

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Renato Schafer de Castro

**Simulação Numérica para Avaliação do Desempenho de uma Bomba
Centrífuga Industrial Operando com Aletas-guia na Tubulação de Sucção**

Juiz de Fora

2020

Renato Schafer de Castro

**Simulação Numérica para Avaliação do Desempenho de uma Bomba
Centrífuga Industrial Operando com Aletas-guia na Tubulação de Sucção**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez

Juiz de Fora

2020

Renato Schafer de Castro

Simulação Numérica para Avaliação do Desempenho de uma Bomba Centrifuga Industrial Operando com Aletas-guia na Tubulação de Sucção

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em 27 de novembro de 2020.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez -
Orientador
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Raphael Fortes Marcomini
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Yipsy Roque Benito
Universidade Federal de Juiz de Fora

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer à minha noiva, Laila, por todo suporte, carinho e incentivo durante a realização desse projeto. Quero agradecer aos meus avós, Aparecida e João, por sempre acreditarem em mim. Aos meus pais, Déa e Fernando, que são os grandes responsáveis pelo meu sucesso. Ao meu irmão, Hugo, por sempre ser um modelo para mim.

Agradeço ao professor orientador Washington pela orientação, oportunidade e conhecimentos ao longo de minha graduação e da pesquisa. Ao Ednaldo por todos os ensinamentos durante meu estágio. Ao Rafael, pela amizade e pelo apoio nas simulações numéricas. Agradeço a todos os colegas de curso, pela amizade, pelos momentos de estudo e de descontração.

Agradeço à Deus por ter me proporcionado tudo o que precisei para realizar esse trabalho e me dado forças para concluí-lo.

"Por todos os motivos que não é possível, existem centenas de pessoas que enfrentaram as mesmas circunstâncias e tiveram sucesso."

(Jack Canfield)

RESUMO

Estudos comprovam que a introdução de aletas-guia na tubulação de sucção de bombas centrífugas é um método de melhorar seu rendimento, devido ao direcionamento do escoamento do fluido na entrada do rotor. O objetivo das aletas é reduzir as perdas por incidência no bordo de ataque das pás do rotor., principalmente nas condições que divergem da nominal. A proposta deste trabalho é simular numericamente o escoamento do fluido através do rotor de um bomba centrífuga, a fim de determinar o ganho energético quando são utilizadas aletas-guia na tubulação de sucção, avaliando a potência de eixo, a altura de carga, a potência hidráulica e a eficiência. Um estudo de dinâmica dos fluidos computacional em turbomáquinas hidráulicas, com ênfase em bombas centrífugas, foi elaborado, apresentando os fundamentos da mecânica dos fluidos necessários, as técnicas de modelagem do escoamento turbulento, formas de geração da malha computacional, os métodos numéricos para a discretização das equações governantes, os modelos de interface a importância das condições de contorno trabalhadas. As simulações tiveram como base um estudo experimental de uma bomba centrífuga utilizada na indústria automobilística para determinar as condições de contorno para o estudo CFD. Os resultados numéricos se mostraram compatíveis com os dados experimentais, validando o modelo desenvolvido. Foi possível avaliar o desempenho hidráulico da bomba sem e com a utilização das aletas-guia. A configuração que apresentou melhor desempenho foi com a utilização do dispositivo IGV, a qual obteve maior transferência de energia ao fluido, apresentando ganho em eficiência de 2%. Foi observado que a probabilidade de ocorrência da cavitação foi reduzida com a introdução das aletas. Foi considerada economicamente viável a proposta, frente à eficiência energética obtida. As discussões dos resultados levaram à determinação das limitações do estudo e recomendações para futuros projetos.

Palavras-chave: Bomba centrífuga. Aletas-guia. Desempenho. Simulação numérica

ABSTRACT

Studies show that the introduction of guide vanes in the inlet pipe of centrifugal pumps is a method of improving its performance, due to the pre-whirl regulation technique of fluid flow at the impeller inlet. The purpose of the vanes is to reduce the incidence loss at the leading edge of the blades, especially at off-conditions. The purpose of this work is to numerically simulate the fluid flow through the pump impeller, in order to determine the energy gain when inlet guide vanes are used, evaluating the shaft power, the head, the hydraulic power and the efficiency. A study of computational fluid dynamics in hydraulic turbo-machinery, with an emphasis on centrifugal pumps, was elaborated, presenting the fundamentals of fluid mechanics, the turbulent flow modeling techniques, ways of computational mesh generation, the numerical methods for the governing equations discretization, the interface models and the importance of the boundary conditions used. The simulations were based on a experimental study of a centrifugal pump used in the automobile industry to determine the boundary conditions for the CFD study. The numerical results showed good agreement with the experimental data, which validated the developed model. It was possible to evaluate the hydraulic performance of the pump with and without the vanes. The configuration the showed the best performance was the one with the IGV device, which obtained greater energy transfer to the fluid. It was seen that the probability of cavitation occurrence was reduced with the vanes usage. The proposal was considered economically viable, given the energy efficiency gained. The results discussion led to the determination of the study limitations and future projects recommendations.

Key-words: Centrifugal pump. Inlet guide vanes. Performance. Numerical simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Faixas de aplicação de bombas	17
Figura 2 – Bombas de Deslocamento Positivo	18
Figura 3 – Bomba centrífuga de fluxo radial	19
Figura 4 – Fluxo de Energia Elétrica - BEN 2019 - ano base 2018	20
Figura 5 – Bomba centrífuga KSB ETA 250-40	21
Figura 6 – Volume de controle infinitesimal em coordenadas retangulares	32
Figura 7 – Tensões sobre um elemento de fluido na direção x	33
Figura 8 – Volume de controle: rotor da bomba centrífuga	37
Figura 9 – Diagramas de velocidades da entrada e saída do rotor	37
Figura 10 – Diagrama de velocidades com introdução de aletas-guia	39
Figura 11 – Custo operacional dos modelos de turbulência	42
Figura 12 – Esquemas de discretização	47
Figura 13 – Principais elementos de malhas 3D	48
Figura 14 – Perfil de pressão na interface rotativa - Frozen Rotor	52
Figura 15 – Bomba centrífuga estudada	55
Figura 16 – Rotor	56
Figura 17 – Croqui da instalação	56
Figura 18 – Dimensões internas da bomba centrífuga (em mm)	59
Figura 19 – Dimensões externas da bomba centrífuga	59
Figura 20 – Geometria do rotor	60
Figura 21 – Geometria da voluta	60
Figura 22 – Geometria das aletas-guia	61
Figura 23 – Perfil Gottingen 443	61
Figura 24 – Domínio fluido do escoamento na bomba centrífuga	62
Figura 25 – Interfaces utilizadas para conectar as malhas	63
Figura 26 – Interfaces periódicas	63
Figura 27 – Malha do domínio pré-rotor	64
Figura 28 – Malha do domínio pré-rotor IGV	64
Figura 29 – Malha do domínio pós-rotor	65
Figura 30 – Malha do domínio do rotor	66
Figura 31 – Condições de contorno aplicadas	68
Figura 32 – Valores de potência de eixo ϕ e eficiência obtidos na simulação	70
Figura 33 – Valores de potência de eixo e eficiência obtidos nas simulações	71
Figura 34 – Valores de potência hidráulica e altura de carga obtidos na simulações	71
Figura 35 – Pressão absoluta x posição no rotor	72
Figura 36 – Velocidade x posição no rotor	73
Figura 37 – <i>Blade-to-blade view</i> para condição original	74
Figura 38 – <i>Blade-to-blade view</i> para condição proposta	75

Figura 39 – Linhas de corrente ao longo de todo o escoamento - condição original .	76
Figura 40 – Linhas de corrente ao longo de todo o escoamento - condição com IGV	77
Figura 41 – Pressão absoluta - condição original	78
Figura 42 – Pressão absoluta - condição com IGV	78
Figura 43 – Economia gerada pela proposta de introdução de aletas-guia	79
Figura 44 – Dados de entrada	86
Figura 45 – Cálculo da potência fornecida pelo motor à bomba	86
Figura 46 – Cálculo da massa específica da água	86
Figura 47 – Cálculo da altura de carga real	87
Figura 48 – Cálculo da potência hidráulica da bomba	87
Figura 49 – Cálculo da eficiência da bomba	87
Figura 50 – Cálculo da pressão total de sucção	87
Figura 51 – Dados de saída	87
Figura 52 – Cálculo da economia gerada	88
Figura 53 – Cálculo das incertezas envolvidas	88
Figura 54 – Curvas características da bomba centrífuga	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades extensivas e intensivas	28
Tabela 2 – Significado do teorema de transporte de Reynolds	29
Tabela 3 – Coeficientes do modelo SST	47
Tabela 4 – Características constritivas da bomba centrífuga	57
Tabela 5 – Características do motor elétrico	57
Tabela 6 – Condições ambientais	57
Tabela 7 – Condições de operação	58
Tabela 8 – Dimensões externas da bomba centrífuga	58
Tabela 9 – Resumo dos dados das malhas computacionais	66
Tabela 10 – Condições de contorno	67
Tabela 11 – Resultados experimentais	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Procel	Programa nacional de conservação de energia elétrica
CFD	Computational Fluid Dynamics
IGV	Inlet Guide Vane
RNG	Renormalization Group Theory
SST	Shear Stress Transport
EDP	Equações Diferenciais Parciais
TTR	Teorema de Transporte de Reynolds
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
LES	Large Eddy Simulation
DNS	Direct Numerical Simulation
MDF	Método das Diferenças Finitas
MVF	Método dos Volumes Finitos
MEF	Método dos Elementos Finitos
CAD	Computer Aided Design

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

a_1	Constante empírica do modelo SST
\vec{A}	Área de seção da superfície de controle
$CD_{\kappa\omega}$	Parte positiva do termo de difusão cruzada
D_0	diâmetro da tubulação
dx, dy, dz	dimensões infinitesimais do volume de controle
E	Energia
e	Energia específica
F_1	Função de mistura da distância da parede
F_2	Função de mistura para viscosidade turbulenta
\vec{F}	Força resultante
\vec{F}_B	Forças de campo
\vec{F}_S	Forças de superfície
g	Aceleração da gravidade
H	Altura de carga
H_P	Altura de carga real
h	Entalpia
\vec{H}	Quantidade de movimento angular
L_b	Distância axial do dispositivo IGV ao rotor
M, m	Massa
\dot{m}	Vazão mássica
N	Propriedade extensiva do fluido
P	Pressão modificada
p	Pressão termodinâmica local
P_{st}	Pressão estática

P_{total}	Pressão total
\bar{p}	Pressão média
\vec{P}	Quantidade de movimento
\tilde{P}_κ	Termo limitante da produção da energia cinética
Q	Vazão volumétrica
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor
\vec{r}	Vetor posição
r_1	Raio interno do rotor
r_2	Raio externo do rotor
Re	Número de Reynolds
S	Entropia
S_{ij}	Tensor deformação do escoamento médio
s	Entropia específica
SC	Superfície de controle
T	Temperatura
t	Tempo
\vec{T}	Torque
\vec{U}	Velocidade da pá do rotor
\vec{u}	Vetor velocidade
\bar{u}	Velocidade média
u, v, w	Componentes do vetor velocidade nas coordenadas cartesianas (x, y, z)
u', v', w'	flutuações instantâneas dos componentes do vetor velocidade
V	Velocidade média do fluido
V_{ti}	Velocidade tangencial absoluta
\vec{V}	Velocidade do fluido
\vec{V}_i	Velocidade absoluta do fluido

\bar{V}	Velocidade média do fluido
\forall	Volume do volume de controle
VC	Volume de controle
\dot{W}	Taxa de transferência de trabalho
\dot{W}_S	Taxa de transferência de trabalho de eixo
\dot{W}_{util}	Potência útil
\dot{W}_m	Potência mecânica
\dot{W}_h	Potência hidráulica
\vec{W}_i	Velocidade relativa do fluido
x, y, z	Coordenadas cartesianas
\vec{x}	Vetor posição
y	Distância à parede

Letras Gregas

α	Constnate do modelo de turbulência
β_i	Ângulo de incidência das pás do rotor
β, β^*	Contantes do modelo de turbulência
δ_{ij}	Delta de Kronecker
η	Propriedade intensiva do fluido
η_p	Eficiência da bomba
κ	Viscosidade turbulenta modelada em função da energia cinética turbulenta
ν, μ	Viscosidade do fluido
ν_t	Viscosidade turbulenta
ν_{ef}	Viscosidade efetiva
ρ	Massa específica
σ	Tensão normal

$\sigma_\kappa, \sigma_\omega, \sigma_d$	Coefficientes do modelo de turbulência
τ	Tensão cisalhante
Φ	Variável que representa determinada propriedade
$\bar{\Phi}$	Média espacial da variável Φ
Φ'	Flutuação instantânea em torno da variável Φ
ω	Velocidade angular do rotor
ω	Taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta
∇	Gradiente do vetor

Subscritos

i, j, k Índices de direção (x, y, z)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	17
1.2	MOTIVAÇÃO	22
1.3	OBJETIVOS	22
1.3.1	OBJETIVOS GERAIS	22
1.3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	23
1.4	ESCOPO DO TRABALHO	23
2	REVISÃO DA BIBLIOGRAFIA	24
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	27
3.1	INTRODUÇÃO	27
3.2	MECÂNICA DOS FLUIDOS	27
3.2.1	TEOREMA DE TRANSPORTE DE REYNOLDS	28
3.2.2	CONSERVAÇÃO DA MASSA	29
3.2.3	EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO	30
3.2.4	PRINCÍPIO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO ANGULAR	30
3.2.5	CONSERVAÇÃO DA ENERGIA	31
3.2.6	ANÁLISE DIFERENCIAL DAS LEIS FÍSICAS	32
3.2.7	EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES	34
3.2.8	APLICAÇÕES EM BOMBAS CENTRÍFUGAS	36
3.3	ANÁLISE TEÓRICA DA INTRODUÇÃO DE ALETAS-GUIA NA TUBULAÇÃO DE SUCÇÃO	39
3.4	MODELAGEM DE TURBULÊNCIA	40
3.4.1	EQUAÇÕES MÉDIAS DE REYNOLDS	42
3.4.2	MODELO SHEAR STRESS TRANSPORT	45
3.5	MALHA COMPUTACIONAL	47
3.6	MÉTODOS NUMÉRICOS	49
3.6.1	MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	50
3.7	MODELOS DE INTERFACE ROTATIVA	51
3.8	CONDIÇÕES DE CONTORNO	52
4	METODOLOGIA	54
4.1	RESUMO	54
4.2	MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS	55
4.2.1	REGIME DE OPERAÇÃO	57

4.3	MODELAGEM GEOMÉTRICA	58
4.4	MODELAGEM COMPUTACIONAL	62
4.4.1	MALHA COMPUTACIONAL	62
4.4.2	MODELAGEM DE TURBULÊNCIA	67
4.4.3	CONDIÇÕES DE CONTORNO	67
5	RESULTADOS E ANÁLISES	69
5.1	MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS	69
5.2	MODELAGEM CFD	69
5.2.1	LIMITAÇÕES	79
6	CONCLUSÕES	81
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	82
	REFERÊNCIAS	83
	APÊNDICE A – CÁLCULOS EXPERIMENTAIS	86
	ANEXO A – CURVAS CARACTERÍSTICAS KSB ETA 250-40	89
	ANEXO B – TERMO DE AUTENTICIDADE	90
	ANEXO C – BANCA REMOTA TCC	91
	ANEXO D – DECLARAÇÃO DA EMPRESA	92

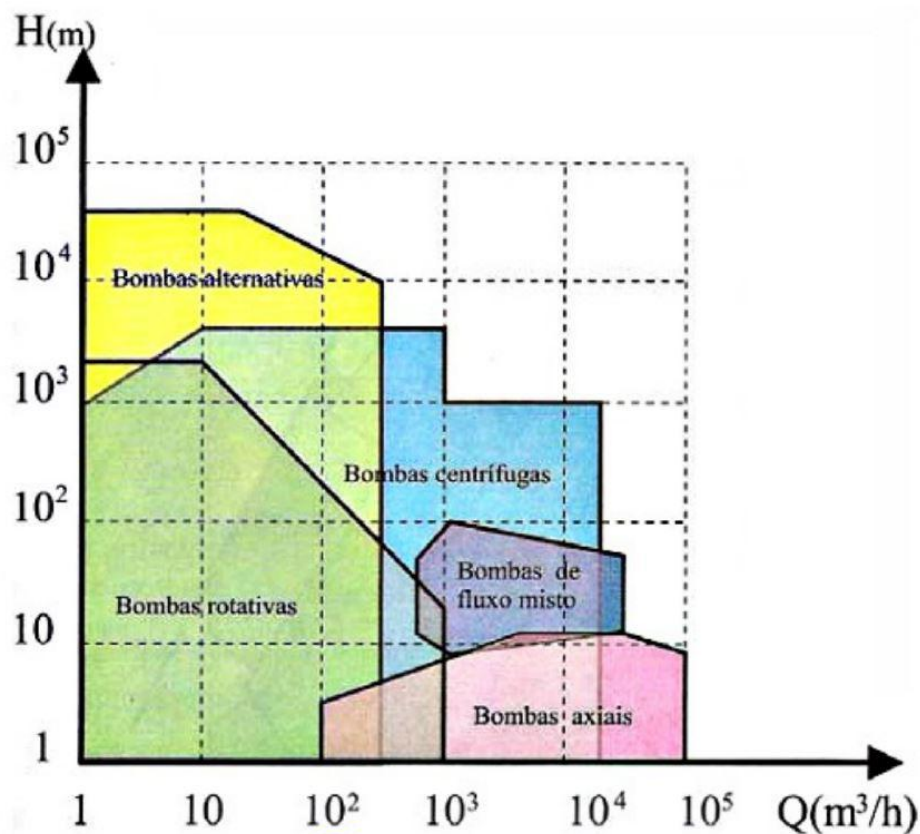
1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Os sistemas de bombeamento são utilizados em todos os segmentos industriais e possuem diversas aplicações para transportar diferentes tipos de fluidos, desde água a produtos químicos. Eles estão presentes em muitos processos importantes [1], tais como: abastecimento de água, sistemas de águas residuárias, irrigação de lavouras, sistemas de combate a incêndios, estações de tratamento de esgoto, centrais de água gelada etc.. Na maioria desses processos é necessário um controle preciso da vazão do fluido de trabalho utilizado. Para esse fim, empregam-se as bombas.

O termo bomba, de modo geral, é atribuído a todo equipamento capaz de transferir energia de uma fonte para um fluido, de modo que esse fluido realize trabalho. Existem diversos tipos de bombas que podem ser usadas para um grande número de aplicações, dificultando a exata definição de quando cada tipo deve ser utilizado. Há aplicações em que vários tipos podem ser utilizados. A Figura 1 retrata uma distribuição das diversas categorias de bombas, relacionando as condições de operação: altura de carga (H) e vazão (Q).

Figura 1 – Faixas de aplicação de bombas



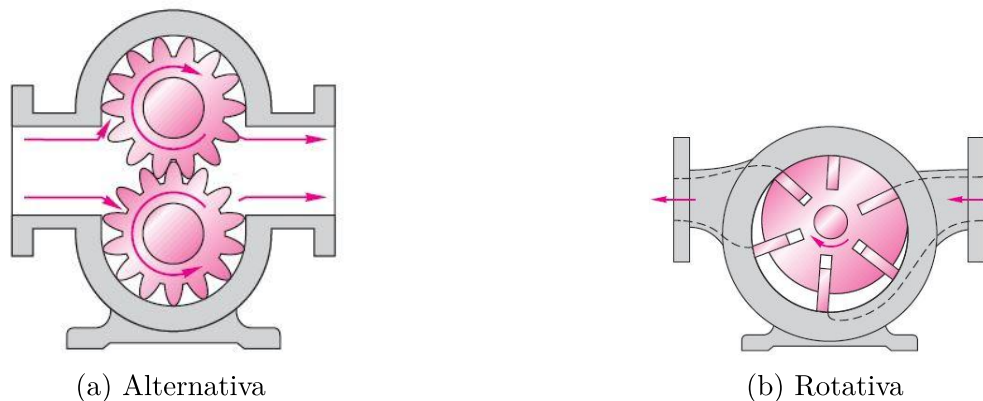
Fonte: HEEN (2016)

Assim é recomendado, ao selecionar uma determinada bomba para uma instalação, determinar o fluido de trabalho, a vazão e a altura manométrica total requerida e em seguida buscar por um modelo que satisfaça essas condições com a menor potência [3], isto é, a bomba mais eficiente. As bombas podem ser divididas em duas categorias principais:

- i. bombas de deslocamento positivo;
- ii. bombas dinâmicas.

As bombas de deslocamento positivo são dispositivos com movimento alternativo, nas quais a energia é adicionada periodicamente ao fluido [4] e as pressões de trabalho são bem altas. Geralmente trabalham com fluidos de maior viscosidade, possuem vazão intermitente e a energia cinética não é significativa. Elas se subdividem em bombas alternativas e bombas rotativas, representadas nas Figuras 2a e 2b, respectivamente.

Figura 2 – Bombas de Deslocamento Positivo

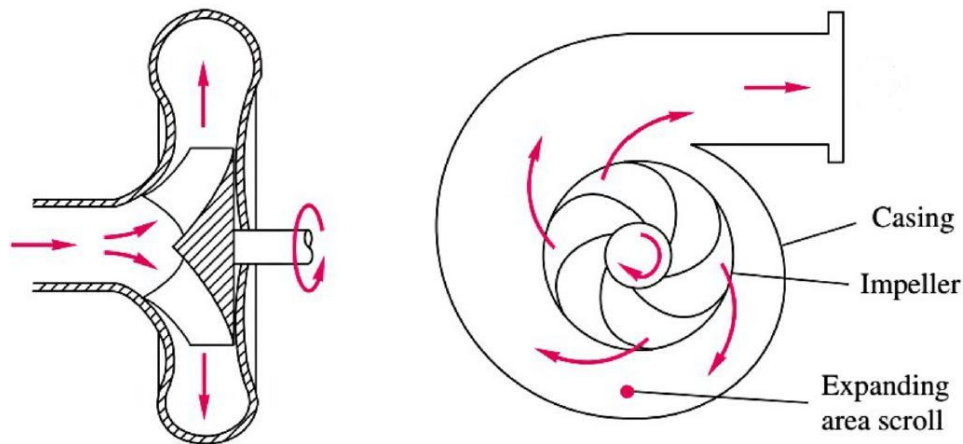


Fonte: WHITE (2007)

Nas bombas dinâmicas, a energia é adicionada continuamente ao fluido para aumentar a sua velocidade [4]; elas não dispõem de dispositivos alternativos; as pressões de trabalho são baixas e médias; possuem baixa eficiência com fluidos de alta viscosidade; apresentam vazão contínua e transformam a energia da fonte em energia cinética. As bombas dinâmicas mais conhecidas e utilizadas são as centrífugas.

As bombas centrífugas podem ser classificadas pela direção do fluxo do fluido de trabalho: axial, radial ou periférico, sendo a radial mais utilizada. As bombas centrífugas radiais podem ser classificadas quanto à quantidade de estágios (um estágio ou multiestágios) ou quanto ao formato do rotor (aberto ou fechado) e seus principais componentes são: voluta (*casing*) e rotor (*impeller*), como ilustrado na Figura 3.

Figura 3 – Bomba centrífuga de fluxo radial



Fonte: WHITE (2007)

Assim como nos demais tipos, as bombas centrífugas utilizam uma potência disponibilizada por um motor, porém essa potência, conhecida como potência de eixo, não é completamente transferida ao fluido de trabalho, isto é, parte dela é dissipada. Essa potência dissipada pode ser classificada em três tipos de perdas:

- i. perdas hidráulicas (perda interna);
- ii. perdas mecânicas (perda externa);
- iii. perdas volumétricas (perda interna).

As perdas hidráulicas ocorrem dentro da bomba e são causadas pelo atrito de superfície entre o fluido e as paredes da máquina; pelo deslocamento de camada limite provocado pela forma dos contornos internos das pás, aletas e outras partes construtivas; pela dissipação de energia por mudança brusca de seção e direção dos canais que conduzem o fluido através da bomba e pelo choque do fluido contra o bordo de ataque das pás, que ocorre quando a máquina funciona em condição diferente da nominal. Essas perdas reduzem a altura de elevação da bomba.

As perdas volumétricas são aquelas que ocorrem devido à fuga de fluido entre as partes móveis da bomba ou ao escoamento marginal entre as regiões de alta e de baixa pressão em seu interior. São perdas que não afetam muito a altura de elevação da bomba.

As perdas mecânicas são externas e representam principalmente perdas por atrito em mancais, gaxetas, selos de vedação, entre outros.

