

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PARAMETRIZAÇÃO E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA
TURBINA HIDROcinÉTICA – OTIMIZAÇÃO VIA
ALGORITMOS GENÉTICOS**

ANNA PAULA DE SOUSA PARENTE RODRIGUES

ORIENTADOR: ANTÔNIO C. P. BRASIL JUNIOR

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

**PUBLICAÇÃO: ENM.DM - 119 A/07
BRASÍLIA/DF: DEZEMBRO – 2007**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PARAMETRIZAÇÃO E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TURBINA
HIDROCINÉTICA – OTIMIZAÇÃO VIA ALGORITMOS
GENÉTICOS**

ANNA PAULA DE SOUSA PARENTE RODRIGUES

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

APROVADA POR:

**Prof. Antônio César Pinho Brasil Junior, Dr. (ENM-UnB)
(Orientador)**

**Prof. Tito Dias Júnior, Dr. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)**

**Prof. Geraldo Lucio Tiago Filho, Dr. (UNIFEI)
(Examinador Externo)**

BRASÍLIA/DF, 18 DE DEZEMBRO DE 2007

FICHA CATALOGRÁFICA

RODRIGUES, ANNA PAULA DE SOUSA PARENTE

Parametrização e Simulação Numérica da Turbina Hidrocinética – Otimização via Algoritmos Genéticos [Distrito Federal] 2007.

xvii, 94p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Engenharia Mecânica, 2007).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Turbina hidrocinética

2.Otimização

3.Algoritmos Genéticos

4.Simulação

I. ENC/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

RODRIGUES, A. P. S. P. (2007). Parametrização e Simulação Numérica da Turbina Hidrocinética – Otimização via Algoritmos Genéticos. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Publicação ENM.DM-119A/07, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 94p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Anna Paula de Sousa Parente Rodrigues.

TÍTULO: Parametrização e Simulação Numérica da Turbina Hidrocinética – Otimização via Algoritmos Genéticos.

GRAU: Mestre

ANO: 2007

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Anna Paula de Sousa Parente Rodrigues
SCLN 408 Bloco B Apartamento 107, Asa Norte.
71000-000 Brasília – DF – Brasil.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pelos dons e força nos momentos mais difíceis; pelo ensejo de experimentar esta chance única e maravilhosa que se chama viver.

Aos meus pais, Valdenor e Juliana, e irmão Beto, por todo o carinho, amor, paciência, compreensão e apoio, que mesmo distantes fisicamente, foram de suma importância para a conclusão dessa jornada tão desafiadora.

À minha amiga, irmã Leticia, por todo seu apoio, compreensão e companheirismo em todas as horas, não somente nas boas, mas principalmente nas mais difíceis. Dizem que amigos é a família que podemos escolher, e eu não poderia ter feito escolha melhor, obrigada por tudo tia.

Ao professor Brasil por toda sua orientação, paciência e dedicação, sem as quais esse trabalho não teria sido possível. Além da sua amizade e confiança.

Ao professor Lucio por toda a ajuda, orientação, paciência para todas as minhas dúvidas, por mais básicas que estas fossem.

A todos os meus amigos da mecânica, Claudinha, Gustavo, Artur, Marcos, Luciano, Glécia, Manu, Leandro -“Nariz”, Fernanda, Carla, Marcelo, João, Bernardo, Fernando, Cowboy, Diogo, por toda ajuda, apoio e companheirismo, cada um a sua maneira tornando a realização desse trabalho menos árdua. Além dos amigos da elétrica, Gilmar, professor Camargo, Vitor, Janaina, Fabrício, Edil, Wagner, Matheus, que me acolheram e apoiaram.

Aos demais amigos e familiares, minhas tias que apesar de não visitá-las com a frequência que gostaria, compreenderam e apoiaram a conclusão deste trabalho. Lidia, você não foi esquecida, muito obrigada por tudo amiga.

“Os faróis não tocam sinos nem disparam armas para chamar a atenção para sua luz... eles simplesmente brilham.”

(Autor desconhecido)

RESUMO

PARAMETRIZAÇÃO E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TURBINA HIDROCINÉTICA – OTIMIZAÇÃO VIA ALGORITMOS GENÉTICOS

Autor: Anna Paula de Sousa Parente Rodrigues

Orientador: Antônio C. P. Brasil Junior

Programa de Pós-graduação em Ciências Mecânicas

Brasília, Dezembro de 2007

O rotor é o componente do sistema hidrocínético cujas características de configuração são de suma importância, pois influencia diretamente no rendimento global do sistema. Dessa maneira, a determinação da geometria de pá que melhor se adapta as condições de funcionamento impostas, aumentando a potência gerada, é um importante fator a ser otimizado na turbina hidrocínética (THC). Para que a otimização se torne mais eficiente, é necessário realizar a implementação de um modelo matemático capaz de descrever o comportamento da THC. No presente trabalho utilizou-se o MATLAB 7.0 na plataforma Windows XP. Tal algoritmo é baseado na definição de parâmetros operacionais e dimensionais, os quais permitem o tratamento de dados de ensaios de desempenho, assim como a proposição de uma linha de desenvolvimento tecnológico do projeto hidrodinâmico do rotor. Um modelo simplificado do escoamento na THC possibilita uma avaliação sistemática do efeito da geometria da máquina, considerando o efeito de um difusor no incremento da potência gerada. Algoritmos genéticos foram utilizados para a otimização da geometria das pás, isto é, a melhor combinação dos ângulos dos bordos de ataque e de fuga, além da dimensão da corda de cada perfil. Simulações numéricas foram realizadas, através do código comercial ANSYS-CFX 11, a fim de se validar toda a metodologia matemática e de otimização. Comprovando a capacidade do modelo matemático de descrever o comportamento da THC, além da viabilidade do uso de algoritmos genéticos para sua otimização.

ABSTRACT

PARAMETRIZATION AND NUMERICAL SIMULATION OF THE HIDROKINETIC TURBINE – OTIMIZATION USING GENETICS ALGORITHM

Author: Anna Paula de Sousa Parente Rodrigues

Supervisor: Antônio C. P. Brasil Junior

Programa de Pós-graduação em Ciências Mecânicas

Brasília, December of 2007

The rotor is the part of the hydrokinetic system whose configuration characteristics are essential due to its influence on the global efficiency of the system. The definition of the blade runner that adapts to the imposed working conditions, increasing the power, is an important factor to be optimized in a hydrokinetic turbine (HKT). In order to make the optimization more efficient, a mathematical model capable of describing the HT behavior has to be implemented. In this work the MATLAB 7.0 in the Windows XP platform was used. The algorithm is based on the definition of operational and dimensional parameters that enable the treatment of performance test data and the proposition of a technological development line of the hydrodynamic project of the rotor. A simplified flowing model in the HKT enables a systemic evaluation of the geometric effect of the machine, considering the effect of a diffuser on the increase of the generated power. Genetic algorithms were applied for blade geometry optimization in order to obtain the best combination of the angles of leading and trailing edges besides the dimensions of the ropes of each profile. Numerical simulations were conducted using the commercial code ANSYS-CFX 11 to validate the mathematical methodology and the optimization. The results indicate that the applied model describes properly the HKT behavior and that the genetic algorithm optimized the hydrokinetic system of the rotor.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.2	OBJETIVO GERAL.....	8
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	8
1.4	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA.....	8
1.5	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	10
2	PARÂMETROS GERAIS.....	11
2.1	PARAMETRIZAÇÃO DO FUNCIONAMENTO GLOBAL.....	11
2.2	PARAMETRIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE ROTORES AXIAIS.....	15
3	MODELO MATEMÁTICO INTEGRAL.....	18
3.1	BALANÇO INTEGRAL DE MASSA, QUANTIDADE DE MOVIMENTO E ENERGIA.....	18
3.2	MODELAGEM DO ESCOAMENTO NO ROTOR.....	23
3.2.1	Balanço de Quantidade de Movimento Angular.....	27
3.2.2	Coefficientes de arrasto e sustentação.....	28
3.3	IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA.....	30
3.3.1	Algoritmo.....	30
4	METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO.....	33
4.1	OTIMIZAÇÃO.....	33
4.2	ALGORITMOS GENÉTICOS.....	35
4.2.1	Características e Funcionamento.....	37
4.2.2	Codificação.....	38
4.2.2.1	Codificação Binária.....	39
4.2.2.2	Codificação por valor.....	39
4.2.3	Função de Avaliação (<i>Fitness</i>).....	40
4.2.4	Elitismo.....	40
4.2.5	Seleção.....	40
4.2.5.1	Dizimação.....	41
4.2.5.2	Seleção proporcional.....	41
4.2.5.3	Torneio.....	42
4.2.6	Operadores Genéticos.....	43
4.2.6.1	Cruzamento.....	44
4.2.6.2	Cruzamento na codificação real.....	45
4.2.7	Mutação.....	46
4.2.8	Critérios de Convergência.....	46
4.3	IMPLEMENTAÇÃO DO ALGORITMO GENÉTICO.....	47
4.4	RECONSTRUÇÃO DA PÁ.....	48
5	VALIDAÇÃO DOS CÓDIGOS COMPUTACIONAIS.....	53
5.1	FORMULAÇÃO DO ESCOAMENTO.....	53
5.2	EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO.....	54
5.2.1	Descrição do escoamento em Referencial Móvel.....	54
5.2.2	Decomposição de Reynolds.....	56
5.2.3	Modelo $k-\varepsilon$	60
5.2.4	Modelo $k-\omega$	61
5.2.5	Modelo SST.....	62
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	65
6.1	MODELO INTRINSECO.....	65
6.1.1	Detalhes da Simulação.....	67

6.2	MÁQUINA COM A PRESENÇA DO DIFUSOR	73
6.2.1	Detalhes da Simulação da Máquina Completa.....	74
6.3	RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO	79
6.3.1	Máquina Completa com Algoritmos Genéticos	79
6.3.2	Análise da Geometria Gerada pelo Algoritmo Genético	82
7	CONCLUSÃO.....	88
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Coeficiente de sustentação – Perfil NACA 0012.	29
--	----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1-Turbina Hidrocinética Geração 1.	5
Figura 1.2-Turbina Hidrocinética Geração 2.	6
Figura 1.3-Turbina Hidrocinética Geração 3-Desenho em CAD.	7
Figura 1.4 - Turbina hidrocinética.	9
Figura 2.1 - Turbina hidrocinética com difusor (configuração de fluxo).	11
Figura 2.2-Modelo de Superfície de contorno tubular.	13
Figura 2.3-Disco atuador.	13
Figura 2.4 – Parametrização do rotor.	16
Figura 2.5 – Seções da pá.	16
Figura 3.1 – Escoamento sem e com difusor.	18
Figura 3.2 – Modelo de elementos de pá.	23
Figura 3.3 – Esforços hidrodinâmicos no elemento de pá.	24
Figura 3.4 – Velocidade tangencial no rotor.	27
Figura 3.5 – Dados sobre o perfil NACA 0012.	28
Figura 3.6 – Fator de correção de grade (Henn, 2001).	30
Figura 4.1 – Estrutura básica de um algoritmo genético.	38
Figura 4.2 – Representação do método da roleta.	42
Figura 4.3 - Seleção pelo método de torneio. (Mognon, 2004).	43
Figura 4.4 - Cruzamento de um único ponto.	44
Figura 4.5 - Cruzamento de ponto duplo.	44
Figura 4.6 - Cruzamento em pontos aleatórios.	45
Figura 4.7 - Mutação no cromossomo de codificação binária.	46
Figura 4.8 - Perfil aerodinâmico.	49
Figura 5.1 - Escoamento em um sistema referencial não-inercial.	55
Figura 6.1 - Potência para o modelo intrínseco.	66
Figura 6.2 – Coeficiente de potência intrínseco.	66
Figura 6.3 – Domínio computacional do canal entre p�s.	67
Figura 6.4 – Validação do modelo computacional.	68
Figura 6.5 – Campo de velocidade – 100 rpm (ANSYS®).	69
Figura 6.6 – Pressão de referência ao longo do canal entre p�s – 100 rpm (ANSYS®).	70
Figura 6.7 – Linhas de corrente - 100 rpm (ANSYS®).	71
Figura 6.9 - Potência para o modelo com difusor.	73
Figura 6.10 – Coeficiente de potência.	74
Figura 6.11 – Malha da máquina completa.	75
Figura 6.12 – Validação do modelo computacional referente à máquina completa.	76
Figura 6.13 – Linhas de corrente.	77
Figura 6.14 – Vetores de velocidade na entrada da turbina.	77
Figura 6.15 – Vetores de velocidade na saída da turbina.	78
Figura 6.16 – Pressão sobre a carcaça.	78
Figura 6.17 – Linhas de cisalhamento sobre a carcaça.	79
Figura 6.18 – Comparação entre a potência da máquina otimizada e sem otimização.	81
Figura 6.19 – Comparação entre o coeficiente de potência da máquina otimizada e sem otimização.	81
Figura 6.20 – Comparação entre as geometrias das pás – Desenho em CAD.	83
Figura 6.21 – Linhas de corrente - 60 rpm (ANSYS®).	84
Figura 6.22 – Linhas de cisalhamento - 60 rpm (ANSYS®).	85

Figura 6.23 – Linhas de cisalhamento sobre a pá - 60 rpm (ANSYS®).....	85
Figura 6.24 – Linhas de corrente - 100 rpm (ANSYS®).....	86
Figura 6.25 – Linhas de cisalhamento - 100 rpm (ANSYS®).	86
Figura 6.26 – Linhas de cisalhamento sobre a pá- 100 rpm (ANSYS®).....	87

LISTA DE SÍMBOLOS, NOMECLATURAS E ABREVIACÕES

CFD	<i>Computational Fluid Dynamic</i>
THC	Turbina Hidrocinética
RAM	Random Access Memory
rpm	Rotações por minuto
CAD	Computer-Aided Design
AG	Algoritmos genéticos
kW	Kilowatt
V_0	Velocidade de corrente
E_0	Energia cinética
ρ	Densidade da água
D	Diâmetro do rotor
C_p	Coefficiente de potência
\dot{P}	Potência efetiva
A	Área transversal ao fluxo
λ	Velocidade periférica de rotação do rotor
ω	Velocidade angular
R	Raio externo do rotor
a	Fator de indução axial
v	Velocidade
Φ	Coefficiente de vazão
ψ	Coefficiente de pressão
N_s	Rotação específica
g	Aceleração da gravidade
n_b	Número de pás
n_{sec}	Número de seções
β_e	Ângulo do bordo de ataque
β_s	Ângulo do bordo de fuga
L_c	Dimensão da corda
p_0	Pressão
F	Força
\dot{m}	Fluxo de massa do escoamento
n	Relação de área
C_{pr}	Coefficiente de pressão
η_d	Eficiência do difusor
a'	Fator de indução tangencial
V_t	Velocidade tangencial
C_L	Coefficiente de sustentação
C_D	Coefficiente de arrasto

γ	Ângulo de montagem local da pá
α	Ângulo de ataque
F_z	Empuxo
T	Torque
σ_R	Solidez
Nelit	Elitismo
P_i	Probabilidade de seleção
$f(i)$	Função de aptidão
G1	Gene do pai um
G2	Gene do pai dois
g1	Gene do filho um
g2	Gene do filho dois
ran1	Número randômico entre 0 e 1
X_{pu}	Valor do extradorso do perfil em porcentagem
Y_{pu}	Valor do intradorso do perfil em porcentagem
Γ	Curvatura do perfil
fat	Espessura do perfil
r_{hub}	Diâmetro interno do rotor
rs	Seções da pá
Ω	Domínio do fluido
\underline{u}_i	Campo de velocidade
ρ	Massa específica
\underline{p}	Pressão
ν	Viscosidade cinemática do fluido
O_1	Sistema de coordenadas móveis
F_{r2}	Aceleração centrípeta
F_{r1}	Termo de Coriolis
Re	Número de Reynolds
Ro	Número de Rossby
L_0	Escalas de comprimento
U_0	Escalas de velocidade
\mathcal{E}	Energia cinética turbulenta por unidade de massa

1 INTRODUÇÃO.

Uma das primeiras formas utilizadas pelo homem para a conversão de energia de correntes em potência mecânica realizou-se através do uso de rodas d'água de madeira. Rodas d'água de vários tipos foram utilizadas em algumas partes da Europa e Ásia durante vários anos, principalmente para moer grãos (Paish, 2002).

Vitruvio, um século antes de Cristo, projetou e instalou várias rodas d'água simples e fáceis de construir. Estas máquinas trabalhavam a baixa rotação sendo usadas em pequenas quedas e gerando pequenas potências. Devido a este fato e com o progresso da Era Industrial estas foram reduzindo sua aplicação (Macintyre, 1983).

Leonard Euler (1707-1783), que inventara uma roda de reação com distribuidor fixo, verdadeira percussora da turbina, publicou em 1751 seus primeiros trabalhos sobre turbo-máquinas. Os estudos de Euler encontraram aplicações decisivas no século XIX com as rodas Poncelet e com as turbinas propriamente ditas. Pode-se, em resumo, dizer que a concepção da turbina se deve a Euler e que a primeira turbina industrial foi obra de Fourneyron (Macintyre, 1983).

Esta evolução histórica das turbinas hidráulicas permitiu o desenvolvimento de sistemas hidroelétricos de grande e médio porte, com alta eficiência de conversão. Porém, consideráveis impactos ambientais acompanharam esta evolução.

Como uma alternativa sustentável para a geração de energia elétrica aparece a turbina hidrocínética, ou hidroturbina de águas correntes, a qual é capaz de converter a energia cinética dos rios, correntes marinhas, ou até mesmo de maré, em energia elétrica.

Ao contrário das turbinas hidráulicas de grande porte, as quais necessitam de represas, lagos artificial e outras infra-estruturas associadas ao armazenamento e controle do potencial hídrico, estes sistemas hidrocinéticos de pequeno porte são capazes de converter a energia cinética das águas em movimento diretamente, sem interromper seu curso natural.

A exploração de pequenas máquinas hidrocinéticas não é definitivamente um novo conceito, foi investigado pela universidade do Reino Unido em 1979, no Canadá e por e na Austrália no mesmo tempo. Sendo utilizadas na África em pequenas escalas nos anos 80. Porém, uma re-visitação desta tecnologia no momento atual pode significar uma excelente alternativa para a geração de eletricidade de forma sustentável (Pish, 2002).

Esta tecnologia, no entanto, possui a necessidade de ser robusta e satisfatória para condições extremamente severas, como as encontradas em comunidades remotas, considerando um funcionamento sem interrupção de vários anos e com uma manutenção mínima, sendo capaz de prover uma potência elétrica da ordem de 2 kW (Tiago-Filho, 2003).

Comparando-se os sistemas que utilizam a energia da correnteza dos rios a sistemas com represamento, verifica-se que os primeiros possuem uma eficiência menor, uma vez que, estão sujeitos ao chamado limites de Betz (Betz, 1926), que define como 59.3% o limite máximo da energia cinética incidente que pode ser convertida em potência elétrica. No entanto, esta limitação não os desqualifica como uma alternativa para geração de pequenos blocos de energia (Nascimento *et al.*, 1997), já que este possui como principais vantagens:

- Barateamento dos custos relativos aos trabalhos civis de construção;
- Eliminação de distúrbios no ecossistema;
- Exploração de uma gama maior de lugares, necessitando apenas de um fluxo de água freqüente e constante.

Alguns problemas potenciais, no entanto, não podem ser desconsiderados, como:

- Necessidade de uma boa ancoragem, devido às forças de arrasto do conjunto da turbina;
- Crescimento de algas nas pás, reduzindo sua eficiência;
- Corrosão da máquina;
- Danos por tempestade;
- Possível perigo oferecido a embarcações e banhistas em certas áreas.

Porém, tais problemas podem ser superados, dado o conhecimento adquirido durante séculos de experiência com rotores de navios e plataformas de petróleo (Kirke, 2003).

O sistema de potência hidrocínética, com baixos impactos ambientais, representa uma ótima fonte de geração de energia para pequenas comunidades isoladas que se localizam as margens de rios, principalmente em países em desenvolvimento (Brasil *et al.*, 2006). Devido a existência de vastas distâncias entre as comunidades, e também o fato destas regiões serem inóspitas, como por exemplo, as que se localizam na Floresta Amazônica.

A carência de eletricidade é um fato antigo no interior amazônico. Numa região de dimensões continentais e população rarefeita, ainda persiste o cenário de falta de energia elétrica nas pequenas comunidades isoladas. Devido a sua colonização, os povoados nesta região foram concentrados nas margens dos rios mais próximos da calha da bacia amazônica, região de planície alagada e onde há poucas chances para a construção de usinas que exijam represamento (Cruz, 2005). O que torna a tecnologia de turbinas hidrocínéticas uma interessante alternativa para este local.

A literatura técnica sobre a concepção, projeto e uso de turbinas hidrocínéticas não é muito vasta. Apenas poucos artigos são apresentados e em geral, muitos destes disponibilizados em anais de conferências ou veículos específicos. Uma revisão sobre o estado da arte desta tecnologia é apresentada a seguir.

1.1 ESTADO DA ARTE

Uma revisão sobre turbinas hidrocínéticas pode ser encontrada em (Tiago-Filho, 2003), descrevendo aspectos gerais e o potencial de uso desta tecnologia no Brasil. Este trabalho aborda o potencial desta tecnologia para o uso em comunidades isoladas. Esta mesma abordagem é encontrada em (Els *et al.* (2003)), onde uma visão geral de uma THC instalada em uma comunidade rural (Município de Correntina na Bahia) é apresentada.

Uma importante referência sobre o tema é apresentada por Gorban *et al.*, (2001), onde são explorados os limites de eficiência de máquinas em fluxo livre. Este artigo apresenta uma dedução analítica importante baseada na resistência hidrodinâmica de blocagens do

escoamento por rotores de THC (Turbina Hidrocinética). Os resultados obtidos estabelecem limites de eficiência mais restritivos do que os limites clássicos propostos por Betz, (Betz 1926). Finalmente este trabalho explora um novo conceito de turbina chamado de turbina de Gorlov (Gorlov, 1995), contornando esta limitação teórica. A importância deste resultado consiste no fato do aumento da eficiência de máquinas hidrocinéticas só tornar-se possível através do uso de mecanismos hidrodinâmicos de compensação da resistência hidráulica da máquina, seja pelo uso de difusores, seja pela inovação do desenho geométrico não convencional de pás.

Os artigos de (Mesquita *et al.*, 1999) e (Mesquita *et al.*, 2000) apresentam uma metodologia de projeto e análise hidrodinâmica baseada no equacionamento matemático do equilíbrio de esforços hidrodinâmicos nas pás. Este trabalho representa um excelente ponto de partida para o desenvolvimento de projetos de THC's, uma vez que, proporciona uma formulação rápida e eficaz para o dimensionamento hidrodinâmico de rotores.

Outra interessante concepção alternativa de THC, bastante explorada na atualidade é o arranjo geométrico com eixo vertical ((Ponta & Dutt 2000), (Salter 1998), (Guerra & Mesquita 1997) e (Kiho *et al.*, 1996)). Nota-se que esta máquina também apresenta restrições de eficiência baseada na limitação de Betz. No entanto, a grande contribuição deste tipo de turbina é de contornar este limite através do uso de pás helicoidais, demonstrando que as linhas de corrente para esta geometria são re-direcionadas, quebrando assim a limitação devido ao bloqueio do escoamento.

A equipe japonesa do professor Karemoto ((Inagaki, *et al.*, 2004), (Kanemoto *et al.*, 2002)) apresenta uma concepção simples e eficiente de turbina tipo hélice de eixo inclinado. Apresentando bons resultados, em particular para rios de pouca profundidade. A simplicidade do projeto, que envolve eixo de rotores inclinados é uma alternativa que proporciona um baixo custo final da máquina.

Uma linha de desenvolvimento atual explorada por vários grupos de pesquisa internacionais baseia-se no desenvolvimento de máquinas para correntezas de maré (Bahaj & Meyers 2003). Embora aspectos de desenvolvimento hidrodinâmico possam ser compartilhados de máquinas de correntes de rio, muitas especificações operacionais são muito específicas de correntes marinhas. Em geral tais máquinas são concebidas

com grandes dimensões, o que foge um pouco do propósito de aplicação em comunidades isoladas.

Do lado de fabricantes de pequenas máquinas, poucas informações técnicas disponibilizadas sobre THC's ((UEK 2005), por exemplo). Poucas empresas disponibilizam produtos acabados na Internet, o que torna o desafio do desenvolvimento tecnológico ainda mais justificável.

No Brasil a experiência de maior sucesso na geração de energia elétrica é associada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília-UnB, com um grupo de estudo e desenvolvimento de turbinas axiais (Els *et al.*, 2003).

A primeira máquina desenvolvida por este grupo de pesquisas, chamada Geração 1, Figura 1.1, foi instalada em Julho de 1995 em Correntina-BA, com uma capacidade de geração de 1,5 kW de potência elétrica (Oliveira & Souza, 2006). Este projeto apresenta algumas inovações como uma grade na entrada da turbina e um estator de forma a direcionar o fluxo de água, melhorando o ângulo de ataque nas pás do rotor. Além de um tubo de sucção na parte saída e cones no centro da turbina para minimizar a geração de turbulência das correntes de água e melhorar o desenho hidrodinâmico. Das instalações existentes, os melhores resultados para esta turbina foram obtidos com uma velocidade de escoamento de 2 m/s e seis pás, oitenta centímetros de diâmetro (Tiago-Filho, 2003).

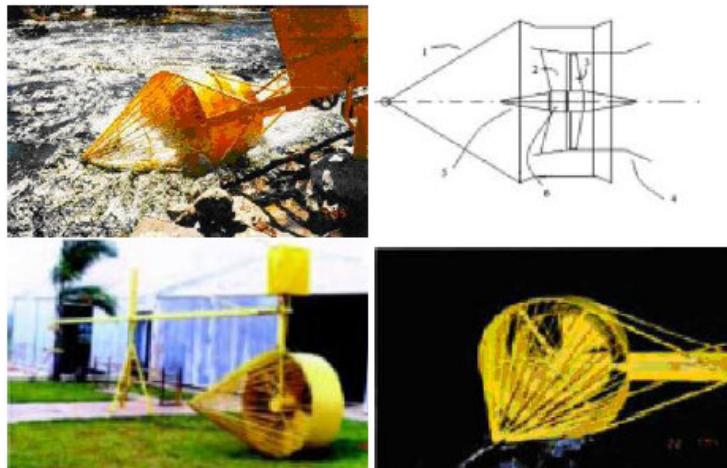


Figura 1.1-Turbina Hidrocinética Geração 1.

