

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

Área de concentração:

DESENVOLVIMENTO DE PROCESSOS QUÍMICOS

**“METODOLOGIA PARA DETERMINAÇÃO DE CURVAS DE POTÊNCIA E
FLUXOS CARACTERÍSTICOS PARA IMPELIDORES AXIAIS, RADIAIS E
TANGENCIAIS UTILIZANDO A FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL”**

Autor: Nicolas Spogis

Orientador: Prof. Dr. José Roberto Nunhez

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Química como parte dos
requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Campinas - São Paulo

Maio de 2002

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Sp	<p>Spogis, Nicolas</p> <p>Metodologia para determinação de curvas de potência e fluxos característicos para impelidores axiais, radiais e tangenciais utilizando a fluidodinâmica computacional / Nicolas Spogis – Campinas, SP: [s.n.], 2002</p> <p>Orientador: José Roberto Nunhez</p> <p>Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.</p> <p>1. Mistura (Química) – Dinâmica dos fluídos. 2. Modelos matemáticos. 3. Reatores químicos. 4. Mecânica dos fluídos. 5. Navier-Stokes, Equações de. 6. Turbulência. I. Nunhez, José Roberto. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título</p>
----	---

Título em Inglês: Methodology for determination of Power number curves and characteristics flows for axial, radial and tangential impellers through the use of computational fluid dynamics.

Palavras-chave em Inglês: Stirred vessels, Computational fluid dynamics, Power Number, Characteristics flows, Finite Volume Method; Three Dimensional Models.

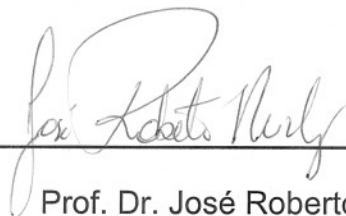
Área de concentração: Desenvolvimento de processos químicos

Titulação: Mestre em Engenharia Química

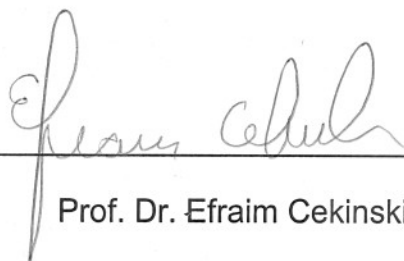
Banca examinadora: Efraim Cekinski, Chang Tien Kiang

Data da defesa: 06/05/2002

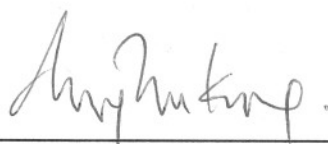
Dissertação de Mestrado defendida pelo Engenheiro Nicolas Spogis e aprovada
em 6 de Maio de 2002 pela banca examinadora constituída pelos doutores:



Prof. Dr. José Roberto Nunhez



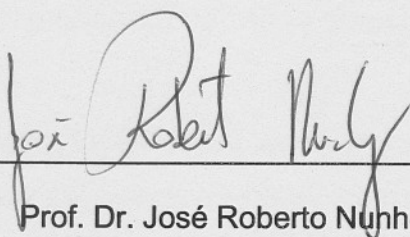
Prof. Dr. Efraim Cekinski



Dr. Chang Tien Kiang

200810776

Este exemplar corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado Engenharia Química defendida pelo Engenheiro Nicolas Spogis.



Prof. Dr. José Roberto Nunhez

Dedico este trabalho à Valéria, por seu amor, carinho e compreensão em todos os momentos da minha vida;

A minha mãe Sigríd pela confiança e motivação nos meus estudos;

As minhas irmãs Tatiana e Natall pela vida que compartilhamos;

À meu avô Herman pela grande inspiração;

A todos os colegas de república pelo grande apoio e experiência de vida que passamos juntos

Dedico este trabalho à Valéria, por seu
amor, carinho e compreensão em todos os
momentos da minha vida;

A minha mãe Sigrid pela confiança e
motivação nos meus estudos;

As minhas irmãs Tatiana e Natali pela vida
que partilhamos;

Ao meu avô Herman pela grande
inspiração;

A todos os colegas de república pelo
grande apoio e experiência de vida que
passamos juntos

AGRADECIMENTOS

Dedicar-se à pesquisa é uma arte enobrecedora e desafiadora. Determinar-se a seguir pelos caminhos tortuosos da vida acadêmica é mais que um projeto de vida, é uma missão onde amigos, parentes e orientadores têm um papel fundamental. Não posso esquecer, no final desta batalha, dos grandes parceiros que tive nesta caminhada, parceiros que sempre desempenharam bem o seu papel de amigos.

À minha namorada Valéria, que sempre me apoiou dando o amor, o carinho e a atenção que precisava. Sei que passaremos por outras grandes aventuras, sempre compartilhando os momentos bons e ruins que venham acontecer.

À minha mãe Sigrid, que sempre esteve ao meu lado, mesmo que algumas vezes distante, aconselhando e dando o máximo de apoio aos meus estudos. À minhas irmãs Tatiana e Natali que antes pediam conselhos e agora sabem como nunca como é difícil seguir os caminhos tortuosos da vida.

À minha família, em especial meu primo Caio, que sempre acreditou, incentivou e apostou na minha trajetória nesta vida acadêmica. Aos meus sogros Pedro e Tereza e à minha cunhada Ticiane, por serem realmente parte da minha família, e pelos cuidados especiais nos momentos difíceis da minha vida.

Ao meu orientador Prof. Dr. José Roberto Nunhez, pela oportunidade de trabalharmos juntos, pela ajuda neste trabalho e pela grande amizade.

A todos amigos de República, Kidão, Paulão, Newtão, Glô, Malhado, Duzão, Bad, Jibil, Jota, Jundiaí, Carlão, Massa, Sander, e a todos colegas de faculdade pela experiência de vida e grande amizade que cultivamos

Aos meus amigos do laboratório de Fluidodinâmica Computacional, Kelerson, Pastor, Simone, Lucas, Jéferson, Antônio, Toninho e Emerson.

A Deus, pela arte de viver, pelo amor e pelo conhecimento.

“Jamais considere seus estudos como
uma obrigação, mas como uma
oportunidade invejável para aprender a
conhecer a influência libertadora da beleza
do reino do espírito, para seu próprio
prazer pessoal e para proveito da
comunidade à qual seu futuro trabalho
pertence.”

Albert Einstein

RESUMO

SPOGIS, Nicolas. Metodologia para Determinação de Curvas de Potência e Fluxos Característicos para Impelidores Axiais, Radiais e Tangenciais Utilizando a Fluidodinâmica Computacional. Campinas, UNICAMP, 2002. Dissertação apresentada para obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Tanques de mistura são muito usados na indústria química, petroquímica, farmacêutica e alimentícia, onde a eficiência das operações de mistura freqüentemente tem um grande impacto no custo de produção e na qualidade do produto. O objetivo deste trabalho é determinar curvas para Número de Potência versus Número de Reynolds, para os impelidores mais comumente utilizados na indústria química, através da fluidodinâmica computacional. Os principais fluxos gerados pelos impelidores estudados serão determinados tanto para escoamentos laminares quanto turbulentos, calculando-se o bombeamento gerado e os padrões de circulação gerados no tanque. Através dos resultados numéricos gerados pelo modelo proposto, serão determinadas correlações empíricas para as curvas para Número de Potência versus Número de Reynolds, a fim de gerar uma ferramenta útil e prática para utilização em projetos de sistemas de agitação e “scale-up”. O presente trabalho tem como objetivo mostrar que um projeto adequado de um sistema de mistura pode minimizar os gastos energéticos do equipamento e seu tempo de processamento, além de melhorar a uniformidade do processo, impedindo, ou minimizando, a formação de zonas mortas. A fluidodinâmica computacional mostrou que tem um grande potencial para melhorar sistemas de agitação, permitindo aos engenheiros simular o desempenho de sistemas alternativos, tentando emparelhar parâmetros de operação, projeto mecânico e manipulação das propriedades fluidas ou, então, otimizar sistemas reacionais já implantados na indústria.

Palavras chave: Tanques de mistura, fluidodinâmica computacional, Número de Potência, fluxos característicos, método dos volumes finitos, modelo tridimensional.

ABSTRACT

SPOGIS, Nicolas. Methodology for Determination of Power Number Curves and Characteristics Flows for Axial, Radial and Tangential Impellers Through the Computational Fluid Dynamics. Campinas, UNICAMP, 2002. Dissertation presented for obtaining of Master's title in Chemical Engineering.

Stirred vessels are widely used in chemical, petrochemical, pharmaceutical and food industries, where the mixing efficiency of the mixture frequently has a great impact in the product production cost and quality. The objective of this work is to build curves of Power Number versus Reynolds Number, for the most commonly used impellers in the chemical industry, through the use of CFD - computational fluid dynamics. The main flow generated by the studied impellers, the pumping number and the flow patterns in the tank will be determined. Through the numeric results generated by the proposed model, it is determined empiric correlations for Power Number versus Reynolds Number curve, in order to generate a useful and practical tool to be used in the design and scale-up of agitation systems. The present work aims to show that an optimized project of a mixture system can minimize the equipment power consumption and its processing time, improving uniformity for the whole process, minimizing the formation of dead zones. The computational fluid dynamics has proved to have a great potential to improve agitation systems, allowing the engineers to simulate alternative systems, trying to match operation parameters, equipment design and the fluids properties and also optimizing reactors that already implanted in the industry.

Words key: Stirred Vessels, computational fluid dynamics, Power Number, characteristics flows, finite volumes method, three dimensional models.

SUMÁRIO

Resumo	xiii
Abstract	xv
Lista de Figuras	xxiii
Lista de Tabelas	xxix
Capítulo 1	1
1 Introdução	1
1.1 Motivação pelo tema.....	1
1.2 O Grande Desafio em Tanques de Mistura	2
1.3 O Potencial da Fluidodinâmica Computacional	2
1.4 Objetivos.....	3
1.5 Descrição deste trabalho	4
1.6 Organização desta dissertação	5
Capítulo 2.....	7
2 Revisão Bibliográfica.....	7
2.1 Introdução.....	7
2.2 Determinação de Curvas de Potência	7
2.3 A CFD Aplicada a Tanques de Mistura.....	9

Capítulo 3	13
3 Projeto de Sistemas de Mistura.....	13
3.1 Introdução.....	13
3.2 A Fluidodinâmica Computacional Aplicada a Tanques de Mistura	13
3.3 Equipamentos Utilizados na Agitação.....	16
3.3.1 Tanque Agitado	16
3.3.2 Impelidores.....	17
3.4 Variáveis de Projeto.....	18
3.4.1 Potência	18
3.4.2 Torque.....	19
3.4.3 Números Adimensionais	19
3.5 Equações Empíricas para Número de Potência	20
3.5.1 Determinação dos Coeficientes nas Equações Empíricas	21
 Capítulo 4	 23
4 Formulação do Modelo Matemático	23
4.1 Introdução.....	23
4.2 Equações Fundamentais	23
4.2.1 Equações de Conservação de Momento	23
4.2.2 Equação da Continuidade	24
4.3 Escoamentos Turbulentos	24
4.4 Escolha do Modelo de Turbulência.....	27
4.5 O Modelo κ - ε e suas características	28
4.6 Propriedades Físicas	30
4.7 Aspectos Geométricos.....	32

4.7.1 Geometria do Tanque Estudado	33
4.7.2 Impelidor Tipo Âncora	36
4.7.3 Impelidor Tipo Ponta de Lança – “Arrowhead Turbine”	37
4.7.4 Turbina de Pás Curvas.....	38
4.7.5 Impelidor Tipo KPC - Kroma	39
4.7.6 Impelidor Lightnin A320.....	41
4.7.7 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 3 Pás a 45°.....	43
4.7.8 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 4 Pás a 45°.....	44
4.7.9 Turbina Rushton – 4 Pás.....	45
4.7.10 Turbina Rushton – 6 Pás.....	46
4.7.11 Turbina Tipo Smith	47
4.7.12 Impelidor de Pás Retas Verticais – 2 Pás	49
4.7.13 Impelidor de Pás Retas Verticais – 4 Pás	50
4.8 Chicanas.....	51
4.9 Considerações Especiais.....	52
4.10 Condições de Contorno	54
 Capítulo 5.....	 57
5 Métodos Numéricos	57
5.1 Introdução.....	57
5.2 Método dos Volumes Finitos.....	58
5.3 Criação da Malha.....	59
5.4 As Ferramentas de Geometria.....	60
5.5 Métodos de Abordagem em Sistemas de Referência Múltipla	61
5.5.1 Método “SFR” – Condições de Contorno Fixas.....	61

5.5.2 Método “SFR” – Condições de Contorno Transientes.....	62
5.5.3 Método “MFR– Stage or Circunferential Averaging”	63
5.5.4 Método “MFR– Frozen Rotor”	64
5.5.5 Método “MFR– True Transient”	65
5.6 Interface Deslizante - Sliding Interface	66
5.6.1 Características da Malha Deslizante	66
5.6.2 Detalhes Numéricos em Malhas Deslizantes	68
5.7 Independência da Malha.....	68
 Capítulo 6	 71
6 Fluxos Característicos	71
6.1 Fluxos Predominantes em Sistemas Agitados.....	71
6.1.1 Fluxo Radial	71
6.1.2 Fluxo Axial.....	73
6.1.3 Fluxo Tangencial.....	75
6.2 Descrição das Simulações para Caracterização dos Fluxos	77
6.2.1 Impelidor Tipo Âncora	78
6.2.2 Impelidor Tipo Ponta de Lança – “Arrowhead Turbine”	81
6.2.3 Turbina de Pás Curvas.....	83
6.2.4 Impelidor Tipo KPC - Kroma	85
6.2.5 Impelidor Lightnin A320.....	87
6.2.6 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 3 Pás a 45º.....	89
6.2.7 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 4 Pás a 45º.....	91
6.2.8 Turbina Rushton – 4 Pás.....	93
6.2.9 Turbina Rushton - 6 Pás	95

6.2.10 Turbina Tipo Smith	97
6.2.11 Impelidor de Pás Retas Verticais – 2 Pás	99
6.2.12 Impelidor de Pás Retas Verticais – 4 Pás	101
6.3 Comparação entre os Impelidores Estudados	103
Capítulo 7	105
7 Curvas de Potência e Fluxo	105
7.1 Introdução	105
7.2 Relação – Número de Potência versus Número de Reynolds	106
7.3 Curvas de Estabilização do Número Potência	108
7.4 Curvas de Estabilização dos Fluxos Superiores, Inferiores e Laterais	109
7.5 Descrição das Simulações para Criação de Curvas de Potência	110
7.6 Impelidores	111
7.6.1 Impelidor Tipo Âncora	112
7.6.2 Impelidor Tipo Ponta de Lança – “Arrowhead Turbine”	115
7.6.3 Turbina de Pás Curvas	118
7.6.4 Impelidor Tipo KPC - Kroma	121
7.6.5 Impelidor Lightnin A320	124
7.6.6 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 3 Pás a 45°	127
7.6.7 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 4 Pás a 45°	130
7.6.8 Turbina Rushton – 4 Pás	133
7.6.9 Turbina Rushton - 6 Pás	136
7.6.10 Turbina Tipo Smith	139
7.6.11 Impelidor de Pás Retas Verticais – 2 Pás	142
7.6.12 Impelidor de Pás Retas Verticais – 4 Pás	145

7.7 Comparação entre os Impelidores Estudados	148
Capítulo 8	157
8 Conclusões e Sugestões.....	157
8.1 Introdução.....	157
8.2 Metodologia Utilizada.....	159
8.3 Sugestões Para Trabalhos Futuros	159
Capítulo 9	161
9 Referências Bibliográficas	161
10 Literatura Adicional.....	165

LISTA DE FIGURAS

Figura 4.1 – Corte da Malha Interna ao Tanque	35
Figura 4.2 – Inserção do Bloco do Impelidor.....	35
Figura 4.3 – Corte de 180° da Malha Externa ao Tanque	35
Figura 4.4 – Malha Aplicada ao Impelidor Tipo Âncora	36
Figura 4.5 - Malha Aplicada ao Impelidor Tipo Ponta de Lança - “Arrowhead”	37
Figura 4.6 - Malha Aplicada à Turbina de Pás Curvas.....	38
Figura 4.7 - Malha Aplicada ao Impelidor Tipo KPC - Kroma.....	39
Figura 4.8 - Malha Aplicada ao Impelidor Lightnin A320.....	41
Figura 4.9 - Malha Aplicada ao Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 3 Pás a 45°	43
Figura 4.10 - Malha Aplicada ao Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 4 Pás a 45°	44
Figura 4.11 - Malha Aplicada à Turbina Tipo Rushton – 4 Pás	45
Figura 4.12 – Malha Aplicada à Turbina Tipo Rushton – 6 Pás	46
Figura 4.13 - Malha Aplicada à Turbina Tipo Smith	47
Figura 4.14 - Malha Aplicada ao Impelidor de Pás Retas – 2 Pás a 90°	49
Figura 4.15 - Malha Aplicada ao Impelidor de Pás Retas – 4 Pás a 90°	50
Figura 4.16 – Disposição das Chicanas – Corte de 180° do Tanque	51
Figura 4.17 – Posição do Impelidor no Tanque.....	52
Figura 4.18 – Superfícies para Cálculo dos Fluxos	53
Figura 6.1 - Impelidor de Fluxo Radial.....	71
Figura 6.2 – Exemplo de Fluxo Radial	72
Figura 6.3 – Exemplo de Vórtices Formados por Impelidor de Fluxo Radial.....	72
Figura 6.4 – Impelidor de Fluxo Axial	73
Figura 6.5 – Exemplo de Fluxo Axial	74
Figura 6.6 – Exemplo de Vórtices Formados por Impelidor de Fluxo Axial.....	74
Figura 6.7 – Impelidor de Fluxo Tangencial.....	75
Figura 6.8 – Exemplo de Fluxo Tangencial.....	76
Figura 6.9 – Exemplo de Vórtices Formados por Impelidor de Fluxo Tangencial	76
Figura 6.10 – Corte à 45°	77
Figura 6.11 – Vetores Velocidade – Regime Laminar (Corte Transversal) – $Re=1$	78
Figura 6.12 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento (Corte Transversal) – $Re=10^6$	78
Figura 6.13 – Vetores Velocidade – Regime Laminar (Corte Axial) – $Re=1$	79

Figura 6.14 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento (Corte Axial) – $Re=10^6$	79
Figura 6.15 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	80
Figura 6.16 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	80
Figura 6.17 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	80
Figura 6.18 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	80
Figura 6.19 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	81
Figura 6.20 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	81
Figura 6.21 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	82
Figura 6.22 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	82
Figura 6.23 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	82
Figura 6.24 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	82
Figura 6.25 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	83
Figura 6.26 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	83
Figura 6.27 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	84
Figura 6.28 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	84
Figura 6.29 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	84
Figura 6.30 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	84
Figura 6.31 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	85
Figura 6.32 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	85
Figura 6.33 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	86
Figura 6.34 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	86
Figura 6.35 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	86
Figura 6.36 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	86
Figura 6.37 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	87
Figura 6.38 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	87
Figura 6.39 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	88
Figura 6.40 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	88
Figura 6.41 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	88
Figura 6.42 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	88
Figura 6.43 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	89
Figura 6.44 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	89
Figura 6.45 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	90
Figura 6.46 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	90
Figura 6.47 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	90
Figura 6.48 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	90

Figura 6.49 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	91
Figura 6.50 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	91
Figura 6.51 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	92
Figura 6.52 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	92
Figura 6.53 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	92
Figura 6.54 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	92
Figura 6.55 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	93
Figura 6.56 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	93
Figura 6.57 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	94
Figura 6.58 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	94
Figura 6.59 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	94
Figura 6.60 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	94
Figura 6.61 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	95
Figura 6.62 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	95
Figura 6.63 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	96
Figura 6.64 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	96
Figura 6.65 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	96
Figura 6.66 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	96
Figura 6.67 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	97
Figura 6.68 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	97
Figura 6.69 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	98
Figura 6.70 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	98
Figura 6.71 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	98
Figura 6.72 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	98
Figura 6.73 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	99
Figura 6.74 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	99
Figura 6.75 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	100
Figura 6.76 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	100
Figura 6.77 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	100
Figura 6.78 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	100
Figura 6.79 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$	101
Figura 6.80 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$	101
Figura 6.81 – Distribuição de Velocidade Regime Laminar – $Re=1$	102
Figura 6.82 – Distribuição de Velocidade Regime Turbulento – $Re=10^6$	102
Figura 6.83 – Distribuição de Pressão Regime Laminar – $Re=1$	102

Figura 6.84 – Distribuição de Pressão Regime Turbulento – $Re=10^6$	102
Figura 1.1– Curva de Estabilização do Torque	108
Figura 1.2 – Curvas de Estabilização dos Fluxos	109
Figura 1.3 – Número de Potência para o Impelidor Tipo Âncora	112
Figura 1.4 – Curvas de Fluxo para o Impelidor Tipo Âncora	113
Figura 1.5 – Equações Empíricas para Impelidor Tipo Âncora	114
Figura 1.6 – Número de Potência para Impelidor Tipo Ponta de Lança	115
Figura 1.7 – Curvas de Fluxo para Impelidor o Tipo Ponta de Lança	116
Figura 1.8 – Equações Empíricas para Impelidor Tipo Ponta de Lança	117
Figura 1.9 – Número de Potência para Turbina de Pás Curvas	118
Figura 1.10 – Curvas de Fluxo para Turbina de Pás Curvas	119
Figura 1.11 – Equações Empíricas para Turbina de Pás Curvas	120
Figura 1.12 – Número de Potência para o Impelidor Tipo KPC	121
Figura 1.13 – Curvas de Fluxo para o Impelidor Tipo KPC	122
Figura 1.14 – Equações Empíricas para o Impelidor Tipo KPC	123
Figura 1.15 – Número de Potência para Impelidor Tipo A320	124
Figura 1.16 – Curvas de Fluxo para o Impelidor Tipo A320	125
Figura 1.17 – Equações Empíricas para o Impelidor Tipo A320	126
Figura 1.18 – Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinação	127
Figura 1.19 – Curvas de Fluxo para o Impelidor de Pás Retas Inclinação	128
Figura 1.20 – Equações Empíricas para o Impelidor de Pás Retas Inclinação	129
Figura 1.21 – Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinação	130
Figura 1.22 – Curvas de Fluxo para o Impelidor de Pás Retas Inclinação	131
Figura 1.23 – Equações Empíricas para o Impelidor de Pás Retas Inclinação	132
Figura 1.24 – Número de Potência para a Turbina Rushton de 4 Pás	133
Figura 1.25 – Curvas de Fluxo para a Turbina Rushton de 4 Pás	134
Figura 1.26 – Equações Empíricas para a Turbina Rushton de 4 Pás	135
Figura 1.27 – Número de Potência para Turbina Rushton - 6 Pás	136
Figura 1.28 – Curvas de Fluxo para Turbina Rushton - 6 Pás	137
Figura 1.29 – Equações Empíricas para Turbina Rushton - 6 Pás	138
Figura 1.30 – Número de Potência para Turbina Tipo Smith	139
Figura 1.31 – Curvas de Fluxo para Turbina Tipo Smith	140
Figura 1.32 – Equações Empíricas para Turbina Tipo Smith	141
Figura 1.33 – Número de Potência para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais	142
Figura 1.34 – Curvas de Fluxo para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais	143

Figura 1.35 – Equações Empíricas para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais.....	144
Figura 1.36 – Número de Potência para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais.....	145
Figura 1.37 – Curvas de Fluxo para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais	146
Figura 1.38 – Equações Empíricas para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais.....	147
Figura 1.39 – Curvas de Potência	149
Figura 1.40 - Curvas de Número de Potência – Regime Laminar	150
Figura 1.41 - Curvas de Número de Potência – Regime de Transição	151
Figura 1.42 - Curvas de Número de Potência – Regime Turbulento.....	152
Figura 1.43 – Curvas de Bombeamento versus Número de Reynolds.....	155

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Propriedade Físicas Utilizadas na Simulação	31
Tabela 6.1 – Parâmetros para Impelidores de Fluxo Radial ou Axial	77
Tabela 6.2 – Parâmetros para Impelidor de Fluxo Tangencial	77
Tabela 1.1 – Valores de Número de Potência Variando-se a Viscosidade	106
Tabela 1.2 – Valores de Número de Potência Variando-se a Densidade	107
Tabela 1.3 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Âncora	114
Tabela 1.4 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Âncora	114
Tabela 1.5 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Ponta de Lança	117
Tabela 1.6 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Ponta de Lança	117
Tabela 1.7 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Turbina de Pás Curvas	120
Tabela 1.8 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Turbina de Pás Curvas	120
Tabela 1.9 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor Tipo KPC	123
Tabela 1.10 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor Tipo KPC	123
Tabela 1.11 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor Tipo A320	126
Tabela 1.12 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor Tipo A320	126
Tabela 1.13 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas	129
Tabela 1.14 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas	129
Tabela 1.15 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas	132

Tabela 1.16 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclínadas	132
Tabela 1.17 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para a Turbina Rushton de 4 Pás	135
Tabela 1.18 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para a Turbina Rushton de 4 Pás	135
Tabela 1.19 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Turbina Rushton de 6 Pás	138
Tabela 1.20 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Turbina Rushton de 6 Pás	138
Tabela 1.21 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para a Turbina Tipo Smith	141
Tabela 1.22 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para a Turbina Tipo Smith	141
Tabela 1.23 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais.....	144
Tabela 1.24 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais.....	144
Tabela 1.25 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais.....	147
Tabela 1.26 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais.....	147
Tabela 1.27 – Parâmetros da Equação Empírica de Nagata	153
Tabela 1.28 – Parâmetros da Equação Empírica de Nagata	153
Tabela 1.29 – Desempenho Relativo dos Impelidores Estudados	154

NOMENCLATURA

Letras Latinas

A	Constante de uma correlação empírica proposta por Nagata
B	Constante de uma correlação empírica proposta por Nagata
D	Diâmetro do Impelidor, m
f	Constante de uma correlação empírica proposta por Nagata
Fr	Número de Froude
g	Constante gravitacional, m/s^2
k	Constante de proporcionalidade
L	Comprimento característico, m
N	Rotação do eixo árvore, RPS
N _p	Número de Potência
N _{p_c}	Número de Potência crítico – Para Reynolds igual a 10
N _{p_α}	Número de Potência para regime turbulento
P	Pressão, N/m^2
P	Potência, W
p	Constante de uma correlação empírica proposta por Nagata
r	Raio, m
R	Raio do tanque, m
Re	Número de Reynolds
Re _c	Número de Reynolds crítico
RPM	Rotações por minuto

RPS	Rotações por segundo
t	Tempo, s
U	Velocidade característica, m/s
u_r	Componente radial de velocidade, m/s
u_z	Componente axial de velocidade, m/s
u_θ	Componente angular de velocidade, m/s
X	Comprimento máximo entre nós da malha, m

Letras Gregas

C_1	Constante da equação de $\kappa-\varepsilon$
C_2	Constante da equação de $\kappa-\varepsilon$
C_ε	Constante da equação de $\kappa-\varepsilon$
C_κ	Constante da equação de $\kappa-\varepsilon$
C_μ	Constante da equação de $\kappa-\varepsilon$
Δt	Passo de tempo
T	Torque, N.m
α	Constante de uma correlação empírica proposta por Nagata
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta m^2/s^3
κ	Energia cinética turbulenta m^2/s^2
μ	Viscosidade, kg/m.s
μ_o	Viscosidade Newtoniana, kg/m.s
π	Constante: 3,1415926...
ρ	Densidade, kg/m ³

ω Velocidade angular, rad/s

Abreviações

CAD	Desenho assistido por computador
CFD	Fluidodinâmica computacional
DNS	Simulação direta de turbulência
LDA	“Laser Doppler Anemometer”
LES	“Large Eddy Simulation”
MFR	“Multiple Frame of Reference”
RANS	“ <i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i> ”
SFR	“Single Frame of Reference”

Glossário Utilizado na Fluidodinâmica Computacional

Camada Limite: Pequena região muito próxima a um objeto sólido contendo altos gradientes de velocidade.

CFD: Fluidodinâmica computacional. Estudo do comportamento e fluxo de fluidos através da resolução numérica das equações diferenciais que regem um problema.

Condição de Contorno: Conjunto de condições que definem um problema fisicamente ou o conjunto de ponto(s) onde um valor conhecido da solução é aplicado às equações que regem o problema.

Convecção: Processo pelo qual uma propriedade de transporte é transferida de um ponto a outro devido o movimento do fluido.

Convergência: Convergência é atingida quando os resíduos dos balanços de massa, momento e energia encontram-se menores que valores aceitáveis durante o processo de solução numérica.

Difusão: Processo pelo qual uma propriedade de transporte é transferida de um ponto a outro devido à existência de um gradiente desta variável.

Difusão turbulenta: Processo pelo qual uma propriedade de transporte é transferida de um ponto a outro devido à flutuação de pequenos volumes de fluido de uma camada para outra.

Difusividade Turbulenta (Eddy diffusivity): Difusividade turbulenta é uma difusividade adicional produzida devido o efeito de turbulência do fluido.

Divergência: A divergência ocorre quando os resíduos dos balanços de massa, momento e energia encontram-se maiores a cada iteração durante o processo de solução numérica.

Domínio de Solução: Região ou volume onde as equações diferenciais que regem o problema, juntamente com as condições de contorno, são resolvidas.

Número de Reynolds: Número adimensional que relaciona forças viscosas e forças inerciais.

Refino da malha: Aumento da quantidade de pontos utilizados para resolução de um problema em uma determinada região física.

Resolução das equações de Gauss Siedel: Método de resolução de sistemas lineares utilizados na fluidodinâmica computacional.

Turbulência: Turbulência é o movimento desordenado de pequenos volumes de fluido de uma camada a outra.

Viscosidade Turbulenta (Eddy viscosity): Viscosidade turbulenta é uma viscosidade adicional produzida devido o efeito de turbulência do fluido.

Vorticidade: Vorticidade é o movimento circular de um fluido, formando ciclones ou redemoinhos.

CAPÍTULO 1

1 Introdução

1.1 Motivação pelo tema

Tanques de mistura são extensamente usados na indústria química, petroquímica, farmacêutica e alimentícia. A fluidodinâmica computacional (CFD), através de pacotes atualmente disponíveis, como o CFX-4 e o CFX-TASCflow, dá aos Engenheiros a capacidade para executar cálculos precisos dos fluxos gerados.

A eficiência das operações de mistura freqüentemente tem um grande impacto no custo de produção e na qualidade do produto. O projeto de um sistema de mistura deve escolher o impelidor que proporcionará o nível exigido de mistura no menor tempo possível.

A aproximação mais comum é baseada em modelos empíricos e experimentais, introduzindo simplificações nas predições para se determinar o tempo e o nível de mistura. Simulações recentes em computadores são capazes de gerar aproximações que provêm melhorias consideráveis no fluxo de um sistema agitado.

Uma investigação das vantagens e desvantagens destas modelagens mostra que a fluidodinâmica computacional provê uma precisão excelente, bem dentro do alcance dos erros de métodos experimentais.

O tempo de mistura normalmente é o parâmetro mais crítico na determinação da eficiência de um sistema agitado. É muito comum o uso de derivadas do tempo de mistura experimental no projeto de impelidores.

Entretanto, estas correlações têm muitas limitações, levantando à necessidade de realização de experiências em pequena escala, utilizando posteriormente modelos de “*Scale-up*” utilizando correlações geométricas ou

energéticas como torque sobre volume, velocidade de rotação ou potência por unidade de volume.

É importante frisar que a maioria das correlações é baseada em medidas com um único impelidor, enquanto sistemas de múltiplos impelidores são comuns em tanques de produção.

Outro problema é que a localização dos impelidores pode ser diferente no laboratório e amplos sistemas industriais. Por causa destes e outros fatores, são achadas inexatidões significantes em predições de tempo de mistura.

1.2 O Grande Desafio em Tanques de Mistura

“O problema da mistura de duas ou mais substâncias tem se mostrado uma das mais complicadas de todas as operações unitárias na Engenharia Química. Não existe, no momento, nenhuma teoria padrão pela qual se possa julgar o desempenho de um impelidor”.

Coulson & Richardson Vol 2, Ch 18.

1.3 O Potencial da Fluidodinâmica Computacional

A fluidodinâmica computacional tem grande potencial para melhorar sistemas de agitação, permitindo aos Engenheiros simular o desempenho de sistemas alternativos, tentando emparelhar parâmetros de operação, construção e as propriedades fluidas ou, então, otimizar sistemas reacionais já implantados na indústria.

A fluidodinâmica computacional envolve a solução das equações de conservação de massa, momento, transferência de calor e de reações químicas. O cálculo é feito em dezenas, ou centenas de milhares de volumes de controle, determinando o domínio de fluxo computacional. Em cada volume de controle as variáveis são então linearizadas e resolvidas.

O uso de CFD permite aos engenheiros a obtenção de soluções numéricas para problemas com geometrias complexas e condições limites. Uma análise de CFD pode determinar os valores de concentração, velocidade, temperatura e pressão ao longo do domínio de solução.

Uma grande vantagem da CFD é a sua flexibilidade para mudar parâmetros de processo, regimes de fluxo, localização dos impelidores, e número de impelidores. Também provê uma rota rápida e fácil para a determinação do tempo e qualidade de mistura.

1.4 Objetivos

O objetivo deste trabalho é gerar modelos baseados na fluidodinâmica computacional para determinar curvas para Número de Potência versus Número de Reynolds, para os impelidores mais comumente utilizados na indústria química, através da fluidodinâmica computacional.

Os principais fluxos gerados pelos impelidores estudados serão determinados tanto para escoamentos laminares quanto turbulentos, calculando-se o bombeamento gerado e os padrões de circulação gerados no tanque.

Através dos resultados numéricos gerados pelo modelo proposto, serão determinadas correlações empíricas para as curvas para Número de Potência versus Número de Reynolds, a fim de gerar uma ferramenta útil e prática para utilização em projetos de sistemas de agitação e scale-up.

O presente trabalho tem como objetivo mostrar que um projeto adequado de um sistema de mistura pode minimizar os gastos energéticos e o tempo de processamento, além de melhorar a uniformidade do processo impedindo, ou minimizando, a formação de zonas mortas.

1.5 Descrição deste trabalho

Neste trabalho, as simulações dos sistemas de agitação foram obtidas a partir de um modelo desenvolvido a partir da resolução numérica das equações de conservação de massa, momento e turbulência, levando em conta as seguintes hipóteses:

- Fluxo global no tanque constante;
- Cálculo em regime transiente até obtenção de Regime pseudopermanente;
- Uma fase líquida uniforme contínua;
- Fluido Newtoniano;
- Propriedades físicas constantes;
- Rotação do eixo constante;
- Superfície livre do líquido livre de deformações;
- Superfície livre sem ação de tensão superficial;
- Geometria fixa;
- Malha transiente;
- Temperatura constante.

1.6 Organização de esta dissertação

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica: São apresentados os principais estudos referentes a tanques de mistura, exemplificando as melhorias e contribuições que o presente estudo pode proporcionar.

Capítulo 3 – Projeto de Sistemas de Mistura: São apresentados os principais conceitos relativos ao projeto de sistemas de agitação, abrangendo fatores primordiais para o cálculo da potência consumida, torque e relações para scale-up.

Capítulo 4 – Formulação do Modelo Matemático: São apresentadas as equações de transporte e conservação utilizadas, escolha do modelo de turbulência a ser utilizado, propriedades físicas do fluido, geração de malha, escolha dos parâmetros geométricos e condições de contorno necessárias para formulação correta do modelo matemático.

Capítulo 5 – Métodos Numéricos: O método dos volumes finitos é apresentado, dando-se ênfase aos métodos de abordagem de referência múltipla, bem como às características relativas a malhas deslizantes transientes e determinação de independência da malha.

Capítulo 6 – Fluxos Característicos: Os fluxos característicos para cada impelidor são determinados e demonstrados, através de gráficos de vetores, tanto para regime laminar quanto turbulento.

Capítulo 7 – Curvas de Potência e Fluxo: Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos para curvas de potência e fluxo para os impelidores, além de mostrar a independência dos resultados com a variável densidade, viscosidade, rotação e diâmetro do impelidor isoladamente. As correlações determinadas para cada impelidor são avaliadas e exemplificadas caso a caso.

Capítulo 8 – Conclusões de Sugestões: São apresentadas as principais conclusões obtidas com os resultados deste trabalho. Além disso, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Introdução

Como exemplificado no capítulo anterior o estudo de sistemas de mistura apresenta diversas dificuldades e desafios que vem sendo mais bem compreendidos ao passar dos anos por diversos pesquisadores.

O correto entendimento da natureza dos fluxos gerados, da grande complexidade de geometrias apresentada pelos diversos impelidores, das propriedades físicas dos fluídos e do movimento relativo das pás em relação às chicanas, torna este estudo complexo e dificultoso.

Este capítulo tem como objetivo mostrar o avanço tecnológico do projeto de sistemas de mistura através das últimas décadas, mostrando que cada vez mais a fluidodinâmica computacional vem sendo utilizada como ferramenta de trabalho para estes sistemas.

2.2 Determinação de Curvas de Potência

Muitos tipos de impelidores são usados para produzir agitação e misturar uma fase líquida. Para se misturar um fluido é necessário prover energia ao sistema através da rotação de um impelidor. A taxa pela qual a energia é dissipada não depende somente do impelidor utilizado, mas depende também da sua rotação, das características físicas do fluido, da forma do tanque e de sua localização. Conseqüentemente, para caracterizar o comportamento de qualquer impelidor é necessário levar em conta o ambiente no qual ele opera.

White et al [23, 1936], foi um dos primeiros investigadores a mostrar a possibilidade e vantagem de correlacionar o desempenho de impelidores pelo uso da análise dimensional π e através de estudo de modelos. Hixson et al [7, 1937]

fizeram mais adiante outras análises teóricas, e diversos estudos de experimentação utilizando diversos impelidores.

Rushton et al [21, 1950], estudaram o comportamento de diversos impelidores utilizados na indústria química e apresentaram seus resultados em formas de equações empíricas, gráficos e tabelas. Porém, em 1950, poucos eram os impelidores utilizados pela indústria química, não existindo ainda impelidores de alta eficiência como o Lightnin A320, o impelidor KPC e os impelidores tipo Smith, entre outros. Rushton não levou em conta a mudança dos parâmetros geométricos dos impelidores.

Nagata [17, 1975], foi um dos investigadores que tem estudado o consumo de potência em sistemas agitados, porém pode-se notar que os resultados disponíveis apresentam algumas divergências em decorrência das inúmeras variáveis utilizadas e dos dispositivos utilizados para as medidas de potência.

Nagata [17, 1975], utilizou em suas experiências um método simples para determinação de potência e torque. São colocados extensômetros elétricos no eixo árvore do impelidor. Estes extensômetros emitem um sinal elétrico que posteriormente é amplificado e transformado em valores de torque. Tanto este método, quanto à utilização de dinamômetros de torção, apresentam certos desvios e imprecisões. Já o método utilizado nesta dissertação, por ser um método numérico, não apresenta tais erros experimentais.

Foust et al [5, 1982], apresentaram um gráfico de Número de Potência em função do Número de Reynolds com oito curvas para várias condições de agitação. Este estudo porém não utilizou impelidores normalmente utilizados na indústria química.

Nota-se que todos os trabalhos citados acima se fixaram somente em estudar as características de consumo de potência para diversos impelidores, sem estudar o comportamento e valor do fluxo gerado. Esta característica é tida, nos dias de hoje, como um ponto fundamental no projeto de sistemas de mistura.

Esta dissertação apresentará o fluxo gerado por diversos impelidores, bem como a caracterização das linhas de correntes dentro do tanque de mistura e as respectivas curvas de potência.

2.3 A CFD Aplicada a Tanques de Mistura

Aproximações numéricas utilizando a fluidodinâmica computacional são tidas como grandes promessas na área de projeto de sistemas de mistura, porém, o estudo da complexidade da interação das pás do impelidor em constante movimento com as chicanas estacionárias na parede do tanque tornam este processo muito difícil.

Hockey et al [8, 1989] mostram que o perfil do fluxo gerado pelos impelidores varia com o Número de Reynolds e com características não Newtonianas do Fluido. Esta mudança nos perfis indica que impelidores podem apresentar uma performance pouco satisfatória em certa faixa de operação, fato que será estudado nesta dissertação.

Dyster et al [4, 1993] foram um dos primeiros trabalhos a apresentarem medidas do perfil de velocidade utilizando LDA (Laser Doppler Anemometry) para o impelidor tipo Rushton operando em regime laminar. Yianneskis e Whitelaw [24, 1993] mostraram perfis bem completos para este impelidor operando em regime turbulento.

Mishra e Joshi [16, 1993] mostraram que diferentes impelidores de fluxo radial desenvolvem perfis de fluxo consideravelmente diferentes. Esta característica fez com que fossem estudados, nesta dissertação, diferentes impelidores para operações e aplicações diferenciadas.

Kresta e Wood [13, 1993] indicaram que fatores geométricos, em impelidores de pás inclinadas, tem grande influência na circulação e no bombeamento de fluxo no tanque de mistura. Esta característica mostra porque estão sendo projetados diversos impelidores de fluxo axial para diversas aplicações.

Os trabalhos citados anteriormente contribuíram muito para o avanço tecnológico no projeto de sistemas de mistura, porém apresentam certas

limitações. Devido serem investigações experimentais e levarem em conta um grande número de parâmetros, os resultados não apresentam uma boa compreensão sobre o fluxo gerado em tanques de mistura.

A fluidodinâmica computacional surgiu então com Souza e Pike [22, 1972], mostrando, através de análise numérica baseada em observações experimentais, o fluxo em um tanque de mistura com fluxos de descarga representados por aproximações simples.

Harvey e Greaves [6, 1982] apresentaram a primeira descrição detalhada do fluxo em um tanque agitado. Harvey e Greaves [6, 1982] utilizaram o modelo $\kappa-\varepsilon$ de turbulência, porém assumiram que a turbulência no impelidor era insignificante, fato mostrado por Ranade e Joshi [20, 1990] como não verdadeiro.

Todos estes estudos foram realizados utilizando uma representação bidimensional de fluxo em regime permanente. Estudos mais recentes mostram que alguns fluxos não podem ser bem descritos com esta simplificação e que o fluxo gerado em tanques de mistura não pode ser descrito com permanente, já que as pás dos impelidores mudam de posição a cada passo de tempo.

Além disto, a presença de chicanas torna inviável utilizar um único sistema de referência com velocidade igual à rotação dos impelidores. Para minimizar este problema, muitas aproximações são apresentadas na literatura para tentar simplificar este problema.

Hutchings et al [12, 1989] tentaram modelar o efeito da presença de chicanas em tanques através da utilização de modelos axi-simétricos porém, não conseguiram estudar o efeito transiente da passagem das pás pelas chicanas.

Para eliminar algumas destas limitações, Perng e Murthy [19, 1992 - 1993] utilizaram um modelo para simulação de fluxo transiente utilizando malhas transientes, ou seja, as paredes do tanque e as chicanas encontram-se estacionárias, enquanto o bloco a qual o impelidor pertence é deslocado a uma rotação igual a do eixo árvore. Uma grande vantagem desta aproximação é que ela não depende de dados experimentais para descrever a turbulência no tanque, fornecendo perfis de fluxo mais coerentes com o fenômeno físico.

Luo et al [14, 1993] mostraram a importância de refinar a malha na direção radial do impelidor, fato importante e considerado neste estudo.

Ranade [20, 1997] concluiu que a técnica utilizada por Perng e Murthy e por Luo et al, apresenta alto custo computacional e que geometrias complexas seriam dificilmente criadas para esta aproximação. Esta dissertação comprovou que o custo computacional não é demasiadamente alto e que geometrias altamente complexas podem ser criadas em questão de minutos, utilizando-se softwares de última geração como o ICEM CFD e o CFX BUILD.

A validação deste método pode ser facilmente comprovada através dos estudos realizados pela AEA Technology [1, 2000], para validação de seu pacote especializado em sistemas de mistura, CFX-PROMIXUS.

Estes estudos mostram que o método de malhas corrediças ou deslizantes (Sliding Grids), também utilizada pela universidade de Palermo, apresentou melhores resultados que as aproximações tipo “inner and outer”. Estes estudos também mostraram que uma correta predição da energia cinética turbulenta só é conseguida com um alto refino da malha.

Outros estudos também mostram que as novas simulações de tanques de mistura tendem a utilizar aproximações transientes e que o modelo de turbulência κ - ε mostra-se amplamente aplicável.

Estes e outros estudos mostram que existe uma grande brecha a ser preenchida no estudo de curvas de Número de Potência e Bombeamento para toda faixa de operação utilizada na indústria química, indicando que estudos como esta dissertação podem exemplificar e otimizar o projeto de sistemas de mistura.

O conhecimento correto destes parâmetros auxilia em muito os projetos de “Scale-up” e o correto entendimento dos fluxos gerados pelos impelidores, além de auxiliar na escolha do impelidor a ser utilizado para cada processo.

Esta dissertação visa mostrar que a fluidodinâmica computacional pode e deve ser utilizada em projetos de sistemas de mistura e que é uma ferramenta indispensável para o projeto de novos impelidores.

CAPÍTULO 3

3 Projeto de Sistemas de Mistura

3.1 Introdução

Neste capítulo e nos dois capítulos que se seguem, são citadas informações adquiridas após estudos e cursos realizados na área de projeto de sistemas de mistura e softwares para simulação utilizando a fluidodinâmica computacional.

Além destas referências achou-se importante citar, no final desta dissertação, a literatura utilizada ao longo deste trabalho, porém não citada como referência bibliográfica.

3.2 A Fluidodinâmica Computacional Aplicada a Tanques de Mistura

O que significa simular o escoamento de um fluido utilizando um computador? Em palavras mais simples, o computador resolve numericamente um sistema de equações algébricas que representam de uma forma discreta a velocidade, pressão do fluido, concentração e temperatura do fluido confinado em uma região. Este sistema é proveniente de simplificações discretas aplicadas às equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento.

As equações de conservação de momento foram descobertas independentemente a mais que um século e meio atrás pelo francês Claude Louis Marie Henri Navier e pelo irlandês George Gabriel Stokes. Estas equações são diretamente derivadas das leis de Newton de movimento, e são conhecidas como as equações de Navier-Stokes.

Até os recentes anos 60, somente simulações bidimensionais de fluxos lentos sobre obstáculos eram possíveis. No caso de projeto de aeronaves os túneis de vento eram essencialmente o único modo de prova à aerodinâmica dos protótipos e, até hoje, ainda se faz necessário a utilização dos mesmos para validar modelos numéricos e estudar situações em que o poder computacional ainda não pode simular.

Embora a CFD e os túneis de vento sejam igualmente usados para o desenvolvimento de aeronaves, avanços continuados em tecnologia computacional e algoritmos numéricos estão fazendo com que a CFD seja cada vez mais utilizada neste processo. Isto é particularmente verdade nas fases iniciais de projeto, quando os engenheiros estão estabelecendo dimensões chaves e outros parâmetros básicos.

Tentativa e erro domina o processo de criação de novos equipamentos, aumentando o papel da fluidodinâmica computacional na redução de tempo, custo e precisão do projeto. Outra vantagem de simulações em computadores é, ironicamente, a habilidade para simular condições mais realistas. Pode-se citar, como exemplo, a simulação de aeronaves pousando, o que não pode ser feito em túneis de vento.

Desenhistas de máquinas também confiam extensivamente em técnicas computacionais, especialmente no desenvolvimento de motores a jato, equipamentos para a indústria química e sistemas de mistura.

Reatores de mistura têm sido o objeto de estudo de muitos pesquisadores não somente sob o aspecto reacional, mas também considerando os aspectos de mistura. Quase todos os estudos têm um caráter basicamente experimental, muito embora a partir dos anos 80 muita ênfase vem sendo dada a investigações computacionais utilizando a fluido dinâmica computacional, as quais tem sido possível graças ao significativo aumento do poder computacional e da sofisticação dos pacotes gráficos.

Em geral, o procedimento computacional na fluidodinâmica tem o intuito de fazer as investigações experimentais mais eficientes, possibilitando um entendimento muito mais profundo dos processos de escoamento. Deve-se ficar

bem claro que a fluidodinâmica computacional não tem o objetivo de substituir a fluidodinâmica experimental, porém, em conjunto, proporcionam um entendimento muito mais claro do processo com um todo.

Devido à limitação de não ser atualmente possível solucionar analiticamente os problemas de escoamento em reatores de mistura, mesmo para geometrias mais simples operando em regime laminar, o projetista de reatores é limitado a utilizar relações empíricas que não conseguem levar em consideração importantes fatores que evidentemente influenciam a eficiência do reator estudado, especialmente se novas condições de processo, diferentes das realizadas nos trabalhos experimentais, precisarem ser investigadas. O projeto convencional de reatores se baseia em estudo de séries homólogas, geometricamente semelhantes.

As hipóteses para o estudo de geometrias não estudadas experimentalmente são muitas vezes altamente restritivas, de modo que um projeto mais elaborado necessita de informações que vão além das que são normalmente fornecidas pela maioria das investigações experimentais. Em qualquer projeto convencional, principalmente aqueles que apresentam múltiplos impelidores e barreiras internas de fluxo, o projetista não tem parâmetros para indicar, de uma maneira clara e quantitativa, como o fluxo pode ser melhorado através de mudanças geométricas ou operacionais. Qualquer melhoria de processo, nesse caso, depende do conhecimento adquirido do projetista, que, entretanto, não consegue levar em conta todas as variáveis possíveis que podem otimizar tanto geometricamente, como operacionalmente, um determinado sistema reacional. Para isto, o Engenheiro Químico tem atualmente excelentes ferramentas de trabalho como os softwares CFX e FLUENT.

Estes dois maiores pacotes comerciais de fluidodinâmica computacional na atualidade possuem módulos específicos, gerados a partir do código fonte original, para o estudo de tanques de mistura. Estes módulos foram gerados devido ao grande número de companhias interessadas no desenvolvimento computacional de tanques de mistura. Muitos resultados gerados, entretanto, não estão disponíveis na literatura devido ao interesse comercial nos resultados.

Nos últimos 30 anos, a mistura de líquidos tornou-se um assunto muito pesquisado. Foram desenvolvidos vários modelos matemáticos sofisticados e vários pacotes de software de simulação altamente avançados. Estes anos também foram caracterizados por um grande progresso no acúmulo de dados e correlações experimentais novas.

