

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DHAIANNY GUIZONI DE OLIVEIRA

DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO DE UM ROTOR FRANCIS

**GUARAPUAVA
2022**

DHAIANNY GUIZONI DE OLIVEIRA

DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO DE UM ROTOR FRANCIS

Design and simulation of a Francis runner

Trabalho de Conclusão de curso apresentado à Coordenação de Engenharia Mecânica, como requisito parcial à obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientadora: Denise Alves Ramalho.
Coorientador: Sérgio Dalmas.

**GUARAPUAVA
2022**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

DHAIANNY GUIZONI DE OLIVEIRA

DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO DE UM ROTOR FRANCIS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Coordenação de Engenharia Mecânica, como requisito parcial à obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Data de aprovação: 01/dezembro/2022

Denise Alves Ramalho
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Sérgio Dalmas
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Carla Dantas
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

GUARAPUAVA

2022

Dedico este trabalho à minha mãe, meu pai e minha
avó, por serem exemplo de honestidade e força.
Vocês são essenciais em minha vida.

AGRADECIMENTOS

Muitas foram as pessoas que me auxiliaram no processo de desenvolvimento deste trabalho, seja emocional, financeira ou intelectualmente.

Iniciando pela minha família, gostaria de agradecer pela paciência e compreensão nos momentos de ausência e exaustão, por ser abrigo e ao mesmo tempo incentivo para me aventurar em busca de crescimento.

Aos amigos, que fazem parte da família que escolhi ao decorrer dos momentos vividos, agradeço pelo suporte e conforto que suas presenças e personalidades me transmitiram.

A minha psicóloga, que me acompanhou durante todo o processo, auxiliando para que esse objetivo fosse alcançado.

Aos professores e colegas de trabalho que também se tornaram amigos, pela gentileza em compartilhar preciosos conhecimentos e experiências.

À empresa Hacker Industrial LTDA, pela confiança e oportunidade ao disponibilizar recursos que enriqueceram o conteúdo do presente trabalho.

A todos estes, pelo apoio, crença e principalmente insistência em minha capacidade de concluir essa etapa.

RESUMO

Prevendo-se o aumento da demanda de energia no país, e a conseqüente necessidade de pessoas qualificadas para o projeto e manutenção das usinas de geração de energia, o presente trabalho tem o objetivo de demonstrar o aprendizado do funcionamento de turbinas hidráulicas do tipo Francis, bem como dos conceitos hidráulicos envolvidos. Este trabalho também visa ser útil para alunos de engenharia e de áreas afins que pretendam se familiarizar com o tema. Foi realizado o dimensionamento do rotor e análise de parâmetros e elementos influentes na performance e potência entregue pela turbina. O método de Bovet e demais roteiros disponíveis na literatura foram utilizados como base para os procedimentos. A geometria obtida foi então validada através de simulação fluidodinâmica computacional.

Palavras-chave: energia hidráulica; turbina Francis; dimensionamento; simulação fluidodinâmica.

ABSTRACT

Foreseeing the increase in demand for energy in the country and the consequent job offers in its generation and maintenance, this work intends to provide knowledge in the area. It also serves as initial reading for engineering and related areas students who aims to learn more about the operation of Francis turbines, bringing hydraulic concepts involved and bibliographies regarding the subject. The main objective is the rotor design, analysis of parameters and elements influencing the performance and power delivered by the turbine. This was accomplished based on the Bovet method and other scripts available in the literature. The geometry was validated through Computational Fluid Dynamics (CFD).

Keywords: hydraulic energy; Francis turbine; hydraulic design; CFD.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Perfil esquemático de usina hidroelétrica	9
Figura 2 - Representação veia líquida	13
Figura 3 - Plano de energia total da veia líquida.....	14
Figura 4 - Escoamento bidimensional.	16
Figura 5 - Campo de aplicação dos tipos de turbinas hidráulicas.	18
Figura 6 - Disposição dos componentes do Grupo Gerador de eixo horizontal de acoplamento direto.	19
Figura 7 - Geometria de pá de rotor Francis normal em plano vertical.....	20
Figura 8 - THF de eixo horizontal e seus principais componentes.	21
Figura 9 - Triângulo de velocidades para máquinas de fluxo.	22
Figura 10 - Rendimento das turbinas em função da vazão, para rotação e queda líquida constantes.....	25
Figura 11 - Distribuição de pressão na superfície superior de um perfil de asa.	27
Figura 12 - Distribuição de pressão na superfície inferior de um perfil de asa.	27
Figura 13 - Sobreposição das distribuições de pressão o em um perfil de asa.....	27
Figura 14 - Termos associados à um aerofólio.....	28
Figura 15 - Superfície afetada por erosão por cavitação.....	29
Figura 16 - Características da superfície média de pá do rotor THF rebatida no plano vertical.	31
Figura 17 - Perfil GÖ428.....	32
Figura 18 - Características do tubo de sucção da THF.....	33
Figura 19 - Elementos para pré-dimensionamento de rotores Francis.....	36
Figura 20 - Variação da P_{atm} com a altitude.	37
Figura 21 - Rotações possíveis para a turbina estudada, relacionadas à altura de sucção resultante	38
Figura 22 - Convenções para o rotor Francis.....	39
Figura 23 - Triângulo de velocidades arbitrado preliminarmente.....	40
Figura 24 - Sequência de operações para ajuste do triângulo de velocidades.....	40
Figura 25 - Projeção vertical rebatida da superfície média da pá.....	42
Figura 26 - Aresta de entrada preliminar.	43
Figura 27 - Forma do polinômio criado.....	44
Figura 28 - Divisão da aresta de entrada em turbinas parciais.	45
Figura 29 - Linhas de corrente feitas pela interpolação das funções das cintas interna e externa.....	47
Figura 30 - Aresta de saída dividida em turbinas parciais.....	48
Figura 31 - Linhas de corrente ajustadas.	49
Figura 32 - Correções para c_m , β e β_h da aresta de entrada.....	50
Figura 33 - Funções finais para as variáveis da aresta de entrada.....	51
Figura 34 - Correções para c_m , β e β_h da aresta de saída.....	51
Figura 35 - Funções finais para as variáveis da aresta de saída.....	52
Figura 36 - Curva em verdadeira grandeza da linha de corrente 4I-5I.....	53
Figura 37 - Processo de projeção da linha de corrente no plano horizontal.....	54
Figura 38 - Projeção horizontal da pá.....	54
Figura 39 - Aplicação do perfil na pá do rotor.....	56
Figura 40 - Pá do rotor modelada.....	56
Figura 41 - Geometria do tubo de sucção.....	57

Figura 42 - Malha da pá do rotor.	58
Figura 43 - Discretização da malha da pá do rotor perto das paredes.....	58
Figura 44 - Malha do tubo de sucção.....	59
Figura 45 - Setup para simulação.	60
Figura 46 - Pós processamento das simulações.....	61
Figura 47 - Vazão x Eficiência x Potência.....	63
Figura 48 - Regiões com risco de ocorrência de cavitação próximo a superfície da pá.....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificação de Turbinas Francis quanto à rotação específica.	19
Tabela 2 - Dados de entrada para dimensionamento do rotor.....	35
Tabela 3 - Rendimentos considerados.....	36
Tabela 4 - Pressões barométricas.	37
Tabela 5 - Dimensões preliminares do rotor.....	38
Tabela 6 - Valores preliminares para o triângulo de velocidades.	39
Tabela 7 - Valores ajustados para o triângulo de velocidades.....	41
Tabela 8 - Dimensões da projeção vertical rebatida da superfície média da pá obtidos pelo roteiro presente em SOUZA, 2011a.	41
Tabela 9 - Velocidades no ponto 4i.	43
Tabela 10 - Velocidade meridional em pontos da aresta de entrada.	46
Tabela 11 - Vazões parciais parametrizadas.....	46
Tabela 12 - Resultados para aresta de entrada.....	46
Tabela 13 - Resultados para a aresta de saída.....	49
Tabela 14 - Valores corrigidos pela espessura das pás para a aresta de entrada.	52
Tabela 15 - Valores corrigidos pela espessura das pás para a aresta de saída.....	52
Tabela 16 - Detalhes do perfil a ser aplicado.....	55
Tabela 17 - Resultados obtidos das simulações.	62

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	8
1.1	Justificativa	10
1.2	Objetivos	11
1.2.1	Objetivo geral	11
1.2.2	Objetivos específicos	11
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1	Escoamento em máquinas de fluxo	12
2.1.1	Equação da continuidade	12
2.1.2	Energia cedida por um líquido em escoamento permanente	13
2.1.3	Método Euleriano para estudo do escoamento	16
2.1.4	Perda de carga durante o escoamento	17
2.2	Classificações de turbinas	17
2.2.1	Turbinas Francis	18
2.2.2	Funcionamento de uma turbina Francis	20
2.2.3	Triângulo de velocidades	21
2.3	Características fundamentais das turbinas	23
2.3.1	Quedas	23
2.3.2	Rendimento	25
2.4	Teoria da sustentação	26
2.5	Cavitação em turbinas hidráulicas	28
3	ASPECTOS METODOLÓGICOS	30
3.1	Dimensionamento dos componentes	30
3.1.1	Cálculo do rotor	30
3.1.2	Tubo de sucção	32
3.1.3	Pás diretrizes	33
3.2	Simulação	34
4	CONCEPÇÃO E DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	35
4.1	Dimensionamento do rotor	35
4.1.1	Dados iniciais	35
4.1.2	Aresta de entrada e saída	43
4.1.3	Traçado inicial das projeções vertical e horizontal das linhas de corrente da superfície média da pá	53
4.1.4	Aplicando o perfil das pás	55

4.2	Dimensionamento do tubo de sucção	56
4.3	Simulação.....	58
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
6	CONCLUSÃO.....	65

1 INTRODUÇÃO

Uma das variáveis para definir um país como desenvolvido é a facilidade de acesso da população a serviços de infraestrutura como saneamento básico, transportes, telecomunicações e energia. Este último é fator determinante para o desenvolvimento econômico e social por fornecer apoio mecânico, térmico e elétrico às ações humanas. Porém, a expansão acentuada do consumo de energia, embora possa refletir o aquecimento econômico e a melhoria da qualidade de vida, tem aspectos negativos e um deles é a possibilidade do esgotamento dos recursos utilizados.

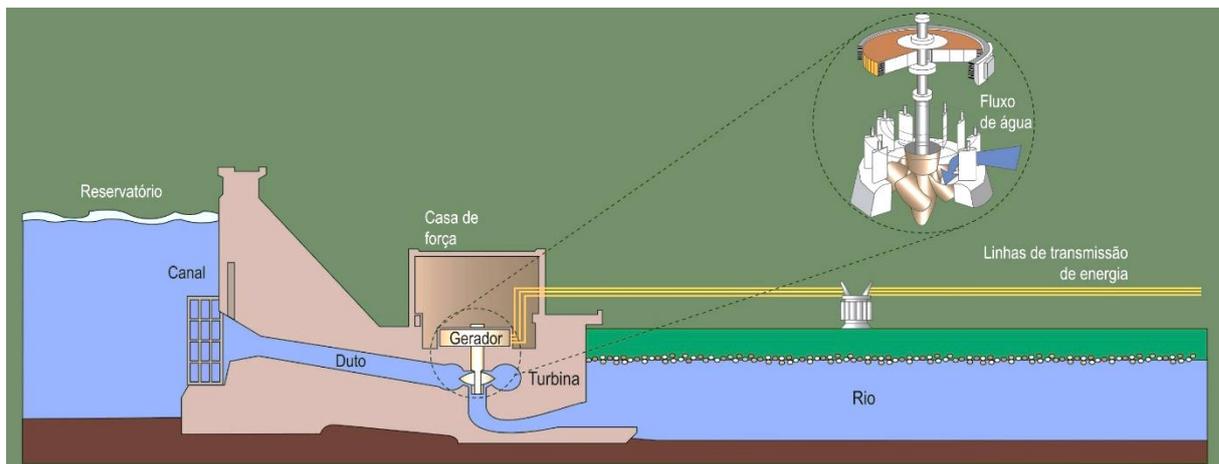
A água é o recurso natural mais abundante na Terra. Com volume estimado de 1,36 bilhão de quilômetros cúbicos (km³), a água recobre 2/3 da superfície do planeta sob a forma de oceanos, calotas polares, rios e lagos e pode ser encontrada em aquíferos subterrâneos, por isso se torna uma ótima alternativa como fonte de energia, não contribui para o aquecimento global – o principal problema ambiental da atualidade – e ainda é renovável (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2008).

A primeira hidrelétrica do mundo foi construída no final do século XIX junto às quedas de água das Cataratas do Niágara. Na mesma época e ainda no reinado de D. Pedro II, o Brasil construiu sua primeira hidrelétrica no município de Diamantina utilizando as águas do Ribeirão do Inferno, com 0,5 MW (megawatt) de potência. Em pouco mais de 100 anos, a potência instalada para uma hidrelétrica aumentou significativamente chegando a 14 mil MW, como é o caso da binacional Itaipu construída em parceria por Brasil e Paraguai, sendo que o princípio básico de funcionamento para produção da energia elétrica gerada pelo aproveitamento do fluxo das águas se mantém inalterado. O que evoluiu foram as tecnologias que permitem a obtenção de maior eficiência e confiabilidade do sistema.

A maioria das usinas hidroelétricas (UHE), como a representada na Figura 1, possuem barragem, essa tem o objetivo de interromper o curso normal do rio e permitir a formação do reservatório. Além de estocar a água esses reservatórios têm outras funções como permitir a formação do desnível requerido em menor extensão de território, captação da água em volume adequado e a regularização da vazão dos rios

em períodos de chuva ou estiagem. Algumas usinas hidroelétricas são chamadas “a fio d’água” e utilizam turbinas que aproveitam a velocidade do rio para gerar energia o que reduz as áreas de alagamento e não requer reservatórios.

Figura 1 - Perfil esquemático de usina hidroelétrica



Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, (2008)

As UHE também podem possuir sistemas de captação e adução formados por túneis, canais ou condutos metálicos que têm a função de levar a água até a casa de força. Já na casa de força se encontram as turbinas, formadas basicamente por uma série de pás ligadas a um eixo conectado ao gerador. Durante o seu movimento giratório as turbinas convertem a energia cinética em energia elétrica por meio dos geradores que produzem a eletricidade. Depois de passar pela turbina a água é restituída ao leito natural do rio pelo canal de fuga. Por último há o vertedouro que permite a saída da água sempre que os níveis do reservatório ultrapassam os limites recomendados, com o intuito de evitar enchentes na região de entorno da usina por excesso de vazão em períodos de chuva, por exemplo.

As principais variáveis utilizadas na classificação de uma usina hidrelétrica são altura da queda de água, vazão, capacidade ou potência instalada, tipo de turbina empregada, localização, tipo de barragem e reservatório. Estes são fatores interdependentes pois a altura da queda de água e a vazão, que dependem do local de construção, determinarão qual será a capacidade instalada, o tipo de turbina, hidromecânicos e o tipo de barragem ou reservatório.

A potência instalada determina se a usina é de grande ou médio porte, uma Pequena Central Hidrelétrica (PCH) ou ainda um Central Geradora Hidroelétrica

(CGH). Segundo a ANEEL, (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2020), os aproveitamentos hidrelétricos enquadrados como CGHs com Capacidade Instalada Reduzida são aqueles cuja potência seja igual ou inferior a 5.000 kW, já aqueles com potência instalada superior a 5.000 kW e igual ou inferior a 30.000 kW foram enquadrados como PCHs.

A incidência e as dimensões dos nichos não atendidos no Brasil estão diretamente relacionadas à sua localização e às dificuldades físicas ou econômicas para extensão da rede elétrica. Afinal, cada uma das cinco regiões geográficas em que o país se divide tem características bastante peculiares e diferenciadas das demais. Estas particularidades determinaram os contornos que os sistemas de geração, transmissão e distribuição adquiriram ao longo do tempo. As CGHs instaladas junto a pequenas quedas d'águas, no geral abastecem pequenos centros consumidores – inclusive unidades industriais e comerciais – e não necessitam de instalações sofisticadas para a transmissão da energia.

Ao observar tamanha importância desse tipo de aproveitamento energético atrelada aos diversos segmentos que a graduação em engenharia mecânica permite a atuação - dentre eles o projeto de máquinas que envolve criação, desenhos, cálculos, funcionamento e produção de sistemas, e também a área de fenômenos de transporte que concentra o estudo de máquinas de fluxo e energia em sistemas hidráulicos, etc. - notou-se a possibilidade de unir esses assuntos ao estudar o dimensionamento hidrodinâmico de uma turbina hidráulica.

Assim, o presente trabalho tem a proposta de trazer importantes considerações que auxiliarão no entendimento de como funciona uma turbina hidráulica (TH), contendo a base teórica para o dimensionamento de seus limites. Após esses conceitos serem explanados, de forma sucinta, roteiros de cálculo, artigos e demais biografias foram utilizadas, e então geometria alcançada foi validada por simulações CFD de acordo com a atual prática na indústria.

1.1 Justificativa

Segundo MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA; EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (2022) 47 projetos (635 MW) estão contratados previstos para entrar em operação até 2026, estando localizados principalmente nas regiões Sul, Sudeste

e Centro-Oeste. Também é citado que em 2021 60% da capacidade de geração de energia elétrica instalada no país eram de hidroelétricas.

Além dos empregos criados pelas novas plantas geradoras que serão construídas, também há um grande mercado na manutenção e repotencialização das existentes. O que este trabalho apresenta são conceitos importantes e noções básicas das turbinas hidráulicas, principal componente de uma hidroelétrica.

1.2 Objetivos

1.2.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo proposto é obter as dimensões e características de um rotor Francis utilizando equações empíricas resultantes de experimentos e geometrias existentes, princípios consolidados da mecânica dos fluidos e ferramentas de desenho, em seguida validar a performance com métodos CFD.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Estudo dos principais elementos de uma turbina hidráulica Francis e suas funções;
- Definição de conceitos relevantes sobre escoamento;
- Levantamento das principais características de uma turbina hidráulica, tais como sua queda, vazão, potência e rotação específica;
- Aplicação de cálculos analíticos para obter as dimensões preliminares do rotor Francis;
- Utilização de métodos para modelamento da geometria das pás do rotor;
- Realização das simulação CFD;
- Interpretação de resultados obtidos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Existem princípios fundamentais da mecânica para tratar de sistemas em regime permanente, como a conservação da massa e da energia que afirmam que a quantidade que entra no sistema é igual a quantidade que sai no mesmo intervalo de tempo. Esses fundamentos são essenciais para o estudo das máquinas de fluxo e auxiliarão nos assuntos tratados posteriormente.

2.1 Escoamento em máquinas de fluxo

O escoamento nas máquinas de fluxo hidráulicas ocorre de forma turbulenta onde as partículas fluidas rapidamente se misturam ao longo do escoamento com flutuações aleatórias no campo tridimensional da velocidade e as linhas de corrente podem ser definidas sobre médias temporais das velocidades em cada ponto. A forma do escoamento é encontrada pela grandeza adimensional denominada por Número do Reynolds

$$N_{Re} = \frac{c \cdot D}{\nu} \quad (2.1)$$

Onde ν (m^2/s) é a viscosidade cinemática do fluido.

