

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE**  
**MATERIAIS - PPGEM**

**RAFAEL DUNAISKI**

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM**  
**UMA BOMBA CENTRÍFUGA RADIAL**

**DISSERTAÇÃO**

**CURITIBA**

**2015**

**RAFAEL DUNAISKI**

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM  
UMA BOMBA CENTRÍFUGA RADIAL**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Rigoberto E. M. Morales

**CURITIBA**

**2015**

---

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação**

---

D897s      Dunaiski, Rafael  
2015      Simulação numérica do escoamento monofásico em uma bomba centrífuga radial / Rafael Dunaiski.-- 2015.  
101 f.: il.; 30 cm

    Texto em português, com resumo em inglês.  
    Dissertação (Mestrado) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Curitiba, 2015.  
    Bibliografia: f. 99-101.

    1. Escoamento monofásico. 2. Bombas centrífugas. 3. Modelos matemáticos. 4. Análise numérica. 5. Fluidodinâmica computacional. 6. Métodos de simulação. 7. Engenharia mecânica - Dissertações. I. Melgarejo Morales, Rigoberto Eleazar, orient. II. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais. III. Título.

CDD: Ed. 22 -- 620.1

---

**Biblioteca Central da UTFPR, Câmpus Curitiba**

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

RAFAEL DUNAISKI

### **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM UMA BOMBA CENTRÍFUGA RADIAL**

Esta dissertação foi julgada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Engenharia Térmica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais.

---

Prof. Paulo César Borgers, Dr.  
Coordenador do Programa

#### **Banca Examinadora**

---

Prof. Rigoberto E. M. Morales, Dr.  
UTFPR – orientador

---

Prof. Luís Mauro Moura, Dr.  
PUC-PR

---

Prof. Admilson Teixeira Franco, Dr.  
UTFPR



## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a minha amada futura esposa Joelle, que esteve comigo durante toda essa caminhada e me ajudou em todos os aspectos desse trabalho. Sem ela essa caminhada teria sido muito mais árdua.

Agradeço também à minha família apoio incondicional, que me permitiu mesmo nos momentos mais difíceis seguir em frente.

Aos meus grandes amigos que desde a época da graduação, que me ajudaram com suas valiosas contribuições e conhecimento técnico, além de deixarem essa jornada muito mais divertida.

Ao meu orientador e tutor por mais da metade de minha trajetória acadêmica professor Rigoberto agradeço pela oportunidade cedida e por todo apoio durante o período que estive no laboratório.

À UTFPR pela estrutura cedida, a qual permitiu que esse trabalho fosse realizado com o máximo de eficiência e aos funcionários do NUEM sempre dispostos a ajudar.

A todos os professores que fizeram parte da minha trajetória acadêmica e a todos meus colegas de mestrado pelo apoio sempre garantido.

Toda criança começa como um cientista  
nato, e então nós tiramos isso delas.  
Alguns passam pelo sistema com a sua  
admiração e entusiasmo pela ciência  
intacta.

(SAGAN, Carl, 1996)

## RESUMO

DUNAISKI, Rafael. **Simulação Numérica do escoamento Monofásico em uma Bomba Centrífuga Radial**. 2015. 100 p. Dissertação – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

Bombas centrífugas são vastamente utilizadas em muitas aplicações industriais. O conhecimento de como estes componentes se comportam nas diversas aplicações é determinante para o desenvolvimento de sistemas de bombeamento eficientes e econômicos. A combinação de múltiplos rotores, difusores aletados e uma voluta podem apresentar características complexas no escoamento que em grande parte desviam-se da teoria de escoamento invíscido. Uma alternativa para extrair informações detalhadas do escoamento em bombas centrífugas, que forneçam subsídios para entender os fenômenos físicos envolvidos, é o uso da técnica numérica de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Neste cenário, no presente trabalho é desenvolvido um estudo numérico do escoamento monofásico em uma bomba centrífuga de dois estágios (Imbil ITAP 65-330/2) com difusor aletado e uma voluta. As equações de conservação da massa e balanço da quantidade de movimento, que modelam o escoamento em bombas centrífugas, são resolvidas numericamente utilizando o programa comercial de CFD Ansys CFX, usando uma metodologia multi-bloco e transiente. A malha utilizada é estruturada em todo o domínio computacional. As simulações numéricas foram realizadas para o escoamento de água de um fluido viscosificado para viscosidades variando entre 87 e 720 cP e para diferentes condições de vazão e rotação. Os resultados numéricos referentes ao desempenho global foram validados com dados experimentais obtidos por Amaral (2007) mostrando uma boa concordância, onde o erro médio foi de 6,8% para água. Foram analisados os comportamentos dos campos de escoamento, de velocidades e de pressão em função das condições de operação da bomba, no ponto de melhor eficiência e fora dela. De maneira geral os resultados obtidos atendem aos objetivos propostos e representam uma significativa contribuição ao estado da arte, devendo servir como referência para o desenvolvimento de estudos futuros.

**Palavras-chave:** Bomba centrífuga. CFD. Modelo numérico. Desempenho.

## ABSTRACT

DUNAISKI, Rafael. **Numerical Simulation of the Flow Inside a Radial Centrifugal Pump**. 2015. 100 pp. Master's Degree Dissertation – Graduate Program in Mechanical and Materials Engineering - Federal University of Technology - Parana. Curitiba, 2015.

Centrifugal pumps are vastly used in many industrial applications. Knowledge of how these components behave in several circumstances is crucial for the development of more efficient and, therefore, less expensive pumping installations. The combination of multiple impellers, vaned diffusers and a volute might introduce several complex flow characteristics that largely deviate from regular inviscid pump flow theory. Computational Fluid Dynamics can be very helpful to extract information about which physical phenomena are involved in such flows. In this sense, this work performs a numerical study of the flow in a two-stage centrifugal pump (Imbil ITAP 65-330/2) with a vaned diffuser and a volute. The flow in the pump is modeled using the software Ansys CFX, by means of a multi-block, transient rotor-stator technique, with structured grids for all pump parts. The simulations were performed using water and a mixture of water and glycerin as work fluids. Several viscosities were considered, in a range between 87 and 720 cP. Comparisons between experimental data obtained by Amaral (2007) and numerical head curves showed a good agreement, with an average deviation of 6.8% for water. The behavior of velocity, pressure and turbulence kinetic energy fields was evaluated for several operational conditions. In general, the results obtained by this work achieved the proposed goals and are a significant contribution to the understanding of the flow studied.

**Keywords:** Centrifugal pump. CFD. Numerical model. Performance.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Perdas em uma bomba (adaptada de Fox <i>et al.</i> , 2006) .....	16
Figura 2 – Típica curva de desempenho fornecida pelo fabricante .....	17
Figura 3 – Comparação entre campos de velocidade obtidos via (a) CFD e (b) PIV (Feng <i>et al.</i> , 2007) .....	26
Figura 4 – Campos de velocidade de (a) $T_i$ e (b) $U_i$ (Stel <i>et al.</i> , 2013) .....	28
Figura 5 – Média volumétrica de $U_i$ e $T_i$ para diferentes rotações e coeficientes de fluxo (Stel <i>et al.</i> , 2013) .....	29
Figura 6 – Sistema de coordenadas rotativo aplicado a uma bomba centrífuga (adaptado Segala, 2010) .....	33
Figura 7 – Propriedade $\phi$ e sua variação no tempo (adaptado de Azevedo, 2010)...	37
Figura 8 – Variação de $u^+$ com o logaritmo de $y^+$ (Veersteg e Malalasakera, 1995) .	43
Figura 9 – Malha bidimensional (adaptado de Ansys, 2013).....	45
Figura 10 – Elemento de Malha (adaptado de Ansys, 2013) .....	46
Figura 11 – Elemento hexagonal (adaptado de Ansys, 2013).....	47
Figura 12 – Modelo da bomba em CAD obtido a partir de escaneamento da bomba real .....	50
Figura 13 – Operações para obtenção dos domínios fluidos .....	51
Figura 14 – Subdomínios simulados .....	51
Figura 15 – Detalhes da malha do primeiro rotor .....	52
Figura 16 – Malha final utilizada nas simulações. ....	53
Figura 17 – Condições de contorno aplicadas ao modelo.....	56
Figura 18 – Comparação do incremento de pressão para diversos passos de tempo .....	58
Figura 19 – Variação do incremento de pressão com a posição angular do rotor na simulação transiente .....	60
Figura 20 – Variação da altura de elevação com a vazão normalizada para quatro velocidades de rotação do rotor .....	62
Figura 21 – Variação das eficiências numérica e experimental com a vazão normalizada para 1150 rpm.....	63
Figura 22 – Variação da pressão fornecida por cada componente com vazão normalizada para 1150 rpm.....	64
Figura 23 – Variação dos torques obtidos de forma experimental e numérica com a vazão normalizada para 1150 rpm .....	65
Figura 24 – Variação da pressão fornecida por cada componente com vazão normalizada para 1150 rpm.....	66
Figura 25 – Variação da velocidade radial posicionada em uma linha $r/r_0=0,9$ no primeiro rotor com vazão $0,85Q_{des}$ .....	67
Figura 26 – Variação da velocidade radial posicionada em uma linha $r/r_0=0,9$ no segundo rotor com vazão $0,85Q_{des}$ .....	68
Figura 27 – Variação da pressão fornecida por cada componente com vazão normalizada para 1150 rpm.....	69

Figura 28 – Variação da velocidade radial posicionada em uma linha $r/r_0=0,9$ no primeiro rotor com vazão $0,25Q_{des}$ .....	70
Figura 29 – Variação da velocidade radial posicionada em uma linha $r/r_0=0,9$ no segundo rotor com vazão $0,25Q_{des}$ .....	71
Figura 30 – Definição de ângulo de escoamento (adaptado de Ansys, 2013) .....	72
Figura 31 – Variação do ângulo de escoamento em uma linha posicionada a $r/r_0=0,9$ no primeiro rotor com vazões $0,25Q_{des}$ e $0,85Q_{des}$ e 1150 rpm.....	73
Figura 32 – Variação do ângulo de escoamento em uma linha posicionada a $r/r_0=0,9$ no segundo rotor com vazões $0,25Q_{des}$ e $0,85Q_{des}$ e 1150 rpm.....	74
Figura 33 – Variação da energia cinética turbulenta em uma linha posicionada a $r/r_0=0,99$ no primeiro rotor com vazões $0,25Q_{des}$ e $0,85Q_{des}$ e 1150 rpm .....	75
Figura 34 – Variação da energia cinética turbulenta em uma linha posicionada a $r/r_0=0,99$ no segundo rotor com vazões $0,25Q_{des}$ e $0,85Q_{des}$ e 1150 rpm .....	76
Figura 35 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade normalizados no primeiro rotor para (a) $0,25Q_{des}$ e (b) $0,85Q_{des}$ a 1150 rpm.....	78
Figura 36 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade normalizados no segundo rotor para $0,25Q_{des}$ e 1150 rpm .....	79
Figura 37 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade normalizados no segundo rotor para $0,85Q_{des}$ e 1150 rpm .....	80
Figura 38 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade em uma seção transversal em um canal do segundo rotor a 50% do raio para $0,85Q_{des}$ e 1150 rpm .....	81
Figura 39 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade em uma seção transversal em um canal do primeiro rotor a 50% do raio para (a) $0,85Q_{des}$ e (b) $0,25Q_{des}$ e 1150 rpm.....	81
Figura 40 – Energia cinética turbulenta e linhas de corrente em um plano médio da bomba $0,85Q_{des}$ e 1150 rpm.....	82
Figura 41 – Energia cinética turbulenta e linhas de corrente em um plano médio da bomba $0,25Q_{des}$ e 1150 rpm.....	83
Figura 42 – Comparação entre os dados numéricos e experimentais da variação do coeficiente de vazão normalizado com o coeficiente de altura de carga normalizado para quatro condições operacionais.....	85
Figura 43 – Variação do coeficiente de vazão normalizado com o coeficiente de altura de carga normalizado para quatro condições operacionais .....	86
Figura 44 – Variação da eficiência com o coeficiente de altura de carga normalizado para quatro condições operacionais.....	87
Figura 45 – Linhas de corrente em um plano médio do primeiro rotor e do difusor para situação de BEP e (a) 720 cP, 612 rpm; (b) 720 cP, 800 rpm; (c) 350 cP, 600 rpm e (d) 87 cP, 900 rpm. ....	88
Figura 46 – Tensão de cisalhamento normalizada em um plano médio do primeiro rotor e do difusor para situação de BEP e (a) 720 cP, 612 rpm; (b) 720 cP, 800 rpm; (c) 350 cP, 600 rpm e (d) 87 cP, 900 rpm. ....	89
Figura 47 – Linhas de corrente em um plano médio do segundo rotor e da voluta para situação de BEP e (a) 720 cP, 612 rpm; (b) 720 cP, 800 rpm; (c) 350 cP, 600 rpm e (d) 87 cP, 900 rpm. ....	90

Figura 48 – Tensão de cisalhamento normalizada em um plano médio do segundo rotor e da voluta para situação de BEP e (a) 720 cP, 612 rpm; (b) 720 cP, 800 rpm; (c) 350 cP, 600 rpm e (d) 87 cP, 900 rpm. ....	91
Figura 49 – Variação da velocidade radial normalizada em uma linha posicionada a $r/r_0=0,9$ no primeiro rotor para quatro condições operacionais.....	92
Figura 50 – Variação da velocidade radial normalizada em uma linha posicionada a $r/r_0=0,9$ no segundo rotor para quatro condições operacionais.....	94

## LISTA DE SIGLAS

BCS	Bomba Centrífuga Submersa
BEP	Ponto de Máxima Eficiência (do inglês, Best Efficiency Point)
CAD	Projeto auxiliado por computador (do inglês, Computer Aided Design)
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (do inglês, Computational Fluid Dynamics)
ECT	Energia cinética turbulenta
LES	Simulação Numérica de Grandes Escalas (do inglês, Large Eddy Simulation)
LDV	Velocimetria Laser Doppler (do inglês, Laser Doppler Velocimetry)
MVFB	Método dos Volumes Finitos baseado em Elementos
PIV	Velocimetria por imagem de partículas (do inglês, Particle Image Velocimetry)
RANS	Equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (do inglês Reynolds Avaraged Navier Stokes)



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1 OBJETIVOS .....	18
1.2 JUSTIFICATIVA .....	18
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	19
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>21</b>
2.1 TRABALHOS EXPERIMENTAIS .....	21
2.2 TRABALHOS NUMÉRICOS .....	23
2.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	31
<b>3 MODELAGEM MATEMÁTICA .....</b>	<b>32</b>
3.1 CONSERVAÇÃO DE MASSA E BALANÇO DE QUANTIDADE DE MOVIMENTO 32	
3.2 MODELAGEM DA TURBULÊNCIA.....	34
3.2.1 Tipos de Modelos de Turbulência .....	35
3.2.2 Modelos de Turbulência.....	36
3.2.2.1 Modelo $\kappa$ - $\epsilon$ Padrão .....	40
3.2.3 Lei de Parede.....	42
<b>4 MODELAGEM NUMÉRICA.....</b>	<b>44</b>
4.1 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS BASEADO EM ELEMENTOS .....	44
4.2 GERAÇÃO DA GEOMETRIA.....	49
4.3 DOMÍNIO FLUIDO .....	50
4.4 GERAÇÃO DA MALHA COMPUTACIONAL.....	52
4.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO E INTERFACES E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS.....	54
4.6 TESTES DE MALHA.....	56
4.6.1 Teste de Independência de Malha.....	56
4.6.2 Teste de Passo de Tempo .....	58
4.6.3 Teste de Número de Voltas .....	59
<b>5 RESULTADOS .....</b>	<b>61</b>
5.1 SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO COM ÁGUA.....	61
5.1.1 Validação do Modelo Numérico .....	61
5.1.2 Avaliação do escoamento .....	63
5.2 SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO COM FLUIDO VISCOSIFICADO.....	84
5.2.1 Validação do Modelo Numérico .....	84
5.2.2 Avaliação do escoamento .....	86
<b>6 CONCLUSÕES .....</b>	<b>95</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>98</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Bombas centrífugas são utilizadas em diversas áreas da indústria, sendo encontradas em aplicações como irrigação, abastecimento de água, indústrias do petróleo, química, alimentícia, automobilística, entre outras. O objetivo de uma bomba centrífuga é adicionar pressão a um fluido e dessa forma proporcionar o escoamento. Para isso, a energia cinética proveniente de um eixo acoplado a um motor é transferida para o fluido por meio de um componente rotativo (rotor ou impelidor). Essa energia então é transformada em pressão com o uso de um difusor: um aumento na área de seção transversal por onde o fluido escoar faz com que ocorra uma diminuição de velocidade e um conseqüente incremento de pressão.

Devido ao grande número de aplicações de bombas centrífugas, existe um interesse muito grande na pesquisa e desenvolvimento de componentes mais eficientes. Um parâmetro importante de pesquisa na área é a determinação da altura de elevação, proporcionada pela bomba em função da variação da vazão.

Apesar de uma bomba ser projetada para funcionar em uma determinada vazão onde a eficiência é máxima, as diversas necessidades da indústria fazem com que frequentemente seja necessário que as bombas operem fora dessa condição.

Teoricamente, uma curva de vazão da bomba por altura de elevação (curva de desempenho) pode ser obtida com um balanço de quantidade de movimento angular em um volume de controle finito. Considerando um rotor com número de pás infinito e que não existam perdas, encontra-se a equação de Euler para bombas centrífugas, que representa a curva da altura e vazão ideal aplicado a bombas centrífugas. Entretanto, essas características não são encontradas em aplicações reais e, portanto, as perdas devem ser consideradas.

As perdas são responsáveis pela diminuição da eficiência real, sendo esta menor do que a eficiência ideal. As principais perdas a serem consideradas são perdas por recirculação (em vazões baixas), por atrito e por vazamento (que aumentam com a vazão) e por choque, resultantes da divergência entre a direção dos vetores de velocidade e inclinação da pá (FOX *et al.*, 2006).

A Figura 1 mostra de forma esquemática como as perdas deterioram a curva de elevação teórica obtida a partir da equação da Euler, sendo então transformada na curva real. Também está representado o BEP (do inglês *Best Efficiency Point*), que é o ponto onde a bomba apresenta sua maior eficiência.

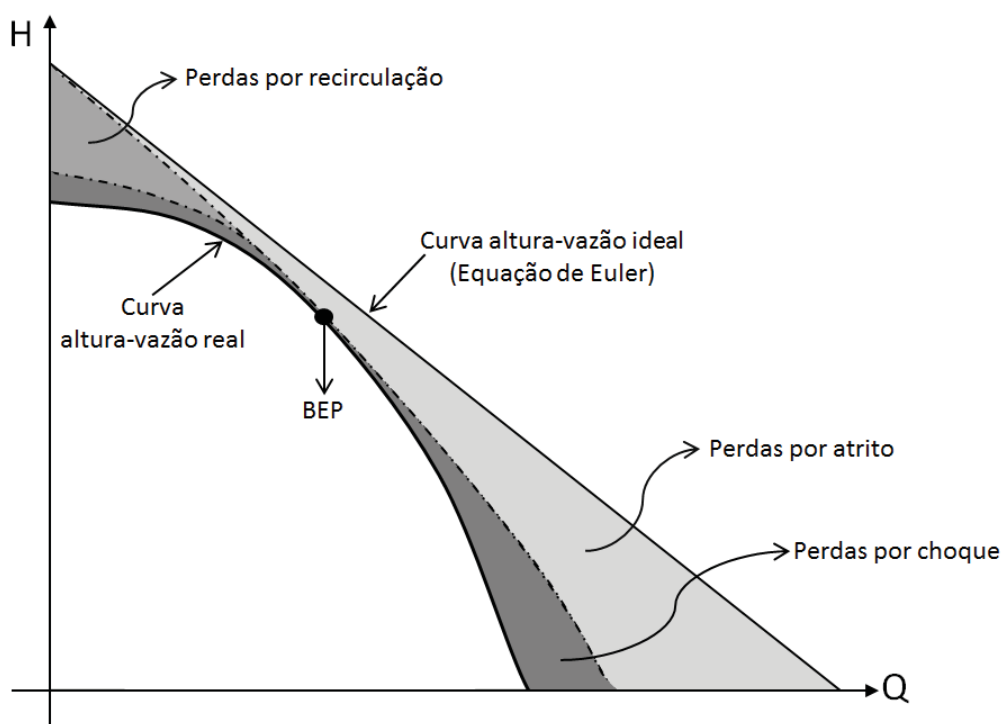
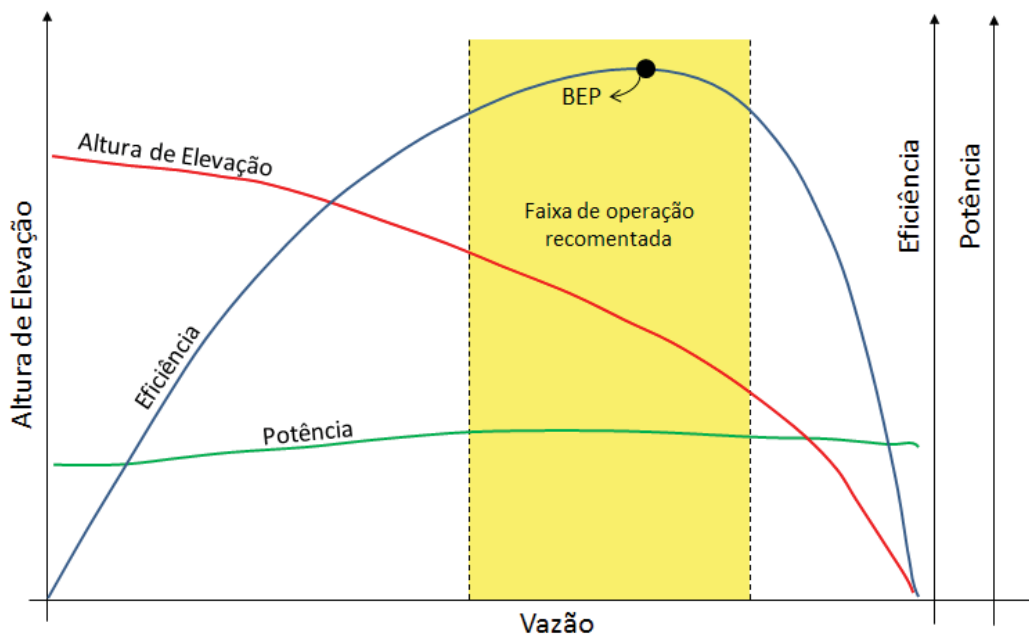


Figura 1 – Perdas em uma bomba (adaptada de Fox *et al.*, 2006)

Dessa forma se faz necessário um meio de avaliação para a obtenção da curva real de desempenho. É essencial que se tenha o conhecimento dessa curva, para que seja possível prever o comportamento do componente em diferentes condições operacionais. Para este fim, o método mais utilizado é o experimental. A partir de diversas vazões impostas, faz-se um mapeamento da altura de elevação fornecida pela bomba. Fabricantes geralmente fazem esse levantamento para bombas operando com água, e fornecem curvas de desempenho como as vistas na Figura 2, onde podem ser observadas em um único gráfico as curvas da altura de elevação, da eficiência e da potência.

Para situações não representadas nas curvas dos fabricantes, como outras rotações, podem-se utilizar leis de similaridade para obter os resultados desejados. Entretanto, para outros fluidos de trabalho que não sejam os utilizados para o levantamento das curvas, existem maiores dificuldades para adaptar esses dados a fim de prever o comportamento da bomba. Apesar de vários métodos já terem sido desenvolvidos (como o do Hydraulic Institute (1955)) nenhum deles apresentou a confiabilidade necessária para serem considerados como de uso universal. Além disso, diversas outras situações de trabalho não representadas na curva de

desempenho fornecida pelo fabricante são encontradas na indústria, como escoamentos multifásicos.



**Figura 2 – Típica curva de desempenho fornecida pelo fabricante**

Além da metodologia experimental, uma alternativa utilizada para a avaliação do escoamento em bombas centrífugas é o uso de métodos numéricos. O desenvolvimento na capacidade de cálculo e de armazenamento de dados dos computadores tem viabilizado o uso da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD, do inglês Computational Fluid Dynamics). Trabalhos recentes têm mostrado que este método pode ser eficiente e utilizado com confiabilidade (FENG *et al.*, 2007).

Depois do modelo ser validado, a técnica de CFD apresenta diversas vantagens quando comparado com o método experimental, sendo o principal diferencial a possibilidade de extrair informações detalhadas do campo de escoamento com certa facilidade, permitindo identificar e analisar os fenômenos físicos envolvidos no escoamento.

Nesse cenário, visando entender os fenômenos físicos envolvidos no escoamento em uma bomba centrífuga de duplo estágio, no presente trabalho pretende-se estudar numericamente o escoamento monofásico, com água e fluidos viscosos, em uma bomba centrífuga composta por dois estágios.

## 1.1 OBJETIVOS

Neste trabalho será realizada a simulação numérica do escoamento monofásico em uma bomba centrífuga comercial de duplo estágio Imbil ITAP 65-330/2. As simulações serão realizadas para o escoamento de água e de um fluido viscosificado (mistura de glicerina e água) com viscosidades variando de 87 a 720 cP e para diferentes condições de vazão e rotação.

Para atingir o objetivo proposto, a equação da conservação da massa e balanço da quantidade de movimento, é resolvida numericamente utilizando o programa de dinâmica dos fluidos computacional Ansys CFX 14.5. A turbulência do escoamento é modelada utilizando o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  padrão.

A partir dos resultados numéricos obtidos serão avaliados os parâmetros globais do escoamento como eficiência, potência, ganho de pressão e curvas de desempenho. Também será analisado o comportamento do escoamento utilizando parâmetros como campo de velocidade, campo de pressão e de energia cinética turbulenta dentro do rotor e difusor da bomba centrífuga. Os resultados obtidos serão validados com dados experimentais fornecidos pelo LABPETRO/UNICAMP.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

O projeto e aplicação das bombas centrífugas dependem bastante do conhecimento da dinâmica do escoamento que ocorre no interior desses componentes. Informações como campos de velocidade e pressão, perfis de velocidade e tensão de cisalhamento são essenciais para a melhor compreensão do escoamento em uma bomba centrífuga, e podem ser utilizadas para melhorar o desempenho dos componentes.

O escoamento em bombas centrífugas envolve fenômenos físicos complexos, provocados pela geometria dos canais do rotor, difusor e indutor, além do movimento rotativo dos dois rotores. Além disso, a bomba a ser estudada no presente trabalho, apresenta uma complexidade adicional originada pelos dois estágios da bomba. Pouco se sabe sobre qual a contribuição para a degradação do desempenho de cada um dos componentes, assim como qual dos rotores fornece maior incremento de pressão.

A bomba centrífuga Imbil ITAP 65-330/2 é uma bomba interessante para se realizar uma análise. Ela apresenta uma variedade de componentes (voluta, difusor aletado, indutor), têm dois estágios e as dimensões dos rotores são diferentes. Assim, o entendimento de detalhes do escoamento utilizando a técnica numérica de CFD pode revelar informações relevantes sobre o escoamento em cada componente, o que pode fornecer subsídios para avaliar o escoamento na interface entre os componentes e levar a extrair dados sobre como esta interação afeta o desempenho da bomba centrífuga.

Para responder essas questões, o presente trabalho se propõe desenvolver uma análise numérica do escoamento de água e fluidos viscosificados em uma bomba centrífuga comercial, que deve ser modelada com todos os componentes e implementada no Ansys CFX.

Existem poucos trabalhos que consideram o escoamento em uma bomba centrífuga de mais de um estágio. Assim, metodologias que permitam fornecer detalhes do escoamento são valiosas, uma vez que na posse destas informações, engenheiros e pesquisadores tem melhores condições para realizar o projeto e dimensionamento (seleção) de bombas centrífugas.

Os resultados devem contribuir para o estado da arte, uma vez que não existem estudos conclusivos sobre o assunto. Também, pode servir como uma plataforma para o desenvolvimento de futuros estudos sobre o escoamento de fluidos viscosos ou escoamentos bifásicos de líquido-gás.

### 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O restante desse trabalho será estruturado da seguinte forma: no capítulo 2 será realizada uma revisão bibliográfica, onde serão apresentados trabalhos que estudaram bombas centrífugas e tiveram contribuição significativa para o entendimento do escoamento nesse equipamento.

O capítulo 3 é o de modelagem matemática, onde serão apresentadas as equações que regem o fenômeno, na forma a ser utilizada para a solução deste problema (equações de Navier-Stokes e de conservação de massa). Também são introduzidos conceitos de turbulência, modelos de turbulência, e é apresentado com

um pouco mais de atenção o modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão, que deve ser o utilizado para a realização das simulações.

O capítulo 4 apresenta a modelagem numérica, onde é mostrado como o modelo numérico da bomba foi obtido, incluindo a criação da geometria computacional, extração do domínio fluido, geração das malhas computacionais, estabelecimento de condições de contorno e implementação do modelo numérico.

O capítulo 5 mostra os resultados obtidos para as simulações numéricas. São apresentados inicialmente os dados para escoamento com água, os quais são posteriormente comparados ao escoamento com um fluido de viscosidade maior (no caso glicerina).

Por fim o capítulo 6 apresenta as considerações e conclusões finais que foram obtidas a partir desta dissertação.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados trabalhos existentes na literatura, experimentais e numéricos que tiveram contribuição significativa para o entendimento do escoamento em bombas centrífugas, e que demonstram em que ponto o desenvolvimento do uso de CFD em bombas centrífugas se encontra. Alguns dos trabalhos apresentados fizeram o uso da mesma bomba que será estudada no presente trabalho (Imbil ITAP 65-330/2), o que é bastante interessante visto que possibilita a comparação de resultados, validação e maior embasamento para realização do estudo proposto.

### 2.1 TRABALHOS EXPERIMENTAIS

Avaliações experimentais podem ser vantajosas em vários aspectos quando comparadas com estudos numéricos. Exemplos de dados que podem ser extraídos via experimentos podem ser encontrados no trabalho de Gulich (1999), que avaliou o escoamento de fluidos de alta viscosidade em quatro bombas centrífugas com diferentes rotações específicas. O autor conseguiu extrair de uma configuração experimental uma análise de perdas. A conclusão foi que as perdas que são mais significativas com o incremento da viscosidade e, portanto, que merecem ser modeladas, são as perdas de disco (causadas pelo atrito das paredes do rotor e do difusor com o fluido) e as perdas hidráulicas. Com base nessas perdas, o autor desenvolve um modelo para previsão do desempenho de bombas centrífugas, operando com fluidos de alta viscosidade. São derivados fatores de correção, onde a partir da performance da bomba escoando com água pode-se obter o desempenho para fluidos viscosos, e seus resultados foram comparados com dados experimentais, apresentando boa concordância, com erro máximo para altura de elevação na faixa de 5% e para eficiência em torno de 10%.

Geralmente, como demonstrado por Amaral (2007), trabalhos experimentais são utilizados para obtenção de dados de desempenho próximos à realidade. Nesse trabalho, o autor realizou em duas BCS multiestágios e em uma bomba centrífuga de dois estágios e voluta (Imbil ITAP 65-330/2), um estudo cujo objetivo era criar um modelo de previsão do desempenho das bombas, a partir de dados experimentais



para escoamento monofásico. O autor avaliou o ganho de pressão gerado e obteve as curvas de desempenho das bombas, as quais por meio de relações de similaridade foram comparadas com curvas fornecidas pelo fabricante. Além da água, também foi utilizado como fluido de trabalho a glicerina com diferentes viscosidades. Foi então desenvolvido um modelo teórico, a partir das equações da conservação da massa e de quantidade de movimento para o escoamento nos canais do rotor, utilizando uma abordagem unidimensional. Realizando uma comparação com dados experimentais, o autor concluiu que o seu modelo conseguia representar o desempenho das bombas estudadas de forma satisfatória.