A aplicação de resultados experimentais e correlações requer, na maioria dos casos, um amplo conhecimento e experiência. Similarmente, a fluidodinâmica computacional só pode ser usada por profissionais que têm experiência específica no campo de modelagem matemática de escoamento de fluidos.

Estes programas são capazes de executar uma solução numérica relativamente rápida de equações básicas de dinâmica de fluxo. Porém para obter uma solução para um problema real, o usuário tem que criar um modelo do objeto de fato (tanque e processo) e formalizar isto de acordo com as características do pacote computacional.

3.3 Equipamentos Utilizados na Agitação

O estudo de sistemas de mistura deve levar em conta diversos fatores como a geometria do tanque e dos impelidores, posicionamento dos impelidores, tipo de fundo utilizado, além de minimizar os custos energéticos e investimentos iniciais.

Nas seções abaixo seguem alguns fatores importantes para o dimensionamento de tanques agitados.

3.3.1 Tanque Agitado

Em processos de mistura um dos principais fatores ligados à eficiência do processo é a escolha das dimensões corretas dos tanques.

Normalmente a relação entre a altura do tanque e seu diâmetro segue a razão de 1:1, sendo este valor modificado em processos que necessitem alta eficiência de transferência de massa, como por exemplo em sistemas líquido-gás.

Como a maioria dos processos ocorre em regime turbulento, são adicionadas chapas verticais, mais conhecidas como chicanas ou defletores, nas paredes do tanque, introduzidas para provocar um distúrbio do fluxo, impedindo a formação de vórtices e “rotação sólida”.

As relações geométricas, bem como a característica do fundo utilizado, deve ser escolhido caso a caso, respeitando as particularidades de cada processo.

3.3.2 Impelidores

Os impelidores são classificados de acordo com o regime de mistura, sendo seus diâmetros e outras características geométricas responsáveis pela caracterização do fluxo gerado e capacidade de mistura.

Os impelidores tipo âncora ou hélice são tipicamente denominados de regime laminar, possuindo diâmetros muito próximos do diâmetro interno do tanque. A mistura dá-se principalmente pela dissipação de quantidade de movimento na região próxima a pá.

Estes impelidores apresentam um alto componente tangencial, não necessitando da presença de chicanas.

Já os impelidores de fluxo turbulento não necessitam de um grande diâmetro devido à alta taxa de dissipação de energia turbulenta e quantidade de movimento gerada.

Seus fluxos podem ser classificados em impelidores de fluxo axial e fluxo radial, característica determinada por suas geometrias.

Os principais impelidores utilizados para o regime turbulento são o do tipo naval, o impelidor de pás retas inclinadas e os impelidores do tipo turbina. Porém, não devemos esquecer que várias mudanças geométricas estão sendo estudadas pelos fabricantes deste impelidores a fim de maximizar os fluxos gerados e minimizar o gasto de energia.

3.4 Variáveis de Projeto

Além da geometria, diversas variáveis devem ser levadas em conta quando se deseja projetar um sistema de agitação.

As propriedades físicas, bem como a rotação do impelidor, são responsáveis por mudanças significativas no consumo de energia do sistema a ser projetado, além de determinarem fatores como o torque aplicado ao eixo árvore.

Nas seções seguintes, serão relacionados fatores como potência, torque e números adimensionais que são utilizados para projeto de sistemas de mistura e “scale-up”.

3.4.1 Potência

Em sistemas de mistura sem troca de calor, o principal custo de operação está relacionado ao custo de energia aplicada ao eixo árvore.

O fenômeno de mistura está intrinsecamente ligado à dissipação de energia por um impelidor, transformando a energia mecânica fornecida pelo motor em energia cinética e dissipação turbulenta no meio de mistura.

Esta energia está diretamente ligada ao tamanho do motor a ser utilizado, fazendo com que o investimento inicial e custo operacional sejam diretamente proporcionais à necessidade de dissipação de energia para que seja efetuada uma boa mistura.

Em sistemas de mistura, a potência é proporcional à densidade do fluido, ao cubo da velocidade de rotação e a quinta potência do diâmetro do impelidor, onde a constante de proporcionalidade é um número adimensional chamado Número de Potência.

$$P = k \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D^5 = N_p \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D^5 \quad \text{Eq. 3.1}$$

Esta relação pode ser obtida através de análise dimensional. Esta análise se baseia no fato que as leis naturais são independentes das unidades, ou seja, as unidades definem as variáveis.

Sendo assim o Número de Potência é diretamente proporcional ao Número de Reynolds (baseado na velocidade da pá do impelidor), e não à variável densidade, viscosidade, rotação e diâmetro do impelidor isoladamente.

3.4.2 Torque

O torque também é um fator de grande importância no projeto de sistemas de mistura, uma vez que o mesmo influencia diretamente o investimento inicial requerido para o processo.

Fatores como diâmetro do eixo, peso do impelidor, mancais, sistemas de redução e tipo de acoplamento a serem utilizados são relacionados com o torque requerido pelo processo de mistura.

Normalmente, quanto maior a viscosidade do meio, maior o torque aplicado ao eixo árvore e aos impelidores.

O torque é a relação entre a potência consumida e a velocidade de rotação, sendo sua unidade no sistema internacional (SI), Joule ou N.m.

3.4.3 Números Adimensionais

Existe uma série de números adimensionais relacionados a sistemas de agitação. Dentre os mais importantes podemos citar o Número de Froude (Utilizados para Cálculo de Potência em sistemas sem chicanas), o Número de Reynolds e o Bombeamento ou Número de Bombeamento.

O Número de Reynolds, é classicamente definido pela Eq. 3.2, onde L é um comprimento característico e U uma velocidade característica.

$$Re = \frac{L.U.\rho}{\mu} \quad \text{Eq. 3.2}$$

Em sistemas de mistura a Eq. 3.2 é reescrita na forma da Eq. 3.3, onde D é o diâmetro do impelidor e N é a rotação do eixo árvore em RPS.

$$Re = \frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Eq. 3.3}$$

Percebe-se que o Número de Reynolds depende da viscosidade para baixos valores, mostrando que as forças viscosas são predominantes.

Em altos Números de Reynolds, a densidade é o fator que determina que as forças inerciais são predominantes.

Escoamentos em tanques de mistura com Número de Reynolds até 10 são considerados laminares, na faixa entre 10 e 10.000 são considerados escoamentos na zona de transição, e acima deste valor são considerados turbulentos.

O Número de Froude inclui as forças gravitacionais que agem sobre o sistema, e normalmente é usado para considerar os efeitos de superfície livre e vórtice central normalmente encontrados em sistemas sem chicanas.

Sua fórmula pode ser descrita pela Eq. 3.4, sendo N a rotação do eixo árvore em RPS, D o diâmetro do impelidor e g a aceleração da gravidade.

$$Fr = \frac{N^2 \cdot D}{g} \quad \text{Eq. 3.4}$$

O bombeamento é definido como a capacidade do impelidor em movimentar o fluido, relacionando o maior fluxo gerado à área do impelidor.

3.5 Equações Empíricas para Número de Potência

Um dos grandes objetivos deste trabalho é gerar curvas de Número de Potência versus Número de Reynolds para impelidores comumente utilizados na indústria química.

Nagata [17, 1975], mostra que as estas curvas podem ser aproximadas por equações empíricas na forma da Eq. 3.5.

$$N_p = \frac{A}{Re} + B \left(\frac{10^3 + 0.6.f.Re^\alpha}{10^3 + 1.6.f.Re^\alpha} \right)^p \quad \text{Eq. 3.5}$$

Geralmente as correlações para curvas de Número de Potência decrescem linearmente na faixa de Reynolds laminar, decrescem gradualmente na faixa de Reynolds de transição e são praticamente constantes para Reynolds turbulento.

A primeira parte da equação descreve o comportamento da curva para na região laminar, sendo A um valor próximo ao valor do Número de Potência quando Reynolds igual a um.

O parâmetro B é diretamente proporcional a fatores geométricos e descreve o valor de Reynolds na faixa turbulenta. O parâmetro p determina o formato da curva na faixa de transição.

Os parâmetros α e f utilizados por Nagata [17, 1975] são 0.66 e 2, respectivamente. Estes parâmetros são utilizados para melhor correlacionar seus estudos, de acordo com os autores.

3.5.1 Determinação dos Coeficientes nas Equações Empíricas

Os coeficientes das equações empíricas para os impelidores estudados foram obtidos através de ajuste dos pontos experimentais gerados pelo software CFX pelo método da Máxima Verossimilhança, utilizando-se como modelo a Eq. 3.5.

Verificou-se que, para alguns impelidores, valores diferentes de 0.66 e 2 para os parâmetros α e f , geraram curvas que melhor representam a curva para Número de Potência, mostrando que métodos mais precisos podem ser utilizados atualmente.

Todas as curvas foram facilmente ajustadas utilizando o formato da equação proposta por Nagata [17, 1975], e apresentaram resultados coerentes com os encontrados na literatura.

Experimentalmente Nagata [17, 1975], determinava os coeficiente da correlação da seguinte maneira:

$$A = Np_{Re=1} \quad \text{Eq. 3.6}$$

$$B = Np_c - \frac{A}{Re_c} \quad \text{Eq. 3.7}$$

Onde:

Np_c = Número de Potência quando Reynolds igual a 10

$Re_c = 10$

$$p = 2,35 \cdot \log\left(\frac{B}{Np_\infty}\right) \quad \text{Eq. 3.8}$$

Onde:

Np_∞ = Número de Potência quando a curva já é constante

A grande vantagem do ajuste de todos os coeficientes da equação proposta por Nagata [17, 1975], através do método na máxima verossimilhança é que os todos os parâmetros, inclusive a e f, são ajustados de forma a obter-se estatisticamente o menor erro possível para a função modelo.

O método implícito de ajuste de curvas aplicado nesta pesquisa é baseado no princípio da máxima verossimilhança, de forma que os parâmetros A, B, α e p são determinados de maneira a minimizar os desvios entre os valores calculados e os valores experimentais através da função objetivo de verossimilhança. Maiores detalhes podem ser encontrados em [25, 2002]

CAPÍTULO 4

4 Formulação do Modelo Matemático

4.1 Introdução

O modelo matemático que descreve o fluxo em tanques de mistura é apresentado a seguir, bem como as propriedades físicas do fluído e os aspectos geométricos do tanque e dos impelidores simulados.

4.2 Equações Fundamentais

Os métodos utilizados na fluidodinâmica computacional seguem os princípios conservativos das variáveis de transporte, relacionados às condições de contorno impostas pelo modelo e geometria estudados.

As equações discretizadas são as leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, descritas a seguir.

4.2.1 Equações de Conservação de Momento

Direção Radial

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \cdot \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \cdot \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = \\ = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_r) \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.1}$$

Direção Angular

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_\theta \cdot u_r}{r} + u_z \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = \\ = -\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.2}$$

Direção Axial

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \cdot \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \cdot \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \cdot \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = \\ = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho \cdot g + \mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.3}$$

4.2.2 Equação da Continuidade

$$\rho \cdot \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot u_r) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = 0 \quad \text{Eq. 4.4}$$

4.3 Escoamentos Turbulentos

Todos temos a vida cercada pelo fluxo contínuo de fluidos. O sangue escoava pelas veias e artérias em nossos corpos, o ar flui em nossos pulmões. Os veículos movem-se pela manta de ar do nosso planeta ou por seus lagos e mares, ou, ainda outros fluidos, como combustível e oxidantes que se misturam nas câmaras de combustão de máquinas. Realmente, muitos dos assuntos ambientais ou relacionados à energia que nós consumimos hoje não podem ser confrontados sem o conhecimento detalhado da mecânica dos fluidos.

Apesar da possibilidade, e relativa facilidade, de se modelar e obter soluções analíticas ou numéricas para escoamentos laminares, praticamente

todos os fluxos que interessam aos cientistas e engenheiros são turbulentos, transformando então a turbulência em uma regra, e não em uma exceção, na fluidodinâmica. Um conhecimento sólido de turbulência, por exemplo, pode permitir aos engenheiros reduzir o arraste aerodinâmico em um automóvel ou melhorar a eficiência de combustão em uma máquina.

Uma compreensão da turbulência também é necessária para que se possa compreender o fluxo do sangue no coração, especialmente no ventrículo esquerdo onde o movimento é particularmente rápido.

Mas o que é exatamente turbulência? Alguns exemplos cotidianos podem estar nos iluminando nesta pergunta. Abrindo somente um pouco uma torneira, a água que flui será lisa e vítrea. Este fluxo é conhecido como laminar. Agora, quando a torneira é aberta um pouco mais adiante, o fluxo se torna mais sinuoso, ou seja, turbulento.

O mesmo fenômeno pode ser visto na fumaça que flui para cima de um cigarro aceso. Imediatamente sobre o cigarro, o fluxo é laminar. Um pouco mais para cima, é ondulado e difusivo.

A turbulência é composta de vórtices que se movem fortuitamente ao redor e sobre a direção global de movimento, misturando freqüentemente o fluido. Tecnicamente, o estado caótico de movimento fluido surge quando a velocidade do fluido excede um valor específico, debaixo da qual forças viscosas formam o comportamento caótico.

Esta característica da natureza torna imprescindível que a ciência se depare com a complexidade da turbulência, a fim de desenvolver modelos capazes de predizê-la com satisfatória exatidão. A maior parte dos escoamentos naturais e de interesse tecnológico são caracterizados pelas instabilidades e irregularidades próprias da turbulência.

A turbulência não é um fenômeno que deve ser eliminado em toda oportunidade. Muitos engenheiros trabalham tentando aumentar este fenômeno. Nos cilindros de uma máquina de combustão interna, por exemplo, se a turbulência aumenta, melhora-se a mistura de combustível e oxidante, produzindo uma combustão mais eficiente.

A presença da turbulência provoca variações aleatórias, ou randômicas, nas propriedades do escoamento, sendo estas variações denominadas de flutuações. Este teor de aleatoriedade faz com que uma abordagem determinística para a modelagem destes escoamentos seja difícil. Ninguém até hoje foi capaz de desenvolver um modelo determinístico para a turbulência.

Ao invés de um ponto de vista determinístico, utilizam-se ferramentas estatísticas para descrever a turbulência. Estas flutuações próprias da turbulência aceleram os processos de mistura, favorecendo a transferência de quantidades físicas como massa, momentum e energia. Esta característica é denominada de difusividade da turbulência, a qual desempenha papel fundamental nos escoamentos turbulentos.

Mesmo sendo a turbulência um fenômeno literalmente onipresente, pouco de sua natureza quantitativa é conhecida. *Richard Feynman*, Físico de renome e ganhador do Prêmio Nobel, chama a turbulência de o problema não solucionado mais importante da física clássica.

O desenvolvimento do supercomputador está tornando possível para os engenheiros e cientistas ganhar valiosas informações sobre turbulência. Estudos de turbulência podem ser realizados em asas de avião para reduzir o arraste, economizando bilhões de dólares em custo de combustível. Ao mesmo tempo, os projetos de motores a jato estão sendo otimizados, melhorando sua eficiência e desempenho.

Tão recôndito quanto é, o estudo de turbulência é um componente principal do campo maior da fluidodinâmica que trata do movimento de todos os líquidos e gases. Semelhantemente, a aplicação de computadores poderosos para simular e estudar fluxos de fluidos turbulentos é uma grande parte do campo da fluidodinâmica computacional. Recentemente cientistas usaram supercomputadores para simular fluxos em diversos casos, como em lanchas de corrida e movimento de sangue por um coração artificial.

4.4 Escolha do Modelo de Turbulência

Inúmeros modelos de turbulência estão disponíveis para modelar o regime turbulento em um tanque de mistura. Estes incluem vários modelos “*Reynolds Averaged Navier-Stokes*” (RANS), nos quais as equações são transientes, sendo os modelos mais comuns o modelo “ κ - ϵ ” e o modelo “*Reynolds Stress*”. A simulação “*Large Eddy Simulation*” (LES), é outra técnica de popularidade crescente, descrevendo e sendo aplicado a vórtices turbulentos menores.

O modelo de malha deslizante pode ser combinado com o modelo “LES” de turbulência promovendo uma grande precisão nos resultados obtidos. O tempo computacional comparativamente alto requerido para esta aproximação não é necessariamente um impedimento nos dias de hoje, devido aos avanços contínuos na área computacional.

Alguns pesquisadores sugerem outra maneira de simular escoamentos turbulentos, comumente chamados de modelos DNS de fluxo turbulento (Simulação Direta de Turbulência). Esta simulação leva em conta todos os tamanhos de vórtices turbulentos formados.

Esta simulação sugere que se a malha for suficientemente refinada a ponto de possuir tamanhos menores que os vórtices formados, não seriam necessárias equações estatísticas para turbulência, necessitando apenas das equações de conservação de momento e massa para simular todo e qualquer escoamento turbulento.

Estudos como estes requerem uma ótima e bem refinada malha computacional, utilizando passos de tempo muito pequenos, fazendo com que o custo computacional seja extremamente alto e inviável. Esta aproximação não é prática para aplicações industriais grandes.

O modelo de turbulência escolhido para este estudo foi o modelo “ κ - ϵ ” devido a boa convergência, boa correlação com os dados apresentados na literatura atual e principalmente, as limitações e ao custo computacional que o uso do modelo “LES” proporciona. Mesmo sabendo que o modelo “LES” proporcionaria melhores resultados relacionados a vórtices na região de conexão

da malha deslizante, e que poderia-se simular com mais precisão a coalescência de vórtices pequenos e divisão de vórtices grandes, fato que não se pretende estudar nesta dissertação, o modelo “ κ - ε ” mostrou ser amplamente aplicável em tanques de mistura na determinação de fluxos e Número de Potência.

4.5 O Modelo κ - ε e suas características

O modelo “ κ - ε ” é fundamentado na análise estatística e não na física da turbulência, fazendo com que constantes do modelo necessitem ser ajustadas para satisfazer cada tipo de escoamento.

A implementação das equações RANS é muito simples, já que apresentam forma similar aos casos laminares. Porém, no caso do uso de equações de dois parâmetros, como o modelo “ κ - ε ”, duas equações extras devem ser resolvidas.

O problema com as equações de turbulência “ κ - ε ” é que elas possuem uma escala de tempo muito 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 esta razão, primeiramente resolve-se o sistema de conservação de momento com um campo aproximado, para depois se iniciar a solução da equação de turbulência de forma iterativa.

A rigidez do sistema devido ao acoplamento entre a equação “ κ - ε ” que representa a turbulência e as equações que determinam as velocidades, freqüentemente causa divergência no sistema de resolução para grandes passos de tempo, necessitando a utilização de pequenos passos de tempo.

Mesmo sendo conhecido que as constantes da equação de “ κ - ε ” necessitem ser ajustadas caso a caso, a utilização das constantes sugeridas por Singhal/Spalding (1981), gerou resultados muito satisfatórios nas simulações realizadas neste estudo.

Segue abaixo as equações utilizadas por este modelo:

Equação da energia cinética turbulenta:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_r \frac{\partial k}{\partial x_r} + \frac{u_\theta}{r} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_\theta} + u_z \frac{\partial k}{\partial x_z} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \varepsilon \quad \text{Eq. 4.5}$$

Equação da taxa de dissipação de energia cinética de turbulência:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + c_1 P_k \frac{\varepsilon}{k} - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{Eq. 4.6}$$

Utilizando os valores empíricos de Singhal/Spalding (1981) para as constantes utilizadas no modelo, temos:

$$\sigma_\varepsilon = 1,30 \quad \sigma_k = 1,00 \quad c_\mu = 0,09 \quad c_1 = 1,44 \quad c_2 = 1,92$$

4.6 Propriedades Físicas

Para resolver qualquer problema de escoamento são requeridas informações como propriedades do fluido e propriedades de transporte. Todos os fluidos têm propriedades específicas que definem seus estados ou condições que descrevem o comportamento deles em vários processos.

As propriedades termodinâmicas são propriedades relacionadas à energia de um fluido, relacionado com a temperatura com a pressão, densidade e entalpia.

Uma vez que as propriedades termodinâmicas são conhecidas, há um detalhamento suficiente para se descrever como um fluido permanece em repouso. Porém em problemas onde se deseja estudar o movimento de fluidos, é necessário definir as propriedades de transporte que regem os processos dinâmicos atuando no fluido.

Exemplos de propriedades de transporte são a viscosidade, a condutividade térmica, e os coeficientes de difusão.

No caso de simulação de tanques agitados, sem troca de calor, é necessário especificar a densidade e a viscosidade do fluido que se deseja estudar.

Como o número de Reynolds é diretamente proporcional à densidade, à rotação do impelidor (RPS), ao diâmetro do impelidor ao quadrado e, inversamente proporcional à viscosidade, as curvas de potência geradas neste estudo foram seguiram a metodologia experimental utilizada por Nagata [17, 1975], conforme a Tabela 4.1.

De acordo com Nagata [17, 1975], as curvas de Número de Potência para um impelidor podem ser geradas mantendo-se a densidade e a rotação constantes, variando-se a viscosidade do fluido.

Todas propriedades dos fluidos seguem o padrão SI, sendo a densidade expressa em kg/m^3 e a viscosidade em kg/m.s . A rotação do eixo é expressa em RPS e a velocidade angular Omega em rad/s .

Tabela 4.1 - Propriedade Físicas Utilizadas na Simulação

Simulação	RPM	RPS	Densidade	Viscosidade	Reynolds	Omega	Escoamento
1	180	3	1000	1333.3333	1	18.849556	Laminar
2	180	3	1000	666.6667	2	18.849556	Laminar
3	180	3	1000	444.4444	3	18.849556	Laminar
4	180	3	1000	333.3333	4	18.849556	Laminar
5	180	3	1000	266.6667	5	18.849556	Laminar
6	180	3	1000	222.2222	6	18.849556	Laminar
7	180	3	1000	190.4762	7	18.849556	Laminar
8	180	3	1000	166.6667	8	18.849556	Laminar
9	180	3	1000	148.1481	9	18.849556	Laminar
10	180	3	1000	133.3333	10	18.849556	Laminar
11	180	3	1000	66.6667	20	18.849556	Transição
12	180	3	1000	44.4444	30	18.849556	Transição
13	180	3	1000	33.3333	40	18.849556	Transição
14	180	3	1000	26.6667	50	18.849556	Transição
15	180	3	1000	22.2222	60	18.849556	Transição
16	180	3	1000	19.0476	70	18.849556	Transição
17	180	3	1000	16.6667	80	18.849556	Transição
18	180	3	1000	14.8148	90	18.849556	Transição
19	180	3	1000	13.3333	100	18.849556	Transição
20	180	3	1000	6.6667	200	18.849556	Transição
21	180	3	1000	4.4444	300	18.849556	Transição
22	180	3	1000	3.3333	400	18.849556	Transição
23	180	3	1000	2.6667	500	18.849556	Transição
24	180	3	1000	2.2222	600	18.849556	Transição
25	180	3	1000	1.9048	700	18.849556	Transição
26	180	3	1000	1.6667	800	18.849556	Transição
27	180	3	1000	1.4815	900	18.849556	Transição
28	180	3	1000	1.3333	1000	18.849556	Transição
29	180	3	1000	0.6667	2000	18.849556	Transição
30	180	3	1000	0.4444	3000	18.849556	Transição
31	180	3	1000	0.3333	4000	18.849556	Transição
32	180	3	1000	0.2667	5000	18.849556	Transição
33	180	3	1000	0.2222	6000	18.849556	Transição
34	180	3	1000	0.1905	7000	18.849556	Transição
35	180	3	1000	0.1667	8000	18.849556	Transição
36	180	3	1000	0.1481	9000	18.849556	Transição
37	180	3	1000	0.1333	10000	18.849556	Transição
38	180	3	1000	0.0667	20000	18.849556	Turbulento
39	180	3	1000	0.0444	30000	18.849556	Turbulento
40	180	3	1000	0.0333	40000	18.849556	Turbulento
41	180	3	1000	0.0267	50000	18.849556	Turbulento
42	180	3	1000	0.0222	60000	18.849556	Turbulento
43	180	3	1000	0.0190	70000	18.849556	Turbulento
44	180	3	1000	0.0167	80000	18.849556	Turbulento
45	180	3	1000	0.0148	90000	18.849556	Turbulento
46	180	3	1000	0.0133	100000	18.849556	Turbulento
47	180	3	1000	0.0067	200000	18.849556	Turbulento
48	180	3	1000	0.0044	300000	18.849556	Turbulento
49	180	3	1000	0.0027	500000	18.849556	Turbulento
50	180	3	1000	0.0013	1000000	18.849556	Turbulento

4.7 Aspectos Geométricos

Neste estudo foram utilizadas geometrias que seguem as relações geométricas encontradas na literatura, seguindo proporções relativas ao diâmetro do tanque.

As dimensões características de um sistema de agitação são o diâmetro interno do tanque, o diâmetro do impelidor, a largura da pá do impelidor, à distância entre o fundo do tanque e o impelidor, a altura do nível de líquido e a largura das chicanas.

Como a relação geométrica entre as partes do tanque varia muito de aplicação para aplicação e depende das características do fluído envolvido, resolveu-se utilizar a geometria mais comumente encontrada nas aplicações da indústria química, utilizando os padrões descritos nas seções seguintes.

4.7.1 Geometria do Tanque Estudado

O tanque estudado apresenta um volume útil de processo de aproximadamente 6.432 litros, apresentando uma relação de altura e diâmetro (D/H), igual a um.

Seu diâmetro é de 2 metros e seu fundo toro esférico 10%, valores muito comuns em aplicações químicas. Segue abaixo as relações completas do tanque estudado.

Características Principais

1. Tipo Vertical
2. Operação Atmosférica
3. Volume Útil..... 6.432 l
4. Volume Total..... 7.867 l

Características Geométricas

5. Diâmetro Interno (D) 2.000 mm
6. Altura do Cilindro (H) 2.000 mm
7. Relação D/H..... 1.00
8. Altura do Topo 400 mm
9. Altura do Fundo 400 mm
10. Altura do Fundo ao chão..... 600 mm
11. Altura Total do Tanque 3.400 mm

Características do Fundo e Topo

1. Topo..... Toro esférico ASME 10%
2. Fundo..... Toro esférico ASME 10%
3. Diâmetro Interno 2.000 mm
4. Razão R/D 1.00
5. Razão r/D 0.10
6. Raio de Curvatura..... 2.000 mm
7. Raio de Junção 200 mm
8. Altura do Topo 400 mm
9. Altura do Fundo 400 mm
10. Volume do Topo 0.823 m³
11. Volume do Fundo 0.823 m³

A malha gerada no tanque segue as relações de independência da malha que serão citadas com mais detalhes no Capítulo 5.

As malhas geradas podem ser visualizadas na Figura 4.1, Figura 4.2 e Figura 4.3. A Figura 4.2 mostra como é feita a inserção do bloco do impelidor na malha do tanque através da utilização de malhas deslizantes, método que será descrito com detalhes no Capítulo 5.

O eixo árvore atravessa toda a extensão axial do tanque, a fim de facilitar a criação da malha e minimizar a criação de volumes de controle muito pequenos, fator que poderia gerar divergência nos resultados.

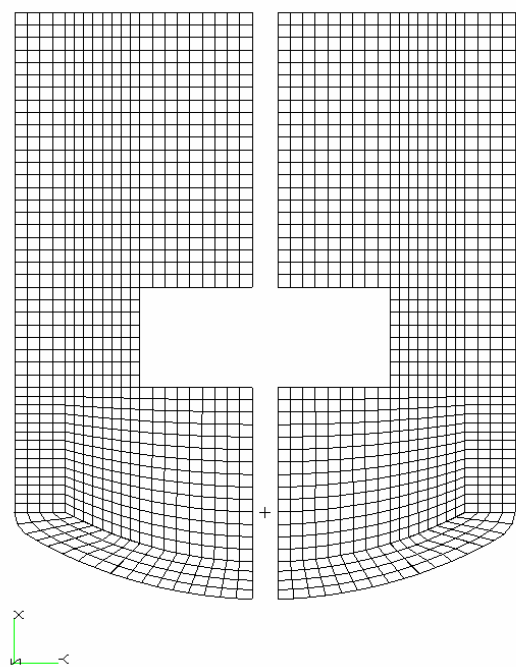


Figura 4.1 – Corte da Malha Interna ao Tanque

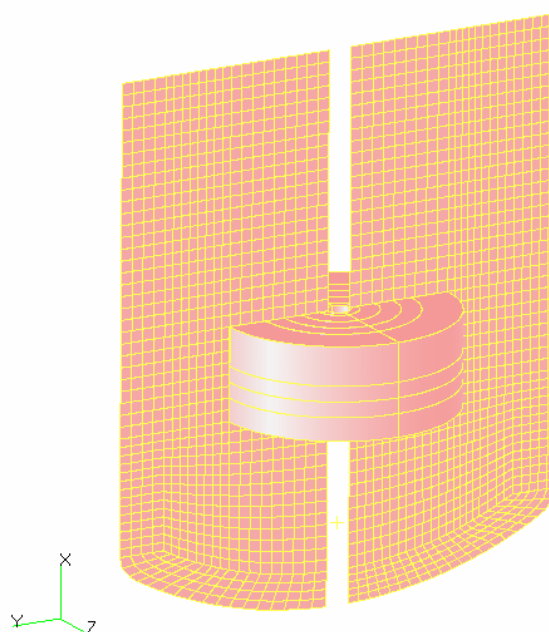


Figura 4.2 – Inserção do Bloco do Impelidor

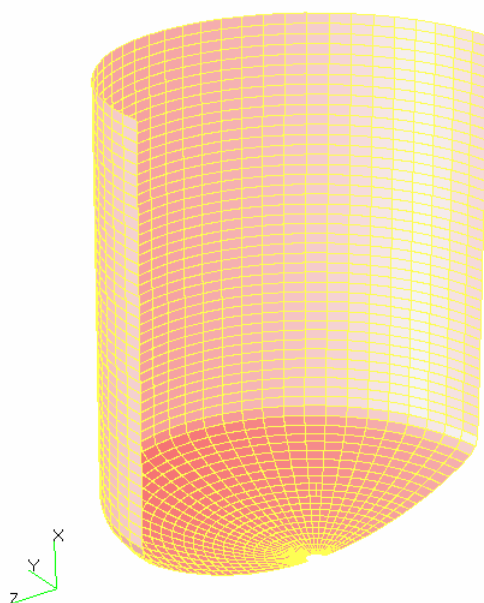


Figura 4.3 – Corte de 180° da Malha Externa ao Tanque

4.7.2 Impelidor Tipo Âncora

O impelidor tipo âncora possui um diâmetro relativo na ordem de 95%, do diâmetro do Tanque. É muito efetivo em pequenos sistemas em batelada, onde o bombeamento vertical não é tão importante como, por exemplo, na fabricação de certos cosméticos [9].

Os tempos de mistura são um pouco maiores do que impelidores de tiras helicoidais, porém nele podem ser montados raspadores laterais para trabalharem em aplicações de transferência de calor a altas viscosidades.

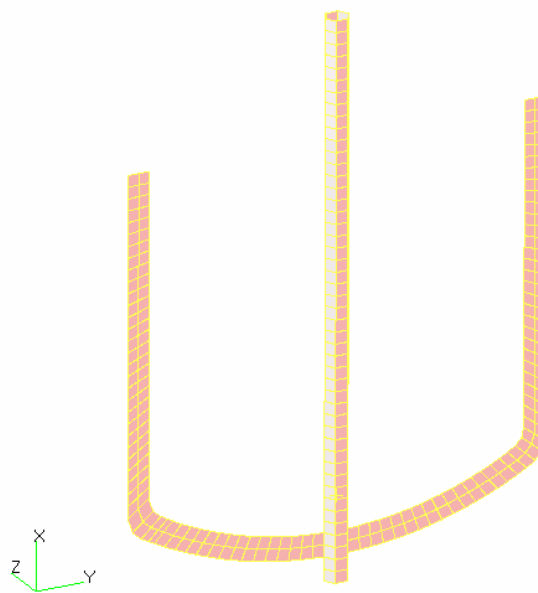


Figura 4.4 – Malha Aplicada ao Impelidor Tipo Âncora

O impelidor tipo âncora estudado apresenta um diâmetro de 1,800 m, largura das pás de 0,100 m e altura total de 1,500 m. Sua distância para a parede do tanque é de 0,100 m, utilizando-se a mesma geometria do tanque porém sem chicanas. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.4.

4.7.3 Impelidor Tipo Ponta de Lança – “Arrowhead Turbine”

O impelidor tipo ponta de lança possui um tamanho relativo em relação impelidor de pás retas inclinadas de 88%, sendo altamente eficaz na dispersão de gases [10].

Sua capacidade de dispersão é quase seis vezes maior que os impelidores tipo Rushton porém tem uma capacidade de descarga menor que o impelidor tipo Smith [10].

A capacidade de transferência de massa é cerca de 10% maior que os impelidores tipo Rushton. Ao contrário de muitos outros dispersores de gás, os impelidores tipo ponta de lança são relativamente insensíveis à viscosidade [10].

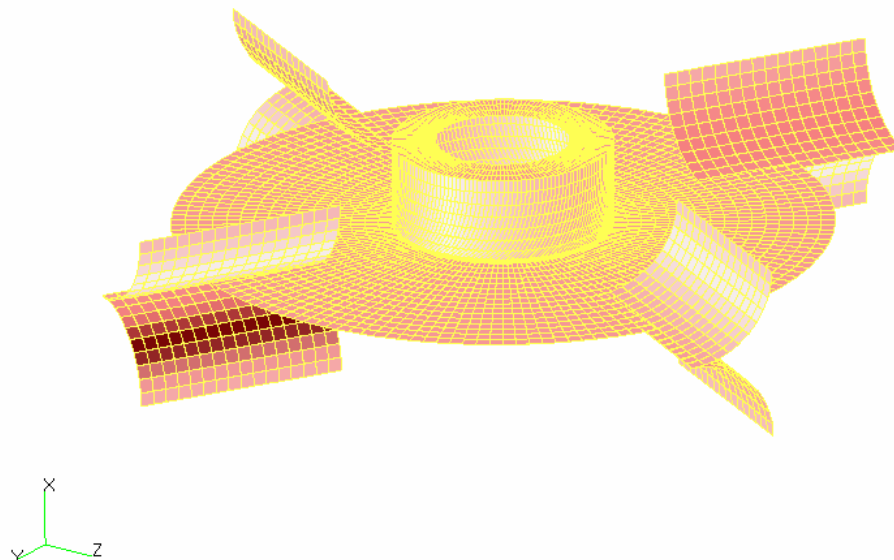


Figura 4.5 - Malha Aplicada ao Impelidor Tipo Ponta de Lança - “Arrowhead”

O impelidor tipo ponta de lança estudado apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0.1333 m, comprimento das pás de 0.1667 m, diâmetro do disco 0,5000 m, diâmetro do HUB de 0,1667 m, e raio de curvatura das pás de 0.0667 m. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.5.

4.7.4 Turbina de Pás Curvas

Dentre os impelidores de fluxo radial a turbina de pás curvas é o menos agressivo, uma vez que suas pás curvas permitem um ataque mais suave à massa líquida. Desta maneira é muito utilizado em processos onde a lâmina de líquido é pequena para instalação de impelidores axiais, necessitando de uma pequena capacidade dispersiva.

O impelidor de pás curvas possui um tamanho relativo em relação impelidor de pás retas inclinadas de 84%, sendo uma boa opção para fluidos sensíveis ao cisalhamento [9].

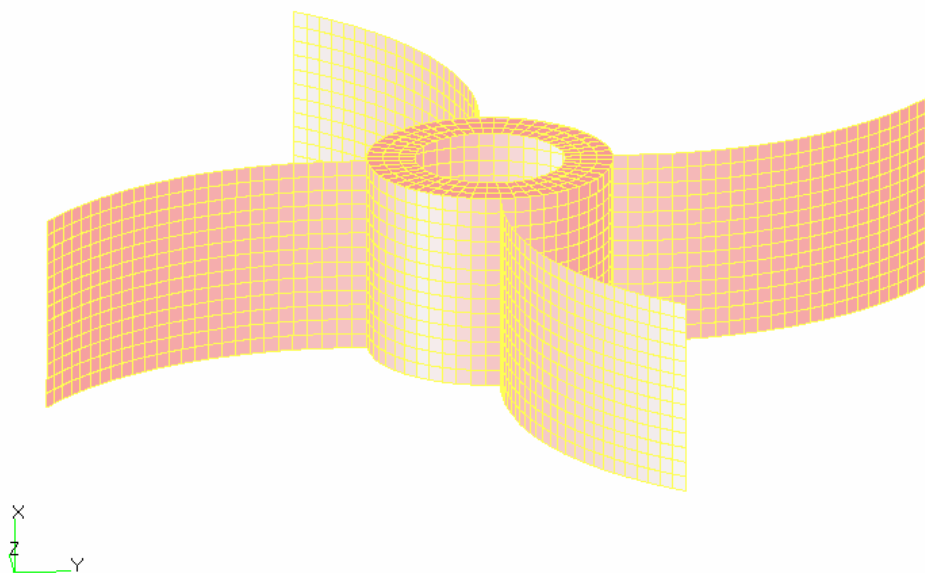


Figura 4.6 - Malha Aplicada à Turbina de Pás Curvas

O impelidor tipo pás curvas estudado apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0.1333 m, diâmetro do HUB de 0,1667 m e raio de curvatura das pás de 0.1333 m. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.6.

4.7.5 Impelidor Tipo KPC - Kroma

O impelidor tipo KPC, comercializado pela indústria Kroma Equipamentos Especiais Ltda., possui um tamanho relativo em relação impelidor de pás retas inclinadas de 130%, sendo altamente eficaz para tanques fundos (alto H/D) [9].

Produz características de fluxo de muitos impulsores maiores, sem o acréscimo de peso ou a perda de eficiência de bombeando a estes relacionados. O peso reduzido deste impelidor altamente eficiente permite o uso de diâmetros maiores em tanques mais fundos, solucionando os problemas de velocidade crítica associada.

O impelidor KPC é classificado entre as turbinas “Hydrofoil”, apresentando o menor consumo de energia entre os impelidores encontrados no mercado. Em regimes turbulentos seu N_p varia de 0,3 a 0,65. Possuem também um bombeamento altamente axial, com baixíssimo grau de cisalhamento [10].

Este impelidor é a escolha ideal para operação com mistura simples e sólidos em suspensão. Atua em meios com viscosidade até 5.000 cp., podendo ser fornecidos com 3 ou 4 pás [10].

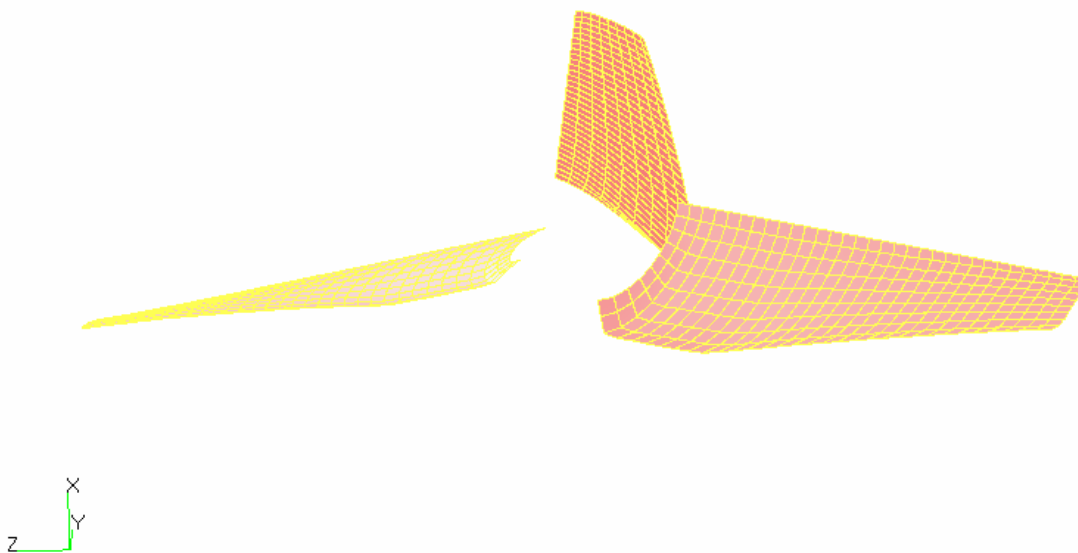


Figura 4.7 - Malha Aplicada ao Impelidor Tipo KPC - Kroma

O impelidor tipo KPC estudado apresenta um diâmetro de 0,6667 m. Outras relações geométricas não serão relacionadas neste estudo a fim de preservar o know-how da empresa Kroma. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.7.

4.7.6 *Impelidor Lightnin A320*

Este impelidor produzido pela “Lightnin Mixers” possui um tamanho relativo em relação impelidor de pás retas inclinadas de 110%, possuindo uma eficiência de bombeando aproximadamente 10% maior [11].

Excelente em suspensão de sólidos abrasivos, suspensão de sólidos na presença de quantias pequenas de gases e aplicações próximas ao ponto de ebulição.

Este impelidor foi especialmente desenvolvido para processos com produtos com alta viscosidade, até 100.000 cp., aonde é necessário operar com baixa rotação e alto grau de bombeamento [10].

Seu N_p em regime turbulento varia de 0.7 a 1.6, podendo ser fornecido com 3 ou 4 pás com ângulo primitivo do cubo de 39° ou 45° [10].

O formato de suas pás permite o arraste de grandes massas, o que possibilita utilizá-los atualmente em regimes laminares, substituindo os impelidores tipo âncora de alto consumo de potência, para determinadas aplicações.

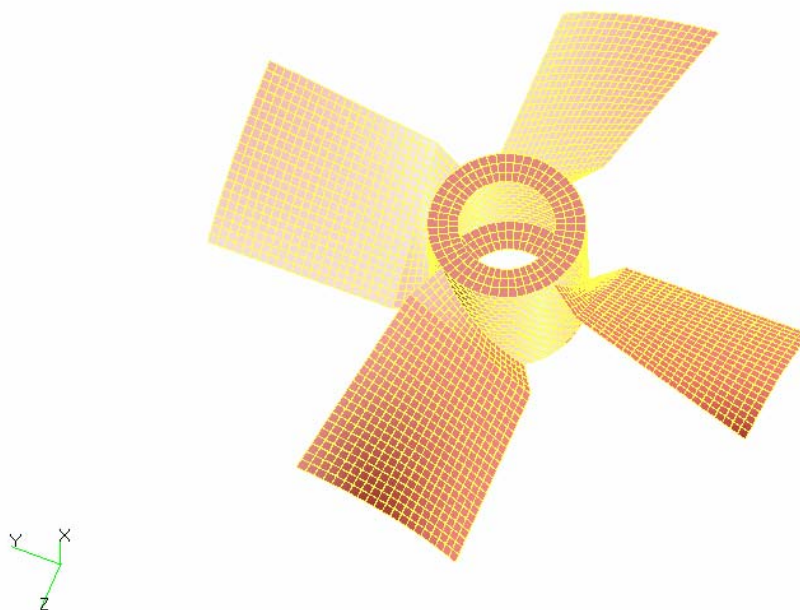


Figura 4.8 - Malha Aplicada ao Impelidor Lightnin A320

O impelidor A320 apresenta fluxo predominantemente axial, com grande bombeamento e alta redução de consumo de energia na região de transição. Seu ângulo de descarga de fluxo é muito melhor dirigido ao fundo do tanque que em impelidores de pás retas inclinadas, tradicionalmente utilizadas para viscosidades mais altas [11]. O melhor movimento axial, combinado com a alta eficiência, gera resultados com economias de até 50% em relação aos impelidores de pás retas inclinadas [11].

Os impelidores tipo A320 operam eficazmente no regime turbulento como também no regime de transição, sendo ideal para aplicações que requerem altas viscosidades como em processamento de polímeros, indústrias de cosméticos e tintas [11].

O impelidor tipo A320 estudado apresenta um diâmetro de 0,6667 m. Outras relações geométricas não serão relacionadas neste estudo a fim de se preservar o know-how da empresa LIGHTNIN. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.8.

4.7.7 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 3 Pás a 45°

Este impelidor de fluxo turbulento é extremamente eficiente para sistemas de alta mistura, transferência de calor e suspensão de sólidos. É mais efetivo para números de Reynolds acima de 50, sendo desenvolvido para minimizar a criação e arraste de vórtices, incorporando energia diretamente ao sistema de macro-fluxo [9].

A turbina de pás planas inclinadas, PBT, é um antigo modelo de impelidor axial, possuindo uma construção relativamente simples. Por ser fabricado em chapa laminada, possibilita a obtenção de um bom acabamento superficial.

O N_p varia entre 1,4 a 1,8 dependendo da altura projetada de suas pás. Podem possuir 3, 4 ou 6 pás, e com ângulos de inclinação de 30° a 45° [10].

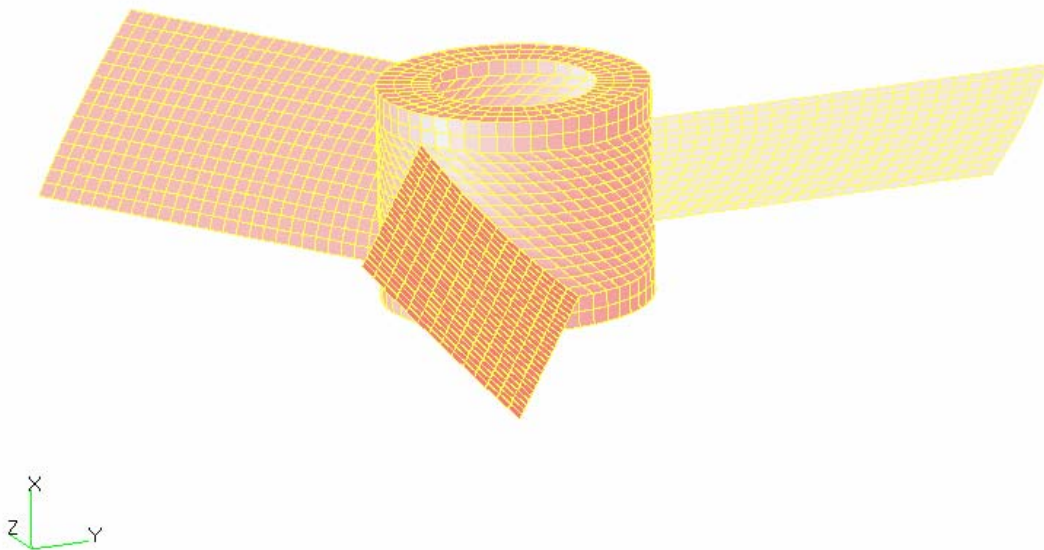


Figura 4.9 - Malha Aplicada ao Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 3 Pás a 45°

O impelidor tipo pás retas inclinadas estudado apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0,1333 m, diâmetro do HUB de 0,1667 m e inclinação das pás de 45°. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.9.

4.7.8 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 4 Pás a 45°

Este impelidor possui um custo de operação razoavelmente efetivo em fluxos tanto turbulento quanto laminar. É muito utilizado para aplicações com alta variação de viscosidade, causando variação do regime em curtos intervalos de tempo. Possui também um custo razoável para suspensão de sólidos [9].

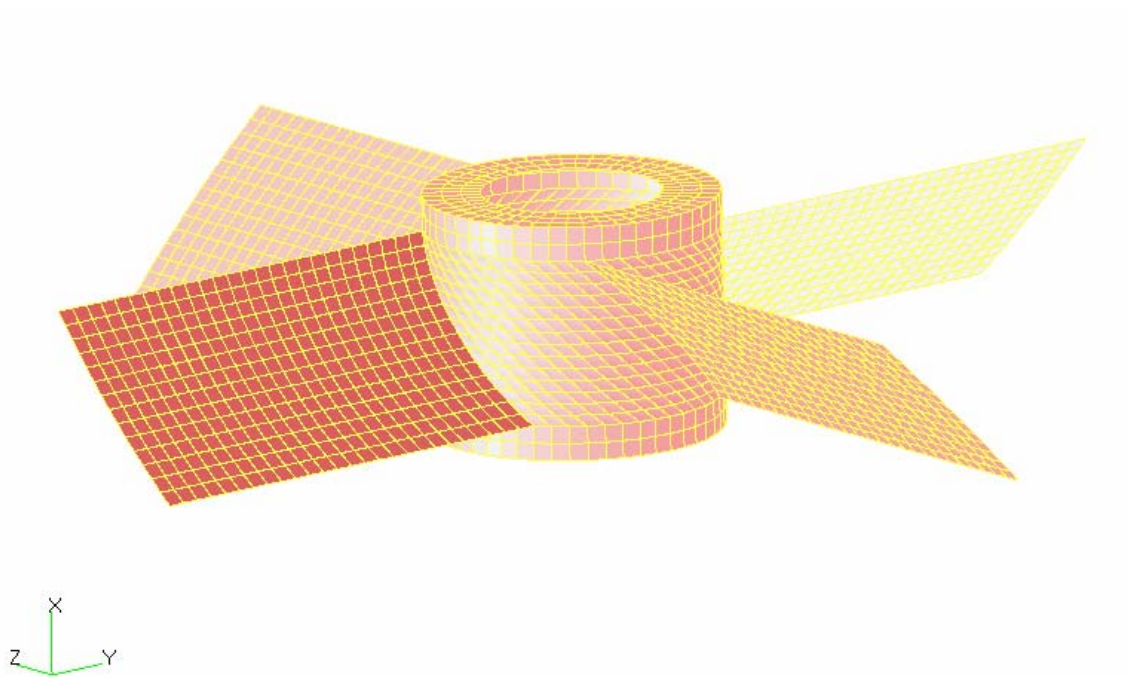


Figura 4.10 - Malha Aplicada ao Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 4 Pás a 45°

O impelidor tipo pás retas inclinadas estudado apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0.1333 m, diâmetro do HUB de 0,1667 m e inclinação das pás de 45° . A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.10.

4.7.9 Turbina Rushton – 4 Pás

A turbina Rushton possui um tamanho relativo em relação impelidor de pás retas inclinadas de 74%, sendo muito eficiente para mistura de líquidos imiscíveis ou gases em baixas concentrações [9].