Existe um Número de Reynolds crítico

$$N_{Re_{crit.}} = \left(\frac{c \cdot D}{\nu} \right)_{crit} \quad (2.2)$$

que limita o campo laminar superiormente. O limite inferior do campo turbulento está 50% a 100% acima de $N_{Re_{crit.}}$, e o escoamento entre esses dois limites é muito instável e conhecido como campo transitório (SOUZA, 2011a).

2.1.1 EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

Ao tratar-se de um líquido incompressível, a concentração ou diluição de moléculas não ocorre, assim como a quantidade de matéria por volume do sistema se mantém. Considerando esse líquido escoando por um canal ou veia líquida, de seção descontínua como na Figura 2, pode-se dizer que o peso de líquido F_p que atravessa

a seção de área S_1 em um intervalo de tempo dt , é igual a que atravessa a seção de área S_2 durante o mesmo intervalo de tempo. Assim,

$$dF_p = \rho \cdot S_1 \cdot c_1 \cdot dt = \rho \cdot S_2 \cdot c_2 \cdot dt \quad (2.3)$$

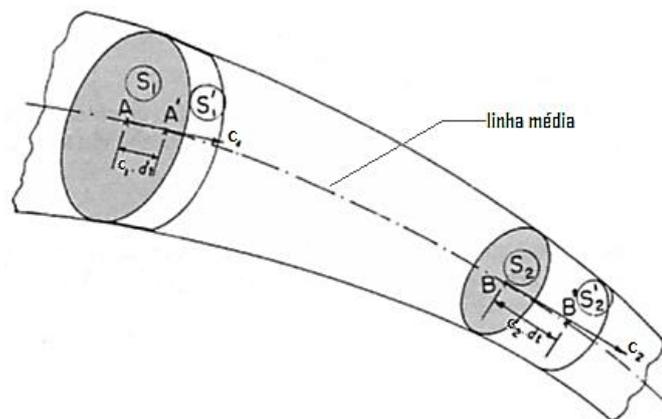
onde ρ é a densidade do líquido.

Como já sabido a densidade é constante e o intervalo dt é igual nos dois termos, considerando uma seção de área qualquer (S), tem-se

$$\rho \cdot S \cdot c = \text{constante}$$

com velocidade (c) normal à S , a lei da conservação da massa, e ainda $Q = S \cdot c = \text{constante}$, a equação de continuidade que representa o volume do fluido que atravessa a seção S com velocidade média c , ou seja, a vazão (SOUZA, 2011b).

Figura 2 - Representação veia líquida

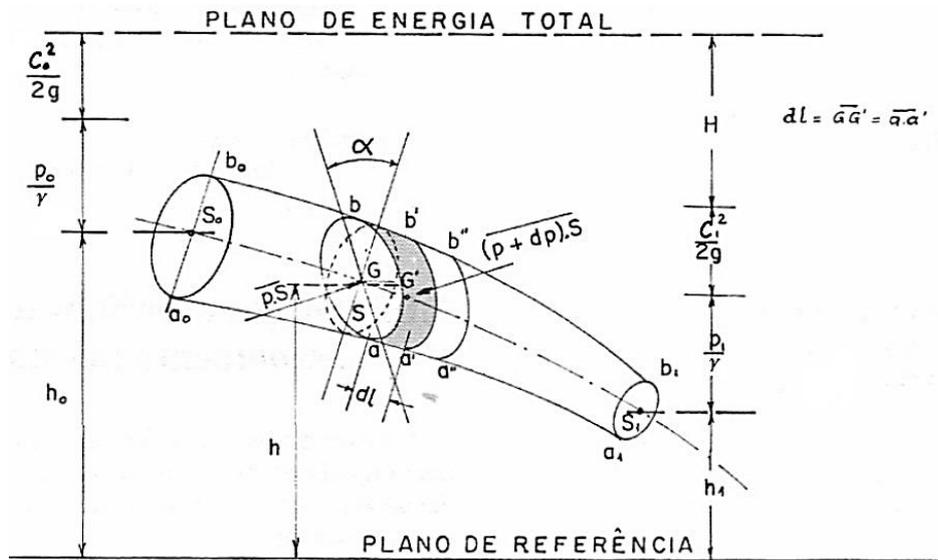


Fonte: Imagem adaptada MACINTYRE (1983).

2.1.2 ENERGIA CEDIDA POR UM LÍQUIDO EM ESCOAMENTO PERMANENTE

O líquido em escoamento permanente cede energia para vencer as resistências passivas que se opõem ao seu escoamento, como atrito e turbilhonamento, assim como também às chamadas resistências úteis, oferecendo energia para o rotor de uma máquina motriz, por exemplo. Na turbina hidráulica, a resistência ao escoamento ocorre devido à viscosidade e inércia do fluido, devendo ser considerada para o dimensionamento hidráulico do sistema (MACINTYRE, 1983).

Figura 3 - Plano de energia total da veia líquida.



Fonte: Adaptado MACINTYRE (1983).

Considerando a veia líquida da Figura 3, no tempo dt o centro de gravidade G se desloca até G' , com $\overline{GG'} = dl$, por ação do trabalho (W) realizado pelas forças:

a) Peso próprio:

$$dF_p = (S \cdot dl \cdot \cos\alpha) \cdot \gamma \quad (2.4)$$

Onde: γ – Peso específico do líquido (N/m^3).

$$W_p = -\gamma \cdot S \cdot dl \cdot \cos\alpha \cdot dh \quad (2.5)$$

Onde: h - Cota ou altura do elemento (m), sendo dh o deslocamento.

b) Forças de pressão:

Ainda segundo Macintyre (1983) o erro que se comete utilizando $S \cdot dp$, como a resultante das forças de pressão é elementar de ordem inferior, então fazendo essa consideração, obtém-se:

$$k_{resultante} = S \cdot dp \quad (2.5)$$

$$W_k = -S \cdot dp \cdot dl \cdot \cos\alpha \quad (2.6)$$

Onde: p – Pressão no local (Pa), sendo dp a variação desta.

c) Forças para vencer a resistência ao escoamento:

$$W_r = -d^2W \quad (2.7)$$

Pelo princípio da conservação da energia, pode-se escrever que a soma dos trabalhos realizados é igual à variação de energia cinética experimentada pelo fluido durante o deslocamento dl .

$$-\gamma \cdot S \cdot dl \cdot \cos\alpha \cdot dh - S \cdot dp \cdot dl \cdot \cos\alpha - d^2W = dm \cdot c \cdot dc \quad (2.8)$$

$$dm = \frac{\partial F_p}{g} = \frac{\gamma \cdot S \cdot dl \cdot \cos\alpha}{g} \quad (2.9)$$

$$Q = c \cdot S \cdot \cos\alpha \quad (2.10)$$

$$c = \frac{dl}{dt} \quad (2.11)$$

Onde: g – aceleração da gravidade (m/s²).

Então,

$$d^2W = -\gamma \cdot Q \cdot dt \cdot \left(dh + \frac{dp}{\gamma} + \frac{c \cdot dc}{g} \right) \quad (2.12)$$

Ao resolver essa equação encontra-se o trabalho efetuado em um tempo finito t , como:

$$W = \gamma \cdot Q \cdot t \left[\left(h_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} \right) - \left(h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} \right) \right] \quad (2.13)$$

Pode-se notar que “ $\gamma \cdot Q \cdot t$ ” é o peso líquido escoado no tempo t ,

$$\dot{F}_p = \gamma \cdot Q \cdot t \quad (2.14)$$

$$W = \dot{F}_p \cdot (h_0 - h_1) + \dot{F}_p \cdot \left(\frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} \right) + \dot{F}_p \cdot \left(\frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} \right) \quad (2.15)$$

O primeiro termo do lado direito da igualdade representa o trabalho que o peso líquido (\dot{F}_p) em uma cota h , positiva, em relação ao plano de referência, realizará, se este for abandonado à ação da gravidade. Quando a cota é negativa, ou seja, o líquido se encontra abaixo do plano de referência, a energia de posição representa o trabalho necessário para elevar este até o plano. Também chamado de energia de posição ou potencial de altitude

$$E_{pa} = \dot{F}_p \cdot h \quad (2.16)$$

O segundo termo do lado direito da igualdade representa a energia potencial de pressão, ou seja, o trabalho que o peso \dot{F}_p pode realizar quando submetido à pressão p . Isso significa que um elemento líquido de peso específico γ , submetido à pressão p , pode elevar-se no vácuo a uma cota $\frac{p}{\gamma}$,

$$E_{pp} = \dot{F}_p \cdot \frac{p}{\gamma} \quad (2.17)$$

O terceiro termo do lado direito representa a energia cinética, que é o trabalho que o peso \dot{F}_p com velocidade c é capaz de realizar. Isso representa também que um

corpo de peso unitário lançado verticalmente com velocidade c , no vácuo, se elevaria à $\frac{c^2}{2g}$,

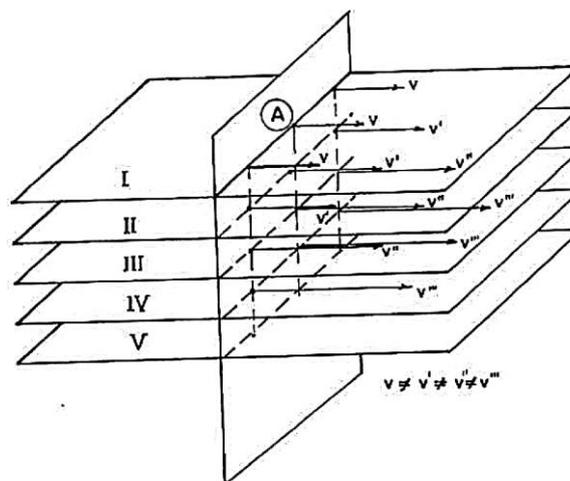
$$E_c = F_p \cdot \frac{c^2}{2g} \quad (2.18)$$

2.1.3 MÉTODO EULERIANO PARA ESTUDO DO ESCOAMENTO

Um método clássico para o estudo de escoamento dos fluidos é o método de Euler que considera as grandezas características, velocidade e pressão, nos diferentes locais do fluido para cada instante. Isso corresponde a considerar um volume finito, através do qual o fluido escoo, e definir o estado para cada ponto dentro desse volume de controle.

Para turbinas Francis normais, normalmente utiliza-se a teoria bidimensional, que considera as grandezas características do escoamento variando ao longo da trajetória de um elemento, mas constantes em um plano normal à trajetória, como na Figura 4. Ao admitir interação entre as camadas líquidas vizinhas faz-se necessário a determinação de duas coordenadas, ou seja, além da posição da partícula na trajetória, a forma da trajetória (MACINTYRE, 1983).

Figura 4 - Escoamento bidimensional.



Fonte: MACINTYRE (1983)

2.1.4 PERDA DE CARGA DURANTE O ESCOAMENTO

O princípio de degradação da energia define que o escoamento de um fluido real ocorre com atrito, o que causa perdas de energia na forma térmica (SOUZA, 2011a). São comumente chamados de perda os processos irreversíveis que ocorrem no funcionamento de máquinas, como quando a energia mecânica se transforma em calor ou energia interna, por exemplo, também citada como energia perdida ou ainda energia cedida.

A perda de carga na turbina pode ser encontrada como a queda de pressão total durante o escoamento, podendo ser ocasionada pela queda de pressão atmosférica devido à diferença da altura do nível montante e jusante, por atrito devido aos efeitos de dissipação viscosa do fluido e pela variação de energia cinética do escoamento. A forma dos canais por onde o escoamento flui e as variações de direção impostas ao fluido por estes também influenciam na perda de carga, pois elevam a turbulência do escoamento, (OLIVEIRA; NOLETO, 2013).

A perda de carga devida a alterações nas seções dos canais por onde o fluido escoar, pode ser calculada pelo produto entre um coeficiente característico da forma (λ) pela carga cinética que o atravessa:

$$J_v = \lambda \frac{c^2}{2g} \quad (2.19)$$

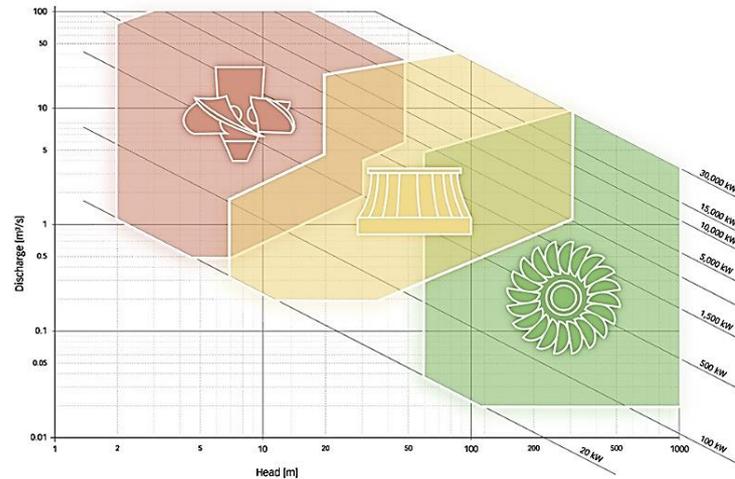
O tubo de sucção das turbinas, além da função de descarga reduz a velocidade do fluido com o aumento do diâmetro da tubulação, assim reduzindo as perdas de energia cinética. Em alguns projetos essa energia pode ser de cerca de 50% da energia total disponível, que seria perdida sem o duto (COSTA, 2003).

2.2 Classificações de turbinas

As turbinas hidráulicas são classificadas como máquinas de fluxo motora, definidas como transformadores de energia que fornecem trabalho mecânico a partir de fontes de energia hidráulica, por exemplo (HENN, 2006). São nomeadas de acordo com o modelo de seu rotor sendo os mais usuais Pelton, Kaplan e Francis. Cada um destes é indicado para uma faixa de características como altura de queda (H), vazão (Q) e potência (P), como é mostrado pela Figura 5, estas características são definidas

pelo local de instalação da máquina. Nesta figura também é possível notar que existem regiões onde mais de um tipo de turbina pode ser utilizada, nesses casos são empregados critérios adicionais de seleção como custos, faixa de operação, configuração do terreno, facilidade de manutenção, entre outros.

Figura 5 - Campo de aplicação dos tipos de turbinas hidráulicas.



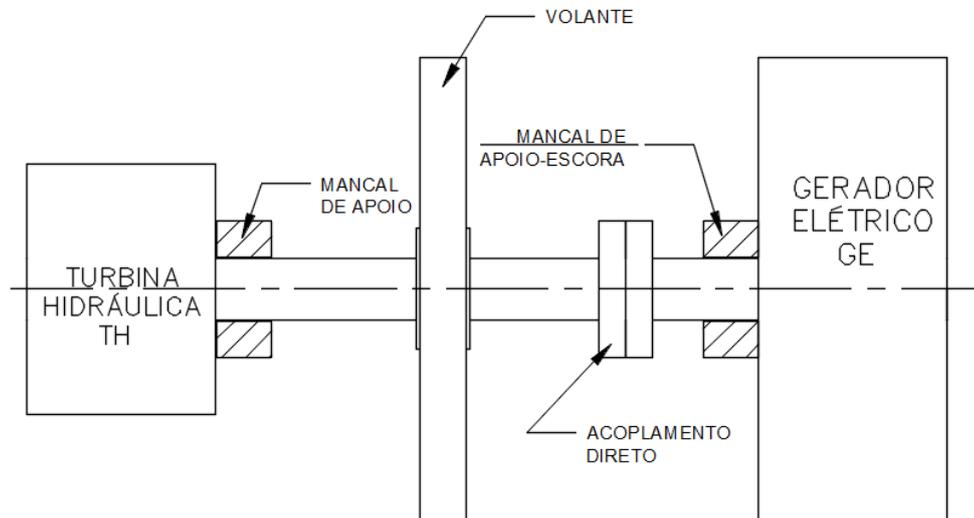
Fonte: ANDRITZ (2019).

A turbina hidráulica Francis (THF) possui abrangente faixa de aplicação ao considerar queda líquida e vazão, variando de baixas até rotações muito altas (MATAIX, 1993). Isto leva a uma subdivisão entre os rotores Francis, que será melhor explanado a seguir.

2.2.1 TURBINAS FRANCIS

A THF é uma TH de reação, classificação dada às turbinas que operam com energia em sua forma cinética e de pressão, pois o escoamento através do rotor ocorre com variação da pressão, o rendimento interno máximo para este tipo de rotor é de 0.98, (SOUZA; SANTOS; BORTONE, 2009). Nas CGHs geralmente são utilizadas turbinas com eixo horizontal (Figura 6) para simplificar seus mancais e estruturas de apoio necessárias.

Figura 6 - Disposição dos componentes do Grupo Gerador de eixo horizontal de acoplamento direto.



Fonte: Adaptado de SOUZA; SANTOS; BORTONE (2009).

As turbinas Francis também são classificadas em função da rotação específica (n_{qAr}), como se pode observar na Tabela 1, esta é uma característica adimensional que corresponde à rotação da máquina caso operasse em queda de 1 m.c.a. e vazão de 1 m³/s, determinada no Sistema Internacional de unidades por Q (m³/s), H (m) e rotação (n) em rpm, correspondentes ao ponto de maior rendimento desta. A partir disso, características da geometria da máquina podem ser obtidas através de equações baseadas em dados de testes já realizados em laboratório (HENN, 2006).

$$n_{qAr} = 3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (2.20)$$

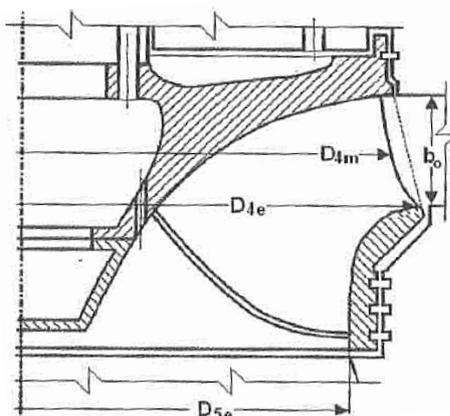
Tabela 1 - Classificação de Turbinas Francis quanto à rotação específica.

Tipo da turbina	Rotação específica	Geometria
Francis Lenta	$60 \leq n_{qAr} < 120$	$\frac{D_{4m}}{D_{5e}} > 1$
Francis Normal	$120 \leq n_{qAr} < 220$	$\frac{D_{4m}}{D_{5e}} \cong 1$
Francis Rápida	$220 \leq n_{qAr} < 350$	$\frac{D_{4m}}{D_{5e}} < 1$

Fonte: Adaptado de SOUZA (2011).

Sendo D_{5e} o diâmetro externo da aresta de saída e D_{4m} o diâmetro médio de aresta de entrada, como mostra a Figura 7, e D_{4e} o diâmetro externo da aresta de entrada.

Figura 7 - Geometria de pá de rotor Francis normal em plano vertical.