Com a instalação de um difusor cônico usando o mesmo conceito de turbinas eólicas com difusor, surgiu a turbina hidrocínética Geração 2, Figura 1.2, instalada também em Correntina-BA em Agosto de 2005 e em Maracá - AP em Outubro de 2006. O uso do difusor gera uma desaceleração do escoamento na saída da turbina criando uma região de baixa pressão neste ponto, aumentando a velocidade do escoamento na entrada desta e conseqüentemente, o coeficiente de potência da máquina. Esta melhora de desempenho foi efetivamente observada em testes realizados, porém, um aumento das dimensões devido ao uso do difusor, torna esta máquina inadequada para uso em certos rios com baixa profundidade. Esta última limitação foi parcialmente equacionada pela concepção de um difusor assimétrico, abrindo para as laterais (Oliveira & Souza, 2006).



Figura 1.2-Turbina Hidrocínética Geração 2.

Com a evolução do projeto e a busca por uma máquina mais compacta e portátil foi concebida a turbina hidrocínética Geração 3, Figura 1.3. A superfície interna da carcaça perfilada, agindo como um difusor, reduzindo a pressão na saída e a integração do

gerador ao núcleo, formando um conjunto com o rotor, formam importantes incrementos nesta nova geração (Oliveira & Souza, 2006).

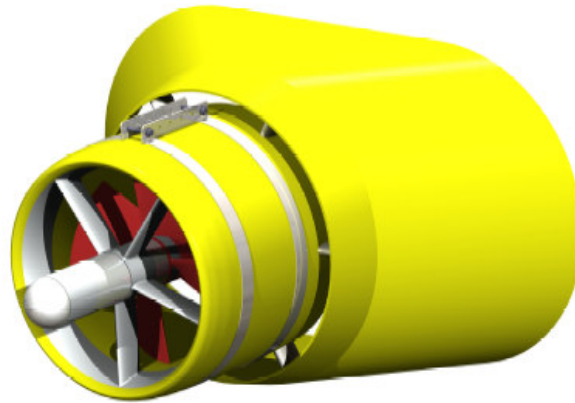


Figura 1.3-Turbina Hidrocinética Geração 3-Desenho em CAD.

A geometria proposta para a turbina hidrocinética visa à obtenção de uma máquina axial com um desempenho hidráulico o mais próximo possível de uma turbina axial convencional, uma vez que para uma máquina axial convencional pode-se alcançar uma eficiência próxima a 90%. No entanto, como se trata de uma máquina de fluxo livre, a energia máxima que pode ser convertida da energia cinética na área do rotor de projeção é 59.3% ($C_p \text{ max} = 0.59$), como definido pelo limite de Betz. Esta menor eficiência é proveniente da redução da velocidade do fluxo na entrada da turbina (Lula *et al.*, 2006).

O uso de um difusor partido faz com que o escoamento externo da turbina passe pelo vão entre a carcaça e o difusor, levando a um controle da camada limite na superfície interna deste difusor. Devido a este controle é possível utilizar um difusor mais curto, de um ângulo de abertura maior que 8° , um resultado muito mais econômico do que os difusores longos usados nas gerações anteriores (Oliveira & Souza, 2006). Esta nova concepção foi projetada em cooperação com a Ecole Nationale d'Arts e Metiers (ENSAN) de Paris, França.

Simulações numéricas e experimentais foram realizadas nesta turbina. Lula *et al.* (2006), apresentou um estudo experimental em escala reduzida 1:10 através de um túnel de vento conseguindo resultados satisfatórios em sua potência de saída. Brasil *et al.*

(2006), com simulações numéricas através de técnicas CFD (*Computational Fluid Dynamic*) obteve uma potência de 1.5 kW para rios com velocidade de 2 m/s.

1.2 OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem como objetivo geral a simulação numérica e otimização da turbina hidrocínética, utilizada na geração de energia elétrica em pequenas comunidades ribeirinhas do interior do Brasil, visando um ganho na potência gerada.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Como objetivos específicos têm-se:

- Desenvolvimento do modelo matemático para a descrição do comportamento da turbina;
- Desenvolvimento de um modelo integral simplificado, tornando capaz a avaliação sistemática do efeito da geometria da THC, considerando a presença de um difusor;
- Implementação de um algoritmo capaz de simular o comportamento da THC, baseado nas formulações matemáticas descritas a cima;
- Aplicação de uma técnica de otimização, no caso algoritmos genéticos, para a otimização da geometria das pás do rotor;
- Simulação via CFD tanto do canal entre pás, como da máquina completa.

1.4 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O rotor é o componente do sistema responsável por captar a energia cinética do escoamento e transformá-la em energia mecânica de rotação. É o componente mais característico de um sistema hidrocínético. Por este motivo, a configuração do rotor influencia diretamente no rendimento global do sistema.

A pressão da água sobre as pás do rotor da turbina, Figura 1.3, produz um movimento giratório do eixo da turbina, transformando a energia hidráulica em um trabalho mecânico.

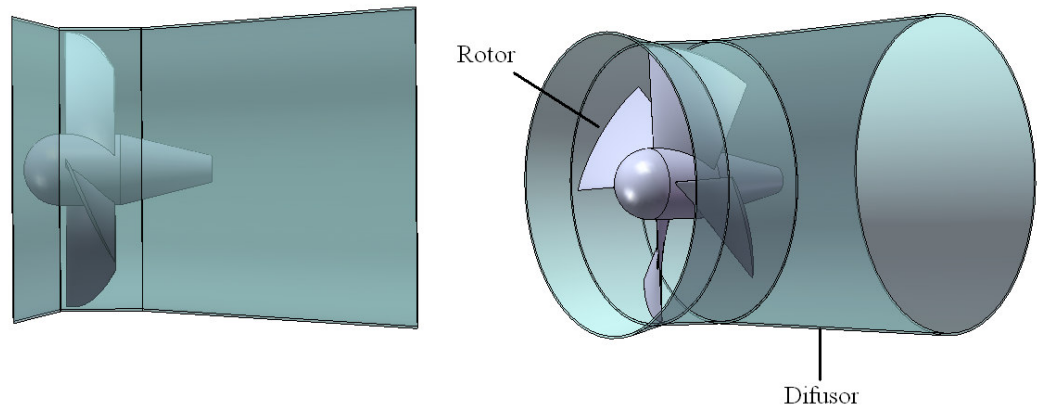


Figura 1.4 - Turbina hidrocínética.

Atuam nas pás forças aerodinâmicas chamadas de força de sustentação (*lift*), perpendicular a direção do escoamento, e força de arrasto (*drag*), na direção do escoamento. Adicionalmente, as forças de sustentação dependem da geometria da pá e do ângulo de ataque, formado entre a velocidade relativa do escoamento e o eixo da pá. (Burton *et al.*, 2001), sendo este um motivo para o projeto de perfis otimizado.

É possível estabelecer a geometria de uma pá para uma dada condição de operação, fixada em projeto, cujo objetivo é a maximização do desempenho aerodinâmico, obtendo uma distribuição de cordas e ângulos ao longo da envergadura.

Para que esse processo de otimização se torne mais rápido, a implementação do modelo matemático capaz de descrever o comportamento dessa turbina se faz necessário. Esse modelo se torna interessante devido a rapidez pela qual os resultados são obtidos.

Devido a estes motivos, este trabalho tem o intuito determinar a geometria de pá que melhor se adaptará as condições do escoamento imposto, aumentando assim a potência gerada pela turbina.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em 8 capítulos. No capítulo 1, um breve histórico sobre a geração de energia elétrica através da conversão da energia cinética dos rios. Sendo apresentada uma revisão bibliográfica da turbina hidrocínética e os objetivos deste trabalho.

O capítulo 2 apresenta o desenvolvimento do modelo matemático o qual irá descrever o comportamento da turbina hidrocínética. Tal definição irá permitir o tratamento de dados de ensaios de desempenho além da proposição de uma linha de desenvolvimento tecnológico do projeto hidrodinâmico do rotor.

No capítulo 3 o modelo integral simplificado do escoamento na turbina é apresentado, permitindo uma avaliação sistemática do efeito da geometria da máquina, considerando o efeito da presença do difusor traseiro.

O capítulo 4 propõem uma otimização da turbina hidrocínética, utilizando para isso algoritmos genéticos. Essa técnica de otimização utiliza uma busca global a fim de se encontrar a melhor combinação da corda, ângulos do bordo de ataque e de fuga, dada certa condição de operação, melhorando assim, o desempenho da turbina hidrocínética.

A validação dos resultados obtidos, através de simulações numéricas empregando o pacote comercial ANSYS CFX 11, é analisada no capítulo 5.

No capítulo 6 os resultados obtidos através do modelo matemático, implementado em Matlab 7.0, e das simulações numéricas são comparados e analisados. As conclusões relativas ao trabalho são expostas no capítulo 7, e finalizando, o capítulo 8 que contém as referências bibliográficas utilizadas no presente trabalho.

2 PARÂMETROS GERAIS.

Para que estudos numéricos e experimentais de THC's sejam desenvolvidos será apresentada neste capítulo a definição de parâmetros operacionais e dimensionais que permitam o tratamento de dados de ensaios de desempenho, assim como a proposição de uma linha de desenvolvimento tecnológico do projeto hidrodinâmico do rotor.

2.1 PARAMETRIZAÇÃO DO FUNCIONAMENTO GLOBAL

Seja uma turbina axial, Figura 2.1, instalada em um fluido em movimento com uma velocidade de corrente V_0 , a energia cinética E_0 disponível que cruza uma área transversal ao fluxo, $A = \frac{\pi D^2}{4}$, é dada por:

$$E_0 = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 \quad (1)$$

Onde ρ denota a densidade da água e D o diâmetro do rotor.

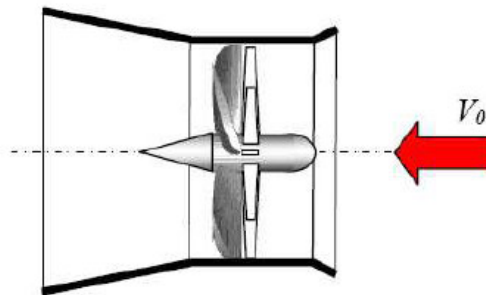


Figura 2.1 - Turbina hidrocínética com difusor (configuração de fluxo).

No entanto, essa energia não é totalmente convertida pela turbina. Devido a este fato introduz-se o conceito de coeficiente de potência, o qual caracteriza o nível de rendimento de uma turbina.

O estudo de turbinas hidrocínéticas possui uma forte associação com a parametrização utilizada em máquinas eólicas. Assim, considerando que a THC produz uma potência efetiva de \dot{P} , é possível definir o coeficiente de potência, C_p , da mesma como:

$$C_p = \frac{\text{Potência disponível no eixo}}{\text{Potência disponível no fluido}}$$

$$C_p = \frac{\dot{P}}{E_0} = \frac{\dot{P}}{\frac{1}{2} \rho A V_0^3} \quad (2)$$

Esse C_p geralmente é expresso como uma dependência funcional da razão de velocidade periférica de rotação do rotor (λ), definida como:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_0} \quad (3)$$

Nota-se que ω e R representam respectivamente a velocidade angular de rotação (rad/s) e o raio externo do rotor.

O escoamento de água em torno e no interior de uma turbina hidrocínética livre é caracterizado por uma redução de sua velocidade na face de entrada do rotor. Isto se dá como consequência da resistência hidrodinâmica da máquina, que bloqueia o escoamento como um volume semipermeável. Parte do fluido então contorna a turbina e parte flui em seu interior proporcionando a conversão de energia hidráulica em mecânica.

Supondo que a massa do fluido permaneça separada da que não atravessa a turbina e que, portanto não sofre a redução de velocidade, pode-se desenhar uma superfície de contorno entre a massa afetada e a não afetada pela turbina. Essa superfície pode ser estendida à jusante e a montante do disco da turbina formando um tubo de corrente com seção circular, Figura 2.2. Como o fluido não atravessa essa superfície de contorno, a vazão mássica é a mesma ao longo de qualquer seção do tubo (Burton *et al.*, 2001).

Sendo o fluido incompressível, uma expansão da seção logo após o disco do rotor deverá ocorrer, acomodando a redução de velocidade após a passagem pela turbina, Figura 2.2.

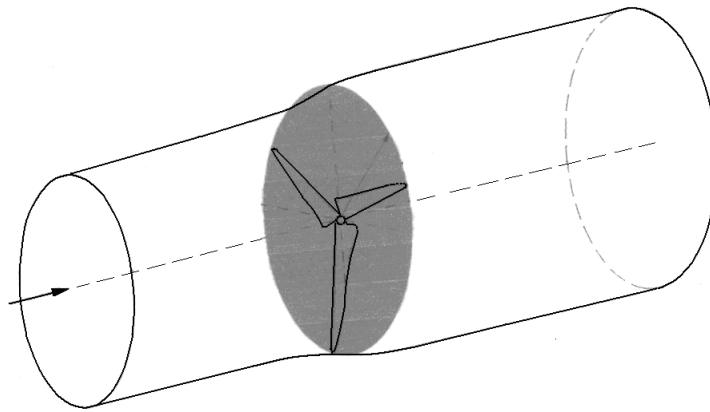


Figura 2.2-Modelo de Superfície de contorno tubular.

Após a passagem pelo rotor há uma expansão desse tubo e como nenhum trabalho mecânico foi ainda fornecido, há uma queda da pressão estática para acomodar a redução da energia cinética (Burton *et al.*, 2001).

Uma vez que a vazão mássica é a mesma em qualquer seção do tubo, uma expansão deste pode ser observada, Figura 2.3.

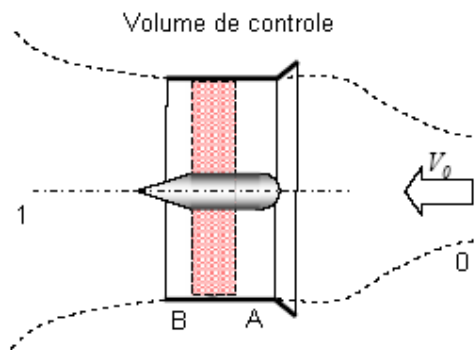


Figura 2.3-Disco atuador.

Levando em conta que o disco atuador induz uma variação na velocidade do escoamento, a qual deve ser sobreposta à velocidade da corrente livre, onde a componente desse escoamento induzido é dado por $-aV_0$, sendo 'a' o fator do escoamento induzido. A velocidade no disco então pode ser dada por:

$$V = V_0(1 - a) \quad (4)$$

Para máquinas de rotor livre (sem carcaça) $a \in [0,1]$, para máquinas com difusor este valor aproxima-se de zero.

Considerando a velocidade local no rotor, uma nova razão de velocidade periférica será também utilizada:

$$\lambda' = \frac{\omega R}{V} = (1-a)^{-1} \lambda \quad (5)$$

Alternativamente, um coeficiente de potência baseado na velocidade V pode ser proposto. Este é escrito como:

$$C_p' = \frac{\dot{P}}{\frac{1}{2} \rho A V^3} \quad (6)$$

É importante observar que este coeficiente é intrínseco ao desempenho hidrodinâmico do rotor; que é relacionado à taxa de fluxo efetivo na turbina. Isto é expresso por $C_p' = C_p'(\lambda')$. De outra maneira, o coeficiente de potência padrão C_p , dado na equação (2), leva em conta o comportamento global da máquina em um fluxo livre, e sua eficiência para extrair a potência do fluxo de energia cinética.

Abordagens metodológicas convencionais de projeto e análise de desempenho de rotores de turbinas hidráulicas, para máquinas convencionais, envolvem frequentemente variáveis adimensionais que agrupam parâmetros operacionais e geométricos. Considera-se em geral a vazão Q , a altura líquida de queda H , a velocidade de rotação angular ω e o diâmetro D , que definem as variáveis adimensionais clássicas dadas por:

$$\Phi = \frac{8Q}{\pi \omega D^3} = \text{Coeficiente de vazão} \quad (7)$$

$$\psi = \frac{8Hg}{\omega^2 D^2} = \text{Coeficiente de pressão} \quad (8)$$

$$N_s = \frac{\Phi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = \text{Rotação específica} \quad (9)$$

Para que a turbina hidrocínética possa utilizar as metodologias convencionais de projeto de turbinas hidráulicas axiais, os coeficientes adimensionais nas equações (7)-(9) devem ser reescritos. Isso se faz necessário devido ao fato da turbina hidrocínética utilizar somente a energia cinética do escoamento. Logo, para uma THC propõe-se considerar que a queda equivalente é dada pela conversão de todo o fluxo de energia cinética em potencial, assim utiliza-se $H = \frac{V^2}{2g}$. Desta maneira, todas as variáveis adimensionais são reduzidas às relações funcionais simples do parâmetro λ' como segue:

$$\Phi = \lambda'^{-1}; \psi = \lambda'^{-2} \text{ e } N_s = \lambda' \quad (10)$$

Através desta última descrição dos coeficientes da turbina, todo o comportamento desta é parametrizado somente por uma variável. Esta consideração permite estimar os parâmetros adimensionais equivalentes, que podem ser usados em equações empíricas de projeto de turbinas axiais, em particular aquelas utilizadas para turbinas hélice e kaplan. Aqui será considerada sempre que uma turbina hélice (com ou sem difusor), trabalhando em uma condição operacional λ' , extrairá a mesma potência de uma máquina de convencional confinada, em um ponto operacional equivalente (ψ, Φ) .

2.2 PARAMETRIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE ROTORES AXIAIS

As máquinas axiais desenvolvidas na UnB possuem rotores concebidos com base na teoria de turbinas hidráulicas axiais (turbinas tipo hélice), considerando condições nominais específicas λ' . A partir de um equacionamento que associa relações empíricas que definem variáveis de projeto com base na velocidade específica do rotor, e no balanço integral de quantidade de movimento nas pás, a geometria total do rotor pode ser definida no sentido de proporcionar a potência requerida, para uma dada condição de projeto.

Considerando um rotor axial de n_b pás, com diâmetro interno e externo, notados como d e D , a geometria de suas pás é definida pela parametrização de um conjunto de n_{sec} seções em posição radiais diferentes, Figura 2.4 e 2.5.

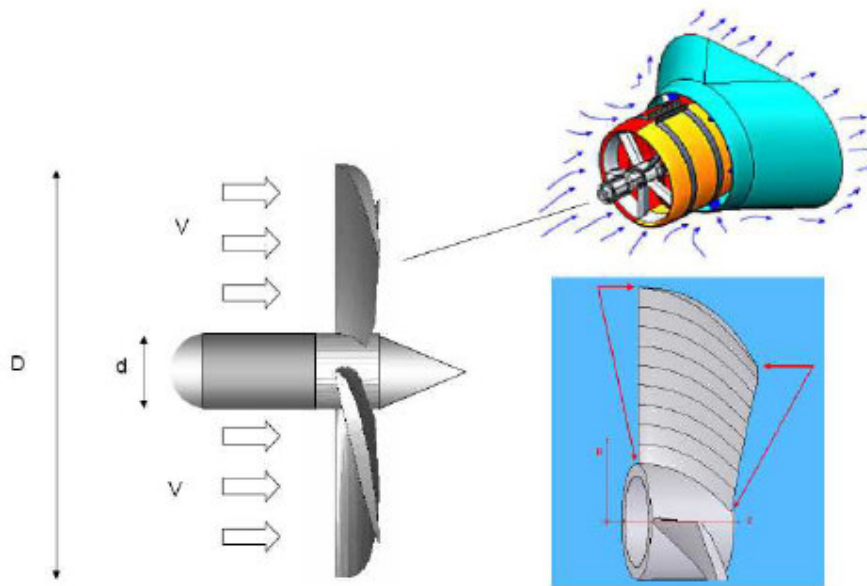


Figura 2.4 – Parametrização do rotor.

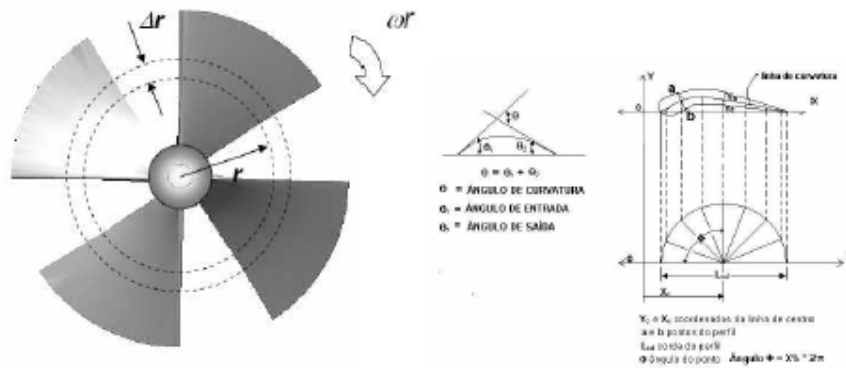


Figura 2.5 – Seções da pá.

Para cada seção, uma linha de centro da pá é definida por dois ângulos dos bordos de ataque e de fuga, β_e e β_s , assim como pela dimensão da corda L_c . A linha central é construída com um arco de círculo entre os bordos, como mostrado na Figura 2.5. A geometria da superfície da pá é então definida pelas coordenadas do extradorso e do intradorso do hidrofólio dadas na base de dados. No presente projeto utiliza-se o perfil NACA 0012 como base para definição do n_{sec} perfil assimétrico da pá.

Em resumo, um rotor axial utilizado nos presentes projetos de turbinas hidrocínéticas, é definido geometricamente pela base de dados:

- Diâmetros: Diâmetros interno e externo do rotor $\{d, D\}$;
- Seções: Ângulos dos bordos de ataque e de fuga, além do comprimento da corda, i.e., $\{\beta_e^i, \beta_s^i, L_c^i; i = 1 : n_{\text{sec}}\}$;
- Hidrofólio: Tipo do hidrofólio e base de dados de coordenadas (por exemplo, NACA 0012).

3 MODELO MATEMÁTICO INTEGRAL.

Neste capítulo um modelo integral do escoamento na turbina hidrocínética é apresentado. Este modelo simplificado permite uma avaliação sistemática do efeito da geometria da máquina, considerando o incremento de potência devido o difusor traseiro. Explora-se ainda uma formulação do escoamento sobre o rotor axial, considerando as equações integrais de conservação da mecânica dos fluidos.

3.1 BALANÇO INTEGRAL DE MASSA, QUANTIDADE DE MOVIMENTO E ENERGIA

Quando o escoamento de água cruza qualquer obstáculo permeável, sua velocidade natural é modificada. Uma parte desse escoamento flui através do obstáculo e a outra parte é direcionada para a lateral do volume de bloqueio. No caso de turbinas de fluxo livre, como mostrado na figura 3.1. A dedução clássica da lei de Betz (Betz, 1926) é baseada na descrição do escoamento na linha média do rotor. As conservações da massa e quantidade de movimento para rotores de fluxo livre devem ser consideradas para a obtenção das relações globais desse escoamento.

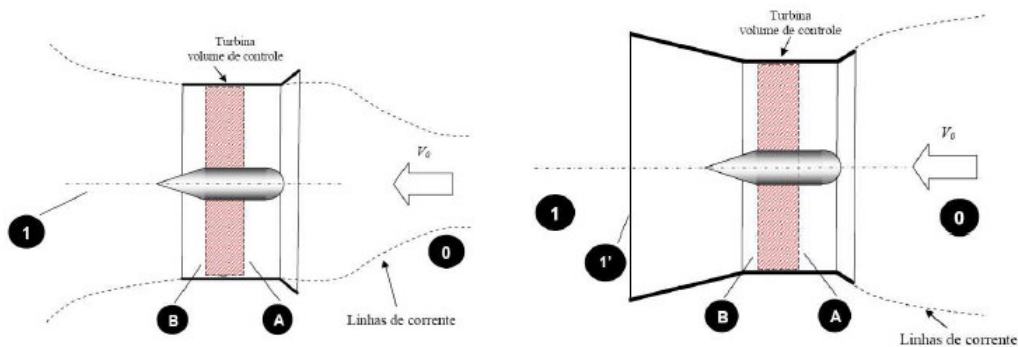


Figura 3.1 – Escoamento sem e com difusor.

Aplicando o conceito de aumento de potência com o uso de difusor, Figura 3.1, o escoamento passa a ser capturado por uma grande área transversal, devido a pressão de

sucção provocada pelo difusor. Algumas vezes, como consequência da conservação da massa das dimensões da geometria do difusor, a velocidade poderá ser maior que V_0 , introduzindo um fator de indução de fluxo axial $a < 0$.

A análise integral do fluxo através da THC, considerando as duas situações apresentadas na Figura 3.1, admitirá que na posição axial 0 (zero), a velocidade e pressão no fluxo livre serão representadas por V_0 e p_0 respectivamente. A velocidade e pressão mudam através das posições axiais A, B, 1' e 1, as quais denotam respectivamente os planos de entrada e saída do rotor e na saída do difusor em um ponto a jusante.