Sua geometria é responsável pela criação de dois vórtices muito fortes atrás de cada lâmina. Estas áreas de alta turbulência são responsáveis pela quebra de bolhas/gotículas grandes em bolhas/gotículas menores. Suas aplicações devem ser limitadas a números de aeração de no máximo 0,1 [9].

A grande desvantagem deste impelidor é seu grande consumo de potência, sendo que seu N_p varia de 4.7 a 5.2. Sua designação internacional é 4-DR-90, possuindo 4 pás verticais retas montadas em um disco perpendicular ao eixo [10].

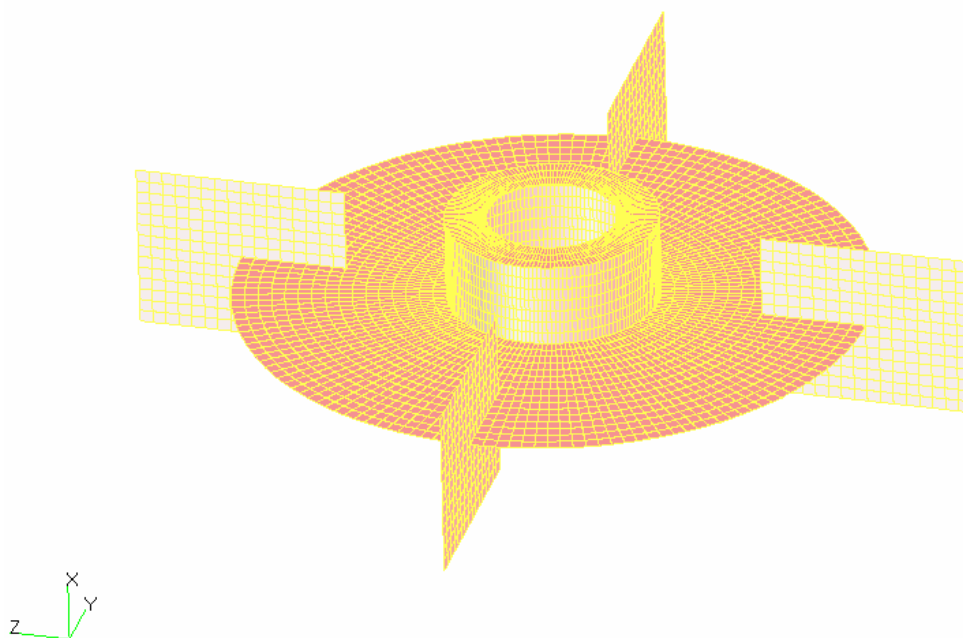


Figura 4.11 - Malha Aplicada à Turbina Tipo Rushton – 4 Pás

A turbina Rushton estudada apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0.1333 m, comprimento das pás de 0.1667 m, diâmetro do disco 0,5000 m e diâmetro do HUB de 0,1667 m. A malha pode ser visualizada na Figura 4.11.

4.7.10 Turbina Rushton – 6 Pás

Esta turbina é semelhante à anterior, apenas tendo como diferença o número de pás. Resolveu-se estudar a diferença entre estes dois impelidores, devido ainda serem desconhecidas as vantagens de trabalhar-se com números de pás diferentes com estes impelidores.

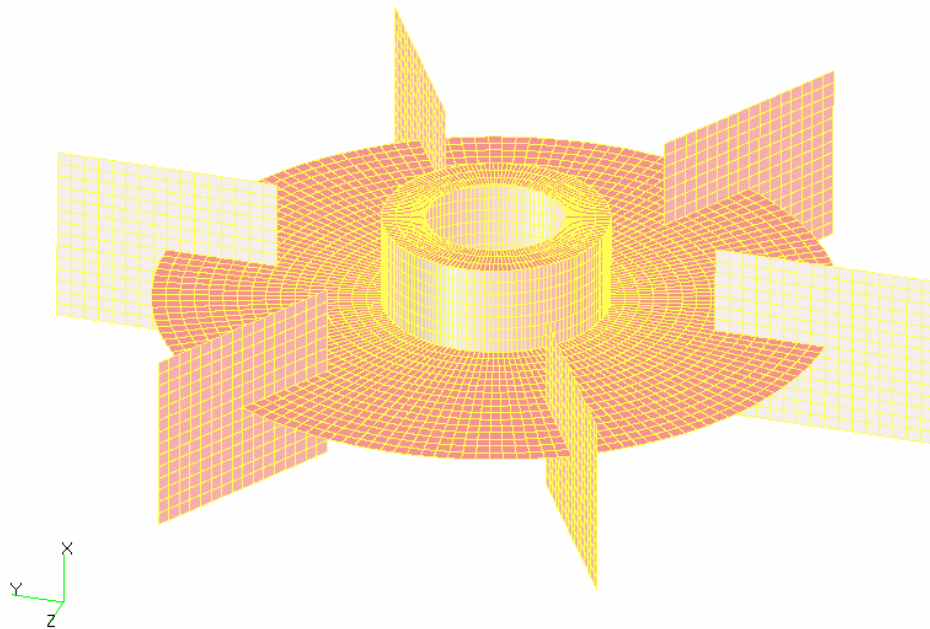


Figura 4.12 – Malha Aplicada à Turbina Tipo Rushton – 6 Pás

A turbina Rushton estudada apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0.1333 m, comprimento das pás de 0.1667 m, diâmetro do disco 0,5000 m e diâmetro do HUB de 0,1667 m. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.12.

4.7.11 Turbina Tipo Smith

A turbina tipo Smith pertence à segunda geração de impelidores para dispersão de gases e mistura de líquidos imiscíveis. Possui um tamanho relativo em relação impelidor de pás retas inclinadas de 83%, podendo misturar aproximadamente 2,4 vezes a capacidade do impelidor tipo Rushton [9].

Este impelidor normalmente é usado quando existe a necessidade de números de aeração acima de 2,1 [9].

Possui quase a mesma capacidade dispersiva das turbinas tipo Rushton, entretanto suas pás ao invés de retas são côncavas, possibilitando assim a mesma capacidade de dispersão de gases, porém com um menor consumo de energia.

Seu N_p varia de 3.5 a 3.8 e sua designação internacional é 6-DS-90. Assim como na 6-DR-90 tem 6 pás e é a opção mais moderna para dispersão de gases [10].

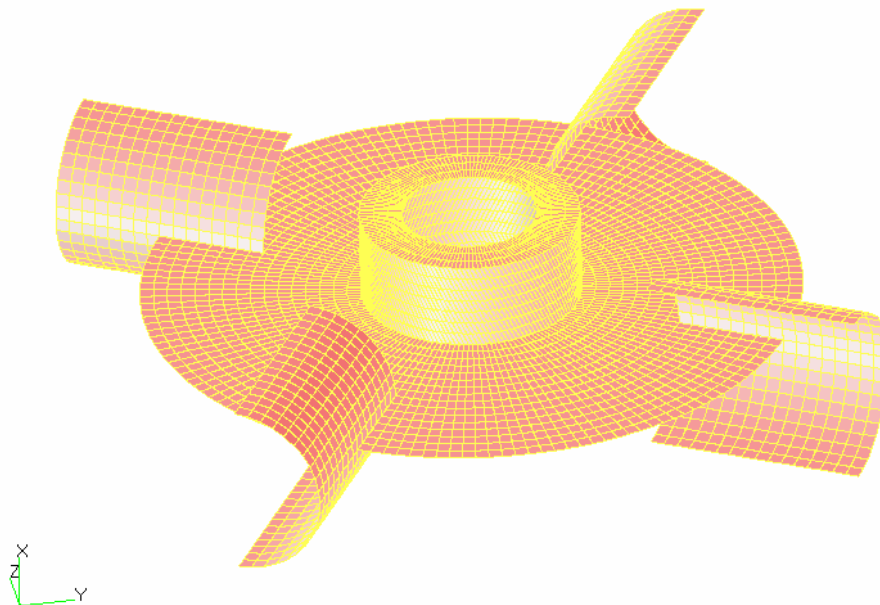


Figura 4.13 - Malha Aplicada à Turbina Tipo Smith

A turbina Smith estudada apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0.1333 m, comprimento das pás de 0.1667 m, diâmetro do disco 0,5000 m, diâmetro do HUB de 0,1667 m, e raio de curvatura das pás de 0.0667 m. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.13.

4.7.12 Impelidor de Pás Retas Verticais – 2 Pás

O impelidor de pás retas possui um tamanho relativo em relação impelidor de pás retas inclinadas de 84%, possuindo um bom custo para operações muito perto do fundo [9].

Utilizado em aplicações de suspensão de sólidos sendo também um impelidor muito eficiente em aplicações de fluxo laminar, especialmente quando o número de Reynolds encontra-se abaixo de 50 [9].

É o mais usual impelidor de fluxo radial, possuindo um número de potência (N_p) na ordem de 3.2 a 3.8. Tem boa capacidade de cisalhamento, sendo aplicado em casos em que é requerida dispersão e ação mecânica sobre a massa líquida. Sua designação internacional é VFBT e possui normalmente 4 pás, porém em alguns casos já foram vistos impelidores com até 8 pás [10].

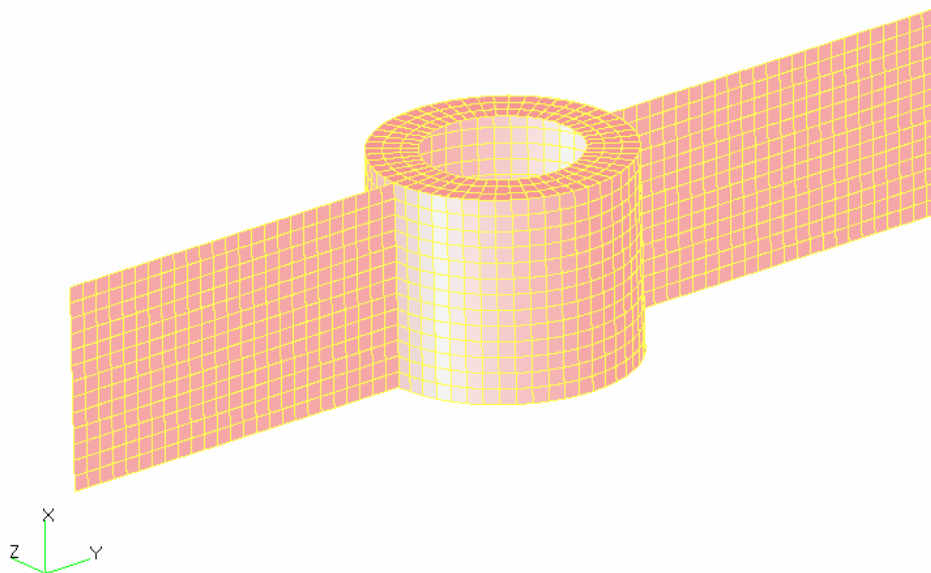


Figura 4.14 - Malha Aplicada ao Impelidor de Pás Retas – 2 Pás a 90°

O impelidor tipo pás retas estudado apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0.1333 m, diâmetro do HUB de 0,1667 m e inclinação das pás de 90°. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.14.

4.7.13 Impelidor de Pás Retas Verticais – 4 Pás

A única diferença deste impelidor com o impelidor anterior é o número de pás. É conhecida que a utilização de impelidores com apenas duas pás gera instabilidades no eixo árvore, diminuindo o valor de rotação crítica e gerando desbalanceamento do eixo.

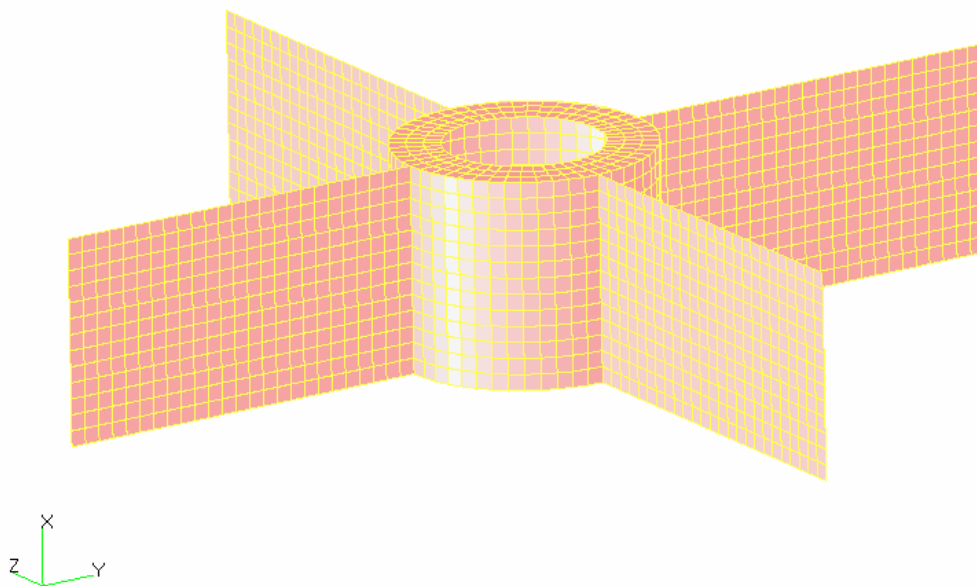


Figura 4.15 - Malha Aplicada ao Impelidor de Pás Retas – 4 Pás a 90°

O impelidor tipo pás retas estudado apresenta um diâmetro de 0,6667 m, largura das pás de 0,1333 m, diâmetro do HUB de 0,1667 m e inclinação das pás de 90°. A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.15.

4.8 Chicanas

O tanque estudado apresentou quatro chicanas igualmente separadas a cada setor de 90° . Apresenta uma largura de 10% do diâmetro do tanque, ou seja, 0,200 m.

A chicana é posicionada no final da parte cilíndrica do tanque, acabando na superfície de líquido a uma distância de 2.000 m.

A malha criada pode ser visualizada na Figura 4.16, bem como sua disposição no tanque.

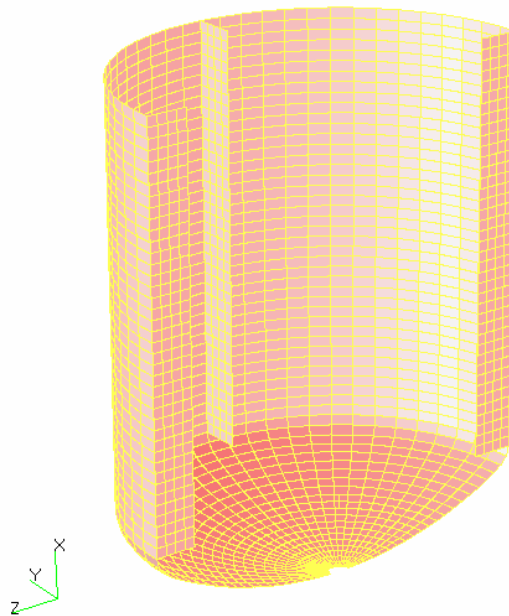


Figura 4.16 – Disposição das Chicanas – Corte de 180° do Tanque

No estudo do impelidor tipo âncora, não foram utilizadas chicanas uma vez que este normalmente opera em regime laminar e a formação de vórtices é reduzida.

4.9 Considerações Especiais

Todos os impelidores estudados apresentaram uma distância do fundo do tanque de 0,6667 m (*Clearance*), contados a partir do fim da região toroesférica. Sua inserção na malha do tanque pode ser visualizada na Figura 4.17.

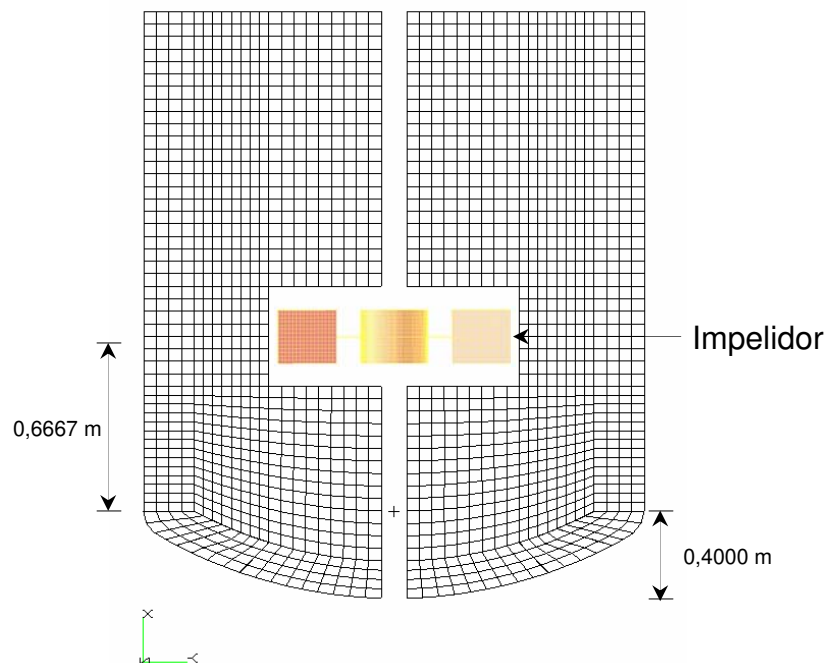


Figura 4.17 – Posição do Impelidor no Tanque

Também na Figura 4.17 pode-se verificar a altura do fundo do tanque de 0,4000 m e que a malha não apresenta volumes distorcidos que possam causar divergência nos resultados.

A malha do tanque foi cuidadosamente criada através do uso de superfícies auxiliares na região de prolongação das chicanas e na região toroesférica.

Para cálculos dos fluxos laterais, inferiores e superiores gerados, foram utilizadas regiões 2D, com áreas conhecidas, localizadas quatro volumes de controle distantes das pás dos impelidores. O esquema utilizado pode ser visualizado na Figura 4.18.

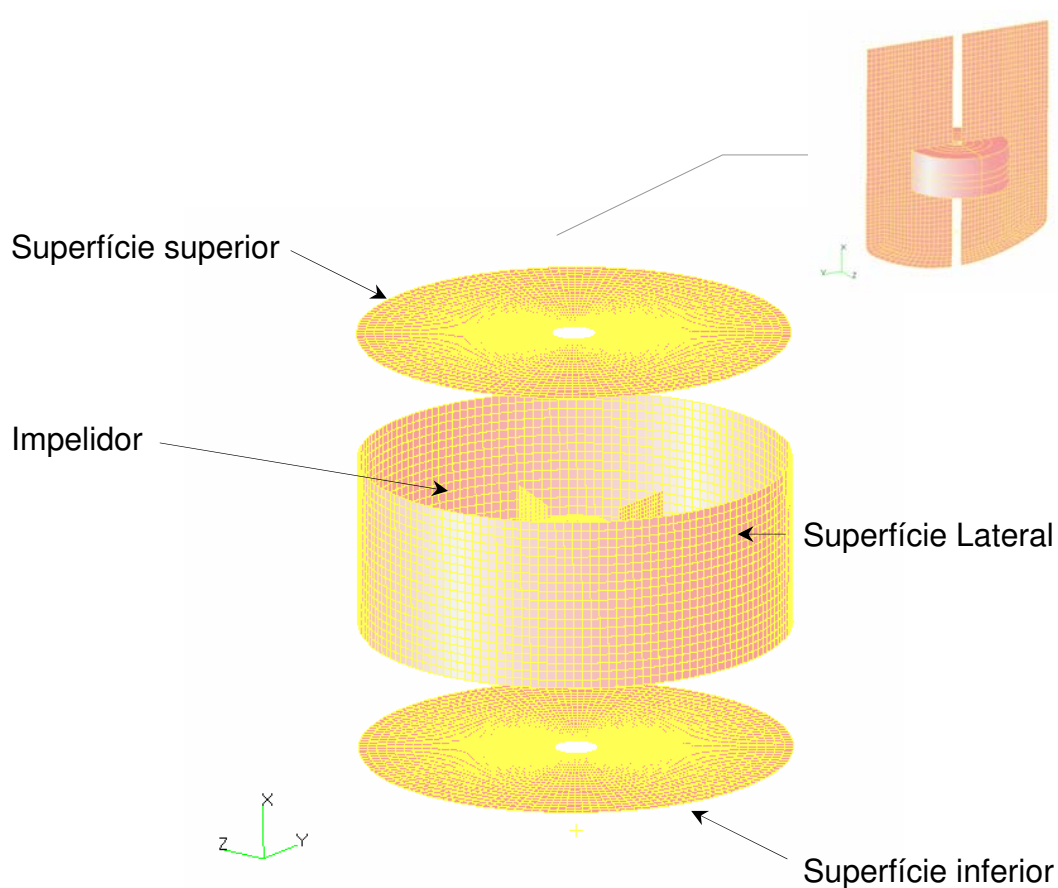


Figura 4.18 – Superfícies para Cálculo dos Fluxos

A Figura 4.18 apresenta detalhe do bloco de inserção do impelidor e seu posicionamento na malha do tanque.

4.10 Condições de Contorno

O software CFX 4 utiliza muitas condições de contorno diferentes. Assim, é importante entender a natureza da situação física dos limites do domínio, de forma que as condições de contorno mais apropriadas sejam escolhidas para a análise.

Entender a base teórica que cada condição de contorno ajuda o usuário para fazer a melhor escolha dentre todas as oferecidas pelo software CFX 4.4, como também interpretar das previsões obtidas.

Cada fluxo discretizado nas condições de contorno é definido em termos de uma descrição física, uma representação matemática e uma implementação discreta.

As condições de contorno utilizadas neste estudo seguem as relações descritas abaixo:

1. Todas as paredes apresentam velocidade nula, não apresentando escorregamento;
2. O bloco do impelidor apresenta velocidade de rotação de acordo com a Tabela 4.1;
3. A superfície livre do líquido apresenta tensores iguais a zero – velocidade axial nula e condução de derivada nula para as outras variáveis;
4. A relação utilizada pelo sistema de múltipla referencia é descrita com detalhes no Capítulo 5, o qual descreve outras condições de contorno de grande importância para a simulação de tanques agitados;
5. Cálculo em regime transiente até obtenção de regime pseudopermanente;
6. Uma fase líquida uniforme contínua;
7. Fluido Newtoniano;

8. Propriedades físicas constantes;
9. Rotação do eixo constante;
10. Superfície livre do líquido livre de deformações;
11. Superfície livre sem ação de tensão superficial;
12. Geometria fixa;
13. Malha transiente;
14. Pá do impelidor apresenta espessura infinitesimal.

CAPÍTULO 5

5 Métodos Numéricos

5.1 Introdução

O software CFX4, bem como outros softwares utilizados para simulação de escoamentos, é baseado em métodos numéricos como volumes finitos, diferenças finitas ou elementos finitos.

Basicamente toda simulação é baseada na solução de um sistema de equações diferenciais, através da divisão do sistema complexo (geometria completa), em regiões de volume infinitesimal, onde tais equações podem ser facilmente resolvidas através de linearizações convenientes.

No caso de tanques de mistura, a discretização deve ser aplicada a todo o volume do tanque, fazendo com que todos os modelos sejam obrigatoriamente tridimensionais e dependentes do tempo.

Tais análises visam simular os fluxos primários e secundários gerados pela movimentação do impelidor, bem como a distribuição de velocidade, tensão de cisalhamento, turbulência e pressão, entre outras.

Neste trabalho as simulações numéricas foram realizadas utilizando o software CFX 4.4, baseado no método dos volumes finitos. Neste código, o domínio é discretizado em uma malha estruturada e hexahédrica. Uma discussão mais detalhada deste código e dos estudos de validação pode ser encontrada no manual descritivo do software CFX [2, 1998].

No software CFX, os sistemas lineares de equações são resolvidos usando um procedimento “*multigrid algébrico*”. Os resultados utilizam o sistema de diferenças centrais para discretização do espaço e um esquema de segunda ordem implícito preciso.

O movimento do impelidor usa um sistema de malhas ou superfície deslizando que será apresentado nas próximas seções.

5.2 Método dos Volumes Finitos

Os métodos de discretização utilizados pelo software CFX utilizam basicamente o método dos volumes finitos para resolução do sistema de equações diferenciais impostas. Os métodos de discretização não serão abordados com profundidade nesta dissertação devido serem muito bem descritos na literatura por *Maliska* [15, 1995] e *Patankar* [18, 1980].

Discretização é o processo no qual as equações diferenciais administrativas contínuas que regem o processo são substituídas pelas suas contrapartes discretas. As equações diferenciais são transformadas em equações algébricas que tentam aproximar corretamente o transporte de propriedades físicas. Como a solução analítica para o sistema de equações não lineares gerado não é conhecida, é necessário linearizar os termos das equações a serem resolvidas.

Os métodos de discretização identificam as localizações dos pontos de discretização para modelar os fenômenos físicos de um problema. Há vários métodos para discretização, e há muita discussão sobre as vantagens e desvantagens das várias aproximações. O CFX 4.4 usa o método dos volumes finitos para o cálculo das funções de transporte e o método dos elementos finitos para discretização das condições de contorno implícitas ao problema.

O método usado pelo CFX 4.4. possibilita a flexibilidade geométrica do método dos elementos finitos, mantendo a importante propriedade de conservação gerada pelo uso do método dos volumes finitos, através de uma aproximação conhecida por “*body fit*”.

5.3 Criação da Malha

O sofisticado ambiente de análise fluidodinâmica requer uma boa integração entre a criação de geometrias, a geração de malhas e as ferramentas de pós-processamento. Hoje em dia existem ótimas ferramentas geradoras de malhas disponíveis como o ICEM CFD e CFX BUILD, que possibilitam manter uma relação íntima com a geometria durante a geração de malha. Estes softwares são usados para criar aplicações para a fluidodinâmica computacional e análise estrutural.

As ferramentas de geração de malha oferecem a capacidade de parametrizar e criar malhas de geometrias em multibloco estruturado hexaédrico, além de formatos de malhas cartesianas que se combinaram com as condições de contorno.

Em ambiente de CFD, a geometria pode ser adquirida usando ferramentas CAD DDN. Durante a aquisição de geometrias são determinados as superfícies, curvas e pontos que descrevem todas as informações de tamanho e formato. O usuário seleciona o módulo de geração de malha apropriado para criar a malha computacional. As condições de contorno também podem ser adicionadas à geometria criada.

A malha e as condições de contorno são então transformadas em informações de topologia para serem usadas por mais de 100 “*Solvers*” de fluxo e códigos de análise estruturais, dentre os quais o software CFX faz parte.

Estes softwares oferecem um largo alcance de refino de malha e condições de contorno através de ferramentas de otimização e adaptação de malha.

5.4 As Ferramentas de Geometria

Os softwares ICEM CFD e CFX BUILD utilizam uma nova aproximação de pré-processamento permitindo que os Engenheiros utilizem a geometria original 3D criada em ferramentas CAD ao invés de construir modelos de análise separados.

Os módulos de geração de malha utilizam modos múltiplos de integração de geometrias CAD para análise. Através de um banco de dados de geometria pode-se combinar geometrias adquiridas com quaisquer das ferramentas providas. Por exemplo, usuários podem combinar dados de STL, com geometria adquirida de interfaces CAD, com geometrias IGES.

Depois da geometria ser adquirida, agrupa-se as superfícies em famílias, determinam-se às condições de contorno e, então, se determina o tamanho da malha. Uma vez que esta informação é estabelecida, podem ser criadas modificações para otimização da malha e refino.

5.5 Métodos de Abordagem em Sistemas de Referência Múltipla

Há um número grande de abordagens e aproximações diferentes usadas na simulação de fluxos em mais de um bloco de referência, utilizados principalmente para máquinas rotativas, bombas e impelidores.

Antes de se analisar as particulares da implementação de sistemas de referência múltipla (“MFR – Multiple Frame of Reference”), utilizadas no software CFX 4.4, é útil revisar as aproximações mais comuns empregadas para tratar o movimento relativo entre corpos.

Há muitas aproximações básicas utilizadas para a simulação de sistemas de referência múltipla. Nas seções seguintes são esboçados cinco métodos. Cada aproximação é definida brevemente, seguindo por um resumo das vantagens comumente percebidas e suas desvantagens.

5.5.1 Método “SFR” – Condições de Contorno Fixas

Neste método, utiliza-se uma aproximação bidimensional, sendo calculado uma única passagem da pá de um impelidor. O problema é resolvido no bloco estacionário ou giratório de referência, com condições de contorno de velocidade e turbulência constantes e especificadas no contorno do impelidor ou na parede do tanque. Este é o uso mais simples para análises de CFD em aplicações para máquinas rotativas.

O bloco de referência utilizado para determinação das condições de contorno para velocidade não deve apresentar protuberâncias como chicanas ou bloqueadores de fluxo. Sendo assim, a parede do tanque deve ser uniforme e simétrica.

A grande vantagem desta abordagem é a realização de uma simulação econômica para um componente de uma máquina isolado (solução estatal fixa, única passagem da pá do impelidor), somente sendo estudado o fluxo primário gerado.

A grande desvantagem desta abordagem é que a predição obtida só é tão boa quando conhecemos às condições de entrada especificadas e as condições de contorno para saída, velocidade e turbulência (fluxos ao redor da passagem).

Freqüentemente as condições de contorno não são bem conhecidas, negligenciando todos os efeitos transientes, como também a interação entre componentes à montante e à jusante da passagem da pá do impelidor.

Para simulações utilizando esta abordagem é necessária a obtenção de dados experimentais de velocidade através de velocímetro “*Doppler*” e a determinação das constantes de turbulência para a pá do impelidor.

5.5.2 Método “SFR” – Condições de Contorno Transientes

Nesta abordagem os fluxos de entrada e saída, citados no método anterior, são transientes, calculando-se o sistema antes e após a passagem da pá do impelidor. Novamente a malha calculada é bidimensional e somente os fluxos primários podem ser calculados.

A grande vantagem desta abordagem é a realização de uma simulação transiente econômica de um componente de máquina isolado (solução transiente, única passagem da pá do impelidor).

A grande desvantagem é que novamente a predição só é tão boa quando são conhecidas às condições de entrada especificadas e as condições de contorno para saída, velocidade e turbulência (fluxos ao redor da passagem).

Esta aproximação tenta modelar a interação entre componentes por uma especificação de condição de contorno mais complexa. A solução é computacionalmente mais cara que uma solução em regime permanente, e produz mais informações a serem processadas. Freqüentemente são requeridas soluções de componentes adjacentes, com repetição entre as duas soluções e as condições de contorno limites.

Para simulações utilizando esta abordagem, também é necessária a obtenção de dados experimentais de velocidade através de velocímetro “Doppler” e a determinação das constantes de turbulência pontuais.

5.5.3 Método “MFR- Stage or Circunferential Averaging”

Nesta abordagem são resolvidas duas ou mais passagens da pá do impelidor simultaneamente, calculando-se a média entre as regiões rotacionais e estacionárias. Soluções estacionárias fixas são então obtidas em cada bloco de referência através da média de fluxo gerada. Esta é uma abordagem tridimensional, onde os fluxos secundários também podem ser calculados.

A principal vantagem é a possibilidade de obter predições estatais fixas para sistemas com presença de chicanas. A malha utilizada passa a ser transiente, fazendo com que a interface entre os blocos estacionários e rotativos sejam deslizantes.

A grande desvantagem é que esta abordagem possibilita falhas na convergência por perda de massa, sendo esta perda relativa à diferença de proximidade entre as chicanas e as pás do impelidor, a jusante e a montante dos componentes da máquina.

Como são calculadas as médias entre as passagens da pá do impelidor durante cada iteração efetuada, são negligenciados os efeitos passageiros de iteração. Esta análise não é apropriada quando a variação do fluxo na volta completa é aparentemente significativa quando comparada ao fluxo gerado a cada passo de tempo. Um bom exemplo neste caso é a simulação de bombas centrífugas ou sistemas agitados onde as pás do impelidor passam perto das chicanas ou de serpentinas de aquecimento.

5.5.4 Método “MFR– Frozen Rotor”

Esta abordagem prediz o fluxo permanente de um sistema rotor / stator, onde o fluxo no rotor é resolvido em um bloco estacionário, e o fluxo no stator é resolvido em um bloco rotacional. Esta abordagem também utiliza uma malha tridimensional, podendo ser calculados os fluxos secundários gerados.

Os dois blocos de referência são conectados de tal modo que sempre haja uma posição relativa fixa ao longo do cálculo que possibilite a movimentação da malha sobre uma interface deslizante (Sliding Grids).

A grande vantagem desta abordagem é que obtenção de uma solução estacionária fixa é obtida para múltiplos sistemas de referência, levando em conta a interação entre os blocos estáticos e rotacionais.

O regime pseudopermanente pode ser obtido quando o fluxo entre o bloco estacionário e o bloco rotacional é muito pequeno e a velocidade das pás em relação à interface corrigida é muito grande. Portanto, impelidores com fluxos radiais não podem ser simulados desta forma.

Uma análise utilizando rotor fixo é muito útil quando a variação do fluxo é grande, ou seja, as pás do impelidor e as chicanas ficam muito próximas em alguns passos de tempo.

A grande desvantagem deste método é que não são modelados efeitos transientes à interface de mudança de blocos. Isto gera falhas em cálculos de grandes fluxos laterais que cruzam a interface deslizante localizada entre os blocos de referência.

Erros de modelagens são incorridos quando a suposição de regime pseudopermanente não aplica. Neste modelo também não são modelados os componentes giratórios referentes à força de “Coriolis”.

5.5.5 Método “MFR- True Transient”

Esta abordagem é a única que prediz a verdadeira interação da passagem de fluxo entre um stator e o rotor. Nesta aproximação o movimento relativo passageiro entre os componentes é simulado, impossibilitando falhas no balanço de massa, momento e energia, levando em conta todos os efeitos de interação entre componentes e seu movimento relativo. Este modelo também utiliza uma malha tridimensional, sendo calculados todos os fluxos gerados pelo movimento do impelidor.

Esta abordagem é a única que pode simular corretamente todos os fluxos gerados por impelidores tanto axiais, como radiais e tangenciais, predizendo desde os fluxos primários até os fluxos e vorticidades gerados na região de conexão dos blocos.

A grande desvantagem desta abordagem é o grande recurso de poder computacional requerido em termos de tempo de simulação, grande espaço de disco rígido e posto quantitativo de processamento de dados (alta memória RAM).

O problema de exigência de recurso é exacerbado em problemas onde exista desigual lance entre componentes. Nestas situações funções de periodicidade de espaço não podem ser usadas para limitar a análise para uma única passagem da pá por componente. Frequentemente o problema de lances desiguais é evitado, modificando a geometria para o mais próximo da geometria completa.

Esta abordagem foi escolhida dentre as demais por possibilitar um estudo mais completo dos impelidores atualmente utilizados na indústria química, desde impelidores de fluxo predominantemente radiais até os impelidores de fluxo axiais ou tangenciais.

Mesmo requerendo maior tempo computacional esta abordagem possibilita cálculos em tempos relativamente pequenos (Aproximadamente duas horas por simulação), mostrando-se aplicável a este estudo.

Esta abordagem possibilita o cálculo de diversas variáveis importantes para o dimensionamento de sistemas de mistura como tempo de mistura. Funções

como torque, potência, número de potência e bombeamento pode ser simulado para cada passo de tempo, mostrando parâmetros importantes para o dimensionamento do eixo árvore e espessura das pás do impelidor.

Tais parâmetros podem indicar problemas como correntes de pico altas em processos de partida e até possibilidade de travamento do eixo árvore.

5.6 Interface Deslizante - Sliding Interface

A capacidade da utilização de sistemas de referência múltipla (MFR), pelo software CFX está relacionada à utilização de uma interface deslizante entre dois ou mais domínios computacionais. Estes domínios consistem em regiões distintas que estão em movimento relativo.

Uma condição de interface corrigida ou deslizante é usada para conectar estas duas regiões, e implementada em tal modo que são apoiadas em soluções fixas para cada bloco ou referência.

5.6.1 Características da Malha Deslizante

Uma condição de interface deslizante é usada para conectar volumes de controle localizadas em lados opostos à mesma. Esta condição de interface deslizante tem as seguintes propriedades:

- A interface é maleável e é modificada pela mudança nos blocos de referência;
- A conservação rígida é mantida na interface, para todos os fluxos de todas as equações (depois de responder por mudanças em cada lance);
- O tratamento de interface é completamente implícito, de forma que a presença de uma interface não afeta adversamente a convergência da solução global;

- A interface é aplicável a escoamentos incompressíveis, compressíveis, subsônicos, transônicos e condições de fluxo supersônicas;
- A interface é aplicável a todas as opções de modelos comumente encontradas no software CFX como modelos de turbulência, multifásicos, CHT, reações, etc;
- A interface é ajustada a cada passo de tempo, mantendo os fluxos locais;
- Qualquer número de interfaces de mudança de blocos é possível dentro de um domínio computacional (para N blocos de referência diferentes, há N-1 condições de interface).

5.6.2 *De talhe s Numé ric o s e m Ma lha s De sliza nte s*

Os fluxos de superfície ao longo de cada lado da interface são discretizados em termos de variáveis nodais dependentes, e em termos de equações de superfície de controle variável.

Cada fluxo na superfície de interface é discretizada através de aproximações de fluxo “*standard*” controlados pelas variáveis nodais de superfície na região.

São geradas equações de equilíbrio para as variáveis de interface, levando em conta as contribuições de fluxo geradas em ambos os lados.

Estas equações são chamadas equações de superfície de controle (diferente das equações de volume de controle), porque obrigam um equilíbrio de fluxos em cima de uma determinada área de superfície.

5.7 *Inde pendê ncia da Malha*

Os perfis numéricos obtidos para as variáveis dependentes devem ser independentes do tipo de malha utilizado. No entanto, na maioria das vezes, o estudo de independência da malha não é apresentado nos trabalhos computacionais.

Um grande problema relacionado ao refino de malhas está ligado ao grande aumento do custo computacional. Tal fator deve ser avaliado com cuidado quando se trabalha com malhas deslizantes, onde o custo computacional normalmente já é alto.

O alto refino da malha também pode gerar falta de convergência ou até divergência nos cálculos envolvendo escoamentos turbulentos onde não são utilizadas funções para tratamento de parede.

O presente estudo verificou que o refino da malha necessário para uma boa obtenção de resultados que possam ser comparados com dados encontrados na literatura segue a seguinte relação:

$$X = \frac{2\pi.R}{60} \quad \text{Eq. 5.1}$$

Onde:

X= Maior distância entre nós da malha

R= Raio do Tanque

Utilizando-se este valor sempre existirá uma conexão completa da malha do sistema rotor/stator, evitando problemas na convergência por perda de massa à jusante e à montante da interface deslizante.

Este valor pode ser obtido através do uso de passos de tempo relacionados com a equação (Eq. 5.3).

$$\omega = 2\pi.N \quad \text{Eq. 5.2}$$

$$\Delta t = \frac{2\pi}{10.\omega} \quad \text{Eq. 5.3}$$

Onde:

ω = Velocidade Angular (rad/s)

N = Rotação do Eixo Árvore (RPS)

Δt = Passo de tempo (s)

Estes passos de tempo geram resultados a cada 10% de volta completa do eixo árvore, descrevendo corretamente todos os fluxos gerados por impelidores tanto axiais, como radiais e tangenciais.

A predição dos fluxos primários, secundários e vorticidades gerados foi de excelente qualidade para o estudo em questão.

CAPÍTULO 6

6 Fluxos Característicos

6.1 Fluxos Predominantes em Sistemas Agitados

Um dos fatores ligados a escolha do tipo de impelidor a ser utilizado é a característica do fluxo gerado. Nas seções abaixo segue um breve comentário sobre os fluxos típicos encontrados nos impelidores comumente utilizados na indústria química.

6.1.1 Fluxo Radial

Os impelidores de fluxo radial são aqueles no qual a maioria do fluxo gerado tende a ser perpendicular ao eixo do impelidor, ou seja, tendem a impulsionar a massa líquida contra as paredes do tanque. São impelidores com alto consumo de potência, maior capacidade dispersiva, e mais agressivos aos produtos. Normalmente são aplicados em processos em que se requeiram ações dispersivas, tais como dispersão gasosa, transferência de massa, dissolução de materiais sólidos agregados e friáveis, bem como opção de impelidor para instalação em tanques com baixo nível de líquido (baixa relação Z/T).

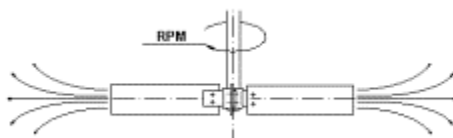


Figura 6.1 - Impelidor de Fluxo Radial

Dentre os impelidores estudados nesta dissertação podemos citar como exemplo as turbinas Rushton, Smith, as turbinas tipo ponta de lança e os impelidores de pás retas.

Simulações realizadas com o software CFX 4.4 podem gerar figuras de fácil compreensão e visualização, como as indicadas na

**Figura 6.2,
Figura 6.3,
Figura 6.5,
Figura 6.6,
Figura 6.8 e na**

Figura 6.9.

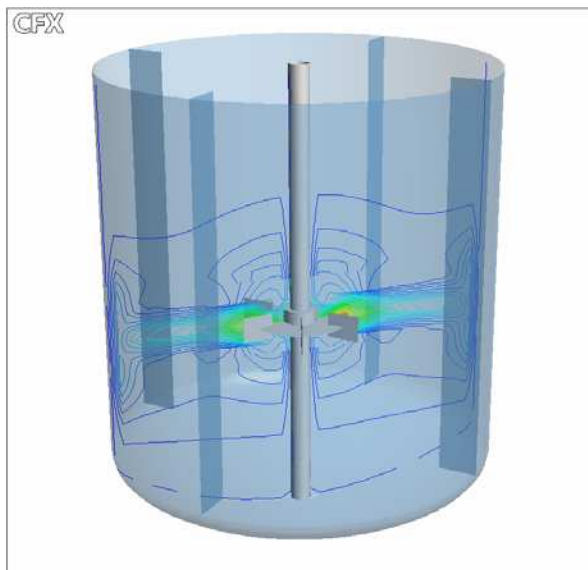


Figura 6.2 – Exemplo de Fluxo Radial

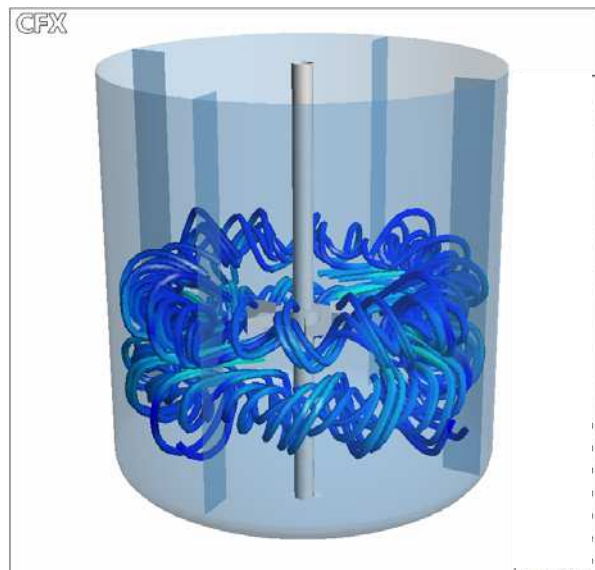


Figura 6.3 – Exemplo de Vórtices Formados por Impelidor de Fluxo Radial

Como se pode visualizar, o fluxo principal gerado pelos impelidores radiais encontra-se perpendicular ao eixo árvore, apresentando duas regiões de alta vorticidade localizadas perto da parede do tanque.

6.1.2 *Fluxo Axial*

Os impelidores de fluxo axial são aqueles na qual a maioria do fluxo gerado tende a ser paralelo ao eixo do impelidor, ou seja, tendem a impulsionar a massa líquida para o fundo do tanque.

São impelidores de menor consumo de potência, baixa agressividade, e grande abrangência na distribuição do fluxo dentro do tanque. São os impelidores aplicados na maioria dos processos agitados, tais como mistura de produtos líquidos, sólidos em suspensão, transferência de calor, etc., podendo ser aplicados de forma unitária em tanques com relação Z/T de até 1,5.

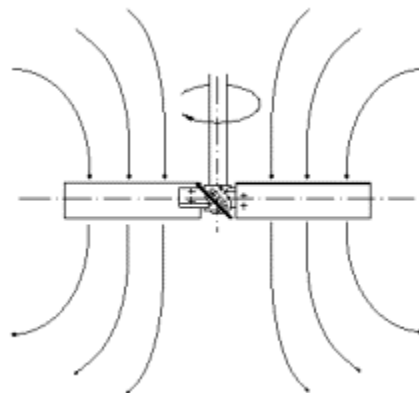


Figura 6.4 – Impelidor de Fluxo Axial

Dentre os impelidores estudados nesta dissertação podemos citar como exemplo os impelidores de pás retas inclinadas, o impelidor KPC e o impelidor de alta eficiência da Lightnin.

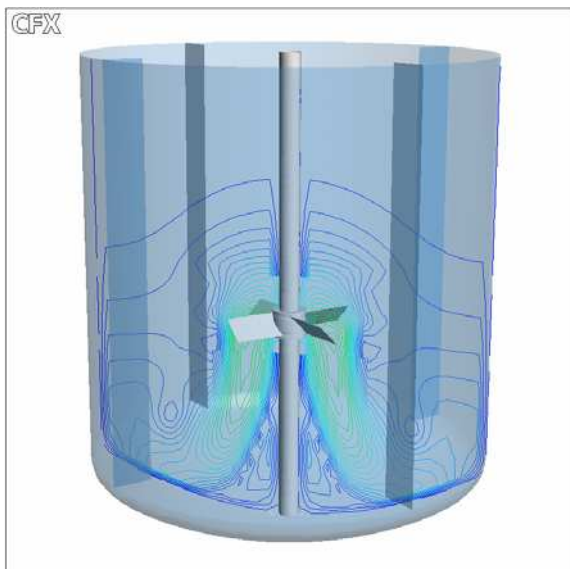


Figura 6.5 – Exemplo de Fluxo Axial

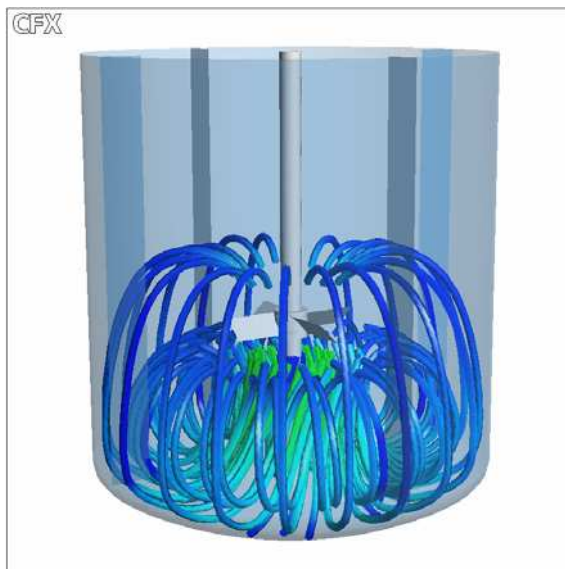


Figura 6.6 – Exemplo de Vórtices Formados por Impelidor de Fluxo Axial

Como se pode visualizar, o fluxo principal gerado pelos impelidores axiais encontra-se paralelo ao eixo árvore, apresentando uma regiões de alta vorticidade localizadas na região inferior ao impelidor.

6.1.3 *Fluxo Tangencial*

São impelidores que operam preferencialmente em regime laminar, destinado a misturar produtos de alta viscosidade, normalmente acima de 50.000 cp. Não produzem considerável movimento radial ou axial, mas sim, impulsionam a massa em movimento circular lento ao redor da parede do tanque de mistura.

Devido às suas características, são impelidores de alto consumo de energia, e por operarem com baixas rotações, exigem acionamentos de alto torque e, por conseguinte, de alto custo de investimento.

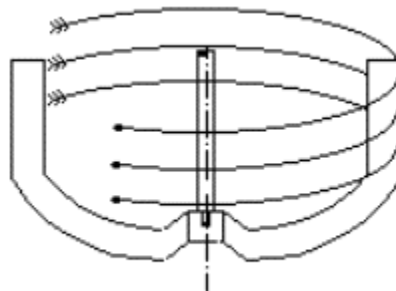


Figura 6.7 – Impelidor de Fluxo Tangencial

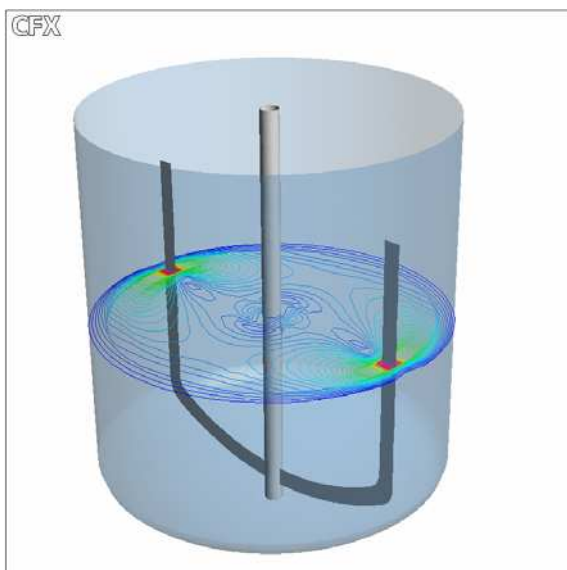


Figura 6.8 – Exemplo de Fluxo Tangencial



Figura 6.9 – Exemplo de Vórtices Formados por Impelidor de Fluxo Tangencial

6.2 Descrição das Simulações para Caracterização dos Fluxos

As simulações realizadas para caracterização dos fluxos gerados pelos impelidores foram realizadas para escoamento laminar e turbulento. Os estudos dos fluxos em regime laminar foram realizados com Número de Reynolds igual a 1 e para regime turbulento com Número de Reynolds igual a 10^6 .

Para impelidores de fluxo radial ou axial foram utilizados os parâmetros indicados na Tabela 6.1, utilizando como diâmetro dos impelidores 0.6667m.

Tabela 6.1 – Parâmetros para Impelidores de Fluxo Radial ou Axial

RPM	Densidade	Viscosidade	Reynolds	Omega	Escoamento
900.00	1000	6666	1.E+00	94.24777961	Laminar
900.00	1000	0.006667	1.E+06	94.24777961	Turbulento

Para o impelidor de fluxo tangencial, neste estudo representado pelo impelidor tipo âncora, foram utilizados os parâmetros indicados na Tabela 6.2, utilizando como diâmetro do impelidor 1.8 m.

