



César Gabriel dos Santos

**DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM
ROTOR HIDRÁULICO DO TIPO FRANCIS**

Horizontina

2012

César Gabriel dos Santos

**DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM
ROTOR HIDRÁULICO DO TIPO FRANCIS**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Ademar Michels, Doutor.

Horizontina

2012

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Dimensionamento e simulação computacional de um rotor hidráulico do tipo
Francis”**

Elaborada por:

César Gabriel dos Santos

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 26/11/2012
Pela Comissão Examinadora**

**Prof. Dr. Ademar Michels
Presidente da Comissão Examinadora – Orientador**

**Prof. Dr. Richard Thomas Lermen
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Prof. Me. Anderson Dal Molin
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2012**

DEDICATÓRIA

Aos meus familiares e amigos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

AGRADECIMENTOS.

À minha família pelo incentivo e carinho.

À minha companheira Ana Sipp pelo incentivo e apoio nos momentos decisivos da realização deste trabalho

À meu amigo Ademar Michels pelo desafio, orientação e incentivo com sabedoria na realização deste trabalho.

A todos os meus colegas e amigos pelas horas de estudo.

*“A mente que se abre a uma nova ideia jamais
voltará ao seu tamanho original”*

Albert Einstein

RESUMO

O trabalho apresenta o dimensionamento do rotor hidráulico tipo Francis e sua simulação computacional. Inicialmente é desenvolvido o dimensionamento do rotor Francis, com o cálculo de suas principais dimensões tais como diâmetro de entrada e saída, ângulos de inclinação da pá, número de pás, largura e altura do rotor. Com o traçado das linhas de corrente efetuou-se o modelamento da pá em 3D usando o *Software Solidworks*. Com a modelagem do rotor foi possível efetuar a simulação de escoamento. Pressão e velocidade do fluido foram determinados através da simulação usando o *FlowSimulation*. Conclui-se que o CFD é uma ferramenta eficaz para um conjunto de informações. E seu uso poderá dispensar o uso de modelos na realização de testes e ensaios.

Palavras-chave:

dimensionamento - rotor Francis - simulação computacional

ABSTRACT

The study presents the design of the hydraulic runner type Francis and its computational simulation. Is developed initially sizing the runner with Francis, calculating their key dimensions such as diameter inlet and outlet angles of inclination of the blade, number of blades, width and height of the rotor. With the stroke current lines made up the shovel in 3D modeling using the software Solidworks. With the modeling of the rotor was able to make the simulation flow. Pressure and fluid velocity were determined through simulation using the Flow Simulation. It is concluded that CFD (Computational Fluid Dynamics) is an effective tool for one set of information. And its use may waive the use of models in testing and trials.

Keyword:

sizing - runner Francis - computer simulation

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Campo de Aplicação de Turbinas Hidráulicas.....	16
Figura 2: Seleção de Turbinas Hidráulicas.....	17
Figura 3: Aplicação dos Tipos de Turbinas Hidráulicas.....	18
Figura 4: Formação e implosão das bolhas no tubo de sucção.....	20
Figura 5: Superfície média da pá do rotor Francis	29
Figura 6: Valores de Re e Ri	30
Figura 7: Tubos e linhas de corrente.....	33
Figura 8: Traçado em verdadeira grandeza para cada linha de corrente	39
Figura 9: Dimensões principais da convenção Göttingen.....	41
Figura 10: Perfil GÖ-428 sobre as linhas de corrente.	43
Figura 11: Pá do rotor hidráulico.....	44
Figura 12: Vista isométrica em corte da coroa interna e externa do rotor.....	45
Figura 13: Vista isométrica da montagem das pás no rotor.....	45
Figura 14: Vista isométrica da turbina Francis.	46
Figura 15: Velocidade de escoamento do fluido no interior da Turbina Francis.	47
Figura 16: Pressão de escoamento do fluido no interior da Turbina Francis.....	48
Figura 17: Pressão do Fluido sobre as pás do rotor.	48
Figura 18: Pontos com tendência a ocorrência de cavitação	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valore de s_j	30
Tabela 2: Valores de cm_j^*/cm^4i^* , k_j e D_j para a aresta de pressão.	31
Tabela 3: Valores de cm_j^*/cm^4i^* , k_j e D_j para a aresta de sucção.....	33
Tabela 4: Valores da velocidade u_{5m} e do ângulo de saída da pá do rotor β_{5m}^*	34
Tabela 5: Valores fundamentais para a aresta de entrada.	36
Tabela 6: Valores fundamentais para a aresta de saída	37
Tabela 7: Características do Perfil <i>Göttingen</i> – 428.	40
Tabela 8: Perfil GÖ – 428	42
Tabela 9: Espessura e comprimento da linha de corrente da coroa externa.	42
Tabela 10: Espessura e comprimento da linha de corrente I.....	42
Tabela 11: Espessura e comprimento da linha de corrente média.	42
Tabela 12: Espessura e comprimento da linha de corrente II.....	43
Tabela 13: Espessura e comprimento da linha de corrente interna.....	43

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
2 REVISÃO DA LITERATURA	13
2.1 ENERGIA	13
2.2 CENTRAIS HIDRELÉTRICAS	13
2.2.1 TIPOS DE CENTRAIS HIDRELÉTRICAS	14
2.3 MÁQUINAS DE FLUXO	15
2.3.1 CLASSIFICAÇÃO	15
2.3.2 MÉTODOS DE SELEÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS	16
2.3.3 PROJETO DE ROTORES	18
2.4 DINÂMICA DOS FLUÍDOS COMPUTACIONAIS	19
2.5 CAVITAÇÃO	20
3 METODOLOGIA.....	21
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	21
4 ROTEIRO DE CÁLCULO DE UM ROTOR HIDRÁULICO FRANCIS	22
4.1 DETERMINAÇÃO DO TIPO DE MÁQUINA HIDRÁULICA.....	22
4.2 CÁLCULOS INICIAIS.....	23
4.3 DIMENSIONAMENTO COM O DIÂMETRO EXTERNO DA ARESTA DE SAÍDA CORRIGIDO DA PÁ DO ROTOR	26
4.3.1 CÁLCULOS FUNDAMENTAIS NA ARESTA DE ENTRADA DA PÁ DO ROTOR	34
4.3.2 CÁLCULOS FUNDAMENTAIS NA ARESTA DE SAÍDA DA PÁ DO ROTOR.....	37
4.3.3 TRAÇADO DAS VERDADEIRAS GRANDEZAS DAS LINHAS DE CORRENTE	38
4.3.4 DETERMINAÇÃO E CARACTERÍSTICAS DO PERFIL DA PÁ DO ROTOR	39
4.3.5 CARACTERÍSTICA DO PERFIL SOBRE AS LINHAS DE CORRENTE.....	41
5. RESULTADOS E DISCUSÕES	44
5.1 DESENHO DA PÁ DO ROTOR	44
5.2 DESENHO DA COROA INTERNA E COROA EXTERNA.....	44
5.3 MONTAGEM DAS PÁS NA COROA INTERNA E COROA EXTERNA	45
5.4 MONTAGEM DO ROTOR NO CARACOL E TUBO DE SUCÇÃO	46
5.5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TURBINA FRANCIS	46
5.5.1 PARÂMETROS DE ENTRADA	46
5.5.2 VELOCIDADE DE ESCOAMENTO DO FLUÍDO.....	47

5.5.3 PRESSÃO DO FLUÍDO NO INTERIOR DA TURBINA.....	47
5.5.4 PRESSÃO DO FLUÍDO SOBRE AS PÁS DO ROTOR	48
5.5.5 CAVITAÇÃO	49
6 CONCLUSÕES	50
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	51
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	52

1. INTRODUÇÃO

Neste trabalho, é analisada a influência de alguns parâmetros construtivos no projeto do rotor, que é o elemento mais importante no processo de transformação de energia em uma máquina de fluxo. O rotor não só define a quantidade de energia intercambiada na máquina e a predominância de uma forma de energia sobre outra (por exemplo, de energia de pressão sobre a de velocidade), como determina o seu comportamento para diferentes regimes de operação, por meio das curvas características.

A proposta de um memorial para o cálculo de rotores radiais, pela teoria clássica, não pretende reduzir o projeto a uma simples e única receita de bolo. Modernos procedimentos de aplicação do cálculo numérico do fluxo de rotores permitem resultados bastante rápidos e precisos, substituindo, inclusive, os ensaios de laboratório por simulação por meio de computadores.

Mesmos estes sofisticados métodos não conduzem a uma única e universalmente aceita solução para o projeto de máquinas de fluxo. Além disto, os custos de fabricação e a utilização pretendida para a máquina, mais do que a sofisticação tecnológica, muitas vezes, são fatores preponderantes para a escolha do método de cálculo a ser empregado (HENN, 2012).

É limitado o número de empresas capacitadas na elaboração do projeto dimensional de um rotor hidráulico no Brasil, que na sua maioria realiza a coleta de campo (vazão e altura) e terceiriza o dimensionamento do rotor hidráulico para empresas que dominam essa área, localizadas principalmente na Europa, o que ocasiona o elevado custo no dimensionamento do rotor hidráulico da turbina.

Este trabalho tem por objetivo principal o dimensionamento do rotor hidráulico de uma turbina. Os objetivos específicos são a elaboração do memorial de cálculo do rotor, simulação do escoamento do fluido no interior do rotor, análise dos possíveis pontos com tendência de ocorrer à cavitação.

Este trabalho apresenta uma abordagem do CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para a simulação de um rotor Francis com capacidade de 898 kW, as simulações numéricas foram realizadas utilizando o pacote *FlowSimulation* do *Solidworks*. O projeto global do rotor foi calculado com base nas equações fundamentais de máquinas de fluxo.

2 REVISÃO DA LITERATURA

É fundamental o conhecimento de alguns princípios e teorias que servem de base para o trabalho. Os principais conceitos que auxiliam no desenvolvimento do dimensionamento estão ligados aos conceitos básicos de energia, das centrais hidrelétricas, das máquinas de fluxo e os conceitos fundamentais de simulação computacional.

2.1 ENERGIA

A energia é um bem básico para a integração do ser humano no desenvolvimento, em razão de proporcionar oportunidades e variedade de alternativas para a comunidade e indivíduo. É preciso ter uma fonte de energia de custo aceitável e de credibilidade, pois toda uma economia e desenvolvimento de uma região podem ser afetados (REIS, 2011).

O cenário mundial apresenta uma diferença grande do consumo de energia dos países desenvolvidos comparados com os países não desenvolvidos, incluindo os países emergentes, esta diferença segue o mesmo padrão da distribuição de renda.

A tendência é a de obter os mesmos níveis de desenvolvimento obtidos até o presente, mas sem que seja necessário o mesmo aumento na utilização da energia. O fator chave neste processo é a utilização de formas renováveis e eficientes de energia, possibilitando um desenvolvimento econômico e sustentável sem exercer maiores pressões sobre o ecossistema.

Um desenvolvimento sustentável almeja a diminuição do uso de combustíveis fósseis (carvão, óleo, gás), aumento da eficiência do setor energético, mudanças na forma do setor produtivo, políticas energéticas para favorecer e fortalecer o desenvolvimento tecnológico, incentivando o aumento do uso de combustíveis menos poluentes.

2.2 CENTRAIS HIDRELÉTRICAS

O aproveitamento da água dos rios como fonte de energia é muito antigo. Rodas constituídas de pás na periferia e montadas sobre eixos horizontais serviam principalmente para moer grãos e movimentar bombas d'água. Ainda é possível

encontrar este processo, devido ao baixo custo e a facilidade de construção (ACIOLI, 1994).