Mostrando que trabalhos experimentais podem também obter resultados bastante específicos, como campos de velocidade e intensidade turbulenta, Feng *et al.* (2009) analisaram utilizando LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) em uma bomba centrífuga, a turbulência e efeitos causados pela orientação das pás. O escoamento analisado foi transiente, e tanto condições de projeto como outras vazões foram estudadas. Os autores concluíram que os efeitos de turbulência são bastante importantes para condições de vazão abaixo do BEP, mas menos relevantes para condição de design e para pontos acima.

Um objetivo típico de estudos experimentais é avaliar o escoamento de forma mais próxima possível à real, como a utilização de fluidos viscosos e a avaliação do desempenho de bombas sob tais condições. Por isso, Solano (2009) conduziu um trabalho experimental onde avaliou os efeitos viscosos no desempenho de uma bomba centrífuga submersa (BCS), equipamento largamente utilizado na indústria do petróleo e que faz o uso de numerosos estágios de rotor e difusor para promover incremento de pressão. O autor montou um aparato experimental, onde fez o uso de uma BCS com sete estágios e trabalhou com um fluido de alta viscosidade. Foi realizada uma análise dimensional baseada nas equações de conservação e o autor então propôs um método para calcular o desempenho da bomba operando com fluidos viscosos. Esta proposta objetivava provar que a performance da bomba é função unicamente de números adimensionais. Solano (2009), realizou diversos testes com condições operacionais diferentes, de forma com que era mantida constante a rotação específica. Após aplicar sistematicamente o método para diferentes velocidades de rotação o autor chegou à conclusão que existia uma curva que traduzia o desempenho da bomba, caso a altura de elevação e a vazão fossem apresentadas nas suas formas adimensionais. Com isso, seria

possível mapear todo o desempenho da bomba com o uso de números adimensionais.

Outro exemplo de trabalho onde o autor tenta aproximar situações de utilização real de bombas centrífuga é Paternost (2013). O autor partiu da proposta de Solano (2009) para realizar um estudo de uma bomba centrífuga operando com fluido viscoso, além de avaliar o escoamento bifásico gás-líquido. O autor chegou à conclusão que a proposta de Solano (2009) era válida e capaz de mostrar a combinação dos efeitos de rotação e viscosidade, além de mostrar que a correlação de Stepanoff é válida para outros pontos que não sejam o de melhor eficiência. O autor mostrou também que é possível realizar o mapeamento de Solano (2009) com números adimensionais conhecidos da literatura, obtidos a partir de análise dimensional. Além disso, foi desenvolvida uma correlação baseada na equação de Euler e nas perdas da bomba que representava o comportamento de diversos números adimensionais da bomba, em função do número de Reynolds de rotação.

## 2.2 TRABALHOS NUMÉRICOS

Com o advento de computadores com maior capacidade de processamento, a dinâmica dos fluidos computacional passou a ser uma ferramenta cada vez mais utilizada para o estudo de escoamentos complexos. O uso do CFD para escoamento em bombas possibilita a visualização e análise de parâmetros até então muito difíceis de serem estudados por meios experimentais.

Com o desenvolvimento desses métodos, começaram a surgir diversos trabalhos que ilustram a potencialidade da análise numérica de extrair dados precisos de escoamentos complexos, como os que acontecem em bombas centrífugas. Por exemplo, González *et al.* (2002) demonstraram a capacidade de uma análise numérica captar os efeitos transientes gerados pela interação entre rotor e voluta, em uma bomba centrífuga comercial operando com água. Simulações transientes com malha rotativa foram aplicadas com o objetivo de captar as flutuações de pressão geradas pelas passagens das pás na entrada da voluta. Os resultados numéricos foram validados com dados experimentais e seu modelo foi capaz de captar as diferentes pressões esperadas para as várias posições relativas entre rotor e voluta. Resultados foram gerados para diversas condições operacionais

e a conclusão foi que é possível numericamente avaliar tal tipo de fenômeno. A amplitude da flutuação de pressão e a frequência de oscilação foram valores que concordaram particularmente bem com dados experimentais.

Métodos numéricos, assim como experimentais, podem ser utilizados para avaliar o desempenho de bombas. Apesar de apenas a eficiência hidráulica poder ser avaliada, parâmetros globais como elevação de pressão podem ser extraídos com resultados comparáveis a experimentos. Exemplo desse tipo de trabalho é o de Segala (2010), que utilizando a bomba estudada por Amaral (2007), a Imbil ITAP 65-330/2, propôs o desenvolvimento de um modelo numérico para o primeiro estágio da bomba. Para este trabalho foram assumidas diversas simplificações, sendo desconsiderados o segundo rotor, a voluta e o indutor. Foram levantadas curvas de desempenho, de eficiência hidráulica e potência para a bomba, e seus resultados comparados com dados experimentais. O modelo conseguiu uma boa concordância com os dados experimentais. A grande contribuição desse trabalho é o desenvolvimento de um modelo numérico consistente.

Uma vantagem de métodos numéricos é que eles podem ser utilizados com uma maior flexibilidade do que montagens experimentais. A verificação de várias geometrias é bastante simplificada quando comparada com trabalhos experimentais. Outra condição que pode ser facilmente variável em estudos numéricos são os parâmetros de operação, como vazões, velocidade de rotação e viscosidades. Um trabalho que toma vantagem desse aspecto é o de Sirino (2013). O autor realizou um estudo numérico da influência da viscosidade no desempenho de uma bomba centrífuga submersa. BCS são equipamentos que fazem o uso de múltiplos estágios de rotor e difusor, porém o autor desenvolveu um modelo numérico para um único estágio. Foram então realizadas simulações para fluidos com viscosidades variando entre 1 e 1020 cP. Os resultados foram utilizados para levantar curvas de desempenho e eficiência, que posteriormente foram validados com valores experimentais. O autor concluiu que ambos os conjuntos de dados apresentaram uma boa concordância. Também foram estudados padrões de escoamento nos componentes da bomba, com o objetivo de avaliar como os campos de velocidade e pressão se comportam, além da intensidade turbulenta e da avaliação do surgimento de recirculações e em que situações elas ocorrem. O autor realizou ainda uma análise da degradação do desempenho da bomba em função da viscosidade do fluido com o qual ela opera, e utilizou números adimensionais para avaliar a

degradação. Sirino (2013) concluiu que maiores recirculações surgem nos canais da bomba para baixas vazões, característica pronunciada no caso de menores viscosidades (maiores níveis de turbulência). Uma sugestão importante apresentada pelo autor foi que para fluidos de viscosidades maiores, diferentemente da água, no ponto de máxima eficiência o escoamento não ocorre de forma orientada com a geometria da bomba. Foi observado que ocorre uma degradação das curvas de desempenho com aumento da viscosidade e vazão e diminuição da velocidade de rotação, e que números adimensionais adequados podem reproduzir a tendência de degradação do desempenho da bomba. Finalmente, o autor afirma que não foi encontrada nenhuma similaridade operacional para toda a faixa de condições operacionais simuladas, mas mesmo assim uma comparação entre condições diferentes com números de Reynolds próximos, mostrou que uma análise dimensional pode ser alternativa à avaliação do desempenho da bomba com uso de fatores de correção. Ainda foi desenvolvida uma expressão analítica para previsão do desempenho da bomba que é função apenas de parâmetros adimensionais.

A abordagem utilizando CFD pode permitir a extração de resultados em locais de difícil acesso, fazendo que a interação de componentes possa ser estudada com maior facilidade e o desempenho de peças individuais possa ser avaliado, como demonstrado em Asuaje *et al.* (2005). Fazendo o uso de CFD, esse trabalho desenvolve um modelo numérico para avaliação do escoamento em uma bomba centrífuga. O objetivo era estudar a influência da voluta da bomba nos campos de velocidade e pressão. Após desenvolver um modelo numérico tridimensional completo, os autores descobriram que existia um número de nós mínimo na malha computacional gerada, que produzia um resultado numérico estável e que para as suas condições de simulação os quatro modelos de turbulência testados apresentaram resultados praticamente idênticos. Os autores concluíram que o ângulo da voluta causa uma distribuição assimétrica dos campos de escoamento no rotor. Como consequência dessa assimetria uma cavitação não-axissimétrica apareceu em alguns canais do rotor. Na região periférica do rotor foi demonstrada a existência de uma distribuição de pressão não uniforme, o que levou a um impulso flutuante de amplitude significativa na direção radial.

A possibilidade de conseguir variar condições operacionais facilmente faz com que trabalhos Cheah *et al.* (2007) sejam viáveis. Pode-se desenvolver modelos numéricos com o objetivo de entender como o escoamento se comporta na bomba

para condição de projeto e fora dela (com vazões abaixo e acima da vazão do ponto de máxima eficiência). O artigo demonstrou que para a condição de projeto, o escoamento segue bem a curvatura da pá, mesmo que separações sejam observadas na entrada do rotor devido aos vetores de velocidade não estarem alinhados às pás do rotor. Para condições fora das de projeto grandes recirculações são observadas no centro dos canais do rotor, as quais bloqueiam a passagem do restante do fluido. Na voluta, recirculações são observadas para pontos tanto abaixo quanto acima do BEP. A pressão apresenta a tendência de crescer ao longo das linhas de corrente. Os autores concluem que a pressão estática apresenta uma queda considerável quando a velocidade rotacional do rotor diminui.

Comparações com dados experimentais tem demonstrado que diversos parâmetros complexos de escoamentos podem ser avaliados com o uso de CFD de forma confiável. Feng *et al.* (2007) fizeram uma comparação qualitativa entre resultados numéricos e experimentais obtidos por PIV para o escoamento em uma bomba centrífuga de difusor radial, dessa forma buscando validar as distribuições de velocidade, energia cinética turbulenta e pressão obtidas via CFD. A Figura 3 mostra um exemplo desse tipo de comparação, onde um campo representando a velocidade obtida numericamente é mostrado ao lado de um conseguido via PIV. Os dados numéricos concordaram bem com os experimentais.

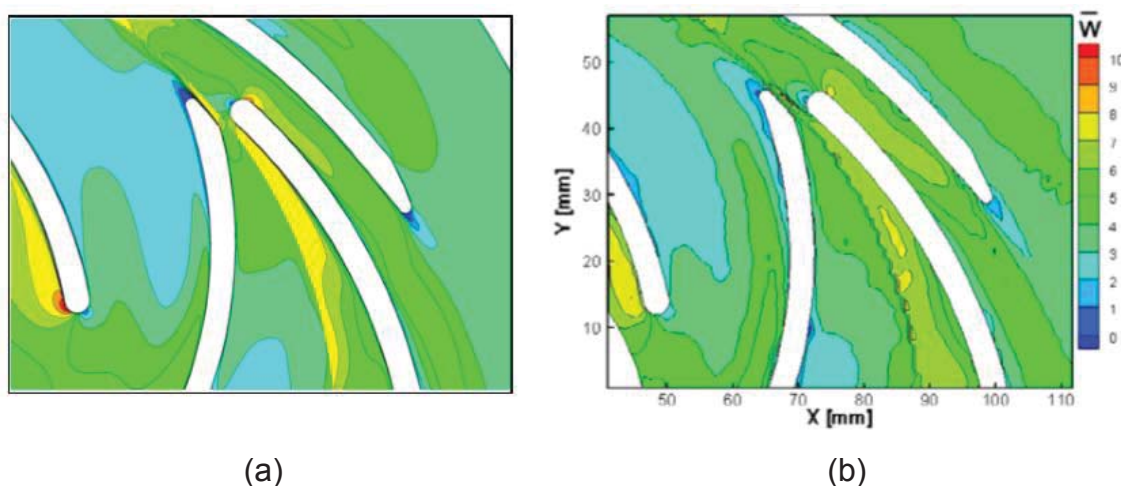


Figura 3 – Comparação entre campos de velocidade obtidos via (a) CFD e (b) PIV  
(Feng *et al.*, 2007)

Os autores também estudaram como a orientação das pás e a transitoriedade do fenômeno afetam o escoamento. As conclusões obtidas por esse

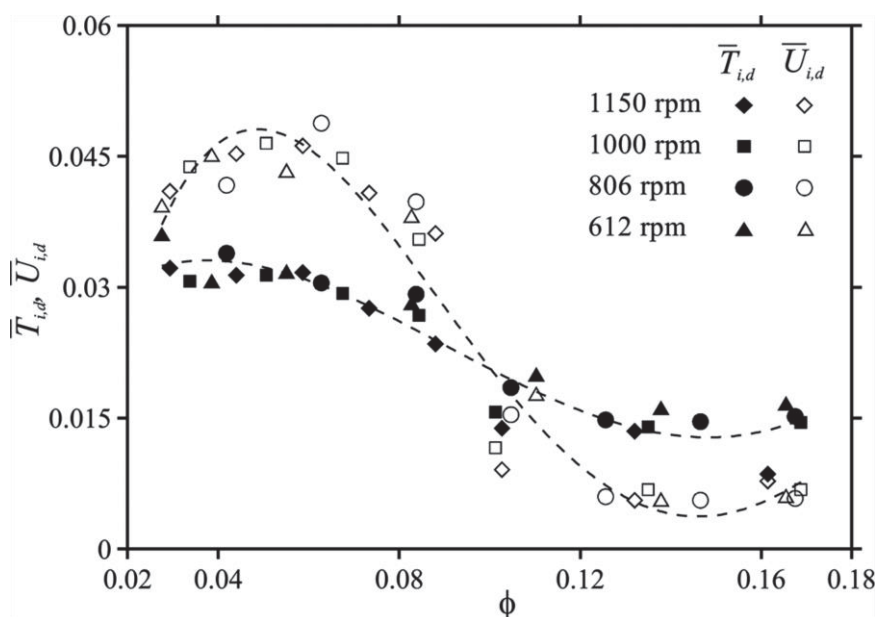
trabalho foram que recirculações são observadas para situações fora da condição de projeto; o escoamento no difusor depende fortemente da posição relativa de suas pás com as pás do rotor.

Outra comparação entre dados numéricos e experimentais, realizada pelo mesmo grupo, é o trabalho de Feng *et al.* (2010), onde os autores analisaram a interação entre o rotor e um difusor aletado em uma bomba centrífuga. Essa interação de componentes geralmente cria um escoamento turbulento e com muitas variações temporais. Utilizando LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) para validar os resultados de CFD, os autores estudaram o escoamento transiente em uma bomba com baixa velocidade específica. O CFD foi utilizado também com o objetivo de ampliar a faixa de condições operacionais que poderia ser estudada. A análise foi realizada principalmente na região entre as pás do rotor e do difusor, resultando em campos de velocidade e de turbulência, que são comparados qualitativa e quantitativamente entre CFD e LDV. Também foi analisado o efeito que a rotação da bomba tem sobre o escoamento nos canais do rotor, comparando campos na entrada e na saída do canal. Para condições de vazão parcial, os autores notaram, assim como Byskov *et al.* (2003), que existia um padrão de dois canais onde as recirculações em um canal forçavam o escoamento pelo canal adjacente. Eles atribuíram esse comportamento à razão do número de pás entre rotor e difusor. Foi observado um padrão bastante complexo de escoamento nas folgas que existem entre as pontas das pás do rotor e difusor, influenciado pelo escoamento que atravessa os componentes e pelo deslocamento relativo que existe entre ambos. Campos de escoamento mostraram uma boa concordância entre resultados obtidos via CFD e LDV. A maior turbulência na bomba foi observada na face de sucção do rotor, próxima ao cubo do componente.

Mais um exemplo de análise complexa realizada via CFD é o trabalho de Stel *et al.* (2010). A partir do trabalho de Segala (2010) os autores continuaram com estudos no primeiro estágio da mesma bomba, executando simulações que utilizaram a água como fluido de trabalho. Foi realizada uma análise numérica para diferentes condições operacionais que mostrou que para condições de vazões parciais, ou seja, abaixo do BEP, recirculações e altos níveis de turbulência foram observados na bomba, particularmente no difusor. Os autores mostraram que mesmo para diferentes condições operacionais, se mantidos constantes alguns coeficientes adimensionais, o padrão de escoamento é similar. Isso os levou a







**Figura 5 – Média volumétrica de  $U_i$  e  $T_i$  para diferentes rotações e coeficientes de fluxo (Stel *et al.*, 2013)**

Apesar dessa confiabilidade demonstrada, o modelo numérico deve ser cuidadosamente desenvolvido pois a utilização, por exemplo, de modelos de turbulência incorretos podem fazer com que alguns fenômenos não sejam corretamente caracterizados, como demonstrado por Byskov *et al.* (2003). Os autores investigaram o escoamento em um rotor de uma bomba centrífuga utilizando LES (*Large Eddy Simulation*) e modelos de turbulência RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Foram analisadas situações de vazão de projeto e vazões abaixo da de projeto. Primeiramente, utilizando LES, os autores verificaram que na condição de design o escoamento apresentava-se bem comportado, sem grandes recirculações aparentes. Porém, para uma condição de um quarto da vazão de design, foram encontradas diferenças significativas entre o escoamento em canais adjacentes do rotor. Grandes recirculações são geradas na entrada de um dos canais, fazendo com que o escoamento dirija-se em sua maioria para o canal adjacente, que exibe um escoamento dominado por efeitos rotacionais. Comparando com campos de velocidade obtidos por PIV (*Particle Image Velocimetry*) os autores verificaram que as simulações numéricas que utilizavam LES captavam bem o fenômeno, entretanto quando o modelo de turbulência utilizado era baseado em RANS (como o  $\kappa$ - $\epsilon$  Chien) os resultados não reproduziam o esperado, indicando uma limitação desse tipo de modelo.



Não são apenas modelagens tridimensionais, fazendo uso de softwares complexos que podem entregar resultados interessantes via simulações numéricas. Anagnostopoulos (2008) adotou uma abordagem sem a utilização de software de CFD comercial, desenvolvendo uma metodologia numérica rápida para a análise do escoamento em um rotor de bomba centrífuga. O objetivo era facilitar o projeto de pás para rotores. Foi desenvolvido um modelo bidimensional, capaz de avaliar o desempenho da bomba. As equações de conservação foram discretizadas com o uso das médias de Reynolds e a turbulência modelada com o  $\kappa$ - $\epsilon$  padrão. O autor criou um método de geração de malha completamente automático, que adaptava os elementos à geometria aplicada. Seu modelo estimava as perdas hidráulicas na bomba, podendo assim prever a performance de todo o componente com base em resultados numéricos obtidos apenas no rotor. Os coeficientes utilizados para avaliar essas perdas tem que ser obtidos experimentalmente para cada modelo de bomba que se deseje estudar, demonstrando ser uma limitação do método. Tanto dados de eficiência quanto de altura de elevação mostraram uma boa concordância, mostrando que uma abordagem não tridimensional também é capaz de reproduzir confiavelmente valores verificados experimentalmente.

CFD também pode ser utilizado para apoio de modelagens teóricas, fornecendo dados que confirmem hipóteses ou ajudem o entendimento de fenômenos complexos. Um exemplo de trabalho que utilizou a análise numérica dessa forma foi o de Vieira (2014). Ela realizou um estudo numérico e teórico cujo objetivo era modelar as perdas de carga no escoamento monofásico em um rotor de bomba centrífuga submersa. Foram estudadas diferentes condições operacionais, com variações na viscosidade do fluido de trabalho, nas velocidades de rotação e nas vazões. O objetivo era desenvolver um modelo teórico, baseado em uma abordagem unidimensional, que representasse a equação da altura de elevação de um estágio de uma BCS, considerando as diversas perdas que ocorrem. Essa modelagem teórica seria então comparada com as simulações numéricas, para posterior validação e análise fenomenológica do escoamento. A autora, após levantar diversos tipos de perda expostos na literatura, obteve um modelo que foi comparado com os resultados experimentais de Amaral (2007), demonstrando uma boa concordância. O modelo numérico obtido também foi validado através de comparações com dados experimentais. Resultados do modelo numérico para velocidades absolutas e relativas na entrada e saída do rotor e do ângulo relativo do

escoamento na saída do rotor foram comparados aos obtidos no modelo teórico, mostrando valores similares.

### 2.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os trabalhos apresentados aqui demonstram toda a potencialidade da utilização de CFD para a análise de escoamentos complexos como o que ocorre em bombas centrífugas. Sua versatilidade e confiabilidade transformam a análise numérica em uma importante ferramenta de engenharia.

Através da revisão destes trabalhos verifica-se que um grande avanço no estudo de bombas centrífugas tem ocorrido nos últimos anos, principalmente graças ao advento da dinâmica dos fluídos computacional. Entretanto diversas questões permanecem não resolvidas, bem como limitações do CFD permanecem inexploradas. É, portanto, de fundamental importância que mais investigações sejam realizadas na área, sobretudo no que diz respeito ao desenvolvimento de modelos numéricos cada vez mais confiáveis e precisos. Nesse sentido, o presente trabalho pretende suprir informações em áreas pouco entendidas no escoamento em bombas centrífugas.

### 3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo será apresentada a modelagem matemática que serve de base para a realização das simulações computacionais que gerarão os resultados esperados por este trabalho.

#### 3.1 CONSERVAÇÃO DE MASSA E BALANÇO DE QUANTIDADE DE MOVIMENTO

As equações de Navier-Stokes são um conjunto de equações diferenciais que descrevem o movimento de um fluido. Elas são as equações de balanço da quantidade de movimento, e quando simplificadas para escoamento incompressível e viscosidade constante, condições que são assumidas neste trabalho, elas são resumidas como:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x + \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y + \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z + \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

Ou na forma vetorial:

$$\rho \left[ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\nabla p + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4)$$

Em domínios rotativos, como são os rotores da bomba centrífuga, os efeitos de rotação são adicionados através de termos fonte. É conveniente para tais domínios a utilização de um sistema de coordenadas que acompanhe o giro dos componentes, facilitando a aplicação das condições de contorno e processamento de resultados. Dessa forma, é mostrado na Figura 6 um sistema de coordenadas não inercial (x, y e z) que acompanha a rotação do rotor, juntamente com um sistema de coordenadas inerciais (X, Y e Z).

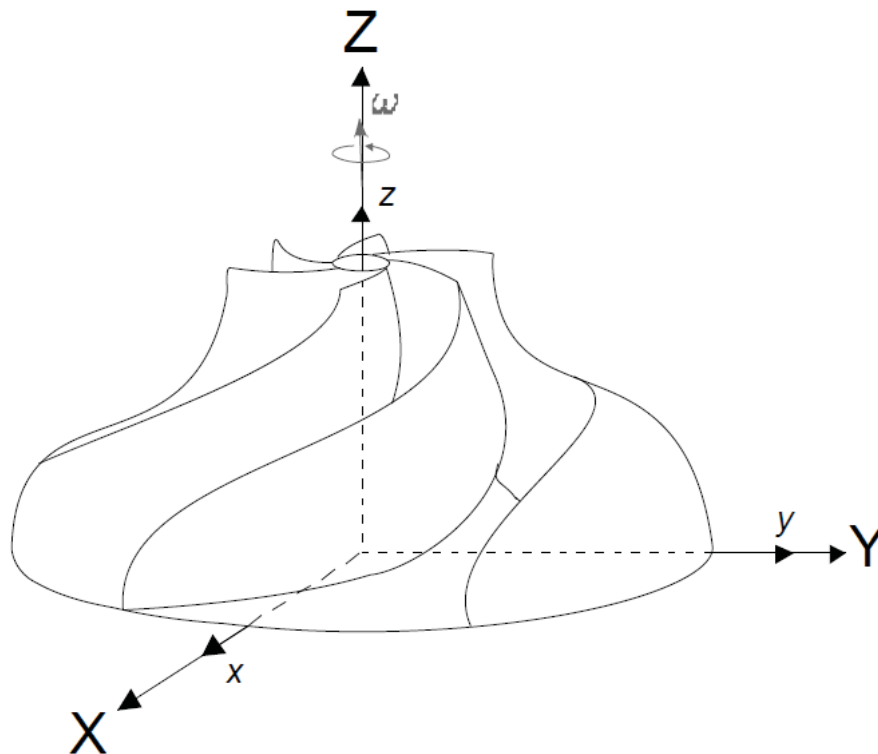


Figura 6 – Sistema de coordenadas rotativo aplicado a uma bomba centrífuga (adaptado Segala, 2010).

Considerando esse sistema de coordenadas não inercial, as equações de Navier-Stokes e da continuidade podem ser reescritas, através do uso dos conceitos de velocidade e aceleração relativa, como:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{g} = 2\vec{\omega} \times \vec{V} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla \quad (6)$$

Onde  $p$  é a pressão hidrostática,  $\rho$  a massa específica,  $\nu$  a viscosidade cinemática,  $\vec{V}$  a velocidade do fluido no sistema de coordenadas não inercial,  $\vec{\omega}$  a velocidade angular do rotor,  $\vec{g}$  a aceleração da gravidade e  $\vec{r}$  o vetor posição de uma partícula fluida em relação à origem do sistema de coordenadas não inercial. No lado esquerdo da equação (6) os termos representam em ordem, o gradiente de pressão, a dissipação viscosa e o termo gravitacional. No lado direito estão respectivamente a aceleração de Coriolis, a aceleração centrípeta (ambos os termos aparecem devido a mudança no sistema de coordenadas), e a aceleração temporal e advectiva do fluido.

### 3.2 MODELAGEM DA TURBULÊNCIA

O escoamento no interior de bombas centrífugas ocorre na grande maioria das vezes em regime turbulento, devido às altas velocidades envolvidas. Portanto, faz-se necessário entender como é feita a modelagem da turbulência para simulações, e dessa forma tratar corretamente esse fenômeno do ponto de vista numérico.

A turbulência ocorre quando as forças inerciais começam a ser significativas perto de forças viscosas, característica essa marcada pelo alto número de Reynolds. Ela gera flutuações de propriedades do campo do escoamento, que ocorrem tanto no tempo quanto no espaço, sendo um problema bastante complexo, pois é de natureza tridimensional e, além disso, consiste de diversas escalas (ANSYS, 2013).

Teoricamente, por estar em uma escala superior a do contínuo, escoamentos turbulentos podem ser abordados através das equações de Navier-Stokes. Entretanto, a elevada complexidade do fenômeno da turbulência impossibilita a solução dessas equações por métodos analíticos, sendo necessária a utilização de modelos para a turbulência e de métodos numéricos computacionais para a solução aproximada do conjunto de equações governantes.

Porém a escala de tempo e de espaço que a turbulência ocorre é significativamente menor do que outros fenômenos do escoamento tratados com CFD. Portanto, torna-se inviável tratar-se desse tipo de problema com uma abordagem clássica. Tamanhos de malha (com elementos extremamente reduzidos, que torna o número de elementos bastante elevado) e passos de tempo muito pequenos tornam difícil a solução direta das escalas de turbulência com a tecnologia dos computadores pessoais comerciais mais comuns. Portanto, faz-se necessário a utilização de modelos de turbulência.

A maior parte dos modelos de turbulência já desenvolvidos são modelos estatísticos, que fazem uso de termos médios e suas flutuações temporais (médias de Reynolds) para calcular o valor de propriedades. De forma semi-empírica correlações são geradas para avaliações dessas propriedades, sendo elas a base de um modelo de turbulência.

Portanto uma etapa importante na modelagem numérica é a escolha adequada de um modelo de turbulência. A seguir será descrito como é realizada

essa modelagem e serão apresentados os principais modelos utilizados numericamente para a obtenção de resultados em escoamentos turbulentos.

### 3.2.1 Tipos de Modelos de Turbulência

A explanação apresentada nessa seção foi baseada no livro de Wilcox (1995).

Devido à necessidade da utilização de malhas extremamente finas, é inviável o uso de simulações numéricas diretas a partir das equações governantes para a análise da turbulência. O custo computacional é muito alto para este tipo de simulação e não há tecnologia nos dias atuais que viabilizem esse tipo de estudo. Por isso foram desenvolvidas técnicas alternativas.

Uma das linhas de abordagem desenvolvidas foi a modelagem sub-malha, também chamada de simulação numérica de grandes escalas (SGE). Nessa técnica, as grandes estruturas são resolvidas explicitamente enquanto as menores são modeladas. O método é baseado no fato que diversas escalas espaciais de tamanhos diferentes estão presentes na turbulência, e as menores são mais homogêneas e isotrópicas, sendo menos dependentes de condições de contorno. Dessa forma, apesar de a SGE ainda precisar de malhas finas, o esforço computacional é bastante reduzido em relação ao uso de simulações numéricas diretas.

Alternativamente, existe a modelagem clássica, a técnica mais utilizada atualmente em CFD, que é baseada na análise estatística da turbulência. Fazendo o uso do conceito de tensão de Reynolds as propriedades do escoamento sempre são baseadas em um valor médio e uma flutuação. Nessa técnica as flutuações das variáveis dependentes são removidas, possibilitando o emprego de malhas mais grosseiras e conseqüente redução do esforço computacional necessário.

Os modelos clássicos são classificados de acordo com o número de equações diferenciais de transporte utilizadas para a solução do problema. Dessa forma eles podem ser organizados na seguinte classificação:

- Modelos Algébricos ou Modelos a Zero Equação: baseados na hipótese de comprimento da mistura, que propõe que para o escoamento turbulento ao longo de uma parede, porções de fluido se juntam e se movem ao longo de um determinado

comprimento sem variação de quantidade de movimento na direção de escoamento. Esses modelos precisam de menos recursos computacionais, mas não representam bem regiões de separação ou estagnação no escoamento por não incluir os mecanismos de transporte por convecção e difusão no cálculo da viscosidade turbulenta.

- Modelos a Uma Equação: a viscosidade turbulenta é calculada pelo produto de uma velocidade característica e uma escala de comprimento. É o tipo de modelo menos utilizado, porque precisa que seja estabelecida uma escala de comprimento, tarefa difícil de ser realizada em geometrias complexas.

- Modelos a Duas Equações: são utilizadas duas equações, uma para a energia cinética  $\kappa$  e outra para uma segunda variável que varia de modelo para modelo. Exemplos de modelos que fazem parte dessa classificação são o  $\kappa$ - $\epsilon$  e o  $\kappa$ - $\omega$  proposto por Komolgorov.

- Modelos de Transporte das Tensões de Reynolds: Utilizam hipótese de Boussinesq e as tensões de Reynolds são obtidas diretamente de suas equações de transporte. As vantagens desses modelos são que as tensões de Reynolds são avaliadas mais adequadamente e existe a possibilidade de prever os efeitos de curvatura de linhas de corrente. Já comparado com modelos que usam a hipótese de viscosidade turbulenta, os modelos de transporte das tensões de Reynolds apresentam a desvantagem de não serem capazes de prever a influência dos gradientes de velocidade nos escoamentos (como em escoamentos sobre superfície curva).

### 3.2.2 Modelos de Turbulência

O escoamento turbulento possui uma natureza aleatória. Por causa dessa característica é conveniente descrever uma propriedade  $\phi$  em termos de um valor médio  $\bar{\phi}$  e de uma flutuação  $\phi'(t)$ , conforme demonstrado na Figura 7.