Tabela 6.2 – Parâmetros para Impelidor de Fluxo Tangencial

RPM	Densidade	Viscosidade	Reynolds	Omega	Escoamento
900.00	1000	48576	1.E+00	94.24777961	Laminar
900.00	1000	0.048600	1.E+06	94.24777961	Turbulento

As figuras apresentadas nas seções seguintes representam o fluxo no tanque em regime pseudopermanente, onde o fluxo médio não se altera mais. Verificou-se que para regime laminar, o regime pseudopermanente é atingido após cinco revoluções completas do eixo árvore. Para regime turbulento, o regime pseudopermanente é atingido após sete revoluções completas do eixo árvore.

Os cortes verticais utilizados para caracterização dos fluxos são gerados à 45° , lembrando que as chicanas estão localizadas a 0° , 90° , 180° e 270° . Conforme Figura 6.10.

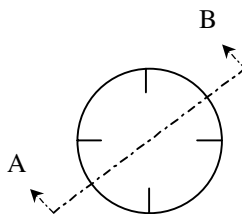


Figura 6.10 – Corte à 45°

6.2.1 *Impe lidor Tipo Ânc ora*

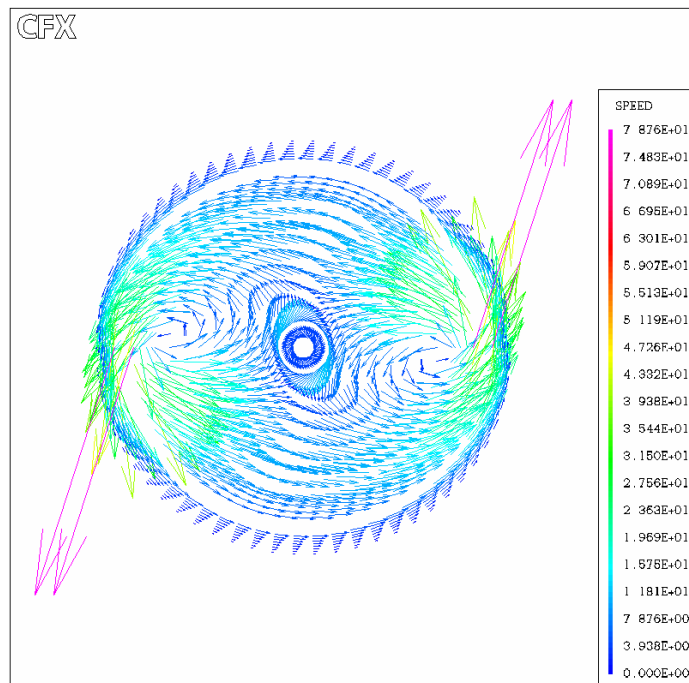


Figura 6.11 – Vetores Velocidade – Regime Laminar (Corte Transversal) – $Re=1$

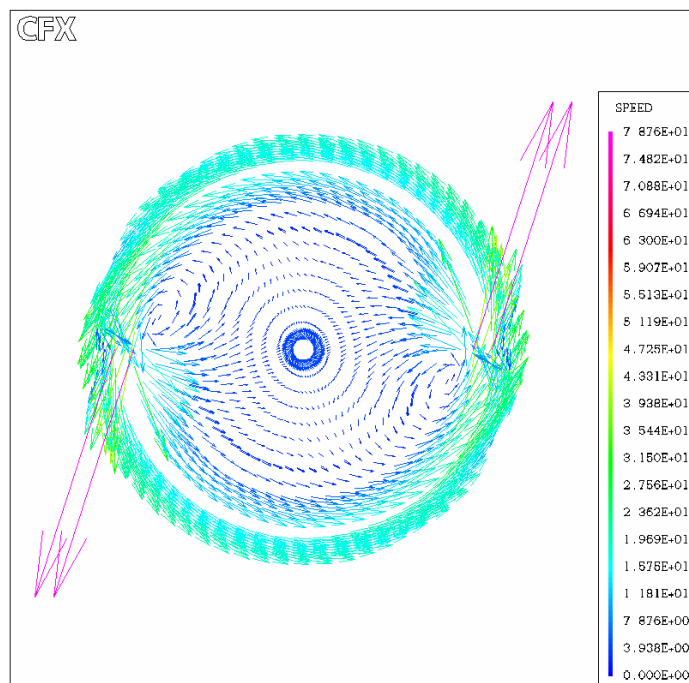


Figura 6.12 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento (Corte Transversal) – $Re=10^6$

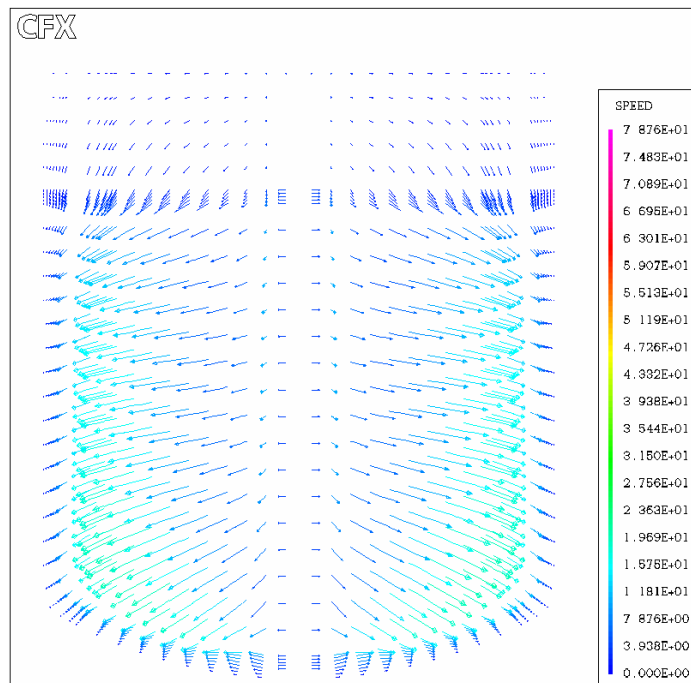


Figura 6.13 – Vetores Velocidade – Regime Laminar (Corte Axial) – $Re=1$

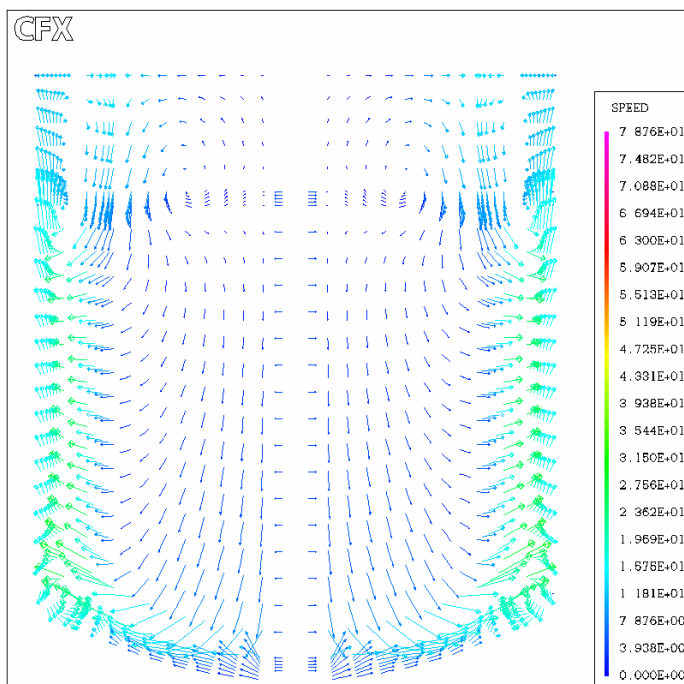
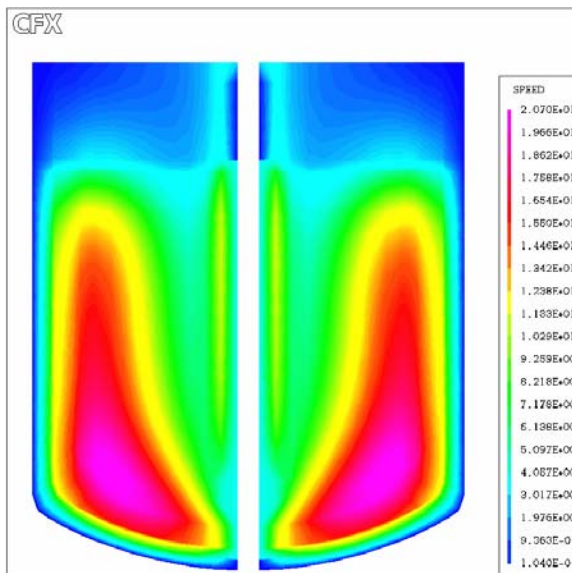
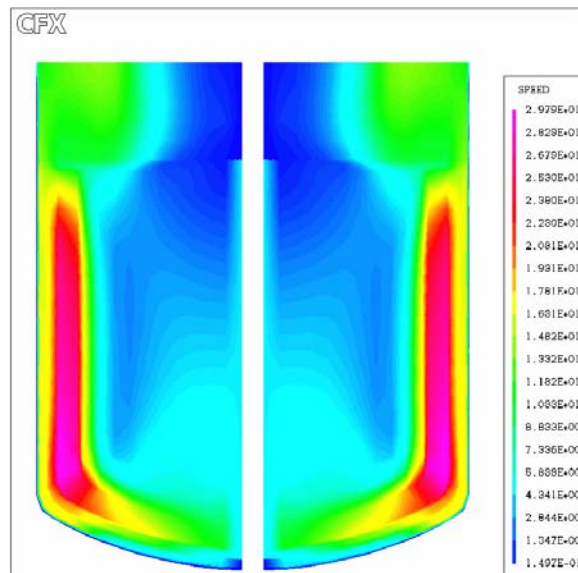


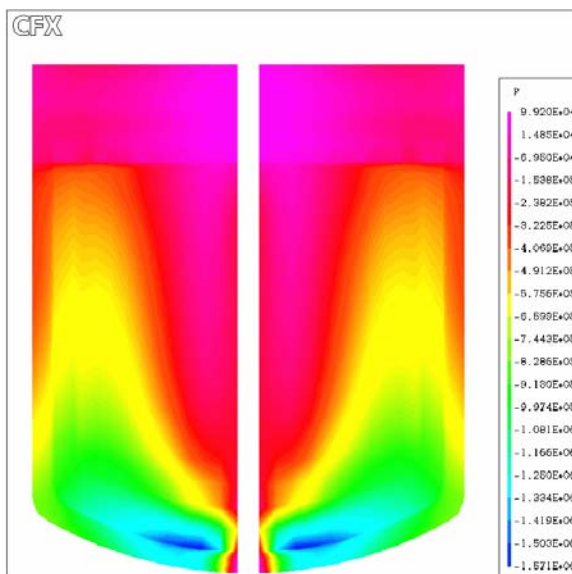
Figura 6.14 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento (Corte Axial) – $Re=106$



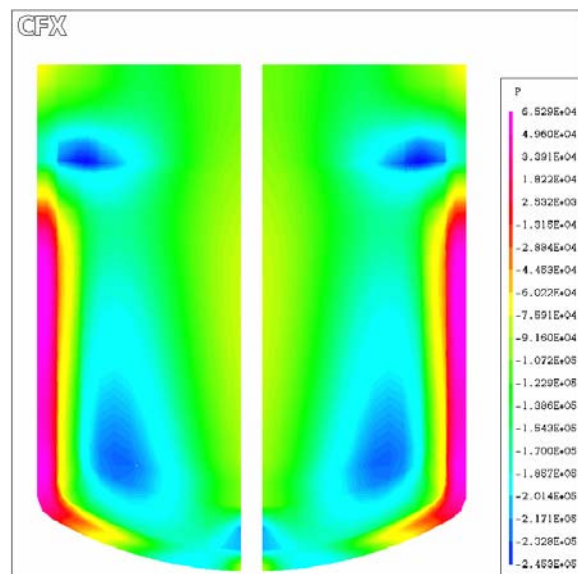
**Figura 6.15 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.16 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.17 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.18 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.2 Impelidor Tipo Ponta de Lança – “Arrowhead Turbine”

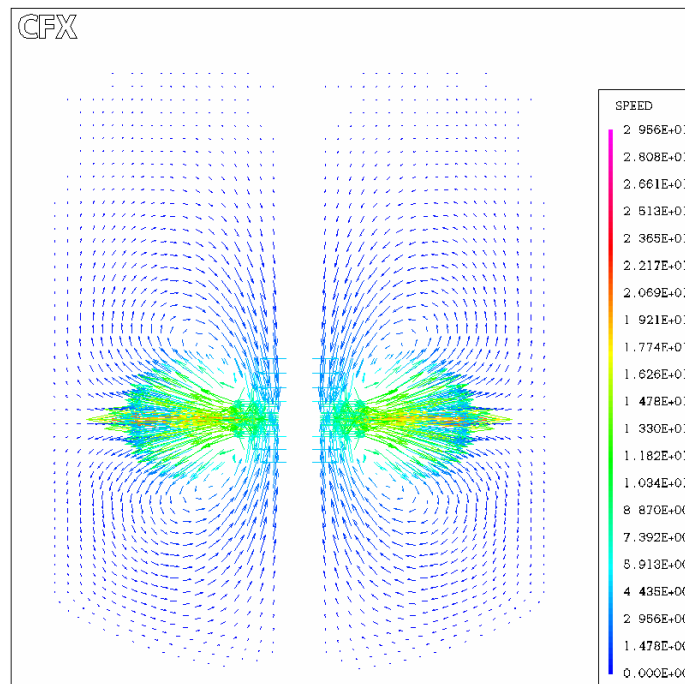


Figura 6.19 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

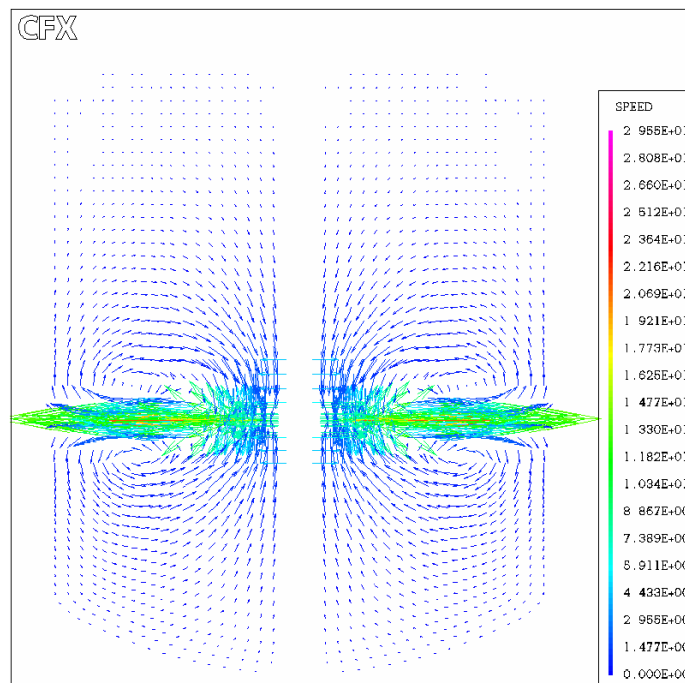
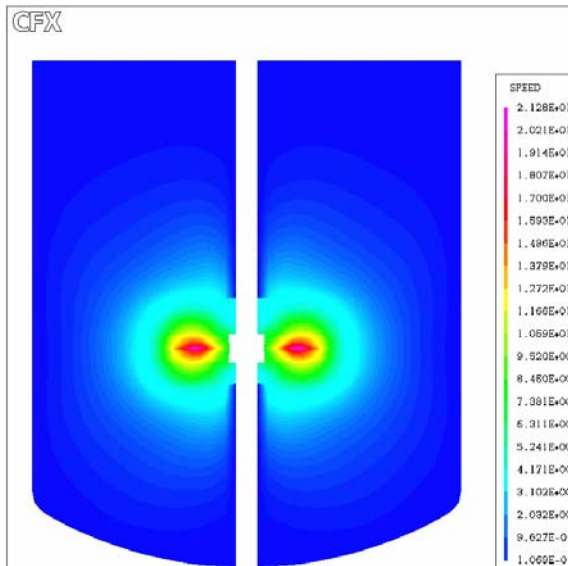
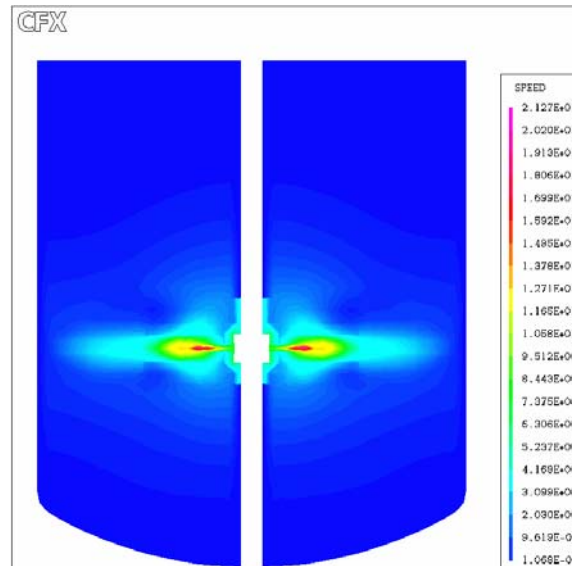


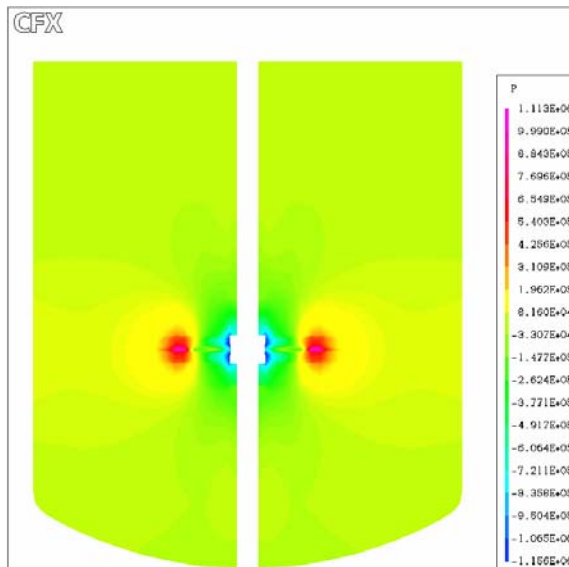
Figura 6.20 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



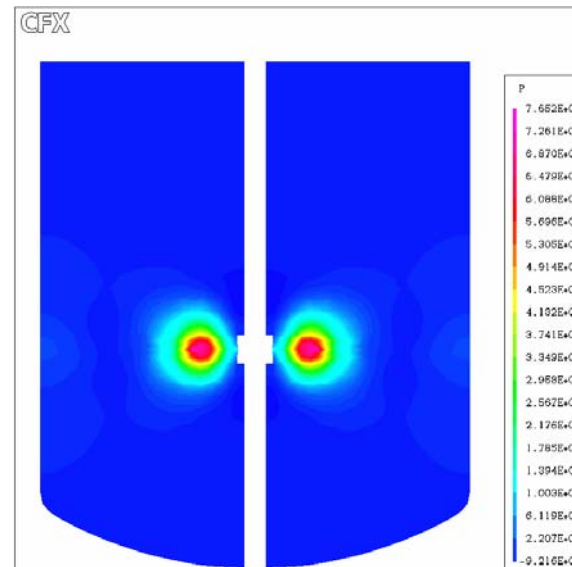
**Figura 6.21 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.22 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.23 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.24 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.3 Turbina de Pás Curvas

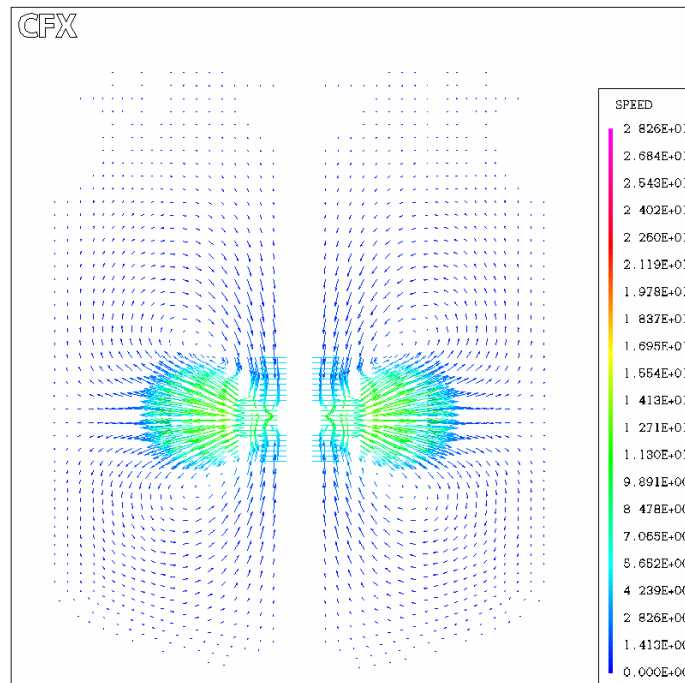


Figura 6.25 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

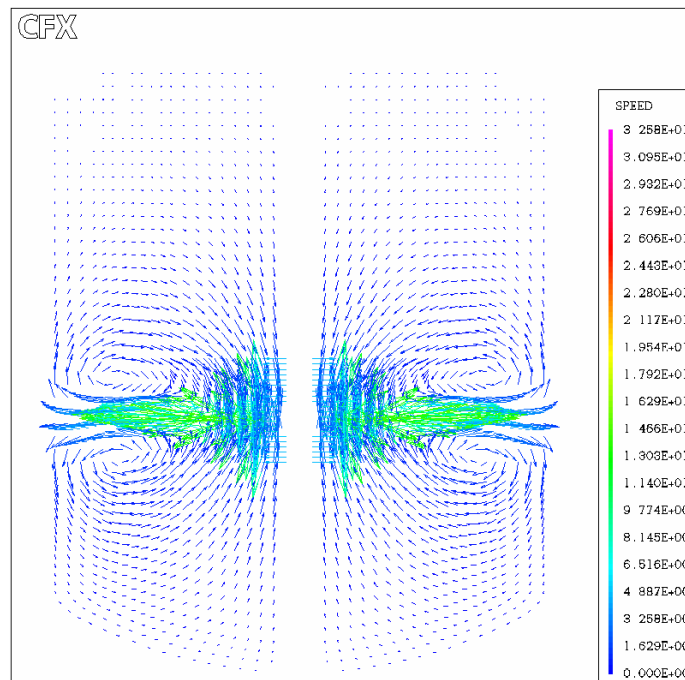
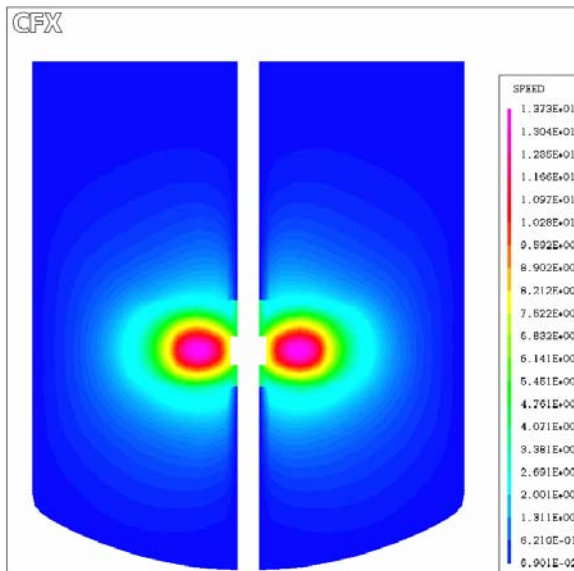
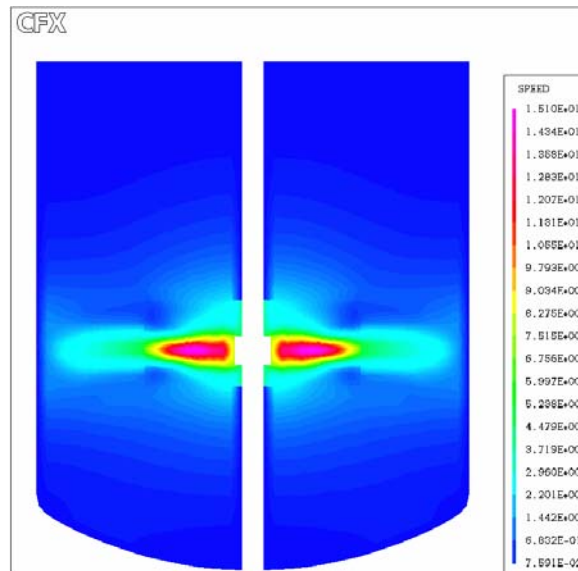


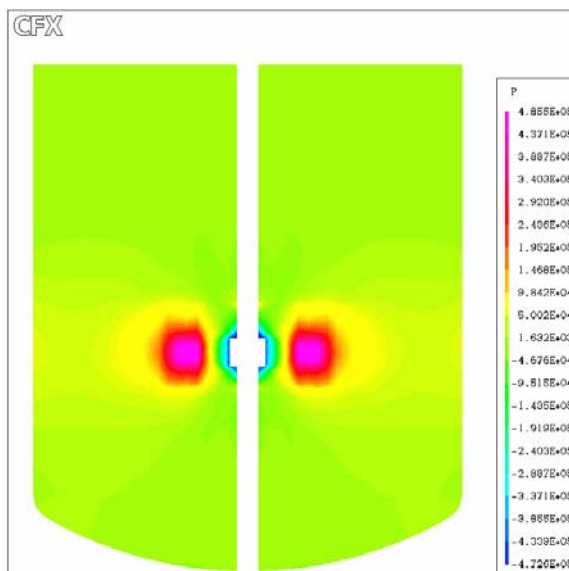
Figura 6.26 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



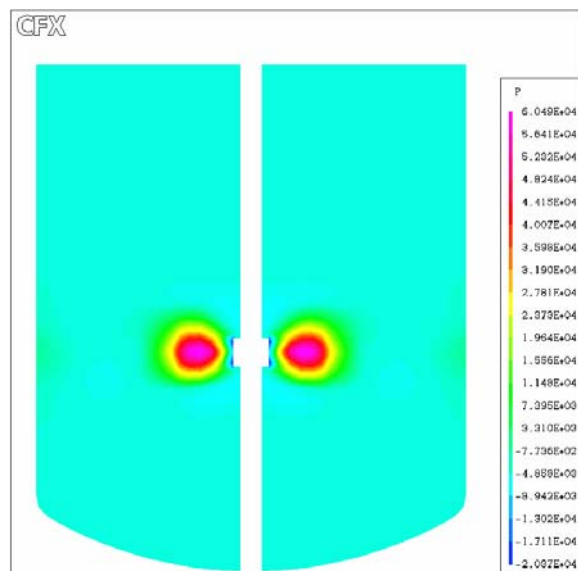
**Figura 6.27 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.28 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.29 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.30 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.4 Impelidor Tipo KPC - Kro ma

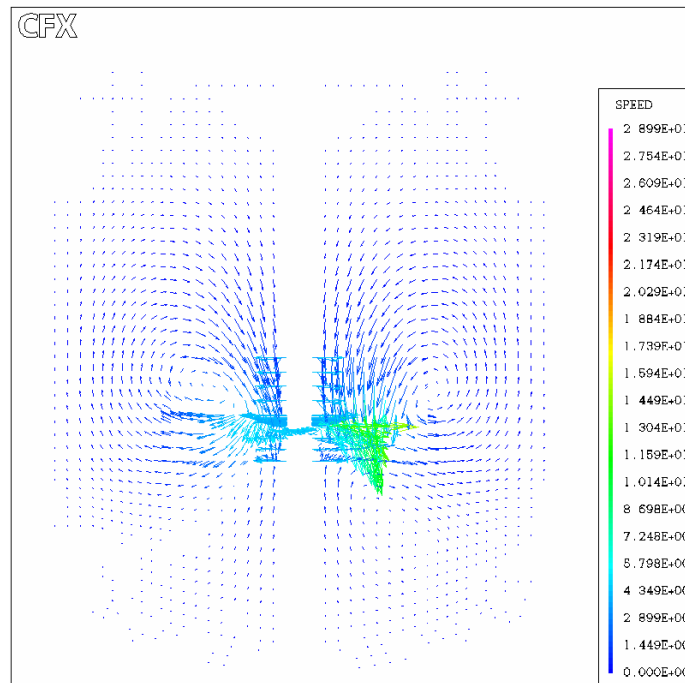


Figura 6.31 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

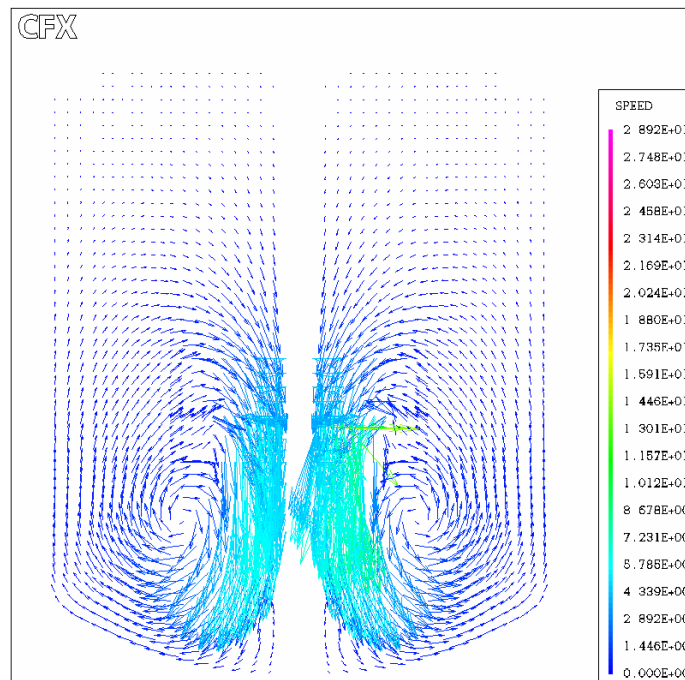
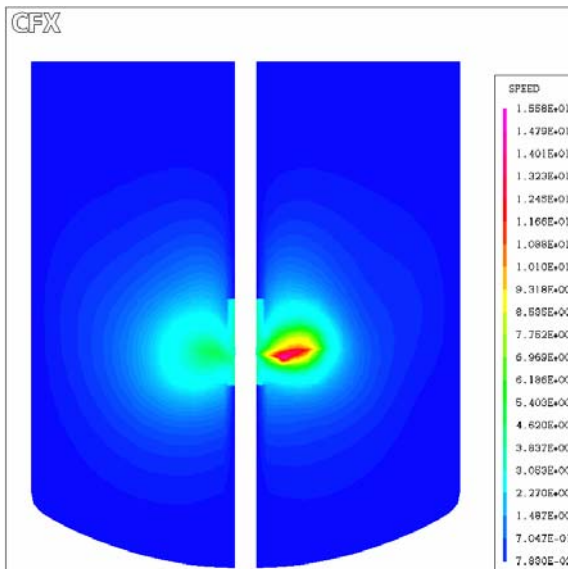
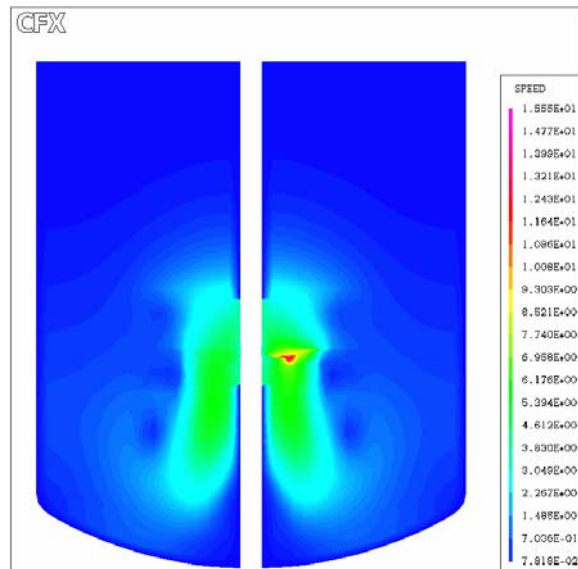


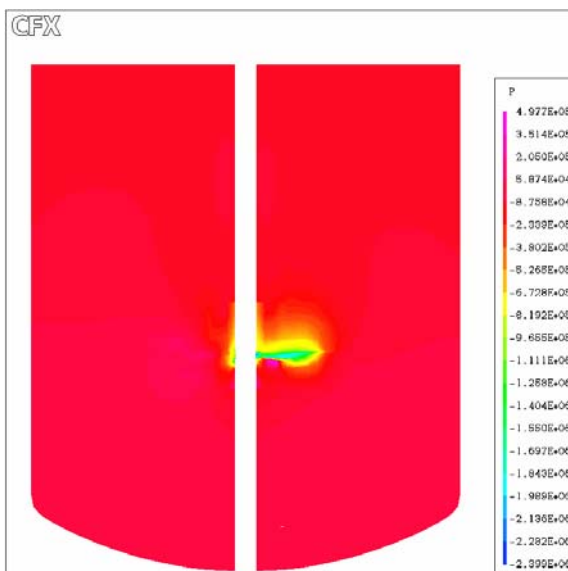
Figura 6.32 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



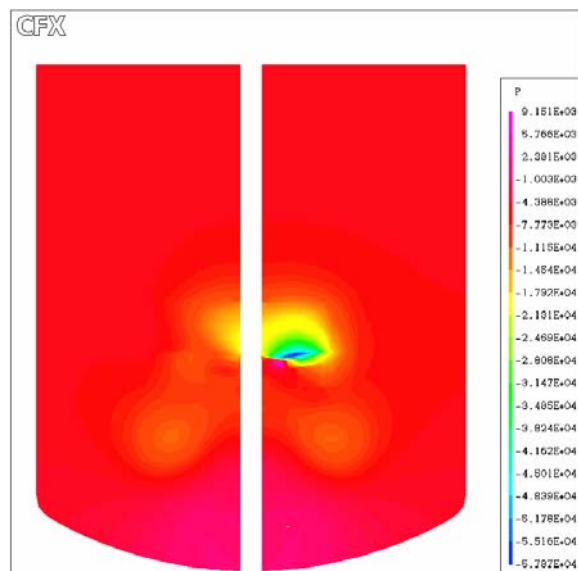
**Figura 6.33 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.34 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.35 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.36 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.5 *Impelidor Lightning A320*

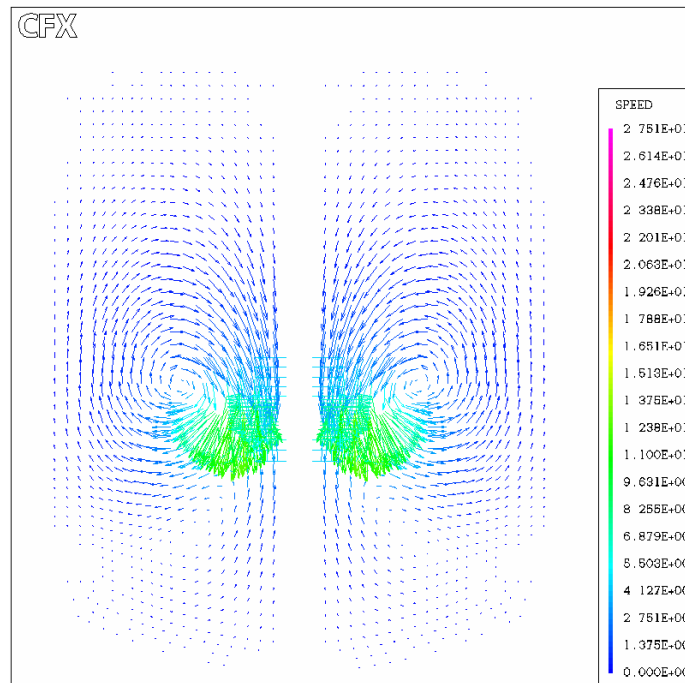


Figura 6.37 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

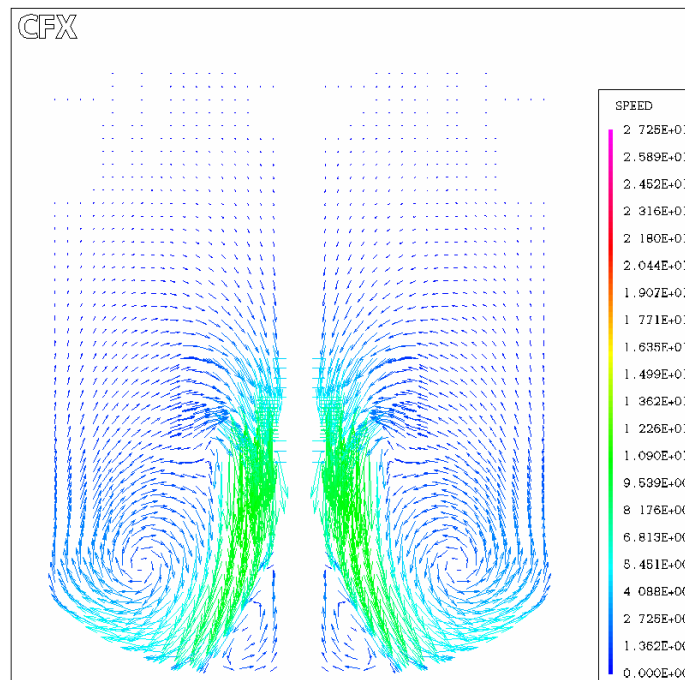
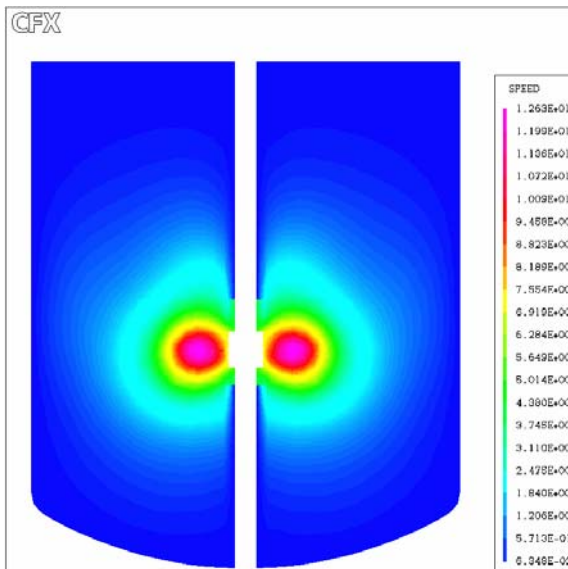
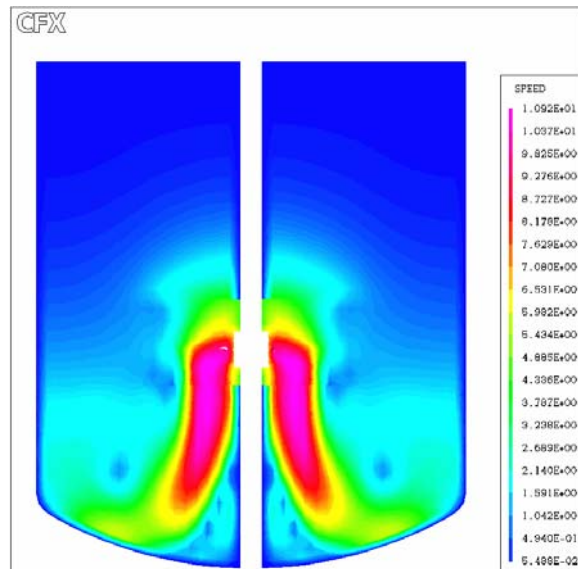


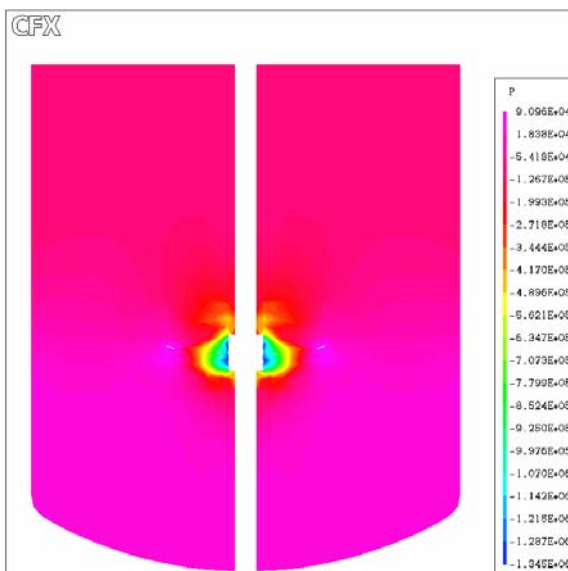
Figura 6.38 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



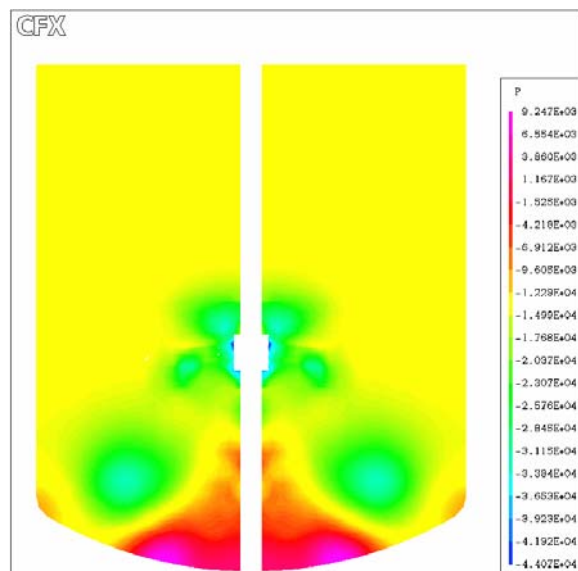
**Figura 6.39 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.40 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.41 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.42 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.6 Impedidor de Pás Retas Inclinaadas – 3 Pás a 45°

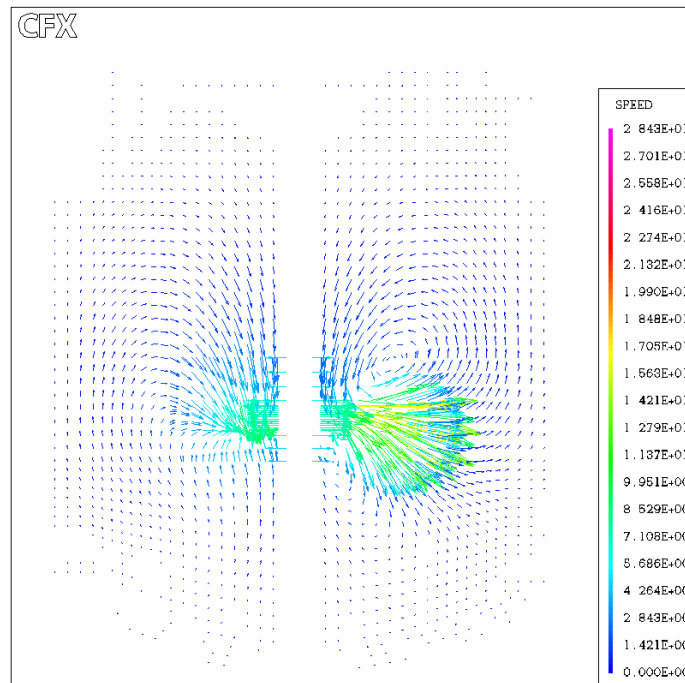


Figura 6.43 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

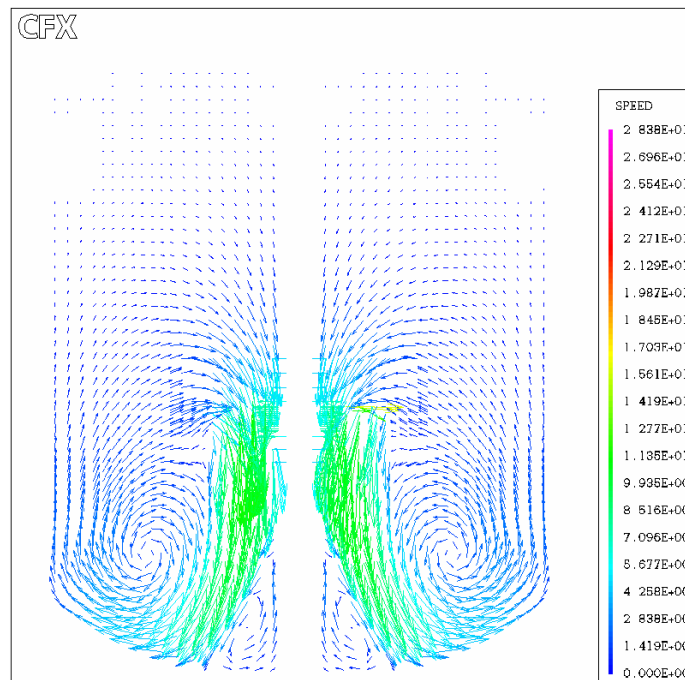
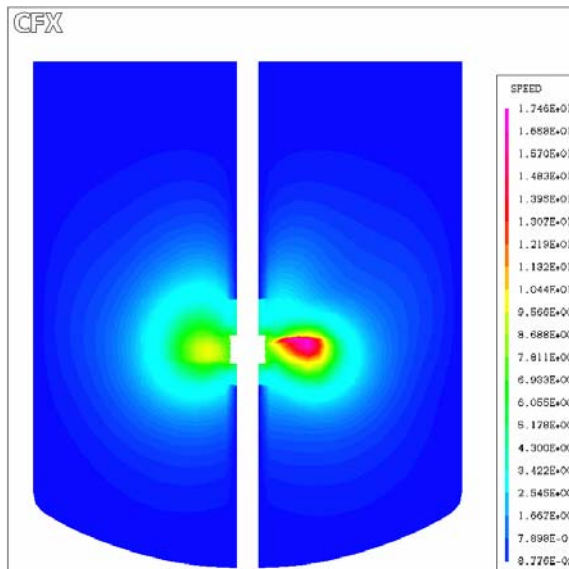
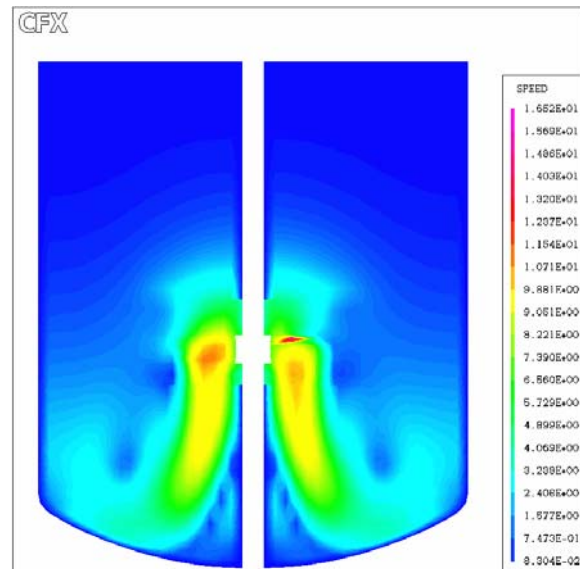


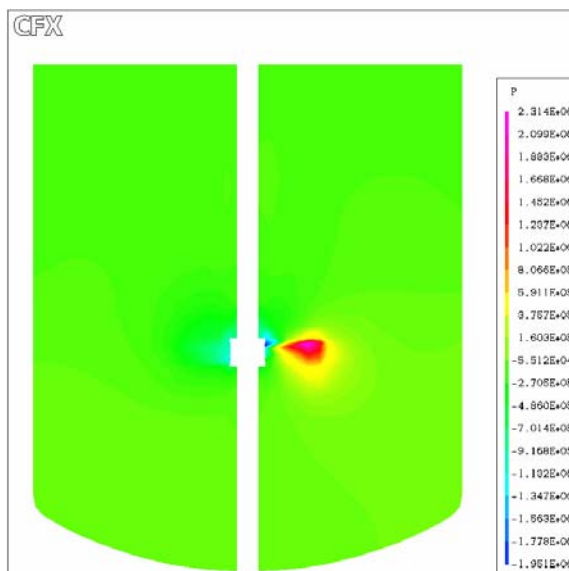
Figura 6.44 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



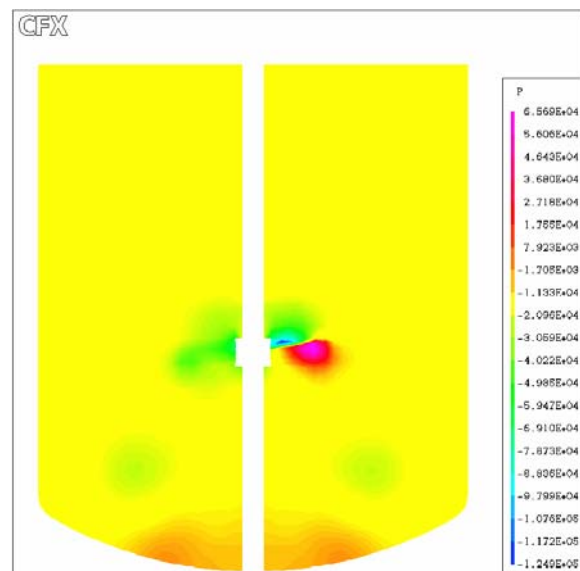
**Figura 6.45 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.46 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.47 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.48 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.7 Impedidor de Pás Retas Inclínadas – 4 Pás a 45°

