



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
NÚCLEO DE DESENVOLVIMENTO AMAZÔNICO EM ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE  
INFRAESTRUTURA E DESENVOLVIMENTO ENERGÉTICO

RODOLFO VITORINO CORREIA RAMALHO

**CRITÉRIO DO COEFICIENTE DE PRESSÃO MÍNIMO APLICADO AO DIMENSIONAMENTO DE  
BOMBAS AXIAIS – CASO DE ESTUDO PARA UM TÚNEL DE ÁGUA CIRCULANTE**

Tucuruí  
2022

RODOLFO VITORINO CORREIA RAMALHO

**CRITÉRIO DO COEFICIENTE DE PRESSÃO MÍNIMO APLICADO AO  
DIMENSIONAMENTO DE BOMBAS AXIAIS – CASO DE ESTUDO PARA UM  
TÚNEL DE ÁGUA CIRCULANTE**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Eficiência Energética.

Orientador: André Luiz Amarante Mesquita

Tucuruí  
2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD  
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará  
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a)  
autor(a)

---

C824c Correia Ramalho, Rodolfo Vitorino.  
CRITÉRIO DO COEFICIENTE DE PRESSÃO MÍNIMO  
APLICADO AO DIMENSIONAMENTO DE BOMBAS AXIAIS  
: CASO DE ESTUDO PARA UM TÚNEL DE ÁGUA  
CIRCULANTE / Rodolfo Vitorino Correia Ramalho. — 2022.  
CI,101 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita  
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará,  
Campus Universitário de Tucuruí, Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia de Barragem e Gestão  
Ambiental, Tucuruí, 2022.

1. Bombas Axiais. 2. Critério do Coeficiente de  
Pressão Mínimo. 3. CFD. I. Título.

CDD 621.252

---

RODOLFO VITORINO CORREIA RAMALHO

**CRITÉRIO DO COEFICIENTE DE PRESSÃO MÍNIMO APLICADO AO  
DIMENSIONAMENTO DE BOMBAS AXIAIS – CASO DE ESTUDO PARA UM  
TÚNEL DE ÁGUA CIRCULANTE**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Eficiência Energética.

Orientador: André Luiz Amarante Mesquita

Aprovada em \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_.

BANCA EXAMINADORA:

\_\_\_\_\_

Prof. André Luiz Amarante Mesquita, UFPA, Orientador.

\_\_\_\_\_

Prof. Alexandre Luiz Amarante Mesquita, UFPA, Examinador Interno.

\_\_\_\_\_

Prof. Nelson Manzanares Filho, UNIFEI, Examinador Externo.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a minha família e aos meus amigos, que estiveram comigo por este caminho.

Agradeço ao meu orientador pelo apoio e confiança reservados a mim.

Agradeço a Universidade Federal do Pará pela oportunidade de fazer este mestrado.

Agradeço ao Laboratório de Fluidodinâmica e Particulados pela infraestrutura e suporte que me foram dados.

*“Uma máquina consegue fazer o trabalho de 50 homens ordinários. Nenhuma máquina consegue fazer o trabalho de um homem extraordinário”.*

*(Elbert Hubbard)*

## RESUMO

É apresentada uma análise do coeficiente de pressão no lado de sucção de pás como critério de dimensionamento de bombas axiais. Um modelo CFD tridimensional é desenvolvido e validado a partir de ensaios experimentais disponíveis na literatura. O modelo utiliza o método dos volumes finitos através do software comercial Ansys CFX. Na etapa de aplicação do critério é utilizado o software X-Foil para a determinação dos coeficientes de sustentação e arrasto dos perfis do rotor. Um caso de estudo é apresentado para o dimensionamento de bombas axiais para um grande túnel de recirculação, a ser empregado para ensaios de embarcações, estruturas navais e turbinas hidrocínéticas. Especial atenção é dada para as condições de cavitação da bomba. O critério do coeficiente de pressão mínimo é então avaliado pelo modelo CFD, encontrando bom rendimento para a bomba dimensionada.

Palavras-chave: Bomba Axial, CFD, Coeficiente de Pressão Mínimo

## **ABSTRACT**

An analysis of the pressure coefficient on the suction side of blades is presented as a design criterium for axial-flow pumps. A CFD model is developed and validated from experimental tests available in the literature. The model uses the finite volume method through the commercial software Ansys CFX. In the criterion application step, the X-Foil software is used to determine the lift and drag coefficients of the blade profiles. A case study is presented for the dimensioning of axial-flow pumps for a large recirculation tunnel, to be used for testing vessels, naval structures and hydrokinetic turbines. Special attention is given to pump cavitation conditions. The criterion of the minimum pressure coefficient is then evaluated by the CFD model, showing good performance for the pump.

Keywords: Axial-Flow Pump, CFD, Minimum Pressure Coefficient.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Principais perdas hidráulicas em uma máquina axial.....	14
Figura 1.2 - Túnel de água recirculante horizontal para testes de embarcações do NDAE. ....	16
Figura 2.1 – Esquema de uma bomba axial de estágio simples. ....	18
Figura 2.2 – O diagrama de Cordier em termos de $\sigma$ e $\delta$ .....	20
Figura 2.3 – Diagrama de Cordier em termos de $\psi$ e $nqA$ .....	21
Figura 2.4 – Curva característica típica para uma bomba axial.....	21
Figura 2.5 - Bomba operando em rotação variável. ....	22
Figura 2.6 – Superfícies de corrente, propostas por Wu (1952).....	23
Figura 2.7 – Grades lineares. ....	24
Figura 2.8 - Diagrama de Howell.....	26
Figura 2.9 – Teorema de Kutta-Joukowski aplicado a grades lineares .....	28
Figura 2.10 – Distribuição de forças sobre o perfil .....	29
Figura 2.11 – Efeito da cavitação em um rotor de bomba axial.....	32
Figura 2.12 – Critério do coeficiente de pressão mínimo. ....	37
Figura 2.13 – Tendência na redução do rendimento.....	38
Figura 2.14 – Relação entre $C_{pmin}$ e eficiência.....	39
Figura 3.1 – Utilização de um código CFD em projeto de máquinas.....	41
Figura 3.2 – Variação de velocidade em uma camada limite turbulenta sobre uma placa plana .....	48
Figura 3.3 – Tipos de célula .....	48
Figura 3.4 – Ortogonalidade de um elemento. ....	50
Figura 3.5 – Razão de aspecto .....	50
Figura 3.6 – Componentes do CFX.....	52
Figura 3.7 – Células CFX .....	52
Figura 3.8 – Fatores de qualidade no CFX (Ansys Meshing 12 Apêndice A, 2011)..	52
Figura 3.9 – Interface do programa PyAero. ....	53
Figura 3.10 – Algoritmo de refinamento de perfil.....	53
Figura 3.11 – Bordo de ataque do perfil refinado .....	54
Figura 3.12 – Descrição visual do método dos painéis .....	55
Figura 3.13 – Curvas $C_s$ x $\alpha$ de Perfis NACA SÉRIE 6 .....	56

Figura 3.14 – Interface do X-Foil utilizada para os cálculos. ....	56
Figura 4.1 – Bancada de ensaios experimentais de Fernandes (1973). ....	57
Figura 4.2 – Distribuição de pressão dos rotores ensaiados.....	59
Figura 4.3 – Geometria dos rotores ensaiados experimentalmente. ....	60
Figura 4.4 - Domínio de cálculo numérico. ....	61
Figura 4.5 – Ilustração das condições de contorno do domínio numérico.....	63
Figura 4.6 – Imagem da malha no bordo de ataque da pá.....	63
Figura 4.7 – Aproximação da malha no bordo de fuga da raiz da pá.....	64
Figura 4.8 – Aproximação da malha na região da folga de topo. ....	64
Figura 4.9 – Imagem mostrando a malha na superfície do rotor.....	64
Figura 4.10 – Efeito da malha sobre a precisão. ....	65
Figura 4.11 –Campos de velocidade e distribuição de pressão na raiz da pá.....	66
Figura 4.12 –Campos de velocidade e distribuição de pressão no meio da pá.....	66
Figura 4.13 – Campos de velocidade e distribuição de pressão na ponta da pá. ....	67
Figura 4.14 – Curva de desempenho ( $YxQ$ ) normalizada da bomba B1. ....	67
Figura 4.15 – Curva de desempenho ( $\eta x Q$ ) normalizada da bomba B1. ....	68
Figura 5.1 – Túnel de água recirculante onde as bombas serão instaladas.....	70
Figura 5.2 – Ponto de projeto no diagrama de Cordier ( $Nq \times \psi$ ) . ....	72
Figura 5.3 – Ponto de projeto no diagrama de Cordier ( $\sigma \times \delta$ ). ....	72
Figura 5.4 – Estratégia de projeto do rotor.....	72
Figura 5.5 – Triângulos de velocidade da bomba na raiz da pá em m/s... ..	72
Figura 5.6 – Triângulos de velocidade da bomba na ponta da pá em m/s. ....	72
Figura 5.7 – Perfis das seções r d e p (superior e frontal).....	72
Figura 5.8 – Ponto de projeto do estator (SRINIVASAN, 2008).....	72
Figura 5.9 – Visualização do conjunto rotor-estator .....	80
Figura 6.1 – Domínio de cálculo apenas rotor.....	80
Figura 6.2 – Domínio de cálculo rotor-estator .....	81
Figura 6.3 – Domínio discretizado.....	81
Figura 6.4 – Domínio do estator.....	82
Figura 6.5 – Divisão radial e ampliação da folga de topo.....	82
Figura 6.6 – Informações de malha do rotor com 80% de eficiência de projeto.....	83
Figura 6.7 – Informações de malha do rotor B2. ....	84
Figura 6.8 – Informações de malha do estator.....	84

Figura 6.9 – Perfil de velocidade e pressão na raiz da pá.....	85
Figura 6.10 – Campos de velocidade e pressão no meio (a) e ponta (b) da pá.....	86
Figura 6.11 – Distribuição do coeficiente de pressão mínimo na pá. ....	87
Figura 6.12 - Curvas características do rotor na rotação nominal.....	87
Figura 6.13 – Visualização do escoamento no estator.....	88
Figura 6.14 – Curvas características do rotor em rotação variável. ....	89

# SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO .....	13
1.1	Considerações Gerais .....	13
1.2	Justificativa .....	16
1.3	Objetivos .....	17
1.3.1	Geral .....	17
1.3.2	Específicos .....	17
2	DIMENSIONAMENTO DE BOMBAS AXIAIS .....	18
2.1	Conceitos Fundamentais .....	18
2.1.1	Parâmetros Adimensionais e Curvas Características .....	19
2.1.2	Grades Lineares e Triângulos de Velocidade .....	22
2.1.3	Equação de Euler das Turbomáquinas .....	26
2.1.4	Equação Fundamental de Dimensionamento .....	28
2.1.5	Cavitação em Bombas Axiais .....	31
2.2	Critérios de Dimensionamento de Bombas Axiais .....	33
2.2.1	Revisão Bibliográfica .....	33
2.2.2	O Critério do Coeficiente de Pressão Mínimo .....	36
3	SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO EM BOMBAS AXIAIS .....	40
3.1	Considerações Gerais .....	40
3.2	Equações Governantes .....	42
3.3	Modelo CFD .....	45
3.3.1	Domínio Computacional e Condições de Contorno .....	46
3.3.2	Malha Computacional .....	48
3.3.3	Critérios de Qualidade .....	49
3.3.4	Modelo de Turbulência .....	50
3.4	Softwares Computacionais Utilizados .....	51
3.4.1	Ansys CFX .....	51
3.4.2	X-Foil e PyAero .....	53
4	VALIDAÇÃO DO MODELO CFD PARA SIMULAÇÃO DE BOMBAS AXIAIS ...	57
4.1	Estudo Experimental de Referência .....	57
4.1.1	Bancada de Ensaio .....	57
4.1.2	Aplicação do Critério do Coeficiente de Pressão Mínimo .....	58

4.1.3 Geometria das Bombas .....	60
4.2 Simulação CFD .....	60
4.2.1 Convergência de Malha .....	65
4.2.2 Resultados da Validação .....	66
5 DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS PARA O TÚNEL DE ÁGUA CIRCULANTE	69
5.1 O túnel de Água Circulante .....	69
5.1.1 Características do canal .....	70
5.1.2 Parâmetros Hidráulicos para o Dimensionamento das Bombas .....	71
5.2 Dimensionamento das Bombas .....	71
5.2.1 Considerações sobre a cavitação .....	75
5.2.2 Estator .....	77
6 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA BOMBA DO TÚNEL DE ÁGUA CIRCULANTE .....	80
6.1 Modelo CFD .....	80
6.1.1 Domínio de Cálculo .....	80
6.1.2 Malha Computacional .....	81
6.1.3 Estudo de convergência de malha .....	83
6.2 RESULTADOS .....	85
6.2.1 CAMPOS DE PRESSÃO E VELOCIDADE .....	85
6.2.2 Distribuição do Coeficiente de Pressão nas Pás .....	86
6.2.3 Curvas Características .....	87
6.2.4 Efeito do Estator no Desempenho da Bomba .....	88
6.2.5 Operação em Velocidade Variável .....	88
6.3 Discussão do método .....	90
7 CONCLUSÕES .....	91
REFERÊNCIAS .....	92
APÊNDICE A .....	98

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Considerações Gerais

Em 2007 o governo brasileiro criou o programa “Caminho da Escola”, que tem como objetivo promover a padronização nos veículos de transporte escolar no Brasil (AMARANTE MESQUITA *et al.*, 2015). Neste escopo, foi concebido o projeto de um túnel de água para testar modelos de lanchas escolares. Assim, é necessário projetar bombas axiais alta capacidade e baixa queda que serão usadas para promover o escoamento no túnel de água.

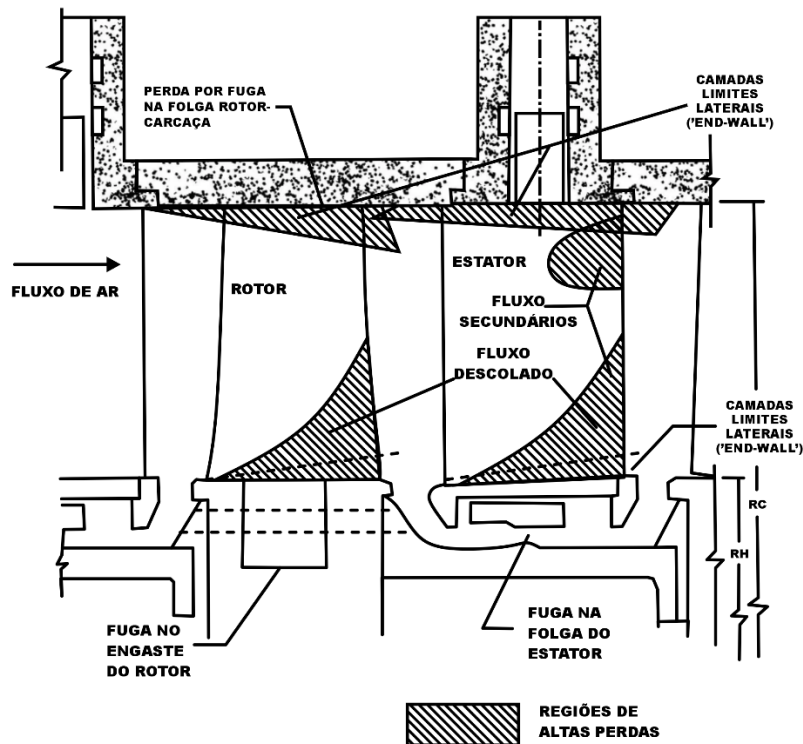
O projeto do túnel de água visa montar uma infraestrutura laboratorial capaz de produzir testes em modelos de lancha, aumentando a sua eficiência hidrodinâmica nos riachos dos estados da Região Norte, bem como em outros tipos de modelos em escala, e outros equipamentos, como turbinas hidrocinéticas.

Devido às características do canal de água recirculante no qual serão instaladas as bombas (baixa altura manométrica e grande porte), o custo de aquisição destes rotores no mercado se torna muito elevado. Portanto para se evitar a aquisição de um modelo de rotor importado de alto custo, foi efetuado o dimensionamento de um rotor de bomba axial para túnel de água recirculante, utilizando um critério de projeto comprovadamente eficiente, baseado em estudos anteriores.

Uma ênfase especial deve ser dada a análise de cavitação no projeto destes rotores, tendo em vista que a pressão hidrostática na entrada das bombas é baixa, devido a pequena altura de coluna de água disponível para a sucção. Outro ponto interessante de mencionar é a adição de aletas diretórias para uma maior conformidade do escoamento dentro da seção de testes, bem como uma eficiência melhorada da máquina.

Bombas são usadas em uma ampla gama de aplicações industriais e residenciais. O equipamento de bombeamento é extremamente diversificado, variando em tipo, tamanho e materiais de construção (LIU *et al.*, 2019). Estas máquinas promovem o escoamento com pás fixadas em um elemento rotativo, chamado rotor.

Na transferência de energia entre as pás e o fluido ocorrem perdas causadas por efeitos viscosos de separação do escoamento (ENGELMANN *et al.*, 2021), nas folgas entre o rotor e a carcaça e de outros efeitos típicos de escoamentos tridimensionais (MANZANARES FILHO, 1994; ZEMANOVÁ E RUDOLF, 2020) como é ilustrado na Figura 1.1.



**Figura 1.1 – Principais perdas hidráulicas em uma máquina axial. (SEROVY, 1985)**

Os métodos de projeto clássicos de máquinas de fluxo axiais (STEPANOFF, 1957; PFLEIDERER, 1979) podem se basear na teoria da asa de sustentação, cujos resultados atendem os objetivos de projeto, porém, sem uma análise detalhada da influência de parâmetros geométricos, como o perfil da pá em grade, ângulo de montagem e folga de topo. Tendo em vista esse problema, é necessária a aplicação de determinados critérios tendo por finalidade atender aos requisitos de desempenho, como carregamentos aerodinâmicos, efeitos de cavitação dentre outros.

Ao se dimensionar uma máquina através da teoria da asa de sustentação, há a possibilidade de se adotar diversos perfis aerodinâmicos, e assim obter uma

família de perfis de pás que atendam aos critérios pré-estabelecidos para o projeto. Isto impõe a necessidade de um refinamento na metodologia com o intuito de selecionar as grades de melhor desempenho aerodinâmico, dentro desta família de resultados. Este é o objetivo de se utilizar o critério do coeficiente de pressão mínimo como critério de dimensionamento de grade, pois, como já foi provado, ele tem uma maior generalidade em relação a outros critérios de dimensionamento de grade (FERNANDES,1973).

Quando uma bomba de fluxo axial funciona em condições fora do ponto de projeto, a bomba entrará em condições hidráulicas instáveis. O estol causado pelo descolamento do fluido, da pá, pode levar a vibração violenta, ruído, fluxo turbulento e uma queda acentuada na eficiência. Isso afeta a segurança e a estabilidade da bomba (MU *et al.*, 2020). Para estudar as características de fluxo de uma bomba de fluxo axial, o campo de fluxo interno pode ser investigado usando análise CFD tridimensional.

Devido às dificuldades em tratar os efeitos tridimensionais do escoamento complexo das turbomáquinas, técnicas de simulação numérica foram desenvolvidas para resolver as equações que descrevem o comportamento do escoamento (YE *et al.*, 2022). Xie *et al.* (2022) realizaram um estudo sobre o comportamento do escoamento da bomba axial numericamente, e mostraram os efeitos da cavitação na performance da máquina. Zhang e Tang (2022), muito recentemente, investigaram experimentalmente um sistema de bomba de fluxo axial em condições extremas e propuseram um modelo numérico para prever as características do escoamento.

Uma análise CFD será então conduzida para avaliar o comportamento de operação da máquina projetada. A simulação CFD permite prever o comportamento dos escoamentos em máquinas hidráulicas e conseqüentemente as suas características operacionais, sem que haja a necessidade de construção de modelos materiais, o que gera uma economia de recursos financeiros e do tempo de desenvolvimento do projeto.

O pacote de software Ansys TurboGrid, específico para trabalhar com geometrias de turbomáquinas, foi utilizado para gerar a malha do domínio de simulação em CFD. As curvas características da bomba foram obtidas usando o método de volumes finitos para resolver as equações RANS (Reynolds Averaged

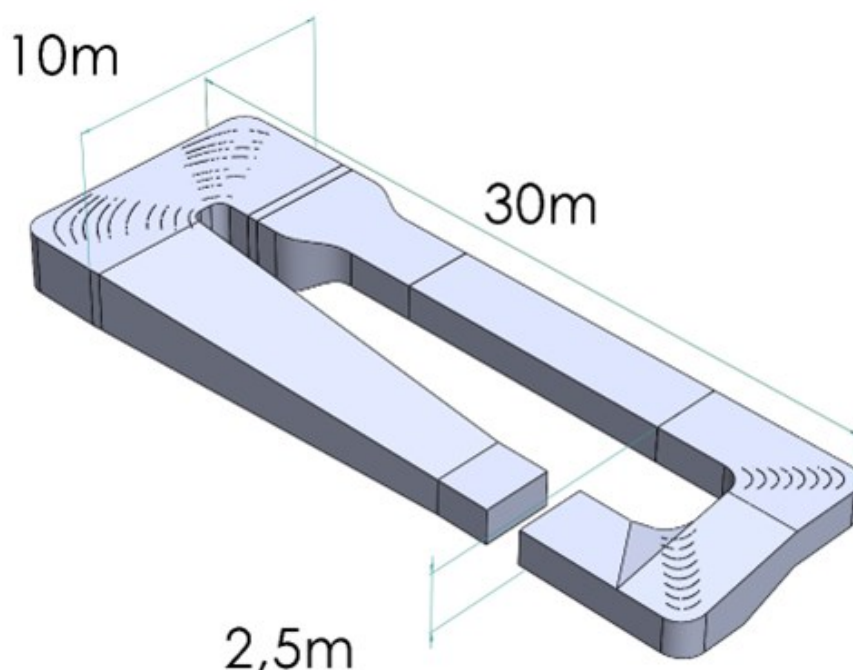


Navier-Stokes) e foi utilizado o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST, pois é o mais recomendado quando há separação de fluxo (MENTER *et al.*, 2019).

Os resultados obtidos pelo modelo CFD foram comparados com as curvas de desempenho obtidas experimentalmente por Fernandes (1973). Por via da comparação verificou-se que os resultados experimentais estavam próximos aos obtidos pelo CFD, e assim validou-se o modelo, que poderia complementar a limitação no momento do experimento em visualizar o campo de escoamento das bombas.

## 1.2 Justificativa

O túnel de água circulante (30m x 10m x 2,5m) para ensaios de modelos das lanchas escolares será instalado em um galpão disponibilizado pelo Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia - NDAE, da Universidade Federal do Pará – UFPA, com sede em Tucuruí / Pará. A Figura 1.2 ilustra a escala de construção e a baixa altura manométrica em relação ao volume de fluido deslocado.



**Figura 1.2 - Túnel de água recirculante horizontal para testes de embarcações do NDAE. (FONTANA, 2019)**

Devido ao comportamento complexo do escoamento através de uma turbomáquina, o escoamento real não pode ser previsto de modo preciso a partir de uma base analítica. Assim, o comportamento real de uma bomba é determinado experimentalmente. Dessa forma, os ensaios experimentais da literatura auxiliam no entendimento do escoamento das máquinas, porém com altos custos.

A análise numérica será então introduzida, como uma maneira alternativa, para obter os campos de pressão e perfis de velocidade nos rotores, a fim de verificar o comportamento do fluido no interior dos canais da pá, e verificar regiões de redução de pressão e recirculação de fluidos. Proporcionando assim, um entendimento mais profundo sobre as características do escoamento dentro dos canais das pás de bombas axiais projetadas através do critério do coeficiente de pressão mínimo.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Geral**

Dimensionar bombas axiais para um túnel de água recirculante utilizando CFD.

#### **1.3.2 Específicos**

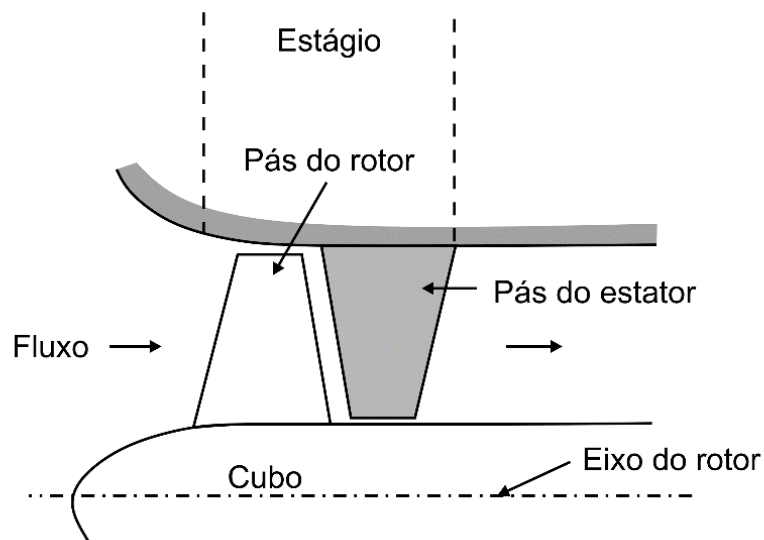
- Desenvolver um modelo CFD tridimensional de rotor e estator de uma bomba axial baseado nos dados de projeto, utilizando ferramentas de projeto computacional.
- Validar o modelo CFD com base em dados experimentais existentes.
- Dimensionar as bombas do túnel de água recirculante do NDAE/UFPA utilizando o critério do coeficiente de pressão mínimo.

## 2 DIMENSIONAMENTO DE BOMBAS AXIAIS

### 2.1 Conceitos Fundamentais

No projeto de uma bomba axial, o rotor é o componente principal, sendo responsável por fornecer energia ao líquido. Ele é projetado para fornecer uma vazão  $Q$ , com uma altura manométrica  $H$ , a uma denominada rotação.

O projeto é baseado em um roteiro de cálculo, cuja finalidade é obter as dimensões principais do rotor. Esse roteiro é fundamentado na Teoria das Grades Lineares, na qual as velocidades são admitidas como sendo uniformes nas seções de escoamento do rotor (WU, 1952). A Figura 2.1 ilustra como é o fluxo em uma bomba axial.



**Figura 2.1 – Esquema de uma bomba axial de estágio simples.**

Uma maneira eficiente de se elevar a capacidade de uma bomba axial é a instalação de aletas na descarga, para que a energia cinética do fluxo circunferencial de saída seja convertida em pressão. No caso de limitações construtivas, podem ser acopladas duas bombas axiais em paralelo para que a vazão necessária seja atingida (SULTANIAN, 2019).

### 2.1.1 Parâmetros Adimensionais e Curvas Características

Uma turbomáquina, é caracterizada pela sua velocidade específica,  $n_q$ , que determina o tipo e a forma básica do rotor. De acordo com Pfleiderer (1979) a velocidade específica é usualmente dada pela Equação 2.1:

$$n_q = \frac{nQ^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \quad (2.1)$$

onde  $n$ ,  $Q$  e  $H$  são rotação (r.p.s.), vazão ( $m^3/s$ ) e altura manométrica (m) de projeto, respectivamente. Para uma análise mais geral, os parâmetros são apresentados na forma adimensional. O coeficiente de pressão  $\psi$  é utilizado em conjunto com a velocidade específica para obtenção dos parâmetros geométricos básicos do rotor, e é apresentado na Equação 2.2, sendo  $u_e$  a velocidade tangencial da ponta da pá e  $g$  a aceleração da gravidade.

$$\psi = \frac{2(gH)}{u_e^2} \quad (2.2)$$

Neste trabalho, para estipulação inicial da eficiência hidráulica da máquina foi utilizado o diagrama de Cordier (Figura 2.2) em função de dois coeficientes adimensionais, o coeficiente de velocidade  $\sigma$  e o coeficiente de diâmetro  $\delta$ , definidos pelas Equações (2.3) e (2.4) (CASTEGNARO, 2018).

$$\sigma = 2,108 n_q \quad (2.3)$$

$$\delta = \frac{1,054(Y^{0,25})}{Q^{0,5}} D \quad (2.4)$$

Através do diagrama de Cordier (Figura 2.3) é possível obter uma relação de diâmetros  $\upsilon$  e uma rotação  $n$  recomendadas pra uma determinada condição de vazão e altura manométrica de projeto (PFLEIDERER, 1979). As principais dimensões de um rotor axial, são o diâmetro externo  $D_e$ , o diâmetro interno  $D_i$ , a

relação entre o diâmetro interno e o diâmetro externo  $u$ , e o número de pás do rotor,  $N_p$ .

Essas grandezas podem ser obtidas através de correlações empíricas que estão apresentadas em diagramas como o de Cordier (1955), específicos para cada classe de turbomáquina, correlacionados através de seus coeficientes adimensionais.

