelagem Inventor Professional 2019. A partir das geometrias, os domínios foram feitos utilizando a ferramenta CAD *SpaceClaim* disponível pelo software ANSYS 2020 *Student Version*. Neste caso, foram utilizados dois domínios, sendo um domínio estacionário e ou outro rotativo, conforme a Figura 17.

Figura 17 Definição dos domínios estacionário e rotativo.



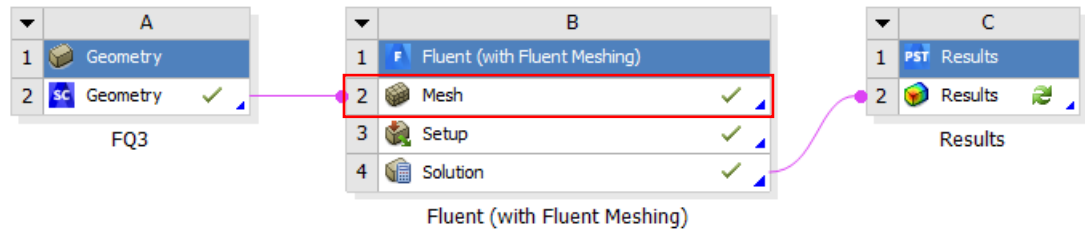
Fonte: Própria.

O domínio rotativo engloba o impelidor e é a região que será rotacionada com a velocidade angular definida. Na região estacionária encontram-se as paredes e chicanas do tanque, sendo mantida inicialmente em repouso em relação ao domínio rotativo. A interface entre os domínios foi padronizada, sendo definido o raio do domínio rotativo em $r = r_{\text{impelidor}} + 10 \text{ mm}$ e altura em 45 mm.

3.1.2 Geração da malha

A malha foi feita utilizando o componente Fluent (with Fluent Meshing), o qual possui o subcomponente Mesh que possui uma rotina própria para criação de malhas voltadas a utilização no Fluent, conforme pode ser visto na Figura 18.

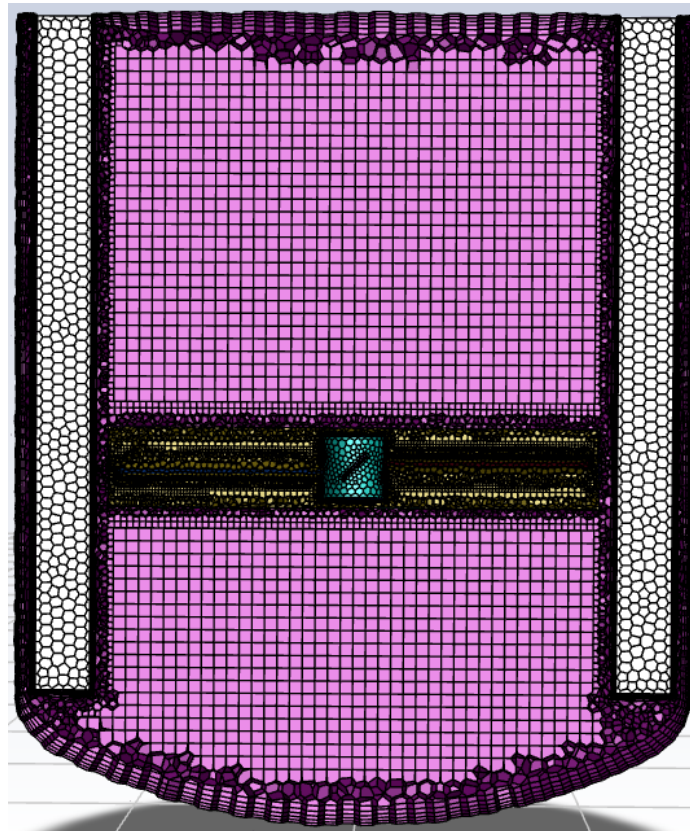
Figura 18 Criação de Malha com o subcomponente Mesh.



Fonte: Própria.

As malhas foram criadas utilizando primeiramente elementos tetraédricos e, posteriormente, transformados em elementos poliédricos (hexaédricos), Figura 19. Nas proximidades das paredes do impelidor e das chicanas a malha foi refinada, utilizando elementos menores, de modo a comportar geometrias mais complexas, como por exemplo, impelidores de pás retas inclinadas.

Figura 19 Malha criada utilizando as configurações padrões do subcomponente Mesh.



Fonte: Própria.

A qualidade da malha de cada geometria foi avaliada levando em consideração dois parâmetros principais: *Skewness* (Assimetria) e a *Orthogonal quality* (Ortogonalidade).

A Assimetria é uma das principais medidas de qualidade para uma malha, que determina quão próxima uma célula ou uma face está do ideal. Para que uma malha seja considerada boa, esta deve ter um valor de *Skewness* inferior a 0,8. Malhas com qualidade ótimas tem assimetria na faixa de 0,25 a 0,5, e malhas com assimetria inferior a 0,25 são consideradas ideais (ANSYS, 2015).

A ortogonalidade de malha está vinculada com a proximidade dos ângulos entre faces de elementos adjacentes ou bordas de elementos adjacentes a um ângulo ótimo (por exemplo, 90° para elementos de 4 faces e 60° para elementos triangulares). Malhas são consideradas boas quando tem ortogonalidade entre 0,2 e 0,69, excelentes quanto este parâmetro fica na faixa de 0,7 a 0,95, e ideias entre 0,96 e 1,00 (ANSYS, 2015).

Para a criação das malhas também foram utilizadas 5 camadas (*inflation*) de elementos poliédricos nas paredes do tanque, das pás dos impelidores e das paredes das chicanas as quais fazem com que o erro numérico da discretização da malha seja amenizado e mais de acordo com o fenômeno físico. (JUNIOR, 20015).

3.1.3 Definição do modelo

O modelo utilizado se baseou na rotação do impelidor utilizando Multiple Reference Frame (MRF-Frozen rotor), devido a sua estabilidade numérica e menor custo computacional. O modelo de turbulência utilizado foi o *Shear Stress Transport - SST* (CACHONI, 2018) sendo definido em todos os casos analisados, tendo em vista que, este prediz corretamente o deslocamento da camada limite e por isso é possível obter uma boa predição da tensão de cisalhamento da parede.

O esquema de interpolação espacial nos termos advectivos Upwind Difference Scheme (UDS) foi utilizado, já que, este esquema de primeira ordem prediz com exatidão os campos de fluxo, atingindo a convergência mais rapidamente do que os esquemas de alta ordem (BUCATO et al., 1998).

3.2 SOLVER

Nesta etapa, o solver do Fluent soluciona numericamente o modelo computacional (definido no Pré-processamento) por meio do método numérico dos volumes finitos. A solução foi acompanhada por meio do monitoramento dos resíduos numéricos e o do torque na região do impelidor a fim de verificar a estabilidade necessária a ser atingida.

Esta etapa pode demandar um alto custo computacional dependendo da complexidade particular do problema, número de elementos presentes na malha, passo de tempo, critério de convergência, abordagem escolhida para simular a interação impelidor chicana, entre outros.

As simulações foram realizadas utilizando um computador equipado com Intel(R) QuadCore(TM) i7-8550U com sistema operacional de 64 bits, um total de 20,0 GB de memória RAM e velocidade do processador de 1,80 GHz. Conforme a abordagem de rotação escolhida Frozen Rotor (MFR), cada simulação demorou em torno de 1 dias.

3.3 PÓS PROCESSAMENTO

Nesta etapa, os resultados gerados nas simulações foram analisados utilizando o componente Results que compila todos os resultados gerados e organiza conforme a solicitação do usuário. Os resultados obtidos e a análise dos mesmos, conforme a metodologia apresentada para a simulação de um reator de tanque agitado, são apresentados nos resultados e discussão.

3.4 OBTENÇÃO DOS NÚMEROS DE POTÊNCIA E DAS CURVAS DE POTÊNCIA

O cálculo do número de potência levou em consideração o torque calculado nas simulações realizadas, sendo a potência aplicada calculada pela equação 11.

$$P = 2\pi NT_m \quad (11)$$

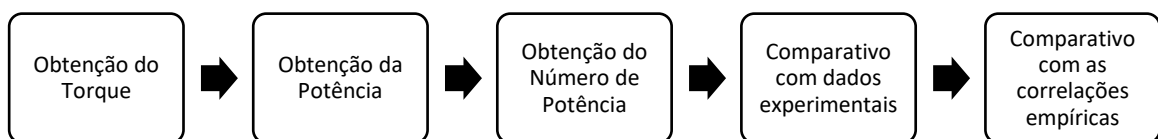
Onde,

N é a rotação em rps,

T_m é o torque calculado na simulação.