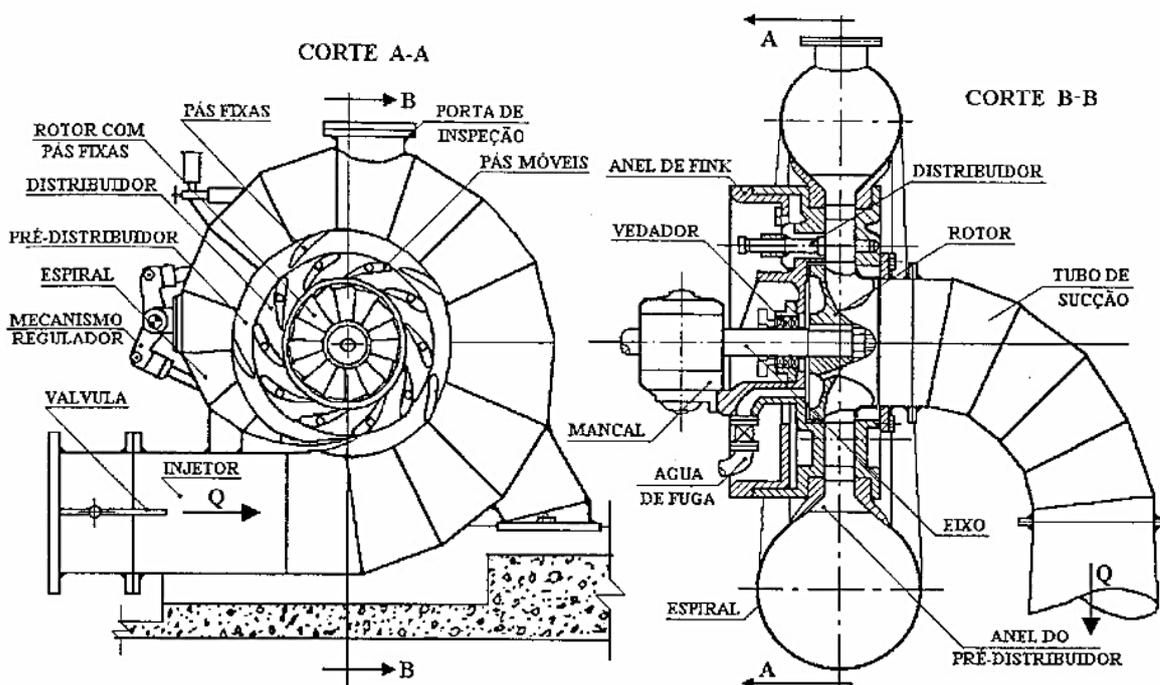


Fonte: Adaptado de Souza (2011a).

2.2.2 FUNCIONAMENTO DE UMA TURBINA FRANCIS

Em um cenário real de funcionamento, a água que provem do reservatório montante ingressa à THF pela caixa espiral que tem como principal finalidade distribuir o fluxo de água igualmente por toda a periferia do rotor. A água então flui radialmente por entre as pás fixas do pré-distribuidor, responsável por manter o ângulo de entrada adequado. Ainda em direção ao centro da turbina antes de encontrar o rotor, a água passa pelas palhetas diretrizes do distribuidor, estas são móveis para o controle de vazão e direcionamento ideal do fluxo. No rotor a energia do fluxo é convertida em energia mecânica quando o fluido de trabalho circula pelos canais existentes entre as pás, exercendo pressão contra elas, resultando na rotação. Por fim a água sai da turbina pelo tubo de sucção que também tem a função de converter a pressão dinâmica em estática, aumentando queda líquida que a máquina absorve e reduzindo as perdas (GISSONI, 2015). A disposição dos elementos da turbina citados pode ser observada na Figura 8.

Figura 8 - THF de eixo horizontal e seus principais componentes.



Fonte: Ilustração adaptada de SOUZA; SANTOS; BORTONE (2009).

2.2.3 TRIÂNGULO DE VELOCIDADES

Na geração hidrelétrica em um sistema conectado à rede a rotação é sempre constante em função da frequência fixa do sistema interligado e do número de pares de polos do gerador. As turbinas hidráulicas precisam variar a vazão para suprir a demanda de energia elétrica, que atua como torque contrário ao fluxo no eixo à rotação constante. Outro fator que influencia na necessidade de variar a vazão é a mudança de nível do reservatório em períodos de estiagem (VIANA; BORTONI, 2009).

Em 1849 o engenheiro norte-americano James Francis, desenvolveu a turbina que leva seu nome, porém o sistema de pás diretrizes ajustáveis só foi desenvolvido 30 anos depois. A potência gerada pela turbina varia quando o ângulo das pás diretrizes são alterados pois as estas influenciam na velocidade na entrada do rotor (ZU-YAN, 2016).

Essa variação da vazão é feita indiretamente pelo regulador de velocidade que comanda a posição do distribuidor com o auxílio do servomotores, causando alterações no ângulo das palhetas diretrizes através da rotação do anel do distribuidor.

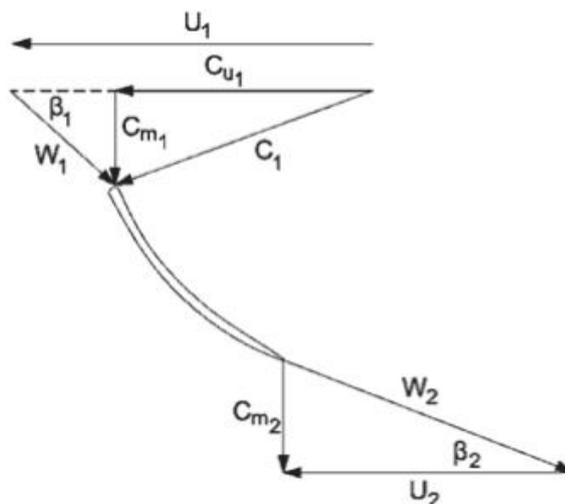
Quanto maior o ângulo de abertura, maior a vazão, já que a velocidade do rotor será constante.

As máquinas são projetadas para que em sua melhor configuração, ou na maioria possível de configurações, o fluido mova-se suavemente sem grandes perturbações através das pás. Para que isso ocorra a direção do escoamento relativo a pá na entrada e saída desta deve ser tangente a sua superfície, condição chamada "entrada sem choque" (FOX et al., 2016).

A velocidade na entrada do rotor é $u_1 = \omega \cdot r$, definida pela geometria do rotor e sua rotação. O escoamento que chega no rotor é radial e à medida que atravessa o rotor a velocidade adquire uma componente axial enquanto a tangencial é reduzida, quando ele deixa o rotor a velocidade do fluido é basicamente axial com pequena ou nenhuma componente tangencial (POTTER; WIGGERT, 2004).

Para o estudo e dimensionamento é útil desenvolver diagramas de velocidade para a entrada e saída do rotor, como o demonstrado na Figura 9 que também contém notação para os ângulos das pás, β_1 e β_2 são ângulos de entrada e saída relativos à direção tangencial.

Figura 9 - Triângulo de velocidades para máquinas de fluxo.



Fonte: BONE (2017).

A velocidade absoluta (c_1) é a soma vetorial da velocidade do rotor (u_1) e a do escoamento relativa à pá (w_1). O ângulo da velocidade absoluta do fluido (α), é medido a partir da direção normal à área de escoamento. Esse ângulo varia com a vazão e com a velocidade ω do rotor.

O ângulo de entrada da pá é especificado para a vazão e velocidade de projeto, para que a entrada sem choque seja obtida. Quando uma turbina operando com velocidade angular constante sofre variações da descarga o ângulo da diretriz deve ser ajustado para que o ângulo apropriado de entrada do rotor seja mantido (POTTER; WIGGERT, 2004).

A velocidade relativa à pá geralmente muda da entrada para a saída nas turbinas de reação, então a equação da continuidade deve ser aplicada para determinar a componente normal em cada seção (FOX et al., 2016).

2.3 Características fundamentais das turbinas

As designações feitas a seguir são parâmetros de extrema importância para o projeto, pois nestas estão definidos os limites de operação e os rendimentos esperados de uma turbina hidráulica.

2.3.1 QUEDAS

Nas turbinas a água é captada em certa cota, altura de nível montante (NM), passa por seu interior e depois é abandonada em cota inferior a primeira, altura de nível jusante (NJ), como já mostrado na Figura 1. Para padronização é importante que algumas designações sobre alturas de quedas anteriormente consagradas por literaturas que tratam de aproveitamento de energia hidrelétrica sejam feitas.

A queda hidráulica (H) ou queda disponível é a diferença de energia hidráulica entre NM e NJ. Na Figura 8, H representa a energia cedida por 1kgf de líquido ao atravessar o canal no sentido da seção ab para $a'b'$, também mostrada na equação (2.13) se referindo ao termo entre colchetes, que é a diferença entre os “trinômios de Bernoulli”, equação (2.21). Essa equação leva em consideração as perdas que ocorrem no escoamento, demonstrando a diferença de nível que será aproveitada pela turbina, quando os pontos 0 e 1 representarem o NM e NJ, respectivamente (MACINTYRE, 1983),

$$H = h_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} - \left(h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} \right) \quad (2.21)$$

A altura de queda bruta (H_g) é considerada como o desnível topográfico entre o NJ e o NM, ou seja, a queda hidráulica (H) quando a vazão é igual a zero (onde $p = 0$ e $c = 0$).

A altura de queda nominal (H_n), é a queda hidráulica disponível para qual a turbina é encomendada e proporcionará o máximo rendimento. Para essa queda a turbina terá a rotação nominal e a potência nominal sob a vazão determinada para o projeto.

A queda líquida (H_l) é a parcela de energia que o rotor realmente recebe e será utilizada para fazê-lo girar, trata-se de H menos as perdas. Sendo as perdas de carga J_ε e perdas de vazão J_q . As perdas de vazão ocorrem devido às folgas existentes entre o rotor e às paredes fixas (Q_1), por onde o fluido passa e escoar direto para a sucção – o fluido escoar por furos existentes no centro do rotor, esses furos existem justamente para que essa água seja escoada, pois sua presença ali é inevitável, e a pressão causada devido ao empuxo na coroa, caso esses não existissem, sobrecarregaria o mancal -, e também pelas folgas entre o anel distribuidor e a coroa do rotor (Q_2),

$$H_l = H - J_\varepsilon - J_q \quad (2.22)$$

A queda útil final é a energia utilizável no acionamento do gerador elétrico, definida como H_l menos a energia utilizada para vencer resistências mecânicas da máquina (J_p):

$$H_u = H_l - J_p \quad (2.23)$$

Os limites de variação da queda considerados aceitáveis dependem do tipo de turbina, para a turbina Francis segundo MACINTYRE, 1983:

$$H_{max} = 1.25 \cdot H_n \quad (2.24)$$

$$H_{min} = 0.65 \cdot H_n \quad (2.25)$$

Da mesma forma que para a queda, existem designações diferentes para a potência. Sendo elas potência disponível nominal (P_d) onde o rendimento é máximo, potência motriz (P_m) e potência efetiva (P_t):

$$P_d = \gamma \cdot Q \cdot H_n \quad (2.26)$$

$$P_m = \gamma \cdot Q \cdot H_l \quad (2.27)$$

$$P_t = 10 \cdot Q \cdot H_g [cv] \quad (2.28)$$

2.3.2 RENDIMENTO

Rendimento é a razão entre as potências. Como existem várias designações para potências de uma TH, existem diferentes rendimentos considerados.

Rendimento hidráulico é a razão entre as potências motriz e disponível:

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_d} = \frac{H_l}{H} \quad (2.29)$$

Rendimento mecânico, é a razão entre a potência efetiva e motriz:

$$\eta_m = \frac{P_t}{P_m} = \frac{H_u}{H_l} \quad (2.30)$$

O rendimento volumétrico, é a razão entre as vazões:

$$\eta_v = \frac{Q - \sum(Q_1 + Q_2)}{Q} \quad (2.31)$$

Em turbinas Francis pequenas η_v pode ser considerado igual a 95.55%.

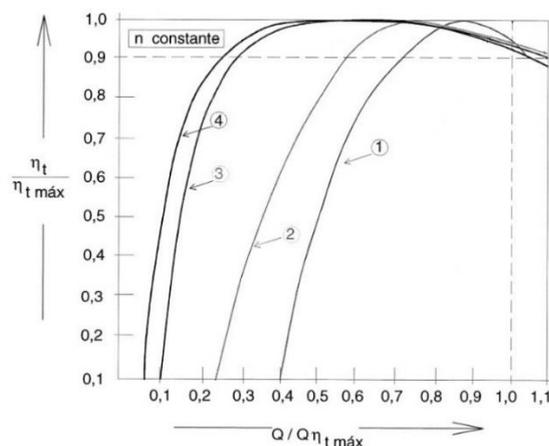
O rendimento total η_t , é a razão entre a potência efetiva e a disponível:

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_d} = \frac{H_u}{H} = 1 - \left(\frac{J_\varepsilon}{H} + \frac{J_p}{H} \right) = \eta_h \cdot \eta_m \quad (2.32)$$

Em turbinas pequenas é da ordem de 0.80.

Normalmente a eficiência máxima de operação do rotor Francis corresponde a 80-90% da abertura total do distribuidor. Em qualquer outra posição do distribuidor, uma parte da energia é perdida devido à angulação menos eficiente do fluxo de água, isso pode ser observado na Figura 10 (COSTA, 2003).

Figura 10 - Rendimento das turbinas em função da vazão, para rotação e queda líquida constantes.



Fonte: Adaptado de VIANA; BORTONI (2009).

As linhas indicadas por 1, 2, 3 e 4 na figura acima representam a turbina Francis rápida, Francis lenta, Kaplan e Pelton, respectivamente.

As turbinas Kaplan e Pelton, possuem componentes diferentes que permitem que a regulação da vazão e ângulo de incidência nas pás do rotor seja mais refinada, possibilitando que a eficiência se mantenha alta por maior faixa de vazão.

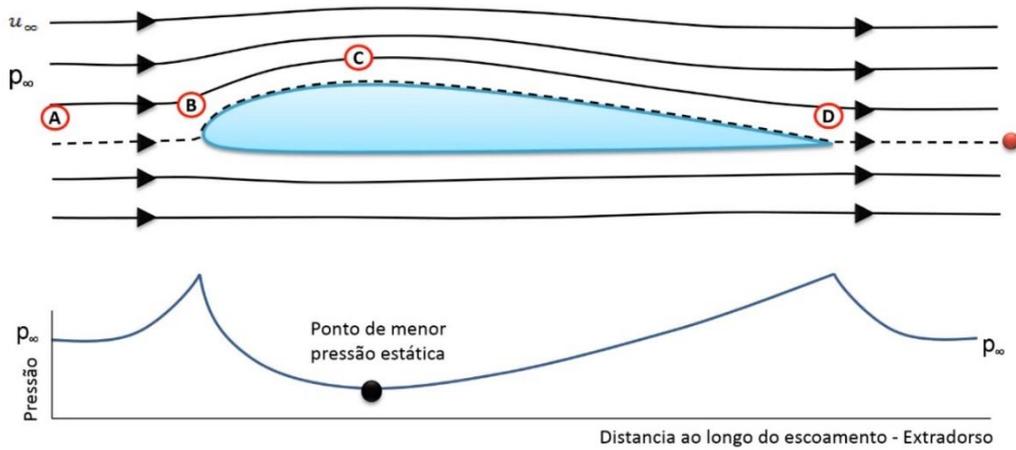
2.4 Teoria da sustentação

Quando um fluido se move sobre um corpo rígido, ele exerce forças de pressão que são normais à superfície e forças de cisalhamento paralelas à superfície ao longo de sua extensão, essas forças dependem da densidade do fluido (ρ), da velocidade do escoamento antes de alcançar o corpo (u_∞) e da forma e orientação do corpo, entre outras coisas.

Considerando o escoamento bidimensional a resultante das forças na direção do escoamento é chamada força de arrasto (F_D) e a resultante na direção normal é a chamada força de sustentação (F_L). Em THs a força de sustentação é mais relevante, então esta será melhor ilustrada.

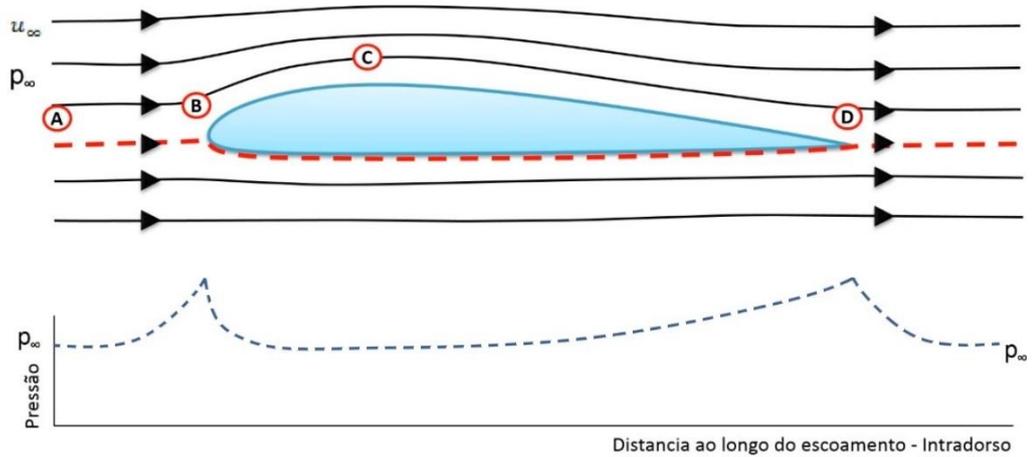
A força de sustentação no rotor da TH ocorre devido à diferença de pressão entre a força exercida pelo escoamento na superfícies superior e inferior das pás, como representado na Figura 11 e Figura 12, gerando força normal à superfície inferior de cada uma delas (Figura 13) e fazendo com que o rotor gire. A equação de Bernuoulli pode ser usada como guia na identificação de regiões de alta e baixa pressão (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Figura 11 - Distribuição de pressão na superfície superior de um perfil de asa.



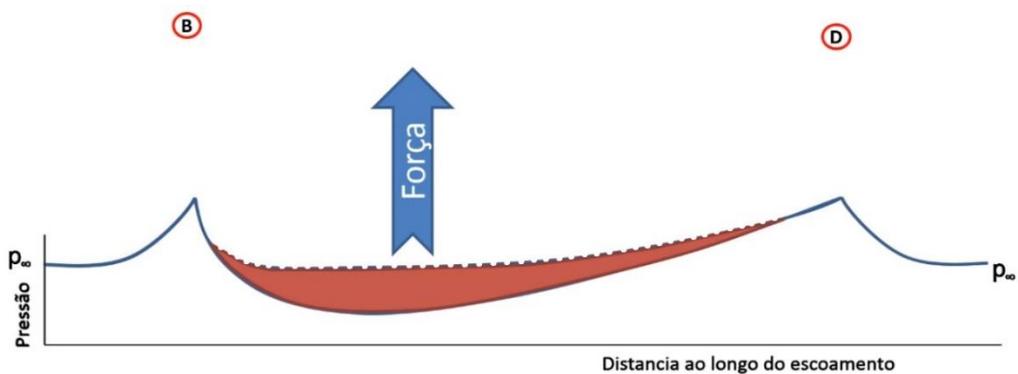
Fonte: Adaptado de UNIVERSO EXATO (2019).

Figura 12 - Distribuição de pressão na superfície inferior de um perfil de asa.



Fonte: Adaptado UNIVERSO EXATO (2019).

Figura 13 - Sobreposição das distribuições de pressão o em um perfil de asa.



Fonte: Adaptado UNIVERSO EXATO (2019).