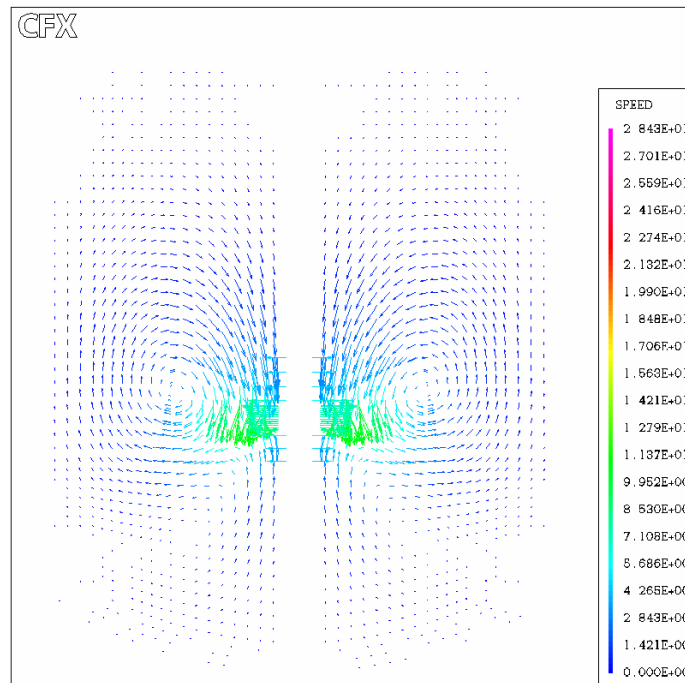


Figura 6.49 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

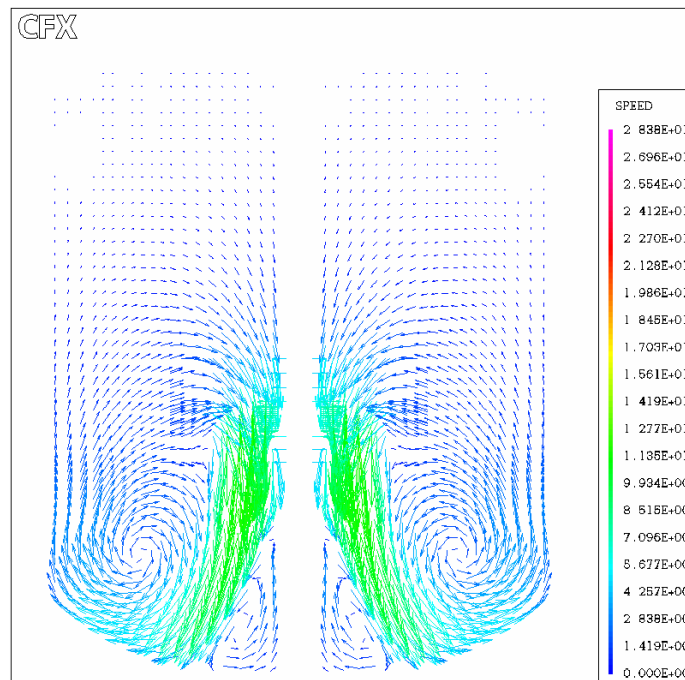
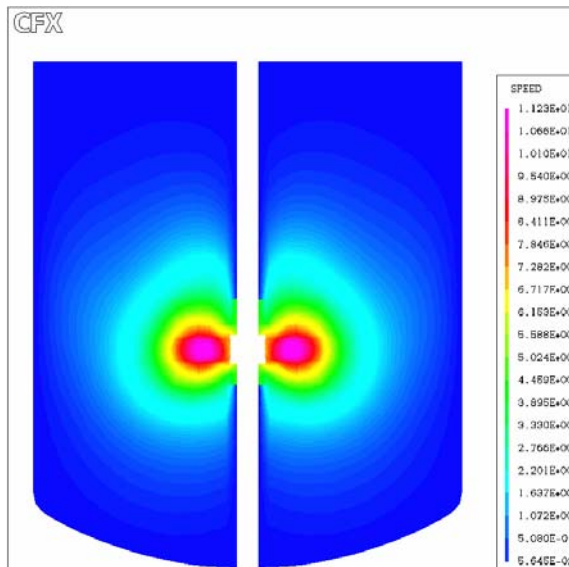
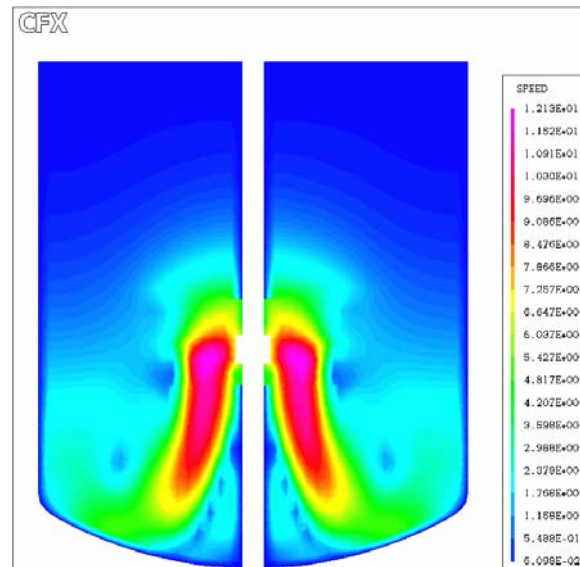


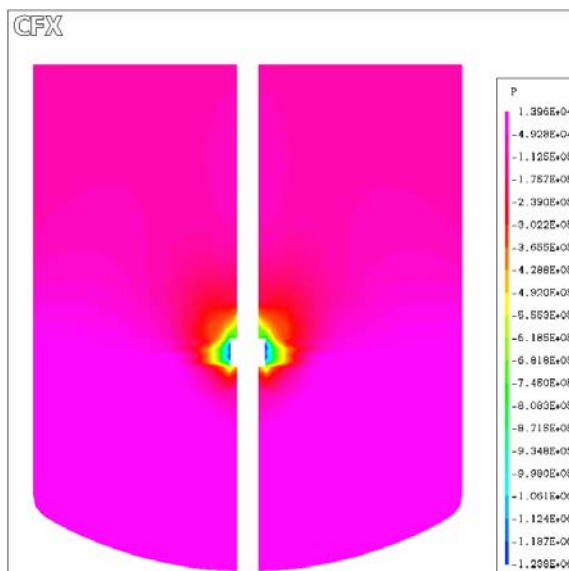
Figura 6.50 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



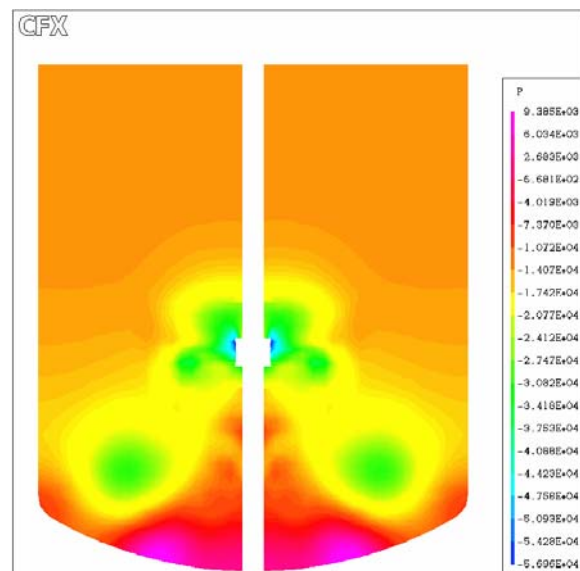
**Figura 6.51 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.52 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.53 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.54 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.8 Turbina Rushton – 4 Pás

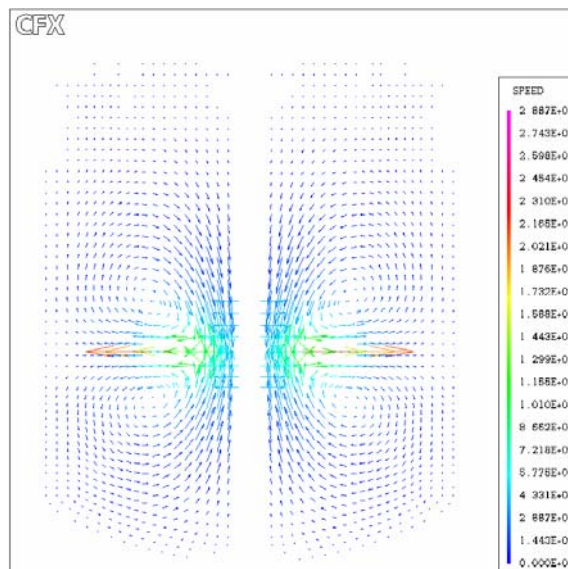


Figura 6.55 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

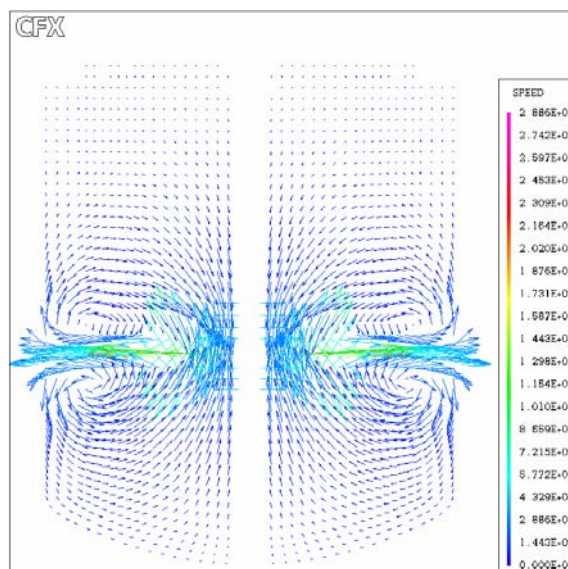
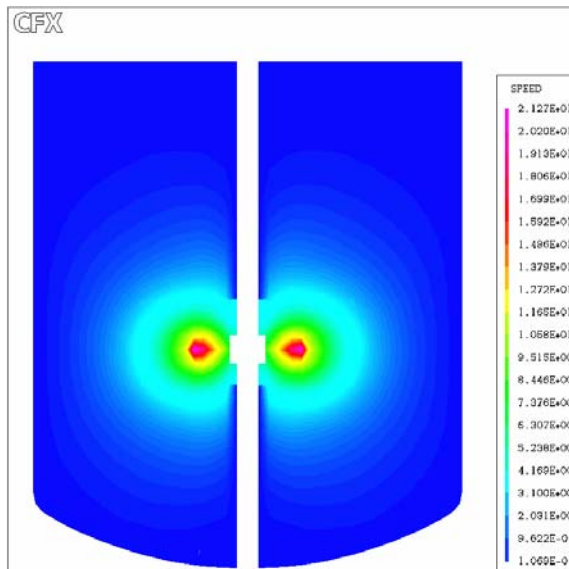
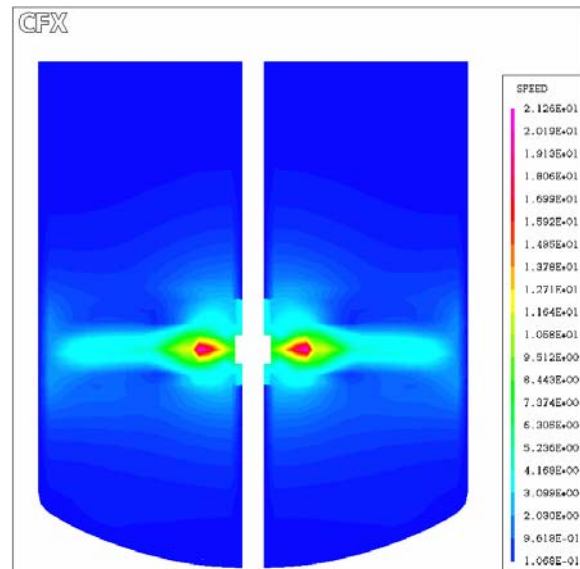


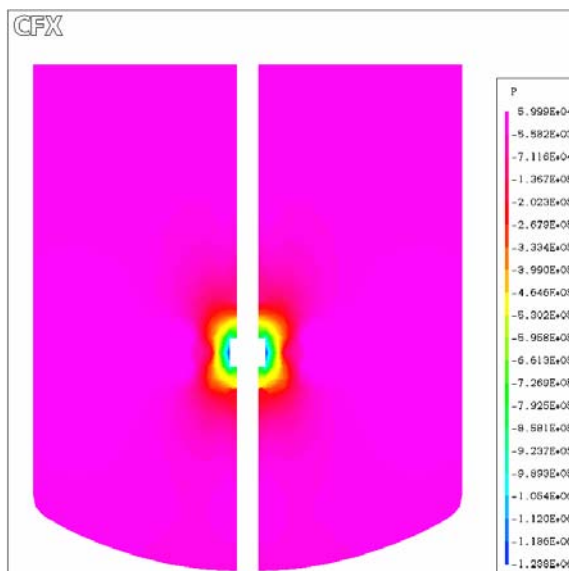
Figura 6.56 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



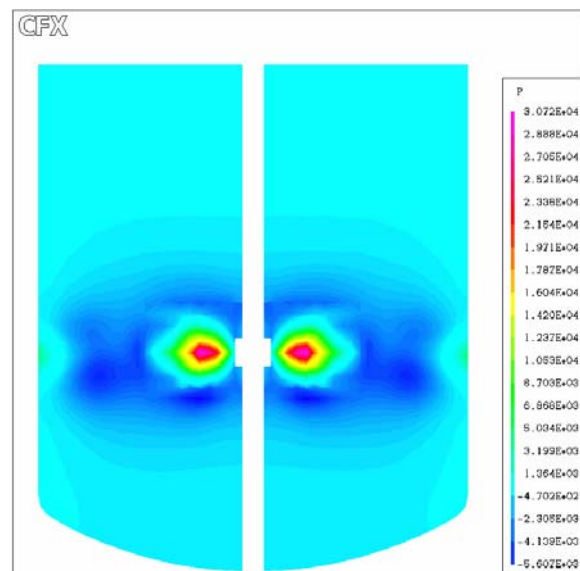
**Figura 6.57 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.58 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.59 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.60 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.9 Turbina Rushton - 6 Pás

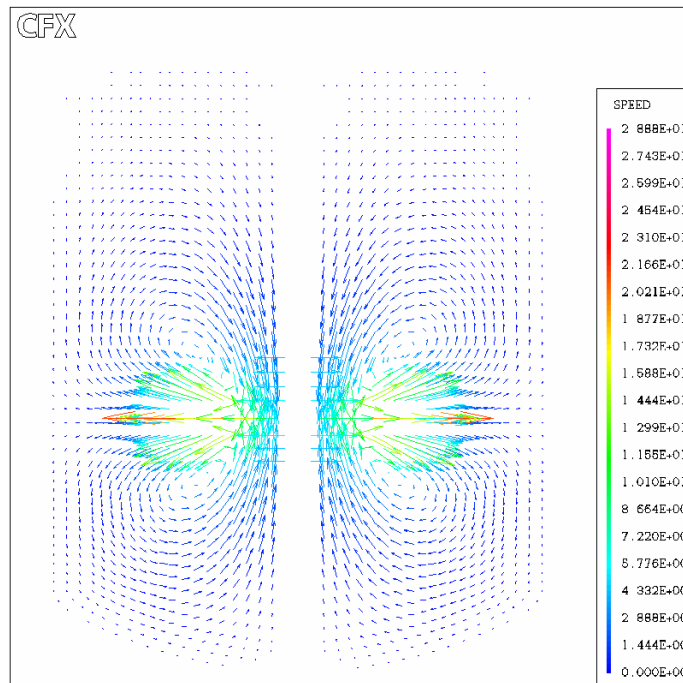


Figura 6.61 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

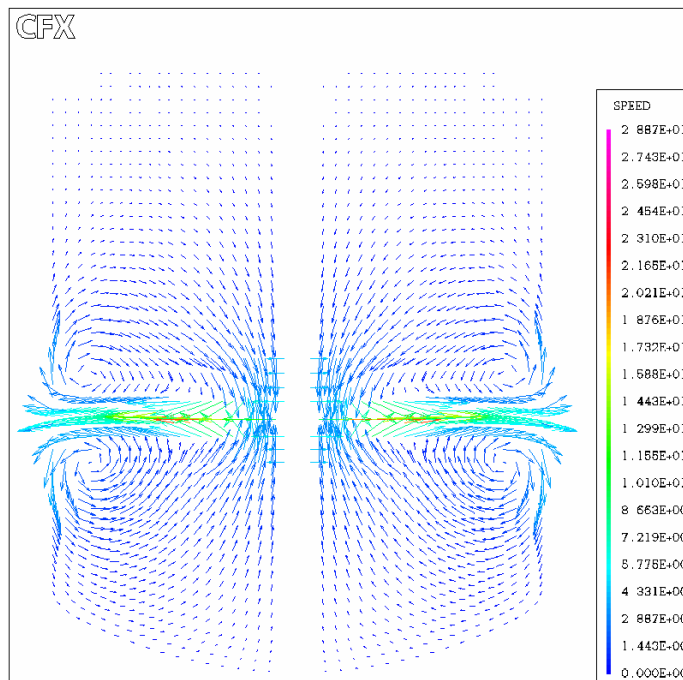
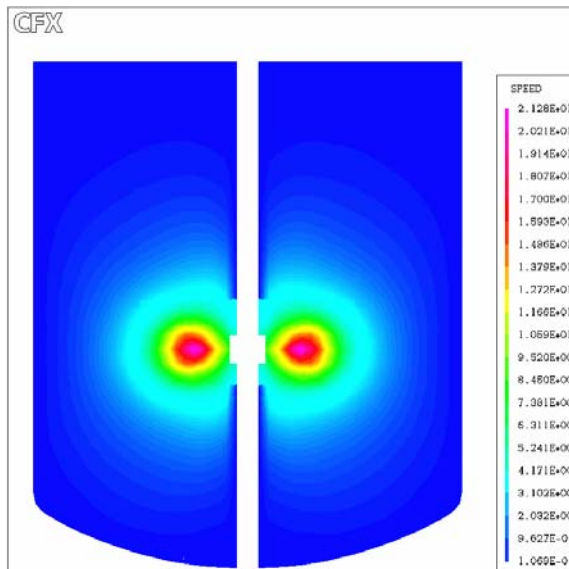
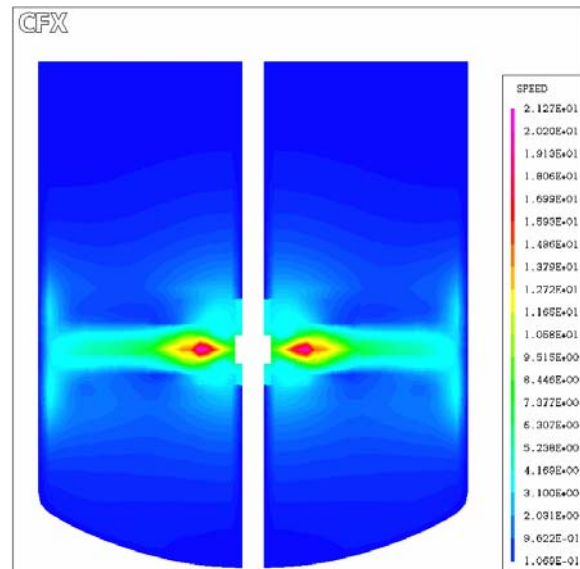


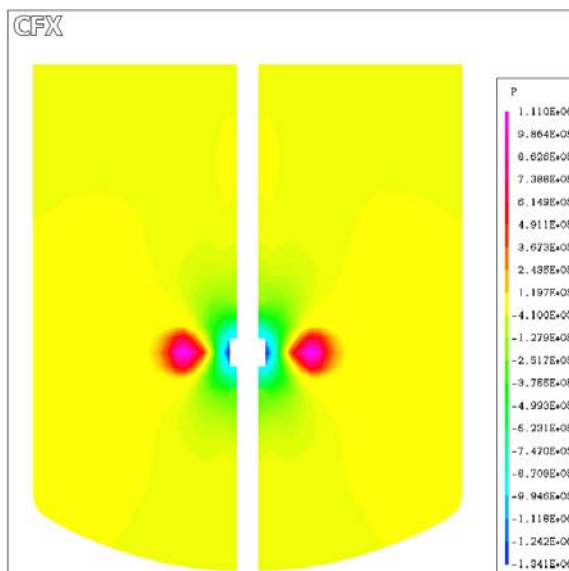
Figura 6.62 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



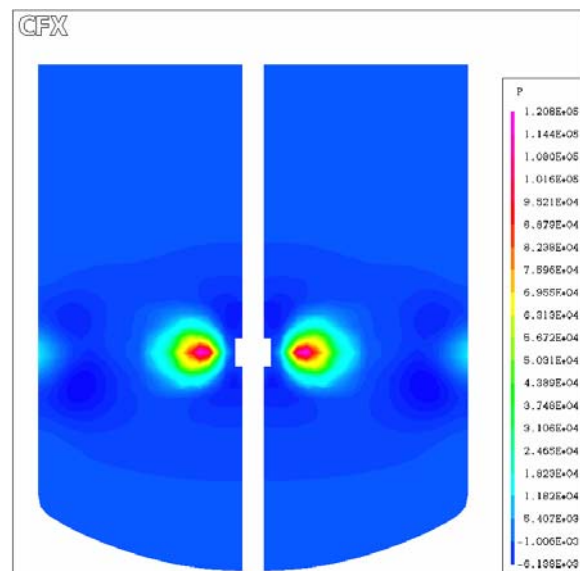
**Figura 6.63 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.64 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.65 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.66 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.10 Turbina Tipo Smith

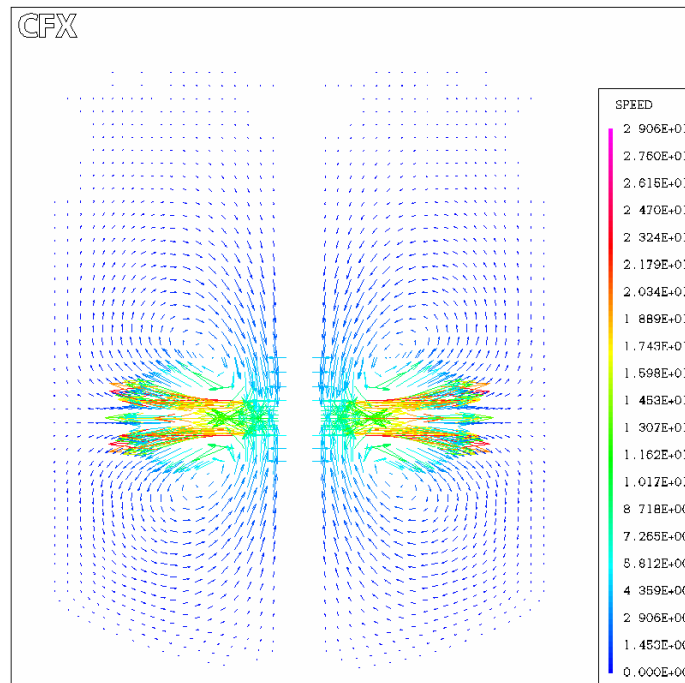


Figura 6.67 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

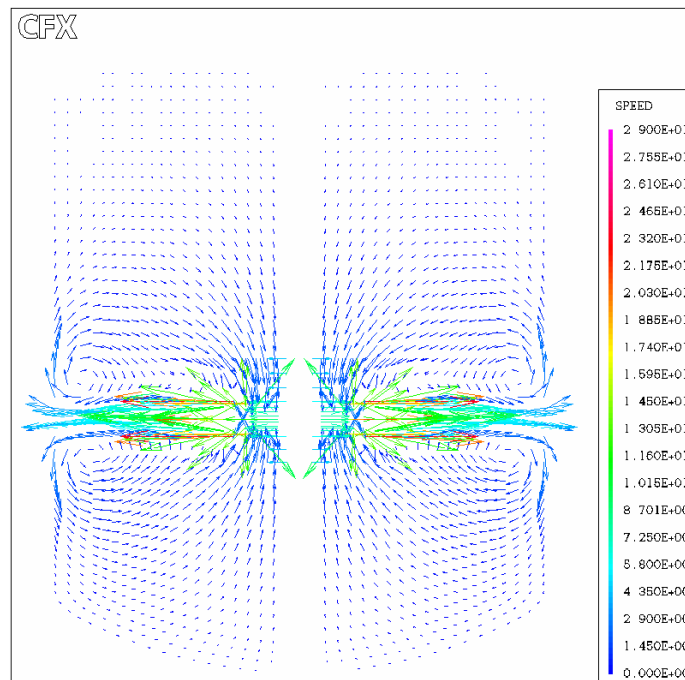
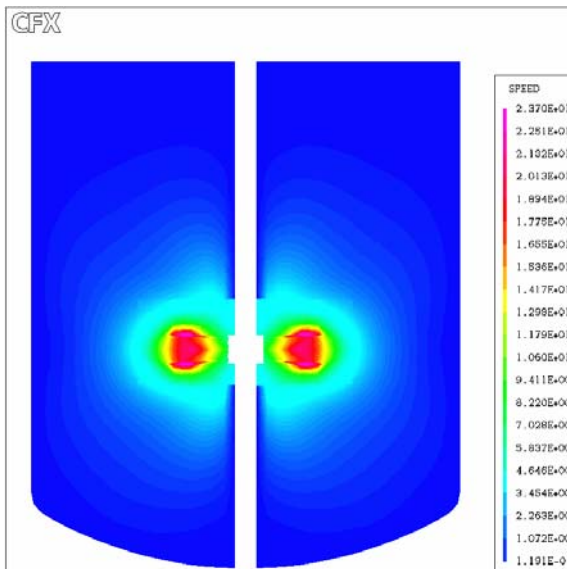
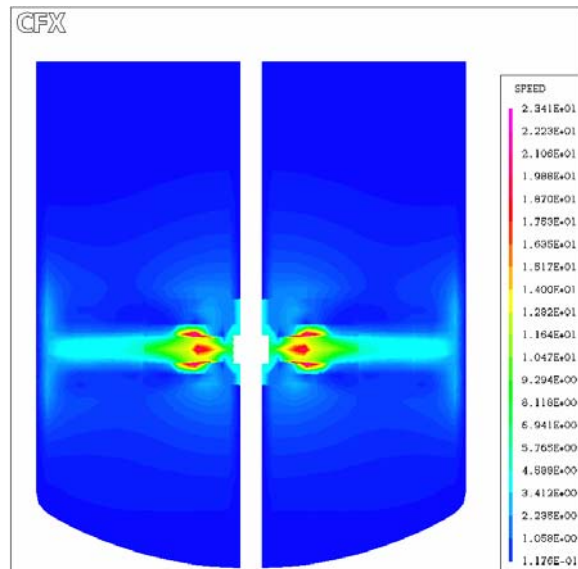


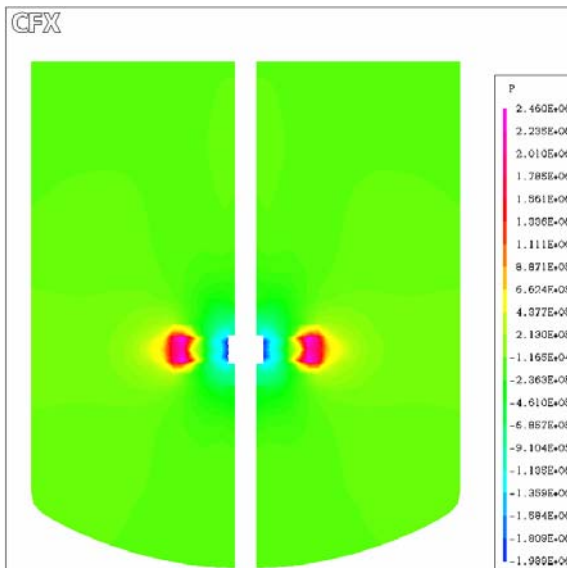
Figura 6.68 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



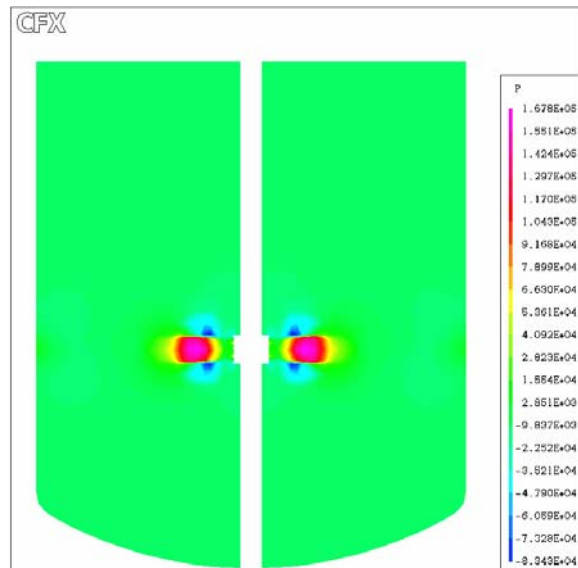
**Figura 6.69 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.70 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.71 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.72 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.11 Impedidor de Pás Retas Verticais – 2 Pás

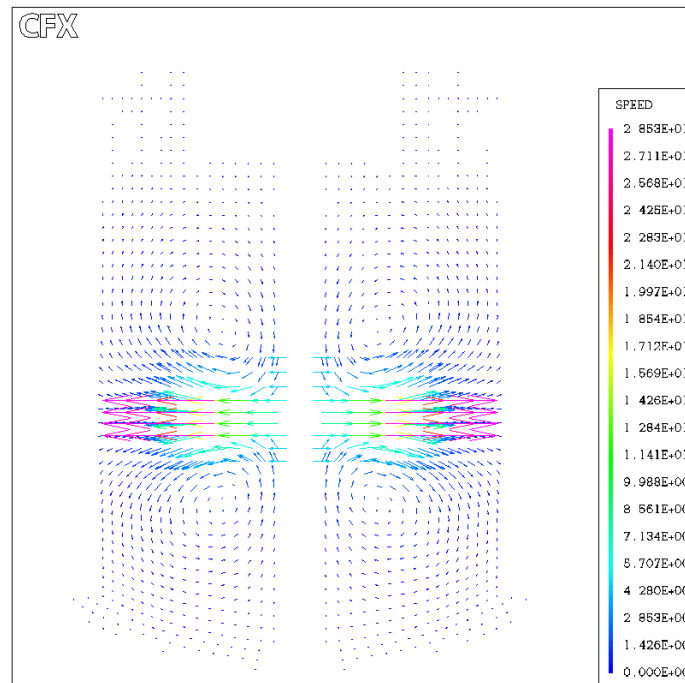


Figura 6.73 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

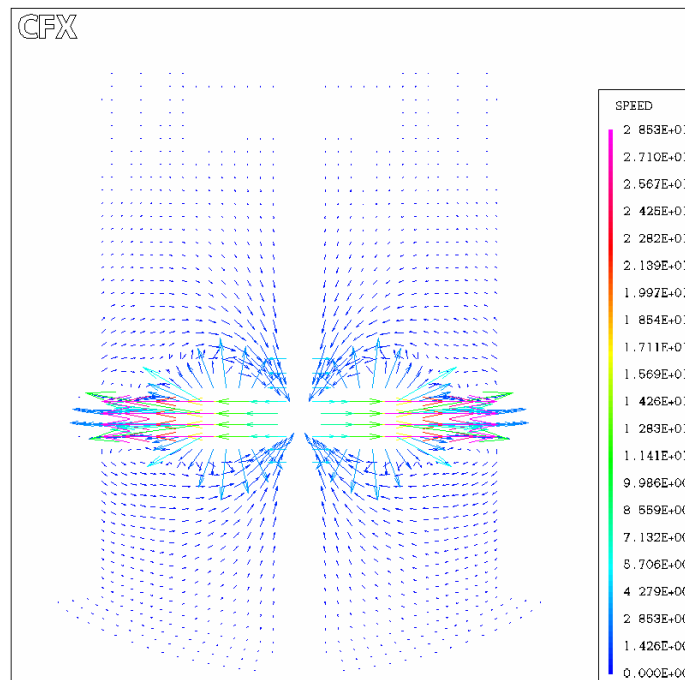
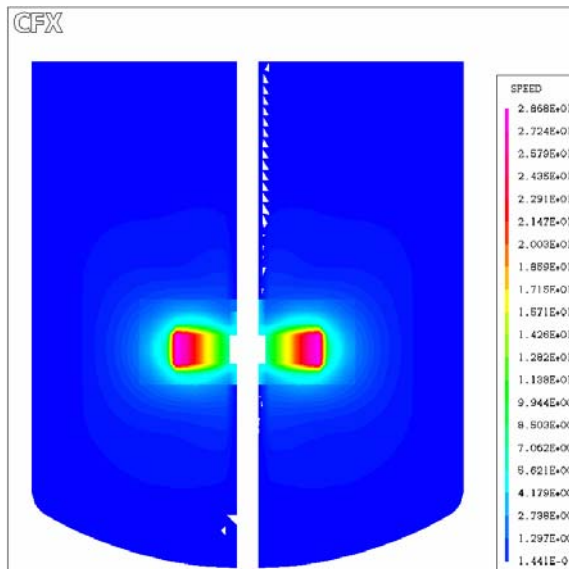
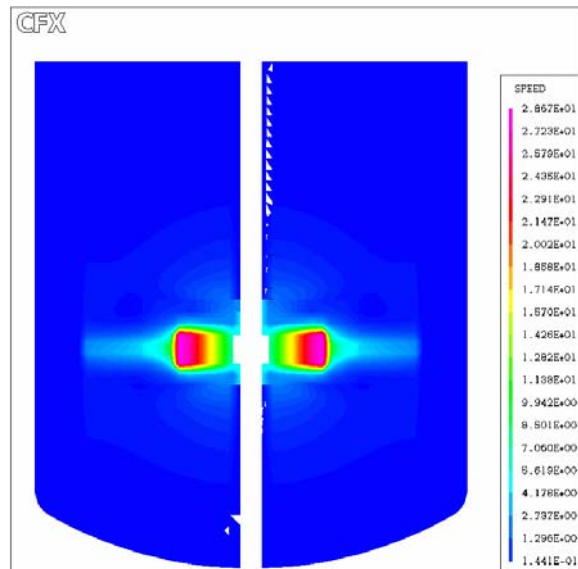


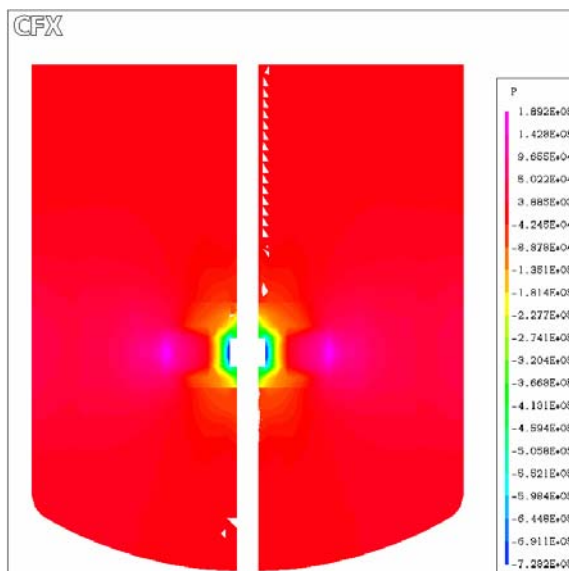
Figura 6.74 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



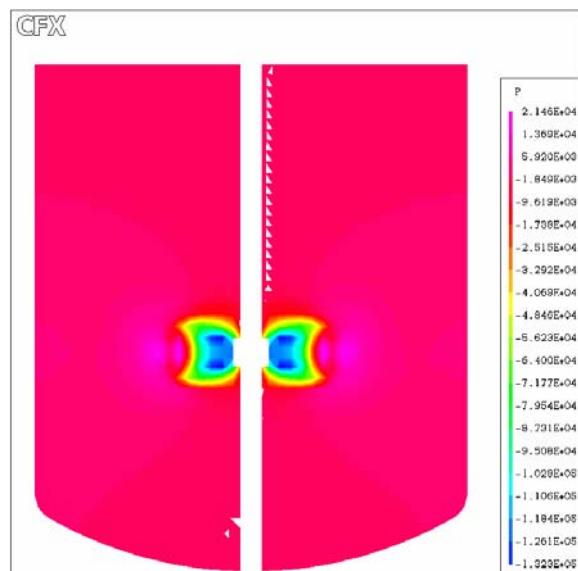
**Figura 6.75 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.76 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.77 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.78 – Distribuição de Pressão
Regime Turbulento – $Re=10^6$**

6.2.12 Impedidor de Pás Retas Verticais – 4 Pás

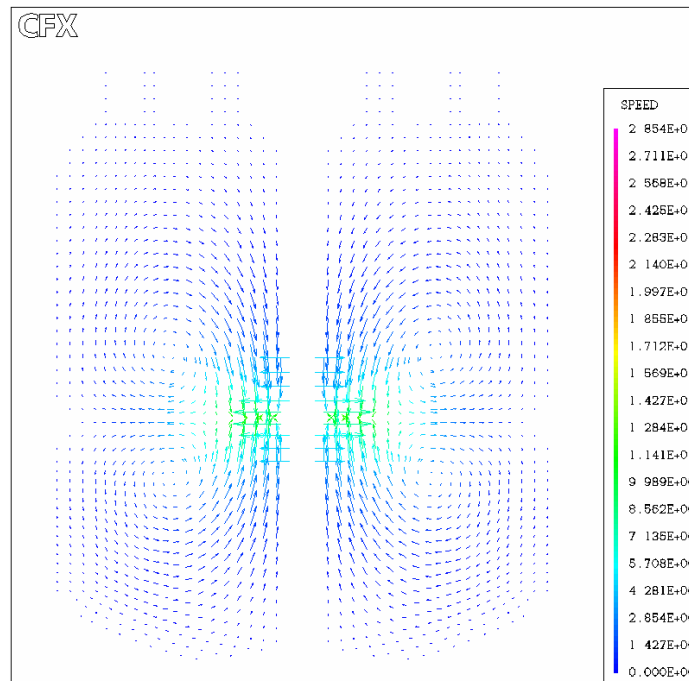


Figura 6.79 – Vetores Velocidade – Regime Laminar – $Re=1$

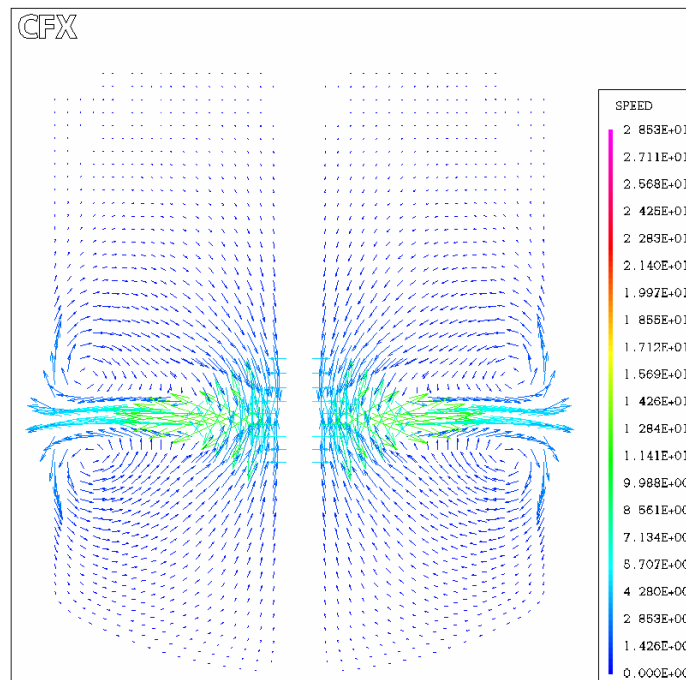
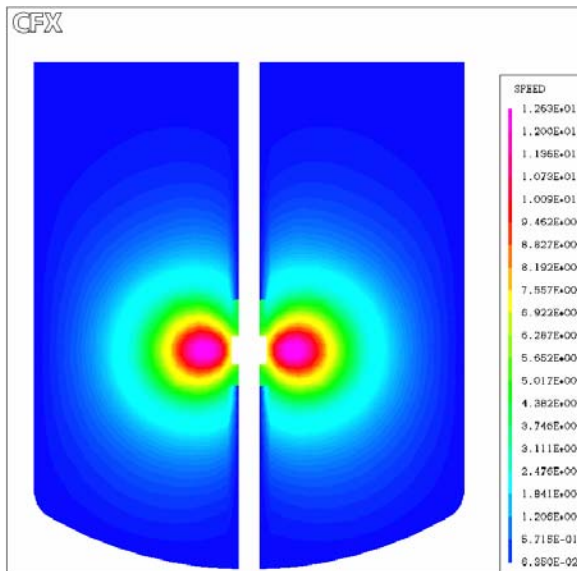
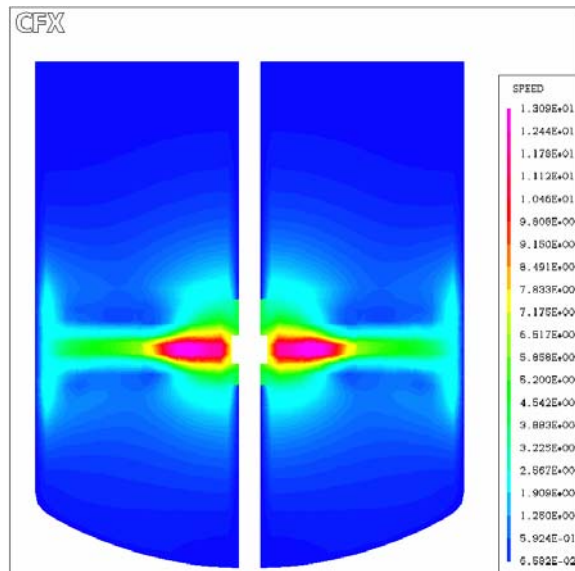


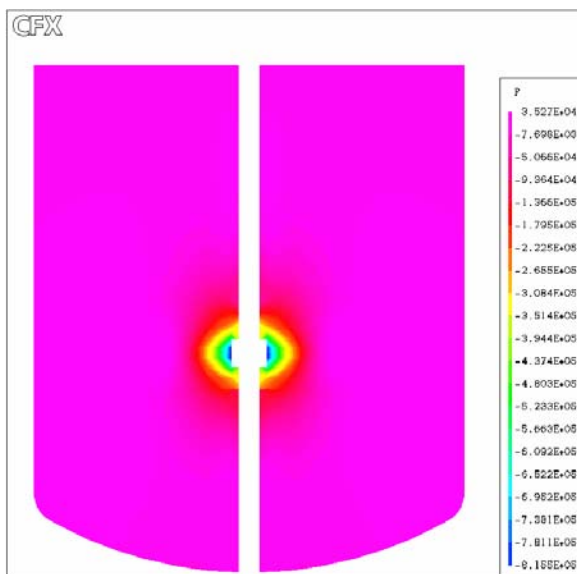
Figura 6.80 – Vetores Velocidade – Regime Turbulento – $Re=10^6$



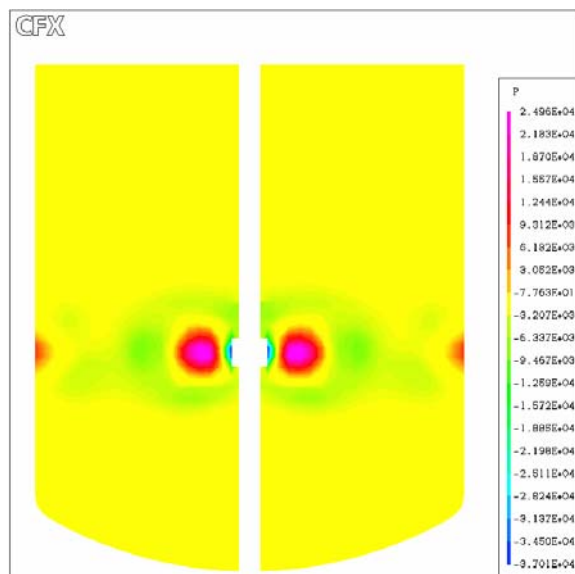
**Figura 6.81 – Distribuição de Velocidade
Regime Laminar – $Re=1$**



**Figura 6.82 – Distribuição de Velocidade
Regime Turbulento – $Re=10^6$**



**Figura 6.83 – Distribuição de Pressão
Regime Laminar – $Re=1$**



6.3 Comparação entre os Impelidores Estudados

Os fluxos típicos dos impelidores estudados mostrados nas seções anteriores, indicaram que somente o impelidor tipo âncora apresenta um bom desempenho em regime laminar.

Os outros impelidores apresentam um melhor desempenho no regime turbulento, mostrando porque normalmente estes impelidores são aplicados para fluidos pouco viscosos. Em regime laminar, o fluxo gerado por estes impelidores não é bem distribuído por todo o tanque devido à baixa dissipação de energia e turbulência.

Nota-se que, por se conhecer o fluxo dos impelidores estudados, muito se ganha no entendimento de qual impelidor é apropriado para cada projeto de sistemas de mistura.

Os impelidores de fluxo radial mostram-se muito eficientes em sistemas de dispersão de gases ou mistura de líquidos imiscíveis. Já os impelidores de fluxo axial mostram-se mais eficientes em sistemas para suspensão ou dissolução de sólidos onde se necessita uma melhor distribuição de velocidade.

O impelidor tipo âncora mostrou-se eficiente em sistemas de alta viscosidade operando em regime laminar. Sua geometria é responsável pela criação de fluxos tangenciais, muito adequados em sistemas com alta transferência de calor como cozimento de alimentos ou cristalizadores.

Nota-se que os impelidores de fluxo axial geram campos de pressão maiores que os impelidores de fluxo radial, indicando que o fluxo gerado pelos impelidores de fluxo axial é relativamente maior.

Nota-se também que o gradiente de pressão em regime laminar é maior que em regime turbulento para todos os impelidores estudados.

No próximo capítulo são analisadas as curvas para Número de Potência dos impelidores apresentados, avaliando melhor o desempenho de cada impelidor em relação à dissipação de energia e fluxos gerados.

CAPÍTULO 7

7 Curvas de Potência e Fluxo

7.1 Introdução

Através do teorema pi de Buckingham (Uhl & Gray, 1966), pode-se concluir que a potência consumida pelo impelidor é função de sua geometria, da geometria do tanque, das propriedades do fluido, da rotação do impelidor e da força gravitacional.

Deve-se levar em conta que a superfície do líquido não será deformada devido à ação das chicanas, a efeito da força gravitacional será desprezível em relação às forças inerciais e viscosas. Assim, o número de Froude não será aplicado nas relações de potência e Numero de Potência.

Para que a equação do Número de Potência seja adimensional, deve-se garantir que todas as unidades sejam coerentes, fazendo com que todas as variáveis geométricas sejam relacionadas uma a uma.

Verifica-se também que as unidades seguem parâmetros geométricos como diâmetro do impelidor dividido pelo diâmetro do tanque, diâmetro do impelidor dividido pela altura do impelidor, entre outros.

Como as propriedades do fluido, a rotação do eixo árvore e o diâmetro do impelidor encontram-se sempre agrupadas na forma de um número adimensional conhecido como Número de Reynolds. Pode-se afirmar que o Número de Potência sempre será dependente do número adimensional Reynolds, e não das variáveis isoladamente.

Sendo assim, na seção seguinte é mostrado, através de simulações, que podemos escrever uma equação empírica que correlacione Número de Potência e Número de Reynolds.

7.2 Relação – Número de Potência versus Número de Reynolds

Como se pode verificar, a variação isoladamente das propriedades físicas e da rotação do eixo árvore, para uma mesma geometria de impelidor e tanque, não causa mudanças no valor do Número de Potência para um mesmo Número de Reynolds.

A Tabela 7.1 e a Tabela 7.2 mostram que os estudos de Número de Potência podem ser feitos através da mudança das propriedades físicas, mantendo-se uma rotação pré definida constante.

Tabela 7.1 – Valores de Número de Potência Variando-se a Viscosidade

RPM	Densidade	Viscosidade	Reynolds	Omega	Número de Potência	Torque	Potência
30	1000	0.0222	10000	3.141593	3.7122E+00	1.9451E+01	6.1106E-02
60	1000	0.0444	10000	6.283185	3.7122E+00	7.7803E+01	4.8885E-01
90	1000	0.0667	10000	9.424778	3.7122E+00	1.7506E+02	1.6499E+00
120	1000	0.0889	10000	12.566371	3.7122E+00	3.1121E+02	3.9108E+00
150	1000	0.1111	10000	15.707963	3.7122E+00	4.8627E+02	7.6383E+00
180	1000	0.1333	10000	18.849556	3.7122E+00	7.0023E+02	1.3199E+01
210	1000	0.1556	10000	21.991149	3.7122E+00	9.5308E+02	2.0959E+01
240	1000	0.1778	10000	25.132741	3.7122E+00	1.2448E+03	3.1286E+01
270	1000	0.2000	10000	28.274334	3.7122E+00	1.5755E+03	4.4546E+01
300	1000	0.2222	10000	31.415927	3.7122E+00	1.9451E+03	6.1106E+01
330	1000	0.2444	10000	34.557519	3.7122E+00	2.3535E+03	8.1332E+01
360	1000	0.2667	10000	37.699112	3.7122E+00	2.8009E+03	1.0559E+02
390	1000	0.2889	10000	40.840704	3.7122E+00	3.2872E+03	1.3425E+02
420	1000	0.3111	10000	43.982297	3.7122E+00	3.8123E+03	1.6768E+02
450	1000	0.3333	10000	47.123890	3.7122E+00	4.3764E+03	2.0623E+02
480	1000	0.3556	10000	50.265482	3.7122E+00	4.9794E+03	2.5029E+02
510	1000	0.3778	10000	53.407075	3.7122E+00	5.6213E+03	3.0021E+02
540	1000	0.4000	10000	56.548668	3.7122E+00	6.3020E+03	3.5637E+02
570	1000	0.4222	10000	59.690260	3.7122E+00	7.0217E+03	4.1913E+02
600	1000	0.4444	10000	62.831853	3.7122E+00	7.7803E+03	4.8885E+02
630	1000	0.4667	10000	65.973446	3.7122E+00	8.5778E+03	5.6590E+02
660	1000	0.4889	10000	69.115038	3.7122E+00	9.4141E+03	6.5066E+02
690	1000	0.5111	10000	72.256631	3.7122E+00	1.0289E+04	7.4348E+02
720	1000	0.5333	10000	75.398224	3.7122E+00	1.1204E+04	8.4473E+02
750	1000	0.5556	10000	78.539816	3.7122E+00	1.2157E+04	9.5478E+02
780	1000	0.5778	10000	81.681409	3.7122E+00	1.3149E+04	1.0740E+03
810	1000	0.6000	10000	84.823002	3.7122E+00	1.4180E+04	1.2028E+03
840	1000	0.6222	10000	87.964594	3.7122E+00	1.5249E+04	1.3414E+03
870	1000	0.6444	10000	91.106187	3.7122E+00	1.6358E+04	1.4903E+03
900	1000	0.6667	10000	94.247780	3.7122E+00	1.7506E+04	1.6499E+03

Tabela 7.2 – Valores de Número de Potência Variando-se a Densidade

RPM	Densidade	Viscosidade	Reynolds	Omega	Número de Potência	Torque	Potência
30	7509.4109	0.1669	10000	3.141593	3.7122E+00	1.4606E+02	4.5887E-01
60	3754.7055	0.1669	10000	6.283185	3.7122E+00	2.9213E+02	1.8355E+00
90	2503.1370	0.1669	10000	9.424778	3.7122E+00	4.3819E+02	4.1298E+00
120	1877.3527	0.1669	10000	12.566371	3.7122E+00	5.8425E+02	7.3419E+00
150	1501.8822	0.1669	10000	15.707963	3.7122E+00	7.3032E+02	1.1472E+01
180	1251.5685	0.1669	10000	18.849556	3.7122E+00	8.7638E+02	1.6519E+01
210	1072.7730	0.1669	10000	21.991149	3.7122E+00	1.0224E+03	2.2485E+01
240	938.6764	0.1669	10000	25.132741	3.7122E+00	1.1685E+03	2.9368E+01
270	834.3790	0.1669	10000	28.274334	3.7122E+00	1.3146E+03	3.7169E+01
300	750.9411	0.1669	10000	31.415927	3.7122E+00	1.4606E+03	4.5887E+01
330	682.6737	0.1669	10000	34.557519	3.7122E+00	1.6067E+03	5.5523E+01
360	625.7842	0.1669	10000	37.699112	3.7122E+00	1.7528E+03	6.6077E+01
390	577.6470	0.1669	10000	40.840704	3.7122E+00	1.8988E+03	7.7549E+01
420	536.3865	0.1669	10000	43.982297	3.7122E+00	2.0449E+03	8.9939E+01
450	500.6274	0.1669	10000	47.123890	3.7122E+00	2.1909E+03	1.0325E+02
480	469.3382	0.1669	10000	50.265482	3.7122E+00	2.3370E+03	1.1747E+02
510	441.7301	0.1669	10000	53.407075	3.7122E+00	2.4831E+03	1.3261E+02
540	417.1895	0.1669	10000	56.548668	3.7122E+00	2.6291E+03	1.4867E+02
570	395.2322	0.1669	10000	59.690260	3.7122E+00	2.7752E+03	1.6565E+02
600	375.4705	0.1669	10000	62.831853	3.7122E+00	2.9213E+03	1.8355E+02
630	357.5910	0.1669	10000	65.973446	3.7122E+00	3.0673E+03	2.0236E+02
660	341.3369	0.1669	10000	69.115038	3.7122E+00	3.2134E+03	2.2209E+02
690	326.4961	0.1669	10000	72.256631	3.7122E+00	3.3595E+03	2.4274E+02
720	312.8921	0.1669	10000	75.398224	3.7122E+00	3.5055E+03	2.6431E+02
750	300.3764	0.1669	10000	78.539816	3.7122E+00	3.6516E+03	2.8679E+02
780	288.8235	0.1669	10000	81.681409	3.7122E+00	3.7976E+03	3.1020E+02
810	278.1263	0.1669	10000	84.823002	3.7122E+00	3.9437E+03	3.3452E+02
840	268.1932	0.1669	10000	87.964594	3.7122E+00	4.0898E+03	3.5976E+02
870	258.9452	0.1669	10000	91.106187	3.7122E+00	4.2358E+03	3.8591E+02
900	250.3137	0.1669	10000	94.247780	3.7122E+00	4.3819E+03	4.1298E+02

7.3 Curvas de Estabilização do Número Potência

Um fator importante a ser levado em consideração é o cuidado que se deve ter ao se calcular o Número de Potência. Quando se simula processos em regime transiente, deve-se esperar que as variáveis se estabilizem, mostrando que o sistema atingiu o regime pseudopermanente.