Os dados de número potência foram obtidos e analisados de acordo com o fluxograma abaixo.

Figura 20 Fluxo de análise dos dados obtidos das simulações.



A equação 4 foi utilizada para calcular o número de potência.

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D^5}$$

O Número de Reynolds foi calculado com a equação 2, considerando a rotação e parâmetros geométricos de cada geometria simulada.

$$N_{Re} = \frac{\rho ND^2}{\mu}$$

Para comparativo foram utilizadas as correlações de Nagata, com e sem a consideração dos parâmetros relacionados as chicanas, e a correlação de Nishikawa (1979) que tem como base as correlações de Nagata (1975_.

Os dados experimentais utilizados foram cedidos pelo Prof. Dr Jefferson Luiz Grangeiro da Silva, orientador deste trabalho, que foram utilizados em sua tese de doutorado. (SILVA, 2019)

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

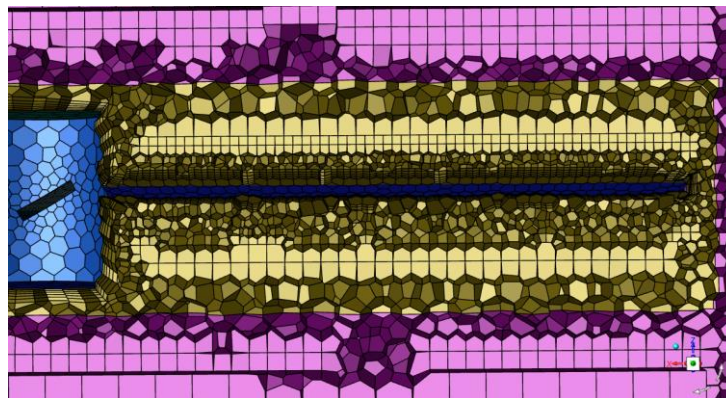
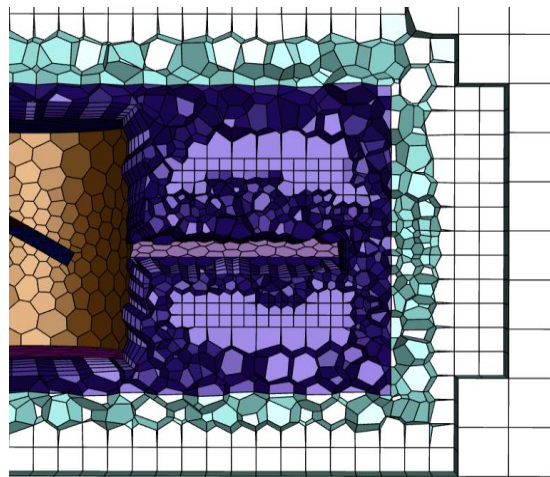
4.1 QUALIDADE DAS MALHAS PRODUZIDAS

As malhas produzidas apresentaram boa qualidade de acordos com os dois critérios apresentados, *Skewness* e *Orthogonal quality*, visto que a média de todas as malhas criadas apresentaram assimetria média abaixo de 0,50 e ortogonalidade entre 0,80 e 0,90.

O número médio de elementos obtidos para as malhas geradas foi de $3,0 \times 10^5$ elementos.

Como exemplos das malhas criadas, na Figura 21 estão as regiões de transição entre o domínio rotativo e o domínio estacionário das geometrias com impelidor de pás retas inclinadas a 30° , largura de pá de 13,30 mm e dois diâmetros, 95 e 266 mm.

Figura 21 Refinamento da malha na região próxima as paredes do impelidor.



Fonte: Própria.

4.2 CONVERGÊNCIA E MONITORAMENTO DA SOLUÇÃO

Em todos os estudos de caso foram considerados valores RMS residuais inferiores a $1,0 \times 10^{-4}$, para garantir a convergência dos resultados. Entretanto, observou que os valores de Torque calculado apresentaram pouca oscilação mesmo com os valores de RMS no patamar de $1,0 \times 10^{-3}$. Os valores RMS são baseados nos erros residuais das soluções numéricas das

equações de momento, continuidade e energia. Portanto, a convergência da solução foi monitorada no decorrer da simulação até atingir valores constantes e menores em relação ao critério escolhido como observado na Figuras 22 e 23.

Figura 22 Monitoramento do critério de convergência: RMS.

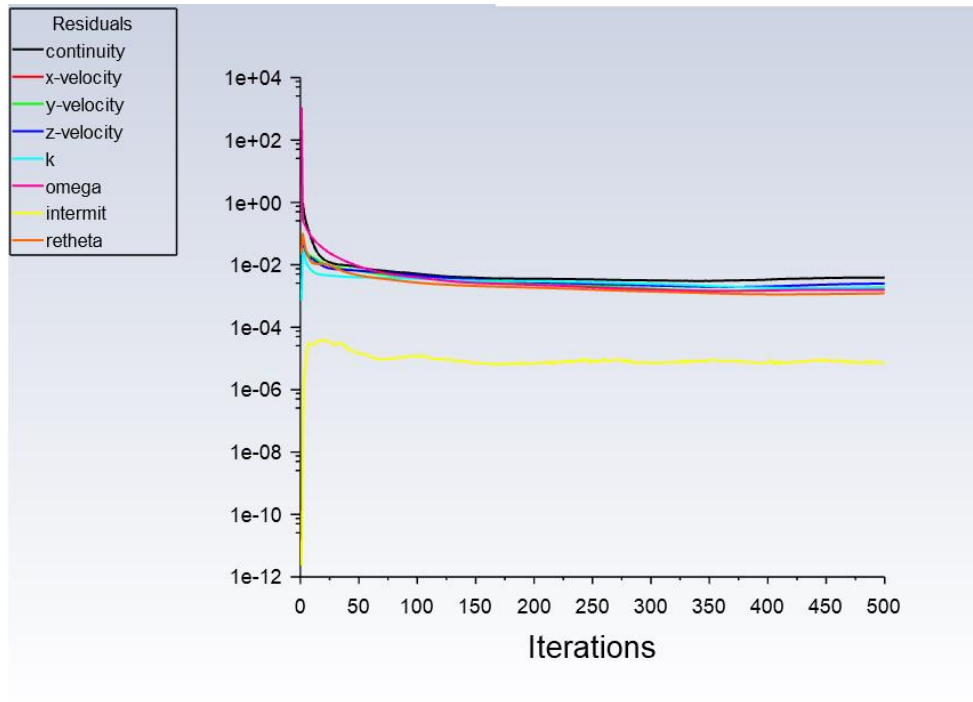
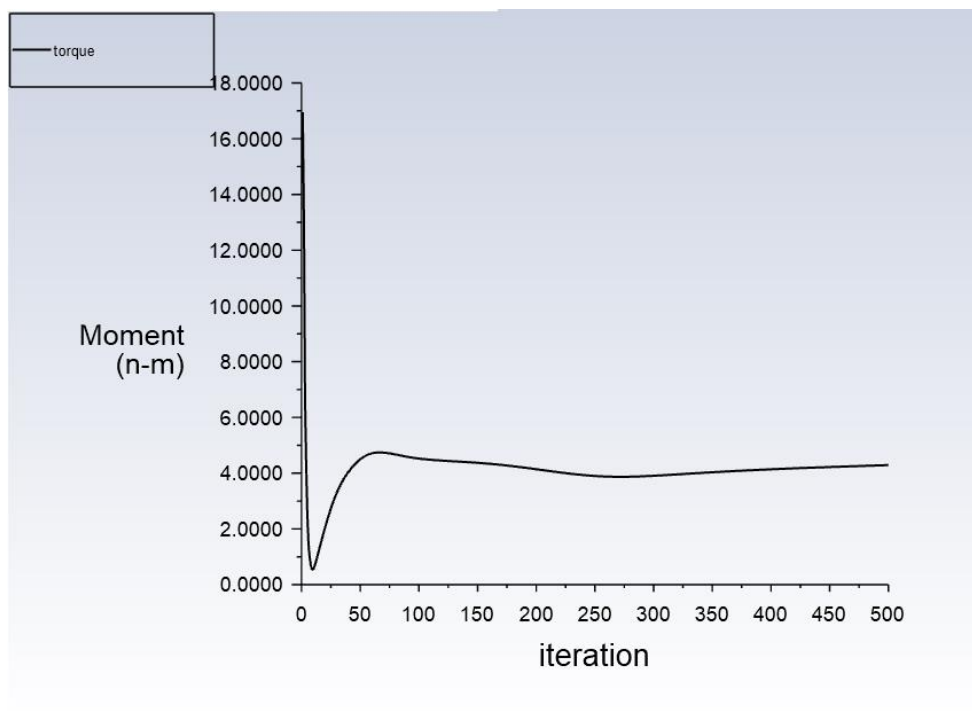


Figura 23 Monitoramento do critério de convergência: Torque.