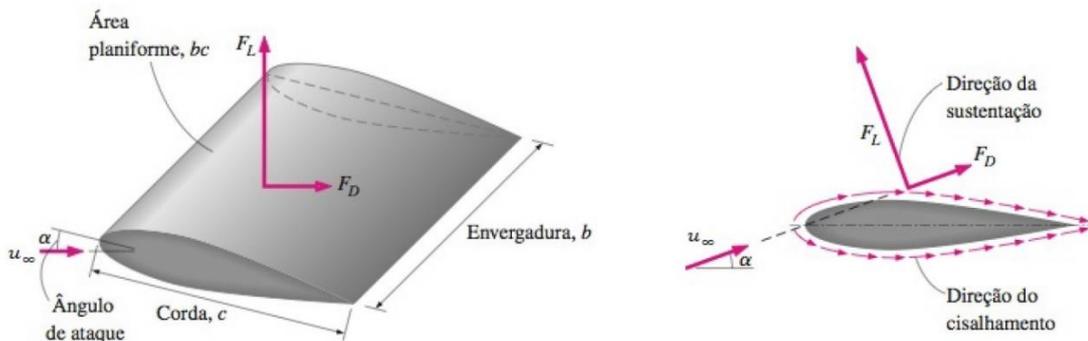
Os aspectos hidrodinâmicos dos diferentes perfis de hélices, pás e asas, por exemplo, são estudados em laboratórios. É conveniente trabalhar com números que representem as características construtivas do corpo, como o coeficiente de sustentação (C_L) e coeficiente de arrasto (C_D), para que se determinem as forças (SOUZA, 2011a):

$$F_L = C_L \cdot \frac{\rho \cdot u_\infty^2 \cdot A}{2} \quad (2.33)$$

$$F_D = C_D \cdot \frac{\rho \cdot u_\infty^2 \cdot A}{2} \quad (2.34)$$

A área planiforme (A) é a multiplicação do comprimento de corda do perfil (c) pela envergadura (b), como se pode observar na Figura 14.

Figura 14 - Termos associados à um aerofólio.



Fonte: Adaptado de ÇENGEL; CIMBALA, (2007).

A característica mais importante de uma pá é seu perfil, que define a distribuição de espessura do bordo de ataque até a aresta de saída da pá (KOCÁK et al., 2017). No presente trabalho foi utilizado o perfil Göttingem de número 428 ensaiado na Alemanha e de domínio público.

2.5 Cavitação em turbinas hidráulicas

A cavitação é o maior fator de degradação nas turbinas hidráulicas, esta pode ocorrer em qualquer máquina que utiliza líquido em locais onde a pressão estática caia abaixo da pressão de vapor do fluido utilizado.

Esse fenômeno ocorre quando a pressão cai pelo aumento da velocidade (como nas bordas das hélices do rotor), conseqüentemente a temperatura de ebulição

do fluido diminui o que causa a passagem de líquido para vapor instantaneamente formando bolhas de vapor no escoamento, também chamadas bolhas de cavitação. Quando a bolha alcança uma região de maior pressão ela implode tornando-se líquido novamente, nesse momento as pressões superficiais aumentam e se a implosão das bolhas ocorrer em regiões adjacentes às superfícies sólidas causam sérios danos por erosão na superfície do material, como pode ser observado na Figura 15 (FOX et al., 2016).

Figura 15 - Superfície afetada por erosão por cavitação.



Fonte: Autoria própria (2019).

Ainda de acordo com Fox (2016) essas bolhas influenciam no escoamento de forma significativa podendo tornar o escoamento transiente e reduzir o desempenho da máquina, pois causa aumento das perdas. Observa-se então que a cavitação afeta a operação, eficiência da máquina e sua vida útil, além de causar efeitos sonoros e de vibração.

Com o aumento da velocidade do fluxo quando o escoamento atinge o canal entre as pás do rotor, pela diminuição das seções entre outros fatores, a pressão diminui, o que aumenta a probabilidade da ocorrência de cavitação. Portanto a espessura e curvatura das pás influenciam no aumento de velocidade do fluido e consequentemente o perigo da cavitação (FEITEN, 2017) (PFLEIDERER, 1979).

3 ASPECTOS METODOLÓGICOS

Nesse capítulo são descritas etapas para atender ao objetivo geral do trabalho, ou seja, o dimensionamento do rotor e sua simulação *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*).

3.1 Dimensionamento dos componentes

Os cálculos para as dimensões do rotor da turbina hidráulica foram feitos, tendo como apoio os roteiros de cálculo disponíveis na literatura, como tomo III (SOUZA, 2011b) e Máquinas de Fluxo (BRAN; SOUZA, 1969a) que utilizam o método de Bovet, além dos demais materiais encontrados sobre o assunto.

Foi utilizado o *software Ansys SpaceClaim* para o modelamento do rotor e demais componentes utilizados.

3.1.1 CÁLCULO DO ROTOR

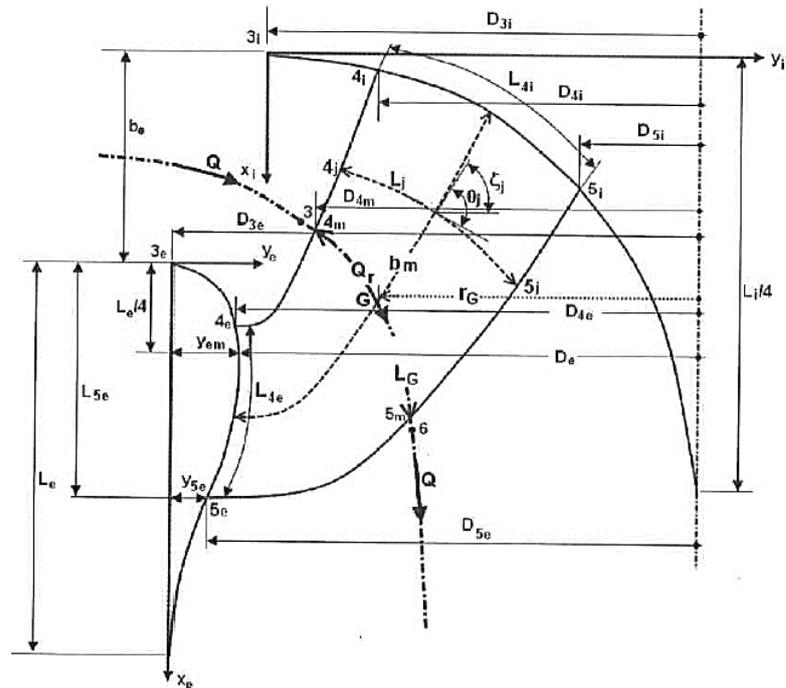
Em geral o rotor da turbina é composto de pás que possuem geometrias complexas. Por isso, com o objetivo de se obter uma turbina relativamente eficiente, o design do rotor deve ser prioridade.

Um dos mais importantes métodos para o dimensionamento do rotor Francis é o método de Bovet, que faz uso de equações empíricas. Neste método a rotação específica é o principal parâmetro para determinar as características e dimensões da turbina, utilizada para calcular as dimensões do canal no plano meridional.

A correlação entre a rotação específica e o canal projetado no plano meridional não é linear, os parâmetros variam de forma logarítmica, o que leva a diferentes possibilidades para a forma construtiva das pás (KOCAK et al., 2017).

O cálculo do rotor requer como dados de entrada a rotação específica, queda e vazão. Este é projetado para as condições nominais Q e H_n , onde o rendimento deverá ser máximo. Após os cálculos serem finalizados o canal meridional e os pontos de interseção das pás com a coroa interna e externa do rotor são obtidos (Figura 16).

Figura 16 - Características da superfície média de pá do rotor THF rebatida no plano vertical.



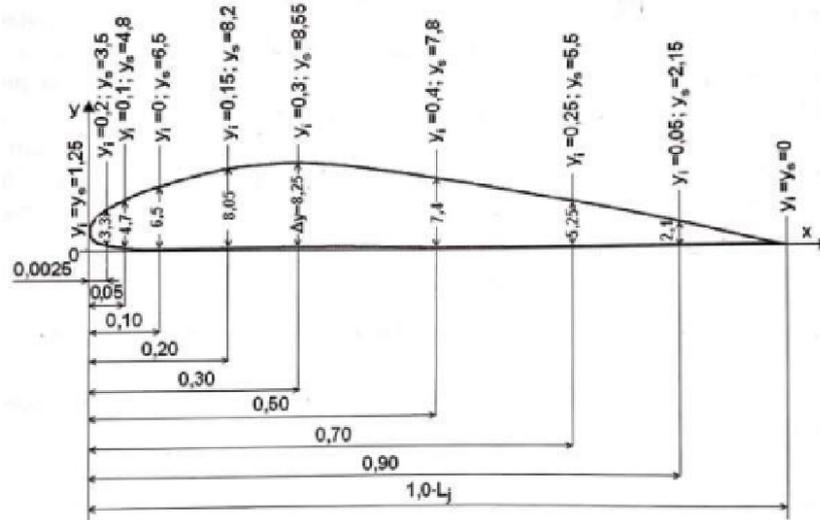
Fonte: SOUZA (2011a).

Em seguida as arestas de entrada e saída da pá foram definidas pelo método das turbinas parciais, que tem como base o escoamento plano potencial em curva com raios não concêntricos.

Grande parte do dimensionamento tem o principal foco no modelamento da geometria, utilizando recursos computacionais para o desenho, verificação de ângulos e curvaturas. No roteiro de Souza esse processo é feito manualmente ou com auxílio de recursos 2D, por conta desse processo ser muito complexo e como temos um software 3D disponível algumas etapas propostas por este autor não são necessárias.

Como citado anteriormente foi utilizado o perfil GO-428, que tem as dimensões principais mostradas na Figura 17.

Figura 17 - Perfil GÖ428.



Fonte: SOUZA (2011b).

3.1.2 TUBO DE SUCÇÃO.

O tubo de sucção é um dos elementos mais importantes da turbina, utilizado para converter pressão dinâmica em pressão estática do fluido de saída. Existem muitos estudos sobre a sua otimização e os pontos principais destes são aumentar o coeficiente de recuperação de pressão (cp) e reduzir as perdas de carga nele (TIAN et al., 2015). O cp pode ser interpretado como a porcentagem da pressão dinâmica disponível a ser recuperada para pressão estática,

$$cp = \frac{P_{estatica.out} - P_{estatica.in}}{\frac{1}{2} \rho (v_{in}^2 - v_{out}^2)} = \frac{P_{estatica.out} - P_{estatica.in}}{P_{dinamica.in}} \quad (3.1)$$

O cp ideal de uma geometria é definido em função da relação das áreas:

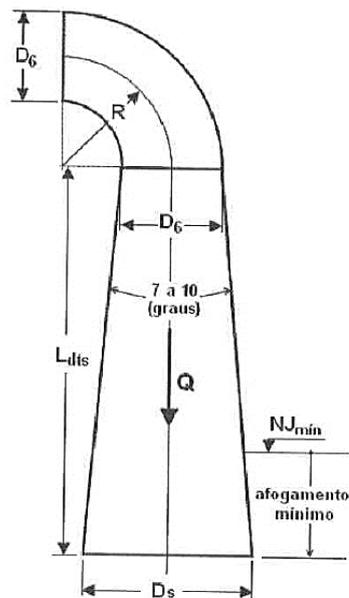
$$cp_i = 1 - \left(\frac{A_{in}}{A_{out}}\right)^2 \quad (3.2)$$

O tubo de sucção tem a capacidade de aumentar a queda líquida da máquina ao melhorar o coeficiente de recuperação de pressão estática, o que resulta em melhor desempenho desta. Quanto mais baixa a queda da turbina, maior é o impacto das características do tubo de sucção na eficiência total da planta de geração.

Segundo os resultados obtidos por (KAI KUPPINGER, [s.d.]), quando o diâmetro de saída é aumentado (escalando a geometria) diminuindo a velocidade do fluxo na saída e aumentando o c_p , a eficiência é melhorada significativamente, porém essa ação gera aumento de custos na fabricação e instalação do componente.

Normalmente a geometria do tubo de sucção é principalmente decorrente das configurações de terreno do local a ser implantado. Como neste caso não existem tais restrições, a geometria foi definida da forma mais simples o possível, evitando curvas e inclinações desnecessárias. A seguir foram encontradas as dimensões principais para o tubo de sucção (Figura 18), para que este alcançasse valores satisfatórios de perdas de carga e recuperação de pressão.

Figura 18 - Características do tubo de sucção da THF.



Fonte: (SOUZA, 2011a).

3.1.3 PÁS DIRETRIZES

Foram utilizadas geometrias disponibilizadas pela empresa *Hacker Industrial* para os componentes do sistema distribuidor necessários para a simulação da turbina, dos quais não foram apresentados ou discutidos os resultados ou influência, pois serviram somente como apoio.

3.2 Simulação

Com a simulação computacional do escoamento é possível analisar dados como a pressão e velocidade do fluido e suas linhas de corrente. Podem também ser analisados possíveis pontos de ocorrência do fenômeno de cavitação e o torque hidráulico no rotor da turbina (FEITEN, 2017).

Após as geometrias necessárias serem modeladas, conforme as sessões anteriores, foram feitas as malhas utilizando *software Ansys TurboGrid* para as pás do rotor e distribuidor e *Ansys Meshing* para a sucção, buscando atender os critérios internos dos softwares para qualidade das malhas.

A malha é utilizada para discretizar o escoamento em pequenos elementos. Esses elementos consistem em nós, nos quais as variáveis são calculadas. O fator de crescimento e tamanho dos elementos devem ser especificados no momento da geração da malha e interferem na confiabilidade da solução (KHARE; PRASAD; KUMAR, 2010). Já as simulações foram feitas com o *software ANSYS CFX*. As licenças necessárias para os *softwares* citados foram disponibilizadas pela empresa Hacker Industrial para a realização do presente trabalho.

As simulações numéricas são baseadas no método RANS, que utiliza equações modificadas incluindo o efeito da rotação do rotor. Esse modelo é utilizado em muitas pesquisas que o validam para prever a performance de turbinas (KHARE; PRASAD; KUMAR, 2010)

As pás do distribuidor foram definidas como domínios fixos para cada simulação, sendo a pá rotacionada em 2° para mais e menos até que a curva de eficiência por vazão, com queda constante, fosse obtida.

4 CONCEPÇÃO E DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

4.1 Dimensionamento do rotor

Após algumas tentativas de dimensionamento pelo método de SOUZA (2011b) nota-se que existem equações que estão incompletas ou com algum termo trocado, além de procedimentos complexos e tomadas de decisões necessárias. Por isso foi optado por utilizar os mesmos valores iniciais que o autor utiliza, para que assim o método seja entendido de melhor forma.

Como existem vários trabalhos publicados utilizando o mesmo procedimento para o dimensionamento onde são descritas as equações utilizadas, no presente trabalho foram elencadas somente as mais importantes e também os métodos julgados mais práticos, ou até mais lógicos, que o roteiro original.

Apesar de os métodos serem semelhantes inicialmente, optou-se por seguir o método de BRAN, para que os valores de σ e $h_{s,max}$ não tenham a necessidade de serem tomados como valores iniciais.

4.1.1 DADOS INICIAIS

Os dados iniciais são obtidos através de estudos hidrológicos e topológicos do local de instalação da turbina, os dados aqui utilizados podem ser observados na Tabela 2.

Tabela 2 - Dados de entrada para dimensionamento do rotor.

Q	Q_{min}	h_l	$H_{m\acute{a}x}$	z_b
15 m ³ /s	10 m ³ /s	60 m	65 m	200 m

Fonte: Autoria própria (2022).

Onde z_b é a altura barométrica e $H_{m\acute{a}x}$ a queda líquida máxima.

(SOUZA, 2011b) utiliza valores de eficiência volumétrica e motriz de 0.97 e 0.99, respectivamente. Enquanto (BRAN; SOUZA, 1969a) cita que por prática ou catálogos de orientações o rendimento total é de 0.8, também é possível observar na

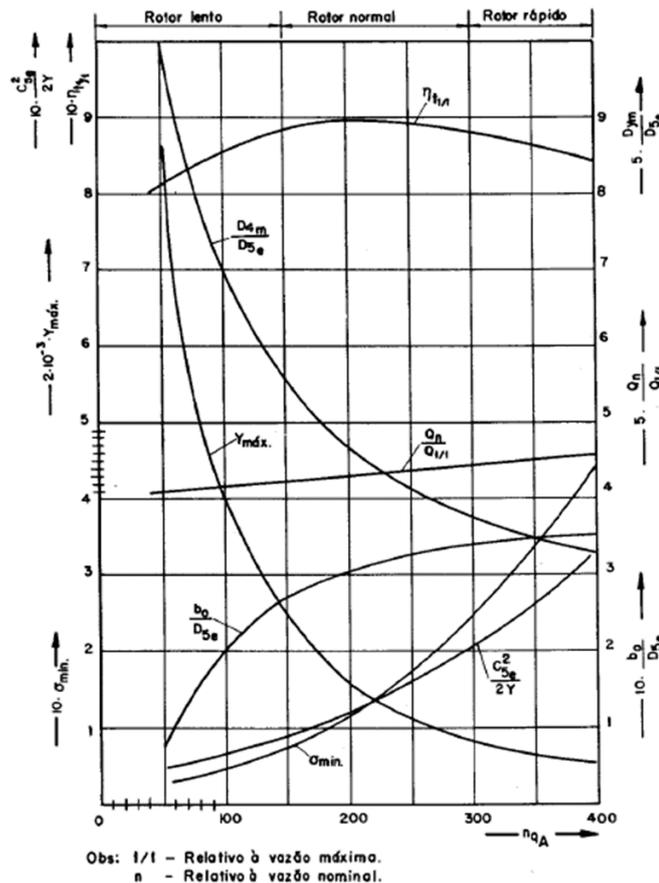
(Figura 19) que este é o menor valor apresentado para o rotor Francis de η_t . Pela razão entre este e o rendimento mecânico, é possível obter a eficiência hidráulica da máquina, então os valores utilizados para os rendimentos preliminares são os constantes na Tabela 3.

Tabela 3 - Rendimentos considerados.

η_v	η_m	η_t	η_h
0.97	0.99	0.8	0.8247

Fonte: Autoria própria (2022).

Figura 19 - Elementos para pré-dimensionamento de rotores Francis.



Fonte: BRAN; SOUZA (1969).

Esforços são feitos para que as máquinas sejam reduzidas em tamanho e peso, uma característica que auxilia nesse sentido é aumentar a velocidade de rotação desta, porém isso aumenta o risco de cavitação e leva a necessidade de maiores valores de submersão do rotor (ZU-YAN, 2016).

Para definir a rotação da máquina é necessário fazer a análise combinada desta com a altura de sucção máxima necessária para que a erosão por cavitação nas pás seja reduzida, ou até mesmo evitada.

A altura de sucção é medida sempre do nível de jusante (canal de fuga) até a linha de eixo da turbina. A instalação da TH onde a altura de sucção é positiva é denominada não afogada. Já a instalação da TH onde a altura de sucção é negativa é considerada afogada (FEITEN, 2017). Essas duas características se relacionam da seguinte forma:

$$n_{qA} := n_s \cdot \frac{Q}{Y^{\frac{1}{4}} \cdot s^{\frac{3}{4}}} \cdot 10^3 \quad \sigma_{min \ i} := \left(\frac{n_{qA \ i}}{627,7} \right)^2 + 0,0311 \quad h_{s,max \ i} := \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{p_b}{\rho} - \sigma_{min \ i} \cdot Y \right)$$

Para encontrar a pressão barométrica em Pascal a altitude em metros foi convertida para mmHg com o auxílio de tabelas encontradas como a exposta na

Figura 20 e então feita a conversão de unidades, considerando 1 atm. = 760 mmHg = 101,33 kPa resultando nos valores da

Tabela 4.