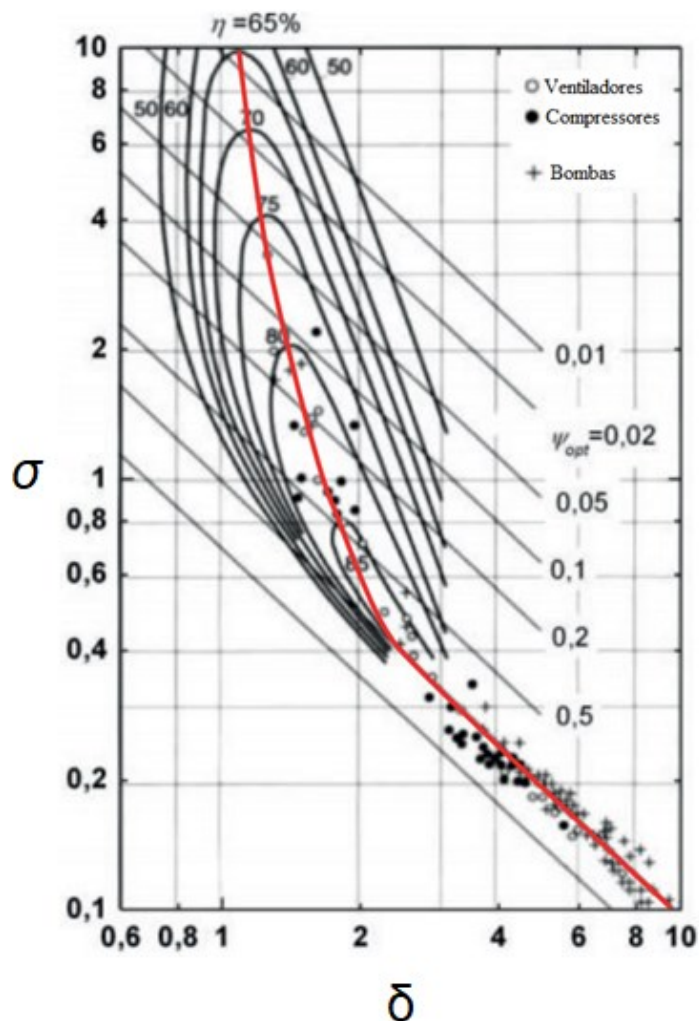
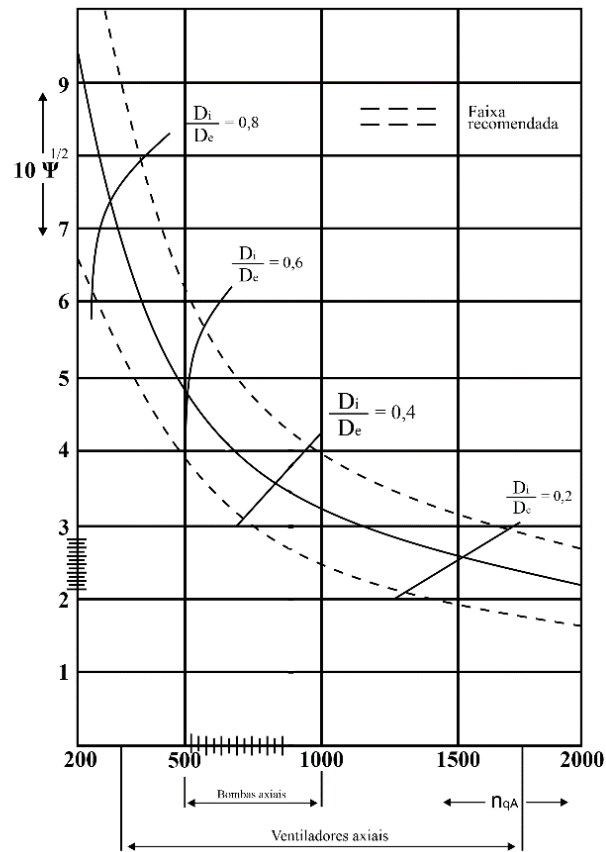


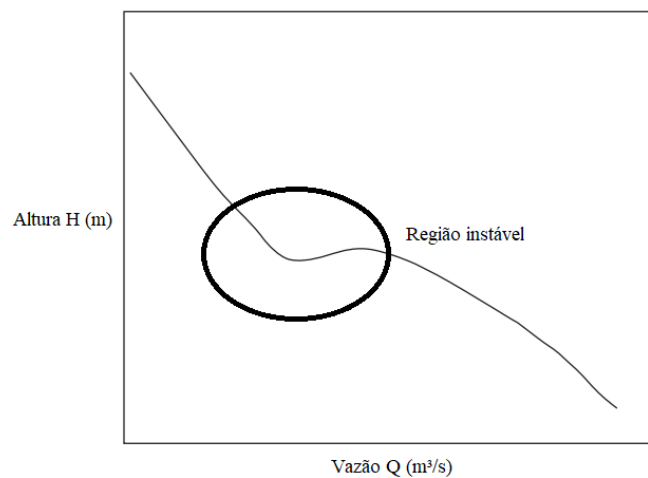
Figura 2.2 – O diagrama de Cordier em termos de  $\sigma$  e  $\delta$  (CASTEGNARO, 2018)

Uma turbomáquina é caracterizada pelas suas curvas características, onde a altura manométrica  $H$  em função de uma determinada vazão  $Q$  é determinada para uma determinada rotação. Através das curvas características é possível observar qual a altura máxima que uma bomba axial deve operar sem entrar na região de

“sela”, (Figura 2.4) que é instável e deve ser evitada para garantir o máximo rendimento e longevidade para a máquina (JI *et al.*, 2021).



**Figura 2.3 – Diagrama de Cordier em termos de  $\psi$  e  $n_q A$ . Adaptado de (AMARANTE MESQUITA, 1986)**



**Figura 2.4 – Curva característica típica para uma bomba axial.**

Para se evitar que o sistema opere em regiões de alta instabilidade e que perdas significativas de eficiência ocorram por conta disso, é necessário variar a rotação das máquinas para que determinada vazão seja atingida de forma eficiente. A Figura 2.5 ilustra esse comportamento, onde a bomba consegue um melhor rendimento com a rotação variável. Os pontos B e D representam a bomba operando com rotação menor que a nominal, e os pontos A, C, e E representam a rotação nominal.

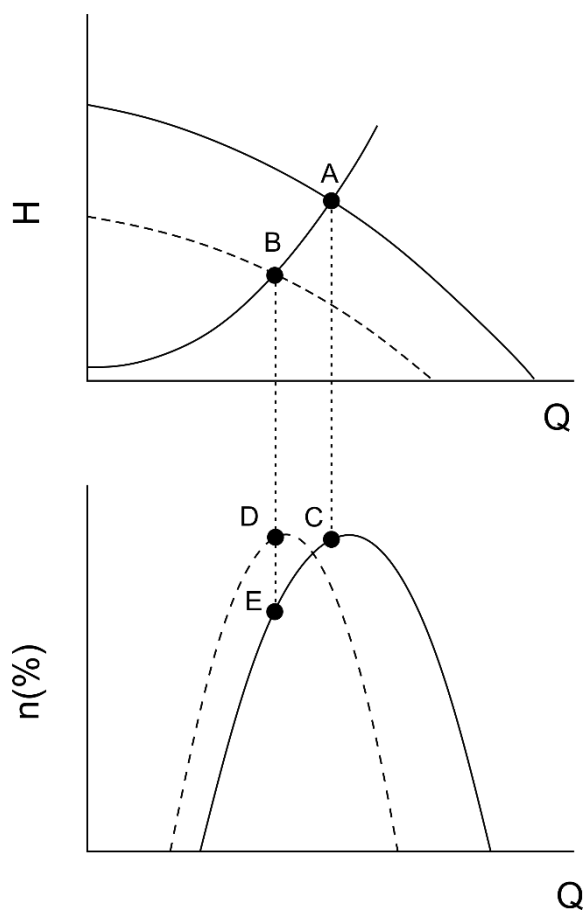


Figura 2.5 - Bomba operando em rotação variável.

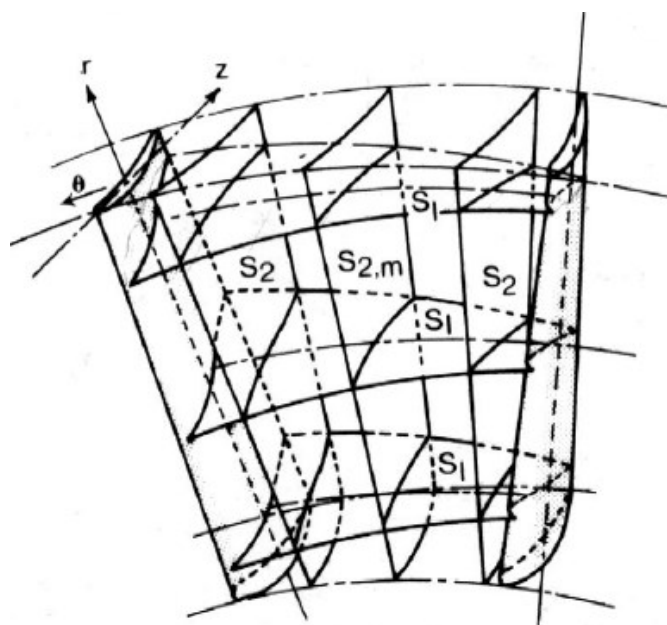
### 2.1.2 Grades Lineares e Triângulos de Velocidade

Devido à dificuldade em se determinar uma solução para as equações que governam o comportamento do escoamento turbulento das turbomáquinas, as soluções mais simples envolvem a adoção de hipóteses e considerações em relação

aos parâmetros e propriedades do escoamento, e que dependem do tipo de turbomáquina e da geometria das pás do rotor

Uma simplificação clássica do problema tridimensional foi proposta por Wu (1952) e está ilustrado na Figura 2.6. O método consiste em representar o campo do escoamento tridimensional através de superfícies de correntes bidimensionais. Assim, podemos visualizar uma família de superfícies  $S_1$  para o escoamento pá-a-pá ou em grades, sobrepostas entre si para definir os perfis das pás em seções que vão do cubo a ponta da pá; e uma segunda família de superfícies, ditas  $S_2$ , para o escoamento meridional.

Devido a simplicidade da configuração em grade, fica possível investigar os coeficientes dinâmicos, tais como os de sustentação e arrasto, bem como distribuição de pressão, crescimento, transição e separação, camada limite, vorticidade, cavitação, dentre outros fenômenos pertinentes ao escoamento entre pás rotativas (PFLEIDERER, 1979).



**Figura 2.6 – Superfícies de corrente, propostas por Wu (1952).**

Para as velocidades, é convencional  $c$  para representar a velocidade absoluta do escoamento,  $w$  para a velocidade relativa e  $u$  para a velocidade tangencial. Por convenção eles sempre são medidos internamente ao triângulo de velocidades definido pela Equação (2.5), conforme ilustrado na Figura 2.7 para os pontos 4 e 5.



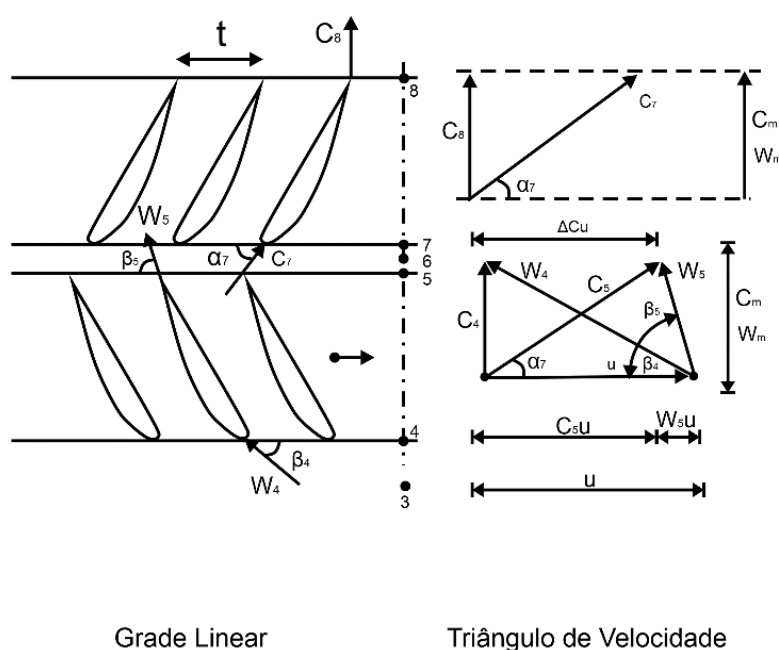
Para uma máquina rotativa, tem-se a seguinte relação (Equação (2.5) e Equação (2.6)). Sendo que os índices  $r$ ,  $u$  e  $a$  se referem as suas componentes radiais, tangenciais e axiais, onde  $\vec{e}_r$ ,  $\vec{e}_\theta$  e  $\vec{e}_z$  representam os versores do sistema cilíndrico.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.5)$$

$$\vec{c} = c_r \vec{e}_r + c_u \vec{e}_\theta + c_a \vec{e}_z \quad (2.6)$$

Para o projeto das bombas utilizadas neste trabalho será empregada a notação mais usual no Brasil, a notação alemã. Segundo esta notação (Figura 2.7), os pontos 4 e 5, representam a entrada e a saída do rotor. Os pontos 3 e 6 se referem às posições anterior e posterior ao rotor (PFLEIDERER, 1979).

Os ângulos característicos  $\alpha$  e  $\beta$  referem-se aos ângulos que a velocidade absoluta  $c$  e relativa  $w$  fazem com a velocidade tangencial  $u$ . O espaçamento entre os perfis é o chamado passo  $t$ ; o comprimento da corda do perfil é  $l$  e o ângulo de montagem, ou ângulo construtivo, ou ângulo de calagem, é  $\beta$ . O escoamento se aproxima da grade com velocidade uniforme  $w_3$ .



**Figura 2.7 – Grades lineares.**

Ao ser defletido pelas pás, o fluxo sai com velocidade uniforme  $w_6$ . A velocidade vetorial média  $w_\infty$  é definida pela Equação 2.7.

$$\vec{w}_\infty = \frac{\vec{w}_3 + \vec{w}_6}{2} \quad (2.7)$$

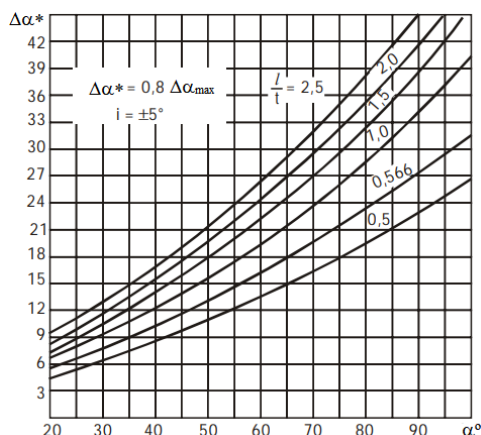
Esta situação mostrada na Figura 2.7 corresponde ao caso da entrada “sem choque”, em que a velocidade relativa tem a mesma direção da tangente a pá. Neste caso admite-se a situação de entrada do escoamento a  $90^\circ$ , o que pode ser adotado tanto para máquinas axiais quanto para máquinas radiais. Com a presença de estatores antes do rotor, no entanto, esta situação pode variar.

O estator das bombas costuma ser construído em perfis de arco circular com espessura constante para todas as seções. Sendo que para o traçado dos perfis foi utilizada a metodologia de Srinivasan (2008), que consiste na utilização do diagrama de Howell (Figura 2.8) para obtenção da relação corda/passo do estator com base nos ângulos de entrada e saída da seção do cubo. Ele utiliza o ângulo de saída do estator no eixo x e o ângulo que deve ser adicionado ao ângulo de saída do rotor no eixo y.

Em máquinas axiais as condições de entrada dos difusores dependem das condições de saída do rotor. Na saída do difusor o fluxo é sempre axial, e a energia circunferencial do fluido que sai do rotor é transformada em pressão pelas pás do estator (PFLEIDERER, 1979). Para as mesmas seções de pás que foram divididas para o rotor é utilizado o ângulo de entrada das aletas do estator (Equação (2.8)). E do diagrama de Howell o valor da solidez ( $l/t$ ) do estator pode ser determinado.

$$tg\alpha_7 = \frac{c_m}{c_{u5}} \quad (2.8)$$

O número de pás do estator varia de 5 a 8 sendo um número menor de pás para bombas menores. A distância axial entre as pás do rotor e do estator deve ficar em torno de 5% do diâmetro externo do rotor para que não afete a performance da máquina (STEPANOFF, 1957).



**Figura 2.8 - Diagrama de Howell.**

### 2.1.3 Equação de Euler das Turbomáquinas

Considerando uma linha de corrente de grade para um determinado raio da pá da máquina, o torque  $T$  que deve ser aplicado ao eixo do rotor para que a quantidade de movimento tangencial da massa de fluido aumente, pode ser encontrado aplicando-se a segunda lei de Newton, Lewis (1996). Considerando um volume de controle como sendo um tubo de corrente de seção elementar que se estende da entrada até a saída, onde  $r$  é o raio da máquina e  $c_u$  é a componente tangencial da velocidade absoluta do fluido (Equação (2.9)).

Torque aplicado = Taxa de variação da quantidade de movimento tangencial

$$T = \frac{d(mrc_u)}{dt} \quad (2.9)$$

o termo  $\frac{dm}{dt}$  quando aplicado para toda a extensão do canal da bomba, representa a vazão mássica, através do rotor que é  $\dot{m} = Q\rho$ . Substituindo isso na Equação (2.10) e multiplicando os dois lados pela velocidade angular  $\omega$ , obtêm-se:

$$T\omega = Q\rho\omega(r_5c_{u5} - r_4c_{u4}) \quad (2.10)$$

onde o lado esquerdo da equação representa a potência aplicada ao líquido pelas pás. Substituindo  $u_5 = \omega r_5$  e  $u_4 = \omega r_4$  tem-se (Equação (2.11)):

$$P = T\omega = \dot{m}(u_5 c_{u5} - u_4 c_{u4}) \quad (2.11)$$

onde,  $u=r\omega$  é a velocidade da pá. Dividindo a potência pelo fluxo mássico é obtido o trabalho específico  $Y$  (Equação (2.12)):

$$\frac{P}{\dot{m}} = Y = u_5 c_{u5} - u_4 c_{u4} \quad (2.12)$$

Para fluídos incompressíveis (líquidos) ou gases em velocidade baixa subsônica, a análise pode ser feita através da equação da energia para regime permanente ideal (Equação (2.13)):

$$Y = \frac{(p_5 - p_4)}{\rho} + \frac{c_5^2 - c_4^2}{2} \quad (2.13)$$

e através da equação de Euler para bombas Equação (2.12) obtêm-se a (Equação (2.14)):

$$\begin{aligned} \frac{(p_{o5} - p_{o4})}{\rho} &= u_5 c_{u5} - u_4 c_{u4} \\ Y = gH &= u_5 c_{u5} - u_4 c_{u4} \end{aligned} \quad (2.14)$$

onde  $p_o = p + 1/2\rho c^2$ , é a pressão de estagnação do escoamento.

Para uma máquina real é necessário levar em consideração a eficiência hidráulica  $\eta_h$  da pá. Dessa forma a energia específica da máquina se torna (Equação (2.15)):

$$Y_{pá} = \frac{Y}{\eta_h} \quad (2.15)$$

De posse deste valor, é calculada a potência útil,  $P_u$  através da Equação (2.16):

$$P_u = \rho Q Y_{pá} \quad (2.16)$$

que é o produto dos dois parâmetros específicos primários da bomba,  $(Q, gH)$  e que também é proporcional a  $\rho$ . E corresponde a potência hidráulica recebida pelo fluido.

As pás do rotor exercem uma variação da quantidade de movimento angular do líquido, que reage exercendo um torque sobre o rotor. O rotor gira a uma velocidade angular constante  $\omega$  o que implica na existência de uma potência de eixo  $P_e$  no movimento de rotação do rotor igual a Equação (2.17):

$$P_e = T\omega \quad (2.17)$$

onde  $T$  é o torque e  $\omega$  é a velocidade angular do rotor em (radianos por segundo). A eficiência da bomba pode ser calculada numericamente através da Equação (2.18):

$$\eta = \frac{P_u}{P_e} \quad (2.18)$$

#### 2.1.4 Equação Fundamental de Dimensionamento

Do teorema de Kutta-Joukowski estendido para o caso de grades lineares, sabe-se que a força  $F$  da pá devido ao escoamento potencial, incompressível e permanente sobre um perfil disposto em grade, é perpendicular ao vetor  $w_\infty$ . A Figura 2.9 representa a situação para o caso de turbinas, onde  $\alpha$  é o chamado ângulo de ataque (ângulo entre  $w_\infty$  e a direção da corda). O ângulo de montagem do perfil,  $\beta$ , é calculado como  $\beta = \beta_\infty - \alpha$ . Para o caso de bombas,  $\beta = \beta_\infty + \alpha$ .

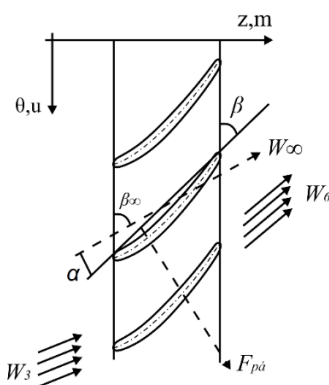
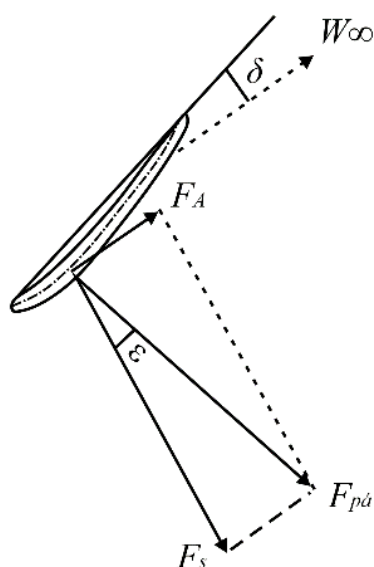


Figura 2.9 – Teorema de Kutta-Joukowski aplicado a grades lineares

No escoamento real, surgem duas forças que atuam no perfil de asa: uma perpendicular à direção da velocidade da corrente não perturbada, denominada força de sustentação  $F_s$  e outra na direção de  $W_\infty$ , denominada força de arrasto  $F_a$  (PFLEIDERER, 1979). Num escoamento ideal a força de sustentação é a única força atuante, sendo perpendicular a  $w_\infty$ . No caso real, devido aos efeitos de atrito viscoso e descolamento de camada-limite, surge um componente de força paralelo a  $w_\infty$ , a força de arrasto  $F_a$  de forma que  $F_{pá}$  passa a ser semelhante à representação na Figura 2.10.



**Figura 2.10 – Distribuição de forças sobre o perfil**

Essas forças decorrem da distribuição de pressão do perfil e da tensão cisalhante viscosa do fluido interagindo com a parede da pá na camada-limite. A força de sustentação que o escoamento exerce sobre o perfil, maior responsável pela transferência de energia (trabalho) entre o fluido e a pá, dá-se em função do desenvolvimento de uma circulação  $\Gamma$  em torno do perfil. Considerando a periodicidade do escoamento em cada canal de pás e utilizando a equação da quantidade de movimento pode-se dizer que (Equação (2.19)):

$$F_{pá} = b\rho w_\infty \Gamma \quad (2.19)$$

onde,  $b$  é a altura radial elementar da pá. Considerando também a circulação no canal das pás pode-se escrever que (Equação (2.20)):

$$\Gamma = t\Delta c_u \quad (2.20)$$

Experimentalmente, os resultados costumam ser descritos por meio de coeficientes adimensionais característicos. Aplicando-se apropriadamente a análise dimensional, o teorema dos Pi de Buckingham leva a (Equações 2.21-2.23):

$$C_s = \frac{F_s}{\frac{1}{2}\rho w_\infty^2 lb} \quad (2.21)$$

$$C_A = \frac{F_A}{\frac{1}{2}\rho w_\infty^2 lb} \quad (2.22)$$

$$R_e = \frac{\rho w_\infty l}{\mu} \quad (2.23)$$

O objetivo de um perfil aerodinâmico sempre será obter um alto coeficiente de sustentação em relação ao coeficiente de arrasto. Para o cálculo de máquinas de fluxo são analisados ensaios experimentais de perfis isolados em busca de uma condição ótima de sustentação/arrasto para um determinado número de Reynolds. Considerando as Equações 2.19-2.21 e lembrando também que  $F_{pá} \approx F_s$  na região de operação ótima dos perfis, tem-se (Equação (2.24) e Equação (2.25)):

$$F_s = b\rho w_\infty t\Delta c_u = bC_s \left( \frac{\rho w_\infty^2 l}{2} \right) \quad (2.24)$$

$$\frac{C_s l}{t} = \frac{2\Delta c_u}{w_\infty} \quad (2.25)$$

expressão essa, que constitui a base de cálculo de turbomáquinas axiais, via teoria da asa de sustentação. Esta equação é estritamente válida apenas para

escoamento potencial, onde não é considerado o arrasto, mas é bem adequada como guia de projeto de bombas axiais com alto número de Reynolds.

Nessa equação, relacionam-se grandezas obtidas nos triângulos de velocidade do escoamento com as características adimensionais desejadas para os perfis da grade. Isto é muito importante no dimensionamento aerodinâmico das grades de rotores e estatores de máquinas de fluxo axiais.

### 2.1.5 Cavitação em Bombas Axiais

Quando bombas são usadas, suas peças rotativas de alta velocidade, durante a operação, podem fazer com que o fluido reduza a pressão até atingir a pressão de vaporização à temperatura ambiente. O líquido então começa a vaporizar, gerando um grande número de bolhas. Essas bolhas, cheias de gás ou vapor, se expandem rapidamente e se movem com o líquido, fluindo para uma pressão mais alta. A presença de bolhas envoltas pelo líquido de maior pressão faz com que as bolhas encolham bruscamente e rapidamente condensem e colapsem, enquanto a massa líquida ao redor, devido à inércia, preenche o vácuo em alta velocidade, criando um impacto que pode desgastar o rotor, causar ruído e vibração, afetando seriamente o desempenho da bomba. Portanto, é necessário realizar uma análise sobre a distribuição da cavitação e os limites de operação da bomba.

A energia disponível para que a bomba opere sem o risco de cavitação, pode ser definida pela energia total na sucção, menos a energia correspondente a pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento. Esta energia disponível é denominada NPSH, sigla da designação inglesa *Net Positive Suction Head*, sendo expresso pela Equação (2.26):

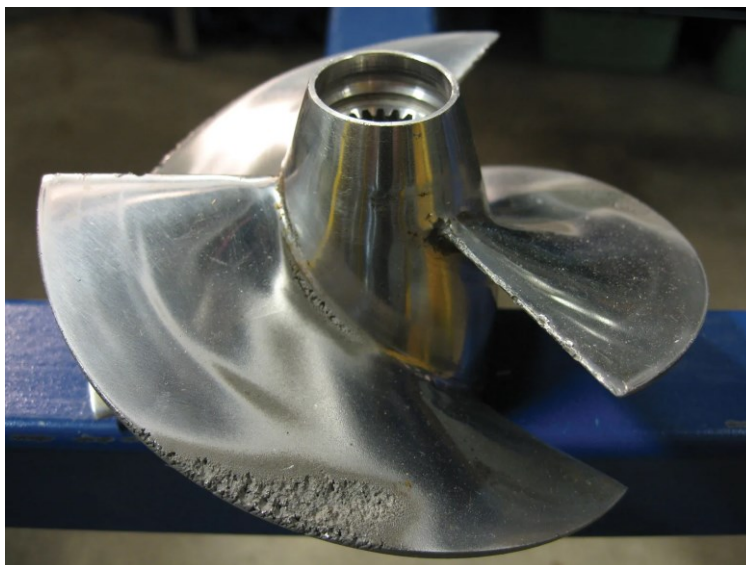
$$NPSH_d = P_{atm} + P_h - P_v - \Delta P \quad (2.26)$$

onde  $P_{atm}$  é a pressão atmosférica,  $P_h$  é a pressão hidrostática da coluna de líquido,  $P_v$  é a pressão de vapor e  $\Delta P$  é a perda de pressão no canal de sucção da bomba.



As bombas axiais deste projeto têm uma tendência maior a cavitação devido ao baixo NPSH disponível na sucção das bombas, principalmente próximo a ponta das pás, onde a pressão hidrostática é menor, devido a configuração horizontal do eixo do rotor, e o seu diâmetro considerável.