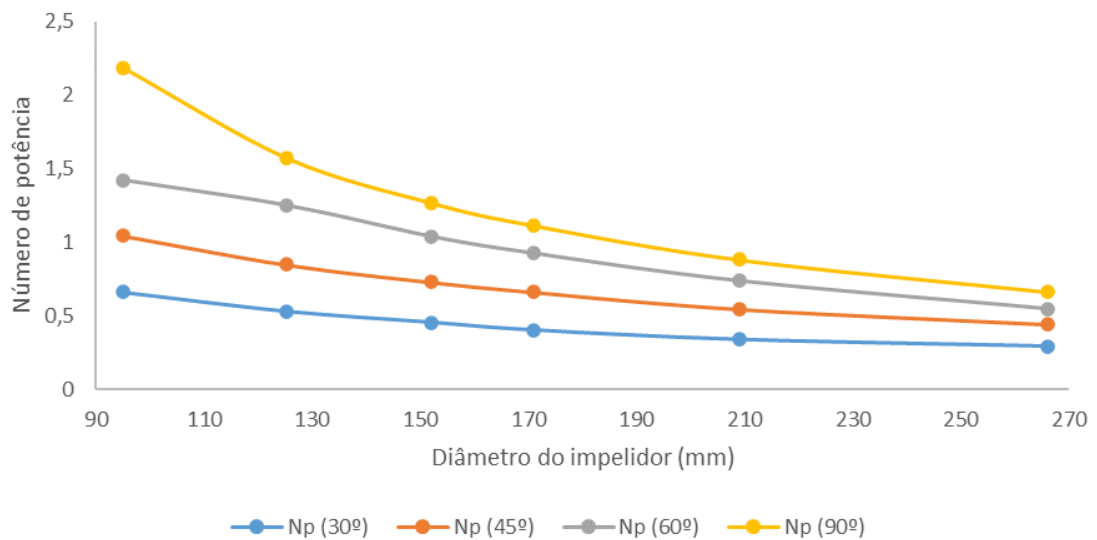


Como neste trabalho os estudos de caso apresentam diferentes parâmetros geométricos, foi necessário adotar um mínimo de 500 passos em todas as simulações a fim de garantir a estabilidade nos valores RSM residuais e o torque calculado.

4.3 INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO

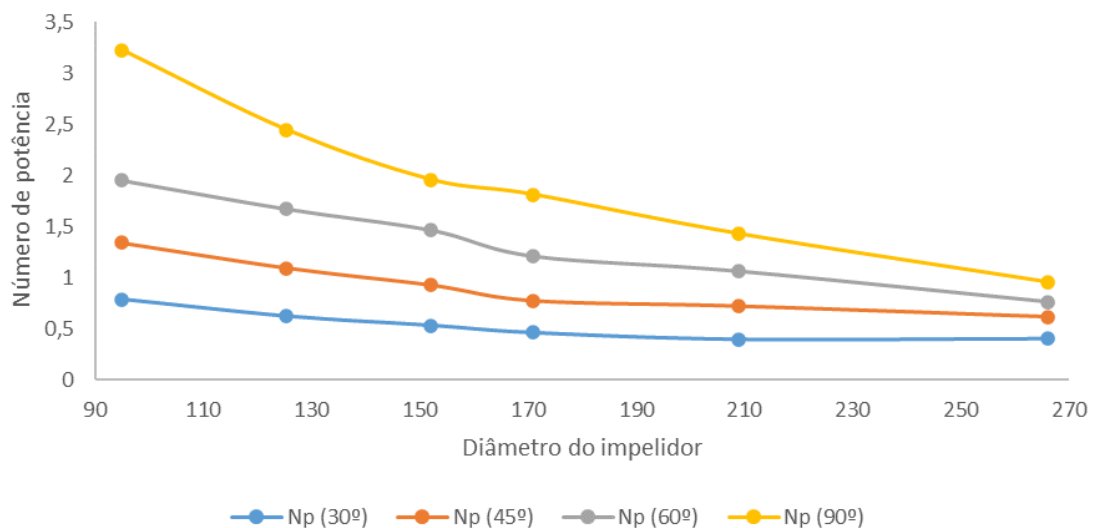
O diâmetro do impelidor foi considerado como sendo um dos principais fatores que afeta o cálculo do Número de Potência e respectivo consumo de Potência para os tipos de impelidores estudados neste trabalho.

Figura 24 Influência do diâmetro do impelidor no número de potência, considerando a largura da pá 13,30 mm.



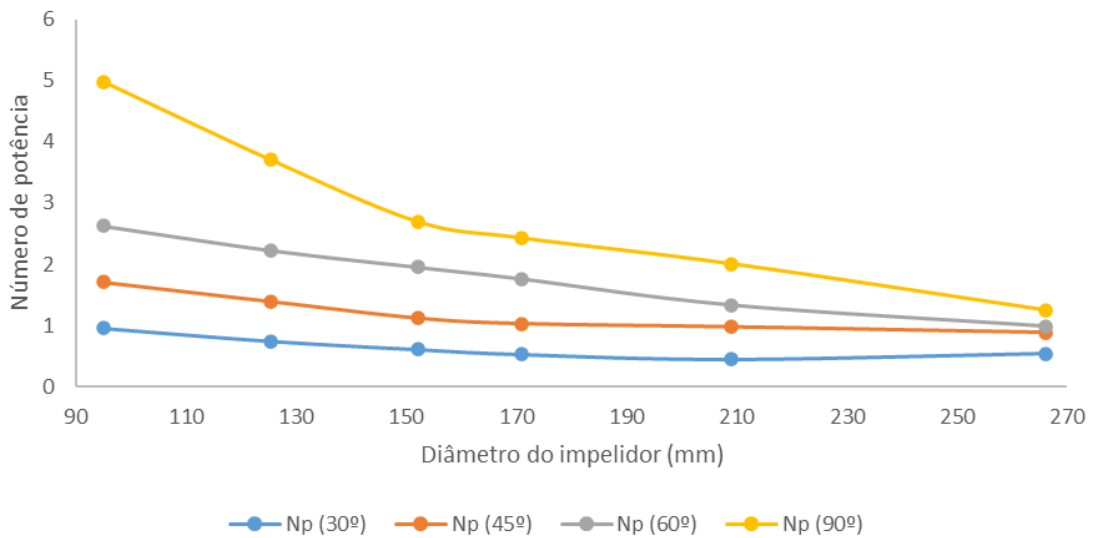
Fonte: Própria.

Figura 25 Influência do diâmetro do impelidor no número de potência, considerando a largura da pá 19,00 mm.



Fonte: Própria.

Figura 26 Influência do diâmetro do impelidor no número de potência, considerando a largura da pá 28,50 mm.