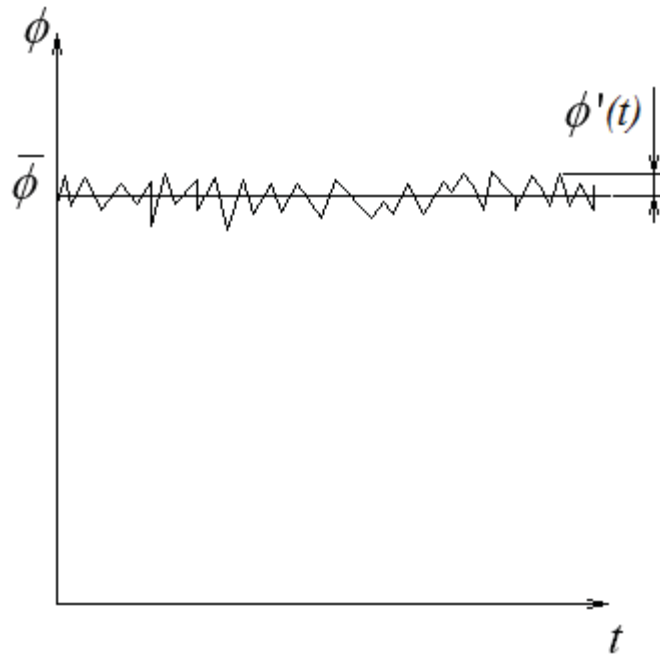


Figura 7 – Propriedade  $\phi$  e sua variação no tempo (adaptado de Azevedo, 2010)

Dessa forma é útil caracterizar o escoamento turbulento por valores médios de suas propriedades ( $U$ ,  $V$ ,  $W$ ,  $P$ , etc.) e valores estatísticos de suas flutuações ( $u'$ ,  $v'$ ,  $w'$ ,  $p'$ , etc.). Mesmo em escoamentos onde os valores dessas propriedades são alterados apenas em uma ou duas dimensões espaciais, as flutuações turbulentas são sempre tridimensionais (Veersteg e Malalasakera, 1995). Essa combinação de valores médios com flutuações pode ser expressa de forma matemática como:

$$\phi(t) = \bar{\phi} + \phi'(t) \quad (7)$$

Pode-se estudar a turbulência por meio de termos médios, aplicando médias temporais às equações de conservação. Para isso, será mostrado o procedimento onde a partir da equação (7) podem-se alcançar as equações de conservação em termos médios. O procedimento foi baseado em Veersteg e Malalasakera (1995), e mais detalhes podem ser verificados na mesma referência.

Definido a média  $\bar{\phi}$  de uma propriedade  $\phi$ :

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \phi(t) dt \quad (8)$$

Teoricamente o intervalo  $\Delta t$  deveria ser infinito, porém ele pode ser considerado grande o suficiente se for maior que a escala de tempo das variações mais lentas da propriedade  $\phi$ . Essa propriedade é dependente do tempo, e sua



variação é dada pela parcela  $\phi'(t)$ . A média da flutuação com o tempo é por definição igual a zero, porém seu valor instantâneo pode ser não nulo:

$$\bar{\phi}' = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \phi'(t) dt \equiv 0 \quad (9)$$

Considerando coordenadas cartesianas, a equação da continuidade em regime permanente, e as equações de Navier-Stokes para escoamento incompressível e viscosidade constante, tem-se para o vetor velocidade  $\vec{u}$  com componentes de velocidade x, y, z, respectivamente u, v e w:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla u) \quad (11)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \nabla \cdot (v\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla v) \quad (12)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \nabla \cdot (w\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla w) \quad (13)$$

As propriedades serão substituídas por seu valor médio somado com sua flutuação, como segue (a dependência temporal da propriedade e da flutuação ficará implícita, ou seja,  $\phi(t) = \phi$  e  $\phi'(t) = \phi'$ ):

$$\vec{u} = \vec{U} + \vec{u}', \quad u = U + u', \quad v = V + v', \quad w = W + w', \quad p = P + p' \quad (14)$$

Algumas propriedades, facilmente provadas com o uso das equações (8) e (9), são definidas a seguir para as propriedades definidas por médias e flutuações:

$$\begin{aligned} \overline{\nabla \cdot \vec{u}} = \nabla \cdot \vec{U} = 0, \quad \frac{\partial \overline{u}}{\partial t} = \frac{\partial U}{\partial t}, \quad \overline{-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}, \\ \overline{\nabla \cdot (u\vec{u})} = \nabla \cdot (U\vec{U}) + \nabla \cdot (\overline{u'\vec{u}'}), \quad \overline{\frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla u)} = \frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla U) \end{aligned} \quad (15)$$

Substituindo os valores nas equações (11), (12) e (13), tem-se a equação do balanço da quantidade de movimento na direção x em termos de média temporal:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (U\vec{U}) + \nabla \cdot (\overline{u'\vec{u}'}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla U) \quad (16)$$

Analogamente podem ser encontradas as equações para as direções y e z. Quase todos os termos da equação (16) são análogos aos das equações instantâneas, exceto o termo  $\nabla \cdot (\overline{u'u'})$  que é produto da aplicação das médias. Esse termo representa as flutuações causadas pela turbulência, enquanto o restante da equação está representado para parâmetros médios. Removendo o termo de flutuações da equação, obtém-se a equação para escoamento laminar.

Dessa forma, pode-se expandir o resultado obtido na equação (16) e generalizá-lo obtendo também as equações de balanço de quantidade de movimento nas direções y e z. As expressões a seguir são as chamadas Equações de Reynolds:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (U\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla U) + \left[ -\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right] \quad (17)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla \cdot (V\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla V) + \left[ -\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right] \quad (18)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \nabla \cdot (W\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \nabla \cdot (\nabla W) + \left[ -\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right] \quad (19)$$

Os termos entre colchetes estão localizados no lado direito da equação para representar as tensões turbulentas adicionais. Essas tensões são chamadas de tensões turbulentas de Reynolds, e podem descritas como:

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= -\rho \overline{u'^2}, \quad \tau_{yy} = -\rho \overline{v'^2}, \quad \tau_{zz} = -\rho \overline{w'^2}, \\ \tau_{xy} = \tau_{yx} &= -\rho \overline{u'v'}, \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\rho \overline{u'w'}, \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\rho \overline{v'w'} \end{aligned} \quad (20)$$

As equações anteriores foram assumidas para fluidos com massa específica constante. Dessa forma, similarmente ao processo utilizado até aqui, pode-se obter as equações de conservação da massa e balanço de quantidade de movimento com o uso de uma massa específica média  $\rho$ :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (21)$$

$$\rho \frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \vec{U}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla U) + \left[ -\frac{\partial (\rho \overline{u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial (\rho \overline{u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial (\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right] + S_{Mx} \quad (22)$$

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V \vec{U}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla V) + \left[ -\frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right] + S_{My} \quad (23)$$

$$\rho \frac{\partial W}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho W \vec{U}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu \nabla W) + \left[ -\frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] \quad (24)$$

Onde  $S_{Mx}$  e  $S_{My}$  são termos fonte. No caso de sistema de coordenadas rotativo e com velocidade rotacional constante  $\omega$  eles são iguais à:

$$S_{Mx} = -2\omega V - \omega^2 x \quad (25)$$

$$S_{My} = -2\omega U - \omega^2 y \quad (26)$$

### 3.2.2.1 Modelo $\kappa$ - $\varepsilon$ Padrão

O modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  é um dos modelos mais utilizados e aplicados em códigos de CFD, sendo considerado o modelo padrão para a indústria. É comprovadamente um modelo estável e numericamente robusto. Assim como outros modelos de duas equações, fornece boas previsões para diversos escoamentos de interesse em engenharia (ANSYS, 2013).

Este modelo descreve os efeitos de transporte de propriedades turbulentas por convecção e por difusão, além da produção e destruição de turbulência. Duas equações de transporte (equações diferenciais parciais) são resolvidas, uma para energia cinética turbulenta ( $\kappa$ ) e outra para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ) (VERSTEEG e MALALASAKERA, 1995).

Como já citado, o modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão é um modelo de duas equações, uma para  $\kappa$  e uma para  $\varepsilon$ , baseadas na compreensão que se há dos processos relevantes que causam alguma mudança nessas variáveis. Detalhes do processo de obtenção destas equações e de outros modelos de turbulência podem ser encontrados em (VERSTEEG e MALALASAKERA, 1995). As equações para este modelo se apresentam na seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\kappa \vec{U}) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \nabla \kappa \right) + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho\varepsilon \quad (27)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\varepsilon \vec{U}) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} 2\mu_t E_{ij} \bullet E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (28)$$

Sendo que a equação (27) representa a equação de transporte para a energia cinética turbulenta ( $\kappa$ ) e a equação (28) é a de transporte para a dissipação da energia cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ). As equações (27) e (28) podem ter seus termos esquematicamente representados da seguinte forma:

Taxa de variação de $\kappa$ ou $\varepsilon$	+	Transporte de $\kappa$ ou $\varepsilon$ por convecção	=	Transporte de $\kappa$ ou $\varepsilon$ por difusão	+	Taxa de produção de $\kappa$ ou $\varepsilon$	-	Taxa de destruição de $\kappa$ ou $\varepsilon$
---	---	---	---	---	---	---	---	---

Os fenômenos de transporte principais nas equações (27) e (28) aparecem modelados no lado direito das equações. A produção e a destruição da energia cinética turbulenta sempre estão fortemente associadas. A taxa de dissipação  $\varepsilon$  é maior quando a taxa de produção  $\kappa$  é maior. A equação (28) para  $\varepsilon$  assume que seus termos de produção e destruição são proporcionais aos termos de destruição e produção da equação (27) para  $\kappa$ . O uso destas formas garante que  $\varepsilon$  cresce rapidamente quando  $\kappa$  aumenta rapidamente e que  $\varepsilon$  decresce rapidamente o suficiente para evitar valores negativos não físicos quando os valores da energia cinética turbulenta  $\kappa$  decrescem (VERSTEEG e MALALASAKERA, 1995).

Estas equações possuem cinco constantes ajustáveis  $C_\mu$ ,  $\sigma_\kappa$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{1\varepsilon}$  e  $C_{2\varepsilon}$ . O modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão aplica valores para estas constantes que foram obtidos através dados observados em uma grande variedade de escoamentos turbulentos. Os valores para essas constantes são dados pelas equações (29) a (33) (VERSTEEG e MALALASAKERA, 1995):

$$C_\mu = 0,09 \quad (29)$$

$$\sigma_\kappa = 1,00 \quad (30)$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,30 \quad (31)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad (32)$$

$$C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad (33)$$

### 3.2.3 Lei de Parede

Esta seção foi baseada em Versteeg e Malalaskera (1995).

Em um escoamento turbulento o número de Reynolds é alto, indicando que as forças de inércia são muito maiores e mais significativas para o escoamento. Isso pode ser demonstrado numericamente se um número de Reynolds baseado na distância  $y$  da parede for criado, conforme a equação (34):

$$\text{Re}_y = \frac{U \cdot y}{\nu} \quad (34)$$

Onde  $U$  é a velocidade da corrente livre. Como  $\nu$  é da ordem de  $10^{-6}$  esse número geralmente é grande. Entretanto, quando a distância  $y$  tende a zero, ou seja, considera-se o escoamento muito próximo à parede, o número de Reynolds diminui consideravelmente, e as forças viscosas começam a ser significantes. Dessa forma, nessa região a velocidade média do escoamento depende apenas da distância  $y$  da parede, da densidade do fluido  $\rho$ , da viscosidade  $\mu$  e da tensão de cisalhamento na parede  $\tau_w$ . Portanto:

$$U = f(y, \rho, \mu, \tau_w) \quad (35)$$

Uma análise dimensional mostra que:

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = f\left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu}\right) = f(y^+) \quad (36)$$

Onde:

$$u_\tau = \left(\tau_w \frac{1}{\rho}\right)^{1/2} \quad (37)$$

A equação (36) é a Lei de Parede e apresenta a relação entre dois grupos adimensionais importantes ( $u^+$  e  $y^+$ ).

Ao avaliar a região onde os efeitos viscosos são importantes, encontram-se duas regiões de interesse: a subcamada linear e a subcamada da Lei Log. Na subcamada linear considera-se que a tensão de cisalhamento é constante e igual à tensão de cisalhamento na parede. Integrando a velocidade e assumindo a condição de contorno de velocidade  $U$  nula quando a posição  $y$  é zero, tem-se que:

$$u^+ = y^+ \quad (38)$$

Fora dessa subcamada linear existe uma região onde tanto os efeitos turbulentos quanto os viscosos são importantes. Considerando a escala de turbulência na região, pode-se derivar a relação:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad (39)$$

Onde  $\kappa$  e  $B$  são constantes dependentes da rugosidade da parede. A região onde essa relação é válida ( $30 < y^+ < 500$ ) é a subcamada da Lei Log. Com o crescimento do  $y^+$  acima dos valores dessa subcamada os efeitos de inércia tornam-se predominantes. A Figura 8 ilustra a variação de  $u^+$  em função de  $y^+$ .

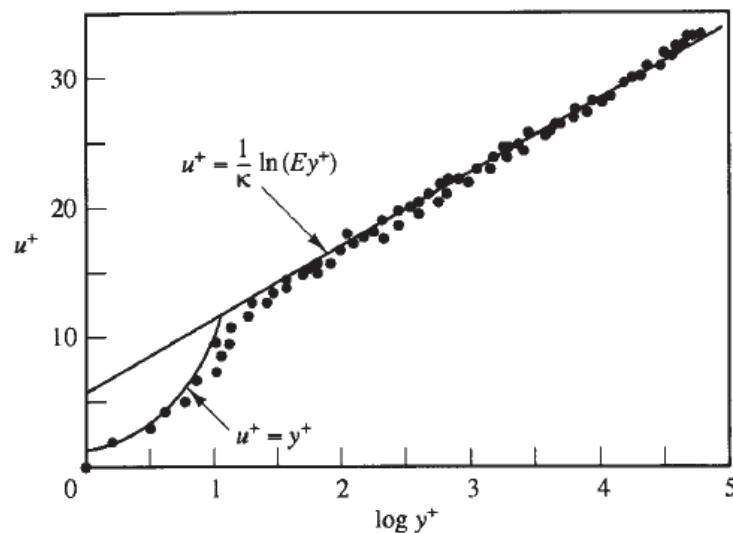


Figura 8 – Variação de  $u^+$  com o logaritmo de  $y^+$  (Veersteg e Malalasakera, 1995)

Portanto, para um modelo de turbulência modelar corretamente a tensão de cisalhamento para o nó mais próximo à parede, é necessário levar em conta sua posição e utilizar a relação para os fatores  $y^+$  e  $u^+$ .

A compreensão do funcionamento do modelo de turbulência e de como ele afeta o escoamento é de fundamental importância para a correta seleção e modelagem do escoamento a ser estudado. É, portanto, de fundamental importância que esse assunto seja abordado, como foi nesse capítulo, antes de dar início à modelagem numérica.

## 4 MODELAGEM NUMÉRICA

Para a avaliação de um escoamento tão complexo quanto o proposto, a análise através de métodos analíticos é inviável. Métodos experimentais podem apresentar bons resultados, entretanto possuem alto custo quando comparados com métodos numéricos e necessitam de espaço e tempo elevados para atingi-los. Portanto, no presente proposto a solução numérica se apresentou como mais viável e todas as etapas do trabalho foram realizadas de forma a atingir uma caracterização mais fiel do fenômeno. Nas seções seguintes são apresentadas em detalhes as etapas que foram realizadas para a execução do trabalho: inicialmente mostra-se como são discretizadas as equações necessárias para a solução do problema, para posteriormente se explicar como foi obtida a geometria digitalizada para a simulação e por fim demonstrar o processo de obtenção da malha computacional utilizada.

### 4.1 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS BASEADO EM ELEMENTOS

O software utilizado para as simulações numéricas, o Ansys CFX 14.5, utiliza o Método dos Volumes Finitos Baseado em Elementos (MVFbE) para a discretização do domínio fluido e solução das equações de conservação. No MVFbE uma malha computacional é gerada a partir do domínio fluido e então é utilizada para gerar volumes finitos. Dessa forma, pode-se calcular a conservação de massa e o balanço de quantidade de movimento nesses volumes finitos.

O processo de discretização das equações será mostrado a seguir de forma simplificada para uma malha bidimensional e foi baseado no demonstrado em Ansys (2013). A Figura 9 mostra uma malha bidimensional. As variáveis do escoamento e propriedades do fluido são calculadas nos nós da malha (vértices do elemento de malha). A área central é o volume de controle, que é construído ao redor de cada nó da malha por meio de linhas que partem da distância média entre dois nós adjacentes ao de interesse.

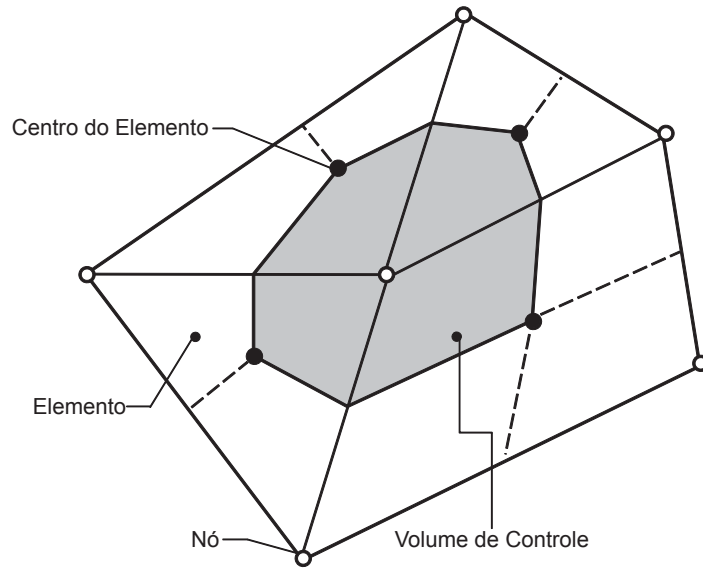


Figura 9 – Malha bidimensional (adaptado de Ansys, 2013)

Considerando as equações da continuidade (40) e de conservação da quantidade de movimento (41) para um sistema de coordenadas cartesianas tem-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_j) = 0 \quad (40)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_j \bar{U}_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (41)$$

Onde  $\mu_{\text{eff}}$  é a viscosidade efetiva, ou seja, o somatório da viscosidade do fluido com a viscosidade turbulenta.

Integrando essas equações em cada volume de controle, utilizando o Teorema da Divergência de Gauss para converter as integrais de volume envolvendo operadores gradiente e divergente em integrais de superfícies e considerando que os volumes de controle não se deformam, obtém-se:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho \bar{U}_j dn_j = 0 \quad (42)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \bar{U}_i dV + \int_S \rho \bar{U}_j \bar{U}_i dn_j = -\int_S p dn_j + \int_S \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_S S_{\bar{U}_i} dV \quad (43)$$

Nas equações (42) e (43) as integrais de volume são termos fonte ou de acumulação enquanto as de superfície representam fluxos de propriedades.



É necessário então discretizar as equações para possibilitar a solução numérica. Apresenta-se na Figura 10 como o elemento de malha é dividido para a integração das equações.

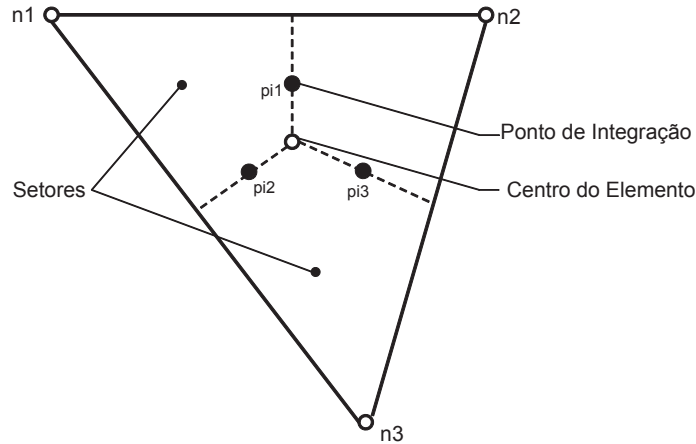


Figura 10 – Elemento de Malha (adaptado de Ansys, 2013)

As integrais de volume são discretizadas dentro de cada setor do elemento, e somadas ao volume de controle a que o setor pertence. Já as integrais de superfície são discretizadas nos pontos de integração (pi). Após a discretização as equações da continuidade e de conservação da quantidade de movimento tornam-se:

$$V \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{pi} \dot{m}_{ip} = 0 \quad (44)$$

$$V \left( \frac{\rho \bar{U}_i - \rho^0 \bar{U}_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{pi} \dot{m}_{ip} (\bar{U}_i)_{pi} = \sum_{pi} (p \Delta n_i)_{pi} + \sum_{pi} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{pi} + \bar{S}_{\bar{U}_i} V \quad (45)$$

Onde:

$$\dot{m}_{ip} = \left( \rho \bar{U}_j \Delta n_j \right)_{pi} \quad (46)$$

Nas equações V representa o volume de controle,  $\Delta t$  é o passo de tempo entre duas iterações,  $\Delta n_j$  é o vetor na direção normal à superfície, o subscrito “pi” indica o ponto de integração considerado e o sobrescrito “0” indica o tempo inicial da iteração.

Os campos de escoamento e as propriedades do fluido são armazenados nos nós. Mas para a avaliação de alguns termos aproximações do campo de escoamento são necessárias nos pontos de integração. Para isso o MBVbE utiliza

funções de forma de elementos finitos, que descrevem a variação de uma variável  $\phi$  dentro do elemento de malha, como pode ser observado na equação (47):

$$\phi = \sum_{i=1}^{N_{nó}} N_i \phi_i \quad (47)$$

Onde  $N_i$  é a função de forma para o nó  $i$  dentro do elemento de malha, como pode ser observado na equação.

O Ansys CFX usa diferentes elementos de malha (hexagonais, tetraédricos, piramidais, etc.), que podem ser combinados para a geração de uma malha não estruturada. Entretanto, no trabalho apresentado a malha gerada foi estruturada, e portanto todos os elementos gerados são hexagonais, como apresentado esquematicamente na Figura 11.

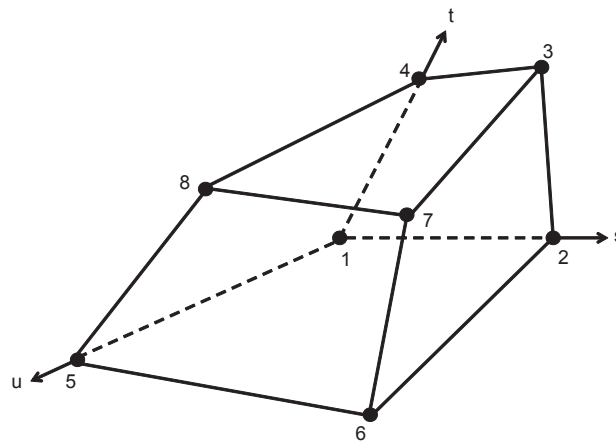


Figura 11 – Elemento hexagonal (adaptado de Ansys, 2013)

As funções de forma são lineares e representadas em coordenadas paramétricas. Para um elemento hexagonal essas funções nos nós são dadas por:

$$\begin{aligned} N_1(s, t, u) &= (1-s)(1-t)(1-u) \\ N_2(s, t, u) &= s(1-t)(1-u) \\ N_3(s, t, u) &= st(1-u) \\ N_4(s, t, u) &= (1-s)t(1-u) \\ N_5(s, t, u) &= (1-s)(1-t)u \\ N_6(s, t, u) &= s(1-t)u \\ N_7(s, t, u) &= stu \\ N_8(s, t, u) &= (1-s)tu \end{aligned} \quad (48)$$

Eventualmente, se faz necessário calcular o gradiente de uma propriedade em algum nó. Por meio do uso do teorema da divergência de Gauss, o Ansys CFX calcula esses termos da seguinte forma:

$$\nabla \phi = \frac{1}{V} \sum_{pi} (\phi \Delta \vec{n})_{pi} \quad (49)$$

Onde  $\Delta \vec{n}$  é o vetor normal à superfície pi.

Os termos advectivos são calculados de forma com que os valores de  $\phi$  nos pontos de integração possa ser aproximado pelos valores nos nós. Esse esquema é apresentado na equação (50).

$$\phi_{pi} = \phi_{up} + \nabla \phi \cdot \beta \cdot \Delta \vec{r} \quad (50)$$

Onde  $\phi_{up}$  é o valor da propriedade no nó anterior ao calculado e  $\vec{r}$  é o vetor do nó anterior até o atual pi.  $\beta$  é calculado utilizando o esquema de alta resolução (*High Resolution Scheme*), que por meio de uma equação não linear determina seu valor para cada nó.

Finalmente, após todos os termos necessários serem discretizados, é obtido um sistema de equações lineares, que pode ser escrito da seguinte forma:

$$\sum_{viz_i} a_i^{viz} \phi_i^{viz} = b_i \quad (51)$$

Sendo que  $\phi$  é a propriedade a ser calculada, “a” é o conjunto de coeficientes angulares e “b” o conjunto de coeficientes lineares, “viz” a indicação para o nó vizinho e “i” é o número de identificação do nó. Um nó pode ter quantos vizinhos seja necessário, de forma com que o método possa ser aplicado tanto a malhas estruturadas quanto a não estruturadas. O conjunto de equações para todos os nós forma o sistema linear a ser resolvido. No caso de grandezas escalares  $a_i^{viz}$ ,  $\phi_i^{viz}$  e  $b_i$  são um único número. Mas para o cálculo das equações de conservação eles são ou uma matriz 4x4 ou um vetor 4x1, e são apresentados nas equações (52), (53) e (54).

$$a_i^{viz} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{viz} \quad (52)$$

$$\phi_i^{viz} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{viz} \quad (53)$$

$$\phi_i^{viz} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{viz} \quad (54)$$

## 4.2 GERAÇÃO DA GEOMETRIA

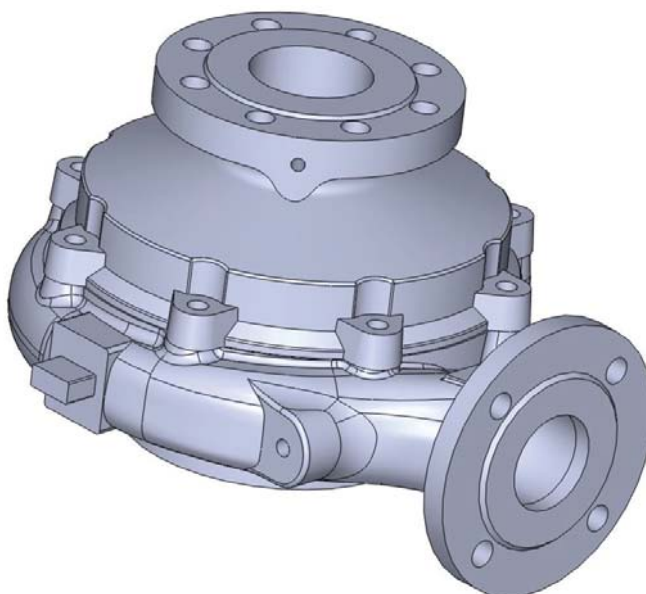
A bomba utilizada para a execução desse trabalho é uma Imbil ITAP 65-330/2 (IMBIL, 2015), que é radial com dois estágios. O primeiro rotor descarrega o escoamento em um difusor aletado. O fluxo, após ser direcionado por um indutor, entra no segundo rotor e então é direcionado para uma voluta. As principais dimensões dos rotores e do difusor são apresentadas na tabela 1.

**Tabela 1 – Dimensões dos Rotores e do Difusor**

Dimensão	Rotor 1	Difusor	Rotor 2
Número de Pás	8	12	8
Diâmetro Interno	80 mm	208,6 mm	76 mm
Diâmetro Externo	204,2 mm	252,8 mm	260 mm
Altura da pá na entrada	21 mm	18 mm	21 mm
Altura da pá na saída	12 mm	18 mm	8 mm
Ângulo da pá na entrada	22,5°	21°	23,5°
Ângulo da pá na saída	36°	10°	35°

O primeiro passo para obtenção do domínio fluido a ser utilizado nas simulações é a geração das geometrias de cada componente da bomba centrífuga. O modelo, desenvolvido através de um programa de CAD, foi obtido a partir de um

serviço de escaneamento a laser realizado por uma empresa especializada. O uso dessa tecnologia garante uma boa precisão para a aproximação da geometria da bomba, uma vez que não se dispõe dos desenhos originais de projeto. O valor médio de desvio tridimensional para todo componente é da faixa de décimos de milímetros, pequenos perto por exemplo das folgas existentes na bomba que estão na casa dos milímetros. É de fundamental importância manter controle sob a geometria da bomba. Foi verificado através da utilização de outro modelo CAD que resultados são alterados substancialmente quando os desvios obtidos na geometria da bomba já se encontram na faixa de alguns milímetros. A Figura 12 apresenta o modelo CAD da bomba completa, obtido através do escaneamento a laser.

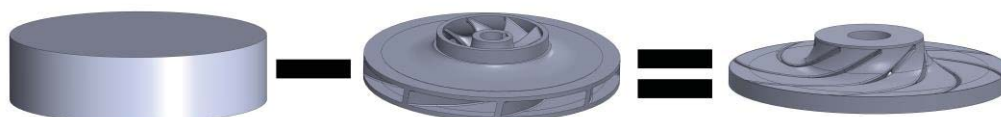


**Figura 12 – Modelo da bomba em CAD obtido a partir de escaneamento da bomba real**

#### 4.3 DOMÍNIO FLUIDO

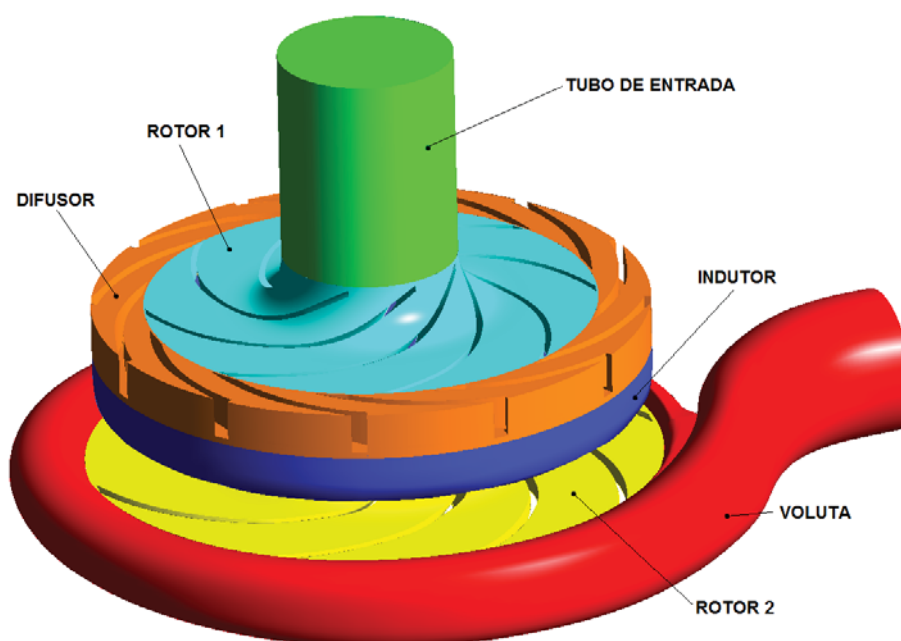
De posse da geometria digitalizada da bomba, inicia-se a modelagem do domínio fluido, que é a parte de interesse para realização da simulação numérica. O domínio fluido é um modelo, também produzido através de CAD, que tem por objetivo demarcar, em um dado componente, as regiões de interesse na solução do escoamento, que incluem apenas aquelas preenchidas por fluido. Como no modelo escaneado da bomba têm-se todas as partes sólidas apenas, é necessário que se realize a modelagem do domínio fluido utilizando um programa de CAD. Para a realização deste trabalho foi utilizado o Solidworks 2012.

O processo básico para obtenção do domínio fluido, tanto do rotor quanto do difusor, consiste em subtrair a geometria das partes de um cilindro maior. Após sucessivos cortes e ajustes no desenho obtido a partir dessas operações obtém-se o domínio fluido. A Figura 13 representa esquematicamente a operação para obtenção do subdomínio de um rotor.



**Figura 13 – Operações para obtenção dos domínios fluidos**

Para esta simulação foi utilizada a metodologia de múltiplos blocos, onde cada parte da bomba é considerada como um subdomínio numérico de forma separada. Sendo assim, o programa Ansys CFX 14.5 considera separadamente cada um destes subdomínios fazendo a transferência de informação entre eles pelas interfaces. Para este trabalho foram estabelecidos seis subdomínios: o tubo de entrada, o primeiro rotor, o difusor, indutor, segundo rotor, a voluta e o tubo de saída. Esses subdomínios estão demonstrados na Figura 14. Nestes blocos os rotores são considerados como subdomínios rotativos, e uma velocidade de rotação será aplicada a eles. Os demais são considerados subdomínios estacionários.