Em um projeto de uma central hidrelétrica, que é uma fonte de energia renovável, não pode deixar de levar em consideração os aspectos sociais e ambientais do projeto (HENN, 2012).

Os potenciais pontos de instalação de grandes centrais hidrelétricas no Brasil estão praticamente esgotados, ainda existem algumas potências na região amazônica, mas a um custo elevado para o quilowatt instalado.

O custo elevado é reflexo da complexidade e custo das obras de construção civil, o lago formado pela represa inundaria grandes áreas florestais ou agrícolas. Os gases corrosivos provenientes da decomposição do material inundado afetariam as estruturas metálicas das centrais (MICHELS, 1991).

2.2.1 Tipos de Centrais Hidrelétricas

As centrais hidrelétricas podem ser classificadas quanto à forma do uso das vazões naturais, potência, queda, forma de captação da água e à função no sistema (REIS, 2011).

- Vazões naturais: basicamente se divide em usinas de fio d'água que utiliza somente a vazão natural do leito do rio, embora possa ter um reservatório. Usina com reservatório atua com a finalidade de acumular água do período das cheias para ter uma vazão constante em períodos de estiagem. Usinas reversíveis são utilizadas para atender a carga máxima, possuem dois reservatórios, um deles fica após a barragem, e a água armazenada é bombeada novamente para o reservatório superior para novamente ser utilizada nas cargas máximas.

- Potência: nesta categoria as centrais hidrelétricas podem ser micro centrais, possuindo uma potência máxima menor ou igual a 100 kW. Mini centrais possuem uma potência na faixa de 100 a 1.000 kW. As pequenas centrais hidrelétricas ou PCHs são enquadradas na faixa de 1.000 a 30.000 kW. As médias centrais apresentam uma potência de 30.000 a 100.000 kW e as grandes centrais hidrelétrica possuem uma potência superior a 100.000 kW.

- Queda: São divididas em baixíssima queda, com uma altura de até 10m, baixas centrais ficam na faixa de 10 a 50 m, média centrais apresentam uma altura de 50 a 250 m e as altas centrais hidrelétricas com uma altura superior a 250 m.

- Forma de captação de água: são subdivididas em desvio e em derivação e leito de rio, de barramento ou represamento.
- Função no sistema: são classificadas em operação na base, operação flutuante e operação na ponta.

2.3 MÁQUINAS DE FLUXO

Uma máquina de fluxo é um transformador de energia, uma das energias é o trabalho mecânico. As máquinas são constituídas de um motor e um gerador, o motor recebe uma modalidade de energia disponível e a transforma em trabalho mecânico, que por sua vez é aproveitado pelo gerador para a obtenção de energia desejada. (BRAN e SOUZA, 1980).

Em uma definição de Souza (2011), uma máquina de fluxo é um transformador de energia, uma das energias é o trabalho mecânico.

A definição mais atual de máquinas de fluxo é segundo Henn (2012), que define uma máquina de fluxo como um transformador de energia, uma das formas de energia é o trabalho mecânico, no qual o meio é um fluido. A passagem do fluido pela máquina interage com um elemento rotativo que não está confinado em momento algum.

2.3.1 Classificação

Henn (2012) classifica as máquinas de fluxo segundo:

- A direção da conversão de energia;
- A forma dos canais entre as pás do rotor; e
- A trajetória do fluido no rotor.

As máquinas de fluxo classificadas segundo a direção da conversão de energia podem ser subdivididas em máquinas de fluxo motor, que transforma a energia de fluido em trabalho mecânico. E máquina de fluxo geradora, que recebe o trabalho mecânico e transforma em energia de fluido.

A classificação segundo a forma dos canais entre as pás do rotor são subdivididas em máquinas de ação e reação. Nas máquinas de ação, a função dos canais é simplesmente servir de guia ou desviadores de fluxo do fluido, não havendo variação da pressão do fluido que passa pelo rotor.

As máquinas de reação, a função dos canais é de variar a pressão do fluido, no caso das turbinas na uma redução da pressão, já nas bombas há um aumento da pressão do fluido que passa através do rotor.

Na classificação segundo a trajetória do fluido no rotor, são classificadas em radiais, no qual o fluido percorre uma trajetória predominantemente radial ao eixo do rotor. De fluxo axial, no qual o fluido percorre o caminho paralelo ao eixo do rotor. De fluxo tangencial, o fluido escoa de forma tangencial ao rotor, um exemplo é a turbina Pelton.

Tem situações onde o fluido escoa de uma forma que não é axial ou radial, neste caso, denomina-se fluxo misto, diagonal ou semi-axial, onde o fluido percorre o rotor em um sentido cônico, um exemplo é a turbina Francis rápida e a turbina hidráulica Dériaz (HENN, 2012).

2.3.2 Métodos de seleção de Turbinas Hidráulicas

O campo de aplicação dos diversos tipos de turbinas hidráulicas leva em consideração a altura de queda, a vazão e a potência. Como pode ser visto na Figura 1, encontram-se regiões que podem ser selecionado mais de um tipo de máquina, nestas situações são utilizados critérios extras de seleção, como o custo do gerador elétrico, risco de cavitação, flexibilidade de operação, construção civil, facilidade de manutenção, entre outros critérios para selecionar a melhor máquina para a determinada aplicação (HENN, 2012).

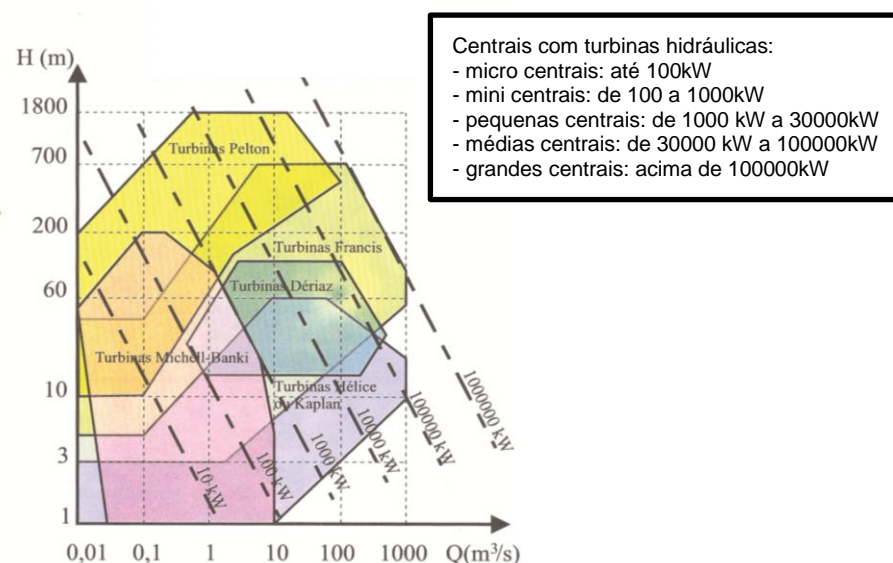


Figura 1: Campo de Aplicação de Turbinas Hidráulicas. Fonte: Henn, 2012 p. 32.

Existe ainda um modo de seleção de turbinas hidráulicas que leva em consideração a velocidade de rotação específica e a altura da queda, conforme Figura 2 (HENN, 2012).

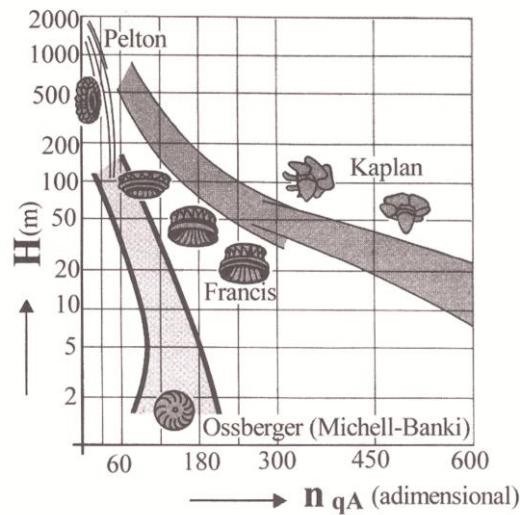


Figura 2: Seleção de Turbinas Hidráulicas Fonte: Henn, 2012 p. 119.

Outro método que HENN (2012) menciona para selecionar uma máquina de fluido é através da velocidade de rotação específica (n_{qa}), que está associada à forma e às proporções dos rotores de máquinas de fluxo (Quadro 1).

Turbina hidráulica Pelton	$n_{qa} = 5$ a 70
Turbina hidráulica Francis Lenta	$n_{qa} = 50$ a 120
Turbina hidráulica Francis Normal	$n_{qa} = 120$ a 200
Turbina hidráulica Francis Rápida	$n_{qa} = 200$ a 320
Turbina hidráulica Michell-Banki	$n_{qa} = 30$ a 210
Turbina Dériaz	$n_{qa} = 200$ a 450
Turbina Kaplan e Hélice	$n_{qa} = 300$ a 1000
Turbina a vapor e a gás com admissão parcial	$n_{qa} = 6$ a 30
Turbina a vapor e a gás com admissão total	$n_{qa} = 30$ a 300
Bomba de deslocamento positivo	$n_{qa} < 30$
Bomba centrífuga	$n_{qa} = 30$ a 250
Bomba semi-axial ou de fluxo misto	$n_{qa} = 250$ a 450
Bomba axial	$n_{qa} = 450$ a 1000
Compressor de deslocamento positivo	$n_{qa} < 20$
Ventilador e turbocompressor centrífugo	$n_{qa} = 20$ a 330
Ventilador e turbocompressor axial	$n_{qa} = 330$ a 1800

Quadro 1: Valores de n_{qa} indicados para diferentes tipos de máquinas de Fluido. Fonte: Henn, 2012 p.118.

Para Reis (2011), a especificação do tipo de turbina hidráulica leva em consideração a altura da queda d'água e a vazão do rio. A Figura 3 mostra as faixas de aplicação dos diversos tipos de turbina, que levam em consideração a altura e a velocidade de rotação específica.

Em um contexto geral, em situações de grande altura e pequenas vazões as turbinas mais indicadas são do tipo Pelton, devido ao empuxo da água atuar perpendicularmente as pás da turbina. Para pequenas alturas e grandes vazões, o mais indicado são as turbinas Kaplan ou hélice, o empuxo da água atua de forma axial nas pás da turbina. Em situações onde as turbinas Pelton, Kaplan ou hélice não são as mais indicadas, são empregadas as turbinas do tipo Francis, onde uma força atua de forma perpendicular e outra axial.

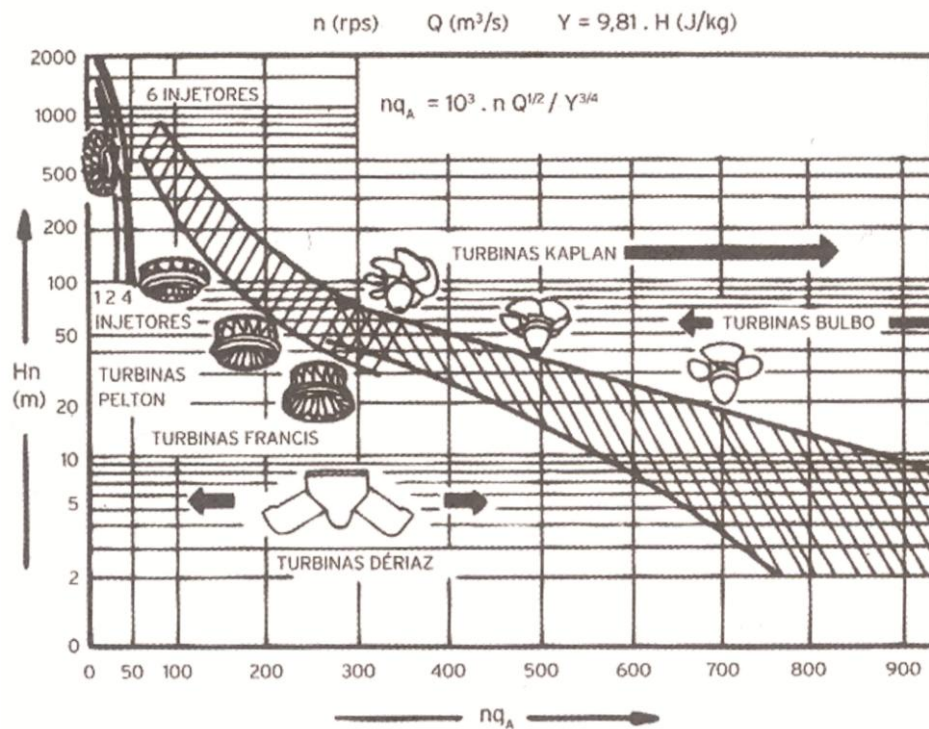


Figura 3: Aplicação dos Tipos de Turbinas Hidráulicas. Fonte: Reis 2011, p.89.