Xie *et al.*, (2022) e Ye *et al.*, (2022) investigaram a cavitação em bombas axiais operando em velocidade variável, e os seus resultados além de mostrarem os impactos da cavitação na performance de bombas axiais, fornecem uma referência para o estudo do mecanismo de cavitação para bombas de fluxo axial utilizando CFD. A Figura 2.11) mostra esse efeito em um rotor de bomba axial.



**Figura 2.11 – Efeito da cavitação em um rotor de bomba axial.**

Fonte: <https://www.britannica.com/science/cavitation>

No intuito de prever o acontecimento deste fenômeno já na etapa de projeto da máquina, foi adotado o coeficiente de Thoma, ou coeficiente de cavitação, apresentado na Equação (2.27).

$$\sigma_t = \frac{p_o - p_v}{\frac{1}{2}\rho w_\infty^2} \quad (2.27)$$

onde  $p_o$  é a pressão de referência e  $p_v$  é a pressão de vapor do líquido na temperatura de trabalho. Silva et al. (2017) propuseram otimizar o projeto da corda de perfis de turbinas hidrocínéticas que evita a cavitação, utilizando o coeficiente de Thoma, e tratando a pressão de referência como sendo a soma da pressão

atmosférica ( $p_{atm}$ ) com a coluna de água local  $h$ , em função da posição radial de cada seção da pá.

A cavitação irá ocorrer caso o coeficiente de pressão mínimo de determinada seção da pá, seja menor do que o número de Thoma da mesma seção, de acordo com a Equação (2.28).

$$\sigma_t + C_{pmin} \geq 0 \quad (2.28)$$

onde o coeficiente de pressão é dado pela Equação 2.29):

$$C_{pmin} = \frac{p - p_o}{\frac{1}{2}\rho w_\infty^2} \quad (2.29)$$

onde  $p$  é a pressão local mínima no perfil hidrodinâmico, em uma dada seção radial da pá, e  $p_o$  é a pressão de referência.

## **2.2 Critérios de Dimensionamento de Bombas Axiais**

### **2.2.1 Revisão Bibliográfica**

As metodologias de projeto hidro ou aerodinâmicos, podem ser encontradas em livros tal como Stepanoff (1957) e Pfeleiderer (1979) que apresentam um procedimento detalhado com base na teoria da asa de sustentação, além de um cálculo detalhado para o rotor e para o difusor de bombas axiais. Bran e Souza (1969) apresentam alguns procedimentos de cálculo para bombas, turbinas e ventiladores axiais, além de gráficos para o projeto dos rotores. Wallis (1993) apresenta projetos de rotores de ventiladores axiais usando a condição de vórtice-livre (vórtice potencial) e vórtice-forçado. Albuquerque (2006) e Peng (2008) apresentam procedimentos, também embasados na teoria da asa de sustentação. Gülich (2014) apresenta um procedimento de cálculo completo para um rotor de

bomba axial também embasados na teoria da asa de sustentação, incluindo alguns critérios de seleção dos perfis baseados na literatura, sendo:

-Um perfil baseado em uma linha de arqueamento parabólica ao invés de circular, é superior em termos de cavitação, pois torna possível obter uma distribuição de pressão mais suave.

-Perfis que tem o arqueamento máximo localizado entre 40 e 50% da corda permitem uma distribuição de pressão menos favorável a cavitação, valores superiores a isso aumentam o risco de separação do fluido próximo ao bordo de fuga. Li (2008) estudou o efeito da espessura dos perfis na performance de cavitação da bomba, e demonstrou em seu trabalho que utilizando perfis NACA-66-010 (espessura máxima em 50% da corda) ao invés dos perfis NACA-0012 (espessura máxima em 30% da corda) foi possível obter uma melhor distribuição de pressão ao redor do perfil e assim, diminuir o risco de cavitação.

-A sensibilidade a cavitação aumenta conforme se aumenta a espessura do perfil, portanto, a espessura máxima do perfil em relação a corda não deve ser maior do que 15 a 18% do valor da corda.

-Baseado nos critérios acima os perfis da série NACA 6 podem ser selecionados para bombas axiais tendo em vista que a suas linhas de arqueamento são projetadas para um carregamento hidráulico mais uniforme.

Mais recentemente, Sultanian (2019) apresenta o procedimento base de cálculo de um rotor axial usando a condição de vórtice potencial, e também apresenta um capítulo sobre a inclusão do CFD no design de bombas axiais.

Estudos sobre bombas axiais para túneis de água recirculante raramente são encontrados, existem alguns estudos envolvendo experimentos e análises numéricas (AHN *et al.*, 2008; WATANABE *et al.*, 2009; HOSONO *et al.*, 2015). Como a bomba de fluxo axial de um grande túnel de água é bastante grande, informações suficientes devem ser fornecidas na fase de projeto afim de se projetar uma bomba com boa performance. Uma vez que o desempenho da bomba está diretamente relacionado ao desempenho da seção de teste, testes durante a fase de projeto são muito importantes para que se atinja o objetivo operacional do túnel. Nesse processo, a estimativa de desempenho por meio de experimentos é o melhor caminho, mas experimentos são acompanhados por muitas dificuldades em termos

de tempo e custo. Portanto, o uso da análise numérica é um método mais eficiente (CHOI *et al.*, 2021).

De La Fuente (1982) confirmou a utilização do critério do coeficiente de pressão mínimo na avaliação das condições de funcionamento de grades de turbomáquinas axiais, realizando comparações entre diversos critérios de determinação de desempenho de grades usando dados experimentais de perfis da série NACA 65 obtidos por Emery *et al.* (1957). Foram analisados vários fatores de carregamento aerodinâmicos (ZWEIFEL (1945); CARTER (1955); BALJÉ (1981)), o fator de difusão de Lieblein (1965) e o coeficiente de pressão mínimo igual a -2, proposto por Scholz (1965) para perfis de asa isolados.

Nesta análise De La Fuente (1982) determinou um campo geral de operação para as grades dos perfis, que seria entre os limites de descolamento do fluido. As grades de melhor desempenho (eficiência máxima) foram posicionadas dentro de uma faixa e os critérios de carregamento foram analisados dentro do campo geral de operação. Foi verificado então que o critério do coeficiente de pressão mínimo igual a -2, era o melhor critério para seleção de grades de alta eficiência.

Alguns trabalhos, demonstraram a validade da utilização do critério do coeficiente de pressão mínimo ( $C_{pmin}$ ) na seleção de grades lineares em projeto de turbomáquinas axiais. Scholz (1965) idealizou, inicialmente, o coeficiente de pressão mínimo como critério de carregamento em perfis isolados. Fernandes (1973), posteriormente, estendeu a aplicabilidade do critério do coeficiente de pressão mínimo para perfis arranjados em grades lineares de turbomáquinas, projetando e realizando ensaios de uma série de bombas axiais, utilizando perfis da série Göttingen. Tendo por base a teoria potencial de Mellor (1959), Fernandes (1973) demonstrou que o critério do coeficiente de pressão mínimo como fator de carregamento tem grande influência na determinação do comportamento de turbomáquinas axiais. Outro critério que pôde ser analisado por Fernandes (1973) foi o critério do coeficiente de sustentação máximo inferior a 1,2, que acabou sendo descartado pelo autor devido a maior generalidade do critério do coeficiente de pressão mínimo em comparação com o mesmo.

O critério do coeficiente de pressão mínimo também foi testado em projetos de ventiladores axiais como critério de carregamento aerodinâmico para seleção de grades lineares com mínima perda para o projeto de ventiladores axiais por

Amarante Mesquita (1986) e também por Manzanares Filho (1994). Também nesse caso, o critério foi julgado adequado para definir a geometria inicial para projeto.

Um método de projeto e avaliação do critério do coeficiente de pressão mínimo no lado de sucção das pás foi apresentado por Cruz (2008) para turbinas axiais de baixa queda. Através de um estudo numérico de 5 rotores com diferentes carregamentos na pá, verificou-se que os valores recomendáveis de coeficiente de pressão para turbinas axiais diferiam daqueles de bombas e ventiladores. O que já era esperado pois tratavam-se então de turbomáquinas motoras. Desta forma o critério do coeficiente de pressão mínimo já foi demonstrado como sendo adequado para definir a geometria inicial de projeto de turbomáquinas hidráulicas axiais.

Trabalhos recentes Sutikno e Adam (2011) confirmaram o uso do coeficiente de pressão mínimo como medida de desempenho e critério de projeto de grades de turbinas de fluxo axial de queda muito baixa através de ensaios experimentais e simulação numérica. A turbina atingiu uma eficiência de 90% no ponto de projeto e a simulação obteve menos de 5% de variação em relação ao experimento. Os resultados obtidos por Muis *et al.* (2015) através de seu estudo numérico tridimensional em CFD, também mostraram um desempenho muito bom de turbinas de baixíssima queda projetadas usando o critério do coeficiente de pressão mínimo para a seleção das geometrias das grades, atingindo uma eficiência máxima superior a 91% nas condições de operação de projeto. Sotoude Haghghi *et al.* (2019) também verificaram uma forte influência do coeficiente de pressão no desempenho de turbinas axiais de baixa queda utilizando um modelo CFD multifásico, além de fazer uma análise de cavitação da máquina operando em condições fora de projeto.

### 2.2.2 O Critério do Coeficiente de Pressão Mínimo

Utilizando a equação de Bernoulli, para a corrente relativa, pode se escrever da seguinte forma (Equação (2.30)):

$$\frac{p_{\infty}}{\rho} + \frac{w_{\infty}^2}{2} = \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} \quad (2.30)$$

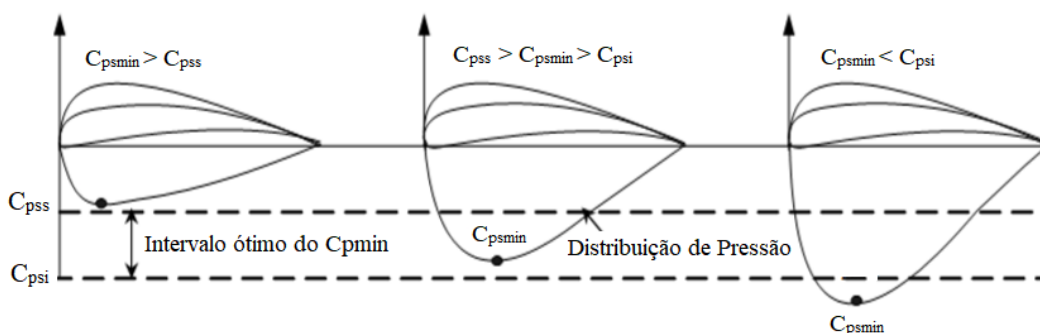
onde  $w$  é a velocidade do escoamento no perfil, e  $p$  a pressão no perfil. O coeficiente de pressão é estabelecido pela Equação (2.29) e utilizando a Equação (2.30) pode ser escrito como sendo (Equação (2.31)):

$$C_p = 1 - \left(\frac{w}{w_\infty}\right)^2 \quad (2.31)$$

O coeficiente de pressão mínimo,  $C_{pmin}$ , é destacado como sendo o valor mínimo do coeficiente de pressão referente ao lado de sucção do perfil. Este parâmetro é característico de uma máquina de fluxo axial, por considerar, além dos parâmetros hidrodinâmicos, a influência dos parâmetros geométricos da grade, tendo, portanto, um significado mais generalizado do que o coeficiente de sustentação. Scholz (1965) indica como critério para o dimensionamento de uma geometria de grade, a seguinte limitação (Equação (2.32)):

$$C_{pmin} = -1,60 a - 1,80 \quad (2.32)$$

Esta limitação aplica-se aos perfis junto ao cubo do rotor. A Figura 2.12 ilustra o critério do coeficiente de pressão mínimo, onde  $C_{psi}$  e  $C_{pss}$  representam o limite inferior e superior do coeficiente de pressão.



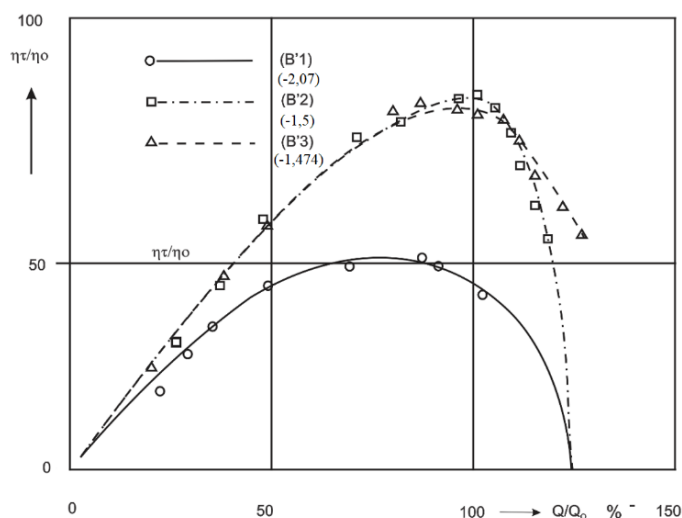
**Figura 2.12 – Critério do coeficiente de pressão mínimo.**

De acordo com o trabalho de Fernandes (1973), valores superiores a -1.6 ( $C_{pss}$ ) indicam condições limite com tendências a queda no rendimento, devido ao

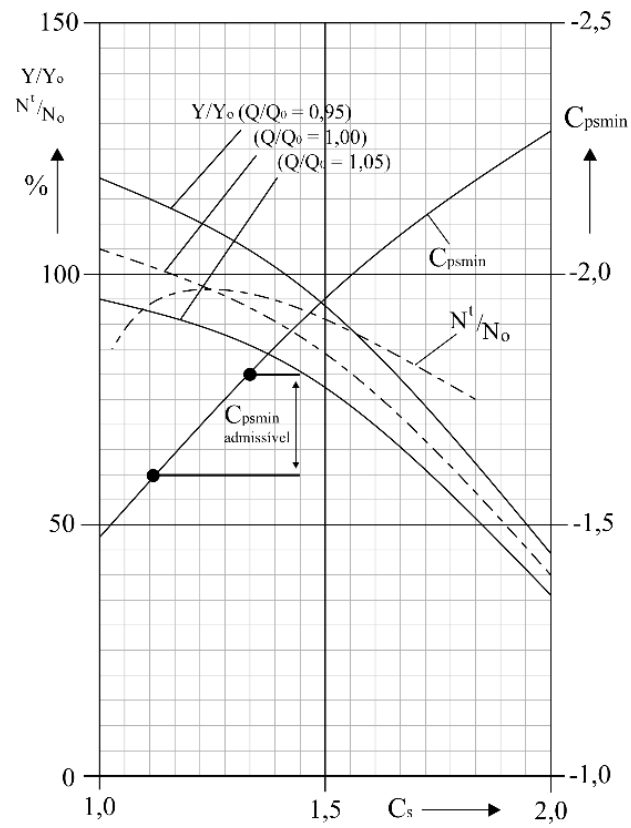
atrito considerável verificado nessas condições. Por outro lado, valores menores que -1.8 (Cpsi) indicam uma tendência na redução da altura manométrica e no rendimento, devido aos descolamentos verificados nestas situações. No trabalho foram testadas duas bombas axiais com velocidades específicas diferentes. Através de seis rotores construídas e posteriormente ensaiadas, foi analisada a influência do coeficiente de pressão no rendimento das máquinas. Para a construção dos rotores, o autor utilizou perfis da série Gottingen, variando a relação corda e espaçamento, porém mantendo mesmo diâmetro e velocidade de rotação, obtendo assim diferentes distribuições de pressão.

A Figura 2.13 ilustra o comportamento de três das máquinas projetadas conforme a variação de vazão, o valor em parênteses corresponde ao  $C_p$  mínimo adotado. A Figura 2.14 mostra a relação entre o coeficiente de pressão mínimo e a eficiência das máquinas ensaiadas por Fernandes (1973).

Na Figura 2.13 também pode ser observado que o rotor com o maior carregamento tem uma queda acentuada no rendimento comparado aos dois outros rotores. Outro ponto interessante é que como nenhum dos três rotores está dentro da faixa recomendada de  $C_{pmin}$ , por consequência, não conseguem atingir a eficiência de projeto. Mais detalhes sobre a geometria dos rotores serão apresentados na seção 4.



**Figura 2.13 – Tendência na redução do rendimento.  
(FERNANDES, 1973)**



**Figura 2.14 – Relação entre  $C_{psmin}$  e eficiência (FERNANDES, 1973)**



## 3 SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO EM BOMBAS AXIAIS

### 3.1 Considerações Gerais

Os códigos de CFD são estruturados em modelos matemáticos baseados nas equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia aplicadas ao escoamento. A análise de simulação numérica é um método aproximado para prever o comportamento do sistema e é utilizada em virtude da dificuldade ou impossibilidade de se obter soluções analíticas e a realização de experimentos, que podem onerar o custo final do produto.

Diferentes métodos de solução numérica podem ser empregados para resolver este problema:

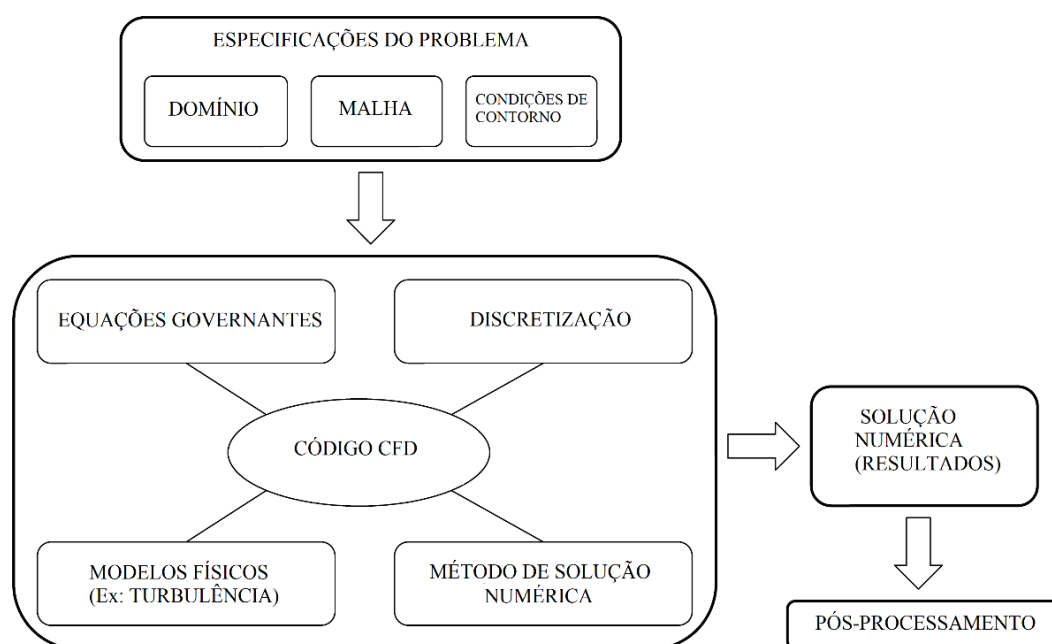
- I.O método das Diferenças Finitas, mais antigo e tradicional utilizado na solução de equações diferenciais do escoamento.
- II.O método dos Elementos Finitos, utilizado na resolução de problemas de elasticidade e deformação de estruturas, pode manipular os termos advectivos das equações de movimento, mas não é o mais utilizado neste campo.
- III.O método dos Volumes Finitos que é o mais robusto, pois as soluções são obtidas pelos balanços de conservação em um volume elementar.

Para resolver um problema através do método dos volumes finitos deve-se recorrer a integração formal das equações utilizando volumes de controle. O resultado irá expressar a exata conservação de propriedades relevantes para cada tamanho finito de célula.

Após, isso as equações diferenciais são convertidas em um sistema acoplado de equações algébricas linearizadas. Isto é feito convertendo cada termo em uma forma discreta. Para efetuar essa discretização, o domínio de cálculo será dividido em volumes cujas faces serão identificadas de acordo com a sua posição no espaço. Dessa forma, os valores dos campos de pressão e velocidade ficam armazenados nos nós das malhas. Por isso é importante que os elementos tenham um formato adequado para que a variação dos valores no interior deles seja baixa.

Quando se utiliza um código CFD comercial, a tarefa de investigação CFD de um engenheiro de projeto industrial pode ser apresentada, conforme ilustrado na

Figura 3.1. Um engenheiro que utiliza CFD essencialmente concentra-se na geração de uma malha de alta qualidade e alta fidelidade no domínio de cálculo, estabelecendo as condições de contorno corretas e selecionando os modelos físicos apropriados (por exemplo, um modelo de turbulência consistente com a física do projeto). O código CFD comercial usado pelo engenheiro cuida do resto. O pós-processamento dos resultados de CFD para suas aplicações de design continua sendo uma tarefa não trivial muito importante (SULTANIAN, 2019).



**Figura 3.1 – Utilização de um código CFD em projeto de máquinas.**

Desta forma é importante que os modelos geométricos sejam precisos e condizentes com os modelos reais. Principalmente na determinação da interface e na passagem entre o rotor e o difusor, pois é muito difícil a obtenção de uma interface em termos de malha e transferência de informação entre os domínios rotativos e estacionários.

Para detalhes sobre aspectos numéricos de CFD, incluindo derivações da discretização das equações e seus métodos de solução iterativos, os engenheiros interessados podem consultar, por exemplo, Patankar (1980) e Pletcher *et al.* (2012). Thompson *et al.* (1998) fornecem uma excelente cobertura da tecnologia de geração de malhas CFD. Pode-se encontrar detalhes abrangentes sobre modelos de

turbulência estatísticos em Leschziner (2016). O estado da arte em CFD para turbomáquinas pode ser encontrado em Tyacke *et al.* (2019).

### 3.2 Equações Governantes

Os fenômenos do escoamento podem ser representados numericamente por equações da mecânica dos fluidos, sendo utilizadas para o caso em estudo a da conservação da massa e a da conservação da quantidade do movimento. Utilizando o teorema de Reynolds pode-se relacionar a conservação da massa com um volume de controle de acordo com a Equação (3.1):

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (3.1)$$

Tem-se então uma condição em que a variação interna da massa do volume de controle somada à quantidade de massa que passa pela fronteira do volume é 0.

Somado a essa condição está a equação da quantidade de movimento que também é utilizada para se calcular as forças que o fluido impõe à superfície das pás, descrevendo assim a quantidade de movimento transmitida pelo fluido. Nela, a variação da quantidade de movimento com o tempo no volume de controle é igual ao fluxo de quantidade de movimento através da fronteira do volume de controle. De acordo com Equação (3.2).

$$\Sigma \vec{F}_{sistema} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{V} \rho dV + \int_{vc} \vec{V} (\rho \vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.2)$$

onde  $\Sigma \vec{F}_{sistema}$  equivale a somatória das forças de pressão (normais à superfície), viscosas (tangenciais à superfície) e das forças de campo, que no caso em estudo equivalem às forças gravitacionais. A Eq. (3.2) também pode ser separada em suas componentes, Equações (3.3-3.5):

$$\sum F_x = \frac{d}{dt} \int_{V_C} u \rho dV + \int_{V_C} u (\rho \vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.3)$$

$$\sum F_y = \frac{d}{dt} \int_{V_C} v \rho dV + \int_{V_C} v (\rho \vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.4)$$

$$\sum F_z = \frac{d}{dt} \int_{V_C} w \rho dV + \int_{V_C} w (\rho \vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.5)$$

Porém, para se utilizar essas equações na solução do movimento do fluido para  $u$ ,  $v$  e  $w$ , as expressões adequadas para as tensões devem ser obtidas em relação aos campos de velocidade e pressão. Pensando nisso, o engenheiro Francês Claude Louis Marie Henri Navier e o físico irlandês George Gabriel Stokes desenvolveram as equações que resolvem esse problema. Essas equações em forma vetorial resumida assumem a seguinte forma, Equação (3.6):

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu^2 \nabla^2 \vec{V} \quad (3.6)$$

que nada mais é do que a soma das forças gravitacionais, as forças de pressão e das forças viscosas. Diz-se resumida porque essa forma leva em conta que o escoamento é incompressível com densidade constante e viscosidade constante. Para um escoamento invíscido a equação se torna a equação de Euler, que foi derivada em 1755 e está mostrada na Equação (3.7):

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p \quad (3.7)$$

Essa equação estabelece que, para um fluido sem viscosidade, a variação na quantidade de movimento de uma partícula fluída é causada pela força de campo (gravitacional) e pela força líquida de pressão.

Se as equações citadas acima fossem resolvidas para um caso turbulento, acabariam resultando em flutuações aleatórias das propriedades do escoamento. Para resolvê-las por simulação numérica direta (DNS) haveria necessidade de uma malha muito fina e uma alta capacidade computacional (TYACKE *et al.*, 2019).

A turbulência é um problema de física clássica que ainda não foi totalmente resolvido. Principalmente porque os seus efeitos são muito caóticos e tridimensionais, que causam mudanças no escoamento, através intensificação dos processos de difusão da massa, calor e quantidade de movimento (WILCOX, 2006).

Os fenômenos turbulentos consistem de uma grande faixa de turbilhões, os maiores transportam grande quantidade de energia. Conforme esses turbilhões vão diminuindo de tamanho, a influência das forças inerciais diminui e as forças viscosas se tornam mais presentes, até que eles se dissipam em forma de calor. Esse fenômeno é conhecido por efeito cascata. Kolmogorov (1942) estudou esses efeitos, pioneiramente. Para se ter uma solução numérica de um escoamento turbulento seria necessário capturar todas as escalas de turbilhões (WILCOX, 2006).

Uma forma de simplificar o problema de turbulência é aplicar algumas metodologias para fazer com que as equações de Navier-Stokes possam considerar os efeitos de turbulência. Uma dessas abordagens é considerar por exemplo a decomposição da velocidade em um componente médio,  $\bar{u}$ , e em um componente que varie com o tempo,  $u_i$  (Equação (3.8) e (3.9)).

$$u = \bar{u} + \frac{u}{dt} \quad (3.8)$$

O componente médio é dado por:

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u dt \quad (3.9)$$

onde  $\Delta t$  é uma escala de tempo que é grande em relação às flutuações turbulentas, mas pequena em relação à escala de tempo na qual as equações são resolvidas.

Para fluxos que variam com o tempo, as equações são agrupadas em médias. Isso permite que as equações médias sejam resolvidas também para simulações com vários passos de tempo. As equações resultantes são às vezes chamadas de URANS (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes*).

Toda essa abordagem parte do procedimento introduzido por Reynolds, chamado de decomposição de Reynolds. Aplicando essa decomposição na Equação (3.9), e lembrando que a escala de tempo é muito grande em relação as flutuações

turbulentas, temos então que a equação de Navier-Stokes pode ser escrita como (Equação (3.10)):

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \cdot \nabla \bar{u} \right) = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 \bar{u} \quad (3.10)$$

Fazendo a resolução numérica dessas equações pode-se chegar a um resultado muito próximo do real, dependendo da complexidade da geometria e do refinamento da malha. E também da escolha dos modelos de turbulência, modelo de acoplamento, dentre outros, fatores que dependem também da experiência e do bom senso em compreender o fenômeno e as equações que o representam (TYACKE *et al.*, 2019).

A solução de qualquer problema em CFD envolve quatro etapas, a primeira consiste na definição do problema, através da sua geometria. A segunda etapa consiste na geração de uma malha computacional (estruturada ou não estruturada), que pode ser criada no mesmo software em que foi gerada a geometria ou outro software especial para esse propósito. E também a definição das condições físicas de contorno, em todas as fronteiras do volume de controle representado pela sua geometria. A terceira etapa é a solução das equações diferenciais com base na definição de certos critérios numéricos. E a quarta etapa é o pós-processamento que permite visualizar a solução na forma global ou local.

### **3.3 Modelo CFD**

As geometrias estudadas foram projetadas através de métodos clássicos que utilizam a teoria da asa de sustentação, e o critério de projeto foi o coeficiente de pressão mínimo referente ao lado de sucção das pás no perfil. Utiliza-se um modelo potencial, formulado pelo método das singularidades, com pequenos ajustes através de dados existentes na literatura. As curvas de desempenhos dos rotores foram obtidas em testes laboratoriais para diferentes valores de coeficiente de pressão mínimo. Estas mesmas curvas serão utilizadas como parâmetro de comparação para os valores obtidos utilizando as simulações numéricas.

Serão obtidas simulações computacionais do escoamento tridimensional de água, para bombas com e sem estator. Para desenvolver a análise será utilizado o programa comercial ANSYS CFX, que emprega técnicas de CFD para resolver as equações diferenciais parciais que envolvem os fenômenos do escoamento e tem sua formulação baseada no Método dos Volumes Finitos e nas equações de Navier-Stokes. O objetivo desta análise é obter as curvas características de altura de elevação para as bombas e compará-las com os resultados dos testes experimentais. Os campos de pressão e perfis de velocidade, tanto para os rotores quanto para os estatores, serão apresentados para verificar o comportamento do fluido no interior dos canais das máquinas, e verificar as regiões de redução de pressão e recirculação de fluídos. As principais hipóteses e simplificações utilizadas na descrição do movimento dos fluídos no interior dos rotores são:

- Escoamento isotérmico
- Eixo de rotação é o eixo de simetria do problema
- Regime permanente
- Massa específica constante
- Viscosidade constante
- .