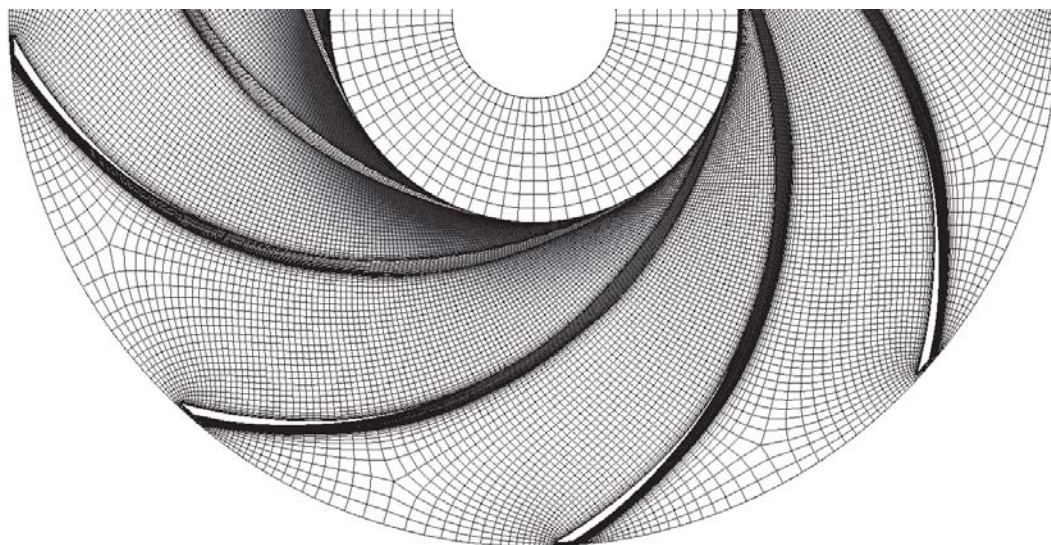


**Figura 14 – Subdomínios simulados**

#### 4.4 GERAÇÃO DA MALHA COMPUTACIONAL

Com a obtenção do domínio fluido, é possível gerar as malhas computacionais que são utilizadas para a simulação. Para esse procedimento, dois softwares são utilizados, dependendo do subdomínio a ser modelado. As malhas dos rotores e do indutor, são confeccionadas no Ansys Turbogrid, que é um programa especializado na geração de malhas de componentes de turbomáquinas e aproveita da geometria dos componentes para gerar automaticamente a malha estruturada dos elementos, respeitando parâmetros estabelecidos para sua criação como, por exemplo, tamanhos máximo ou mínimo de componentes. Para os outros subdomínios, onde devido a sua geometria o uso do Ansys Turbogrid é impossível, utiliza-se o Ansys ICEM-CFD. Esse é o caso das malhas do difusor, do tubo de entrada e da voluta.

No caso das malhas geradas no Ansys Turbogrid, é necessário inserir perfis das pás e curvas que descrevem o cubo e a coroa do equipamento. Selecionando tamanho máximo dos elementos e distância do primeiro elemento em relação à parede, entre outras configurações, o programa decide, usando um algoritmo de geração de malha, qual é a melhor forma de preencher a geometria utilizando apenas elementos tetraédricos (malha estruturada). O Turbogrid permite a obtenção de uma malha de alta qualidade e com nível de refinamento que seria difícil de obter com outro método. Um detalhe da malha do rotor 1, gerada por esse método, pode ser visto na Figura 15.

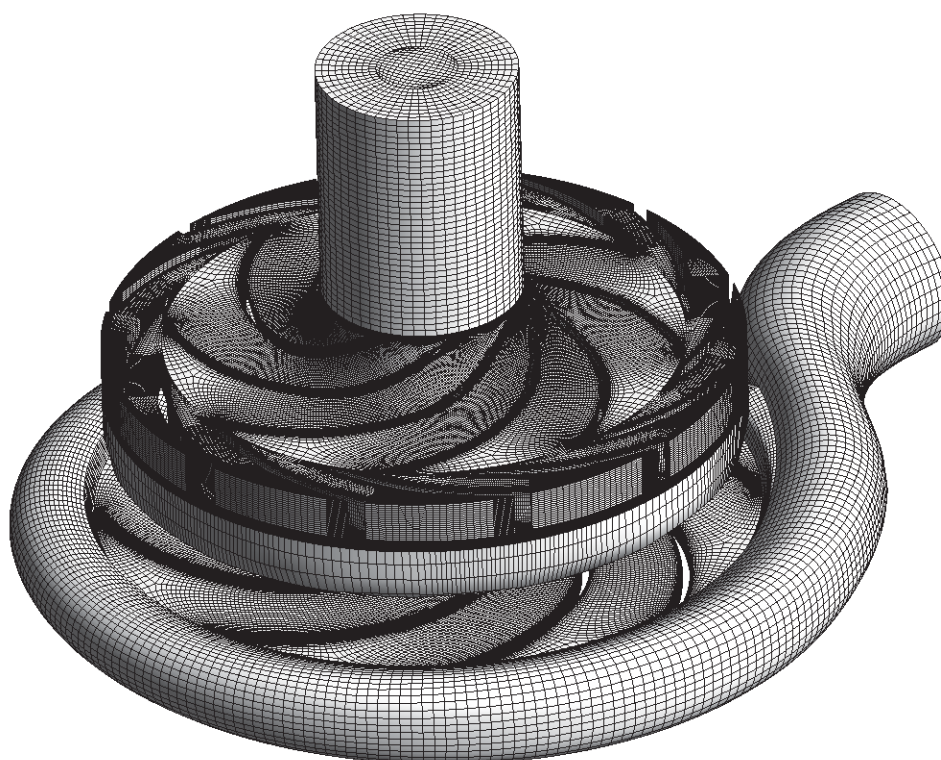


**Figura 15 – Detalhes da malha do primeiro rotor**



Quando se faz necessário o uso do Ansys ICEM-CFD, a decisão de como a geometria será preenchida pelos elementos cabe ao usuário. É, portanto, um processo mais trabalhoso, e mais detalhes aparecem durante a construção da malha. Entretanto, se cuidadosamente trabalhada, a malha confeccionada por esse método pode ter uma qualidade tão boa quanto uma gerada pelo Ansys Turbogrid. Entre os subdomínios modelados por este método é o tubo de entrada. É importante observar que devido ao fato desse tubo de entrada ter a função basicamente de direcionar e ordenar o escoamento e afastar a condição de contorno da entrada do rotor, não foi necessário um alto nível de refinamento dos elementos.

Para ambos os métodos testes foram realizados para garantir que os primeiros nós adjacentes à parede se localizem a uma dada distância desejada da fronteira, o que é necessário para um bom funcionamento do modelo de turbulência. Regiões com maior complexidade na geometria, como ponta das pás, tiveram um refinamento maior nos elementos, para garantir o bom preenchimento da malha na região. O resultado final da criação da malha é exibido na Figura 16.



**Figura 16 – Malha final utilizada nas simulações.**



#### 4.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO E INTERFACES E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS

Para a simulação foram utilizados, como fluidos de trabalho, água e uma mistura de água e glicerina para viscosidades maiores. As propriedades destes fluidos para a água são massa específica  $\rho_{\text{água}} = 997 \text{ kg/m}^3$  e viscosidade dinâmica  $\mu_{\text{água}} = 8,899 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$ . Para a mistura de água glicerina foi assumido que a massa específica é  $\rho_{\text{ag}} = 1260 \text{ kg/m}^3$ . Foram utilizadas diferentes viscosidades dinâmicas para verificar a influência da viscosidade no escoamento. Os valores simulados foram de 60 cP, 350 cP e 720 cP, reproduzindo os utilizados por Amaral (2007). É assumido que a temperatura do escoamento é constante. As propriedades foram obtidas para uma temperatura de ambiente de 25°C e pressão atmosférica de 1 atm.

As condições de contorno e de interfaces assumidas para a ligação dos subdomínios são descritas a seguir:

- Tubo de entrada: na entrada do tubo de entrada é especificada uma pressão de referência de 0 Pa, manométrica. A saída do tubo de entrada é uma região de interface com outro subdomínio, o rotor, esse último um subdomínio rotativo. Como há movimento relativo na interface, utiliza-se um modelo de interface para transferência de informação entre os subdomínios que leve em conta o movimento do rotor. Duas condições de interface podem ser utilizadas:

*Frozen Rotor*: é um modelo onde o sistema de referência do domínio é rotacionado enquanto a malha permanece fixa, com as transformações apropriadas sendo aplicadas às equações de conservação. Esse método produz de forma aproximada uma solução de regime permanente, e tem um custo computacional baixo quando comparado ao *Transient Rotor-Stator*. Erros maiores ocorrem quando o escoamento a ser modelado ainda não atingiu o regime permanente. Além disso perdas que ocorrem em situações reais devido a passagem do fluido de um componente estacionário para um rotativo são negligenciadas (ANSYS, 2009). O *frozen rotor* é utilizado para gerar um campo de escoamento que então serve como condição inicial para as simulações transientes.

*Transient Rotor-Stator*: é um modelo que leva em conta todas as interações transientes que ocorrem na interface entre os domínios rotativo e estacionário. As malhas são rotacionadas, e esse movimento relativo entre os componentes é considerado no cálculo da transmissão de informação entre os dois lados da

interface. A grande desvantagem desse tipo de conexão é o maior uso de recursos computacionais. (ANSYS, 2009). É o modelo utilizado para gerar os resultados apresentados.

O perfil de velocidades assumido na entrada é uniforme. Para o caso de *shutoff* (vazão de entrada nula) a entrada do tubo é considerada uma parede sólida.

- Rotores 1 e 2: as entradas e saídas dos rotores são interfaces rotativas utilizam a condição de *transient rotor-stator*.

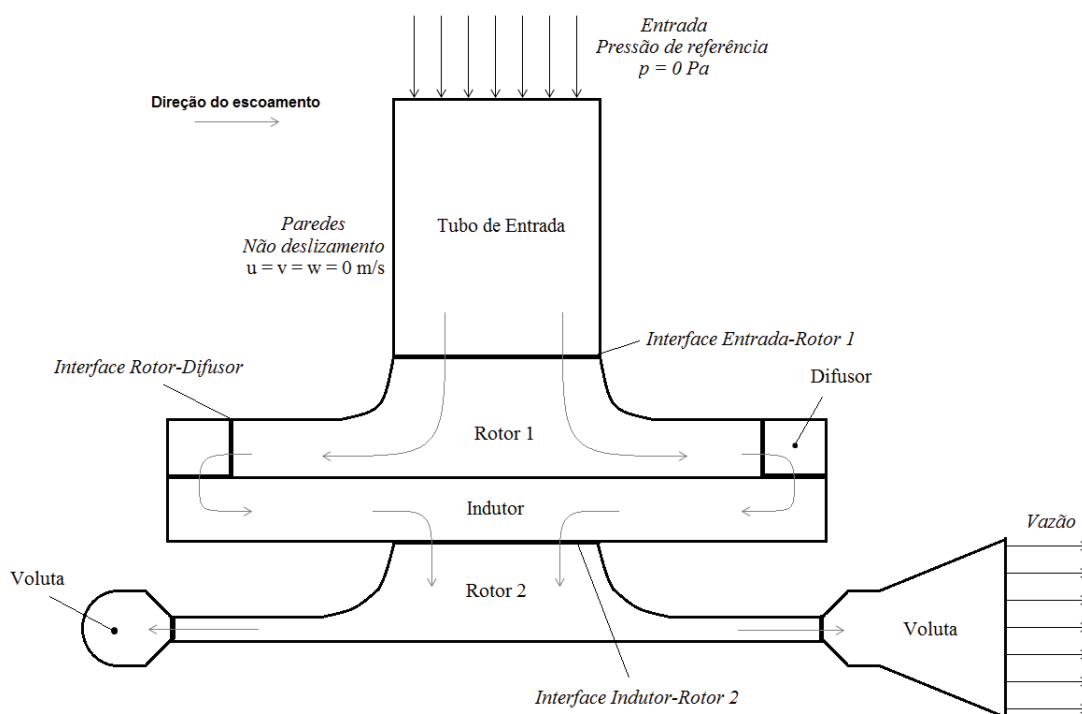
- Difusor: na entrada é utilizada a condição de *transient rotor-stator*. Na saída, por se tratar de uma interface entre dois domínios estacionários (difusor e indutor), assume-se uma interface estacionária com modelo de conexão de malhas não coincidentes.

- Indutor: Na entrada a conexão ocorre entre dois componentes estacionários, portanto assume-se uma interface estacionária com modelo de conexão de malhas não coincidentes. Na saída ocorre uma interface com o segundo rotor, que é rotativo, então se utiliza a condição *transient rotor-stator*.

- Voluta: na conexão de entrada com o rotor 2 é utilizado o *transient rotor-stator*. Na saída é assumida a vazão mássica do fluido. No caso de *shutoff* a saída é considerada como uma parede sólida.

- Em todo o domínio: nas paredes sólidas é utilizada a condição de não-deslizamento e impermeabilidade.

A Figura 17 mostra esquematicamente as condições de contorno assumidas.



**Figura 17 – Condições de contorno aplicadas ao modelo**

## 4.6 TESTES DE MALHA

Os testes de malha são realizados durante a etapa de modelagem numérica com o objetivo de se obter um modelo que apresente o melhor resultado com o menor custo computacional possível. Esses levam à escolha de parâmetros importantes para a simulação numérica, como número de elementos da malha, tempo do passo de tempo para a simulação em regime transiente, e número de voltas necessárias para o sistema atingir o regime permanente e então ser possível a análise do resultado obtido. Nas seções seguintes serão apresentados os resultados obtidos para os testes de malha executados.

### 4.6.1 Teste de Independência de Malha

O objetivo do teste de independência de malha é verificar se os resultados obtidos não são afetados pelo número de elementos da malha selecionada. Deve ser levado em consideração na seleção o custo computacional da simulação, visto que um alto número de elementos pode levar a um tempo alto para obtenção dos resultados. Outro fator que influencia no número final de elementos da malha é o

refinamento necessário para utilização do modelo de turbulência escolhido. Para o caso do  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão é necessário que o primeiro elemento da malha encontre-se em uma distância tal da parede que a condição de contorno de não deslizamento seja bem representada. Portanto, para garantir que todos os parâmetros necessários para a correta caracterização do modelo seriam respeitados, diversas malhas foram testadas e os resultados obtidos para o ganho de pressão da bomba foram comparados. Esses resultados são apresentados na tabela 2.

**Tabela 2 - Comparação do valor médio de pressão para os passos de tempo testados**

Malha Testada	1	2	3	4	5
Número de Elementos	1888080	1333344	784320	616336	<b>558240</b>
$y^+$ crítico	489	432	412	401	<b>392</b>
Média $\Delta P$ (Pa)	101256	101208	101397	101299	<b>101300</b>
Diferença (%)	---	-0,05	0,14	0,04	<b>0,04</b>

Pode-se observar que não há variação significativa para o ganho de pressão em todas as malhas testadas, portanto a malha selecionada foi a de número 5, que contém aproximadamente 560 mil elementos, cerca de um terço do número de elementos da malha mais refinada testada. Se a malha fosse mais grosseira que isso não seria possível reproduzir o modelo de turbulência de maneira correta.

É importante também ressaltar que foi necessário garantir que o parâmetro  $y^+$  fosse respeitado para todas as malhas. Segundo Ansys (2013), os modelos de turbulência baseados em equações de dissipação, como é o caso do  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão, ignoram a subcamada viscosa e assumem o maior valor entre 11,06 e o  $y^+$  calculado para cada nó. Portanto nós muito próximos à parede tem seu cálculo modificado para garantir a validade da Lei Log. Dessa forma é recomendável que o parâmetro fique limitado à 500 nos casos críticos (de maior vazão), para evitar que o limite superior da Lei Log seja rompido. Foi apresentada então, na tabela 2, a média do  $y^+$  na situação crítica de cada malha, garantindo que nenhum deles apresentasse o valor fora da subcamada da Lei Log. Os casos que utilizam glicerina foram simulados como laminares, entretanto a malha selecionada foi mantida.

#### 4.6.2 Teste de Passo de Tempo

Neste teste verifica-se qual o maior passo de tempo que pode ser utilizado com a obtenção de um resultado ainda confiável se comparado a passos de tempo mais refinados. Esse tem impacto muito grande no tempo computacional, uma vez que o tempo de simulação de um problema transiente aumenta na mesma proporção em que se diminui o passo de tempo, para um dado tempo físico total de simulação (ou número de voltas totais da bomba).

Apesar de ser implementado como um passo de tempo, em termos práticos esse passo é traduzido em uma quantidade em graus que o rotor é rotacionado a cada passo de tempo. É interessante notar que dependendo do valor escolhido há um número de passos de tempo dados até que um canal seja completamente coberto. Esse valor é chamado de número de passagens e foi o parâmetro escolhido para a realização dos testes. Dependendo da velocidade de rotação, se obtém um tempo total de simulação. Os números de passagem testados foram: 32, 16, 12, 8 e 4. A Figura 18 mostra a variação do incremento de pressão fornecido pelo estágio com a posição do rotor em graus a partir de uma posição inicial.

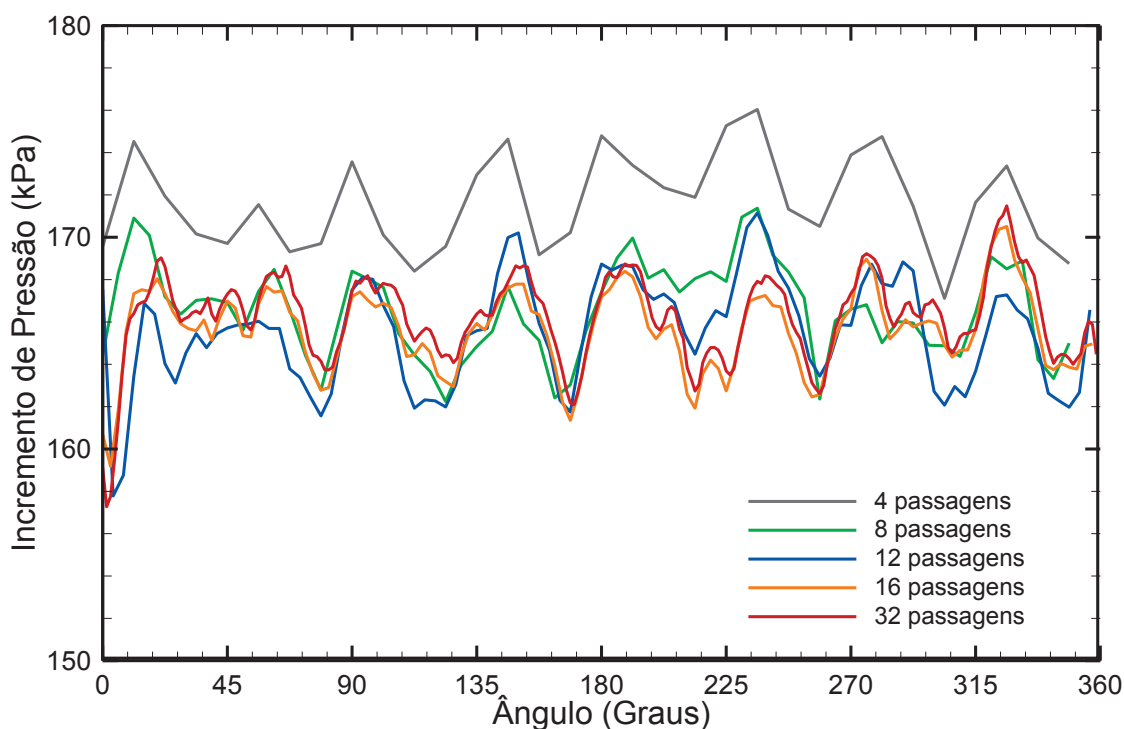


Figura 18 – Comparação do incremento de pressão para diversos passos de tempo

Verifica-se que a partir de 5,63° (8 passagens) não há mais variação significativa nos valores obtidos para pressão, justificando então sua escolha como valor a se rotacionar o rotor a cada passo de tempo. O valor deste passo de tempo depende da velocidade de rotação e é calculado com base nesse valor de variação angular.

Para corroborar o resultado obtido pelo gráfico mostra-se na Tabela 3 a comparação entre valores médios de pressão para cada passo de tempo escolhido e a diferença percentual obtida com relação ao menor valor de passo testado (1,41°).

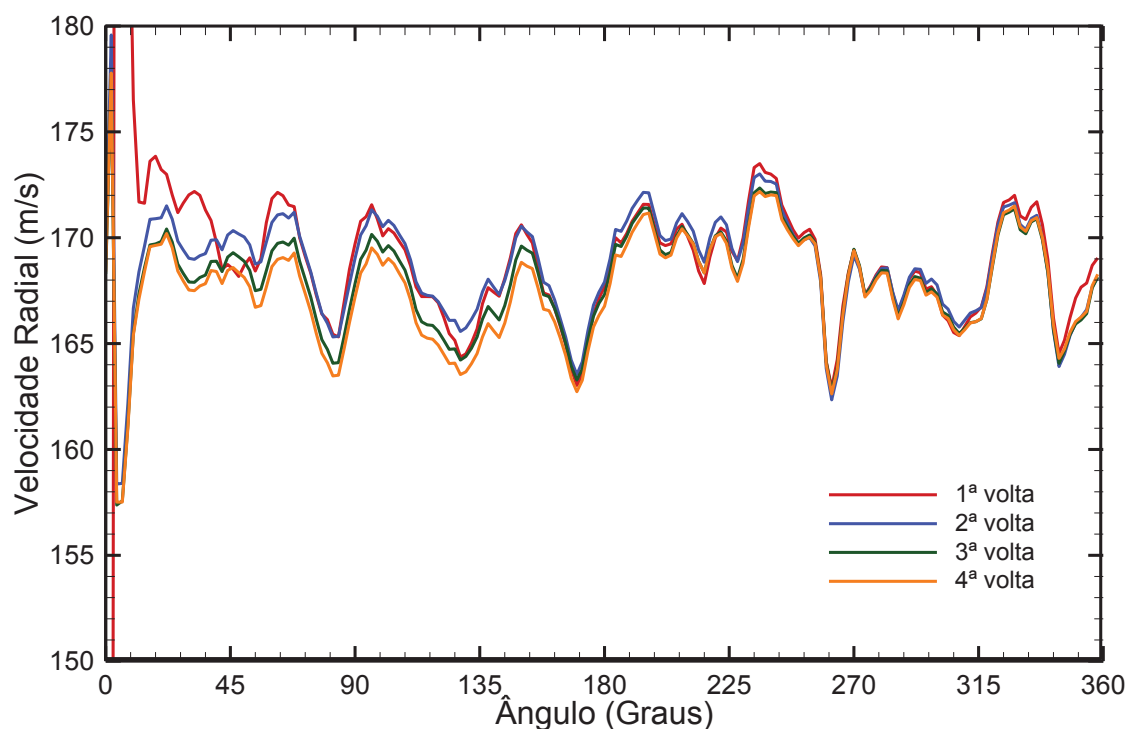
**Tabela 3 - Comparação do valor médio de pressão para os passos de tempo testados**

Número de Passagens	4	<b>8</b>	12	16	32
Ângulo de Rotação (°)	11,25	<b>5,63</b>	3,75	2,81	1,41
Média $\Delta P$ (Pa)	171490	<b>166771</b>	165946	166067	166739
Diferença (%)	2,85	<b>-0,02</b>	-0,45	-0,40	---

#### 4.6.3 Teste de Número de Voltas

O teste de número de voltas tem como objetivo determinar quantas rotações do rotor são necessárias para se atingir o regime de funcionamento da bomba, sem interferência da condição inicial. Para a realização do teste foram simuladas sete revoluções completas do rotor, e em seguida foram comparados os resultados médios de pressão para cada volta com relação à volta anterior, buscando então uma mínima variação que não justificasse mais a continuação da simulação.

Os resultados do teste são exibidos na Figura 19, que representa a variação de pressão com o ângulo de rotação do rotor em relação à sua posição inicial. Pode-se verificar que a partir da terceira volta praticamente não há variação no perfil de pressão obtido, significando que o regime permanente foi alcançado. Sendo assim pode ser determinado que 3 voltas são suficientes para a caracterização do escoamento.



**Figura 19 – Variação do incremento de pressão com a posição angular do rotor na simulação transiente**

A Tabela 4 mostra a média de pressão das voltas comparando a diferença percentual entre elas. Pode-se verificar uma variação percentual muito pequena entre a segunda e a terceira voltas, justificando então a escolha de 3 voltas como suficientes para obtenção do regime permanente.

**Tabela 4 - Comparação de pressão entre as voltas**

Número da volta	Média de Incremento de Pressão (Pa)	Diferença em relação à última volta (%)
1	169406	1,06
2	168647	0,61
<b>3</b>	<b>167941</b>	<b>0,19</b>
4	167616	---

## 5 RESULTADOS

Nessa seção são apresentados os resultados obtidos das simulações numéricas realizadas. Este capítulo é dividido em duas subseções: na primeira parte são apresentados os resultados das simulações do escoamento envolvendo água e na segunda parte os resultados obtidos para o escoamento de um fluido viscosificado (água+glicerina).

### 5.1 SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO COM ÁGUA

#### 5.1.1 Validação do Modelo Numérico

Os resultados obtidos numericamente foram comparados com os dados experimentais obtidos por Amaral (2007). O autor também utilizou a Imbil ITAP 65-330/2 e avaliou o ganho de pressão proporcionado pela bomba. Também foi medido o torque no eixo do motor que movimentava a bomba, dado utilizado para calcular a eficiência do sistema.

A Figura 20 mostra como as alturas de elevação numérica e experimental variam para quatro velocidades de rotação dos rotores utilizadas para obtenção dos dados experimentais (1150 rpm, 1000 rpm, 806 rpm e 612 rpm) e com uma vazão normalizada. O parâmetro utilizado para a normalização foi a vazão de projeto da bomba ( $Q_{des}$ ), extraído do catálogo da bomba e que tem valor de 36,5 m<sup>3</sup>/h. A eficiência numérica ( $\eta$ ) é calculada conforme a equação (55):

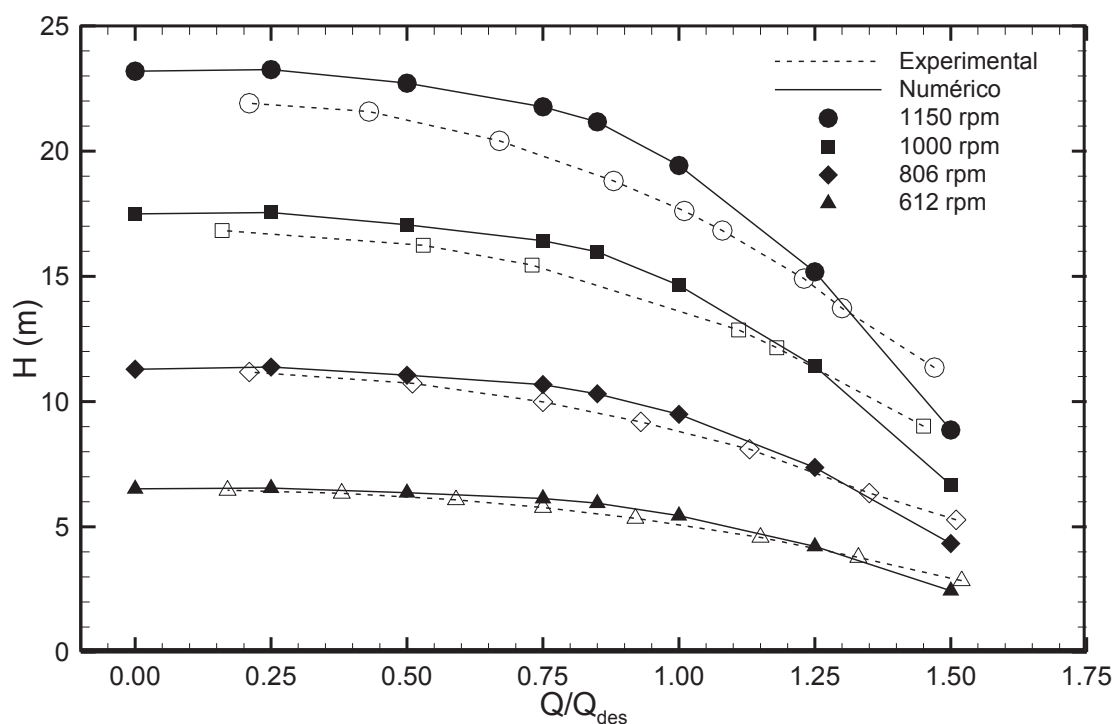
$$\eta = 100 \frac{\Delta P \cdot Q}{N \cdot T} \quad (55)$$

onde,  $\Delta P$  é o ganho de pressão dos dois estágios,  $Q$  é a vazão,  $N$  a velocidade de rotação e  $T$  o torque produzido pelas pás dos rotores.

Pode-se observar que ambos os conjuntos de dados se comportam de maneira similar. Os maiores desvios do numérico em relação ao experimental ocorrem para vazões mais elevadas (25% ou mais acima do ponto de projeto da bomba), quando as alturas de elevações numéricas se tornam menores do que as experimentais. Para vazões menores que 1,25 $Q_{des}$  o modelo numérico superestima



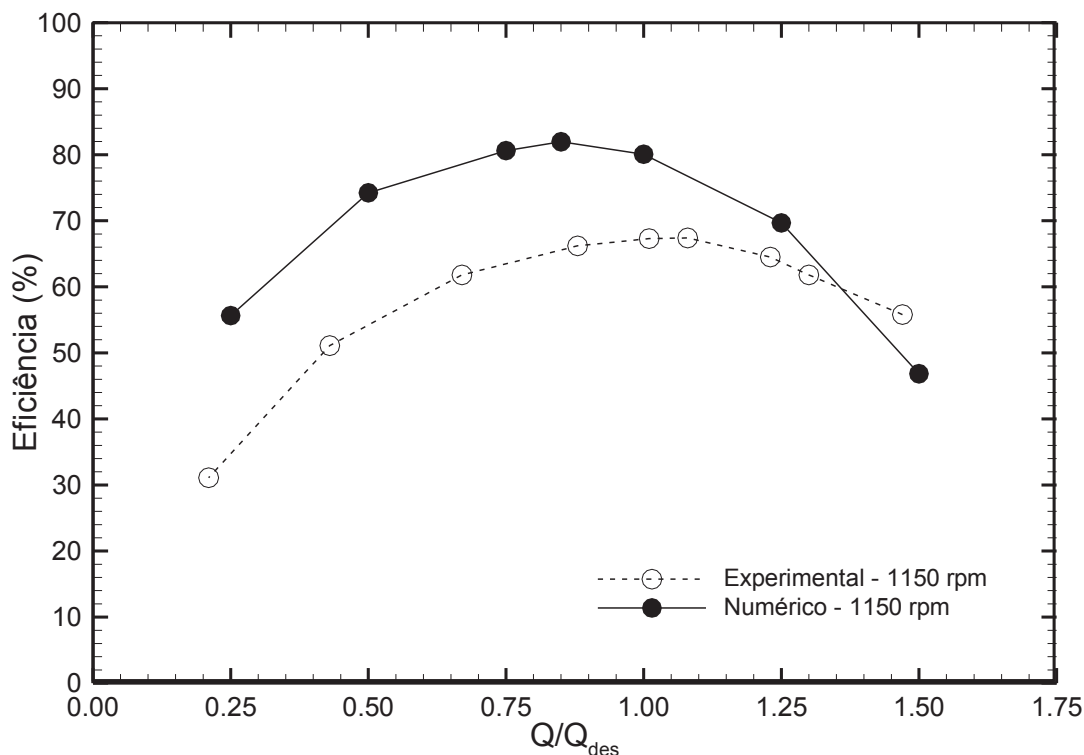
os dados experimentais. Apesar das discrepâncias, o desvio médio de todos os pontos fica na faixa de 6,8%.



**Figura 20 – Variação da altura de elevação com a vazão normalizada para quatro velocidades de rotação do rotor**

A Figura 21 mostra uma comparação entre as eficiências numéricas e experimentais para uma rotação de 1150 rpm.