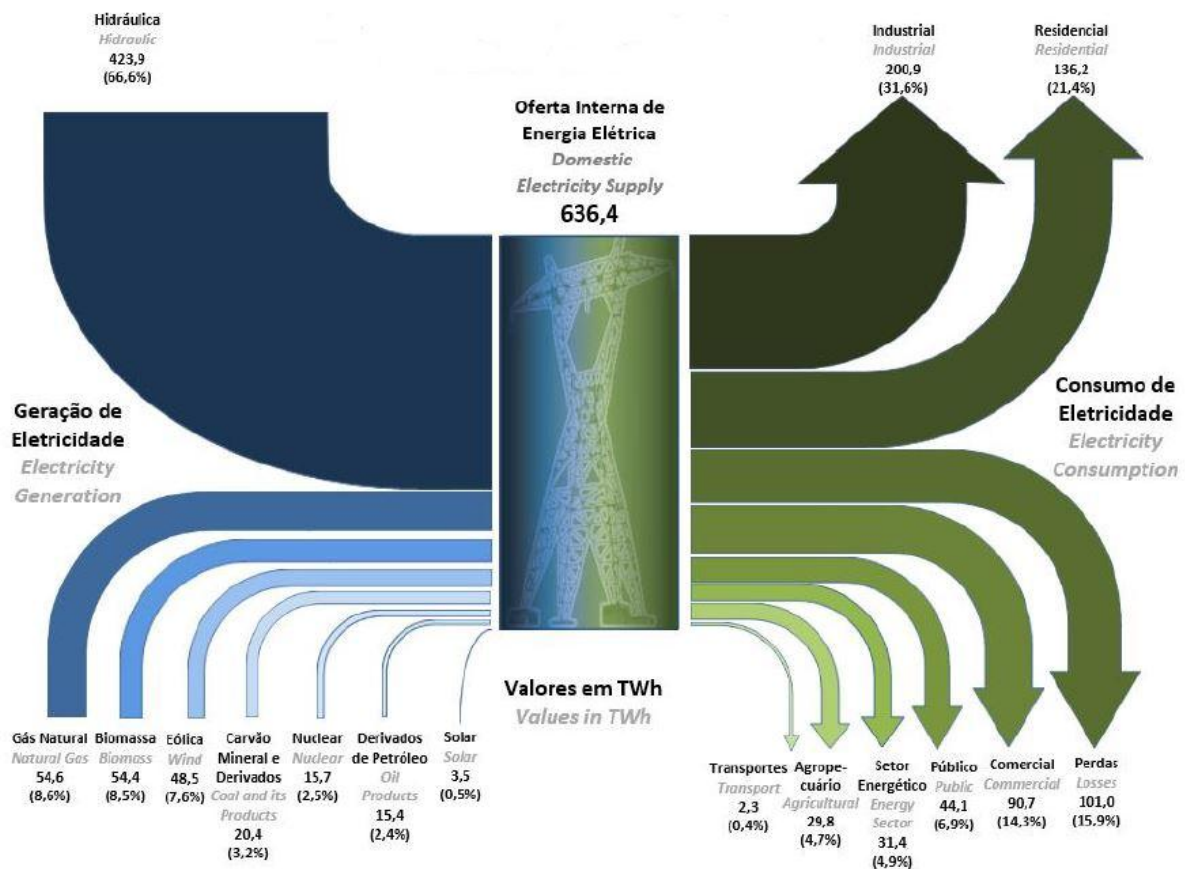
Devido a essas perdas, denomina-se potência útil a parcela da potência de eixo efetivamente transferida ao fluido de trabalho e que pode ser descrita pela equação:

$$\dot{W}_{\text{útil}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1.1)$$

em que $\dot{W}_{\text{útil}}$ é a potência útil [W], ρ é a massa específica [kg/m^3], g é a aceleração da gravidade [m/s^2], Q é a vazão volumétrica [m^3/s] e H é a altura de elevação [m].

É evidente a quantidade de maneiras em que se pode perder energia em bombas, as quais podem chegar a rendimentos na casa de 87% para condições ótimas de operação. Essa ineficiência não está somente ligada às bombas, mas também a qualquer tipo de equipamento industrial, residencial, comercial etc.. Isso reflete, nacionalmente, em uma grande quantidade de energia perdida, como evidenciado na Figura 4, que mostra 15,9% de perdas em 2019.

Figura 4 – Fluxo de Energia Elétrica - BEN 2019 - ano base 2018



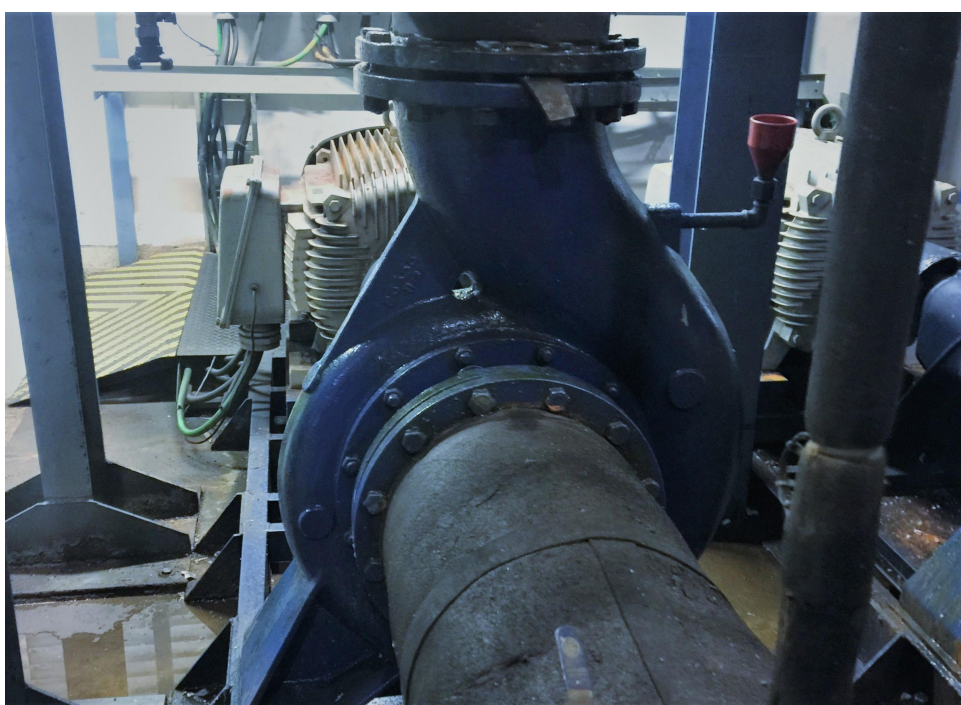
Fonte: BEN (2019)

Segundo ao Procel (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica), ao considerar indústrias, residências e comércios somente, o desperdício de energia elétrica chega a 22 milhões de kWh por ano, o que corresponde a US\$ 1,54 bilhões [7]. A partir disso,

buscar maneiras de melhorar a eficiência de equipamentos tem sido foco das indústrias brasileiras, seja pelo investimento em novos equipamentos mais eficientes ou pela melhoria do funcionamento dos já instalados. Para a melhoria desses equipamentos é necessário reduzir as perdas anteriormente citadas.

A indústria na qual o autor desse trabalho estagiou possui uma bomba centrífuga do modelo KSB ETA 250-40, que faz parte do sistema de água gelada da planta. A melhoria da eficiência desta bomba, com a adição de aletas-guia na tubulação de sucção nas condições de operação do sistema, é o foco desse trabalho. A Figura 5 mostra a bomba em seu local de funcionamento.

Figura 5 – Bomba centrífuga KSB ETA 250-40



Fonte: Autor (2020)

1.2 MOTIVAÇÃO

Para o projeto de turbomáquinas hidráulicas, a dinâmica dos fluidos computacional é uma ferramenta de trabalho considerada essencial por muitos projetistas. Os custos relacionados com a simulação em *softwares*, além do tempo gasto, são consideravelmente menores quando comparados ao desenvolvimento de protótipos, por meio de constantes avanços das técnicas de solução numérica e recursos computacionais.

Atualmente, devido a baixas na economia, principalmente a nacional, a redução de custos e investimentos é realidade nas indústrias. Assim há uma incessante busca por melhorias em equipamentos já existentes, reduzindo os custos de operação ou de manutenção. Nesse cenário, técnicas de otimização estão sendo muito aplicadas, principalmente através de recursos computacionais, por serem mais rápidos em relação à métodos tradicionais e bastante assertivos.

O autor deste trabalho teve contato direto com o sistema de refrigeração da fábrica na qual trabalhou como estagiário, na qual a bomba centrífuga, Figura 5, faz parte e é responsável por transportar o fluido de trabalho, no caso água, para o processo produtivo. Pelo fato de existirem variadores de frequência, possuir redundância (três bombas em paralelo) e o sistema de bombeamento funcionar 24 horas por dia, é evidente a possibilidade de ganhos energéticos com melhorias na eficiência dessas bombas.

Motivado pela busca de melhorias contínuas e pela proximidade com simulações numéricas, o autor decidiu realizar um estudo sobre desempenho da bomba centrífuga com a presença de aletas-guia na tubulação de sucção, buscando a redução de perdas rotodinâmicas.

1.3 OBJETIVOS

A proposta deste trabalho é simular numericamente o escoamento do fluido através do rotor de uma bomba centrífuga, a fim de determinar o ganho energético quando são utilizadas aletas-guia na tubulação de sucção dessa bomba em comparação à não utilização dessas aletas. Um estudo de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) foi elaborado para as duas configurações da bomba, respeitando as condições de contorno, as quais serão estabelecidas a partir de um estudo da operação de uma bomba centrífuga.

1.3.1 OBJETIVOS GERAIS

- i. propor a introdução de aletas-guia na tubulação de sucção da bomba centrífuga estudada;
- ii. reduzir os custos de operação do sistema de bombeamento de água gelada por meio de melhoria do desempenho energético da bomba.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- i. efetuar medições em campo para determinar as condições de operação da bomba;
- ii. obter dados de desempenho: potência de eixo e eficiência;
- iii. realizar simulação CFD do projeto sem modificações;
- iv. realizar simulação CFD para o modelo desenvolvido com as aletas;
- v. analisar a viabilidade de implementação do dispositivo IGV (*Inlet Guide Vane*).

1.4 ESCOPO DO TRABALHO

No primeiro capítulo é apresentada uma introdução aos assuntos principais a serem abordados durante o trabalho, motivações, objetivos e importância do tema.

O segundo capítulo apresenta a revisão bibliográfica de estudos relacionados ao tema a ser desenvolvido neste trabalho, destacando-se as recomendações e resultados obtidos para a aplicação de aletas-guia em bombas centrífugas.

O terceiro capítulo apresenta todo o material base para que os processos a serem realizados neste trabalho sejam compreendidos de forma clara e objetiva, desenvolvendo uma fundamentação teórica sobre dinâmica dos fluidos computacional aplicada a turbomáquinas. As equações governantes do escoamento do fluido de trabalho são apresentadas e, posteriormente, o modelo de turbulência a ser utilizado. Discutar-se também sobre malhas computacionais, métodos numéricos, modelos de interface rotativa e condições de contorno.

O quarto capítulo apresenta a idealização e posterior realização do projeto, detalhando as medições realizadas, a modelagem geométrica e a modelagem CFD.

O quinto capítulo traz os resultados obtidos e as análises feitas decorrente desses resultados, compara a bomba com e sem as aletas e avalia a viabilidade de aplicação do projeto.

O sexto capítulo apresenta, além das principais conclusões obtidas, as propostas para trabalhos futuros, os quais podem complementar ou melhorar o estudo iniciado por este trabalho.

2 REVISÃO DA BIBLIOGRAFIA

Visando compreender o comportamento das turbomáquinas, diversos estudos já foram conduzidos com focos em diferentes aspectos, buscando, geralmente, melhorias em eficiência. Apesar de ser um método com alto nível de confiabilidade, a modelagem experimental tem perdido espaço nas pesquisas, [8], por ser uma técnica que consome muito tempo, além de altos custos de realização.

A dinâmica dos fluidos computacional está se consolidando como uma poderosa ferramenta para a análise do comportamento de turbomáquinas, principalmente quando a complexidade das máquinas aumenta. É bastante utilizada em bombas centrífugas, buscando otimizar projetos, com baixo custo e economizando tempo. Ainda que muito utilizado, um estudo de CFD geralmente é conduzido paralelamente a um ensaio experimental, como em [9], a fim de verificar a precisão da simulação computacional utilizada, validando assim o modelo.

Encontra-se na literatura diferentes modelagens de turbulência sendo utilizadas nas simulações de escoamento em bombas centrífugas. Em sua maioria, os trabalhos relacionados às bombas utilizam o modelo RNG $k-\epsilon$, sendo modelo o que melhor descreve as regiões longe das paredes, ao contrário do modelo $k-\omega$, o qual é mais confiável na região perto de paredes. Assim, o modelo Shear Stress Transport (SST), que é a combinação dos dois, é mais completo e possui uma melhor convergência que os demais modelos. Esse modelo de turbulência tem se mostrado bastante preciso para os casos de escoamentos com adversos gradientes de pressão e quando ocorre a separação da camada limite, [10].

As condições de contorno são outros fatores importantes para as simulações computacionais. Elas representam valores de alguma grandeza envolvida no escoamento: pressão, vazão mássica, fluxo de velocidade, deslizamento em paredes, etc. conhecidos em qualquer instante de tempo nas extremidades do domínio espacial. A maior parte da literatura que estuda simulações computacionais em bombas centrífugas utilizam a pressão na sucção, sendo ela estática ou total, e a vazão mássica na descarga, além da condição de não deslizamento do fluido nas paredes, utilizados pelo autor de [11] para uma análise do escoamento em uma bomba centrífuga em Ansys CFX.

Uma decisão importante a ser tomada é qual *software* utilizar no estudo de dinâmica dos fluidos computacional. Hoje existem dois *softwares* muito utilizados: ANSYS CFX e ANSYS FLUENT. Em [12], o autor realizou um estudo comparativo entre os dois *solvers* e concluiu que quando o modelo de turbulência $k-\omega$ SST é utilizado, os dois podem ser usados, pois os resultados são bastante convergentes. No entanto, ao não utilizar o modelo SST, o FLUENT possui interface mais amigável quanto à mudança das constantes do modelo, sendo mais recomendado. Em termos de resultados, ambos podem ser utilizados na maioria das aplicações de CFD.

Ao realizar um estudo CFD, é necessário um trabalho robusto em relação às malhas computacionais, pois sua qualidade pode influenciar diretamente na precisão dos resultados obtidos. Existem dois tipos de malhas: estruturada e não estruturada. Ao se utilizar a malha não estruturada é necessário programar um código mais complexo e também necessita-se acessar a matriz de conectividade várias vezes, aumentando o número de operações na máquina quando comparada à malha estruturada. Entretanto gerar uma malha estruturada não é um processo simples, sendo a geração de uma malha não estruturada mais rápida, principalmente em geometrias mais complexas [13]. Um detalhe importante é que no *solver*, tanto CFX quanto FLUENT, os códigos não são escritos para trabalhar com malhas estruturadas, ou seja, mesmo que seja criada uma malha estruturada esses *softwares* vão tratá-la como não estruturada.

Como já mencionado, a busca por eficiência em operação de turbomáquinas na indústria está bastante visada pelos pesquisadores e, no campo de bombas centrífugas, novas técnicas de melhoria estão sendo estudadas, como a utilização de aletas-guia na tubulação de sucção da bomba. A técnica de regulagem da região de pré-turbilhão utilizando aleta-guia na sucção (em inglês Inlet Guide Vane) já é validada na indústria de compressores centrífugos e ventiladores [14, 15]. Os autores de [16] instalaram um dispositivo IGV em um compressor e a performance foi melhor em termos de pressão e eficiência do que o caso sem o dispositivo. Recentemente essa técnica tem sido aplicada em bombas centrífugas.

Em [17], o Ahmed realizou um procedimento experimental junto a uma análise numérica a partir da introdução de IGVs na tubulação de sucção de uma bomba centrífuga, examinando a performance em diferentes taxas de vazão. Como resultado, o autor encontrou um ganho de eficiência de aproximadamente 2% com a utilização das aletas em comparação à não utilização delas.

Quando se trata da aplicação do dispositivo IGV em bombas centrífugas existem alguns importantes parâmetros, os quais influenciam, positivamente ou negativamente, no ganho de eficiência da bomba. Um desses parâmetros é a distância axial do dispositivo até a região de turbilhão da bomba. O autor de [18] realizou um estudo experimental com o propósito de avaliar o ganho de eficiência da bomba em relação a três diferentes distâncias axiais do dispositivo IGV: 280 mm, 380 mm e 460 mm. A partir do experimento foi proposta, empiricamente, uma expressão adimensional - equação 2.1 - a qual corresponde ao melhor efeito da regulagem pré-turbilhão:

$$L_b = (1,8 \sim 2,0) \cdot D_0 \quad (2.1)$$

onde L_b é a distância axial e D_0 é o diâmetro da tubulação.

Outro parâmetro importante para a análise do dispositivo IGV é o ângulo das aletas

em relação à normal da secção do tubo. Um estudo da influência do ângulo das aletas dentro do dispositivo IGV foi realizado em [19] por meio de procedimento experimental e computacional. O autor variou esse ângulo de -24° a $+24^\circ$ e observou que a medida em que o ângulo aumenta de -24° até $+24^\circ$ a otimização do fluxo no rotor é maior, indicando assim o ângulo ótimo de $+24^\circ$ para as aletas.

Além da distância axial e do ângulo das aletas, tanto a geometria quanto o número de aletas são parâmetros muito importantes para o estudo do dispositivo IGV. A fim de estudar a influência do número de aletas guia, o autor de [9] realizou um estudo CFD em uma bomba centrífuga operando com aletas-guia na tubulação de sucção, com foco no ganho de eficiência hidráulica com diferentes quantidades de aletas no dispositivo IGV (5, 6, 7 e 9 aletas). A quantidade de 6 aletas (mesmo número de pás do rotor) foi a que gerou melhores resultados e é a configuração recomendada pelo autor. O modelo computacional foi validado por um procedimento experimental realizado em bancada de laboratório, o qual mostrou boa concordância dos resultados.

A introdução do dispositivo IGV na tubulação de sucção de bombas centrífugas, além de aumentar a eficiência pelo direcionamento do fluxo na região de pré-turbilhão, oferece um ganho de eficiência ao reduzir perdas hidráulicas e volumétricas, principalmente nas regiões anterior e interior do rotor. Em [20], o autor pôde evidenciar que a regulagem do fluxo positiva reduz perdas na incidência do fluxo na entrada do rotor e melhora a distribuição dos campos de fluxo dentro do rotor. Outra perda observada foi a redução do escoamento marginal entre as regiões de alta e baixa pressão. A cavitação também é um fenômeno prejudicial tanto ao escoamento de fluido quanto à vida útil do equipamento e pode-se observar uma redução na sua incidência, segundo [17].

Esse capítulo teve como objetivo apresentar os estudos e trabalhos em que o autor teve contato através de seu estudo. A revisão da bibliografia proporcionou o conhecimento de diferentes modelos de simulação em bombas centrífugas e da aplicação do dispositivo IGV, compreendendo suas melhores aplicações e tendo condições de escolher um modelo de acordo com o objetivo desse trabalho. O próximo capítulo trata do modelo CFD da bomba centrífuga KSB ETA 250-40 com a compreensão do estudo de simulação em bombas centrífugas.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 INTRODUÇÃO

A dinâmica dos fluidos computacional, ou CFD, é a área que trabalha com a simulação numérica de transferência de calor, escoamento de fluidos e fenômenos relacionados. A CFD teve origem a partir da combinação de duas disciplinas, a mecânica dos fluidos e o cálculo numérico, suportadas pelo constante avanço da tecnologia de computadores. A parte do comportamento do fluido em repouso e em movimento, bem como as forças atuantes no sistema, é baseada na mecânica dos fluidos, enquanto o cálculo numérico introduz os métodos numéricos para a análise das complexas equações presentes na mecânica dos fluidos.

Os fluidos são governados por equações diferenciais parciais, as quais representam as leis de conservação da massa (equação da continuidade), da quantidade de movimento, da energia, as equações de Navier Stokes e a equação de Euler. Devido à complexidade dessas equações, é necessária a discretização do domínio do escoamento para resolvê-las. Dentre os diversos modelos de discretização existentes, o método dos elementos finitos, o método dos volumes finitos e o método das diferenças finitas são os mais utilizados para uma discretização em um estudo CFD.

Entre esses métodos, o dos volumes finitos é o método utilizado pelo *software* escolhido, ANSYS CFX, no qual o volume é definido gerando a malha, segundo [21], para a solução das EDP's (equações diferenciais parciais) de massa e momento. Esse método facilita a análise das equações, porém requer uma capacidade computacional elevada, variando de acordo com a precisão desejada, e o constante aumento da capacidade de computação disponível tem permitido estudos mais completos e complexos dos fluidos em escoamento.

3.2 MECÂNICA DOS FLUIDOS

Conforme mencionado, a dinâmica dos fluidos computacional é a combinação de duas disciplinas, sendo a mecânica dos fluidos uma delas. Assim é necessária uma compreensão do comportamento do escoamento do fluido de trabalho, de maneira física e matemática, para a realização e completo entendimento do estudo CFD proposto pelo autor desse trabalho.

Existem duas abordagens ao se analisar o escoamento de um fluido: o estudo do movimento de uma partícula individual ou um grupo de partículas conforme elas se movem através do espaço; ou o estudo de uma região do espaço conforme o fluido escoar através dela. A segunda abordagem é conhecida como a abordagem do volume de controle, sendo o método geralmente escolhido por possuir uma grande quantidade de aplicações práticas

[22].

Nesse método é necessário conhecer as leis físicas que regem o escoamento: conservação da massa, a segunda Lei de Newton, o princípio da quantidade de movimento angular e a primeira e segunda leis da termodinâmica. Inicialmente será feita uma análise para um volume de controle finito (forma integral) e em seguida para um volume infinitesimal (forma diferencial), que governam o escoamento.

3.2.1 TEOREMA DE TRANSPORTE DE REYNOLDS

Um conceito importante para iniciar o estudo do volume de controle é o de propriedades extensivas e intensivas. As propriedades extensivas são a quantidade de massa, a quantidade de movimento, a quantidade de movimento angular, a energia ou a entropia de um sistema e são representadas por N no teorema de transporte de Reynolds (TTR). Cada uma dessas propriedades extensivas possui uma propriedade intensiva (por unidade de massa) correspondente, representadas por η no TTR. A tabela a seguir representa a correlação entre essas propriedades e seus respectivos símbolos, onde \vec{V} representa o vetor velocidade média do fluido e \vec{r} representa o vetor posição [22].

Tabela 1 – Propriedades extensivas e intensivas

Grandeza Física	Propriedade Extensiva	Propriedade Intensiva
Massa	$N = M$	$\eta = 1$
Quantidade de Movimento	$N = \vec{P}$	$\eta = \vec{V}$
Quantidade de Movimento Angular	$N = \vec{H}$	$\eta = \vec{r} \times \vec{V}$
Energia	$N = E$	$\eta = e$
Entropia	$N = S$	$\eta = s$

Existe uma relação matemática entre as propriedades extensivas e intensivas, expressa na equação 3.1, na qual ρ e \forall representam, respectivamente, a massa específica do fluido e o volume do volume de controle:

$$N_{sistema} = \int_{N(sistema)} \eta \, dm = \int_{\forall(sistema)} \eta \rho \, d\forall \quad (3.1)$$

Para representar as leis físicas em equações equivalentes para o volume de controle é necessário expressá-las como equações de taxas para um sistema, sendo sistema entendido como a matéria que está passando pelo volume de controle escolhido no instante escolhido. Com o objetivo de simplificar a análise das propriedades físicas, o teorema de transporte de Reynolds foi desenvolvido, o qual consiste em uma equação geral que relaciona a taxa de variação de qualquer propriedade extensiva, N , de um sistema para uma formulação

equivalente para volume de controle. O TTR está expresso na equação 3.2.

$$\left. \frac{dN}{dt} \right|_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho \, d\mathcal{V} + \int_{SC} \eta \rho \vec{V} \, d\vec{A} \quad (3.2)$$

onde VC representa o volume de controle, SC representa a superfície do volume de controle, ρ é a massa específica, \mathcal{V} é o volume do VC , \vec{V} é o vetor velocidade média e \vec{A} é a área da seção da SC .

Antes de aplicar a equação 3.2 é importante entender o significado de cada termo da equação [22], descritos na tabela 2:

Tabela 2 – Significado do teorema de transporte de Reynolds

$\left. \frac{dN}{dt} \right _{sistema}$	taxa de variação da propriedade extensiva do sistema
$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho \, d\mathcal{V}$	calcula a taxa de variação de N dentro do volume de controle
$\int_{SC} \eta \rho \vec{V} \, d\vec{A}$	calcula a taxa líquida de fluxo de N atravessando a superfície do volume do controle

3.2.2 CONSERVAÇÃO DA MASSA

O princípio da conservação da massa é o primeiro a ser aplicado nas formulações de sistema e volume de controle, o qual diz que a massa do sistema permanece constante [23]:

$$\left. \frac{dM}{dt} \right|_{sistema} = 0 \quad (3.3)$$

Substituindo N por M e η por 1, na equação 3.2, tem-se a equação da conservação da massa, também conhecida como equação da continuidade:

$$\left. \frac{dM}{dt} \right|_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \, d\mathcal{V} + \int_{SC} \rho \vec{V} \, d\vec{A} = 0 \quad (3.4)$$

Essa equação representa a conservação da massa de um fluido qualquer em escoamento, entretanto é comum trabalhar considerando o regime permanente, o fluido incompressível (ρ constante) e o volume de controle com tamanho fixo ($\frac{\partial \mathcal{V}}{\partial t} = 0$), permitindo simplificar a equação 3.4 para:

$$\int_{SC} \vec{V} \, d\vec{A} = 0 \quad (3.5)$$

3.2.3 EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Para obter uma formulação da segunda lei de Newton adequada para aplicação a um volume de controle é necessário lembrar que essa lei, para um sistema inercial, é dada por [24]:

$$\vec{F} = \left. \frac{d\vec{P}}{dt} \right|_{\text{sistema}} \quad (3.6)$$

Sendo \vec{F} a força resultante atuando sobre o sistema, a qual inclui todas as forças de campo (\vec{F}_B) e de superfície (\vec{F}_S) atuantes. Assim, substituindo N e η , de acordo com a tabela 1, na equação 3.2, obtêm-se a equação da quantidade de movimento:

$$\vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_B = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{V} \rho \, d\mathcal{V} + \int_{SC} \vec{V} \rho \vec{V} \, d\vec{A} \quad (3.7)$$

A equação 3.7 é uma equação vetorial e geralmente é escrita como três componentes escalares, medidas nas coordenadas xyz do volume de controle, sendo u , v e w as componentes do vetor velocidade, \vec{V} , nas coordenadas x , y e z , respectivamente:

$$F_x = F_{S_x} + F_{B_x} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} u \rho \, d\mathcal{V} + \int_{SC} u \rho \vec{V} \, d\vec{A} \quad (3.8a)$$

$$F_y = F_{S_y} + F_{B_y} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v \rho \, d\mathcal{V} + \int_{SC} v \rho \vec{V} \, d\vec{A} \quad (3.8b)$$

$$F_z = F_{S_z} + F_{B_z} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} w \rho \, d\mathcal{V} + \int_{SC} w \rho \vec{V} \, d\vec{A} \quad (3.8c)$$

Assim como para a conservação da massa, se considerado o regime permanente, o primeiro termo do lado direito das equações 3.7 e 3.8 é zero.