### **3.3.1 Domínio Computacional e Condições de Contorno**

Por uma questão de melhor prática de CFD usada em design industrial, as entradas e saídas são atribuídas para o domínio de cálculo CFD onde se espera que o campo de fluxo seja livre de qualquer fluxo reverso. Às vezes, o domínio de cálculo é modificado com extensões para atingir limites de entrada e saída desejáveis (SULTANIAN, 2019).

A região próxima à parede em um fluxo turbulento é caracterizada por gradientes acentuados nos valores médios das variáveis e grandezas de turbulência. Devido à condição de não escorregamento, o fluido em contato com a parede assume a velocidade da parede. A fim de diretamente incorporar essas condições simples de contorno da parede, as equações de conservação devem ser integradas até a parede. Este requisito apresenta duas dificuldades principais: primeiro, o modelo de turbulência  $k-\epsilon$  não é válido na região de um baixo número de Reynolds

turbulento que prevalece próximo a parede e, em segundo lugar, uma malha muito fina é necessária perto da parede para que a suposição de uma linearidade na mudança de velocidade para cada ponto da malha seja válida para uma integração numérica adequada. O uso de uma função de parede supera essas duas dificuldades, uma vez que liga diretamente a região de equilíbrio próxima à parede (característica de todas as camadas limite de parede turbulenta onde a produção local de energia cinética turbulenta equilibra sua dissipação) com a parede (SULTANIAN, 2019).

Em uma camada limite, define-se a velocidade de cisalhamento  $U^*$  como sendo  $U^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$ , onde  $\tau_w$  é tensão cisalhante na parede. Em termos dessa velocidade de cisalhamento, definimos ainda  $U^+$  e  $y^+$  da seguinte forma (Equações (3.11) - (3.12)):

$$U^+ = \frac{U}{U^*} \quad (3.11)$$

$$y^+ = \frac{yU^*}{\nu} \quad (3.12)$$

Observa-se que  $y^+$  é um número de Reynolds baseado na velocidade de cisalhamento  $U^*$  e na distância  $y$  da parede. Representada em termos de  $U^+$  e  $y^+$ , a Figura 3.2 mostra a estrutura geral de uma camada limite turbulenta de placa plana, que é desprovida de influência de qualquer fluxo gradiente de pressão e curvatura aerodinâmica. Esta camada limite consiste em duas regiões, a região interna e a região externa, que faz interface com a região de fluxo potencial. Para o tratamento de função de parede, a região interna, que é dividida em três zonas, é de interesse. De acordo com a Figura 3.2, a zona mais interna em contato direto com a parede é a subcamada viscosa, que na literatura antiga sobre mecânica dos fluidos também era chamada a subcamada laminar. A zona logarítmica em sua borda externa faz interface com a região externa e em sua borda interna se conecta com a subcamada viscosa através da zona intermediária (SULTANIAN, 2019).



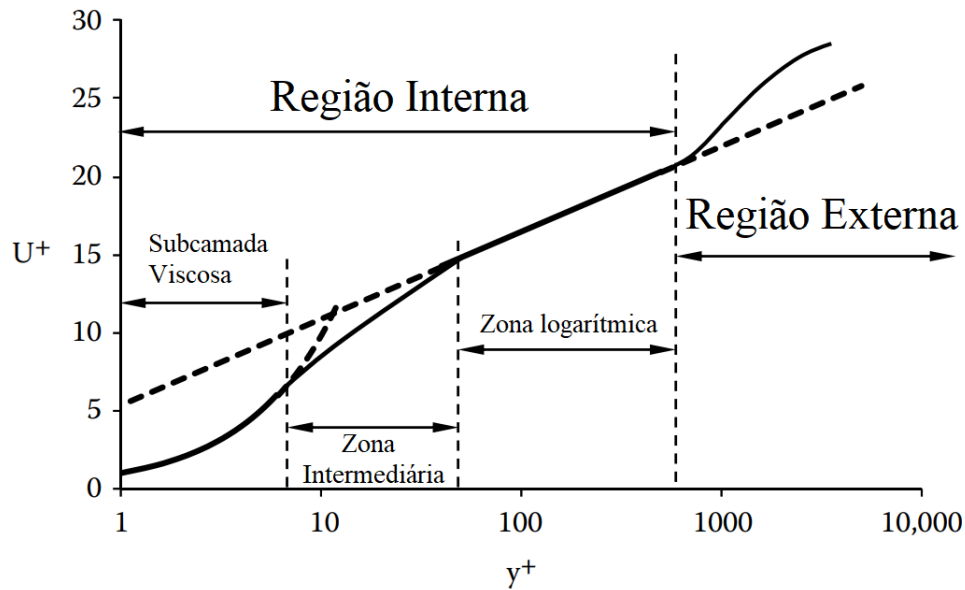


Figura 3.2 – Variação de velocidade em uma camada limite turbulenta sobre uma placa plana

### 3.3.2 Malha Computacional

Uma malha computacional é uma representação em forma discreta de um domínio 2D ou 3D. Existem vários tipos de células 2D e 3D que podem ser formados por esses conjuntos de arestas (Figura 3.3).

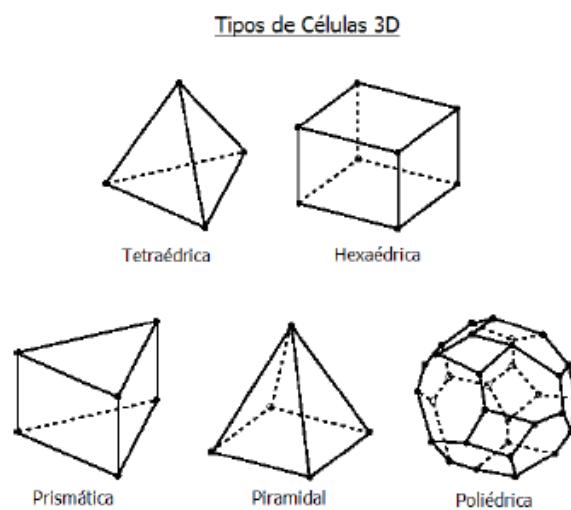


Figura 3.3 – Tipos de célula

### 3.3.3 Critérios de Qualidade

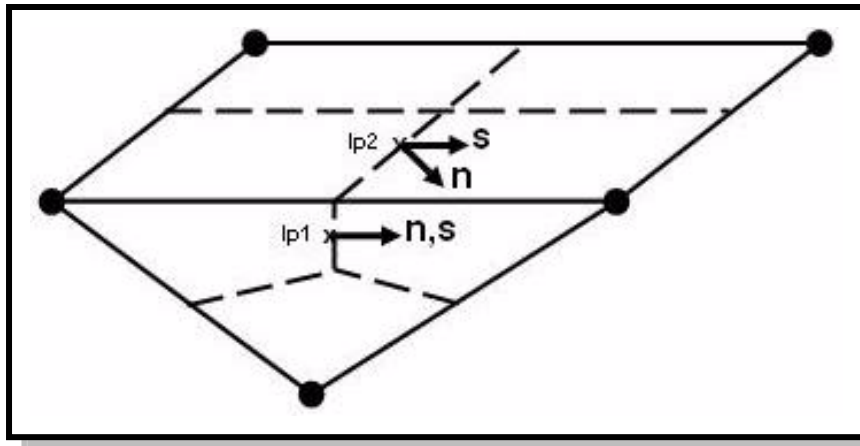
Os *softwares* compiladores de CFD mais modernos foram utilizados, visando obter uma geração de domínio e de malha que pudesse atender bem o que foi solicitado no caso. Para a geração da malha foi utilizado o *Ansys TurboGrid* e para a solução foi utilizado o *CFX Solver*.

O *software Ansys TurboGrid* inclui uma nova tecnologia que visa a automação completa combinada com um nível sem precedentes de qualidade de malha para até mesmo as formas mais complexas de pás. O tamanho final desejado da malha é definido (e, opcionalmente, a resolução da camada limite), e todas as outras etapas são executadas automaticamente para produzir uma malha de qualidade extremamente alta.

Novas capacidades de malhas híbridas que poupam tempo simplificam a automação do processo e permitem a malhagem completa de modelos complexos. As malhas híbridas podem ser usadas para criar malhas conformadas para as pontas das pás, de modo a contabilizar o movimento devido à vibração e para caminhos de fluxo secundários bem como cavidades assimétricas dos eixos.

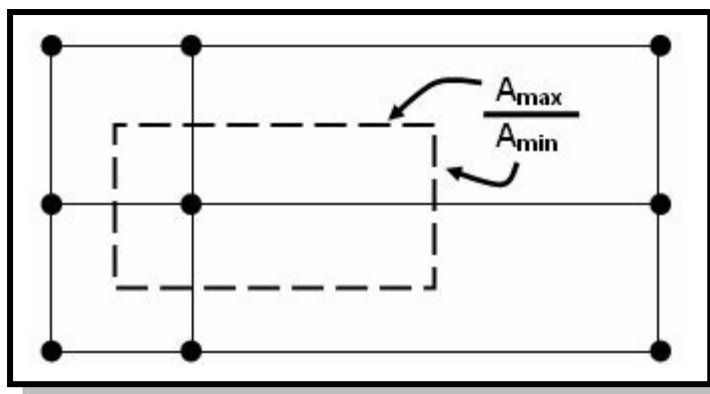
A ortogonalidade da malha mede o quão os ângulos entre as faces adjacentes de um elemento, ou dos vértices adjacentes estão próximos de um ângulo ótimo ( $90^\circ$  se for um quadrilátero e  $60^\circ$  se for um triangular). Para o Solver, os fatores mais importantes estão ilustrados na Figura 3.4 eles envolvem o vetor que une dois nós de dois volumes de controle diferentes ( $s$ ) e o vetor normal a cada ponto de integração na superfície relacionada a aquele ponto ( $n$ ). Sendo  $Ip_1$  um elemento não-ortogonal, e  $Ip_2$  um elemento ortogonal.

O fator de expansão de malha mede o quão pobremente as posições dos nós correspondem ao centroide do volume de controle. Ele é a razão entre os volumes do maior e menor elemento em volta de um nó. O valor desejado deve ser  $<20$ .



**Figura 3.4 – Ortogonalidade de um elemento.**  
**Ansys Meshing 12 Apêndice A, 2011.**

A razão de aspecto mede o quão estendido está um volume de controle. Ele mede o fator entre a maior e a menor área para cada elemento em volta de um nó. O valor desejado é  $<100$  (Figura 3.5).



**Figura 3.5 – Razão de aspecto**  
**Ansys Meshing 12 Apêndice A, 2011.**

### 3.3.4 Modelo de Turbulência

É consenso a necessidade de duas grandezas cinemáticas representativas para a correta determinação da turbulência. Nesse modelo, a velocidade e a escala de turbulência são resolvidas em equações de transporte separadas, por isso o termo “duas equações”. Por esse motivo, os modelos que possuem duas equações são completos (WILCOX, 2006).

O modelo de baixo Reynolds criado por Menter (1993) tem conseguido espaço na área das turbomáquinas nos últimos anos (Menter *et al.* 2020). Esse modelo resolve o modelo k- $\epsilon$  proposto próximo a parede e o modelo k- $\omega$  no restante do escoamento. Os modelos de duas equações k- $\epsilon$  e k- $\omega$  usam a hipótese de difusão de gradiente para relacionar as tensões de Reynolds com os gradientes médios de velocidade e a viscosidade turbulenta.

No modelo SST, o modelo k- $\epsilon$  é resolvido no escoamento afastado da parede e o modelo k- $\omega$  é resolvido próximo da parede. Para realizar a transição entre um e outro o k- $\epsilon$  é reescrito na forma de k- $\omega$  e nas equações k- $\omega$  é adicionado um termo de difusão. Para que isso ocorra, o modelo k- $\omega$  é multiplicado por uma “Função de mistura”  $F_1$ , e o modelo é transformado em k- $\epsilon$  quando a função  $1-F_1=1$  for satisfeita.  $F_1$  é função da distância da parede, sendo  $F_1=0$  quando fora da região da camada limite. Sendo assim, o modelo k- $\omega$  é utilizado dentro da camada limite ( $1-F_1<1$ ) e fora dela, a equação passa para o modelo k- $\epsilon$ .

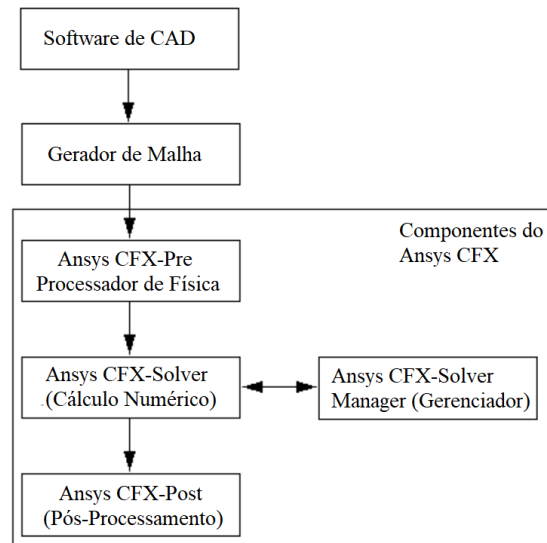
### **3.4 Softwares Computacionais Utilizados**

#### **3.4.1 Ansys CFX**

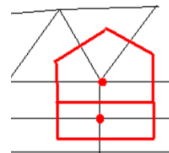
O ANSYS CFX consiste em quatro módulos de software que acessam uma geometria e uma malha e passam as informações necessárias para realizar uma análise de CFD, conforme mostra a Figura 3.6.

O CFX emprega um esquema em que as variáveis de fluxo são armazenadas no vértice da célula, e o volume de controle utilizado no solver tem o seu centro no vértice do elemento da malha. A Figura 3.7 ilustra isso, em vermelho tem-se o elemento que será utilizado no solver e, em preto, tem-se o elemento de malha.

O CFX-Solver calcula três importantes medidas de malha no início de cada simulação. A ortogonalidade da malha, a razão de aspecto e o fator de expansão. Estes fatores serão utilizados para controle de qualidade da malha.



**Figura 3.6 – Componentes do CFX**



**Figura 3.7 – Células CFX  
(Ansys, 2011)**

A Figura 3.8 mostra a interface do programa para cada nível de qualidade dos três fatores.

Mesh Statistics		
Domain Name: Air Duct		
Minimum Orthogonality Angle [degrees]	=	20.4 ok
Maximum Aspect Ratio	=	13.5 OK
Maximum Mesh Expansion Factor	=	700.4 !
Domain Name: Water Pipe		
Minimum Orthogonality Angle [degrees]	=	32.8 ok
Maximum Aspect Ratio	=	6.4 OK
Maximum Mesh Expansion Factor	=	73.5 !
Global Mesh Quality Statistics :		
Minimum Orthogonality Angle [degrees]	=	20.4 ok
Maximum Aspect Ratio	=	13.5 OK
Maximum Mesh Expansion Factor	=	700.4 !

Bom (OK)  
Aceitável (ok)  
Questinável (!)

**Figura 3.8 – Fatores de qualidade no CFX (Ansys Meshing 12 Apêndice A, 2011)**

### 3.4.2 X-Foil e PyAero

Após a seleção do perfil no X-Foil, a próxima etapa é um refinamento através do método *splining* utilizando o software em linguagem *Python* e de licença do *MIT*, o PyAero. A interface do software é mostrada na Figura 3.9.

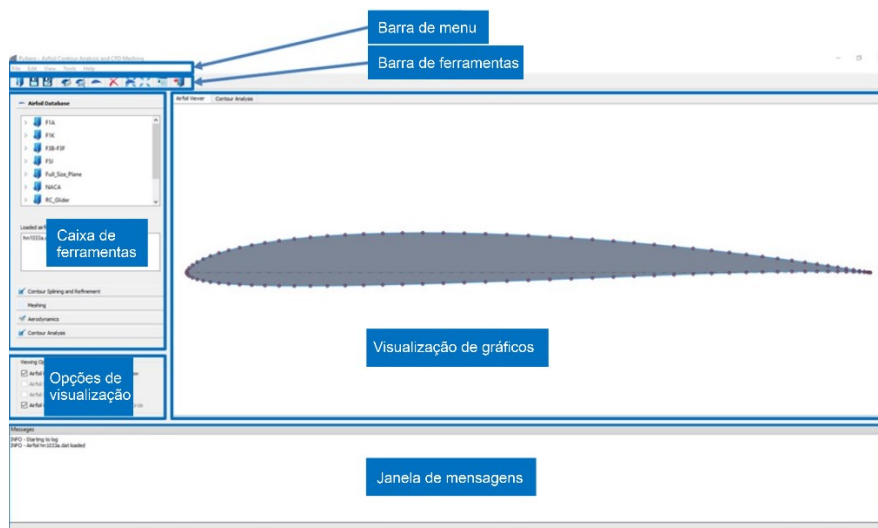


Figura 3.9 – Interface do programa PyAero.

Através deste software é possível gerar distribuições de pontos ao redor do perfil que além de facilitarem a leitura do mesmo pelo software CAD, também gera geometrias otimizadas para geração de malhas. Conforme mostrado na Figura 3.10 e Figura 3.11.

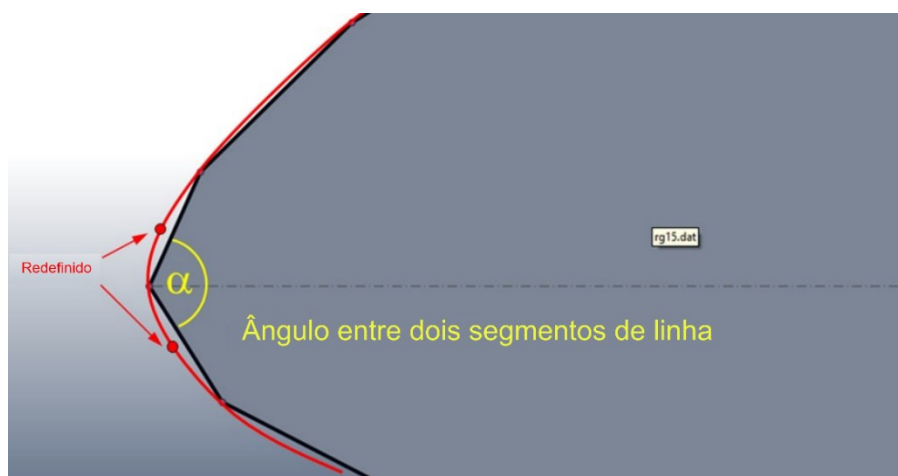
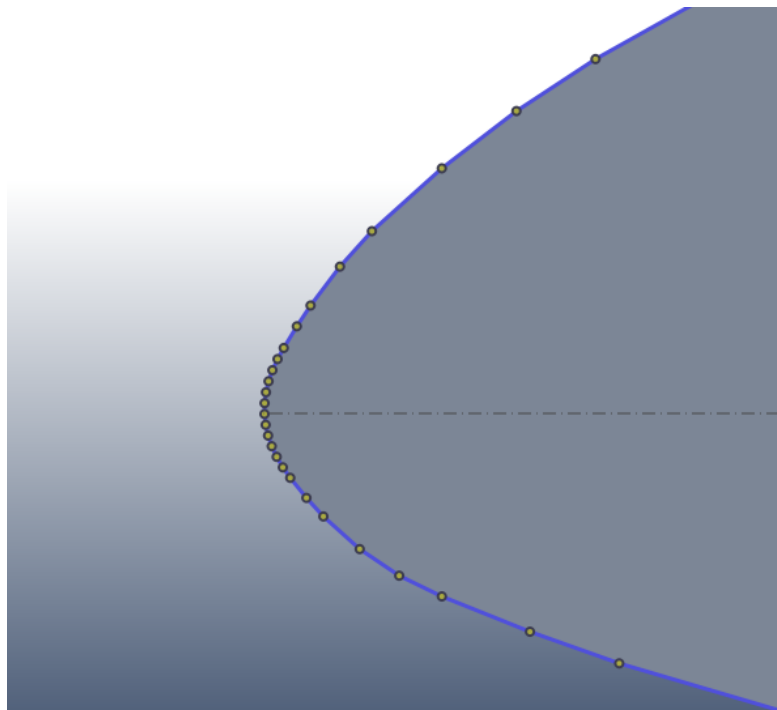


Figura 3.10 – Algoritmo de refinamento de perfil.



**Figura 3.11 – Bordo de ataque do perfil refinado**

Os parâmetros hidrodinâmicos tais como sustentação, arrasto, e coeficiente de pressão mínimo foram calculados utilizando o software livre X-Foil, que utiliza o método dos painéis, em conjunto com a formulação matemática, para calcular as variações de pressão em torno das superfícies dos perfis aerodinâmicos. O software também calcula as interações viscosas/não-viscosas resolvendo as equações do método dos painéis e da camada limite de modo simultâneo (DRELA, 1989).

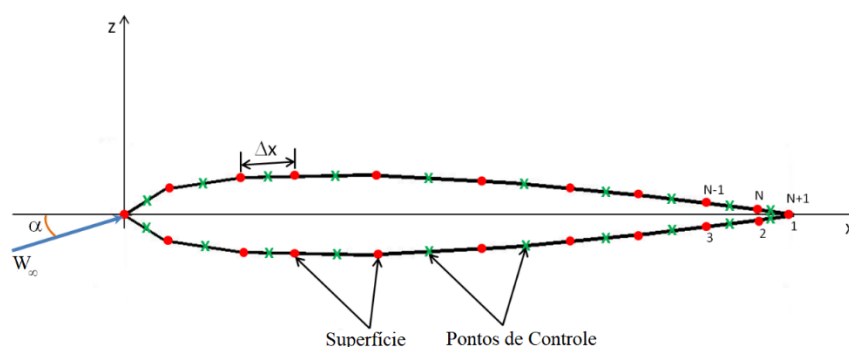
Esse método, que apareceu por volta da década de sessenta do século passado, tornou possível o cálculo de escoamentos em torno de geometrias complexas através da discretização da superfície do corpo em segmentos de reta, fazendo a distribuição de singularidades pela superfície do corpo e a resolução da equação de Laplace como um somatório das contribuições das singularidades em cada painel (ARRIAGA E CHAVES, 2012).

Embora os resultados de métodos de cálculo mais recentes se aproximem mais das condições de um escoamento real, são poucas as aplicações deste programa que não se beneficiem de um cálculo prévio com um método de painéis a duas dimensões, não só pela grande precisão numérica e facilidade de uso deste método comparativamente a qualquer outro método mais complexo, mas também

pela grande correlação que se consegue alcançar entre os resultados obtidos por este método e os resultados obtidos por outros métodos mais pesados, fornecendo uma boa estimativa preliminar da solução a uma fração muito reduzida do elevado tempo de cálculo que outros métodos mais complexos inevitavelmente consomem (ARRIAGA E CHAVES, 2012).

Durante a resolução desse problema, são definidas duas condições de contorno. A primeira é que a velocidade normal à superfície sólida deve ser nula, conhecido como condição de contorno de Neumann. A segunda impõe que a velocidade do escoamento, tenda para a velocidade do escoamento não perturbado à medida que a distância em relação ao corpo aumenta. O procedimento de cálculo para as análises viscosas e não – viscosas são descritos em (DRELA, 1989).

A Figura 3.12 ilustra como a forma do corpo é aproximada por vários segmentos de reta. A linha do extradorso e a do intradorso contêm exatamente o mesmo número de pontos. Assim o número de painéis é  $N$  e o número de pontos é  $N+1$  (ARRIAGA E CHAVES, 2012).



**Figura 3.12 – Descrição visual do método dos painéis**

Ao se testar os perfis no programa é obtida a razão entre sustentação e arrasto em relação ao ângulo de ataque  $\alpha$  do perfil no escoamento. As curvas da Figura 3.13 são denominadas “polares”, que representam o “comportamento estacionário” do perfil aerodinâmico. O perfil a ser escolhido é melhor quanto maior for a razão entre a sua sustentação e o arrasto (PFLEIDERER, 1979).



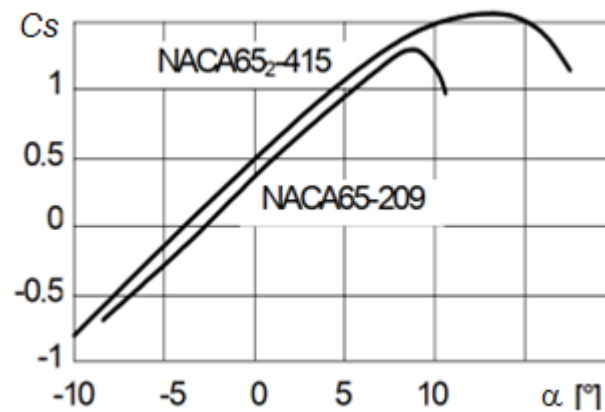


Figura 3.13 – Curvas  $C_s$  x  $\alpha$  de Perfis NACA SÉRIE 6

O X-Foil utiliza as informações de número de Reynolds do escoamento local calculado com base na velocidade relativa média, e a geometria do perfil, para calcular os coeficientes de sustentação e arrasto, bem como o coeficiente de pressão para cada ângulo de ataque. A Figura 3.14 mostra a interface do programa.

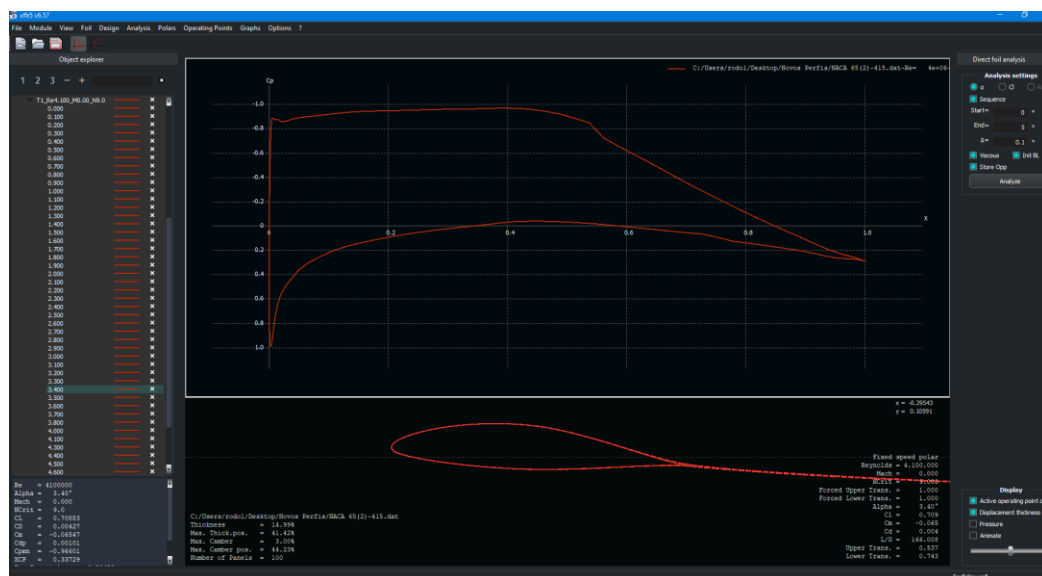


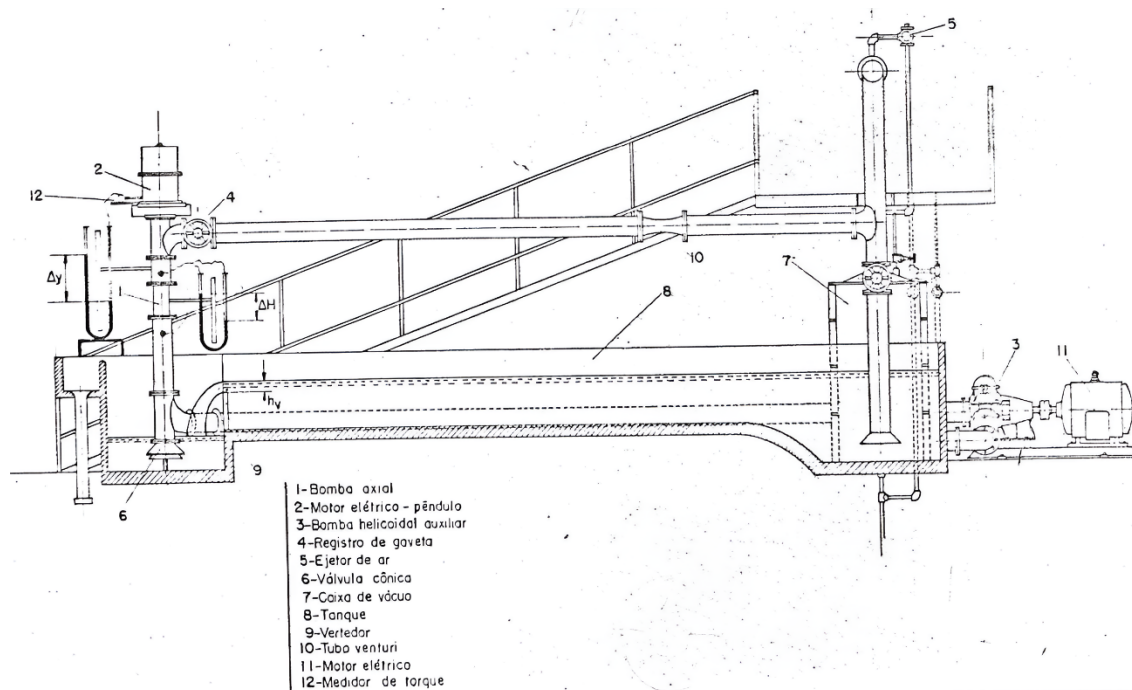
Figura 3.14 – Interface do X-Foil utilizada para os cálculos.