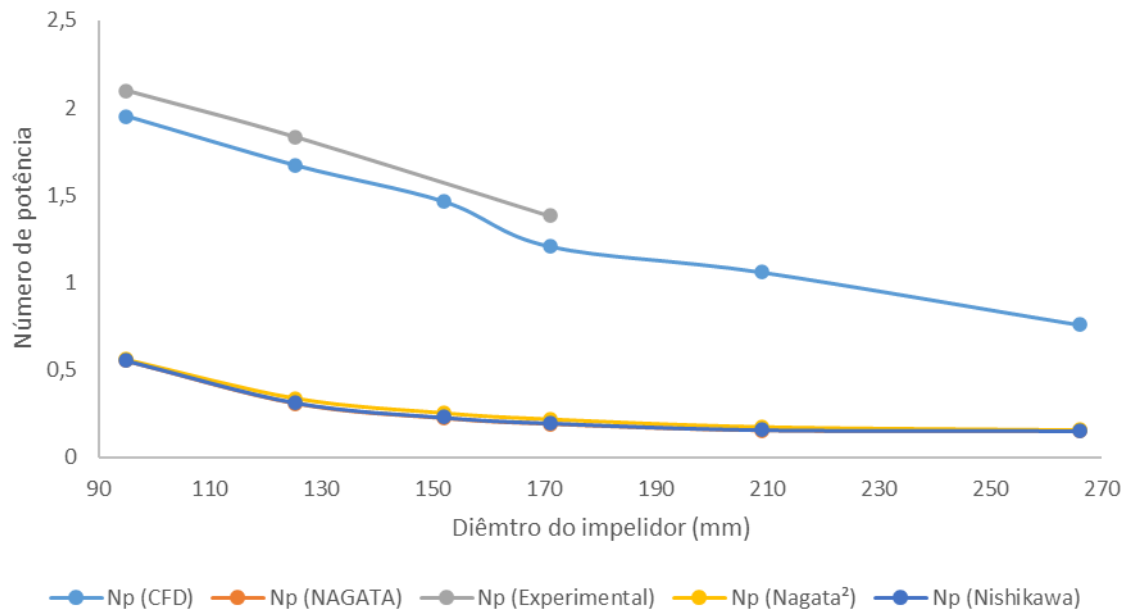
Fonte: Própria.

As figuras 24, 25 e 26 mostram o comportamento do Número de Potência com o aumento no diâmetro do impelidor no regime turbulento (Número de Reynolds de $8,26 \times 10^4$ a $6,47 \times 10^5$). Conforme o diâmetro do impelidor aumenta, o Número de Potência diminui, ou seja, quando a relação diâmetro do impelidor sobre do diâmetro do tanque (D/T) se aproxima de 1,0, o Número de Potência é menor devido a pouca presença de fluido entre a parede do tanque e a pá do impelidor, exigindo um esforço menor no sistema para empurrar o líquido.

Para o comparativo utilizou-se a correlação de Nagata, equação 10, para impelidores pás retas inclinadas em tanques com chicanas e calculou-se os números de potência considerando a largura de pá 19,00 mm e ângulo de 60° . Outras correlações, Nagata, equação 11, e Nishikawa, equação 12, também foram utilizadas visto que estas duas correlações levam em consideração a largura e o número de chicanas, utilizando as mesmas condições para os cálculos.

Os dados presentes na Figura 27 mostram que os dados obtidos por CFD se aproximaram dos dados experimentais, sendo a diferença encontrada podendo ser associada ao refinamento das malhas utilizadas, aos modelos utilizados e as geometrias utilizadas. As correlações de utilizadas não apresentaram boa aproximação. No entanto, essa diferença entre as correlações e os dados experimentais foi verificado por SOPHIA (2010) que afirma que essas correlações não levam em considerações alguns fatores geométricos, tanto do tanque quanto do impelidor, que leva a modificação dos padrões de fluxo no escoamento do interior do tanque.

Figura 27 Comparativo entre os números de potência obtidos pelas correlações de Nagata e Nishikawa, por CFD e experimentalmente ($w = 19 \text{ mm}$ e 60°).

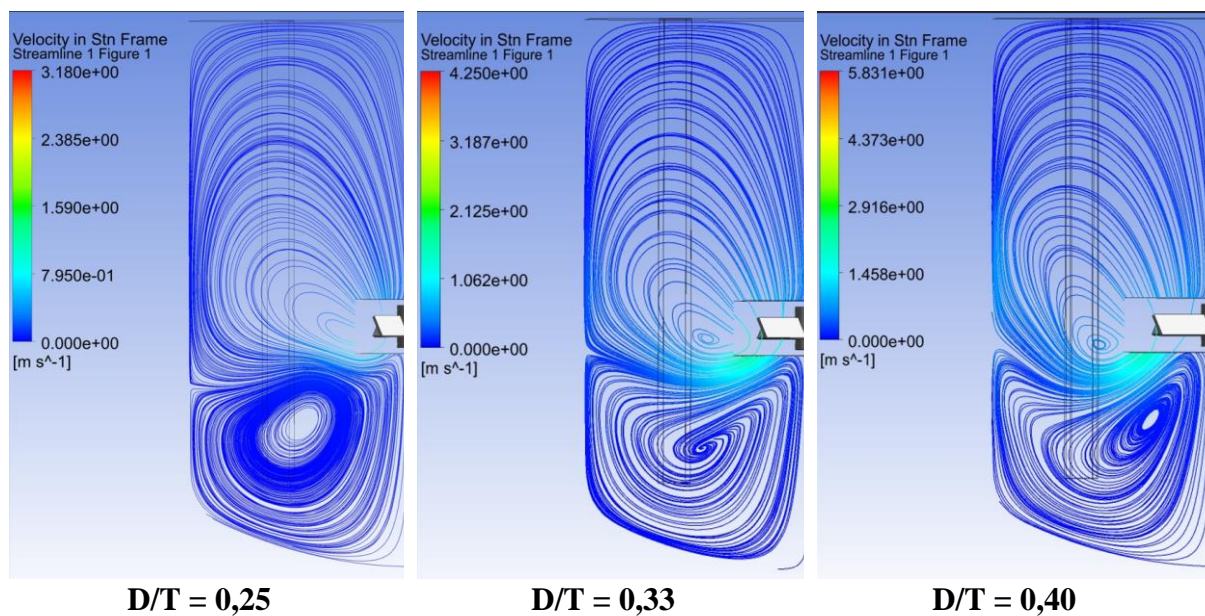


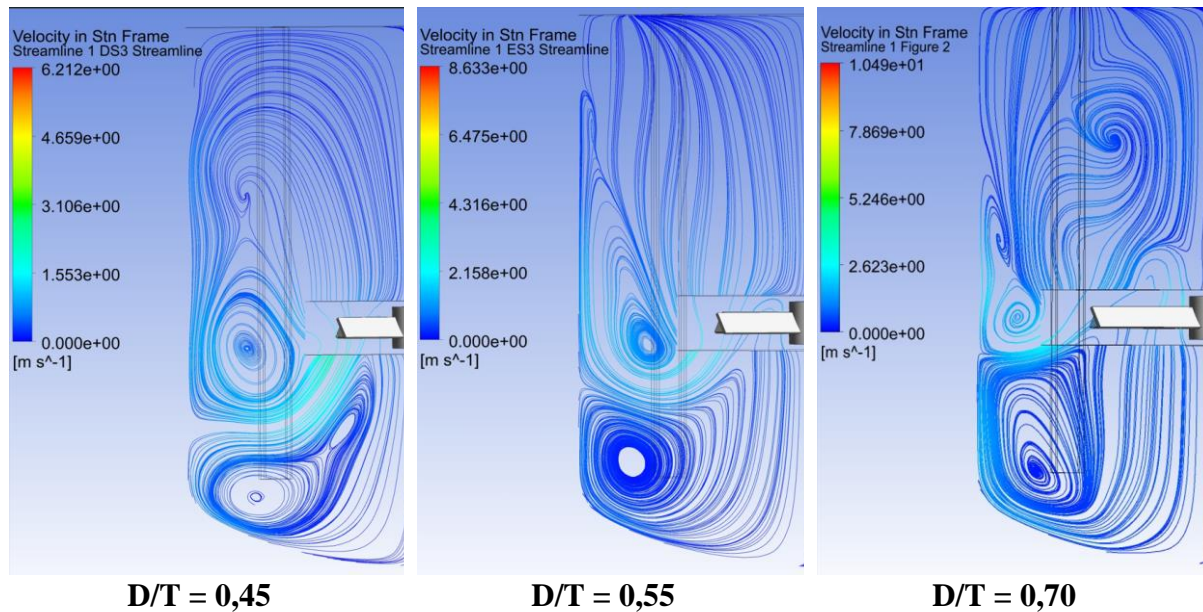
Fonte: Própria.

² Correlação considerando largura e número de chicanas.

Além da análise dos números de potência, também foram avaliados os padrões de fluxo no interior do tanque nas mesmas condições de cálculo das correlações empíricas.

Figura 28 Perfis de velocidade de impelidores com diâmetros diferentes ($w = 19 \text{ mm}$ e 60°)





Fonte: Própria.