2.3.3 Projeto de Rotores

Segundo Souza (2011), uma máquina de fluxo hidráulica apresenta basicamente duas partes, uma das partes é a fixa que corresponde à carcaça e a outra parte é rotativa, corresponde ao rotor ou rotores.

No projeto de um rotor hidráulico é preciso obedecer algumas etapas:

- Dimensionamento preliminar ou inicial, onde o objetivo desta etapa é estabelecer uma aproximação, os limites físicos do escoamento denominados de caminho hidráulico do escoamento.

- Dimensionamento básico, a partir das informações obtidas no dimensionamento inicial é elaborado um esboço em corte e escala da turbina, obtendo as características desejadas e a geometria que será adotada com equações resultantes e os limites experimentais de coeficientes resultantes de metodologias de cálculos e projeto.

- Projeto e fabricação do protótipo ou do modelo, o objetivo é a fabricação de um modelo geralmente em escala para realização de testes para verificar se o desempenho real está de acordo com o calculado pelo projeto.

- Fabricação final, se o modelo testado estiver dentro do estipulado pelo projeto, o mesmo está pronto para sua fabricação final, nesta etapa são elaborados os manuais de instalação, operação e manutenção da turbina hidráulica, bem como os protocolos e correções finais nos componentes do projeto.

2.4 DINÂMICA DOS FLUÍDOS COMPUTACIONAIS

A Dinâmica de Fluídos Computacionais (CFD) começou a ser empregado no final da década de 70 e começo da década de 80, o maior interesse era a aplicação de equipamentos bélicos, onde os estudos se concentravam no deslocamento de ar ao redor de aeronaves e projéteis. Observou-se que as mesmas equações que são aplicadas a estas situações se aplicam aos escoamentos em gerais, estes estudos rapidamente se aplicou a vários campos da engenharia (SOUZA, 2011).

Computational Fluid Dynamics (CFD) é um conjunto de modelos matemáticos e métodos numéricos utilizados para simular o comportamento de sistemas que envolvem escoamento de fluídos, trocas térmicas, reações químicas, entre outros processos. O emprego desta técnica permite a solução de diversos problemas operacionais, sem a necessidade da realização de parada de máquina ou perda de produção (SOUZA, 2011).

Grande parte das soluções que eram obtidas somente com o emprego de exaustivos testes de laboratório, gerando elevado custo, agora tem seu tempo de execução e precisão melhoradas com o emprego da modelagem computacional, que propõe um conjunto de métodos e técnicas para a abordagem dos mais variados problemas de engenharia (SOUZA, 2011).

Segundo Souza (2011), o desenvolvimento de máquinas de fluxo hidráulicas era realizado por um grupo distinto de engenheiros que necessitavam de modelos reais para realizar os estudos e analisar o seu comportamento. Esse processo gerava elevado custo no projeto, à aplicação dos modelos reais era feito somente em grandes projetos.

A utilização do CFD proporciona a elaboração de modelos virtuais do sistema ou dispositivo em análise, com a possibilidade de aplicar o maior número de condições possíveis. A importância da aplicação do CFD em máquinas de fluido está na possibilidade de prever quantitativamente as características de um escoamento, possibilitando a visualização de todas e quaisquer alterações.

2.5 CAVITAÇÃO

A cavitação consiste na formação de cavidades macroscópicas em um líquido a partir de núcleos gasosos microscópicos. Diz ainda da importância desses núcleos, constituídos de vapor líquido, gás não dissolvido no líquido ou de uma combinação de gás e vapor. O crescimento desses núcleos microscópicos acontece por vaporização, dando origem ao aparecimento da cavitação, no interior das pás do rotor, próxima às arestas de saída aparece zonas de baixa pressão com sobre velocidades da corrente fluida.

A figura 4 apresenta os pontos com tendência de ocorrência da cavitação.

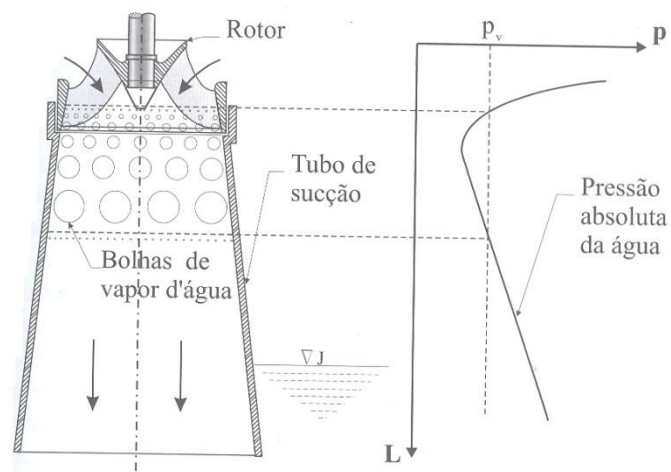


Figura 4: Formação e implosão das bolhas no tubo de sucção. Fonte: Henn, 2012. p. 137.

A cavitação provoca queda de rendimento e da potência gerada pela turbina, e em determinadas ocasiões, pode dar origem a vibração na estrutura da máquina (HENN, 2012).

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

A realização do dimensionamento de um rotor de uma turbina hidráulica foi realizada com os dados da usina BURICÁ I que pertence a Cooperativa de distribuição de Energia entre Rios Ltda. (CERTHIL), que apresenta uma vazão de $3,8\text{m}^3/\text{s}$, uma altura de 21,7m e opera a uma rotação de 450rpm.

A elaboração dos cálculos do dimensionamento do rotor foi conforme o método do autor SOUZA (2011). Através de expressões matemáticas em função da rotação específica (n_{qa}), sendo feito o dimensionamento da pá do rotor.

Com o dimensionamento foi possível realizar o desenho computacional da pá do rotor e a montagem completa da turbina hidráulica, esta etapa foi realizada com o emprego de software de desenho. O software selecionado para a elaboração do desenho possibilita a simulação do escoamento do fluido através do rotor que foi dimensionado e desenhado. As simulações que o rotor foi submetido vão proporcionar uma análise detalhada dos possíveis pontos de cavitação.

A simulação foi realizada considerando duas condições iniciais necessárias para a realização da simulação, como parâmetro de entrada foi adotado uma velocidade de 4,12m/s, e como parâmetro de saída considerou-se o fluido a pressão atmosférica.

A malha foi elaborada considerando o nível máximo que o *FlowSimulation* apresenta, sendo o nível 8. A elaboração da malha aplicando o nível 8 apresentou um número total de 23387 nós, sendo 8126 nós correspondentes aos corpos sólidos.

4 ROTEIRO DE CÁLCULO DE UM ROTOR HIDRÁULICO FRANCIS

Neste item é apresentado o rotor de cálculo para o dimensionamento das pás do rotor hidráulico. Primeiramente o tipo de máquina hidráulica foi determinado, em seguida foram realizados cálculos iniciais para verificar condições específicas requeridas, posteriormente foi realizado o dimensionamento da pá do rotor com os valores corrigidos e adequados ao projeto.

4.1 DETERMINAÇÃO DO TIPO DE MÁQUINA HIDRÁULICA

O primeiro passo é a determinação do tipo de rotor hidráulico que está sendo dimensionado. O processo adotado é através da utilização da equação da velocidade de rotação específica (n_{qA}) equação (1) e (2), considerando os dados iniciais de projeto, a vazão (3,8m³/s), altura (21,7m) e rpm (450rpm) do rotor.

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (1)$$

Onde:

n_{qA} = velocidade de rotação específica (adimensional)

n = rotação do rotor (rps)

Q = vazão de projeto (m³/s)

Y = salto energético específico (J/kg)

$$Y = g \cdot h \quad (2)$$

$$Y = 212,87 \text{ J/kg}$$

Onde:

g = gravidade (9,81m/s²)

h = altura de projeto (m)

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}}$$

$$n_{qA} = 262,34$$

Com o resultado da velocidade específica, selecionou-se o topo de rotor a ser utilizado conforme o Quadro 1. Sendo selecionado o rotor hidráulico do tipo Francis rápido.

4.2 CÁLCULOS INICIAIS

Realizou-se a resolução das equações (3) até (16) para analisar se o β_{4m} satisfaz a condição, $70^\circ < \beta_{4m} < 90^\circ$. O β_{4m} corresponde à direção da pá na entrada do rotor (HENN, 2012).

$$Q_{r1/1} = n_v \cdot Q \quad (3)$$

$$Q_{r1/1} = 3,648m^3/s$$

Onde:

$Q_{r1/1}$ = vazão considerando rendimento volumétrico (m^3/s)

n_v = rendimento volumétrico, adotado 0,96 (adimensional)

$$n_{qAr_{1/1}} = 3 \cdot n_r \cdot \frac{Q_{r1/1}^{0,5}}{h^{0,75}} \quad (4)$$

$$n_{qAr_{1/1}} = 256,45rpm$$

Onde:

$n_{qAr_{1/1}}$ = velocidade de rotação específica com vazão corrigida (rpm)

n_r = rotação do rotor (rpm)

$$Q_r = 0,731 \cdot (1 + 0,01 \cdot n_{qAr_{1/1}}^{0,5}) \cdot Q_{r1/1} \quad (5)$$

$$Q_r = 3,09m^3/s$$

Onde:

Q_r = vazão regular (m^3/s)

$$n_{qAr} = 3 \cdot n_r \cdot \frac{Q_r^{0,5}}{h^{0,75}} \quad (6)$$

$$n_{qAr} = 236,17rpm$$

Onde:

n_{qAr} = velocidade de rotação específica (rpm)

$$D_{5e} = 24,786 \cdot \frac{h^{0,5}}{n_r} + 0,685 \cdot \frac{Q_r^{0,5}}{h^{0,25}} \quad (7)$$

$$D_{5e} = 0,8144m$$

Onde:

D_{5e} = Diâmetro externo da aresta de saída (m)

$$b_o = ((0,168 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) - (0,018 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2)) \cdot D_{5e} \quad (8)$$

$$b_o = 0,2413m$$

Onde:

b_o = Largura do distribuidor (m)

$$D_{4e} = ((0,165 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2) - ((0,835 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) + 2,017)) \cdot D_{5e} \quad (9)$$

$$D_{4e} = 0,7861m$$

Onde:

D_{4e} = Diâmetro externo da aresta de entrada (m)

$$D_{4i} = (0,5 + 84,5 \cdot n_{qAr}^{-1}) \cdot D_{5e} \quad (10)$$

$$D_{4i} = 0,6985m$$

Onde:

D_{4i} = Diâmetro interno da aresta de entrada (m)

$$D_{4m} = 0,5 \cdot (D_{4e} + D_{4i}) \quad (11)$$

$$D_{4m} = 0,7423m$$

Onde:

D_{4m} = Diâmetro médio entre D_{4e} e D_{4i} (m)

$$D_{3e} = (1,255 - (0,63310^{-3} \cdot n_{qAr})) \cdot D_{5e} \quad (12)$$

$$D_{3e} = 0,9003m$$

Onde:

D_{3e} = Diâmetro externo da coroa externa (m)

$$u_{4m} = \frac{\pi \cdot D_{4m} \cdot n_r}{60} \quad (13)$$

$$u_{4m} = 17,49m/s$$

Onde:

u_{4m} = *Veclocidade média na aresta de antrada (m/s)*

$$c_m = \frac{Q_r}{\pi \cdot b_o \cdot D_{3e}} \quad (14)$$

$$c_m = 4,52m/s$$

Onde:

c_m = *Veclocidade no tubo de admissão (m/s)*

$$c_{u_{4m}} = \frac{9,81 \cdot n_i \cdot h}{u_{4m}} \quad (15)$$

$$c_{u_{4m}} = 11,68m/s$$

Onde:

$c_{u_{4m}}$ = *Veclocidade na aresta de antrada (m/s)*

$$\beta_{4m} = \text{arc tg} \cdot \frac{c_m}{u_{4m} - c_{u_{4m}}} \quad (16)$$

$$\beta_{4m} = 37,88^\circ$$

Onde:

β_{4m} = *Ângulo de direção da pá na entrada do rotor (graus)*

O resultado de β_{4m} não satisfaz a condição necessária para seguir o dimensionamento. Lembrando que $70^\circ < \beta_{4m} < 90^\circ$, e o valor calculado corresponde a $\beta_{4m} = 37,88^\circ$.

É necessário realizar uma correção em porcentagem no D_{5e} . Se β_{4m} for menor que 70° , deve reduzir 5, 10, 15,... (%). Se β_{4m} for maior que 90° , deve aumentar 5, 10, 15,... (%) até que β_{4m} satisfaça a condição, $70^\circ < \beta_{4m} < 90^\circ$ (SOUZA, 2011).

No dimensionamento deste rotor, foi reduzido em 15% o D_{5e} .

$$D_{5e} - 15\%$$

$$D_{5e} = 0,6922m$$

Recalculando as equações (8) à (16) com o valor de D_{5e} corrigido em 15%, foi montado o Quadro 2.

Largura do Distribuidor	Diâmetro externo da aresta de entrada	Diâmetro interno da aresta de entrada	Diâmetro externo da coroa externa
$b_o = 0,2051m$	$D_{4e} = 0,6681m$	$D_{4i} = 0,5937m$	$D_{3e} = 0,7652m$
Diâmetro médio entre D_{4e} e D_{4i}	Velocidade média de entrada	Velocidade na entrada das pás	Velocidade
$D_{4m} = 0,6309m$	$u_{4m} = 14,86m/s$	$c_m = 6,26m/s$	$c_{u_{4m}} = 13,75m/s$
Ângulo de inclinação da pá na entrada do rotor			
$\beta_{4m} = 79,94^\circ$			

Quadro 2: Dimensões básicas

O valor de $\beta_{4m} = 79,94^\circ$ satisfaz a condição, $70^\circ < \beta_{4m} < 90^\circ$, desta forma, é possível prosseguir com o dimensionamento do rotor da turbina hidráulica.

4.3 DIMENSIONAMENTO COM O DIÂMETRO EXTERNO DA ARESTA DE SAÍDA CORRIGIDO DA PÁ DO ROTOR

A resolução das equações (17) até (27) foram utilizadas para a elaboração das linhas das arestas da coroa interna e coroa externa do rotor.

$$D_{3i} = \left(0,7 + \frac{0,16}{(2,11 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr}) + 0,08} \right) \cdot D_{5e} \quad (17)$$

$$D_{3i} = 0,6760m$$

Onde:

D_{3i} = Diâmetro externo da coroa interna (m)

$$D_{5i} = (0,86 - (2,18 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr})) \cdot D_{5e} \quad (18)$$

$$D_{5i} = 0,1994m$$

Onde:

D_{5i} = Diâmetro interno da coroa interna (m)

$$L_i = \left(0,4 + (0,168 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) - (0,0177 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2)\right) \cdot D_{5e} \quad (19)$$

$$L_i = 0,4831m$$

Onde:

L_i = altura da coroa interna (m)

$$y_{ij} = 1,54 \cdot D_{3i} \cdot \sqrt{\frac{x_{ij}}{4 \cdot L_i} \cdot \left(1 - \frac{x_{ij}}{4 \cdot L_i}\right)^3} \quad (20)$$

Onde:

y_{ij} = equação para o traçado da coroa externa

x_{ij} = pontos para determinação da equação

$$y_{ij} = 1,0411m \cdot \sqrt{\frac{x_{ij}}{1,932m} \cdot \left(1 - \frac{x_{ij}}{1,932m}\right)^3} \quad (21)$$

$$L_e = \left[(0,042 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2) - (0,4 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) + 1,2\right] \cdot D_{5e} \quad (22)$$

$$L_e = 0,3388m$$

Onde:

L_e = altura da coroa externa (m)

$$L_{5e} = (0,26 - 0,21 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr}) \cdot D_{5e} \quad (23)$$

$$L_{5e} = 0,1456m$$

Onde:

L_{5e} = altura do ponto D_{3i} até D_{5e} (m)

$$Y_{em} = \frac{0,162 \cdot (D_{3e} - D_{5e})}{\sqrt{\frac{L_{5e}}{L_e} \cdot \left(1 - \frac{L_{5e}}{L_e}\right)^3}} \quad (24)$$

$$Y_{em} = 0,040m$$

Onde:

Y_{em} = espessura máxima da coroa externa (m)

$$Y_{ej} = 3,08 \cdot Y_{em} \cdot \sqrt{\frac{x_{ej}}{L_e} \cdot \left(1 - \frac{y_{ej}}{L_e}\right)^3} \quad (25)$$

$$Y_{ej} = 0,1235m \cdot \sqrt{\frac{x_{ej}}{0,3388m} \cdot \left(1 - \frac{y_{ej}}{0,3388m}\right)^3}$$

Onde:

Y_{ej} = equação para o traçado da coroa interna (m)

x_{ej} = pontos para determinação da equação

$$L_{4i} = [(2,353 \cdot 10^{-6} \cdot n_{qAr}^2) - (0,8667 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr}) + 0,328] \cdot D_{4e} \quad (26)$$

$$L_{4i} = 0,17m$$

Onde:

L_{4i} = comprimento do arco de circunferência entre D_{4i} e D_{5i} (m)

$$L_{4e} = ((2,222 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}) + 0,0833) \cdot D_{4e} \quad (27)$$

$$L_{4e} = 0,0907m$$

Onde:

L_{4e} = comprimento do arco de circunferência entre D_{4e} e D_{5e} (m)

A partir das equações e cálculos realizados nos itens 4.2 e 4.3, foi desenhado no *software SOLIDWORKS* o traçado das linhas com as características da superfície média da pá do rotor conforme apresenta a Figura 5.

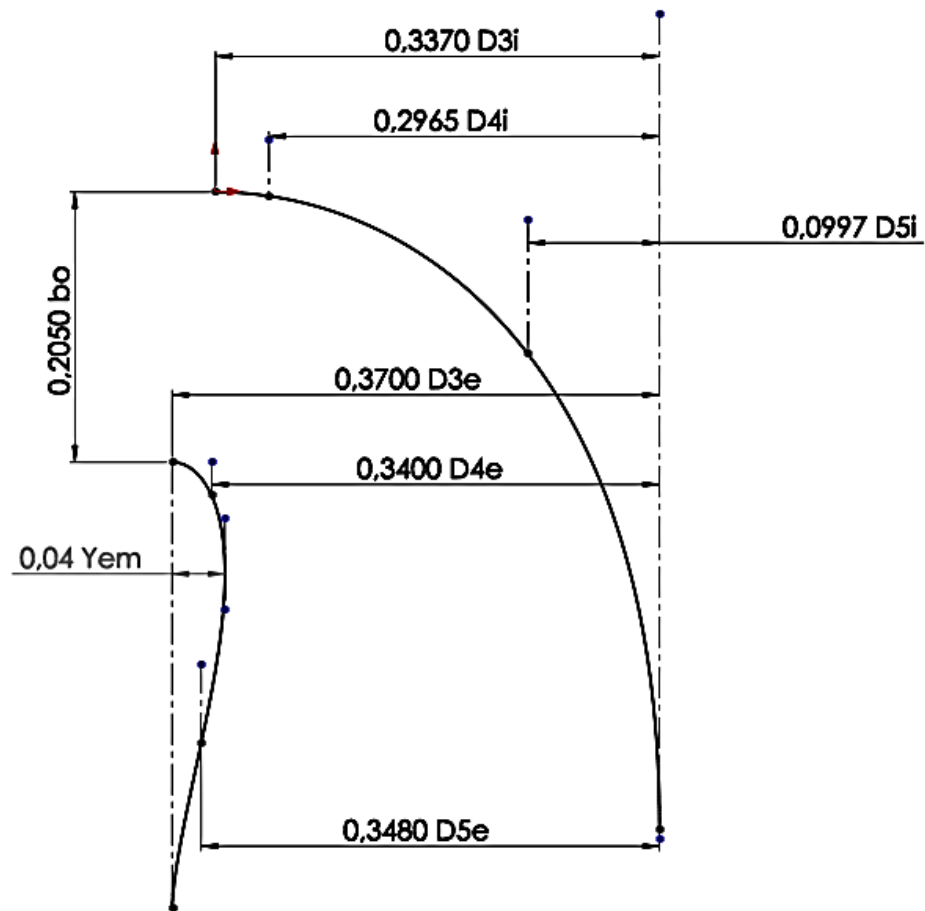


Figura 5: Superfície média da pá do rotor Francis

Nesta etapa do dimensionamento foi possível estimar a potência máxima no eixo através da equação (28), adotando $n_i = 0,91$ e $n_m = 0,95$, conforme Henn (2012).

$$P_{em\acute{a}x} = \frac{9,81 \cdot Q_{r1/1} \cdot h_{m\acute{a}x}}{n_i \cdot n_m} \quad (28)$$

$$P_{em\acute{a}x} = 898,29 kW$$

Onde:

$P_{em\acute{a}x}$ = potência máxima no eixot (W)

n_i = rendimento interno

n_m = rendimento mecânico

A próxima etapa consistiu em definir em quantas partes iguais (s_j) é dividida a aresta de pressão e de sucção da pá do rotor. Foi preciso realizar a medição do comprimento total da aresta de pressão e de sucção da pá do rotor, através de *Software SolidWorks*, ferramenta avaliar medida. Neste dimensionamento foi dividida

em cinco partes iguais, considerando que essa divisão fornece uma aproximação satisfatória. A Tabela 1 apresenta o valor para cada ponto.

Tabela 1
Valore de s_j

s_j	Comprimento na aresta de pressão (m)	Comprimento na aresta de sucção (m)
1	0	0
2	0,048	0,08
3	0,135	0,25
4	0,205	0,37
5	0,240	0,42

A seguir foi realizado a medição do raio da coroa interna (r_i) e o raio da coroa externa (r_e), conforme a Figura 6.