## 4 VALIDAÇÃO DO MODELO CFD PARA SIMULAÇÃO DE BOMBAS AXIAIS

### 4.1 Estudo Experimental de Referência

#### 4.1.1 Bancada de Ensaio

As medições são efetuadas conforme ilustra a Figura 4.1, afim de se determinar as curvas características da energia específica ( $Y$ ) e do rendimento ( $\eta$ ) em função da vazão ( $Q$ ):



**Figura 4.1 – Bancada de ensaios experimentais de Fernandes (1973).**

A rotação da máquina é medida através de um tacômetro, cuja escala permite avaliar a rotação com um desvio da ordem de  $\Delta n = \pm 50 \text{ rpm}$ . A vazão é medida através de um vertedor retangular, sem contração lateral, conforme indicado no esquema da Figura 4.1. Os desvios na leitura da vazão são da ordem de  $\Delta Q = \pm 0,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$  na vazão da máquina. A medida da diferença de pressão entre a entrada e a saída da máquina, é feita através de um manômetro em U, cujo líquido manométrico é o mercúrio. Sendo  $\Delta H$  o desnível do mercúrio, e a diferença de altura

entre as duas tomadas de pressão  $\Delta z = 0,5m$ , a expressão para o cálculo da energia específica utilizada no experimento é  $Y = 125 \cdot \Delta H + 5,0 \frac{J}{kg}$ . E o desvio no cálculo da energia específica da ordem de  $\Delta Y = \pm 0,6 \frac{J}{kg}$ . Para o cálculo da potência de eixo foi utilizado um medidor de torque, que utiliza o equilíbrio do momento de reação do motor com a pressão em um cilindro de óleo. O desvio no cálculo da potência de eixo é da ordem de  $\Delta P_e = \pm 45 W$ .

De acordo com o cálculo de incertezas (KLINE E MCCLINTOCK, 1953), o desvio percentual no rendimento calculado pelo experimento é dado pela Equação 4.1:

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_t} = \sqrt{\left(\frac{\Delta P_e}{P_e}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Y}{Y}\right)^2} \quad (4.1)$$

Os valores de incerteza experimental serão indicados nos gráficos das curvas características da seção 4.2.2.

#### 4.1.2 Aplicação do Critério do Coeficiente de Pressão Mínimo

Para a análise do escoamento na grade, e, portanto, aplicação do critério do coeficiente de pressão mínimo, Fernandes (1973), utilizou o método das singularidades, que consiste na representação de cada perfil por uma distribuição de fontes, sumidouros e vórtices, utilizando a solução de Schlichting (1959).

O autor observou que alguns parâmetros construtivos deveriam ser limitados para que a faixa de  $C_{pmin}$  do critério pudesse ser atingida, como por exemplo, o ângulo de montagem ( $\beta$ ) estar limitado por um valor de  $50^\circ$ , o que é coincidente com as indicações de Stepanoff (1957) e Pfeleiderer (1979).

Outra recomendação é que além dessa limitação nos ângulos de ataque, que seja preferível trabalhar modificando o espaçamento entre as pás  $\frac{l}{t}$ , afim de se evitar descolamentos que possam impedir a obtenção das características desejadas pretendidas.

Para a análise de cavitação, o coeficiente de Thoma foi calculado em função da velocidade específica usando a formulação apresentada por Escher-Wyss dada pela Equação (4.2).

$$\sigma_{min} = 2,87 \cdot n_q^{\frac{4}{3}} \quad (4.2)$$

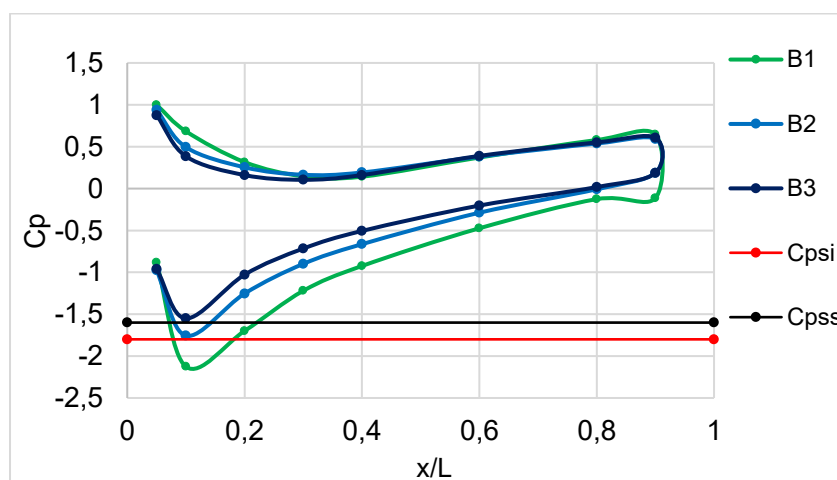
que para as condições de projeto  $Y = 50 \left(\frac{J}{kg}\right)$ ,  $Q = 40 \cdot 10^{-3} \left(\frac{m^3}{s}\right)$  e  $n = 3420 \text{ rpm}$  resulta em  $\sigma_{min} = 1,435$ . A altura de sucção máxima foi então calculada pela Equação (4.3):

$$h_{smáx} = \frac{p_{at}}{\rho g} - \sigma_{min} \cdot \frac{Y}{g} \cong 2,3m \quad (4.3)$$

Os parâmetros principais das bombas estão na Tabela 4.1. A Figura 4.2 mostra o coeficiente de pressão calculado para o perfil do cubo para as bombas.

**Tabela 4.1 – Características das máquinas ensaiadas experimentalmente.**

$\psi$ Eq. 2.2	$v$	$n_q$ Eq. 2.1	ROTOR	Cpmin Eq. 2.29	$\lambda$ (l/t)	$\beta_{raiz}$ (graus)	Cs Eq. 2.21
0,195	0,543	0,6	B1	-2,126	0,60	38,6	1,659
			B2	-1,756	0,80	36,2	1,244
			B3	-1,550	0,95	35,0	1,082



**Figura 4.2 – Distribuição de pressão dos rotores ensaiados**

### 4.1.3 Geometria das Bombas

Para a obtenção dos parâmetros geométricos principais das máquinas, o autor utilizou os diagramas de Cordier, e também a teoria da asa de sustentação isolada, conforme mostrado na Seção 2 deste trabalho. Para o desenho das geometrias foi necessário primeiro coletar as coordenadas de todos os perfis de cada seção das pás. Para as bombas foram utilizados 3 perfis da família Göttingen, para cada geometria. As bombas estão ilustradas na Figura 4.3.

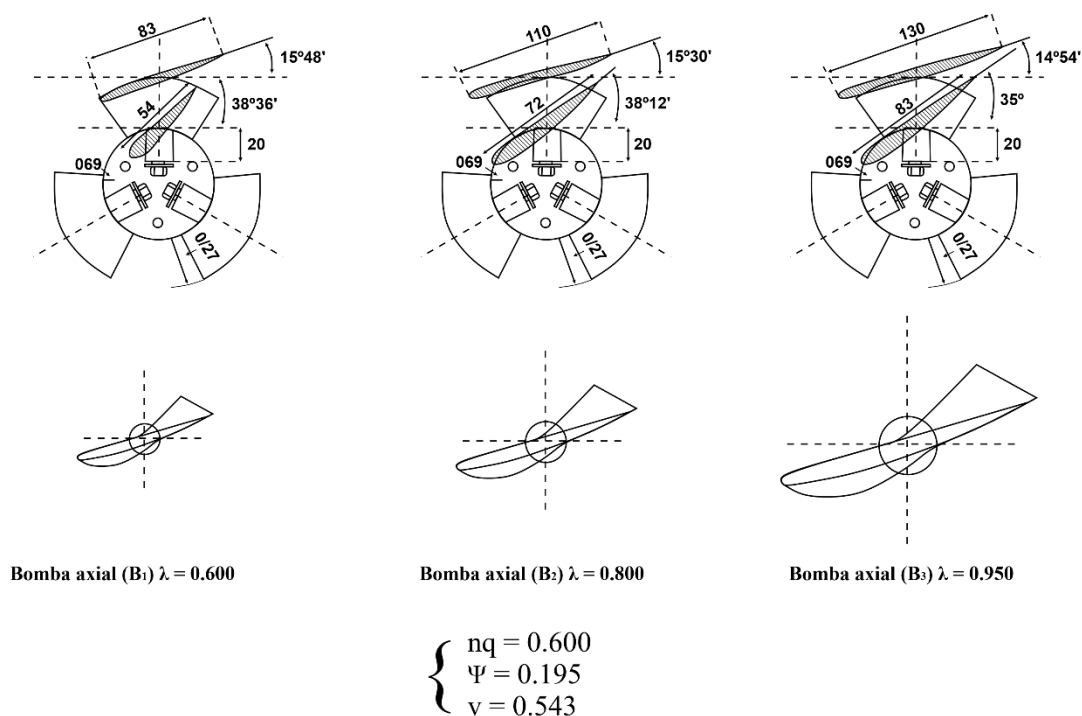
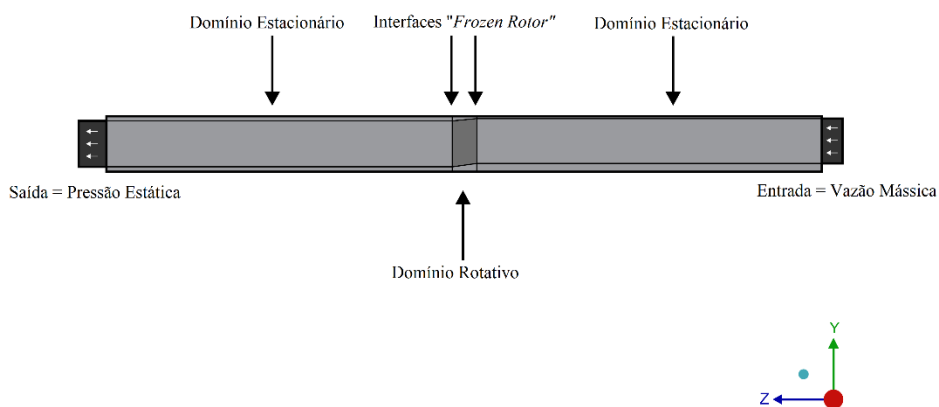


Figura 4.3 – Geometria dos rotores ensaiados experimentalmente.

## 4.2 Simulação CFD

O conjunto de células forma o domínio computacional ou domínio numérico, que possui geometria aproximada do domínio a ser estudado. Os *softwares* compiladores de *CFD* mais modernos possuem um pacote de geração de domínio computacional que atendem muito bem a maioria dos casos (HAMMOND *et al.*, 2022).

Dentro desse domínio (Figura 4.4) existem as condições de contorno, que definem como será o comportamento do escoamento. Este foi selecionado de modo a permitir que o escoamento chegue completamente desenvolvido na entrada da bomba e que a saída fique suficientemente distante da bomba para que não surjam problemas de retorno de fluido. Não foi utilizada uma condição de periodicidade, ou seja, o rotor foi discretizado por inteiro, pois o número de pás da bomba é pequeno e dessa forma pode se obter uma ótima aproximação das condições do escoamento na região das pás.



**Figura 4.4 - Domínio de cálculo numérico.**

Para a geração da malha do domínio, foi utilizando o pacote de geração de malha da ANSYS, *Turbogrid*. Nesse pacote, o domínio é transformado em um domínio discretizado, visando a aplicação do método de volumes finitos para o domínio fluido, com uma malha não estruturada.

Além do fato de a primeira camada da malha ter sido cuidadosamente refinada para garantir uma boa resolução na região da camada limite ( $y^+ \leq 1$ ), foi definido uma divisão de no mínimo 25 elementos nos bordos de ataque e de fuga das pás, e 100 elementos na direção do escoamento.

O número de células mínimo foi definido como sendo de 10 células entre a ponta da pá e a carcaça da bomba, para garantir um bom refinamento nessa região, que tem altos gradientes de velocidade. Além disso, os fatores de qualidade de

malha emitidos pelo programa também foram usados como critério de análise de malha.

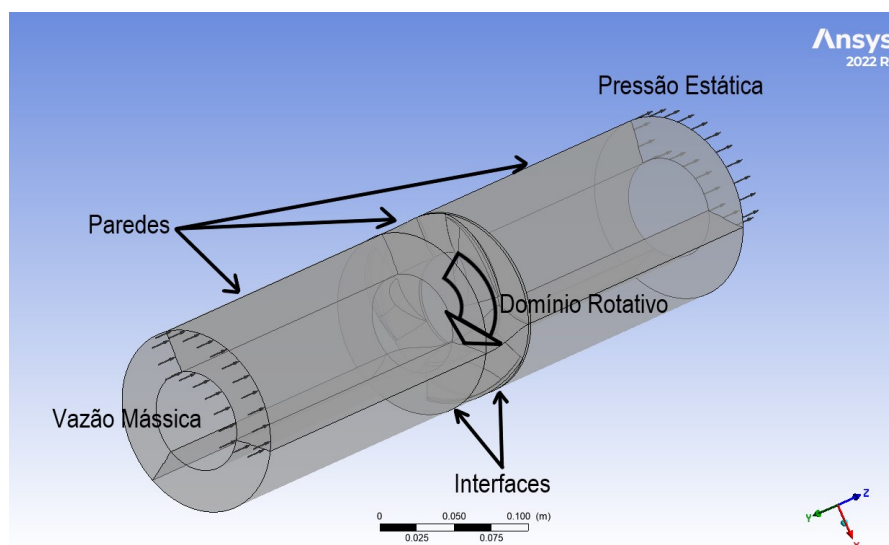
As condições de contorno são: a de parede (*wall*) (a mais simples), para essa, dizemos que velocidade normal é igual a zero ( $\vec{u} \cdot \vec{n} = 0$ ) na face nomeada como parede, assim nenhum fluido pode atravessá-la. Além disso, a parede deverá ser definida com condição de escorregamento ou não-escorregamento, sendo que, no segundo caso, a velocidade tangencial a face da parede é igual a 0. Outras condições estabelecidas nas fronteiras são as de entrada (*inlet*) e saída (*outlet*) de fluido. Ao contrário das condições de parede, nestas é possível que o fluido transite para dentro do domínio no caso da entrada e para fora no caso da saída. Na condição de entrada, deverá ser definido uma pressão ou uma velocidade, nunca os dois juntos, pois essas duas variáveis estão acopladas nas equações de movimento. Na saída, uma pressão ou uma velocidade também são definidas, possibilitando que o escoamento saia do domínio. Além disso, se forem analisados os efeitos de turbulência, deverá ser definido o grau de turbulência que está ocorrendo na entrada do domínio, para que possa ser calculada a produção e dissipação da mesma. A Tabela 4.2 mostra as condições de contorno utilizada para as simulações.

**Tabela 4.2 – Condições de contorno.**

Local	Condição	Tipo
Entrada do domínio	Entrada	Vazão Mássica
Saída do domínio	Saída	Pressão Estática
Rotor	Parede	Soft Wall
Carcaça	Parede	Counter Rotating
Cubo do Rotor	Parede	Soft Wall
Interface rotor/entrada	Interface	Frozen Rotor

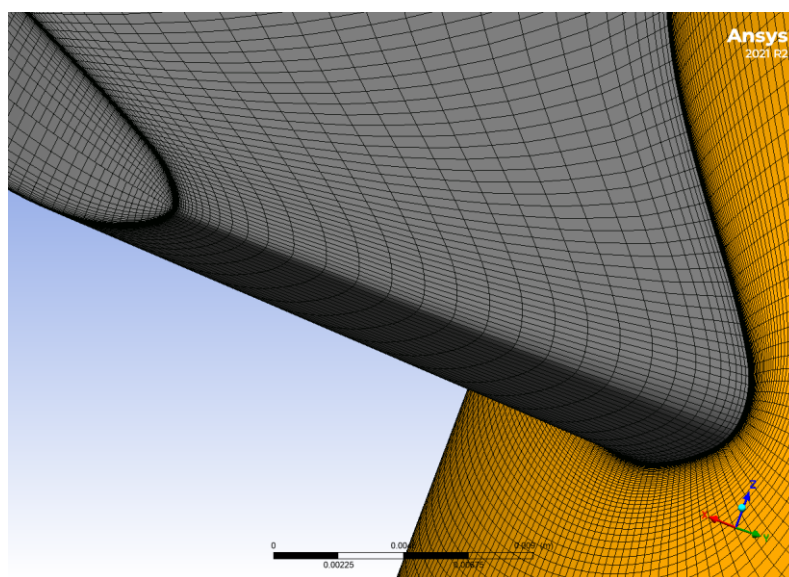
A intensidade de turbulência na entrada do domínio foi definida como sendo de 5%, que é o valor médio para um escoamento subsônico. O valor adotado para a aceleração da gravidade foi o valor da mesma estando a nível do mar  $g=9,8066 \text{ m/s}^2$ . O critério de convergência adotado foi o valor do erro médio quadrático, obtido durante a resolução das equações de conservação de massa e momento, sendo considerado um valor aceitável  $1 \cdot 10^{-4}$ . A malha do domínio foi feita em volta de apenas uma pá, e depois disso rotacionada em volta do eixo de rotação. Ou seja, a

malha que foi feita em volta da pá é copiada de forma simétrica em relação ao eixo, como demonstrado na Figura 4.5.



**Figura 4.5 – Ilustração das condições de contorno do domínio numérico.**

As malhas obtidas seguindo as recomendações da Ansys são mostradas nas Figuras 4.6-4.9. As curvas guias que serão mostradas são as linhas de controle do número de pontos de divisão de elementos da malha. Através destas, são controlados os fatores de expansão e número de elementos da malha.



**Figura 4.6 – Imagem da malha no bordo de ataque da pá.**



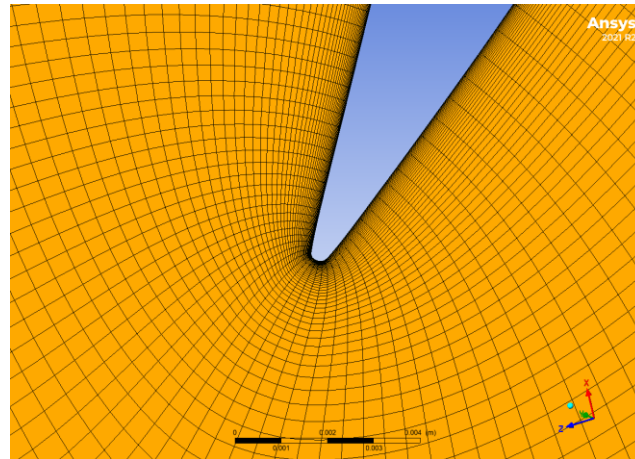


Figura 4.7 – Aproximação da malha no bordo de fuga da raiz da pá.

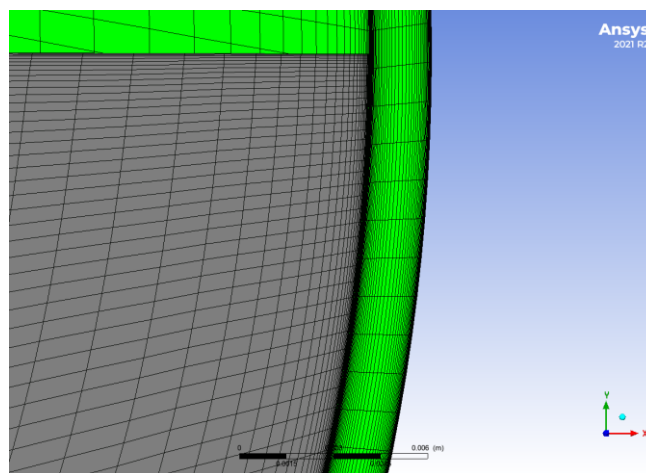


Figura 4.8 – Aproximação da malha na região da folga de topo.

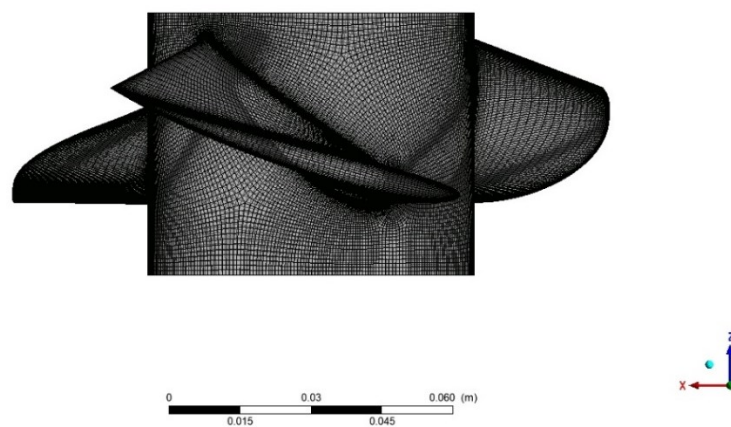


Figura 4.9 – Imagem mostrando a malha na superfície do rotor.

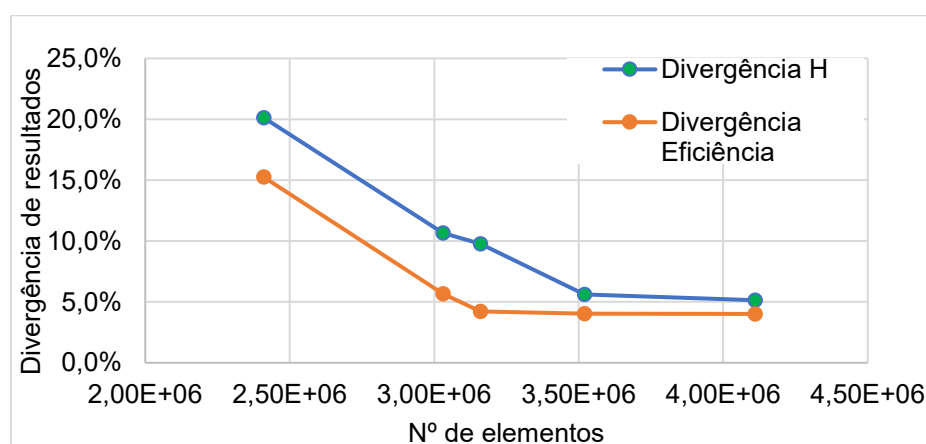
### 4.2.1 Convergência de Malha

Como é natural de qualquer análise numérica é necessário um estudo de convergência de malha para saber a dependência entre os resultados e a malha. Um número muito baixo pode levar a incertezas de resultado. Um número muito alto pode levar a um custo computacional demasiadamente caro.

Tendo em vista isso, neste trabalho foram impostos dois critérios para o estudo da malha. Primeiro, todas as malhas deveriam obedecer a um critério mínimo de *skewness*, razão de aspecto e ortogonalidade. Segundo, o limite máximo de nós foi estabelecido para quando a mudança das grandezas de referência (Eficiência e Altura Manométrica) não se alterava mais do que 5%. Assim, foi escolhida uma malha intermediária (Malha 4) que garantisse tanto a robustez dos resultados quanto um tempo razoável de computação. Abaixo as tabelas com as malhas utilizadas (Tabela 4.3 e Figura 4.10).

**Tabela 4.3 – Informações de malha do rotor B1.**

	Malha	Nº de Elementos	Eficiência	Altura (m)
B1	Original	-	50%	3,691
	Malha 1	$2,41 \cdot 10^6$	59%	4,62
	Malha 2	$3,03 \cdot 10^6$	53%	4,13
	Malha 3	$3,16 \cdot 10^6$	52%	4,09
	<b>Malha 4</b>	<b><math>3,52 \cdot 10^6</math></b>	<b>52,1%</b>	<b>3,91</b>
	Malha 5	$4,11 \cdot 10^6$	52,09	3,89



**Figura 4.10 – Efeito da malha sobre a precisão.**

## 4.2.2 Resultados da Validação

Utilizando a Malha 4, foram gerados resultados com o auxílio da ferramenta de pós processamento do ANSYS, CFX-post, que podem ser conferidos a seguir para o rotor B1 (Figura 4.11, Figura 4.12, Figura 4.13).

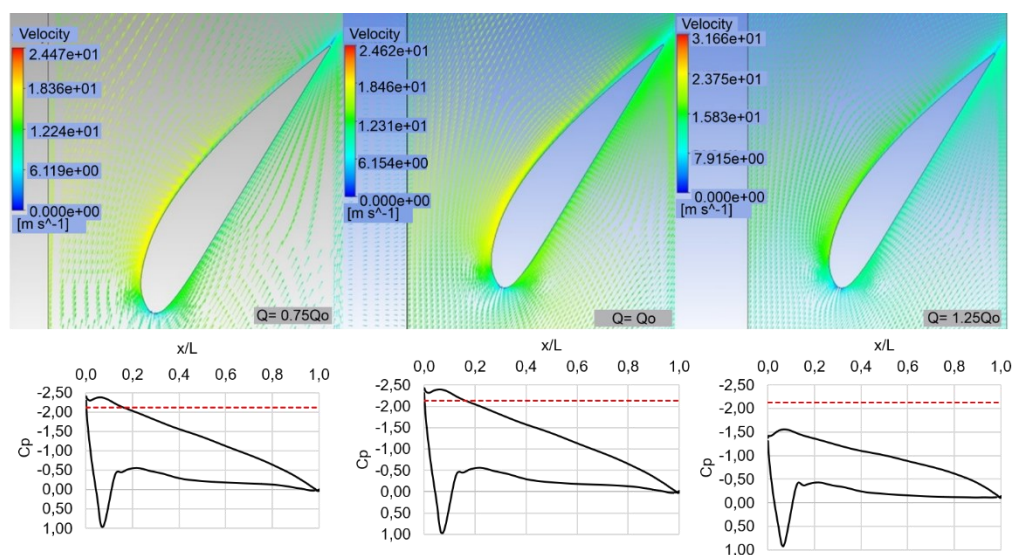


Figura 4.11 –Campos de velocidade e distribuição de pressão na raiz da pá.