3.2.4 PRINCÍPIO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO ANGULAR

Para um sistema, o princípio da quantidade de movimento angular é dado por [25]:

$$\vec{T} = \left. \frac{d\vec{H}}{dt} \right|_{\text{sistema}} \quad (3.9)$$

onde \vec{T} é o torque total exercido sobre o sistema e \vec{H} é a quantidade de movimento angular do sistema. O vetor posição, \vec{r} , localiza cada elemento de massa ou volume do sistema em relação ao sistema de coordenadas e o torque aplicado a um sistema pode ser descrito como:

$$\vec{T} = \vec{r} \times \vec{F}_S + \int_{\text{sistema}} \vec{r} \times \vec{g} \, dm + \vec{T}_{\text{eixo}} \quad (3.10)$$

Então, substituindo N e η , de acordo com a tabela 1, na equação 3.2, o princípio da quantidade de movimento angular para um volume de controle inercial é dado pela formulação:

$$\vec{r} \times \vec{F}_S + \int_{VC} \vec{r} \times \vec{g} \rho \, dm + \vec{T}_{eixo} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \, dV + \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \, d\vec{A} \quad (3.11)$$

3.2.5 CONSERVAÇÃO DA ENERGIA

A primeira lei da termodinâmica é um enunciado da conservação da energia e sua formulação para um sistema é [24]:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \left. \frac{dE}{dt} \right|_{sistema} \quad (3.12)$$

A segunda lei da termodinâmica para um sistema é dada por:

$$\left. \frac{dS}{dt} \right|_{sistema} \geq \frac{1}{T} \dot{Q} \quad (3.13)$$

onde \dot{Q} é a taxa da transferência de calor, \dot{W} é a taxa de transferência de trabalho e T é a temperatura local.

Para obter a formulação da 1ª lei da termodinâmica para um volume de controle é necessário substituir na equação 3.2 N e η , de acordo com a tabela 1. A propriedade extensiva e , chamada de energia específica, pode ser descrita por $e = u + \frac{V^2}{2} + gz$, onde u é a energia interna, $\frac{V^2}{2}$ é a energia cinética e gz é a energia potencial.

A taxa de transferência de trabalho pode ser dividida em: trabalho de eixo (\dot{W}_S), trabalho realizado por tensões normais, trabalho realizado por tensões de cisalhamento na superfície de controle entre outros (energia elétrica, por exemplo). Portanto, a 1ª lei da termodinâmica para volumes de controle, na qual $h = u + pv$ é a entalpia do sistema, é dada por:

$$\dot{Q} - \dot{W}_S - \dot{W}_{cisalhamento} - \dot{W}_{outros} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \rho \, dV + \int_{SC} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} \, d\vec{A} \quad (3.14)$$

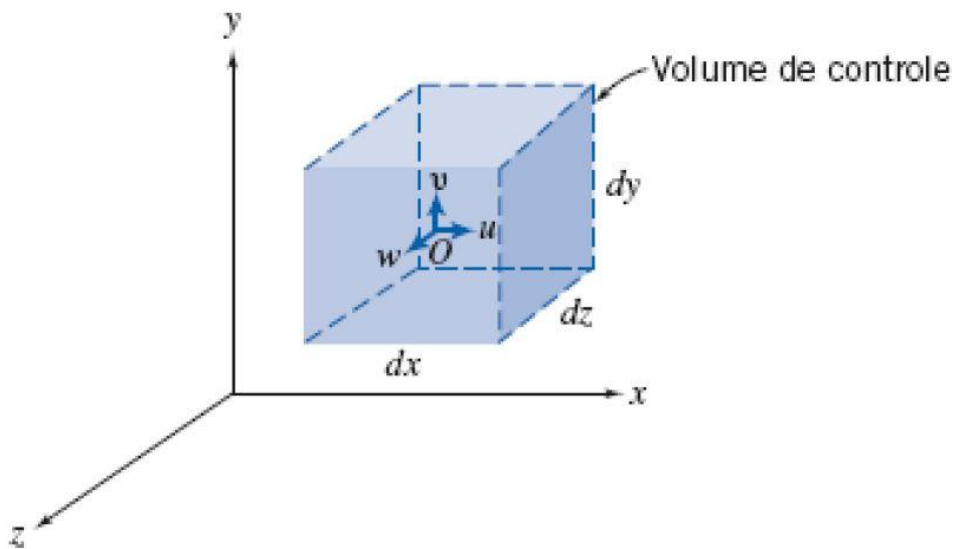
Semelhantemente, para obter a formulação da 2ª lei da termodinâmica para um volume de controle basta substituir N e η na equação 3.2, conforme a tabela 1, resultando em:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} s \rho \, dV + \int_{SC} s \rho \vec{V} \, d\vec{A} \geq \int_{SC} \frac{1}{T} \dot{Q} \, dA \quad (3.15)$$

3.2.6 ANÁLISE DIFERENCIAL DAS LEIS FÍSICAS

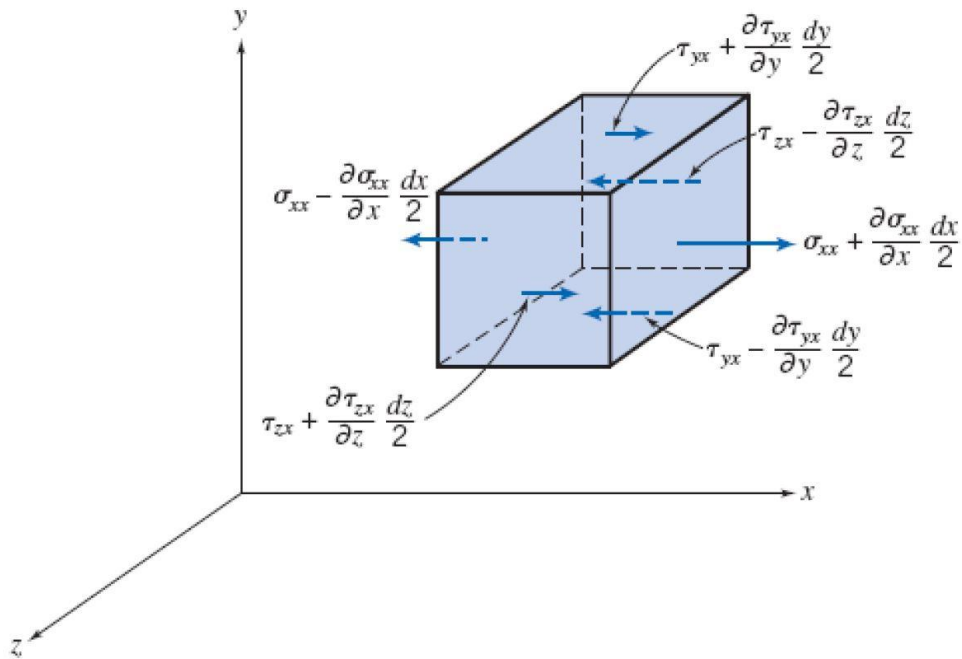
O desenvolvimento das equações básicas na forma integral para um volume de controle é bastante útil quando o interesse é o comportamento genérico de um campo de escoamento e nos seus efeitos. Todavia, para obter um conhecimento detalhado de um escoamento, é necessário aplicar as equações do movimento dos fluidos na forma diferencial. Para analisar diferencialmente as equações 3.4 a 3.15 é preciso definir um volume de controle infinitesimal, representado em coordenadas retangulares na Figura 6 [22].

Figura 6 – Volume de controle infinitesimal em coordenadas retangulares



Fonte: FOX (2014)

onde u , v e w são as componentes do vetor velocidade do fluido e dx , dy e dz as dimensões infinitesimais do volume de controle. Também é preciso definir as forças atuantes nesse volume, representadas, para a direção x , na Figura 7.

Figura 7 – Tensões sobre um elemento de fluido na direção x 

Fonte: FOX (2014)

onde as tensões σ são normais e as τ são de cisalhamento. Para as demais direções, y e z , a análise é semelhante.

Para obter a equação da continuidade (conservação da massa) em termos diferenciais basta desenvolver a equação 3.4 para o volume definido na Figura 6, resultando em:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (3.16)$$

onde ∇ é o gradiente do vetor, que é, por definição:

$$\nabla = \hat{i} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{j} \frac{\partial}{\partial y} + \hat{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (3.17)$$

Essa equação representa a conservação da massa de um fluido qualquer em escoamento, entretanto é comum trabalhar considerando o regime permanente e o fluido incompressível (ρ constante), permitindo simplificar a equação 3.16 para:

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (3.18)$$

Na equação 3.6 foi definida a segunda lei de Newton para um sistema. A seguir tem-se a definição para um sistema infinitesimal dessa lei, expressa também na forma

vetorial:

$$d\vec{F} = dm \frac{d\vec{V}}{dt} = dm \left[u \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right] \quad (3.19)$$

Para obter a força de superfície resultante na direção x , dF_{S_x} , é necessário somar todas as forças nessa direção, mostradas na Figura 7, e considerando que a força da gravidade é a única força de campo atuante, a força resultante na direção x , F_x , é dada por:

$$dF_x = dF_{B_x} + dF_{S_x} = \left(\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right) dx dy dz \quad (3.20)$$

As componentes F_y e F_z são obtidas de forma semelhante. Ao substituir as componentes da força - equação 3.20 - na 2ª lei de Newton - equação 3.19 - para todas as direções, tem-se as equações diferenciais do movimento de qualquer partícula fluida:

$$\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (3.21a)$$

$$\rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (3.21b)$$

$$\rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (3.21c)$$

Antes que as equações 3.21 possam ser usadas na solução para u , v e w , são necessárias expressões adequadas para as tensões, em termos dos campos de velocidade e de pressão.

3.2.7 EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES

Para um fluido newtoniano a tensão viscosa é diretamente proporcional à taxa de deformação por cisalhamento. Assim as tensões presentes nas equações 3.21 podem ser expressas em termos de gradientes de velocidade e de pressão, em coordenadas retangulares,

como [23]:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (3.22a)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (3.22b)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (3.22c)$$

$$\sigma_{xx} = -p - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.22d)$$

$$\sigma_{yy} = -p - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.22e)$$

$$\sigma_{zz} = -p - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.22f)$$

onde p é a pressão termodinâmica local e μ é a viscosidade do fluido. Introduzindo essas expressões para as tensões nas equações 3.21 e considerando o escoamento incompressível com viscosidade constante, tem-se as chamadas equações de Navier Stokes:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.23a)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.23b)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.23c)$$

Essa forma da equação de Navier Stokes é o conjunto de equações mais conhecido da mecânica dos fluidos, sendo amplamente estudado. Essas equações, 3.23, juntas com a equação da continuidade, 3.18, formam um conjunto de equações diferenciais parciais não lineares acopladas para u , v , w e p , as quais descrevem muitos escoamentos comuns, apenas restritas a um fluido newtoniano e incompressível. Lamentavelmente, tais equações não podem ser resolvidas analiticamente, salvo em casos muito básicos [25].

Nos últimos anos, programas de computador com aplicação em CFD tem sido utilizados para análise dessas equações em problemas complexos, isto é, problemas reais, utilizando métodos numéricos de discretização que serão abordados mais adiante nesse trabalho.

3.2.8 APLICAÇÕES EM BOMBAS CENTRÍFUGAS

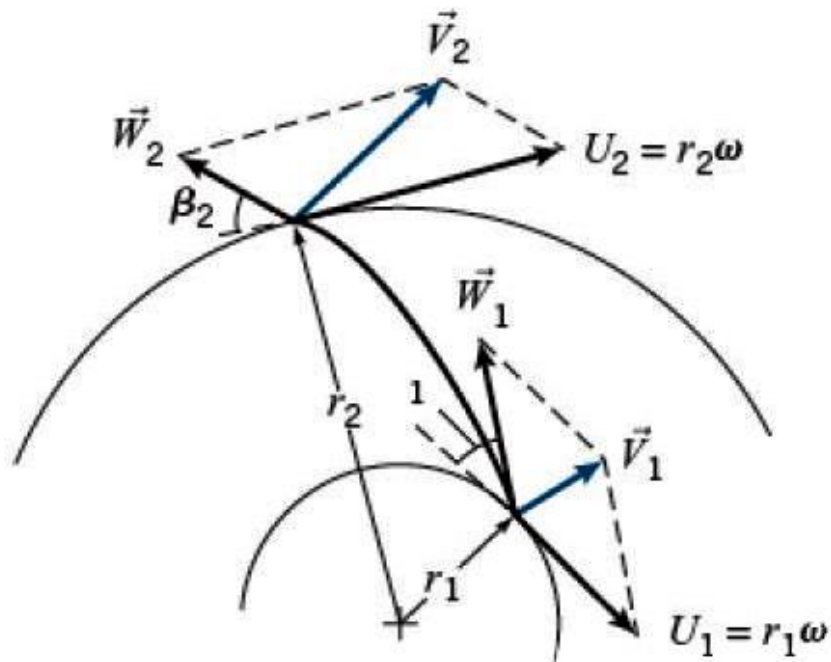
Até então foi discutido nesse capítulo o comportamento de um fluido qualquer em escoamento para um volume de controle e para um volume infinitesimal, resultando nas quatro equações diferenciais, equações 3.16 e 3.23, que descrevem esse escoamento. Em um estudo CFD, essas equações são analisadas numericamente para cada elemento da malha computacional da geometria do escoamento, entretanto é possível analisar idealmente o comportamento do fluido dentro de uma turbomáquina.

Para o contexto deste trabalho, serão determinadas as equações mais importantes para a análise de uma bomba centrífuga, as quais serão utilizadas para obter alguns parâmetros de operação da bomba selecionada, a efeito de comparação de resultados com o estudo computacional. Por se tratar de uma aproximação da realidade, a fim de simplificar as análises, são feitas algumas considerações sobre o escoamento [25]:

- i. regime permanente;
- ii. sem atrito;
- iii. unidirecional na entrada e na saída;
- iv. efeitos de pressão desprezíveis.

O princípio da quantidade de movimento angular, representado pela equação 3.11, estabelece que o momento das forças de superfície e de campo, mais o torque aplicado, levam a uma variação da quantidade de movimento angular do escoamento. A intenção é simplificar essa equação para a análise em bombas centrífugas, sendo conveniente escolher um volume de controle fixo englobando o rotor, para avaliar o torque de eixo. Como são esperados grandes torques de eixo nesse volume de controle, inicialmente os torques decorrente de forças de superfície serão ignorados e a força de campo gravitacional pode ser desprezada por simetria [22].

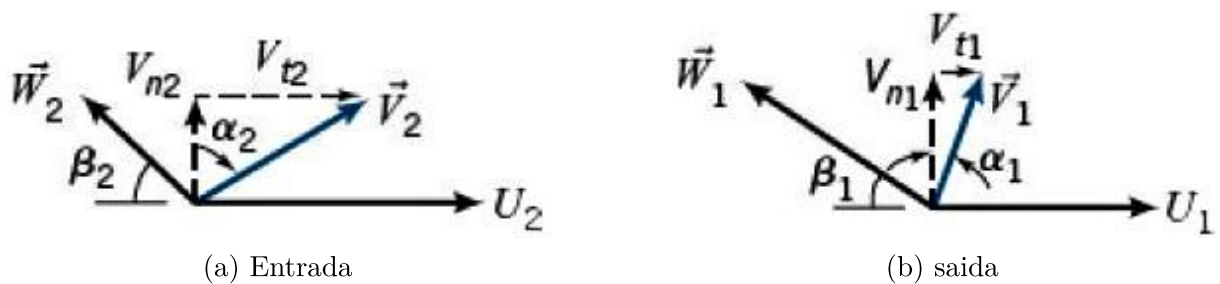
Figura 8 – Volume de controle: rotor da bomba centrífuga



Fonte: FOX (2014)

A Figura 8 representa o volume de controle selecionado, no qual o sistema de coordenadas fixas é escolhido com o eixo z alinhado com o eixo de rotação da máquina. Para uma bomba centrífuga, o fluido entra no rotor na localização radial r_1 , com velocidade absoluta uniforme \vec{V}_1 , e sai do rotor na localização radial r_2 , com velocidade \vec{V}_2 . É importante analisar também os componentes radiais e tangenciais da velocidade absoluta na entrada e na saída do rotor e para isso é útil desenvolver diagramas de velocidades para os escoamentos de entrada e saída.

Figura 9 – Diagramas de velocidades da entrada e saída do rotor



(a) Entrada

(b) saída

Fonte: FOX (2014)

Portanto, para o escoamento considerado, a equação 3.11 torna-se:

$$T_{eixo} = (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (3.24)$$

onde \dot{m} representa a vazão mássica da bomba.

A equação 3.24 é comumente chamada de equação de Euler das turbomáquinas [26], na qual cada componente de velocidade tangencial da velocidade absoluta, V_{t_i} , do fluido cruzando a superfície de controle são consideradas positivas quando no mesmo sentido da velocidade da pá, U_i .

A partir da equação de Euler para turbomáquinas é possível determinar algumas equações importantes para o entendimento de bombas centrífugas. A potência mecânica, \dot{W}_m , ou seja, a taxa de trabalho realizada sobre o rotor de uma turbomáquina, é dada pelo produto da velocidade angular, ω , pelo torque aplicado, resultando na seguinte formulação para a potência:

$$\dot{W}_m = \vec{\omega} \cdot \vec{T}_{eixo} = (U_2 V_{t_2} - U_1 V_{t_1}) \dot{m} \quad (3.25)$$

Ao dividir a equação 3.25 por $\dot{m}g$, obtêm-se a equação para uma carga teórica adicionada ao escoamento:

$$H = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}g} = \frac{1}{g}(U_2 V_{t_2} - U_1 V_{t_1}) \quad (3.26)$$

Vale lembrar que as equações 3.24 e 3.25 são valores idealizados e na prática a potência do rotor e a taxa de variação da energia do fluido não são iguais. Essa transferência de energia entre o rotor e o fluido causa perdas. Devido a essas perdas, a potência real entregue ao fluido é menor do que a prevista pela equação de quantidade de movimento angular. Para uma bomba, a potência hidráulica é dada pela taxa de energia mecânica cedida ao fluido:

$$\dot{W}_h = \rho Q g H_p \quad (3.27)$$

em que:

$$H_p = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + z \right)_{descarga} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + z \right)_{sucção} \quad (3.28)$$

A potência mecânica necessária para acionar a bomba é relacionada com a potência hidráulica pela definição de eficiência de bomba como:

$$\eta_p = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_m} = \frac{\rho Q g H_p}{\omega T} \quad (3.29)$$

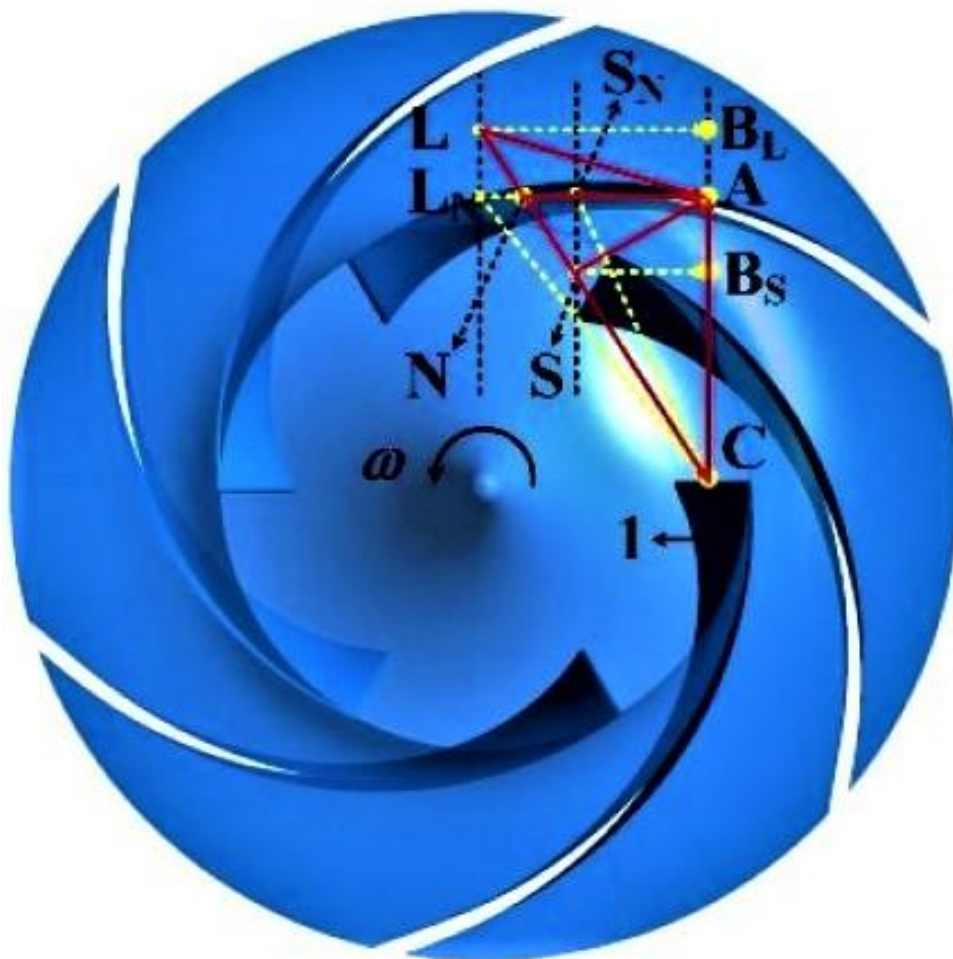
A fim de avaliar a variação real na altura de carga da bomba através da equação 3.28 é preciso conhecer a elevação do fluido nas duas seção de medição. A velocidade do

fluido, \bar{V} , pode ser calculada a partir da vazão volumétrica e dos diâmetros das tubulações. A pressão estática, p , é geralmente medida em trechos retos de tubo a montante da entrada da bomba e a jusante da saída.

3.3 ANÁLISE TEÓRICA DA INTRODUÇÃO DE ALETAS-GUIA NA TUBULAÇÃO DE SUCCÃO

Para obter melhores resultados entre o dispositivo IG_V e o rotor, o ajuste do ângulo de incidência é essencial, especialmente para condições fora da nominal. Como mostrado na Figura 10, ΔNAC é o triângulo de velocidades para a condição de projeto sem perdas por incidência no bordo de ataque da pá. ΔL_NAC e ΔS_NAC são os triângulos de velocidade para condições acima e abaixo da condição de projeto para a configuração sem o dispositivo IG_V, respectivamente, produzindo perdas por incidência devido à uma diferença entre o ângulo do escoamento e o ângulo projetado [9].

Figura 10 – Diagrama de velocidades com introdução de aletas-guia



Fonte: HOU (2016)

A introdução de aletas-guia pode mudar esse triângulo de velocidades dessas condições para um melhor padrão de escoamento do fluido, sendo os triângulos ΔLAC , para condição acima da nominal e ΔSAC , para condição abaixo. Na Figura 10 pode-se perceber que os vetores de velocidade $S_{\vec{N}C}$ e $L_{\vec{N}C}$ mudaram ao longo da direção $\vec{N}C$. O novo escoamento sofrerá uma menor perda por incidência na entrada ao rotor e para a condição abaixo da nominal, a velocidade relativa da configuração com o dispositivo IGV é menor do que a original, $S_{\vec{C}} < S_{\vec{N}C}$, o que pode diminuir perdas por atrito durante o escoamento pelo rotor.

3.4 MODELAGEM DE TURBULÊNCIA

A maioria dos escoamentos presentes na natureza, bem como em inúmeras aplicações de engenharia e em processos industriais, são considerados turbulentos, caracterizados por flutuações instantâneas de velocidade, temperatura e outros escalares, as quais podem ser definidas como uma condição de fluxo imprevisível, flutuante e aleatória [27].

A flutuações em um escoamento turbulento exercem importante papel no transporte de propriedades como massa, quantidade de movimento e energia, sendo que a turbulência aumenta significativamente as taxas de transferência dessas propriedades.

Segundo [28], o movimento turbulento de um fluido pode ser definido como uma condição irregular do escoamento em que diversas propriedades transportadas pelo fluxo apresenta variação aleatória no tempo e no espaço, de tal modo que possam ser estatisticamente diferenciadas dos seus respectivos valores médios. Embora essa definição destaque um aspecto importante acerca de escoamentos turbulentos, diante das peculiaridades do fenômeno, a definição não expressa em profundidade um evento turbulento.

Entretanto, ainda que não exista uma definição única e terminante sobre o fenômeno da turbulência, ele pode ser representado através das seguintes características, de acordo com [29]:

- i. irregularidade: o fluxo turbulento é irregular, pois consiste no espectro de diferentes escalas, onde as maiores escalas são da ordem de grandeza em relação à geometria do escoamento (espessura da camada limite, por exemplo) e as menores escalas são originadas por forças viscosas e dissipadas em forma de energia dentro do fluxo;
- ii. difusividade: escoamentos turbulentos são altamente difusivos, pois o processo de mistura das propriedades aumenta consideravelmente quando há turbulência ao invés de um escoamento linear;
- iii. altos números de Reynolds (Re): escoamentos turbulentos ocorrem a altos número de Reynolds, considerando que nesses escoamentos há predominância dos efeitos

advectivos, os quais são efeitos amplificadores de instabilidades e geradores de perturbações;

- iv. tridimensional: fluxos turbulentos são tridimensionais e rotacionais;
- v. dissipação: escoamentos turbulentos são altamente dissipativos, ou seja, a energia cinética dos pequenos vórtices é transformada em energia interna (como calor), portanto se não houver uma fonte de geração externa de energia para o movimento do fluido, a tendência do movimento é decair;
- vi. fenômeno contínuo: mesmo havendo pequenas escalas de turbulência, ainda são muito maiores que a escala molecular do fluido, assim o meio é considerado contínuo;
- vii. fenômeno imprevisível: é a característica relativa à incapacidade de reproduzir um dado experimento, isto é, é praticamente impossível desenvolver duas configurações idênticas de ensaio ou mesmo em simulação numérica.

Analisar o escoamento turbulento, mesmo por experimentos físicos, é um grande desafio, uma vez que para investigá-lo é necessária a inclusão de sensores, os quais podem causar interferência no comportamento do fluido. A investigação desse fenômeno é importante para prever situações que podem interferir na eficiência, condição de operação e funcionamento de equipamentos [30].

A modelagem computacional é muito importante quando o objetivo é analisar o comportamento de escoamento de fluidos. Com ela é possível realizar diversos testes a fim de prever o comportamento do escoamento. Em CFD existem modelos matemáticos que procuram representar a presença da turbulência no escoamento. A solução adequada do modelo de turbulência busca garantir uma solução apropriada para o escoamento estudado.