Assim, os valores obtidos podem ser utilizados para gerar as equações empíricas de Número de Potência.

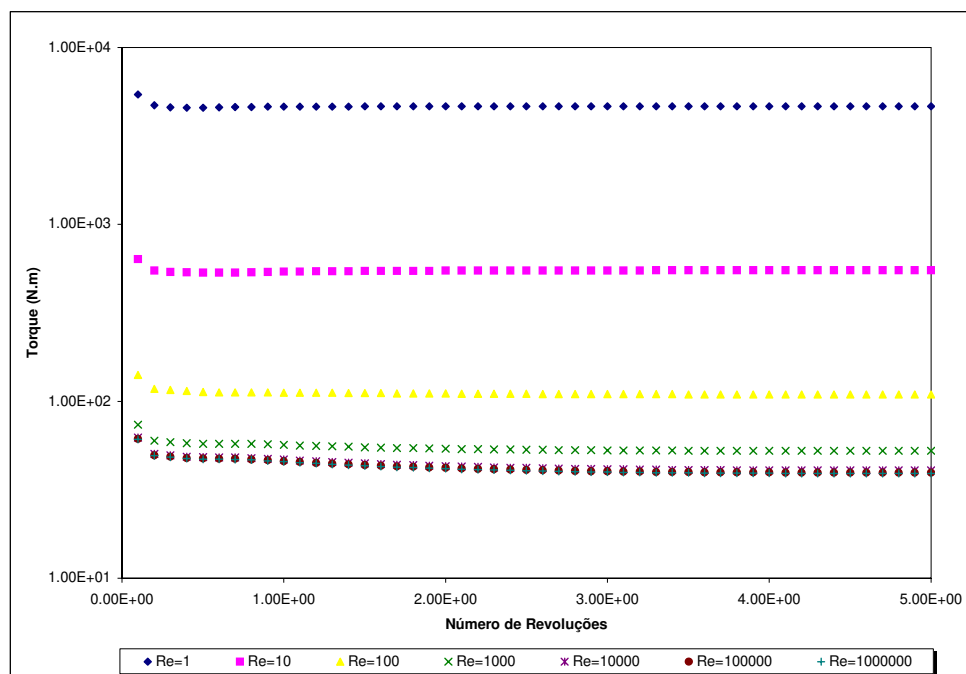


Figura 7.1– Curva de Estabilização do Torque

Na Figura 7.1 pode-se verificar que, com poucas revoluções completas do eixo árvore, o torque consumido já pode ser considerado constante e, portanto, a potência consumida e o Número de Potência também podem ser considerados constantes.

7.4 Curvas de Estabilização dos Fluxos Superiores, Inferiores e Laterais

No caso dos fluxos gerados pelos impelidores, poucas voltas do eixo árvore podem não ser suficientes para que o fluxo no interior do tanque seja completamente desenvolvido ou constante.

Verificou-se que para Reynolds na faixa laminar, três voltas completas do eixo árvore são suficientes para que o fluxo seja constante na região do impelidor. Já para fluxos turbulentos, sete ou mais voltas, dependendo do tipo de impelidor, são necessárias para que o fluxo se estabilize, conforme pode ser visualizado na Figura 7.2.

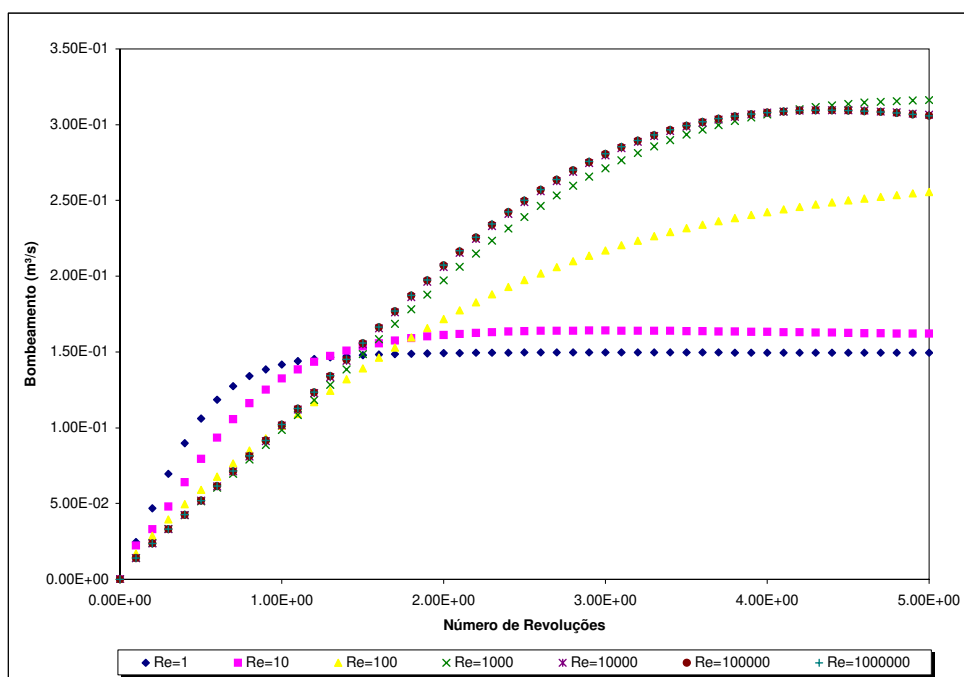


Figura 7.2 – Curvas de Estabilização dos Fluxos

É importante que seja verificada, para cada simulação, que todas as variáveis calculadas tenham atingido a estabilidade necessária para que se possa admitir a hipótese de estado pseudopermanente, onde o sistema esteja com os fluxos bem determinados e com os campos de pressão, velocidade e turbulência com poucas variações (Estatisticamente iguais).

7.5 Descrição das Simulações para Criação de Curvas de Potência

As simulações realizadas para criação das curvas de potência e fluxo foram realizadas variando-se o Número de Reynolds de 1 a 10^6 , varrendo toda a faixa de operação normalmente utilizada pelas indústrias químicas.

Os parâmetros rotação, densidade e diâmetro foram fixados apenas variando a viscosidade para atingir o valor de Reynolds desejado. A rotação utilizada foi de 180 RPM (3 RPS), a densidade de 1.000 kg/m^3 e diâmetro igual a 0,6667 m. Apenas o impelidor tipo âncora teve seu diâmetro foi alterado para 1,80 m.

Exemplo de cálculo da viscosidade para Reynolds igual a 1.000 pode ser observado na Eq. 7.1.

$$\mu = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\text{Re}} = \frac{1000 \cdot 3 \cdot 0,6667^2}{1000} = 1,3335 \text{ kg/m.s} \quad \text{Eq. 7.1}$$

Após atingir-se o regime pseudopermanente, onde o fluxo médio não se altera mais, se calcula o torque no impelidor. A potência consumida então é calculada multiplicando-se o torque total no impelidor pela sua rotação angular, conforme a Eq. 7.2.

$$P = \tau \cdot \omega \quad \text{Eq. 7.2}$$

O número de potência então é calculado através da Eq. 7.3.

$$N_p = \frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot D^5} \quad \text{Eq. 7.3}$$

Os fluxos gerados pelos impelidores são calculados através da integração numérica das velocidades nas áreas localizadas logo abaixo, acima e lateralmente ao impelidor. As áreas de integração utilizadas para o cálculo dos fluxos gerados podem ser visualizadas no Capítulo 4.

Deve-se observar que as subrotinas de cálculo necessárias para se avaliar o Número de Potência, o torque aplicado ao eixo árvore e os fluxos gerados pelos impelidores, foram criadas pelo autor em linguagem FORTRAN e, posteriormente, implementadas no software CFX 4.4 para realização deste trabalho.

7.6 Impelidores

Foust et al [5, 1982] apresentam em um gráfico oito curvas para várias condições de agitação. Nagata [17, 1975], é um dos investigadores que tem estudado o consumo de potência em sistemas agitados.

Conforme verificado por Nagata [17, 1975], o aumento da largura das pás do impelidor provoca um incremento na potência consumida tão mais acentuado quanto maior a viscosidade do fluido.

Outro parâmetro que pode ser facilmente observado é que quanto menor o ângulo de ataque da pá, menor a potência consumida.

Sendo assim, pequenas mudanças na geometria do impelidor podem gerar grandes diferenças em relação à potência consumida e bombeamento de fluido observado.

Nas seções seguintes podemos comprovar que impelidores de fluxo radial possuem um maior consumo de energia. Isto ocorre devido os impelidores apresentarem ângulo de ataque normal ao sentido de rotação do eixo árvore.

Impelidores de fluxo axial apresentam menor consumo de energia, fato pelo qual são normalmente escolhidos para fazer parte de projetos de mistura.

Os impelidores de fluxo tangencial apresentam número de potência intermediário, porém a potência consumida é altíssima devido à utilização de diâmetros muito próximos ao diâmetro do tanque.

A seguir serão apresentadas as curvas de Número de Potência encontradas através das simulações realizadas no software CFX 4.4.

7.6.1 *Impelidor Tipo Âncora*

O impelidor tipo âncora apresentou Número de Potência máximo de 17,12 e Numero de Potência de 1,86 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.3, apresentando resultados coerentes com dados encontrados na literatura.

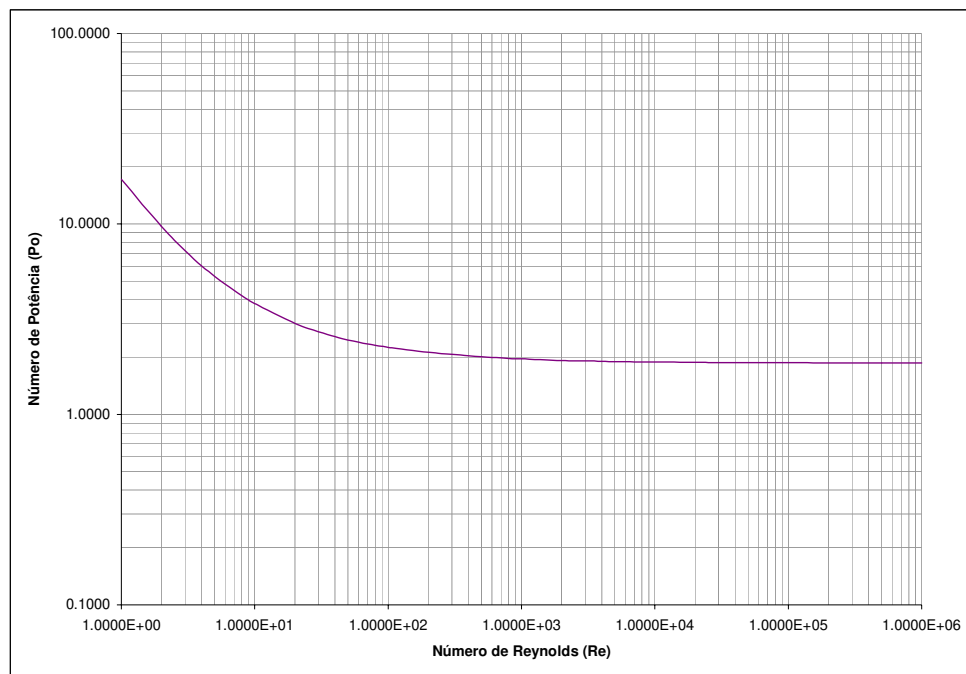


Figura 7.3 – Número de Potência para o Impelidor Tipo Âncora

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.4, mostram que o impelidor tipo âncora possui um fluxo predominantemente tangencial, apresentando um fluxo máximo de $0,80 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a $1.000.000$.

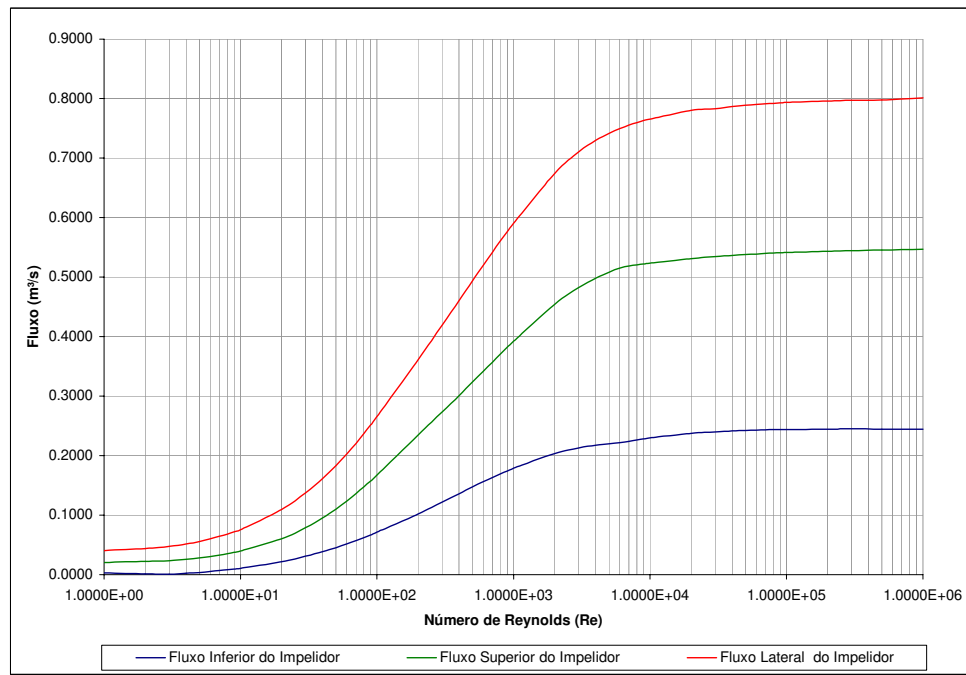


Figura 7.4 – Curvas de Fluxo para o Impelidor Tipo Âncora

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.4.

$$Np = \frac{16,35}{Re} + 2,07 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,1539} \quad \text{Eq. 7.4}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.5, na Tabela 7.3 e na Tabela 7.4, respectivamente.

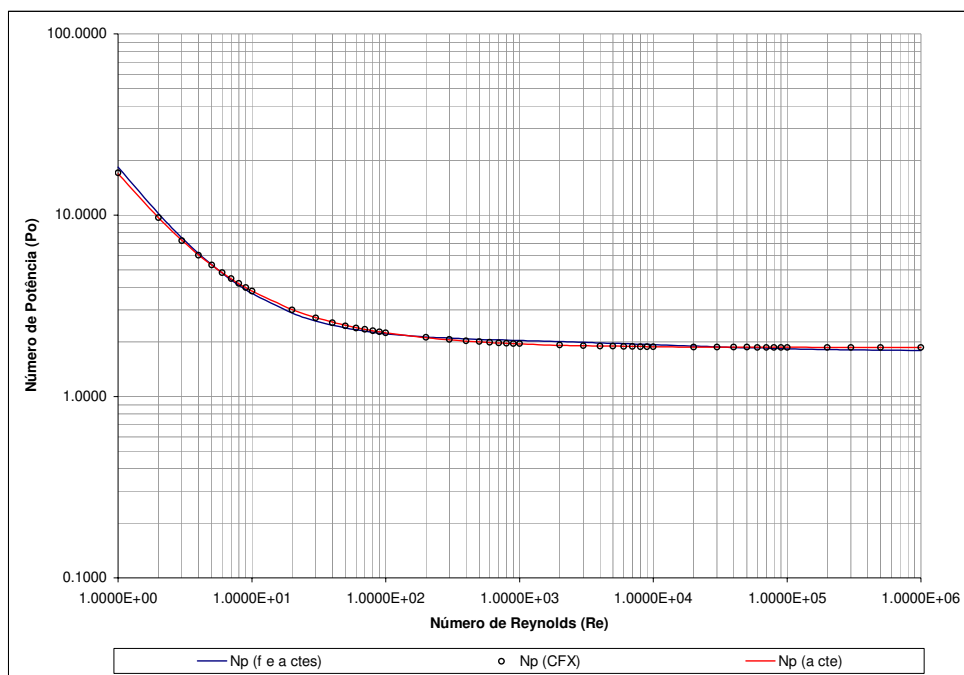


Figura 7.5 – Equações Empíricas para Impelidor Tipo Âncora

Tabela 7.3 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Âncora

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	16.34784
B=	2.06933
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.15398
Np_{α} =	1.77926
Correlação=	0.99919

Tabela 7.4 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Âncora

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	14.34762
B=	2.62673
f=	90.72020
α =	0.66000
p=	0.34914
Np_{α} =	1.86506
Correlação=	0.99997

7.6.2 *Impelidor Tipo Ponta de Lança – “Arrowhead Turbine”*

O impelidor tipo ponta de lança apresentou Número de Potência máximo de 88,46 e Numero de Potência de 2,50 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.6, apresentando resultados coerentes com dados encontrados na literatura.

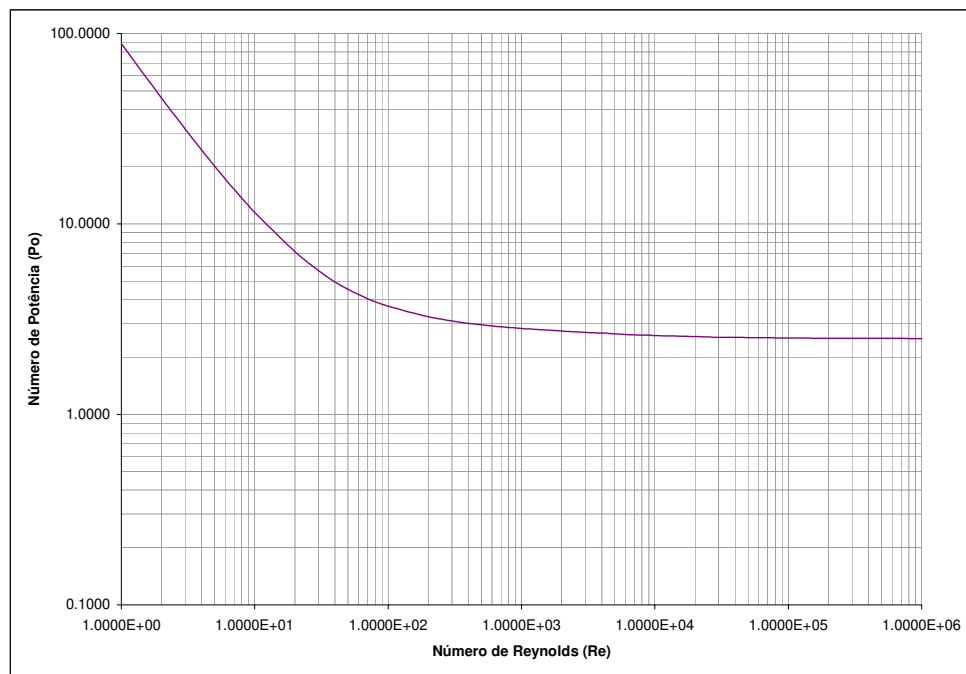


Figura 7.6 – Número de Potência para Impelidor Tipo Ponta de Lança

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.7, mostram que o impelidor tipo ponta de lança possui um fluxo predominantemente radial, apresentando um fluxo máximo de $0,34 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 6000, e um fluxo de $0,30 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

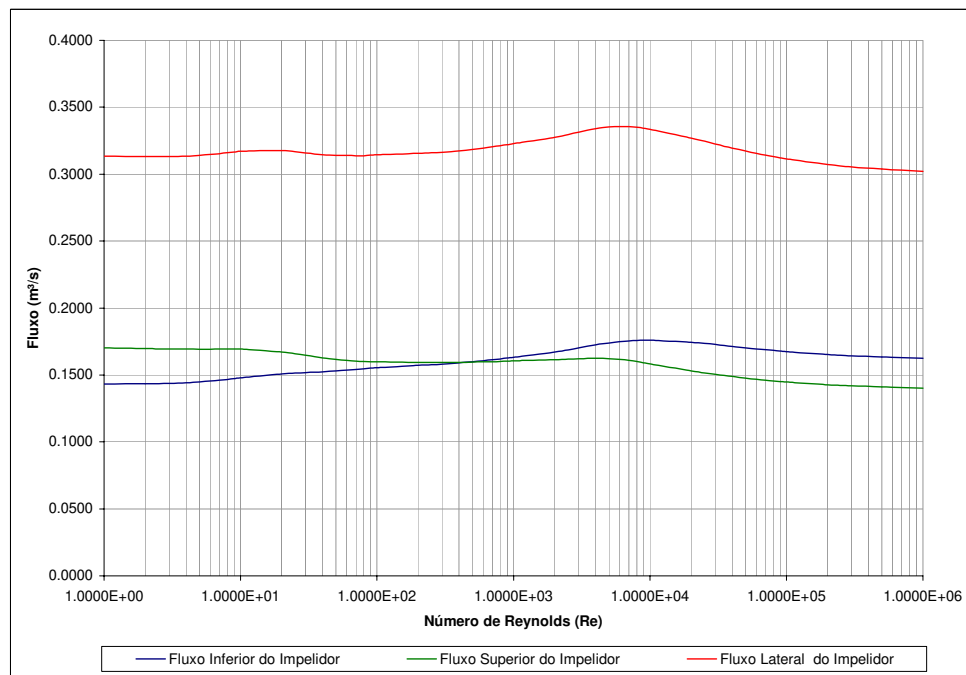


Figura 7.7 – Curvas de Fluxo para Impelidor o Tipo Ponta de Lança

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.5.

$$Np = \frac{86,96}{Re} + 2,81 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,1457} \quad \text{Eq. 7.5}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.8, na Tabela 7.5 e na Tabela 7.6, respectivamente.

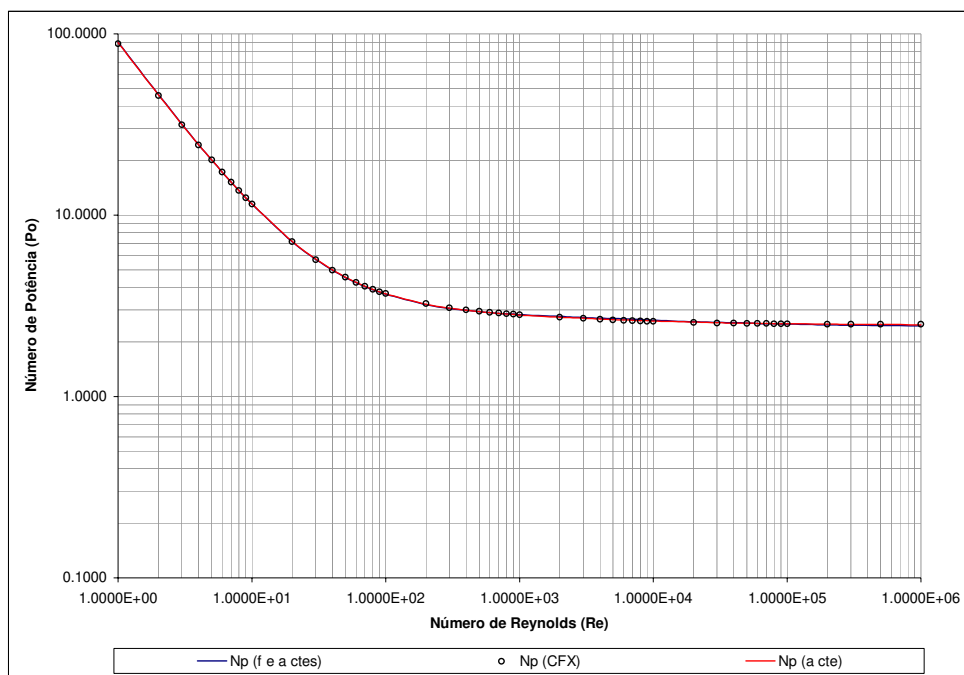


Figura 7.8 – Equações Empíricas para Impelidor Tipo Ponta de Lança

Tabela 7.5 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Ponta de Lança

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	86.95776
B=	2.80801
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.14574
Np_{α} =	2.43400
Correlação=	0.99999

Tabela 7.6 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Ponta de Lança

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	86.53484
B=	2.85344
f=	4.75755
α =	0.66000
p=	0.14205
Np_{α} =	2.48233
Correlação=	0.99999

7.6.3 Turbina de Pás Curvas

A turbina de pás curvas apresentou Número de Potência máximo de 63,43 e Numero de Potência de 2,87 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.9, apresentando resultados coerentes com dados encontrados na literatura.

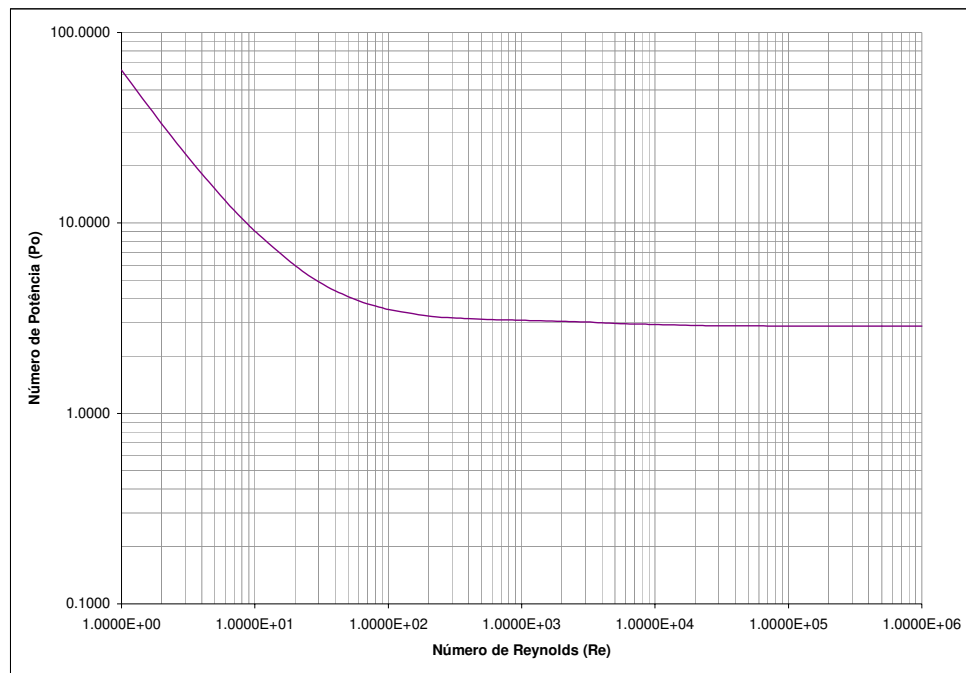


Figura 7.9 – Número de Potência para Turbina de Pás Curvas

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.10, mostram que a turbina de pás curvas possui um fluxo predominantemente radial, apresentando um fluxo máximo de $0,42 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 9.000, e um fluxo de $0,36 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

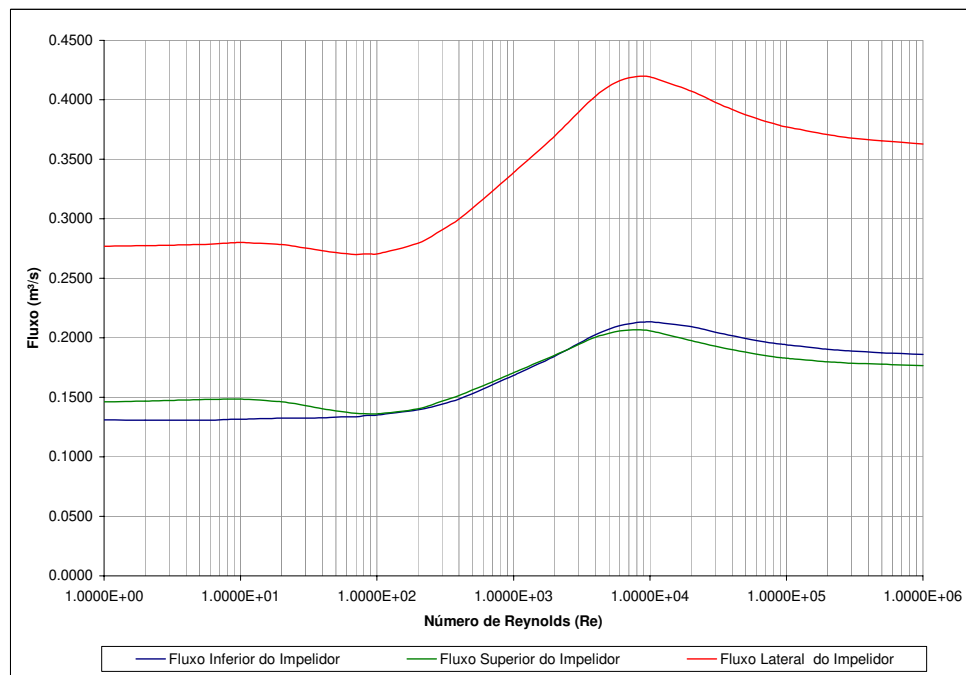


Figura 7.10 – Curvas de Fluxo para Turbina de Pás Curvas

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.6.

$$Np = \frac{60,60}{Re} + 2,97 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,0369} \quad \text{Eq. 7.6}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.11, na Tabela 7.7 e na Tabela 7.8, respectivamente.

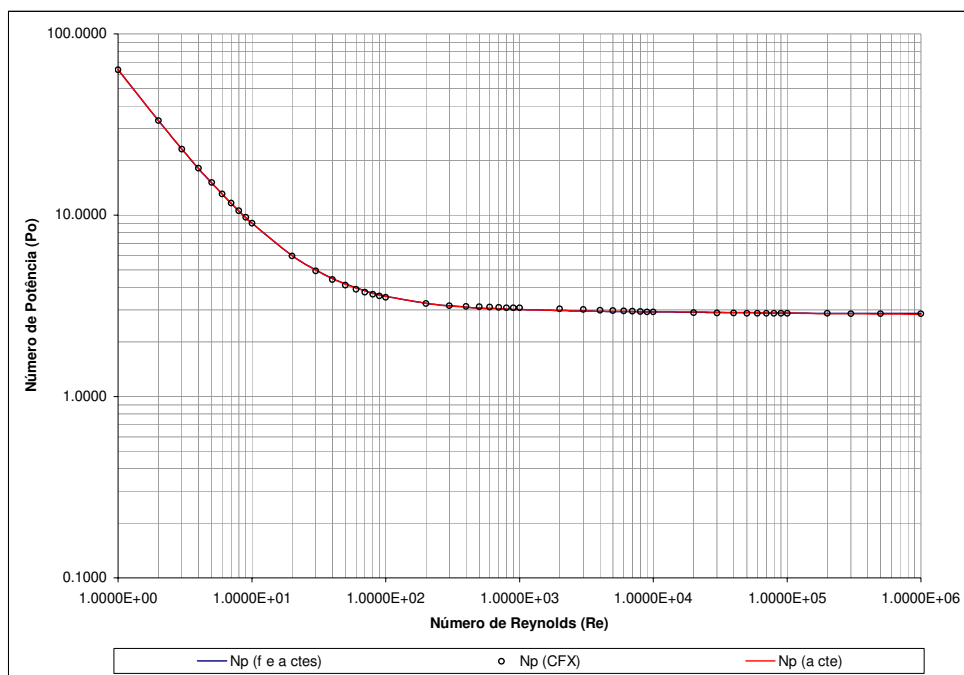


Figura 7.11 – Equações Empíricas para Turbina de Pás Curvas

Tabela 7.7 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Turbina de Pás Curvas

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	60.60081
B=	2.96966
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.03698
Np_{α} =	2.86386
Correlação=	0.99999

Tabela 7.8 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Turbina de Pás Curvas

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	60.66042
B=	2.96266
f=	0.65825
α =	0.66000
p=	0.04939
Np_{α} =	2.82255
Correlação=	0.99999

7.6.4 Impelidor Tipo KPC - Kroma

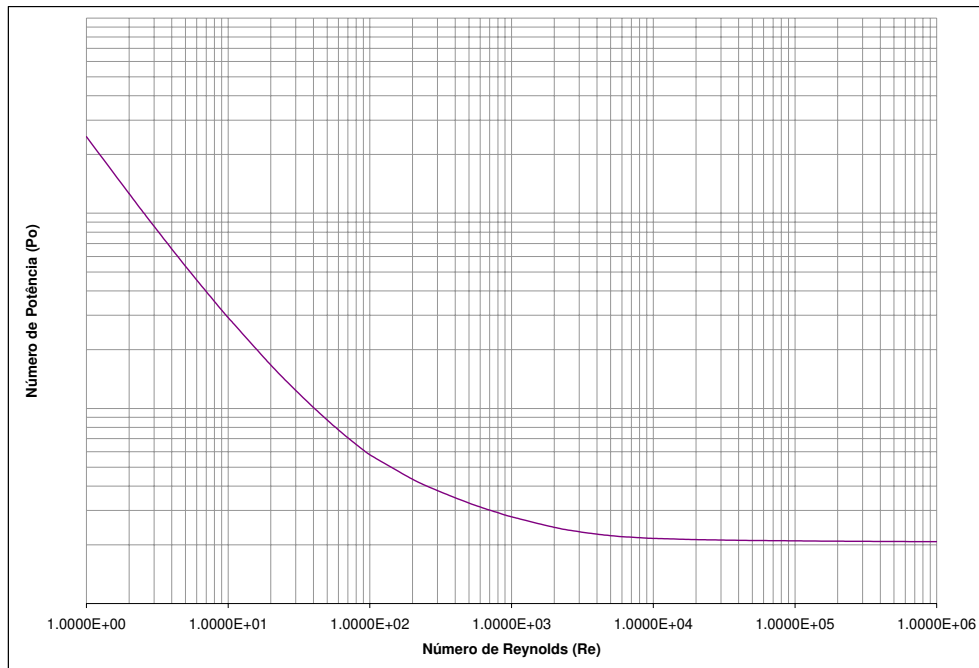


Figura 7.12 – Número de Potência para o Impelidor Tipo KPC

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.13, mostram que o Impelidor Tipo KPC possui um fluxo predominantemente axial.

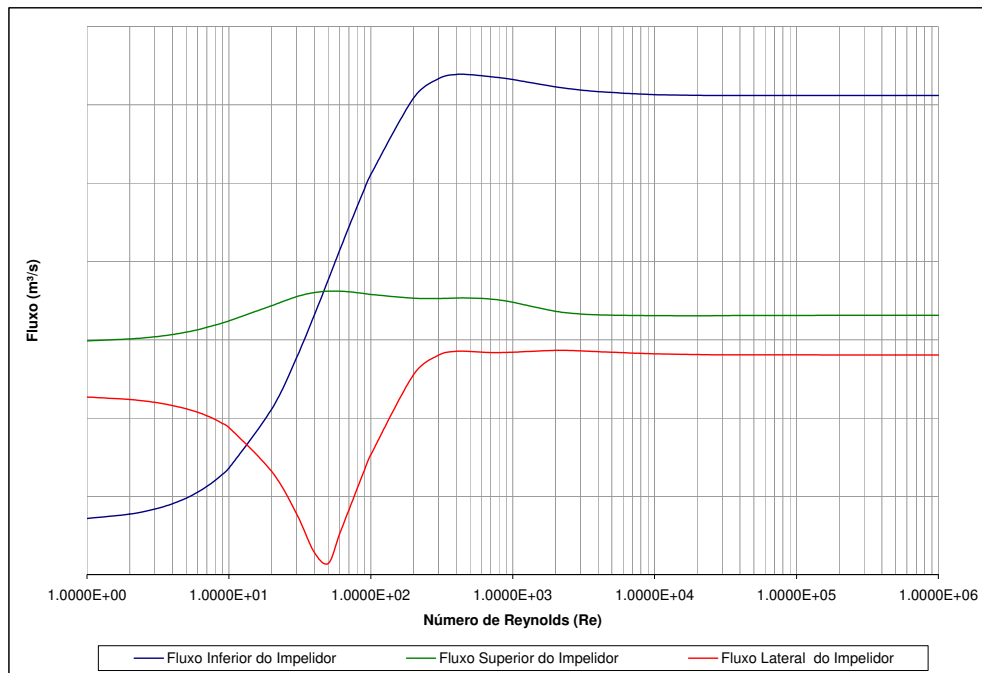


Figura 7.13 – Curvas de Fluxo para o Impelidor Tipo KPC

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.7.

$$Np = \frac{A}{Re} + B \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^\alpha}{10^3 + 3,2 \cdot Re^\alpha} \right)^p \quad \text{Eq. 7.7}$$

Os valores das constantes A e B são de propriedade da empresa Kroma não podendo ser divulgados por motivos comerciais.

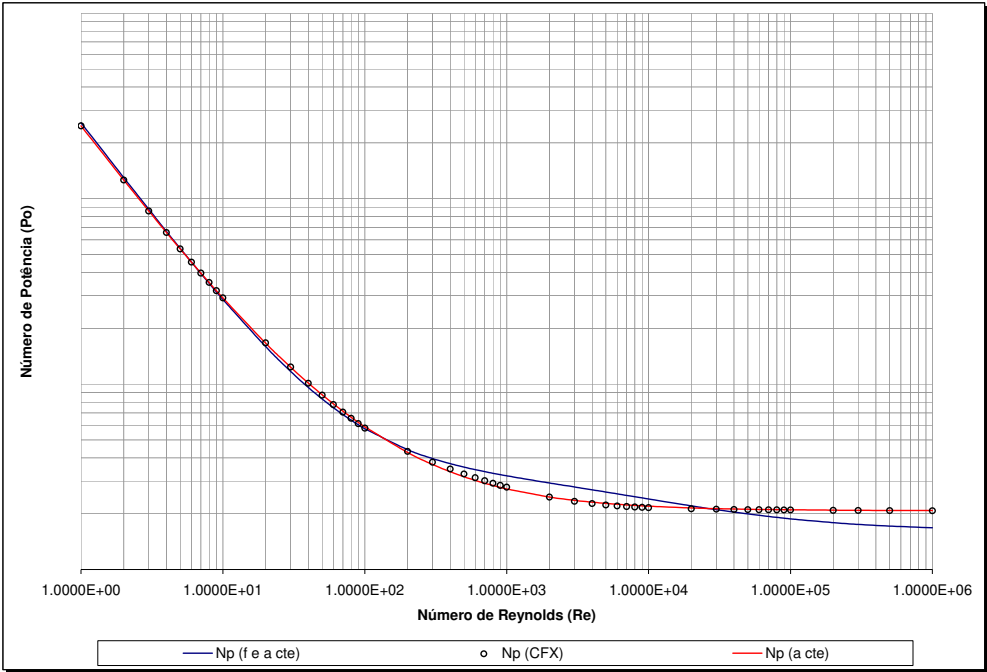


Figura 7.14 – Equações Empíricas para o Impelidor Tipo KPC

Tabela 7.9 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor Tipo KPC

Tabela 7.10 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor Tipo KPC

Valores Removidos por Questões comerciais

Valores Removidos por Questões comerciais

7.6.5 *Impelidor Lightnin A320*

O impelidor Lightnin A320 apresentou Número de Potência máximo de 54,63 e Numero de Potência de 0,81 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.15.

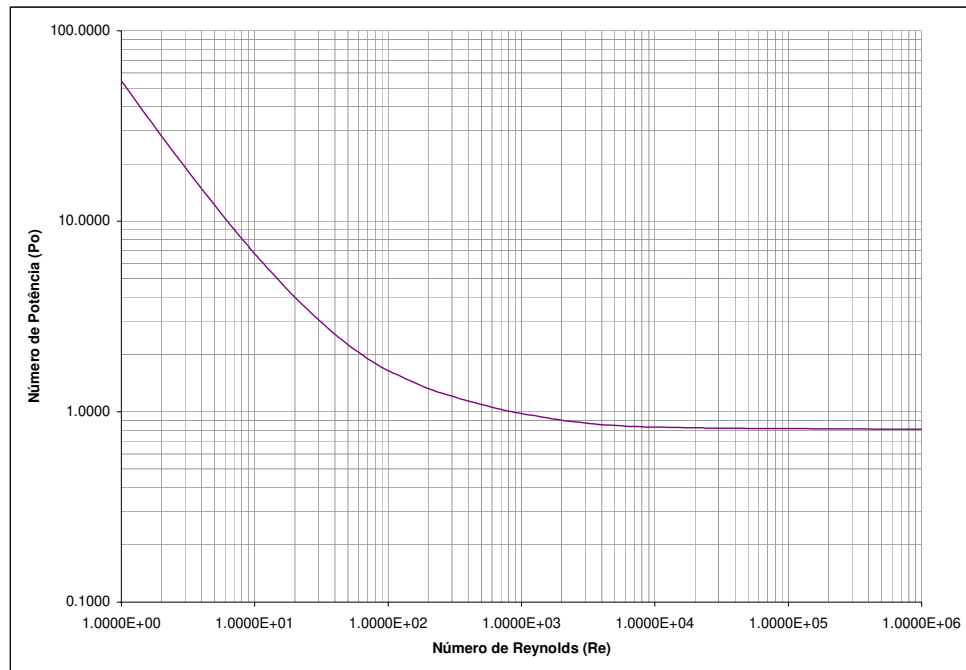


Figura 7.15 – Número de Potência para Impelidor Tipo A320

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.16, mostram que o impelidor A320 possui um fluxo predominantemente axial, apresentando um fluxo máximo de $0,58 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 300, e um fluxo de $0,54 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

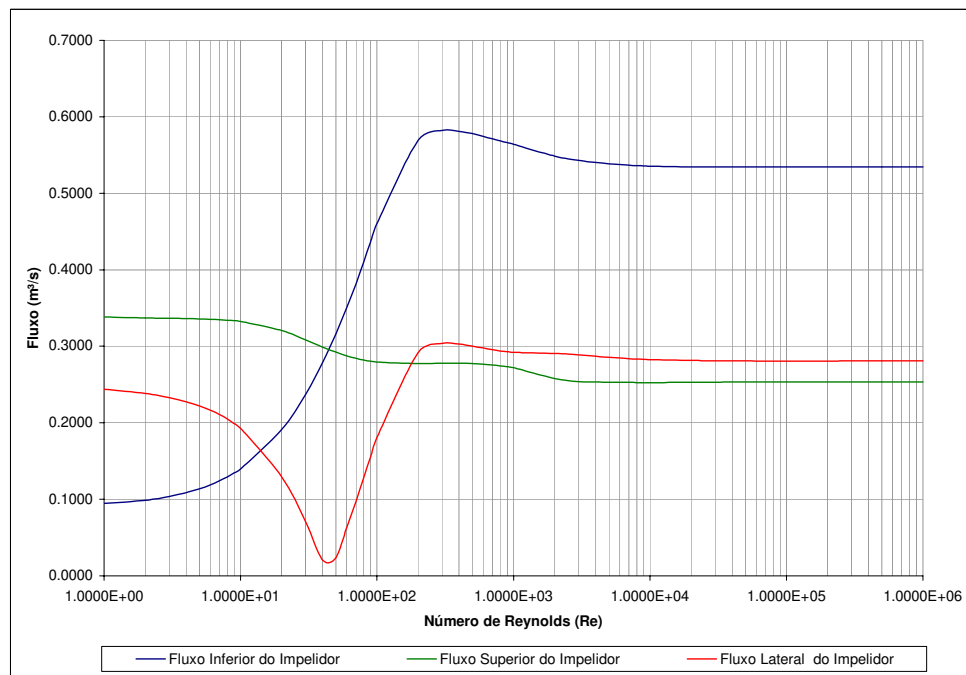


Figura 7.16 – Curvas de Fluxo para o Impelidor Tipo A320

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.8.

$$Np = \frac{56,33}{Re} + 1,05 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,3915} \quad \text{Eq. 7.8}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.17, na Tabela 7.11 e na Tabela 7.12, respectivamente.

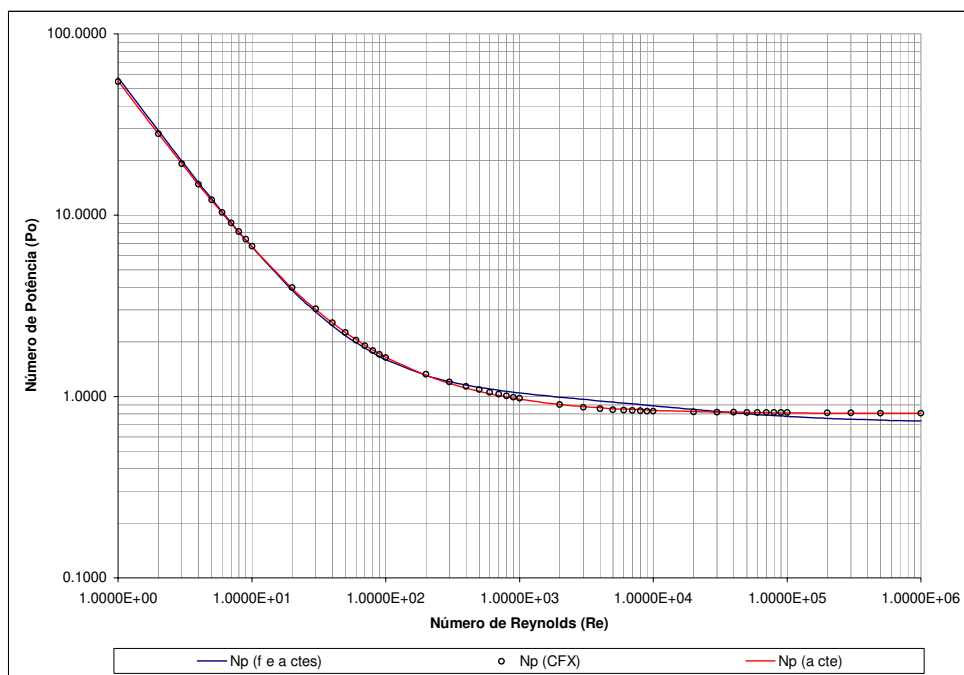


Figura 7.17 – Equações Empíricas para o Impelidor Tipo A320

Tabela 7.11 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor Tipo A320

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	56.33094
B=	1.05389
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.39152
Np_{α} =	0.71783
Correlação=	0.99987

Tabela 7.12 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor Tipo A320

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	62.58720
B=	3.73186
f=	1.15672
α =	0.66000
p=	0.01229
Np_{α} =	3.68715
Correlação=	0.99997

7.6.6 Impelidor de Pás Retas Inclinadas – 3 Pás a 45°

O impelidor de pás retas inclinadas apresentou Número de Potência máximo de 40,11 e Numero de Potência de 1,02 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.18, apresentando resultados coerentes com dados encontrados na literatura.