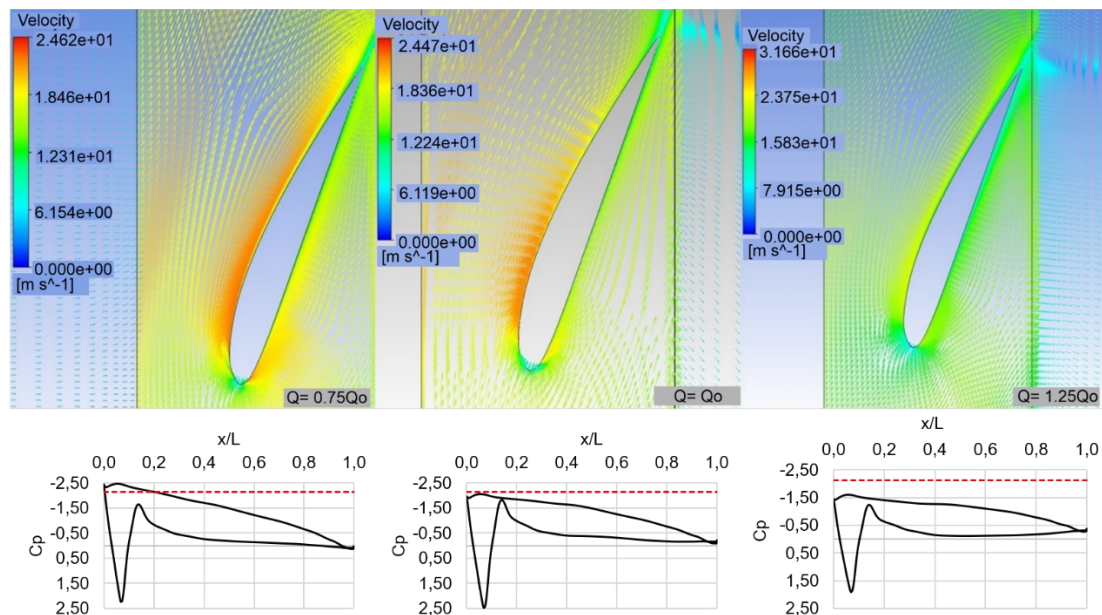
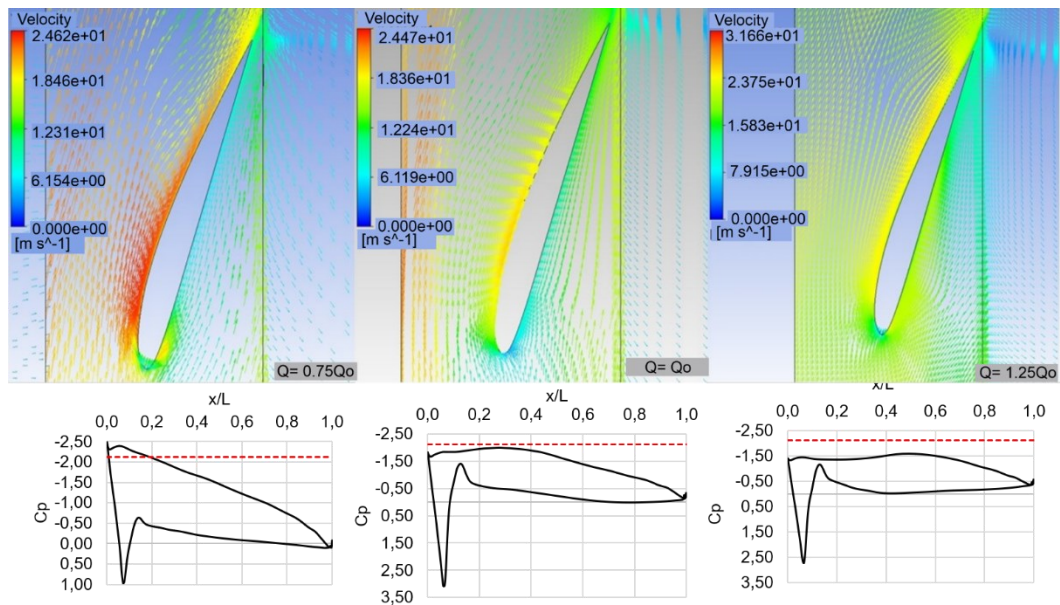
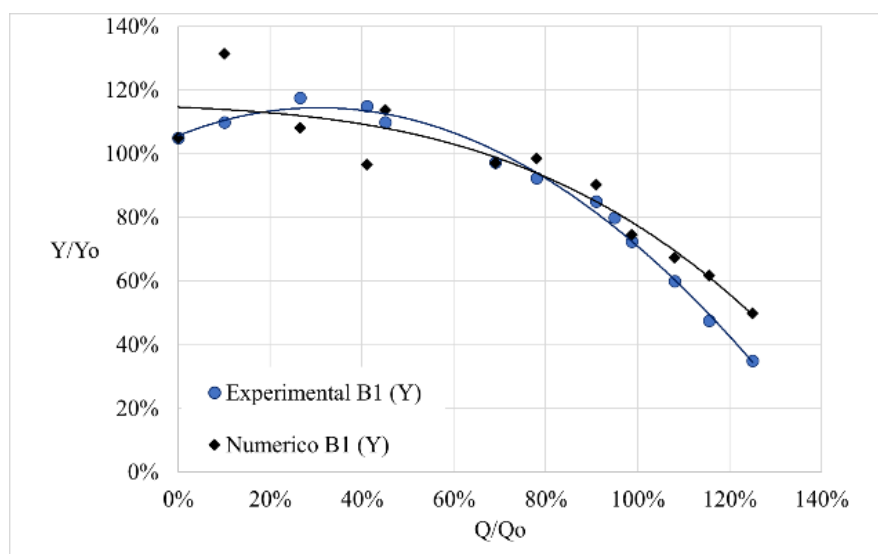


Figura 4.12 –Campos de velocidade e distribuição de pressão no meio da pá.

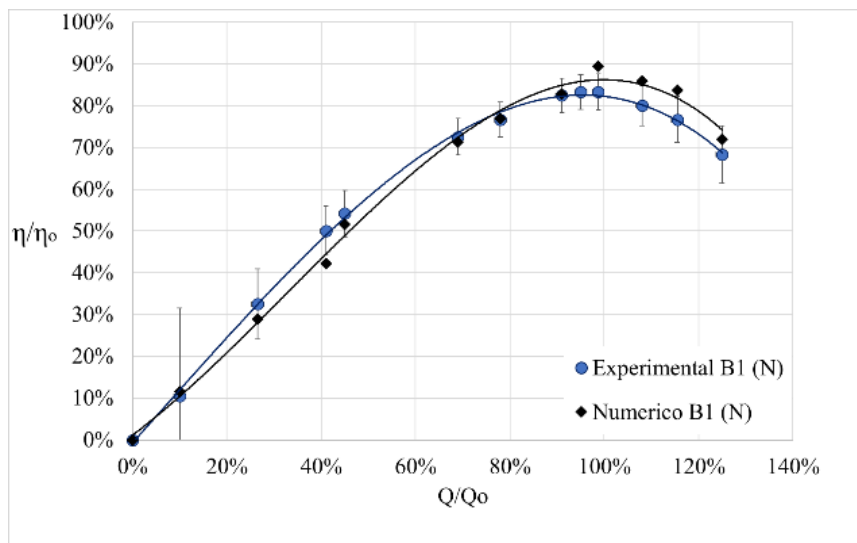


**Figura 4.13 – Campos de velocidade e distribuição de pressão na ponta da pá.**

Conforme observado nas Figuras 4.11-4.13 para a vazão de projeto  $Q_0$  o valor de coeficiente de pressão fica bem próximo do projetado para toda a extensão da pá. Porém conforme a bomba começa a operar em condições fora de projeto o valor do coeficiente começa a variar, o que leva a perdas consideráveis de eficiência, como será observado pelas curvas de desempenho (Figura 4.14 e 4.15) obtidas.



**Figura 4.14 – Curva de desempenho ( $Y \times Q$ ) normalizada da bomba B1.**



**Figura 4.15 – Curva de desempenho ( $\eta \times Q$ ) normalizada da bomba B1.**

Essas discrepâncias estão associadas a erros numéricos, erros associados a malha, incertezas relacionadas a rugosidade (já que se desconhece o processo de fabricação da bomba), divergências relacionadas a difícil modelagem da folga de topo por falta de dados fornecidos.

## 5 DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS PARA O TÚNEL DE ÁGUA CIRCULANTE

### 5.1 O túnel de Água Circulante

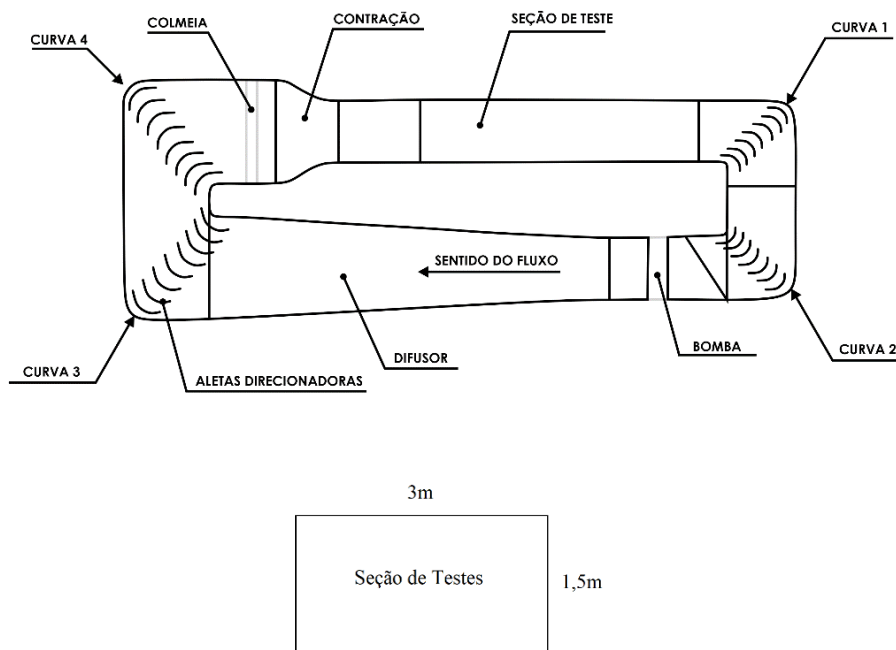
A Tabela 5.1 mostra vários túneis de água recirculante existentes para efeito de comparação. Nota-se que em sua maioria tem baixas velocidades de escoamento na seção de testes e plano vertical de escoamento, justamente pelo alto custo de implantação de bombas axiais de alta capacidade para gerar a vazão necessária em túneis de água de grande porte. O túnel do NDAE constitui um tanque de provas de médio porte quando comparado aos tanques de prova onde o modelo se desloca, porém, já é considerado um tanque de grande porte para a categoria de água circulante.

**Tabela 5.1 – Comparação de portes e configurações de túneis de água recirculante.**

Localização	Seção Transversal	Comprimento da seção de testes	Velocidades	Plano	Potência
Changwon - Coreia	0,6x0,6m	2m	0,1-1,0 m/s	Vertical	-
Osaka - Japão	1,6x1,0m	3,5m	1,0 m/s	Horizontal	22 kW
Kanagawa - Japão	2,5x1,0m	4m	-	Vertical	-
Osaka - Japão	1,5x1,0m	6,55m	2,3 m/s	Horizontal	37 kW
Ulsan - Coreia	2,0x1,3m	5,5m	2 m/s	Vertical	44 kW
Launceston - Austrália	5,0x2,4m	17,2m	0-1,5 m/s	Vertical	56,3 kW
<b>Tucuruí - Brasil</b>	<b>1,5 x 3,0m</b>	<b>12m</b>	<b>0 a 3,0 m/s</b>	<b>Horizontal</b>	<b>330 kW</b>
Roma - Itália	3,6x2,25m	10m	5,3 m/s	Vertical	435 kW
Bologne Sur Mer - França	4,0x2,0m	18m	0,1 a 2,2 m/s	Vertical	500 kW
Bethesda - EUA	6,7x2,7m	18,3m	5,1 m/s	Vertical	1,86 MW

Considerando o espaço disponível, as dimensões típicas das lanchas escolares existentes, a velocidade máxima estimada para as lanchas e as características pretendidas para os ensaios a serem realizados, o túnel foi dimensionado a partir de metodologias existentes na literatura (STEPHEN, 1971; ÁSSI *et al.*, 2005; GRINBERG *et al.*, 2011). No Brasil será o maior túnel de água de

superfície livre em circuito fechado (água circulante). As dimensões principais são apresentadas na Figura 5.1.



**Figura 5.1 – Túnel de água recirculante onde as bombas serão instaladas.**

### 5.1.1 Características do canal

Os dados principais para os ensaios e para o túnel são apresentados na Tabela 5.2.

**Tabela 5.2 – Principais dados do túnel de água recirculante da UFPA.**

Parâmetro	Modelo
Velocidade de projeto do túnel (m/s)	3,00
Largura da seção de teste do túnel (m)	3,00
Lâmina d'água do túnel (m)	1,50
Vazão do túnel (m <sup>3</sup> /s)	13,50
Comprimento da seção de teste (m)	12,00
Comprimento total do túnel (m)	29,00
Largura total do túnel (m)	10,50

### 5.1.2 Parâmetros Hidráulicos para o Dimensionamento das Bombas

Os parâmetros de definição do ponto nominal de operação das bombas são apresentados na Tabela 5.3, onde a altura manométrica foi estimada a partir de um cálculo simplificado de perda de carga no canal e considerado o desnível entre a seção de teste e a seção do canal de retorno.

**Tabela 5.3 - Parâmetros de Operação das bombas do túnel de água.**

Parâmetro	Valor
Vazão Unitária (m <sup>3</sup> /s)	6,75
Altura Manométrica (mca)	2,5
Rotação (rpm)	200
Velocidade no Canal (m/s)	3,00
Diâmetro do Rotor (mm)	1475,00
Energia Específica (J/kg)	24,52
$\psi(-)$	0,21
$n_q(-)$	0,79
Rendimento Global (-)	0,80
Potência Hidráulica (kW)	165

## 5.2 Dimensionamento das Bombas

O ponto de projeto da máquina está indicado na Figura 5.2. A rotação de 200 R.P.M. foi selecionada para que além de a velocidade específica da máquina ficasse dentro da faixa recomendada, facilitasse a aquisição de um redutor no mercado. Com a obtenção dos parâmetros globais, através dos coeficientes adimensionais descritos na Seção 2, foram fixados os diâmetros externo e interno da máquina.

A relação de diâmetros  $v_o$ , nesse caso será de 0,5. Baseado nessa informação o número de pás escolhido foi 3 para que a solidez obtida estivesse dentro dos limites recomendados pela literatura (Stepanoff, 1957; Pfleiderer, 1979). O rendimento hidráulico inicial escolhido para os cálculos foi de 80% de acordo com a Figura 5.3. Considerando a espessura da chapa de aço para a carcaça da bomba e



uma folga de 3 mm entre o rotor e a carcaça, determinou-se o diâmetro externo da bomba em 1.475 mm.

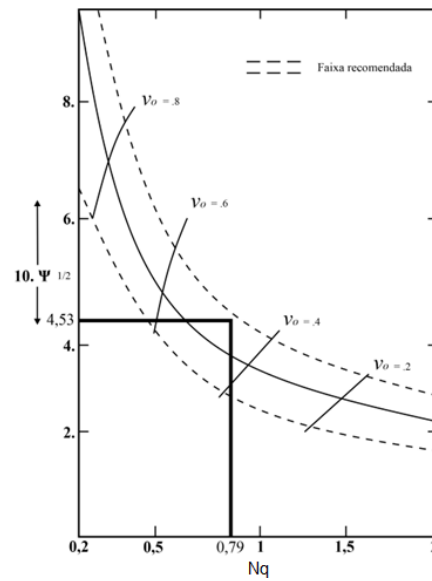


Figura 5.2 – Ponto de projeto no diagrama de Cordier ( $Nq \times \psi$ ).

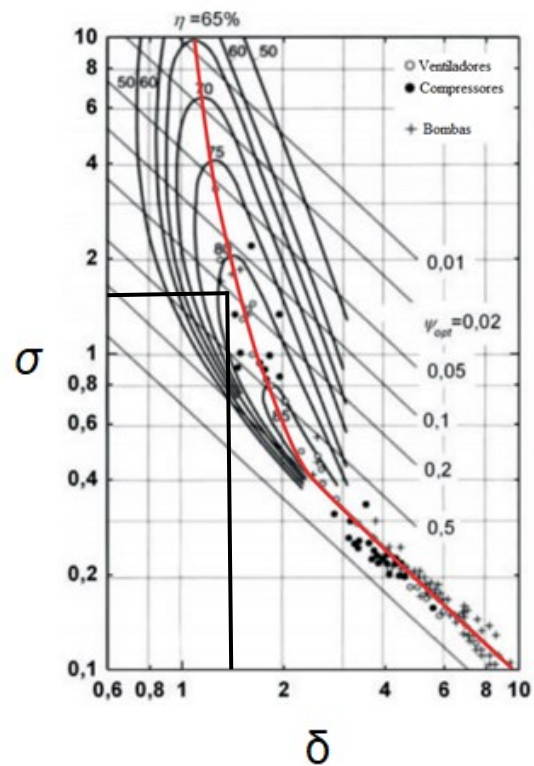


Figura 5.3 – Ponto de projeto no diagrama de Cordier ( $\sigma \times \delta$ ).

Utilizando a teoria da grade, as pás foram divididas em 9 seções. Para cada seção a seguinte estratégia foi utilizada para a seleção da geometria do perfil.

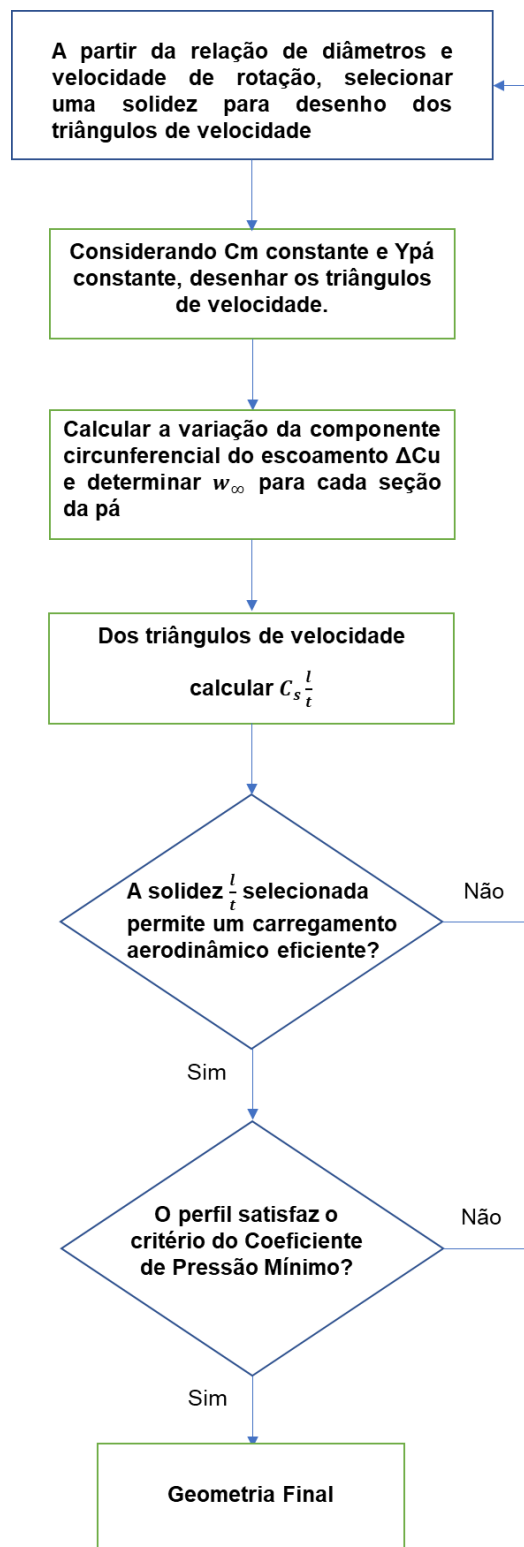


Figura 5.4 – Estratégia de projeto da bomba axial.

A Figura 5. e a Figura 5.6 mostram os triângulos de velocidade na raiz e na ponta da pá respectivamente, e a Tabela 5.4 mostra os parâmetros de projeto das máquinas. Utilizando a metodologia de dimensionamento através da teoria das grades lineares em conjunto com o critério do coeficiente de pressão mínimo, pôde-se definir a geometria completa da bomba. Para se atingir o coeficiente de sustentação necessário foram escolhidos perfis da família NACA 65, perfis estes que foram testados no *software* X-Foil para validação dos valores de sustentação. A razão principal para a escolha desta família de perfis é pelo fato de possuírem a sua máxima espessura em 40% da corda e máxima curvatura em 50% da corda, esses fatores são mais recomendados para perfis de baixa velocidade ou que exigem uma distribuição de velocidade mais suave, para que se reduza assim a possibilidade de cavitação. Outra recomendação que foi levada em consideração é que os perfis devem ter uma relação máxima entre espessura e corda entre 15% e 18%, para que se evitem perdas de performance (GÜLLICH, 2014).

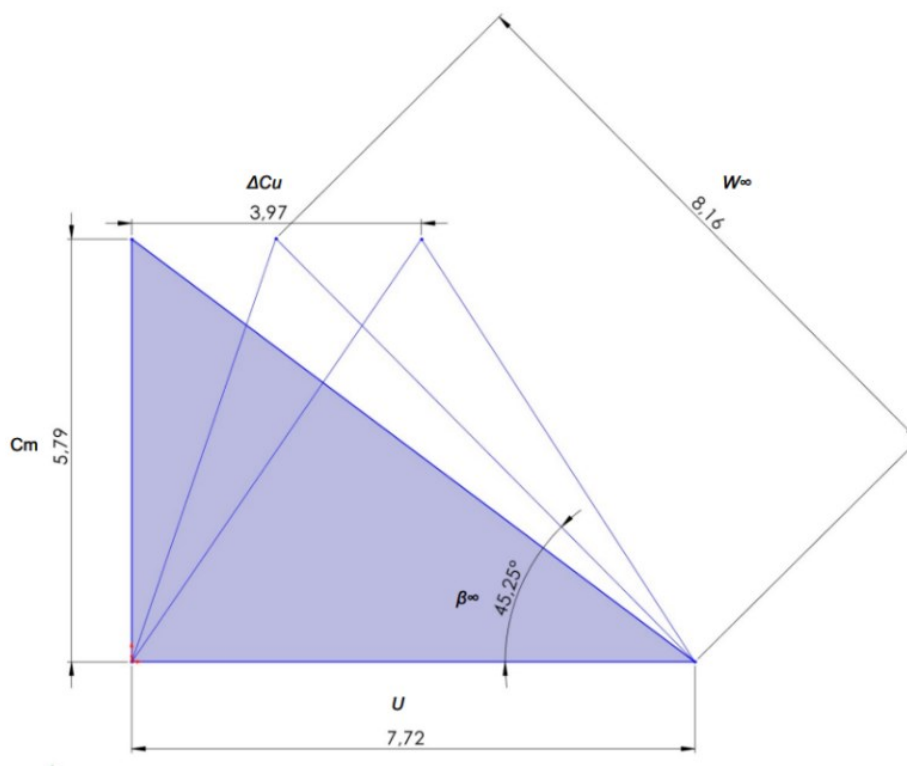


Figura 5.5 – Triângulos de velocidade da bomba na raiz da pá em m/s.

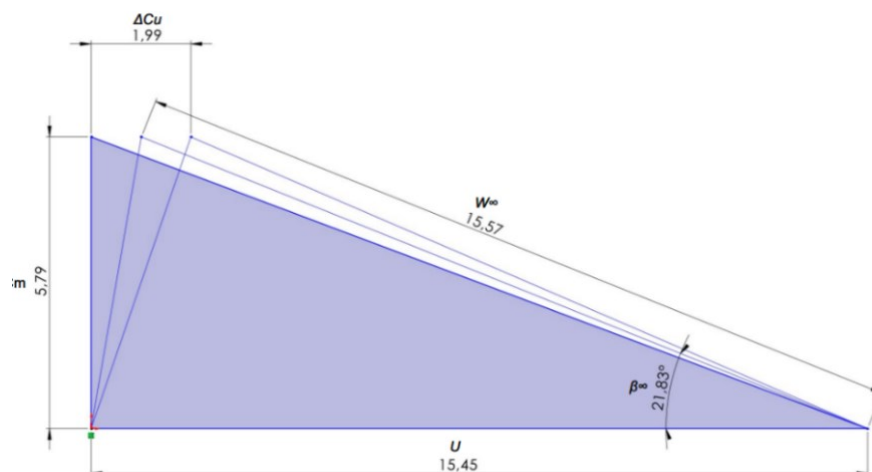


Figura 5.6 – Triângulos de velocidade da bomba na ponta da pá em m/s.

Tabela 5.4 – Parâmetros de projeto das máquinas.

Seção Radial	$D$	$U$	$C_m$	$\Delta Cu$ Eq. 2.12	$\beta_\infty$	$W_\infty$	$Cs^*(l/t)$ Eq. 2.25
-	m	m/s	m/s	m/s	graus	m/s	-
Raiz	0,737	7,72	5,788	3,970	45,25	8,15	0,97
a	0,830	8,69	5,788	3,529	39,90	9,02	0,78
b	0,922	9,65	5,788	3,176	35,67	9,93	0,64
c	1,014	10,62	5,788	2,887	32,25	10,85	0,53
d	1,106	11,58	5,788	2,646	29,43	11,78	0,45
e	1,198	12,55	5,788	2,443	27,07	12,72	0,38
f	1,291	13,51	5,788	2,268	25,06	13,67	0,33
g	1,383	14,48	5,788	2,117	23,33	14,62	0,29
Ponta	1,475	15,45	5,788	1,985	21,83	15,57	0,25

### 5.2.1 Considerações sobre a cavitação

Após a obtenção dos triângulos de velocidade, com as considerações iniciais e após a aplicação do critério do coeficiente de pressão mínimo, é possível calcular o coeficiente de Thoma através da Equação 2.27. O  $C_{pmin}$  da Tabela 5.5 é a

referência usada como critério de seleção dos perfis da grade e está dentro da faixa recomendada no perfil correspondente ao cubo.

**Tabela 5.5 – Análise de cavitação das bombas projetadas**

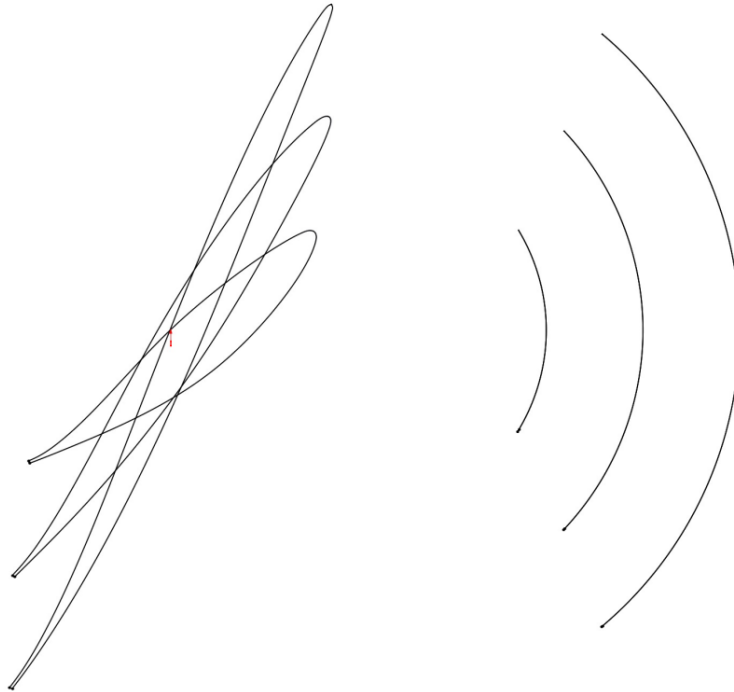
Seção	Diâmetro	Coefficiente de Thoma $\sigma$	Número de Reynolds	Cpmin	Cpmin + $\sigma$
r	0,737	3,449	5,35E+06	-1,7	1,749
a	0,830	2,791	6,75E+06	-1,7	1,09
b	0,922	2,288	8,35E+06	-1,7	0,59
c	1,014	1,901	1,02E+07	-1,5	0,401
d	1,106	1,599	1,22E+07	-1,4	0,199
e	1,198	1,360	1,44E+07	-1,2	0,160
f	1,291	1,169	1,69E+07	-1,0	0,169
g	1,383	1,013	1,96E+07	-0,9	0,113
p	1,475	0,886	2,25E+07	-0,8	0,086

A partir das limitações de distribuição de pressão definidas pela análise de cavitação os seguintes perfis são selecionados para geometria inicial da bomba. O critério inicial foi a escolha da Série 65 por conta da distribuição de pressão mais suave, e a partir daí a relação corda/passo que Fernandes (1973) utilizou para projetar a bomba dentro da faixa de Cpmin admissível, serviu como referência. Os dados obtidos estão reunidos na Tabela 5.6.

**Tabela 5.6 – Informações construtivas para cada seção radial da grade.**

Seção	Referências Construtivas					
	L (m)	L/t	Cs	$\beta$ (°)	Perfis Naca Série 65	$\alpha$ (°)
r	0,656	0,850	1,146	49,47	65(2)-416	4,22
a	0,748	0,861	0,909	43,11	65(2)-415	3,21
b	0,841	0,871	0,734	38,51	65(1)-412	2,84
c	0,936	0,882	0,604	34,8	65(1)-210	2,55
d	1,034	0,893	0,503	31,78	65(1)-208	2,35
e	1,133	0,903	0,425	28,79	65(1)-207	1,72
f	1,235	0,914	0,363	26,74	65(1)-206	1,68
g	1,339	0,924	0,313	24,15	65(1)-205	0,82
p	1,444	0,935	0,273	22,08	65(1)-204	0,25

A Figura 5.7 mostra os perfis das seções r, d e p (raiz, meio e ponta) em vista superior e frontal em relação ao eixo da máquina, após as considerações iniciais de design.