Formulando primeiramente a conservação de massa no escoamento axial nas posições 0-A-B-1'-1 e considerando a incompressibilidade do escoamento, a conservação da massa é dada por:

$$A_0V_0 = AV_A = AV_B = A_{1'}V_{1'} = A_1V_1 \quad (11)$$

Como $V_A = V_B = V$ e A_1 referindo-se a seção do tubo de corrente a jusante:

$$A_0V_0 = AV_A = AV_B = AV \quad (12)$$

O fluido que passa através do disco atuador sofre uma variação de velocidade $V_0 - V_1$. O produto desta pela vazão mássica determina a taxa de variação da quantidade de movimento. A força que causa essa variação vem inteiramente da diferença de pressão através do disco atuador, entre a posição A-B, uma vez que o tubo de corrente é todo envolto pela pressão cuja resultante é nula. Assim:

$$F = (p_A - p_B)A \quad (13)$$

Como essa força é concentrada no disco atuador, a taxa de trabalho, energia, dado por esta é FV e a expressão para a potência extraída do escoamento é:

$$\dot{P} = VA(p_A - p_B) \quad (14)$$

Utilizando a definição do coeficiente de potência apresentado na Eq. (6), a diferença de pressão na turbina pode ser expressa como:

$$p_A - p_B = \frac{1}{2} \rho C'_p V^2 = \frac{1}{2} \rho V_0^2 (1-a)^2 C'_p \quad (15)$$

Considerando agora o grande volume de controle entre 0-1 e que $p_1 = p_0$, a conservação do momento pode ser escrita como:

$$F = \dot{m}(V_0 - V_1) \quad (16)$$

Onde \dot{m} representa o fluxo de massa do escoamento que atravessa uma seção circular do tubo de corrente. Substituindo a Eq. (13) na Eq. (16), uma nova equação para a diferença de pressão na turbina é obtida:

$$p_A - p_B = \rho(1-a)V_0(V_0 - V_1) \quad (17)$$

Uma equação para V_1 pode ser obtida substituindo a Eq. (15) em (17):

$$V_1 = V_0 \left[1 - \frac{1}{2} (1-a) C'_p \right] \quad (18)$$

Analisando o escoamento entre as posições 0-A, através da equação de Bernoulli, a qual estabelece que, em condições estacionárias, a energia total no escoamento, compreendendo a energia cinética, a pressão estática e a energia potencial gravitacional, permanece constante se nenhum trabalho é fornecido ao ou pelo fluido (Burton *et al.*, 2001). Então:

$$p_A = p_0 + \frac{1}{2} \rho (V_0^2 - V^2) = p_0 + \frac{1}{2} \rho V_0^2 [1 - (1-a)^2] \quad (19)$$

Aplicando a equação de Bernoulli também para a saída do escoamento, entre as posições 1'-1:

$$p_{1'} = p_1 + \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_{1'}^2) \quad (20)$$

Utilizando a equação da continuidade para expressar a velocidade $1'$ em função de V , esta equação pode ser reescrita como:

$$p_{1'} = p_1 + \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V^2 n^2) = p_1 + \frac{1}{2} \rho V_0^2 \left[\frac{V_1^2}{V_0^2} - n^2 (1-a)^2 \right] \quad (21)$$

Onde $n = \frac{A}{A_{1'}}$.

Para determinar a diferença de pressão no difusor, por analogia da Eq. (6), o escoamento no difusor é dado por:

$$p_{1'} - p_B = \frac{1}{2} C_{pr} \rho V^2 \quad (22)$$

Onde C_{pr} representa o coeficiente de pressão no difusor, estimado para um difusor cônico como:

$$C_{pr} = \eta_d (1 - n^2) \quad (23)$$

Com η_d representando a eficiência do difusor, computada por uma relação empírica, conforme (Brasil & Salomon, 2006):

$$\eta_d = 0.058\theta - 0.148 \quad (24)$$

$$\theta = 2 \arctan\left(\frac{(D-d)}{2L}\right) \quad (25)$$

Sendo L o comprimento do difusor.

Utilizando Eq. (21) e (22), uma equação para a pressão em B pode ser obtida:

$$p_B = p_1 + \frac{1}{2} \rho V_0^2 \left[\frac{V_1^2}{V_0^2} - (1-a)^2 (n^2 + C_{pr}) \right] \quad (26)$$

Subtraindo a Eq. (19) da Eq. (26):

$$p_A - p_B = \frac{1}{2} \rho V_0^2 \left[1 - \frac{V_1^2}{V_0^2} + (1-a)^2 (n^2 + C_{pr} - 1) \right] \quad (27)$$

Substituindo nesta última equação a equação da diferença de pressão na turbina em função do coeficiente de potência, e a equação da velocidade na saída da turbina, Eq. (18):

$$\frac{4a}{(1-a)} = \frac{(C'_p - 1 + n^2 + C_{pr})^2}{C'_p + 1 - n^2 - C_{pr}} \quad (28)$$

Através da definição do C_{pr} dada na Eq. (23), esta última equação pode ser reescrita como:

$$\frac{4a}{(1-a)} = \frac{(C'_p - 1 + n^2 + (\eta_d(1-n^2)))^2}{C'_p + 1 - n^2 - (\eta_d(1-n^2))} \quad (29)$$

Esta equação estabelece uma relação entre o fator de indução “a” e os demais parâmetros operacionais da turbina.

Algumas observações importantes devem ser consideradas:

- Para turbinas de fluxo livre sem difusor a Eq. (29) é reduzida para:

$$C'_p = \frac{4a}{1-a} \text{ ou } C_p = 4a(1-a)^2 \quad (30)$$

- Para turbinas de fluxo livre o limite de Betz através da relação $(dC'_p/da) = 0$, resultando em:

$$\frac{dC_p}{da} = 4(1-a)(1-3a) = 0 \quad (31)$$

O que fornece um valor de $a = \frac{1}{3}$, tal que:

$$C_{p\max} = \frac{16}{27} = 0,593 \quad (32)$$

- Dado uma velocidade de fluxo V_0 , juntamente com as características geométricas e hidrodinâmicas da turbina, a solução da Eq. (29)

fornece o par (a, C'_p) , podendo assim determinar o coeficiente de potência da máquina por:

$$C_p = (1-a)^3 C'_p \quad (33)$$

Neste ponto o desenvolvimento de uma descrição hidrodinâmica do conjunto da turbina (balanço de forças no rotor) torna-se necessária. Desta forma, uma equação para $C'_p = C'_p(\lambda')$ pode ser avaliada.

3.2 MODELAGEM DO ESCOAMENTO NO ROTOR

O modelo simplificado para o comportamento hidrodinâmico do rotor, baseia-se no balanço de esforços em cada pá. Isto comumente é denominado de Teoria de elementos de pás, que também está associada à teoria de disco atuador. Tal metodologia é bastante aplicada em rotores eólicos, e, como em (Mesquita *et al.*, 1999) para estudos de máquinas hidrocinéticas, com algumas adaptações. No presente trabalho, tal teoria é utilizada, considerando uma correção pelo número finito de pás, tendo em vista as características de projeto associados às geometrias de rotores utilizadas.

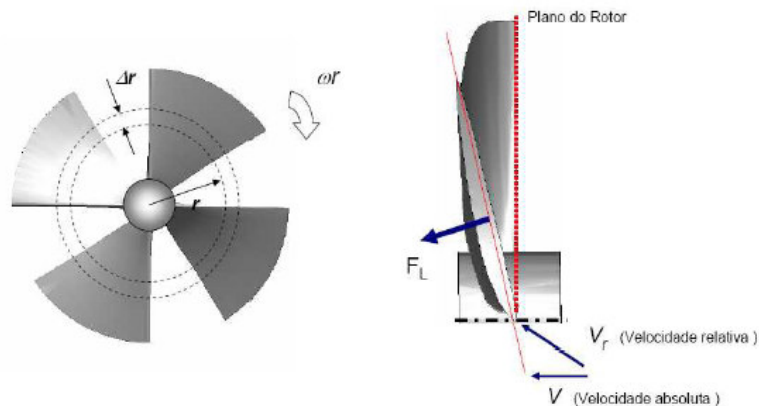


Figura 3.2 – Modelo de elementos de pá.

Para desenvolver o cálculo dos esforços sobre uma pá, inicialmente a mesma é dividida em uma série de elementos infinitesimais dr tal como mostrado na Figura 3.2. Para cada elemento um balanço de esforços hidrodinâmicos é efetuado nas diferentes direções.

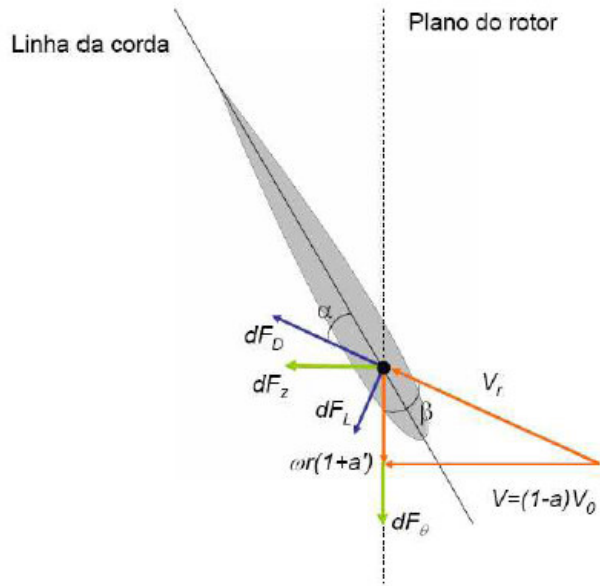


Figura 3.3 – Esforços hidrodinâmicos no elemento de pá.

Na Figura 3.3 são apresentados os diferentes componentes de esforços sobre um elemento de pá. Em vermelho é apresentado na figura o triângulo de velocidades do fluido na pá. Na direção axial (V_z) a velocidade absoluta do fluido sobre a pá é dada pelo decaimento da velocidade pelo fator de indução tal como expresso na equação (2.4), i.e., $V = V_0(1 - a)$. No sentido circunferencial, a velocidade tangencial do fluido é dada por:

$$V_t = \omega r(1 + a') \quad (35)$$

Onde a' é o fator de indução tangencial. O triângulo de velocidade define, portanto o comportamento relativo V_r e o ângulo de entrada do fluido na pá, β que são expressos por:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{V}{V_t}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\lambda_r(1 + a')}\right) \quad (36)$$

Nesta equação $\lambda_r \equiv \frac{\omega r}{V}$. Nota-se ainda que pelo triângulo de velocidades:

$$V_r = \sqrt{V^2 + (\omega r(1 + a'))^2} = V\sqrt{1 + \lambda_r^2(1 + a')^2} \quad (37)$$

Algumas observações são relevantes neste ponto:

- O fator de indução tangencial a' é definido de forma que a velocidade tangencial absoluta do fluido varie entre 0 (zero) antes do rotor e $2a'\omega r$ na esteira. Portanto, tal velocidade no interior do rotor será de $a'\omega r$. A velocidade tangencial relativa no rotor será dada pela soma da velocidade do rotor ωr com a velocidade do fluido, justificando assim a equação (35).
- Com base no triângulo de velocidade pode-se também escrever:

$$\sin \beta = \frac{V}{V_r}; \cos \beta = \frac{\omega r(1+a')}{V_r} \quad (38)$$

Os esforços hidrodinâmicos sobre o hidrofólio no elemento de pá associados à sustentação e ao arrasto (em azul na Figura 3.6) são dados respectivamente por:

$$dF_L = \frac{1}{2} \rho V_r^2 (dr.L_c) C_L \quad (39)$$

$$dF_D = \frac{1}{2} \rho V_r^2 (dr.L_c) C_D \quad (40)$$

Nestas equações $C_L = C_L(\alpha)$ e $C_D = C_D(\alpha)$ são os coeficientes de arrasto e sustentação, funções do ângulo de ataque α e do número de Reynolds sobre o perfil. L_c é o comprimento da corda no elemento.

O ângulo de ataque relaciona-se com o ângulo de entrada do fluido na pá na forma:

$$\beta = \alpha + \gamma \quad (41)$$

Onde γ é o ângulo de montagem local da pá.

A determinação do ângulo de montagem para cada secção da pá é obtida a partir da geometria da pá $\{\beta_e; \beta_s\}$. Desta maneira γ para cada posição radial r é obtido por:

$$\gamma = \beta_m(r) - \alpha_0 \quad (42)$$

Os componentes dos esforços de sustentação e arrasto podem ser projetados nas direções axial e circunferencial z e θ , desta maneira pode-se obter:

$$dF_z = dF_L \cos \beta + dF_D \sin \beta \quad (43)$$

$$dF_\theta = dF_L \sin \beta - dF_D \cos \beta \quad (44)$$

Integrando os esforços em cada elemento na totalidade da pá e utilizando as equações (38) e (39) pode-se obter as relações para o empuxo e o torque no rotor na forma:

$$F_z = \frac{N_p \rho L_c}{2} \int_{d/2}^{D/2} V_r^2 (C_L \cos \beta + C_D \sin \beta) dr \quad (45)$$

$$T = \frac{N_p \rho L_c}{2} \int_{d/2}^{D/2} V_r^2 (C_L \sin \beta - C_D \cos \beta) dr \quad (46)$$

A potência gerada pode então ser calculada por:

$$P = \omega T \quad (47)$$

Utilizando a Equação (46) e a definição de coeficiente de potência intrínseco na

Equação (2), i.e., $C_p' = \frac{\dot{P}}{\frac{1}{2} \rho A V^3}$, pode-se obter:

$$C_p' = 2\sigma_R \lambda' \int_{R_0}^1 [1 + \lambda_r^2 (1 + a')^2] (C_L \sin \beta - C_D \cos \beta) r^* dr^* \quad (48)$$

onde $R_0 \equiv \left(\frac{d}{2R}\right)$; $r^* = \frac{r}{R}$ e σ_R é a solidez na pá do rotor dada por:

$$\sigma_R = \frac{N_p L_c}{2\pi R} \quad (49)$$

3.2.1 Balanço de Quantidade de Movimento Angular

Neste momento é necessária uma equação adicional no sentido de determinar o fator de indução tangencial a' . De posse de a' para cada posição radial r pode-se calcular o ângulo β e a velocidade relativa V_r , possibilitando a resolução plena da integral dada na Equação (48).

Considerando o diagrama da figura 3.4, o balanço da quantidade de movimento ângulo no fluido que passa pelo disco atuador formado pelas pás do rotor pode ser considerado. Nota-se que a variação da quantidade de movimento angular é dada pelo produto: vazão mássica x variação de velocidade angular x raio. Isto é equivalente ao torque gerado pelo elemento dr de todas as pás. Ou seja, partindo de:

$$\delta T = \rho A_r V 2a' \omega r^2 \quad (50)$$

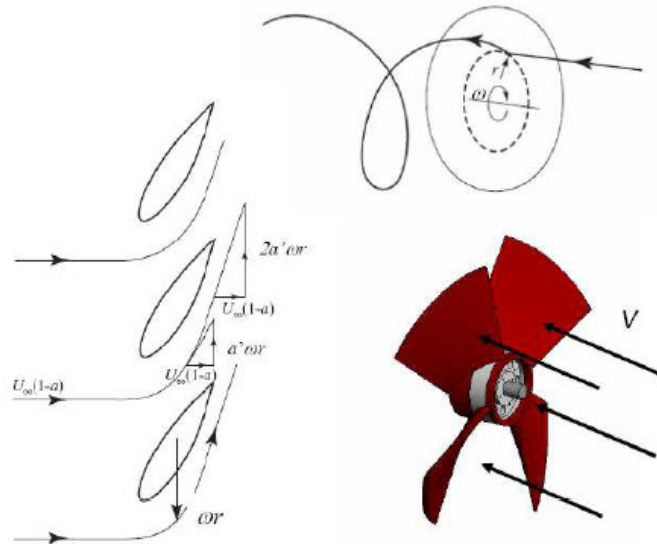


Figura 3.4 – Velocidade tangencial no rotor.

onde $A_r = 2\pi r dr$, pode-se igualar a equação acima com a Equação (44) obtendo:

$$\rho(2\pi r dr)V 2a' \omega r^2 = N_p (dF_L \sin \beta - dF_D \cos \beta)r \quad (51)$$

Ou ainda re-arranjando os termos tem-se:

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma_r}{4 \sin \beta \cos \beta} (C_L \sin \beta - C_D \cos \beta) \quad (52)$$

Onde $\sigma_r = \frac{N_p L_c}{2\pi r}$ e a solidez local do rotor.

3.2.2 Coeficientes de arrasto e sustentação

Os valores dos coeficientes de arrasto (C_D) e sustentação (C_L), utilizados nas formulações de esforços hidrodinâmicos no item anterior, são obtidos de curvas empíricas de ensaios experimentais de hidrofólios, corrigidos por relações que consideram o arranjo em grade.

No presente trabalho a série de perfis NACA 0012 será utilizada. Tal geometria de aerofólio apresenta boas propriedades hidrodinâmicas, e são convenientes ao projeto de máquinas axiais como as propostas no presente trabalho. Informações sobre este aerofólio são apresentadas na figura 3.5. Nesta, as curvas do coeficiente de sustentação e arrasto são apresentadas assim como uma visualização gráfica deste perfil simétrico.

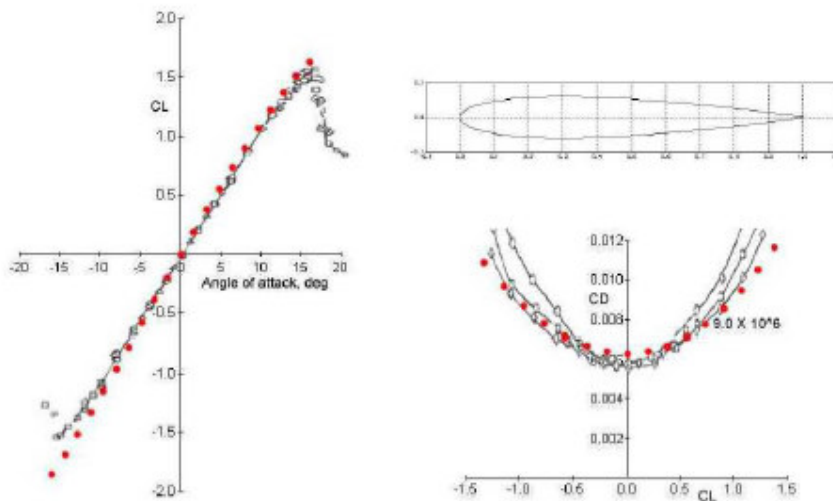


Figura 3.5 – Dados sobre o perfil NACA 0012.

Observa-se que o comportamento do coeficiente de sustentação é praticamente linear para uma boa faixa de ângulo de ataque. Para a faixa de $\alpha \in [-20^\circ, 20^\circ]$ a tabela 3.1 pode ser utilizada, com interpolação linear entre cada faixa.

α	0	2.89	5.59	8.72	11.02	12.28	13.74	15.21	16.47	17.73	18.36	19.62
C_L	0	0.32	0.62	0.98	1.21	1.30	1.35	1.27	1.12	0.97	0.88	0.82

Tabela 3.1 – Coeficiente de sustentação – Perfil NACA 0012.

O coeficiente de arrasto pode ser estimado com boa precisão pela relação:

$$C_D = C_{D,0} + kC_L^2 \quad (53)$$

Onde $C_{D,0}$ é o coeficiente de arrasto para $C_L = 0$ na curva polar de arrasto, e, k um coeficiente de aproximação.

As curvas experimentais de coeficientes de sustentação e arrasto, foram obtidas para configurações de perfis isolados. Quando um conjunto de perfis são colocados em arranjo de grade de máquina de fluxo, uma correção deve ser utilizada. No presente trabalho utiliza-se um fator de correção $f(\beta_m, t/L_C)$, tal que:

$$C_L = f(\beta_m, t/L_C)C_{L,i} \quad (54)$$

Nesta equação $C_{L,i}$ é o coeficiente de sustentação para o perfil isolado. Nota-se que a correção é função do ângulo β_m e da relação entre o passo da grade e a corda t/L_C .

Uma relação empírica para a correção dos coeficientes é dada por (Kovats & Desmur, 1962), podendo ser observada na figura 3.6.

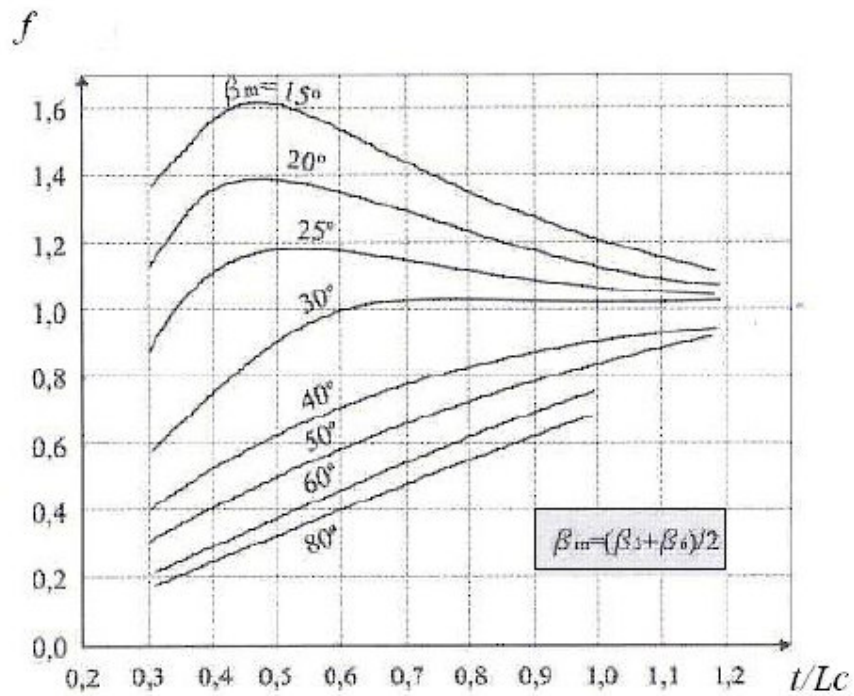


Figura 3.6 – Fator de correção de grade (Henn, 2001).

3.3 IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA

Este capítulo apresenta a simulação computacional do comportamento da turbina, através da implementação de um algoritmo. Tal algoritmo foi desenvolvido com base na definição dos parâmetros operacionais e dimensionais de projeto hidrodinâmico da turbina hidrocínética, descrito nas seções anteriores.

3.3.1 Algoritmo

Para a implementação deste algoritmo foi utilizado o Matlab 7.1 em plataforma Windows XP. Seu objetivo principal é calcular a potência de saída produzida pela turbina hidrocínética considerando a velocidade do escoamento, a velocidade de rotação angular e a geometria das pás do rotor.

Para o cálculo do torque e potência, a decomposição do vetor de forças para cada elemento de pá é realizada. Esta decomposição acontece na direção tangencial, a qual é responsável pela aplicação do torque, e na direção axial, responsável pela força de empuxo. Os seguintes passos descrevem este algoritmo:

- 1- São determinadas as velocidades de corrente livre v_0 , velocidade de rotação ω e características geométricas do rotor. Tais características consistem no diâmetro interno e externo de um rotor axial de n_b pás, número de seções em posição radial de cada pá, assim como os ângulos dos bordos de ataque e de fuga β_e e β_s , além da dimensão da corda L_c , para cada posição radial.

- 2- Calcula-se o coeficiente de recuperação de pressão no difusor, Eq. (23). O qual leva em consideração a relação de área do difusor, Eq. (21), e eficiência do mesmo, a qual é caracterizada por uma relação empírica, Eq. (24).
Através da definição de C_{pr} , é possível estabelecer uma relação entre o fator de indução axial e os demais parâmetros operacionais da turbina.
Através de soluções numéricas deste problema não linear, o fator de indução 'a' e o coeficiente de potência intrínseco $C'p$ podem ser obtidos para um ponto operacional específico.

- 3- Através do modelo simplificado para o comportamento hidrodinâmico do rotor, baseado no balanço de esforços em cada pá (também conhecido como Teoria de elementos de pá). Inicialmente a pá é dividida em uma série de elementos infinitesimais dr . Para cada elemento os seguintes passos são realizados:
 - a. Cálculo do raio local, ângulo médio, solidez (Eq. 49) e o ângulo de montagem da pá (Eq. 42).

 - b. Utilizando o triângulo de velocidade calcula-se a velocidade tangencial (Eq. 35), a velocidade relativa (Eq. 37), o ângulo de entrada do fluido na pá (Eq. 36) e o ângulo de ataque (Eq. 41).

 - c. Com base neste ângulo de ataque é possível se obter os valores correspondentes ao coeficiente de arrasto (Eq. 53) e de sustentação (Eq. 54).

 - d. O que torna possível o cálculo do fator de indução tangencial a' (Eq. 52) e do Torque da seção (Eq. 46).

- 4- De posse dos valores de C_p' , λ' (Eq. 5) e do Torque, é possível o cálculo da potência de saída (Eq. 47), coeficiente de potência C_p (Eq. 33) e velocidade periférica de rotação do rotor λ (Eq. 3).

4 METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO.

Com o intuito de se obter um melhor desempenho relativo a turbina hidrocínética, uma otimização da mesma é proposta.

4.1 OTIMIZAÇÃO

O principal objetivo de qualquer pesquisa é ter em mãos ao final do processo de desenvolvimento, fabricação e testes, um artefato que funcione cumprindo os requisitos para o qual foi projetado. No entanto, não basta que o produto seja eficaz, ele deve ser capaz de produzir o efeito esperado com ótimo desempenho.

A primeira abordagem para se obter um projeto otimizado é usualmente feito sobre soluções já existentes e a primeira tarefa é identificar os elementos do projeto que podem ser melhorados, de forma a aumentar seu desempenho, reduzir seu custo, ou ambos. Estes elementos a serem melhorados são as variáveis de projeto a serem otimizadas (Sousa, 2003).

O segundo passo, consiste em relacionar as variáveis de projeto em uma função objetivo que forneça, quantitativamente, a informação sobre a qualidade do projeto que está sendo otimizado. Não menos importante do que definir as variáveis de projeto a serem otimizadas e a função objetivo que as relaciona, é também fundamental estabelecer o intervalo ao qual estão limitadas as mesmas. Ou seja, é necessário definir as restrições aplicáveis ao projeto, que devem ser satisfeitas para que o mesmo seja viável.

A busca do melhor produto pode ser feito de forma puramente experimental, testando-se vários protótipos com características diferentes e escolhendo aquele de melhor desempenho, ou ir metodicamente alterando um único protótipo, até obter-se o desempenho desejado, um processo que além de demorado pode ser extremamente custoso (Vanderplaats, 1998).

De forma a ser tratado analiticamente ou numericamente, um problema de projeto ótimo é usualmente colocado na forma da minimização ou maximização da função objetivo, sujeita a um conjunto de restrições. Evidentemente, a busca de um projeto eficiente implicará em soluções menos óbvias, ou menos intuitivas, à medida que o número de variáveis de projeto cresça e aumente seu caráter multidisciplinar (Giles, 1997).

Segundo Arora (1989), o projeto ótimo difere do processo tradicional de projeto pela introdução de técnicas numéricas de otimização de forma que a alteração do valor de suas variáveis, à medida que se tenta obter melhores soluções, é feita automaticamente, seguindo um procedimento pré-estabelecido, que é definido pelo método de otimização utilizado.