É esperado que a eficiência obtida de forma numérica seja maior que a experimental, visto que efeitos como atrito de disco, perdas volumétricas e mecânicas do modelo real são negligenciados nas simulações. Portanto comparações quantitativas entre os valores de eficiência obtidos de forma numérica e experimental não podem ser realizadas. Entretanto uma avaliação das vazões nas quais o BEP se apresenta para os conjuntos de dados pode ser feita. Percebe-se que a tendência das curvas é parecida, o que é mais um indicativo que o modelo numérico está bem ajustado com o experimento. Porém, o BEP numérico apresenta um deslocamento em relação ao catálogo do fabricante, localizado em um valor próximo a 85% da vazão de projeto. Isso pode ocorrer caso os dados do catálogo sejam apresentados com pouca precisão, possibilidade mais provável, ou caso o experimento que gerou os dados não esteja bem ajustado.



**Figura 21 – Variação das eficiências numérica e experimental com a vazão normalizada para 1150 rpm**

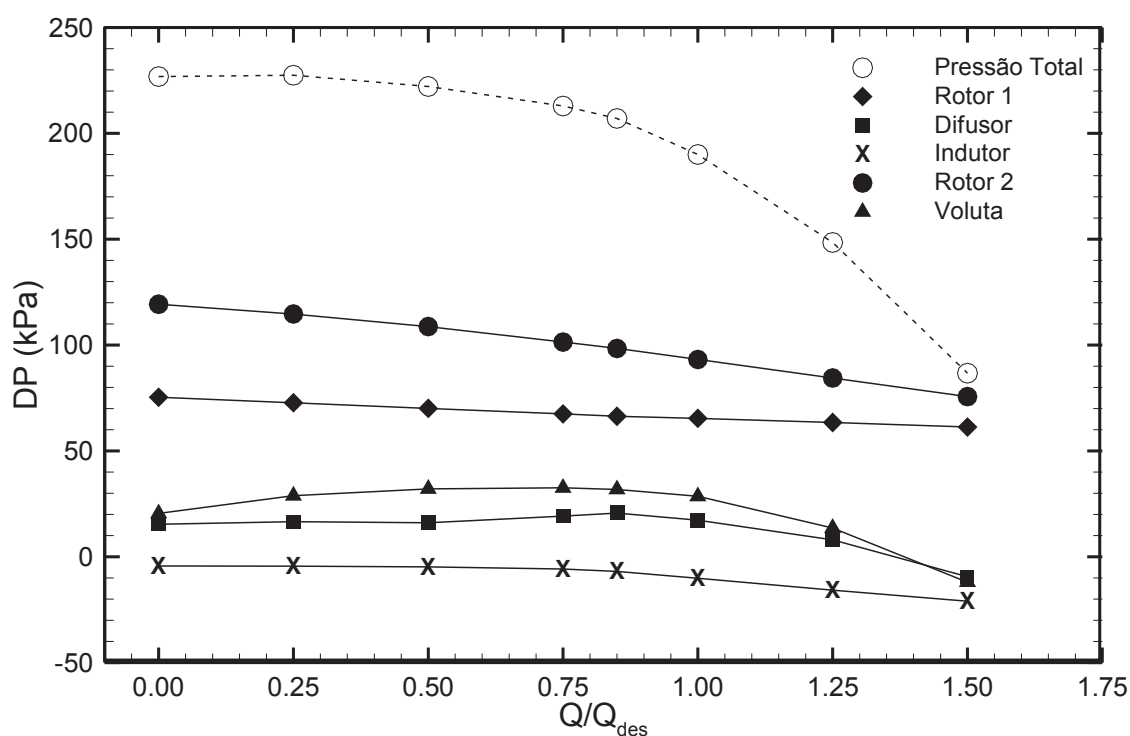
### 5.1.2 Avaliação do Escoamento

Para uma correta caracterização do desempenho da bomba é necessário inicialmente avaliar a contribuição de cada componente para a altura de elevação produzida.

A Figura 22 mostra a variação da pressão adicionada ao fluido em cada componente com a vazão normalizada, em uma situação com velocidade de rotação dos rotores de 1150 rpm. Uma comparação com dados experimentais não é realizada, pois é difícil precisar onde foram feitas as tomadas de pressão no experimento e reproduzi-las no modelo numérico. Pode ser verificado que os principais componentes que adicionam pressão ao fluido são os dois rotores, sendo que o segundo, por possuir um diâmetro maior, é o responsável pelo maior incremento de pressão. As curvas dos rotores tem uma característica linear, sendo que o segundo rotor apresenta uma queda mais acentuada do diferencial de pressão entregue pelo componente com o aumento da vazão. Os demais componentes da bomba (difusor, indutor e voluta) apresentam um comportamento mais estável para vazões menores que a de projeto e a partir de então as pressões fornecida por eles

diminui rapidamente com o incremento da vazão. Esse fenômeno contribui para a acentuada queda da altura de elevação em relação à vazão fornecida pela bomba que é verificada a partir de  $0,75Q_{des}$ .

Apesar de o indutor operar como elemento de perda de carga para toda a faixa operacional da bomba, o componente apresenta um papel fundamental para evitar perdas adicionais, orientando o escoamento para que o ângulo de entrada seja correto para o segundo rotor. Sem isso a altura de elevação e eficiência do segundo rotor poderia cair de forma considerável.

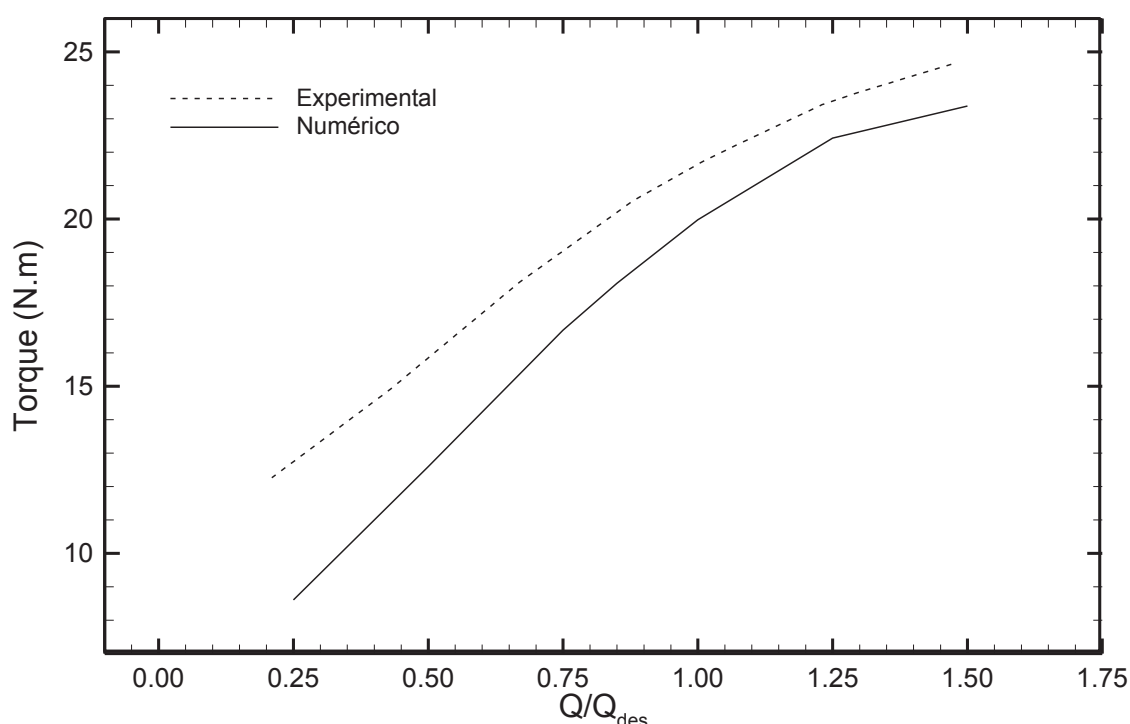


**Figura 22 – Variação da pressão fornecida por cada componente com vazão normalizada para 1150 rpm**

Outro fator interessante a ser observado é que essa queda acentuada na altura de elevação a partir de  $0,75Q_{des}$  é parcialmente responsável pela diminuição da eficiência numérica que faz com que ela seja menor do que a experimental para vazões elevadas. O outro fator a ser levado em conta é apresentado na Figura 23, que apresenta a variação do torque experimental medido por Amaral (2007) e do torque produzido pelas pás dos rotores obtido numericamente com a vazão normalizada para uma velocidade de rotação de 1150 rpm.

O torque numérico é sempre menor do que o experimental, devido as perdas negligenciadas. Porém, o numérico cresce de forma mais rápida, indicando que os

efeitos hidráulicos se tornam mais relevantes em vazões altas do que as perdas mecânicas. A combinação da rápida elevação do torque numérico com uma queda mais abrupta da altura de elevação, faz com que a eficiência numérica diminua de forma muito mais significativa do que a experimental, fazendo com que a altas vazões a eficiência numérica se torne menor do que as obtidas por experimento. Esses efeitos também contribuem para que a vazão de máxima eficiência do conjunto de dados numéricos seja menor do que a demonstrada no catálogo do fabricante.

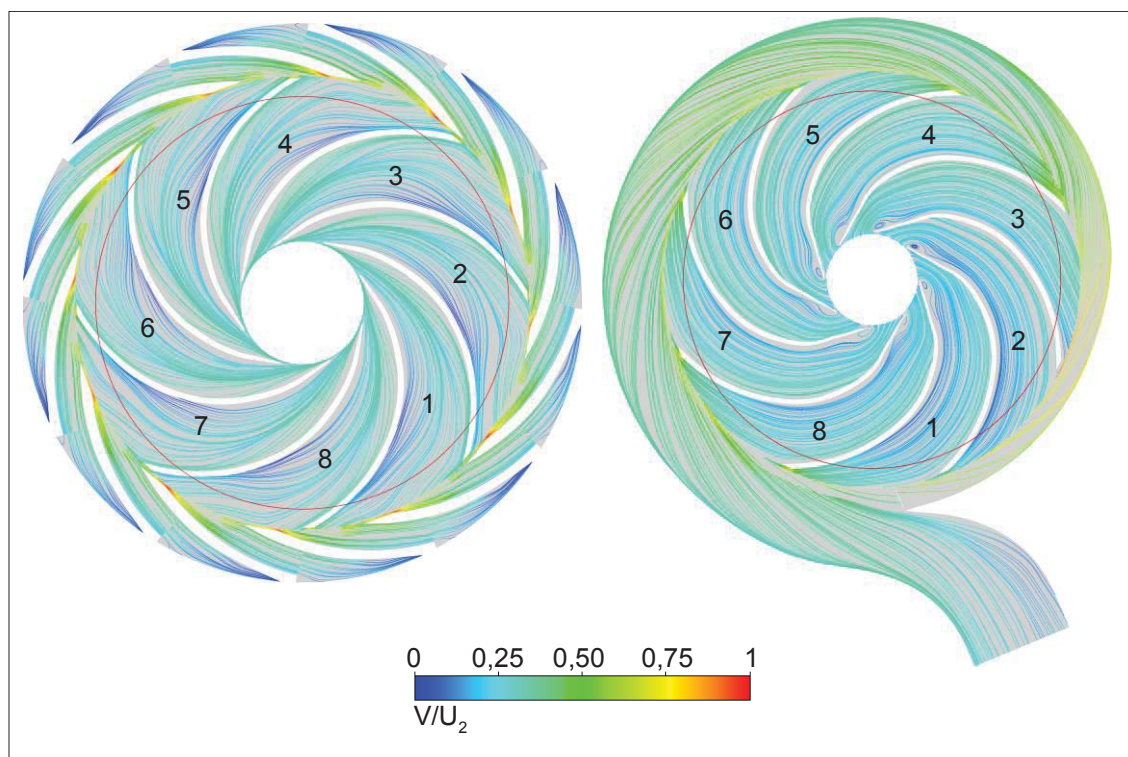


**Figura 23 – Variação dos torques obtidos de forma experimental e numérica com a vazão normalizada para 1150 rpm**

A Figura 24 mostra as linhas de corrente para o primeiro rotor e o difusor e o segundo rotor e a voluta para uma vazão de  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm. Tanto essa quanto as análises seguintes foram extraídas em um plano médio entre o cubo e a coroa dos rotores. As velocidades estão normalizadas com a velocidade tangencial na saída do rotor 1 ( $U_1=10,69$  m/s) para o primeiro rotor e na saída do rotor 2 ( $U_2=13,61$  m/s) para o segundo rotor. Pode-se observar que nesse caso de vazão próxima ao BEP, o escoamento é bem orientado com as pás, e poucas recirculações são observadas. Uma orientação perfeita não é atingida com essa vazão porque não necessariamente a vazão de máxima eficiência de todos os componentes é a

mesma da dos rotores, visto que as diferentes partes da bomba apresentam características de perdas distintas com a variação da vazão. Portanto, vazões mais altas e que causam deterioração na eficiência devido ao alto atrito são necessárias nesse caso para que o escoamento fique totalmente orientado com as pás.

Os números nos canais dos rotores apresentados na Figura 24 e as linhas vermelhas apresentadas servem como referência para os perfis de velocidade apresentados a seguir. A linha vermelha indica um raio de 90% do raio do rotor localizado no mesmo plano de onde foram extraídas as linhas de corrente (50% da altura do canal).



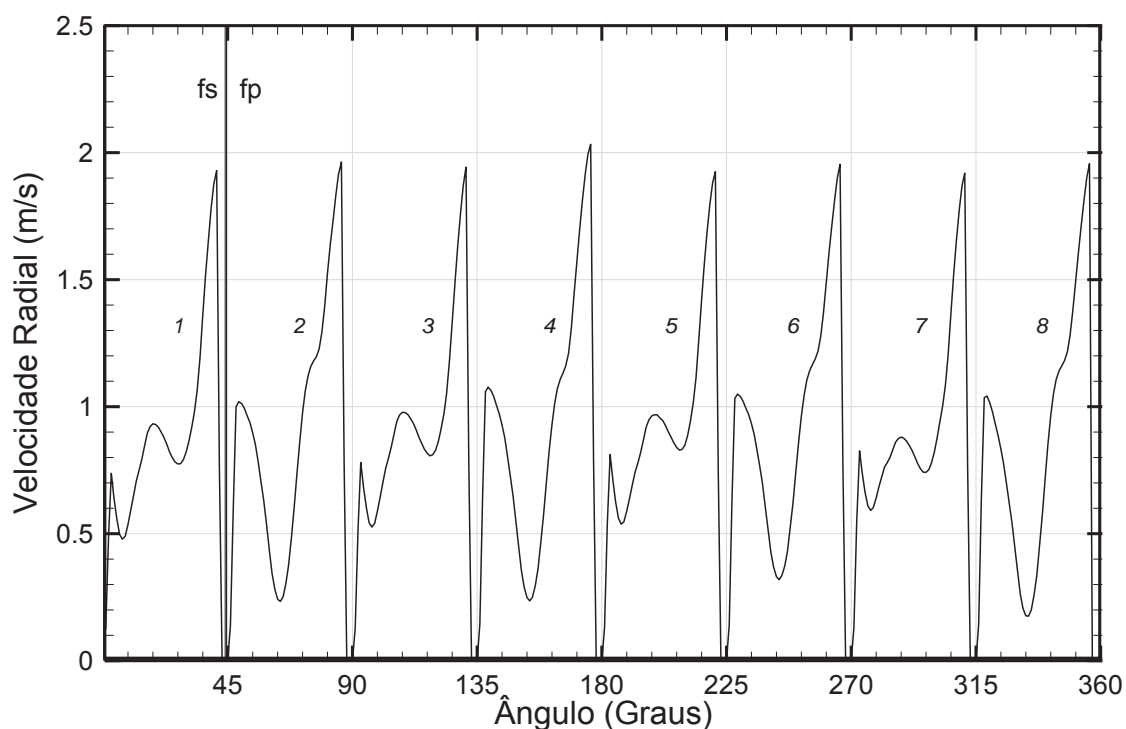
**Figura 24 – Variação da pressão fornecida por cada componente com vazão normalizada para 1150 rpm**

No primeiro rotor algumas regiões onde as linhas de corrente apresentam leves desvios em relação à direção das pás, indicando que o escoamento ocorre levemente fora do ponto de máxima eficiência para o componente. Nota-se também que o escoamento apresenta uma velocidade maior próximo à face de sucção do que na região da face da pressão, o que é causado por um menor diferencial de pressão no local, o que pode contribuir para o aparecimento de recirculações nessa região com a diminuição da vazão. O escoamento no difusor é bem orientado,

indicando que não ocorrem perdas significativas por recirculações nesse componente para esta situação.

No segundo rotor, verifica-se que o escoamento é bem orientado com os canais. Também se observa o mesmo comportamento do rotor 1, com velocidades maiores na face de sucção do que na face de pressão. Um novo padrão, porém, pode ser observado nesse componente: recirculações aparecem na entrada, provavelmente devido à mudança brusca de direção que o fluido sofre na saída do indutor. Na voluta o escoamento é bem orientado, sem o aparecimento de recirculações.

A Figura 25 mostra a variação da velocidade radial ao longo de uma linha posicionada em um raio de 90% do raio do rotor 1, vazão de  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm. Na imagem, FP e FS indicam a face de pressão e de sucção das pás do rotor, respectivamente, e os números indicam de qual canal da Figura 24 o perfil foi retirado.

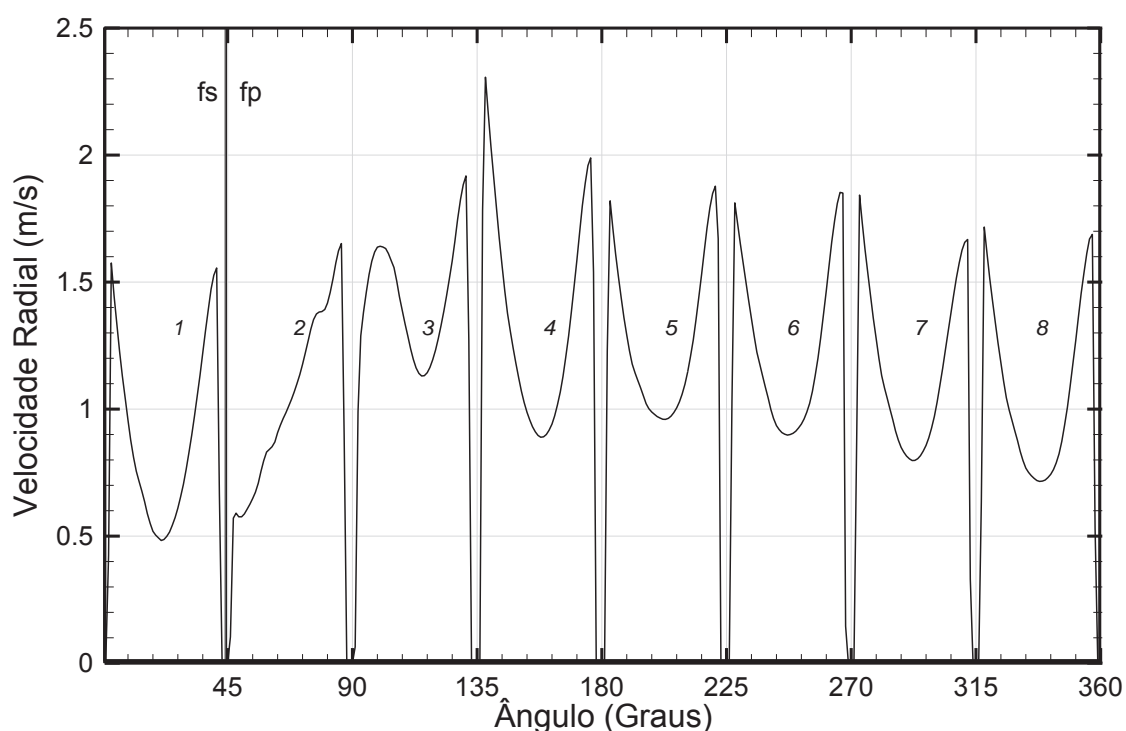


**Figura 25 – Variação da velocidade radial posicionada em uma linha  $r/r_0=0,9$  no primeiro rotor com vazão  $0,85Q_{des}$**

Pode-se observar que em todos os pontos a velocidade é positiva, indicando que não existem locais de recirculação onde o escoamento ocorre em uma direção contrária a de saída do rotor. Além disso, uma boa periodicidade é vista, com picos

próximos à 1,9 m/s para o perfil em todos os canais. Pode-se ver uma alternância do perfil entre os canais; nos canais 1, 3, 5 e 7 três picos de velocidade são observados, enquanto nos canais 2, 4, 6 e 8 apenas dois aparecem. Essa alternância entre perfis de velocidade se deve à razão 2:3 que existe entre o número de canais do rotor (8) e o número de canais do difusor aletado (12), conforme observado em trabalhos anteriores como Feng *et al.* (2008). Isso indica que existe uma influência do posicionamento dos canais do difusor no escoamento dentro do rotor. Observa-se também que a velocidade, apesar de apresentar variações, tende a ser maior na face de sucção e menor na face de pressão.

A Figura 26 mostra o perfil de velocidade radial variando em uma linha a 90% do raio do rotor 2, também para vazão de  $0,85Q_{des}$  e 1000 rpm.



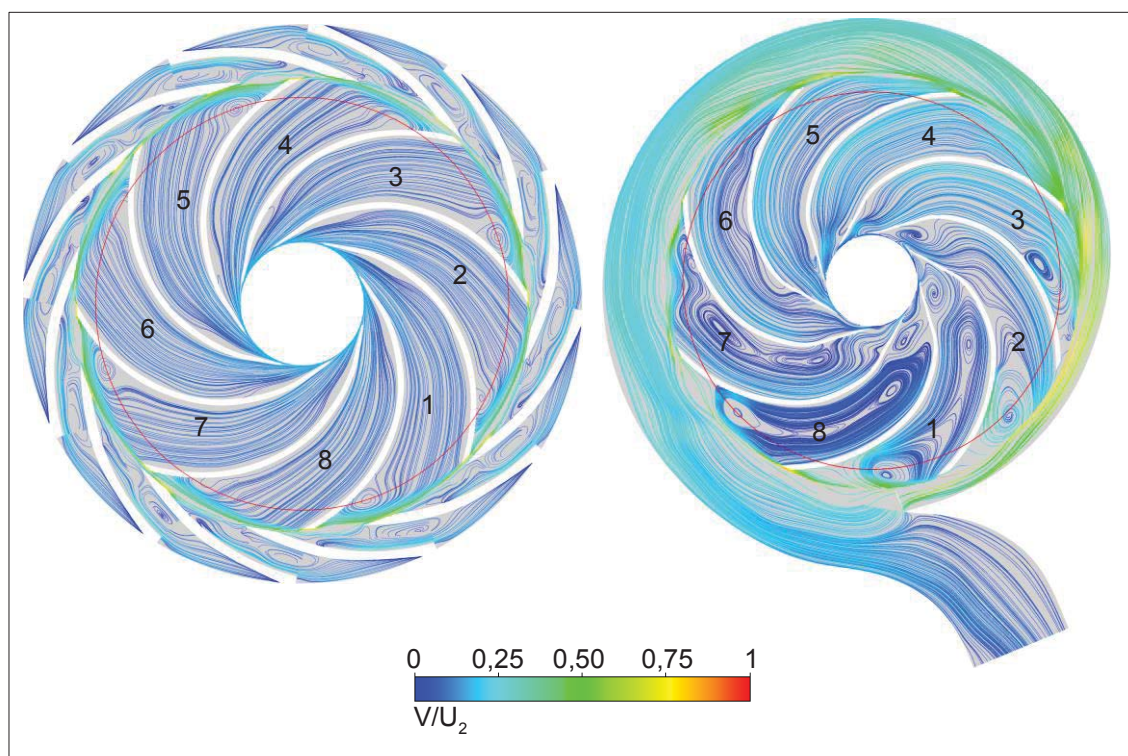
**Figura 26 – Variação da velocidade radial posicionada em uma linha  $r/r_0=0,9$  no segundo rotor com vazão  $0,85Q_{des}$**

Como a voluta, o componente que interage com o segundo rotor recebendo o seu fluxo, não apresenta uma periodicidade (como acontece com o difusor), não se verifica o mesmo padrão de comportamento do primeiro rotor. Enquanto nos canais 4, 5, 6, 7, 8 e 1 os perfis de velocidade apresentam um formato parecido, o valor de pico diminui. Essa diminuição acompanha o aumento da área de seção transversal da voluta e a consequente desaceleração do escoamento no



componente. Esse efeito faz com que o escoamento na saída do rotor encontre a cada canal uma velocidade menor; com isso a velocidade na saída do canal também diminui, devido a interação do escoamento na interface entre os componentes, até que eventualmente ela seja pequena o suficiente para que a inércia do escoamento nos canais do rotor diminua ao ponto de ser sobrepujada por outros efeitos (como força de Coriolis), podendo causar recirculações observadas a partir do canal (principalmente para vazões mais baixas) ou modificações nos perfis de velocidade, como acontece no caso de canais que se encontram próximos a regiões com grande variação geométrica (como a da língua da voluta), onde o formato do perfil é bastante diferente. Esse fenômeno pode ser observado principalmente nos canais 2 e 3. Apesar de não haver a mesma simetria do caso do primeiro rotor, ainda não são observados pontos com velocidade radial negativa, o que indica a não existência de recirculações.

A Figura 27 apresenta linhas de corrente para os primeiro e segundo rotores para um caso de vazão de  $0,25Q_{des}$  e 1000 rpm.



**Figura 27 – Variação da pressão fornecida por cada componente com vazão normalizada para 1150 rpm**

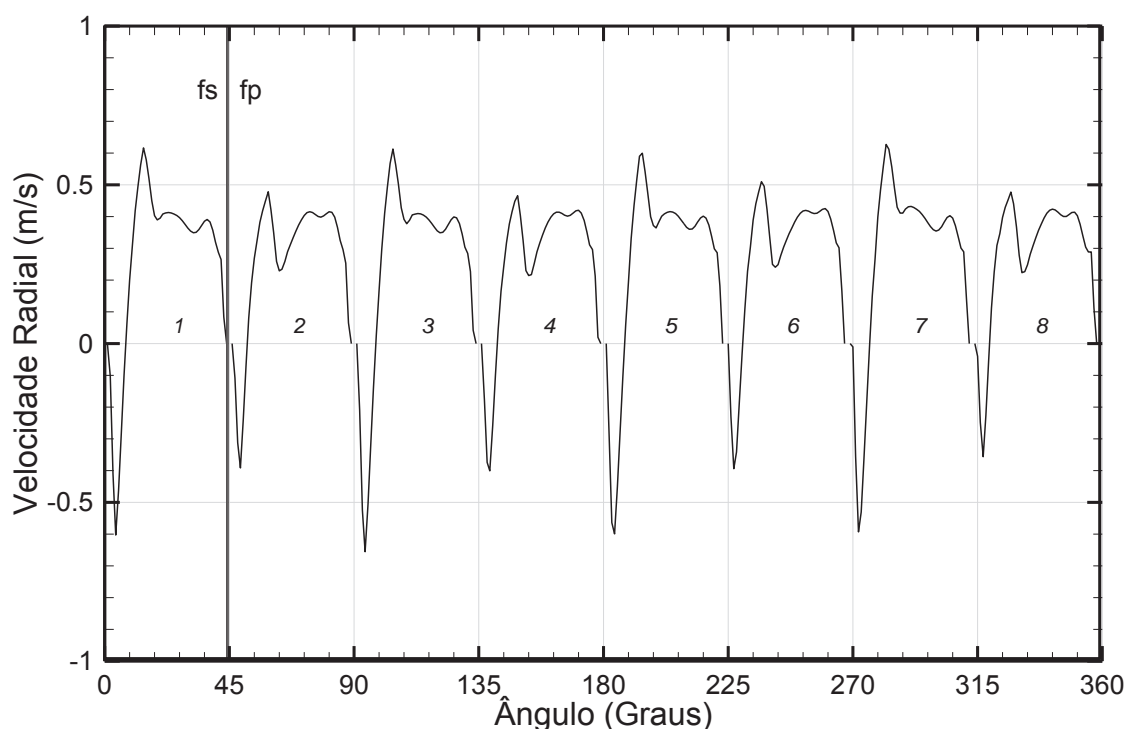
Para vazão parcial, recirculações são observadas em ambos os rotores. No primeiro rotor elas estão localizadas na saída do rotor, próximas a face de pressão



das pás. Elas apresentam formato e localização próximos para todos os canais. Todos os canais do difusor também apresentam recirculações, principalmente na região próxima à entrada.

No caso do segundo rotor as recirculações não apresentam um padrão, devido à falta de simetria da voluta. Elas se distribuem por toda a extensão dos canais 7, 8, 1 e 2, com destaque para os canais onde acontece maior variação da geometria da voluta (8 e 1). Neles, grandes recirculações aparecem já na entrada do rotor, e em alguns casos tem tamanho suficiente para ocupar toda a largura do canal.

A Figura 28 mostra o perfil de velocidade radial variando em uma linha a 90% do raio do rotor 1, para o caso de  $0,25Q_{des}$  e 1000 rpm.

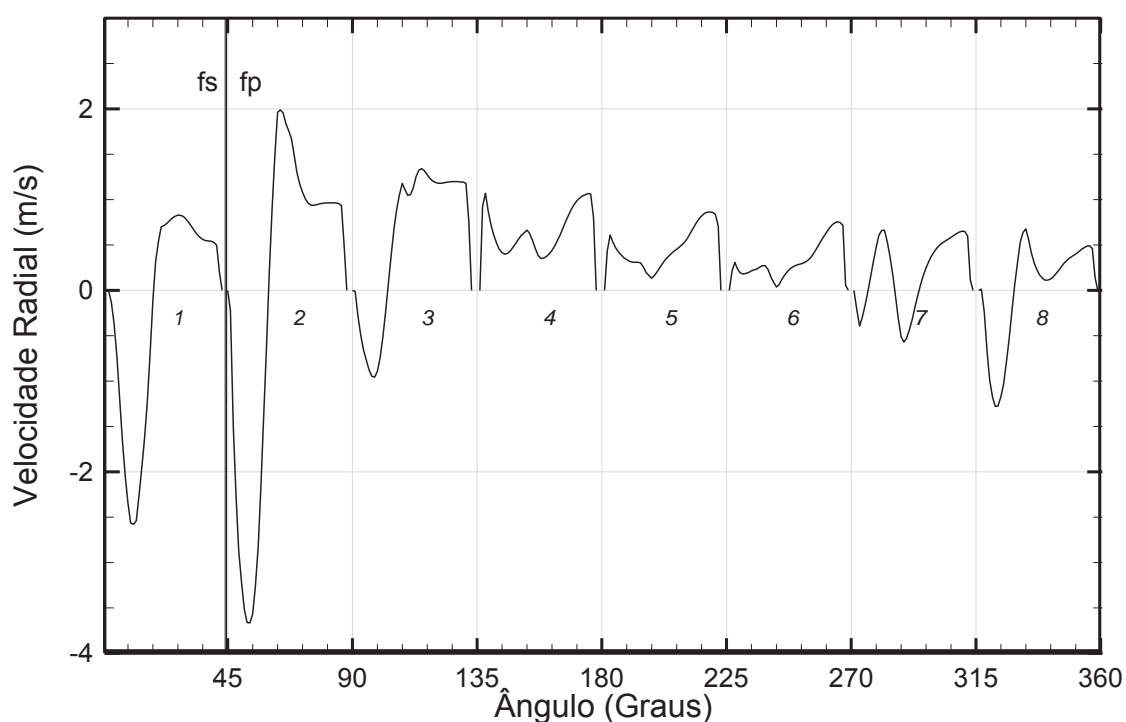


**Figura 28 – Variação da velocidade radial posicionada em uma linha  $r/r_0=0,9$  no primeiro rotor com vazão  $0,25Q_{des}$**

Mais uma vez uma alternância entre os perfis de velocidade ocorrem entre um canal e outro, devido à razão 3:2 entre os canais do rotor e do difusor. Porém, com a vazão menor, velocidades negativas são observadas próximas às faces de pressão da bomba, sinalizando a existência de recirculações nessas regiões. Este posicionamento das recirculações é diferente da que foi observada em alguns trabalhos, como é o caso de Feng *et al.* (2008) e Sirino (2013), onde as velocidades

negativas aparecem na face de sucção. A pressão na face de sucção é menor que a da face de pressão, portanto em diversas ocasiões essa é a região onde o fluido apresenta a tendência de se estagnar e gerar recirculações. Entretanto, o escoamento em bombas é um fenômeno altamente complexo e dependente de diversos fatores, o que impossibilita a correta previsão da localização onde as recirculações aparecerão em cada bomba (Gülich, 2010). No caso da Imbil ITAP 65-330/2 essa localização pode ser explicada pela geometria da bomba: a razão entre diâmetros externo e interno da Imbil se comparada à bomba de Feng *et al.* (2008) (também radial), por exemplo, é bem maior. Portanto, mesmo que as bombas tivessem os mesmos ângulos de entrada e saída, a curvatura da pá da Imbil é bem maior. O escoamento então apresenta uma maior dificuldade em conseguir seguir o caminho da pá. A inércia do escoamento passa a ser um fator mais relevante com a diminuição da velocidade de rotação, e eventualmente sobrepõe outros efeitos. Sem conseguir contornar a pá, acontece o descolamento do escoamento e recirculações aparecem na face de pressão.