**Figura 5.7 – Perfis das seções r d e p (vista superior e frontal).**

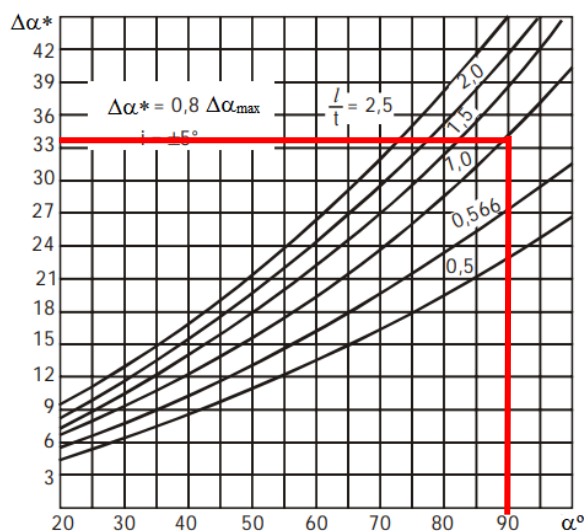
### 5.2.2 Estator

Em máquinas axiais as condições de entrada dos difusores dependem das condições de saída do rotor. Na saída do difusor o fluxo é sempre axial, e a energia cinética da parte rotativa do fluido que sai do rotor é transformada em pressão pelas pás do estator (PFLEIDERER, 1979).

Para as mesmas seções de pás que foram divididas para o rotor é utilizado o ângulo de entrada da aleta (Equação (5.1)):

$$tg\alpha_7 = \frac{c_m}{c_{u6}} \quad (5.1)$$

do diagrama de Howell o valor da solidez ( $l/t$ ) do estator pode ser determinado (Figura 5.8). O número de pás do estator varia de 5 a 8 sendo um número menor de pás para bombas menores. A distância axial entre as pás do rotor e do estator deve ficar em torno de 5% do diâmetro externo do rotor para que não afete a performance da máquina (STEPANOFF, 1957).



**Figura 5.8 – Ponto de projeto do estator (SRINIVASAN, 2008).**

onde  $\Delta\alpha$  é a diferença entre  $\alpha_7$  e  $\alpha_5$  seguindo a nomenclatura da Figura 2.7. Os resultados obtidos estão reunidos na Tabela 5.7. O número de pás escolhido foi 6, e a partir disso o espaçamento foi calculado.

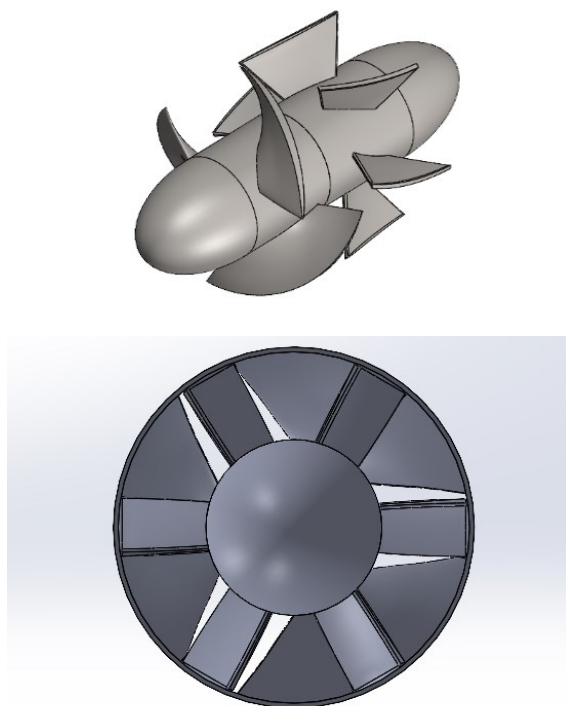
**Tabela 5.7 – Características construtivas do estator**

D	$l/t$	$t$	$l$	$\alpha_7$
m	-	m	m	graus
0,737	1	0,386	0,386	58,32
0,83	1	0,434	0,434	61,25
0,92	1	0,483	0,483	63,72
1,014	1	0,531	0,531	65,83
1,106	1	0,579	0,579	67,64
1,198	1	0,627	0,627	69,20
1,291	1	0,676	0,676	70,58
1,383	1	0,724	0,724	71,78
1,475	1	0,772	0,772	72,85

Baseado em resultados experimentais a circulação convertida dentro do estator é de 75% a 80% do rotor. Isso compensa a perda hidráulica causada pelo comprimento aumentado das pás do estator em relação as pás do rotor (SRINIVASAN, 2008).

O tratamento das aletas como asa de sustentação não traz dificuldade, mas não é aconselhável neste tipo de bomba devido ao aumento de pressão na seção do estator ser pequeno. Algumas vezes sendo até desnecessário o próprio sistema diretor se a bomba for pequena (PFLEIDERER, 1979).

A visualização da bomba (Figura 5.9) é feita através da utilização de ferramentas CAD. Nesta metodologia de projeto faz-se uso do software SolidWorks devido a este apresentar uma ótima capacidade de modelagem 3D, flexibilidade e grande interatividade com o usuário. O uso dessa ferramenta proporciona a edição e alteração do desenho, sem acúmulo de perdas na qualidade e nem custos adicionais elevados. Foi desenvolvido um código em MATLAB para que fosse possível agilizar o processo de desenho das máquinas, o algoritmo será melhor esclarecido no Apêndice A.



**Figura 5.9 – Visualização do conjunto rotor-estator.**



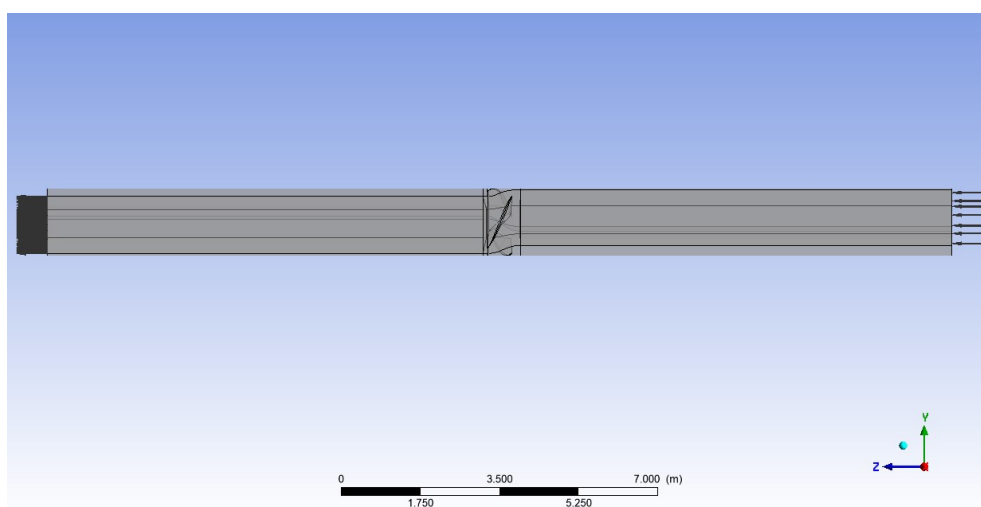
## 6 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA BOMBA DO TÚNEL DE ÁGUA CIRCULANTE

### 6.1 Modelo CFD

O modelo CFD para estudo das bombas axiais foi o mesmo utilizado durante a validação na Seção 4, com a diferença da adição do estator na saída do rotor. Foram efetuadas ao todo 3 tipos de simulação, uma com o rotor com 80% de eficiência hidráulica estimada no projeto, a segunda com 90% de eficiência estimada e a terceira com o rotor a 90% de eficiência estimada e o estator. Neste último caso, foi utilizada sim, uma condição de periodicidade para a simulação com o estator, visando uma maior eficiência computacional.

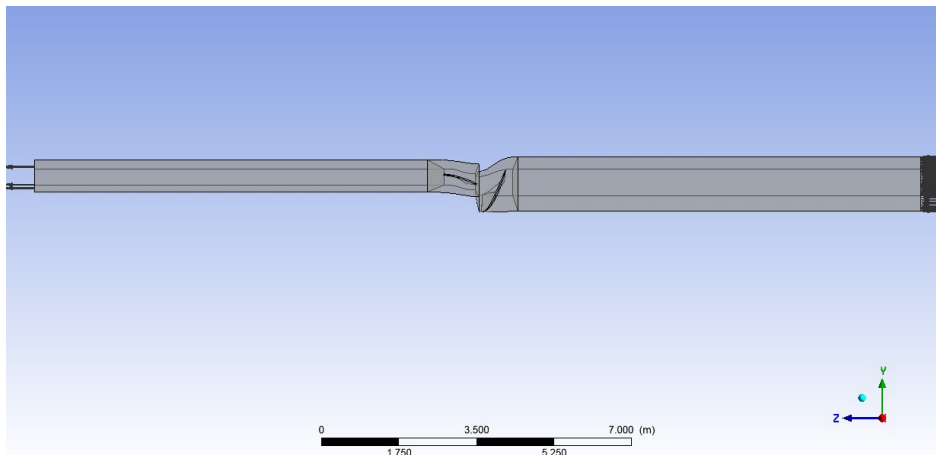
#### 6.1.1 Domínio de Cálculo

Este foi selecionado de modo a permitir que o escoamento chegue completamente desenvolvido na entrada da bomba e que a saída fique suficientemente distante da bomba para que não surjam problemas de retorno de fluido conforme mostra a Figura 6.1.



**Figura 6.1 – Domínio de cálculo apenas rotor**

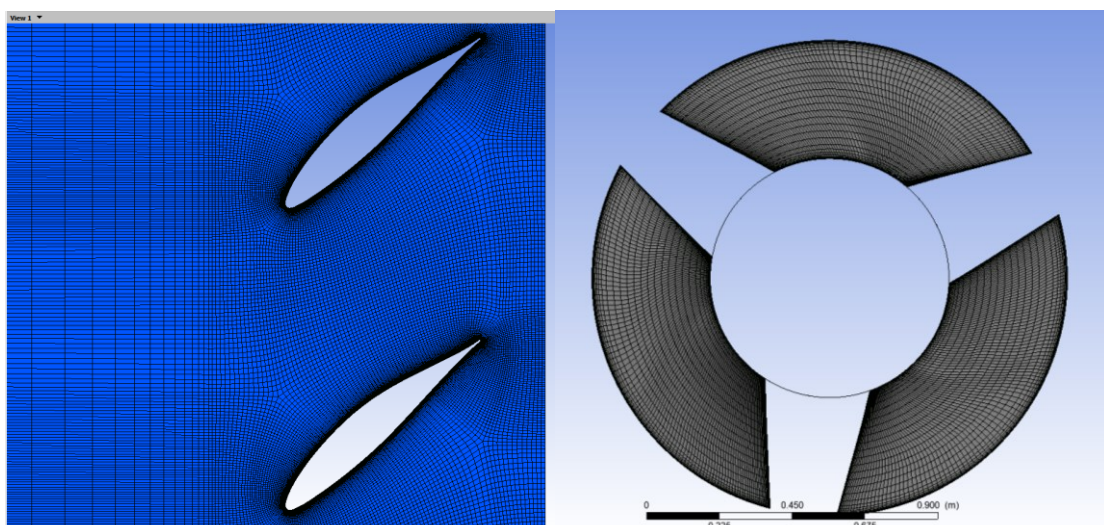
Para o domínio que inclui o estator (Figura 6.2), foi utilizada uma condição de periodicidade, e apenas uma pá da bomba e uma pá do estator foram simuladas. Sendo assim, garantindo uma maior eficiência computacional.



**Figura 6.2 – Domínio de cálculo rotor-estator**

### 6.1.2 Malha Computacional

Para a malha foram efetuadas 4 configurações para cada rotor. Todas seguindo as limitações geométricas da Seção 3. As Figura 6.3-6.5 mostram uma ampliação da malha na raiz da pá planificada e como foi feita a distribuição de pontos na superfície da mesma.



**Figura 6.3 – Domínio discretizado.**

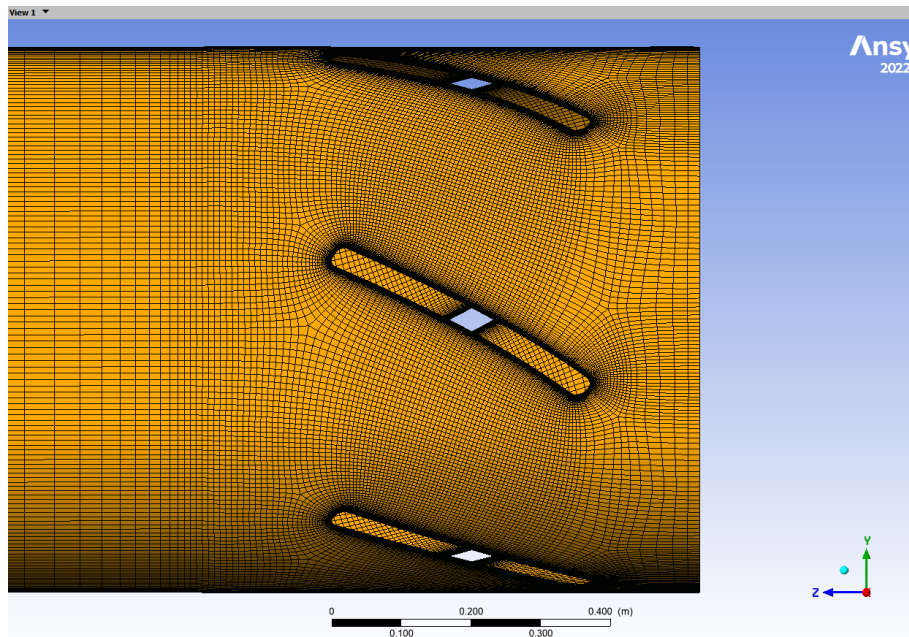


Figura 6.4 – Domínio do estator.

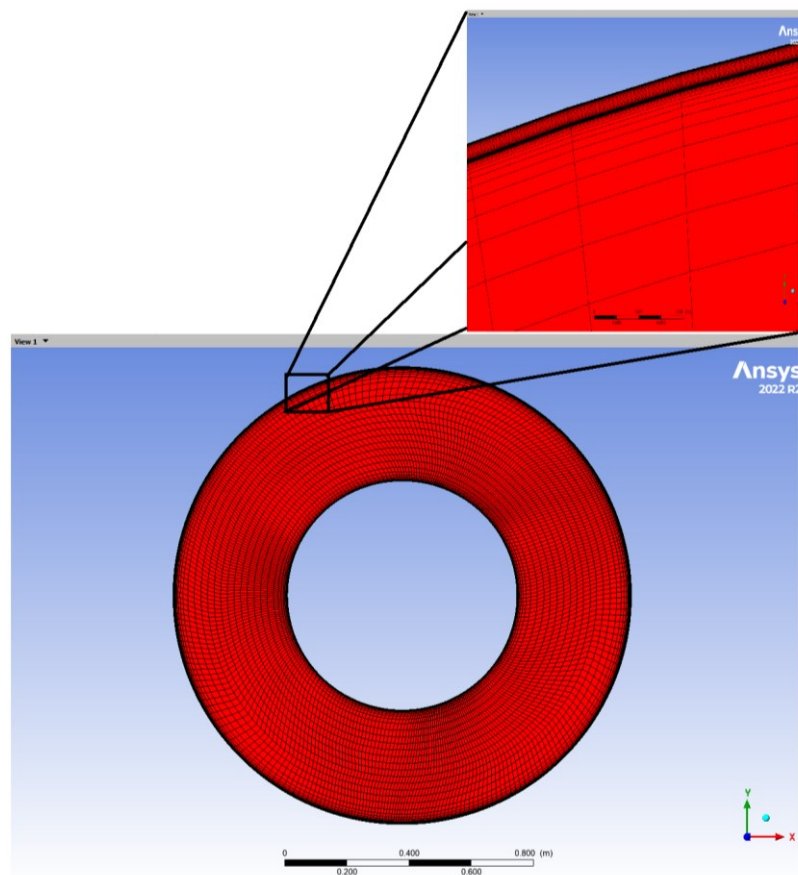
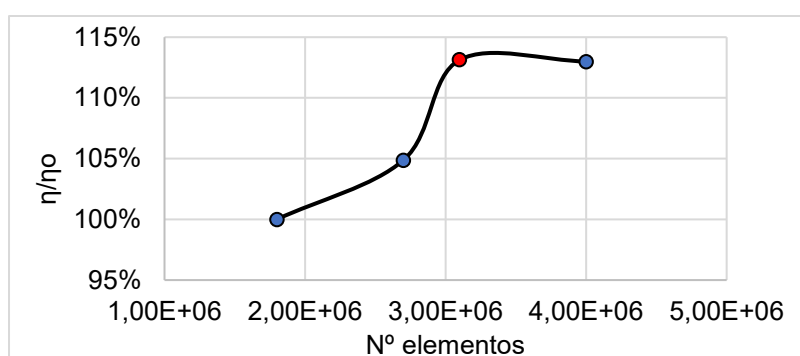


Figura 6.5 – Divisão radial e ampliação da folga de topo.

### 6.1.3 Estudo de convergência de malha

Como é natural de qualquer análise numérica é necessário um estudo de convergência de malha para saber a dependência entre os resultados e a malha. Um número muito baixo pode levar a incertezas de resultado. Um número muito alto pode levar a um custo computacional demasiadamente caro. Sendo assim foi escolhida uma malha intermediária (marcado em vermelho) para garantir tanto a robustez dos resultados quanto um tempo razoável de computação. Os resultados são mostrados na Figura 6.6, a eficiência  $\eta_0$  de projeto é de 80%.



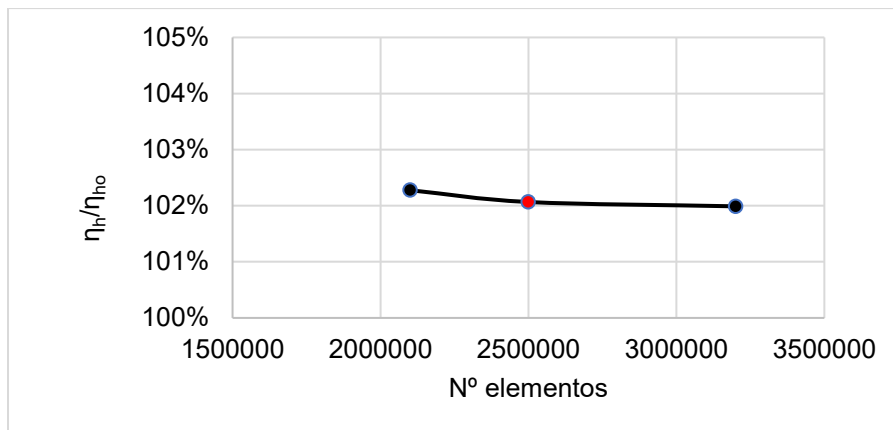
**Figura 6.6 – Informações de malha do rotor com 80% de eficiência de projeto.**

Como a eficiência obtida inicialmente estava 12% acima do valor estimado no projeto, uma nova geometria foi projetada (Tabela 6.1), utilizando os mesmos perfis, variando geometricamente apenas a relação corda/passo, conforme as recomendações da literatura. A primeira simulação neste caso, serviu como um suporte e complemento a metodologia de dimensionamento de grade, através de um processo iterativo.

**Tabela 6.1- Informações construtivas do rotor com 90% de eficiência estimada.**

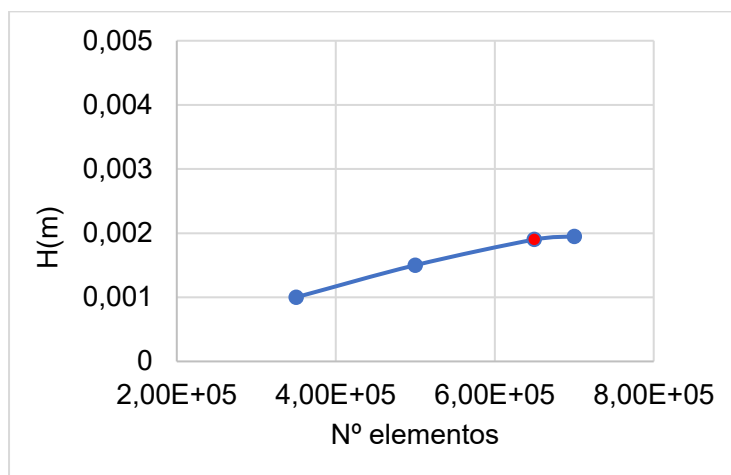
Seção Radial	L (m)	L/t	Cs	$\beta$ (°)
r	0,618	0,8	1,077	49,57
a	0,706	0,8125	0,853	43,51
b	0,796	0,825	0,689	38,48
c	0,889	0,8375	0,566	34,61
d	0,985	0,85	0,471	31,63
e	1,082	0,8625	0,397	28,58
f	1,183	0,875	0,339	26,39
g	1,285	0,8875	0,292	24,20
p	1,390	0,9	0,253	22,38

De posse do novo valor de  $\eta_o$ , uma nova simulação é efetuada, agora com a nova geometria. A Figura 6.7 mostra a convergência de malha onde  $\eta_{ho}$  agora é 90%, e a malha escolhida foi a intermediária de 2,5 milhões de elementos, marcada em vermelho.



**Figura 6.7 – Informações de malha do rotor B2.**

Para a análise de convergência do domínio do estator, a malha escolhida acima foi acoplada com o domínio do estator e a ganho de pressão do estator foi comparado para três situações (Figura 6.8). Sendo escolhida novamente a intermediária marcada em vermelho.



**Figura 6.8 – Informações de malha do estator.**

Esta configuração foi a escolhida para a análise de desempenho da máquina utilizando o critério do  $C_{pmin}$ . Os resultados serão mostrados na seção seguinte.

## 6.2 RESULTADOS

### 6.2.1 CAMPOS DE PRESSÃO E VELOCIDADE

Na Figura 6.9 e Figura 6.10 pode-se observar o campo de velocidade e pressão em 3 seções radiais da pá Raiz, Meio e Ponta.

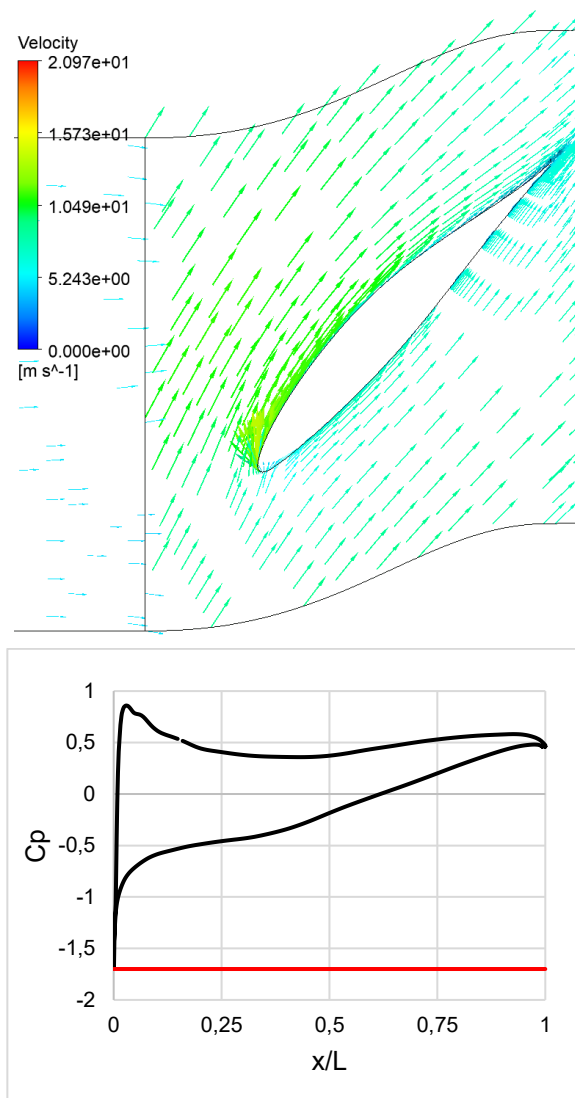


Figura 6.9 – Perfil de velocidade e pressão na raiz da pá.

Na Figura 6.9 é possível observar uma distribuição suave tanto do perfil de velocidades, é fácil notar pelo campo de velocidade que não há descolamentos na pá e o carregamento está bem distribuído em todas as seções, o que eleva a eficiência da máquina evitando perdas por descolamentos e confirma o critério do coeficiente de pressão como um bom critério de seleção de grades. Embora conforme seja observado na Figura 6.10, o coeficiente de pressão mínimo recomendado não possa ser atingido, devido a limitações relacionadas a cavitação.

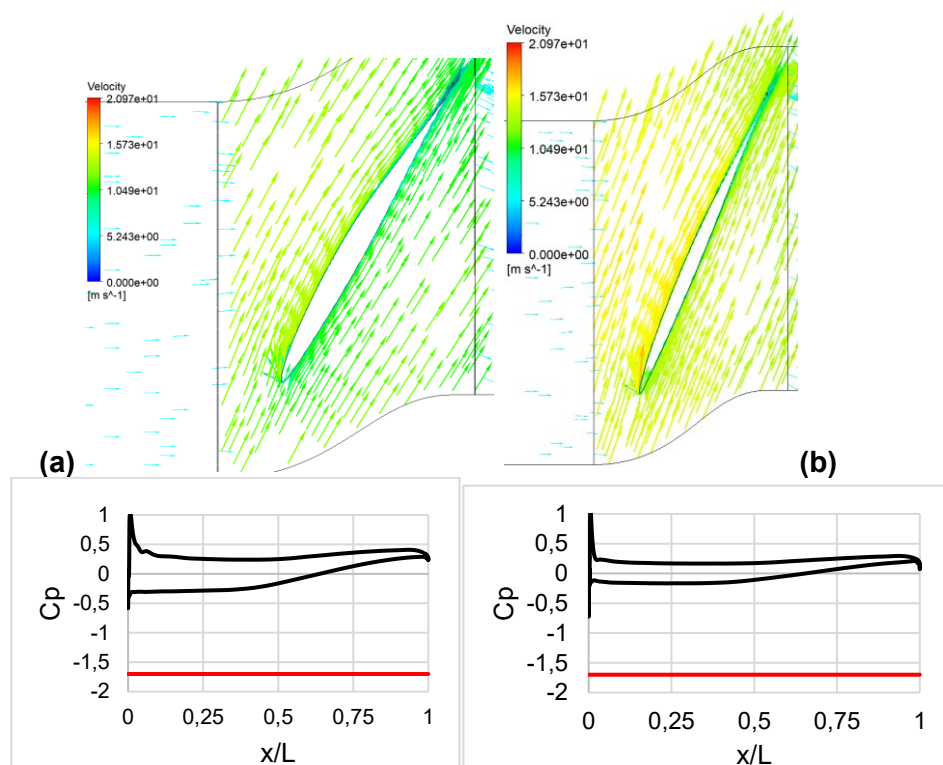


Figura 6.10 – Campos de velocidade e pressão no meio (a) e ponta (b) da pá.

### 6.2.2 Distribuição do Coeficiente de Pressão nas Pás

A Figura 6.11 mostra a distribuição de  $C_{pmin}$  da bomba. Nela, é possível perceber que o carregamento está dentro dos limites de cavitação e o  $C_{pmin}$  na raiz da pá está dentro do limite recomendado. Para o caso das bombas do túnel de água recirculante, esse perfil de distribuição de pressão é recomendado devido ao baixo NPSH disponível no sistema.

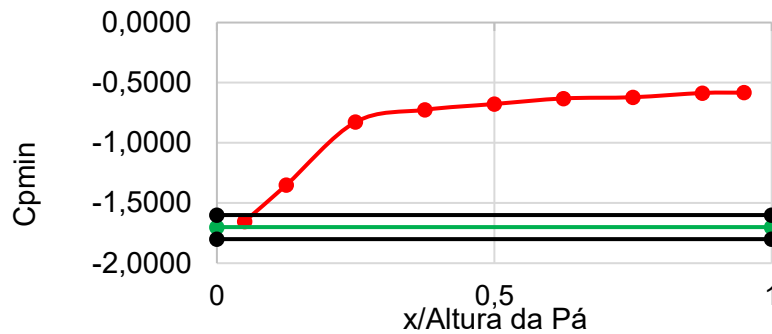


Figura 6.11 – Distribuição do coeficiente de pressão mínimo na pá.

### 6.2.3 Curvas Características

A eficiência da bomba foi calculada conforme a Equação 2.18 utilizando os valores de torque nas pás e a elevação de pressão gerado pelas máquinas que foram obtidos através do cálculo em CFD.

Nestas curvas ( Figura 6.12) é possível observar que dentro da faixa de vazões selecionadas para simulação, não é atingida a região de “sela” da curva de pressão da bomba, indicando que dentro dessa faixa o seu comportamento será estável. Foram obtidos altos valores de eficiência para a vazão de projeto, tendo em consideração que  $\eta_0$  é igual a 90%, indicando que o critério do coeficiente de pressão é um bom parâmetro de seleção de grades de turbomáquinas axiais.