Nos últimos 40 anos foram desenvolvidas diversas técnicas numéricas para tratar o problema da busca pela otimização (Arora, 1989; Johnson, 1978; Michalewicz & Fogel, 2000; Pardalos & Romeijn, 2001; Reklaitis et al., 1983; Vanderplaats, 1998; Wield, 1978; Wismer & Chattergy, 1979). A existência de uma grande variedade destas é resultante de uma constatação prática e teórica: a eficiência de um método de otimização é dependente do tipo de problema que está sendo resolvido, não existindo uma técnica que seja melhor que todas as outras, mas técnicas que são mais apropriadas para um dado tipo de problema (Vanderplaats, 1998; Wolpert & Macready, 1995).

Todavia, tradicionalmente os métodos mais usados baseiam-se em algoritmos de busca local, freqüentemente usando a informação do gradiente da função objetivo como “guia” para a busca do ponto ótimo no espaço de projeto. De fato, os métodos tradicionais para otimização são bastante eficientes quando aplicados em problemas que apresentem um espaço de projeto convexo, com variáveis contínuas e onde a função objetivo e suas restrições não apresentem características altamente não lineares.

Todavia, muitos problemas em engenharia apresentam espaços de projeto complexos que podem ser não convexos ou mesmo não contínuos, com a presença de variáveis de diversos tipos (Eldred, 1998). Estas características reduzem bastante a eficiência dos métodos tradicionais, principalmente quando baseados em informação do gradiente, que tendem a fornecer soluções sub-ótimas.

Para lidar com problemas que apresentem espaços de projeto complexos, foram também desenvolvidos vários métodos de otimização que têm como característica comum realizarem uma busca global pelo ótimo no espaço de projeto. Embora sejam bastante robustos e frequentemente de fácil implementação, eles usualmente necessitam de um grande número de avaliações da função objetivo para serem eficazes (Crain *et al.*, 2000; Desai & Patil, 1995; Jones *et al.*, 2000; Vicini & Quagliarella, 1999; Wang & Damodaran, 2001).

Dentro da categoria de métodos de otimização que fazem busca global, surgiu nos últimos anos uma classe que têm como característica comum serem inspirados em fenômenos naturais, isto é, na observação de como vários processos naturais são “otimizados”. Seja para gastar menos energia, reduzir resíduos ou produzir indivíduos “melhores”, a natureza “desenvolveu” mecanismos robustos, auto-reguladores, que tendem a produzir soluções simples e eficientes.

Algoritmos baseados na evolução natural das espécies (Bäck & Schwefel, 1993), no processo de recozimento de metais (Kirkpatrick *et al.*, 1983), no funcionamento do cérebro (Freeman & Skapura, 1991) e mesmo no comportamento social das formigas (Bonabeau *et al.*, 2000) foram propostos e vêm sendo utilizados nos mais diversos campos da ciência e engenharia (Ahmed *et al.*, 1996; Davis *et al.*, 1999; Dorigo & Stützle, 2000; Francescheti & Zunger, 1999; Ingber, 1993; Jilla & Miller, 2001; Rai & Madavan, 2000, Youhua & Kapania, 2001).

Dos algoritmos inspirados pela natureza utilizando busca global, aplicados à otimização de problemas complexos, destacam-se o Recozimento Simulado (Kirkpatrick *et al.*, 1983) e, principalmente, os Algoritmos Genéticos (AG) (Goldberg, 1989), o qual pode ser visto como uma representação matemática - algorítmica das teoria de Darwin e da genética, chamada de a nova sintaxe da teoria da evolução (Barcelos, 2000).

4.2 ALGORITMOS GENÉTICOS

Em meados do século XIX, Charles Darwin (1809-1882) revolucionou todo o pensamento acerca da evolução da vida e de nossas origens, provocando a maior discussão que já houve à respeito de uma teoria científica. Em seus dois livros - Sobre a Origem das Espécies por Meio da Seleção Natural (1859), e A Descendência do

Homem e Seleção em Relação ao Sexo (1871) - Darwin defendia que o homem, tal qual os outros seres vivos, é resultado da evolução (Yepes, 2000) .

Em seus estudos, Darwin concluiu que nem todos os organismos que nascem, sobrevivem ou reproduzem-se. Os indivíduos com mais oportunidades de sobrevivência seriam aqueles com características mais apropriadas para enfrentar as condições ambientais. Esses indivíduos teriam maior probabilidade de reproduzir-se e deixar descendentes. Nessas condições as variações favoráveis tenderiam a ser preservadas e as desfavoráveis, destruídas.

A idéia básica de seleção natural apresentada por Darwin representa uma das maiores conquistas no campo científico, particularmente, na ciência biológica. É o mecanismo de seleção que impõe certa ordem ao processo de evolução. A primeira parte do processo se caracteriza pela obtenção de variedade genética e é realizada ao acaso. Já a segunda parte, composta pela seleção, é em certo grau determinada pelos fatores ecológicos do ambiente.

Através da seleção natural, a frequência de um gene vantajoso aumenta gradativamente na população. A vantagem conferida pelo gene pode se refletir em um maior tempo de sobrevivência do indivíduo, aumentando assim a quantidade de filhos que ele produz. Pode implicar também em uma fertilidade maior do indivíduo que, mesmo sobrevivendo menos tempo, poderá deixar um número maior de filhos que seu competidor. Finalmente, o gene poderá aumentar a sua frequência se ele fornecer ao indivíduo maior capacidade de proteção (Yepes,2000).

A primeira tentativa de representação, por meio de um modelo matemático, da teoria de Darwin, surgiu com o livro *The Genetic Theory of Natural Selection*, escrito pelo biólogo evolucionista R. A. Fisher. A evolução era tal como a aprendizagem, uma forma de adaptação, diferindo apenas na escala de tempo. Em vez de ser o processo de uma vida, era o processo de gerações. Como era feita em paralelo por um conjunto de organismos, tornava-se mais poderosa que a aprendizagem.

A seguir, John Holland dedicou-se ao estudo de processos naturais adaptáveis, tendo inventado os AG's em meados da década de 60. Ele desenvolveu os AG's em conjunto com seus alunos e colegas da Universidade de Michigan nos anos 60 e 70, com o

objetivo de estudar formalmente o fenômeno da adaptação como ocorre na natureza, e desenvolver modelos em que os mecanismos da adaptação natural pudessem ser importados para os sistemas computacionais.

Como resultado do seu trabalho, em 1975, Holland edita *Adaptation in Natural and Artificial Systems* (Holland, 1975) e, em 1989, David Goldberg edita *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning* (Golberg, 1989), introduzindo os AGs como uma técnica de otimização através de simulações de sistemas genéticos (Deb, 2001).

Desde então os algoritmos genéticos começaram a se expandir por toda a comunidade científica, gerando uma série de aplicações as quais ajudaram a solucionar problemas extremamente importantes. Além desse progresso científico, também houve o desenvolvimento comercial de pacotes comerciais usando AG, como o Evolver (Linden, 2006).

4.2.1 Características e Funcionamento

Durante cada iteração, os princípios de seleção e reprodução são aplicados a uma população de candidatos. Através da seleção, se determina quais indivíduos conseguirão se reproduzir, gerando um número determinado de descendentes para a próxima geração, com uma probabilidade determinada pelo seu índice de aptidão, como pode ser observado na figura 4.1. Em outras palavras, os indivíduos com maior adaptação relativa têm maiores chances de se reproduzir.

Nos algoritmos genéticos, uma população de possíveis soluções para o problema em questão evolui de acordo com operadores genéticos (probabilísticos) concebidos a partir de metáforas biológicas, de modo que há uma tendência de que, na média, os indivíduos representem soluções cada vez melhores à medida que o processo evolutivo continua.

Embora o AG use um método heurístico e probabilístico para obter os novos elementos, ele não pode ser considerado uma simples busca aleatória, uma vez que explora inteligentemente as informações disponíveis de forma a buscar novos indivíduos ou soluções capazes de melhorar ainda mais um critério de desempenho. Os algoritmos genéticos procuram privilegiar indivíduos com melhores aptidões, com isto tentam

dirigir a busca para regiões do espaço de busca onde é provável que os pontos ótimos estejam (Silva, 2005).

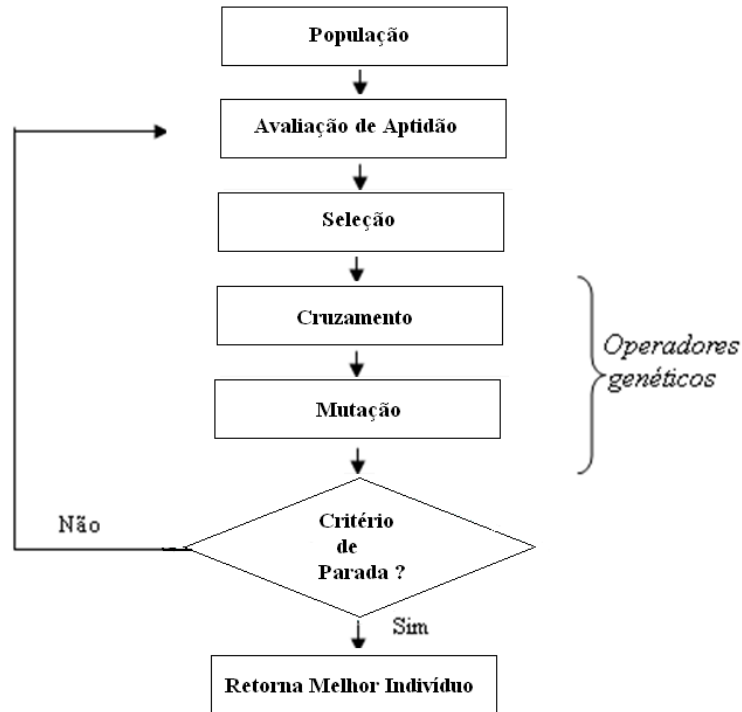


Figura 4.1 – Estrutura básica de um algoritmo genético.

4.2.2 Codificação

O ponto de partida para a aplicação de algoritmos genéticos a um problema qualquer é a representação deste. Naturalmente para cada representação deve haver operadores genéticos correspondentes.

Os AGs processam populações de indivíduos ou cromossomos. O cromossomo é uma estrutura de dados, geralmente vetores ou cadeia de valores binários, reais ou combinação de ambas, que representa uma possível solução do problema a ser otimizado. Em geral, o cromossomo representa o conjunto de parâmetros da função objetivo cuja resposta será otimizada. O conjunto de todas as configurações que o cromossomo pode assumir forma o seu espaço de busca.

A maioria das representações são genóticas. O genótipo é o conjunto de genes que define a constituição genética de um indivíduo e sobre estes genes é que serão aplicados

os operadores genéticos. Essas representações utilizam vetores de tamanho finito (Silva, 2005). A seguir são apresentadas algumas das principais formas de codificação.

4.2.2.1 Codificação Binária

Tradicionalmente, o genótipo de um indivíduo é representado por um vetor binário, ou seja, apenas conjuntos de 0 e 1 para representar as variáveis. Cada parâmetro é representado por um conjunto de bits (*genes*). Cada variável pode ser representada por um distinto número de *bits*, conforme a precisão requerida. Teoricamente, essa representação é independente do problema, pois uma vez encontrada a representação em vetores binários, as operações padrões podem ser utilizadas, facilitando o seu emprego em diferentes classes de problemas (Spears *et al.*, 1993) (Corrêa, 2000).

A representação binária é historicamente importante (Jong, 1975) (Goldberg, 1989), uma vez que foi utilizada nos trabalhos pioneiros de Holland (1962). Além disso, ela ainda é amplamente utilizada, por ser de fácil utilização e manipulação, e simples de analisar teoricamente. Contudo, esta representação possui certas dificuldades ao lidar com múltiplas dimensões de variáveis contínuas, especialmente quando uma grande precisão é requerida.

Estas dificuldades decorrem do fato da necessidade de um grande número de bits para atingir a precisão desejada, tornando estes cromossomos extremamente grandes, dificultando a operação do AG. Além disto, outra dificuldade é a presença do efeito *hamming cliff* (Herrera & Verdegay (1995)). Este efeito é produzido pela existência no código binário de valores adjacentes que diferem em mais de um *bit*. Dificultando o refinamento do intervalo no espaço de busca.

4.2.2.2 Codificação por valor

Este tipo de codificação é geralmente aplicada à problemas onde valores mais complicados são necessários, sendo cada cromossomo é uma seqüência de valores. Um exemplo deste tipo de representação é a codificação real.

A codificação real trabalha diretamente com os números reais, o que é útil quando os parâmetros a serem otimizados são variáveis contínuas (Rahmat-Samii & Michielssen, 1999). Em termos computacionais, utilizam-se números de ponto flutuante para

representar o cromossomo, sendo seu comprimento o mesmo do vetor que representa a solução do problema, dessa forma cada gene representa uma variável do problema. No entanto, modificações nos operadores genéticos são necessárias.

4.2.3 Função de Avaliação (*Fitness*)

A função de avaliação é utilizada para determinar o quão boa uma solução candidata é para resolução efetiva de um problema. Somada à forma de codificação do indivíduo, esses dois componentes do AG normalmente são os únicos com relação direta ao domínio do problema.

Em uma população natural, a função de avaliação é determinada pela capacidade do indivíduo de sobreviver a predadores e outros obstáculos naturais, e depois se reproduzir. Em uma população artificial, a responsável pela vida ou morte do indivíduo é sua função objetivo.

4.2.4 Elitismo

Visando preservar e utilizar as melhores soluções encontradas na geração atual nas próximas gerações, surgiu a estratégia de elitismo. Em sua versão mais simples, ela conserva os N_{elit} (N_{elit} – número de elitismo) melhores indivíduos da população atual, copiando-os para a próxima geração sem nenhuma alteração.

Os outros $N - N_{elit}$ indivíduos da população são gerados normalmente, através do método de seleção e posterior aplicação dos operadores genéticos. Assim, as melhores soluções não são apenas passadas de uma geração para outra, mas também participam da criação dos novos membros da nova geração.

4.2.5 Seleção

A seleção introduz a influência da função de aptidão no processo de otimização do algoritmo genético. Analogamente ao processo de seleção natural, os indivíduos mais aptos, de acordo com a função objetivo, têm maior probabilidade de serem escolhidos. No entanto, devido a probabilidade do melhor indivíduo não estar perto da solução ótima global, indivíduos com aptidão relativamente baixa também possuem chances de participarem do processo de reprodução.

As estratégias de seleção podem ser classificadas como estocásticas ou determinísticas.

4.2.5.1 Dizimação

Uma estratégia determinística simples, conhecida como dizimação, consiste em ordenar os indivíduos através do valor de sua função objetivo e simplesmente remover um número fixo de indivíduos que apresentarem baixa aptidão, ou seja, criar um patamar e eliminar aqueles que estiverem abaixo deste. Através de um processo aleatório, os pais são então escolhidos dentre os que sobreviveram ao processo de dizimação.

A vantagem desta estratégia de seleção consiste na simplicidade de implementação, no entanto, características genéticas únicas podem ser perdidas uma vez que um indivíduo é removido da população. A perda da diversidade é uma consequência natural das estratégias evolucionárias, mas neste caso isto ocorre geralmente antes que os efeitos benéficos de uma característica única sejam reconhecidos pelo processo evolutivo (Mognon, 2004).

4.2.5.2 Seleção proporcional

Já na seleção estocástica, um dos mais populares métodos é a seleção proporcional, também conhecida como roleta. Neste método, os indivíduos são selecionados com base na probabilidade de seleção, diretamente proporcional à função objetivo. A probabilidade P_i que um indivíduo i possui de ser selecionado em função de sua aptidão $f(i)$, expressa pela Eq. (55).

$$p_i = \frac{f(i)}{\sum f(i)} \quad (55)$$

Este processo pode ser interpretado como uma roleta, figura 4.2, onde cada indivíduo da população é representado em uma porção proporcional ao seu índice de aptidão. Desta forma, uma porção maior da roleta é fornecida aos indivíduos com alta aptidão. A roleta é girada tantas vezes quantas forem necessárias para a obtenção do número requerido de pares de indivíduos para o cruzamento e mutação. A grande vantagem deste método é que todos os indivíduos, sem exceção, possuem chances de serem selecionados.

Indivíduos	Fitness	Fitness (%)
10101010110101010111	12	23,08
00001001010101110010	8	15,38
00001100001011011101	9	17,31
00000110010010000010	6	11,54
11100011100010011111	12	23,08
00010101001000010000	5	9,62
Total	52	100,00

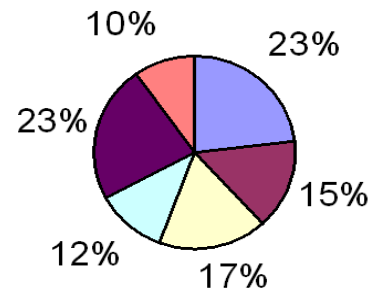


Figura 4.2 – Representação do método da roleta.

Uma representação em forma de algoritmo do método da roleta é apresentada a baixo.

Algoritmo 1: Método da roleta

1: **Início**

2: T = soma dos valores do fitness de todos os indivíduos da população

3: **repita** N vezes para selecionar n indivíduos

4: r = valor aleatório entre 0 e T

5: Percorra sequencialmente os indivíduos da população, acumulando em S

6: o valor do fitness dos indivíduos

7: **se** S >= r **então**

8: Seleccione o indivíduo corrente

9: **fim se**

10: **fim repita**

11: **Fim**

4.2.5.3 Torneio

Outro processo de seleção é o torneio, onde uma série de indivíduos é escolhida aleatoriamente na população e competem entre si, com base no valor de sua aptidão, pelo direito de participar do processo de cruzamento (Figura 4.3). Neste método, existe um parâmetro denominado tamanho do torneio 'k' que define quantos indivíduos são selecionados aleatoriamente dentro da população para competir. Uma vez definidos os competidores, aquele dentre eles que possuir a melhor avaliação é selecionado para a aplicação do operador genético.

O valor mínimo de k é igual a 2, pois caso contrário, não haverá competição. Sendo o valor de k igual ao tamanho da população 'n' o vencedor será sempre o mesmo (o melhor de todos os indivíduos) e se forem escolhidos valores muito altos, on n-k

indivíduos tenderão a predominar, uma vez que sempre um deles será o vencedor do torneio (Linden, 2006).

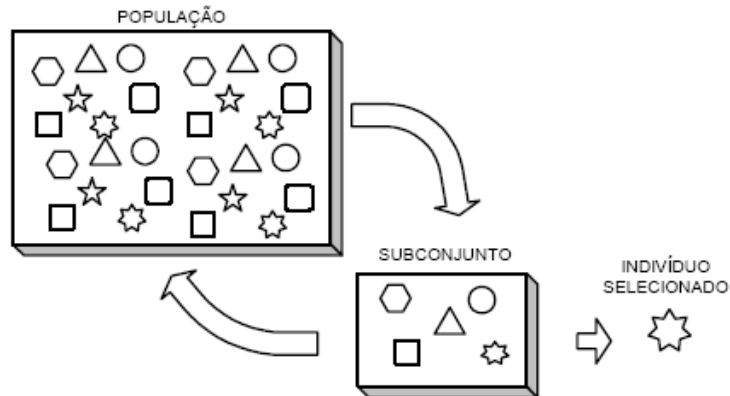


Figura 4.3 - Seleção pelo método de torneio. (Mognon, 2004).

O algoritmo representativo desse processo é mostrado a seguir:

Algoritmo 2: Torneio

1: **Início**

2: Determine o valor de k

3: **repita** N vezes

4: Escolha 2 indivíduos da população aleatoriamente

5: $r =$ valor aleatório entre 0 e 1

6: **se** $r < k$

7: O melhor indivíduo é escolhido

8: **senão**

9: O pior indivíduo é escolhido

10: **fim se**

11: **fim repita**

12: **Fim**

4.2.6 Operadores Genéticos

Os operadores genéticos são responsáveis por transformar a população através de sucessivas gerações, buscando melhorar a aptidão dos indivíduos. Estes operadores são necessários para que a população evolua e mantenha as características significantes adquiridas pelas gerações anteriores (Mognon, 2004).

Uma vez que os pais tenham sido definidos, ou seja, um par de indivíduos selecionados a partir dos critérios de seleção, um par de filhos é gerado pela recombinação e mutação dos cromossomos dos pais utilizando os operadores genéticos básicos, cruzamento e mutação.

4.2.6.1 Cruzamento

O objetivo do cruzamento é a permutação de material genético entre os pares de indivíduos previamente selecionados. Os AGs são caracterizados pela alta flexibilidade de implementação e isto também é válido para o cruzamento, que pode ser realizado de diferentes maneiras.

Dentre as várias maneiras de se realizar o cruzamento, a mais simples consiste no cruzamento de ponto único. Neste processo, uma localização aleatória no cromossomo dos pais (*site*) é escolhida, dividindo cada cromossomo em duas partes. Cada filho é composto pela combinação dessas partes, de tal maneira que possua informação genética dos dois pais, figura 4.4.

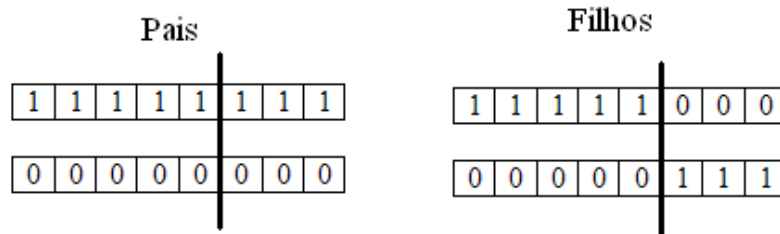


Figura 4.4 - Cruzamento de um único ponto.

Um cruzamento mais elaborado é o de ponto duplo, onde ao invés de selecionar-se um simples ponto de cruzamento, são selecionados dois pontos, dividindo o cromossomo em três partes, como representado na figura 4.5.

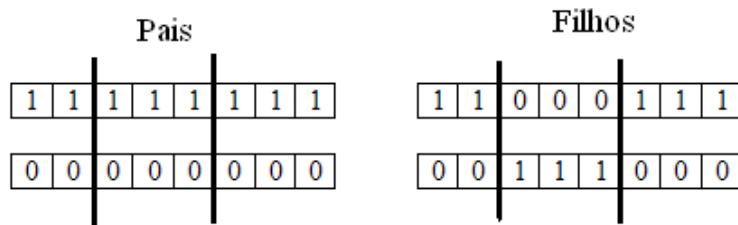


Figura 4.5 - Cruzamento de ponto duplo.

Além das muitas outras formas de cruzamento possíveis, vale citar o cruzamento uniforme ou cruzamento em pontos aleatórios, onde os pontos para procedimento de troca de material genético são sorteados para cada geração, figura 4.6.

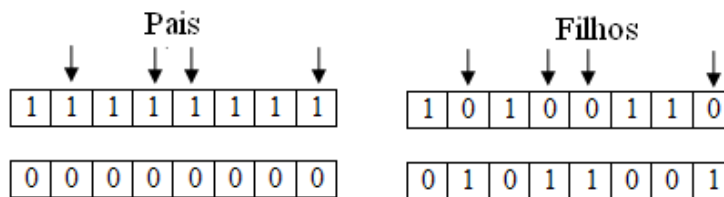


Figura 4.6 - Cruzamento em pontos aleatórios.

4.2.6.2 Cruzamento na codificação real

O cruzamento para codificação real é bem distinto dos empregados na codificação binária devido à natureza contínua (Rahmat-Samii & Michielssen, 1999).

Os operadores para a codificação real não atuam no cromossomo como um todo, mas sim em um gene de cada vez. Isto significa que o processo de cruzamento atuará distintamente para cada variável real do problema (Mognon, 2004). A maneira mais evidente de gerar dois filhos com derivação genética a partir de dois pais é a média ponderada entre o valor dos genes dos pais, equações (56) e (57).

$$g1 = ran1 * G1 + (1 - ran1) * G2 \tag{56}$$

$$g2 = (1 - ran1) * G1 + ran1 * G2 \tag{57}$$

Onde G1 e G2 corresponde respectivamente ao gene do pai 1 e pai 2, g1 e g2 ao gene do filho 1 e filho 2, e ran1 a um número randômico pertencente ao intervalo [0,1].

O problema deste método é a polarização em torno do ponto médio do intervalo permitido, o que pode levar a uma homogeneização precoce da população, e até mesmo a uma convergência prematura.

Outra metodologia é baseada no processo do cruzamento binário, utilizando um ponto de corte para dividir os genes reais em duas partes, a mais significativa e a menos significativa. Essas partes são intercambiadas para gerar o genótipo dos filhos. As equações (58) e (59) definem matematicamente tal operação.

$$g1 = \left\lfloor \frac{G1}{k} \right\rfloor * k + G2 - \left\lfloor \frac{G2}{k} \right\rfloor * k \quad (58)$$

$$g2 = \left\lfloor \frac{G2}{k} \right\rfloor * k + G1 - \left\lfloor \frac{G1}{k} \right\rfloor * k \quad (59)$$

Onde k representa o ponto de cruzamento.

4.2.7 Mutação

A mutação consiste na inserção de material genético novo na população. Este processo pode ou não ocorrer de acordo com uma dada probabilidade de mutação. Conforme Sirinvas & Patnaik (1994), geralmente, esta probabilidade deve ser muito baixa, em torno de 0 a 10 %, para que o processo de otimização não se torne puramente aleatório.

A mutação é um operador genético muito simples de ser realizado. No caso da codificação binária, um bit aleatório é selecionado no cromossomo, tendo seu valor invertido, como ilustrado na figura 4.7.

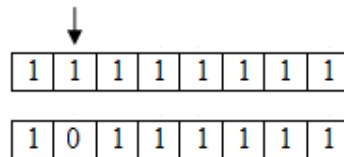


Figura 4.7 - Mutação no cromossomo de codificação binária.

Os AGs com codificação real podem realizar a mutação com uma permutação aleatória em *gens* escolhidos aleatoriamente. Esta permutação pode ser um valor escolhido de uma distribuição simétrica com média zero. Usualmente a distribuição utilizada é a distribuição uniforme ou a gaussiana, com desvio padrão aproximadamente igual a 10 % da possível variação do gene em questão (Mognon, 2004).

4.2.8 Critérios de Convergência

A convergência acontece de acordo com um critério pré-determinado o qual representa um critério de parada na simulação. Se o valor da função objetivo requerido for conhecido, pode-se trabalhar com a estipulação de um erro máximo admissível, assim, quando um indivíduo que proporcione um erro menor ao estipulado for encontrado, o processo é finalizado.

Pode-se utilizar também a convergência através da diversidade genética da população. Se os indivíduos estão muito parecidos entre si, ou seja, se a avaliação da equação de mérito de cada indivíduo fornecer resultados muito próximos, pode significar que eles estejam na mesma região, caracterizando a presença de um máximo ou mínimo da função.