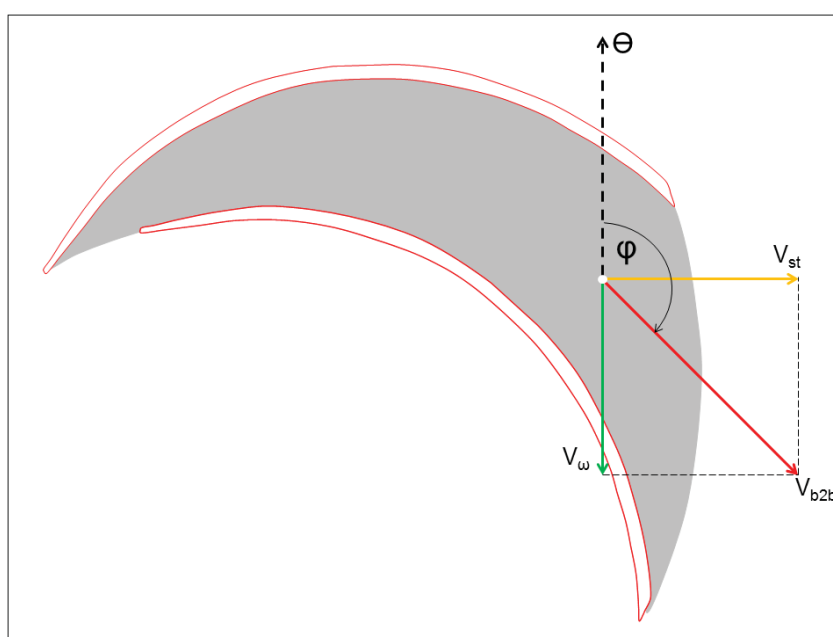
A Figura 29 apresenta o perfil de velocidade radial variando em uma linha a 90% do raio do rotor 2, para o caso de  $0,25Q_{des}$  e 1000 rpm.



**Figura 29 – Variação da velocidade radial posicionada em uma linha  $r/r_0=0,9$  no segundo rotor com vazão  $0,25Q_{des}$**

Dessa vez o comportamento dos perfis é muito mais variado e apresentam pouca semelhança entre si. Mais uma vez pode-se notar o efeito do componente que interage com o rotor, com os picos de velocidade diminuindo com o incremento da área da seção transversal da voluta. Essa diminuição de velocidade é suficiente para causar recirculações crescentes a partir do canal 7, atingindo seu ápice no canal 2. Os canais 4, 5, e 6, localizados em uma região com pouca variação geométrica com a voluta não apresentam recirculações na saída do canal. Esse padrão é próximo ao que é observado para o caso próximo ao BEP, onde já havia indicação que recirculações poderiam ocorrer para casos de vazões menores.

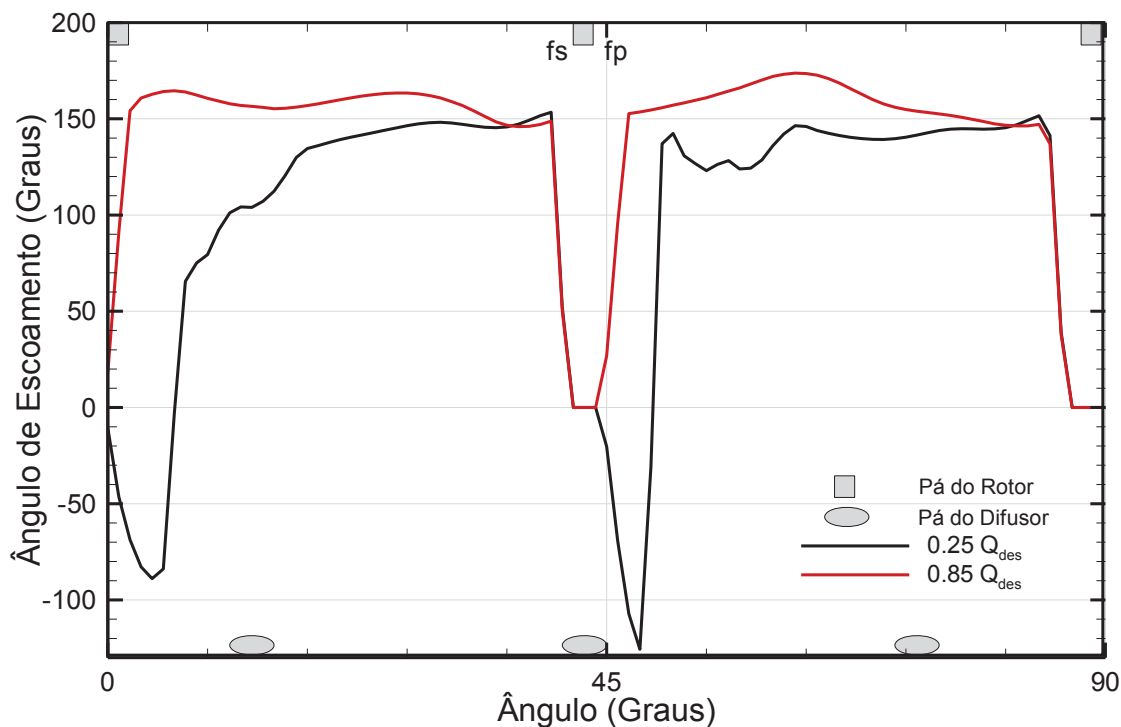
Outro tipo de análise que pode ser realizada é a de ângulo de escoamento, que é um dos principais indicativos de como o escoamento está orientado dentro do canal da bomba. A Figura 30 mostra como é definido o ângulo de escoamento. É representado um canal da bomba e as componentes de velocidade de interesse.



**Figura 30 – Definição de ângulo de escoamento (adaptado de Ansys, 2013)**

Na Figura 30  $V_\omega$  é o componente de velocidade na direção tangencial  $\Theta$ .  $V_{st}$  é o componente de velocidade na direção radial projetada no plano de onde se extraíra os resultados.  $V_{b2b}$  é a velocidade que resulta do somatório de  $V_{st}$  e  $V_\omega$ , sendo que o ângulo  $\phi$  formado entre  $V_{b2b}$  e a direção  $\Theta$  é o ângulo de escoamento. Ele varia entre  $-180^\circ$  e  $180^\circ$ , portanto inverte-se o sentido de medição de  $\phi$  quando ele ultrapassa  $180^\circ$ .

Dessa forma, podemos então avaliar como o ângulo de escoamento varia nos canais do rotor da bomba. A Figura 31 apresenta essa variação em uma linha a 90% do raio do rotor 1, para casos  $0,25Q_{des}$  e  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm.

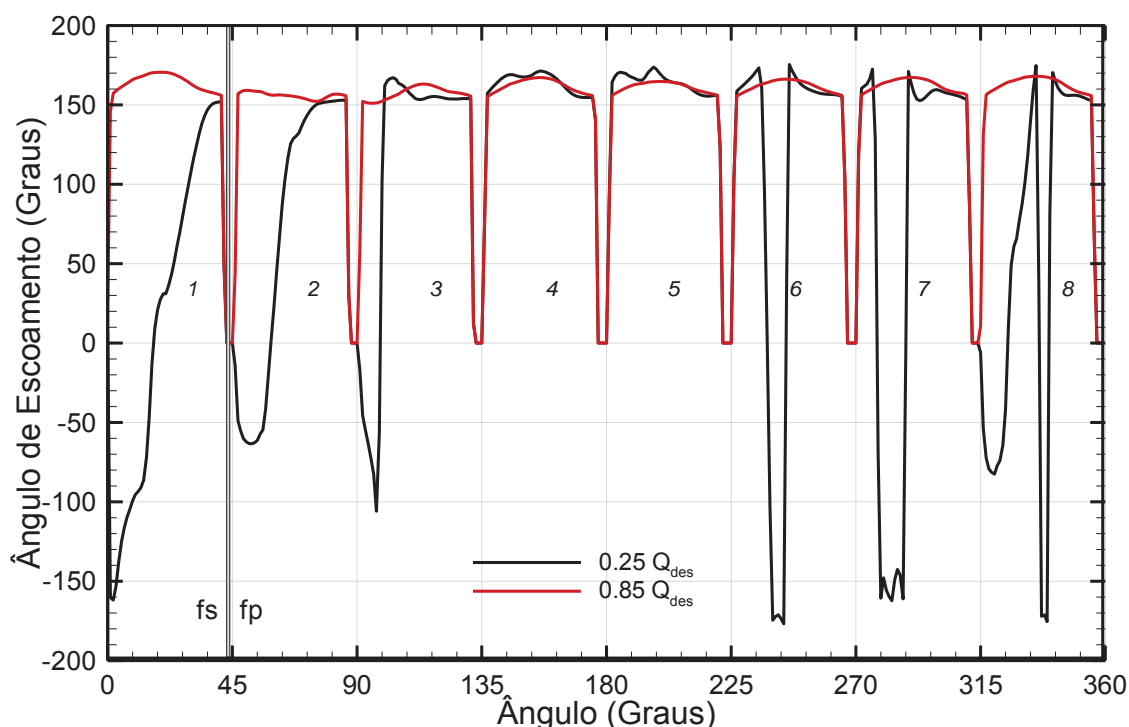


**Figura 31 – Variação do ângulo de escoamento em uma linha posicionada a  $r/r_0=0,9$  no primeiro rotor com vazões  $0,25Q_{des}$  e  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm**

Na Figura 31 apenas dois canais do primeiro rotor são mostrados, devido à periodicidade que acontece a cada par de canais do primeiro rotor apresentada anteriormente. Estão representados na imagem as posições das pás do rotor (quadrados) e as pás do difusor (elipses). Ângulos de escoamento negativos indicam que vetores velocidade no sentido contrário ao de saída de rotor ocorrem naquela região. Pode-se observar, portanto, que para vazões parciais (no caso  $0,25Q_{des}$ ) ângulos negativos aparecem na face de pressão das pás, confirmando a tendência observada nos perfis de velocidade de surgimento de recirculações nessa região. Nota-se que quando as pás do rotor e do difusor estão alinhadas um maior desvio do escoamento em relação às pás ocorre, ajudando a causar velocidades negativas maiores observadas nesses locais na Figura 25. Para o caso próximo ao BEP ( $0,85Q_{des}$ ) não há a ocorrência de ângulos negativos, evidenciando o fato de que não ocorrem recirculações para esta condição. Devido à forma como o ângulo de escoamento é definido, para as linhas de corrente estarem bem alinhadas com a

curvatura das pás o ângulo de escoamento deve ser suplementar ao ângulo de saída da pá (36 graus para o rotor 1) nesse caso. Portanto, o ângulo observado para esse caso que fica na faixa de 150 a 170 graus para toda a extensão do canal, indica pouco desvio das linhas de corrente em relação às pás, mostrando que uma boa orientação do escoamento (com um desvio na faixa de zero a 20 graus) é alcançada para escoamento na condição de melhor eficiência.

A Figura 32 apresenta a variação do ângulo de escoamento em uma linha a 90% do raio do segundo rotor, para casos  $0,25Q_{des}$  e  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm.



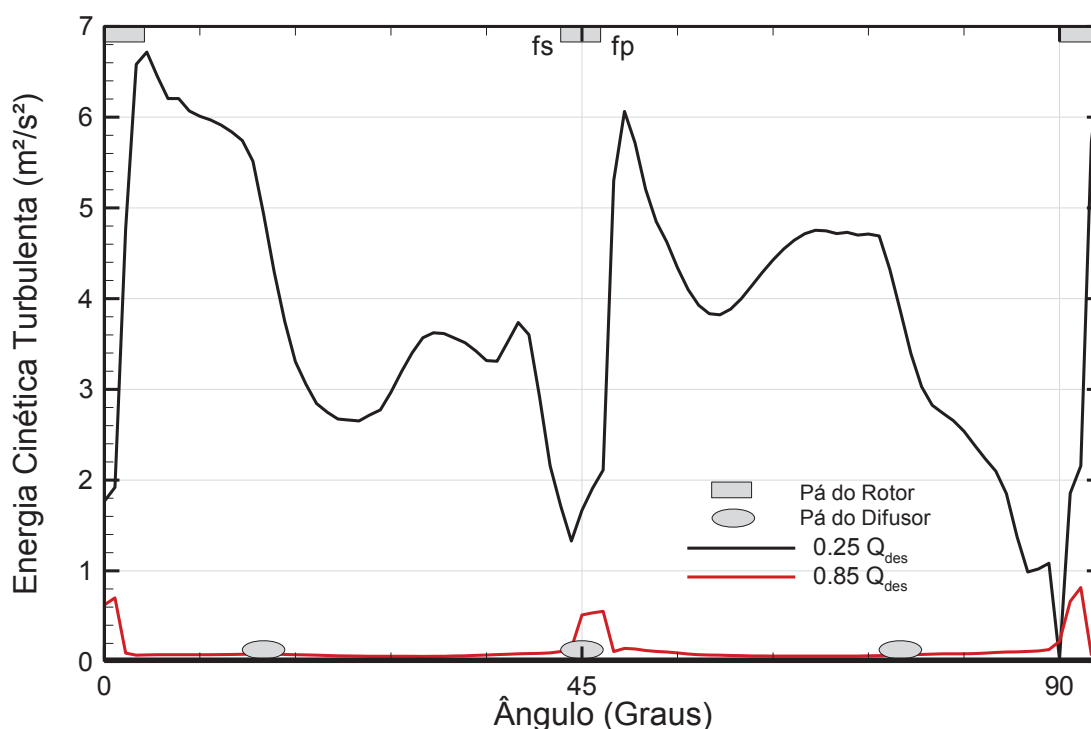
**Figura 32 – Variação do ângulo de escoamento em uma linha posicionada a  $r/r_0=0,9$  no segundo rotor com vazões  $0,25Q_{des}$  e  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm**

Verifica-se novamente que para vazões parciais grandes regiões de recirculação ocorrem na face de sucção da bomba. Entretanto, o ângulo de escoamento destaca um fenômeno que aparece de forma mais sutil nos perfis de velocidade: para alguns canais (notadamente os de números 6, 7 e 8) vales de ângulo de escoamento ocorrem no meio dos canais. Apesar desses ângulos serem aproximadamente iguais para cada canal, uma análise da Figura 29 revela que a intensidade da velocidade diminui no sentido de crescimento da área de seção transversal da voluta. Isso significa que, apesar do desalinhamento do escoamento ocorrer de forma parecida em cada canal, a pressão do escoamento na voluta age

diretamente na intensidade das recirculações que ocorrem nos canais do rotor, mais uma vez indicando que a interação entre os componentes tem papel importante na forma como o desempenho da bomba é afetado com a variação das condições operacionais.

Mais um aspecto que pode ser abordado na análise do escoamento nos rotores, é o estudo da variação da energia cinética turbulenta (ECT) nos canais do rotor. Como o gradiente se torna bastante intenso na região próxima a interface entre rotor e difusor, dessa vez a linha para avaliações dos perfis foi posicionada a 99% do raio dos rotores.

A Figura 33 mostra a variação da energia cinética turbulenta em dois canais consecutivos do primeiro rotor para duas vazões diferentes ( $0,25Q_{des}$  e  $0,85Q_{des}$ ) para uma situação de 1150 rpm. No gráfico as elipses representam as posições das pás do difusor e os retângulos das pás do rotor.



**Figura 33 – Variação da energia cinética turbulenta em uma linha posicionada a  $r/r_0=0,99$  no primeiro rotor com vazões  $0,25Q_{des}$  e  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm**

Verifica-se que os níveis de energia cinética turbulenta para a situação próxima ao BEP são muito menores que para vazões parciais, corroborando mais uma vez os fenômenos observados nas análises anteriores, que indicam que o escoamento é bem orientado para esse tipo de condição. Isto é, como há poucas

flutuações dos vetores velocidade com o tempo, os níveis de turbulência são baixos na região. Picos de turbulência ocorrem nas pontas das pás do rotor e são cerca de dez vezes menores do que os picos observados para a vazão de  $0,25Q_{des}$ . As pás do difusor influenciam pouco a energia cinética turbulenta para essa condição operacional.

Na condição de BEP ( $0,85Q_{des}$ ) verificam-se picos de energia cinética turbulenta nas regiões onde as recirculações são observadas (face de sucção das pás). Isso indica que essas recirculações variam bastante com o tempo. Verifica-se também que as regiões com menor turbulência se encontram na face de sucção das pás, e que a ECT cresce rapidamente logo após a passagem das pás do rotor. Além delas, as pás do difusor também podem influenciar os níveis de turbulência: percebe-se que os valores mínimos de ECT no canal são muito maiores quando o posicionamento da pá do rotor coincide com a da pá do difusor, indicando que as pás do difusor causam um aumento local do nível de turbulência.

Na Figura 34 pode ser observada a variação da energia cinética turbulenta para duas vazões diferentes ( $0,25Q_{des}$  e  $0,85Q_{des}$ ) e uma situação de 1150 rpm nos canais do segundo rotor da bomba.

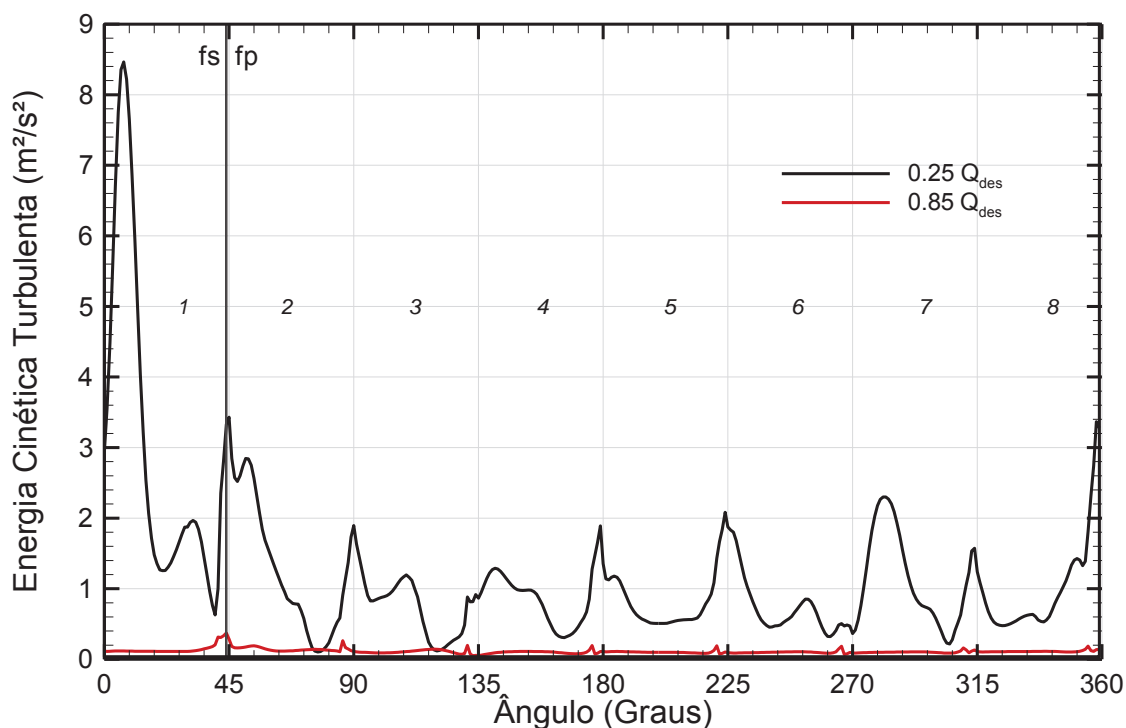


Figura 34 – Variação da energia cinética turbulenta em uma linha posicionada a  $r/r_0=0,99$  no segundo rotor com vazões  $0,25Q_{des}$  e  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm

No caso de vazão parcial pode-se perceber que existe um aumento na intensidade da energia cinética turbulenta em regiões de variação maior de geometria, que provocam variações bruscas na intensidade e direção dos vetores velocidade. Esse é o caso do canal 1, que está posicionado na região da língua da voluta. Todos os picos de energia cinética turbulenta estão localizados em regiões próximas às pás do rotor. A ECT tem a tendência a aumentar com a área de seção transversal do difusor. Para o caso de BEP picos de turbulência também são observados próximo às pontas das pás, porém os níveis são muito baixos em relação à vazão de  $0,25Q_{des}$ .

A análise dos perfis de energia cinética turbulenta, ângulo de escoamento e velocidade radial é útil para avaliar detalhes da variação do escoamento em uma seção transversal aos canais do rotor. Entretanto, para estudos fora da linha determinada para a extração dos perfis se faz necessária outra abordagem.

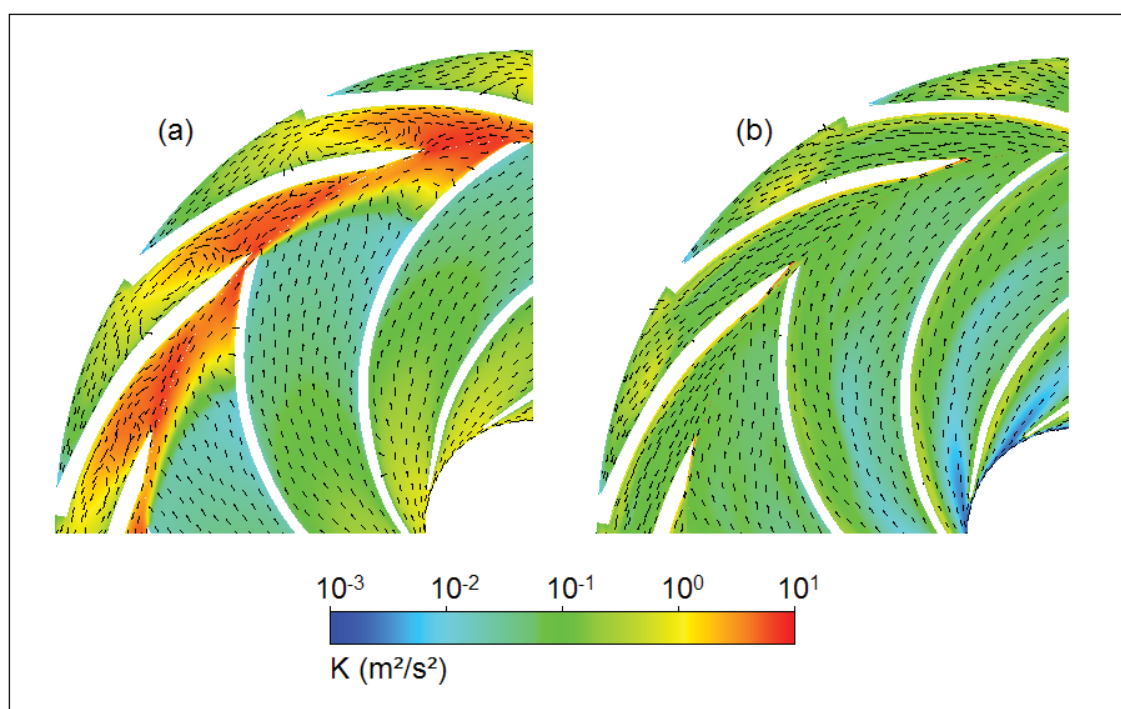
A Figura 35 mostra a distribuição de energia cinética turbulenta em uma seção do primeiro rotor para duas condições de vazão parcial (a) e vazão de BEP (b) e 1150 rpm sobreposta com vetores velocidade, com o objetivo de associar os níveis de turbulência com a direção do escoamento. Para facilitar a compreensão da imagem os vetores são normalizados, ou seja, não representam a intensidade da velocidade no ponto, apenas a sua direção. É importante notar que o gradiente da turbulência na região da saída dos rotores é bastante alto e portanto a escala de cores apresentada nos gráficos com campos de ECT está em escala logarítmica, para que seja possível visualizar a variação da turbulência ao longo de todo o canal.

Pode-se verificar na Figura 35 que de forma geral que os níveis de turbulência são bem maiores para a vazão menor. A região de interface entre o rotor e o difusor concentra os maiores valores de ECT, com destaque para a face de pressão da pá do rotor. As recirculações são concentradas principalmente em regiões de alta turbulência, e se verifica uma relação direta entre turbulência e desorganização do escoamento. Na entrada do difusor é onde se concentram os maiores níveis de ECT que diminuem ao longo dos canais do componente, mostrando que ele cumpre com sucesso sua missão de reorientar o escoamento para diminuir perdas por recirculação. Outra região que apresenta níveis mais elevados é a entrada do rotor.

Para o caso de BEP ( $0,85Q_{des}$ ) os níveis de turbulência são muito mais baixos, sendo pelo menos uma potência de 10 menor ao longo de toda a extensão



do componente. Como os níveis de turbulência são já bem baixos na entrada do difusor, o componente pouco faz para organizar o escoamento nessa região. Notadamente baixa é a ECT na entrada do canal quando comparada com o caso de vazão parcial. Isso indica que a turbulência induzida pelo canal pode influenciar o escoamento no componente anterior, que no caso seria o tubo de entrada, fato que justificaria a elevação dos níveis de ECT já na entrada do rotor para  $0,25Q_{des}$ .

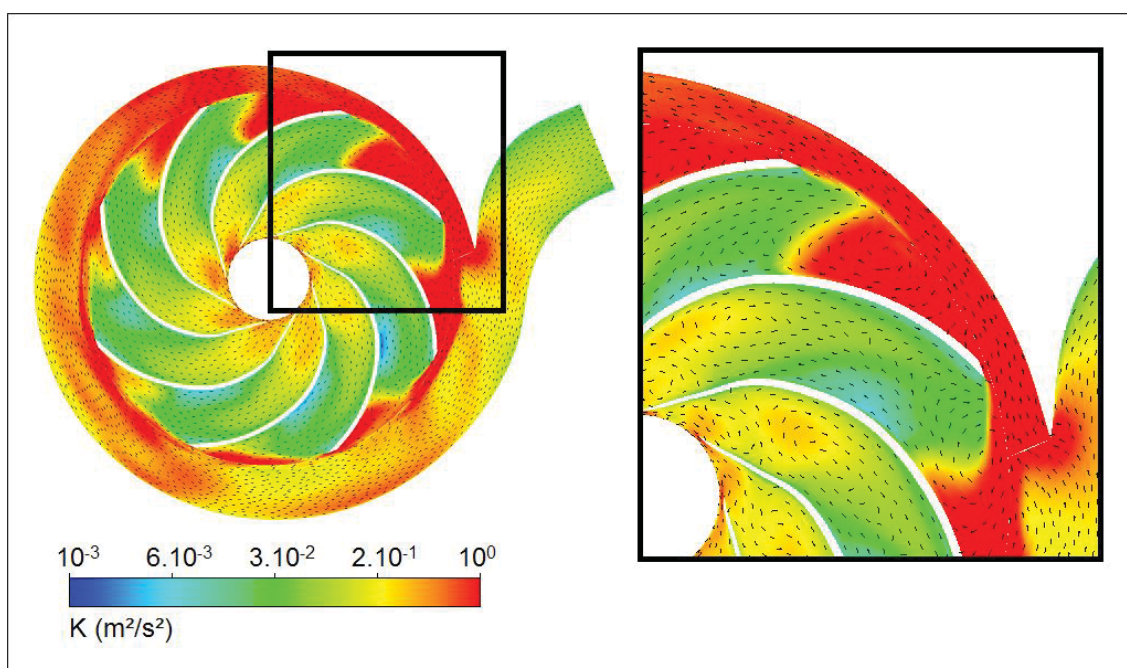


**Figura 35 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade normalizados no primeiro rotor para (a)  $0,25Q_{des}$  e (b)  $0,85Q_{des}$  a 1150 rpm**

A Figura 36 mostra a distribuição de energia cinética turbulenta no segundo rotor e na voluta para uma condição de vazão parcial ( $0,25Q_{des}$ ) e 1150 rpm. Mais uma vez são mostrados também vetores normalizados.

Pode-se perceber que existe um aumento na intensidade da energia cinética turbulenta em regiões de variação maior de geometria, como na interface entre rotor e voluta. Essas regiões forçam variações bruscas nos vetores velocidade, que já apresentam uma tendência de estarem desorientados por conta da baixa vazão. A direção dos vetores varia fortemente com o tempo e levam a um alto nível de ECT nesses locais. Com o incremento na área de seção transversal da voluta e consequente diminuição da magnitude das velocidades envolvidas e de suas flutuações ocorre uma redução da turbulência. O detalhe da imagem permite

observar que as regiões de recirculação na saída dos canais acompanham bastante os altos índices de ECT, mostrando que eles são causados provavelmente pela forte vorticidade que ocorre localmente. Variações bruscas na direção dos vetores velocidade são responsáveis pela turbulência apresentada na região de conexão da língua da voluta com o restante do componente. Esse comportamento foi verificado também na Figura 34 onde o canal 1, localizado nessa região, apresentava os maiores picos de ECT. A entrada dos canais também apresenta regiões de elevada turbulência, provavelmente induzida pela forma como o escoamento chega desorientado do indutor.

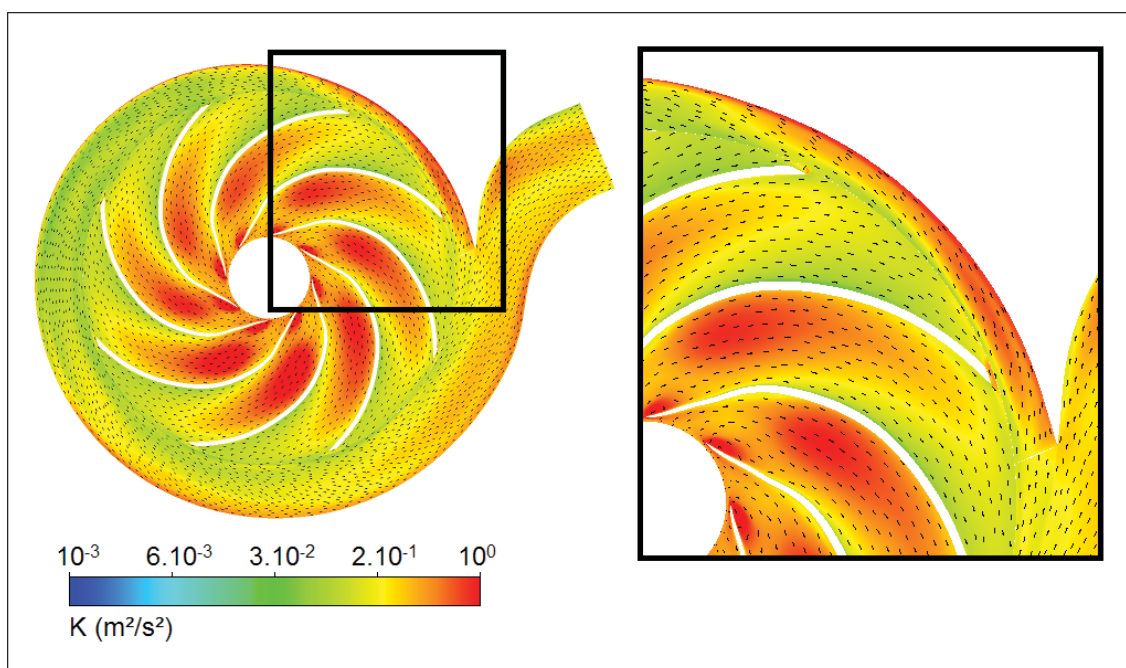


**Figura 36 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade normalizados no segundo rotor para  $0,25Q_{des}$  e 1150 rpm**

A Figura 37 mostra a distribuição de energia cinética turbulenta no segundo rotor e na voluta para uma condição de vazão de BEP ( $0,85Q_{des}$ ) e 1150 rpm.