Figura 20 - Variação da Patm com a altitude.

Altitude (m)	Pressão atmosférica (mmHg)	Altitude (m)	Pressão atmosférica (mmHg)
0	760	1200	658
200	742	1400	642
400	724	1600	627
600	707	1800	612
800	690	2000	598
1000	674	3000	527

Fonte: GALVANI (2022).

Tabela 4 - Pressões barométricas.

h_{mmHg}	$P_{barométrica}$
742 mmHg	98.93 kPa

Fonte: Autoria própria (2022).

O trabalho específico é definido pela equação de Euler para rotores Francis:

$$Y := h_l \cdot g$$

Os possíveis valores foram avaliados conforme Figura 21 abaixo e então foi escolhida a rotação de 360 rpm que representa h_s máximo de aproximadamente 2,4 m, essa foi considerada uma boa relação entre os requisitos anteriormente citados.

Figura 21 - Rotações possíveis para a turbina estudada, relacionadas à altura de sucção resultante

n	$h_{s,max}$
1800	-135,7144 m
1200	-55,735 m
900	-27,7423 m
720	-14,7856 m
600	-7,7474 m
514,2857	-3,5036 m
450	-0,7492 m
400	1,1392 m
360	2,4899 m
327,2727	3,4893 m
300	4,2495 m
276,9231	4,841 m
257,1429	5,3104 m

Fonte: Autoria própria (2022).

Para definir as dimensões preliminares do rotor (Tabela 5), foram retirados valores das curvas da Figura 19 para a rotação específica de 194,46, correspondente à rotação escolhida. O valor preliminar de $D_{5e.min}$ pode ser encontrado pela equação da continuidade através da velocidade máxima $c_{5.max}$.

Tabela 5 - Dimensões preliminares do rotor.

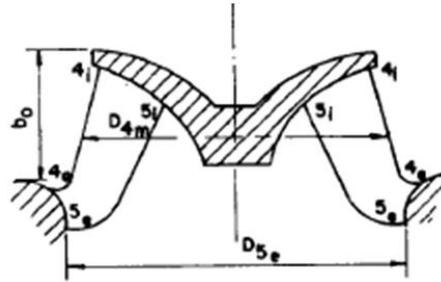
$c_{5.max}$	$D_{5e.min}$	$D_{4m.min}$	$b_{0.inicial}$	Q_n
11.88 m/s	1267 mm	1216 mm	380mm	12.36 m ³ /s

Fonte: Autoria própria (2022).

Onde: $c_{5.max}$ – velocidade máxima na entrada do tubo de sucção.

Essas dimensões são melhores apresentadas na Figura 22 a seguir.

Figura 22 - Convenções para o rotor Francis.



Fonte: BRAN; SOUZA (1969).

Bran verifica se os elementos de orientação tomados para o rotor estão dentro do esperado. Apenas convertendo velocidade de rotação em velocidade escalar para um ponto na extremidade do meio da pá (4_m) é possível obter a velocidade tangencial (u_{4m}). Como o valor até aqui obtido para a dimensão $D_{4m.min}$ é mínimo a velocidade resultante deste também será mínima.

De acordo com SOUZA, o n_{qA} encontrado classifica o rotor estudado em uma Francis normal, além disso mostra o triângulo de velocidades característico desse tipo de rotor, onde β_{4i} é próximo a 80° e para os demais pontos deve estar entre 70° e 90° .

Para calcular o valor preliminar de c_m , foi feita a aproximação, utilizando o princípio da continuidade para o ponto de entrada 4_m , porém ao fim dos cálculos desta primeira sessão o valor obtido de c_m foi utilizado como estimativa inicial e uma nova sequência de cálculos então foram realizados. Na Tabela 6 abaixo, o valor já está atualizado para seu valor final utilizado, assim como os demais valores sequentes.

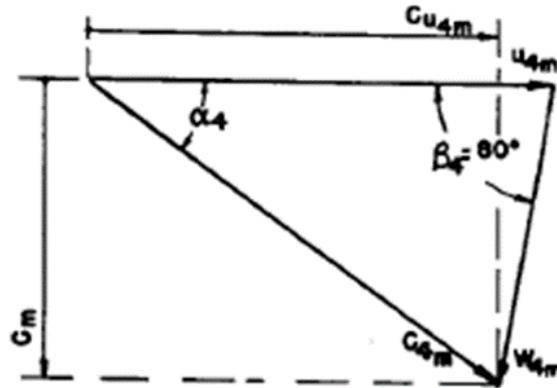
Tabela 6 - Valores preliminares para o triângulo de velocidades.

$u_{4m.min}$	c_m	β_{4m}
22.94 m/s	8,90	80°

Fonte: Autoria própria (2022).

A partir do desenho das velocidades Figura 23, se obtém geometricamente a componente $c_{u_{4m}} = 21.36 \text{ m/s}$.

Figura 23 - Triângulo de velocidades arbitrado preliminarmente.



Fonte: BRAN; SOUZA (1969).

Caso esses valores fossem reais, o trabalho específico da pá, segundo BRAN, seria de 490 Gy, pois $Y_{pá} = u_{4m} \cdot c_{u,4m}$. Pelos valores encontrados anteriormente o $Y_{pá}$ necessário é $Y \cdot \eta_h = 485$ Gy. Alcançando o requisito imposto por Bran.

Caso não fosse atingido o valor necessário, como ocorreu na primeira iteração feita, a velocidade u_{4m} teria de ser aumentada. Foi criado então a sequência de operações para obter valores aceitáveis, como apresentado na Figura 24. Também como consequência da alteração das velocidades os diâmetros tiveram de ser recalculados.

Figura 24 - Sequência de operações para ajuste do triângulo de velocidades.

$$\begin{array}{l}
 \text{if } Y'_{pá} < Y_{pá} \\
 \left| \begin{array}{l}
 n_1 := \frac{c_{u,4m}}{u_{4m}} \\
 n_2 := \frac{u_{4m}}{c_{u,4m}} \\
 u_{4m} := \sqrt{\frac{Y_{pá}}{n_1}} \\
 c_{u,4m} := \sqrt{\frac{Y_{pá}}{n_2}} \\
 Y'_{pá} := u_{4m} \cdot c_{u,4m}
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

Fonte: Autoria própria (2022).

Com os diâmetros e velocidades encontradas, pela equação da continuidade e relações trigonométricas obtemos a Tabela 7.

Tabela 7 - Valores ajustados para o triângulo de velocidades.

$c_{m.4m}$	$c_{m.5e}$	c_{4m}	β_{4m}
12.8 m/s	11.8 m/s	24.9m/s	83,0°

Fonte: Autoria própria (2022).

Após o descrito as equações do livro de (SOUZA, 2011a) foram seguidas, o roteiro também pode ser encontrado de forma mais detalhada no trabalho de CONTE, L. M. (2020).

O valor de rendimento interno dado pela equação

$$\eta_i = 0,7183 + 0,005566 \cdot n_{qr} - 6,5417 \cdot 10^{-5} \cdot n_{qr}^2 + 2,0919 \cdot 10^{-7} \cdot n_{qr}^3$$

de SOUZA (2011a) é uma aproximação por valores experimentais de modelos reduzidos. Quando uma turbina é escalada para um diâmetro maior, as perdas de carga e demais existentes representam porcentagem menor no resultado final, portanto o rendimento para turbinas maiores é da ordem de 2% a 3% maior que o obtido, por isso o resultado da equação foi multiplicado por 1.25.

Os resultados obtidos podem ser observados abaixo na Tabela 8 e Figura 25, sendo esses valores dimensões preliminares que poderão ser alteradas conforme necessário, devendo prezar por manter b_0 , D_{4e} e D_{5e} .

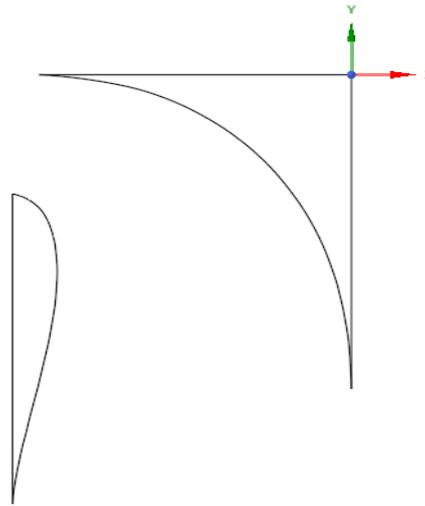
Tabela 8 - Dimensões da projeção vertical rebatida da superfície média da pá obtidos pelo roteiro presente em SOUZA, 2011a.

Resultados	
n	360 rpm
h_{sum}	3.89 m
η_i	95.05%
Q_r	12.36 m ³ /s
n_{qAr}	176.15
D_{5e}	1267 mm
D_{4e}	1341 mm
c_m	8.90 m/s
β_{4m}	83.0°
b_0	304 mm
D_{3i}	1336 mm

D_{4i}	1241 mm
D_{5i}	603 mm
L_i	3255 mm
D_{3e}	1449 mm
L_e	793 mm
L_{5e}	282 mm
y_{em}	95 mm
L_{4i}	347 mm
L_{4e}	184 mm
$P_{em\acute{a}x}$	10270 kW
d	360 mm

Fonte: Aatoria pr3pria (2022).

Figura 25 - Projeção vertical rebatida da superfície média da pá.



Fonte: Aatoria pr3pria (2022).

Ainda para esta etapa do dimensionamento BRAN cita que c_{u4i} deve ser menor que u_{4i} , para que o ângulo nesse ponto seja menor que 90° , desse modo verificando que não haverá dupla curvatura na aresta de entrada da pá. Isso pode ser feito ao encontrar a velocidade tangencial com o diâmetro D_{4i} e dividindo o trabalho específico da pá pela velocidade encontrada obtém-se c_{u4i} , que é componente resultante da velocidade absoluta na direção tangencial. Para o diâmetro em 4i encontrado temos o constante na Tabela 9, que atende o descrito por BRAN, levando a crer que os resultados são satisfatórios.

Tabela 9 - Velocidades no ponto 4i.

$c_{u,4i}$	u_{4i}
20.7 m/s	23.4 m/s

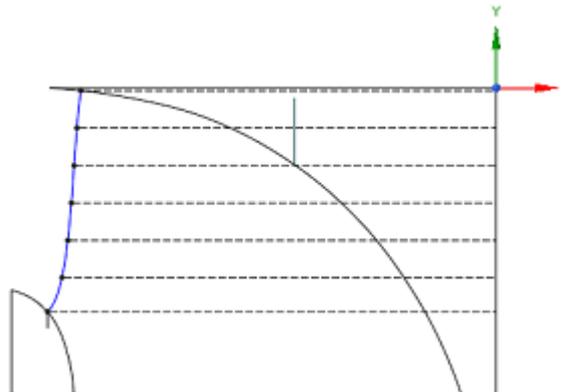
Fonte: Autoria própria (2022).

4.1.2 ARESTA DE ENTRADA E SAÍDA

Nesta parte do trabalho as arestas de entrada e de saída da pá serão definidas utilizando o método de turbinas parciais. Esse método consiste em dividir o canal por linhas de corrente de modo que por cada canal definido passe a mesma vazão, aqui foram consideradas 3 divisões, ou seja, três turbinas parciais.

A aresta de entrada deve ser desenhada respeitando os limites obtidos da seção anterior com os pontos de intersecção dos diâmetros em D_{4i} e D_{4e} , e as cintas interna e externa, além de ser perpendicular às duas últimas nos pontos 4i e 4e (Figura 26).

Figura 26 - Aresta de entrada preliminar.



Fonte: Autoria própria (2022).

Inicialmente, como não são conhecidas as velocidades nos pontos ao longo da aresta de entrada, utilizaremos a variável k como parametrização para as vazões em cada ponto, da seguinte forma:

$$k := \frac{c_{m,4j}}{c_{m,a}} \cdot D_{4j}$$

$$\ln \left(\frac{c_{m,4j}}{c_{m,a}} \right) := \frac{s_{4j} j}{4 \cdot r_i} \cdot \left(\frac{s_{4j} j}{2 \cdot s_{t4}} \cdot \left(\frac{r_i}{r_e} - 1 \right) + 1 \right)$$

A aresta desenhada foi separada em seis segmentos, como também é possível observar na Figura 26, e com os pontos das extremidades desses segmentos criou-se um polinômio interpolador, pelo método de Newton (Figura 27), para representar a curva e auxiliar na divisão das turbinas parciais.

Figura 27 - Forma do polinômio criado.

Polinômio de Lagrange

$$\begin{array}{c} \begin{matrix} x_0 \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{matrix} := \frac{s_{4j}}{m} \end{array} \quad \begin{array}{c} \begin{matrix} Y_0 \\ Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ Y_4 \\ Y_5 \\ Y_6 \end{matrix} := \frac{k}{m} \end{array}$$

$$L_0(x) := \frac{x-x_1}{x_0-x_1} \cdot \frac{x-x_2}{x_0-x_2} \cdot \frac{x-x_3}{x_0-x_3} \cdot \frac{x-x_4}{x_0-x_4} \cdot \frac{x-x_5}{x_0-x_5} \cdot \frac{x-x_6}{x_0-x_6}$$

$$L_1(x) := \frac{x-x_0}{x_1-x_0} \cdot \frac{x-x_2}{x_1-x_2} \cdot \frac{x-x_3}{x_1-x_3} \cdot \frac{x-x_4}{x_1-x_4} \cdot \frac{x-x_5}{x_1-x_5} \cdot \frac{x-x_6}{x_1-x_6}$$

$$L_2(x) := \frac{x-x_1}{x_2-x_1} \cdot \frac{x-x_0}{x_2-x_0} \cdot \frac{x-x_3}{x_2-x_3} \cdot \frac{x-x_4}{x_2-x_4} \cdot \frac{x-x_5}{x_2-x_5} \cdot \frac{x-x_6}{x_2-x_6}$$

$$L_3(x) := \frac{x-x_1}{x_3-x_1} \cdot \frac{x-x_2}{x_3-x_2} \cdot \frac{x-x_0}{x_3-x_0} \cdot \frac{x-x_4}{x_3-x_4} \cdot \frac{x-x_5}{x_3-x_5} \cdot \frac{x-x_6}{x_3-x_6}$$

$$L_4(x) := \frac{x-x_1}{x_4-x_1} \cdot \frac{x-x_2}{x_4-x_2} \cdot \frac{x-x_3}{x_4-x_3} \cdot \frac{x-x_0}{x_4-x_0} \cdot \frac{x-x_5}{x_4-x_5} \cdot \frac{x-x_6}{x_4-x_6}$$

$$L_5(x) := \frac{x-x_1}{x_5-x_1} \cdot \frac{x-x_2}{x_5-x_2} \cdot \frac{x-x_3}{x_5-x_3} \cdot \frac{x-x_4}{x_5-x_4} \cdot \frac{x-x_0}{x_5-x_0} \cdot \frac{x-x_6}{x_5-x_6}$$

$$L_6(x) := \frac{x-x_1}{x_6-x_1} \cdot \frac{x-x_2}{x_6-x_2} \cdot \frac{x-x_3}{x_6-x_3} \cdot \frac{x-x_4}{x_6-x_4} \cdot \frac{x-x_5}{x_6-x_5} \cdot \frac{x-x_0}{x_6-x_0}$$

$$P_6(x) := L_0(x) \cdot Y_0 + L_1(x) \cdot Y_1 + L_2(x) \cdot Y_2 + L_3(x) \cdot Y_3 + L_4(x) \cdot Y_4 + L_5(x) \cdot Y_5 + L_6(x) \cdot Y_6$$

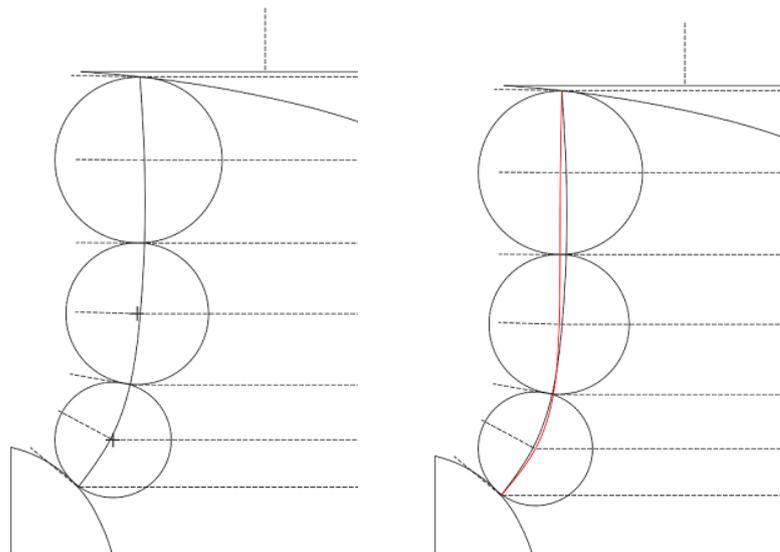
Fonte: Autoria própria (2022).

Realizando a integral sob a curva encontrada para a aresta, obtemos o valor de forma parametrizada para a vazão total e dividindo por três para cada turbina parcial. Com o auxílio de funções do *SMath Solver* para encontrar raízes de uma função, como a demonstrada para encontrar s_m abaixo, foi possível obter os pontos limitantes de cada turbina parcial:

$$s_m := \text{solve} \left(\int_0^{s_m} P_6(c) \, d c \, m^2 - \int_{s_m}^s P_6(c) \, d c \, m^2; s_m; 0; s \right)$$

Entre esses pontos encontrados são desenhadas circunferências tangentes entre elas, por se tratar de uma curva equipotencial, e às cintas interna e externa, então uma nova curva foi traçada entre os pontos 4_i e 4_e passando pelos centros das circunferências desenhadas (Figura 28). Esse processo foi repetido, até que o centro das circunferências desenhadas ficasse sobre a própria aresta feita.

Figura 28 - Divisão da aresta de entrada em turbinas parciais.



Fonte: Autoria própria (2022).

Com a aresta de entrada definida, para obter o valor de c_{ma} é possível aplicar a equação de Bran que utiliza a Vazão nominal Q_n e a área obtida pela integração do polinômio feito,

$$c_{ma} := \frac{Q_n}{\pi \cdot A_{total}}$$

Assim rearranjando a relação anteriormente apresentada, podemos obter as velocidades meridionais em cada ponto da aresta (Tabela 10):

$$c_{m,4j} := c_{m,a} \cdot \frac{k_{4j}}{D_{4j}}$$

Tabela 10 - Velocidade meridional em pontos da aresta de entrada.

Resultados	
C_{m4i}	7.9
C_{m4II}	8.1
C_{m4y}	8.6
C_{m4m}	9.3
C_{m4x}	10.2
C_{m4I}	11.2
C_{m4e}	12.5

Fonte: Autoria própria (2022).

Para alinhar esse método com o seguido por Zulcy, foi verificado para o tubo de corrente médio se os diâmetros das circunferências estão proporcionais às vazões esperadas para cada uma das turbinas parciais por q_{4j} , descrito abaixo. Sendo b referente ao diâmetro das circunferências. Para que esteja dentro do esperado, segundo o método de Zulcy os valores para q_{4j} devem estar próximos para as três divisões consideradas, sendo

$$q_{4j} := c_{m,4j} \cdot D_{4j} \cdot b_{4j}$$

Os resultados obtidos estão na Tabela 11 abaixo, sendo julgados satisfatoriamente próximos.