Outro método para se testar a convergência pode ser realizado através da estipulação de um número máximo admissível de gerações. No entanto, todas estas metodologias apresentam falhas.

A convergência por diversidade genética falha quando os AGs convergem para um mínimo local, ou seja, quando acontece convergência prematura. Já a estratégia do número máximo de gerações não é satisfatória quando não se fornece tempo suficiente para o algoritmo investigar o universo de busca. Assim, uma alternativa mais eficiente é a utilização racional desta outras. Isto é, se ao final do processo evolutivo a diversidade genética ainda for elevada, pode-se permitir que o número de gerações seja estendido (Mognon, 2004).

4.3 IMPLEMENTAÇÃO DO ALGORITMO GENÉTICO

Com o intuito de encontrar a melhor combinação dos ângulos dos ângulos dos bordos de ataque e de fuga, além da dimensão da corda de cada perfil um algoritmo genético foi implementado. Tal algoritmo baseia-se na codificação por valor (*real code genetic algorithm*), utilizando o Matlab 7.1 em plataforma Windows XP.

1. Por meio da definição do número de indivíduos da população, limite superior e inferior do cromossomo, probabilidade de mutação, número de gerações e probabilidade de elitismo, é gerada uma população inicial de indivíduos, de forma aleatória, onde cada indivíduo ou cromossomo é composto pelos campos [beta de entrada, beta de saída, corda].
2. É calculado então o *fitness* de cada indivíduo da população. Esse *fitness* considera o valor do torque produzido por cada indivíduo de tal maneira a

privilegiar as melhores soluções em detrimento das piores. Esse torque é calculado através do algoritmo apresentado na seção 3.

3. Após a classificação dos indivíduos de acordo com seu *fitness*, esses são submetidos ao processo de seleção, determinando quais indivíduos irão passar para a fase de reprodução. O método de classificação utilizado foi o método da roleta.
4. Com a seleção dos indivíduos, esses são submetidos ao cruzamento da codificação real. Esta fase é marcada pela troca de segmentos entre os indivíduos “pais” selecionados, dando origem a novos indivíduos que irão compor a população da próxima geração. Considerando a mutação e elitismo. Voltando ao passo 2, até que o número máximo de gerações seja atingido.
5. Ao final de todo esse processo, o indivíduo mais apto é selecionado.

4.4 RECONSTRUÇÃO DA PÁ

Com a aplicação do algoritmo genético, uma pá otimização é gerada. O algoritmo descrito na seção anterior apresenta como saída a combinação dos ângulos dos bordos de ataque e de fuga β_e e β_s , além da dimensão da corda L_c , para cada posição radial, do indivíduo mais apto. Tais dados possibilitam a reconstrução da geometria da pá.

Para a reconstrução da geometria da pá algumas considerações a respeito de perfis aerodinâmicos devem ser apresentadas, uma vez que a geometria da pá é determinada através da teoria de elemento de pá, onde cada seção é denominada “turbina parcial”. Na construção das turbinas parciais, utilizam-se vários perfis padronizados, ou mesmo, um único perfil, para todas as seções.

Perfil pode ser definido como sendo a geometria da superfície de sustentação, na Figura 4.8 são ilustradas as propriedades geométricas comumente utilizadas na descrição de um perfil aerodinâmico.

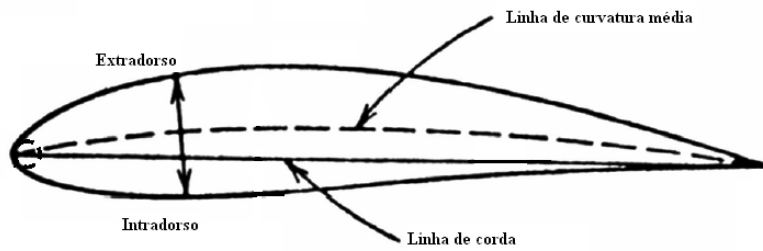


Figura 4.8 - Perfil aerodinâmico.

Seus principais componentes são:

- Linha de Corda – é uma linha reta ligando o bordo de ataque ao bordo de fuga do perfil aerodinâmico;
- Corda – é o comprimento da linha de corda, e caracteriza a dimensão do perfil aerodinâmico;
- Linha de Curvatura Média – é uma linha equidistante da superfície superior e inferior do perfil aerodinâmico, iniciando e terminando nas extremidades da corda;
- O perfil da linha de curvatura média é muito importante na determinação das características aerodinâmicas do perfil aerodinâmico. A curvatura máxima (maior espaçamento entre a linha de curvatura média e a linha de corda) e sua localização são dois parâmetros importantíssimos na definição da linha de curvatura média. Essas dimensões são expressas como frações ou porcentagens da corda;
- A espessura e sua distribuição são também importantes para a aerodinâmica do perfil. A espessura máxima e sua localização são igualmente expressas em porcentagens da corda;
- O raio do bordo de ataque de um perfil aerodinâmico é uma medida do raio de curvatura neste local.

No presente trabalho foi adotado o perfil simétrico NACA 0012 como base para a construção das turbinas parciais.

Essa série de aerofólio (perfil aerodinâmico) tem como característica a baixa força de arrasto, uma geometria caracterizada pelas coordenadas das superfícies superior

(extradorso) e inferior (intradorso), obedecendo alguns parâmetros como espessura máxima, curvatura máxima, posição de espessura máxima, posição de curvatura máxima e raio do nariz.

A sigla NACA vem seguida de dígitos podendo ser de 4, 5 ou 6 dígitos. Cada dígito representa uma característica. O livro de *Abbott and Von Doenhoff* (1959) é uma boa referência sobre este assunto.

A série de aerofólios conhecidos como NACA de 4 dígitos, utilizada neste trabalho, foi inicialmente desenvolvida e apresentada por E.N. Jacobs, K. E. Ward e R. M. Pinkerton, em 1933, no NACA Report 406: “*The Characteristics of 78 Related Airfoil Sections from Tests in the Variable-Density Wind Tunnel*”.

Esta série de aerofólios foi desenvolvida com base na observação de que aerofólios de bom desempenho, como o Gottingen 308 e o Clark Y., possuíam distribuições de espessura muito semelhantes, quando reduzidos a mesma espessura máxima. Esta distribuição foi adotada na série, a qual utiliza um bordo de ataque com raio de curvatura que é proporcional ao quadrado da espessura máxima. A linha de curvatura é formada por dois arcos de parábola que se tangenciam no ponto de máximo desta linha.

Assim, com as coordenadas das superfícies superior (extradorso) e inferior (intradorso) do perfil NACA 0012, o algoritmo de reconstrução da pá, em Matlab 7.0 e plataforma Windows XP, foi desenvolvido seguindo os seguintes passos:

Algoritmo: Cálculo das coordenadas dos perfis da pá, considerando a linha de curvatura igual a um arco de círculo.

Dados:

Valores do extradorso em porcentagem (X_{pu}) e intradorso em porcentagem; (Y_{pu}) do perfil NACA 0012;

$$\Gamma = \beta_e - \beta_s ;$$

$$rl = \frac{\text{raio_curvatura}}{L_c} ;$$

Calcula-se para cada seção da pá:

1. $\Sigma \Delta\gamma = X_{pu} * \Gamma$
2. $F_i' = \Sigma \Delta\Gamma - X_{pu}5$
3. $X_{real} = X_{pu} * L_c$
4. $Y_{real} = Y_{pu} * L_c$
5. $X_c = L_c * (0.5 - r_l * \text{sen}(F_i'))$
6. $Y_c = \text{raio_curvatura} * (\cos(F_i') - \cos(\Gamma / 2))$
7. $X_s = X_c - Y_{real} * \text{sen}(F_i')$
8. $Y_s = Y_c + Y_{real} * \cos(F_i')$
9. $X_i = X_c + Y_{real} * \text{sen}(F_i')$
10. $Y_i = Y_c - Y_{real} * \cos(F_i')$

Obtendo como saída:

Os valores dos pontos X (X_s, X_i), Y (Y_s, Y_i) e Z (Z_s, Z_i) referentes ao extradorso (índice s) e intradorso (índice i) de cada perfil.

Para a transformação desses pontos para coordenadas cilíndricas tem-se:

Dados:

Fator de engrossamento da pá, para uma alteração de espessura do perfil (*fat*);

Diâmetro interno do rotor (r_{hub});

$$dr = (D - d) / (n \sec - 1);$$

$$\beta_m = (\beta_e + \beta_s) / 2;$$

Calcula-se para cada seção da pá:

1. $rs = (dr + r_{hub})$
2. $Y_{superior} = Y_s * fat$
3. $Y_{inferior} = Y_i * fat$
4. $\Delta y = |Y_{superior} - Y_{inferior}|$
5. $vet_sup = \sqrt{X_c^2 + Y_{superior}^2}$
6. $ang_sup = \text{acos}(X_c / vet_sup) * \text{sinal}(Y_{superior})$
7. $vet_inf = \sqrt{X_c^2 + Y_{inferior}^2}$

8. $ang_inf = \text{acos}(X_c/\text{vet_sup}) * \text{sinal}(Y_{inferior})$
9. $ang_sup' = ang_sup + \beta_m$
10. $ang_inf' = ang_inf + \beta_m$
11. $X_{sn} = \text{vet_sup} * \cos(ang_sup')$
12. $Y_{sn} = \text{vet_sup} * \text{sen}(ang_sup')$
13. $X_{in} = \text{vet_inf} * \cos(ang_inf')$
14. $Y_{in} = \text{vet_inf} * \text{sen}(ang_inf')$
15. $\theta_{sup} = (2 * X_{sn} / rs)$
16. $\theta_{inf} = (2 * X_{in} / rs)$
17. $X_{cs} = (rs / 2) * (\cos(\theta_{sup}))$
18. $Y_{cs} = (rs / 2) * (\text{sen}(\theta_{sup}))$
19. $Z_{cs} = Y_{sn}$
20. $X_{ci} = (rs / 2) * (\cos(\theta_{inf}))$
21. $Y_{ci} = (rs / 2) * (\text{sen}(\theta_{inf}))$
22. $Z_{ci} = Y_{in} + \min(Y_{in})$

Obtendo como saída:

Os valores de X (X_{ci}, X_{cs}), Y (Y_{ci}, Y_{cs}) e Z (Z_{ci}, Z_{cs}) do extradorso e intradorso em coordenadas cilíndricas.

Onde:

Γ representa o ângulo de curvatura dada por $\Gamma = \beta_e - \beta_s$; β_s refere-se ao ângulo do bordo de fuga e β_e ao ângulo do bordo de ataque; L_c como o comprimento da corda do perfil; D sendo o diâmetro externo e d como diâmetro interno do rotor; n_{sec} relativo ao número de seções em que a pá é dividida e rs como o raio local da seção.

5 VALIDAÇÃO DOS CÓDIGOS COMPUTACIONAIS.

Simulações numéricas do escoamento foram realizadas a fim de se validar toda a metodologia de cálculo apresentada nas seções anteriores.

Para a resolução do escoamento foi empregado o pacote comercial ANSYS CFX-11. Foram utilizados o ANSYS CFX-Pre para o pré-processamento, o ANSYS CFX-Solver para o processamento do escoamento e o ANSYS CFX-Post para o pós-processamento. O que permitiu a análise do problema desde a formulação da sua geometria e malha, até a visualização do escoamento posteriormente.

A fase de pré-processamento é responsável pela determinação das condições de contorno do problema, isso é, condições de entrada, saída e parede. Já no Solver, são resolvidas as equações de Navier-Stokes discretizadas, permitindo o acompanhamento do processo de convergência do problema. Finalmente, no pós-processamento é possível se obter visualizações do escoamento, valores de forças e coeficientes, além dos campos das propriedades.

5.1 FORMULAÇÃO DO ESCOAMENTO

O escoamento em turbinas hidráulicas possui como característica o fato de serem incompressíveis e turbulentos, apresentando em alguns casos a possibilidade de mudanças de fase líquido-vapor, devido a cavitação, dificultando a sua modelagem.

Os escoamentos turbulentos no interior dessas turbinas apresentam algumas características particulares, as quais devem ser consideradas na escolha do modelo de turbulência associado a sua descrição. Três pontos iniciais devem ser considerados:

- O movimento relativo do rotor, em relação às demais partes da turbina, movimento este que representa uma dificuldade inicial a qual induz fenômenos transitórios caracterizados por domínios de cálculo que se modificam ao longo do tempo;

- A característica de escoamento com referencial móvel em rotação, representando uma dificuldade particular na proposição de modelos de fechamento (Lakshminarayana, 1995);
- Escoamentos que apresentam linhas de corrente com elevada curvatura, como os encontrados no interior de dutos de sucção ou em caixas expirais, representam também condições particulares, onde uma grande gama de modelos de turbulência clássicos apresentam falhas.

Atualmente uma série de opção de modelos de turbulência são disponibilizados pelos códigos comerciais. Estes modelos são impostos na fase de pré-processamento e são fortemente dependentes do tipo de problema a ser resolvido.

Este trabalho será centrado no estudo de modelos de turbulência que considerem o estado de referencial móvel associado ao escoamento em canais entre pás de máquinas hidráulicas.

5.2 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

5.2.1 Descrição do Escoamento em Referencial Móvel

Para a descrição do escoamento em referencial móvel considera-se que este seja incompressível no interior de uma máquina hidráulica, descrito em um domínio fluido Ω , contido no espaço de \mathbb{R}^3 . A mudança de fase devido a pressão (cavitação) não é analisada e o escoamento é considerado isotérmico.

As equações de conservação de massa e quantidade de movimento, para um referencial fixo são dadas por:

$$\frac{\partial \underline{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (60)$$

$$\frac{\partial \underline{u}_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial \underline{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \underline{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (61)$$

Onde \underline{u}_i e p representam os campos de velocidade e pressão, expressos nos sistema de referencial fixo x_i . As variáveis ρ e ν denotam a massa específica e a viscosidade cinemática do fluido.

Para a descrição do escoamento através do canal entre pás de máquinas hidráulicas utiliza-se uma transformação galileana de mudança de referencial. O principal intuito dessa transformação é representar as equações (60) e (61) no sistema de coordenadas móveis O_1 , mostrado na figura 5.1.

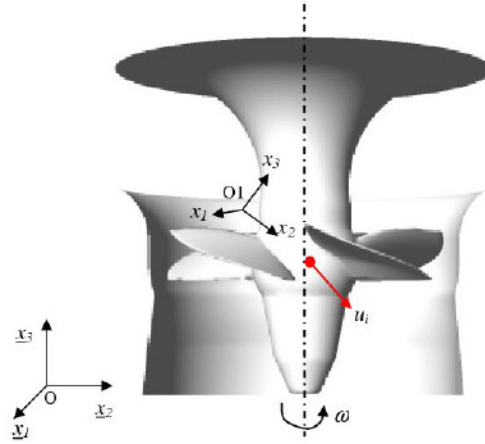


Figura 5.1 - Escoamento em um sistema referencial não-inercial.

Nesta modificação de referencial, a relação entre vetores posição, velocidade e aceleração são dadas pelas transformações:

$$\underline{x} = \overrightarrow{OO'} + x \quad (62)$$

$$\underline{u} = u + \omega \times x \quad (63)$$

$$\underline{a} = a + \omega \times u + \omega \times \omega \times x \quad (64)$$

Aplicando a transformação de referenciais às equações de conservação tem-se:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (65)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} - F_{r1} - F_{r2} \quad (66)$$

onde:

$$F_{r1} = \omega_m \omega_k x_k e_{ljk} e_{iml} \quad (67)$$

$$F_{r2} = 2\omega_j u_k e_{ijk} \quad (68)$$

Com e_{ijk} representando o operador de permutação associado ao produto vetorial.

Neste ponto, algumas observações se fazem pertinentes:

- A transformação de referencial adiciona dois termos aparentes de força na equação de Navier-Stokes (Eq. 66) associados respectivamente à aceleração centrípeta (F_{r_2}) e ao termo de Coriolis (F_{r_1}). O primeiro termo pode ser incorporado ao termo de gradiente de pressão compondo assim uma pressão generalizada expressa no referencial móvel:

$$p = \underline{p} - \frac{\rho}{2}(\omega \times x) \cdot (\omega \times x) \quad (69)$$

- Para escoamentos com rotação, a sua hidrodinâmica pode ser caracterizada pelo número de Reynolds, relação entre as forças de inércia e as forças viscosas; e Rossby, relativo às forças de inércia conectiva por local, escritos como:

$$Re = \frac{L_0 U_0}{\nu} \quad (70)$$

$$Ro = \frac{U_0}{|\omega| L_0} \quad (71)$$

Com L_0 e U_0 representando escalas de comprimento e velocidade.

5.2.2 Decomposição de Reynolds

No estudo de escoamentos turbulentos torna-se necessária uma análise estatística do mesmo. Para tanto uma decomposição das variáveis principais do escoamento em um termo médio e uma parcela flutuante é realizada. Classicamente induz-se a decomposição de Reynolds como:

$$\phi(x, t) = \bar{\phi}(x) + \phi'(x, t) \quad (72)$$

Com $\bar{\phi}(x)$ referente ao valor médio e $\phi'(x, t)$ referente a flutuação.

No cálculo dos valores médio, diversos métodos podem ser empregados. Para a escolha do método que melhor se adaptará ao problema a descrição do escoamento faz-se necessária. No caso de escoamentos estacionários, podem-se utilizar médias temporais, já para escoamentos turbulentos homogêneos podem-se utilizar médias espaciais (Silva Freire *et al.*, 2002). Tais métodos podem ser descritos como:

- Média temporal: baseia-se no levantamento de um sinal temporal de variável, apresentando-se como uma boa abordagem à representação experimental, onde o valor médio da variável é dado por:

$$\bar{\phi}(x_0, t) = \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x_0, t) dt = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T \phi(x_0, t) dt \quad (73)$$

- Média espacial: utilizada em escoamento turbulento homogêneo invariante com o espaço sendo representada por:

$$\bar{\phi}(x, t_0) = \frac{1}{X} \int_0^x \phi(x, t_0) dx = \lim_{X \rightarrow \infty} \frac{1}{2X} \int_{-X}^x \phi(x, t_0) dx \quad (74)$$

Na formulação deste projeto utilizou-se a média temporal para a decomposição de Reynolds, através de substituição desta decomposição nas equações de Navier-Stokes e dos valores médios das equações resultantes.

Assim, sendo a equação de Navier – Stokes formada por termos lineares e não-lineares, aplicando-se a média sobre esta equação, tem-se como resultado:

- Uma transformação dos termos lineares em termos idênticos em sua forma, porém, termos que utilizam as variáveis médias;
- Uma transformação dos termos não – lineares em uma parcela equivalente ao existente na equação e uma outra equivalente ao termo de covariância das variáveis instantâneas.

Tal que:

$$A = a + a' \quad (75)$$

$$B = b + b' \quad (76)$$

$$\overline{AB} = \overline{(a + a') \times (b + b')} = \overline{ab + a'b + ab' + a'b'} = \overline{ab} + \overline{a'b'} \quad (77)$$

Ao se considerar o escoamento incompressível e isotérmico, a decomposição de Reynolds aplicada às equações de Navier-Stokes é determinada por:

$$u_i = \overline{u_i} + u_i' \quad (78)$$

$$p = \overline{p} + p' \quad (79)$$

Substituindo estas equações na equação da continuidade e de Navier-Stokes:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_j} + u_j') = 0 \quad (80)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho (\overline{u_j} + u_j') + \frac{\partial}{\partial x_k} \rho (\overline{u_j} + u_j') (\overline{u_k} + u_k') = -\frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{p} + p') + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\tau_{ij}} + \tau_{ij}') \quad (81)$$

Realizando alguns arranjos matemáticos e expansão dos termos entre parênteses, obtêm-se como equações médias:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \overline{u_j} = 0 \quad (82)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \overline{u_j} + \frac{\partial}{\partial x_k} \rho \overline{u_j u_k} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \overline{p} + \frac{\partial}{\partial x_i} \overline{\tau_{ij}} - \frac{\partial}{\partial x_k} \rho \overline{u_j' u_k'} \quad (83)$$

Observando-se estas duas últimas equações é possível notar a semelhança com as equações instantâneas acrescidas dos termos de correlação que aparecem. Ao se comparar a equação da continuidade, a de Navier-Stokes e as equações médias de Reynolds observa-se que:

- Uma alteração das variáveis instantâneas, que são substituídas por seus valores médios;
- A presença da relação $\overline{u'_j u'_k}$, representando o valor médio da taxa de transferência da quantidade de movimento devido às flutuações turbulentas (Fontoura Rodrigues, 2003). Esta correlação é conhecida com tensor tensão de Reynolds.

Na representação do escoamento turbulento têm-se um sistema de equações com 10 variáveis, onde 6 são oriundas do tensor de Reynolds e 4 definidas pelas componentes médias da velocidade, além da componente de pressão. Como a representação do escoamento é realizada através de 4 equações, verifica-se que o sistema de equações médias de Reynolds trata-se de um sistema aberto, uma vez que este é composto de 10 incógnitas e apenas 4 equações. Desta forma modelos de fechamento para a resolução de escoamentos turbulentos são necessários. De acordo com Freire (2006), estes fechamentos podem ser classificados por modelos algébricos a uma equação, a duas equações e modelos para as tensões de Reynolds.

Os modelos algébricos são baseados na hipótese de Boussinesq, utilizando o conceito de viscosidade turbulenta. Já nos modelos de fechamento a uma equação utiliza-se a resolução de uma equação diferencial de transporte para uma determinada propriedade turbulenta, em geral a energia cinética turbulenta.

Ao se trabalhar com modelos de duas equações, são empregadas duas equações diferenciais de transporte das propriedades turbulentas. Estas propriedades são geralmente a energia cinética turbulenta k , associada à uma equação de transporte para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa ε , ou a uma frequência de passagem de grandes estruturas turbulentas ω .

Alguns modelos de fechamento baseados no conceito de viscosidade turbulenta disponíveis em alguns programas comerciais são descritos a seguir.

5.2.3 Modelo k-ε

Este modelo de turbulência é um dos mais difundidos e utilizados para a simulação de escoamentos turbulentos, embora não seja capaz de descrever com realismo algumas situações físicas.

As principais deficiências observadas neste modelo estão relacionadas em particular à hipótese de Boussinesq para a viscosidade de turbulências que impõe um alinhamento entre os eixos principais dos tensores de Reynolds e de Taxa de deformação, que em várias situações não são verificados. De fato, esta deficiência se reflete em todos os modelos que utilizem a hipótese de viscosidade de turbulência, ou seja, todos os modelos de fechamento em primeira ordem.

São ainda utilizadas neste modelo as seguintes equações:

- Equação de modelamento da viscosidade turbulenta de Prandtl – Kolmogorov;

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (84)$$

- Equação de transporte de energia cinética de turbulência;

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + P_k - \varepsilon \quad (85)$$

- Equação de dissipação turbulenta.

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (86)$$

Onde os valores constantes são: $C_{\varepsilon 1}=1,44$; $C_{\varepsilon 2}=1,92$; $\sigma_k=1,0$ e $\sigma_\varepsilon=1,3$. E o termo P_k indica a produção devido ao escoamento ser turbulento, onde:

$$P_k = 2\nu_t S_{ij} S_{ij} \quad (87)$$

5.2.4 Modelo k- ω

Assim como o modelo k- ϵ , este se baseia na hipótese de Boussinesq, sendo sua formulação matemática análoga ao modelo anterior, tendo, no entanto, como diferença a frequência de turbulência ao invés da dissipação turbulenta.

Uma das principais vantagens deste modelo encontra-se no bom desempenho em regiões próximas à parede para baixo número de Reynolds, porém, uma elevada sensibilidade a escoamento com condições de corrente livre e, variações de resultados de acordo com o valor que a frequência turbulenta apresenta na entrada podem ser observadas.

Assim, este modelo é indicado para situações onde o descolamento da camada limite ocorre com certa frequência, como é o caso de estudos aerodinâmicos.

As equações que modelam a viscosidade turbulenta, de transporte de energia cinética e de frequência turbulenta são descritas como:

$$v_t = \frac{k}{\omega} \quad (88)$$

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[(v + v_t \sigma^*) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + P_k - \beta^* k \omega \quad (89)$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[(v + v_t \sigma) \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2 \quad (90)$$

Onde $\alpha=5/9$; $\beta=3/40$; $\beta^*=9/100$; $\sigma=1/2$ e $\sigma^*=1/2$.

5.2.5 Modelo SST

O modelo SST (*Shear Stress Transport*) não se trata de um novo modelo de turbulência, mas sim uma conjunção entre os modelos k-ε e k-ω, explorando as melhores características de cada um.

Regiões distantes da parede o modelo utiliza a formulação k-ε e próximo as regiões de parede, o mesmo utiliza a formulação do modelo k-ω. A lógica deste modelo é dada pelo fato do modelo k-ω ser desejado para descrever o escoamento no interior da camada limite. Ao contrário de outros modelos a duas equações, este modelo dispensa leis de parede ou funções de amortecimento, o que possibilita a especificação de condições de contorno de Dirichlet.

Na região de esteira, o modelo é substituído pelo modelo k-ε. Para que esta lógica de troca de modelos funcione, o modelo k-ε é multiplicado por uma função de mistura e adicionado ao modelo k-ω, o qual também é multiplicado por esta função de mistura. Assim, impõe-se que a função tenha valor unitário na região logarítmica (interior da camada limite) e, gradativamente, torne-se nulo fora da mesma.

Sua principal vantagem reside na sua eficiência na previsão da separação do escoamento em gradientes de pressão adverso. No entanto, uma das desvantagens encontradas neste modelo é o fato da viscosidade turbulenta ser superestimada, resultando no aparecimento de um limitador.

Este limitador tem como função diminuir a intensidade da viscosidade superestimada, sendo sua formulação dada por:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (91)$$

Sendo S uma medida invariante da taxa do tensor e F_2 uma função de mistura.