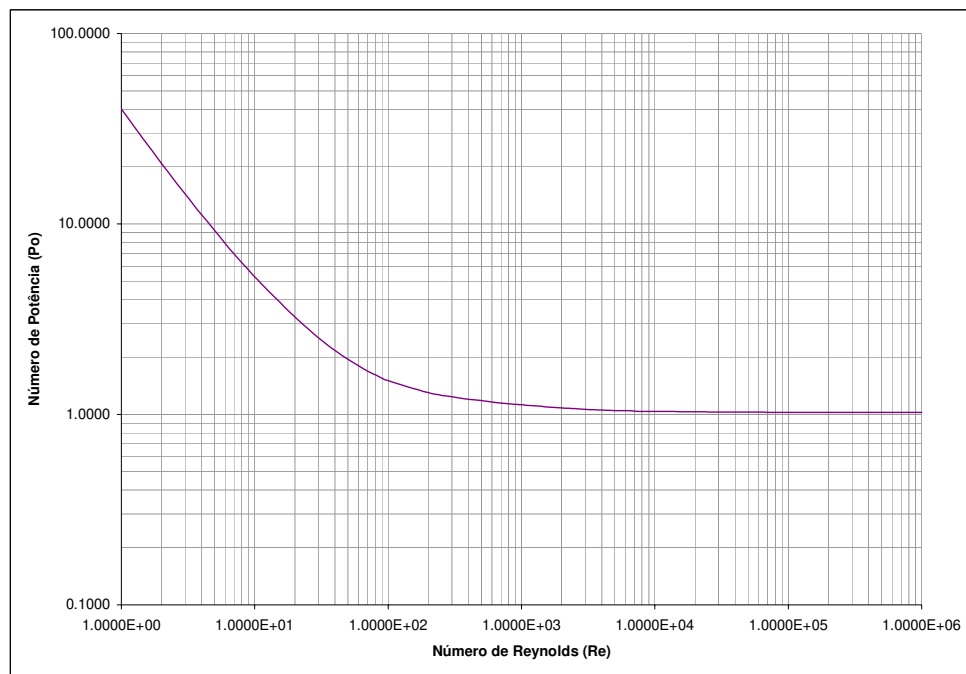


Figura 7.18 – Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinada

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.19 mostram que o impelidor de pás retas inclinadas possui um fluxo predominantemente axial, apresentando um fluxo máximo de $0,65 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 500, e um fluxo de $0,59 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

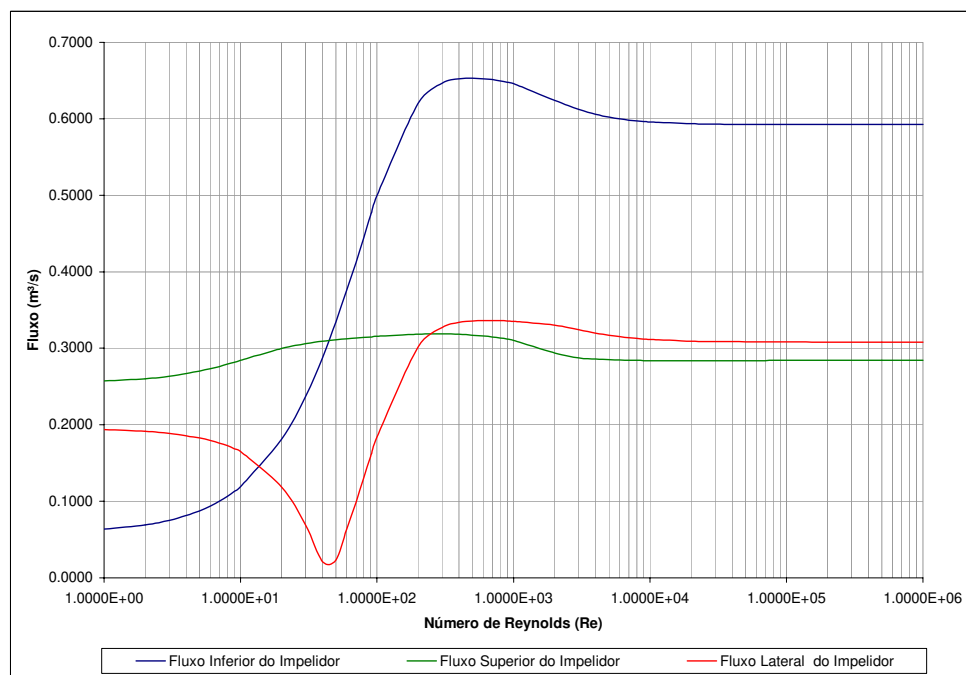


Figura 7.19 – Curvas de Fluxo para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.9.

$$Np = \frac{40,98}{Re} + 1,12 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,1226} \quad \text{Eq. 7.9}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.20, na Tabela 7.13 e na Tabela 7.14, respectivamente.

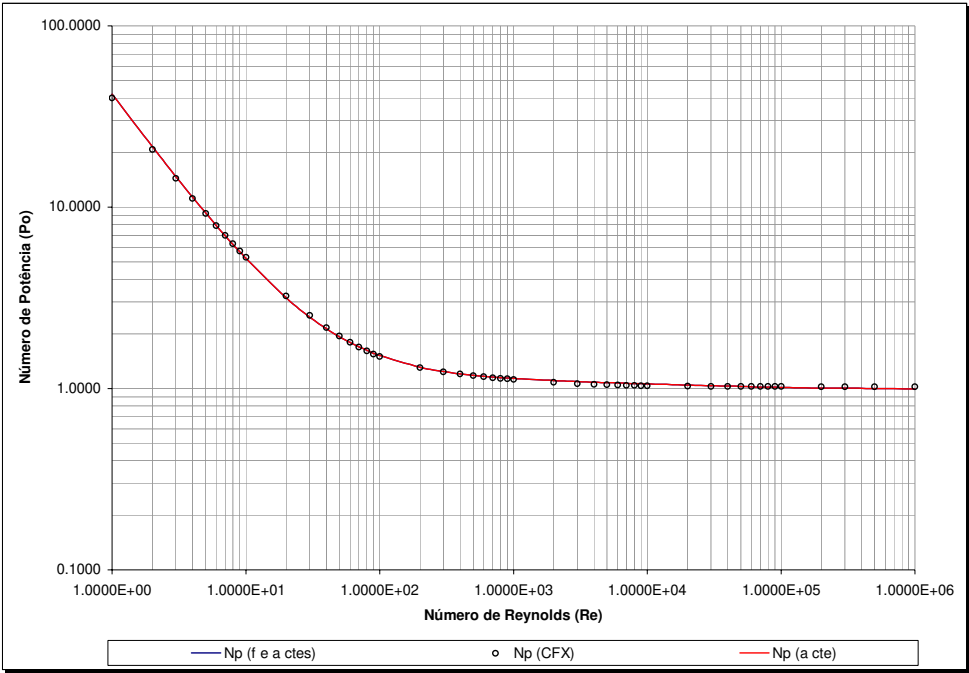


Figura 7.20 – Equações Empíricas para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas

Tabela 7.13 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	40.97746
B=	1.11553
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.12264
$N_{p_{\alpha}}$ =	0.98910
Correlação=	0.99987

Tabela 7.14 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	40.97746
B=	1.11553
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.12264
$N_{p_{\alpha}}$ =	0.98910
Correlação=	0.99987

7.6.7 Impelidor de Pás Retas Inclínadas – 4 Pás a 45°

O impelidor de pás retas inclinadas apresentou Número de Potência máximo de 50,01 e Numero de Potência de 1,23 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.27, apresentando resultados coerentes com dados encontrados na literatura.

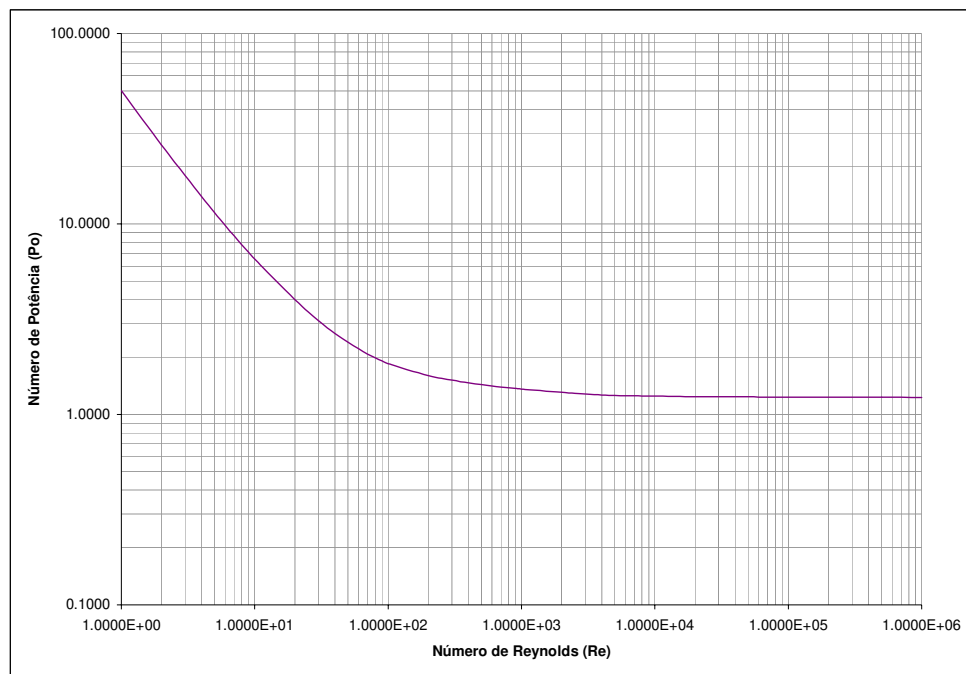


Figura 7.21 – Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclínadas

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.28, mostram que o impelidor de pás retas inclinadas possui um fluxo predominantemente axial, apresentando um fluxo máximo de 0,72 m³/s em Reynolds igual a 600, e um fluxo de 0,65 m³/s em regime turbulento.

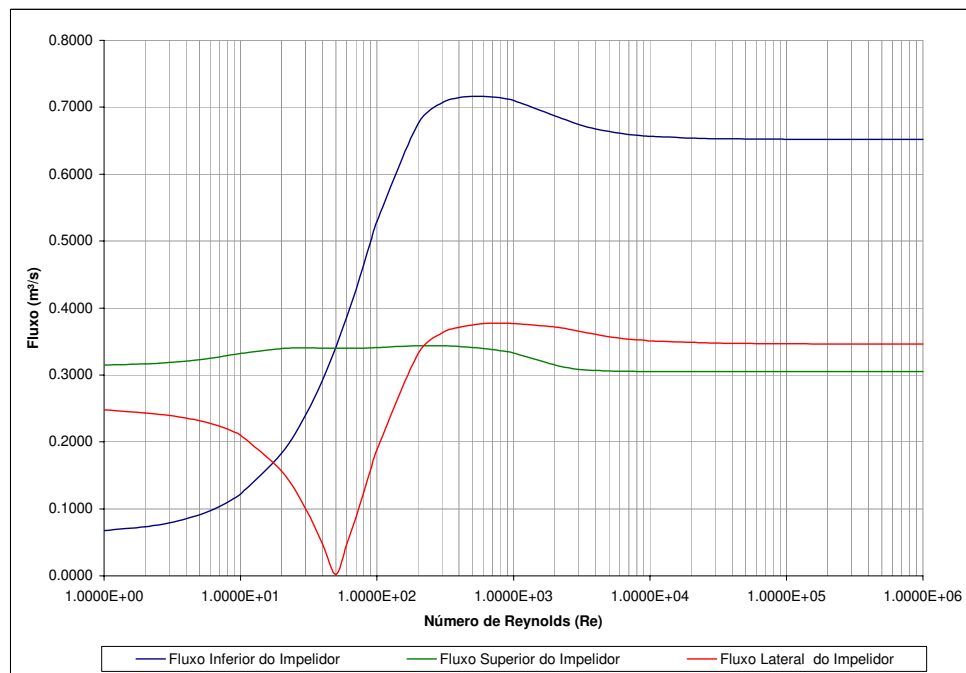


Figura 7.22 – Curvas de Fluxo para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.10.

$$Np = \frac{51,20}{Re} + 1,35 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,1340} \quad \text{Eq. 7.10}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.23, na Tabela 7.15 e na Tabela 7.16, respectivamente.

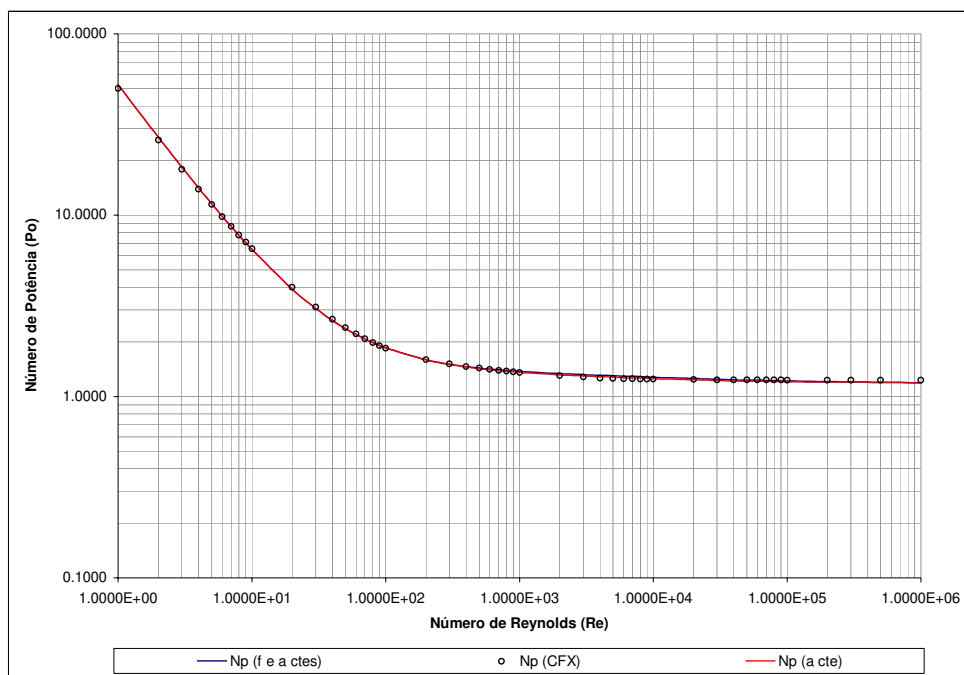


Figura 7.23 – Equações Empíricas para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas

Tabela 7.15 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	51.20126
B=	1.35279
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.13480
Np_{α} =	1.18525
Correlação=	0.99988

Tabela 7.16 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de Pás Retas Inclinadas

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	51.20126
B=	1.35279
f=	3.54745
α =	0.66000
p=	0.13480
Np_{α} =	1.18525
Correlação=	0.99988

7.6.8 Turbina Rushton – 4 Pás

A turbina Rushton de 4 pás apresentou Número de Potência máximo de 53,78 e Numero de Potência de 2,74 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.24, apresentando resultados coerentes com dados encontrados na literatura.

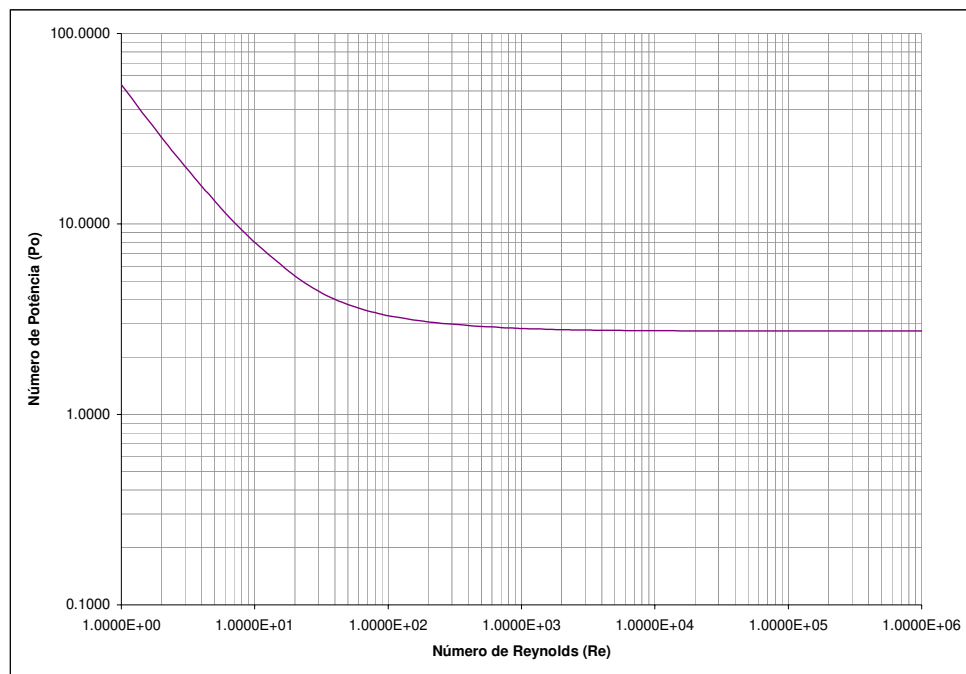


Figura 7.24 – Número de Potência para a Turbina Rushton de 4 Pás

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.25, mostram que turbina Rushton de quatro pás possui um fluxo predominantemente radial, apresentando um fluxo máximo de $0,51 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 1.000, e um fluxo de $0,41 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

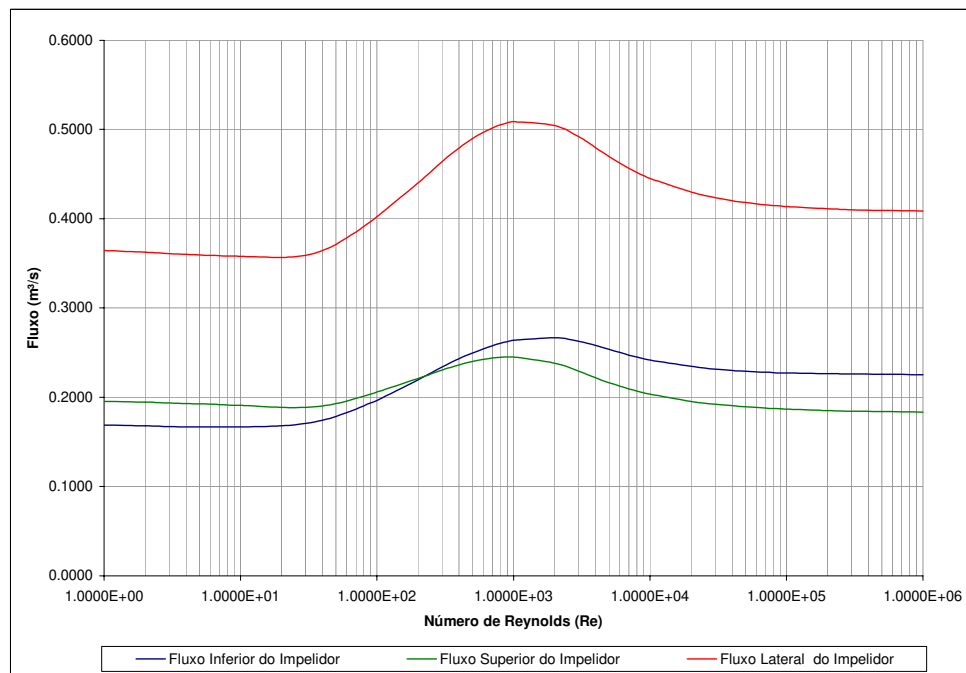


Figura 7.25 – Curvas de Fluxo para a Turbina Rushton de 4 Pás

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.11.

$$Np = \frac{52,10}{Re} + 2,77 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,0146} \quad \text{Eq. 7.11}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.26, na Tabela 7.17 e na Tabela 7.18, respectivamente.

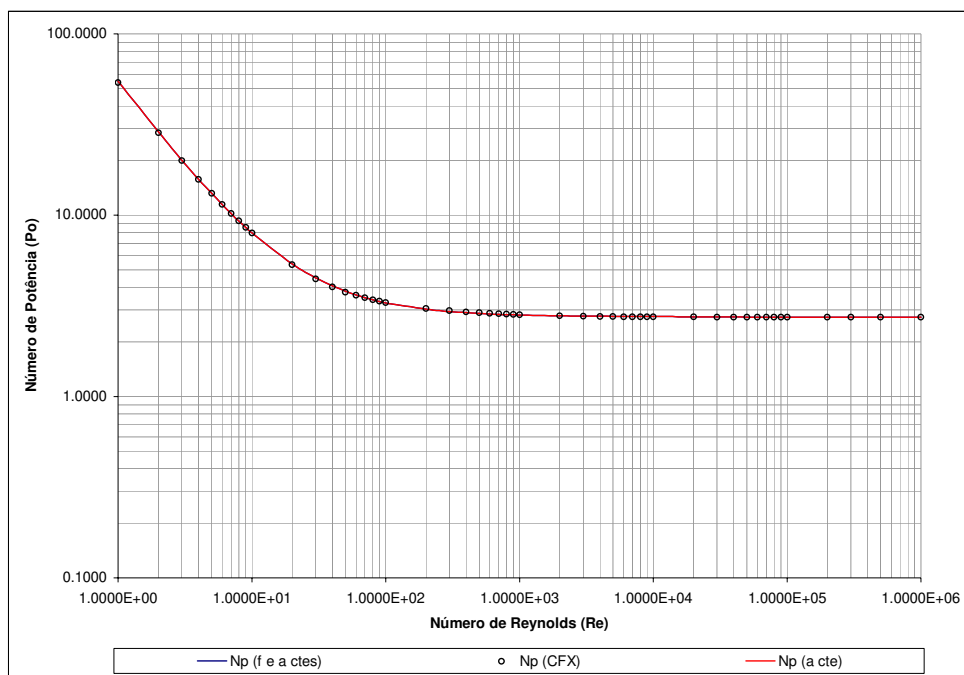


Figura 7.26 – Equações Empíricas para a Turbina Rushton de 4 Pás

Tabela 7.17 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para a Turbina Rushton de 4 Pás

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	52.10460
B=	2.77105
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.01458
Np_{α} =	2.73170
Correlação=	0.99997

Tabela 7.18 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para a Turbina Rushton de 4 Pás

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	52.10664
B=	2.77080
f=	1.87065
α =	0.66000
p=	0.01470
Np_{α} =	2.73114
Correlação=	0.99997

7.6.9 Turbina Rushton - 6 Pás

A turbina Rushton de 6 pás apresentou Número de Potência máximo de 65,40 e Numero de Potência de 3,70 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.27, apresentando resultados coerentes com dados encontrados na literatura.

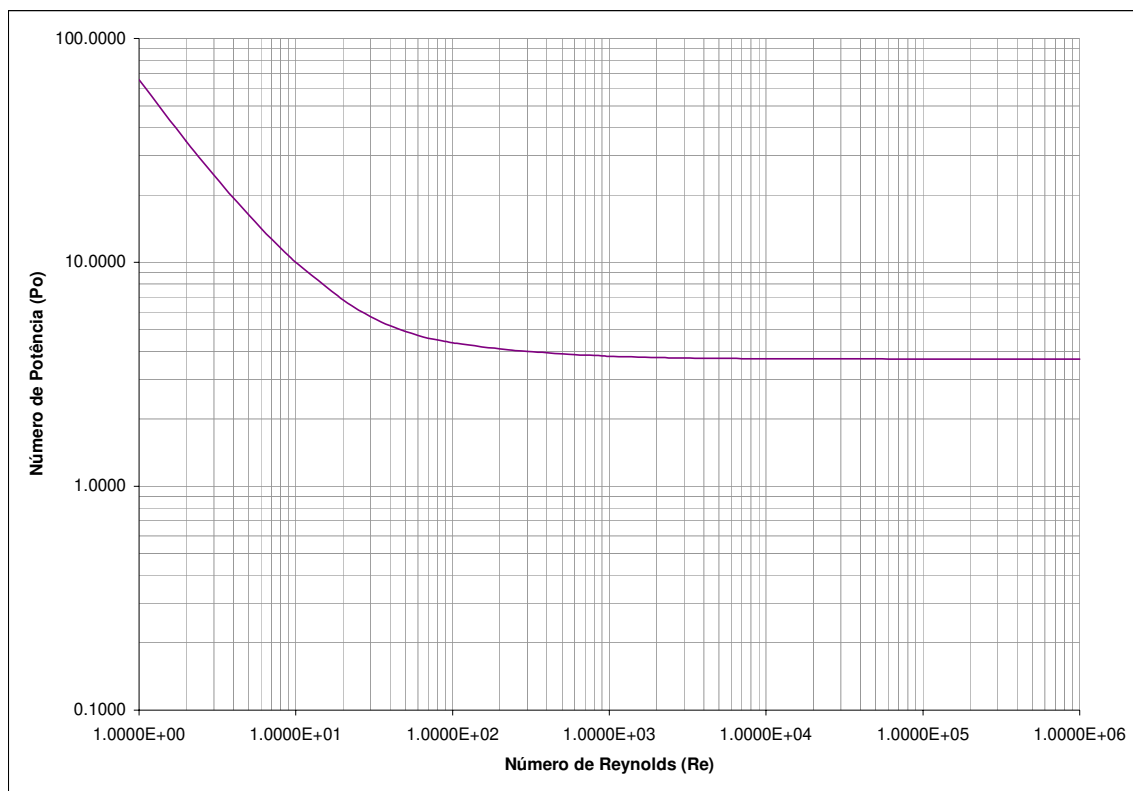


Figura 7.27 – Número de Potência para Turbina Rushton - 6 Pás

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.28, mostram que a turbina Rushton possui um fluxo predominantemente radial, apresentando um fluxo máximo de $0,68 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 700, e um fluxo de $0,51 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

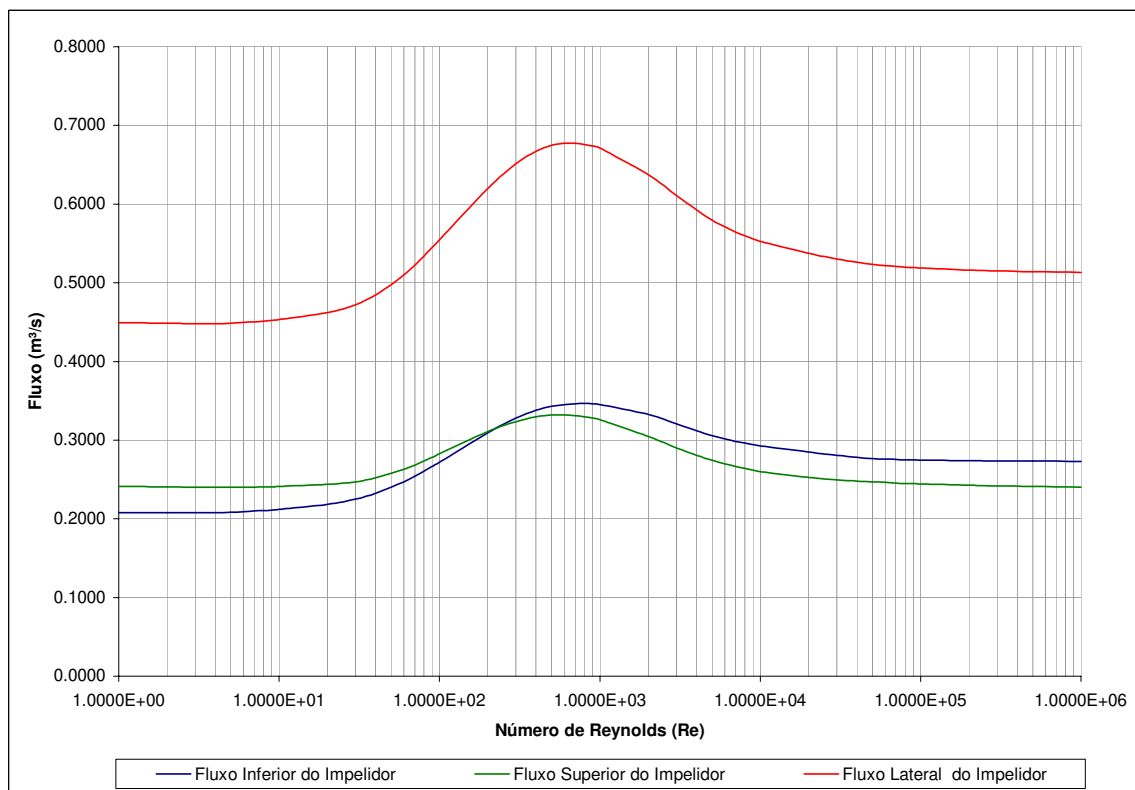


Figura 7.28 – Curvas de Fluxo para Turbina Rushton - 6 Pás

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.12.

$$Np = \frac{65.57}{Re} + 3.73 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,011} \quad \text{Eq. 7.12}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.29, na Tabela 7.19 e na Tabela 7.20, respectivamente.

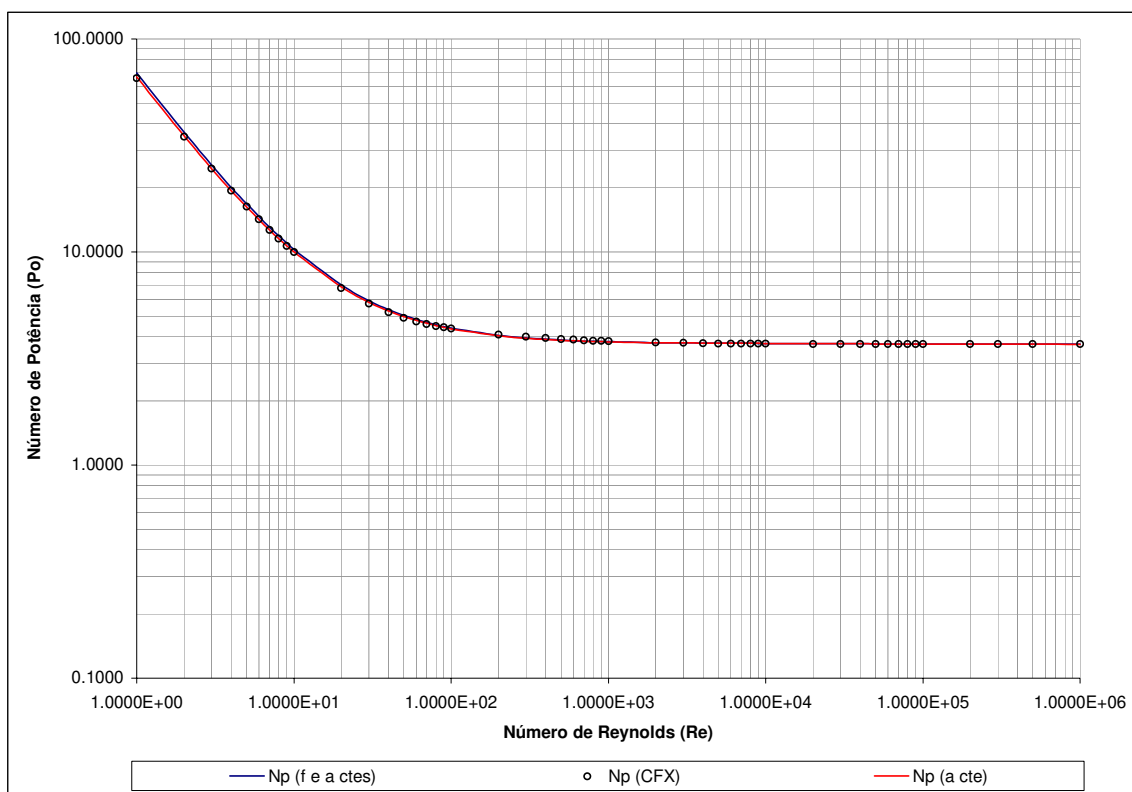


Figura 7.29 – Equações Empíricas para Turbina Rushton - 6 Pás

Tabela 7.19 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Turbina Rushton de 6 Pás

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	65.57263
B=	3.73355
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.01111
Np_{α} =	3.69310
Correlação=	0.99997

Tabela 7.20 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para Impelidor Tipo Turbina Rushton de 6 Pás

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	62.58720
B=	3.73186
f=	1.15672
α =	0.66000
p=	0.01229
Np_{α} =	3.68715
Correlação=	0.99997

7.6.10 Turbina Tipo Smith

A turbina tipo Smith apresentou Número de Potência máximo de 76,95 e Numero de Potência de 2,23 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.30.

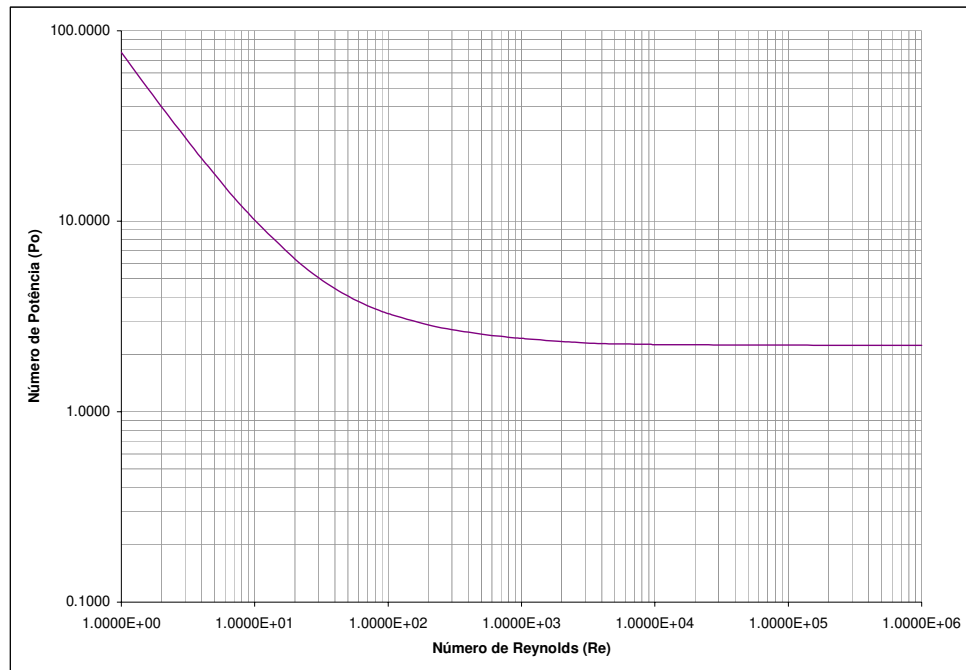


Figura 7.30 – Número de Potência para Turbina Tipo Smith

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.31, mostram que a turbina tipo Smith possui um fluxo predominantemente radial, apresentando um fluxo máximo de $0,59 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 400, e um fluxo de $0,40 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

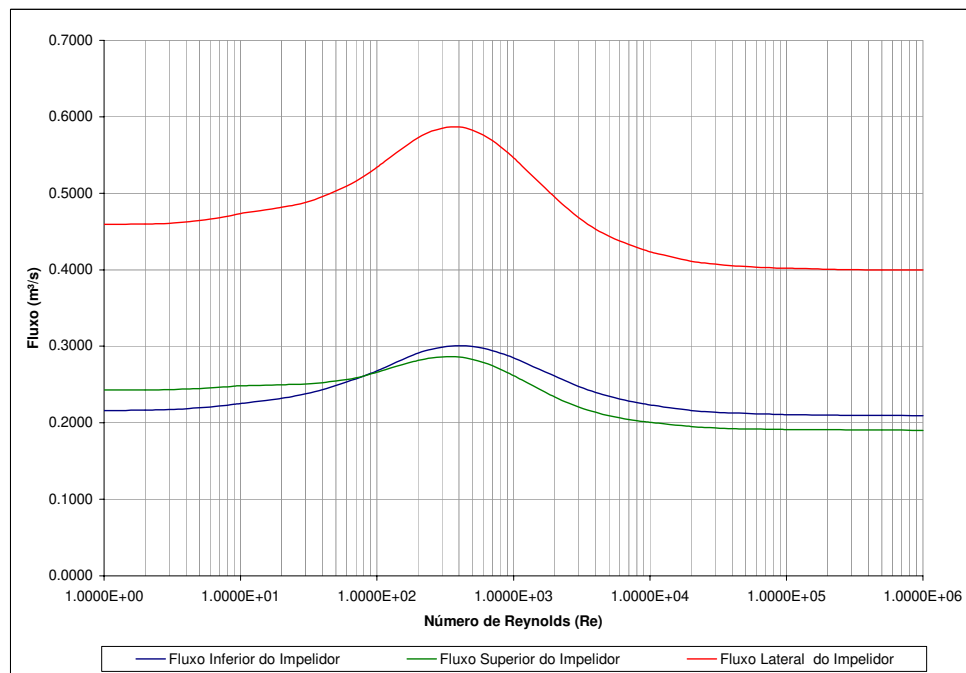


Figura 7.31 – Curvas de Fluxo para Turbina Tipo Smith

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.13.

$$Np = \frac{76,70}{Re} + 2,45 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,1365} \quad \text{Eq. 7.13}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.32, na Tabela 7.21 e na Tabela 7.22, respectivamente.

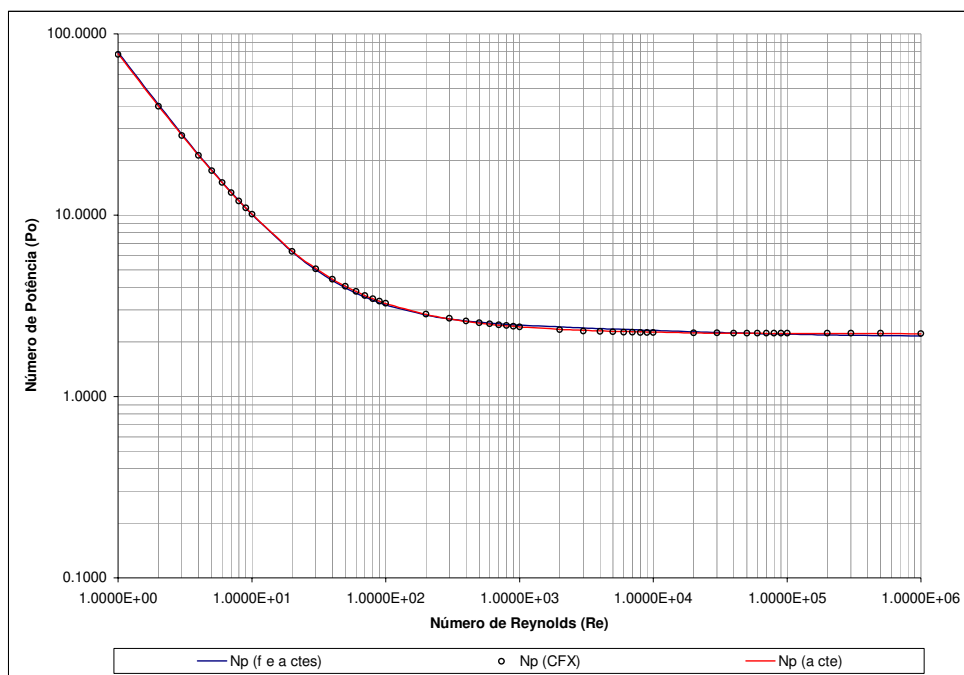


Figura 7.32 – Equações Empíricas para Turbina Tipo Smith

Tabela 7.21 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para a Turbina Tipo Smith

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	76.60431
B=	2.45170
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.13645
Np_{α} =	2.14458
Correlação=	0.99996

Tabela 7.22 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para a Turbina Tipo Smith

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	74.99017
B=	2.66893
f=	23.95156
α =	0.66000
p=	0.18894
Np_{α} =	2.21745
Correlação=	0.99999

7.6.11 *Impelidor de Pás Retas Verticais – 2 Pás*

O impelidor de duas pás retas verticais apresentou Número de Potência máximo de 29,13 e Numero de Potência de 1,80 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.33, apresentando resultados coerentes com dados encontrados em literatura.

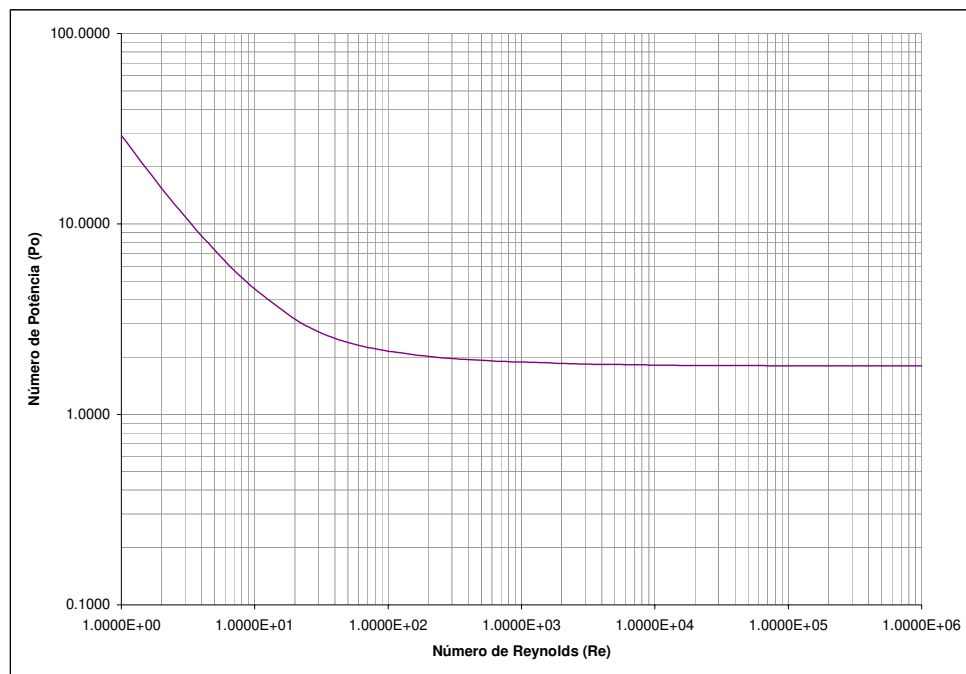


Figura 7.33 – Número de Potência para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.34, mostram que o impelidor de 2 pás retas verticais possui um fluxo predominantemente radial, apresentando um fluxo máximo de $0,31 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 6.000, e um fluxo de $0,26 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

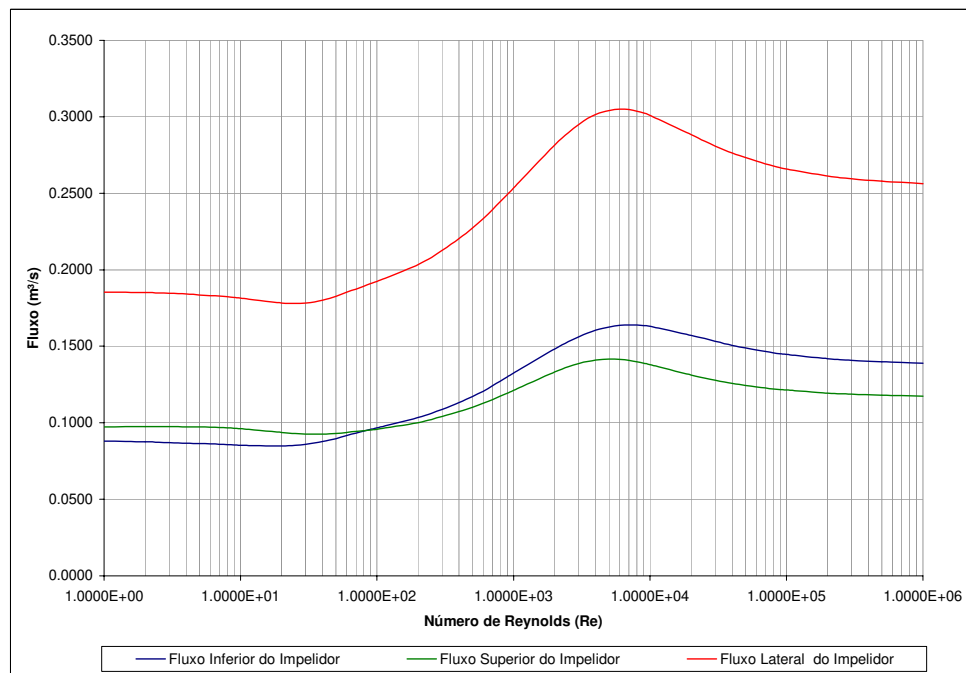


Figura 7.34 – Curvas de Fluxo para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.14.

$$Np = \frac{27,09}{Re} + 1,86 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,0423} \quad \text{Eq. 7.14}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.35, na Tabela 7.23 e na Tabela 7.24, respectivamente.

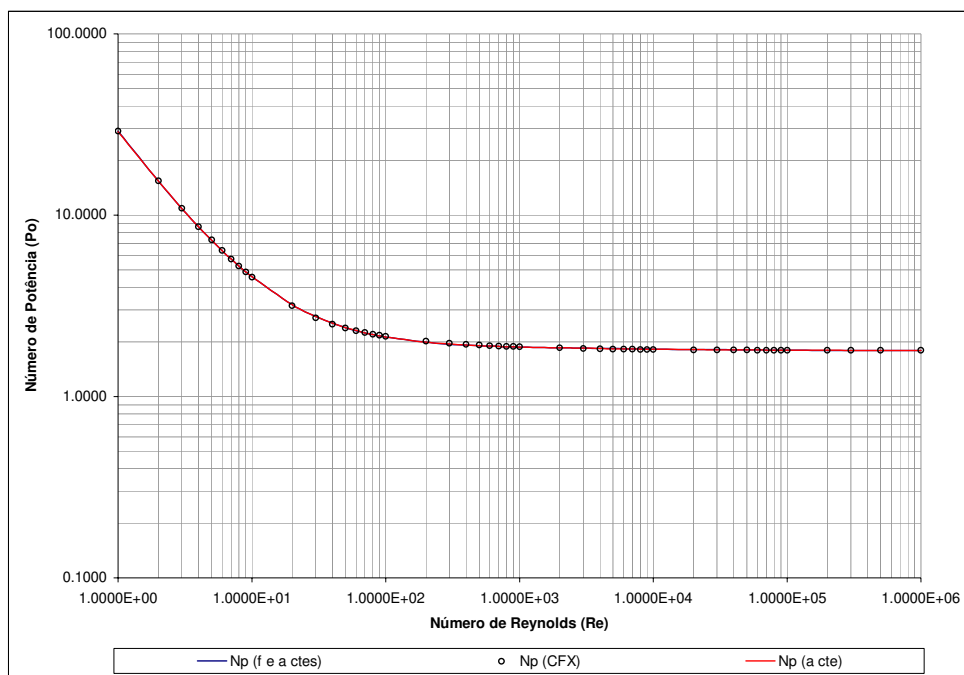


Figura 7.35 – Equações Empíricas para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais

Tabela 7.23 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	27.09606
B=	1.86021
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.04232
Np_{α} =	1.78458
Correlação=	0.99999

Tabela 7.24 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de 2 Pás Retas Verticais

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	27.07295
B=	1.86377
f=	3.05977
α =	0.66000
p=	0.04105
Np_{α} =	1.79022
Correlação=	0.99999

7.6.12 Impelidor de Pás Retas Verticais – 4 Pás

O impelidor de quatro pás retas verticais apresentou Número de Potência máximo de 49,65 e Número de Potência de 3,16 na região turbulenta. A curva completa pode ser visualizada na Figura 7.36, apresentando resultados coerentes com dados encontrados em literatura.

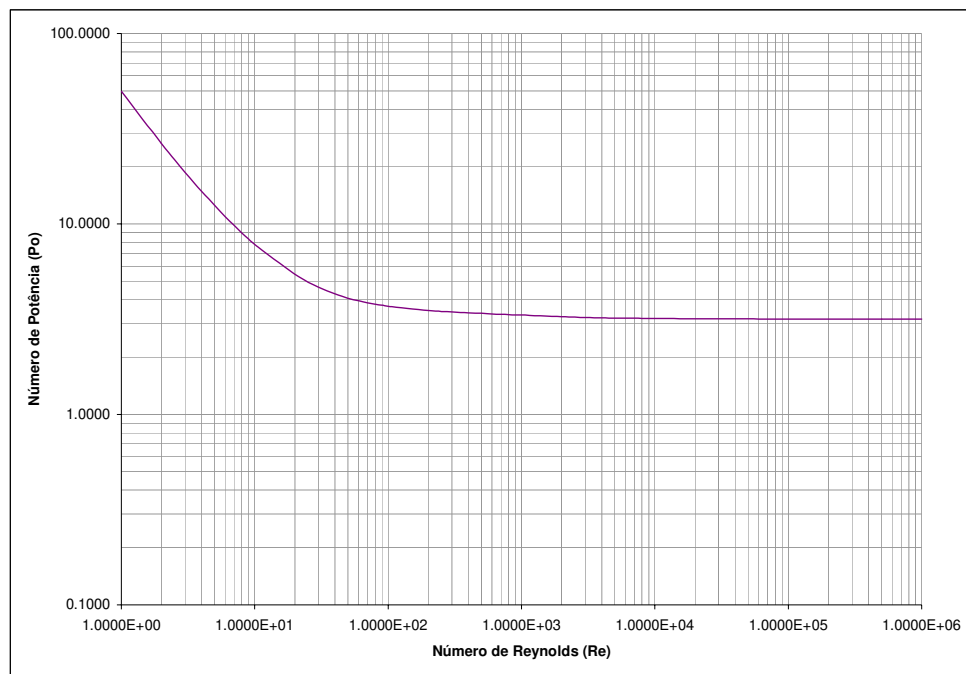


Figura 7.36 – Número de Potência para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais

As curvas de fluxo representadas na Figura 7.37, mostram que o impelidor de 4 pás retas verticais possui um fluxo predominantemente radial, apresentando um fluxo máximo de $0,58 \text{ m}^3/\text{s}$ em Reynolds igual a 2.000, e um fluxo de $0,43 \text{ m}^3/\text{s}$ em regime turbulento.