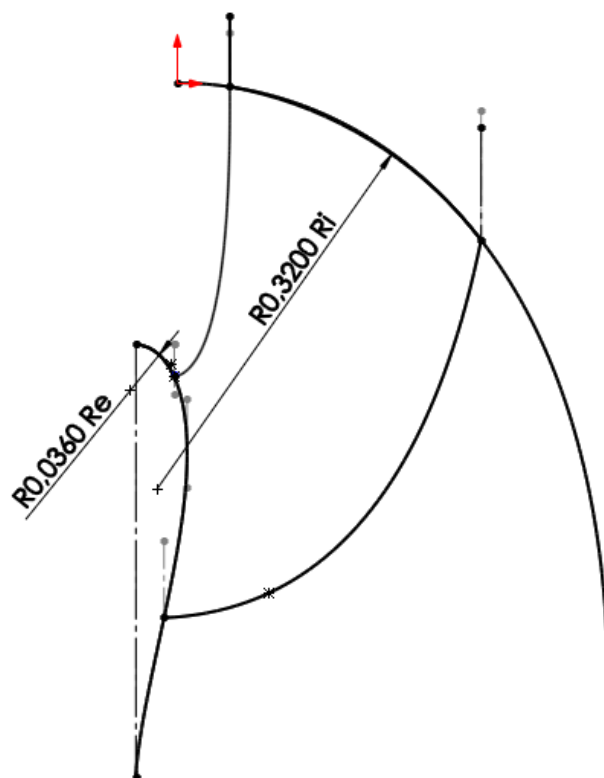


Figura 6: Valores de R_e e R_i .

Posteriormente foram calculados os valores de c_{mj}^*/c_{m4i}^* e k_j , através das equações (29) e (30), o valor de D_j é obtido através de medição no *Solidworks*. Os resultados são para a aresta de pressão da pá do rotor (Tabela 2).

$$\ln\left(\frac{c_{mj}^*}{c_{m4i}^*}\right) = \frac{s_j}{4 \cdot r_i} \cdot \left[\frac{s_j}{2 \cdot s} \cdot \left(\frac{r_i}{r_e} - 1\right) + 1 \right] \quad (29)$$

Onde:

$$\left(\frac{c_{mj}^*}{c_{m4i}^*}\right) = \text{relação de velocidades meridionais (admisional)}$$

s_j = distância a partir do ponto 4_i (m)

$$k_j = \frac{c_{mj}^*}{c_{m4i}^*} \cdot D_j \quad (30)$$

Onde:

k_j = traçado das arestas de entrada da pá rebatidas no plano vertical (m)

D_j = Diâmetro de cada ponto s_j (m)

Tabela 2

Valores de c_{mj}^*/c_{m4i}^* , k_j e D_j para a aresta de pressão.

Ponto	s_j (m)	$\frac{c_{mj}^*}{c_{m4i}^*}$	D_j (m)	k_j (m)
4i	0	1	0,5930	0,5930
4II	0,048	1,0693	0,5936	0,6347
4m	0,135	1,4040	0,6044	0,8490
4I	0,205	2,0129	0,6358	1,2790
4e	0,240	2,5265	0,6800	1,7180

Para o dimensionando o diâmetro do tubo de corrente médio na aresta de pressão da pá do rotor foram resolvidas as equações (31) até (35) adotado o $f_{em} = 0,95$, (HENN, 2012).

$$c_{m_m}^* = f_{em} \cdot c_m \quad (31)$$

$$c_{m_m}^* = 5,947 \text{ m/s}$$

Onde:

$c_{m_m}^*$ = velocidade meridional (m/s)

f_{em} = fator de estrangulamento (admisional)

c_m = velocidade média (m/s)

$$k_m = b_m \cdot D_m \cdot c_m \quad (32)$$

$$k_m = 0,30m^3/s$$

Onde:

$k_m =$ vazão média (m^3/s)

$$c_{m_{4i}}^* = \frac{c_{m_m}^* \cdot D_m}{k_m} \quad (33)$$

$$c_{m_{4i}}^* = 11,98m/s$$

Onde:

$c_{m_{4i}}^* =$ velocidade meridional no ponto 4_i (m/s)

$$k_c = \frac{Q_r}{3 \cdot \pi} \quad (34)$$

$$k_c = 0,3278m^3/s$$

Onde:

$k_c =$ vazão corrigida (m^3/s)

$$b_m = \frac{k_c}{c_{m_m}^* \cdot D_m} \quad (35)$$

$$b_m = 0,09m$$

Onde:

$b_m =$ diâmetro dos tubos de corrente média (m)

Na aresta de sucção da pá do rotor foram aplicadas as equações (29) e (30), em seguida foi realizado o dimensionamento do tubo de corrente médio na aresta de sucção da pá do rotor, aplicando a equação (35), considerando de $D_m = 0,396m$ que corresponde à distância do eixo até o ponto médio da aresta de sucção, e este foi medido no *Solidworks* através da ferramenta avaliar medida. Os valores calculados são apresentados da Tabela 3. O valor calculado do diâmetro do tubo de corrente médio é $b_m = 0,12m$.

Tabela 3

Valores de c_{mj}^*/c_{m4i}^* , k_j e D_j para a aresta de sucção.

Ponto	s_j (m)	$\frac{c_{mj}^*}{c_{m4i}^*}$	D_j (m)	k_j (m)
5i	0	1	0,2000	0,2000
5II	0,08	1,1156	0,2400	0,2680
5m	0,25	1,9228	0,3800	0,7310
5I	0,37	3,6449	0,5900	2,1500
5e	0,42	5,0641	0,6922	3,5050

Com os valores de b_m na aresta de entrada e na aresta de sucção foi realizado o desenho dos demais tubos de corrente. Foram determinados três tubos de corrente, resultando em cinco linhas de corrente conforme Figura 7.

Quanto maior a quantidade de tubos de corrente e linhas de corrente, menores serão as perdas de rendimento do rotor, porém será necessário um número proporcional de cálculos a ser realizados.

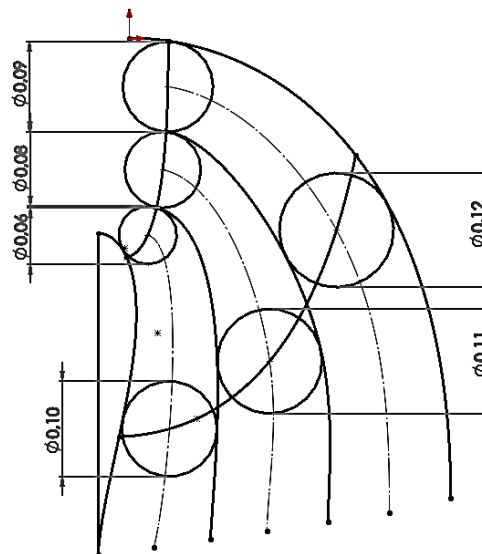


Figura 7: Tubos e linhas de corrente.

Em seguida foi determinada a velocidade tangencial na saída do rotor (u_{5m}) através da equação (36), em cada um dos pontos 5i, 5II,..., 5e. O valor de D_{5m} é obtido através da medição no desenho da superfície média da pá, e corresponde a duas vezes a distância do eixo até os pontos 5i, 5II,..., 5e. O valor do u_{5m} é utilizado

para calcular o ângulo β_{5m}^* através da equação (37). Os valores calculados estão apresentados na Tabela 4.

$$u_{5m} = \frac{\pi \cdot D_{5m} \cdot n_r}{60} \quad (36)$$

Onde:

u_{5m} = velocidade média na saída da pá (m/s)

$$\beta_{5m}^* = \text{arc tg} \frac{c_{m_m}^*}{u_{5m}} \quad (37)$$

Onde:

β_{5m}^* = inclinação das pás na saída do rotor (graus)

O valor do β_{5m}^* influi diretamente sobre as perdas hidráulicas e também influencia a ocorrência do fenômeno cavitação, nos rotores do tipo Francis, este valor costuma variar entre 15° e 45° (HENN, 2012).

Os valores calculados para β_{5m}^* encontram-se dentro da faixa de 15° e 45°, com exceção para o ponto 5i que resultou em 51,62°, sendo admitido esse valor para o desenvolvimento do dimensionamento do rotor.

Tabela 4

Valores da velocidade u_{5m} e do ângulo de saída da pá do rotor β_{5m}^* .

Pontos	D_{5m} (m)	u_{5m} (m/s)	β_{5m}^* (graus)
5i	0,20	4,71	51,62
5II	0,24	5,65	46,46
5m	0,59	13,90	23,16
5I	0,30	7,06	40,10
5e	0,48	11,30	27,75

4.3.1 Cálculos fundamentais na aresta de entrada da pá do rotor

Solucionando cada uma das equações de (38) até (48), é montada a Tabela 5, com os dados fundamentais na aresta de entrada da pá do rotor.

$$c_{mj}^* = c_{m_{4i}}^* \cdot \text{ant ln} \left\{ \frac{S_j}{4 \cdot r_i} \cdot \left[\frac{S_j}{2 \cdot s} \cdot \left(\frac{r_i}{r_e} - 1 \right) + 1 \right] \right\} \quad (38)$$

Onde:

c_{mj}^* = Velocidades Meridionais (m/s)

$$u_j = \frac{\pi \cdot D_j \cdot n_r}{60} \quad (39)$$

Onde:

$u_j =$ Velocidades tangenciais (m/s)

$$c_{uj} = \frac{9,81 \cdot n_i \cdot h}{u_j} \quad (40)$$

Onde:

$c_{uj} =$ Velocidades absolutas na direção tangencial (m/s)

$$\beta_j^* = \text{arc tg} \left(\frac{c_{m_m}^*}{u_j - c_{uj}} \right) \quad (41)$$

Onde:

$\beta_j^* =$ Ângulos entre as velocidades tangenciais e relativas, desconsiderando o fator de estrangulamento (m/s)

$$z_r = (10 \text{ a } 13) \cdot \frac{r_g}{L_g} \cdot \text{sen} \left(\frac{\beta_{4m} + \beta_{5m}}{2} \right) \quad (42)$$

Onde:

$z_r =$ Número de pás provisório

$$t_j = \frac{\pi \cdot D_j}{z_r} \quad (43)$$

Onde:

$t_j =$ Passo (m)

$$e_j = 0,007 \cdot b_m \cdot \sqrt{h} \cdot \left((1 - 0,7) \cdot \frac{S_j}{S} \right) \quad (44)$$

Onde:

$e_j =$ Espessura da pá variando linearmente (m)

$$f_{e_{ej}} = 1 - \frac{e_j \cdot \sqrt{(1 + (\cot g^2 \theta \cdot \cos^2 \beta_j^*))}}{t_j \cdot \text{sen} \beta_j^*} \quad (45)$$

Onde:

$f_{e_{ej}} =$ Coeficiente de estrangulamento

$$c_{m_j} = \frac{c_m^*}{f_{e_{ej}}} \quad (46)$$

Onde:

c_{m_j} = Velocidades meridionais considerando fator de estrangulamento (m/s)

$$\beta_j = \text{arc tg} \frac{c_{m_j}}{u_j - c_{uj}} \quad (47)$$

Onde:

β_j = Ângulo entre velocidade tangencial e relativa (graus)

$$\beta_{hj} = \text{arctg} [(tg\beta_j) \cdot (\text{sen}\zeta_j)] \quad (48)$$

Onde:

β_{hj} = Ângulo de projeção horizontal para a aresta de entrada (graus)

ζ_j = Ângulo entre as linhas de corrente e um eixo vertical (graus)

Tabela 5

Valores fundamentais para a aresta de entrada.