As funções de mistura, por sua vez, têm o intuito de restringir o limitador para a camada limite. Estas funções delimitam a zona de atuação do modelo, sendo capaz de determinar a eficiência do modelo. Sua formulação matemática é baseada na distância de proximidade da parede e nas variáveis apresentadas pelo escoamento, sendo dada por:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (92)$$

onde:

$$\arg_1^4 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega_2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \quad (93)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega_2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega, 1, 0.10^{-10} \right) \quad (94)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (95)$$

$$\arg_2 = \max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega_y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (96)$$

Assim, observa-se que a função de mistura F_2 encontra-se relacionada à viscosidade turbulenta, sendo responsável pela troca de modelos ocorrentes em sua formulação. Enquanto que a função F_1 encarrega-se da troca de modelos na segunda equação de transporte e pela determinação das constantes do modelo.

Desta forma, um limitador de produção com a função de evitar um aumento da turbulência nas regiões de estagnação é utilizado.

$$P_k = \mu_t \frac{DU_i}{Dx_j} \left(\frac{DU_i}{Dx_j} + \frac{DU_j}{Dx_i} \right) \quad (97)$$

Suas constantes são compatibilizadas como uma síntese das constantes dos demais modelos:

$$\alpha = \alpha_1 F + \alpha_2 (1 - F) + \dots \quad (98)$$

onde $\alpha_1=5/9$; $\beta_1=0,09$; $\beta_2=3/40$; $\sigma_{k1}=0,5$; $\sigma_{\omega1}=0,5$; $\alpha_2=0,44$; $\beta_2=0,0828$; $\sigma_{k2}=1$ e $\sigma_{\omega2}=0,856$.

Sendo este o modelo utilizado no presente trabalho, devido as suas características se aplicarem tanto nas regiões próximas, quanto nas distantes da parede.

Para as simulações foram utilizadas como condições de contorno:

- Para a simulação do canal entre pás:
 - Entrada – Velocidade de corrente livre, $V = 2$ m/s;
 - Saída – Pressão de referência;

O domínio computacional possui distintas rotações simulando a rotação do rotor.

- Para a simulação da máquina completa:
 - Entrada – Velocidade de corrente livre, $V = 2$ m/s;
 - Saída – Pressão de referência;

Para essa fase do trabalho, adota-se a utilização de dois domínios, sendo um estacionário e o outro rotativo (rotor), com distintas rotações.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO.

Os resultados obtidos através do modelo computacional da turbina e da otimização através do algoritmo genético, seções 3.4 e 4.3 respectivamente, são apresentados a seguir, sendo posteriormente comparados aos resultados obtidos com simulações numéricas através do código comercial ANSYS CFX 11.

Tanto o comportamento intrínseco do rotor, quanto a utilização do mesmo associado a um sistema de carcaça com difusor foram ensaiados numericamente.

6.1 MODELO INTRINSECO

O modelo referente ao comportamento intrínseco foi simulado considerando um rotor de quatro pás, com diâmetro externo de 0.6 m e interno de 0.15 m, com uma velocidade de corrente livre $V_0 = 2m / s$.

A figura 6.1 apresenta o comportamento do rotor para diferentes velocidades meridionais sobre as pás. Tal comportamento pode ser representado também pelas curvas de $C'p \times \lambda'$, figura 6.2. Nota-se da figura 6.1 que ocorre um decréscimo de potência à medida que a rotação aumenta. O modelo implementado indica que existirá um ponto onde o aumento da rotação implicará no decréscimo da potência. Este ponto ótimo acontece em torno de 90 rpm, dando uma potência de cerca de 1450 W. Comportamento análogo ocorre com a curva prevista para $C'p$. O ponto ótimo neste caso ocorre em torno de um valor de λ de 1,4. O valor correspondente na ordenada do gráfico é próximo de 1,3. Observa-se ainda no gráfico de figura 6.2, que todas as curvas do coeficiente de potência para as diferentes velocidades meridionais, colapsam em uma única tendência.

Nestes gráficos observa-se que a simulação do rotor, através do modelo matemático simplificado apresenta uma sobre estimativa do valor das potências. Isso ocorre devido ao fato de que o modelo simplificado necessita de uma estimativa de perdas no rotor mais elaborada, no sentido de prever com maior precisão a potência efetiva no rotor.

Porém, a despeito da simplicidade do modelo implementado, os resultados obtidos mostram-se satisfatórios enquanto ferramenta de projeto.

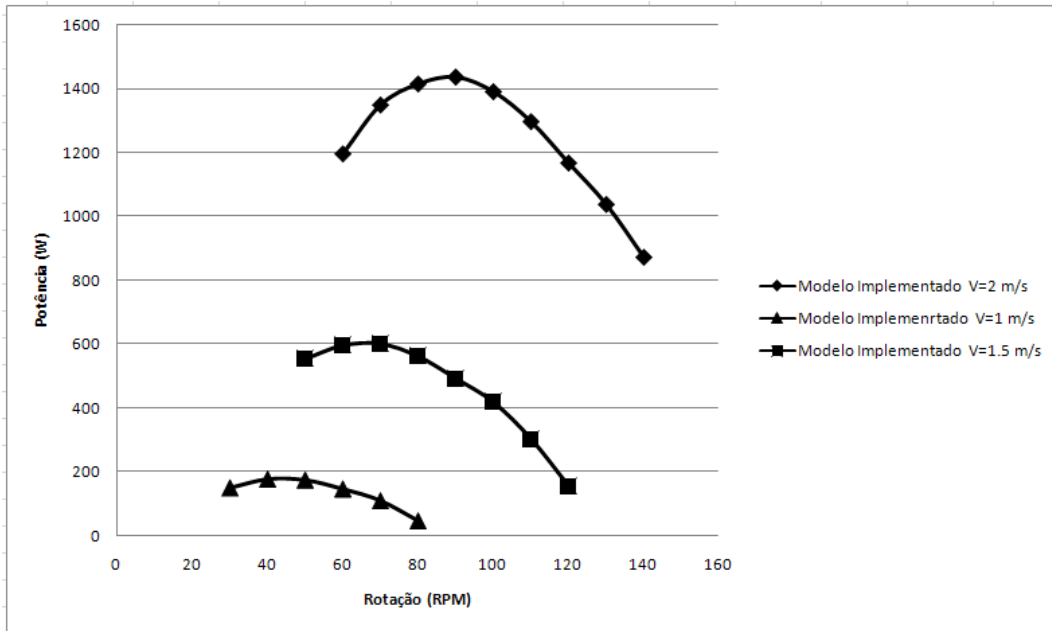


Figura 6.1 - Potência para o modelo intrínseco.

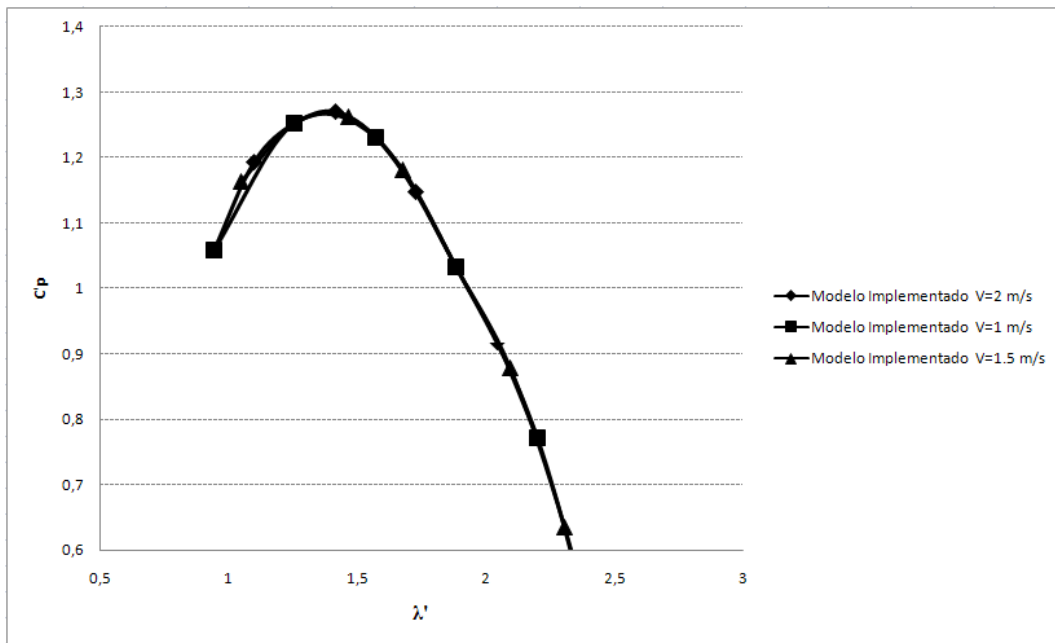


Figura 6.2 – Coeficiente de potência intrínseco.

Com o intuito de validar os resultados apresentados acima, uma simulação numérica através do ANSYS CFX 11 foi realizada, utilizando como critério de convergência um resíduo máximo de 10^{-5} .

6.1.1 Detalhes da Simulação

O cálculo de um escoamento de fluido é efetuado com base na discretização das equações que representam os campos de velocidade, pressão e correlações estatísticas de turbulência, em uma discretização do domínio 3D. Neste trabalho, o domínio discreto do escoamento foi composto por uma repartição do espaço confinado 3D, volume do fluido, em um conjunto de tetraedros não superpostos. Esta malha de discretização não estruturada é obtida a partir do uso de algoritmos de repartição de sólidos 3D, presentes no código CFX 11.

Esta geração de malha foi efetuada de acordo com os seguintes passos: De posse da representação espacial do canal entre pás da turbina o algoritmo de geração da malha não estruturada tetraédrica foi aplicado.

O domínio computacional, figura 6.3, é composto por uma malha de 327408 nós, que se conectam para compor 1737785 elementos.

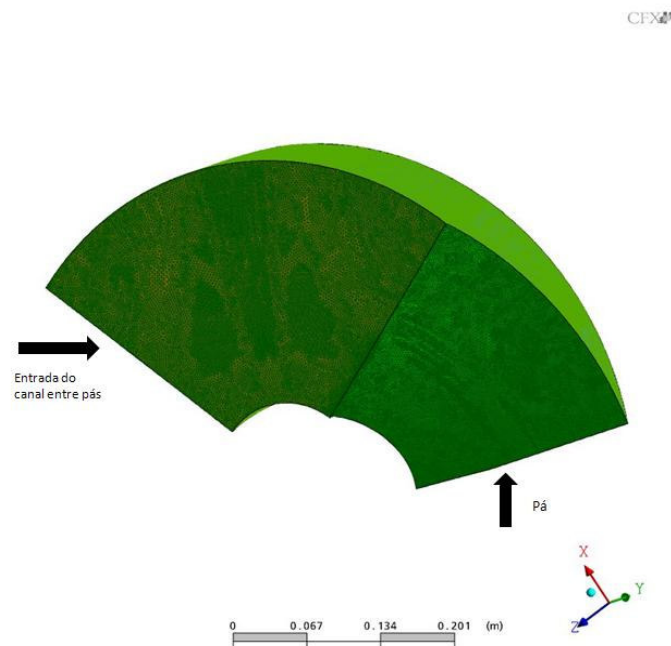


Figura 6.3 – Domínio computacional do canal entre pás.

Assim, a simulação do problema em questão foi realizada em computadores Pentium 4 com 3.5 GHz e 2 GB de memória RAM. Considerou-se o modelo de domínio rotativo, no sentido de representar o movimento de rotação das pás.

A simulação em regime permanente se deu para a velocidade de escoamento livre de 2 m/s, e diferentes rotações do rotor. Esta simulação possibilitou a visualização do escoamento e cálculo do torque sobre uma pá, sendo posteriormente multiplicado pelo número de pás total. Para tanto, o programa de pós-processamento do CFX (*post*) foi utilizado.

A partir do cálculo do torque foi possível obter a curva de potência da máquina, sendo assim comparada à curva obtida através do modelo matemático implementado em Matlab. Essa comparação pode ser observada na figura 6.4. Nota-se que os resultados apresentam um bom nível de concordância, principalmente pelo fato do modelo computacional implementado se tratar de um modelo simplificado.

A diferença entre os dois resultados apresentados deve-se ao fato da metodologia de cálculo do modelo computacional ser diferente da metodologia utilizada pelo ANSYS CFX 11.

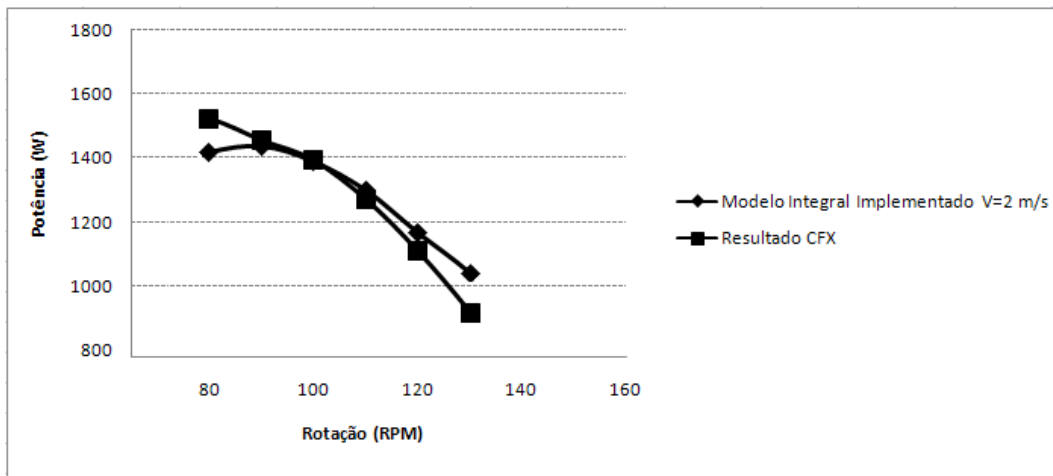


Figura 6.4 – Validação do modelo computacional.

Uma análise do escoamento é apresentada a seguir. Primeiramente, uma análise no campo de velocidade no canal foi realizada, figura 6.5.

Esta análise é justificada devido ao fato do campo de velocidade está relacionado à potência da máquina. Uma vez que, esta potência é consequência direta da diferença de energia cinética do fluido entre a entrada e a saída do rotor. Nota-se um aumento de velocidade, uma vez que, o canal está girando, fornecendo vorticidade longitudinal ao fluido e retirando energia cinética, gerando o torque e consequentemente potência.

CFX

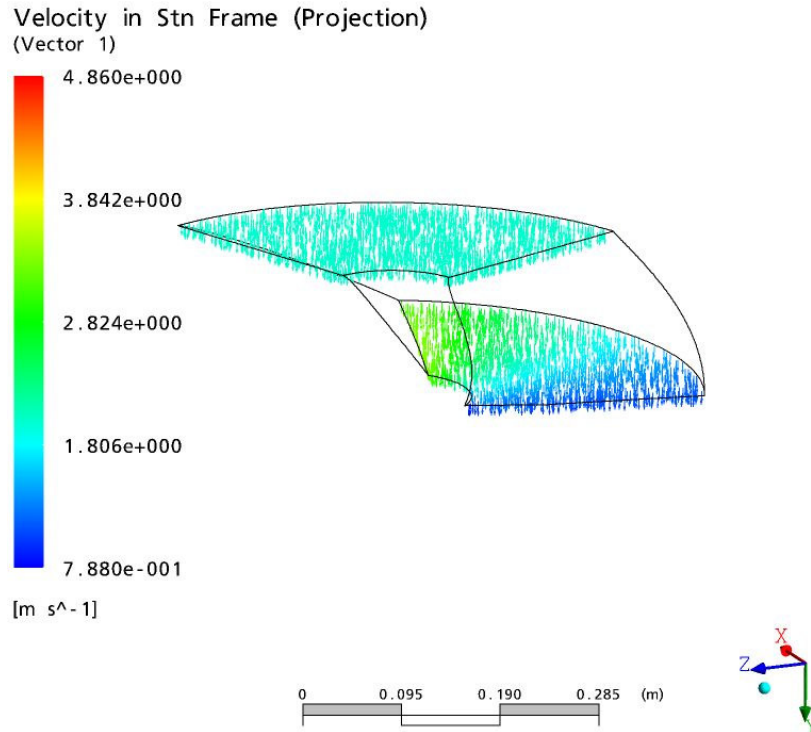


Figura 6.5 – Campo de velocidade – 100 rpm (ANSYS®).

A análise seguinte, figura 6.6, apresenta o campo de pressão na entrada e saída do canal entre pás. É possível observar que a pressão se mantém constante em quase todo o canal, devido ao fato deste ser curto e a variação inversamente proporcional à vazão de fluido. A variação apresentada na saída do canal ocorre por causa da mudança de direção do escoamento nesse local, de forma a seguir o contorno da pá.

O aumento da pressão à jusante incorre em decréscimo do valor da velocidade. Este aumento denota o trânsito da energia cinética do fluido que, inicialmente se converte em pressão para ser transmitido para as pás. Esta energia, por fim, é utilizada para a geração de energia por parte da turbina.

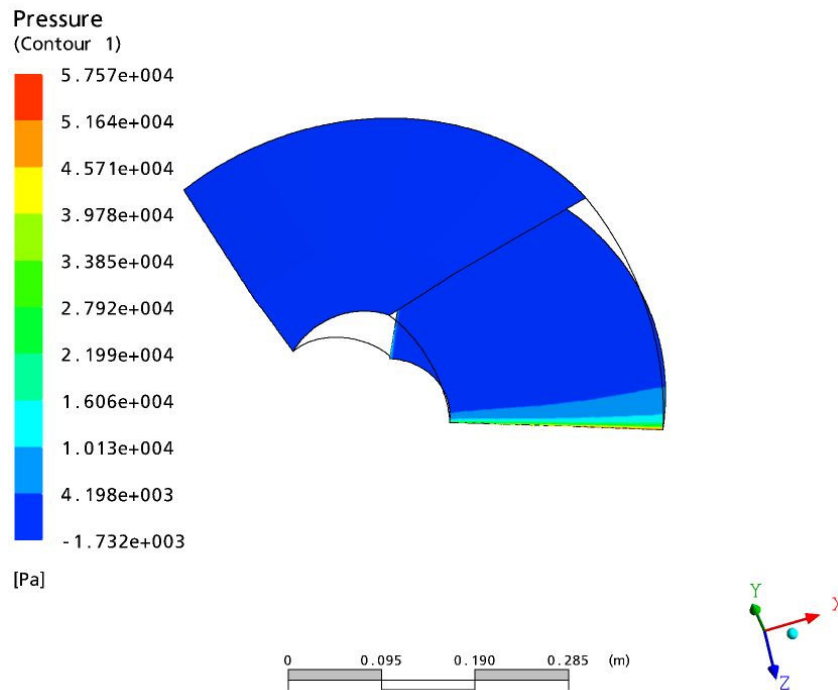


Figura 6.6 – Pressão de referência ao longo do canal entre pás – 100 rpm (ANSYS®).

A trajetória do escoamento no interior do canal é apresentada na figura 6.7, através das linhas de corrente. Nota-se que o escoamento segue o contorno das pás, não ficando evidentes regiões de recirculação, o que evidencia uma boa angulação da pá. Para se ter uma maior certeza sobre essa angulação, adota-se o parâmetro do descolamento como referência. Essa análise pode ser realizada através das linhas de cisalhamento apresentadas a seguir.

Finalizando a análise do escoamento, tem-se as linhas de cisalhamento, figura 6.8 e figura 6.9. Esta análise serve para identificar a ocorrência ou não de descolamento de camada limite. Como pode ser observado na figura a seguir o escoamento acompanha o canal formado entre as pás. Isto é um sinal de que a máquina opera em seu regime ótimo, não ocorrendo perdas de energia devido à vorticidade gerada por descolamento de camada limite. Neste regime ocorre a máxima produção de energia por parte da turbina. Este resultado permite inferir que o modelo implementado fornece resultados adequados para projeto.

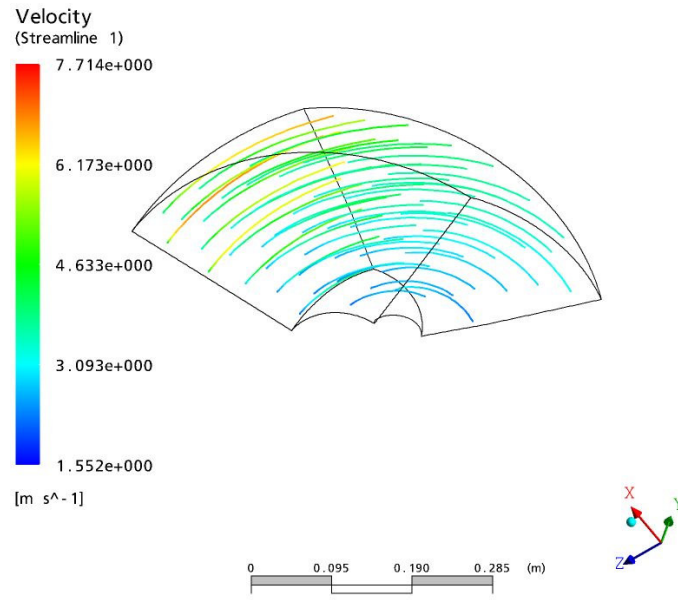


Figura 6.7 – Linhas de corrente - 100 rpm (ANSYS®).

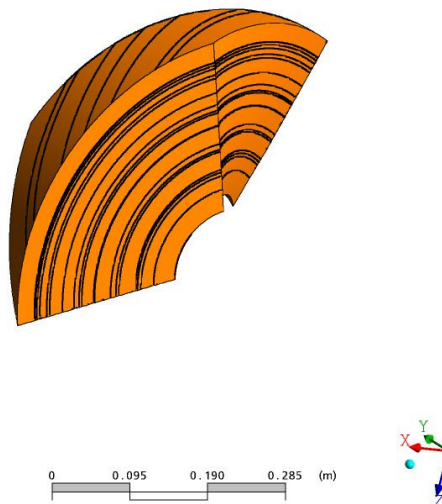


Figura 6.8 – Linhas de cisalhamento - 100 rpm (ANSYS®).

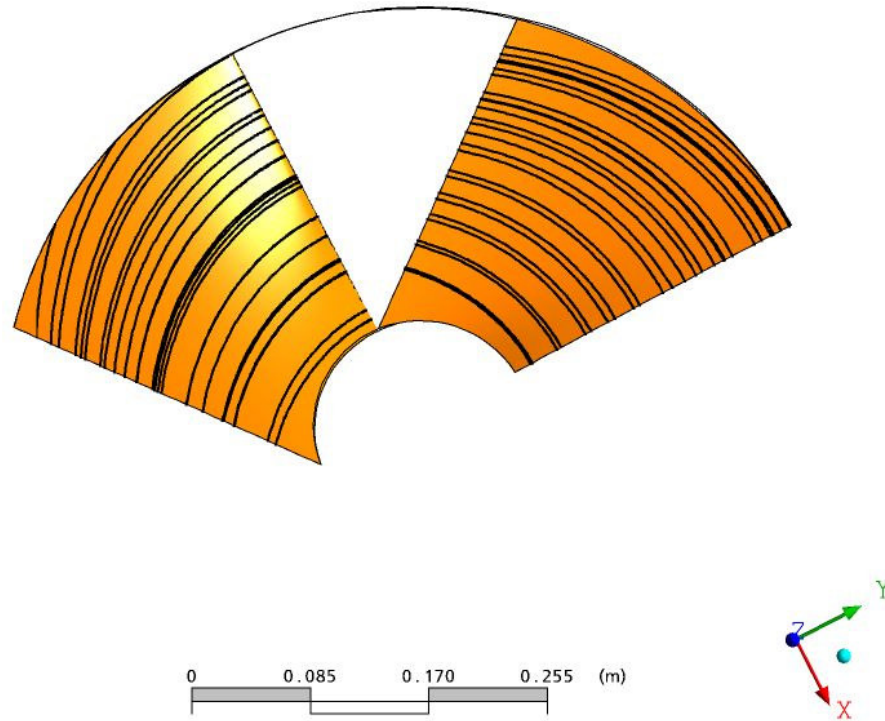


Figura 6.9 – Linhas de cisalhamento sobre a pá - 100 rpm (ANSYS®).

De acordo com os resultados apresentados acima, pode-se concluir que o modelo matemático implementado é capaz de reproduzir, com um bom grau de concordância, o comportamento intrínseco do rotor. Pelas curvas de potências geradas, observa-se que os resultados estão próximos aos valores esperados, havendo alguma divergência onde a metodologia do modelo teórico apresenta uma diferença na metodologia de cálculo, quando comparado ao cálculo do ANSYS CFX 11. O código ANSYS CFX tem como metodologia de cálculo a resolução discretizada das equações médias de Navier-Stokes (vide seção turbulência). Logo esta divergência deriva da metodologia de simulação utilizada pelo código, onde a malha e as condições de contorno exercem influência sobre o resultado.

6.2 MÁQUINA COM A PRESENÇA DO DIFUSOR

Os resultados do modelo computacional, representando o comportamento da turbina com a presença do difusor são apresentados a seguir.

Nos gráficos das figuras 6.9 e 6.10 são descritos os comportamentos do rotor com quatro pás (diâmetro externo de 0.6 m e interno de 0.15 m), instalado em uma carcaça com difusor de comprimento equivalente a 1D. Observa-se que a potência da máquina apresenta um decaimento em relação à potência encontrada para o modelo intrínseco, devido ao efeito de bloqueio no escoamento.

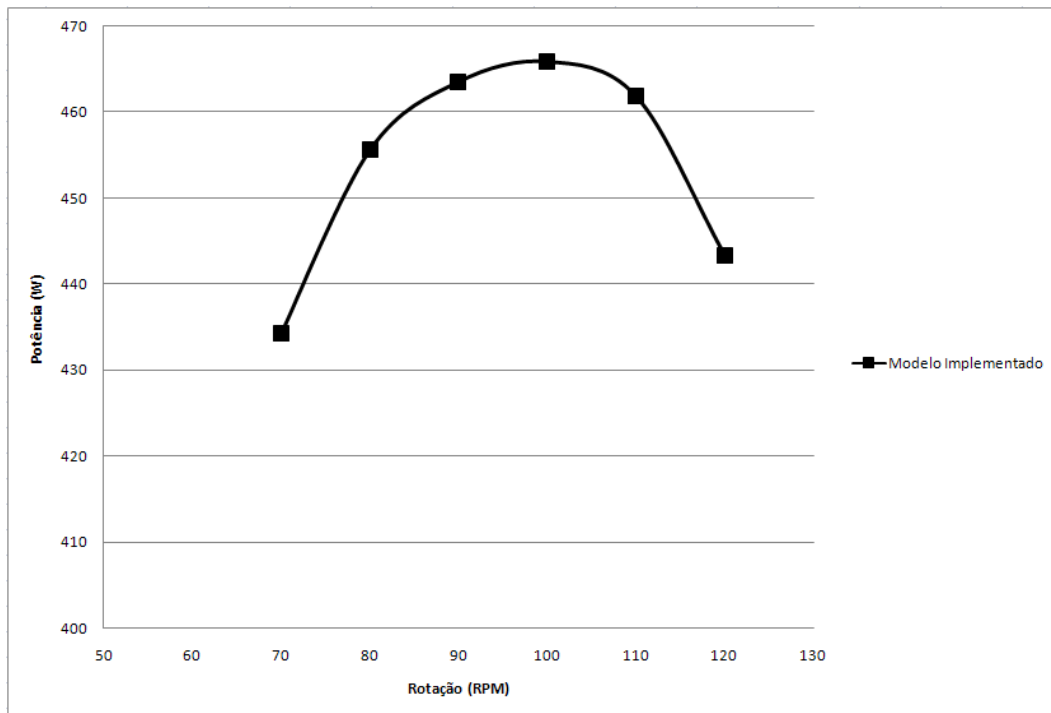


Figura 6.9 - Potência para o modelo com difusor.