Tabela 11 - Vazões parciais parametrizadas.

Q_{4II}	Q_{4m}	Q_{4I}
1.36 m ³ /s	1.33 m ³ /s	1.35 m ³ /s

Fonte: Autoria própria (2022).

Seguindo o roteiro e com a geometria feita, foram obtidos os valores contidos na Tabela 12.

Tabela 12 - Resultados para aresta de entrada.

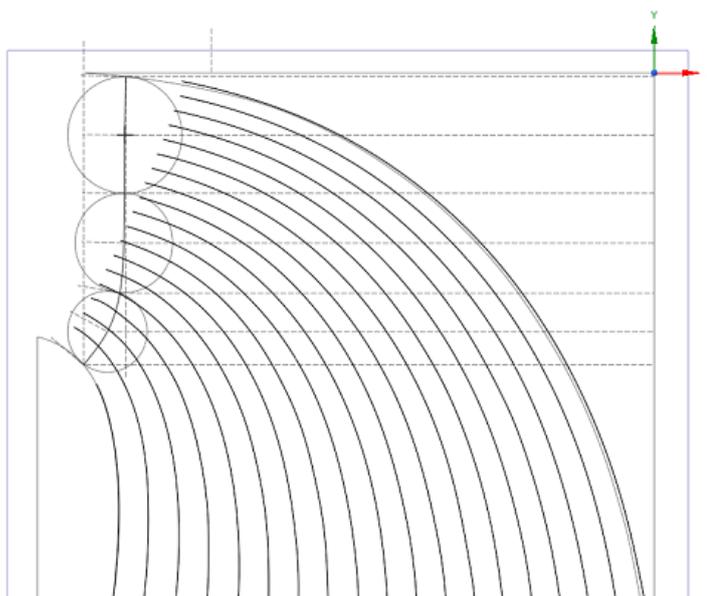
		4i	4II	4y	4m	4x	4I	4e
D_j	mm	1240	1244	1244	1246	1256	1285	1341
s_j	mm	0	67.5	134.7	192	249.8	297	344.7

θ_j	Graus	90	90	90	90	90	90	90
ξ_j	Graus	83.7	89.4	89.7	88.4	79.09	61.7	41.1
$c_{m_j}^*$	m/s	7.9	8.1	8.6	9.3	10.2	11.3	12.6
u_j	m/s	23.4	23.4	23.5	23.5	23.7	24.2	25.3
c_{u_j}	m/s	23.3	23.3	23.3	23.2	23.0	22.5	21.6
β_j^*	Graus	89.6	88.7	88.7	88.4	86.5	81.4	73.6

Fonte: Autoria própria (2022).

Para primeira aproximação das linhas de corrente, essenciais para a definição da aresta de saída foram utilizadas as funções da cinta interna e externa, fazendo interpolações entre estas (Figura 29).

Figura 29 - Linhas de corrente feitas pela interpolação das funções das cintas interna e externa.



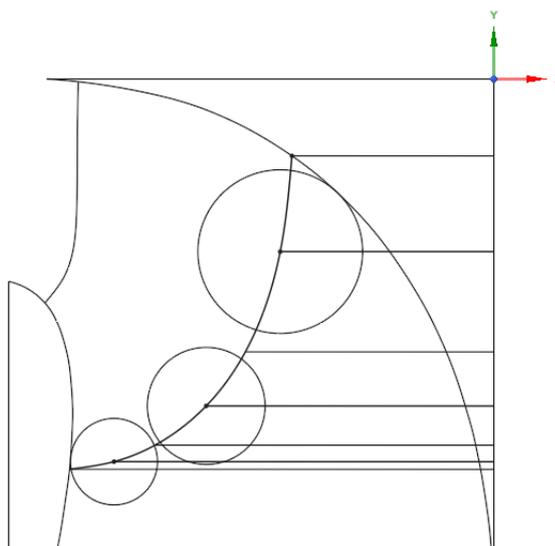
Fonte: Autoria própria (2022).

Com as linhas de corrente que passam pelo centro das circunferências da aresta de entrada, assim como as que são tangentes a estas circunferências, a aresta de saída foi desenhada previamente. Como é citado que somente a aresta de entrada é uma linha equipotencial, não é necessário que as circunferências da aresta de saída sejam tangentes entre elas, somente tangentes às linhas de corrente.

As pás de uma turbina de reação estão configuradas de modo que a componente tangencial da velocidade absoluta na saída seja igual a zero. Isso ocorre no ponto de maior eficiência da turbina, onde a energia cinética que sai da turbina é menor (BONE, 2017). Por isso, a velocidade absoluta do fluido nesse ponto é igual a velocidade meridional $c = c_m$.

Para testar a nova aresta pelo processo de turbinas parciais é necessário que a multiplicação de D_{5j} por b_{5j} seja constante, a fim de que passe por cada turbina a mesma vazão, visto que a velocidade será constante (Figura 30). Caso não seja satisfeito o requisito acima a aresta deve ser reposicionada.

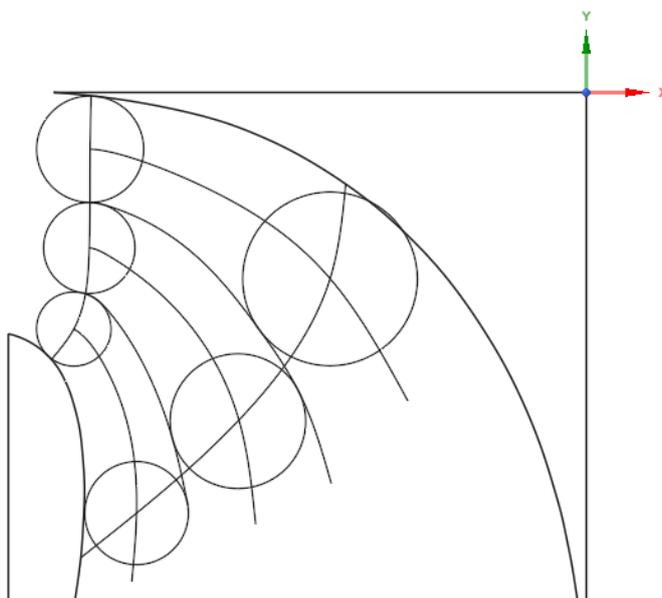
Figura 30 - Aresta de saída dividida em turbinas parciais.



Fonte: Autoria própria (2022).

Depois de definida a aresta de saída com dados descritos na Tabela 13, as linhas de corrente foram ajustadas para atenderem os requisitos necessários, como ser perpendicular à aresta de entrada no ponto de intersecção e tangentes às circunferências da aresta de entrada e saída, devendo a mesma linha que passa pelo ponto 4m, passar pelo 5m, e assim sucessivamente para os demais pontos definidos nas arestas II, y, m, x, I (Figura 31).

Figura 31 - Linhas de corrente ajustadas.



Fonte: Autoria própria (2022).

Tabela 13 - Resultados para a aresta de saída.

		5i	5II	5y	5m	5x	5I	5e
D_j	mm	602	642	760	873	1017	1127	1267
s_j	mm	0	121.4	248.4	336.6	436.2	508.8	598.4
θ_j	Graus	60.6	57.3	67.8	59.3	60.8	49.3	45.5
ξ_j	Graus	55.1	40.2	31.9	16.0	12.4	-1.3	-6.0
u_j	m/s	11.3	12.1	14.3	16.5	19.2	21.2	23.9
β_j^*	Graus	39.4	37.6	33.0	29.5	25.9	23.7	21.3

Fonte: Autoria própria (2022).

O número de pás do rotor depende da queda de operação, rotores de maior queda requerem maior número de pás. A intenção ao usar mais pás inicialmente é para a resistência do componente e diminuição da pressão nestas, o que auxilia a evitar a cavitação e também prevenir a separação do escoamento nos canais. Porém isso faz com que a superfície de interação de fluido-parede aumente, consequentemente aumentando as perdas por atrito (ZU-YAN, 2016). O número de pás do rotor deve estar entre z_{r1} e z_{r2} :

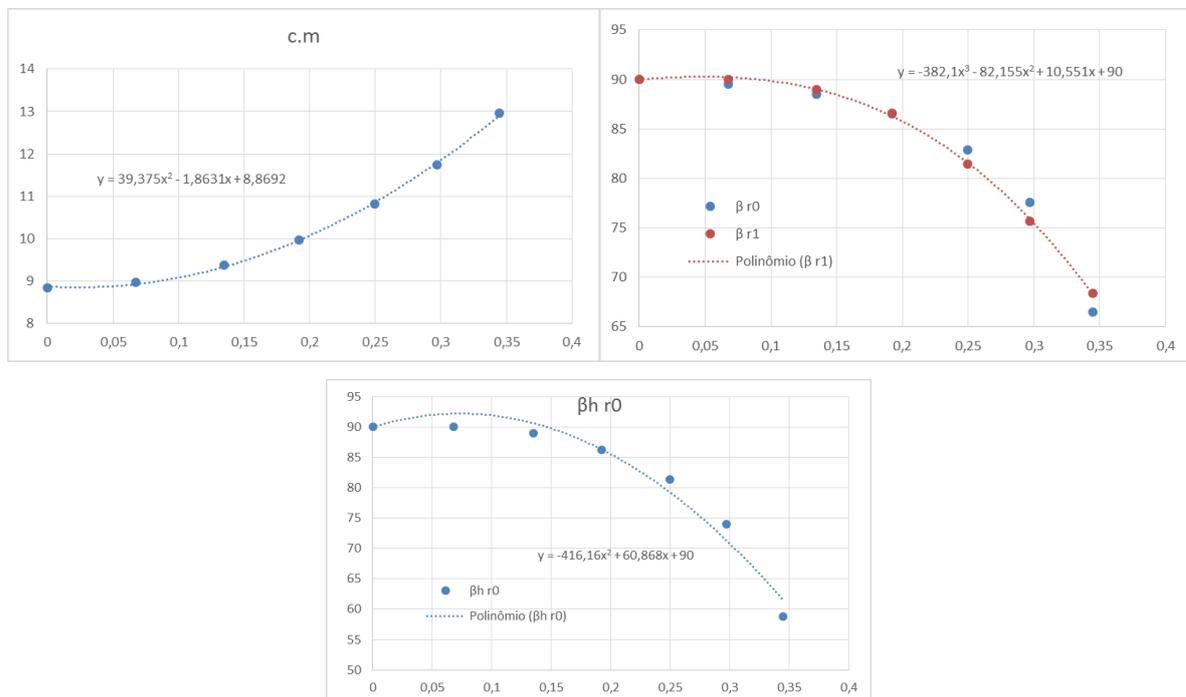
$$z_{r1} := 10 \cdot \frac{r_G}{L_G} \cdot \sin\left(\frac{\beta_{e,4m} + \beta_{e,5m}}{2}\right)$$

$$z_{r2} := 13 \cdot \frac{r_G}{L_G} \cdot \sin\left(\frac{\beta_{e,4m} + \beta_{e,5m}}{2}\right)$$

Foi optado por continuar com o número de pás igual a 16, a partir desse valor as espessuras, ângulos e velocidades, considerando o estrangulamento sofrido pela inserção das pás foi obtido, seguindo o roteiro de SOUZA (Tabela 14 e Tabela 15).

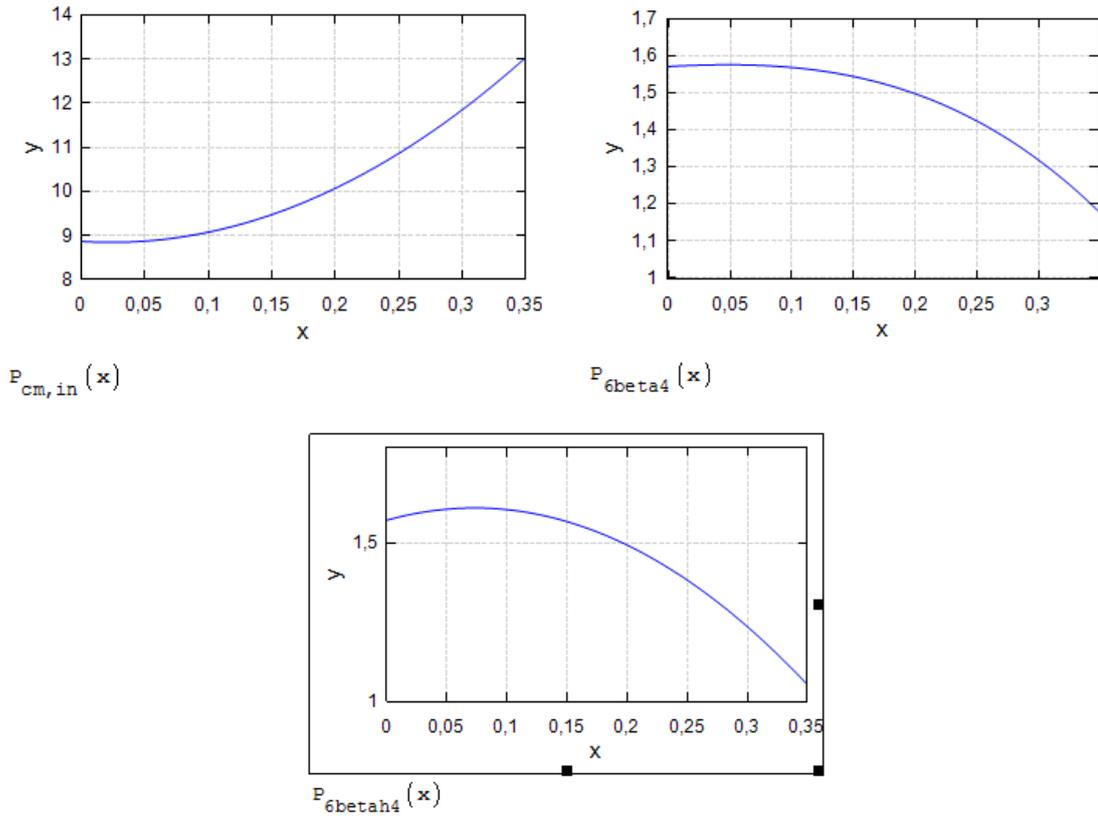
Em alguns passos é instruído que os valores encontrados sejam substituídos por uma função contínua o que, por interpretação, é fazer a regressão linear dos pontos em função do comprimento (s) da aresta corrigindo estes valores para que tenhamos uma curva característica uniforme. As figuras abaixo (Figura 32 Figura 33 Figura 34 Figura 35) demonstram esse passo, sendo denominado r0 o primeiro conjunto de pontos obtidos e r1 a curva da função definida.

Figura 32 - Correções para c_m , β e β_h da aresta de entrada.



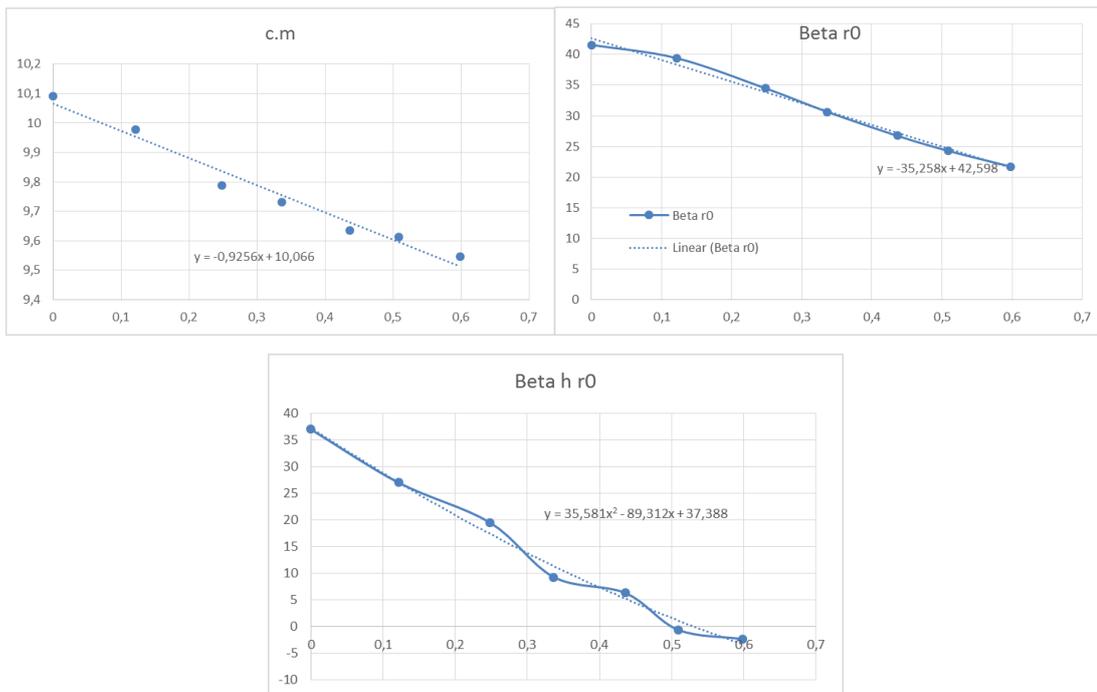
Fonte: Autoria própria (2022).

Figura 33 - Funções finais para as variáveis da aresta de entrada.



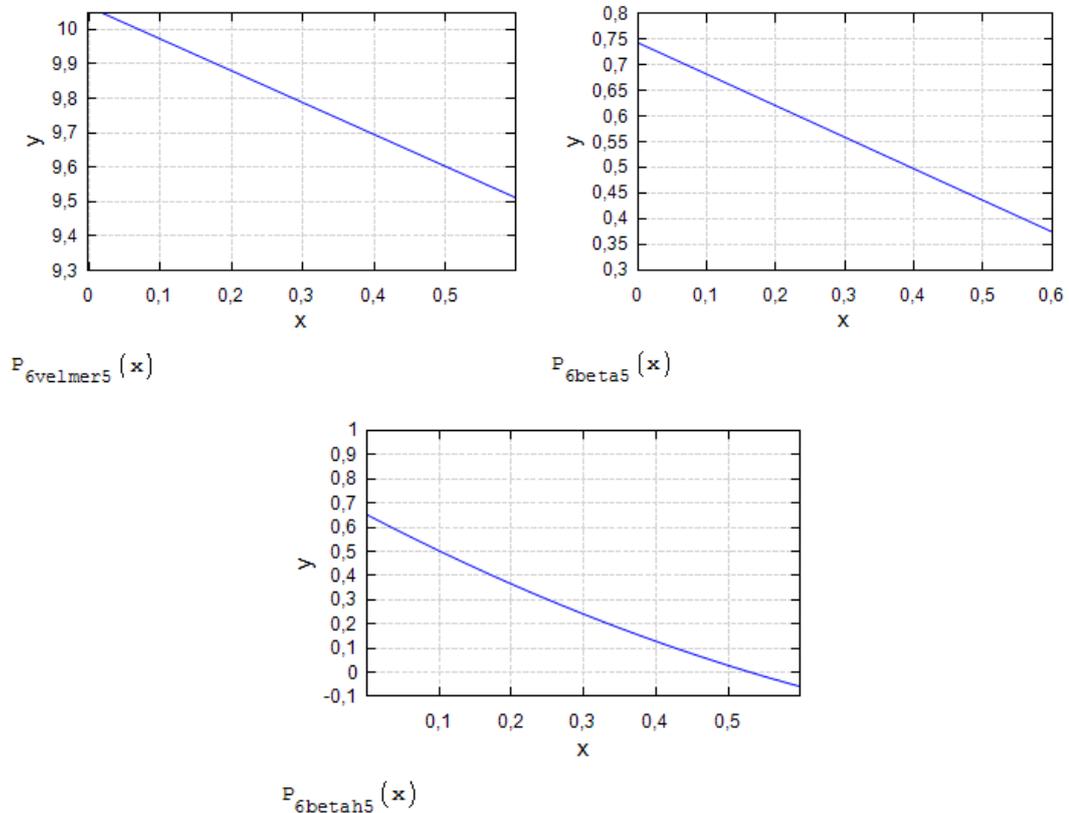
Fonte: Autoria própria (2022).