Pouca turbulência é observada na saída dos canais e os níveis de forma geral são bem menores que para o caso de vazão parcial. Entretanto, nessa condição, pode ser observado que na região da entrada do rotor existe um incremento de energia cinética turbulenta na entrada do segundo rotor em relação a vazões menores, localizado principalmente na face de sucção da pá. Ao ser observado os vetores velocidade na região verifica-se que eles estão relativamente bem alinhados com as pás, não justificando essa região de concentração de ECT. Para uma correta visualização do escoamento nessa região pode-se então verificar

os níveis de turbulência e como a velocidade se comporta em uma seção transversal a um canal do rotor.

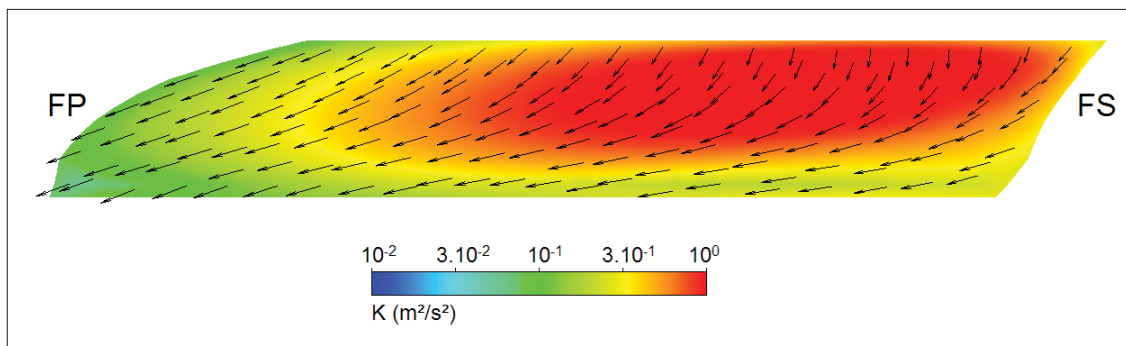


**Figura 37 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade normalizados no segundo rotor para  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm**

Na Figura 38 é apresentado um campo de energia cinética turbulenta em um canal do segundo rotor da bomba para a situação de BEP. Vetores velocidade, dessa vez não normalizados, são sobrepostos, para permitir a análise da correlação entre o campo de velocidades e o de ECT. O plano está localizado à 50% do raio do rotor, região onde estão localizados os altos índices de turbulência observados na Figura 37.

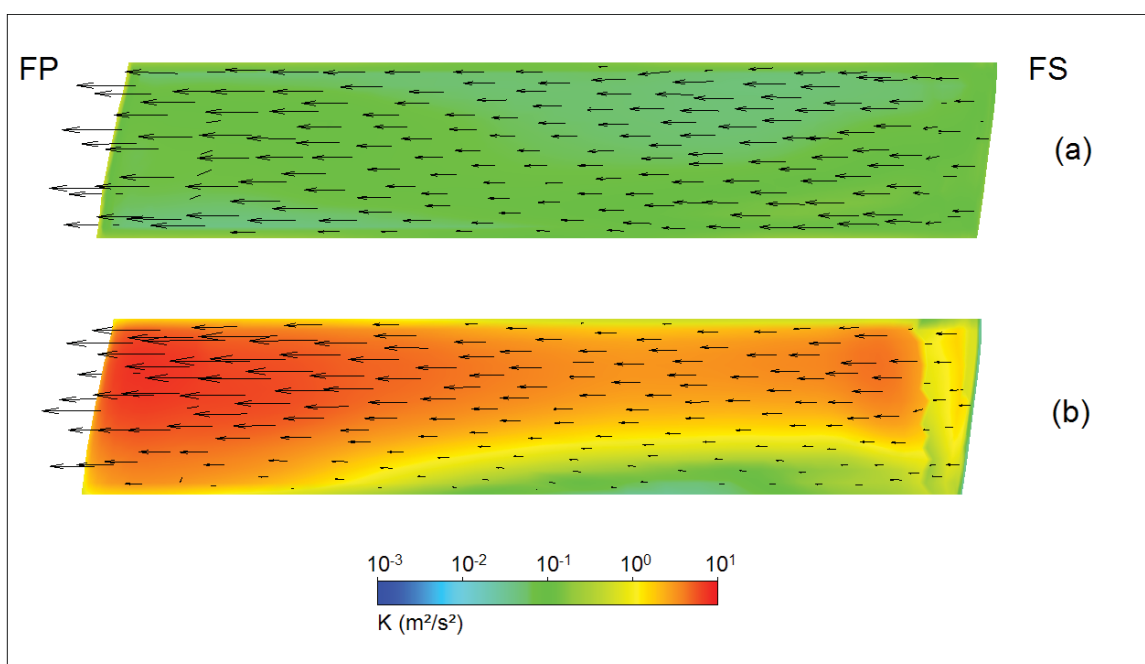
Pode ser observado que altos os altos níveis de ECT previamente observados na face de pressão se distribuem em uma grande faixa do canal, estando localizado principalmente junto ao cubo. Os vetores de velocidade na região de turbulência apresentam uma tendência de apontar do cubo para a coroa ao invés de ser da face de sucção para a face de pressão, o que indica que há escoamento secundário na região que induz a turbulência observada. Esse escoamento provavelmente ocorre devido a altos níveis de recirculações causados por mudanças bruscas de direção no indutor, componente que descarrega o escoamento no segundo rotor. Esse efeito é mais proeminente para o caso de BEP porque em

situações onde existem outros tipos de recirculação esse efeito é disperso pela atuação de outros escoamentos secundários.



**Figura 38 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade em uma seção transversal em um canal do segundo rotor a 50% do raio para  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm**

Na Figura 39 é apresentado um campo de energia cinética turbulência em um canal do primeiro rotor da bomba para a situação de BEP (a) e de vazão parcial (b).

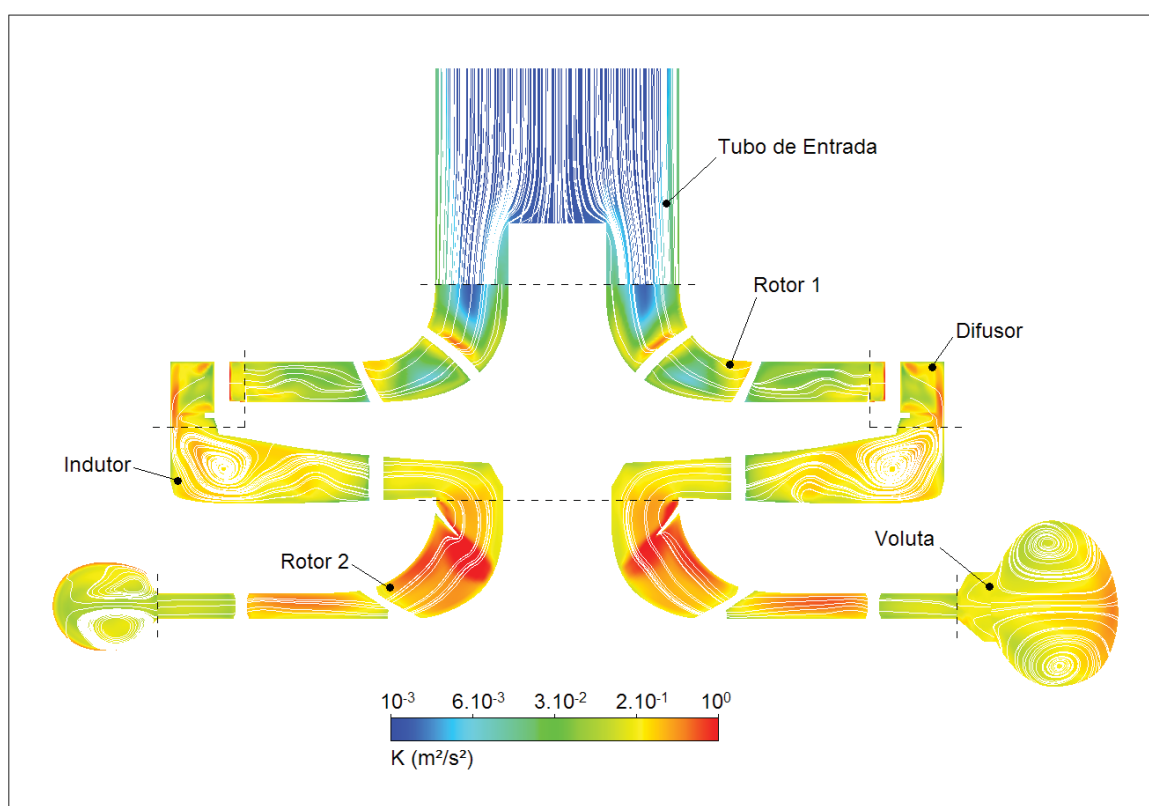


**Figura 39 – Energia cinética turbulenta e vetores velocidade em uma seção transversal em um canal do primeiro rotor a 50% do raio para (a)  $0,85Q_{des}$  e (b)  $0,25Q_{des}$  e 1150 rpm**

Verifica-se que diferentemente do segundo rotor, poucos escoamentos secundários ocorrem. A direção preferencial do escoamento parece ser a mesma da

observada nos campos de escoamento da Figura 35. Pode ser observado também que os níveis de turbulência se distribuem de forma aproximadamente igual para toda a altura do canal. Para o caso de vazão parcial (b) verifica-se que uma região de maior turbulência está localizada na face de pressão da pá, mesma localização das recirculações observadas no rotor 1.

A Figura 40 mostra um plano que corta a bomba transversalmente com um campo de energia cinética turbulenta para uma situação de  $0,85 Q_{des}$  e 1150 rpm e sobreposto com linhas de corrente.

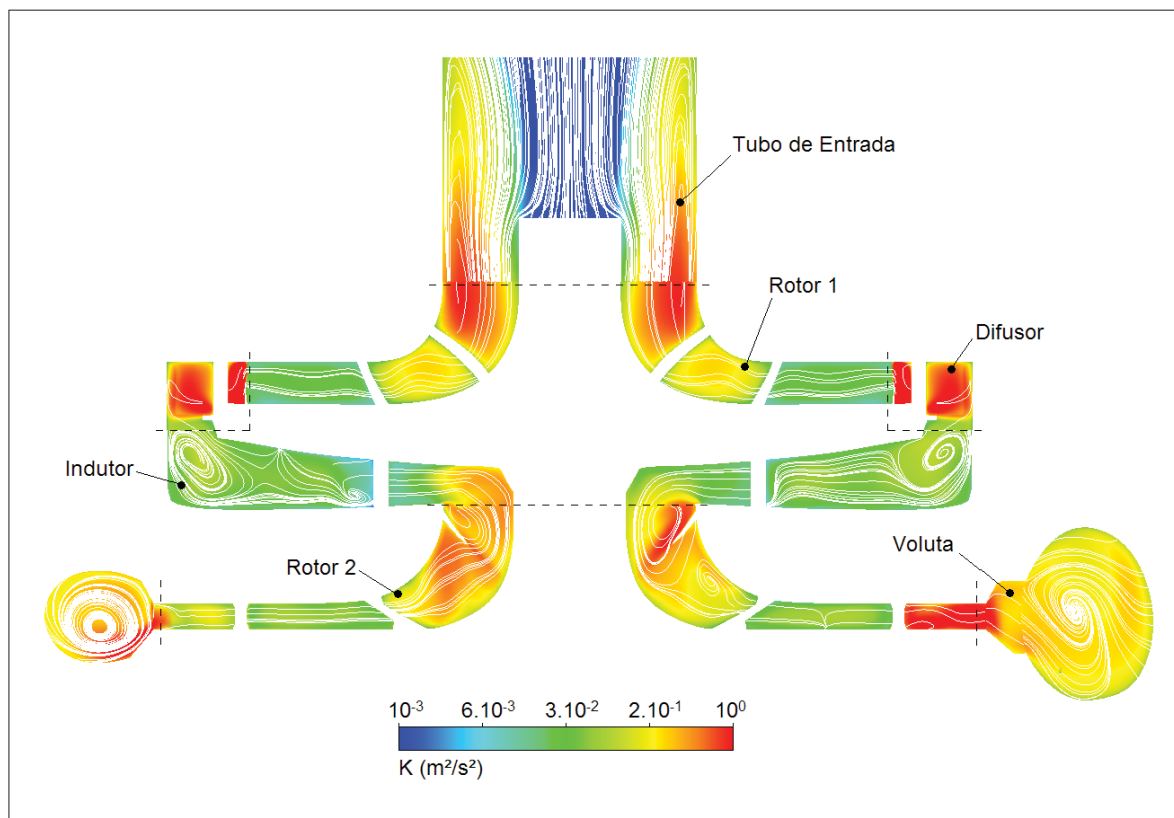


**Figura 40 – Energia cinética turbulenta e linhas de corrente em um plano médio da bomba  $0,85Q_{des}$  e 1150 rpm**

As principais regiões de geração de turbulência para o caso de BEP são as entradas do indutor e do segundo rotor. Ambas são causadas por mudanças bruscas na geometria que causam grande variação de velocidade localmente. Isso pode ser verificado ao observar as grandes recirculações geradas dentro do indutor. Fora dessas localizações o escoamento é bem orientado para o restante da bomba, indicando que poucas recirculações são geradas para a situação de máxima eficiência.



A Figura 41 mostra um plano que corta a bomba transversalmente colorido com um campo de energia cinética turbulenta para uma situação de  $0,25 Q_{des}$  e 1150 rpm. Também são representadas linhas de corrente.



**Figura 41 – Energia cinética turbulenta e linhas de corrente em um plano médio da bomba  $0,25Q_{des}$  e 1150 rpm**

Regiões de alta turbulência para essa situação incluem principalmente as entradas de ambos os rotores e a saída deles. É interessante notar como a interação entre os componentes afeta o campo de escoamento. Por exemplo, altos níveis de turbulência são observados no tubo de entrada, antes do escoamento atingir o primeiro rotor, que é o elemento responsável pela geração da turbulência. Verifica-se o papel importante do difusor principalmente, mas também do indutor, em reduzir a turbulência do escoamento que é entregue ao componente. Isso evita que mais perdas ocorram, apesar de frequentemente (principalmente acima da vazão de projeto) eles serem componentes de perda de carga.

## 5.2 SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO COM FLUIDO VISCOSIFICADO

### 5.2.1 Validação do Modelo Numérico

Os trabalhos apresentados aqui demonstram toda a potencialidade da utilização de CFD para a análise de escoamentos. Os resultados obtidos numericamente para escoamento de glicerina também foram comparados com os dados experimentais obtidos por Amaral (2007). Foram simuladas curvas para quatro velocidades de rotação dos rotores diferentes e três viscosidades, conforme apresentado na tabela 5.

**Tabela 5 – Viscosidades e velocidades de rotação simuladas**

Viscosidade da Glicerina (cP)	Velocidade de Rotação (rpm)
87	912
350	800
720	800
720	612

Para a análise dos resultados dessa seção foi necessário adimensionalizar alguns parâmetros para que situações diferentes pudessem ser comparadas. Essas normalizações são baseadas no trabalho de Sirino (2013) e se apresentam da seguinte forma:

$$\phi_n = \frac{\phi}{\phi_{des,a}} = \frac{Q}{Q_{des,a}} \frac{\omega_{des,a}}{\omega} \quad (56)$$

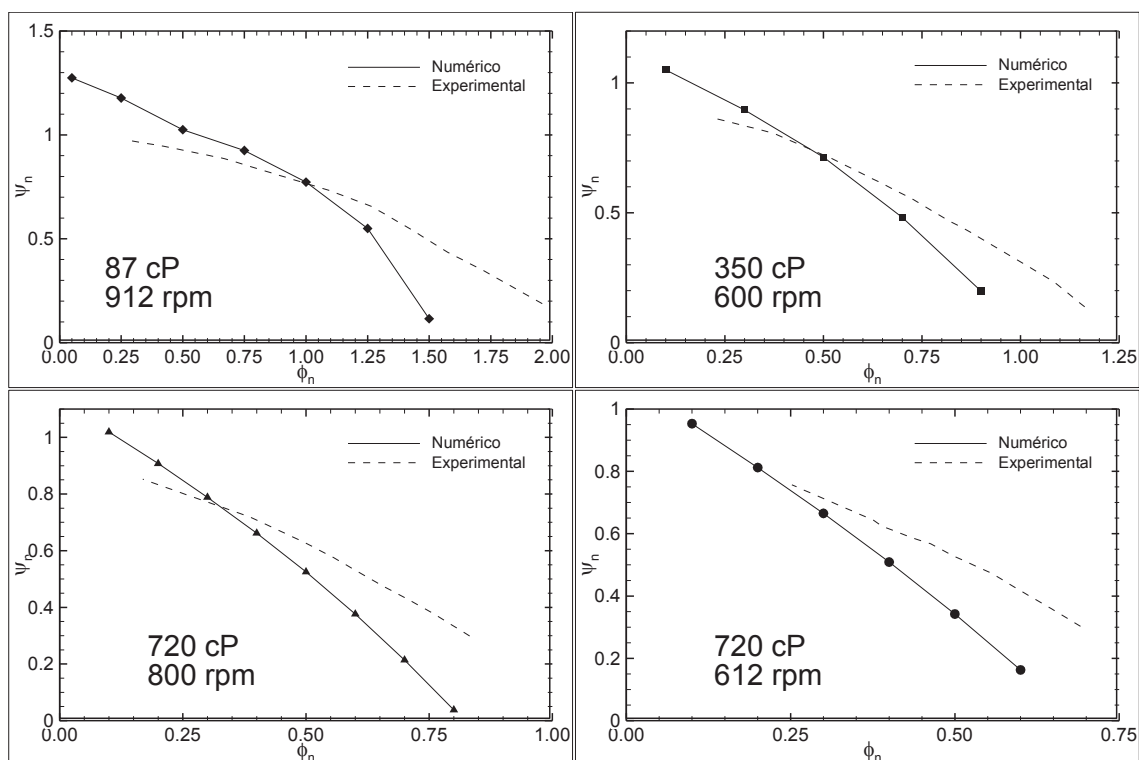
$$\psi_n = \frac{\psi}{\psi_{des,a}} = \frac{H}{H_{des,a}} \left( \frac{\omega_{des,a}}{\omega} \right)^2 \quad (57)$$

$$\tau = \frac{\tau_w}{0,5\rho(\omega R)^2} \quad (58)$$

Onde os subscritos “a,des” indicam a situação de projeto para água, Q é a vazão, H a altura de elevação,  $\omega$  a velocidade de rotação do rotor,  $\rho$  a densidade do fluido,  $\tau_w$  a tensão de cisalhamento e R o raio do rotor.  $\phi_n$  é o coeficiente de vazão normalizado,  $\psi_n$  o coeficiente de altura de carga normalizado e  $\tau$  é a tensão de

cisalhamento adimensionalizada. A vazão de projeto  $Q_{des,a}$  é  $36,5 \text{ m}^3/\text{h}$  e a altura de elevação nesse ponto  $H_{des,a}$  é de  $18,7 \text{ m}$ .

A Figura 42 mostra como as alturas de elevação numérica e experimental variam para as condições demonstradas na tabela 5.



**Figura 42 – Comparação entre os dados numéricos e experimentais da variação do coeficiente de vazão normalizado com o coeficiente de altura de carga normalizado para quatro condições operacionais**

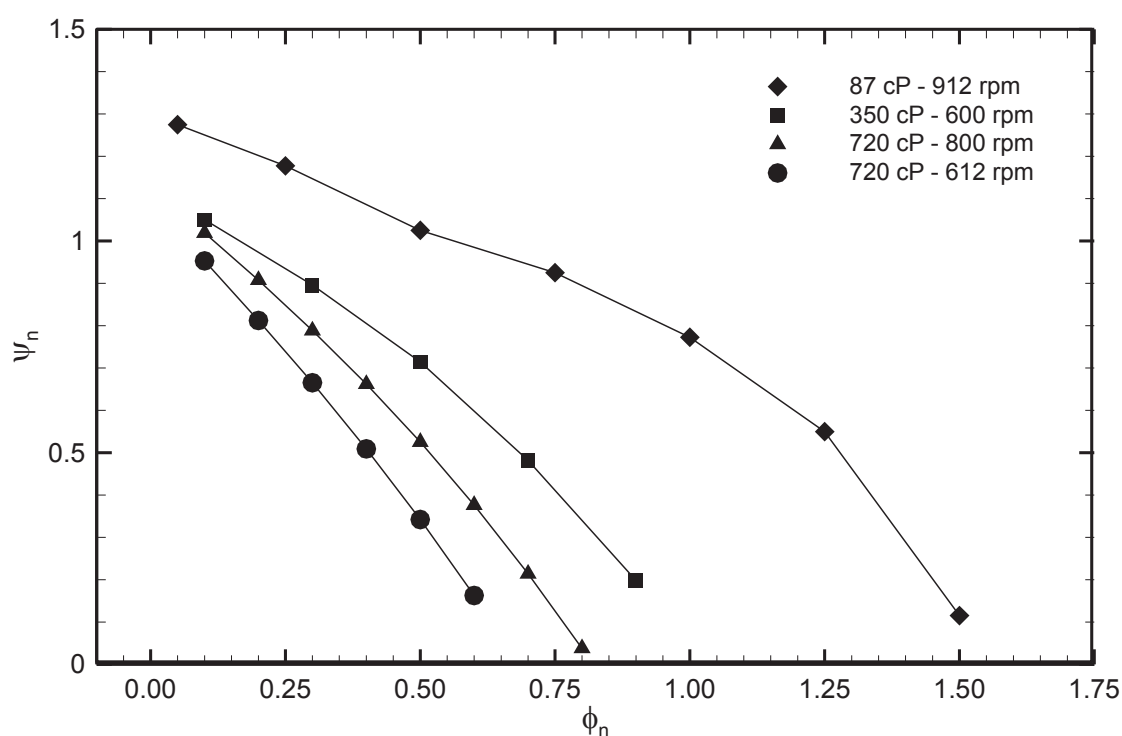
Pode-se perceber que existe um padrão de comportamento para as quatro curvas, onde o modelo numérico superestima o valor do ganho de pressão em relação ao experimental para vazões baixas e subestima para vazões maiores. O ponto onde as curvas se cruzam diminuem com o incremento da degradação causada pela crescente viscosidade do fluido. De forma geral esse comportamento é similar ao observado para escoamento com água, porém as discrepâncias do numérico em relação ao experimental são amplificadas de forma considerável.



### 5.2.2 Avaliação do Escoamento

A variação da viscosidade do fluido altera o desempenho da bomba. Mais especificamente, o incremento de viscosidade leva ao efeito conhecido como degradação, onde a intensidade crescente das forças viscosas leva a uma maior dissipação de energia e uma consequente diminuição da altura de elevação fornecida pela bomba e queda na eficiência.

Para ilustrar a influência da viscosidade no escoamento e a presença da degradação, na Figura 43 é mostrada a variação do coeficiente de altura de carga com o coeficiente de vazão.

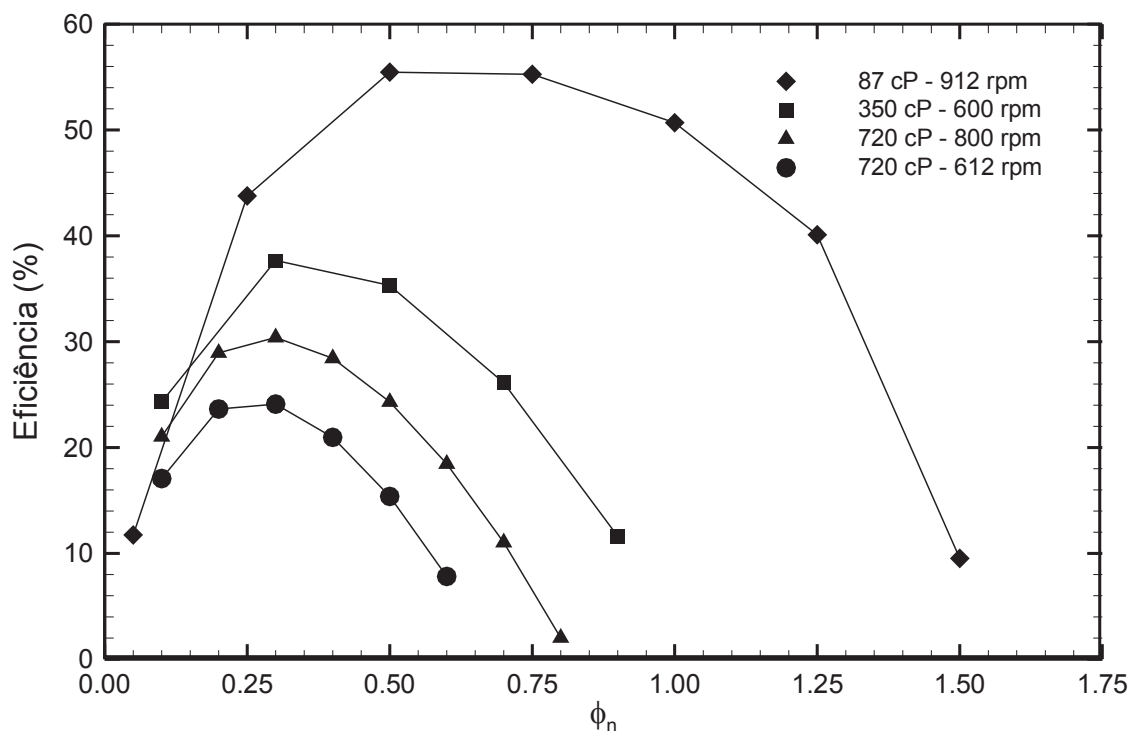


**Figura 43 – Variação do coeficiente de vazão normalizado com o coeficiente de altura de carga normalizado para quatro condições operacionais**

O incremento de viscosidade leva a um coeficiente de altura cada vez menor para um mesmo coeficiente de vazão, indicando que existe uma dissipação da energia fornecida ao fluido devido à existência das forças viscosas do escoamento. Essa degradação fica mais evidente com o incremento do coeficiente de vazão e consequente aumento da intensidade das forças viscosas. Também observa-se, através da comparação entre as duas curvas de mesma viscosidade (720 cP), que com uma velocidade de rotação menor tem-se uma degradação maior, visto que

com menos energia sendo adicionada pela bomba o escoamento tem uma menor capacidade de vencer a viscosidade e alcançar o mesmo coeficiente de altura de carga fornecido por uma rotação maior.

A degradação também pode ser observada em termos de eficiência. A Figura 44 mostra a variação da eficiência com a vazão para as quatro situações de velocidade de rotação e viscosidade estudadas.

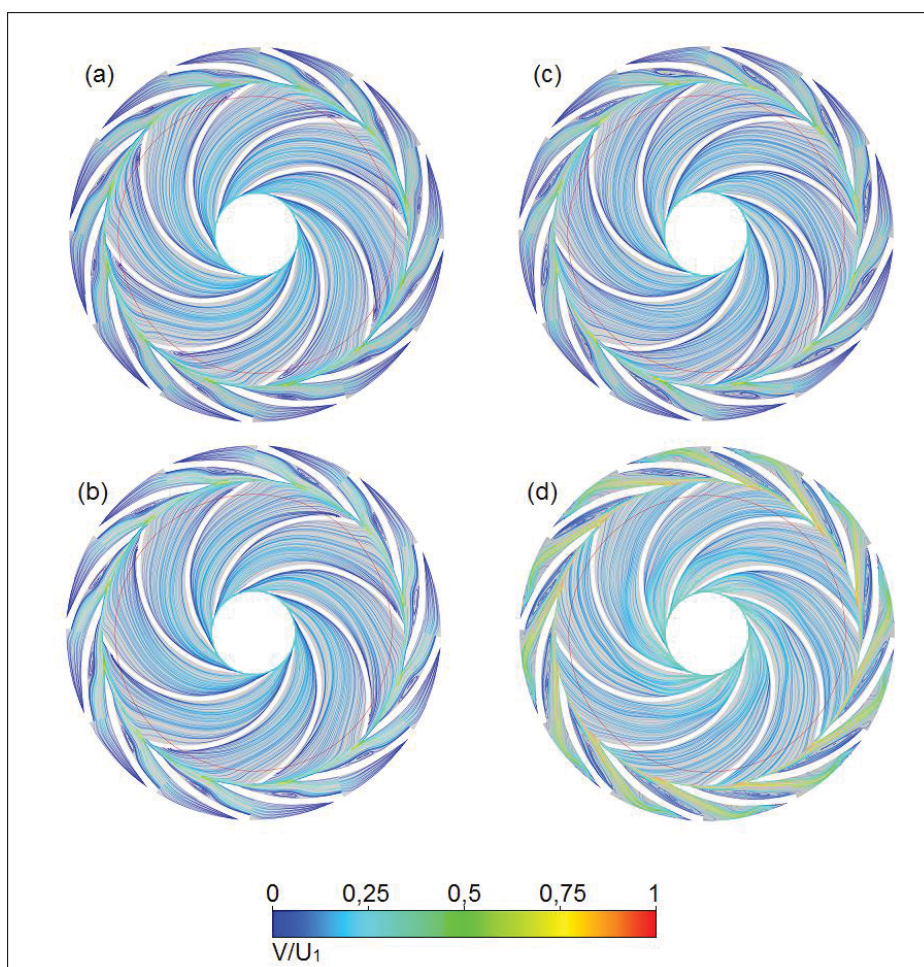


**Figura 44 – Variação da eficiência com o coeficiente de altura de carga normalizado para quatro condições operacionais**

Pode-se perceber que, como consequência da diminuição da altura de elevação, a eficiência também é reduzida com o incremento da viscosidade. A faixa operacional da bomba cai significativamente para viscosidades maiores. É esperado que para degradações maiores o ponto de máxima eficiência desloque-se para coeficientes de vazão menores, entretanto devido ao número de pontos simulados esse fenômeno não pode ser observado para maiores viscosidades simuladas. Para os pontos simulados, o coeficiente de vazão que mais se aproximou do BEP para as curvas de 350 cP e 720 cP foi  $\phi_n=0,3$ . Para a curva de 87 cP a o coeficiente de vazão mais próximo do BEP foi  $\phi_n=0,5$ . As próximas análises realizadas nessa seção utilizam esses pontos mais próximos ao BEP para cada curva simulada.

Uma análise dos campos de escoamento e de tensão de cisalhamento na bomba pode fornecer informações importantes sobre como a viscosidade influencia na forma como o fluido se comporta dentro da bomba.

A Figura 45 mostra linhas de corrente em um plano a 50% da altura dos canais do primeiro rotor e do difusor para a situação mais próxima ao BEP de cada curva simulada. A linha vermelha indica um raio de 90% do raio do rotor, local de onde serão extraídos perfis de velocidade radial e ângulo de escoamento posteriormente.