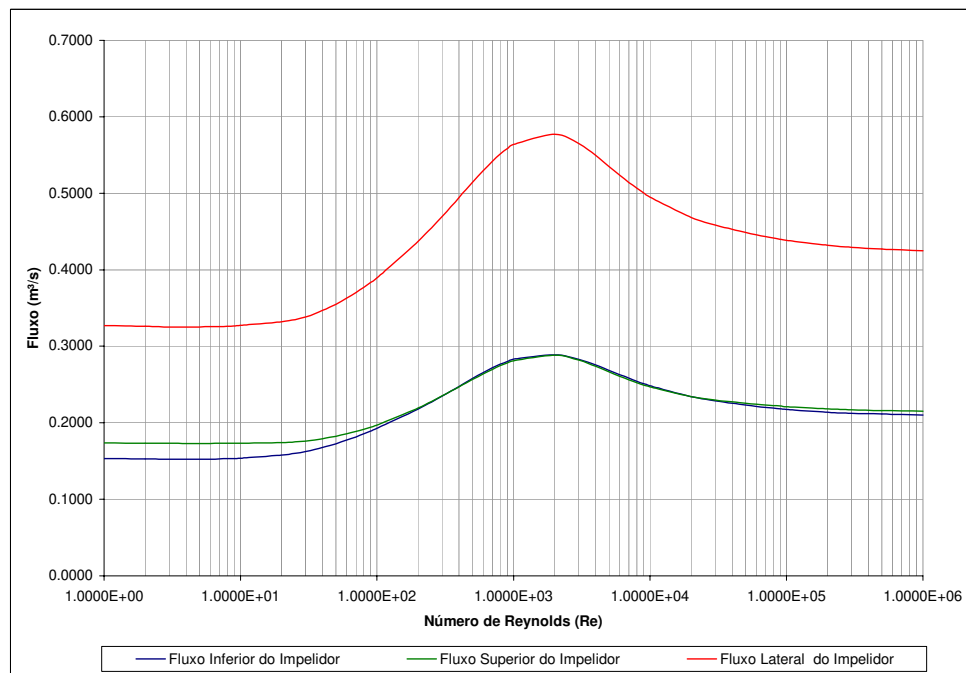


Figura 7.37 – Curvas de Fluxo para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais

Através do ajuste dos dados obtidos, utilizando o método da máxima verossimilhança, se obteve a correlação empírica dada pela Eq. 7.15.

$$Np = \frac{45,91}{Re} + 3,24 \cdot \left(\frac{10^3 + 1,2 \cdot Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \cdot Re^{0,66}} \right)^{0,0286} \quad \text{Eq. 7.15}$$

As curvas de ajuste e valores precisos das constantes podem ser observados na Figura 7.38, na Tabela 7.25 e na Tabela 7.26, respectivamente.

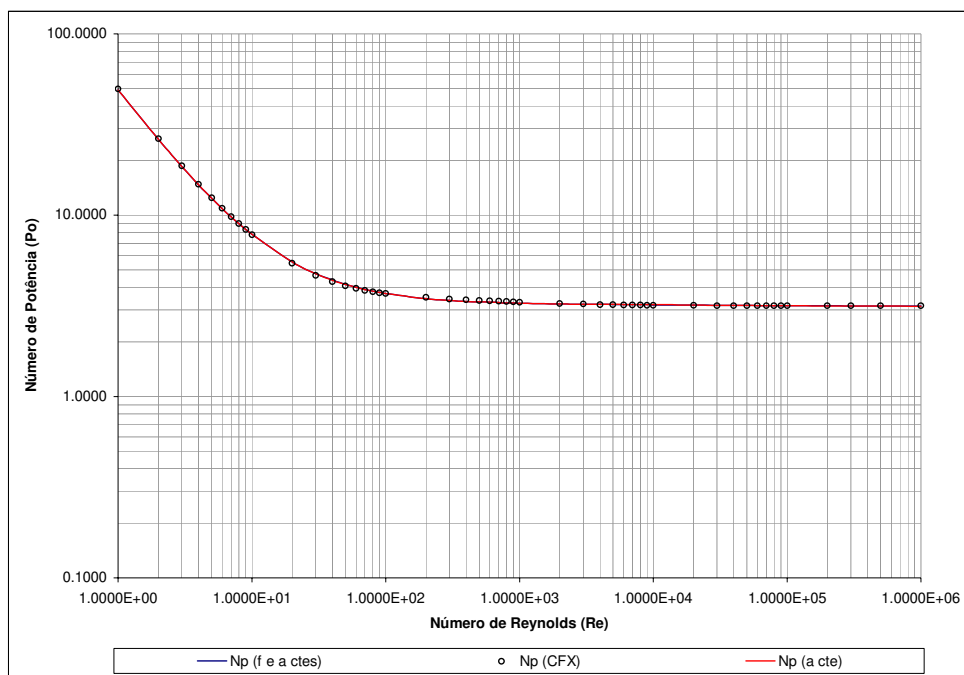


Figura 7.38 – Equações Empíricas para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais

Tabela 7.25 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais

Parâmetros Utilizando f e α ctes	
A=	45.91603
B=	3.23991
f=	2.00000
α =	0.66000
p=	0.02861
Np_{α} =	3.15026
Correlação=	0.99998

Tabela 7.26 – Parâmetros para Correlação para Número de Potência para o Impelidor de 4 Pás Retas Verticais

Parâmetros Utilizando α cte	
A=	45.94123
B=	3.23666
f=	1.26956
α =	0.66000
p=	0.03094
Np_{α} =	3.13993
Correlação=	0.99998

7.7 Comparação entre os Impelidores Estudados

Conforme apresentado nas seções anteriores, pode-se verificar que pequenas mudanças na geometria dos impelidores são responsáveis por mudanças significativas nas curvas de potência e nos fluxos gerados.

Os impelidores de fluxo radial apresentaram maior número de potência, indicando um maior consumo de energia e um maior cisalhamento.

Já os impelidores de fluxo axial apresentaram menor número de potência e maior bombeamento, mostrando porque são utilizados para suspensão de sólidos e em tanques de grande altura.

A curva completa para Número de Potência versus Número de Reynolds, para todos os impelidores estudados, pode ser visualizada na Figura 7.39.

Conforme apresentado na Figura 7.40, pode-se verificar que em regime laminar a curva de potência segue uma linha reta, conforme indicação de Rushton [21, 1950] e Nagata [17, 1975].

As curvas apresentadas na Figura 7.41 e na Figura 7.42, apresentam o comportamento dos impelidores em regime de transição e turbulento, respectivamente.

Conforme esperado, pode-se verificar que as curvas de potência apresentaram valores constantes em regime turbulento, com valores para Número de Potência variando entre aproximadamente 0,2 e 4.

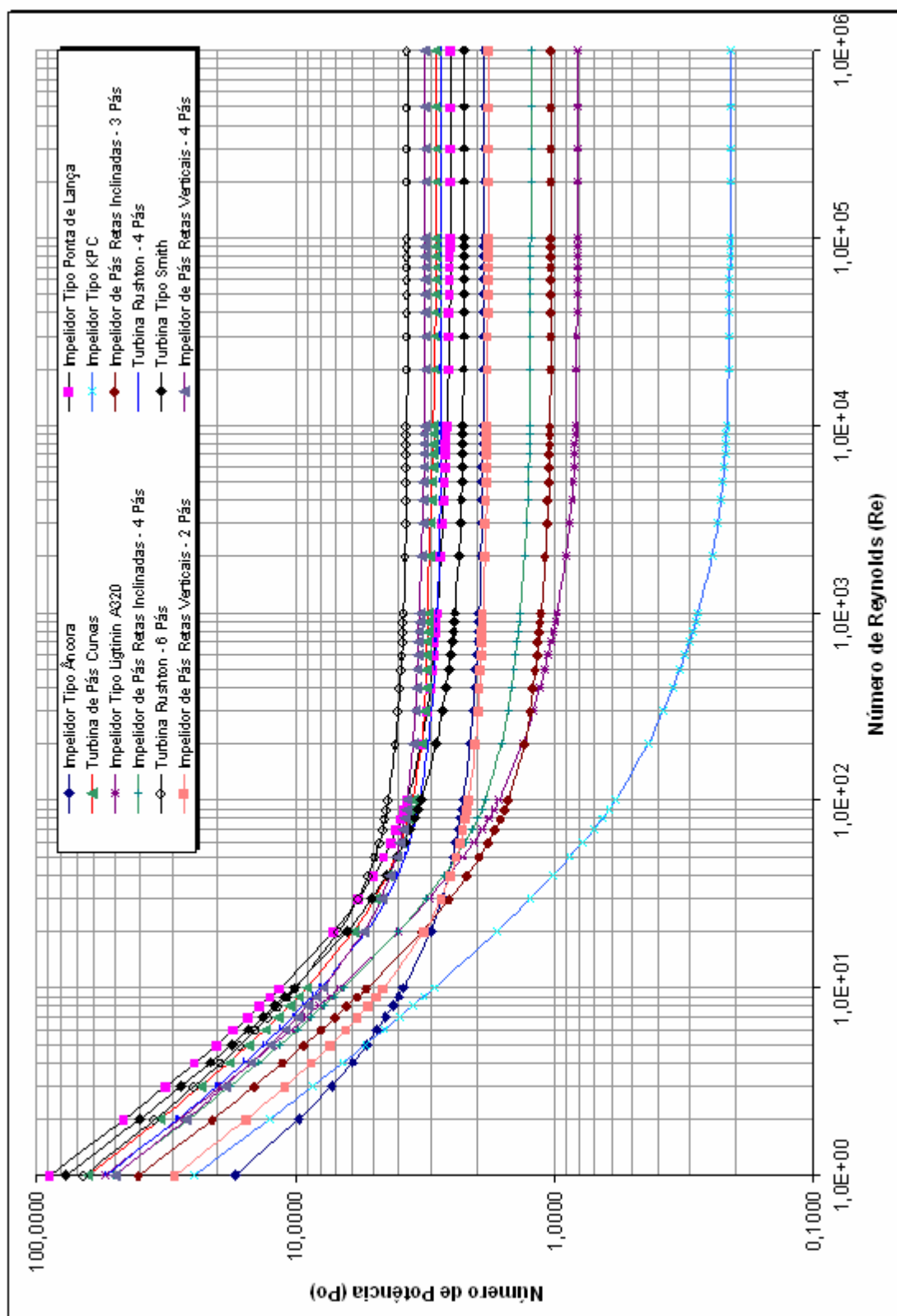


Figura 7.39 – Curvas de Potência

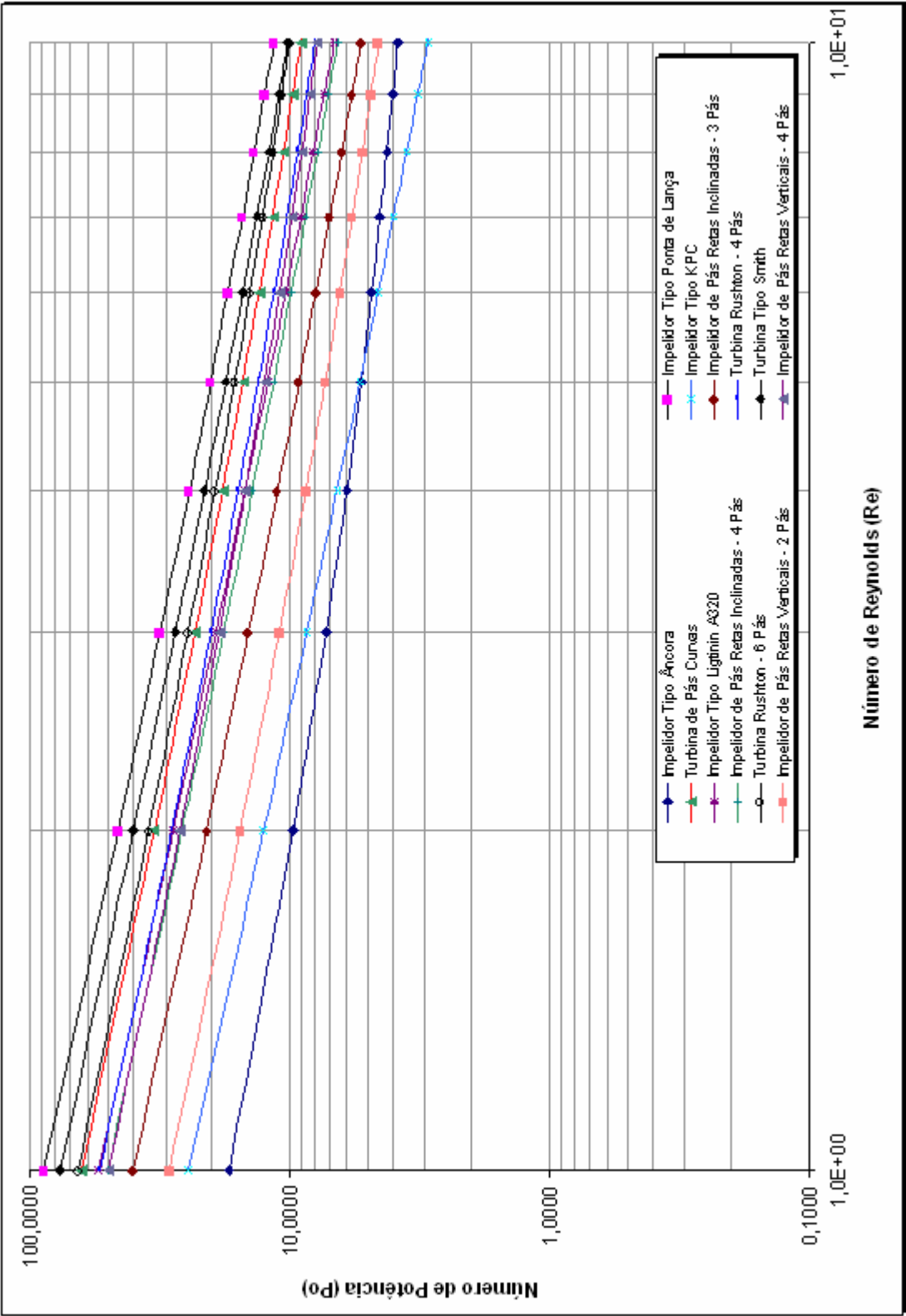


Figura 7.40 - Curvas de Número de Potência – Regime Laminar

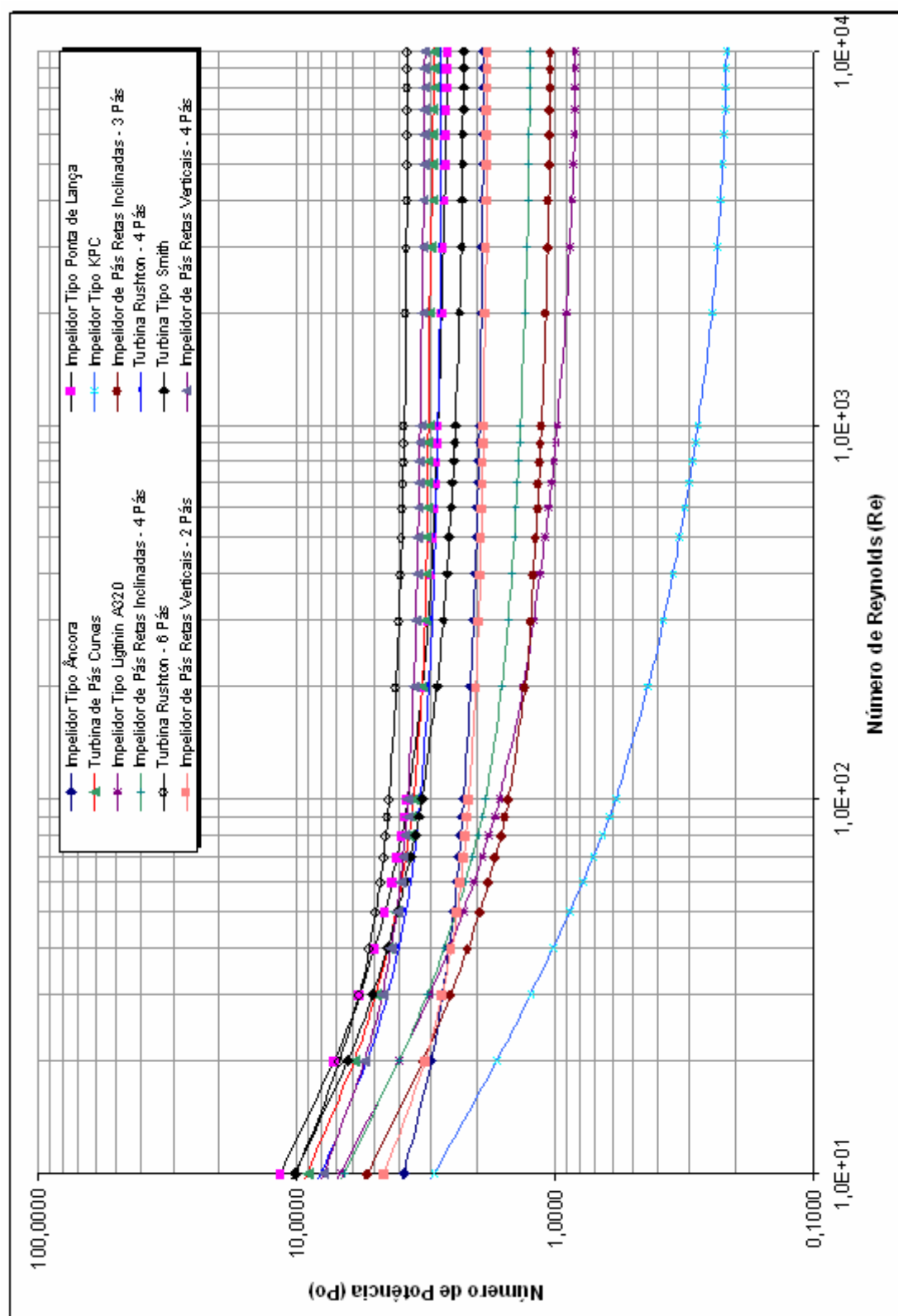


Figura 7.41 - Curvas de Número de Potência – Regime de Transição

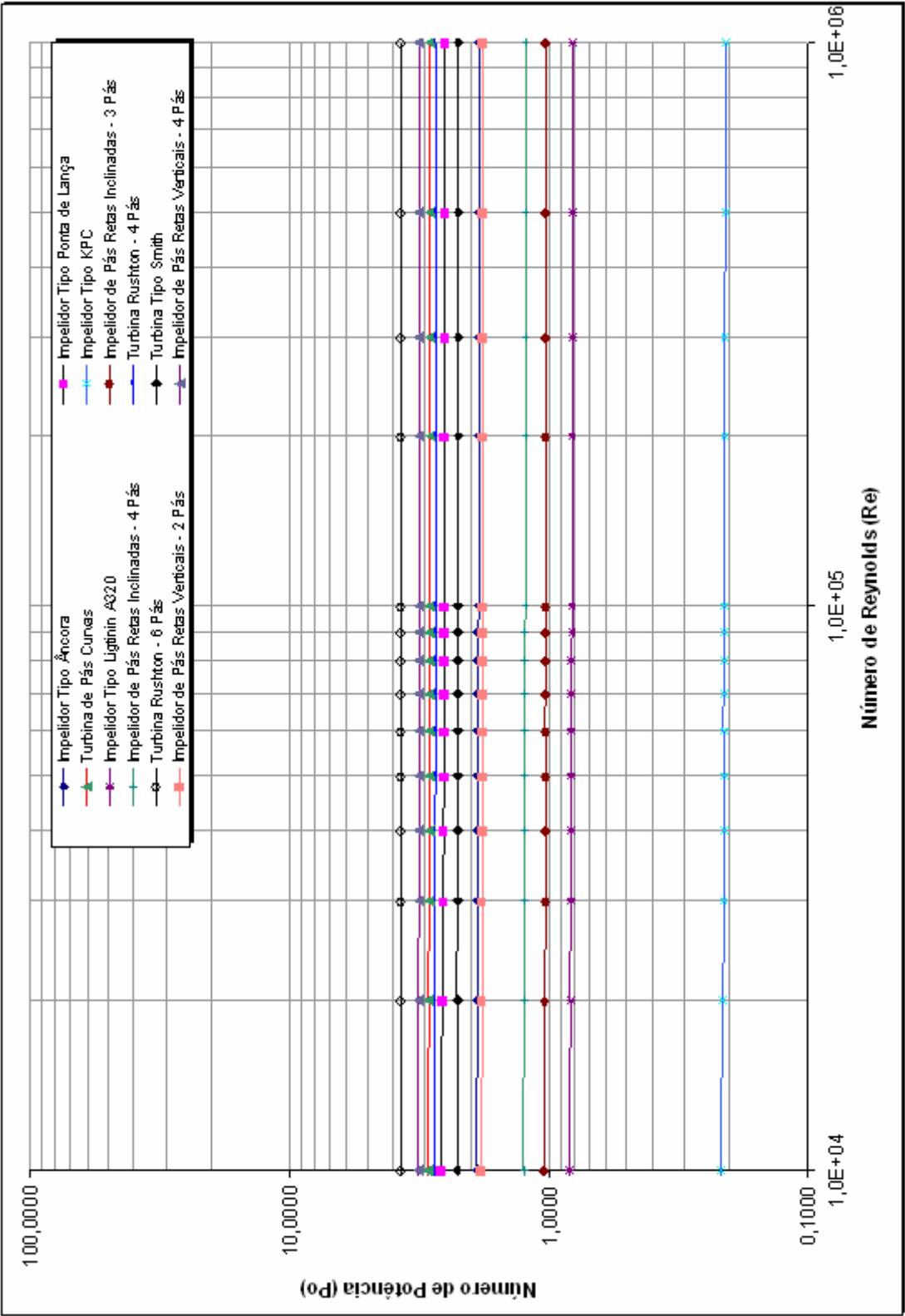


Figura 7.42 - Curvas de Número de Potência – Regime Turbulento

Conforme indicado nos objetivos deste trabalho, foram calculados, através do método da máxima verossimilhança, os valores das constantes da equação empírica proposta por Nagata [17, 1975] . Os valores das constantes são novamente apresentados na Tabela 7.27 e na Tabela 7.28, em forma resumida.

Pode-se verificar que em todos os impelidores, valores para a constante “ f ” diferente de 2, proporcionaram um melhor ajuste das curvas de Número de Potência, apresentando menores erros estatísticos e melhor ajuste da curva em todo o intervalo de Número de Reynolds. Em alguns casos, a melhoria na qualidade do ajuste foi considerável.

Tabela 7.27 – Parâmetros da Equação Empírica de Nagata

	Parâmetros Utilizando f e α ctes					
	A	B	f	α	p	$Np\propto$
Impelidor Tipo Ancora	16,347843	2,069328	2,000000	0,660000	0,153979	1,779259
Impelidor Tipo Ponta de Lança	86,957759	2,808014	2,000000	0,660000	0,145736	2,433997
Turbina de Pás Curvas	60,600812	2,969657	2,000000	0,660000	0,036984	2,863863
Impelidor Tipo KPC						
Impelidor Tipo Ligtinin A320	56,330942	1,053890	2,000000	0,660000	0,391515	0,717831
Impelidor de Pás Retas Inclínadas - 3 Pás	40,977462	1,115528	2,000000	0,660000	0,122635	0,989103
Impelidor de Pás Retas Inclínadas - 4 Pás	51,201256	1,352788	2,000000	0,660000	0,134795	1,185253
Turbina Rushton - 4 Pás	52,104604	2,771055	2,000000	0,660000	0,014584	2,731700
Turbina Rushton - 6 Pás	65,572634	3,733550	2,000000	0,660000	0,011105	3,693103
Turbina Tipo Smith	76,604314	2,451702	2,000000	0,660000	0,136453	2,144583
Impelidor de Pás Retas Verticais - 2 Pás	27,096060	1,860206	2,000000	0,660000	0,042317	1,784577
Impelidor de Pás Retas Verticais - 4 Pás	45,916026	3,239909	2,000000	0,660000	0,028609	3,150259

Tabela 7.28 – Parâmetros da Equação Empírica de Nagata

	Parâmetros Utilizando α ctes					
	A	B	f	α	p	$Np\mu$
Impelidor Tipo Ancora	14,347621	2,626734	90,720201	0,660000	0,349139	1,865065
Impelidor Tipo Ponta de Lança	86,534839	2,853442	4,757549	0,660000	0,142052	2,482328
Turbina de Pás Curvas	60,660418	2,962662	0,658247	0,660000	0,049395	2,822549
Impelidor Tipo KPC						
Impelidor Tipo Ligtinin A320	53,427737	1,472506	41,744432	0,660000	0,614487	0,805943
Impelidor de Pás Retas Inclínadas - 3 Pás	40,977462	1,115528	2,000000	0,660000	0,122635	0,989103
Impelidor de Pás Retas Inclínadas - 4 Pás	51,201256	1,352788	2,000000	0,660000	0,134795	1,185253
Turbina Rushton - 4 Pás	52,106638	2,770803	1,870646	0,660000	0,014698	2,731144
Turbina Rushton - 6 Pás	62,587195	3,731862	1,156716	0,660000	0,012288	3,687152
Turbina Tipo Smith	74,990172	2,668925	23,951561	0,660000	0,188942	2,217446
Impelidor de Pás Retas Verticais - 2 Pás	27,072951	1,863770	3,059765	0,660000	0,041052	1,790216
Impelidor de Pás Retas Verticais - 4 Pás	45,941234	3,236663	1,269562	0,660000	0,030937	3,139926

A Figura 7.43 apresenta as curvas de Bombeamento versus Número de Reynolds para todos os impelidores estudados. Pode-se verificar que os impelidores de fluxo axial apresentaram maior Bombeamento e que todos impelidores apresentaram um maior fluxo na região de transição, sendo este um valor constante para regimes turbulentos.

Tabela 7.29 – Desempenho Relativo dos Impelidores Estudados

	Np_{∞}	Potência/Volume	Bombeamento	Potência	Desempenho Relativo
Impelidor Tipo Ancora	48,18%	137,66	0,80	950,26	2,16%
Impelidor Tipo Ponta de Lança	65,91%	1,29	0,30	8,90	86,95%
Turbina de Pás Curvas	77,55%	1,48	0,36	10,19	91,23%
Impelidor Tipo KPC	4,37%	0,11	0,31	0,74	1062,01%
Impelidor Tipo Ligtinin A320	19,44%	0,42	0,53	2,88	476,44%
Impelidor de Pás Retas Inclínadas - 3 Pás	26,78%	0,53	0,59	3,64	417,65%
Impelidor de Pás Retas Inclínadas - 4 Pás	32,09%	0,63	0,65	4,37	382,14%
Turbina Rushton - 4 Pás	73,97%	1,41	0,41	9,74	107,52%
Turbina Rushton - 6 Pás	100,00%	1,91	0,51	13,15	100,00%
Turbina Tipo Smith	58,07%	1,15	0,40	7,93	129,21%
Impelidor de Pás Retas Verticais - 2 Pás	48,32%	0,93	0,26	6,40	102,55%
Impelidor de Pás Retas Verticais - 4 Pás	85,30%	1,63	0,43	11,25	96,85%

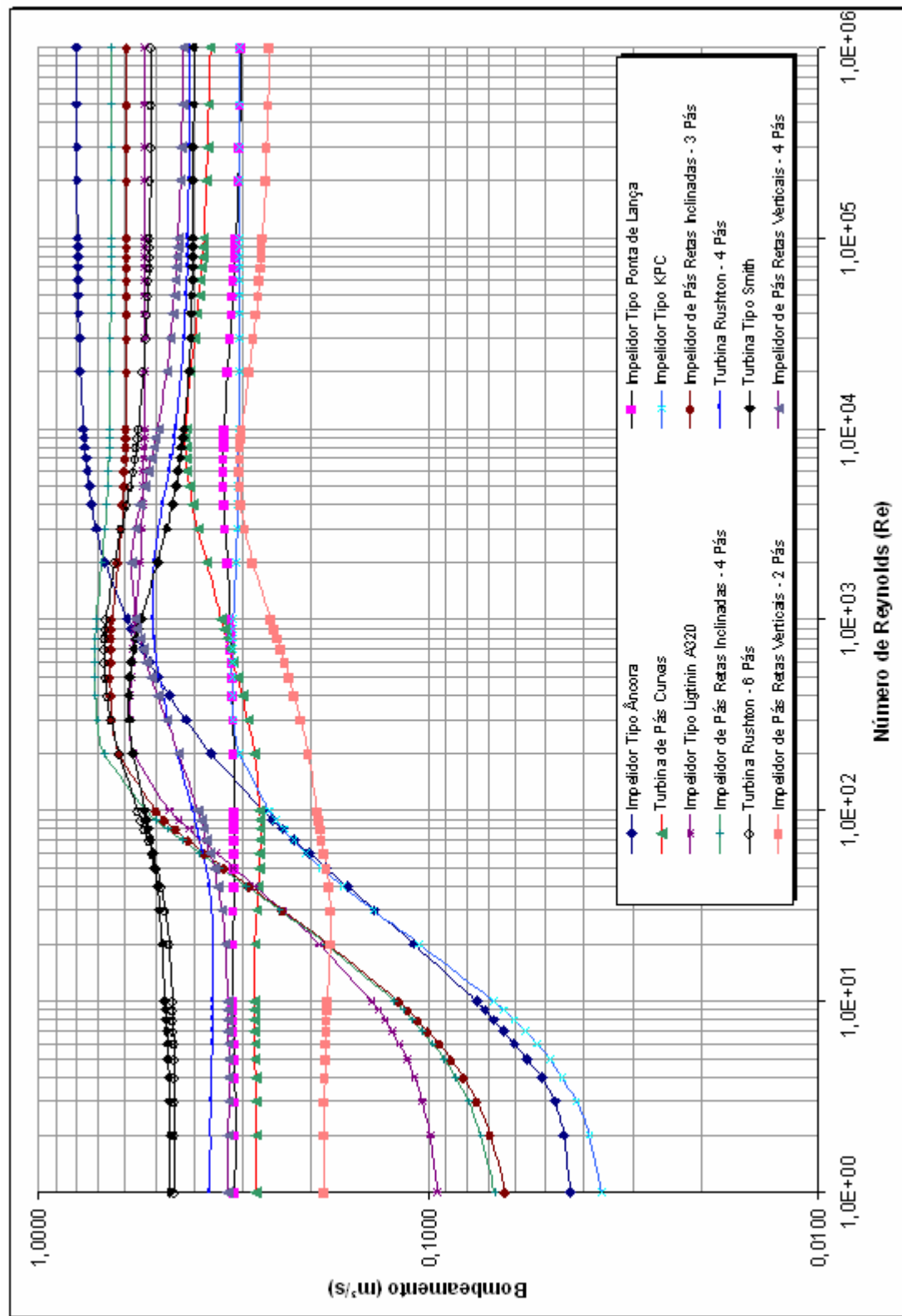


Figura 7.43 – Curvas de Bombeamento versus Número de Reynolds

CAPÍTULO 8

8 Conclusões e Sugestões

8.1 Introdução

A utilização da fluidodinâmica computacional mostrou-se bastante prática, eficiente e precisa na geração de curvas de Número de Potência e na determinação dos fluxos gerados pelos impelidores estudados.

Mesmo sem estudar variações geométricas nos tamanhos dos impelidores, pode-se determinar os parâmetros para equação para Número de Potência, sugerida por Nagata [17, 1950], para as geometrias comumente utilizadas na indústria química.

Pode-se concluir que os impelidores de fluxo radial apresentam um maior Número de Potência e características de fluxo bem parecidas. Os vórtices gerados em escoamento laminar situam-se logo acima e abaixo das pás dos impelidores e em escoamento turbulento, situam-se próximos à parede do tanque.

Já os impelidores de fluxo axial apresentaram menor consumo de energia e maior fluxo, tendo como maior diferença o direcionamento do fluxo gerado. O impelidor KPC apresentou um direcionamento mais paralelo ao eixo árvore, mostrando que é muito bem aplicado em tanques de elevada altura.

O impelidor A320 da Lightnin apresentou a melhor distribuição de fluxo entre os impelidores estudados, apresentando um fluxo em forma de leque ligeiramente aberto.

Os impelidores tipo Smith e ponta de lança apresentaram alta turbulência na região próxima às pás e ao disco, além de alta vorticidade local, comprovando porque são utilizados em dispersão de gases.

O impelidor tipo âncora apresentou melhor performance em regime laminar, mostrando uma melhor distribuição de velocidade e pressão.

Tanto os impelidores axiais quanto os radiais apresentaram baixa performance em regime laminar, apresentando somente fluxos locais e baixo bombeamento.

As turbinas Rushton apresentaram alto cisalhamento, mostrando porque são altamente utilizadas em sistemas reacionais e para dispersão de líquidos imiscíveis.

Os impelidores de pás retas inclinadas apresentaram boa eficiência, porém indicaram que algumas mudanças geométricas podem reduzir em muito o seu consumo de energia. Mudanças de angulações, como as apresentadas nos impelidores KPC e A320, geram menor cisalhamento e, por consequência, menor consumo de energia.

Verificou-se que existem diversas soluções para chega-se a um mesmo e correto nível de agitação, utilizando impelidores ou configurações diferentes. Isto pode significar, em algumas vezes, um acréscimo de duas ou três vezes na potência requerida por impelidores otimizados.

Além da otimização do custo energético, outro grande fator que deve ser levado em consideração é a formação de zonas mortas ou com baixa circulação de fluido. Uma análise utilizando a fluidodinâmica computacional pode minimizar muito a formação destas zonas, melhorando a eficiência do processo.

Outro fator importante a ser levado em conta é a circulação do fluido no interior do tanque. Uma boa mistura pode diminuir o tempo de processamento utilizado, bem como aumentar a capacidade produtiva de uma unidade industrial. Hoje em dia, em produtos com alto valor agregado, um pequeno aumento na produção representa um grande aumento no lucro da empresa. Já em produtos de baixo valor agregado, um alto tempo de processamento representa um maior custo de produção e um maior emprego de mão de obra.

Portanto, a fluidodinâmica computacional mostrou-se aplicável e muito eficiente no estudo de sistemas de mistura, bem como na otimização e escolha do tipo de impelidor a ser utilizado em cada processamento, levando em conta suas particularidades e geometrias.

8.2 Metodologia Utilizada

Através das simulações realizadas neste trabalho pôde-se verificar que o método “Multiple Frame of Reference – True Transient”, utilizando malhas deslizantes, produz ótimos resultados.

O custo computacional requerido pelo método não apresentou impedimentos para as simulações realizadas, requerendo somente muita prática e conhecimento de criação de malhas multiblocos e métodos de relaxação em regime turbulento.

O domínio de programação em linguagem FORTRAN mostrou-se essencial no cálculo dos fluxos gerados e do torque aplicado a parede dos impelidores, além de ser imprescindível na determinação da estabilidade da solução.

Um amplo conhecimento do método dos volumes finitos auxilia em muito o pesquisador na criação da malha, na determinação das condições de contorno e no entendimento do problema como um todo.

Os softwares CFX 4.4, ICEM CFD, CFX BUILD e Enight, mostraram-se altamente eficientes e de grande valia no estudo de sistemas agitados.

8.3 Sugestões Para Trabalhos Futuros

Sugere-se que trabalhos futuros estudem como mudanças geométricas dos impelidores modificam os parâmetros da equação sugerida por Nagata, criando equações empíricas precisas para projetos de “Scale-up” de sistemas agitados.

O estudo de configurações com múltiplos impelidores mostra-se bastante útil, já que não são apresentados na literatura estudos com mais de um impelidor com características de fluxo diferentes.

Um estudo com fluidos não Newtonianos poderia ser realizado para impelidores não convencionais, estudando possíveis mudanças nas zonas de recirculação e no fluxo global gerado.

Muito embora os estudos apresentados por outros autores não levem em conta a característica geométrica do fundo do tanque utilizado, a prática nos mostra que a utilização de diversas configurações de fundo modificam em muito algumas zonas mortas e regiões de acúmulo de material. Um estudo utilizando diversos tipos de fundo pode ser muito útil no projeto de sistemas de dispersão de sólidos.

CAPÍTULO 9

9 Referências Bibliográficas

- [1] AEA Technology, Promixus Validation Report (2000)
- [2] AEA Technology, CFX-4.3: Solver, AEA Technology, UK, 1998.
- [3] C. Y. Perng and J. Y. Murthy. A moving-mesh technique for simulation of flow in mixing tanks. In 1992 AIChE Annual Meeting, Florida - USA, November 1992. AIChE.
- [4] Dyster, K.N.; Koustasakos, J; Jaworski J.; Nienow, W. An lda study of the radial discharge velocities generated by a rushton turbine: Newtonian fluids. Trans. lchemE., v. 71 (Part A0, p. 11-23, January 1993.
- [5] Foust A.S.; Wensel L.; Clumb C. W.; Maus L.; Andersen L. B. (1982) Princípios das Operações Unitárias – Editora Guanabara Dois.
- [6] Harvey, P.S.; Greaves, M. Turbulent flow in an agitated vessel. Part I – predictive model. Trans lchemE, v. 60, p 195-200, 1982.
- [7] Hixson, A. W., and Luedeke, V. D., Ind. Eng. Chem., 29, 927 (1937)
- [8] Hockey, R. M.; Nouri, J. M.; Pinho, F. Flow visualization of Newtonian and non-Newtonian fluids in stirred reactor. Int. Symp. Of Flow Visualization, Prague, 1989.
- [9] Home Page - Chemineer Mixers and Agitators
<http://www.chemineer.com/main.php>
- [10] Home Page - LIGHTNIN Mixers
<http://www.lightnin-mixers.com/new/index.asp>
- [11] Home Page - Semco Equipamentos Industriais Ltda.
<http://www.semcomaq.com.br/semcomaqpor.htm>

- [12] Hutchings, B. J.; Patel, B. R.; Weetman, R. J. Computational of flow fields in mixing tanks with experimental verification, ASME Annual Winter Meeting, San Francisco, CA (1989)
- [13] Kresta, S. M.; Wood, P. E. The mean flow field produced by a 45°-pitched blade turbine: Changes in recirculation pattern due to off bottom clearance. Can. J. Chem. Eng., v 71, p. 42-53, February 1993.
- [14] Luo, J. Y., Gosman; A. D.; Issa, R. I.; Middleton, J. C.; Fitzgerald, M. K. Full flow field computation of mixing in baffled stirred vessels. The 1993 IChemE Research Event, p. 657-659, 1993.
- [15] Maliska, C. R. (1995) Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional – Fundamentos e Coordenadas Generalizadas. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro.
- [16] Mishra, V. P.; Joshi, J. B. Flow generated by a disc turbine: Part III effect of impeller diameter, impeller location and comparison with other radial flow turbines. Trans. IChemE, v. 71 (Part A), p 562-573, September 1993.
- [17] Nagata S. (1975) Mixing – Principles and Applications Kodansha Scientific Books.
- [18] Patankar, S. V. (1980) Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- [19] Perng, C. Y.; Murthy, J. Y. A moving-mesh technique for simulation of flow in mixing tanks. In 1992 AIChE Annual Meeting, Florida – USA, AIChE, 1992
- [20] Ranade, V. V.; Joshi, J.B. Flow generated by a disc turbine: Part II mathematical modeling and comparison with experimental data. Trans. IChemE., v.68 (Part A), p. 34-50, January 1990.
- [21] Rushton J. H., COSTICH E. W., and H. J. EVERETT POWER CHARACTERISTICS OF MIXING IMPELLERS Mixing Equipment Company, Rochester, New York (1950)

- [22] DeSouza, A.; Pike, R. W. Fluid dynamics and flow patterns in stirred tanks with a turbine impeller. *Can. J. Chem. Eng.*, v. 50, p-15-23, 1972.
- [23] White, A. McL., Brenner, E., Phillips, G. A., and Morrison, M. S., *Trans. Am. Inst. Chem. Engrs.*, 30, 570 (1934), also White, A. McL., and Brenner, E., *ibid.*, 30, 585, also White, A. McL., and Sumerford, S.D., *Chem. & Met. Eng.*, 43, 370(1936).
- [24] Yianneskis, M, Whitelaw, J. H. On the structure of the trailing vortices around Rushton turbine blades. *Chem. Eng. Res. Des.*, v. 71, p 543-550, 1993.
- [25] www.feq.unicamp.br/~nunhez/ciq313.pdf

10 Literatura Adicional

Conforme indicado no capítulo 3, alguns livros e artigos não foram citados nesta dissertação mas são de grande importância no estudo de sistemas de mistura.

Achou-se conveniente citar nesta seção a literatura adicional que pode ser utilizada como referência em estudos posteriores, sendo de grande valia para novos pesquisadores que queiram aventurar-se na área de projeto de tanques de mistura e na complexidade da fluidodinâmica computacional.

- [26] Abid, M., Xuereb, C. & Bertrand, J. (1994) Modeling of the 3D Hydrodynamics of 2-Blade Impellers in Stirred Tanks Filled With a Highly Viscous Fluid. The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 72, pp. 184-193.
- [27] Baker, A. J., Kelso, R. M., Gordon, E. B., Roy, S. & Schaub, E. G. (1997) Computational Fluid Dynamics: A two-edged Sword. ASHRAE Journal, August, 1997, pp. 51-58.
- [28] Bakker, R. A. & Van Den Akker, H. E. A. (1994) A Computational Study of Chemical Reactors on the Basis of Micromixing Models. Trans. AIChem, Vol. 72, Part A, 733-738.
- [29] Bezzo, F., Macchirtto, S. & Pantelides, C. C. (2000) A general framework for the integration of computational fluid dynamics and process simulation. Computers & Chemical Engineering, Vol. 24, pp. 653-658.
- [30] Blackburn, H. M., Elston, J. R., Niclasen, D. A., Rudman, M. & Wu, J. (2000) A hybrid method for simulation of axial flow impeller driven mixing vessels. Applied Mathematical Modeling, Vol. 24, pp. 795-805.
- [31] Brucato, A., Ciofalo, M., Grisafi, F. & Micale, G. (1998) Numerical prediction of flow fields in baffled stirred vessels: A comparison of alternative modeling approaches. Chemical Engineering Science, Vol. 53, No. 21, pp. 3653-3684.

- [32] Brucato, A., Ciofalo, M., Grisafi, F. & Tocco, R. (2000) On the simulation of stirred tank reactors via computational fluid dynamics. *Chemical Engineering Science*, Vol. 55, pp. 291-302.
- [33] C. McGreavy and J. R. Nunhez. Heat transfer in jacketed stirred tank reactors. In VII International Conference on Finite Elements in Fluids, pages 1290-1299, Barcelona-Spain, September 1993. Peneridge Press.
- [34] C. McGreavy and J. R. Nunhez. The influence of geometric factors on the optimum design of stirred tank reactors. In 1993 AIChE Annual Meeting, St. Louis-USA, November 1993. AIChE.
- [35] Ciofalo, M., Brucato, A., Grisafi, F. & Torracca, N. (1996) Turbulent Flow In Closed And Free-Surface Unbaffled Tanks Stirred By Radial Impellers. *Chemical Engineering Science*, Vol. 51, No. 14, pp. 3557-3573.
- [36] D. A. Street and C. McGreavy. A model of the heat transfer in internally cooled reaction vessels. In E. A. Foumeny and P. J. Heggs, editors, *Heat Exchange Engineering*, volume 2, pages 279-302. Ellis Horwood Ltd., 1991.
- [37] D. A. Street. Computational Modeling of Stirred Reaction Vessels. Ph.D. thesis, The University of Leeds, 1991.
- [38] E. A. Foumeny, S. O. Holiday, and K. S. Sandhu. Prediction of flow patterns in polymerization systems using CFD. In 8th International Conference on Numerical Methods on Laminar and Turbulent Flow, pages 517 - 528, 1993. Swansea - England.
- [39] Fokema, M. D., Kresta, S. M. & Wood, P. E. (1994) Importance of Using the Correct Impeller Boundary Conditions for CFD Simulations of Stirred Tanks. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 72, pp. 177-183.
- [40] Fox, R. O. (1998) On the relationship between Lagrangian micromixing models and computational fluid dynamics. *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 37, pp. 521-535.

- [41] Funes-Gallanzi, M. (1996) High accuracy measurement of unsteady flows using digital particle image velocimetry. *Optics & Laser Technology*, Vol. 30, pp. 349-359.
- [42] Gosman, A. D. (1998) Developments in Industrial Computational Fluid Dynamics. *Trans. IChemE*, Vol. 76, Part A, 153-161.
- [43] Gosman, A. D., Lekakou, C., Politis, S., Issa, R.I. & Looney, M.K. (1992) Multidimensional Modeling of Turbulent Two-Phase Flows in Stirred Vessels. *AIChE Journal*, Vol. 38, No. 12, 1946-1956.
- [44] Hamill, N. (1998) Streamlining fluid dynamics. *Mechanical Engineering*, March 1998, pp. 76-78.
- [45] Harris, C. K., Roekaerts, D. & Rosendal, F. J. J. (1996) Computational Fluid Dynamics for Chemical Reactor Engineering. *Chemical Engineering Science*, Vol. 51, No. 10, pp. 1569-1594.
- [46] Ismailov, M., Schefer, M., Durst, F. & Kuroda, M. (1997) Turbulent Flow Pattern Of Hyperboloid Stirring Reactor. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, Vol. 30, No. 6, pp. 1090-1097.
- [47] J. R. Nunhez and C. McGreavy. A comparison of the heat transfer in helical coils and jacketed stirred tank reactors. In 10th International Heat Transfer Conference, pages 345 - 350, Brighton - England, August 1994. AIChE.
- [48] J. R. Nunhez and C. McGreavy. A comparison of the heat transfer in helical coils and jacketed stirred tank reactors. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 12(1), 1995.
- [49] J. R. Nunhez and C. McGreavy. *Industrial Mixing Technology: Chemical and Biological Applications*. Title of the Chapter: The Influence of Geometric Factors on The Optimum Design of Stirred Tank Reactors, volume 89 of AIChE Symposium Series. AIChE, 1994. Volume editor: Tatterson, G.

- [50] J. R. Nunhez. The Influence of geometric factors on the optimum design of stirred tank reactors. PhD thesis, The University of Leeds, 1994.
- [51] J. Y. Oldshue and A. T. Gretton. helical coil heat transfer in mixing vessels. *Chem. Eng. Progress*, 50(12):615 -621, 1954.
- [52] Jaworski, Z., Wyszynski, M. L., Moore, I. P. T. & Nienow, A. W. (1997) Sliding mesh computational fluid dynamics. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 211 Part E, pp. 149-156.
- [53] K.N. Dyster, E. Koustsakos, J. Jaworski, and A. W. Nienow. An study of the radial discharge of the radial discharge velocities generated by a rushton turbine: Newtonian fluids, Reynolds lesser than 5. *Tras IchemE.*, 71 (part A):11-23, January 1993.
- [54] Kiparissides, C. (1996) Polymerization Reactor Modeling: A Review of Recent Developments and Future Directions. *Chemical Engineering Science*, Vol. 51, No. 10, pp. 1637-1659.
- [55] Kolhapure, Nitin H. & Fox, R. O. (1999) CFD analysis of micromixing effects on polymerization in tubular low-density polyethylene reactors. *Chemical Engineering Science*, Vol. 54, pp. 3233-3242.
- [56] Lamberto, D. J., Alvarez, M. M. & Muzzio, F. J. (1999) Experimental and computational investigation of the laminar flow structure in a stirred tank. *Chemical Engineering Science*, Vol. 54, pp. 919-942.
- [57] Lee, K. C. & Yianneskis, M. (1998) Turbulence Properties of the Impeller Stream of a Rushton Turbine. *AIChE Journal*, Vol. 44, No. 1, 13-24.
- [58] Micale, G. & Montante, G. (2000) On The Simulation of Two-phase Solid-Liquid Stirred Vessels. Presented at 'CFX International Users Conference, Friedrichshafen, 1/4/99.
- [59] Oldshue, J. Y., Herbst, N. R. & Post, T. A. (1990) A Guide To Fluid Mixing. Lightnin, Rochester, New York, U.S.A.
- [60] Ottino, J. M. (1994) Mixing and Chemical Reactions – A Tutorial. *Chemical Engineering Science*, Vol. 49, No. 24A, pp. 4005-4027.

- [61] Patwardhan, A. W. & Joshi, J. B. (1999) Relation between Flow Pattern and Blending in Stirred Tanks. *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol. 38, pp. 3131-3143.
- [62] Pedrosa, S.M.C.P. & Nunhez, J.R. (2000) The behavior of stirred vessels with anchor type impellers. *Computers and Chemical Engineering*, 24, pp.1745-1751.
- [63] Peixoto, S.M.C., Nunhez, J.R. & Duarte, C.G. (2000) Characterizing the Flow of Stirred Vessels with Anchor Type Impellers. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 17, No. 04-07, pp. 925-935.
- [64] Perng, C. Y. & Murthy, J.Y. (1993) A Moving-Deforming-Mesh Technique for Simulation of Flow in Mixing Tanks. *Process Mixing – Chemical and Biochemical Applications: Part II, AIChE SYMPOSIUM SERIES*, Vol. 211, No. 293, 37-41.
- [65] S. M. C. P. Pedrosa, C. G. Duarte, and J. R. Nunhez. Improving the Flow of Stirred Vessels with Anchor Type Impellers, volume 8 of *Computer Aided Chemical Engineering*. Elsevier, ISBN: 0-444-50520-2 2000. Volume editor: Pierucci, S.
- [66] S. M. C. Peixoto and J. R. Nunhez. Improving internal flow of coiled stirred tanks. In *Computational Fluid Dynamics in the Minerals and Process Industries*, pages 363-368, Melbourne - Australia, December 1999. CSIRO, CSIRO Australia. ISBN 0-643-06559-8.
- [67] S. M. C. Peixoto and J. R. Nunhez. Selection of optimized vessel geometries for coiled stirred tanks. In *Preprints of 216th ACS National Meeting*, volume 43, Boston - USA, August 1998. ACS, ACS.
- [68] S. M. C. Peixoto. Escolha de arranjos preferenciais de serpentinas internas em tanques de mistura utilizando a fluido dinâmica computacional. Master's thesis, UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas, 1998. Campinas - Brasil.

- [69] Sandhu, K. S. & Foumeny, E. A. (1992) Computational Modeling of Fluid Dynamics In Stirred Vessels. Universidade de Leeds.
- [70] Schäfer, M., Yianneskis, M., Wächter, P. & Durst, F. (1998) Trailing Vortices around a 45° Pitched-Blade Impeller. *AIChE Journal*, Vol. 44, No. 6, 1233-1246.
- [71] Sharratt, P. N. (1990) Computational Fluid Dynamics and its Application in the Process Industries. *Trans. IChemE*, Vol. 68, Part A, 13-18.
- [72] Sheng, J., Meng, H. & Fox, R. O. (1998) Validation of CFD Simulations of a Stirred Tank Using Particle Image Velocimetry Data. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 76, pp. 611-625.
- [73] Tanguy, P.A., Thibault, F., Fuente, E.B., Espinosa-Solares, T. & Tecante, A. (1996) Mixing performance induced by coaxial flat blade-helical ribbon impellers rotating at different speeds. *Chemical Engineering Science*, Vol. 52, No. 11, pp. 1733-1741.
- [74] V. Uhl and Gray. *Mixing: theory and practice*, volume 1. Academic Press, London, 1966. chapter 5.
- [75] Xuereb, C. & Bertrandt, J. (1996) 3-D Hydrodynamics in a Tank Stirred by a Double-propeller System and Filled With a Liquid Having Evolving Rheological Properties. *Chemical Engineering Science*, Vol. 51, No. 10, pp. 1725-1734.