Dentre os diversos modelos de turbulência existentes, não há um modelo que possa ser aplicado adequadamente a todos os tipos de escoamento. A modelagem de turbulência pode ser dividida nos seguintes campos, segundo [31]:

- i. simulação numérica de escoamentos via Equações Médias de Reynolds (RANS - *Reynolds Averaged Navier-Stokes*);
- ii. simulação de grandes escalas (LES - *Large Eddy Simulation*);
- iii. simulação numérica direta (DNS - *Direct Numerical Simulation*)

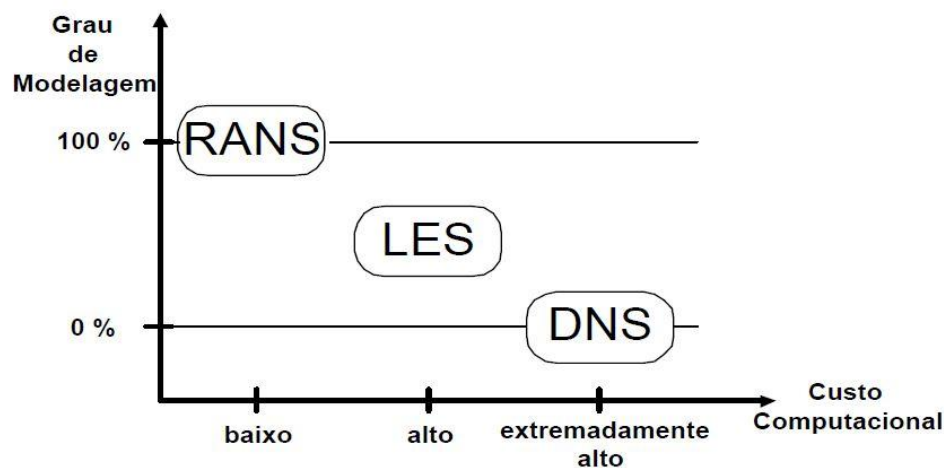
A DNS é a técnica mais natural para resolver o escoamento turbulento, uma vez que as equações de Navier-Stokes são discretizadas diretamente e resolvidas numericamente, sendo limitado aos escoamentos com baixo ou moderado número de Reynolds. Na técnica LES, as grandes escalas são calculadas diretamente e para as pequenas escalas

utilizam-se modelos de escalas sub-malha, sendo a formulação necessariamente transiente e tridimensional.

As equações da técnica RANS são obtidas através de um conjunto de médias da equação da continuidade e das equações de Navier-Stokes, equações 3.16 e 3.23, sendo elemento crítico dessa modelagem a representação das tensões de Reynolds ou tensões turbulentas que descrevem os efeitos das flutuações turbulentas de pressão e velocidades.

Essas três técnicas se diferem em alguns aspectos, sendo o custo computacional um deles. A Figura 11 mostra a relação entre o grau de modelagem com o custo computacional de cada um dessas técnicas:

Figura 11 – Custo operacional dos modelos de turbulência



Fonte: REZENDE (2009)

Com base nos recursos computacionais disponíveis para a realização deste trabalho e o fato de a literatura mostrar ser um dos métodos mais indicados quando se realiza um estudo CFD em turbomáquinas, o método RANS foi o escolhido pelo autor.

3.4.1 EQUAÇÕES MÉDIAS DE REYNOLDS

Como já mencionado, as equações do método RANS são obtidas através de um conjunto de médias da equação da continuidade e das equações de Navier-Stokes, porém para a análise dessas médias é necessário escrevê-las de uma outra maneira, considerando os seguintes vetores:

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \quad (3.30)$$

$$\vec{u} = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} \quad (3.31)$$

onde o vetor \vec{x} representa o vetor posição e o vetor \vec{u} representa o vetor velocidade.

A partir desses dois vetores é possível escrever as equações 3.16 e 3.23 da seguinte maneira:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + g_i \quad (3.33)$$

onde $i, j = \{1, 2, 3\}$. A equação 3.32 representa a equação da continuidade (conservação da massa) e a equação 3.33 representa as equações de Navier-Stokes.

A partir dessas duas equações pode-se realizar a decomposição de Reynolds. Tal decomposição descreve os valores instantâneos das variáveis do movimento turbulento:

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi'_i \quad (3.34)$$

Por definição a média das flutuações é nula, $\bar{\phi}'_i = 0$. Assim as equações de Reynolds, ou RANS, são obtidas a partir das equações 3.32 e 3.33:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.35)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right) - g_i \quad (3.36)$$

É possível notar a semelhança entre as equações de Navier-Stokes, equações 3.32 e 3.33, e as equações RANS, equações 3.35 e 3.36. Uma diferença entre elas está na forma como as variáveis independentes se apresentam, sendo como valores médios em RANS, ao invés de valores instantâneos. Outra diferença é a presença do termo $-\overline{u'_i u'_j}$, chamado de tensão de Reynolds, o qual representa a influência das flutuações turbulentas no fluxo médio. O tensor de Reynolds é dado por:

$$\overline{u'_i u'_j} = \begin{bmatrix} \overline{u' u'} & \overline{v' u'} & \overline{w' u'} \\ \overline{u' v'} & \overline{v' v'} & \overline{w' v'} \\ \overline{u' w'} & \overline{v' w'} & \overline{w' w'} \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

Com o aparecimento da tensão de Reynolds, sem nenhuma equação adicional ao sistema, há mais variáveis do que equações, causando o problema de fechamento matemático de turbulência, gerando a necessidade de modelos para avaliar o tensor de Reynolds. Como representado na equação 3.37, o tensor de Reynolds possui nove componentes, mas por ser simétrico, introduz nas equações RANS apenas seis novas incógnitas.

A abordagem mais utilizada para a modelagem da tensão de Reynolds é conhecida como hipótese de Boussinesq [32], baseada em uma analogia entre as tensões turbulentas e as tensões viscosas do escoamento laminar, assumindo que as tensões turbulentas são proporcionais ao gradiente de velocidade média do escoamento, sendo o coeficiente de proporcionalidade a viscosidade turbulenta, ν_t . Desta forma, assumindo o escoamento incompressível, a tensão turbulenta é dada por:

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \kappa \delta_{ij} \quad (3.38)$$

onde δ_{ij} é o delta de Kronecker:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{se } i \neq j \\ 1 & \text{se } i = j \end{cases} \quad (3.39)$$

O último termo da equação 3.38 representa a pressão dinâmica dos turbilhões, sendo κ a energia cinética turbulenta, definida como:

$$\kappa = \frac{1}{2} (\overline{u'_i u'_i}) = \frac{1}{2} (\bar{u}'^2 + \bar{v}'^2 + \bar{w}'^2) \quad (3.40)$$

Pelo fato da hipótese de Boussinesq não constituir um modelo de turbulência, o valor da viscosidade turbulenta será determinado pelo modelo de turbulência proposto nesse trabalho. Portanto, a equação 3.33 do RANS baseada no conceito de viscosidade turbulenta é dada por:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu_{ef} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - g_i \quad (3.41)$$

onde P é a pressão modificada, definida por:

$$P = \frac{1}{\rho} \bar{p} + \frac{2}{3} \kappa \quad (3.42)$$

e a viscosidade efetiva ν_{ef} :

$$\nu_{ef} = \nu + \nu_t \quad (3.43)$$

A utilização da hipótese de Boussinesq simplifica problema do fechamento, pois introduz uma equação para viscosidade turbulenta, ao invés de seis equações para cada componente do tensor de Reynolds. Assim, a partir das equações 3.35 (continuidade) e 3.41 (quantidade de movimento), é possível determinar o modelo de turbulência a ser utilizado no estudo CFD proposto.

Dentro da técnica das equações médias de Reynolds, existem três modelos de turbulência mais comuns para uma análise CFD:

- i. $\kappa - \epsilon$;
- ii. $\kappa - \omega$;
- iii. shear stress transport $\kappa - \omega$.

Para escoamento onde há formação de camada limite, o modelo $\kappa - \omega$ tradicional é superior ao modelo $\kappa - \epsilon$ na solução da região viscosa próxima à parede. Contudo, o modelo $\kappa - \omega$ requer uma condição de contorno diferente de zero para ω na corrente livre, com a solução final do escoamento muito sensível ao valor especificado [33], deficiência não apresentada pelo modelo $\kappa - \epsilon$. O modelo Shear Stress Transport $\kappa - \omega$ foi desenvolvido para superar as limitações desses dois modelos. Neste trabalho foi utilizado o modelo RANS: SST $\kappa - \omega$, pois a literatura mostra ser o mais adequado para aplicações em turbomáquinas.

3.4.2 MODELO SHEAR STRESS TRANSPORT

O modelo SST $\kappa - \omega$, ou SST simplesmente, mistura a formulação robusta e precisa do modelo $\kappa - \omega$ na região próxima à parede com a independência do modelo $\kappa - \epsilon$ na corrente livre, sendo κ a viscosidade turbulenta modelada em função da energia cinética turbulenta e ω a taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta. Assim, o modelo $\kappa - \omega$ e o modelo $\kappa - \epsilon$ transformado são multiplicados por uma função de mistura e somados. Desta forma, a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação específica do modelo SST são determinados por [34]:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} = \tilde{P}_\kappa - \beta^* \kappa \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\kappa v_t) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_t) \right] + (1 - F_1) 2\sigma_d \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.45)$$

onde β , β^* , σ_κ , σ_ω , σ_d e α são constantes empíricas, F_1 é a função de mistura da distância da parede, \tilde{P}_κ é um termo limitante da produção da energia cinética para prevenir o

acúmulo de turbulência em regiões de estagnação e S é o módulo do tensor deformação do escoamento médio S_{ij} .

O último termo do lado direito da equação 3.45 é conhecido como termo de difusão cruzada, cujo principal efeito em escoamentos livres é aumentar a produção de ω e , consequentemente, aumentar a dissipação de κ . A função de mistura F_1 é definida como:

$$F_1 = \tanh \left\{ arg_1^4 \right\} \quad (3.46)$$

$$arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta^* \omega y}; \frac{500v}{y^2 \omega} \right); \frac{4\rho\sigma_\omega \kappa}{CD_{\kappa\omega} y^2} \right] \quad (3.47)$$

onde y é a distância à parede e $CD_{\kappa\omega}$ é a parte positiva do termo de difusão cruzada, dada por:

$$CD_{\kappa\omega} = \max \left(2\rho\sigma_d \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-10} \right) \quad (3.48)$$

A viscosidade turbulenta para o modelo STT é formulada como:

$$v_t = \frac{a_1 \kappa}{\max(a_1 \omega; SF_2)} \quad (3.49)$$

onde a_1 é uma constante empírica igual a 0,3 e F_2 é a função de mistura para viscosidade turbulenta no modelo SST. O tensor deformação do escoamento médio, S_{ij} é definido por:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.50)$$

A função de mistura F_2 é definida como:

$$F_2 = \tanh \left\{ arg_2^2 \right\} \quad (3.51)$$

$$arg_2 = \max \left(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta^* \omega y}; \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \quad (3.52)$$

O termo \tilde{P}_κ é dado por:

$$\tilde{P}_\kappa = \min \left(v_t S^2; 10\beta^* \kappa \omega \right) \quad (3.53)$$

As constantes empíricas do modelo SST são obtidas combinando as constantes empíricas dos modelos $\kappa - \epsilon$ e $\kappa - \omega$: considerando Φ uma constante do modelo STT e Φ_1 e

Φ_2 as constantes do modelo $\kappa - \omega$ e $\kappa - \epsilon$, respectivamente. As constantes Φ são calculadas usando a função da mistura entre as constantes Φ_1 e Φ_2 , representados na tabela 3.

$$\Phi = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (3.54)$$

Tabela 3 – Coeficientes do modelo SST

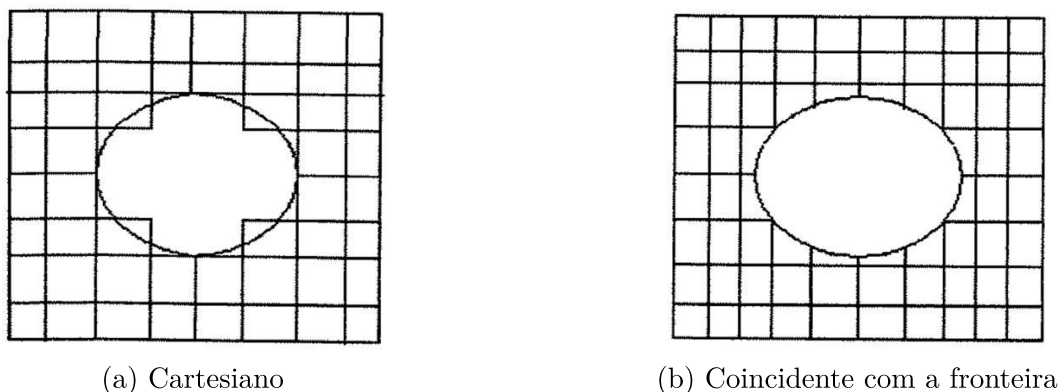
Constante SST	$\kappa - \omega$	$\kappa - \epsilon$
Φ	Φ_1	Φ_2
β	0,075	0,0828
β^*	0,09	0,09
σ_κ	0,5	1,0
σ_ω	0,5	0,856
σ_d	0,856	0,856
α	5/9	0,44

Fonte: Ten years of industrial experience with the SST turbulence model (2003)

3.5 MALHA COMPUTACIONAL

A fim de dividir o domínio físico do escoamento em domínios discretos ou volumes elementares é necessária uma malha computacional. Inicialmente, para efeito de simplificação, a discretização do domínio físico era feita em coordenadas cartesianas, porém esse sistema é muito limitado quando o problema envolve geometrias irregulares, como na Figura 12:

Figura 12 – Esquemas de discretização



Fonte: MALISKA (2004)

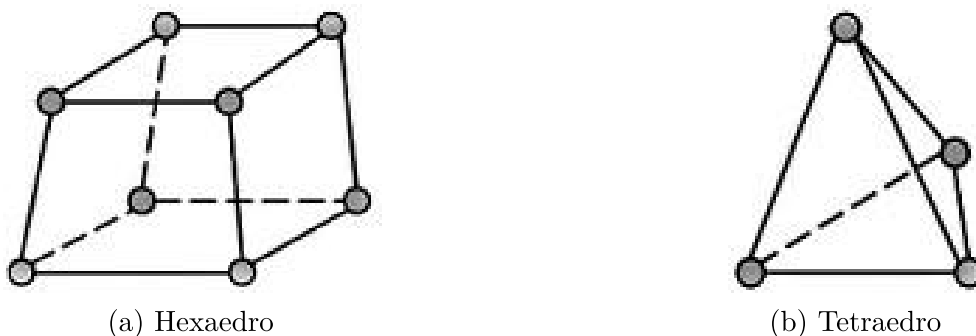
O uso de coordenadas curvilíneas generalizadas é uma das alternativas para a discretização de domínios irregulares. Nesse sistema os volumes de controle conectam entre si através de uma lei de formação, no caso de malhas estruturadas, ou de forma arbitrária, no caso de malhas não estruturadas.

De acordo com [13], as malhas estruturadas, com volumes ordenados, possuem a vantagem de gerar matrizes diagonais, assim, mais fáceis de serem resolvidas pelos *solvers*. Entretanto, em problemas com geometrias complexas, as malhas estruturadas não podem ser empregadas em todos os casos. Em diversos problemas, as malhas não estruturadas conseguem uma discretização adequada do domínio físico, mas a dificuldade na ordenação dos volumes elementares origina matrizes mais complexas, as quais impossibilitam a aplicação de muitos métodos numéricos na solução.

O uso de malhas não estruturadas tem recebido considerável atenção para discretização do domínio em simulações CFD [35], por permitir uma adequada adaptação a geometrias irregulares e uma geração automática na maioria dos *softwares* comerciais em geração de malhas, além do fato de os *solvers* ANSYS CFX e ANSYS FLUENT serem programados para trabalhar com malhas não estruturadas.

A malha computacional, tanto a estruturada quanto a não estruturada, é composta por elementos característicos, os quais são geometrias que cobrem todo o domínio computacional sem superposição. A Figura 13 apresenta os dois principais tipos de elementos aplicados na geração de malhas 3D:

Figura 13 – Principais elementos de malhas 3D



Fonte: REIS (2014)

A partir desses elementos característicos são gerados dois tipos de malha: hexaédrica, composta pelo elemento da Figura 13a; e tetraédrica, composta pelo elemento da Figura 13b. Existe também a malha híbrida, a qual utiliza as duas geometrias simultaneamente, sendo muito útil em situações de elevada complexidade da geometria e limitações na disponibilidade de recurso computacional.

No passado a diferença na precisão entre os dois tipos de malha foi um argumento contrário ao uso de malhas tetraédricas, mas atualmente os *solvers* comerciais tem algoritmos robustos o suficiente para resolver malhas não estruturadas com precisão, tornando a escolha do tipo de elemento dependente do fenômeno estudado [37]. Em casos de escoamento direcional, como o perfil de escoamento em torno de um aerofólio ou interno a um duto, é indicado que a orientação da malha siga a direção do escoamento, que pode

ser atingido através das faces de elementos hexaédricos. Em uma malha tetraédrica haverá elementos com faces que cruzam a direção do escoamento.

Esses dois tipos não possuem boa representação da solução nas camadas adjacentes às paredes, assim, uma malha híbrida, predominantemente hexaédrica é a mais adequada para o estudo realizado nesse trabalho, a qual consegue reproduzir o nível de refino necessário à captura dos efeitos da camada limite.

Uma parte importante do controle do erro de discretização é criar uma malha de qualidade. Medidas significantes de qualidade de malha podem ser categorizadas, em geral, como ortogonalidade da malha, expansão e relação de aspecto:

- i. ortogonalidade da malha: quão próximos os ângulos entre faces adjacentes dos elementos se aproximam do ângulo ótimo (90° para hexaedros e 60° para tetraedros). Valores de qualidade ortogonal acima de 0,1 (10% de deformação) são considerados aceitáveis [38];
- ii. expansão da malha: a taxa de variação na magnitude das áreas da face ou volume do elemento adjacente;
- iii. relação de aspecto da malha: o grau em que os elementos de malha são esticados [39]. Para cada critério existe uma faixa aceitável sugerida para minimizar os erros de discretização e garantir convergência e precisão:
 - a. ângulo diédrico máximo: ângulo máximo contido entre os planos que se cruzam, sendo aceitável quando inferior a 170° ;
 - b. ângulo mínimo: o desvio do ângulo interno de 90° para cada elemento, sendo preferencialmente superior a 18° e obrigatoriamente superior a 9° ;
 - c. mudança de volume - é calculada para cada elemento encontrando o volume máximo de todos os elementos vizinhos e dividindo pelo volume do próprio elemento, dever ser inferior a 20;
 - d. relação de aspecto: é determinada pelo tamanho da aresta mínimo do elemento dividido pelo tamanho da aresta máxima, é recomendado que seus valor seja inferior a 10000.

3.6 MÉTODOS NUMÉRICOS

Conforme mencionado anteriormente, o escoamento de um fluido é governado por equações diferenciais parciais, equações 3.32 e 3.33, as quais representam a equação da continuidade e as equações de Navier Stokes, respectivamente. Portanto, um método numérico deve ser introduzido para resolver esse sistema de equações diferenciais do

problema, aproximando-as por um sistema de equações algébricas em pontos discretos no espaço e tempo.

Para um estudo CFD, existem três aproximações finitas que podem ser utilizadas no processos de discretização das equações governantes:

- i. método das diferenças finitas (MDF): aproximações para as derivadas;
- ii. método dos volumes finitos (MVF): aproximações para as integrais de volume e de superfície;
- iii. método dos elementos finitos (MEF): aproximações por funções e funções de peso.

Historicamente, o MVF tem sido o método preferido pelos cientistas e engenheiros que trabalham com a mecânica dos fluidos, por possuir uma certa generalidade, simplicidade conceitual e facilidade de implementação para malhas arbitrárias. Assim, o MVF é o método de discretização utilizado nesse trabalho.

3.6.1 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

O MVF busca obter equações aproximadas, dividindo o domínio em volumes elementares e satisfazendo a conservação das propriedades de transporte para cada volume. As equações aproximadas são obtidas integrando no espaço e tempo as equações da massa, momento e energia, que são a base da modelagem para a mecânica do contínuo [40] em sua forma divergente. O método não se limita somente a problemas de mecânica dos fluidos e, de maneira geral, envolve os seguintes passos:

- i. decompor o domínio em volumes de controle: geração da malha computacional;
- ii. formular as equações integrais para cada volume de controle: equação da continuidade e equações de Navier-Stokes;
- iii. aproximar numericamente as integrais: utiliza-se diversos métodos, por exemplo o teorema da divergência de Gauss;
- iv. aproximar os valores das variáveis nas faces e as derivadas com a informação das variáveis nodais;
- v. montar e resolver o sistema algébrico obtido.

Portanto, esse método de discretização do domínio físico converte as equações diferenciais do escoamento do fluido em equações algébricas através de pontos discretos e sua precisão nessa aproximação está diretamente ligada à disponibilidade de recursos computacionais. Por ser conservativo e poder acomodar qualquer tipo de malha [41], o

MVF é relativamente fácil de programar e quanto mais refinada for a malha, estruturada ou não estruturada, maior é a precisão desse método.

3.7 MODELOS DE INTERFACE ROTATIVA

Ao se definir os domínios para as simulações, as ligações entre a estrutura rotativa (rotor) e a fixa (voluta) devem ser especificadas, a fim de transmitir integralmente os dados de um domínio para o outro. O *software* de simulação utilizado nesse trabalho, ANSYS CFX, possui três modelos de interface rotativa, sendo os dois primeiros voltados, mas não limitados, para análises em regime permanente e o terceiro unicamente destinado para análises em regime transiente [39]:

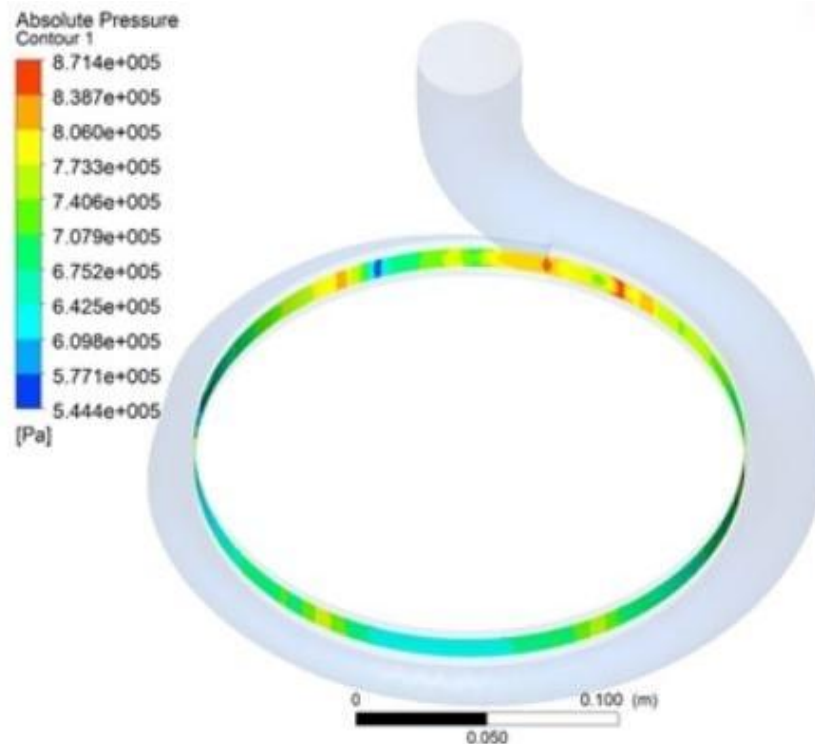
- i. stage;
- ii. frozen rotor;
- iii. transient rotor/stator.

A principal diferença entre eles é a forma como avaliam as propriedades que atravessam a interface. Nos modelos Stage e Frozen Rotor a malha utilizada no domínio rotativo não se movimenta, fazendo com que esses dois modelos possam ser usados em simulações em regime permanente. Já o modelo Transient Rotor/Stator exige a movimentação da malha a cada passo de tempo, o que impede sua aplicação em regime permanente, no qual não há variações com o tempo.

No modelo Stage são utilizadas médias circunferenciais, por faixas, dos fluxos através da interface, transmitindo-as como condição de contorno para o componente seguinte. Esse modelo é bastante utilizado quando a variação circunferencial é pequena e em máquinas com vários estágios, utilizando apenas uma passagem por estágio e é contraindicado para simulações que a interação entre os componentes fixo e rotativo seja grande. Tanto o modelo Frozen Rotor quanto o modelo Transient Rotor/Stator tratam os escoamento entre os domínios mudando o sistema de referência sem fazer medias, possibilitando o transporte de características locais através da interface, como recirculações e ondas de choque.

O modelo Frozen Rotor é muito usado quando existe assimetria no domínio, como a presença de voluta, fazendo com que a variação circunferencial seja importante. No caso de uma bomba centrífuga, o qual é radialmente assimétrico, o modelo Frozen Rotor é o mais indicado devido a não utilização de médias na interface, preservando a característica assimétrica do escoamento. É possível observar a variação tangencial no perfil de pressão na interface na Figura 14, sendo mais evidente na região mais estreita da voluta [42].

Figura 14 – Perfil de pressão na interface rotativa - Frozen Rotor



Fonte: ESSS (2009)

O modelo Transient Rotor/Stator é o mais completo pois capta todos os fenômenos do escoamento, mas é o que exige maior disponibilidade de recursos computacionais. Ele é utilizado quando são necessárias informações precisas da dinâmica do escoamento, como carregamentos transientes nas pás assim como outros fenômenos transiente do escoamento. Portanto, como dito anteriormente, a simulação descrita nesse trabalho é realizada em regime permanente e o modelo de interface rotativa utilizado é o Frozen Rotor.

3.8 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno nas simulações representam os valores computacionais conhecidos nas extremidades do domínio espacial, para quaisquer variações temporais. As interfaces entre os domínios rotativo e estacionário e entre o fluido e a parede precisam estar bem definidas. A qualidade na definição das condições de contorno é muito importante para a obtenção de bons resultados das simulações em turbomáquinas hidráulicas.

Para o estudo CFD em uma bomba centrífuga proposto nesse trabalho, as condições de contorno que precisam ser definidas pelo autor são as seguintes:

- i. interfaces entre os domínios rotativo e estacionário;
- ii. rotação do domínio rotativo (rotor);

- iii. pressão total de entrada;
- iv. fluxo de massa na saída;
- v. intensidade e escala de comprimento de turbulência;
- vi. condição de parede.

Essas condições são conhecidas também como condições de operação da máquina hidráulica e existem outras condições que precisam de determinação, mas são independentes da operação da máquina, como pressão e temperatura do ambiente onde ela está alocada.

O rotor da bomba deve ser definido como um domínio de referência móvel com determinada velocidade de rotação, medida através da rotação do motor elétrico, e os domínios pré-rotor e pós-rotor devem ser considerados estacionários. O método de transferência das perturbações entre esses domínios também deve ser determinado.