Figura 34 - Correções para c_m , β e βh da aresta de saída.



Fonte: Autoria própria (2022).

Figura 35 - Funções finais para as variáveis da aresta de saída.



Fonte: Autoria própria (2022).

Tabela 14 - Valores corrigidos pela espessura das pás para a aresta de entrada.

		4i	4II	4y	4m	4x	4I	4e
e_j	mm	25.6	22.1	18.6	15.6	12.6	10.2	7.7
c_{mj}	m/s	8.87	8.92	9.33	9.96	10.86	11.79	12.90
β_j	Graus	90.0	90.0	89.0	86.3	81.5	75.9	68.2
β_{hj}	Graus	90.0	90.0	90.0	86.3	79.2	71.4	61.5

Fonte: Autoria própria (2022).

Tabela 15 - Valores corrigidos pela espessura das pás para a aresta de saída.

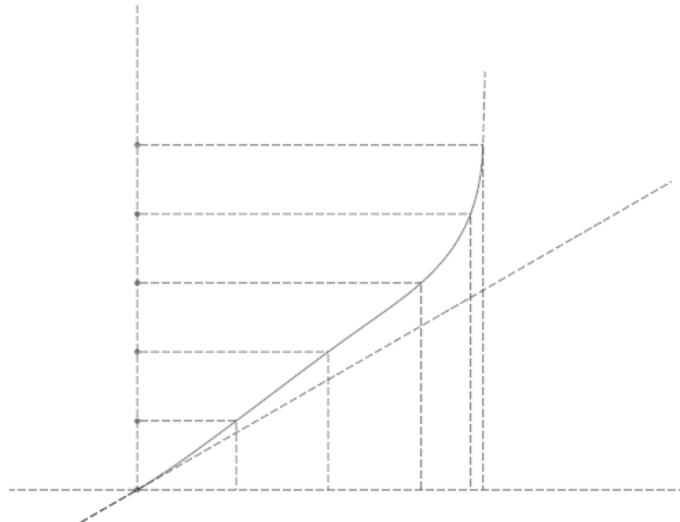
		5i	5II	5y	5m	5x	5I	5e
e_j	mm	5.1	4.4	3.6	3.1	2.5	2.1	1.5
c_{mj}	m/s	10.07	9.95	9.84	9.75	9.66	9.59	9.51
β_j	Graus	42.6	38.3	33.8	30.7	27.2	24.6	21.5
β_{hj}	Graus	37.4	27.1	17.4	11.3	5.20	1.16	-3.32

Fonte: Autoria própria (2022).

4.1.3 TRAÇADO INICIAL DAS PROJEÇÕES VERTICAL E HORIZONTAL DAS LINHAS DE CORRENTE DA SUPERFÍCIE MÉDIA DA PÁ

Inicialmente é feita a curva para cada linha de corrente em verdadeira grandeza (Figura 36), a extensão útil no eixo vertical corresponde ao comprimento da linha de corrente, os ângulos de entrada e saída, β_{4i} e β_{5i} , encontrados nos cálculos anteriores devem ser utilizados nas extremidades da curva. É importante para boa geometria da pá que o comprimento da curva em verdadeira grandeza de todas as linhas de corrente sejam próximos.

Figura 36 - Curva em verdadeira grandeza da linha de corrente 4I-5I.

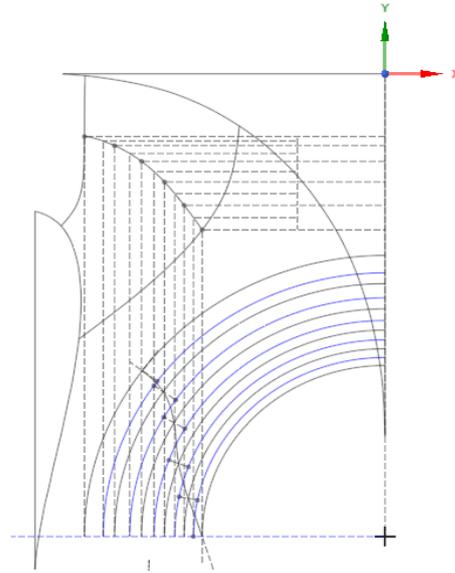


Fonte: Autoria própria (2022).

A partir dos valores obtidos graficamente para as verdadeiras grandezas é iniciado a projeção horizontal para cada linha de corrente (Figura 37). Essa projeção utiliza planos radiais com centro no eixo de rotação do rotor.

Para esses traçados, o descrito em CONTE, L. M. (2020) foi de extrema importância para o entendimento do processo, como resultado se obtém a projeção horizontal da pá Figura 38.

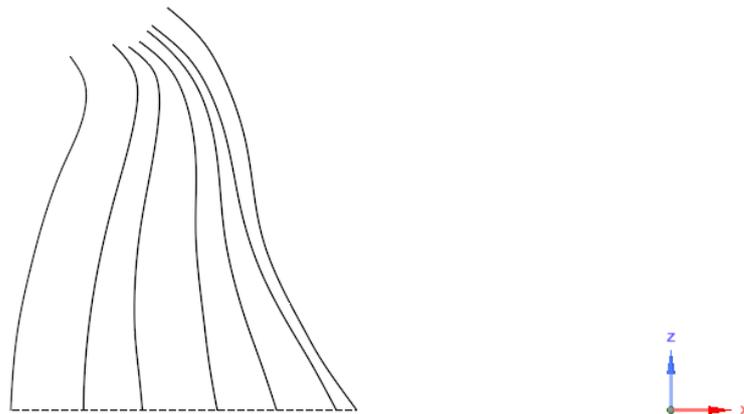
Figura 37 - Processo de projeção da linha de corrente no plano horizontal.



Fonte: Autoria própria (2022).

As linhas de projeção foram feitas semelhantes à figura presente em Souza, porém sua posição final deve ser no plano “xz”, como demonstra a Figura 38.

Figura 38 - Projeção horizontal da pá.



Fonte: Autoria própria (2022).

Para obter a forma 3D das linhas de corrente foi feita a combinação entre sua projeção horizontal e vertical. Utilizando o comando (P) “arrastar” do *Ansys SpaceClaim* nas curvas da projeção horizontal e revolucionando as linhas de corrente

da projeção vertical, a curva de intersecção entre as duas superfícies formadas é correspondente a sua forma 3D, para cada linha de corrente.

4.1.4 APLICANDO O PERFIL DAS PÁS

Inicialmente são necessários de alguns dados dos desenhos já feitos, como o comprimento de cada linha de corrente, pois daí obtém-se a distribuição de espessura nas pás. Foi elaborada então a Tabela 16 com os valores das espessuras encontradas para cada linha de corrente.

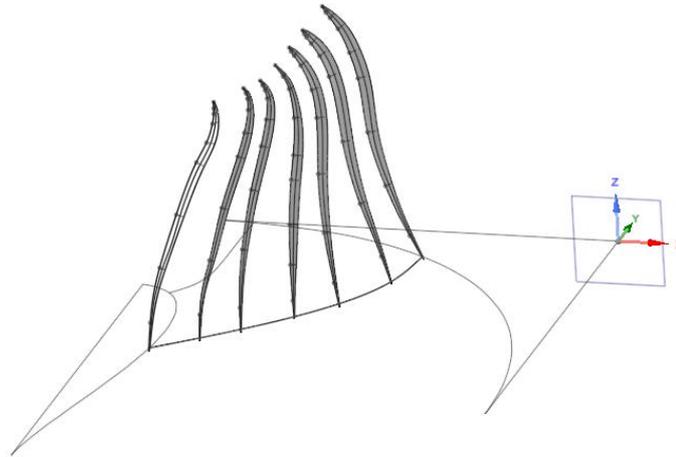
Tabela 16 - Detalhes do perfil a ser aplicado.

Δy espessura	2,5%	5,0%	10,0%	20,0%	30,0%	50,0%	70,0%	90,0%	100,0%
i	13,2	26,4	52,7	105,5	158,2	263,6	369,1	474,6	527,3
	8,3	11,8	16,3	20,2	20,7	18,6	13,2	5,3	0
l	12,9	25,9	51,8	103,6	155,4	259,1	362,7	466,3	518,1
	7,9	11,4	15,7	19,5	19,9	17,9	12,7	5,1	0
y	12,5	25,1	50,1	100,3	150,4	250,6	350,9	451,1	501,3
	7,1	10,1	13,9	17,3	17,8	15,9	11,3	4,5	0
m	11,9	23,7	47,4	94,9	142,3	237,1	332,0	426,8	474,3
	6,5	9,3	12,8	15,9	16,3	14,6	10,4	4,1	0
x	11,3	22,6	45,3	90,5	135,8	226,4	316,9	407,4	452,7
	5,8	8,3	11,5	14,2	14,6	13,1	9,3	3,7	0
ll	11,3	22,6	45,1	90,2	135,3	225,6	315,8	406,0	451,2
	5,3	7,5	10,4	12,8	13,1	11,8	8,4	3,3	0
e	11,4	22,7	45,5	90,9	136,4	227,3	318,3	409,2	454,7
	5,9	8,3	11,5	14,3	14,7	13,1	9,3	3,7	0

Fonte: Autoria própria (2022).

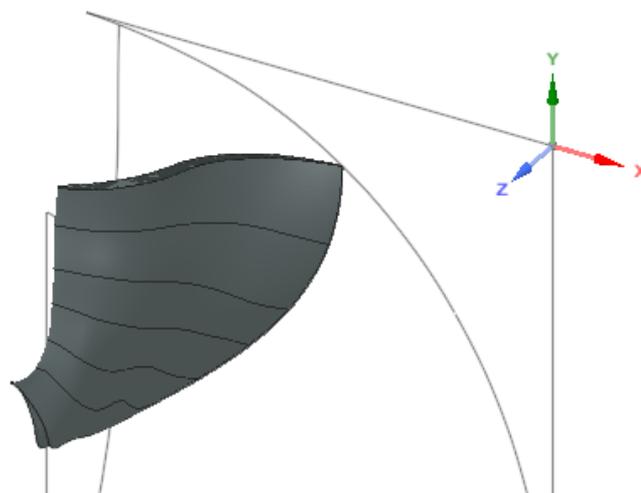
A Figura 39 mostra o processo de aplicação das espessuras em cada linha de corrente, de acordo com os valores da tabela acima que indicam a porcentagem do comprimento e a espessura no local. As linhas de espessura são conectadas pelo recurso *spline* e após isso é realizada a combinação destas para que o sólido seja formado Figura 40.

Figura 39 - Aplicação do perfil na pá do rotor.



Fonte: Autoria própria (2022).

Figura 40 - Pá do rotor modelada.



Fonte: Autoria própria (2022).

4.2 Dimensionamento do tubo de sucção

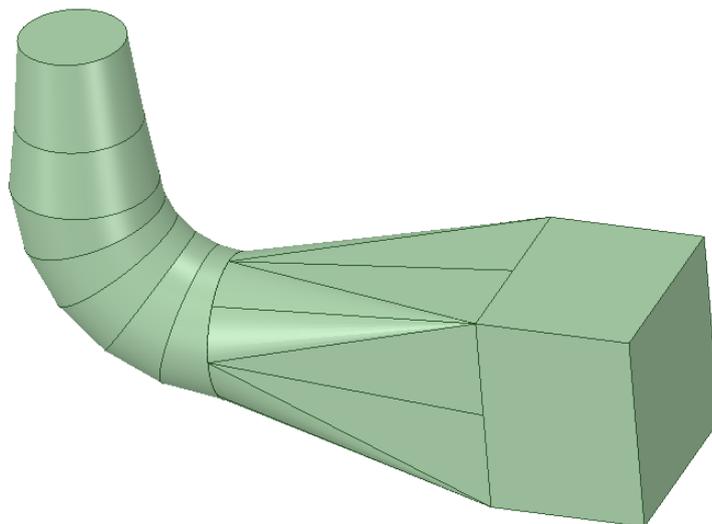
A função primária do tubo de sucção é a recuperação da energia dinâmica do escoamento na saída do rotor. Isso é alcançado com o aumento da seção transversal na direção do fluido. Ao redor do "cotovelo" a seção transversal é reduzida, para que se tenha um escoamento convergente, buscando reduzir perdas e separação do escoamento (ZU-YAN, 2016).

O tubo de sucção é basicamente formado por difusores, nestes dispositivos a velocidade do escoamento decresce, portanto, a tendência da espessura da camada limite é de aumentar havendo grandes chances de ocorrer o descolamento da camada limite. Para evitar estes descolamentos que causam turbilhonamento e por consequência perdas de carga, os ângulos dos difusores devem estar abaixo de 15° (BRAN; SOUZA, 1969b). Os mesmos autores ainda apresentam resultados verificando que a maior recuperação de pressão ocorre logo no início, portanto o local deve ser dimensionado e fabricado cuidadosamente, com arredondamentos na entrada e superfícies lisas, caso possível.

O tubo de sucção foi então dimensionado prezando por manter baixos os ângulos de expansão de área, além de que na curva necessária, pois se trata de uma máquina de eixo horizontal com altura de sucção positiva, a área transversal foi mantida. A área transversal foi aumentada para que na saída o fluxo estivesse com velocidade média próxima a 3 m/s, de acordo com a vazão nominal.

Assim como (RODRIGUEZ et al., 2019) a seção final do tubo de sucção foi estendida para evitar influências na simulação devido a condição de contorno da saída (Figura 41).

Figura 41 - Geometria do tubo de sucção.

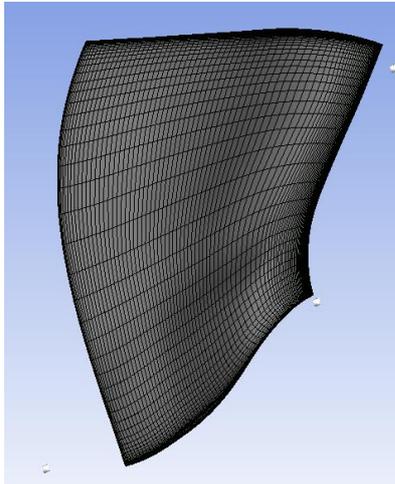


Fonte: Autoria própria (2022).

4.3 Simulação

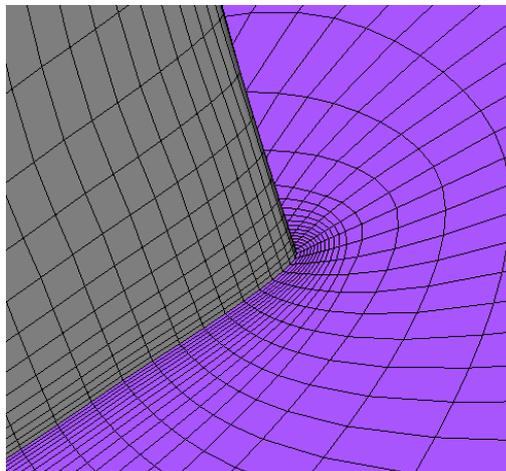
Inicialmente foram geradas as malhas para a pá do rotor (Figura 42). Perto das paredes dos componentes a malha foi refinada para que a camada limite do escoamento possa ser resolvida. Isso foi feito com ferramentas próprias do software, definindo o tamanho do primeiro elemento a ser formado e a proporção de crescimento entre os elementos (Figura 43). Essa medida de distância foi definida para que o y^+ , um parâmetro relacionado à discretização da camada limite e velocidades do escoamento, ficasse abaixo de 300 como recomendado por (GILEVA et al., 2020).

Figura 42 - Malha da pá do rotor.



Fonte: Autoria própria (2022).

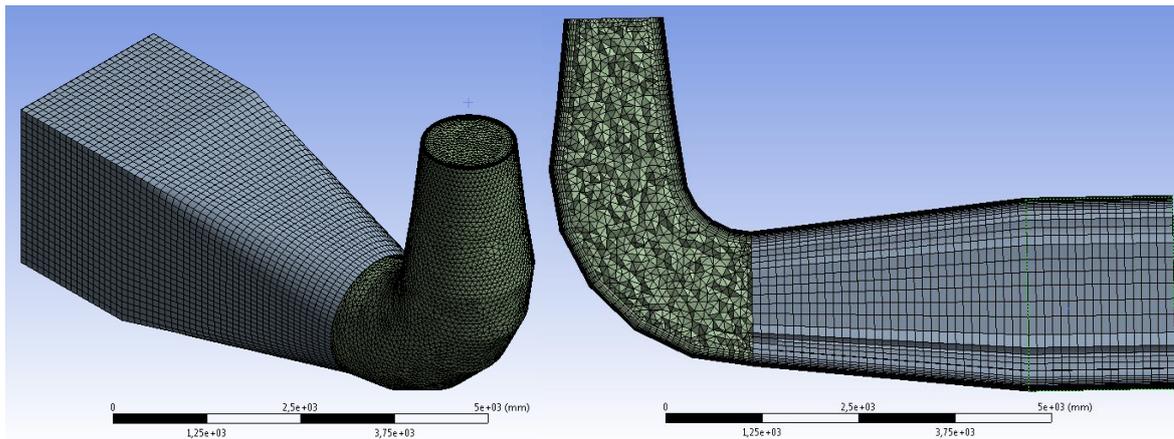
Figura 43 - Discretização da malha da pá do rotor perto das paredes.



Fonte: Autoria própria (2022).

A malha do tubo de sucção também foi refinada perto das paredes com recursos internos do *software ANSYS Meshing* (Figura 44), pelo mesmo método das pás, definindo a espessura do primeiro elemento em relação a parede e sua taxa de crescimento. A qualidade da malha foi julgada pelos parâmetros do *software*, como “*aspect ratio*” e “*skewness*”.

Figura 44 - Malha do tubo de sucção.



Fonte: Autoria própria (2022).

Segundo (TIAN et al., 2015) o modelo SST (*shear stress turbulence*) pode prever os estados de operação com acuracidade para vários campos de vazão, além de simular a separação da camada limite sob diferentes gradientes de pressão.