Ponto	θ_j	ζ_j	$c_{m_j}^*$	u_j	c_{uj}	β_j^*
-	Graus	Graus	m/s	m/s	m/s	Graus
4i	89,72	31,38	30,26	16,15	11,99	55,00
4l	93,30	75,54	24,86	14,98	12,93	71,00
4m	84,39	79,42	17,18	14,23	13,61	84,00
4ll	84,51	84,15	12,86	13,99	13,84	88,50
4e	83,35	82,98	11,98	13,97	13,91	90,00

Tabela 5

Valores fundamentais para a aresta de entrada (continuação)

Ponto	z_r	t_j	e_j	$f_{e_{ej}}$	c_{m_j}	β_j	β_{hj}
-	-	m	m	-	m/s	Graus	Graus
4i	12	0,2153	0,0032281	0,9816	30,82	82,31	75,46
4l	12	0,1997	0,0041696	0,9779	25,42	85,52	85,37
4m	12	0,1898	0,0063664	0,9662	17,78	88,00	87,96
4ll	12	0,1866	0,0091908	0,9507	13,52	89,36	89,35
4e	12	0,1862	0,0107600	0,9442	12,71	89,80	89,80

4.3.2 Cálculos fundamentais na aresta de saída da pá do rotor

Aplicando as equações (38) à (48) na aresta de saída da pá do rotor, é elaborada a Tabela 6. Na aresta de saída, é preciso complementar a Tabela 6 com o coeficiente de correção (Ψ_j^*), que foi calculado através da equação (49), os raios dos centros de gravidade das linhas de corrente (r_{gj}) em (m) que são obtidos através da medição na superfície média da pá do rotor, os comprimentos das linhas de corrente (L_{gj}) em (m) que são obtidos através da medição na superfície média da pá do rotor e o momento estático das linhas de corrente rebatidas no plano vertical (S_j), calculado através da equação (50).

$$\Psi_j^* = 0,8 \cdot (1 + \cos \beta_j) \cdot \left(1 - \frac{180}{n_{qAr} + 90}\right) \quad (49)$$

Onde:

Ψ_j^* = Coeficiente empírico de correção do desvio na saída das pás do rotor (m/s)

$$S_j = r_{gj} \cdot L_{gj} \quad (50)$$

Onde:

S_j = Momento estático das linhas de corrente rebatidas no plano vertical (m^2)

Tabela 6
Valores fundamentais para a aresta de saída

Ponto	θ_j	ζ_j	c_{mj}^*	u_j	c_{uj}	β_j^*	z_r
-	Graus	Graus	m/s	m/s	m/s	Graus	-
5i	75,60	12,00	16,87	16,39	11,81	45,80	12
5l	65,19	4,30	16,87	13,90	13,93	50,51	12
5m	43,04	10,07	16,87	8,95	21,64	62,05	12
5ll	45,96	31,57	16,87	5,65	34,28	71,48	12
5e	54,74	40,35	16,87	4,71	41,12	74,40	12

Tabela 6
Valores fundamentais para a aresta de saída (continuação)

Ponto	t_j	e_j	$f_{e_{ej}}$	c_{m_j}	β_j	Ψ_j^*
-	m	m	-	m/s	Graus	-
5i	0,2186	0,00064623	0,9958	16,94	45,94	0,607825
5l	0,1854	0,00082850	0,9939	16,97	50,67	0,585731
5m	0,1193	0,00129160	0,9862	17,10	62,37	0,524775
5ll	0,0750	0,00186520	0,9725	17,34	71,95	0,469595
5e	0,0628	0,00215210	0,9637	17,50	74,93	0,451724

Tabela 6
Valores fundamentais para a aresta de saída (continuação)

Ponto	r_{gj}	L_{gj}	S_j	$\cotg(\beta_{rj})$	β_{rj}	β_{rhj}
-	m	m	m ²	-	Graus	Graus
5i	0,33140	0,191	0,0633	0,9792	45,60	11,98
5l	0,29200	0,211	0,0616	0,8298	50,32	5,14
5m	0,22740	0,241	0,0548	0,5319	61,99	18,19
5ll	0,19330	0,241	0,0466	0,3372	71,36	57,20
5e	0,18890	0,236	0,0446	0,2692	74,93	67,41

4.3.3 Traçado das verdadeiras grandezas das linhas de corrente

Neste item foi realizado o traçado em verdadeira grandeza das linhas de corrente. Neste traçado é apresentado o traçado real que cada uma das linhas de corrente da pá do rotor deve apresentar.

Na Figura 8 foram realizados os traçados em verdadeira grandeza, a Figura 8 (a) corresponde ao traçado em verdadeira grandeza da linha de corrente no ponto 4i – 5i, correspondente a coroa interna. A Figura 8 (b) corresponde ao traçado em verdadeira grandeza do ponto 4l – 5l, correspondente a primeira linha de corrente que foi determinado no dimensionamento. A Figura 8 (c) corresponde ao traçado em verdadeira grandeza do ponto 4m – 5m, que equivale a linha de corrente média da pá do rotor. A Figura 8 (d) corresponde à segunda linha de corrente que foi

determinado no dimensionamento e a Figura 8 (e) corresponde ao traçado em verdadeira grandeza da linha de corrente equivalente à coroa externa do rotor.

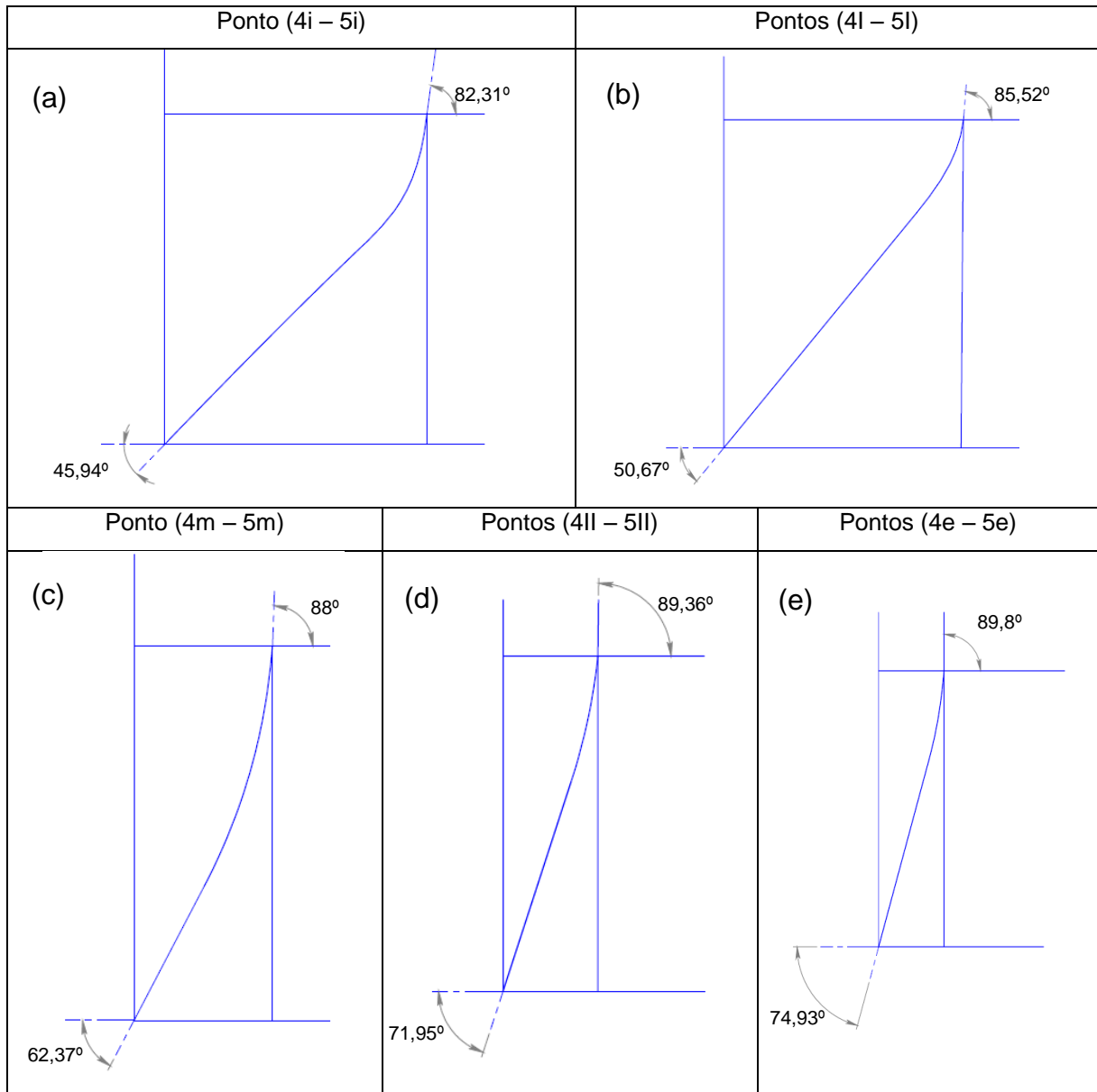


Figura 8: Traçado em verdadeira grandeza para cada linha de corrente

4.3.4 Determinação e características do perfil da pá do rotor

Um determinado perfil aerodinâmico comporta-se de diferentes formas no fluído real e no fluído ideal, sendo imprescindível o conhecimento de suas reais características de comportamento. Embora seja conhecido o comportamento teórico, que é obtido através de ensaios em laboratórios, como por exemplo, os realizados pelo laboratório da *Göttingen*, na Alemanha, e os ensaios realizados nos laboratórios

da *National Advisory Comittee of Aeronautics* (NACA), hoje denominado de NASA, nos Estados Unidos da América (HENN, 2012).

No dimensionamento do rotor hidráulico do tipo Francis é adotado o perfil *Göttingen* – 428 devido a sua simplicidade no dimensionamento. As características do perfil estão apresentadas na Tabela 7. Na determinação das características do perfil foram aplicadas as equações (51) até a equação (55).

Tabela 7
Características do Perfil *Göttingen* – 428.

LC	S_{4j}	$e_{máx j}$	β_j	λ_{4j}	f_j	$e_{máx j}^*$	L_j	L_{1j}	$f_{p j}$
-	m	m	Graus	Graus	-	m	m	m	-
4e,5e	0,2400	0,004153	82,31	90	1,00900	0,00419	0,28	0,2828	$5,078.10^{-4}$
4l,5l	0,2100	0,005363	85,52	90	1,00300	0,00538	0,26	0,2626	$6,521.10^{-4}$
4m,5m	0,1400	0,008187	88,00	90	1,00000	0,00819	0,28	0,2828	$9,927.10^{-4}$
4l,5l	0,0500	0,011818	89,36	90	1,00000	0,01182	0,29	0,2929	$1,432.10^{-3}$
4i,5i	0,0000	0,013830	89,80	90	1,00000	0,01383	0,25	0,2525	$1,676.10^{-3}$

$$e_{máx j} = 0,009 \cdot b_m \cdot \sqrt{h} \cdot \left(1 - 0,7 \cdot \frac{S_{4j}}{S_{4e}}\right) \quad (51)$$

Onde:

$e_{máx j}$ = espessura máxima de cada perfil em verdadeira grandeza (m)

S_{4e} = comprimento total da aresta de sucção (m)

S_{4j} = comprimento do ponto 4i até cada linha de corrente (m)

$$f_j = \sqrt{1 + (\text{tag}\beta_j \cdot \text{sen}\lambda_j)^{-2}} \quad (52)$$

Onde:

f_j = fator de correção da espessura máxima de cada perfil em verdadeira grandeza

λ = ângulo dos traços dos planos radiais (graus)

$$e_{máx j}^* = f_j \cdot e_{máx j} \quad (53)$$

Onde:

$e_{máx j}^*$ = espessura corrigida de cada perfil em verdadeira grandeza (m)

$$L_{1j} = 1,01 \cdot L_j \quad (54)$$

Onde:

L_{1j} = Verdadeira grandeza da linha média de cada perfil (m)

$$f_{pj} = \frac{e_{máx j}^*}{\Delta y_{máx}} \quad (55)$$

Onde:

f_{pj} = Fator de engrossamento ou afinamento dos perfis

$\Delta y_{máx}$ = Variação de y, específico do tipo de perfil, para GÖ – 428 é admitido 8,25

As informações calculadas na Tabela 7 foram utilizadas como base para o dimensionamento da espessura do perfil GÖ – 428 sobre cada uma cinco linhas de corrente. Na Figura 9 são apresentadas as dimensões principais do perfil GÖ-428.