As chamadas condições de contorno de entrada e saída, as quais para bombas centrífugas são recomendadas, segundo [11], pressão total na entrada e vazão mássica na saída. A pressão total na entrada é mais apropriada do que as condições de fluxo de massa uniforme ou velocidade para casos de tubulações pelo fato de considerarem o perfil de velocidade uniforme na seção de entrada. A pressão total pode ser determinada através da relação a seguir:

$$P_{total} = P_{estatica} + P_{dinamica} = P_{st} + \frac{1}{2}\rho V^2 \quad (3.55)$$

onde P_{st} representa a pressão estática medida por um manômetro instalado na tubulação, ρ é a massa específica do fluido e V a velocidade média do fluido na seção de entrada. A vazão mássica na saída pode ser determinada fazendo a leitura do medidor de vazão na tubulação de saída, porém essa vazão é geralmente volumétrica, necessitando ser transformada para vazão mássica multiplicando pela densidade do fluido de trabalho..

A determinação da intensidade e a escala de comprimento da turbulência é muitas vezes complicado. Devido às altas velocidades dos escoamentos dentro das geometrias complexas das turbomáquinas, o valor da intensidade normalmente varia entre 5% e 20%. A escala de comprimento de turbulência descreve o tamanho dos vórtices que contêm alta energia em escoamentos turbulentos e seu valor não deve ser maior do que a dimensão geométrica do problema, pois geraria vórtices maiores do que a geometria analisada [43]. A determinação dessas duas grandezas é baseada nas referências estudadas pelo autor.

A determinação da condição de parede utilizada também é baseada nas referências estudadas pelo autor e sua escolha é dentre aquelas que o *software* ANSYS CFX disponibiliza: no-slip wall (sem escorregamento), free-slip wall (com escorregamento) e specified shear (cisalhamento especificado).

4 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada para desenvolver o estudo de dinâmica dos fluidos computacional introduzido anteriormente. Inicialmente, um resumo dessa metodologia adotada, depois o modelo físico da bomba será apresentado, juntamente com a parte teórica e experimental. Em seguida será descrita a modelagem geométrica do sistema, sem e com a introdução das aletas-guia. Por fim, será apresentado o desenvolvimento da modelagem computacional realizada pelo autor desse trabalho, a fim de comparar o desempenho dos modelos e a validação da melhoria proposta.

4.1 RESUMO

O fenômeno do escoamento da bomba centrífuga KSB ETA 250-40 foi estudado nesse trabalho por meio de simulação numérica e com validação experimental. O trabalho está dividido em três etapas principais:

i. medições experimentais:

- a vazão e a pressão de saída da bomba foram observadas durante a operação do equipamento;
- a rotação da bomba é controlada por um variador de frequência, com o objetivo de manter um diferencial de pressão constante;
- para cada medição a pressão de entrada da bomba foi mantida constante por meio de um tanque de expansão;

ii. modelagem geométrica:

- o design do rotor e da voluta foram desenvolvidos a partir de medições em campo;
- a geometria das aletas foi criada a partir do perfil de aerofólio Gottingen 443, de acordo com [9];
- Os demais elementos do sistema que compõem o caminho hidráulico do fluido (tubulação de entrada e tubulação de saída) foram medidas e desenvolvidos pelo autor;

iii. modelagem computacional:

- o domínio geométrico foi discretizado para a solução numérica das equações de Navier Stokes acoplado ao modelo de turbulência;
- a malha adotada foi do tipo não estruturada, segundo recomendações de [35];

- o modelo de turbulência escolhido foi o SST $\kappa - \omega$, modelo disponível e recomendado para esse tipo de modelagem, de acordo com [33];
- Para as paredes dos elementos foi utilizada a condição impermeável e sem escorregamento;
- as condições de contorno adotadas foram: pressão total na seção de entrada da tubulação de sucção e a vazão mássica na seção de saída da tubulação de descarga da bomba.

4.2 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

O objeto de estudo desse trabalho é a bomba centrífuga ETA 250-40, da fabricante KSB, a qual pertence ao sistema de refrigeração de uma fábrica, responsável pelo transporte de água gelada da central de energia até os equipamentos que necessitam de refrigeração. Uma foto do equipamento em seu local de operação pode ser vista na Figura 15.

Figura 15 – Bomba centrífuga estudada



Fonte: Autor (2020)

Conforme já mencionado, esse equipamento é composto por um rotor, uma voluta e tubulações de sucção e descarga. O rotor está representado na Figura 16. O sistema dessa bomba centrífuga, Figura 17, é constituído por um motor elétrico acoplado a um selo mecânico, sendo esse acoplado ao eixo do rotor, um variador de frequência, um medidor de vazão e medidores de pressão (manômetros). Durante sua operação, a vazão da bomba é controlada pelo variador de frequência, o qual varia de 20 a 60 Hz , com o objetivo de manter um diferencial de pressão constante a uma altura de 19m, nível mais alto que o fluido deve ser transportado.

Figura 16 – Rotor



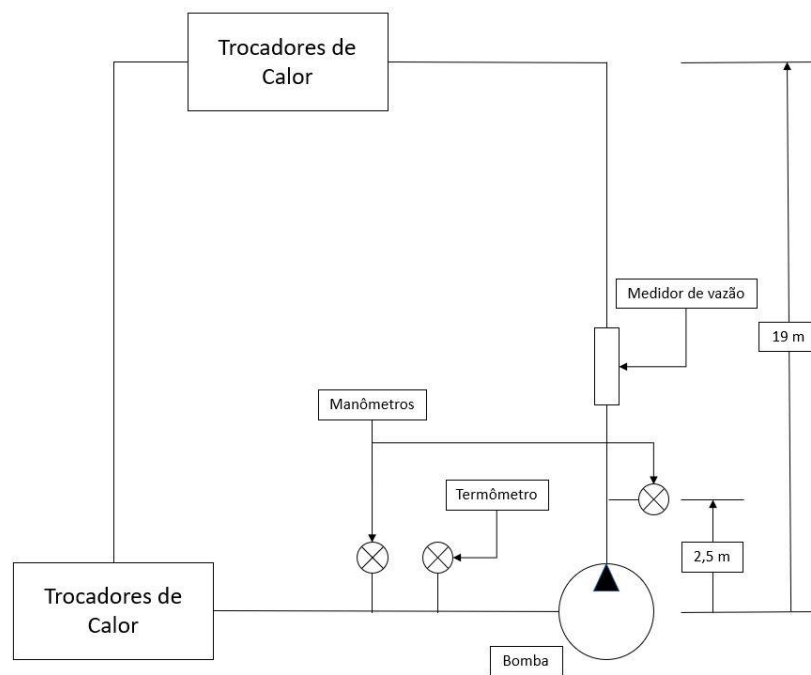
(a) vista superior



(b) vista lateral

Fonte: Autor (2020)

Figura 17 – Croqui da instalação



Fonte: Autor (2020)

A seguir são apresentadas as características gerais da bomba e do motor elétrico nas tabelas 4 e 5.

Tabela 4 – Características construtivas da bomba centrífuga

Dados construtivos	Unidade	Valor
Modelo	-	ETA 250-40
Diâmetro nominal do flange de recalque	<i>mm</i>	250
Diâmetro nominal do rotor	<i>mm</i>	400
Suporte	-	D
Passagem mínima do rotor	<i>mm</i>	68
Pressão máxima de recalque	<i>bar</i>	10
Pressão máxima de sucção	<i>bar</i>	6
Temp. mín/máx	<i>°C</i>	-10 / 100

Tabela 5 – Características do motor elétrico

Dado	Unidade	Valor
Rotação nominal	<i>rpm</i>	1785
Potência nominal	<i>kW(cv)</i>	185 (250)
Rendimento	%	93,5
Fator de potência	-	0,89

As medições são efetuadas manualmente por meio da leitura dos instrumentos de medição disponíveis: manômetro na tubulação de sucção, manômetro na tubulação de recalque, medidor de vazão e frequência do variador. A partir desses dados é possível determinar os principais parâmetros de uma bomba centrífuga, como altura de carga, potência de eixo, potência hidráulica e eficiência.

4.2.1 REGIME DE OPERAÇÃO

O regime de operação escolhido para a realização das medições na bomba centrífuga nesse trabalho, e que servirá como base para a modelagem computacional, é o regime no qual o equipamento mais operou durante o período estudado pelo autor, definido pelos parâmetros da tabela 7, sendo um possível ganho de eficiência mais impactante para tais condições. Assim, não é desejado buscar o ponto de maior eficiência da bomba, uma vez que tal ponto possa ser encontrado em momentos curtos ou até mesmo em raras ocasiões.

As condições ambientes durante a realização das medições estão representados na tabela 6.

Tabela 6 – Condições ambientais

Condição	Unidade	Valor \pm incerteza
Temperatura	<i>°C</i>	23,0 \pm 0,05
Pressão	<i>bar</i>	0,94 \pm 0,005

A temperatura e pressão do fluido de trabalho da bomba, assim como todas medições efetuadas pelo autor estão descritas na tabela 7.

Tabela 7 – Condições de operação

Condição	Unidade	Valor \pm incerteza
Temperatura	$^{\circ}C$	$6,0 \pm 0,05$
Pressão de sucção	<i>bar</i>	$3,0 \pm 0,05$
Pressão de descarga	<i>bar</i>	$4,6 \pm 0,05$
Vazão volumétrica	m^3/h	$561,4 \pm 0,05$
Frequência do variador	<i>Hz</i>	$34,3 \pm 0,05$

4.3 MODELAGEM GEOMÉTRICA

Nessa seção será apresentada a metodologia utilizada para o desenvolvimento do modelo CAD(*computer-aided-design*) referente à geometria do escoamento da água na bomba centrífuga.

Entre as partes modeladas, as de maior complexidade foram a voluta e as aletas-guia, devido à necessidade de serem modeladas manualmente por meio do recurso Desing Modeler, do *software* ANSYS, sendo um procedimento demorado e bastante trabalhoso.

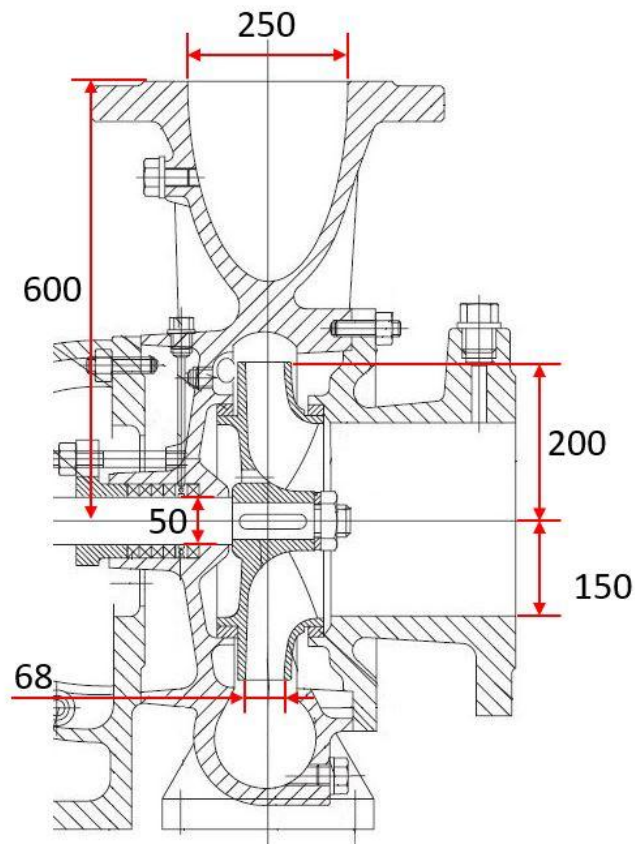
O rotor da bomba foi modelado com o auxílio do recurso BladeGen, também do *software* ANSYS, a partir da medição das dimensões da peça, a qual pode ser vista na Figura 16. As tubulações de sucção e descarga foram modeladas utilizando o Design Modeler.

As dimensões geométricas da bomba utilizadas para a modelagem de suas partes podem ser vistas nas Figuras 18 e 19. A tabela 8 apresenta os valores das variáveis da Figura 19.

Tabela 8 – Dimensões externas da bomba centrífuga

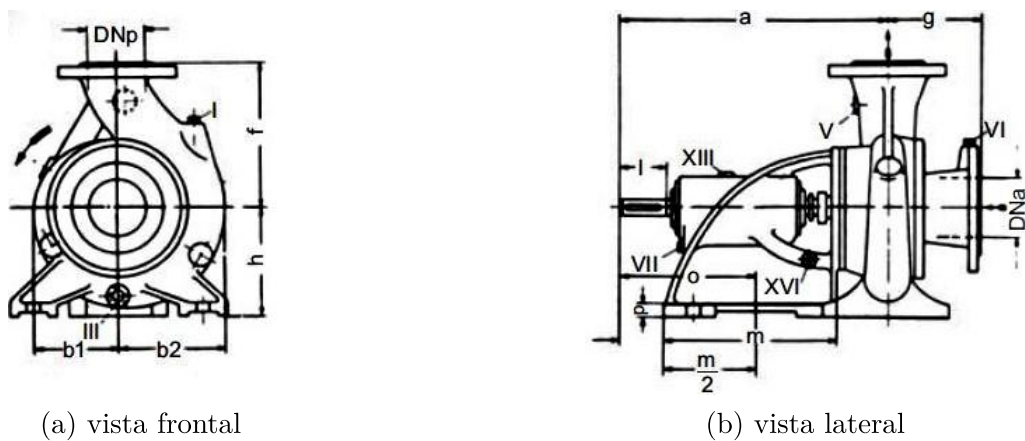
Dimensão	Unidade	Valor
<i>b1</i>	<i>mm</i>	330
<i>b2</i>	<i>mm</i>	410
<i>f</i>	<i>mm</i>	600
<i>g</i>	<i>mm</i>	180
<i>h</i>	<i>mm</i>	400
<i>DNa</i>	<i>mm</i>	300
<i>DNp</i>	<i>mm</i>	250

Figura 18 – Dimensões internas da bomba centrífuga (em *mm*)



Fonte: Autor (2020)

Figura 19 – Dimensões externas da bomba centrífuga



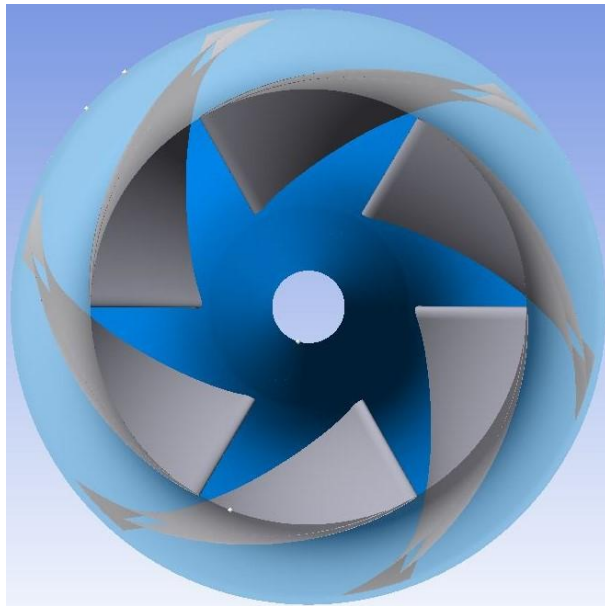
(a) vista frontal

(b) vista lateral

Fonte: Manual Técnico KSB (2008)

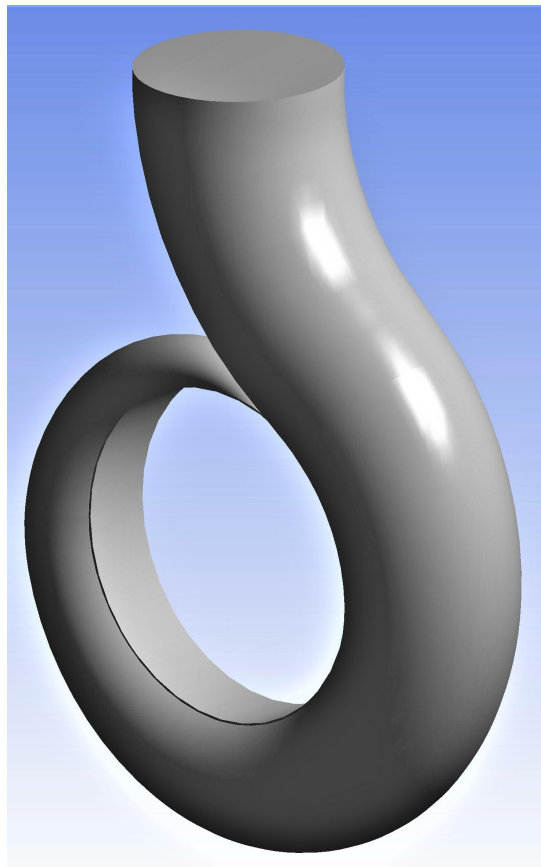
A partir desses dados foi possível modelar computacionalmente os elementos da bomba centrífuga estudada. As geometrias sem escala geradas pelo autor são mostradas nas Figuras 20, 21 e 22.

Figura 20 – Geometria do rotor



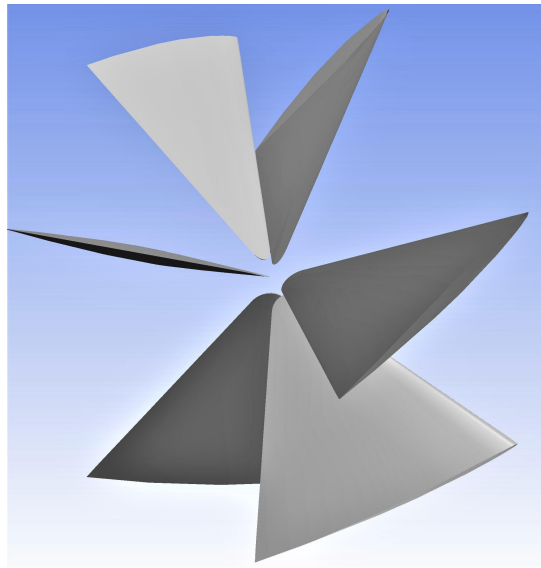
Fonte: Autor (2020)

Figura 21 – Geometria da voluta



Fonte: Autor (2020)

Figura 22 – Geometria das aletas-guia



Fonte: Autor (2020)

A fim de distribuir a espessura simetricamente para as aletas foi utilizado o perfil de aerofólio Gottingen 443. A Figura 23 representa o perfil das aletas desenvolvido nesse trabalho.

Figura 23 – Perfil Gottingen 443

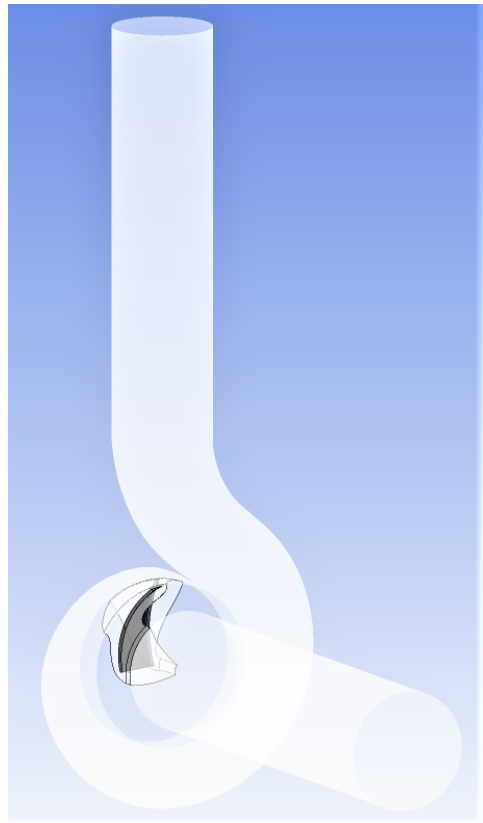


Fonte: Autor (2020)

Com a intenção de reduzir a influência das condições de contorno sobre o resultado final nas seções de entrada e saída usando o método CFD, foram estendidas quatro vezes o diâmetro, a partir da seção de entrada do rotor e de saída da voluta, gerando assim as tubulação de entrada e saída do sistema.

A geometria sem escala da Figura 24 representa o todo o domínio fluido referente ao escoamento na bomba centrífuga, para a condição sem o uso de aletas-guia.

Figura 24 – Domínio fluido do escoamento na bomba centrífuga



Fonte: Autor (2020)

4.4 MODELAGEM COMPUTACIONAL

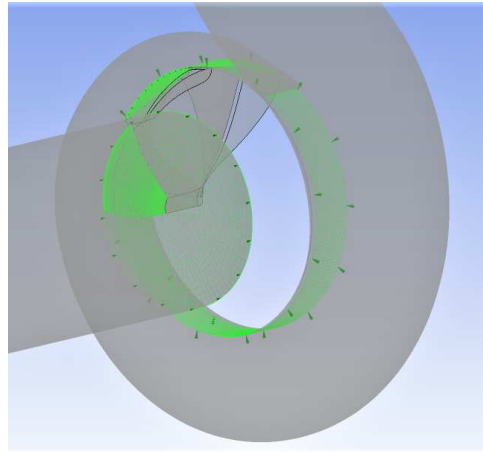
Nessa seção é apresentado o desenvolvimento da modelagem computacional utilizada para executar as simulações na condição de operação determinada pelo autor na seção 4.2.1 desse trabalho. Foi desenvolvida uma simulação em regime permanente da condição de operação supracitada, com o objetivo de determinar a vazão e a eficiência da bomba centrífuga e, conseqüentemente, a validação do modelo computacional. Em seguida uma simulação para a condição proposta pelo autor desse trabalho, com a introdução do dispositivo IGV na tubulação de sucção da bomba.

4.4.1 MALHA COMPUTACIONAL

As malhas computacionais utilizadas nas simulações desenvolvidas foram contruídas por meio de dois *softwares* de geração de malha: Meshing e TurboGrid, os quais são recursos do ANSYS [45]. O domínio do fluido foi dividido em três partes, pré-rotor, rotor e pós-rotor, portanto existem três malhas para cada simulação, as quais se diferenciam com relação ao seu referencial. A malha correspondente ao domínio do rotor é rotativa, enquanto as demais são estacionárias. Além disso suas faces comuns não apresentam correspondência de localização de nó e tamanho de elemento.

Desse modo, foi necessário criar interfaces entre as malhas, modelo utilizado foi o Frozen Rotor, conforme mencionado na seção 3.7 do presente texto. As interfaces são do tipo GGI (General Grid Interface) e foram aplicadas entre as malhas pré-rotor e rotor e entre as malhas rotor e pós-rotor, Figura 25.

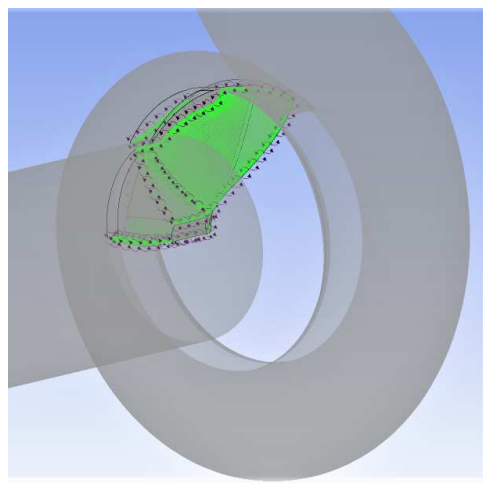
Figura 25 – Interfaces utilizadas para conectar as malhas



Fonte: Autor (2020)

A fim de reduzir o número de elementos de malha do rotor, o estudo CFD desse trabalho foi realizado para uma pá do rotor apenas, utilizando as chamadas interfaces periódicas, as quais simulam a presença das demais pás do rotor e a interação entre elas durante o escoamento. As interfaces periódicas criadas são mostradas na Figura 26.

Figura 26 – Interfaces periódicas

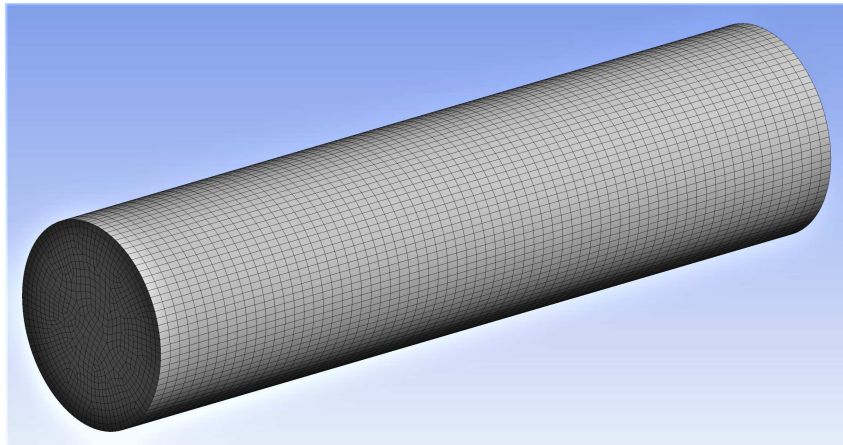


Fonte: Autor (2020)

A malha escolhida foi do tipo não-estruturada, conforme descrito na seção 3.5 desse trabalho. Esse tipo de malha se adapta facilmente a qualquer tipo de geometria e também é o tipo com o qual o *solver* utilizado trabalha. Como padrão, o *software* Meshing utiliza elementos tetraédricos, mas o autor desse trabalho optou por utilizar uma malha predominantemente hexaédrica, também conhecida como híbrida.

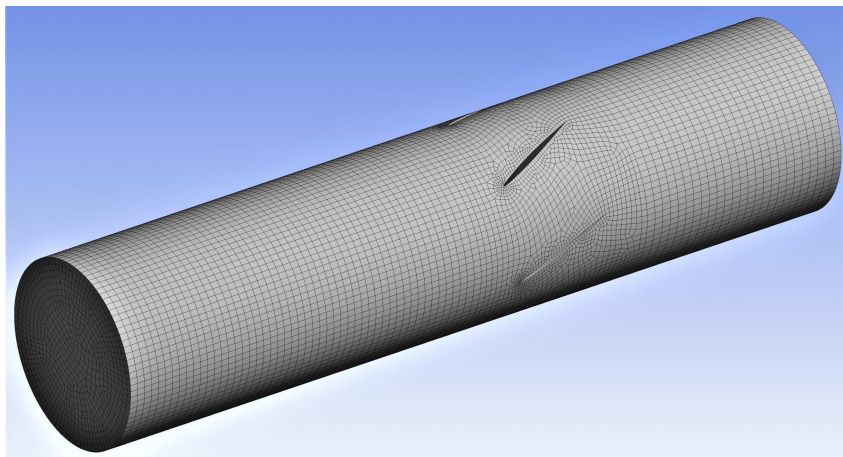
Na Figuras 27 e 28 pode-se ver as malhas para o dois domínios de pré-rotor, sendo que a primeira Figura não possui o dispositivo IGV, o qual está presente na segunda.