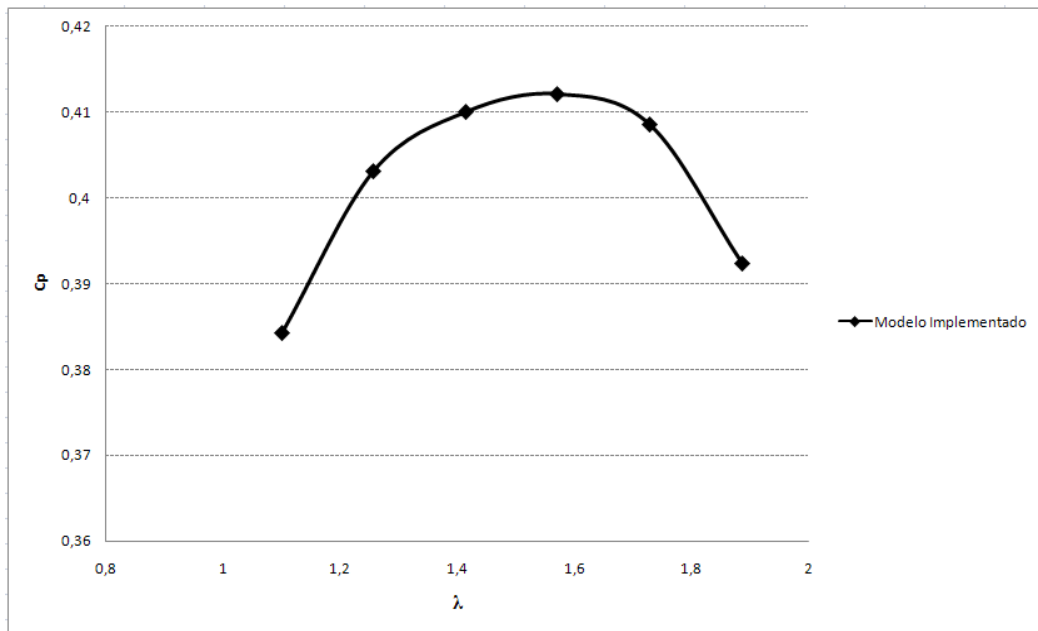


Figura 6.10 – Coeficiente de potência.

A validação dos resultados apresentados nas figuras acima foi realizada através do código comercial CFX 11 e é apresentada a seguir.

6.2.1 Detalhes da Simulação da Máquina Completa

Após a representação espacial dos componentes da turbina hidráulica, uma operação de subtração de primitivas sólidas foi efetuada, visando à obtenção de uma representação sólida do fluido, equivalente ao espaço vazio do desenho original. A partir deste sólido foi aplicado então o algoritmo de geração da malha não estruturada tetraédrica, figura 6.11, com 233097 nós e 1167427 elementos.

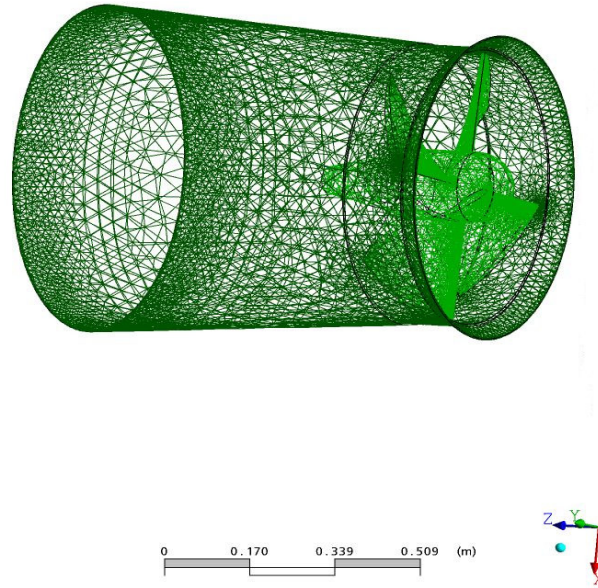


Figura 6.11 – Malha da máquina completa.

Assim como para o modelo intrínseco a simulação da máquina completa foi realizada em computadores Pentium 4 com 3.5 GHz e 2 GB de RAM, só que agora em processamento em modelo de cluster, isso é, associação de máquinas em rede trabalhando de forma paralela para a realização da simulação.

A figura 6.12 apresenta a comparação entre as curvas de potência x rotação obtidas tanto para a simulação através do modelo matemático implementado e descrito na seção 3.4, quanto para a simulação através do CFX 11. É possível observar uma boa concordância entre os resultados apresentados. Da mesma forma que a validação para o caso intrínseco, a diferença entre os dois gráficos se dá devido à diferença entre a metodologia de cálculo utilizada.

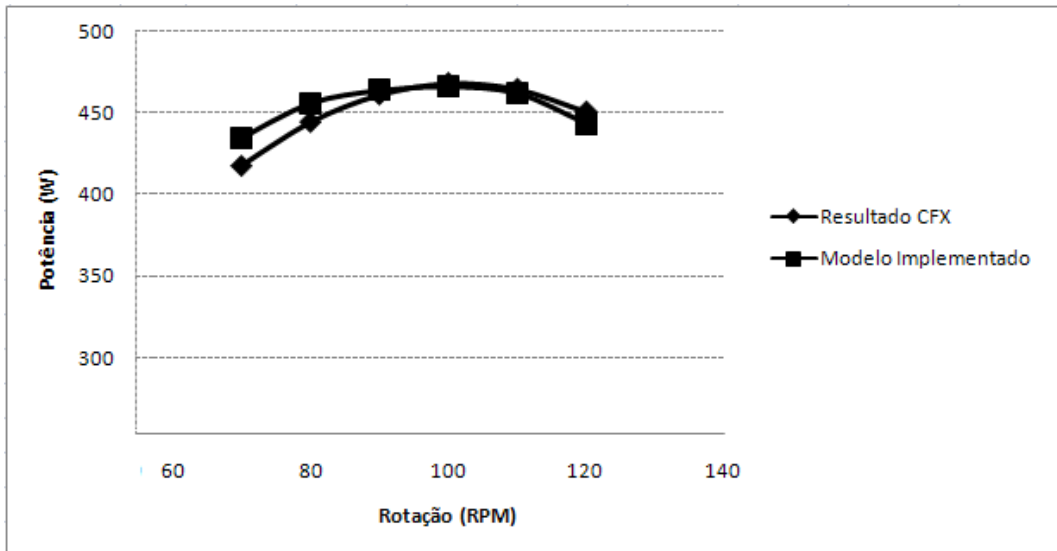


Figura 6.12 – Validação do modelo computacional referente à máquina completa.

O escoamento na turbina considerando a condição nominal do projeto da máquina ($V_0 = 2$ m/s e $N=100$ rpm) é analisado a seguir. Tais resultados são apresentados através da visualização das linhas de corrente e dos campos de velocidade e pressão.

A figura 6.13 apresenta a visualização das linhas de corrente 3D que fluem na direção da turbina. As cores destas linhas quantificam o valor da velocidade axial. É possível notar também nas figuras 6.14 e 6.15, que o arranjo geométrico proposto pelo difusor faz com que pouca desaceleração seja observada na entrada da turbina. Alinhando as linhas de corrente com o eixo da máquina.

A variação de pressão no escoamento é apresentada na figura 6.16. O efeito da sucção provocado pelo difusor pode ser claramente observado nesta visualização.

Pelas linhas de cisalhamento, figura 6.17, pode-se constatar a inexistência de regiões de escoamentos reversos, desfavorável ao comportamento hidrodinâmico da máquina.

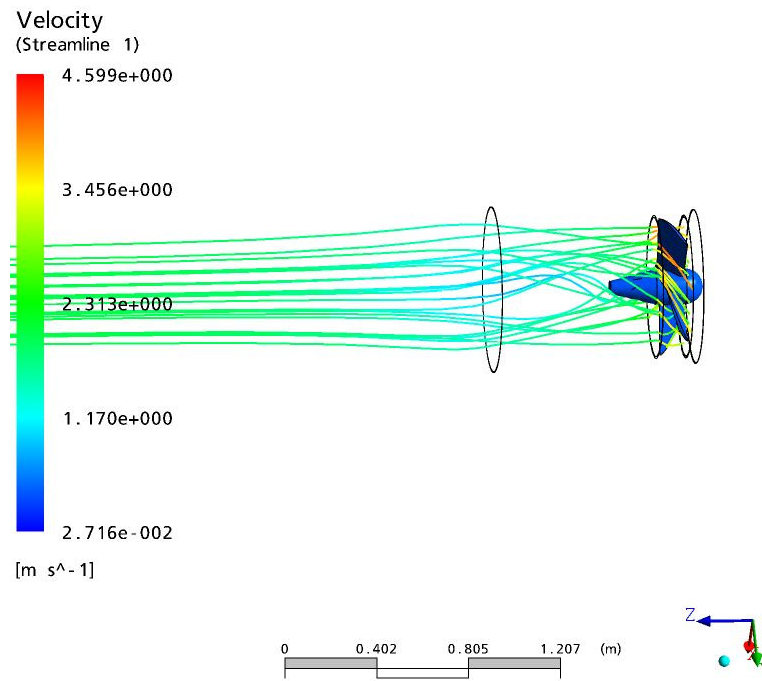


Figura 6.13 – Linhas de corrente.

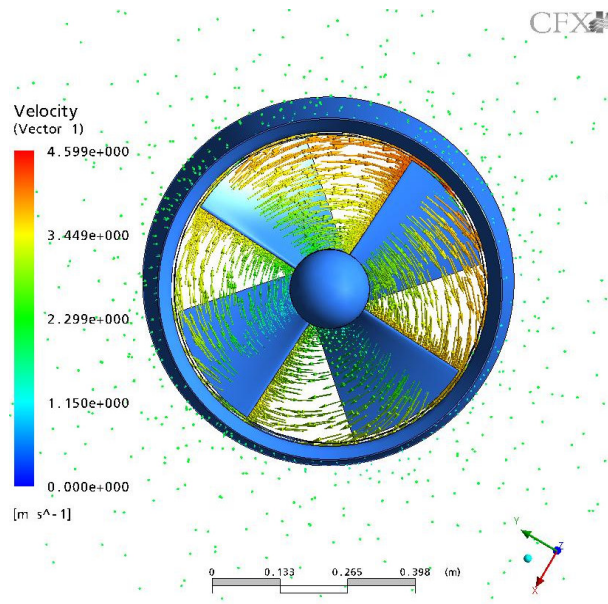


Figura 6.14 – Vetores de velocidade na entrada da turbina.

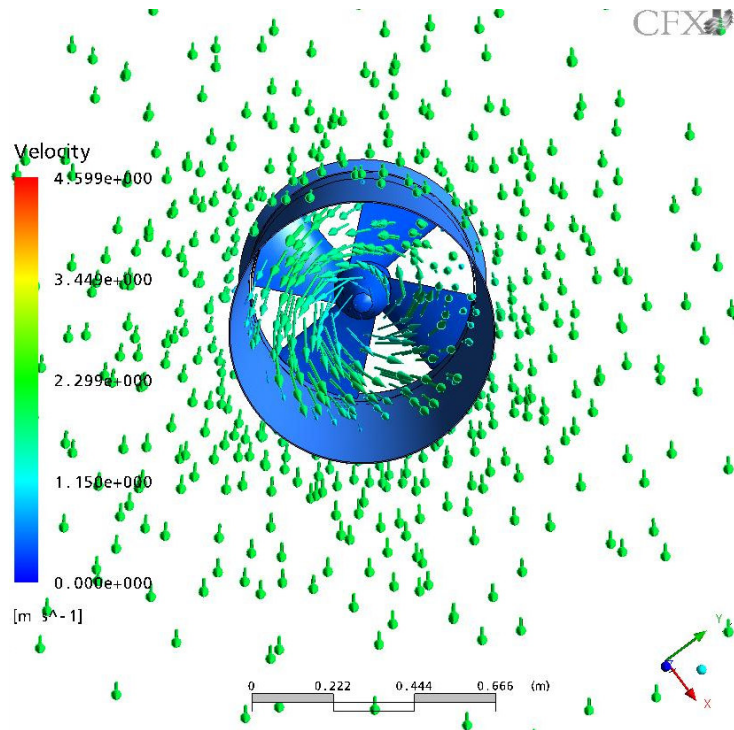


Figura 6.15 – Vetores de velocidade na saída da turbina.

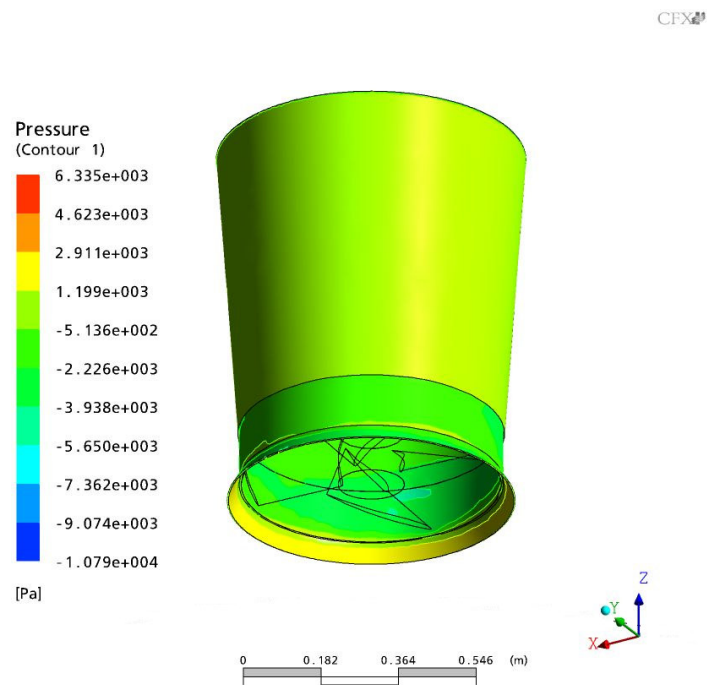


Figura 6.16 – Pressão sobre a carcaça.

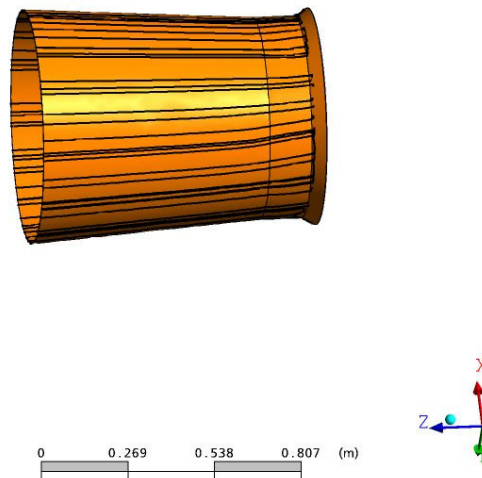


Figura 6.17 – Linhas de cisalhamento sobre a carcaça.

Assim, após esta análise da turbina hidrocínética é possível concluir que o modelo matemático implementado na seção 3.4 é capaz de reproduzir de forma satisfatória o comportamento desta turbina. Prevendo com razoável precisão a localização do máximo de potência dada uma velocidade e rotação da máquina. Esforços devem ainda ser previstos visando a melhoria deste modelo, considerando correções devido às perdas de forma mais elaborada e realista.

6.3 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO

Após a aplicação da otimização da geometria das pás do rotor, proposta no capítulo 4, novos resultados para o comportamento desta turbina foram encontrados e são analisados a seguir.

6.3.1 Máquina Completa com Algoritmos Genéticos

O algoritmo genético descrito na seção 4.3, foi executado com 50 indivíduos formando a população, uma probabilidade de mutação de 0.7, probabilidade de elitismos de 0.3 e

com a condição de parada através do número máximo de gerações igual a 100. Esta configuração foi escolhida devido ao fato de ter apresentado os melhores resultados.

Para a aplicação da otimização na pá é necessária a escolha da condição de projeto da máquina, isto é, a velocidade de rotação e do escoamento. Foram escolhidas duas velocidades de rotação (60 e 100 rpm), mantendo a velocidade do escoamento em $V_0 = 2$ m/s.

As figuras 6.18 e 6.19 apresentam o comportamento da nova geometria para as pás do rotor otimizada, com diâmetro externo de 0.6 m e interno de 0.15 m e com difusor de comprimento equivalente a 1D. É possível notar o ganho na potência produzida por esta nova combinação dos ângulos dos bordos de ataque e de fuga da pá, além da dimensão de corda para cada perfil.

Foram utilizadas velocidades de rotação de 60 e 100 rpm para a otimização, estas rotações foram escolhidas no intuito de se analisar o efeito da otimização para uma rotação mais baixa e para uma mais alta, onde se tem o melhor desempenho da máquina.

É possível notar pelos gráficos das figuras 6.18 e 6.19 o aumento da potência obtido com a geometria de pás otimizada. A potência máxima alcançada para a turbina hidrocínética passou de 465 W para 618 W (otimização a 100 rpm). Nota-se também que para todas as rotações as duas geometrias otimizadas apresentam melhores resultados quando comparadas ao modelo sem otimização.

O mesmo comportamento de ganho pode ser observado também no coeficiente de potência, sendo seu máximo modificado de 0,41 para 0,54 (otimização a 100 rpm).

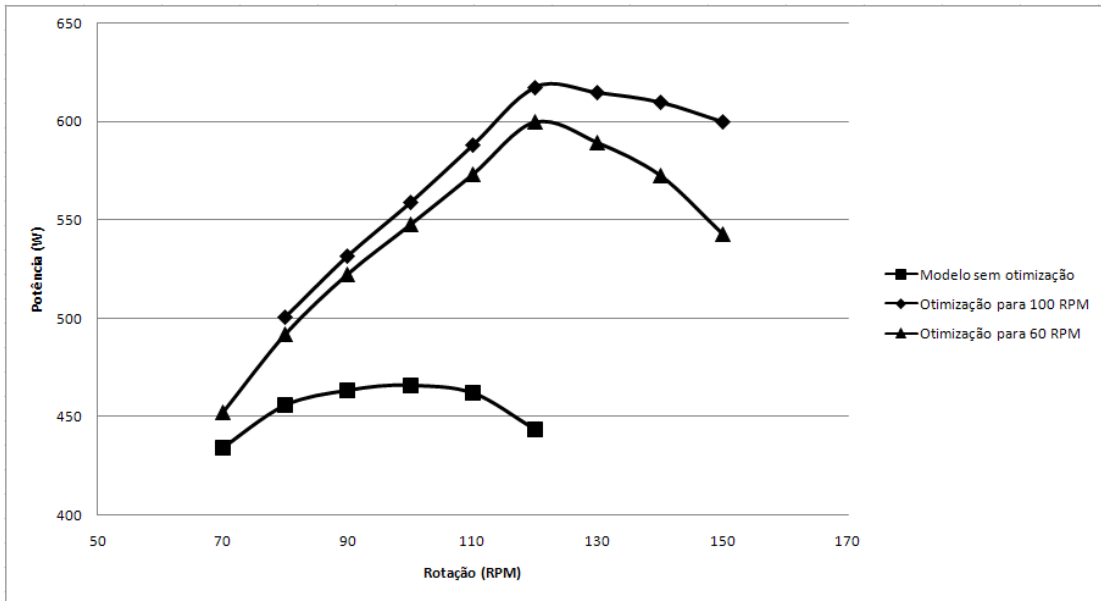


Figura 6.18 – Comparação entre a potência da máquina otimizada e sem otimização.

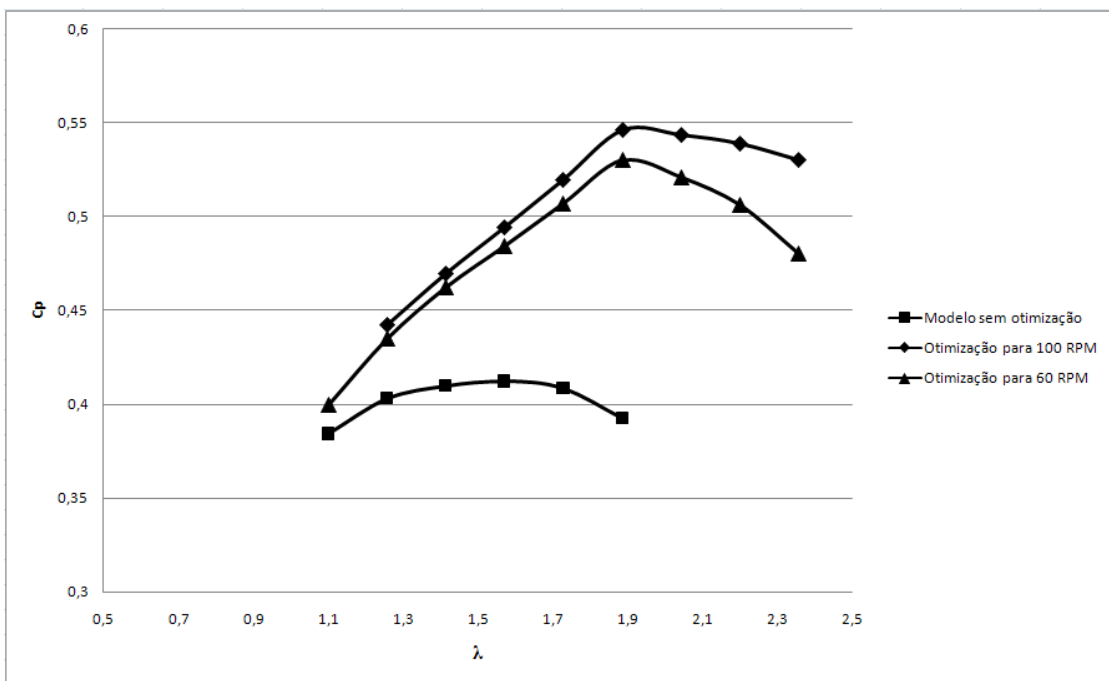


Figura 6.19 – Comparação entre o coeficiente de potência da máquina otimizada e sem otimização.

Observa-se que os resultados de potência e de coeficiente de potência mostram comportamentos parecidos quando comparados com os resultados sem otimização. Nota-se que o ponto ótimo de potência ocorre em torno de 120 rpm para os resultados otimizados, e em torno de 100 rpm para os resultados sem otimização. No caso do coeficiente de potência, o ponto ótimo ocorre para um valor de λ em torno de 1,7 para os resultados otimizados, e em torno de 1,6 para os resultados sem otimização. Os resultados apresentados acima comprovam a viabilidade da otimização das pás da turbina através de algoritmos genéticos.

6.3.2 Análise da Geometria Gerada pelo Algoritmo Genético

Com o intuito de analisar a geometria para as novas pás resultantes do processo de otimização e reconstrução (seção 4.4), simulações numéricas via o código comercial ANSYS CFX 11, foram realizadas.

A diferença na geometria das pás otimizadas em relação ao modelo sem otimização pode ser observado na figura 6.20. Notas-se o efeito provocado devido às modificações geométricas.

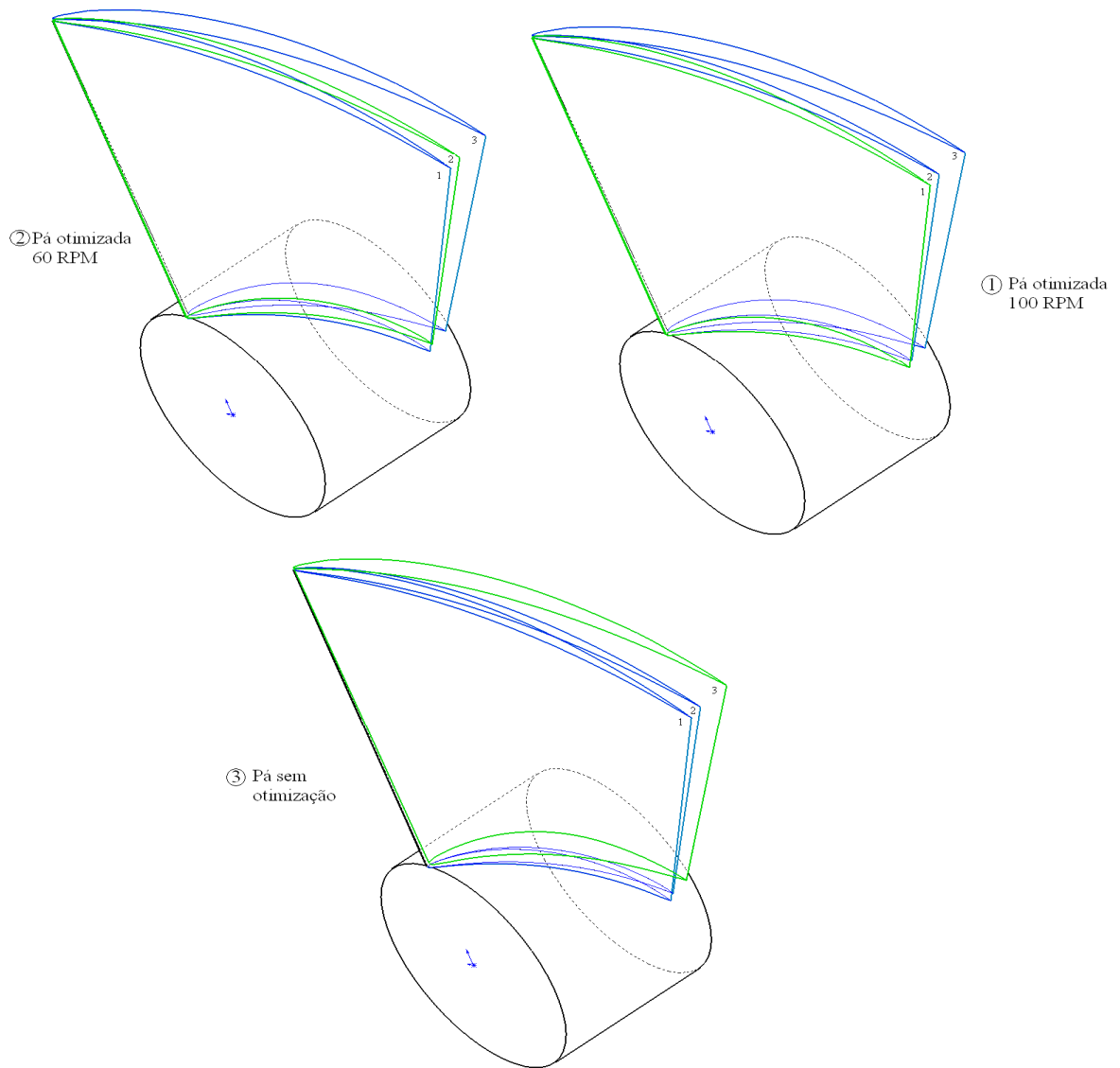


Figura 6.20 – Comparação entre as geometrias das pás – Desenho em CAD.