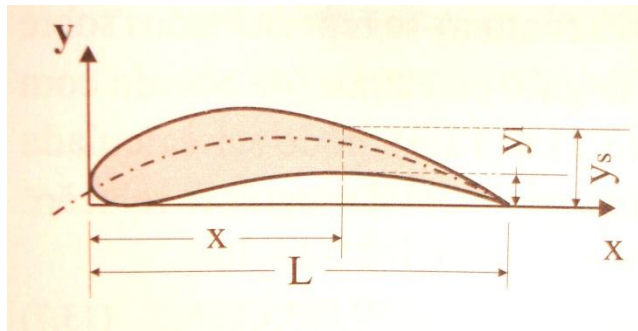


Figura 9: Dimensões principais da convenção Göttingen. Fonte: Henn 2012, p. 373.

4.3.5 Característica do perfil sobre as linhas de corrente

Com a realização de ensaios, testes e pesquisa em laboratórios, como por exemplo, o laboratório da *Göttingen*, os perfis ensaiados têm sua forma caracterizada por tabelas (HENN, 2012). A Tabela 8 apresenta a relação porcentagem das espessuras variando de acordo com o comprimento X até o comprimento total L.

Tabela 8
Perfil GÖ – 428

$\frac{x}{L} \cdot 100 (\%)$										
X	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	1
e	0 x 2	3,3 x 2	4,7 x 2	6,5 x 2	8,05 x 2	8,25 x 2	7,4 x 2	5,25 x 2	2 x 2	0 x 2

Aplicando os valores da Tabela 7 na Tabela 8 resultam nos valores de espessura máxima para cada uma das linhas de corrente da pá do rotor da turbina hidráulica do tipo Francis.

A Tabela 9 apresenta os valores de espessura e comprimentos em verdadeira grandeza para a linha de corrente da coroa externa.

Tabela 9
Espessura e comprimento da linha de corrente da coroa externa.

X	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	1
X final (mm)	0	7	14	28	56	84	140	196	252	280
e (mm)	0	1,661	2,366	3,272	4,052	4,153	3,725	2,643	1,007	0

A Tabela 10 apresenta os valores de espessura e comprimentos em verdadeira grandeza para a linha de corrente I.

Tabela 10
Espessura e comprimento da linha de corrente I.

X	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	1
X final (mm)	0	7,25	14,5	29	58	87	145	203	261	290
e (mm)	0	2,152	3,065	4,239	5,250	5,380	4,826	3,424	1,304	0

A Tabela 11 apresenta os valores de espessura e comprimentos em verdadeira grandeza para a linha de corrente média.

Tabela 11
Espessura e comprimento da linha de corrente média.

X	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	1
X final (mm)	0	7	14	28	56	84	140	196	252	280
e (mm)	0	3,280	4,672	6,461	8,001	8,200	7,355	5,218	1,988	0

A Tabela 12 apresenta os valores de espessura e comprimentos em verdadeira grandeza para a linha de corrente II.

Tabela 12
Espessura e comprimento da linha de corrente II.

X	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	1
X final (mm)	0	6,5	13	26	52	78	130	182	234	260
e (mm)	0	4,800	6,836	9,455	11,709	12,000	10,764	7,636	2,909	0

A Tabela 13 apresenta os valores de espessura e comprimentos em verdadeira grandeza para a linha de corrente média.

Tabela 13
Espessura e comprimento da linha de corrente interna.

X	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	1
X final (mm)	0	6,25	12,5	25	50	75	125	175	225	250
e (mm)	0	5,600	7,976	11,030	13,661	14,000	12,558	8,909	3,394	0

Com os valores de espessura e comprimento em cada uma das linhas de corrente que foi calculado nas Tabelas 9, 10, 11, 12 e 13, foi elaborado o desenho em 3D do comportamento do perfil GÖ – 428 sobre cada uma das linhas de corrente. Esta etapa é realizada no *Solidworks* a partir da ferramenta esboço 3D, a Figura 10 apresenta a vista isométrica do esboço do perfil sobre as linhas de corrente.



Figura 10: Perfil GÖ-428 sobre as linhas de corrente.

A resolução das equações (1) até (55) proporcionam o modelamento da pá do rotor com as características de vazão, altura e rotação para operar com o máximo rendimento, se estes dados sofrerem variação o dimensionamento e modelamento são afetados.

5. RESULTADOS E DISCUSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados do modelamento em 3D da pá do rotor, da coroa interna, coroa externa e montagem do rotor hidráulico do tipo Francis, sendo feito a simulação computacional.

5.1 DESENHO DA PÁ DO ROTOR

O modelamento da pá do rotor implicou na utilização de recursos avançados do SOLIDWORKS. Partindo dos perfis sobre as linhas de corrente, utilizou-se a ferramenta “Superfície por *Loft*” para gerar uma casca das superfícies de pressão e sucção da pá do rotor, em seguida empregou-se a ferramenta “Costurar Superfície” para unir as superfícies de pressão, sucção, topo superior e topo inferior. Para finalizar a modelagem da pá do rotor, utilizou-se a ferramenta “Preenchimento”, para converter as superfícies que estão em forma de casca, em um corpo sólido e capaz de apto a ser realizada a simulação. A Figura 11 apresenta o modelamento final da pá do rotor hidráulico.



Figura 11: Pá do rotor hidráulico.

5.2 DESENHO DA COROA INTERNA E COROA EXTERNA

No modelamento da coroa interna e coroa externa do rotor utilizou-se a ferramenta “Ressalto/base revolucionado”, a Figura 12 apresenta a vista isométrica em corte da coroa interna e coroa externa do rotor.

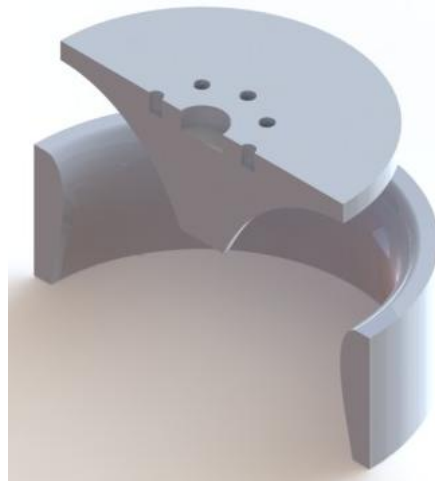


Figura 12: Vista isométrica em corte da coroa interna e externa do rotor.

5.3 MONTAGEM DAS PÁS NA COROA INTERNA E COROA EXTERNA

Nesta etapa, foi realizada a montagem das pás do rotor na coroa interna e coroa externa. Na equação (42) foram determinadas 12 pás como provisório, para a montagem final do rotor, são adotadas o mesmo número. O processo de montagem consiste no posicionamento da primeira pá e a aplicação da ferramenta “padrão circular” para posicionar as 12 pás, conforme a Figura 13.

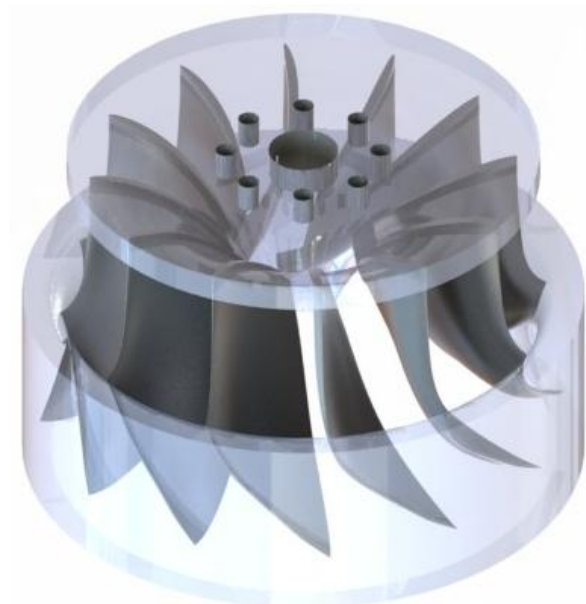


Figura 13: Vista isométrica da montagem das pás no rotor.

5.4 MONTAGEM DO ROTOR NO CARACOL E TUBO DE SUCÇÃO

Para finalizar a montagem da turbina hidráulica Francis, foi realizada a montagem do rotor no caracol e no tubo de sucção, resultando na montagem final e estando pronto para o processo de simulação de escoamento do fluido (Figura 14).



Figura 14: Vista isométrica da turbina Francis.

5.5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA TURBINA FRANCIS

Neste capítulo é apresentada a simulação do escoamento do fluido no interior da turbina, analisando a velocidade e pressão do fluido, pressão do fluido sobre as pás do rotor e analisar os possíveis pontos de cavitação do rotor.

5.5.1 Parâmetros de Entrada

O primeiro passo na realização da simulação foi estabelecer os parâmetros de entrada e de saída do fluido. Como parâmetro de entrada, foi considerada uma velocidade de entrada do fluido de 4,12 m/s em função do diâmetro do duto e a vazão do fluido. Como parâmetro de saída foi determinado que o fluido encontra-se a pressão atmosférica (101 325 Pa).

5.5.2 Velocidade de Escoamento do Flúido

Com o resultado da simulação, a velocidade de escoamento do flúido no interior da turbina apresentou um valor máximo de 23,15 m/s, sendo estes valores encontrados próximos à aresta de saída da pá do rotor (Figura 15).

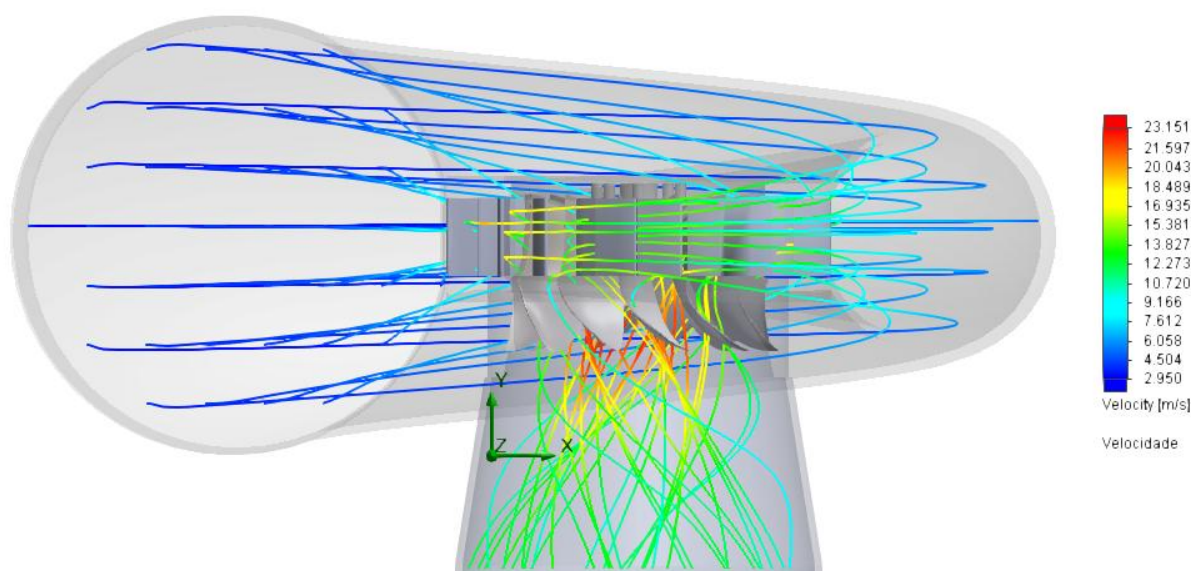


Figura 15: Velocidade de escoamento do flúido no interior da Turbina Francis.