Figura 27 – Malha do domínio pré-rotor



Fonte: Autor (2020)

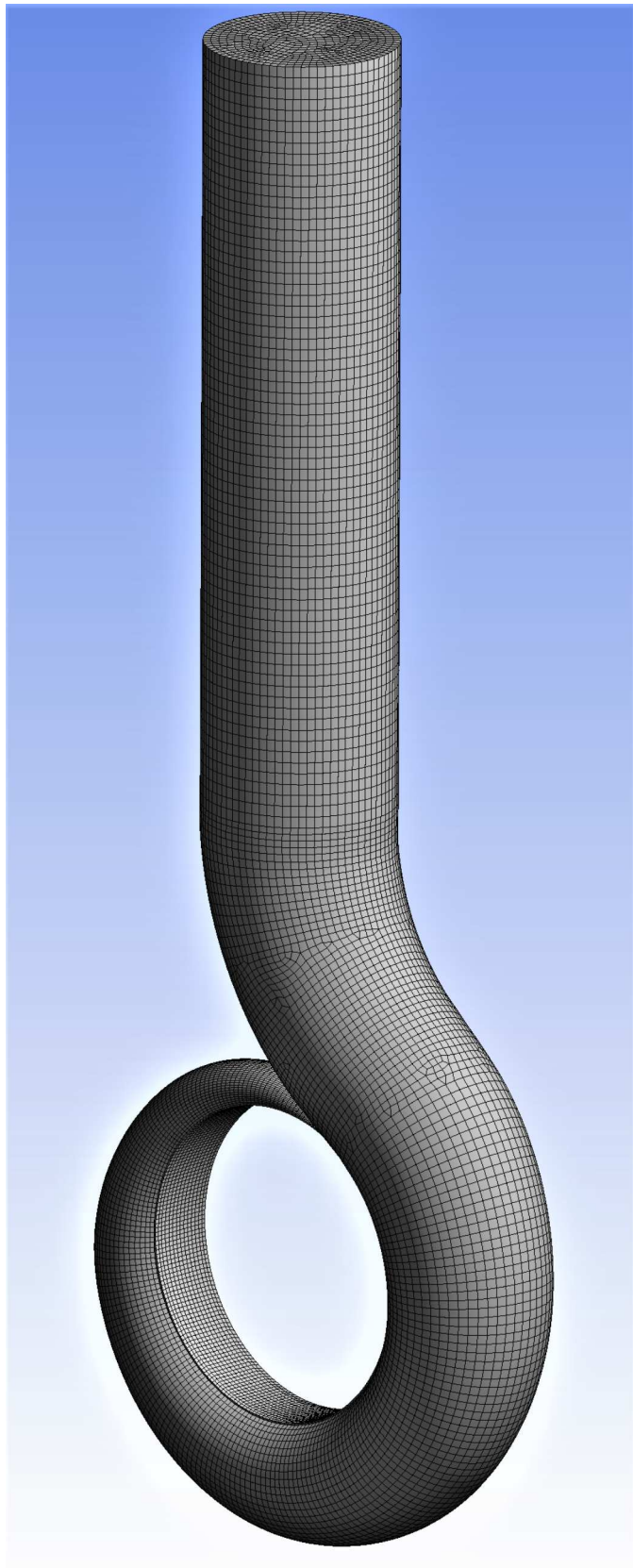
Figura 28 – Malha do domínio pré-rotor IGV



Fonte: Autor (2020)

A Figura 29 mostra a malha do domínio pós-rotor.

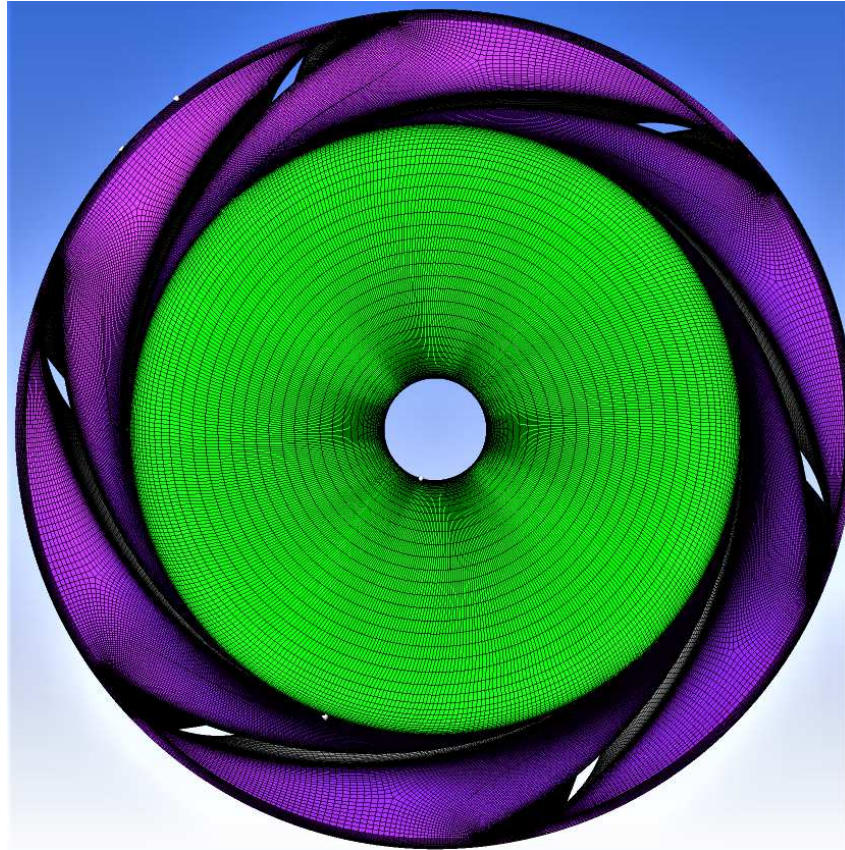
Figura 29 – Malha do domínio pós-rotor



Fonte: Autor (2020)

A malha do domínio do rotor, Figura 30, foi gerada completamente com elementos hexaédricos utilizando o *software* TurboGrid, o qual gera um resultado mais adequado quando se trata de elementos rotativos.

Figura 30 – Malha do domínio do rotor



Fonte: Autor (2020)

As malhas pré-rotor e pós-rotor foram refinadas com um tamanho de elemento próximo a $6E-03\ m$ na proximidade com as paredes na tentativa de garantir que o primeiro nó da malha reproduzisse um $y+ < 200$. Para o rotor foi definido um tamanho próximo de $3E-03\ m$ nas paredes, denominadas *shroud* e *hub*, e nas pás.

Um resumo dos dados das malhas pode ser visto na tabela 9 a seguir.

Tabela 9 – Resumo dos dados das malhas computacionais

Domínio	Número de nós	Número de elementos
pré-rotor	340.063	379.134
pré-rotor IGV	471.351	577.673
rotor	1.455.355	1.393.308
pós-rotor	537.442	613.838
Total simulação 1	2.152.860	2.386.280
Total simulação 2	2.284.148	2.584.819

4.4.2 MODELAGEM DE TURBULÊNCIA

O modelo de turbulência utilizado em todas as simulações foi um modelo RANS, o modelo SST: $\kappa - \omega$ com tratamento automático no cálculo das velocidades na região próxima à parede, descrito na seção 3.4 do atual trabalho.

4.4.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

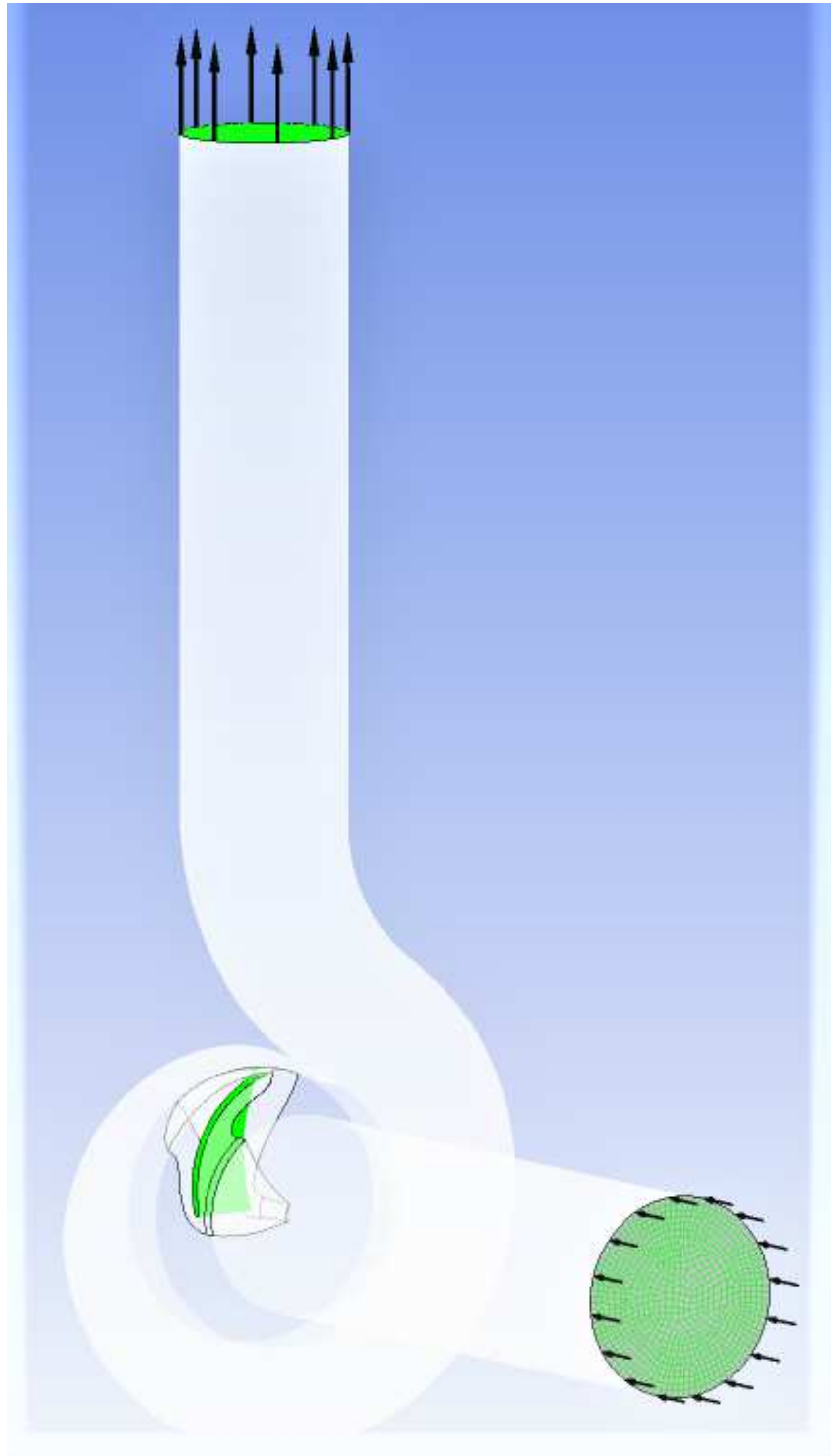
As grandezas utilizadas nas simulações desenvolvidas pelo autor para o cálculo da vazão, potência de eixo e eficiência da bomba centrífuga correspondem ao regime de operação escolhido pelo autor, descrito na seção 4.2.1 desse trabalho. As condições de contorno utilizadas pelo autor nas simulações estão descritas na tabela 10.

Tabela 10 – Condições de contorno

Condição	Unidade	Valor
Rotação do rotor	<i>rad/s</i>	106,86
Pressão total de sucção	<i>bar</i>	3,02
Vazão mássica na descarga	<i>kg/s</i>	155,37
Condições de parede	-	não escorregamento
Intensidade de turbulência	%	5

A Figura 31 destaca as condições de entrada e saída e a condição de contorno nas pás do rotor.

Figura 31 – Condições de contorno aplicadas



Fonte: Autor (2020)

5 RESULTADOS E ANÁLISES

Nesse capítulo são apresentados os resultados obtidos nas medições experimentais e nas simulações numéricas e elaboradas análises acerca destes.

Duas simulações foram desenvolvidas, uma para as medições experimentais e outra para a proposta de introdução do dispositivo IGV na tubulação de sucção da bomba centrífuga. Cada simulação levou um tempo de aproximadamente 16 horas para convergir sob as condições de $10e-04$ de limite residual, convergindo com aproximadamente 600 iterações.

Pretende-se apresentar como resultados a potência de eixo e a eficiência da bomba centrífuga e algumas evidências visuais de perdas hidráulicas rotodinâmicas.

5.1 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

Os valores potência e eficiência foram calculados a partir dos dados de condição de operação, tabela 7. Os cálculos efetuados estão evidenciados no Apêndice A e os resultados expostos na tabela 11 a seguir.

Tabela 11 – Resultados experimentais

Grandeza	Unidade	Valor
Altura de carga	<i>m</i>	$19,14 \pm 0,5$
Eficiência	%	$33,14 \pm 0,9$
Potência de eixo	<i>kW</i>	$88,01 \pm 0,05$
Potência hidráulica	<i>kW</i>	$29,17 \pm 0,7$
Pressão total de sucção	<i>bar</i>	$3,02 \pm 0,02$
Vazão mássica	<i>kg/s</i>	$155,37 \pm 0,09$
Velocidade angular	<i>rad/s</i>	$106,86 \pm 0,16$

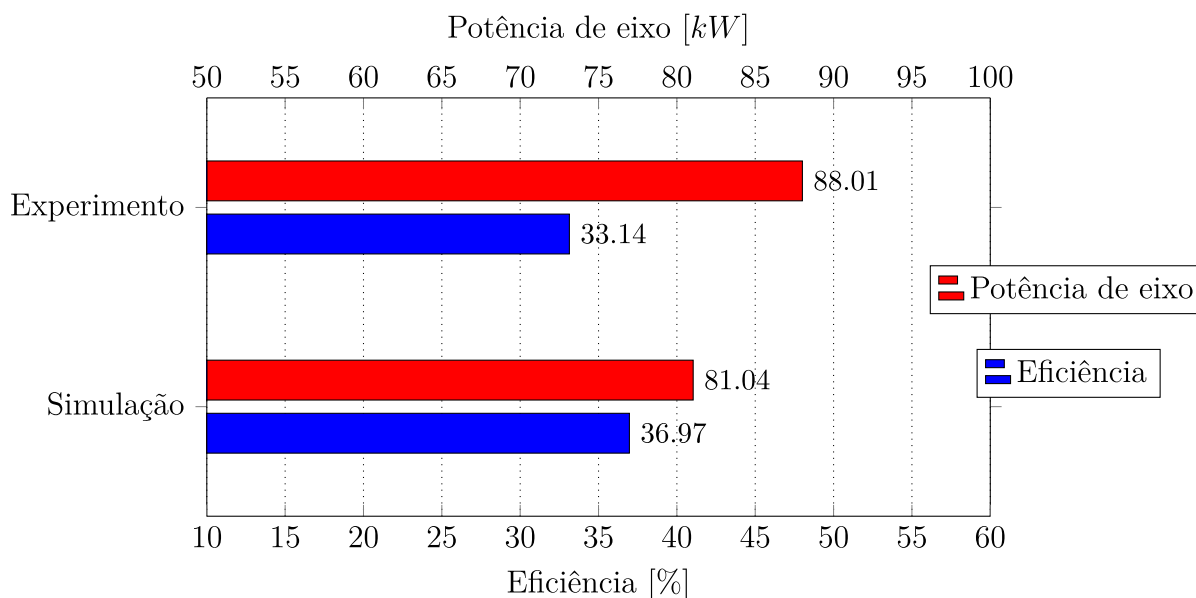
Com esses resultados é evidenciada a baixa eficiência da bomba centrífuga KSB ETA 250-40 para as condição de operação estudada, quando comparado com as curvas de desempenho dessa bomba fornecida pelo fabricante, Anexo A, nas quais a eficiência varia entre 60% e 90% para a vazão utilizada.

5.2 MODELAGEM CFD

Finalizadas as simulações numéricas, os resultados foram elaborados. O foco foi elaborar gráficos e selecionar imagens de fácil entendimento para que o leitor pudesse assimilar bem os fenômenos descritos e compreender a influência do dispositivo IGV no desempenho da bomba centrífuga, observada ao fim das simulações.

Os resultados de potência de eixo e eficiência obtidos na simulação na condição sem as aletas-guia estão evidenciados no gráfico da Figura 32, comparando com os valores obtidos no experimento.

Figura 32 – Valores de potência de eixo e eficiência obtidos na simulação

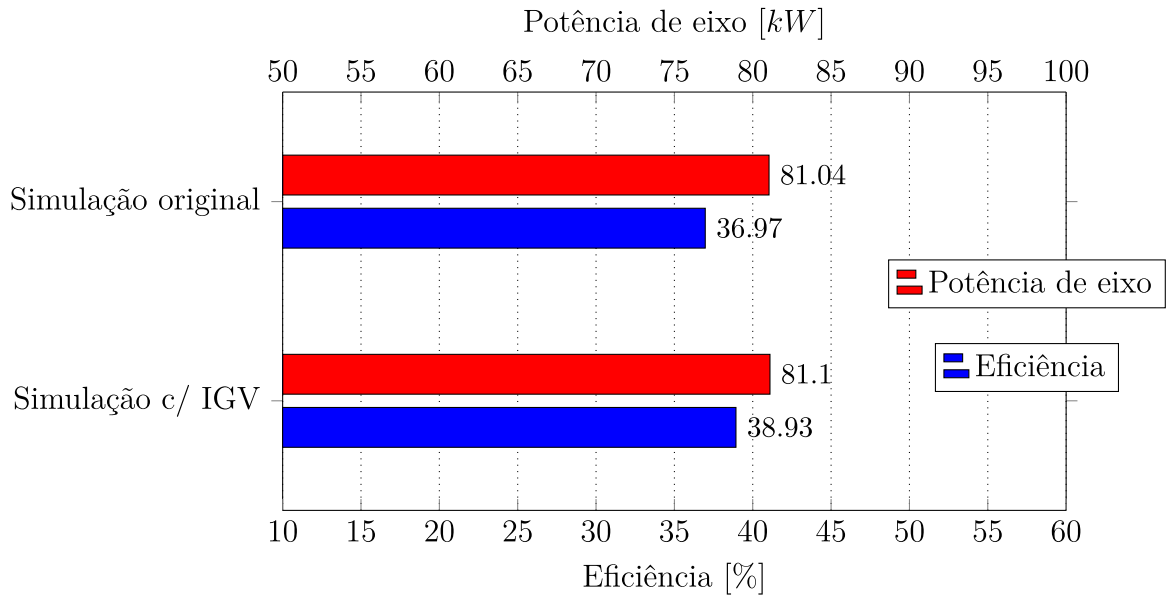


Fonte: Autor (2020)

A diferença entre a potência de eixo experimental e a obtida na simulação numérica para a condição original da bomba foi da ordem de 8,5% e a diferença entre a eficiência experimental e a eficiência obtida na simulação foi na casa de 10%. Essas diferenças são consideradas intermediárias, entretanto existem hipóteses admissíveis para tais diferenças. Uma delas está relacionada com o fato de que a equação da energia não foi considerada para as simulações, desprezando perdas por energia térmica. Além disso todas as paredes do modelo foram consideradas completamente lisas, o que foge da realidade, principalmente para a voluta, por ser uma peça fundida e de baixa qualidade superficial. Outra hipótese está relacionada com a aferição dos instrumentos utilizados nas medições experimentais, pois erros nas medições, mesmo que pequenos, podem influenciar consideravelmente os resultados das simulações.

Diante das incertezas envolvidas e considerando o modelo válido para o estudo do comportamento da bomba, foi realizada a simulação, para as mesmas condições de contorno para a configuração com a introdução do dispositivo IGV na tubulação de sucção. Os resultados para a potência de eixo e eficiência obtidos são apresentados no gráfico da Figura 33, no qual existe a comparação entre os resultados das duas simulações.

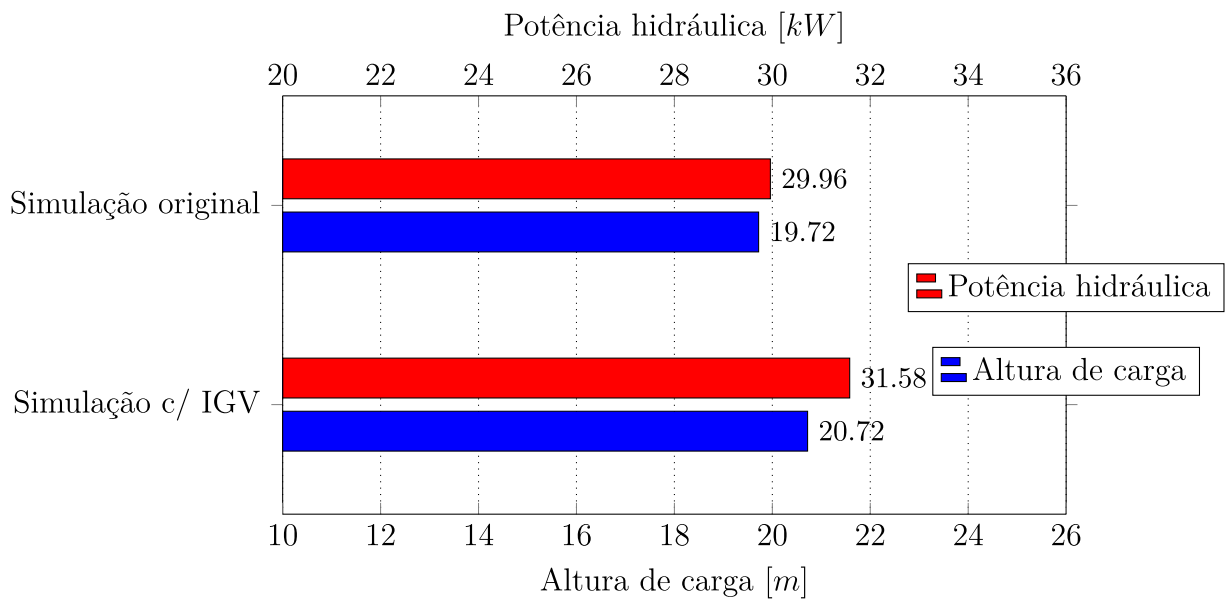
Figura 33 – Valores de potência de eixo e eficiência obtidos nas simulações



Fonte: Autor (2020)

Foi possível observar um aumento na eficiência da bomba com a utilização de aletas-guia na tubulação de sucção na casa de 2%, resultado compatível com a literatura analisada, segundo [17], entretanto a potência de eixo quase não mudou. O gráfico da Figura 34 mostra evidências desse ganho na eficiência, comparando a altura de carga e potência hidráulica para as duas condições simuladas.

Figura 34 – Valores de potência hidráulica e altura de carga obtidos na simulações



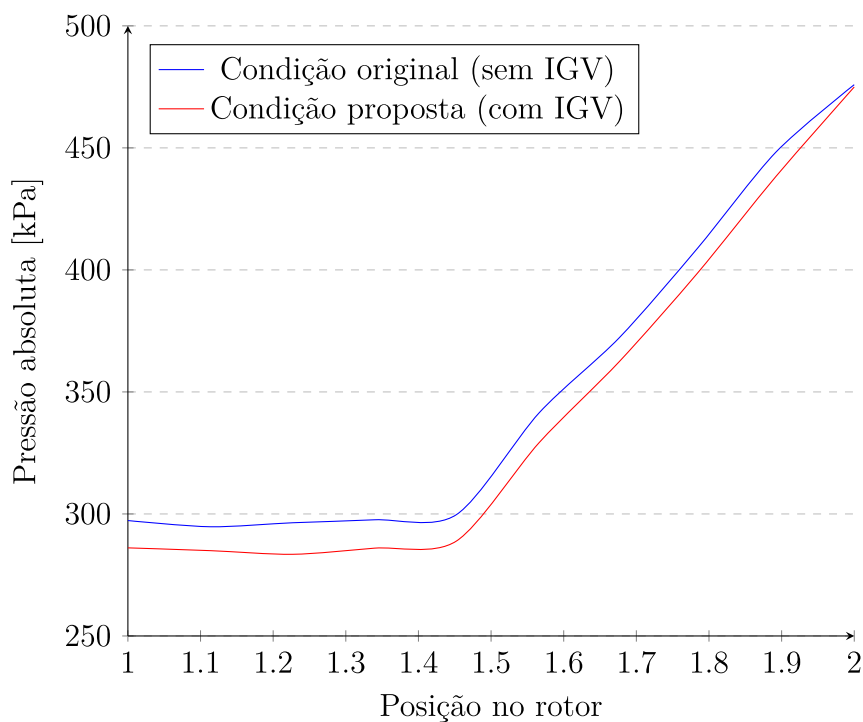
Fonte: Autor (2020)

Observando os resultados, nota-se que foi obtido um ganho tanto para a potência hidráulica e como para a altura de carga com a introdução de aletas-guia na tubulação de sucção, na casa de 13% e 5% respectivamente. Assim, utilizando uma mesma potência fornecida pelo motor elétrico, a bomba consegue um melhor desempenho hidráulico.

Dando continuidade aos trabalhos, são apresentados a seguir resultados gráficos dos valores de pressão e velocidade média nas seções do escoamento do rotor. Em tese estes gráficos ilustram a flutuação de pressão e velocidade que um partícula do fluido sofre no percurso de entrada até a saída do rotor. Os gráficos contém curvas para as duas simulações efetuadas com o objetivo de comparar a variação desses parâmetros com a introdução do dispositivo IGV.

A Figura 35 abaixo mostra o gráficos das pressões médias nas seções do rotor desde a entrada (posição 1) até a saída (posição 2).