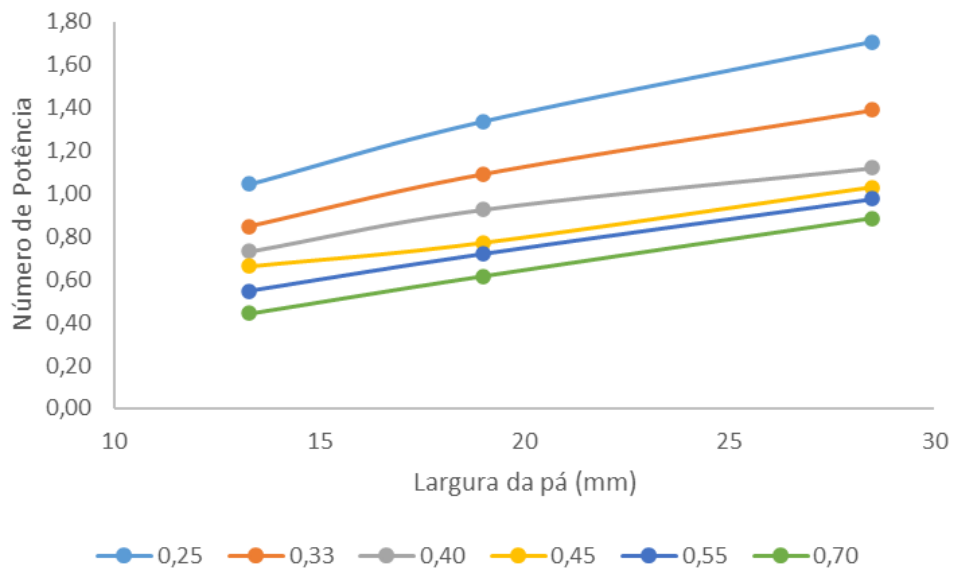
Os perfis de velocidade, figura 28, mostram a mudança no posicionamento dos turbilhonamentos inferiores e a desorganização do perfil superior. Devido a característica axial do impelidor de 60° o bombeamento é favorecido com o aumento do diâmetro, justificando por isso o afastamento dos turbilhões do eixo central. O ângulo de 60° também dá uma característica radial consistente a esses impelidores, entretanto, com o aumento do bombeamento inferior aliado a quebra do fluxo tangencial pelas chicanas, esse fluxo tende a ser deslocado para parte superior do tanque.

4.4 INFLUÊNCIA DA LARGURA

A influência da largura das pás do impelidor foi avaliada em duas condições, onde, na primeira condição é fixada o ângulo do impelidor e é avaliado o número de potência de acordo com o aumento da taxa de D/T. Na segunda condição é fixado o diâmetro do impelidor, portanto, é avaliado a influência conforme o aumento do ângulo das pás.

A figura 29 mostra os resultados do Número de Potência em função da taxa de largura da pá sobre o diâmetro do impelidor para o impelidor de Pás Retas e Pás Inclínadas (45°) a rotação de 500 RPM. À medida que a largura da pá aumenta, o Número de Potência aumenta. Isto acontece devido a um aumento na quantidade de líquido que entra em contato com a pá, conseqüentemente, um esforço maior no eixo deve ser realizado para mover a massa do fluido.

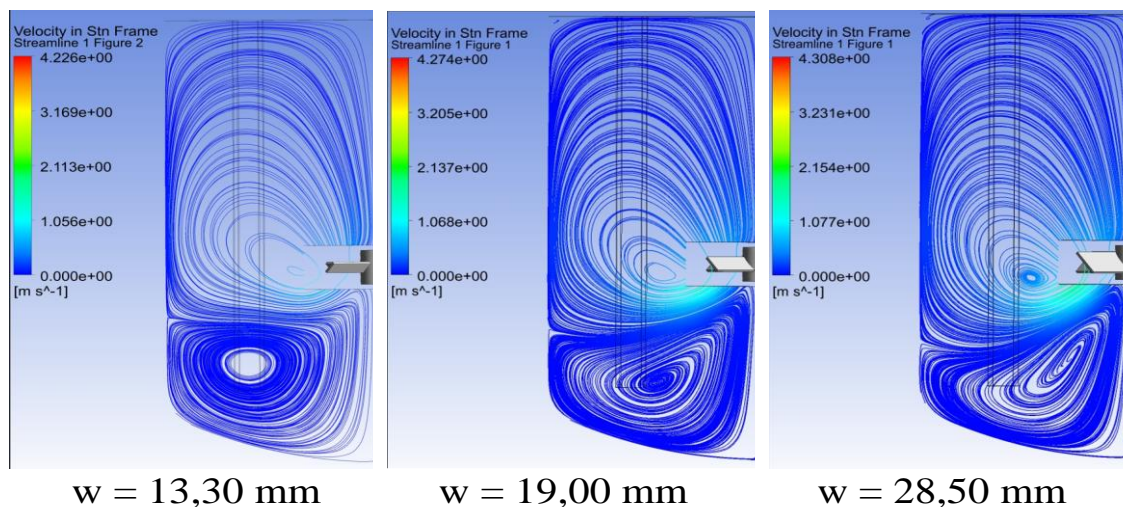
Figura 29 Número de potência em função da largura da pá de um impelidor de 45° com diferentes diâmetros (D/T).



Fonte: Própria.

Observa-se também que conforme a taxa de D/T aumenta, o número de potência diminui, isto pode ser justificado levando em consideração o cálculo do número de Reynolds, visto, para a mesma velocidade de rotação, o número de Reynolds aumenta conforme o aumento do diâmetro do impelidor. Conforme visto na figura 14, estes dois números adimensionais são inversamente proporcionais, logo, quanto maior o diâmetro, maior será o número Reynolds e menor será o número de potência.

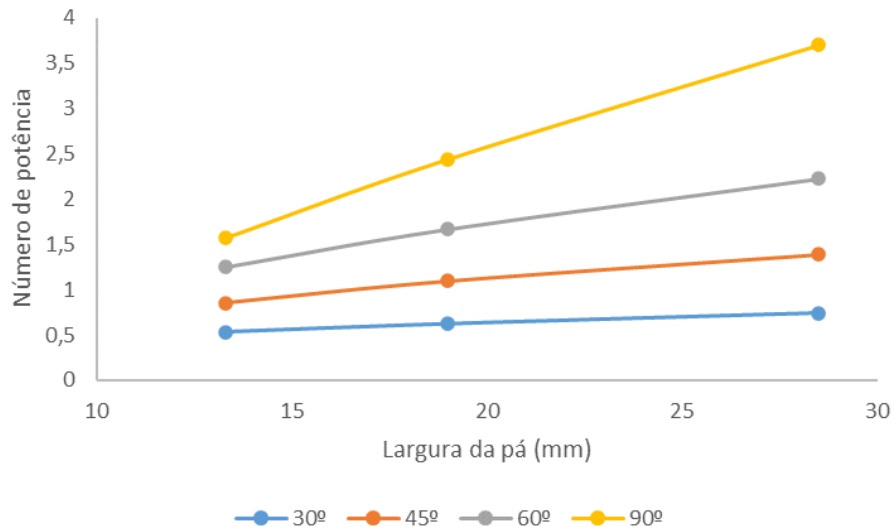
Figura 30 Perfis de velocidade de impelidores com diferentes larguras (D/T = 0,33 e 45°).



Fonte: Própria.

A figura 30 mostra que o aumento da largura da pá dos impelidores reforça os fluxos radiais e axiais dos impelidores de pás retas inclinadas, visto que, pás mais largas impulsionam uma maior quantidade de líquido.

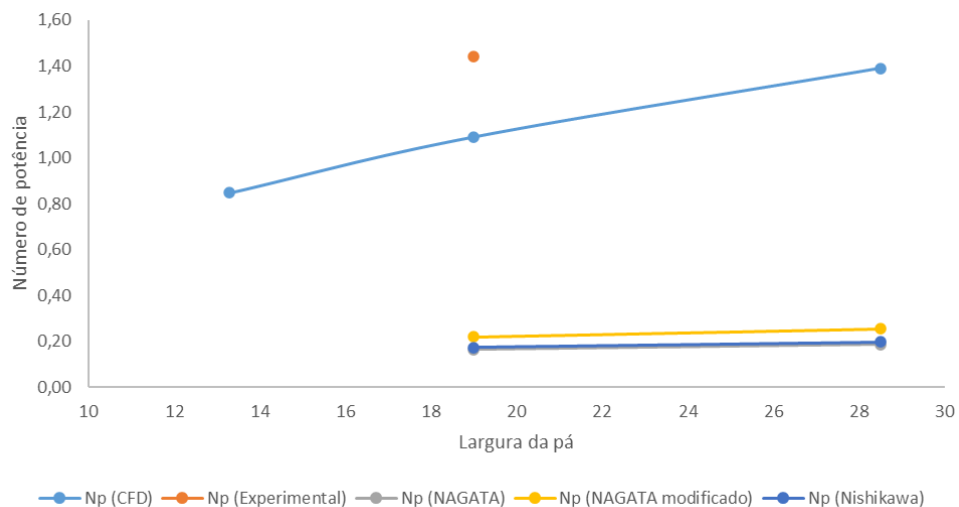
Figura 31 Número de potência em função da largura da pá de um impelidor de 45° com diferentes ângulos.