Os valores das velocidades do flúido na aresta de saída que foram calculadas e apresentam valores que variam de 13,97 m/s até 16,15 m/s (Tabela 5), são coerentes com os valores apresentados pela simulação, que variam de 10 m/s até 17 m/s.

5.5.3 Pressão do Flúido no Interior da Turbina

A pressão máxima que o flúido apresenta no interior da turbina está da faixa de 500 kPa, localizando-se no caracol. Os menores valores que o flúido apresenta são aproximadamente 61 kPa (Figura 16).

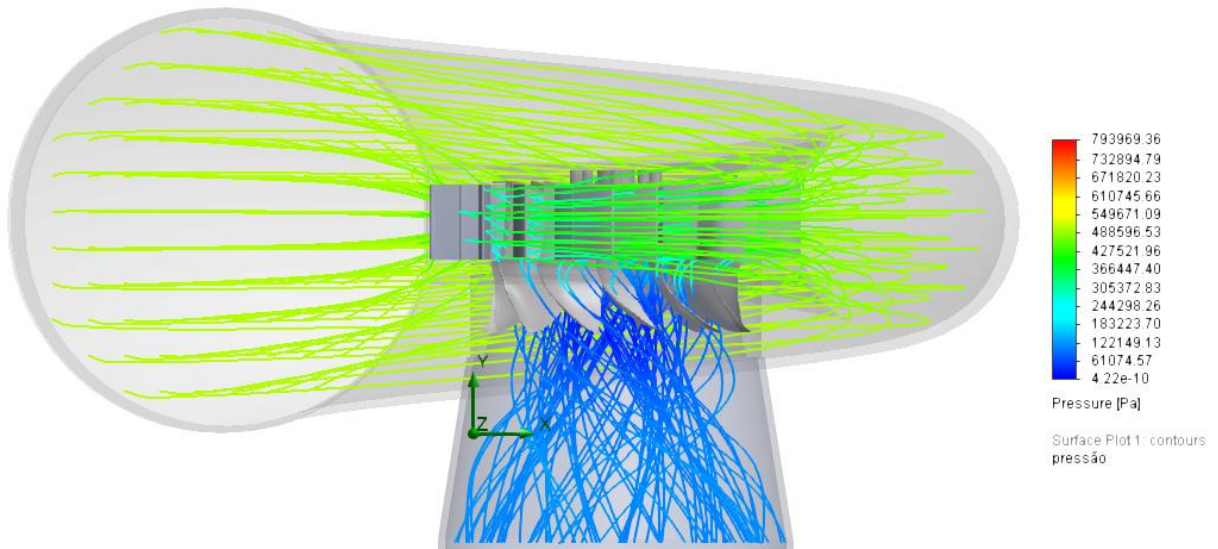


Figura 16: Pressão de escoamento do fluido no interior da Turbina Francis.

A região que apresenta as menores pressões são localizadas após a aresta de saída da pá do rotor, devido os altos valores de velocidades que se encontram nesses pontos.

5.5.4 Pressão do Fluido sobre as Pás do Rotor

Na Figura 17, é apresentado a pressão do fluido sobre as pás do rotor, a região que apresenta as maiores pressões são as arestas de entrada da pá do rotor com valores de 621 kPa.

As menores pressões estão localizadas na região da aresta de saída das pás do rotor com valores próximos a 155 kPa.

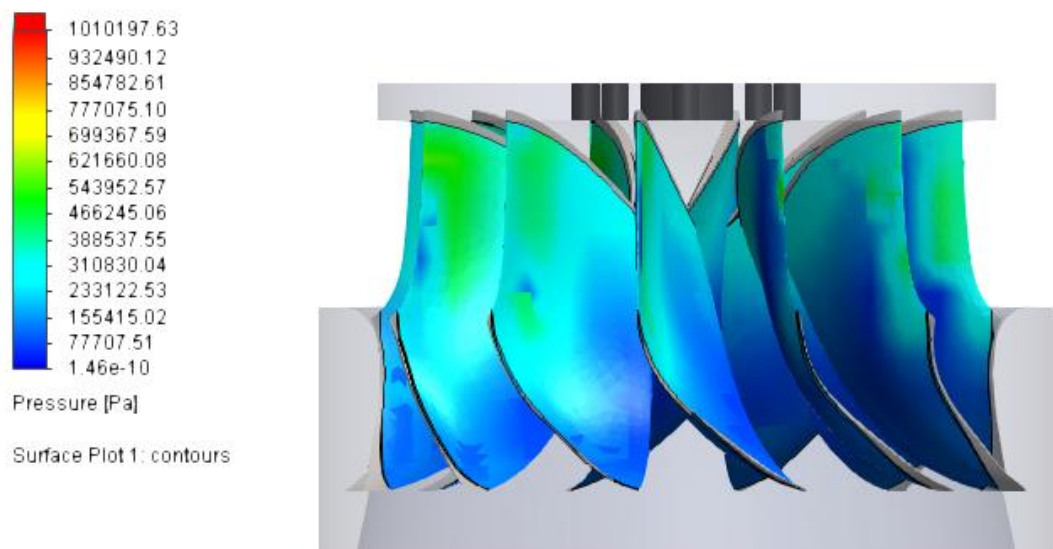


Figura 17: Pressão do Fluido sobre as pás do rotor.

5.5.5 Cavitação

A Figura 18 apresenta os potenciais pontos de ocorrência de cavitação no rotor dimensionado, observam-se as áreas circuladas, são os pontos de potenciais ocorrências de cavitação. A região de ocorrência de cavitação do rotor dimensionado é próxima à aresta de saída da pá do rotor onde aparecem os vórtices de maior velocidade e conseqüentemente os valores de menor pressão.

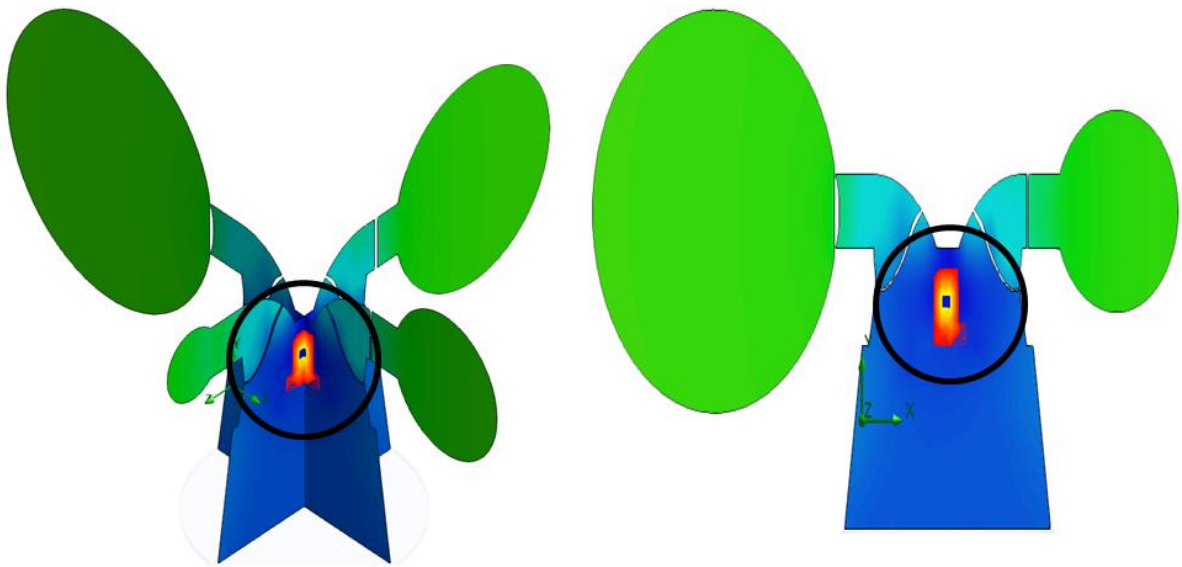


Figura 18: Pontos com tendência a ocorrência de cavitação

Comparando os possíveis pontos de cavitação com a Figura 4, foi verificado que os possíveis pontos de ocorrência de cavitação condizem com o que é apresentado pelo autor Henn (2012). A análise da cavitação em máquinas de fluxo é utilizada visando medidas de preventivas, tanto no projeto como na instalação, que possam evitar a sua ocorrência ou atenuar o seus efeitos.

6 CONCLUSÕES

O dimensionamento de um rotor hidráulico do tipo Francis, a partir de equações matemáticas elaborando o memorial de cálculo que possibilitou a elaboração do modelo da pá em 3D através do *software Soliworks*, sendo eficaz na realização da modelagem com a aplicação de ferramentas adequadas.

Foi possível determinar que os pontos de maior velocidade se encontrem próximas às arestas de saída da pá do rotor, o que justifica o aparecimento das baixas pressões do fluido nesta mesma região.

A combinação das zonas de altas velocidades e de baixas pressões possibilitou a análise dos possíveis pontos de ocorrência de cavitação. A localização destes pontos de tendência à ocorrência de cavitação, não afetará o rotor dimensionado.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para futuros trabalhos de final de curso, é a realização da prototipagem em uma impressora 3D e a comparação com o rotor existente cuja vazão, altura e rotação serviram de base na realização do dimensionamento do rotor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACIOLI, J. L. **Fontes de Energia**. Brasília: Editora UnB, 1994.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL) – **Banco de Informações de Geração – Usinas do tipo PCH em Operação**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/GeracaoTipoFase.asp?tipo=5&fase=3>> Acesso em: 10 abr. 2012.

_____ **Usinas do tipo PCH em Construção**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/GeracaoTipoFase.asp?tipo=5&fase=2>> Acesso em: 10 abr. 2012.

BRAN, R.; SOUZA, Z. **Máquinas de Fluxo : turbinas, bombas e ventiladores**. 2 ed. Rio de Janeiro: Ao livro Técnico, 1980.

HENN, É. L. **Máquinas de Flúido**. Santa Maria: Editora UFSM, 2012.

MICHELS, A. **Sistemática para Implementação e Avaliação do Funcionamento de Micro Usina Hidrelétrica no Interior do Rio Grande do Sul**. Porto Alegre: PROMEC/UFRGS, 1991. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 1991.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME) – Publicações – **Balanco Energético Nacional – BEN**: Disponível em: <http://www.mme.gov.br/mme/menu/todas_publicacoes.html> Acesso em: 10 abr. 2012.

_____ **Matriz Energética Nacional - MEN**: Disponível em: <http://www.mme.gov.br/mme/menu/todas_publicacoes.html> Acesso em: 10 abr. 2012.

_____ **Plano Nacional de Energia 2030 – PNE 2030**: Disponível em: <http://www.mme.gov.br/mme/menu/todas_publicacoes.html> Acesso em: 10 abr. 2012.

REIS, L. B. **Geração de Energia Elétrica**. 2 ed. Barueri: Editora Manole, 2011.

SOUZA, Z. **Projetos de Máquinas de Fluxo: tomo I, base teórica e experimental**. Rio de Janeiro: Editora Interciência: Minas Gerais: Editora Acta, 2011

SOUZA, Z. **Projetos de Máquinas de Fluxo: tomo III, turbinas hidráulicas com rotores tipo francis**. Rio de Janeiro: Editora Interciência: Minas Gerais: Editora Acta, 2011