Figura 35 – Pressão absoluta x posição no rotor

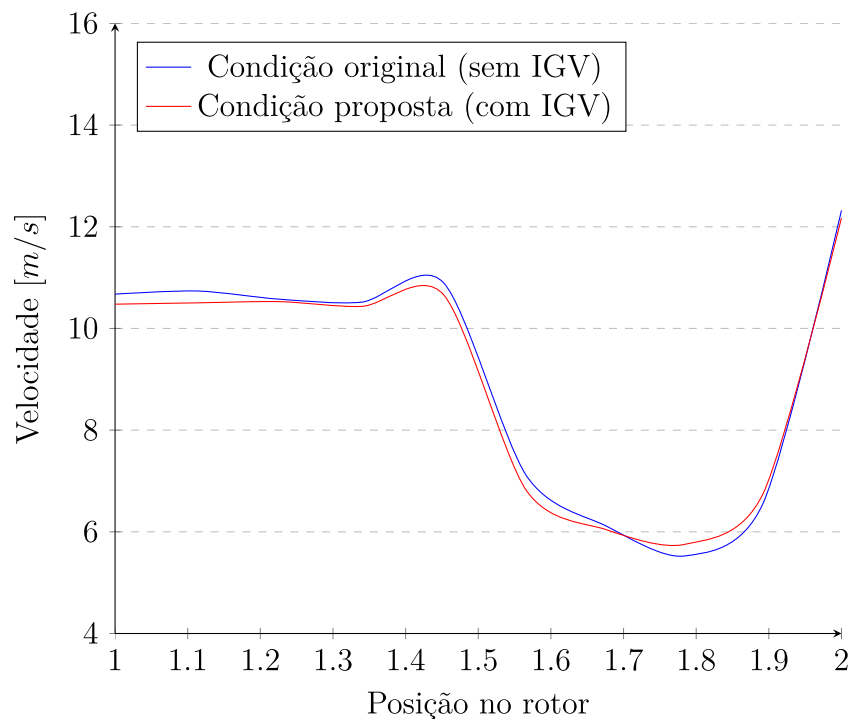


Fonte: Autor (2020)

É possível perceber que a proposta de introdução do dispositivo IGV na tubulação de sucção da bomba influencia na flutuação da pressão absoluta do escoamento ao longo do rotor. A utilização de aletas além de reduzir o valor mínimo de pressão absoluta atingida dentro do rotor, causa uma redução de pressão antes da chegada do fluido ao rotor, devido à passagem deste pelas aletas-guia. O fato de a pressão de saída do rotor ser praticamente igual entre as duas condições evidencia a melhor eficiência da condição proposta pelo autor, conforme exposto no gráfico da Figura 33.

Na Figura 36 é apresentado o gráfico da velocidade média nas seções do rotor, desde a entrada até a saída.

Figura 36 – Velocidade x posição no rotor

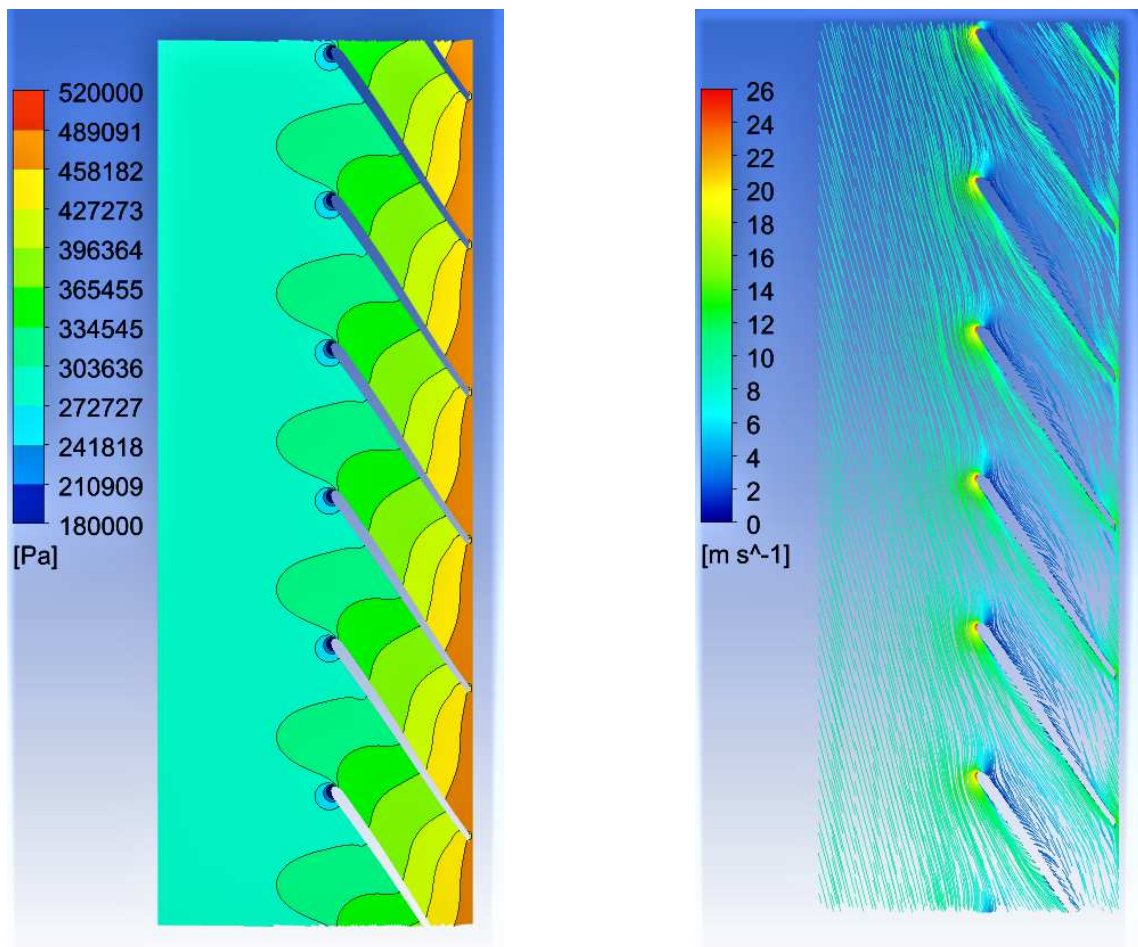


Fonte: Autor (2020)

A principal diferença observada nas curvas de velocidade está relacionada com os picos e vales de velocidade. Para a condição original o valor mínimo de velocidade é menor, porém com uma curva menos suave quando comparada com a utilização de aletas-guia, evidenciando menores perdas por incidência na condição proposta. Pode-se observar a presença de picos de velocidade na região do bordo de ataque das pás do rotor (posição entre 1.4 e 1.5 do gráfico da Figura 36), o qual é maior para a condição original. Esse pico de velocidade na entrada do rotor está relacionado com uma maior probabilidade de ocorrência de cavitação, como será discutido adiante.

Outros resultados considerados importantes estão relacionados com os campos de pressão e velocidade na seção média cilíndrica das pás do rotor da bomba (essa seção é conhecida como *blade-to-blade view*). Essa superfície corta o domínio do escoamento no rotor e deseja-se obter variáveis de interesse nessa seção. As Figuras 37 e 38 apresentam os campos de pressão e velocidade obtidos nessa abordagem.

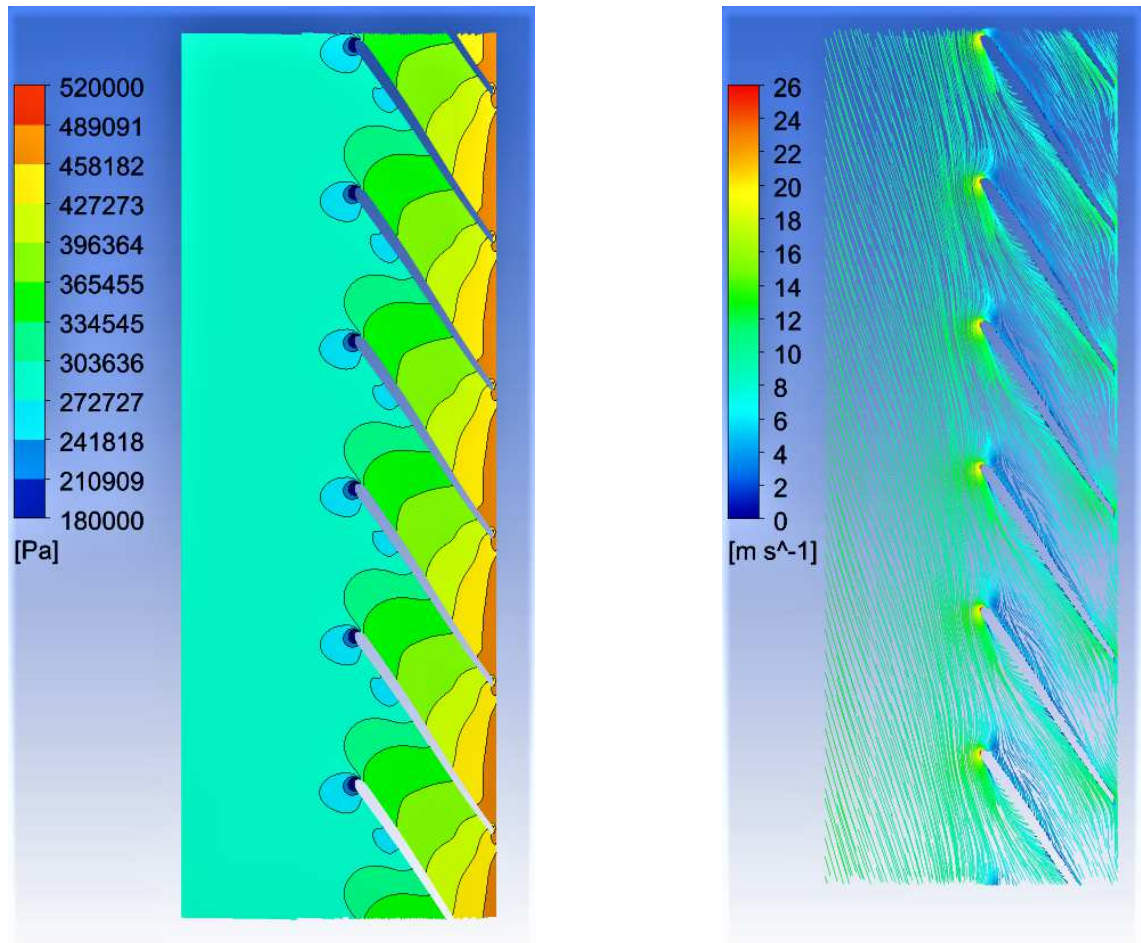
Figura 37 – *Blade-to-blade view* para condição original



(a) Campos de pressão

(b) Linhas de corrente

Fonte: Autor (2020)

Figura 38 – *Blade-to-blade view* para condição proposta

(a) Campos de pressão

(b) Linhas de corrente

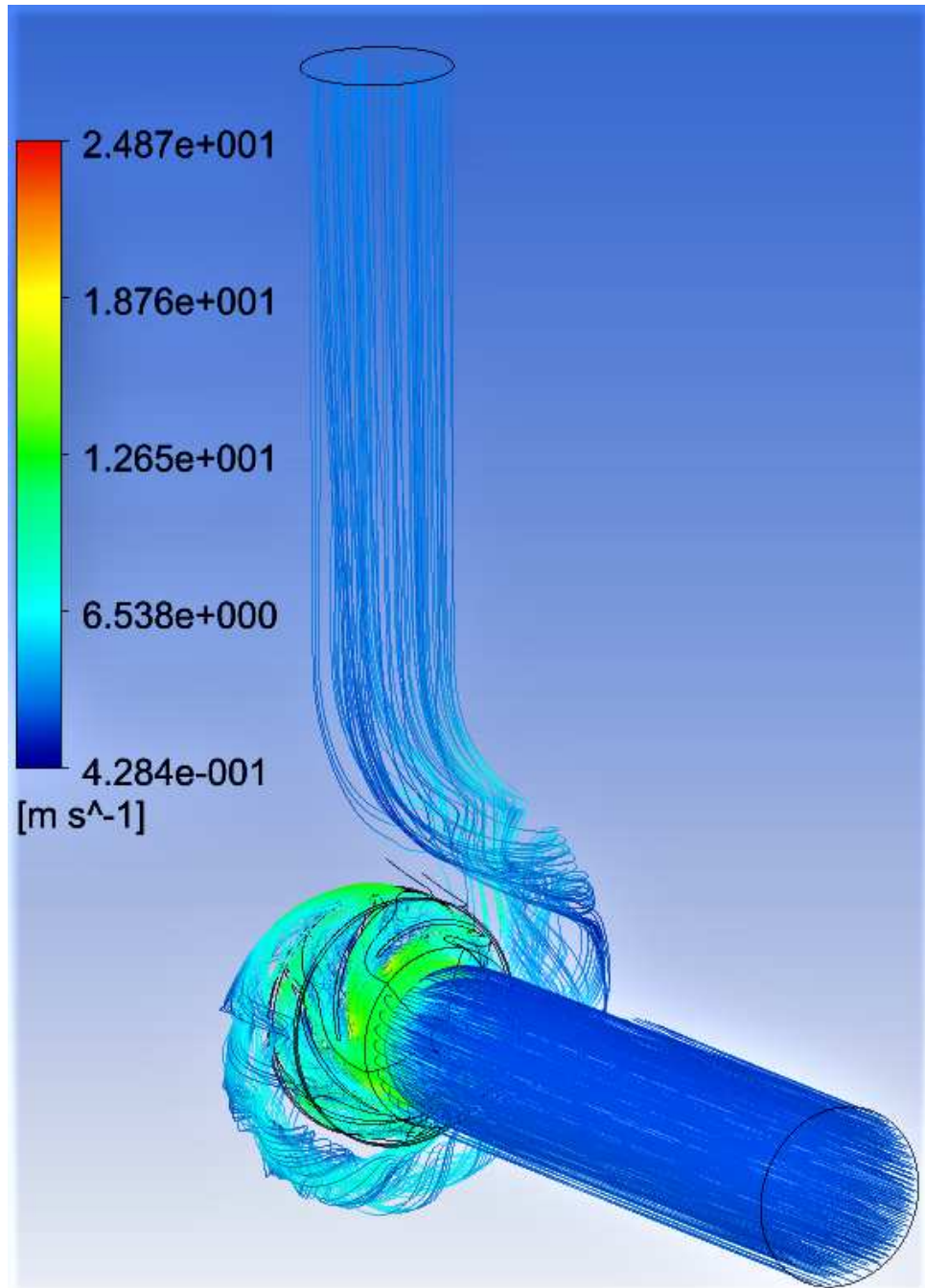
Fonte: Autor (2020)

Analisando as Figuras 37 e 38 apresentadas pode-se perceber que as pressões mínimas na superfícies das pás diminuem com a introdução do dispositivo IGV e as pressões máximas diminuem ligeiramente, o que está coerente com o gráfico apresentado na Figura 35 e com a melhor eficiência da condição proposta, pois a transferência de energia para o fluido teve maior rendimento pela maior elevação da pressão.

Observando as Figuras 38b e 37b é evidente a ausência de vórtices no escoamento, o que é desejável, pois evita o chamado fluxo reverso. Pode-se observar que as velocidades são um pouco maiores para a condição original na região do bordo de ataque das pás do rotor, caracterizada pela tonalidade mais avermelhada. Essa região caracteriza um pico de velocidade, assim como na Figura 36, e é a região na qual há probabilidade da ocorrência de cavitação.

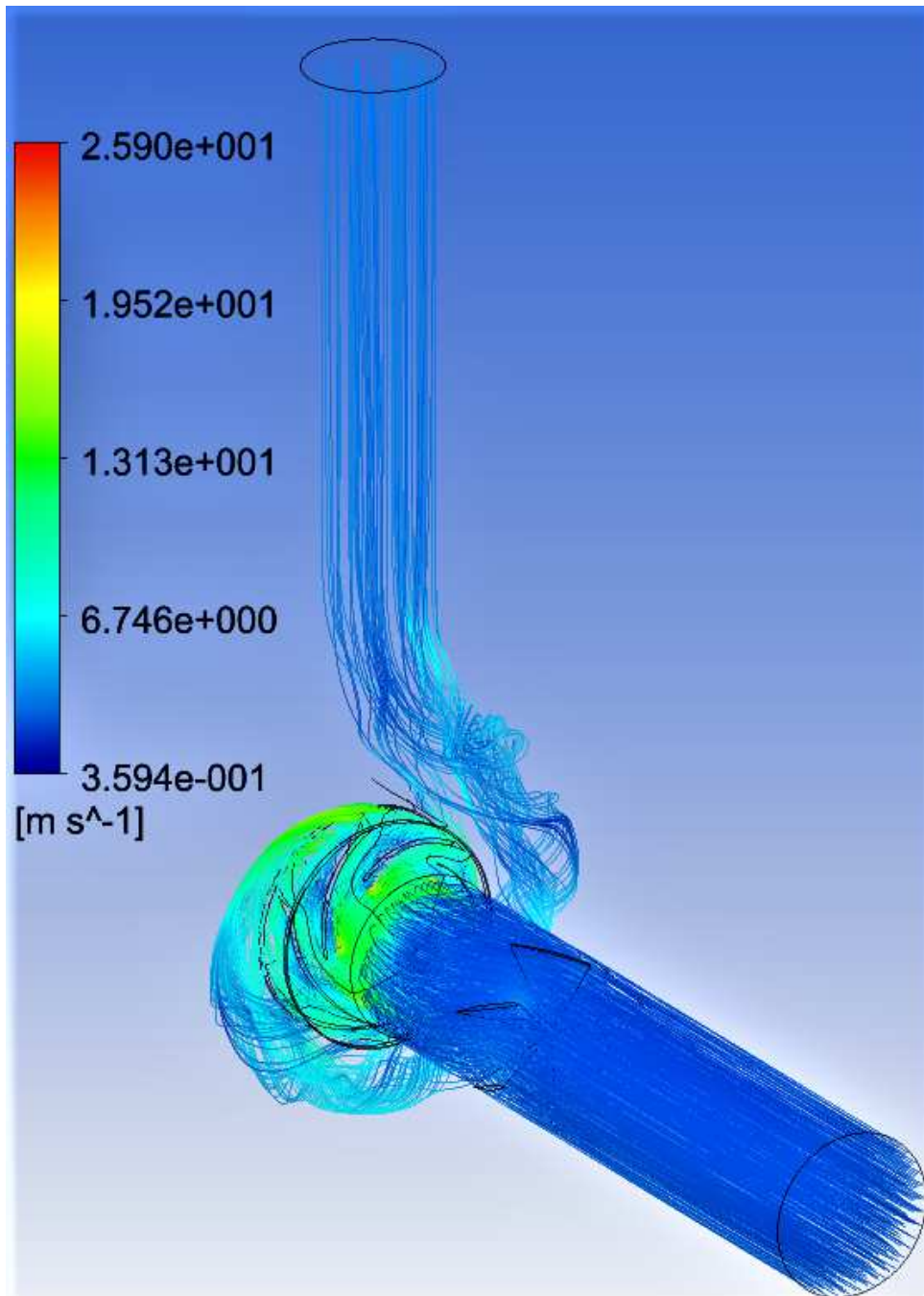
Nas Figuras 39 e 40 pode-se ver as linhas de corrente ao longo de toda a extensão do escoamento para as duas simulações realizadas.

Figura 39 – Linhas de corrente ao longo de todo o escoamento - condição original



Fonte: Autor (2020)

Figura 40 – Linhas de corrente ao longo de todo o escoamento - condição com IGV

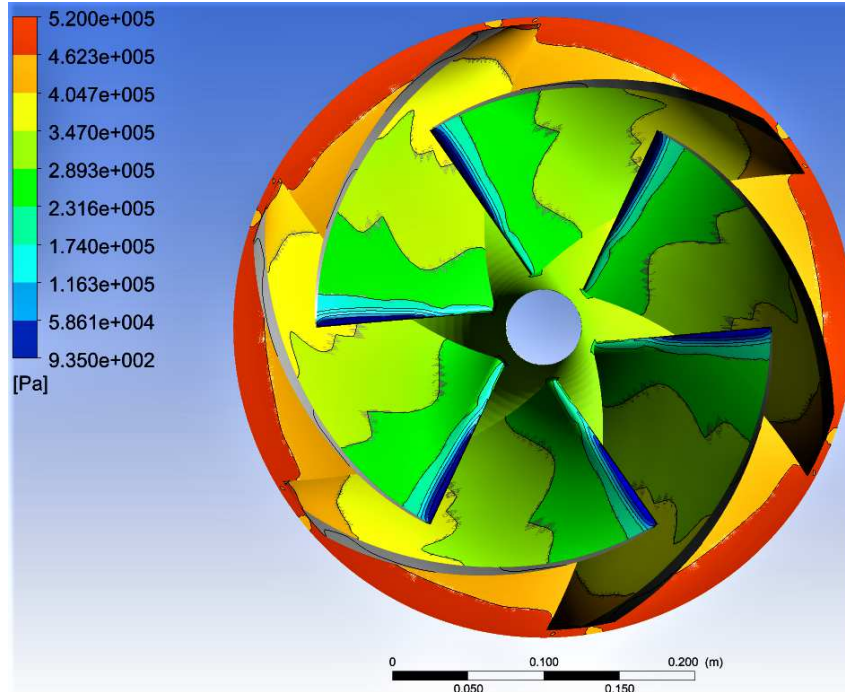


Fonte: Autor (2020)

O fenômeno da cavitação, o qual induz danos e perdas na bomba centrífuga, está relacionado com o atingimento do valor de pressão de saturação da água no escoamento, o que ocorre principalmente na região do rotor. A pressão de saturação da água foi considerada aproximadamente 935 Pa mediante à temperatura apresentada na seção 4.2 desse trabalho. Dessa forma, o limite mínimo na escala de visualização do campo tridimensional de pressão absoluta no rotor foi definido para esse valor de pressão de saturação. Assim as regiões em azul escuro nas Figuras 41 e 42 correspondem à iminência

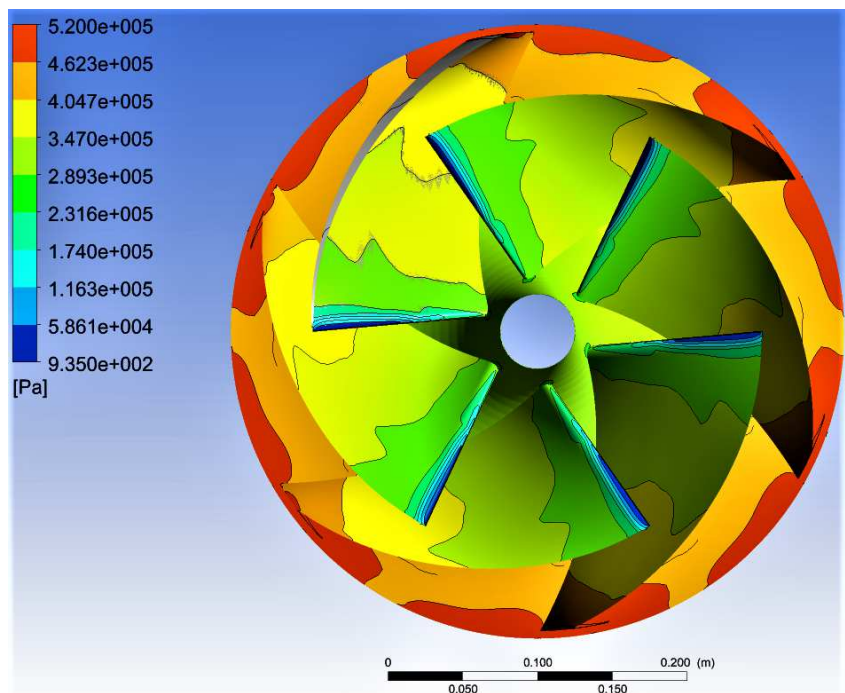
ou ocorrência de cavitação, já que nessas regiões a pressão absoluta é igual ou menor que a pressão de saturação considerada para a água.

Figura 41 – Pressão absoluta - condição original



Fonte: Autor (2020)

Figura 42 – Pressão absoluta - condição com IGV

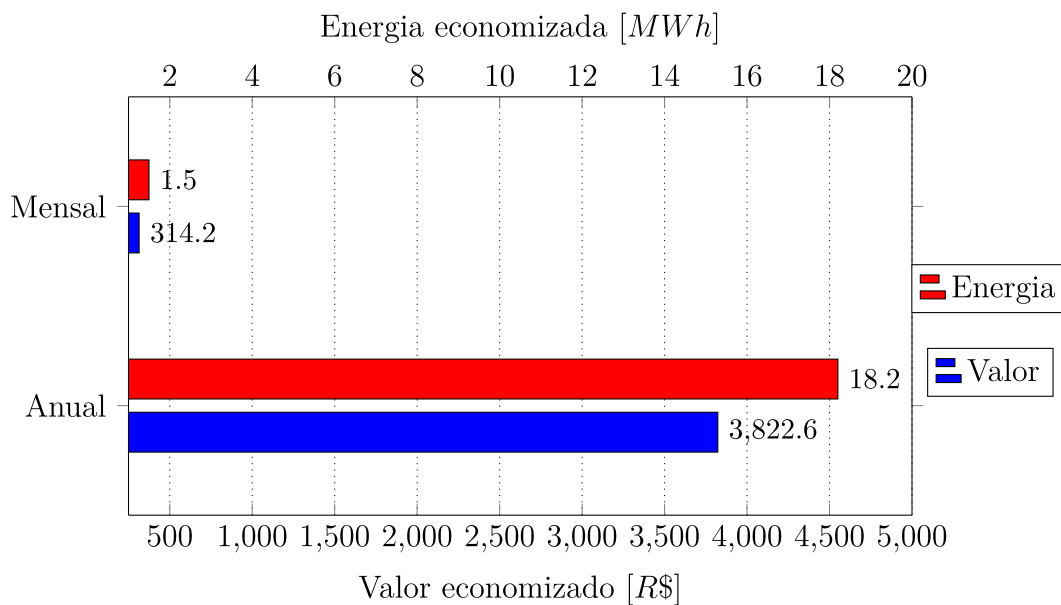


Fonte: Autor (2020)

Pode-se observar que os pontos de iminência ou ocorrência de cavitação se situam exatamente na região do bordo de ataque das pás do rotor, conforme discutido anteriormente. Para a condição original, Figura 41, há uma maior faixa em que pode ocorrer esse fenômeno. Já para a condição proposta, Figura 42, há uma redução dessa faixa, porém ela não deixa de existir. Assim a introdução do dispositivo IGV reduz, mas não evita, a probabilidade de ocorrência de cavitação no rotor.