Fonte: Própria.

Na segunda condição, Figura 31. em que é fixado o diâmetro do impelidor e variado os ângulos, os números de potência apresentaram o mesmo comportamento observado na Figura 28, onde o aumento da largura da pá leva a um aumento no número de potência. Mas também, pode-se observar que conforme o ângulo aumenta, o número de potência também aumenta.

Figura 32 Comparativos dos dados obtidos com CFD, experimentalmente e Correlações empíricas.



Fonte: Própria.

Conforme feito no tópico 4.2, um comparativo entre os dados obtidos com CFD, experimentalmente e as correlações empíricas foi realizado, Figura 32. Como observado anteriormente, as correlações apresentaram resultados muito inferiores aos dados experimentais e obtidos por CFD.

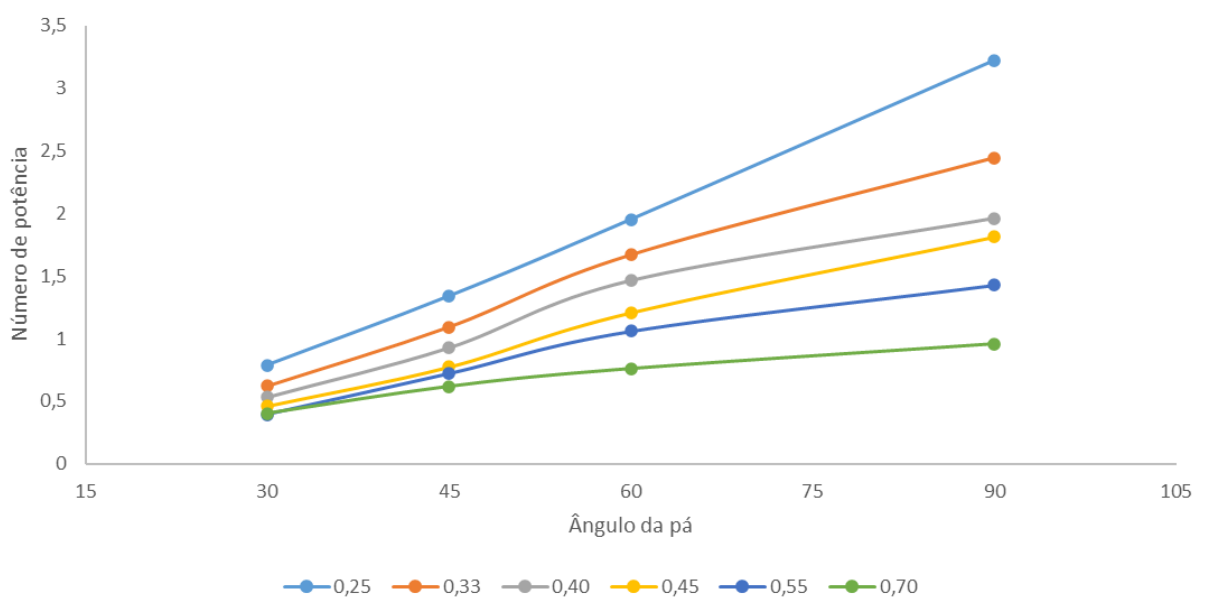
4.5 INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DAS PÁS

O ângulo das pás é um dos principais fatores que definem o padrão de escoamento dentro de um tanque, visto que, impelidores de pás retas a 90° são categorizados como sendo impelidores axiais e impelidores com ângulos menores são denominados de impelidores do tipo radial.

Considerando as características de cada impelidor, analisou-se a influência sob duas condições separadamente. Na primeira condição se fixou a largura da pá e foi analisado a influência do ângulo em impelidores com diferentes diâmetros. Na segunda condição se fixou o diâmetro e analisou-se a influência do ângulo em impelidores com diferentes larguras de pá.

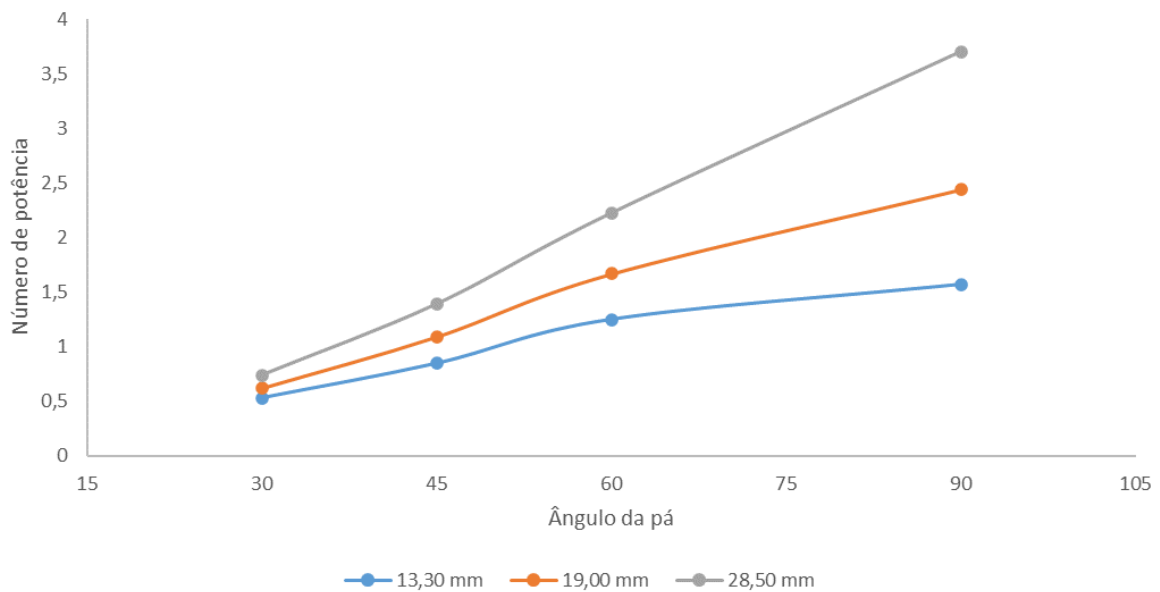
A figura 33 mostra que o número de potência aumenta conforme o aumento do ângulo, esse comportamento está de acordo com os resultados de Silva (2002), que mostram que ângulos menores tem menor área transversal e, por isso, “cortam” melhor a massa de fluido do que impelidores com 90° , isso justifica o aumento do consumo de potência conforme o aumento do ângulo.

Figura 33 Número de potência em função do ângulo da pá em impelidores com diferentes diâmetros ($w = 19,00 \text{ mm}$).