A aplicação do algoritmo genético para a otimização da turbina hidrocínética demonstrou ser um opção com alta viabilidade, sendo capaz de gerar diversas geometrias de forma ágil e relativamente simples. No entanto, a aplicação de um método, preferencialmente rápido e simples, para verificar os perfis otimizados era necessário. Sendo escolhida a simulação direta do canal entre pás gerado.

A metodologia de geração do canal entre pás e sua forma singular de simulação possui um grande potencial na otimização de turbinas devido a sua elevada redução no tempo de processamento.

Assim, uma análise do escoamento através das geometrias otimizadas das pás pode ser realizada.

As linhas de corrente apresentadas nas figuras 6.21 (pás otimizadas para 60 rpm) e 6.24 (pás otimizadas para 100 rpm), demonstram a trajetória seguida pelo escoamento ao longo do canal entre pás. Verifica-se que estas linhas seguem a direção deste canal sem desvios, demonstrando assim o adequado posicionamento da pá.

Este correto posicionamento e angulação das pás podem ser comprovados através da análise das linhas de cisalhamento, figuras 6.22 e 6.25 do canal entre pás, e figuras 6.23 e 6.26 com as linhas de cisalhamento sobre as pás, demonstrando o não descolamento do fluido.

CFX

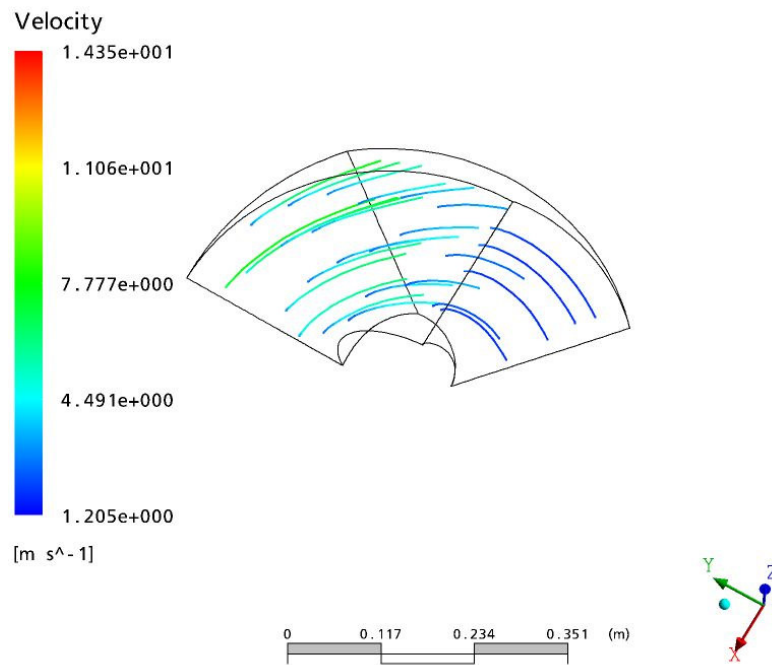


Figura 6.21 – Linhas de corrente - 60 rpm (ANSYS®).

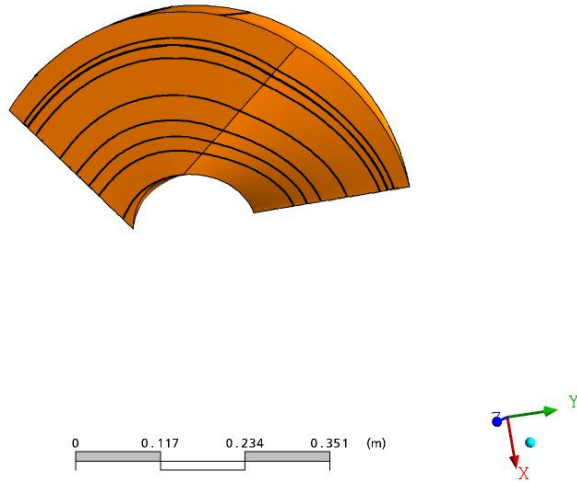


Figura 6.22 – Linhas de cisalhamento - 60 rpm (ANSYS®).

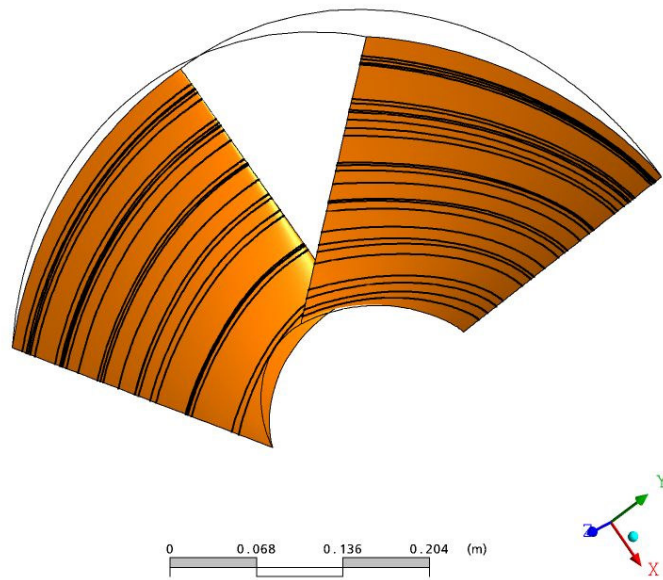


Figura 6.23 – Linhas de cisalhamento sobre a pá - 60 rpm (ANSYS®).

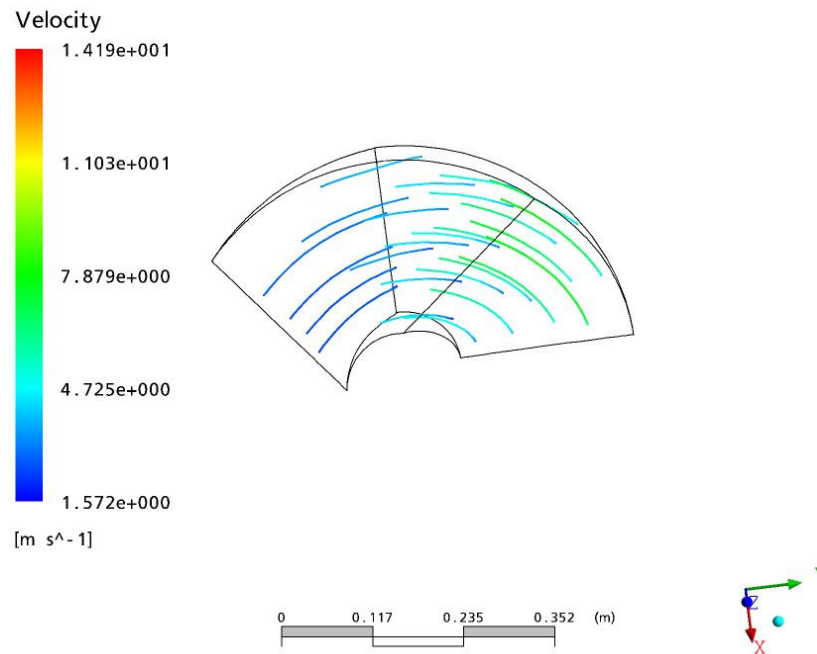


Figura 6.24 – Linhas de corrente - 100 rpm (ANSYS®).

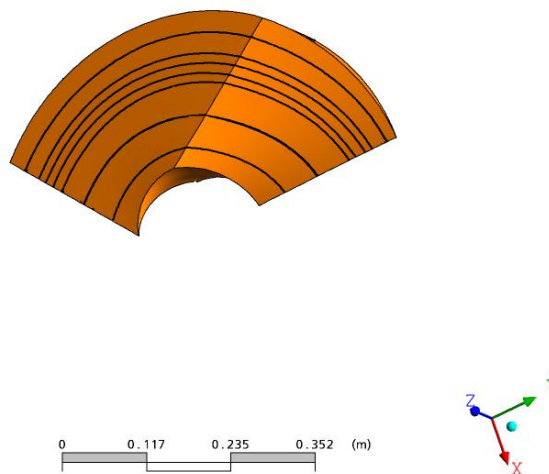


Figura 6.25 – Linhas de cisalhamento - 100 rpm (ANSYS®).

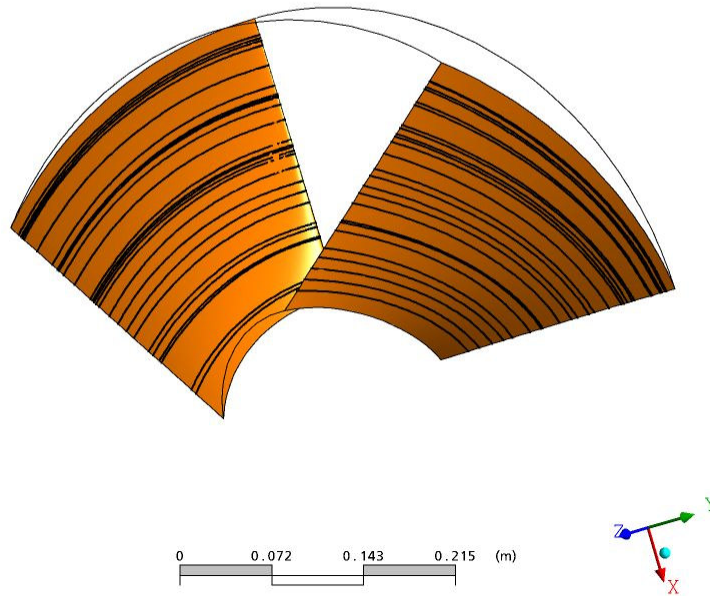


Figura 6.26 – Linhas de cisalhamento sobre a pá- 100 rpm (ANSYS®).

7 CONCLUSÃO.

O presente trabalho tem como finalidade a implementação, utilizando o Matlab 7.0 na plataforma Windows XP, de um modelo matemático capaz de descrever o comportamento da turbina hidrocínética. Esta definição permitiu o tratamento de dados de ensaios de desempenho, além da proposição de uma linha de desenvolvimento tecnológico do projeto hidrodinâmico do rotor.

Adicionalmente, uma avaliação sistemática do efeito da geometria da máquina, com a presença do difusor traseiro, foi realizada. Esta avaliação utiliza o modelo integral simplificado do escoamento na turbina.

Através da utilização do software comercial ANSYS-CFX 11, os resultados obtidos com a implementação do modelo matemático foram validados. Isto é, comprovou-se que o modelo matemático foi capaz de descrever com um bom grau de concordância o comportamento da turbina hidrocínética, tanto para o caso intrínseco do rotor, como para a associação do mesmo a um sistema de carcaça com difusor.

Posteriormente, uma otimização da turbina hidrocínética, utilizando para isso algoritmos genéticos, foi realizada. Os algoritmos genéticos enquadram-se na classe de técnicas de otimização que utilizam uma busca global no espaço de soluções, a fim de se encontrar a solução ótima do problema. No caso específico deste trabalho, a solução ótima é representada pela melhor combinação de corda, ângulos do bordo de ataque e de fuga dos perfis que compõem a pá.

A configuração do rotor influencia diretamente no rendimento global do sistema, uma vez que, este é o componente do sistema responsável por captar a energia cinética do escoamento e transformá-la em energia mecânica de rotação. As forças aerodinâmicas que atuam nas pás que compõem o rotor dependem da geometria da pá e do ângulo de ataque, formado entre a velocidade relativa do escoamento e o eixo da pá. Estes motivos demonstram a importância da otimização da geometria das pás do rotor.

O ganho de potência observado a partir das geometrias otimizadas, considerando a otimização para 100 rpm, chegou a 30% a mais que a geometria sem otimização.

As novas geometrias oriundas do processo de otimização foram validadas utilizando a técnica do canal entre pás, através do código comercial ANSYS-CFX 11. A análise através das linhas de corrente e linhas de cisalhamento demonstraram a viabilidade do método de otimização e de reconstrução dos perfis das pás.

Concluindo, tem-se que o código implementado demonstrou ser capaz de descrever o comportamento da turbina. O algoritmo genético foi capaz de gerar geometrias otimizadas, melhorando o desempenho da turbina hidrocínética. Atingindo assim, os objetivos propostos para este trabalho.

Para trabalhos futuros é sugerida:

- Estudos experimentais do modelo desenvolvido a partir da otimização, com protótipos em tamanho real;
- Otimização do difusor;
- Validação da metodologia matemática utilizada, para outras turbinas axiais, permitindo a otimização das mesmas; e
- Elaboração de um novo código, com outros tipos de cruzamento, para a comparação dos resultados.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- Ahmed, Q., Krishnakumar, K.; Neidhoefer (1996).” J. Applications of evolutionary Algorithms to Aerospace Problems – A Survey”. Computational Methods in Applied Sciences’96, John Wiley & Sons, pp. 237-242.
- Arora, J.S. (1989). “Introduction to optimum design”. MacGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- Bäck, T. e Schwefel, H. (1993). “An overview of evolutionary algorithms for parameter optimization”. Evolutionary Computation, v. 1, n. 1, p. 1-23.
- Bahaj A. S. & Meyers, L. E., (2003). “Fundamentals applicable to the utilisation of marine current turbines for energy production”. Renewable Energy 28, 2205–2211.
- Barcelos J. C. H., (200). “Algoritmos Genéticos Adaptativos: Um estudo comparativo”. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Dissertação de Mestrado.
- Betz, A. (1926), Wind Energy und ihre Ausnutzung durch Windmuehlen.
- Bonabeau, E.; Dorigou, M; Theraulaz, G. (2000). “Inspiration for optimization from social insect behavior”. Nature, v. 406, p. 39-42.
- Brasil A.C.P.J., Salomon L. R. B, Els R. V., (2006). “A New Conception of Hydrokinetic Turbine for Isolated Communities in Amazon”, IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Recife, Brasil.
- Brasil A. C. P., Salomon L. R. B., (2006). “A Contribution for the Hydrodynamical Design and Analysis of Hydrokinetic Axial Turbines”, 11 Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering- ENCIT.
- Burton T., Sharpe D., Jenkins N. and Bossanyi E., (2001). “Wind Energy Handbook”, John Wiley & Sons, LTD., 615 p.
- Corrêa, E. (2000). “Algoritmos Genéticos e Busca Tabu Aplicados ao Problema das PMedianas”. Dissertação de M.Sc., Universidade Federal do Paraná.
- Crain, T.; Bishop, R.H.; Fowler, W. (2000). “Interplanetary flyby mission optimization using a hybrid global-local search method”. Journal os Spacecraft and Rockets, v. 37, n. 4, p. 468-474, 2000.
- Cruz R.W.A., (2005). “Micro-Geração de Eletricidade em Pequenas Comunidades Isoladas da Amazônia com Grupos-Geradores Hidrocinéticos e Grupo Dieselétrico”, Technical Articles, PCH Noticias e SPH News.

- Davis, L.D.; De Jong, K.; Vose, M.D.; Whitley, L.D. (1999). ed. "Evolutionary algorithms". New York: Springer-Verlag, the IMA Volumes in Mathematics and its Applications, v. 111.
- Deb, K. and Beyer, H.G. (2001). "Self-Adaptive Genetic Algorithms with Simulated Binary Crossover". *Evolutionary Computation Journal*, 9 (2), 197--221.
- Desai, R.; Patil, R. SALO, (1995). "Combining simulated annealing and local optimization for efficient global optimization". Los Alamos National Laboratory, Technical Report, TR LA-95-2862.
- Dorigo, M.; Stützle, T., (2000). "The ant colony optimization metaheuristic: Algorithms, applications, and advances". Technical report IRIDIA-2000-32.
- Eldred, M.S., (1998). "Optimization strategies for complex engineering applications". Albuquerque: SANDIA Report, SAND98-0340, UC-705.
- Els R.H.V., Campos C., Henriques A.M. and Balduino L., (2003). " Hidrokinetic Turbine for Isolated Villages", X Encontro Latino Americano e do Caribe em Pequenos Aproveitamentos Hidroenergéticos, Poços de Caldas, Minas Gerais, Brasil.
- Franceschetti, A.; Zunger, A., (1999). " The inverse band-structure problem of finding na atomic configuration with given electronic properties". n, v. 402, p. 60-63.
- Freeman, J.A; Skapura, I., (1991). "Neural networks: algorithms, applications and programming techniques". New York: Addison-Wesley.
- Giles, M.B. (1997). "Aerospace design: a complex task". VKI Lecture course on inverse design. Oxford: Oxford University Computing Laboratory, Report n. 97/07.
- Goldberg, D.E., (1989). "Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning". New York: Addison-Wesley Publishing, 1989.
- Gorban, A. N., Gorlov, A. M. & Silantsev, V. M. (2001), "Limits of the turbine efficiency for free fluid flow", *ASME J. of Energy Resources-Technology* 123, 311–317.
- Gorlov, A. M. (1995), "The helical turbine: A new idea for low-head hydropower", *Hydro Rev.* 14, 44–50.
- Guerra, D. R. S. & Mesquita, A. L. A. (1997), "Development and testing of small darrieus-type turbine for tidal current in the mouth of the amazon", in '14th Braz. Congress of Mech. Eng.'.
- Henn, E. A. L., (2001). "Máquinas de Fluido", Editora UFSM, 476p.
- Herrera, F.; Verdegay J.L., (1995). "Tuning Fuzzy Logic Controllers by Genetic Algorithm". *International journal of Approximate reasoning*, 12, pp. 299-315.

- Holland, John H., (1975). "Adaptation in Natural and Artificial Systems". Ann Arbor:University of Michigan Press.
- Inagaki, A., Kanemoto, T., Yonayama, Y. & Maruyama, M. (2004), "Proposition of gyro-type hydraulic turbine to coexist with natural ecosystem", in 'Proc. of 22th IAHR Symp.Hydraulic Machines and Systems'.
- Ingber, A.L., (1996). "Adaptative simulated annealing (ASA): Lessons learned". Control and Cybernetics, v. 25, n. 1, p. 33-54.
- Jilla, C.D.; Miller, D.W., (2001). "Assessing the performance of a heuristic simulated annealing algorithm for the design of distributed satellite systems". Acta Astronautica, v. 48, n. 5-12, p. 529-543.
- Johnson, R.C., (1978). "Mechanical design synthesis – Creative design and optimization". Second Edition. Robert E. Krieger Publishing Company.
- Jones, B.R.; Crossley, W.A.; Lyrantzis, A., (2000). "Aerodynamic and aeroacoustic optimization of rotocraft airfoils via a parallel genetic algorithm". Journal of Aircraft, v. 37, n. 6, p. 1088-1096.
- Jong, K. A. D. (1975). "An Analysis of the Behaviour of a Class of Genetic Adaptive Systems", PhD thesis, Universidade of Michigan.
- Kanemoto, T., Misumi, H., Uno, M., Kashiwabara, T., Akaike, S., Nemoto, M., (2002). "Development of New type hydraulic turbine suitable for shallow stream", 21 Simpósio IAHR, Lausanne – Suíça.
- Kiho, S., Shiono, M. & Suzuki, K. (1996), "The power generation from tidal currents by darrieus turbine", in 'Proc. of World Renewable Energy Conference', pp. 1242–1245.
- Kirke B., (2003). "Developments in ducted water current turbines". School of Engineering, Griffith university, Austrália.
- Kirkpatrick, S.; Gellat Jr., C.D.; Vecchi, M.P., (1983). "Optimizing by simulated annealing". Science, v. 220, n. 4598, pp. 671-680.
- Lakshminarayana, B. (1995), "Fluid Dynamics and Heat Transfer in Turbomachinery", J. Wiley.
- Linden, R., (2006). "Algoritmos Genéticos – Uma importante ferramenta da inteligência computacional". Rio de Janeiro.
- Lula F.A.C.M., Brasil A.C.P.J., Salomon L.B.R., Noguera R. and Guad P.M., (2006). "Experimental Study of a New Design of Hydrokinetic Turbine". IV Congresso nacional de Engenharia Mecânica, Recife, Brasil.

- Macintyre A.J., (1983). “Máquinas Motrizes Hidráulicas”. Editora Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 649 p.
- Mesquita, A. L. A., Blanco, C. J. & Gouveia, M. S. (2000), “Análisis hidrodinámica de rotores axiales para uso de energia cinética de los rios”, *Revista Información Tecnológica del Chile* 11.
- Mesquita, A. L. A., Serra, C. M. V. & Cruz, D. O. A. (1999), “A simplified method for axial-flow turbomachinery design”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 21, 61–70.
- Michalewicz, Z.; Fogel, D.B., (2000). “How to solve it: Modern heuristics”. Berlin: Springer-Verlag publishing.
- Mognon V. R., (2004). “Algoritmos Genéticos Aplicados na Otimização de Antenas”, UFPR, Dissertação de Mestrado.
- Nascimento M.V.G., Vieira L.S.R., Araújo M.R.O.P., Sá A.L., Pinheiro C.J.C., Costa S. F., Domingues P.C., Sadi J.C., Freire A.P.S., Almeida S.C.A., Nascimento J.A.S., Pedro, C.W.M. and Morita M.M., (1997). “Implantação de Sistemas de Geração Alternativa na Região Norte”, Grupo de Estudo de Produção Térmica e Fontes Não Convencionais (GPT), Belém, Brasil.
- Oliveira T.F. and Souza F.M., (2006). “Estudo Experimental de um Modelo Reduzido de Turbina Hidrocinética”, Projeto Final, Universidade de Brasília, Brasília, Brasil.
- Paish O., (2002). “Small hydro power: technology and current status, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*”.
- Pardalos, P.M.; Romeijn, H.E. (ed)., (2001). “Handbook of global optimization”. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers.
- Ponta, F. & Dutt, G. S. (2000), “An improved vertical-axis water-current turbine incorporating a channelling device”, *Renewable Energy* 20, 223–241.
- Rahmat-Samii Y., Michielssen E., (1999). “Electromagnetic Optimization by Genetic Algorithms”. John Wiley & Sons.
- Rai, M.M.; Madavan, N.K., (2000). “Aerodynamic design using neural networks”. *AIAA Journal*, v. 38, n.1, p. 173-182.
- Reklaitis, G.V., Ravindran, A. Ragsdell, K.M., (1983). “Engineering optimization – Methods and applications”. New York: John Wiley and Sons.
- Salter, S. H. (1998), “Proposal for a large, vertical-axis tidal-stream generator with ring-cam hydraulics”, in ‘Proc 3rd European Wave Energy Conf’.

- Silva A. J. M., (2005). "Implementação de um Algoritmo Genético Utilizando o Modelo de Ilhas", COPPE/UFRJ. Dissertação de Mestrado.
- Silva Freire, A. P., (2002). "Equações do Movimento e Resultados Assintóticos Aplicados à Teoria de Camada Limite". In A. P. S. Freire, P. Menut, and J. Su (Eds.), Turbulência, Volume 1, pp. 49-99. ABCM, Rio de Janeiro.
- Sirinvas M., Patnaik L. M., (1994). "Adaptative Probabilities of Crossover and Mutation in Genetic Algorithms". IEEE - Transactions on Systems, Mans and Cybernetics, V. 24, n. 4, p. 656-667.
- Sousa F. L., (2003). "Otimização Extrema Generalizada: Um novo Algoritmo Estocástico para o Projeto Ótimo". INPE. Tese de Doutorado, São José dos Campos.
- Spears, W. M., Jong, K. A. D., Back, T., Fogel, D. B. & Garis, H. (1993). "An overview of evolutionary computation", European Conference on Machine Learning, pp. 442-459.
- Tiago-Filho G.L., (2003). "The state of art of Hydrokinetic power in Brazil. Inovative small Hydro Technologies", Buffalo, New York USA.
- UEK (2005). cap. in January - <http://uekus.com>.
- Vanderplaats, G.N., (1998). "Numerical optimization techniques for engineering design". Colorado Springs: Vanderplaats Research & Development, 2d edition.
- Vicini, A.; Quagliarella, D., (1999). "Airfoil and wing design through hybrid optimization strategies". AIAA Journal, v. 37, n. 5, p. 634-641.
- Wang, X.; Damodaran, M., (2001). "Aerodynamic shape optimization using computational fluid dynamics and parallel simulated annealing". AIAA Journal, v. 39, n. 8, p. 1500-1508.
- Wield, D.J., (1978). "Globally optimal design". New York: John Wiley & Sons.
- Wismer, D.A.; Chattergy, R., (1979). "Introduction to Nonlinear Optimization". North-Holland Publishing Company.
- Wolpert, D.H.; Macready, W.G., "No Free Lunch Theorems for Search", Santa Fe Institute Technical Report, SFI-TR-95-02-010.
- Yepes I., (2000). "Algoritmos Genéticos (AG's)". Disponível em: <<http://www.geocities.com/igoryepes/visualizar2.htm> >. Acessado em: 19 de Setembro de 2007.
- Youhua, L.; Kapania, R.K., (2001). "Equivalent skin analysis of wing structures using neural networks". AIAA Journal, v. 39, n. 7, p. 1390-1399.