Por fim, foi realizada pelo autor uma análise da economia gerada pela introdução do dispositivo IGV no sistema da bomba centrífuga. Para essa análise foi considerado um custo de energia elétrica de R\$ 0,21 por kWh consumido, que é o valor pago pela empresa à concessionária de energia. De acordo com os cálculos do apêndice A, a potência total do motor elétrico para a condição analisada foi de 105,76 kW . Assim foi possível determinar a economia que seria alcançada na operação do sistema com a proposta feita pelo autor dessa trabalho, apresentada na Figura 43, considerando as condições de operação utilizadas como sendo constantes durante toda operação da bomba.

Figura 43 – Economia gerada pela proposta de introdução de aletas-guia



Fonte: Autor (2020)

5.2.1 LIMITAÇÕES

Várias suposições foram feitas durante a realização do estudo CFD, incluindo a idealização das paredes lisas e a não utilização da equação da energia. Assim, este estudo de comparação das medições experimentais com computacionais possui suas limitações. A seguir estão as restrições que foram levantadas durante a realização desse projeto:

- i. a análise de regime permanente realizada durante a simulação fornece solução limitada,

mesmo sendo uma análise muito comum, já uma análise em regime transiente é a melhor abordagem para obter soluções mais precisas, porém são muita mais caras em termos de tempo e recursos computacionais necessários;

- ii. embora os valores de y^+ devam ser inferiores a 200 de acordo com o modelo SST $\kappa - \omega$, em alguns pontos da malha esses valores foram obtidos em torno de 1200;
- iii. a modelagem geométrica dos componentes foi feita a partir de medições manuais, levando ainda em consideração a dificuldade apresentada na modelagem da voluta;
- iv. a limitação do recurso computacional utilizado pode ter prejudicado a precisão dos resultados obtidos, impossibilitando uma maior qualidade da malha utilizada;
- v. por se tratar de um equipamento de grande porte, perde-se em precisão quando comparado com um modelo em escala, pois seria possível a utilização de uma malha mais refinada com o mesmo recurso computacional utilizado;
- vi. por último, a validade dos resultados fica à mercê da precisão e aferição dos instrumentos de medição utilizados nas medições experimentais.

6 CONCLUSÕES

Ao fim desse trabalho, pode-se perceber que seu objetivo foi alcançado com sucesso. Os resultados da modelagem CFD foram compatíveis com os resultados experimentais, dentro da escala de incertezas envolvidas. Foi possível verificar a melhora da performance da bomba centrífuga através do estudo do escoamento com a utilização das aletas-guia na tubulação de sucção. O ganho de eficiência atingido foi de aproximadamente 2%, onde a eficiência do modelo com IGV foi de 38,93% contra 36,97% do modelo original e utilizando uma potência de eixo de 81,1 *kW* e 81,04 *kW*, respectivamente.

É notável que o incremento de eficiência é bem pequeno e ainda assim o equipamento permanece com um desempenho muito baixo comparado com suas especificações para a condição nominal, fornecidas pela fabricante. Isso indica que a maior causa de perdas da bomba não está relacionada com perdas referentes à regulação da direção do escoamento na região de pré-turbilhão. Talvez essa ineficiência esteja relacionada com as condições de operação do sistema no qual a bomba centrífuga está inserida, ou até mesmo por ser um equipamento superdimensionado para sua aplicação.

Uma conclusão interessante foi a redução do risco à cavitação quando utilizadas aletas-guia na tubulação de sucção, isto é, a probabilidade de ocorrência de cavitação diminui com o estudo conduzido pelo autor, aumentando a vida útil por se tratar de um fenômeno extremamente prejudicial ao equipamento. Não foi possível determinar visualmente perdas rotodinâmicas no rotor da bomba, mas foi possível observar as melhorias no escoamento com a introdução do dispositivo IGV, como um aumento no incremento da pressão, devido à redução da pressão na região da entrada do rotor.

Devido ao fato das condições do equipamento variarem durante um dia de operação, por diferentes demandas do sistema de refrigeração, um estudo de diferentes condições de contorno poderia apresentar resultados mais satisfatórios, ou até mesmo desenvolver uma faixa de operação na qual a utilização das aletas-guia na tubulação de sucção é favorável ao escoamento ou não, conforme discutido na seção 3.3 desse trabalho, o que seria possível de implantar pelo fato de o sistema possuir equipamento redundante.

Foi possível determinar uma economia de aproximadamente R\$ 3.800 (três mil e oitocentos reais) por ano com a proposta desse trabalho. É uma economia pequena quando comparada com o total gasto com eletricidade em uma indústria de grande porte, porém é considerável ao se tratar de um equipamento apenas. Caso após a introdução do dispositivo essa economia for comprovada, servirá de incentivo à busca de melhorias nos demais componentes do sistema e da planta como um todo. Portanto pode-se considerar a implementação de aletas-guia na tubulação de sucção como um projeto viável em termos industriais.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir das observações colocadas na seção 5.2.1, deixa-se algumas sugestões para trabalhos futuros.

Uma análise transiente dos escoamento do fluido na bomba centrífuga seria interessante para uma melhor verificação da concordância do modelo com os resultados experimentais. A verificação da malha ao término das simulações deverá mostrar valores de y^+ na faixa recomendada para o modelo de turbulência utilizado, e, caso fora da faixa, refinando ou engrossando a malha novamente.

Uma análise dimensional para a construção de um modelo em escala poderia aumentar consideravelmente a precisão dos resultados, pelo fato de o equipamento estudado ser de grande porte. Esse modelo em escala reduzida teria a capacidade de diminuir o tamanho do elemento de malha sem o requerimento de melhores recursos computacionais, porém o grau de complexidade do estudo é maior.

O estudo desse trabalho levou em consideração alguns resultados de outros estudos para a melhor posição das aletas-guia a serem introduzidas, como distância axial, número de aletas e ângulo das aletas. Os parâmetros utilizados foram os mais eficientes segundo os estudos, porém esses foram determinados separadamente. Portanto seria interessante uma análise conjunta desses parâmetros, com objetivo de determinar se existe influência, positiva ou negativa, de algum parâmetro em outro e a utilização da ferramenta DoE, ou *Design of Experiments*, poderia determinar tal influência, devido à robustez desse método de análise e a capacidade de encontrar a melhor configuração possível da combinação dos parâmetros de estudo.

REFERÊNCIAS

- [1] JARDIM, S.B. *Sistemas De Bombeamento E Conservação De Energia*. SERGIO JARDIM, 2016.
- [2] HENN, E.A.L. *Maquinas De Fluido*. UFSM, 2006.
- [3] MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. *Eficiência Energética em Sistemas de Bombeamento*. Rio de Janeiro, 2005.
- [4] KARASSIK , I.J. et al. *Pump Handbook: 3ª ed*. New York: McGraw-Hill, 2001.
- [5] WHITE , F.M. *Fluid Mechanics: 6ª ed*. New York: McGraw-Hill, 2007.
- [6] Balanço energético nacional 2019. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-377/topico-470/Relatório%20Síntese%20BEN%202019%20Ano%20Base%202018.pdf>. Acesso em: 10 fev .2019.
- [7] 11 motivos para realizar um projeto de eficiência energética para indústrias. Disponível em: <https://fluxoconsultoria.poli.ufrj.br/blog/arquitetura-construcao/eficiencia-energetica-para-industrias/>. Acesso em: 10 fev .2019.
- [8] REZENDE, J.C.C.; BORGES, J.A.F. Ensaios experimentais para validação de modelo numérico/computacional de protótipo de 1/4 de veículo. *Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica*, 2006.
- [9] HOU, H.; ZHANG, Y.; LI, Z.; ZHANG, Y. A CFD study of IGV vane number on hydraulic characteristics and pressure pulsation of an IS centrifugal pump. *Journal of Vibroengineering*, v. 19: p. 563–576, 2017.
- [10] WOELKE, M. Eddy viscosity turbulence models employed by computational fluid dynamic. *Prace Instytutu Lotnictwa*, pages 92–113, 2007.
- [11] TAN, L.; LIU, M.; CAO, S. Influence of geometry of inlet guide vanes on pressure fluctuations of a centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering*, v. 140: p. 1–13, 2018.
- [12] ACHARYA, R. Investigation of differences in ansys solvers CFX and Fluent. *Royal Institute of Technology*, Stockholm, 2016.
- [13] MALISKA , C.R. *Transfêrência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: 2ª ed*. Rio de Janeiro: LTC Editora SA, 2004.
- [14] CUI, M.M. Unsteady flow around suction elbow and inlet guide vanes in a centrifugal compressor. *Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air*, ASME: p. 717–735, 2004.
- [15] JUN, X.; CHUANGANG, G.; XINWEI, S. Performance analysis of a centrifugal compressor with adjustable inlet guide vanes. *Journal of Power Engineering*, v. 26(6): p. 804–807, 2006.

- [16] FUKUTOMI, J.; NAKAMURA, R. Performance and internal flow of cross-flow fan with inlet guide vane. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, v. 48(4): p. 763–769, 2005.
- [17] AHMED, S.A.; MUIZ, A.; MUBASHIR, M.; AHMED, W. Efficiency enhancement of centrifugal water pump by using inlet guided vanes. *European Journal of Advances in Engineering and Technology*, v. 3(10): p. 1–4, 2016.
- [18] TAN, L.; SHULIANG, C.; YUMING, W.; ZHU, B. Influence of axial distance on pre-whirl regulation by the inlet guide vanes for a centrifugal pump. *Sci China Tech Sci*, v. 55(4): p. 1037–1043, 2012.
- [19] LIU, Y.; TAN, L.; LIU, M.; HAO, Y.; XU, Y. Influence of prewhirl angle and axial distance on energy performance and pressure fluctuation for a centrifugal pump with inlet guide vanes. *Energies*, v. 10(695): p. 1–14, 2017.
- [20] TAN, L.; SHULIANG, C.; SHAOBO, G. Hydraulic design and pre-whirl regulation law of inlet guide vane for centrifugal pump. *Science China Technological Sciences*, v. 53(8): p. 2142–2151, 2010.
- [21] ANDERSON, J.D.; WENDT, J. *Computational Fluid Dynamics*. New York: McGraw-Hill, 1995.
- [22] FOX, R.W.; MCDONALD, A.T.; PRITCHARD, P.J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos: 8ª ed.* Belo Horizonte: LTC Editora, 2014.
- [23] Mataix, C. *Mecanica de fluidos y maquinas hidraulicas: 2ª ed.* Madrid: Ediciones del Castillo, 1986.
- [24] Dixon, S.L. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery: 4ª ed.* Liverpool: Butterworth-Heinemann, 1998.
- [25] White, F.M. *Mecânica dos Fluidos: 6ª ed.* São Paulo: AMGH Editora Ltda., 2007.
- [26] Macintyre, A.J. *Bombas e instalações de bombeamento: 2ª ed.* Rio de Janeiro: LTC Editora, 1997.
- [27] SILVEIRA NETO, A. *Turbulência nos fluidos aplicada*. Apostila da Disciplina Mecânica dos Fluidos do Programa de Pós Graduação da Universidade Federal de Uberlândia , v.1, 2002.
- [28] HINZE, J.O. *Turbulence: 2ª ed.* New York: McGraw-Hill, 1975.
- [29] TENNEKES, H.; LUMLEY, J.L. *A first course in turbulence*. Cambridge: MIT Press, 1972.
- [30] Escoamento turbulento. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/escoamento-turbulento/>. Acesso em: 30 mar 2020.
- [31] REZENDE, A.L.T. Análise numérica da bolha de separação do escoamento turbulento sobre a placa fina inclinada. *Tese de Doutorado*, PUC-Rio, 2009.
- [32] LAUDNER, B.E.; SANDHAM, N.D. *Closure strategies for turbulent and transitional flows: 1ª ed.* Cambridge University Press, 2001.

- [33] MENTER, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*, v. 32(8):p. 1598–1605, 1994.
- [34] MENTER, F.R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Turbulence, heat and mass transfer*, v. 4(1):p. 625–632, 2003.
- [35] VAKILI, M.H.; ESFAHANY, M.N. CFD analysis of turbulence in a baffled stirred tank, a three-compartment model. *Chemical Engineering Science*, v. 64:p. 351–362, 2009.
- [36] REIS, L.M.R. Aplicação de algoritmos para geração automática de malhas de elementos finitos hexaédricos. *Tese de Mestrado*, TÉCNICO LISBOA, 2014.
- [37] SILVA, A.B. Utilização de fluidodinâmica computacional (CFD) na simulação de vazamentos em dutos. *Tese de Mestrado*, UFRJ, 2016.
- [38] ANSYS Inc. Theory guide, release 16.0. *ANSYS*®, Cannonsbourg, EUA, 2015.
- [39] ANSYS CFX. User manual. *ANSYS*®, Cannonsbourg, EUA, 2018.
- [40] O método de volumes finitos. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/>. Acesso em: 16 abr .2020.
- [41] FERGIZER, J.H.; PERIC, M. *Computational methods for fluid dynamics: 3ªed.* Spriger-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2002.
- [42] Interface entre domínios rotativos: modelos para simulação de turbomáquinas. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/interface-entre-dominios-rotativos-modelos-para-simulacao-de-turbomaquinas/>. Acesso em: 16 abr .2020.
- [43] Guidelines for specification of turbulence at inflow boundaries. Disponível em: <https://myesi.esi-group.com/resources/tips-tricks/guidelines-specification-turbulence-inflow-boundaries?destination=node/4177%3Fcid%3D4177>. Acesso em: 16 abr .2020.
- [44] KSB ETA - Manual técnico e curvas características - N°A1150.0P/3 - 2008.
- [45] ANSYS Meshing. User1s guide. *ANSYS*®, Cannonsbourg, EUA, 2010.

APÊNDICE A – CÁLCULOS EXPERIMENTAIS

Figura 44 – Dados de entrada

Dados de entrada	
Pressão estática de sucção ->	$P_{st1} := 3,0 \text{ bar}$
Pressão estática de descarga ->	$P_{st2} := 4,6 \text{ bar}$
Vazão Volumétrica ->	$Q := 561,4 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$
Temperatura ->	$T := 6^\circ\text{C}$
Rotação do rotor ->	$n := 1785 \text{ rpm}$
Diâmetro da tubulação de sucção ->	$D_1 := 300 \text{ mm}$
Diâmetro da tubulação de descarga ->	$D_2 := 250 \text{ mm}$
Aceleração da gravidade ->	$g := 9,8066 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Potência nominal do motor ->	$W_{nominal} := 185 \text{ kW}$
Fator de potência do motor ->	$FP := 0,89$
Rendimento do motor ->	$\eta_{motor} := 0,935$
Frequência do variador ->	$f := 34,3 \text{ Hz}$
Cota de altura da tubulação de sucção ->	$z_1 := 0 \text{ m}$
Cota de altura da tubulação de pressão ->	$z_2 := 2,5 \text{ m}$
Unidade de densidade ->	$d := 1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Fonte: Autor (2020)

Figura 45 – Cálculo da potência fornecida pelo motor à bomba

Cálculo da potência útil fornecida à bomba pelo motor	
$W_{total} := f \cdot \frac{W_{nominal}}{60 \text{ Hz}} = 105,7583 \text{ kW}$	$\omega := \frac{f \cdot n}{60 \text{ Hz}} = 106,8587 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
$W_{util} := W_{total} \cdot \eta_{motor} \cdot FP = 88,0068 \text{ kW}$	+
$W_m := W_{util} = 88,0068 \text{ kW}$	

Fonte: Autor (2020)

Figura 46 – Cálculo da massa específica da água

Cálculo da massa específica	
$\rho := \frac{999,83952 + 16,292577 \cdot T - 7,9905127 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 46,241757 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 105,84601 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 - 281,03006 \cdot 10^{-12} \cdot T^5}{1 + 16,897236 \cdot 10^{-3} \cdot T}$	
$\rho = 996,3444 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$m' := Q \cdot \rho = 155,3744 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Fonte: Autor (2020)

Figura 47 – Cálculo da altura de carga real

$$\begin{aligned} V_1 &:= \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D_1^2}{4}} = 2,2062 \frac{\text{m}}{\text{s}} & V_2 &:= \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D_2^2}{4}} = 3,1769 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ H_p &:= \left(\frac{P_{st2}}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) - \left(\frac{P_{st1}}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + z_1 \right) = 19,1418 \text{ m} \end{aligned}$$

Fonte: Autor (2020)

Figura 48 – Cálculo da potência hidráulica da bomba

$$W_h := \rho \cdot Q \cdot g \cdot H_p = 29,1663 \text{ kW}$$

Fonte: Autor (2020)

Figura 49 – Cálculo da eficiência da bomba

$$\eta_p := \frac{W_h}{W_m} = 33,141 \%$$

Fonte: Autor (2020)

Figura 50 – Cálculo da pressão total de sucção

$$\begin{aligned} P_{din1} &:= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2 = 2424,6806 \text{ Pa} \\ P_{total1} &:= P_{st1} + P_{din1} = 3,0242 \text{ bar} \end{aligned}$$

Fonte: Autor (2020)

Figura 51 – Dados de saída

$$\begin{aligned} \text{Vazão Mássica} &\rightarrow m' = 155,3744 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \text{Eficiência} &\rightarrow \eta_p = 33,141 \% \\ \text{Rotação do rotor} &\rightarrow \omega = 106,8587 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ \text{Pressão total de sucção} &\rightarrow P_{total1} = 3,0242 \text{ bar} \end{aligned}$$

Fonte: Autor (2020)

Figura 52 – Cálculo da economia gerada

□—Economia	
Preço do kWh -> $custo := \frac{0,21}{\text{kW hr}}$	Ganho -> $\alpha := 1,9648 \%$
Potência consumida -> $W_{total} = 105,7583 \text{ kW}$	Diario -> $di := 24 \text{ hr} \cdot W_{total} \cdot \alpha \cdot custo = 10,4728$
	Mensal -> $me := 30 \cdot di = 314,1845$
	Anual -> $an := 365 \cdot di = 3822,5779$

Fonte: Autor (2020)

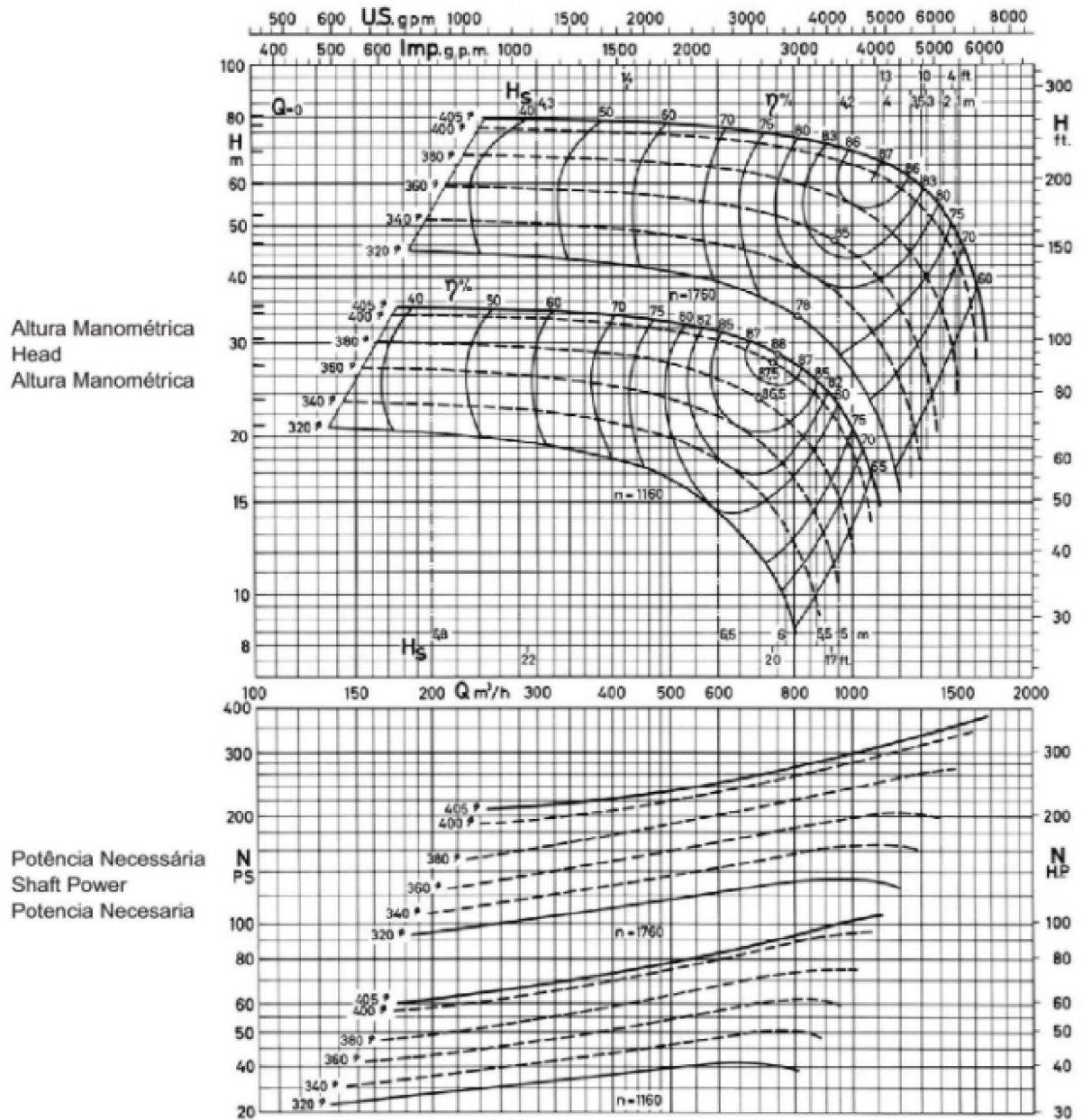
Figura 53 – Cálculo das incertezas envolvidas

$P_{st1} = 3 \text{ bar}$	$i_1 := 0,05$
$P_{st2} = 4,6 \text{ bar}$	$i_2 := 0,05$
$Q = 561,4 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$	$i_3 := 0,05$
$T = 6$	$i_4 := 0,1$
$n = 1785 \text{ rpm}$	$i_5 := 0,1$
$D_1 = 0,3 \text{ m}$	$i_6 := 0$
$D_2 = 0,25 \text{ m}$	$i_7 := 0$
$g = 9,8066 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	$i_8 := 0,00005$
$f = 34,3 \text{ Hz}$	$i_9 := 0,05$
$i_{20} := s^2 \cdot f \cdot \frac{n}{60} \cdot \sqrt{\left(\frac{i_5}{1785}\right)^2 + \left(\frac{i_9}{34,3}\right)^2} = 0,1559$	
$W_m = 88006,7971 \text{ W}$	$i_{10} := 0,05$
$\rho = 996,3444 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$i_{11} := 0,00005$
$m' = 155,3744 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad i_{12} := \frac{m}{\text{kg}} \cdot \rho \cdot \sqrt{\left(\frac{i_3}{561,4}\right)^2 + \left(\frac{i_{11}}{996,3444}\right)^2} = 0,0887$	
$V_1 = 2,2062 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$i_{13} := 0,00005$
$V_2 = 3,1769 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$i_{14} := 0,00005$
$H_p = 19,1418 \text{ m}$	
$i_{15} := \frac{P_{st2}}{m \cdot (\rho \cdot g)} \cdot \sqrt{\left(\frac{i_2}{4,6}\right)^2 + \left(\frac{i_8}{9,8066}\right)^2 + \left(\frac{i_{11}}{996,3444}\right)^2} = 0,5117$	
$i_{16} := \frac{V_1^2}{m \cdot g} \cdot \sqrt{\left(2 \cdot \left(\frac{i_{13}}{2,2062}\right)\right)^2 + \left(\frac{i_8}{9,8066}\right)^2} = 2,2638 \cdot 10^{-5}$	
$i_{17} := \sqrt{i_{15}^2 + i_{16}^2} = 0,5117$	
$W_h = 29166,2919 \text{ W}$	
$i_{18} := \frac{W_h}{W} \cdot \sqrt{\left(\frac{i_{11}}{996,3444}\right)^2 + \left(\frac{i_3}{561,4}\right)^2 + \left(\frac{i_8}{9,8066}\right)^2 + \left(\frac{i_{17}}{19,1418}\right)^2} = 779,7277$	
$\eta_p = 0,3314$	
$i_{19} := \eta_p \cdot \sqrt{\left(\frac{i_{10}}{88006,7971}\right)^2 + \left(\frac{i_{18}}{29166,1919}\right)^2} = 0,0089$	

Fonte: Autor (2020)

ANEXO A – CURVAS CARACTERÍSTICAS KSB ETA 250-40

Figura 54 – Curvas características da bomba centrífuga



Fonte: KSB (2008)

ANEXO B – TERMO DE AUTENTICIDADE**UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA****Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria**

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral¹ e criminais previstas no Código Penal², além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, 25 de novembro de 2020.

Assinatura manuscrita de Renato Schafer de Castro em tinta preta, sobre uma linha horizontal.

Renato Schafer de Castro – Discente
Matrícula: 201571011 – CPF: 124.906.636-07

¹ LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

² Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena – detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.

ANEXO C – BANCA REMOTA TCC

**MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO**

PROTOCOLO OPERACIONAL DE PROCEDIMENTOS PARA APRESENTAÇÕES
DE TCC DE FORMA REMOTA
ANEXO

DECLARAÇÃO

Eu, Renato Schafer de Castro, inscrito no CPF sob o nº 124.906.636-07, aluno do curso de Engenharia Mecânica, número de matrícula 201571011, declaro estar ciente de que a apresentação de meu trabalho final de curso será realizada de forma virtual (por webconferência), conforme previsto na Resolução nº24/2020 do Conselho Superior da Universidade Federal de Juiz de Fora.

Autorizo a Coordenação do Curso a providenciar todos os trâmites necessários para a referida realização.

Por ser esta a expressão da verdade, firmo a presente.

Juiz de Fora, 25 de novembro de 2020.

Assinatura manuscrita de Renato Schafer de Castro em tinta preta, sobre uma linha horizontal.

Renato Schafer de Castro

ANEXO D – DECLARAÇÃO DA EMPRESA


Declaro para os devidos fins, que Renato Schafer de Castro, estagiário da empresa possui autorização para divulgar o nome da empresa MERCEDES-BENZ DO BRASIL LTDA. bem como dados não confidenciais na elaboração de seu trabalho de conclusão de curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Juiz de Fora, 14 de julho de 2020.

59.104.273/0001-29

Mercedes-Benz do Brasil Ltda.

Av. Alfred Jurzykowski, 562
Vila Paulicéia - CEP 09680-900
São Bernardo do Campo - SP



MERCEDES-BENZ DO BRASIL LTDA.