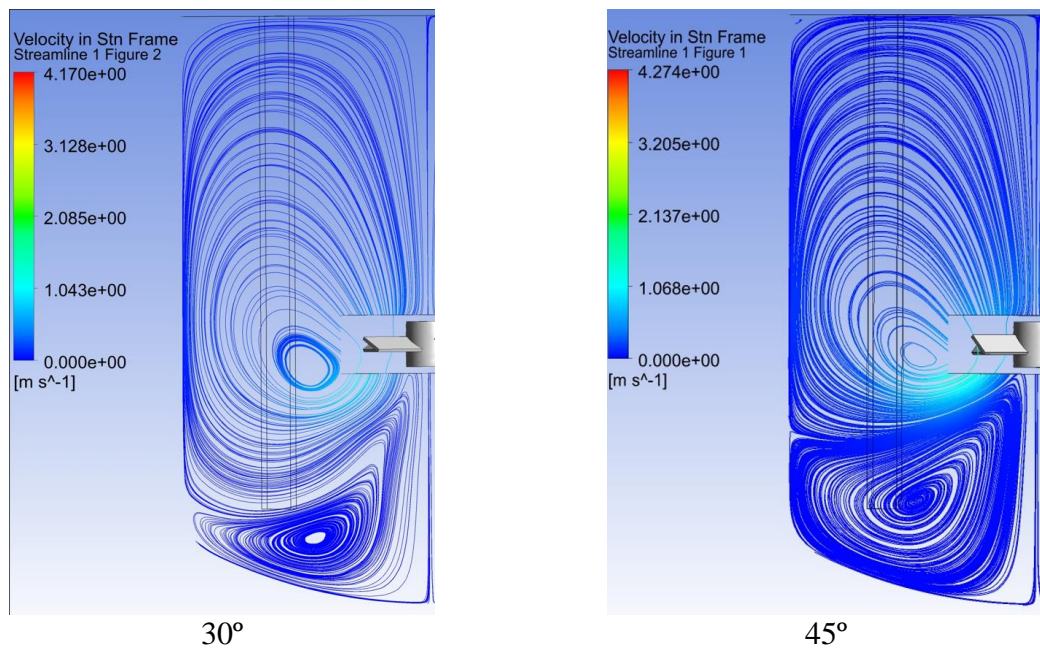
Fonte: Própria.

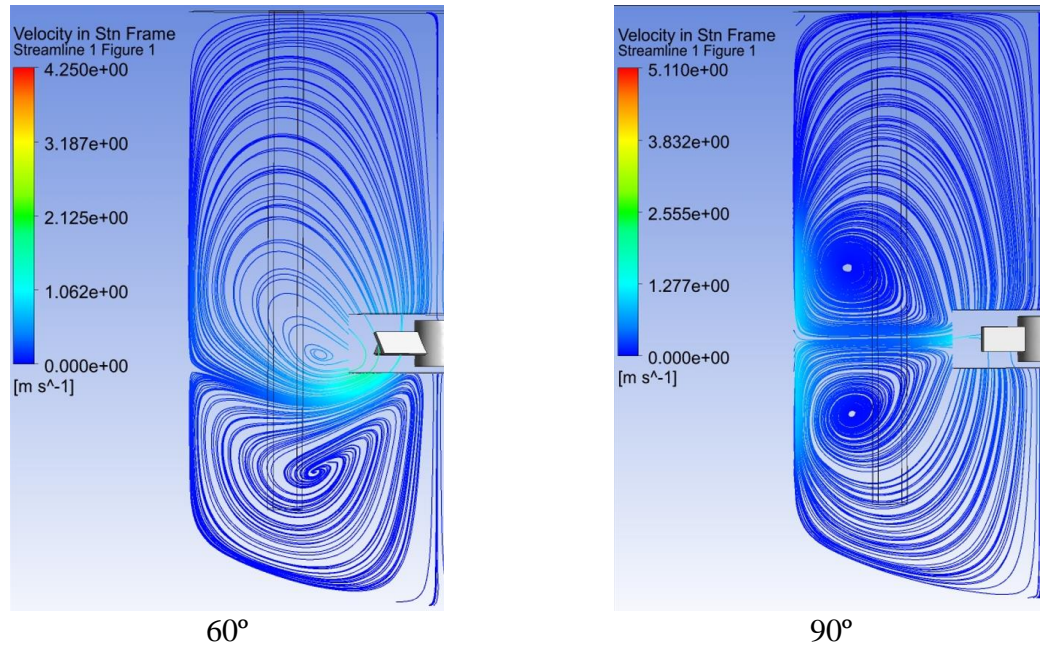
Figura 34 Número de potência em função do ângulo da pá em impelidores com diferentes larguras de pá ($D/T = 0,33$).



Os dados apresentados na figura 34 mostram o mesmo comportamento observado na figura 33. Entretanto, observa-se que a diferença entre os impelidores de com pás a 90° é superior as diferenças encontradas em impelidores com a pás 30° , essa diferença ocorre devido a diferença como as pás dos impelidores “cortam” a massa de fluido.

Figura 35 Perfis de velocidade de impelidores com diferentes ângulos ($D/T = 0,33$ e $w = 19,00$ mm).





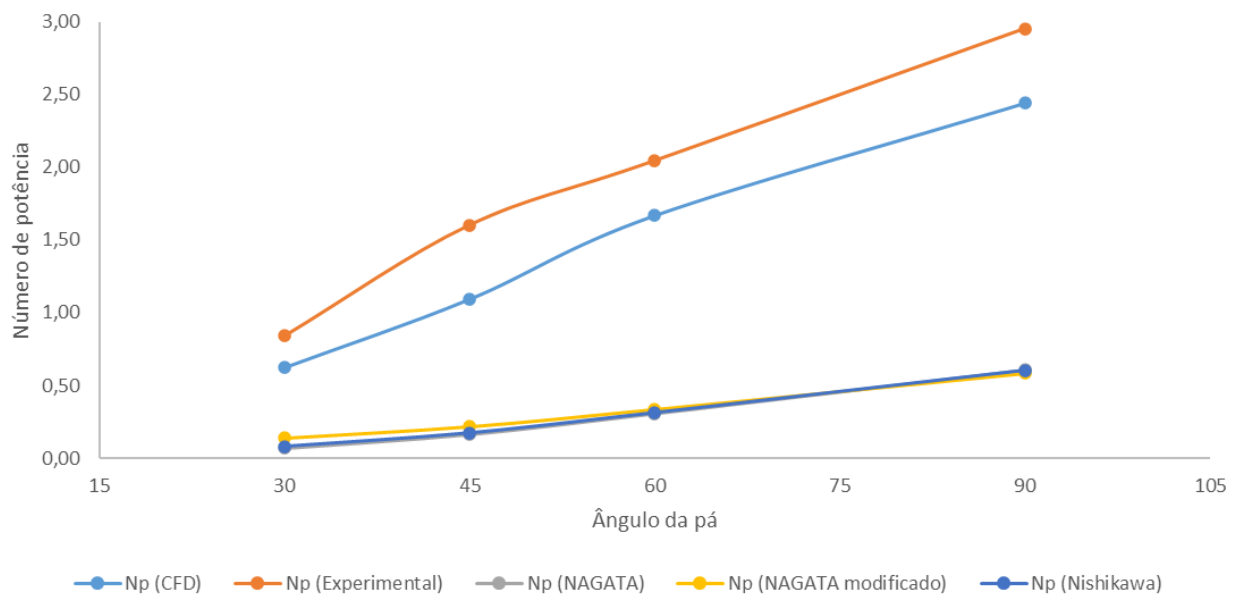
Fonte: Própria.

Os perfis apresentados na figura 35 vão de encontro ao que é apresentado na literatura, entretanto, também é possível verificar que há perfis intermediários que apresentam tanto características axiais quanto radiais, sendo essas características definidas principalmente pelo ângulo da pá do impelidor utilizado.

Os resultados presentes na figura 36 mostram o distanciamento dos dados obtidos por CFD dos dados experimentais, essa discrepância pode estar associada principalmente a questões de refinamento do modelo criado. Entretanto, pode-se observar que as tendências são semelhantes nos dois conjuntos de dados.

O mesmo não pode ser observado nos resultados obtidos pelas correlações empíricas de Nagata e Nishikawa, visto que, embora apresentem crescimento, este é atenuado em relação aos dados obtidos por CFD e experimentalmente.

Figura 36 Comparativo do número de potência obtido por CFD, experimentalmente e correlações empíricas ($D/T = 0,33$ e $w = 19,00$).



Fonte: Própria.

5 CONCLUSÃO

A operação unitária de agitação e mistura é, por vezes, considerada mais simples do que outras operações. Entretanto, como visto neste trabalho, existem muitas variáveis a serem consideradas e as correlações disponíveis hoje em dia se limitam a determinadas condições. As técnicas de fluidodinâmica computacional empregadas e o modelo desenvolvido apresentaram bons resultados, tendo resultados próximos aos dados experimentais disponíveis e comportamentos de acordo com a literatura, sendo, portanto, uma alternativa a construção de protótipos que, por vezes, demoram para serem construídos e despendem muito custo para manutenção e operação, sendo limitados as condições ali apresentadas.