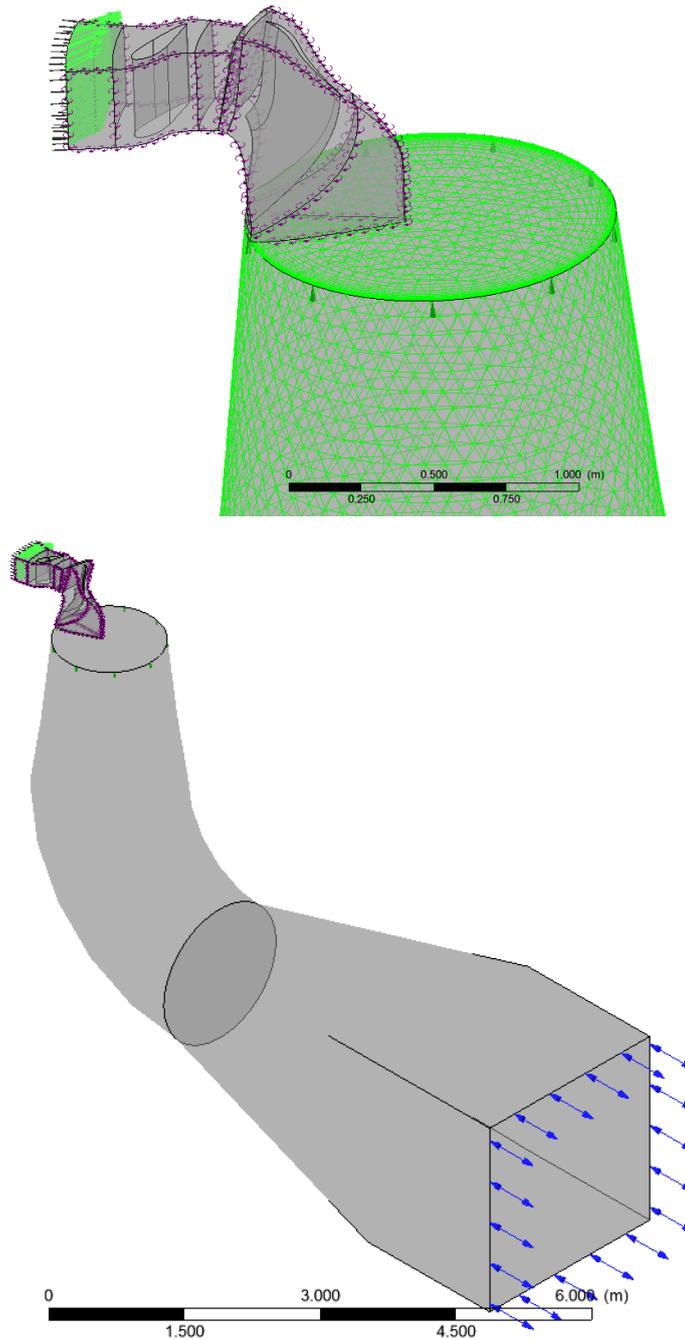
O escoamento ao redor da pá é rotacionalmente periódico, portanto uma única passagem é necessária para a simulação computacional se a interface entre as partes que se movem e as estacionárias forem definidas como do tipo “*stage*”. Deste modo apenas uma pá do distribuidor e uma do rotor serão necessárias na simulação (TIAN et al., 2015).

Foi definida uma simulação estacionária no *software ANSYS CFX* (Figura 45), utilizando como condições de contorno a pressão total na entrada e a direção do fluxo em coordenadas cilíndricas (0,-1,-1), para considerar o efeito no escoamento da caixa espiral e pré-diretrizes. Para a saída a condição foi pressão estática igual a zero, tendo então a vazão como resultado.

Para observar a convergência da solução o próprio *software* disponibiliza monitores de resíduos a cada iteração feita, porém também foram inseridos monitores para os valores da eficiência global e eficiência interna.

Foram feitas simulações para diferentes aberturas do distribuidor, para que possa ser avaliado o comportamento da máquina em sua faixa de abertura.

Figura 45 - Setup para simulação.



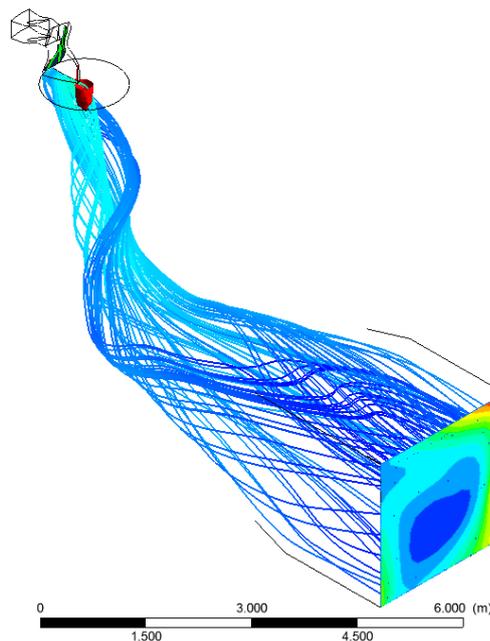
Fonte: Autoria própria.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

No pós processamento de cada simulação foram obtidos os valores das eficiências, queda de pressão da entrada para a saída, vazão, Y_{plus} médio em cada componente, pressão dinâmica na saída e potência através do torque nas pás do rotor. Para visualização do escoamento podem ser criadas linhas de corrente nos componentes, onde é possível observar recirculações e demais fenômenos que ocorrem, assim como distribuição da pressão e velocidade.

A Figura 46 mostra o pós-processamento para o ponto de maior eficiência, com linhas de corrente no domínio do tudo de sucção. O escoamento no tubo de sucção aqui não apresenta grandes problemas e conforme o esperado, apesar de apresentar pequeno turbilhonamento logo na saída do rotor e regiões de recirculação na saída, como é possível ver pelo perfil de velocidades.

Figura 46 - Pós processamento das simulações.



Fonte: Autoria própria (2022).

As simulações feitas apresentaram resultados de Y_{plus} dentro de faixas aceitáveis e a solução foi julgada convergida quando os monitores de eficiência apresentaram baixa variação média no intervalo de 70 iterações. Os resultados obtidos para cada abertura do distribuidor estão definidos na Tabela 17. Para melhor

visualização a Figura 47 representa o comportamento da eficiência e da potência em função da vazão, isso foi obtido variando o ângulo de abertura do distribuidor e mantendo a queda imposta na entrada com pressão de 60 m.c.a.

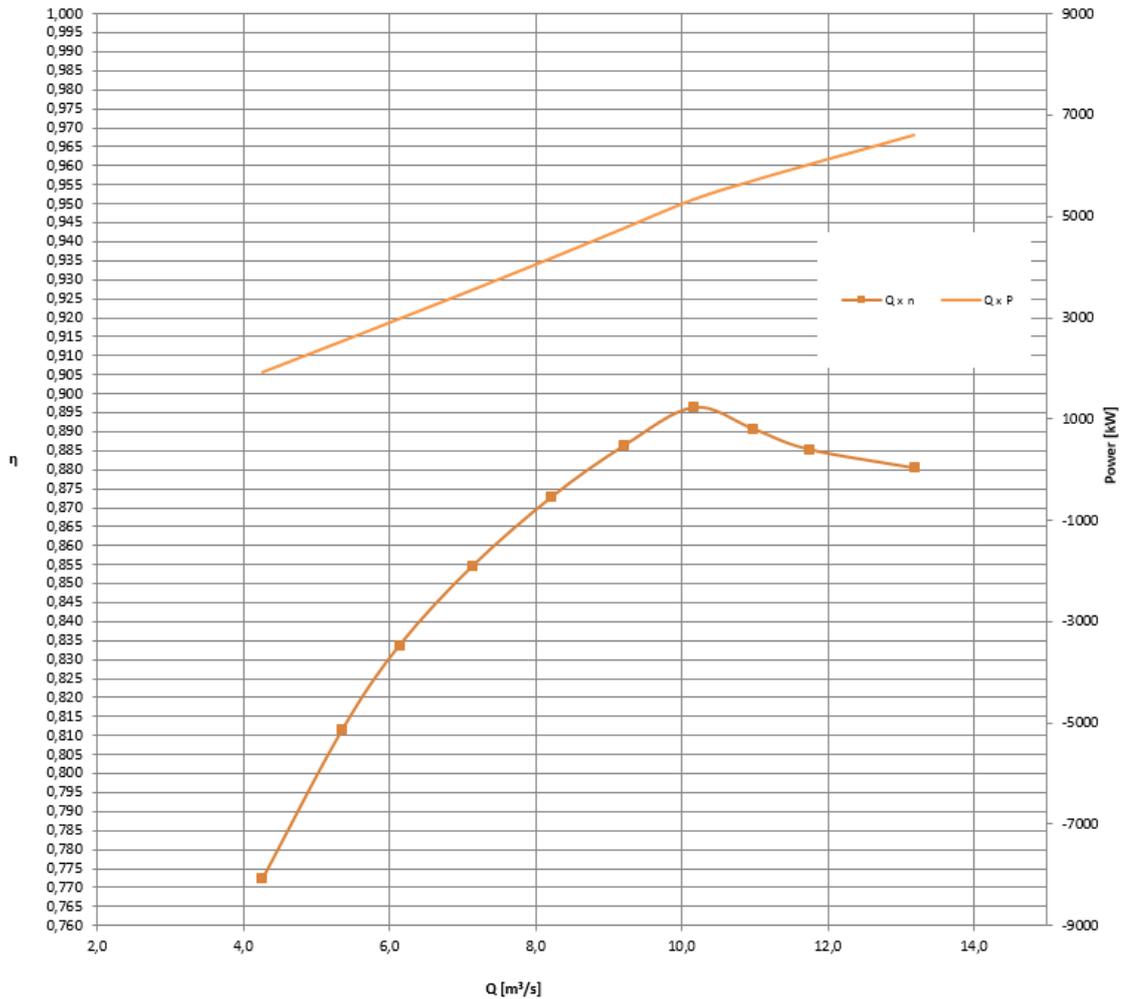
Tabela 17 - Resultados obtidos das simulações.

Dire	Y+D	Y+ R.b	Y+ DT	Torque R B [N.m]	Pdin out [m.c.a.]	ΔP [m.c.a.]	Q in [m ³ /s]	Power [kW]	η [%]	η_i [%]
10	50	38	77	1437,0	0,80	59,44	4,26	1911,8	77,25%	88,91%
12	52	40	76	1874,1	0,75	59,49	5,34	2522,2	81,15%	90,48%
14	54	44	74	2108,2	0,84	59,41	6,13	2970,3	83,39%	91,34%
16	56	48	71	2499,6	0,83	59,41	7,13	3539,5	85,47%	92,06%
18	58	52	63	2920,2	0,75	59,50	8,22	4174,3	87,30%	92,65%
20	60	55	59	3280,2	0,55	59,70	9,20	4761,7	88,64%	93,09%
22	62	58	50	3654,9	0,36	59,90	10,16	5335,0	89,65%	93,47%
24	63	60	67	3963,3	0,57	59,69	10,97	5704,7	89,09%	94,01%
26	63	61	78	4257,3	0,99	59,27	11,74	6022,4	88,55%	94,47%
30	64	66	89	4837,7	2,01	58,26	13,18	6608,3	88,06%	95,17%

Fonte: Autoria própria (2022).

A curva resultante da eficiência total tem comportamento de acordo com o esperado, com o melhor desempenho (89.65 %) próximo a vazão 10.2 m³/s e diferença de pressão total 59.9 m. Para as demais vazões é esperado que a eficiência diminua, devido ao ângulo de entrada do escoamento no rotor que altera com a movimentação das pás diretrizes, como citado anteriormente.

Figura 47 - Vazão x Eficiência x Potência.



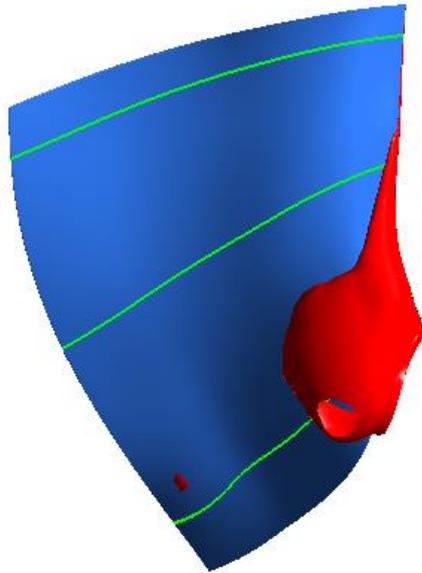
Fonte: Autoria própria (2022).

A eficiência interna do rotor da turbina está próxima ao valor previsto, sendo a diferença entre esta e a eficiência total influenciada fortemente pelas perdas de carga que ocorrem no tubo de sucção devido a mudanças bruscas na direção do escoamento.

Como citado anteriormente, a recuperação de pressão no tubo de sucção foi avaliada, observando que seu c_p para o ponto de maior eficiência foi de aproximadamente 0.63 e a energia em forma de pressão dinâmica que sai do tubo sucção é relativamente pequena, ficando em 0.36 m.c.a., sendo assim sua geometria julgada satisfatória para o presente trabalho. Porém, para um caso real e viável, visto que pequenas porcentagens representam muitos kW por se tratar de uma máquina de potência consideravelmente alta, a geometria do tubo de sucção deve ser otimizada.

Com o auxílio das distribuições de pressão criadas é possível observar regiões onde a pressão atinge valores iguais ou abaixo da pressão de vaporização da água para determinada temperatura (Figura 48), aqui a temperatura ambiente de 25°C, essas regiões indicam a ocorrência do fenômeno de cavitação.

Figura 48 - Regiões com risco de ocorrência de cavitação próximo a superfície da pá.



Fonte: Autoria própria (2022).

6 CONCLUSÃO

O método utilizado para o dimensionamento mostrou-se válido por apresentar valor relativamente satisfatório de eficiência para o ponto nominal, conforme o que pode ser encontrado atualmente na indústria.

Como pode-se observar pelos resultados obtidos, existem áreas onde ocorrem cavitação, o que pode afetar a eficiência real da máquina e fazer com que ela seja menor do que os valores encontrados, já que na simulação estacionária com apenas uma fase não são considerados os efeitos de possíveis mudanças de estado do fluido.

A cavitação compromete a vida útil da máquina, assim como as eficiências nas demais faixas de vazão. Como solução desse problema, podem ser feitas configurações no local de instalação da máquina para aumentar o afogamento ou para aumentar o nível de jusante logo após o tubo de sucção. Porém, este último acarreta em diminuição de queda e consequente potência gerada.

É importante lembrar que em diversos momentos, decisões precisaram ser tomadas, principalmente durante o processo de modelamento da pá, o que com certeza faz o projeto ter características diferentes, por isso os resultados obtidos podem sofrer variações de um autor para outro, levando a resultados mais próximos ou mais distantes dos esperados.

O presente estudo expõe assuntos que são vistos durante a graduação em engenharia mecânica, direcionando-os para as turbinas hidráulicas. Nota-se que o entendimento destes são fundamentais para o projeto, pois relacionam importantes fatores que influenciam diretamente na qualidade da máquina.

Encontrar uma geometria eficaz para que se obtenha equilíbrio entre a força de sustentação necessária nas pás, mínima cavitação e baixas perdas durante o escoamento não é uma tarefa simples, pois todos esses estão intimamente relacionados.

Para evitar que erros sejam cometidos durante o desenho da pá, como podem ter sido cometidos durante este desenvolvimento, é interessante que a geometria seja feita com auxílio do *software Ansys BladeGen*, ficando isto como recomendação para futura pesquisa.

REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. ANEEL Brasília, 2008. Disponível em: <www.aneel.gov.br %0A%0A>
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Resolução normativa nº 875**, de 10 de março de 2020. p. 1–9, 2020.
- ANDRITZ. **Small and mini hydropower solutions**. Disponível em: <www.andritz.com>. Acesso em: 11 jun. 2019.
- BONE, E. **Metodología de Diseño para una Turbina Francis mediante Diseño Paramétrico, Optimización Multiobjetivo y Simulación en CFD**. v. 8, p. 74, 2017.
- BRAN, R.; SOUZA, Z. DE. **Máquinas de Fluxo: turbinas, bombas e ventiladores**. Rio de Janeiro: AO LIVRO TÉCNICO S.A., 1969.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw-Hill, 2007.
- COSTA, A. S. **Turbinas hidráulicas de condutos forçados**. [s.l.] UFSC, 2003.
- FEITEN, J. M. **Dimensionamento de uma turbina hidráulica para ser utilizada em uma pequena central hidrelétrica**. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, UNOCHAPECÓ, 2017.
- FOX, R. W. et al. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.
- GILEVA, L. V. et al. **The study of Y+influence on the results of ANSYS CFX flow simulation in the centrifugal compressor radial inlet**. AIP Conference Proceedings, v. 2285, n. November, 2020.
- GISSONI, H. **Método para análise da interação fluido-estrutura em travessas do pré-distribuidor de turbinas hidráulicas**. [s.l.] Escola Politécnica, 2015.
- HENN, É. A. L. **Máquinas de Fluxo**. , 2006.
- KAI KUPPINGER. **Numerical analysis of draft tube flows and pasive ways to improve them**. Institute of Fluid Mechanics and Hydraulic Machinery, University of Stuttgart., p. 7, [s.d.].
- KHARE, R.; PRASAD, V.; KUMAR, S. **Cfd Approach for Flow Characteristics of Hydraulic Francis Turbine**. International Journal of Engineering Science, v. 2, n. 8, p. 3824–3831, 2010.
- KOÇAK, E. et al. **A Numerical Case Study: Bovet Approach to Design a Francis Turbine Runner**. Energy Procedia, v. 111, n. September 2016, p. 885–894, 2017.
- CONTE, Larissa Moreira. **Dimensionamento da geometria das pás do rotor de uma turbina Francis**. 2020. 92 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, UTFPR. Pato Branco, 2020.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.

MATAIX, C. **Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas**. 2. ed. Madrid: Ediciones del Castillo S.A., 1993.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA; EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Plano Decenal de Expansão de Energia 2031**. Brasília: MME/EPE, p. 447, 2022.

OLIVEIRA, D. DOS S.; NOLETO, L. G. **Avaliação Experimental das Perdas de Carga Através de um Modelo Laboratorial de Turbina Hidráulica**. Congresso de Iniciação Científica da UnB, v. 1, n. 19, 2013.

POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C. **Mecânica dos Fluidos**. 3ª ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

RODRIGUEZ, D. et al. **Francis turbine high load instabilities** - Model test and CFD simulation. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, v. 240, n. 2, 2019.

SOUZA, Z. DE. **Projeto de máquinas de fluxo**: tomo I, base teórica e experimental. 1. ed. Rio de Janeiro: [s.n.].

SOUZA, Z. DE. **Projeto de máquinas de fluxo**: tomo III, turbinas hidráulicas com rotores tipo Francis. 1. ed. Rio de Janeiro: Interciência Ltda, 2011b.

SOUZA, Z. DE; SANTOS, A. H. M.; BORTONE, E. DA C. **Centrais hidrelétricas**: implantação e comissionamento. 2ª ed. Rio de Janeiro: Interciência Ltda, 2009.

TIAN, X. et al. **Improvement of hydro-turbine draft tube efficiency using vortex generator**. Advances in Mechanical Engineering, v. 7, n. 7, p. 1–8, 2015.

UNIVERSO EXATO. **Videoaula Aeronáutica C5**. Disponível em: <<https://www.universoexato.com.br/>>. Acesso em: 4 maio. 2019.

VIANA, A. N. C.; BORTONI, E. DA C. **Operação de turbinas hidráulicas e reguladores de velocidade**. FUPAI, , 2009.

ZU-YAN, M. **Mechanical Design and Manufacture of Hydraulic Machinery**. Routledge ed. New York: Routledge, 2016.