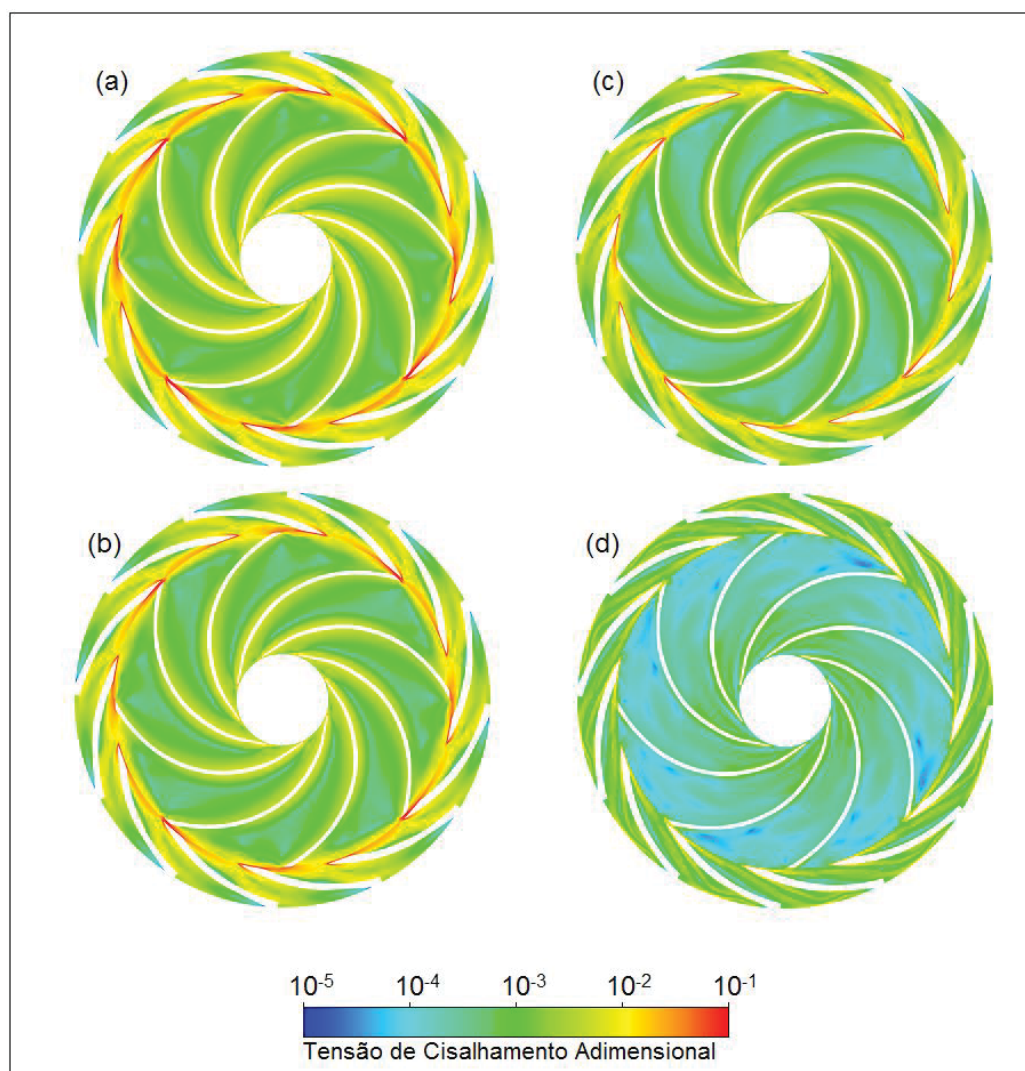


**Figura 45 – Linhas de corrente em um plano médio do primeiro rotor e do difusor para situação de BEP e (a) 720 cP, 612 rpm; (b) 720 cP, 800 rpm; (c) 350 cP, 600 rpm e (d) 87 cP, 900 rpm.**

Pode ser observado que em todas as situações o escoamento no rotor é bem orientado. Entretanto, no difusor podem ser observadas recirculações para todas as viscosidades. Isso indica que o escoamento ainda não atingiu uma vazão suficiente para estar corretamente alinhado com as pás. Isso pode ocorrer quando a

viscosidade é alta, pois se a vazão for maior as perdas por dissipação viscosas ficam muito grandes, diminuindo a eficiência do componente. Também pode-se perceber que existe uma diminuição das magnitudes das velocidades envolvidas com o aumento da degradação.

Na Figura 46 um campo de tensão de cisalhamento adimensional é exibido em um plano médio entre cubo e coroa no primeiro rotor e no difusor.



**Figura 46 – Tensão de cisalhamento normalizada em um plano médio do primeiro rotor e do difusor para situação de BEP e (a) 720 cP, 612 rpm; (b) 720 cP, 800 rpm; (c) 350 cP, 600 rpm e (d) 87 cP, 900 rpm.**

É importante notar que a escala utilizada para esse caso é logarítmica. Pode-se observar que os maiores índices de tensão de cisalhamento se encontram nas paredes e, principalmente, em regiões de interface entre o elemento rotativo (rotor) e o estacionário (difusor). Existe um gradiente alto de velocidades nessa interface, o que justifica os níveis de tensão de cisalhamento observados. Os



difusores ainda favorecem uma diminuição nos níveis de velocidade sem adição de energia, como ocorre no rotor, o que leva a um incremento da tensão de cisalhamento. Isso pode ser verificado na figura ao observar que os valores de tensão no difusor são em média bem maiores que no rotor. A região central dos canais dos rotores concentra níveis menores de tensão. Essa região tende a crescer com a diminuição da viscosidade, até ocupar todo a extensão do canal, como pode ser observado no caso (d) (87 cP, 912 rpm).

A Figura 47 mostra linhas de corrente em um plano a 50% da altura dos canais do segundo rotor e da voluta para a situação mais próxima ao BEP de cada curva simulada.

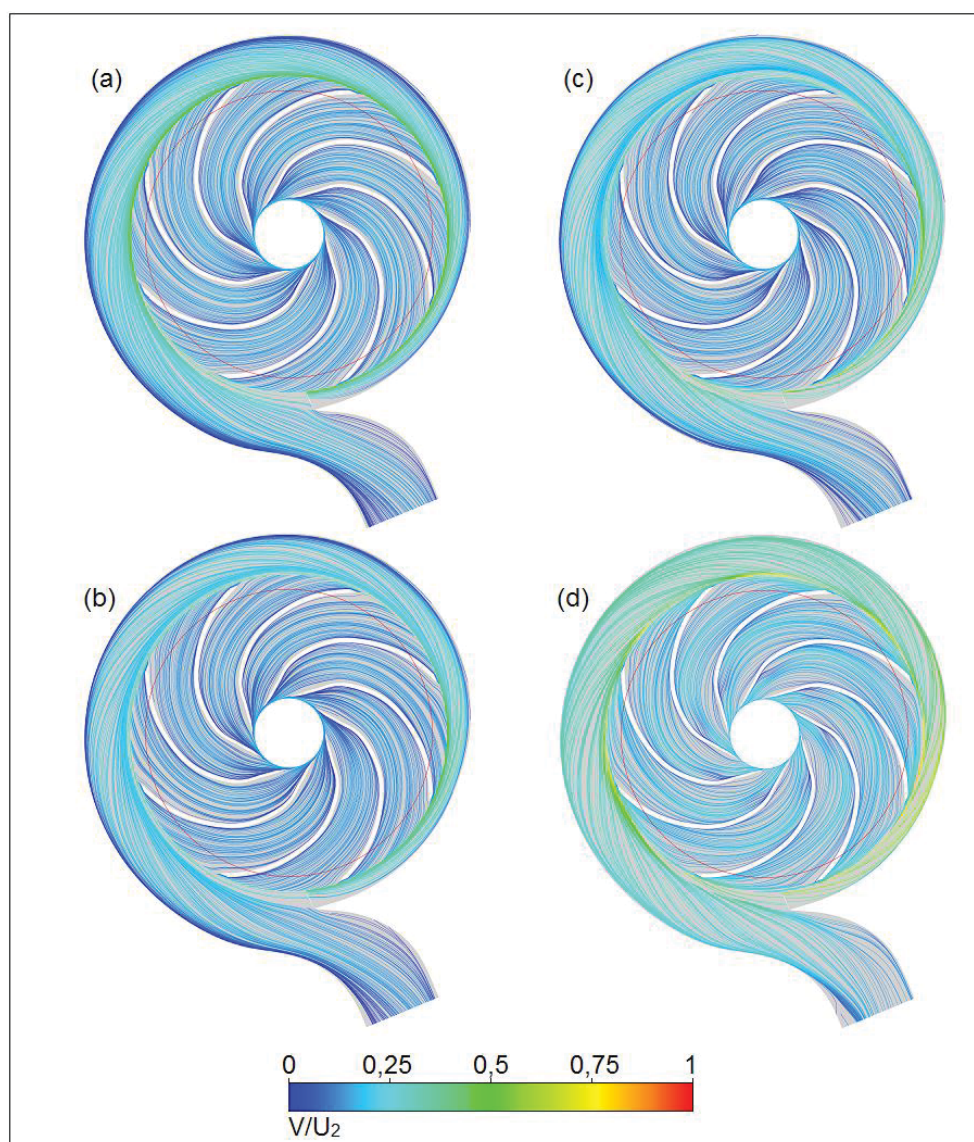
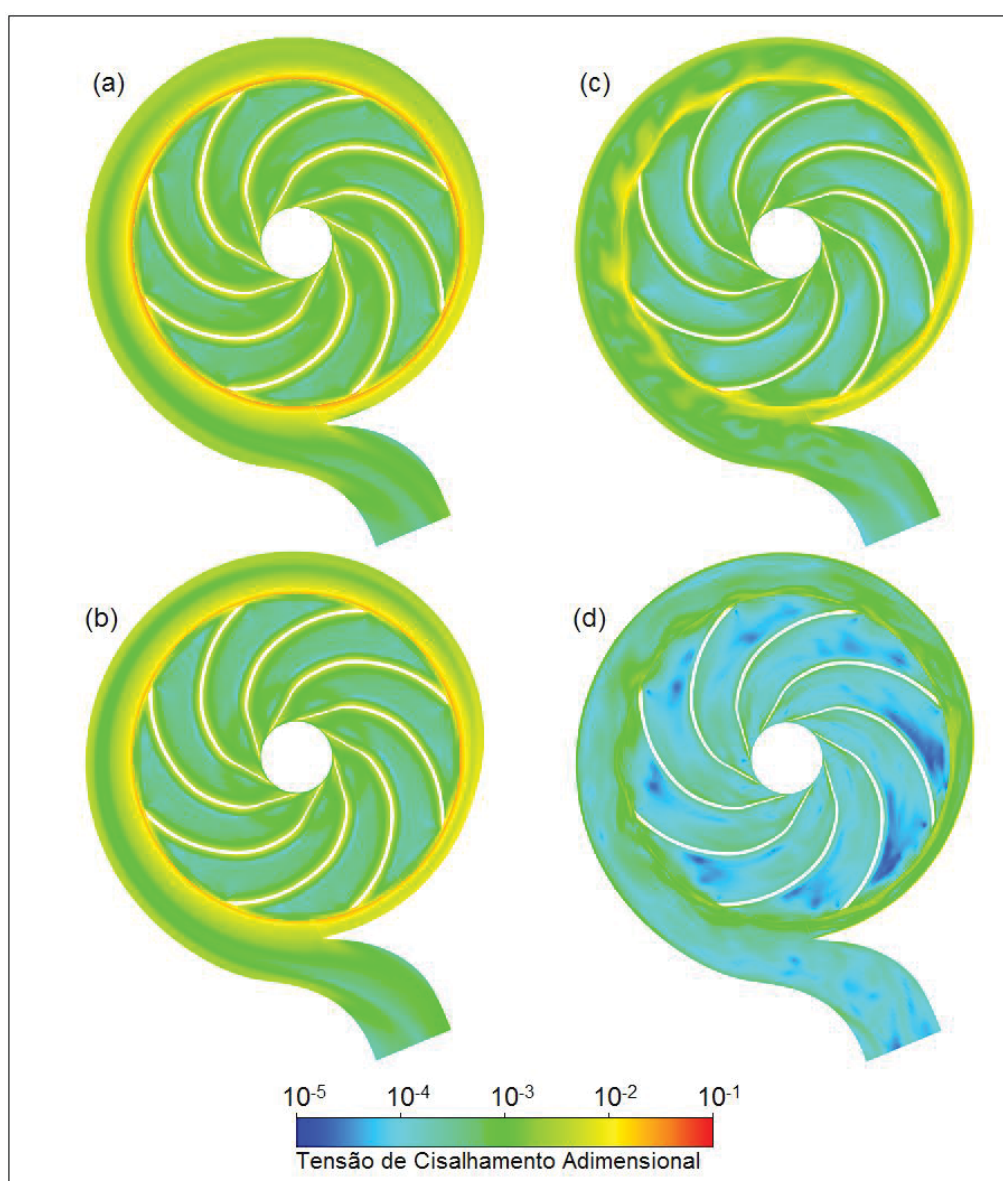


Figura 47 – Linhas de corrente em um plano médio do segundo rotor e da voluta para situação de BEP e (a) 720 cP, 612 rpm; (b) 720 cP, 800 rpm; (c) 350 cP, 600 rpm e (d) 87 cP, 900 rpm.

Um comportamento bem parecido com o do primeiro rotor é observado aqui. Dessa vez, porém, nenhum tipo de recirculação ocorre. Uma diferença bem clara com relação ao caso de água é a não existência de recirculações na entrada no segundo rotor devido à orientação do escoamento que deixa o indutor. Também é possível observar uma diminuição dos níveis de velocidade quando ocorrem um aumento na viscosidade do fluido.

Na Figura 48 um campo de tensão de cisalhamento adimensional é exibido em um plano médio entre cubo e coroa no primeiro rotor e no difusor.

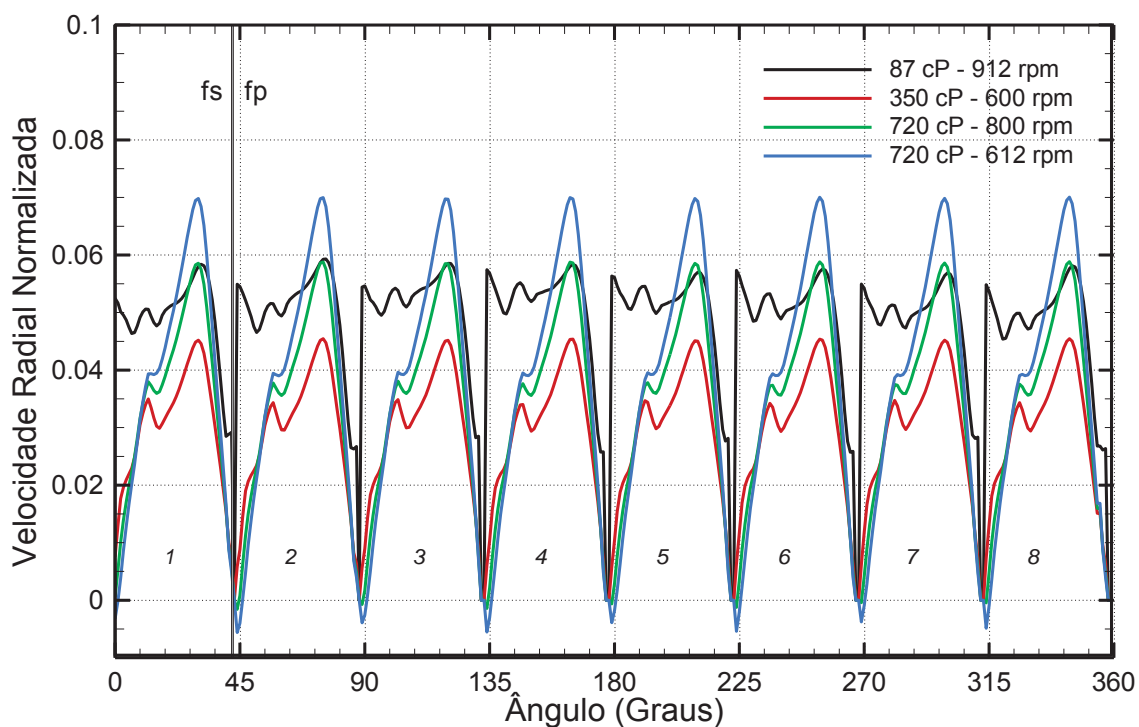


**Figura 48 – Tensão de cisalhamento normalizada em um plano médio do segundo rotor e da voluta para situação de BEP e (a) 720 cP, 612 rpm; (b) 720 cP, 800 rpm; (c) 350 cP, 600 rpm e (d) 87 cP, 900 rpm.**

Apesar de não ter sido possível observar recirculações na entrada do segundo rotor, nota-se regiões de tensão de cisalhamento elevada em relação ao restante do canal do rotor. Esse comportamento pode ser atribuído à forma como o escoamento é entregue na região onde, apesar de não serem formadas recirculações devido à alta viscosidade, existe um incremento na tensão de cisalhamento por conta da direção que o fluido tem quando vêm do indutor. Mais uma vez os níveis de tensão diminuem de forma considerável com a diminuição da viscosidade. Verifica-se também que outra região que concentra tensões de cisalhamento mais alta é a interface entre os componentes.

Também pode-se estudar como a viscosidade influencia a orientação do escoamento por meio da análise dos perfis de velocidade e de ângulo de escoamento nos canais dos rotores.

A Figura 49 mostra a variação da velocidade radial normalizada com a velocidade tangencial do rotor em uma linha posicionada a 90% do raio do primeiro rotor em um plano médio entre o cubo e a coroa. Estão sobrepostas as quatro curvas das condições de velocidade e viscosidade simuladas e todas as vazões são as mais próximas ao BEP encontradas.



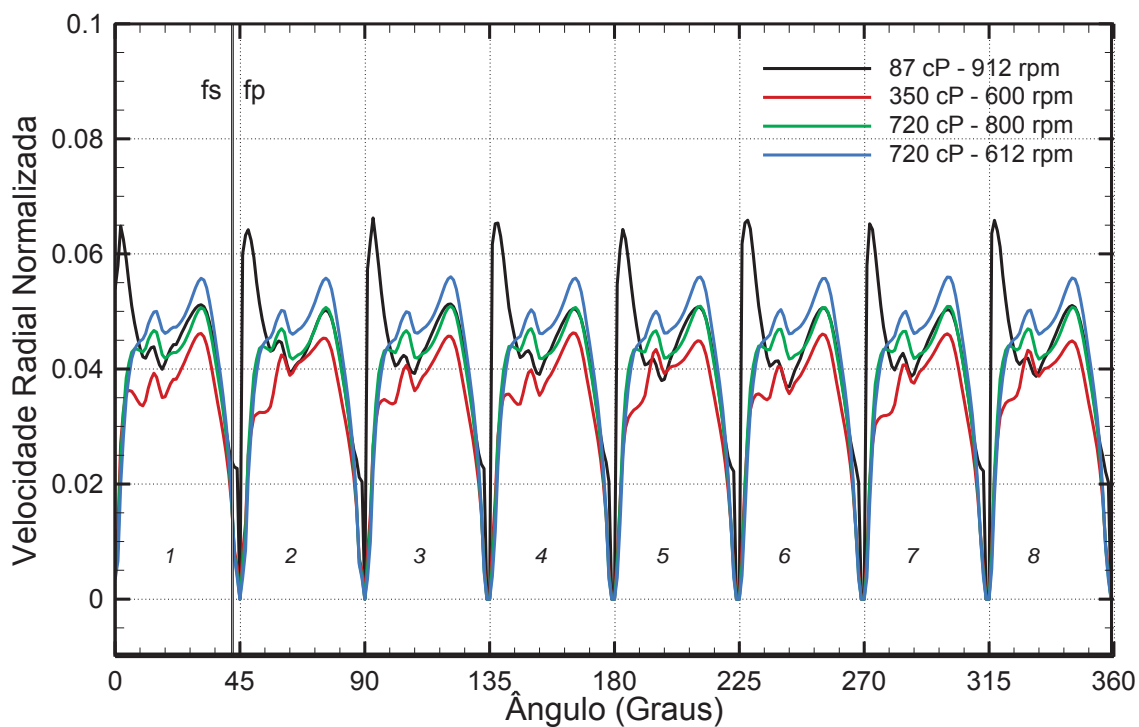
**Figura 49 – Variação da velocidade radial normalizada em uma linha posicionada a  $r/r_0=0,9$  no primeiro rotor para quatro condições operacionais**

A principal diferença em relação ao escoamento com água é que não existe a alternância entre os perfis devido a interação entre as pás do rotor e do difusor, indicando que esse fenômeno é menos influente para o caso com maior viscosidade. Na viscosidade mais baixa verifica-se que o perfil é uniforme em toda a extensão dos canais. Com o incremento da viscosidade existe um aumento na tensão de cisalhamento principalmente nas paredes, que força uma redução de velocidade nessas regiões. Isso leva a uma redução na área de seção transversal em que o escoamento é mais rápido e por isso um pico cada vez mais pronunciado de velocidade radial é observado no centro do canal. Entretanto, existe mais um fenômeno nessa situação que causa uma distorção no gráfico. A velocidade média aumenta com o incremento da degradação a partir de 350 cP. Isso ocorre porque para as três situações de maior degradação (350 cP, 600 rpm; 720 cP, 800 rpm e 720 cP, 612 rpm) o coeficiente de vazão é o mesmo (0,3). Por conta do número de pontos simulados ocorreu de o mais próximo ao BEP ser o mesmo para os três casos, mas se fosse determinado de forma mais precisa o ponto de máxima eficiência ele seria menor com maior degradação. Portanto quanto maior a degradação maior é a influência da vazão no campo de escoamento, o que faz que a magnitude das velocidades normalizadas no canal sejam maiores.

A Figura 50 mostra a variação da velocidade radial normalizada em uma linha posicionada a 90% do raio do segundo rotor em um plano médio entre o cubo e a coroa.

Mais uma vez verifica-se que não existe a mesma influência do componente a jusante que é observado na água. Apesar da alta variação geométrica devido a presença da voluta, um elemento que não apresenta nenhum tipo de simetria axial, os perfis são bem regulares e se repetem entre um canal e outro. Isso evidencia o papel da turbulência em provocar um efeito no sentido contrário ao escoamento, gerando recirculações no interior do rotor e alterando a forma como o fluido se comporta a cada canal do rotor. Também pode ser observado que existe uma diminuição na velocidade em regiões próximas a parede, fenômeno cada vez mais relevante com o incremento da viscosidade.





**Figura 50 – Variação da velocidade radial normalizada em uma linha posicionada a  $r/r_0=0,9$  no segundo rotor para quatro condições operacionais**

A análise dos resultados apresentados nesse capítulo, revelam que diversos efeitos devem ser levados em conta para uma correta caracterização do escoamento em bombas centrífugas. Características do fluido e parâmetros geométricos influenciam diretamente a forma como a bomba se comporta e o quão eficiente o sistema é. Análises mais aprofundadas em diversos aspectos dos resultados aqui apresentados não são necessários para o correto entendimento de como alterações no projeto da bomba podem causar um ganho de desempenho.

## 6 CONCLUSÕES

Este trabalho realizou uma análise numérica do escoamento em uma bomba centrífuga de dois estágios com difusor aletado e voluta, utilizando como fluido de trabalho água e glicerina com três viscosidades diferentes. Para alcançar o objetivo foi utilizada uma metodologia numérica de volumes finitos baseada em elementos, implementada com o uso do pacote de programas Ansys CFD.

O modelo numérico foi validado por meio de uma comparação com dados obtidos do trabalho experimental de Amaral (2007). Para água a concordância do numérico com experimental foi boa, sendo que as discrepâncias foram maiores com o incremento da viscosidade. Entretanto, de forma geral, o modelo numérico se comportou de forma similar em relação ao experimental independentemente da viscosidade, superestimando os valores de ganho de pressão para vazões baixas e subestimando para vazões altas.

A análise dos campos de escoamento com água revelam que existem recirculações nas bombas mesmo em situações de máxima eficiência. Elas são induzidas pela geometria de alguns componentes, como o indutor. Isso também demonstra que bombas centrífugas são pensadas na eficiência como um todo. Portanto nem sempre no ponto de BEP a eficiência do escoamento somente nos rotores também é máxima. Entretanto, o escoamento é geralmente bem orientado e as perdas são minimizadas. Para vazões mais baixas maiores recirculações aparecem. As análises dos campos de escoamento, além da avaliação de perfis de energia cinética turbulenta, velocidade radial e ângulo de escoamento nos canais do rotor, revelaram que as principais regiões de recirculação ocorrem na face de pressão da pá do rotor. Esse fenômeno ocorre nessa localização principalmente devido à razão entre os raios interno e externo dos rotores, evidenciando a influência da geometria no escoamento. Além disso, regiões de recirculação ocorrem em locais com altos níveis de energia cinética turbulenta. Essa combinação de alta turbulência com recirculações aparece normalmente em partes da bomba de grande variação geométrica. Ainda, padrões de escoamento surgem ou são quebrados devido a interações entre componentes.

A análise de escoamento com glicerina em diferentes viscosidades revelou que as propriedades do fluido desempenham um papel importante no comportamento da bomba. Além da degradação que ocorre com o incremento das

forças viscosas, padrões de escoamento são alterados e interações entre os componentes tornam-se menos importantes.

A comparação entre os escoamentos com água e com fluidos de viscosidade elevada demonstra que o fenômeno do escoamento em bombas centrífugas é altamente complexo, dependente de diversos parâmetros. Além de transiente e tridimensional, a complexidade da geometria gera efeitos de difícil compreensão em uma análise superficial. A interação entre esses componentes, aliada à presença ou não de turbulência e dependência de parâmetros do fluido, fazem com que uma correta predição teórica do comportamento do escoamento seja uma tarefa bastante difícil de alcançar.

Fica evidente através da análise dos resultados, que simplificações geométricas (tanto alterações quanto completas omissões de alguns componentes da bomba costumam ocorrer em trabalhos numéricos) pode comprometer a caracterização do escoamento. Um componente pode não só alterar o comportamento do fluido a sua jusante como pode também influenciar o que acontece a montante. A complexidade destas interações torna muito difícil prever que tipo de influência no resultado pode ter qualquer simplificação geométrica assumida. Isso também ilustra a necessidade de se verificar situações específicas de interesse.

Melhorias, mesmo que pequenas na eficiência do sistema, podem levar a grandes ganhos de produção na indústria. Portanto, qualquer estudo no sentido de melhorar as condições operacionais ou prever casos onde podem ocorrer problemas deve ser desenvolvido. Este trabalho mostrou como podem ser complexos e altamente dependentes de diversas condições o escoamento em uma bomba centrífuga.

Há pouco entendimento sobre o funcionamento de diversos aspectos da bomba estudada. Estudos posteriores devem, portanto, ser realizados com o objetivo de entender muitas perguntas deixadas em aberto neste trabalho. Sugestões de projetos futuros incluem:

- Uso de mais condições operacionais, incluindo pontos acima do ponto de máxima eficiência.
- Utilização de modelos de turbulência diferentes (particularmente o SST), com o objetivo de obter uma caracterização mais fiel da localização de recirculações e de regiões de alto nível de energia cinética turbulenta.

- Ampliação das análises com fluidos viscosos, buscando estudar de forma mais precisa as estruturas de escoamento que ocorrem nessas situações.

- Análises mais detalhadas do escoamento em outros componentes da bomba como o indutor e a voluta e, principalmente, estudar a interface e interações entre esses elementos.

- Realizar um estudo de escoamento bifásico, buscando entender como a adição de mais uma fase altera o escoamento e as interações entre esses componentes.

## REFERÊNCIAS

ANAGNOSTOPOULOS, J. S., A Fast Numerical Method for Flow Analysis and Blade Design in Centrifugal Pump Impellers. **Computers and Fluids**, n. 38, p. 284-289, 2009.

AMARAL, G. **Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos**. 2007. 260f. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia do Petróleo) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2007.

ANSYS. **Ansys CFX Modeling Guide**, 2009. Disponível em: <<http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS%5FCFX/help/Theory/index.htm>> Acesso em: 18 mar. 2013.

ANSYS. **Ansys CFX Theory Guide**, 2013. Disponível em: <<http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS%5FCFX/help/Theory/index.htm>> Acesso em: 18 mar. 2013.

ASUAJE, M., BAKIR, F., KOUIDRI, S., KENYERY, F., REY, R. Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields. **International Journal of Rotating Machinery**, p. 244-255, 2005.

BYSKOV, R.K., JACOBSEN, C.B., PEDERSEN, N.. Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions - Part II: Large Eddy Simulations. **Journal of Fluids Engineering**, v.125, p. 73-83, jan. 2003.

CHEAH, K. W., LEE, T. S., WINOTO, S. H., ZHAO, Z. M. Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump at Design and Off-Design Conditions, **International Journal of Rotating Machinery**, 8 p., Cingapura, 2007.

FENG, J., BENRA, F.K., DOHMEN H. J.. Qualitative Comparison between Numerical and Experimental Results of Unsteady Flow in a Radial Diffuser Pump. **Journal of Visualization**, v.10, n.4, p. 349-357, abr. 2007.

FENG, J., BENRA, F.K., DOHMEN H. J.. Unsteady Flow Investigation in Rotor-Stator Interface of a Radial Diffuser Pump. **Forsch Ingenieurwes**, n.74, p. 233-242, out. 2010.

FOX, R. F., MCDONALD, A. T. e PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

GONZÁLEZ, J., FERNÁNDEZ, J., BLANCO, E., SANTOLARIA, C.. Numerical Simulation of the Dynamic Effects Due to Impeller-Volute Interaction in a Centrifugal Pump. **Transactions of the ASME**, v.124, p. 348-355, jun. 2010.

GULICH, J. F., Pumping Highly Viscous Fluids with Centrifugal Pumps – Part 1, **World Pumps**, pp 30 – 34, 1999a.

GULICH, J. F., Pumping Highly Viscous Fluids with Centrifugal Pumps – Part 2, **World Pumps**, pp 39 – 42, 1999b.

HYDRAULIC INSTITUTE. **Hydraulic Institute Standards: Determination of Pump Performance When Handling Viscous Liquid**, 10<sup>a</sup> ed., 1955.

IMBIL. **Catálogo de Produtos ITAP**, 2015. Disponível em: <  
[http://www.imbil.com.br/Imbil/upload/produto/Portugues/ITAP\\_web.pdf](http://www.imbil.com.br/Imbil/upload/produto/Portugues/ITAP_web.pdf)> Acesso em:  
18 dez. 2015.

PATERNOST, G. M. **Estudo experimental sobre bomba centrífuga operando com fluido viscoso e escoamento bifásico gás-líquido**. 2013. 172f. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia do Petróleo) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

SEGALA, W. **Simulação Numérica do Escoamento Monofásico no Primeiro Estágio de uma Bomba Centrífuga de Duplo Estágio**. 2010. 121f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica e de Materiais) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2010.

SIRINO, T. **Estudo Numérico da Influência da Viscosidade no Desempenho de uma Bomba Centrífuga Submersa**. 2013. 118f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica e de Materiais) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

SOLANO, E. A. **Viscous Effects on the Performance of Electro Submersible Pumps (ESP's)**. 2009. 145f. Dissertação (Mestrado em Engenharia do Petróleo) - The Graduate School, The University of Tulsa, EUA, 2009.

STEL, H., AMARAL, G.D.L., NEGRÃO C.O.R., CHIVA S., ESTEVAM V., MORALES R.E.M.. Numerical Analysis of the Fluid Flow in the First Stage of a Two-Stage Centrifugal Pump with a Vaned Diffuser. **Journal of Fluids Engineering**, v.135, n.7, p. 071104-1-071104-9, jul. 2013.

VERSTEEG, H. K. e MALALASEKERA, W. **An introduction to Computational Fluid Dynamics**, 1 ed. Malásia: Pearson Prentice Hall, 1995.

VIEIRA, T. S. **Modelagem Numérica das Perdas de Carga no escoamento Monofásico em Rotor de Bomba Centrífuga Submersa Utilizada na Elevação de Petróleo**. 2014. 203f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Reservatório e de Exploração) - Universidade Estadual do Norte Fluminense, Macaé, 2014.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**, 2 ed. La Canada, EUA: DWC Industries, 1998.