Os estudos das curvas de número de potência onde variou-se o diâmetro do impelidor em relação ao diâmetro do tanque demonstraram-se satisfatórios, visto que, os comportamentos apresentados estavam de acordo com a literatura e os perfis de velocidade auxiliaram no entendimento dos padrões de escoamento dentro do tanque em estudo. Entretanto, os resultados apresentados demonstraram que os perfis foram pouco afetados quando utilizado impelidores de baixo diâmetro, sendo os impelidores de maiores proporções mais impactantes nos perfis de escoamento.

As curvas de número de potência onde a largura da pá dos impelidores foi avaliada, demonstrou tendências satisfatórias e de acordo com a literatura. A largura da pá é um dos principais a ser avaliados por projetistas de tanques de agitação, visto que, conforme observado, pás muito largas levam a um consumo elevado de potência, entretanto, pode ser uma alternativa para impelidores de que necessitam ter diâmetros pequenos, pois pás mais largas reforçam fluxos radiais e axiais, como pode ser observado nos perfis de fluxo de escoamento.

A avaliação dos ângulos também se demonstrou satisfatória, visto que, houve concordância com a literatura, sendo o consumo de potência maior em impelidores de pás com ângulo igual ou próximo a 90° devido a maior área de contato transversal, e sendo menor em ângulos iguais ou próximos a 30° devido a passagem pela massa de fluido ser mais atenuada.

Os dados de consumo de potência e perfis de velocidade mostram que as variáveis diâmetro do impelidor e largura da pá influenciaram principalmente o consumo de potência. O ângulo da pá influenciou os perfis de velocidade, sendo os escoamentos mais uniformes com impelidores com diâmetro menor e mais turbulento com impelidores com diâmetros próximos ao diâmetro do tanque.

6 PERSPECTIVAS

Utilizar outros elementos na geração de malhas e verificar a influência do tamanho do elemento nos resultados de Torque, tempo de cálculo e número de elementos na malha final.

Utilizar geometrias de tanques sem chicanas observando a formação de vórtices e tanques com 3 chicanas verificando se há mais fluxo devido a menos barreiras.

Avaliar a influência de se utilizar um impelidor com eixo descentralizado, utilizando tanques com e sem chicanas.

Utilizar outros tipos de impelidores.

Avaliar a influência da altura do impelidor e a utilização de mais de um impelidor quando $Z/T > 1$.

Utilizar fluidos não newtonianos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSYS. Lecture 7: Mesh Quality & Advanced Topics. **Introduction to ANSYS meshing**. 2015. Disponível em: < <https://pt.scribd.com>>. Acesso em: 06 dezembro 2019.
- AUGUSTO, L. L. X., **APLICAÇÃO DA FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD) NO ESTUDO DO ESCOAMENTO DE AR E DEPOSIÇÃO DE PARTÍCULAS EM VIAS AÉREAS PULMONARES**. 2014. Dissertação (Mestrado) – Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2014.
- AUGUSTO, L. L.; **APLICAÇÃO DA FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD) NO ESTUDO DO ESCOAMENTO DE AR E DISPOSIÇÃO DE PARTÍCULAS EM VIAS AÉRIAS PULMONARES**. 2014. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2014.
- BARBOSA, E. J. **Dimensionamento do eixo do impelidor em sistemas de agitação e mistura para processos industriais**. 2004. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.
- BATES, R. L.; FONDY, P. L.; FENIC, J. G. **Impeller Characteristics and Power**. cap. 3, Dayton, 1966.
- BRUCATO, A.; CIOFALO, M.; GRISAFI, F. e MICALE, G. **Numerical prediction of flow fields in baffled stirred vessels: a comparison of alternative modelling approaches**. Chemical Engineering Science, v. 53, n. 21, p. 3653–3684, 1998.
- CAHONI, M. A. **Análise da influência da geometria e das condições de operação de um reator piloto agitado aplicado à processos de esterificação e polimerização com o uso de CFD**. 2018. Dissertação (Mestrado) – Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo – IPT, São Paulo, 2018.
- CASTRO, H. C. A., **Estudo do tempo de mistura em tanques de diesel com o uso da fluidodinâmica computacional**. 2011. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.
- CEKINSKI, E. *et al.* **Apostila do curso de agitação e mistura na indústria**. Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT, São Paulo, 2001.
- CHAPPLE, D. *et al.* **THE EFFECT OF IMPELLER AND TANK GEOMETRY ON POWER NUMBER FOR A PITCHED BLADE TURBINE**. Trans IChemE, Edmonton, v. 80, p. 364 - 372, 2002.
- DESOUZA, A.; PIKE, R. W. **Fluid Dynamics and Flow Patterns on Stirred Tanks with a Turbine Impeller**. Can J. Chem. Eng., v. 50, p. 15 – 23, 1972.
- DICKEY, D. S. **In Handbook of Chemical Engineering Calculations**. McGraw-Hill, New York, 1984.
- FOUST, A.S.; WENZEL, L. A.; CLUMP, C.W.; MAUS, L.; ANDERSEN, L.B. **Princípio das Operações Unitárias**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois, 1982.
- HARVEY, P. S.; GREAVES, M. Turbulent Flow in na Agitated Vessel Part I – Predictive Model. **Trans. IChemE.**, v. 60, p. 195 – 200, 1982.

- JUNIOR, C. F. J. *et al.* **AGITAÇÃO E MISTURA NA INDÚSTRIA**. Rio de Janeiro: LTC, 2015.
- MCCABE, W., HARRIOTT, P. SMITH, J. **Operaciones unitarias en ingeniería química**. Madrid: McGraw-Hill, 1998.
- NAGATA, S. **Mixing: Principles and Applications**, Kodansha Scientific Books, 1975
- OLDSHUE, J. Y.; SPRAGUE, J. Theory of Mixing: A comprehensive discussion of mixing concepts as applied to the manufacture of protective coatings. **PAINT AND VARNISH PRODUCTION**, Rochester, p. 19 – 28, 1974.
- RAZUK, P. C. **UM ESTUDO SOBRE AS OPERAÇÕES UNITÁRIAS DE AGITAÇÃO, TROCA DE CALOR EM TANQUES E MISTURA DE PÓS**. 1992. Tese (Professor Adjunto) – Faculdade de Engenharia e Tecnologia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 1992.
- SILVA, J. L. G. **ANÁLISE CRÍTICA DAS CORRELAÇÕES E PARÂMETROS FUNDAMENTAIS EM SISTEMAS DE AGITAÇÃO**. 2002. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2002.
- SILVA, A. B., **UTILIZAÇÃO DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD) NA SIMULAÇÃO DE VAZAMENTOS EM DUTOS**. 2016. Tese (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.
- SILVA, J. L. G. **DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO NÚMERO DE POTÊNCIA DE IMPELIDORES DE PÁS RETAS**. 2019. Tese (doutorado) - Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2019.
- SILVA, J. L. G. **Apostila de Agitação de Fluidos**. Departamento de Tecnologia – DTEC, Universidade Estadual de Feira de Santana, Feira de Santana, 200?.
- SOUZA, E. **CONSUMO DE POTÊNCIA PARA IMPELIDORES RÁPIDOS APLICADOS EM PROCESSOS DE AGITAÇÃO E MISTURA**. 2006. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.
- SOUZA, E.; RAZUK, P. C.; **Operações Unitárias no Tratamento do Xarope de Açúcar**. São Paulo: Edipro, 1996.
- SPOGIS, N. **Metodologia para a Determinação de Curvas de Potência e Fluxos Característicos para Impelidores Axiais, Radiais e Tangenciais Utilizando a Fluidodinâmica Computacional**. 2002. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2002.
- SOPHIA, L. V. G., **ANÁLISE COMPARATIVA DAS ALTERNATIVAS PARA SIMULAÇÃO CFD DE TANQUE DE MISTURA OPERANDO EM REGIME TURBULENTO**. 2010. Tese (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2010;
- PRADA, R. J., **OBTENÇÃO DE CORRELAÇÕES DE NUSSELT EM REATORES DE TANQUE AGITADO ATRAVÉS DA FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)**. 2015. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2015.
- TAGHAVI, M. *et al.*; Experimental and CFD investigation of power consumption in a dual Rushton turbine stirred tank. **IChemE**, v. 89, p. 280- 290, 2011.
- VERGEL, J. L. G., **Estudo da influência da Malha Computacional, Modelos de Turbulência e Aspectos Numéricos da Modelagem CFD em impelidores PBT usando**

Malhas Não-estruturadas. 2013. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

WILCOX, D. C. **Multiscale model for turbulent flows.** AIAA journal, v. 26, n. 11, p. 1311–1320, 1988.