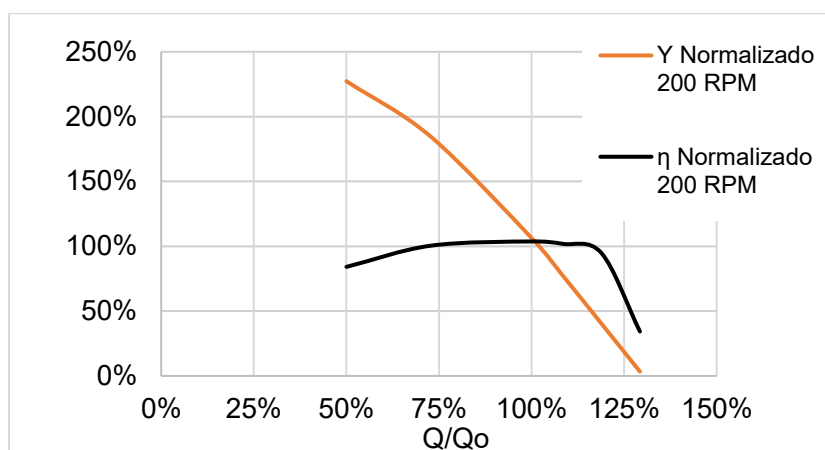


Figura 6.12 - Curvas características do rotor na rotação nominal.



## 6.2.4 Efeito do Estator no Desempenho da Bomba

O campo de velocidades no estator ( Figura 6.13), indica que além de uma baixa contribuição para o aumento de pressão no estágio, da forma como está projetado, não está criando um perfil de velocidades completamente axial na saída do escoamento.

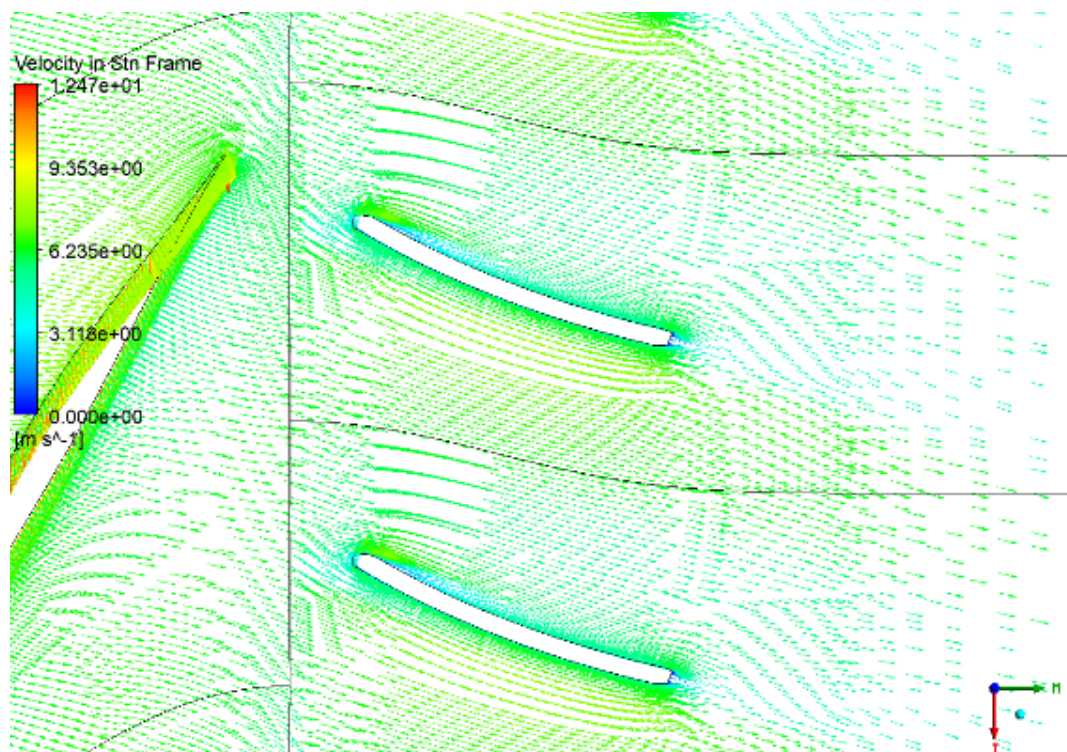
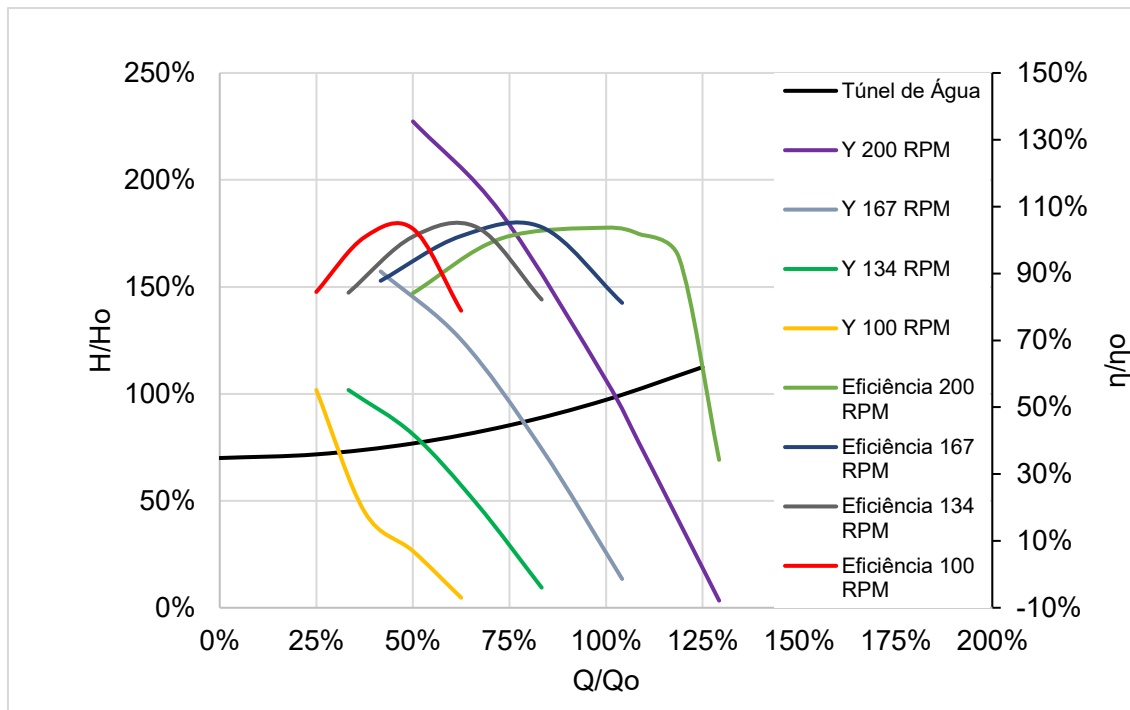


Figura 6.13 – Visualização do escoamento no estator.

## 6.2.5 Operação em Velocidade Variável

A Figura 6.14 mostra o comportamento da bomba operando em velocidade variável. Os valores estão normalizados com base na vazão de projeto da bomba, que é equivalente a uma velocidade de 3 m/s no escoamento do túnel de água.

Como pode ser observado na figura, quando a bomba atinge 50% da velocidade nominal, o acoplamento começa a operar após a região de "sela" da curva de pressão da bomba, o que acaba reduzindo a sua eficiência operacional.



**Figura 6.14 – Curvas características do rotor em rotação variável.**

### **6.3 Discussão do método**

Á partir da utilização da metodologia proposta por Fernandes (1973), foi percebido que a utilização do critério do  $C_{pmin}$  por toda a pá cria um problema quando as bombas axiais tem um baixo NPSH disponível. Sendo assim, quando há um baixo NPSH disponível, há uma limitação no critério do coeficiente de pressão mínimo, impossibilitando a aplicação do critério para toda a extensão da pá.

Como observado pelas simulações CFD e pelo trabalho de Fernandes (1973), rotores projetados fora da faixa recomendada de  $C_{pmin}$  tem menor eficiência. Tal comportamento se deve ao fato de esta máquina ter um carregamento mais acentuado no cubo e uma forte tendência a gerar fluxos secundários devido a sua curvatura ser mais acentuada que os outros rotores, em relação a corda. Isso acaba por diminuir a sua eficiência hidráulica, principalmente na região de maior curvatura, pois há uma elevação pontual na velocidade do escoamento nesse ponto.

Ao se utilizar o critério do coeficiente de pressão mínimo dentro da faixa recomendada foi possível obter uma alta eficiência para a bomba axial, e um fluxo sem descolamentos. O rendimento da máquina decai durante a operação em rotação reduzida, isso se dá por conta da mudança na distribuição de  $C_p$  na pá, conforme demonstrado pela validação.

Interessante observar também que apesar da limitação na aplicação do critério por toda a pá, a eficiência da máquina no ponto nominal não foi afetada por essa alteração, mostrando que o critério pode ser aplicado apenas na região de maior carregamento da pá sem grandes impactos no seu rendimento.

Por último, é interessante verificar como máquinas axiais de diferentes velocidades específicas (turbinas a gás e compressores axiais) se comportam em relação a faixa recomendada de  $C_{pmin}$  para bombas axiais, e se o critério tem o mesmo fator de impacto na eficiência dos rotores projetados.

## 7 CONCLUSÕES

Os resultados obtidos através da validação numérica dos ensaios experimentais efetuados por Fernandes (1973) mostraram que o valor de  $C_{pmin}$  de projeto varia conforme a variação de vazão de operação da bomba. Isto acaba por ocasionar perdas de eficiência acentuadas quando operando fora do ponto de projeto.

As bombas projetadas utilizando o critério do  $C_{pmin}$  mostraram ter uma boa eficiência no ponto de projeto, bem como um escoamento sem descolamentos. A sua operação em velocidade variável, no entanto, requer atenção para que o ponto de operação não esteja na zona de instabilidade da curva da bomba. Comportamento que tende a acontecer quando operando em baixas rotações.

É interessante também notar que o critério do coeficiente de pressão mínimo tem uma limitação que depende do NPSH disponível no sistema de trabalho. Se for muito baixo, as bombas não poderão operar na faixa de distribuição de pressão recomendada. Porém, mesmo que o critério só possa ser aplicado na zona de maior carregamento da pá (próximo ao cubo), resultados satisfatórios podem ser obtidos.

Para os próximos trabalhos será interessante investigar os impactos da adição de aletas na entrada do rotor na sua sensibilidade a cavitação, bem como verificar qual a melhor maneira de instalação das aletas na saída do rotor, para que o escoamento em túnel de água seja o mais conforme possível.

Outro aspecto de projeto que deve ser analisado mais a fundo é a operação em baixa rotação para que seja possível atingir baixas velocidades de escoamento na seção de testes de forma satisfatória.

Uma outra sugestão interessante também é revisar o número de pás de projeto tanto do rotor quanto do estator, aumentando o número de pás, talvez com esta modificação seja possível reduzir o ruído gerado pelas máquinas, bem como atingir uma maior recuperação de pressão no estágio.

## REFERÊNCIAS

AHN, J.-W., KIM, G.-D., KIM, K.-S., LEE, J.-T., & SEOL, H.-S. **Development of the Driving Pump for the Low Noise Large Cavitation Tunnel.** *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 45(4), 370–378. <https://doi.org/10.3744/snak.2008.45.4.370> , 2008.

ALBUQUERQUE, R. B. F., **Projeto de Turbinas Hidráulicas Axiais com Parametrização da Geometria, Equação de Equilíbrio Radial e Técnicas de Otimização**, Itajubá, 94p. Dissertação (Mestrado em Dinâmica dos Fluidos e Máquinas de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2006.

AMARANTE MESQUITA, A. L., CRUZ, D. O. A. e SERRA, C. M. V. – **A Simplified Method for Axial-Flow Turbomachinery Design.** *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, 1986.

AMARANTE MESQUITA, A.L., **Análise do Desempenho de Máquinas de Fluxo Axiais**, Tese de Mestrado, ITA, São José dos Campos, 1987.

AMARANTE MESQUITA, A.L., VINICIUS ARAÚJO, A., PACHA, R., SOUZA, J.M.R., Tachibana, T. **Lancha escolar fluvial para transporte de estudantes com segurança.** XXIV Congresso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria. COPINAVAL 2015. Montevideo, Uruguay. 18 al 22 de octubre de 2015.

ANSYS, **CFX Solver theory guide**, 2011.

ARRIAGA, D., CHAVES C.M. **Método de Painel para o Cálculo do Escoamento Potencial em Torno de Vários Perfis Sustentadores.** Dissertação de Mestrado. Universidade Técnica de Lisboa, 2012.

ÁSSI, G.R.S., MENEGHINI, J.R., ARANHA, J.A.P., COLETO, W.G. **Design, assembling and verification of a circulating Water channel facility for fluid dynamics experiments.** 18th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto, MG, Brazil, 2005.

BALJÉ, O.E., **Turbomachines: A Guide to Design, Selection and Theory**, John Wiley & Sons, New York, 1981.

BRAN, R. e SOUZA., Z. – **Máquinas de Fluxo, Bombas, Turbinas e Ventiladores.** Ao Livro Técnico S/A Rio de Janeiro, 1969.

CARTER, A.D.S., **"The Axial Compressor"**, Gas turbine Principles and Practice, Section 5, H.R. Cox, D. Van Nostrand Company, New York, 1955.

CASTEGNARO, S. **Aerodynamic design of low-speed axial-flow fans: A historical overview.** *Designs*, 2(3), 1–17. <https://doi.org/10.3390/designs2030020>, 2018.

CHOI, J. K., KIM, H. T., LEE, C. S., & LEE, S. J. **A numerical study on axial pump performance for large cavitation tunnel operation.** *Processes*, 9(9). <https://doi.org/10.3390/pr9091523>, 2021.

CORDIER, O., "Ahnlichkeitsbetrachtung bei Stromungsmaschinen", VDI-Zeitschrift, Band 97, No 34, pp. 1233 -1234, Dezembro de 1955.

CRUZ, A.G.B., **Uma metodologia de projeto de pequenas turbinas axiais.** Tese de Mestrado. Universidade Federal do Pará, 2002.

CRUZ, A.G.B., MESQUITA, A.L.A., BLANCO, C.J.C. **Minimum Pressure Coefficient Criterion Applied in Axial-Flow Hydraulic Turbines.** *Journal of the Brazilian society of mechanical science and engineering*, 2008.

DE LA FUENTE, R. P. – **Crítérios de Avaliação do Desempenho de Grades Lineares.** Tese de Mestrado. ITA, S. J. Campos, 1982.

DRELA, M. **XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils.** MIT Dept. of Aeronautics and Astronautics, Cambridge, Massachusetts, 1989.

EMERY, J. C., HERRIG, L. J., ERWIN, J. R. e FELIX, A. R. – **Systematic Two-Dimensional Cascade Tests of NACA 65 Series Compressor Blades at Low Speeds.** Naca Report 1368, 1957.

ENGELMANN, D.; SINKWITZ, M.; DI MARE, F.; KOPPE, B.; MAILACH, R.; VENTOSA-MOLINA, J.; FRÖHLICH, J.; SCHUBERT, T.; NIEHUIS, R. **Near-Wall Flow in Turbomachinery Cascades—Results of a German Collaborative Project.** *Int. J. Turbomach. Propuls. Power.* <https://doi.org/10.3390/ijtpp6020009>, 2021.

FERNANDES, E. C. – **Análise da Influência dos Parâmetros Geométricos no Dimensionamento das Máquinas de Fluxo Axiais.** Tese de Mestrado. ITA, S. J. Campos, 1973.

FONTANA, A. R. L. **Projeto e análise do fluxo de um túnel de água circulante horizontal.** Monografia (Bacharelado em engenharia mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará, Tucuruí, p. 86. 2018.

GRINBERG, M. PADOVEZI, C.D., TACHIBANA, T. **Utilização de Ensaio com Modelos em Escala Reduzida para definição de formas otimizadas de navios.** XXII COPINAVAL – IPIN, Buenos Aires, 2011.

GÜLICH J. F. **Centrifugal Pumps** (Berlin: Springer-Verlag) , 2014.

HAMMOND, J., PEPPER, N., MONTOMOLI, F., & MICHELASSI, V. **Machine Learning Methods in CFD for Turbomachinery: A Review**. In *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power* (Vol. 7, Issue 2). MDPI. <https://doi.org/10.3390/ijtp7020016> , 2022.

JI, D., LU, W., LU, L., XU, L., LIU, J., SHI, W., & ZHU, Y. **Comparison of Saddle-Shaped Region of Head-Flow Curve between Axial-Flow Pump and Its Corresponding Axial-Flow Pump Device**. *Shock and Vibration*, <https://doi.org/10.1155/2021/9481822> , 2021.

KLINE, S. J., e MCCLINTOCK, F. A., "**Describing Uncertainties in Single Sample Experiments**," Mechanical Engineering, Jan. 1953.

HOSONO, K., KAJIE, Y., SAITO, S., & MIYAGAWA, K. **Study on cavitation influence for pump head in an axial flow pump**. *Journal of Physics: Conference Series*, 656(1) <https://doi.org/10.1088/1742-6596/656/1/012062>, 2015.

KOLMOGOROV, A. N. **Equations of turbulent motion of an incompressible fluid**. *Izv. Akad. Nauk. SSSR, Seria fizicheska*, n. 1-2, p. 56 – 58, Janeiro 1942.

LEWIS, R. I. e – **Turbomachinery Performance Analysis**, Howeverter-Heinemann: Oxford, UK (1996)

LI, W. G. **NPSHr optimization of axial-flow pumps**. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 130(7), (2008). 0745041–0745044. <https://doi.org/10.1115/1.2948368>

LIU M., OOKA R., CHOI W., and IKEDA S., "**Experimental and numerical investigation of energy saving potential of centralized and decentralized pumping systems**," *Applied Energy*, vol. 251, 2019.

MANZANARES FILHO, N. – **Análise do Escoamento em Máquinas de Fluxo Axiais**. Tese de Doutorado. Instituto Tecnológico de Aeronáutica, S. J. Campos, São Paulo, Brasil, 1994.

MELLOR, G. L. – **An Analysis of Axial Compressor Cascade Aerodynamics. Part 1: Potential Flow Analysis with Complete Solution for Symmetrically Cambered Airfoil Families. Part 2: Comparison of Potential Flow Results with Experimental Data**. *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 81, pp. 362-386, September, 1959.

MENTER, F.R. – **Zonal two equation  $k-\omega$  turbulence models for aerodynamic flows**. Eloquent Institute CA. 1993.

MENTER F. R., LECHNER R., and MATYUSHENKO A., "**Best Practice: Generalized  $k-\omega$  Two-Equation Turbulence Model in ANSYS CFD (GEKO)**," ANSYS Germany GmbH, ANSYS Report, 2019.

MENTER F. R., MATYUSHENKO A., and LECHNER R., “**Development of a Generalized K- $\omega$  Two-Equation Turbulence Model**,” in *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics XII*, 2020, pp. 101–109. doi: 10.1007/978-3-030-25253-3\_10.

MU T., ZHANG R., XU H., ZHENG Y., FEI Z., and J. LI, “**Study on improvement of hydraulic performance and internal flow pattern of the axial flow pump by groove flow control technology**” *Renew Energy*, vol. 160, pp. 756-769, 2020.

MUIS, A., SUTIKNO, P., SOEWONO A., and HARTONO F. 2015. “**Design Optimization of Axial Hydraulic Turbine for Very Low Head Application.**” In *2nd International Conference on Sustainable Energy and Application, ICSEEA*,.

PATANKAR, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Boca Raton, FL: CRC Press, 1980.

PENG, W.W. – **Fundamentals of turbomachinery**, TJ267. P43, 2008.

PFLEIDERER, C. e PETERMANN H. – **Máquinas de Fluxo**. Livros Técnicos e Científicos S/A. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1979.

PLETCHER, R.H., J.C. TANNEHILL, and D.A. ANDERSON. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**, 3rd edition. Boca Raton, 2012. FL: CRC Press.

SCHOLZ, N. – **Aerodynamik der Scaufelgitter**. Band I, Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965.

SCHLICHTING H. e TRUCKENBRODT E. **Aerodynamik des Flugzeuges**. Band I. Berlin: Springer-Verlag, 1959. 455 pp. DM. 52.50. *Journal of Fluid Mechanics*, 8(1), 158-160

SEROVY, G.K. “**Secondary Flows and End Wall Effects**”, *Thermodynamics and Fluid Mechanics of Turbomachinery*. Vol. II, NATO ASI Series E, No 97B, pp. 601-619, 1985.

SILVA, P. A. S. F., SHINOMIYA, L. D., DE OLIVEIRA, T. F., VAZ, J. R. P., AMARANTE MESQUITA, A. L., & BRASIL JUNIOR, A. C. P. **Analysis of cavitation for the optimized design of hydrokinetic turbines using BEM**. *Applied Energy*, 185, 1281–1291, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.098>

SOTOUDE HAGHIGHI, M. H., MIRGHAVAMI, S. M., CHINI, S. F., & RIASI, A. **Developing a method to design and simulation of a very low head axial turbine with adjustable rotor blades**. *Renewable Energy*, 135, 266–276. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2018.12.024>, 2019.

SRINIVASAN, K.M. **Rotodynamic Pumps (Centrifugal and axial)**. New Age International Publishers, 2008.



STEPANOFF, A., J., **Centrifugal and Axial flow pumps: Theory, Design, and Application**. John Wiley & Sons, INC., 1957.

SULTANIAN, B. K. **Logan's Turbomachinery: Flowpath Design and Performance Fundamentals**. Reino Unido: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2019.

SUTIKNO, P., & KHALIL ADAM, I. **Design, Simulation and Experimental of the Very Low Head Turbine with Minimum Pressure and Free Vortex Criteria**. In *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS*, 2011.

STEPHEN, C.K. **Design and construction of a water tunnel**. National Science Foundation Project, January 1971.

THOMPSON, J.F., B.K. SONI, and N.P. WEATHERILL (eds.). **Handbook of Grid Generation**. Boca Raton, FL: CRC Press, 1998.

TYACKE, J., VADLAMANI, N. R., TROJAK, W., WATSON, R., MA, Y., & TUCKER, P. G. **Turbomachinery simulation challenges and the future**. In *Progress in Aerospace Sciences* (Vol. 110). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2019.100554>, 2019

WALLIS, R., A., **Axial flow, fans and ducts**. Malabar, Florida, 1993.

WATANABE, T., SATO, H., HENMI, Y., HORIGUCHI, H., KAWATA, Y., & TSUJIMOTO, Y. **Rotating Choke and Choked Surge in an Axial Pump Impeller**. In *International Journal of Fluid Machinery and Systems* (Vol. 2, Issue 3), 2009.

WILCOX, D. C., **Turbulence Modeling for CFD**, 3rd edition, DCW Industries, Inc., La Canada CA, 2006.

WU, C.H., **A general theory of steady three-dimensional flow of a non-viscous fluid in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial, and Mixed-Flow Types**. NACA, Washington 1952.

XIE, C., ZHANG, C., FU, T., ZHANG, T., FENG, A., & JIN, Y. X. **Numerical Analysis and Model Test Verification of Energy and Cavitation Characteristics of Axial Flow Pumps**. *Water*, 14(18), 2853, 2019. <https://doi.org/10.3390/w14182853>

YE, J., TAN, L., SHI, W., CHEN, C., & FRANCIS, E. M. **Numerical Simulation of Axial-Flow Pump Cavitation Based on Variable Frequency Speed Regulation**. *Water (Switzerland)*, 14(17). <https://doi.org/10.3390/w14172757>, 2022.

ZEMANOVA, L.; RUDOLF, P. **Flow Inside the Sidewall Gaps of Hydraulic Machines: A Review**. *Energies* 2020, 13, 6617. <https://doi.org/10.3390/en13246617>

ZHANG, X. TANG, F. "Investigation on hydrodynamic characteristics of coastal

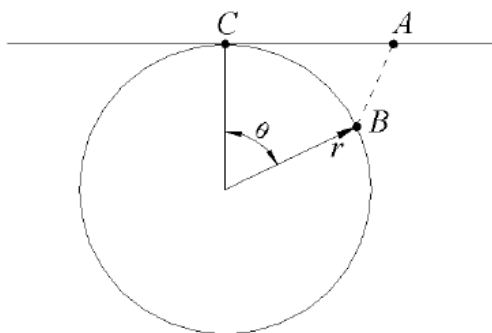
**axial flow pump system model under full working condition of forward rotation based on experiment and CFD method. ”** Ocean Engineering, Volume 253, 2022.

ZWEIFEL, O., "**Optimum Blade Pitch for Turbomachines with Special Reference to Blades of Great Curvature**", Brown Boveri Review, Vol. 32, p. 436, 1945.

## APÊNDICE A

Para geração da geometria da pá de forma mais automatizada foi necessário criar um algoritmo que conseguisse ler os dados do perfil que são obtidos no X-Foil e transformá-los em uma curva que possa ser utilizada pelo SolidWorks®. Um código parecido já foi desenvolvido por Cruz (2002).

Os pontos são gerados em coordenadas cartesianas pelo X-Foil e depois são transformadas em coordenadas cilíndricas pelo software MATLAB®. Os valores para a corda e o raio de cada perfil são retirados de um documento de texto gerado através do software EXCEL®, e então utilizados pelo MATLAB® para fazer a conversão. O esquema é demonstrado a seguir:



**Figura A.1 Representação de um perfil sendo transformado.**

Logo:

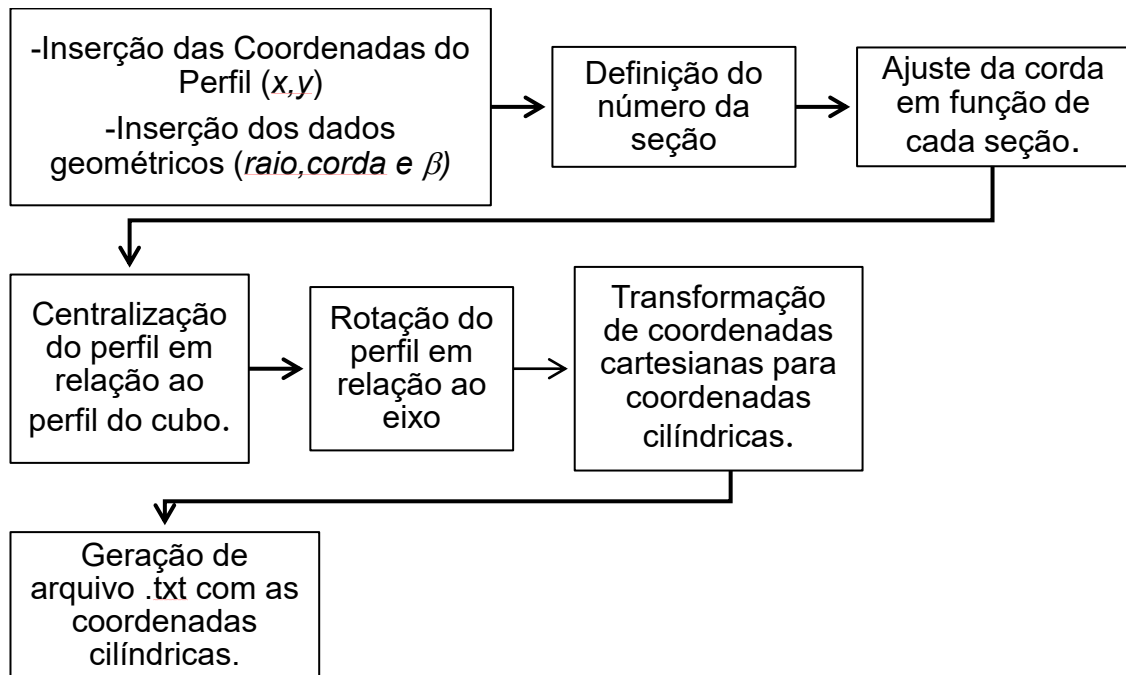
$$\theta = \frac{CA}{r} \quad (\text{A.1})$$

portanto a transformação será a seguinte:

$$(x, y) = r, \left(\theta = \frac{y}{r}\right), (z = x) \quad (\text{A.2})$$

O ponto C representa o centro de rotação do perfil. O mesmo está localizado no ponto de maior espessura do perfil, que por coincidência se encontra em 50% da corda. Todos os pontos do perfil gerado são rotacionados em um ângulo  $\beta$  onde  $\beta =$

$\beta \approx +\alpha$  esse ângulo  $\alpha$  é obtido através das análises dos bancos de dados experimentais dos aerofólios, sendo ele o ângulo de ataque necessário para que o perfil gere a sustentação requerida no projeto. O algoritmo está apresentado a seguir:



**Figura A.2 – Diagrama do algoritmo de automatização do desenho das bombas.**